

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,  
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**О. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. О. Васильченко**

## **ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ**

**Запоріжжя  
2012**

УДК 621.73(075.8)  
ББК 34.62  
Я-35

Гриф надано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту  
України (Лист Міністерства освіти, науки, молоді та спорту  
України №1/11–597 від 18.01.2012 р.)

### **Рецензенти:**

*Алієв І. С.*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри  
ОМТ Донбаської державної машинобудівної академії

*Рей Р. І.*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри  
ОМТ і зварювання Східноукраїнського національного університе-  
ту ім. Володимира Даля

*Драгобецький В. В.*, доктор технічних наук, професор, завідувач  
кафедри технології машинобудування Кременчуцького націона-  
льного університету ім. Михайла Остроградського

**Явтушенко О. В., Глебенко А. В., Васильченко Т. О.**

Я-35 Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Курсове  
проектування. Навчальний посібник. Запоріжжя : вид-во  
ЗНТУ, 2012. – 436 с.

ISBN 978-617-529-056-9

У навчальному посібнику розглянуті питання проектування та розрахунку  
кривошипних пресів. Приведені розрахункові залежності, довідкові дані та мето-  
дичні вказівки, необхідні для проектування кривошипних пресів та їх вузлів. Всі  
розрахунки супроводжуються прикладами розрахунків реальних пресів.

Посібник призначений для студентів, які навчаються по спеціальності  
8.05050203 «Обладнання та технології пластичного формування конструкцій ма-  
шинобудування» при виконанні курсового та дипломного проектування.

Може бути корисним для інженерно-технічних працівників.

УДК 621.73(075.8)  
ББК 34.62

ISBN 978-617-529-056-9 © Явтушенко О. В., Глебенко А. В.,  
Васильченко Т. О., 2012  
© Запорізький національний  
технічний університет (ЗНТУ),  
2012

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА .....	7
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ	
1.1. Завдання на курсовий проект .....	9
1.2. Зміст курсового проекту .....	10
1.3. Методичні вказівки по виконанню курсового проекту .....	12
1.4. Позначення конструкторських розробок .....	16
1.5. Розробка технічного завдання .....	16
1.6. Захист курсового проекту .....	17
РОЗДІЛ 2. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ	
2.1. Вибір і обґрунтування структурної і кінематичної схеми преса .....	20
2.2. Кінематичний синтез і аналіз головного виконавчого механізму преса.....	23
2.2.1. Синтез кривошипно-повзунного механізму .....	24
2.2.2. Синтез кривошипно-колінного механізму .....	29
2.2.3. Кінематичний аналіз кривошипно-повзунного механізму .....	31
2.2.4. Кінематичний аналіз кривошипно-колінного механізму .....	40
2.3. Розподіл загального передатного відношення .....	45
РОЗДІЛ 3. СТАТИКА ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ	
3.1. Статика кривошипно-повзунного механізму .....	52
3.2. Заклинювання кривошипно-повзунного механізму .....	53
3.3. Статика кривошипно-колінного механізму .....	58
РОЗДІЛ 4. ЕНЕРГЕТИКА ПРЕСА	
4.1. Витрати енергії в приводі кривошипного преса .....	60
4.1.1. Витрати енергії на вмикання та холості переміщення механізмів .....	60
4.1.2. Витрати енергії на робочий хід .....	63
4.2. Визначення потужності двигуна і моменту інерції маховика .....	90
4.3. Коефіцієнти корисної дії кривошипного преса .....	101
4.4. Графік роботи спроможності преса .....	103
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ	
5.1. Проектування повзунів .....	106
5.2. Розрахунок повзунів одно кривошипних пресів без додаткових напрямних .....	108

5.3. Розрахунок повзунів з додатковими напрямними .....	109
5.4. Розрахунок повзунів горизонтальних пресів з додатковими напрямними .....	117
5.5. Розрахунок повзунів двох- і чотирьокривошипних пресів .....	120
5.6. Проектування і розрахунок напрямних повзуна .....	127
5.7. Проектування і розрахунок шатунів .....	135
5.7.1. Розрахункові зусилля, що діють на шатун .....	135
5.7.2. Розрахунок стрижня шатуна на статичну міцність .....	137
5.7.3. Розрахунок стрижня шатуна на витривалість .....	138
5.7.4. Перевірка нарізки шатуна .....	139
5.7.5. Розрахунок з'єднань шатунів з повзунами .....	141
5.8. Розрахунок і конструювання головного валу .....	150
5.8.1. Класифікація головних валів .....	150
5.8.2. Методи розрахунку головних валів .....	151
5.8.3. Допустимі зусилля по міцності головного вала .....	153
5.9. Питомі зусилля в парах ГВМу .....	175
РОЗДІЛ 6. ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ	
6.1. Структура і кінематичні схеми приводів .....	181
6.2. зубчасті передачі .....	184
6.3. Зусилля, що допускається міцністю зубчастих передач .....	187
6.3.1. Мінімальний крутильний момент .....	188
6.3.2. Перевірка за припустимою пластичною деформацією зубів колеса .....	189
6.3.3. Перевірка зубів колеса або шестерні на вигин за міцністю на втому .....	193
6.3.4. Перевірка витривалості поверхонь зубів колеса .....	198
6.4. Умови міцності і графіки припустимих зусиль .....	204
6.5. Клиноремінні передачі .....	206
6.6. Розрахунок приймальних і проміжних валів .....	216
6.7. Розрахунок підшипників прийомних і проміжних валів .....	227
6.8. Розрахунок планетарного приводу кривошипних пресів .....	230
РОЗДІЛ 7. РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ І ГАЛЬМ	
7.1. Передумови розрахунку .....	236
7.2. Проектувальний розрахунок муфти і гальма .....	237
7.2.1. Вибір типу муфти і гальма .....	237
7.2.2. Вибір матеріалу пари тертя .....	238
7.2.3. Розрахунковий момент муфти .....	243
7.2.4. Розрахунковий момент гальма .....	244
7.2.5. Визначення середнього радіуса тертя .....	245
7.2.6. Визначення параметрів тертя .....	248
7.2.7. Визначення товщини дисків .....	250

7.2.8. Визначення параметрів вставок .....	252
7.2.9. Визначення розмірів пневматичного циліндру .....	253
7.2.10. Розрахунок відвідних пружин муфти .....	255
7.2.11. Розрахунок пружин гальма .....	256
7.3. Перевірочний розрахунок муфти .....	266
7.3.1. Розрахунковий момент муфти .....	266
7.3.2. Тиск на поверхнях тертя .....	268
7.3.3. Розрахунковий тиск стиснутого повітря .....	268
7.3.4. Перевірка пружин муфти .....	270
7.3.5. Перевірка кріпильних болтів .....	270
7.3.6. Перевірка вставок і шліців на зминання .....	271
7.3.7. Визначення коефіцієнта запасу зчеплення .....	272
7.4. Перевірочний розрахунок гальма .....	280
7.4.1. Розрахунковий момент гальма .....	280
7.4.2. Тиск на тертьових поверхнях .....	281
7.4.3. Умова забезпечення заданого кута гальмування .....	281
7.4.4. Дійсний кут гальмування .....	282
7.4.5. Перевірка пружин гальма на довговічність .....	284
7.4.6. Перевірка тиску за умовою розгальмовування .....	284
7.4.7. Перевірка вставок і шліців на зминання .....	284
7.5. Перевірка муфт і гальм на працездатність .....	284
7.6. Визначення приведенного терміну служби фрикційних матеріалів .....	286
7.7. Спрощений розрахунок пневматичної системи керування ....	297
7.7.1. Обсяг ресивера муфти і гальма .....	297
7.7.2. Розрахунок прохідних перетинів .....	298

## РОЗДІЛ 8. РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СТАНИН

8.1. Розрахунок станин відкритих пресів .....	306
8.2. Розрахунок цільних станин закритих пресів .....	318
8.3. Розрахунок складених станин закритих пресів .....	337
8.3.1. Визначення кількості шпильок і їхнього розміру .....	337
8.3.2. Розрахунок поперечного перерізу стійок .....	240
8.3.3. Визначення параметрів затягнутого перетину .....	342
8.3.4. Перевірка міцності шпильок .....	345
8.3.5. Перевірка міцності стійок .....	345
8.3.6. Перевірка міцності траверси і столу преса .....	346
8.3.7. Загальна деформація станини .....	347

## РОЗДІЛ 9. РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ДОПОМІЖНИХ ВУЗЛІВ ПРЕСА

9.1. Розрахунок виштовхувачів .....	362
9.2. Розрахунок притискних пристроїв .....	363
9.3. Розрахунок механізму регулювання закритої висоти .....	370

9.4. Розрахунок механізму регулювання ходу повзуна .....	373
9.5. Розрахунок гальма маховика .....	375
9.6. Розрахунок врівноважувача повзуна .....	376
9.7. Розрахунок запобіжних пристроїв .....	379
9.8. Розрахунок клинового столу КГШП .....	389

## ДОДАТКИ

Додаток 1. Перелік стандартів на кривошипні преси .....	395
Додаток 2. Основні параметри ГВМу і приводу кривошипних пресів .....	397
Додаток 3. Технічні параметри асинхронних електродвигунів з короткозамкнутим ротором серії А4 .....	401
Додаток 4. Технічні параметри асинхронних електродвигунів з короткозамкнутим ротором і підвищенням ковзанням .....	403
Додаток 5. Технічні параметри асинхронних електродвигунів з фазним ротором серій АНК і АКП .....	405
Додаток 6. Геометричні розміри зубчастих коліс .....	406
Додаток 7. Розміри зубчастих коліс одно кривошипних пресів з однобічним приводом .....	407
Додаток 8. Розміри зубчастих коліс одно кривошипних пресів з двостороннім приводом .....	408

ЛІТЕРАТУРА .....	409
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК .....	427

## ПЕРЕДМОВА

У сучасних умовах машинобудування України кривошипні преси є практично єдиним видом технологічного обладнання для листового й об'ємного штампування різноманітних деталей. Використання кривошипних пресів економічно ефективно як в умовах масового й крупносерійного виробництва, так і в дрібносерійному виробництві, особливо останнім часом у зв'язку з розширенням обсягів малого бізнесу. Розвиток саме малих підприємств із невеликим числом працівників підвищує вимоги до професійної підготовки випускників вузів, коло виробничих завдань яких значно розширюється. У зв'язку із цим у навчальних планах підготовки спеціалістів за фахом «Обладнання та технології пластичного деформування конструкцій машинобудування» (8.05050203) передбачений курсовий проект по кривошипних пресах, що ставить один з основних видів навчальних занять за фахом. Крім курсового проекту проектування кривошипних пресів виконується при дипломному проектуванні.

Метою курсового проектування за курсом «Проектування та розрахунок кривошипних пресів» є систематизація, поглиблення й закріплення теоретичних знань, отриманих при вивченні спеціальних курсів, застосування цих знань при комплексному рішенні конкретного інженерного завдання, розвиток навичок інженерного самостійного мислення, роботи з довідковою літературою й стандартами.

Основне завдання курсового проектування – проектування й розрахунок кривошипного преса, як сучасної технологічної машини для виконання операцій листового або об'ємного штампування, в обсязі, який дозволяє судити про правильність прийнятих конструктивних рішень і відповідність технічних параметрів преса його призначенню.

Виконання курсового проекту вимагає достатніх знань по багатьох загальтехнічних дисциплінах. Саме в цьому проекті студент повинен використати повною мірою знання, придбані при вивченні основних загальноінженерних дисциплін – вища математика, інформатика, теоретична механіка, теорія механізмів і машин, опір матеріалів, деталі машин, взаємозамінність, стандартизація й технічні виміри, матеріалознавство, гідравліка й пневматичні приводи, електротехніка й більшості дисциплін спеціальної підготовки.

Основні знання про будову й особливості конструкції вузлів і деталей кривошипних пресів вивчаються в загальному курсі «Ковальсько-штампувальне обладнання. Механічні преси» і в даному посібнику не розглядаються.

Величезний науковий і виробничий досвід розрахунку й проектування кривошипних пресів узагальнений у численних підручниках, монографіях, наукових виданнях і статтях. У переліку літератури навчального посібника наведена тільки частина джерел, найбільшою мірою стосовних до суті змісту дійсного посібника.

При підготовці навчального посібника автори використовували відомі праці основоположників теорії кривошипних пресів по розрахунках головних вузлів та систем пресів (*Сторожева М.В., Ністратова О.Ф., Живова Л.І., Власова В.І., Ланського Є.М., Овчинникова А.Г., Ігнатова О.А.* та багатьох інших). Враховуючи велике число наукових праць по різним питанням проектування кривошипних пресів, з яких частково використані довідкові дані та розрахункові методи й формули, у посібнику не приводяться посилання на бібліографічні дані. Додаткову інформацію про проектування та розрахунок окремих вузлів та систем можна знайти в допоміжному переліку (далеко не повному) статей із наукових журналів, збірників праць.

Цілком очевидно, що проектування настільки складної машини як кривошипний прес у рамках курсового проекту в повному обсязі неможливе, тому в курсовому проекті вирішується обмежене коло завдань, виконання якого цілком можливо за відведений час.

Основну задачу при створенні дійсного навчального посібника автори вбачали в достатнього обсягу теоретичного й довідкового матеріалу для успішного рішення поставлених розрахункових завдань. При цьому автори добре уявляють собі, що студенти відрізняються за рівнем знань від інженерно-технічних працівників діючого виробництва. Вони вперше зустрічаються з рішенням реальної технічної задачі, багато хто з них, маючи достатні теоретичні знання, не володіють ніяким виробничим досвідом. З цієї метою до посібника включено велику кількість прикладів, які на думку авторів значно полегшать вибір того чи іншого конструктивного рішення, визначення параметрів, відповідних коефіцієнтів, тощо.

Автори висловлюють щире подяку проф., д.т.н. *Р.І. Рею*, проф., д.т.н. *І.С. Алієву*, проф., д.т.н. *В.В. Драгобецькому* за корисні рекомендації і заради при підготовці посібника.

## РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ

### 1.1. Завдання на курсовий проект

Завдання на курсове проектування передбачає розрахунок і проектування кривошипного преса і його вузлів у обмеженому обсязі. Як правило, проектується прес, що випускається відповідно до діючих державних стандартів. За узгодженням з керівником проекту допускається проектування пресів іноземних фірм і пресів з параметрами, що відрізняються від стандартних. При цьому параметри преса повинні бути зіставлені з параметрами аналогічного преса за вітчизняними стандартами з відповідними поясненнями й обґрунтуваннями в пояснювальній записці. При вивченні стандарту варто мати на увазі, що конструкція преса стандартом не визначається, а задаються параметри, що, можуть бути забезпечені різними способами. Як додатковий матеріал студент може використати креслення й технічну документацію преса, отриману на виробництві під час конструкторсько-технологічної практики або на кафедрі.

Вибір початкових даних залежить від типу розрахунків. Розрахунок преса може бути проектувальний чи перевірочний.

При перевірочному розрахунку визначається ступінь відповідності параметрів існуючого преса конструктивним вимогам, якими зазвичай приймаються найбільші напруги, найбільші деформації (найбільша жорсткість) тощо. У такому випадку початкові дані вибираються з технічної документації на існуючий прес, довідкової літератури. Обрані параметри можуть не відповідати вимогам відповідного стандарту.

При проектувальному розрахунку основою для вибору початкових даних є відповідні стандарти, що визначають основні параметри преса, виходячи з його технологічного призначення (додаток 1). У додатку 2 приведені деякі параметри кривошипних пресів, що випускаються підприємствами України та країн СНД. В даному методі проектування необхідно враховувати, окрім чисто технічних параметрів даного пресу економічні, ергономічні вимоги, вимоги умов експлуатації, обслуговування, охорони праці тощо.

Якщо не обговорено окремо, усі розмірності параметрів у даному навчальному посібнику відповідають системі СИ, тобто

зусилля	– у Ньютонах, Н;
лінійні розміри	– у метрах, м;
крутильний момент	– у Ньютонах на метр, Нм;
тиск	– у Паскалях, П;
робота	– у Джоулях, Дж;
потужність	– у Ватах, Вт.

### 1.2. Зміст курсового проекту

За завданням на проектування студент розробляє технічне завдання відповідно до ГОСТ 15.001-75, яке є невід'ємною частиною будь-якої конструкторської розробки, у тому числі й курсовому проекті.

Курсовий проект виконується на підставі технічного завдання, що встановлює основне призначення, технічну характеристику, техніко-економічні вимоги до машини й склад конструкторської документації.

Проект містить текстову й графічну документацію, у сукупності визначаючи склад і побудову преса, обґрунтування конструктивних рішень, оцінку його працездатності і надійності.

Комплект конструкторської документації включає:

1. Відомість курсового проекту (основний документ), що містить перелік документів, що входять у проект;
2. Технічне завдання;
3. Розрахунково-пояснювальну записку обсягом 40–50 сторінок (формату А4), що містить опис побудови й принципу дії преса, обґрунтування конструкції й параметрів прийнятих технічних рішень, кінематичні, силові, міцності й енергетичні розрахунки преса, розрахунки вузлів.
4. Графічну частину в обсязі 4–5 аркушів (формату А1), що включає:
  - креслення загального виду преса, що визначає його конструкцію, взаємодію основних вузлів і пояснює принцип дії;
  - кінематичну схему преса;
  - складальне креслення одного з вузлів преса;
  - робочі креслення декількох (3–5) деталей розроблюваного вузла;

Конкретний зміст записки і графічної частини погоджуються з керівником проекту.

**Приблизний зміст розрахунково-пояснювальної записки:**

1. Титульний аркуш.
2. Завдання на курсовий проект.
3. Реферат.
4. Перелік умовних позначок, символів, одиниць, скорочень, і термінів.
5. Вступ.
6. Опис конструкції преса.
7. Обґрунтування вибору структурної й кінематичної схеми.
8. Опис пристрою й принципу дії преса.
9. Кінематичні розрахунки:
  - Синтез головного виконавчого механізму;
  - Аналіз кінематики головного виконавчого механізму;
  - Розподіл загального передатного відношення по передачах.
10. Силловий розрахунок.
11. Енергетичні розрахунки:
  - Графік зусилля деформації;
  - Графік жорсткості;
  - Навантажувальний графік;
  - Витрати енергії на робочий хід;
  - Витрати енергії на включення муфти;
  - Витрати енергії на холості переміщення механізмів;
  - Розрахунок потужності електродвигуна;
  - Розрахунок моменту інерції маховика;
  - Розрахунок ККД циклу й робочого ходу.
12. Розрахунок допускних зусиль на повзуну:
  - Допустимі зусилля по міцності головного вала;
  - Допустимі зусилля по міцності зубчастої передачі;
  - Графік допустимих зусиль на повзуні.
13. Розрахунок фрикційної муфти.
14. Розрахунок гальма.
15. Розрахунок питомих тисків в опорах головного виконавчого механізму.

16. Розрахунок одного з вузлів докладної розробки (шатуна, повзуну, прийомного вала, клиноремінної передачі, станини й ін.).
17. Технічна характеристика преса.
18. Стандартизація й уніфікація при проектуванні преса.
19. Організація робочого місця при роботі на пресі.
20. Охорона праці при роботі на пресі.
21. Список використаної літератури.
22. Додатки:
  - Відомість курсового проекту;
  - Технічне завдання;
  - Роздруківки розрахунків на ЕОМ;
  - Відомості специфікацій.
23. Зміст.

Основні вимоги, зміст і порядок оформлення конструкторської документації наведені в методичних вказівках по оформленню курсових і дипломних проектів, стандартах підприємства та ін.

### 1.3. Методичні вказівки по виконанню курсового проекту

Проектування кривошипного преса є дуже складним і об'ємним технічним завданням, виконання якого в повному обсязі можливо тільки колективом досвідчених конструкторів протягом досить великого періоду часу. У курсовому проекті виконується обмежений обсяг конструкторських розробок, зміст якого погоджується з керівником проекту.

На рівні курсового чи дипломного проекту проектування преса являє собою комплекс технічних завдань досить великого обсягу. При виконанні розрахунків і конструювання при модернізації пресів, рішенні проблем, що виникають у процесі виробничої діяльності, звичайно ставляться більш вузькі технічні задачі, пов'язані з розробкою окремих вузлів і систем. Однак у будь-якому випадку проектування кривошипного преса, як і будь-якої іншої технологічної машини, виконується по досить чіткій сталій методиці, заснованій на системному підході до процесу проектування.

Процес проектування являє собою багатоетапний ітераційний процес постановки задачі, її рішення й оцінки результатів. В основу методики проектування пресів покладені відомі методи й прин-

ципи проектування технічних систем, докладно розглянуті в курсах по проектуванню й конструюванню, основам технічної творчості.

Проектування преса починається з *формування мети і методів її досягнення*. Ціль проектування визначається виходячи з аналізу технічних вимог, технологічного призначення преса, особливостей його функціонування, серійності виробництва, вартості виготовлення та експлуатації та інших факторів.

На підставі вивчення технологічних вимог визначається *перелік технічних і технологічних параметрів* преса. Як зазначено раніше, параметри більшості кривошипних пресів визначаються стандартами. У додатку 1 приведень перелік діючих стандартів на основні параметри й норми точності найбільш розповсюджених видів пресів. Для пресів спеціального призначення параметри, зазначені в стандарті, можуть бути змінені, що повинно бути обов'язково зазначено в технічному завданні.

На основі вимог до особливостей функціонування преса й встановлених параметрів виконується вибір структури й кінематичної схеми преса, визначаються особливості конструкції як преса в цілому, так і окремих його вузлів і систем.

Зазначені питання викладаються в *технічному завданні* – першому і дуже важливому технічному документі. Технічне завдання розробляється незалежно від подальшої стадії розробки і є обов'язковим конструкторським документом. Відповідно до ГОСТ 15.001–88 технічне завдання встановлює: основне призначення, технічні і технологічні характеристики, показники якості, техніко-економічні вимоги, пропоновані до проектуваного об'єкта. У технічному завданні приводиться перелік передбачуваних розрахунків, обсяг текстової й графічної документації.

Кривошипні преси звичайно проектують методом моделювання, коли прес чи його вузли проектуються за аналогією з відомими конструкціями пресів такого ж призначення. Досвід багаторічної практики конструювання й використання кривошипних пресів визначив основні особливості конструкції пресів, особливо універсального призначення. З цієї заподій структурний синтез виконавчих механізмів пресів, як правило, не виконується.

На стадіях розробки технічної пропозиції, ескізного проекту і робочого проекту виконується *пошук, оптимізація й обґрунтування технічних рішень* для задоволення поставлених вимог.

Проектування кривошипного преса завжди варто розглядати як послідовне, при необхідності багаторазове, виконання наступних проектних процедур.

1. На підставі завдання на проектування, вивчення стандартів, літератури, каталогів і інших матеріалів студент розробляє технічне завдання на проектування, що є окремим конструкторським документом.

2. Відповідно до технологічного призначення преса, технічного завдання і літературних даних розробляється кінематична схема преса й, при необхідності, можлива циклограма його роботи. У пояснювальній записці приводиться опис пристрою й принципу дії преса, обґрунтовуються вибір конструкції преса й окремих його вузлів.

3. По розробленій кінематичній схемі преса виконується синтез головного виконавчого механізму, у результаті якого визначаються основні розміри ланок, а також виконується розподіл загального передатного відношення по ступенях ремінних і зубчастих передач.

4. Виконується кінематичний аналіз головного виконавчого механізму. Виконуються кінематичні розрахунки, у результаті яких визначають залежність переміщення, швидкості й прискорення повзуну від кута повороту головного вала.

5. Виконуються розрахунки статички головного виконавчого механізму. Визначається залежність приведенного плеча крутного моменту від кута повороту головного вала, при необхідності розраховують опорні реакції. Незалежно від типу преса визначається кут «мертвого тертя».

6. Виконуються енергетичні розрахунки, у результаті яких визначається номінальна потужність головного двигуна й момент інерції маховика. Визначається лінійна швидкість маховика й час його розгону. Приводяться розрахунки *ККД* робочого ходу й *ККД* циклу.

7. Виконується розрахунок зусиль на повзуну, що допускаються міцністю головного вала й зубчастих передач. Після обчислень у пояснювальній записці представляються графіки допустимих зусиль на повзуну залежно від кута повороту головного вала й переміщення повзуну.

Розрахунки по п.п. 4, 5 і 7 виконуються в діапазоні кута повороту головного вала від  $0^\circ$  до  $90^\circ$  з інтервалом  $5^\circ$  або  $10^\circ$ . Розрахунки виконуються вручну або з використанням обчислювальної

техніки. В останньому випадку в пояснювальній записці в додатку додається роздруківка. Результати розрахунків представляють у вигляді зведених таблиць і відповідних графіків.

8. Виконуються проектувальний або перевірочний розрахунок фрикційної муфти або гальма (за вказівкою керівника проекту).

9. Визначаються питомі зусилля в опорах головного виконавчого механізму, приводяться рекомендації з вибору матеріалу підшипників.

10. Виконуються розрахунки на міцність деталей головного виконавчого механізму - шатуна, повзуну, сполучного пальця й ін.

11. Виконуються розрахунок вузлів і деталей приводу – клиноремінної передачі, прийомного й проміжного вала, механізму регулювання закритої висоти й ін.

12. Виконується розробка загального виду преса. Основою для загального компонування машини є спроектовані вузли. Тому що в курсовому проекті розробляються тільки основні вузли преса й у більшості випадків виконуються перевірочні розрахунки, при розробці загального виду преса використовуються креслення базового преса, літературні дані, довідкові матеріали й матеріали технологічної практики.

13. У заключній частині проекту розробляються питання стандартизації й уніфікації, організації робочого місця, ергономіки й технічної естетики, техніки безпеки при роботі на спроектованому пресі.

14. Наприкінці розрахунково-пояснювальної записки наводиться технічна характеристика спроектованого преса із вказівкою основних заданих і розрахункових параметрів преса. Необхідно мати на увазі, що в технічні параметри преса включаються початкові параметри, що задаються для проектування й основні розрахункові параметри, отримані після проектування.

Усі розрахунки виконуються вручну чи з використанням обчислювальної техніки. Враховуючи значний обсяг розрахунків, вкрай рекомендується використовувати обчислювальну техніку з відповідним програмним забезпеченням. Прості розрахунки (кінематика, статика преса, тощо) можна виконувати з допомогою пакету *Excel*, який, до речі, дозволяє просто й швидко будувати графіки. Для складних розрахунків, а тим більше, для аналізу залежностей, рекомендується використовувати програмне середовище *MathLAB* або *MathCAD*.

У пояснювальній записці приводяться всі розрахункові схеми, малюнки, графіки й таблиці з числовими результатами розрахунків. Комп'ютерні роздруківки, специфікації креслень та інші допоміжні матеріали приводять у додатках.

За узгодженням з керівником проекту зміст проекту може бути змінено.

#### 1.4. Позначення конструкторських розробок

Позначення конструкторських розробок виконується відповідно до діючих стандартів (державних, галузевих або підприємства). У даному курсовому проекті розробки позначаються наступною аббревіатурою

**ЗНТУ.ХХХХХХ.ХХХ ВД.**

Перші чотири позначки відображають код підприємства, де розроблено документ. У даному випадку – ЗНТУ. Шість наступних позначок відповідають коду розробляемого об'єкту відповідно до загальномашинобудівного класифікатора виробів або класифікатора, прийнятого на підприємстві. Три наступні позначки відповідають порядковому номеру розробляемого об'єктів на даному підприємстві. У даному випадку – 001. Останні позначки відображають характер розробленого документу. Прийняті такі позначення:

ПЗ - пояснювальна записка;

ІЕ - інструкція по експлуатації;

ВО - загальний вид об'єкту;

СБ - складальне креслення об'єкту;

КЗ - кінематична принципіальна схема.

Наприклад, загальний вид кривошипного гаряче штампувального преса для гарячого штампування в відкритих матрицях буде мати позначення ЗНТУ.043133.001 ВО.

Для вузлів, систем та окремих деталей, які входять до складу об'єкту, після третьої групи позначок додається двозначний номер вузла чи деталі, відповідний номеру позиції на складальному кресленні, чи загальному виді.

#### 1.5. Розробка технічного завдання

Технічне завдання розробляється студентом на підставі завдання на проектування, виданого керівником. Відповідно до завдання студент по літературних джерелах, стандартам, каталогам і



іншим матеріалам вивчає конструкцію й технологічне призначення преса й розробляє технічне завдання на проектування преса, що повинне містити:

- призначення й область застосування преса;
- технічні вимоги до параметрів і конструкції преса;
- перелік передбачуваних розрахунків, обсяг текстової й графічної документації.

Виходячи із завдання на проектування, технічного завдання відповідно до технологічного призначення преса розробляється його структурна схема, що припускає визначення типу головного виконавчого механізму, конструкції станини й основних вузлів преса, структуру приводу й т.д.

Вимоги до механізмів, які повинні задовольнятися, різноманітні й пов'язані з різними аспектами функціонування машини: призначення механізмів, траєкторії руху ланок, особливості експлуатації, технологія виготовлення й технологічне призначення машини й т.д. Часто ці вимоги суперечливі, тому за основу звичайно приймають одне з них, а інші намагаються задовольнити в міру зниження пріоритету важливості.

При синтезі виконавчих механізмів кривошипних пресів завдання спрощується тим, що багаторічна практика, особливості технологічних процесів визначили основні структурні схеми механізмів, які раціонально використати в якості головних виконавчих механізмів. Як правило, для кожного типу механічних пресів структурна схема виконавчого механізму визначена досить однозначно. Для універсальних пресів додатковими умовами є вимоги зниження габаритів механізмів і зменшення динамічних явищ під час неодружених і робочих переміщень робочих органів. Для спеціалізованих пресів (втяжні преси, преси для чистової вирубки, преси для видавлювання й ін.) головною умовою є забезпечення заданого закону переміщення робочого органа на певній ділянці руху.

Приклад оформлення технічного завдання на проектування кривошипного преса наведено в прикладі 1.

### 1.6. Захист курсового проекту

Захист готового курсового проекту виконується привселюдно перед комісією з декількох викладачів і, можливо, представників промислових підприємств. Ціль захисту складається у виробленні в студентів навичок всебічного інженерного обґрунтування запропо-

нованих технічних рішень й виховання відповідальності за якість рішення інженерного завдання. До захисту представляється повністю закінчений проект, виконаний у повній відповідності із завданням. Вся конструкторська документація повинна бути підписана керівником проекту. Відповідальність за ухвалені рішення й отримані результати, оформлення проекту несе тільки студент.

При оцінці проекту враховуються повнота рішення поставлених завдань, якість прийнятих інженерних рішень, ступінь їхньої обґрунтованості, ступінь самостійності роботи, якість оформлення записки й графічної частини, змістовність доповіді й відповідей на поставлені питання, а також відношення студента до поставленого завдання протягом періоду курсового проектування.

**Приклад 1. Скласти технічне завдання на проектування одно кривошипного преса подвійної дії номінальним зусиллям 1/0,63 МН.**

**Технічне завдання на проектування одно кривошипного преса подвійної дії номінальним зусиллям 1/0,63 МН**

*Прес подвійної дії призначений для виготовлення великогабаритних виробів з тонколистового матеріалу (сталь для глибокої витяжки) методом глибокої витяжки в холодному стані із притиском фланця. Прес призначений для використання переважно в автомобільній і тракторній промисловості.*

Підстава для розробки

*Проектування преса виконується згідно завдання на курсове проектування відповідно до навчального плану спеціальності.*

Основні параметри преса

*Основні параметри преса відповідно до ГОСТ 7639-88. «Преси одно кривошипні подвійної дії закриті. Основні параметри й розміри. Норми точності» наведені в таблиці.*

Технічні вимоги

- Прес необхідно оснастити нижньою гідروпневматичною подушкою зусиллям 125 кН і номінальним ходом 100 мм.
- Прес повинен мати електричний привід механізму регулювання закритої висоти.
- Прес повинен допускати можливість використання як самостійної технологічної одиниці, так і в складі автоматизованого комплексу.
- Виконавчий механізм зовнішнього повзуну виконати по восьмиланцюговій схемі.

- *Норми точності преса повинні відповідати ГОСТ 7639-88. «Преси одно кривошипні подвійної дії закриті. Основні параметри й розміри. Норми точності».*

№ пп	Параметри преса	Величина
1	Номінальне зусилля витяжного повзуна, МН	1,0
2	Номінальне зусилля притискного повзуна, МН	0,63
3	Хід витяжного повзуна, мм	400
4	Хід притискного повзуна, мм	250
5	Число безперервних ходів за хвилину	30
.....		
15	Найбільша відстань між столом і внутрішнім повзуном у його крайнім нижнім положенні при верхньому положенні регулювання, мм	440
.....		
20	Розміри столу преса, мм: ліворуч – праворуч	800
	попереду – назад	800

#### Обсяг конструкторської документації

Конструкторська документація включає розрахунково-пояснювальну записку, виконану відповідно до методичних вказівок до курсового проектування по дисципліні й графічну документацію на аркушах формату А1:

- Загальний вид преса – 1 аркуш;
- Кінематична схема – 1 аркуш;
- Складальне креслення зблокованих муфти й гальма – 1 аркуш;
- Робочі креслення деталей муфти (4–5 деталей) – 1 аркуш.

## РОЗДІЛ 2 КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ

### 2.1. Вибір і обґрунтування структурної і кінематичної схеми преса

Виходячи з завдання на проектування, технічного завдання відповідно до технологічного призначення преса розробляється його структурна схема, що передбачає визначення типу головного виконавчого механізму, конструкції станини й основних вузлів преса, структуру привода і т. д.

Вимоги до механізмів, що повинні задовольнятися, різноманітні і зв'язані з різними аспектами функціонування машини: призначення механізмів, траєкторії руху ланок, особливості експлуатації, технологія виготовлення і технологічне призначення машини і т. д. Часто ці вимоги суперечливі, тому за основу звичайно приймають одну з них, а інші намагаються задовольнити в міру зниження пріоритету важливості.

При синтезі виконавчих механізмів кривошипних пресів задача спрощується тим, що багаторічна практика, особливості технологічних процесів визначили основні структурні схеми механізмів, що раціонально використовувати в якості головних виконавчих механізмів. Як правило, для кожного типу механічних пресів структурна схема виконавчого механізму визначена досить однозначно. Для універсальних пресів додатковими умовами є вимоги зниження габаритів механізмів і зменшення динамічних явищ під час холостих і робочих переміщень робочих органів. Для спеціалізованих пресів (витяжні преси, преси для чистової вирубки, преси для видавлювання й ін.) головною умовою є забезпечення заданого закону переміщення робочого органа на визначеній ділянці руху.

У пояснювальній записці необхідно докладно описати структуру, побудову і принцип дії преса. Обов'язково розробляється принципова кінематична схема преса, що приводиться в пояснювальній записці чи в графічній частині проекту, а також її специфікація. Приводиться опис і обґрунтування особливостей конструкції вузлів і деталей преса.

Кінематична схема преса складається на базі відомостей про конструктивні особливості заданого або аналогічного преса. Голо-

вною підставою для розробки схеми є технічне завдання на проектування.

Обов'язково складається кінематична принципальна схема преса. Структурну і функціональну схеми складають при необхідності.

Кінематична схема виконується згідно вимог ГОСТ 2.703–68.

**Приклад 2. Розробити кінематичну схему однокривошипного листоштампувального преса номінальним зусиллям 2,5 МН.**

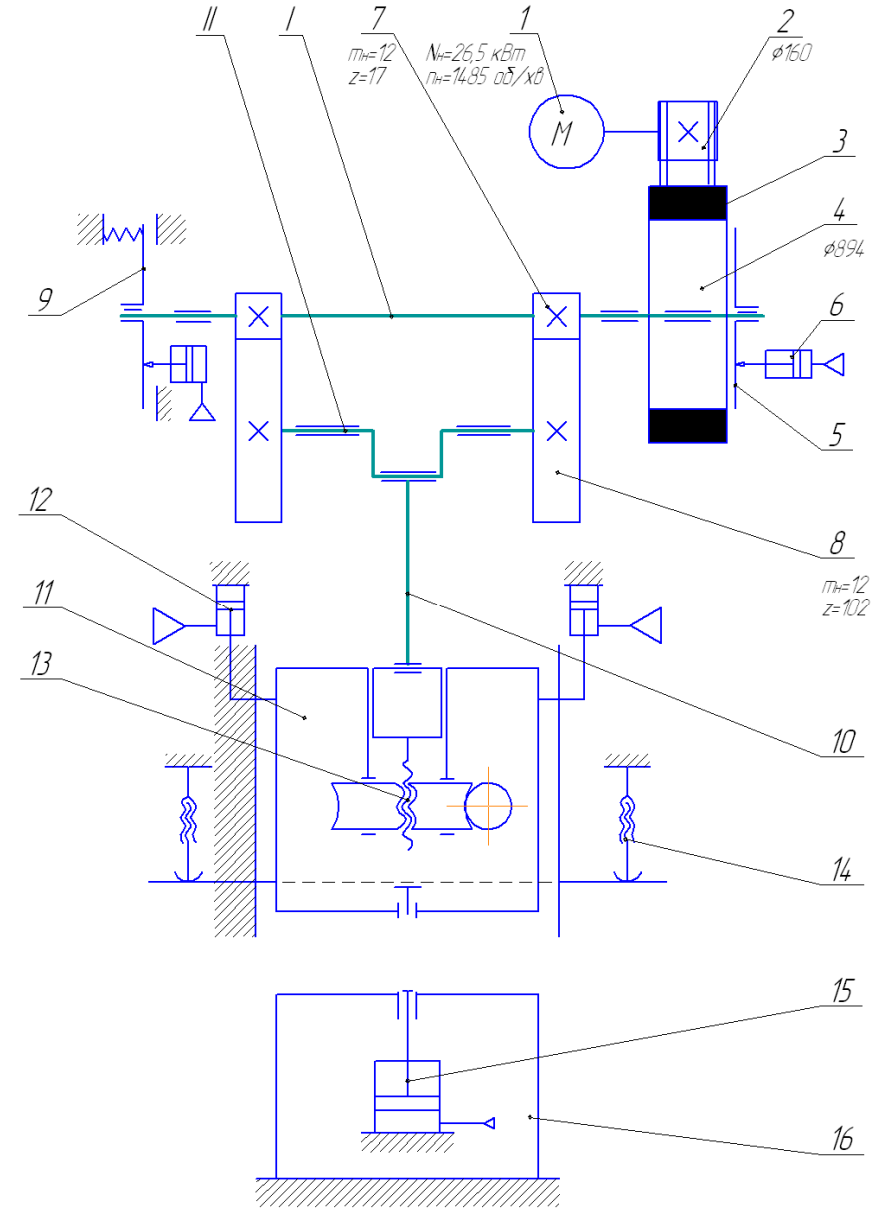
#### Рішення

Листоштампувальний однокривошипний прес є універсальним пресом для виконання більшості нескладних операцій листового штампування. Виходячи з такого призначення, особливих вимог до закону переміщення повзуна немає, тому в ГВМі використовується простий і надійний кривошипно-повзунний механізм. Прес має традиційно верхній жорсткий виштовхувач. В ГВМі використовують два врівноважувачі. Нижній виштовхувач пневматичний, розміщений в столі преса. Регулювання закритої висоти виконується гвинтовою парою з приводом від електродвигуна через черв'ячну передачу. Враховуючи невелике число ходів повзуна за хвилину, привід виконується двохступінчастим – клиноремінна і зубчата передача. Для зменшення розмірів маховика, муфти та гальма всі вони розташовані на приймальному валу. Муфта і гальмо фрикційні з пневматичним приводом.

Після визначення конструктивних параметрів, потужності двигуна кінематична схема преса має вид, показаний на рис. 2.1.

Специфікація преса становить:

- I – приймальний вал;
- II – головний вал;
- 1 – двигун;
- 2 – шків ведучий;
- 3 – передача клиноремінна ;
- 4 – маховик;
- 5 – муфта дискова;
- 6 – циліндр пневматичний;
- 7 – шестерня зубчата;
- 8 – колесо зубчате;



**Рис. 2.1.** Кінематична принципова схема однокривошипного листоштампувального преса зусиллям 2,5 МН

- 9 – гальмо дискове;
- 10 – шатун;
- 11 – повзун;
- 12 – врівноважувач;
- 13 – механізм регулювання закритої висоти;
- 14 – виштовхувач верхній;
- 15 – виштовхувач нижній;
- 16 – стіл преса.

## 2.2. Кінематичний синтез і аналіз головного виконавчого механізму преса

У більшості кривошипних пресів головний виконавчий механізм (далі – ГВМ) виконується у виді кривошипно-повзунного чи кривошипно-колінного механізмів. Проектування пресів з іншими типами виконавчих механізмів принципово не відрізняється від проектування пресів із зазначеними механізмами, за винятком деяких особливостей, пов'язаних, в основному, з кінематичним аналізом ГВМу. Для кінематичного синтезу й аналізу, розрахунків статистики таких пресів необхідно звернутися до спеціальної літератури.

Синтез виконавчого механізму преса передбачає визначення необхідних геометричних параметрів механізму, що задовольняють певні вимоги, у першу чергу відповідність технічних параметрів преса технологічним вимогам, пропонованим до конкретного преса. Головними технологічними вимогами при синтезі ГВМу зазвичай є забезпечення номінального переміщення повзуна, обмеження швидкості повзуна під час робочого ходу, величина кутів тиску та інші. Для універсальних кривошипних пресів додатковою умовою синтезу є забезпечення найменших габаритів механізму. При синтезі механізму необхідно мати на увазі технологічність та вартість виготовлення механізму, зручності монтажу та ремонту, тощо.

Основними задачами кінематичного аналізу виконавчого механізму преса є:

- визначення положень ланок, включаючи і визначення траєкторій окремих точок ланок;
- визначення швидкостей і прискорень;
- визначення екстремальних значень кінематичних параметрів та відповідних кутів повороту головного валу.

### 2.2.1. Синтез кривошипно-повзунного механізму

Розрізняють два різновиди кривошипно-шатунних механізмів – механізми *підсумовуючого* типу (рис. 2.2), для яких у крайнім нижнім положенні  $OB = R + L$ , і *диференційного*, для яких  $OB = L - R$ . Інакше кажучи, у підсумовуючих механізмах шатун піддається в процесі деформування стиску, а в диференціальних механізмах – розтягуванню. Останні механізми не тотожні механізмам з нижнім приводом, що можуть бути і підсумовуючого типу, Термін «*верхній*» і «*нижній*» характеризує розташування привода механізму щодо штампного простору у вертикальних пресах. Принципової різниці між цими механізмами при розрахунку кінематичних та статичних параметрів немає, тому в подальшому для стислості термін «підсумовуючий» будемо опускати. Слід зауважити, що в більшості випадків в ГВМ кривошипних пресів використовують *підсумовуючі* механізми, які і будуть розглядатися в подальшому.

З іншої сторони кривошипно-шатунні механізми застосовують у двох модифікаціях – *дезаксіальні* (рис. 2.2) і *аксіальні (центральні)*, які можна розглядати як окремих випадок першого. У дезаксіальному механізмі вісь обертання кривошипа зміщена щодо лінії зворотно-поступального переміщення повзуна на величину дезаксіалу  $E$ . Дезаксіал вважається позитивним, якщо зсув збігається з позитивним напрямком обертання кривошипа (рис. 2.2), і негативним, якщо він спрямований проти нього. Вихідним значенням для синтезу механізму є максимальна (номінальна) величина ходу повзуна  $S_n$ , що задається відповідним стандартом на параметри преса, чи обумовлена на підставі технологічних вимог, якщо стандартом вона не обмовляється.

Радіус кривошипа  $R$  дезаксіального механізму визначається по формулі

$$R = \frac{S_n}{2 + \frac{\varepsilon^2 \lambda^2}{1 - \lambda^2}}, \quad (2.1)$$

де  $\lambda = R / L$  – коефіцієнт шатуна;  
 $\varepsilon = E / R$  – ступінь дезаксіалу.

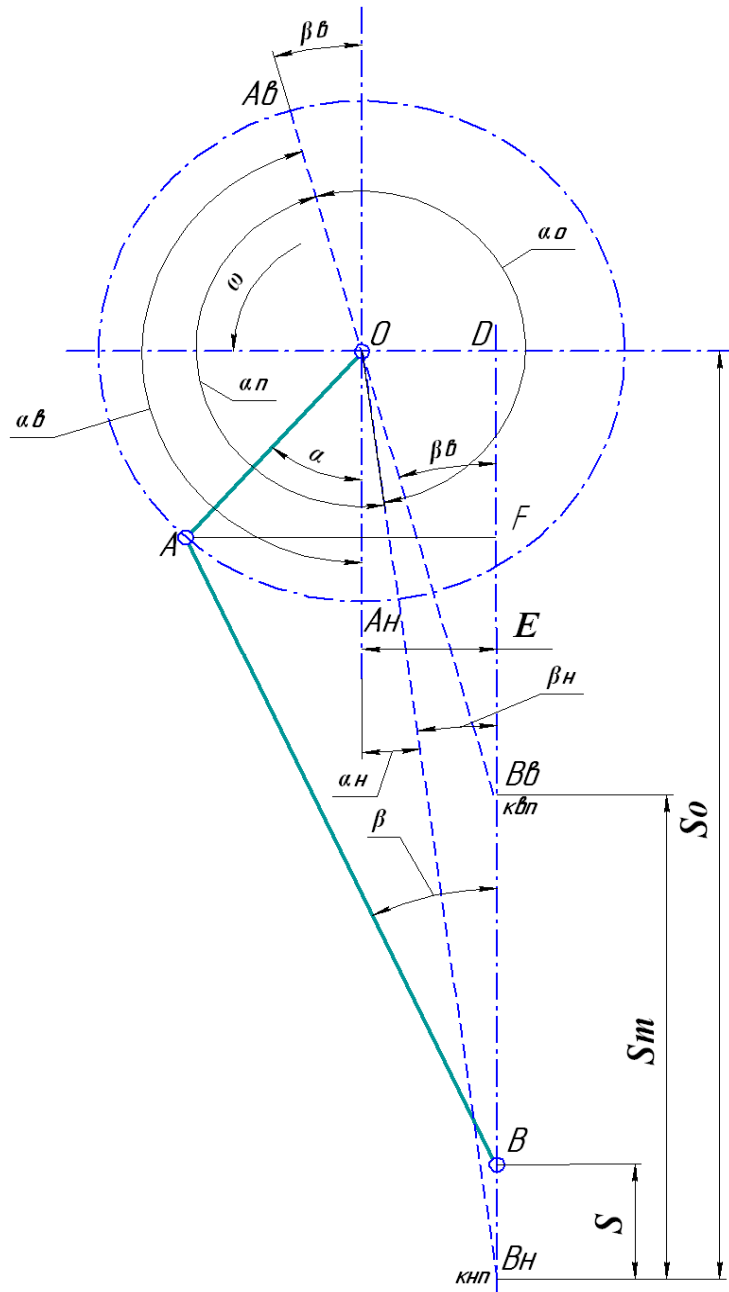


Рис. 2.2. Схема дезаксіального кривошипно-повзунного механізму

Для аксіального механізму  $\varepsilon = 0$ , тому радіус кривошипа дорівнює половині ходу повзуна  $R = S_n / 2$ . При виборі значення коефіцієнта шатуна  $\lambda$  варто керуватися наступними міркуваннями. Збільшення значення коефіцієнта  $\lambda$  приводить до збільшення прискорення повзуна і, отже, збільшенню динамічних сил. При цьому дещо погіршуються силові умови роботи механізму: збільшується сила, що діє по шатуні, тиск на напрямні і момент, що крутить, на кривошипному валу. Однак при збільшенні коефіцієнта  $\lambda$  знижується загальна довжина механізму, тобто габарит преса в напрямку осі руху повзуна. Тому для пресів з великим ходом, особливо для листоштампувальних пресів із плунжерною підвіскою шатуна, приходится приймати верхні значення коефіцієнта, щоб зменшити габарити преса.

Значення коефіцієнта шатуна  $\lambda$ , що рекомендуються, приведені в табл. 2.1. Для пресів з регульованим ходом і регульованою довжиною шатуна в таблиці зазначені максимальні значення коефіцієнта  $\lambda$ , тобто хід повзуна береться найбільший, а довжина шатуна – найменша. Менші значення коефіцієнта  $\lambda$  приймаються для пресів з більшим номінальним зусиллям.

При синтезі кривошипно-повзунного механізму варто враховувати, що дезаксіальний механізм має певні властивості, що визначають особливості його використання. Так, при вірному виборі ступеня дезаксіала, можна зменшити тиск на напрямні повзуна, поліпшити напрямок повзуна при нецентральному навантаженні. Дезаксіальний механізм має трохи кращий діапазон зміни кутів передачі зусилля, у результаті чого зменшується робота холостого ходу. В дезаксіальному механізмі періоди прямого та зворотного ходів мають різну тривалість, що раціонально використовувати для поліпшенні умов роботи преса, інструменту та засобів механізації. Так, для гаряче штампувальних пресів необхідно приймати механізм з позитивним дезаксіалом, що зменшує тривалість робочого ходу, а значить зменшує розігрів штампу. Для листоштампувальних пресів рекомендується навпаки – приймати від'ємне значення дезаксіалу, що призводить до зниження швидкості повзуна в період робочого ходу, тобто покращенню умов деформування та роботи штампу і засобів автоматизації.

Ступінь дезаксіалу  $\varepsilon$  ГВМу універсальних одно кривошипних листоштампувальних пресів рекомендується приймати – 0,1...0,2, багато кривошипних пресів – 0,25...0,3, для гаряче штампувальних

пресів, ГKM, гаряче штампувальних автоматів – 0,2...0,4. Менші значення рекомендується приймати для пресів з більшим номінальним зусиллям.

Таблиця 2.1

Коефіцієнт шатуна  $\lambda$ 

Тип преса	$\lambda$
<i>Преси для листового штампування</i>	
Універсальні преси простої дії:	
• с регульованим ходом	0,065...0,085
• с постійним нормальним ходом	0,085...0,125
• с постійним збільшеним ходом	0,145...0,175
Витяжні подвійного дії	0,190...0,270
Універсальні з плунжерною підвіскою:	
• простої дії	0,300...0,350
• подвійної дії	0,420...0,490
Листові преси для згинання	0,080...0,120
Автомати багатопозиційні	0,100...0,300
<i>Преси для об'ємного штампування</i>	
Кривошипні гаряче штампувальні	0,140...0,175
Горизонтально-кувальні машини	0,270...0,330
Карбувальні преси	0,120...0,160
Обрізні преси	0,100...0,120
Автомати для гарячого штампування	0,120...0,200

В п. 5.4 приведено обґрунтування вибору значення дезаксіалу в ГВМГKM.

У пресах з регульованою величиною ходу повзуна визначаються радіус кривошипа  $r_3$  і радіус  $r_6$  ексцентрикової втулки

$$r_3 = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{4}, \quad r_6 = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{4}, \quad (2.2)$$

де  $S_{\max}$ ,  $S_{\min}$  – найбільший і найменший хід повзуна, що задається стандартом.

Дійсний радіус кривошипу дорівнює векторній сумі вказаних радіусів і залежить від взаємного положення втулки і ексцентрика.

Більш детально розрахунок механізму регулювання ходу повзуна приведений в п. 9.4.

При загальних розрахунках преса (кінематики, статички, енергетики, тощо) приймається максимальний хід повзуна і тоді максимальний радіус кривошипу дорівнює

$$R = r_3 + r_6. \quad (2.3)$$

**Приклад 3. Виконати синтез головного виконавчого механізму кривошипного гаряче штампувального преса зусиллям 40 МН.**

Рішення

По ГОСТ 6809-87 КГШП зусиллям 40 МН має максимальний хід повзуна 400 мм. Головний виконавчий механізм сучасних КГШП виконується найчастіше як кривошипно-повзунний механізм. Згідно рекомендації в п. 2.2.1 пропонується використання дезаксіального механізму з позитивним дезаксіалом.

По табл. 2.1 для КГШП рекомендується коефіцієнт шатуна  $\lambda$  приймати 0,14...0,175, ступінь дезаксіалу для КГШП рекомендується 0,2...0,4. Менші значення коефіцієнтів рекомендуються для пресів з більшим зусиллям. При зусиллі преса 40 МН прийняті перші наближення  $\lambda^1 = 0,15$ ,  $\epsilon^1 = 0,25$ .

По формулі (2.1) знайдено перше наближення радіусу кривошипа  $R^1$

$$R^1 = \frac{400}{2 + \frac{0,25^2 \cdot 0,15^2}{1 - 0,15^2}} = 199,856 \text{ мм}.$$

Тоді перші наближення довжини шатуна  $L^1$  і значення дезаксіалу  $E^1$  будуть

$$L^1 = R^1 / \lambda^1 = 199,856 / 0,15 = 1332 \text{ мм},$$

$$E^1 = R^1 \cdot \epsilon^1 = 199,856 \cdot 0,25 = 49,964 \text{ мм}.$$

Приймаючи найближчі значення, кратні 5 мм, знайдені остаточні розміри механізму:

$$R = 200 \text{ мм}, \quad L = 1330 \text{ мм}, \quad E = 50 \text{ мм}.$$

Таким чином, коефіцієнти шатуна і ступеня дезаксіалу будуть рівні

$$\lambda = R / L = 200 / 1330 = 0,15038, \quad \epsilon = E / R = 50 / 200 = 0,25.$$

### 2.2.2. Синтез кривошипно-колінного механізму

Кривошипно-колінний механізм утворюється двома механізмами – кривошипно-повзунним  $OAB$  і коромисло-шатуном  $CBD$ , кожний з яких може бути аксіальним чи дезаксіальним, підсумовуючим чи диференціальним. Найбільш розповсюдженим є механізм із шатуном  $AB$ , що *тягне*, і приєднаною ланкою  $BD$ , що *итовхає* (рис. 2.3).

Сучасні преси з кривошипно-колінним механізмом для регулювання закритої висоти мають ексцентрикову вісь чи клиновий механізм у з'єднанні верхнього важеля зі стійкою. У такому випадку вісь шарніра може не збігатися з лінією переміщення повзуна.

Узагальнений механізм визначається сьома лінійними розмірами  $l_0, l_1, l_3, R, x, x_c, y_k$  і двома незалежними аргументами  $\alpha$  і  $h$ . Параметр  $l_0$  являє собою суму довжин важелів  $CB$  і  $BD$

$$l_0 = l_2 + l_3 = \frac{l_2(1 + \lambda_1)}{\lambda_1}, \quad (2.4)$$

де  $\lambda_1 = l_2 / l_3$  – узагальнений відносний розмір коромислово-шатуного механізму.

Розмір  $y_k$  є дезаксіалом кривошипно-повзунного механізму і являє собою відстань від центра кривошипа  $A$  до центра шарніра  $B$ , коли він знаходиться на лінії  $CD_0$ . Величина параметру  $y_k$  знаходиться по формулі

$$y_k = l_2 \frac{\sqrt{l_0^2 - x_c^2}}{l_0} - (y - h).$$

Найбільш розповсюджений різновид механізму – центральний рівноплечий підсумовуючий – визначається тільки чотирма розмірами  $l_1, l_2, R, x$  і аргументом  $\alpha$ , тобто для такого механізму  $\lambda_1 = 1, y_k = 0$ . Для забезпечення працездатності механізму повинні виконуватися умови:

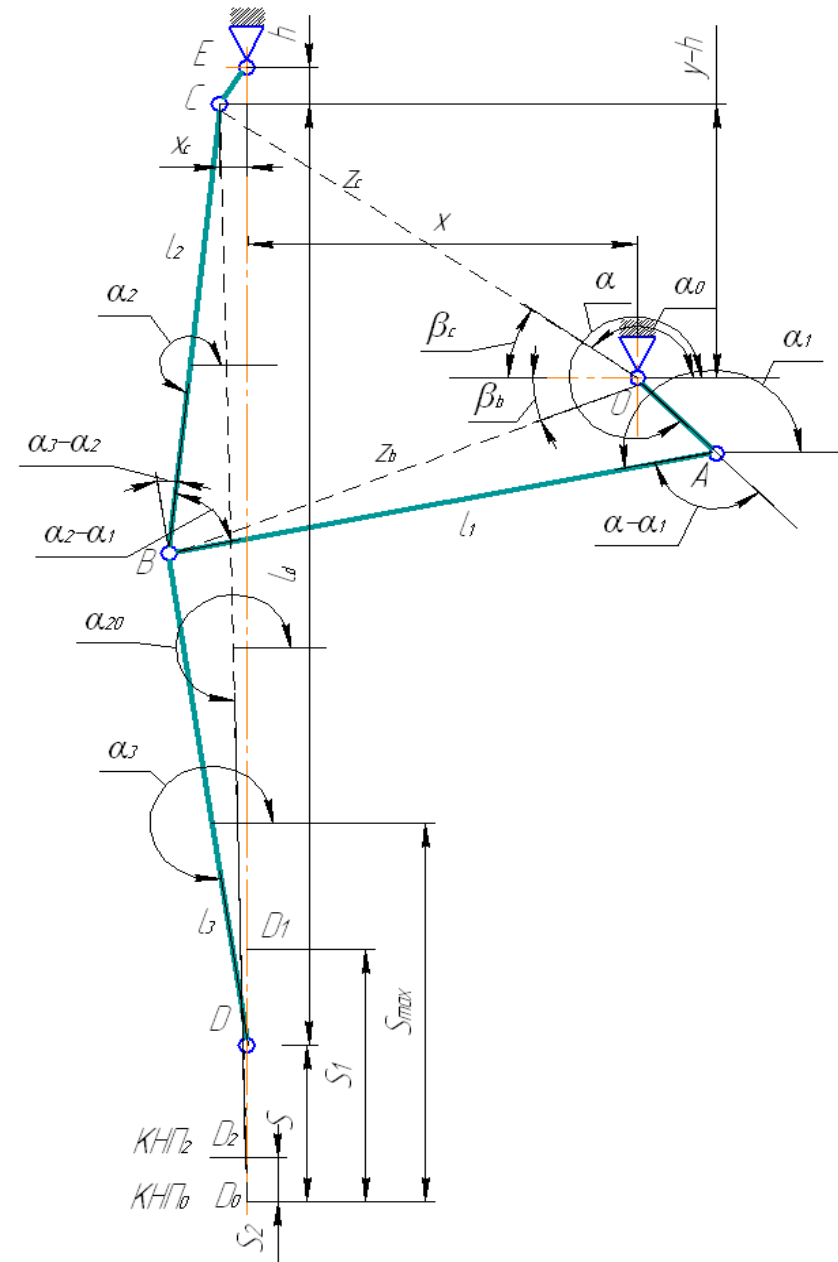


Рис. 2.3. Схема кривошипно-колінного механізму

$$R < l_1; R < l_2; R < z_c; R + z_c < l_1 + l_2. \quad (2.5)$$

Довжина ланки  $l_2$  визначається з рівняння для повного ходу повзуна  $S_n$ , що задається стандартом

$$S_n = l_2[(1 - \cos \alpha_{21}) + \lambda_1(1 - \cos 2\alpha_{21})/4]. \quad (2.6)$$

Тут позначено  $\alpha_{21}$  – найбільший кут відхилення ланки  $BC$  у крайнім верхнім положенні, звичайно рівний для сучасних карбувальних пресів  $32^\circ \dots 40^\circ$ .

Нарешті, задаючи значенням коефіцієнта шатуна  $\lambda$  по табл. 2.1, знаходиться довжина шатуна  $l_1$ .

Зазначених умов досить для однозначного синтезу кривошипно-колінного механізму.

### 2.2.3. Кінематичний аналіз кривошипно-повзунного механізму

Переміщення, швидкість і прискорення повзуна дезаксіального підсумовуючого механізму (рис. 2.2) визначаються по формулах

$$S = R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha) + \varepsilon \sin \alpha \right], \quad (2.7)$$

$$V = \omega R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cos \alpha \right), \quad (2.8)$$

$$J = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \varepsilon \sin \alpha). \quad (2.9)$$

Тут позначено:

$\omega$  – кутова швидкість головного вала,

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30}; \quad (2.10)$$

$n_n$  – номінальне число ходів повзуна в хвилину, що задається стандартом;

$\alpha$  – кут повороту кривошипа, вимірюваний від крайнього нижнього положення повзуна проти руху кривошипа.

Для аксіального механізму коефіцієнт  $\varepsilon = 0$ . Для диференціальних кривошипно-шатунних механізмів у формулах (2.7)–(2.9) необхідно змінити знаки перед коефіцієнтами  $\lambda$  і  $\varepsilon$  на зворотні.

Максимальний хід повзуна визначається по формулі

$$S_n = R \left( 2 + \frac{\varepsilon^2 \lambda^2}{1 - \lambda^2} \right). \quad (2.11)$$

Зрозуміло, що для аксіального механізму максимальний хід рівняється  $2R$ , для дезаксіального механізму дещо більше.

Для дезаксіального механізму крайні положення повзуна досягаються при кутах повороту вала, що відрізняються від  $0^\circ$  і  $180^\circ$

$$\alpha_{n, \varepsilon} = \frac{0}{2\pi} - \arcsin \frac{\varepsilon \lambda}{1 \pm \lambda}, \quad (2.12)$$

Тут верхній знак (плюс) і нуль приймаються для крайнього нижнього положення повзуна (КНП), а нижній знак (мінус) і  $2\pi$  – для крайнього верхнього положення (КВП).

Для аксіального механізму крайні верхнє і нижнє положення повзуна досягаються при куті повороту вала  $\alpha$  рівному  $0^\circ$  чи  $180^\circ$ .

Тривалість прямого ходу повзуна пропорційна значенню кута прямого ходу, який визначається по формулі

$$\alpha_n = \alpha_\varepsilon - \alpha_n. \quad (2.13)$$

Тривалість зворотного ходу повзуна пропорційна значенню кута зворотнього ходу, який визначається по формулі

$$\alpha_o = 2\pi - \alpha_n. \quad (2.14)$$

Відношення кутів прямого і зворотного ходу визначає коефіцієнт середньої швидкості повзуна

$$k_v = \frac{\alpha_n}{\alpha_o}, \quad (2.15)$$

який показує відношення середньої швидкості повзуна при зворотному і прямому ході.

При позитивному дезаксіалу коефіцієнт  $k_v$  менше одиниці, а при від'ємному – більший одиниці.

Максимальна швидкість повзуна аксіального механізму досягається при куті повороту головного вала

$$\alpha_{\varepsilon V} = \arccos \lambda, \quad (2.16)$$

і визначається по формулі



$$V_{\max} = \omega R \left(1 + \lambda^2\right) \sqrt{1 - \lambda^2} \approx \omega R. \quad (2.17)$$

Для дезаксіального механізму кут максимальної швидкості і максимальна швидкість дещо відрізняються в залежності від знаку і величини дезаксіалу (менше 4–6 %).

Так, максимальна швидкість повзуна дезаксіального механізму приблизно рівна

$$V_{\max} = \omega R \left( \left(1 + \lambda^2\right) \sqrt{1 - \lambda^2} + \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha_{\text{эВ}} \right). \quad (2.18)$$

Максимальне прискорення повзуна досягається в крайньому нижньому положенні повзуна

$$J_{\max 1} = \omega^2 R (1 + \lambda). \quad (2.19)$$

В крайньому верхньому положенні повзуна прискорення буде рівне

$$J_{\max 2} = -\omega^2 R (1 - \lambda). \quad (2.20)$$

При  $\lambda \geq 0,25$  виникає ще один екстремум прискорення

$$J_{\max 3} = -\omega^2 R \left( \lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) \quad (2.21)$$

при куті повороту головного валу до чи після КВП

$$\alpha_{\max j 3} = 2\pi \pm \arccos \frac{1}{4\lambda}. \quad (2.22)$$

Слід зауважити, що, по-перше, максимальні значення прискорення  $J_{\max 1}$  і  $J_{\max 2}$  та  $J_{\max 3}$  мають різні знаки, а, по-друге, найбільше значення має прискорення в КВП, тобто, обраховане по формулі (2.19).

При енергетичних розрахунках та розрахунках на міцність виникає зворотна задача – по відомому положенню повзуна  $S$  потрібно визначити положення вала, обумовлене кутом повороту  $\alpha$

$$\cos \alpha = \frac{2(R - S)(R + L) + S^2}{2R(R + L - S)}. \quad (2.23)$$

Для наближених розрахунків при  $\alpha < 30^\circ$  можна користатися також спрощеною формулою

$$\alpha \approx -\frac{\varepsilon \cdot \lambda}{1 + \lambda} \pm \sqrt{\frac{2S}{R(1 + \lambda)}}. \quad (2.24)$$

Знак плюс приймається при не доходженні повзуна до КВП, знак мінус – при його переході КВП.

Розрахунок кінематичних параметрів ГВМу виконують у діапазоні зміни кута  $\alpha$  повороту головного вала від  $0^\circ$  до  $90^\circ$  із кроком  $5^\circ$  чи  $10^\circ$ . У пояснювальній записці приводять таблицю значень  $S$ ,  $V$  і  $J$  і графіки  $S = f(\alpha)$ ,  $V = f(\alpha)$  і  $J = f(\alpha)$ .

**Приклад 4. Виконати кінематичний аналіз кривошипно-повзунного механізму горизонтально-кувальної машини зусиллям 12,5 МН.**

Початкові дані:

Радіус кривошипу, мм	– 230;
Довжина шатуна, мм	– 800;
Величина дезаксіалу, мм	– 60;
Номінальне число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 32.

Рішення

Коефіцієнт шатуна дорівнює  $\lambda = R / L = 230 / 800 = 0,2875$ .

Коефіцієнт дезаксіалу рівний  $\varepsilon = E / R = 60 / 230 = 0,261$ .

Номінальна швидкість колінчатого вала по формулі (2.10)

$$\omega = \frac{\pi \cdot 32}{30} = 3,351 \text{ c}^{-1}.$$

Графіки переміщення, швидкості і прискорення розраховані відповідно по формулах (2.7)–(2.9). Результати приведені в табл. 2.2 і показані на рис. 2.4–2.6.

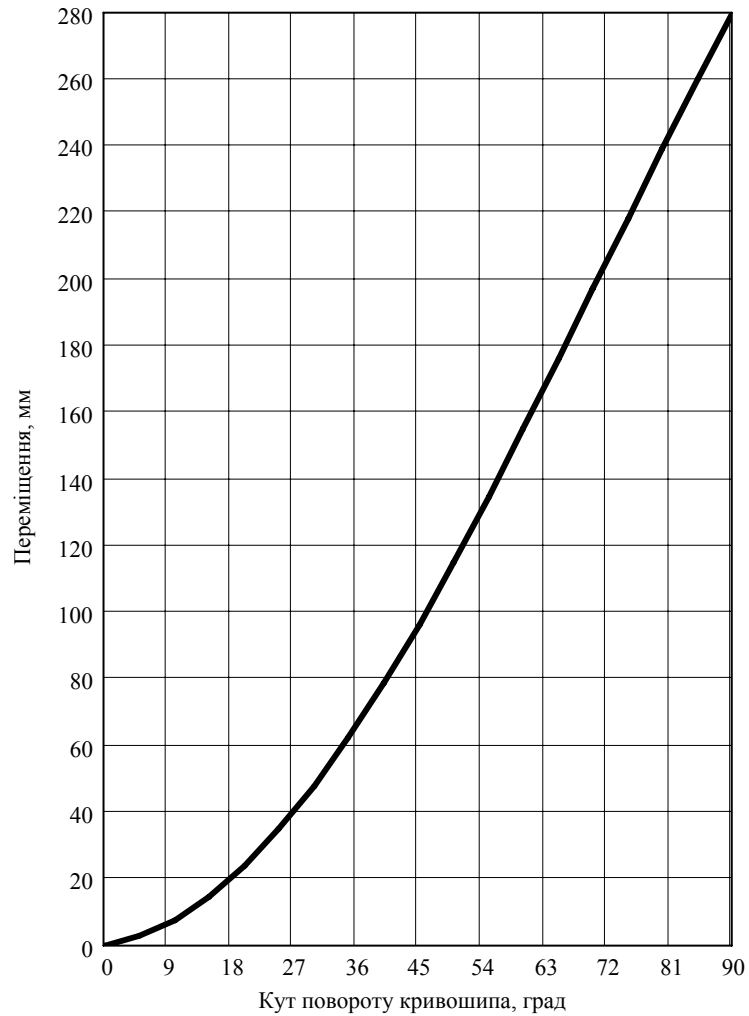


Рис. 2.4. Графік переміщення повзуна ГВМ ГКМ зусиллям 12,5 МН

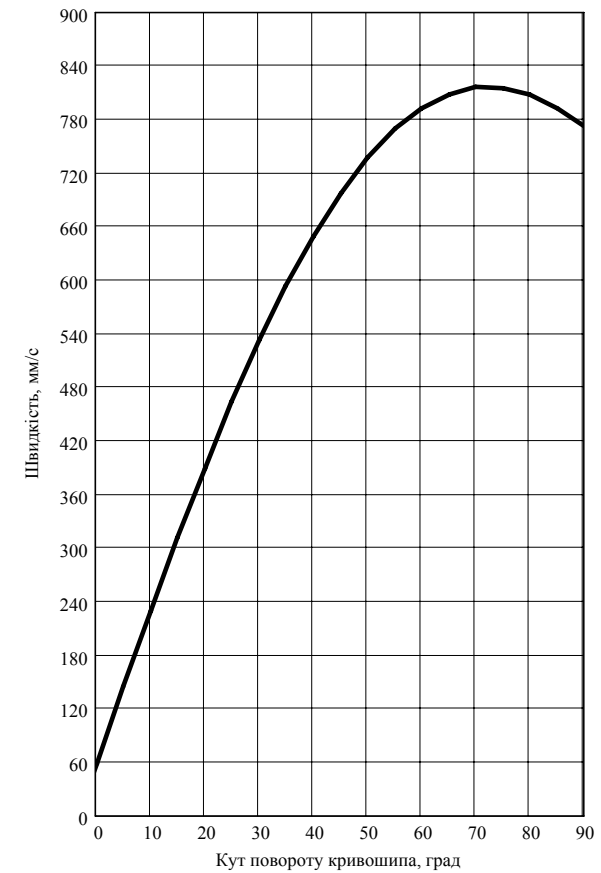


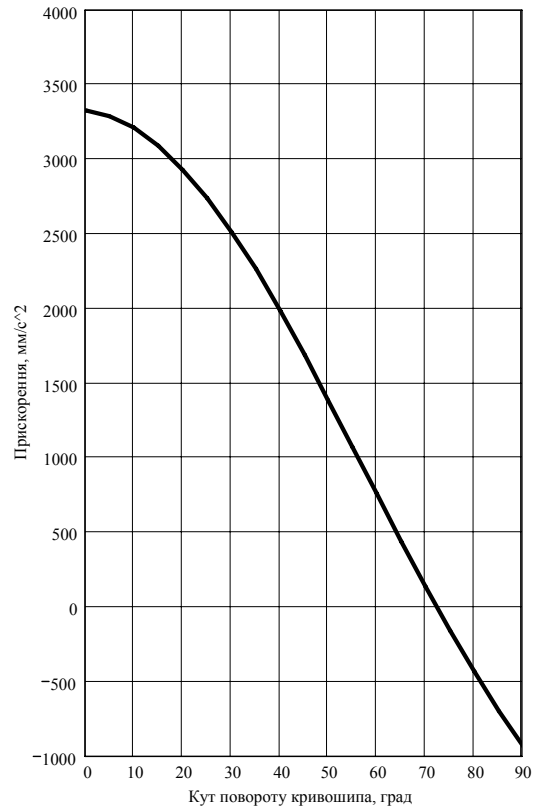
Рис. 2.5. Графік швидкості повзуна ГВМ ГКМ зусиллям 12,5 МН

Кут повороту колінчатого валу при досягненні найвищої швидкості по формулі (2.16) становить приблизно

$$\alpha_{V_{\max}} \approx \arccos(0,2875) = 1,279 \text{ рад} = 73,292^\circ.$$

Максимальне значення швидкості становить по формулі (2.18)

$$V_{\max} = 3,351 \cdot 230 \cdot \left[ \left( 1 + 0,2875^2 \right) \sqrt{1 - 0,2875^2} + 0,261 \cdot 0,2875 \cdot \sin(1,279) \right] = 815,833 \text{ мм/с.}$$



**Рис. 2.6.** Графік прискорення повзуна ГВМ ГKM зусиллям 12,5 МН

Максимальне прискорення повзуна в КНП та КВП по формулах (2.19) і (2.20) становить

$$J_{\max 1} = 3,351^2 \cdot 230 \cdot (1 + 0,2875) = 3325,311 \text{ мм/с}^2.$$

$$J_{\max 2} = -3,351^2 \cdot 230 \cdot (1 - 0,2875) = -1840 \text{ мм/с}^2.$$

Крайні положення повзуна досягаються при кутах повороту колінчатого валу по формулі (2.12)

$$\alpha_n = -\arcsin \frac{0,261 \cdot 0,2875}{1 + 0,2875} = -0,058 \text{ рад} = -3,34^\circ;$$

$$\alpha_o = 180 - \arcsin \frac{0,261 \cdot 0,2875}{1 - 0,2875} = 3,036 \text{ рад} = 173,958^\circ.$$

Кут прямого і зворотного ходу повзуна по формулах (2.13) і (2.14) становить

$$\alpha_n = 173,958 + 3,34 = 177,297^\circ,$$

$$\alpha_o = 360 - 177,297 = 182,703^\circ.$$

**Таблиця 2.2**

**Кінематичні характеристики ГВМ ГKM зусиллям 12,5 МН**

$\alpha$ , град	$S$ , мм	$V$ , мм/с	$J$ , мм/с <sup>2</sup>
0	0	57,81	3325,31
10	7,49	228,66	3207,69
20	23,64	389,14	2929,58
30	47,71	531,38	2511,16
40	78,56	648,81	1982,94
50	114,78	736,69	1382,84
60	154,74	792,33	752,36
70	196,74	815,24	132,51
80	239,11	806,96	-440,04
90	280,31	770,74	-936,25

Коефіцієнт середньої швидкості повзуна по формулі (2.15) становить

$$k_v = \frac{177,297}{182,703} = 0,9704.$$

Максимальне переміщення повзуна по формулі (2.11) становить

$$S_n = 230 \left( 2 + \frac{0,2875^2 \cdot 0,261^2}{1 - 0,2875^2} \right) = 461,41 \text{ мм},$$

тобто більше чим початкові дані по стандарту на 0,31 %.

**Приклад 5. Визначити ефективність використання дезаксіального механізму в ГВМ чотирьох кривошипного листоштампувального преса зусиллям 10 МН.**

Початкові дані:

Максимальний хід повзуна $S$ , мм	– 450;
Коефіцієнт шатуна $\lambda$	– 0,3;
Коефіцієнт дезаксіалу $\varepsilon$	– 0,35.

Рішення

Відповідно до рекомендацій в п. 2.2.1 в головному виконавчому механізмі передбачено від'ємний дезаксіал з метою зменшення швидкості під час прямого ходу.

Геометричні розміри механізму в такому разі будуть наступні. По формулі (2.1) радіус кривошипу становить

$$R = \frac{450}{2 + \frac{0,35^2 \cdot 0,3^2}{1 - 0,3^2}} = 447,29 \text{ мм.}$$

Довжина шатуна складає

$$L = 447,29 / 0,3 = 1490 \text{ мм.}$$

Величина дезаксіалу дорівнює

$$E = -447,29 \cdot 0,35 = -155 \text{ мм.}$$

Крайні положення повзуна досягаються при кутах повороту головного валу, які визначаються по формулі (2.9)

$$\alpha_n = -\arcsin \frac{-0,35 \cdot 0,3}{1 + 0,3} = 0,0798 \text{ рад} = 4,57^\circ;$$

$$\alpha_g = \pi - \arcsin \frac{-0,35 \cdot 0,3}{1 - 0,3} = 3,29 \text{ рад} = 188,53^\circ$$

Кут прямого і зворотного ходу повзуна по формулах (2.13) і (2.14) становить

$$\alpha_n = 188,53 - 4,57 = 183,96^\circ,$$

$$\alpha_0 = 360 - 183,95 = 176,04^\circ.$$

Коефіцієнт середньої швидкості повзуна по формулі (2.15) становить

$$k_v = \frac{183,96}{176,04} = 1,04498.$$

Таким чином, використання дезаксіального механізму дозволяє понизити швидкість повзуна в період робочого ходу приблизно на 4,5 % в порівнянні з аксіальним механізмом.

#### 2.2.4. Кінематичний аналіз кривошипно-колінного механізму

У залежності від співвідношення лінійних розмірів механізму можливі два варіанти механізму. У першому випадку шарнір  $B$  в крайнім нижньому положенні не переходить лінію  $CD_0$ , і повзун робить один хід до точки  $D_0$ . Такий механізм називають механізмом ненульового виконання.

В другому випадку шарнір  $B$  переходить лінію  $CD_0$  і тоді повзун після переміщення в точку  $D_0$ , робить хід нагору до точки  $D_2$ . Таким чином, за один оборот вала повзун робить два подвійних ходи. Такі механізми, що називаються механізмами нульового виконання, використовуються у всіх сучасних пресах для збільшення часу впливу під навантаженням на штампування. Величина підйому повзуна під час другого ходу незначна і спів розмірна з величиною пружної деформації оброблюваного виробу.

Поточне переміщення повзуна ненульового механізму, обчислене від його крайнього нижнього положення, визначається по формулі

$$S_n = l_2 \left[ (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_{22}) + \frac{1}{\lambda_1} (\sin \alpha_3 - \sin \alpha_{32}) \right]. \quad (2.25)$$

Поточне переміщення повзуна нульового механізму, обчислене також від його крайнього нижнього положення, визначається по формулі

$$S_0 = l_2 \left( \sin \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_3}{\lambda_1} \right) + \sqrt{l_0^2 - x_c^2}. \quad (2.26)$$

Кути  $\alpha_2$ ,  $\alpha_{22}$ ,  $\alpha_3$ ,  $\alpha_{32}$ , визначають положення ланок 2 і 3 механізми (рис. 2.3):

$\alpha_2$  і  $\alpha_3$  – поточні кути повороту ланок;

$\alpha_{22}, \alpha_{32}$  – крайні кути ланок у крайнім нижнім положенні повзуна.

Значення кутів повороту визначаються в залежності від розмірів ланок механізму у функції кута повороту головного вала  $\alpha$

$$\alpha_2 = 2\pi - \arccos \frac{l_2^2 - l_1^2 + AC^2}{2l_2 AC} - \arccos \frac{R \cos \alpha + x_c + x}{AC}, \quad (2.27)$$

$$AC = \sqrt{(R \cos \alpha + x_c + x)^2 + [R \sin \alpha - (y - h)]^2};$$

$$\alpha_3 = 2\pi - \arccos \left[ \frac{x_c \lambda_1}{l_2} - \lambda_1 \cos \alpha_2 \right]; \quad (2.28)$$

$$\alpha_{22} = 1,5\pi - \arcsin \frac{(x + x_c) - (l_1 - R) \cos \alpha_{k2}}{l_2}; \quad (2.29)$$

$$\alpha_{32} = 2\pi - \arccos \left[ \frac{x_c \lambda_1}{l_2} - \lambda_1 \cos \alpha_{22} \right]; \quad (2.30)$$

Кут  $\alpha_{k2}$  визначає положення головного вала в нижньому положенні

$$\alpha_{k2} = 2\pi + \arccos \frac{z_c^2 - l_2^2 + (l_1 + R)^2}{2z_c(l_1 + R)} - \arccos \frac{x_c + x}{z_c}. \quad (2.31)$$

Відстань  $z_c$  між центрами головного вала і кінематичної пари визначається по формулі

$$z_c = \sqrt{(x + x_c)^2 + (y - h)^2}. \quad (2.32)$$

Зсув центра шарніра  $C$  при зміні закритої висоти на величину  $h$  визначається по формулі

$$x_c = \sqrt{2rh - h^2}, \quad (2.33)$$

де  $r$  – ексцентриситет регулювальної осі механізму регулювання.

Тип виконання механізму визначається співвідношенням кута  $\alpha_{20}$  повороту ланки 2 у нижньому положенні при випрямлених ланках 2 і 3 і кута  $\alpha_{22}$  повороту ланки 2 у випадку переходу шарніром  $B$  лінії  $CD_0$ . Кут  $\alpha_{20}$  визначається по формулі

$$\alpha_{20} = 2\pi - \arccos \frac{x_c}{l_0}. \quad (2.34)$$

Якщо  $\alpha_{20} \leq \alpha_{22}$ , механізм є механізмом першого типу, тобто ненульового виконання. У такому випадку кут  $\alpha_{k2}$  відповідає КНП повзуна. Якщо  $\alpha_{20} > \alpha_{22}$ , механізм – другого типу, тобто нульового виконання. У такому випадку кут  $\alpha_{k2}$  відповідає другому верхньому положенню повзуна ( $KB\Pi_2$  на рис. 2.3).

У крайнім верхньому положенні повзуна положення ланок визначаються кутами  $\alpha_{21}$  і  $\alpha_{31}$

$$\alpha_{21} = 1,5\pi + \arcsin \frac{(x + x_c) + (l_1 + R) \cos \alpha_{k1}}{l_2}; \quad (2.35)$$

$$\alpha_{31} = 2\pi - \arccos \left[ \frac{x_c \lambda_1}{l_2} - \lambda_1 \cos \alpha_{21} \right]. \quad (2.36)$$

де  $\alpha_{k1}$  – кут повороту головного вала в КВП

$$\alpha_{k1} = \pi + \arccos \frac{z_c - l_2^2 + (l_1 - R)^2}{2z_c(l_1 - R)} - \arccos \frac{x_c + x}{z_c}. \quad (2.37)$$

Максимальні переміщення повзуна визначаються по наступних формулах:

– повний хід повзуна ненульового механізму

$$S = l_2 \left[ \sin \alpha_{21} - \sin \alpha_{22} + \frac{\sin \alpha_{31} - \sin \alpha_{32}}{\lambda_1} \right]. \quad (2.38)$$

– перший хід повзуна нульового механізму

$$S_{\max 01} = l_2 \left( \sin \alpha_{21} + \frac{\sin \alpha_{31}}{\lambda_1} \right) + \sqrt{l_0^2 - x_c^2}. \quad (2.39)$$

Хід повзуна нагору після переходу шарніром  $B$  лінії  $CD_0$  складає (відрізок  $D_2D_0$  на рис. 2.3)

$$S_{02} = l_2 \left( \sin \alpha_{22} + \frac{1}{\lambda_1} \sin \alpha_{32} \right) + \sqrt{l_0^2 - x_c^2}. \quad (2.40)$$

Швидкість і прискорення повзуна визначаються по наступним залежностям, отриманим диференціюванням рівняння для визначення переміщення при постійній швидкості кривошипа  $\omega$

$$V = \omega_2 l_2 \frac{\sin(\alpha_3 - \alpha_2)}{\sin \alpha_3}; \quad (2.41)$$

$$J = \frac{\varepsilon_2 l_2 \sin(\alpha_3 - \alpha_2)}{\sin \alpha_3} - \frac{\omega_2^2 l_2 \cos(\alpha_3 - \alpha_2)}{\sin \alpha_3} - \frac{\omega_2^2 \lambda_1 l_2 \sin^2 \alpha_2}{\sin^3 \alpha_3}, \quad (2.42)$$

де  $\omega_2$ ,  $\varepsilon_2$  – відповідно, кутова швидкість і прискорення ланки 2

$$\omega_2 = \omega \frac{R \sin(\alpha - \alpha_1)}{l_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)}; \quad (2.43)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\omega^2 R \cos(\alpha - \alpha_1)}{l_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)} + \frac{\omega_1^2 l_1}{l_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)} - \frac{\omega_2^2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1)}{\sin(\alpha_2 - \alpha_1)}. \quad (2.44)$$

**Приклад 6. Виконати кінематичний аналіз кривошипно-колінного механізму чеканочного преса зусиллям 2,5 МН.**

Початкові дані:

Радіус кривошипу $R$ , мм	– 127,74;
Довжина шатуна $l_1$ , мм	– 936,52;
Довжина верхнього важеля $l_2$ , мм	– 520;
Довжина нижнього важеля $l_3$ , мм	– 470;
Радіус регулювальної вісі $r$ , мм	– 7,5;
Розмір регулювання $h$ , мм	– 7,5;
Горизонтальний розмір $x$ , мм	– 780;
Вертикальний розмір $y$ , мм	– 342,5;
Число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 32.

Рішення

Кінематичний розрахунок кривошипно-колінного механізму виконано по залежностям, приведеніх в п.2.2.4.

Коефіцієнт шатуна  $\lambda$  та узагальнений відносний розмір механізму  $\lambda_1$  становлять

$$\lambda = \frac{127,74}{936,52} = 0,1364, \quad \lambda_1 = \frac{520}{470} = 1,1064.$$

Додаткові розміри, показані на рис. 2.3, становлять

$$x_c = \sqrt{2 \cdot 7,5 \cdot 7,5 - 7,5^2} = 7,5 \text{ мм.}$$

$$z_c = \sqrt{(780 + 7,5)^2 + (342,5 - 7,5)^2} = 855,793 \text{ мм.}$$

Кути повороту головного валу, при яких досягаються крайні положення повзуна, визначені по формулах (2.37) та (2.31)

$$\alpha_{k1} = \pi + \arccos\left(\frac{855,793^2 - 520^2 + (936,52 + 127,74)^2}{2 \cdot 855,793(936,52 + 127,74)}\right) - \arccos\left(\frac{7,5 + 780}{855,793}\right) = 3,2438 \text{ рад} = 185,861^\circ;$$

$$\alpha_{k2} = 2\pi + \arccos\left(\frac{855,793^2 - 520^2 + (936,52 - 127,74)^2}{2 \cdot 855,793(936,52 - 127,74)}\right) - \arccos\left(\frac{7,5 + 780}{855,793}\right) = 6,51397 \text{ рад} = 13,223^\circ.$$

Крайні положення верхнього важеля визначені по формулах (2.35) і (2.29)

$$\alpha_{21} = 1,5\pi + \arcsin\left(\frac{780 + 7,5 + (936,52 + 127,74)\cos 185,861^\circ}{520}\right) = 4,164 \text{ рад} = 238,565^\circ;$$

$$\alpha_{22} = 1,5\pi - \arcsin\left(\frac{780 + 7,5 - (936,52 + 127,74)\cos 13,223^\circ}{520}\right) = 4,712 \text{ рад} = 269,982^\circ;$$

Кут нахилу верхнього важеля при досягненні нижнього положення повзуна по формулі (2.34) становить

$$\alpha_{20} = 2\pi - \arccos\left(\frac{7,5}{520 + 470}\right) = 4,72 \text{ рад} = 270,434^\circ.$$

Так як кут  $\alpha_{22}$  менше чим кут  $\alpha_{20}$ , то механізм ненульовий, тобто точка В з'єднання важелів не переходить лінії  $CD_0$ , і переміщення повзуна в такому випадку визначається по формулі (2.25).

Швидкість та прискорення повзуна розраховані відповідно по формулах (2.41)–(2.42). Графіки переміщення повзуна, швидкості і прискорення показані на рис. 2.7–2.9.

### 2.3. Розподіл загального передатного відношення

Розподіл загального передатного відношення по передачах передбачає визначення необхідності проміжних передач між двигуном і головним валом і, якщо вони необхідні, визначення їхніх передатних відносин, тобто визначенні числа оборотів проміжних валів.

У технічному завданні, після аналізу базових конструкцій пресів, літературних джерел, прототипів устанавлюється передбачуване число оборотів головного двигуна  $n_d$ .

Загальне передатне відношення привода  $i_o$  визначається за формулою

$$i_o = \frac{n_d}{n_n} = i_p i_{зб} i_{zn} i_{zm}, \quad (2.45)$$

де  $i_p$  – передатне відношення клиноремінної передачі;  $i_{зб}$ ,  $i_{zn}$ ,  $i_{zm}$  – відповідно, передатне відношення швидкохідної, проміжної і тихохідної зубчастих передач.

Передатне відношення клинопасової передачі рекомендується приймати рівним 3...6. Якщо  $i_o > i_p$ , тоді передбачається одна чи кілька проміжних зубчастих передач з передатними відносинами  $i_{zi}$ . Як правило, число зубчастих передач не перевищує двох, однак для великих тихохідних пресів може знадобитися включення другої і третьої проміжної зубчастої передачі. Якщо привод преса включає тільки одну чи дві зубчасті передачі, природно, виключається поняття швидкохідної чи проміжної передачі.

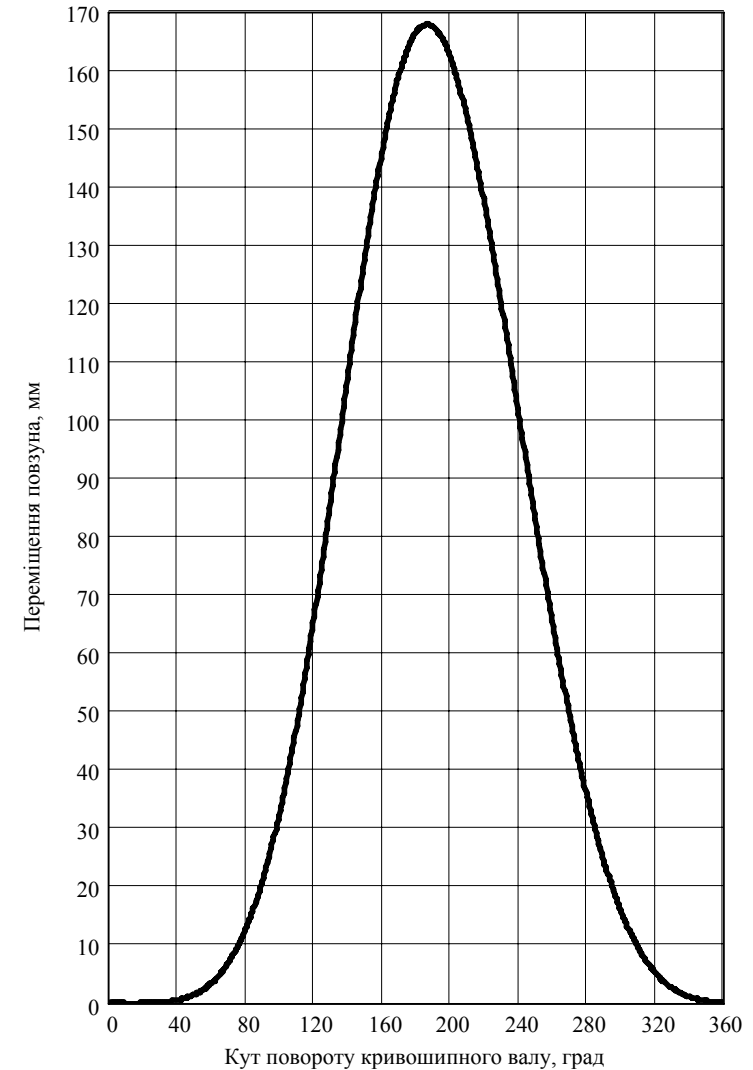


Рис. 2.7. Графік переміщення повзуна ГВМ чеканочного преса

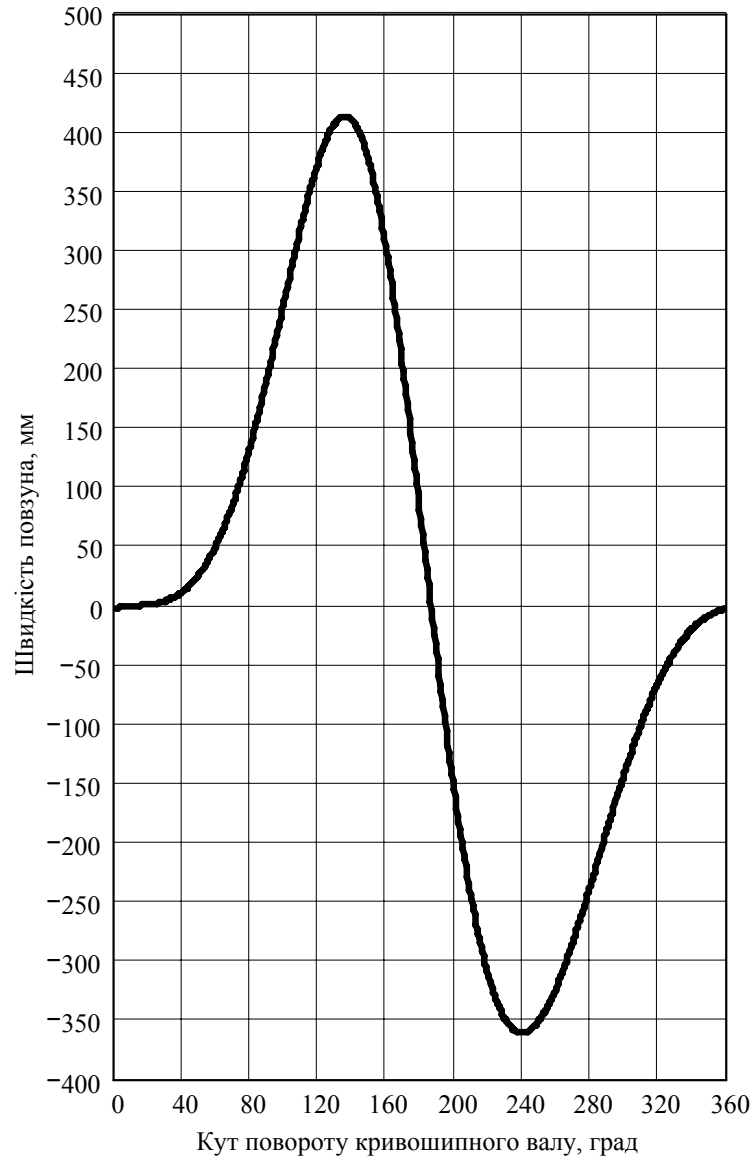


Рис. 2.8. Графік швидкості повзуна ГВМ чеканочного преса

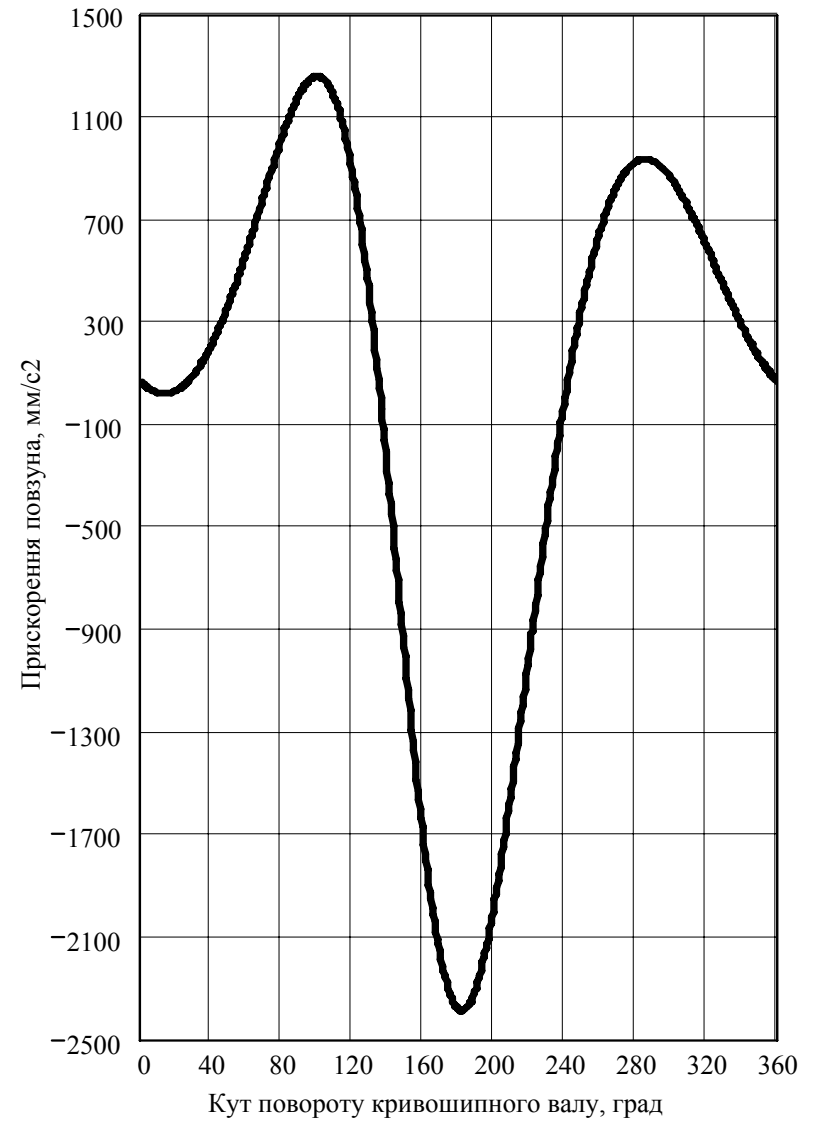


Рис. 2.9. Графік прискорення повзуна ГВМ чеканочного преса



Габарити і інерційність привода в значній мірі залежать від розподілу загального передатного відношення по ступенях. Критерієм розподілу передатного відношення можуть бути різні умови і параметри. Найчастіше такими є маса і інерційність ведених частин, а також навантаженість ступенів. Розподіл загального передатного відношення впливає на витрати енергії на вмикання муфти.

У загальному випадку варто прагнути до поступового зниження передатного відношення передачі в міру наближення до головного валу, що приводить до більш рівномірного розподілу навантаження між ступенями і поліпшенню умов роботи останньої (найбільш навантаженої) тихохідної передачі. З цієї причини рекомендується приймати максимально припустиме передатне відношення клинопасової передачі (до 6...7), якщо не накладаються обмеження на кутову швидкість прийомного валу. Для забезпечення нормальної працездатності муфти, що вбудовується в маховик, число оборотів маховика не повинне перевищувати 400...450 оборотів у хвилину.

При заданому загальному передатному відношенні двоступінчастого зубчастого приводу  $i_{zo} = i_{zo}i_{zm}$  передатне відношення тихохідної передачі  $i_{zm}$  рекомендується визначати за графіком, показаному на рис. 2.10. Зона 1 відповідає приводу, що розгалужується сумується, зона 2 – іншим різновидам 2-х ступінчастого привода.

У триступінчастому зубчастому приводі габарити і інерційність привода залежать в основному від правильності розподілу останніх двох ступенів. Тому в цих приводах задаються передатним відношенням швидкохідної передачі (звичайно  $i_{zo} < i_{zm}$ ), після чого передатне відношення двох ступенів, що залишилися, розподіляють відповідно до рекомендацій для двоступінчастих приводів.

Після визначення структури привода уточнюються передатні відношення клинопасової і зубчастих передач так, щоб їхній добуток дорівнював загальному передатному відношенню. Числа оборотів проміжних валів, що необхідні для розрахунку вузлів і деталей привода і системи включення, визначаються по формулі

$$n_i = n_n i_{zi}, \quad (2.46)$$

де  $i_{zi}$  – передатне відношення від розглянутого валу до головного.

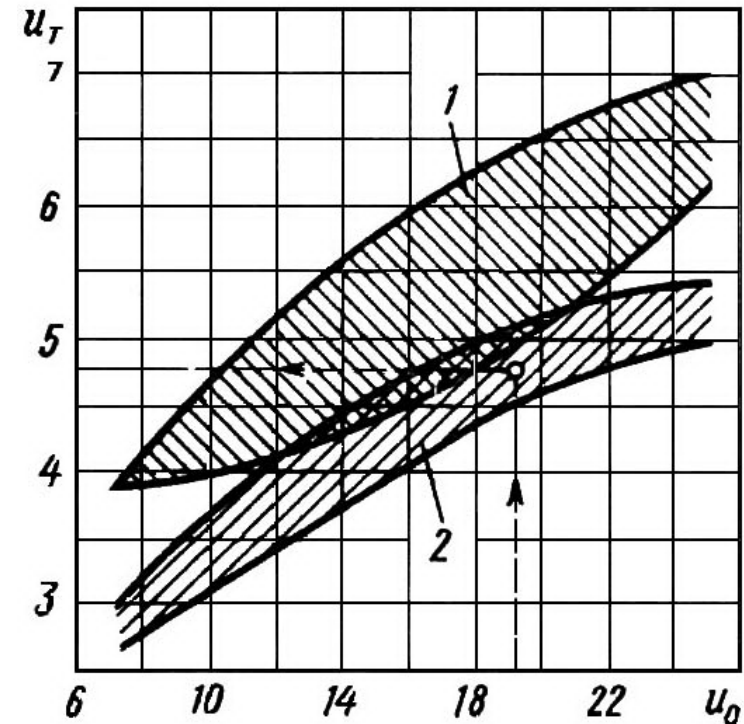


Рис. 2.10. Діаграма для розподілу передатного відношення двоступінчастого зубчастого приводу

Розподіл загального передатного відношення є попереднім, тому що після розрахунків на міцність вузлів і деталей привода можуть бути змінені передатні відношення передач. У такому випадку розрахунок необхідно повторити.

**Приклад 7. Виконати розподіл передатного відношення приводу двох кривошипного листоштампувального преса зусиллям 40 МН.**

#### Рішення

Листоштампувальний прес зусиллям 40 МН по ГОСТ 7766-73 має номінальне число ходів  $n_n = 10$  за хв. Приймаючи номінальне число обертів двигуна  $n_o = 985$  за хв., загальне передатне відношення приводу складе  $i_o = 985/10 = 98,5$ .

Передатне відношення клинопасової передачі доцільно прийняти не менше 5. В такому разі загальне передатне відношення зубчатого приводу становить  $i_z = 98,5/5 = 19,7$ . Забезпечити таке передатне відношення можливо лише двоохступеневою зубчатою передачею. По рис. 2.10 для загального відношення зубчатого приводу  $=19,7$  і для розгалужуючого приводу (область 1) слідує, що раціональне передатне відношення тихохідної ступені  $i_{zm}$  становить 5...6,5. Приймаючи передатне відношення  $i_{zm} = 5,5$ , передатне відношення бистрохідної ступені становить  $i_{zб} = 19,7/5,5 = 3,582$ .

Таким чином, якщо головний вал має 10 обертів за хв, то проміжний вал буде мати  $n_{np} = 10 \cdot 3,582 = 35,82$  обертів за хв, а приймальний вал –  $n_{nb} = 35,82 \cdot 5 = 179$  обертів за хв.

## РОЗДІЛ 3 СТАТИКА ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ

### 3.1. Статика кривошипно-повзунного механізму

Преси є відносно тихохідними машинами, у яких сили інерції незначні і, крім окремих задач розрахунку, ними можна зневажати. У такому випадку ГВМ преса аналізується статичними методами. При цьому визначаються значення зусиль, що діють уздовж лінії шатуна, реакції в опорах головного вала, сили, що діють на напрямні повзуна, сили з боку зубчатої і клиноремінної передач і інші силові фактори.

Основна задача статичного розрахунку преса складається в розрахунку залежності приведенного плеча  $m_k$  від кута повороту кривошипного вала  $\alpha$ , що дозволить розрахувати крутильний момент на головному валу в залежності від зусилля на повзуні

$$M_k = P_D m_k. \quad (3.1)$$

Для кривошипно-повзунного механізму залежність для приведенного плеча  $m_k$  зручно представляти у виді суми двох величин  $m_k^u$  і  $m_k^{\mu}$

$$m_k = m_k^u + m_k^{\mu}, \quad (3.2)$$

де  $m_k^u$  – ідеальне приведенне плече:

$$m_k^u = R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha \right), \quad (3.3)$$

$m_k^{\mu}$  – збільшення приведенного плеча, обумовлене тертям у кінематичних парах, так зване плече тертя:

$$m_k^{\mu} = \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O]; \quad (3.4)$$

$\mu$  – коефіцієнт тертя в шарнірах головного виконавчого механізму;

$r_A, r_B, r_O$  – відповідно радіуси корінних опор, великої і малої голівки шатуна (див. п. 5.5.3).

Для диференціальних механізмів перед коефіцієнтами  $\lambda$  і  $\varepsilon$  необхідно змінити знаки на зворотні.

Для одно стоякових пресів з установкою вала перпендикулярно фронту залежність для плеча тертя буде мати вид

$$m_k^{\mu} = \mu \left[ (1 - \lambda)r_A + \lambda r_B + \left( 1 + \frac{l_1}{l_2} \right) r_{O1} + \frac{l_1}{l_2} r_{O2} \right], \quad (3.5)$$

де  $l_1, l_2$  – відповідно, відстань між центрами шатунної шийки і першою опорою і центрами першої опори і другий;

$r_{O1}, r_{O2}$  – відповідно, радіус першого і другого підшипників.

Коефіцієнт тертя  $\mu$  визначається по таблиці 3.1 у залежності від значення комплексного показника  $J_k$ , виду змащення і виду розрахунку.

Комплексний показник  $J_k$  характеризує навантаженість опор, швидкість ковзання і швидкість зближення поверхонь тертя опор при вичавлюванні змащення (ефект демпфірування)

$$J_k = \frac{P_n n_n^2}{\psi}, \quad (3.6)$$

де  $\psi$  – приведений кут робочого ходу, приймається в залежності від типу преса і виконуваної операції (таблиця 3.2).

При розрахунку виводу преса з розпору при будь-якому змащенні приймається  $\mu = 0,08 \dots 0,12$ .

При спрощених розрахунках коефіцієнт тертя  $\mu$  приймається рівним  $0,03 \dots 0,04$  для рідкого мастила і  $0,05 \dots 0,06$  для густого мастила.

Якщо при наступних розрахунках відбувається зміна розмірів вала (зміна радіусів опор), статичний розрахунок ГВМу повторюється для нових початкових даних.

У пояснювальній записці приводиться таблиця розрахункових значень приведенного плеча  $m_k$  у діапазоні кутів повороту  $\alpha$  головного валу від  $0^\circ$  до  $90^\circ$  із кроком  $5^\circ$  чи  $10^\circ$  і відповідний графік.

### 3.2. Заклинювання кривошипно-ползунного механізму

При експлуатації пресів інколи відбуваються випадки заклинювання кривошипно-шатунного механізму (*стопору*). Це явище відбувається у випадку перевантаження при недостатньому запасі енергії маховика, чи перевантаження при порушенні кінематичного зв'язку головного вала з приводом (спрацьовування запобіжника по крутильному моменті чи прослизання фрикційної муфти). Система

ГВМу і станина продовжують залишатися під навантаженням і пружні сили прагнуть повернути шатун і вал так, щоб зняти виниклі деформації, але повороту перешкоджають сили тертя в ГВМи.

Таблиця 3.1

Приведений коефіцієнт тертя в опорах ГВМу

$J_k$ , $10^{-5} \frac{\text{кН} \cdot \text{хв}^{-2}}{\text{град}}$	Вид розрахунку	Коефіцієнт тертя $\mu$ при змащенні	
		густому	рідкому
>50	1	0,015	0,008
	2	0,035	0,015
	3	0,010	0,004
8–50	1	0,035	0,010
	2	0,040	0,025
	3	0,020	0,008
0,2–8	1	0,050	0,020
	2	0,050	0,030
	3	0,030	0,010
<0,2	1	0,060	0,040
	2	0,060	0,040
	3	0,040	0,020

*Примітки:* Перший вид розрахунку – квазистатичний розрахунок крутильного моменту, переміщення повзуна в направляючих, максимальних питомих тисків в опорах і інших параметрів при робочому ході.

Другий вид розрахунків – енергетичний розрахунок утрат при холостому ході.

Третій вид розрахунків – динамічний розрахунок перевантажень без стопору.

Як правило, заклинювання виникає в тих випадках, коли технологічне зусилля деформації досягає максимального значення в крайньому нижньому положенні (преси для об'ємного деформування, КГШП, ГКМ).

Заклинювання ГВМу відбувається тільки в його певному положенні.

Якщо  $m_k^u > m_k^{\mu}$ , то заклинювання не відбудеться; якщо  $m_k^u < m_k^{\mu}$ , то поворот вала під дією будь-якої сили, прикладеної до

повзуна буде неможливий; нарешті умова  $m_k^u = m_k^\mu$  відповідає граничному положенню при заклинюванні.

Таблиця 3.2

## Приведений кут робочого ходу

Технологічна операція	Тип преса	$\psi^\circ$
Різання прокату	Сортові ножиці	12...15
Різання листа	Листові ножиці	70...80
Вирубка	Вирубні преси	8...10
Неглибока витяжка	Універсальні преси	30...35
Витяжка	Витяжні преси	45...50
Багатоперехідне листо- ве штампування	Листоштампувальні прес- автомати	40...45
Висадження	Автомати і ГKM	25...30
Видавлювання	Преси для видавлювання	50...60
Гаряче об'ємне штампу- вання	КГШП	18...20
	Автомати	25...30
Калібрування, карбу- вання, виправлення	Кривошипно-колінні преси	40...50
Жорсткий удар	Усі преси	5...7

Рівняння для визначення граничного кута заклинювання – кута мертвого тертя  $\alpha_m$  має вид

$$\alpha_m^2 - 2\alpha_m \frac{1+\lambda}{\varepsilon} - 2 + \frac{2m_k^\mu}{R\varepsilon} = 0. \quad (3.7)$$

Для аксіального механізму кут заклинювання буде

$$\alpha_m \leq \frac{m_k^\mu}{R(1+\lambda)}. \quad (3.8)$$

Для дезаксіального механізму кут заклинювання буде

$$\alpha_m \leq \frac{m_k^\mu - \varepsilon\lambda R}{R(1+\lambda)}. \quad (3.9)$$

Додатковий момент  $M_d$ , який необхідно прикласти до вала для його провертання і виводу з розпору, визначається з виразу:

$$M_d = P_3 (m_k^\mu - m_k^u), \quad (3.10)$$

де  $P_3$  – поточне значення сили, що діє на повзун у момент заклинювання.

Найбільше зусилля в момент заклинювання може досягти номінального зусилля преса, а саме заклинювання може статися в КНП, тоді найбільший момент  $M_{d\max}$  становить

$$M_{d\max} = P_n m_k^\mu. \quad (3.11)$$

Численні дослідження заклинювання пресів показують, що схильність преса до заклинювання і величина зусилля при цьому залежать найбільшою мірою від геометрії ГВМу і коефіцієнта тертя в опорах. Для КГШП із густим мастилом при  $\mu = 0,06$  найбільший кут заклинювання  $\alpha_m$  складає  $13^\circ \dots 14^\circ$ . При використанні рідкого мастила, що забезпечує коефіцієнт тертя  $\mu$  менше 0,01, кут заклинювання  $\alpha_m$  зменшується до  $1,5^\circ \dots 3^\circ$ .

Розрахунок кута заклинювання необхідно виконувати тільки для пресів, призначених для об'ємного деформування.

**Приклад 8. Виконати силовий аналіз головного виконавчого механізму кривошипного гаряче штампувального преса зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Максимальний хід повзуна $R$ , мм	– 175;
Довжина шатуна $L$ , мм	– 1150;
Величина дезаксіалу $E$ , мм	– 60;
Радіус шатунної шийки головного валу $R$ , мм	– 450;
Радіус корінних опор валу $R_O$ , мм	– 320;
Радіус з'єднання шатуна і повзуна $R_B$ , мм	– 280.

Рішення

Приведений кут технологічної операції для гарячого штампування по таблиці 3.2 рівний  $18^\circ \dots 20^\circ$ .

Комплексний коефіцієнт навантаження опор по формулі (3.6) складає

$$J_k = \frac{25 \cdot 10^3 * 70^2}{20} = 0,6125 \cdot 10^5 \text{ кН} \cdot \text{мин} / \text{град}.$$

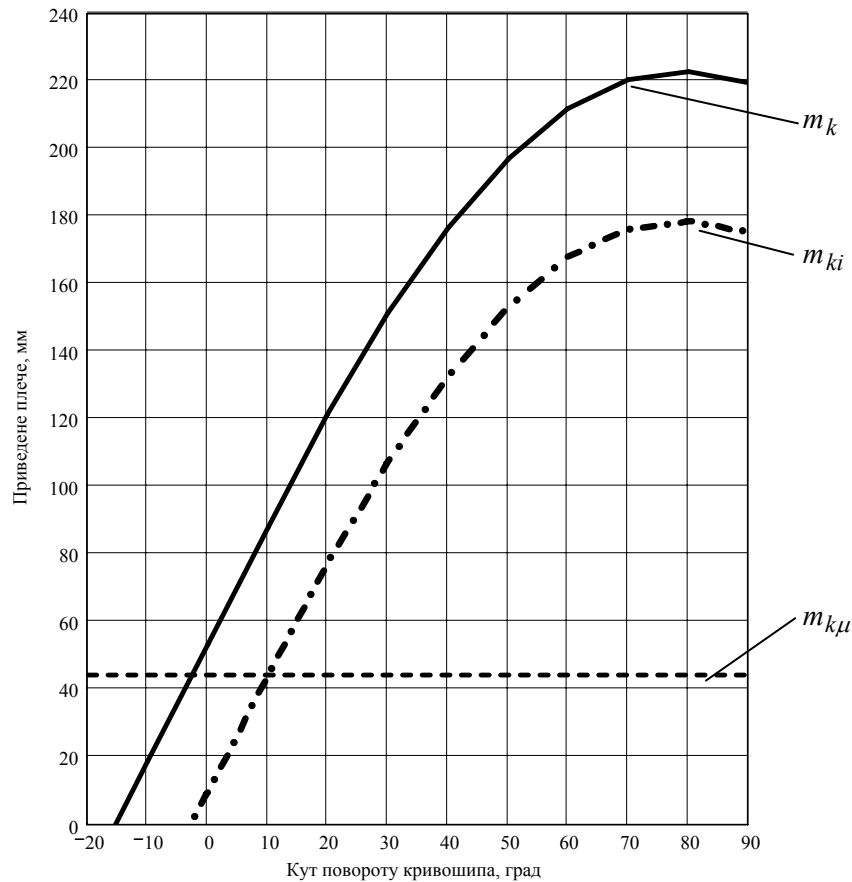


Рис. 3.1. Приведене плече крутильного моменту КГШП зусиллям 25 МН

По табл. 3.1 для першого виду розрахунку (статичний розрахунок крутильного моменту) при густому змащенні коефіцієнт тертя в опорах механізму складає  $\mu=0,05$ .

Коефіцієнт шатуна і коефіцієнт дезаксіалу складають відповідно

$$\lambda = R/L = 175/1150 = 0,152, \quad \varepsilon = E/R = 60/175 = 0,343.$$

Приведене плече тертя визначено по формулі (3.4) і становить

$$m_{k\mu} = 0,05 \cdot [(1 + 0,152) \cdot 450 + 0,152 \cdot 280 + 320] = 44,054 \text{ мм.}$$

Загальне та ідеальне приведені плече визначені по формулах (3.1) і (3.3). Результати показані на рис. 3.1. В прикладі таблиця результатів не приводиться із-за обмеження обсягу посібника.

Кут мертвого тертя для дезаксіального механізму по формулі (3.9) складає

$$\alpha_{\mu} = \frac{44,054 - 0,343 \cdot 0,152 \cdot 175}{175 \cdot (1 + 0,152)} = 0,173 \text{ рад} = 9,924^{\circ}.$$

### 3.3. Статика кривошипно-колінного механізму

Приведене плече в кривошипно-колінному механізмі також представляється у виді суми двох складових – ідеального плеча  $m_k^u$  і плеча тертя  $m_k^{\mu}$ .

У формулах прийняті такі ж позначення, як і при кінематичному аналізі кривошипно-колінного механізму (див. п. 2.2.4).

Плече  $m_k^u$  визначається по формулі

$$m_k^u = \frac{R \sin(\alpha - \alpha_1) \sin(\alpha_3 - \alpha_2)}{\sin(\alpha_2 - \alpha_1) \sin \alpha_3}. \quad (3.12)$$

Плече тертя в кривошипно-колінному механізмі залежить від положення механізму і визначається по формулі

$$m_k^{\mu} = \frac{f_{np} [\sin(\alpha_3 - \alpha_2) \pm 2\rho_2] + 2\rho_2 R \sin(\alpha - \alpha_1)}{\sin(\alpha_2 - \alpha_1)}, \quad (3.13)$$

де  $f_{np}$  – приведений коефіцієнт тертя

$$f_{np} = \mu_0 [r_O + r_A(1 - \lambda) + r_B \lambda], \quad (3.14)$$

$\lambda$  – коефіцієнт шатуна  $\lambda = R / l_1$ ;

$\mu_0$  – коефіцієнт тертя в опорах головного вала;

$r_A, r_B, r_0$  – відповідно радіуси цапф підшипників шарнірів механізму;

$\rho_2$  – коло тертя в шарнірах верхньої і нижньої ланок механізму

$$\rho_2 \approx 2\mu_b \frac{r_B}{l_2};$$

$\mu_b$  – коефіцієнт тертя в шарнірах верхньої і нижньої ланок механізму.

У формулі (3.12) знак плюс приймається для положення, коли кут повороту кривошипа  $\alpha$  не перевищує кут  $\alpha_{1k}$ , що відповідає крайньому нижньому положенню, знак мінус для положення, коли кут  $\alpha$  перевищує величину  $\alpha_{1k}$ , тобто для періоду зворотного ходу повзуна нагору. Таким чином, при переході кривошипа через положення, обумовлене кутом  $\alpha_{1k}$ , приведене плече моменту, що крутить, змінюється стрибкоподібно, що необхідно враховувати при розрахунку моменту, що крутить, у період зворотного ходу повзуна під дією сил пружного деформування.

Внаслідок різних швидкісних і силових умов роботи шарнірів ланок і головного вала коефіцієнти тертя  $\mu_0$  і  $\mu_b$  приймаються різними і рівними  $\mu_0=0,05\dots0,06$ ;  $\mu_b=0,020\dots0,03$ .

## РОЗДІЛ 4 ЕНЕРГЕТИКА ПРЕСА

Основна задача енергетичних розрахунків кривошипного преса складається у визначенні витрати енергії на здійснення одного технологічного циклу, розрахунку необхідної потужності електродвигуна, необхідного моменту інерції маховика і визначенні коефіцієнтів корисної дії преса.

### 4.1. Витрати енергії в приводі кривошипного преса

#### 4.1.1. Витрати енергії на вмикання та холості переміщення механізмів

Баланс енергії в приводі кривошипного преса за один технологічний цикл  $A_{\Sigma}$  складається з роботи  $A_e$ , затраченої на тертя між дисками муфти при її включенні і на розгін нерухомих відомих частин привода і ГВМу, роботи  $A_x$  на холосте переміщення механізмів преса і роботи  $A_p$  на здійснення робочого ходу

$$A_{\Sigma} = A_e + A_x + A_p. \quad (4.1)$$

Витрата енергії на вмикання фрикційної муфти складає

$$A_e = J_2 \omega_m^2 \frac{(2+j)}{2(1+j)}, \quad (4.2)$$

де  $J_2$  – момент інерції веденої частини привода щодо вала муфти;

$\omega_m$  – номінальна кутова швидкість вала муфти;

$j$  – відносний момент інерції веденої частини привода

$$j = \frac{J_2}{J_1};$$

$J_1$  – момент інерції ведучої частини привода.

У пресах із жорсткою муфтою вмикання витрата енергії на її вмикання практично дорівнює нулю. Витрат на прослизання в цих муфтах немає, пружне деформування елементів дуже мале, і витрата енергії на розгін ведених частин незначна.

При роботі преса в режимі автоматичних ходів робота вмикання  $A_e = 0$ .

Відносний момент інерції веденої частини привода для сучасних пресів складає 0,08...0,15, тому приблизно можна вважати

$$A_6 = J_2 \omega_m^2. \quad (4.3)$$

Витрата енергії в приводі кривошипного преса на холості переміщення механізмів обумовлені втратами потужності на:

- подолання шкідливих опорів тертя в опорах і напрямних ГВМу  $A_{xz}$  і маховика  $A_{xm}$ , викликаних силами інерції і силами ваги;
- на подолання шкідливих опорів у зачепленні й опорах зубчатих передач  $A_{xz}$ ;
- у клинопасовій передачі на розгін маховика до номінальної швидкості обертання і прослизання ременів  $A_{xkl}$ ;
- на переміщення допоміжних механізмів преса  $A_{xd}$ ;

тобто

$$A_x = A_{xz} + A_{xm} + A_{xz} + A_{xkl} + A_{xd}.$$

Великі розбіжності дослідних і розрахункових даних, що обумовлені великою залежністю втрат холостого ходу від якості виготовлення вузлів і деталей, регулювання вузлів, стану преса й інших випадкових величин, а також відсутність на початковій стадії проектування деяких початкових даних, ускладнюють точне аналітичне визначення витрат енергії  $A_6$  і  $A_x$  за один технологічний цикл.

У деяких роботах для практичних розрахунків витрати енергії  $A_6$  і  $A_x$  знаходять по наближених формулах як частку від роботи пластичної деформації  $A_0$ , що витрачається в процесі формозміни при виконанні пресом типової технологічної операції. Такий метод визначення витрат зовсім невірний, тому що ці витрати енергії не залежать від величини роботи пластичної деформації.

Методично правильно витрати енергії  $A_6$  і  $A_x$  варто визначати в залежності від номінального зусилля преса  $P_n$  і номінального ходу повзуна  $S_n$

$$A_{6(x)} = k_{6(x)} P_n S_n, \quad (4.4)$$

де  $k_{6(x)}$  – коефіцієнти, прийняті за даними таблиці 4.1 у залежності від типу преса.

Таблиця 4.1

Коефіцієнти  $k_6, k_x$ 

Тип преса	$k_6$	$k_x$
Листоштампувальні:		
• відкриті одно і двох стоякові	0,01...0,03	0,01...0,10
• одно кривошипні закриті	0,02...0,10	0,02...0,08
• двох і чотирьох кривошипні	0,02...0,06	0,02...0,08
• подвійної дії	0,05...0,07	0,02...0,07
Обрізні	0,05...0,10	0,02...0,04
Гаряче штампувальні	0,006...0,01	0,007...0,02
ГКМ	0,02...0,04	0,01...0,03
Карбувальні	0,01...0,02	0,01...0,02
Ножиці листові	0,01...0,05	0,1...0,4
Ножиці сортові	0,06...0,08	0,04...0,05
Автомати холодно штампувальні	–	0,02...0,05

Примітка: більші значення приймаються для пресів з меншим ходом і номінальним зусиллям.

**Приклад 9. Виконати розрахунок витрат енергії на вмикання та холостий хід для двох кривошипного преса зусиллям 6,3 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса  $P_n$ , МН – 6,3;

Номінальний хід повзуна  $S_n$ , мм – 320.

Рішення

При проектувальному розрахунку кривошипного преса визначити витрати енергії на вмикання муфти та холостий хід механізмів неможливо із-за відсутності необхідних початкових даних. В такому разі витрати визначаються по приблизних залежностях.

По формулі (4.4) знайдено

$$A_6 = 0,04 \cdot 6300 \cdot 0,320 = 80,64 \text{ кДж};$$

$$A_x = 0,05 \cdot 6300 \cdot 0,320 = 100,8 \text{ кДж}.$$

Коефіцієнти  $k_6$  і  $k_x$  визначені по табл. 4.1. Прес має номінальне зусилля 6,3 МН і може вважатися як середній двох кривошипний прес по зусиллю, тому значення коефіцієнтів прийняті приблизно середніми з рекомендованого діапазону значень.

#### 4.1.2. Витрати енергії на робочий хід

Енергія в період робочого ходу витрачається на пластичну деформацію металу  $A_{\partial}$ , на тертя в зчленуваннях ГВМу  $A_{mp}$  і на пружну деформацію системи прес-штамп  $A_y$

$$A_p = A_{\partial} + A_{mp} + A_y, \quad (4.5)$$

Робота пластичної деформації для конкретних умов деформування може бути визначена методами теорії обробки металів тиском. Більшість кривошипних пресів, як і інших технологічних машин, призначені для виготовлення деякої групи однотипних виробів. Тому енергетичні розрахунки для них виконуються для деякої типової технологічної операції, що є узагальнюючою з енергетичної сторони.

У такому випадку робота пластичної деформації приблизно може бути визначена по формулі

$$A_D = k_p P_m h_p, \quad (4.6)$$

де  $k_p$  – коефіцієнт повноти графіка;

$P_m$  – максимальне зусилля деформації;

$h_p$  – база деформації, що представляє собою величину робочого ходу повзуна.

Визначити дві інші складові роботи робочого ходу аналітичними методами неможливо, тому в даний час прийнята наступна методика розрахунку роботи робочого ходу.

Задаючись графіком типової технологічної операції з урахуванням пружної деформації преса в період робочого ходу, визначається графік залежності крутильного моменту на головному валу. Площа цього графіка пропорційна роботі робочого ходу.

Виходячи зі статистичних даних по завантаженню кривошипних пресів, установлені типові графіки зусиль деформації для найбільш характерних операцій, виконуваних на даному типі преса. По характеру силового режиму технологічні процеси і відповідні їм графіки зусиль деформації поділяються на чотири групи для листового штампування і п'ять – для об'ємного (рис. 4.1).

Вибір типу графіка при розрахунку преса конкретного технологічного призначення визначається переважною технологічною операцією, характерною для даного типу преса. Наприклад, преси для розділових операцій розраховують за графіком зусилля вирубки, преси для витяжки – за графіком зусиль витяжки і т. д. Преси

для багато перехідного однопозиційного штампування (КГШП, ГKM, листоштампувальні преси) розраховують по найбільш навантаженому переході, яким для гарячого об'ємного штампування є штампування в остаточному переході. Багато позиційні преси й універсальні преси, на яких виконуються одночасно кілька переходів, розраховуються за графіком, що являє собою геометричну суму графіків усіх виконуваних операцій.

Для універсальних листоштампувальних пресів використовують графік найбільш енергоємної операції (неглибока витяжка, гнуття). Преси з перемінним ходом розраховують при максимальному переміщенні повзуна.

База деформації для всіх операцій, крім розділових, визначається як частина номінального ходу повзуна (рис. 4.1).

Базу деформації для розділових операцій крім різання на гільотинних ножицях, тобто для вирубки, пробивання, обрізка облою рекомендується визначати по фактичному переміщенню повзуна в період робочого ходу. База деформації розраховується як частина товщини металу, що вирубується, (рис. 4.1, а)

$$h_p = kt_c, \quad (4.7)$$

де  $k$  – поправочний коефіцієнт;

$t_c$  – товщина листа ( $t_{cl}$ ), що вирубується, чи облою ( $t_{c3}$ ) при обрізанні.

Для вирубки, пробивання і холодної обрізки облою  $k = 0,4 \dots 0,5$ ; для гарячої обрізки  $k = 1$ ; для різання прутків  $k = 0,25 \dots 0,35$ , причому менші значення приймаються для більш твердих матеріалів.

Номінальна товщина листів, що вирубуються,  $t_{cl}$  у залежності від номінального зусилля листоштампувальних пресів простої дії і номінальна товщина облою  $t_{c3}$  у поковок після відкритого штампування приведені в табл. 4.2.

Для обрізних пресів база деформації  $h_p$  збільшується в 1,6...2,4 рази для обліку товщини додаткового шару металу в закругленнях позначки під прошивання чи в місці переходу від тіла кування до облою. Більші значення відповідають пресам меншого номінального зусилля.



Таблиця 4.2

Товщина листа  $t_{cl}$  і облою  $t_{c3}$ 

$P_n$ , МН	Товщина листа $t_{cl}$ , мм	Товщина облою $t_{c3}$ , мм	$P_n$ , МН	Товщина листа $t_{cl}$ , мм	Товщина облою $t_{c3}$ , мм
0,063	1,0	–	3,15	15,0	4,0
0,160	2,0	–	4,0	17,5	5,0
0,315	3,0	–	6,3	20,0	6,0
0,63	4,5	–	8,0	23,0	7,0
1,6	7,0	1,6	10,0	26,0	8,0
2,5	10,0	3,0	16,0	30,0	10,0

При визначенні початку і кінця робочого ходу для розділових операцій необхідно передбачати заходження  $h_{зах}$  пуансона в матрицю на 1...2 мм для проштовхування виробу. Процес деформування починається при недоході повзуна до крайнього нижнього положення на величину

$$h_m = t_c + h_{зах}, \quad (4.8)$$

а закінчується при

$$h_1 = t_c - h_p + h_{зах}. \quad (4.9)$$

Положення повзуна  $h_2$  у момент досягнення максимального зусилля приймається рівним

$$h_2 = t_c(1 - 0,33k) + h_{зах}. \quad (4.10)$$

Коефіцієнт повноти графіка  $k_p$  приймається рівним 0,833.

Для всіх інших типових операцій штампування графіки зусиль деформації представлені у відносних координатах переміщення повзуна, тому повинні бути перелічені для заданих значень номінального зусилля преса і номінального ходу повзуна. Значення максимального зусилля, деформації що рекомендуються, робочого ходу повзуна і коефіцієнта повноти графіка приведені в табл. 4.3 і показані на рис. 4.1.

Графіки креслять в абсолютних координатах – по вісі абсцис відкладають базу деформації  $h_p$ , а по осі ординат – поточне значення зусилля. Оскільки графіки викреслюють без обліку пружної деформації, вони справедливі для застосування до різних типів пресів, що виконують ту саму операцію.

Таблиця 4.3

Параметри графіків зусилля деформації

Технологічна операція	$P_m / P_n$	$h_p / S_n$	$k_p$
Витяжка на пресі простої дії	0,3	0,35	0,785
Витяжка на пресі подвійної дії	0,43	0,45	0,72
Гнуття	1	0,22	0,36
Об'ємне гаряче штампування	1	0,13	0,168
Калібрування, карбування	1	0,05	0,85
Холодне видавлювання	1	0,15	0,875
Гаряче видавлювання	1	0,16	0,32
Висадження	1	0,04	0,35

Базою деформації  $h_p$  прийнято вважати повне переміщення повзуна для здійснення технологічної операції, що відповідає фактичному переміщенню повзуна при абсолютно жорсткому пресі і штампі.

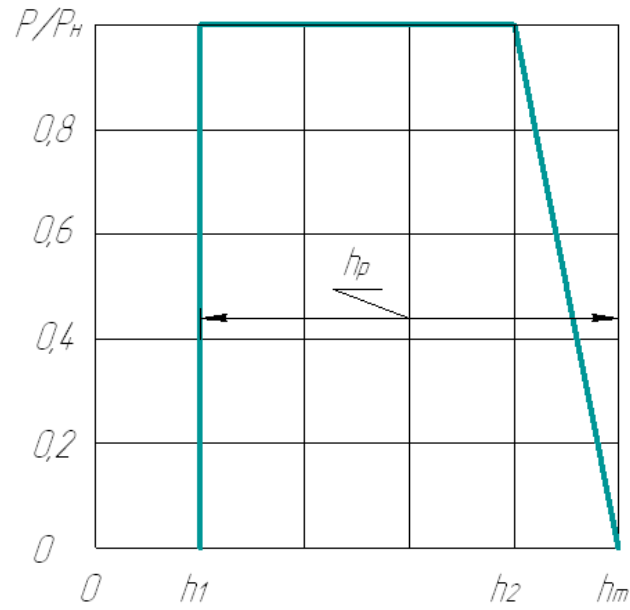
Необхідно відзначити, що площа, обмежена осями координат і графіком зусилля деформації, представляє, з урахуванням масштабів зусилля і переміщення повзуна, роботу пластичної деформації без обліку яких-небудь втрат.

Пружна піддатливість системи прес-штамп змінює форму графіка зусиль деформації, при чому, чим нижче жорсткість системи, тим зміни будуть сильніше. Змінений графік зусиль деформації, що враховує пружну деформацію системи, називають *навантажувальним графіком*.

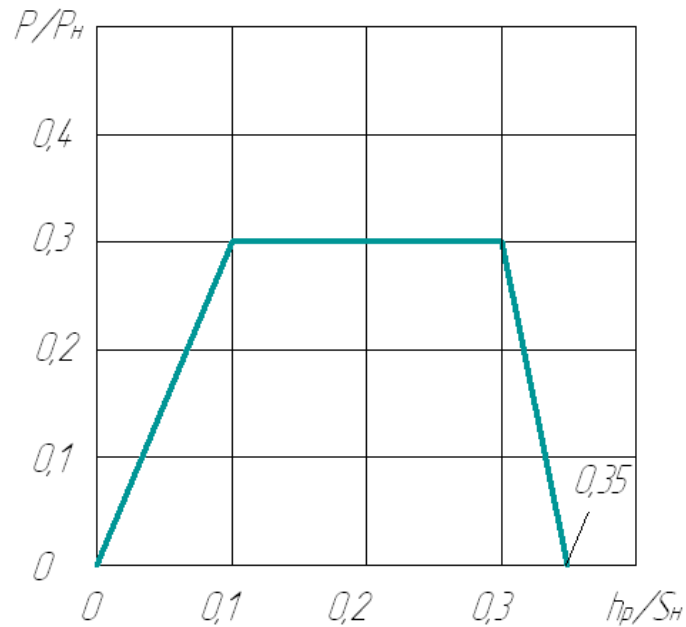
*Жорсткість преса*  $C$  (МН/мм) приймають на підставі практичних даних для кожного типу преса, чи визначають по емпіричній залежності

$$C = K\sqrt{P_n}, \quad (4.11)$$

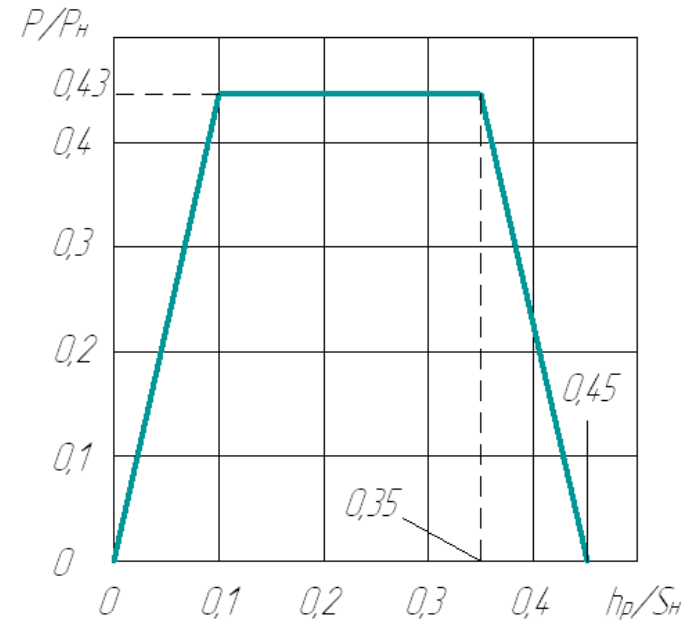
де  $K$  – коефіцієнт пропорційності, прийнятий у залежності від типу преса по таблиці 4.4.



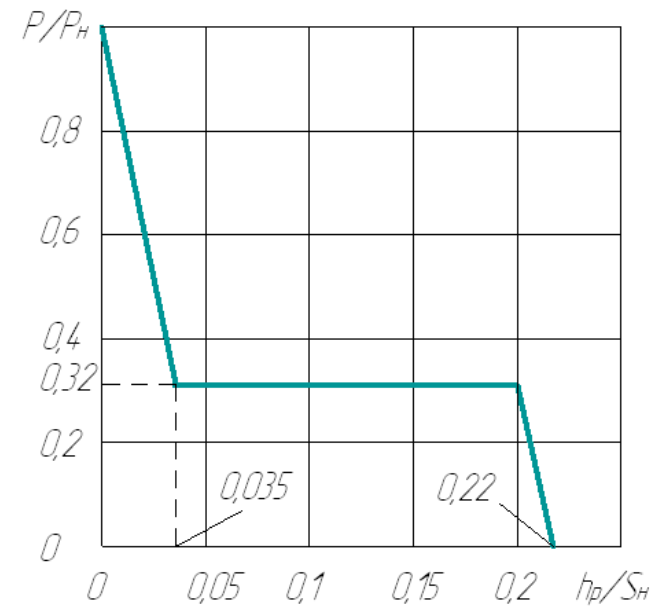
а) – вирубка звичайна



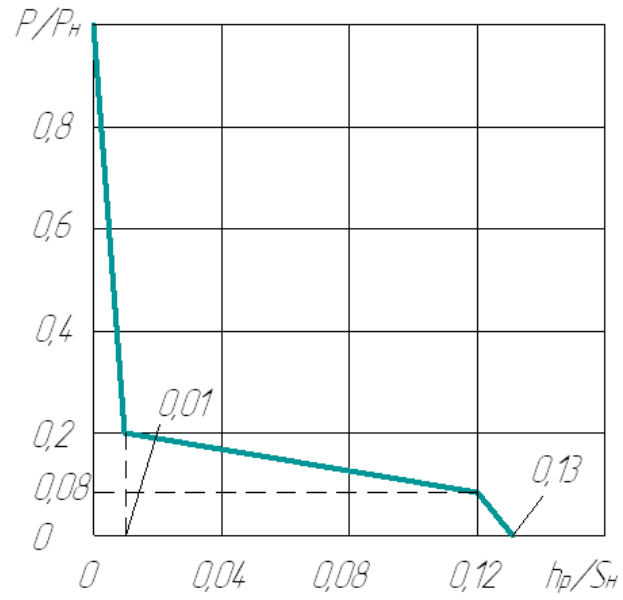
б) – витяжка на пресі простої дії



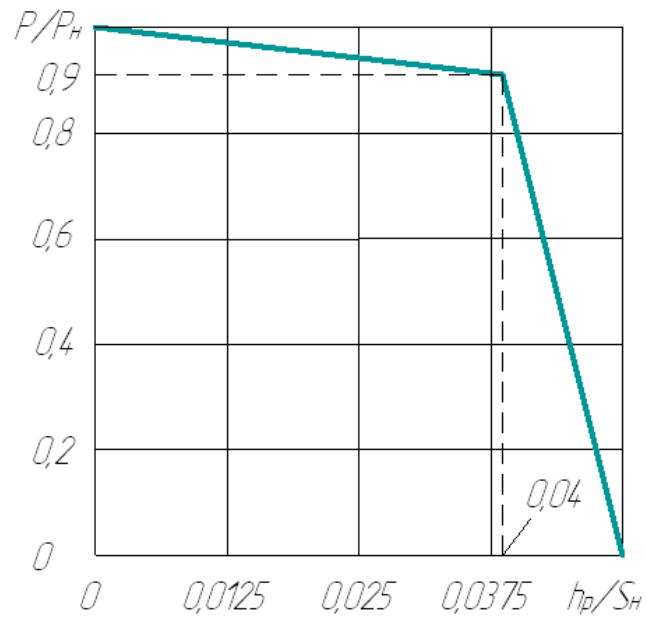
в) – витяжка на пресі подвійної дії



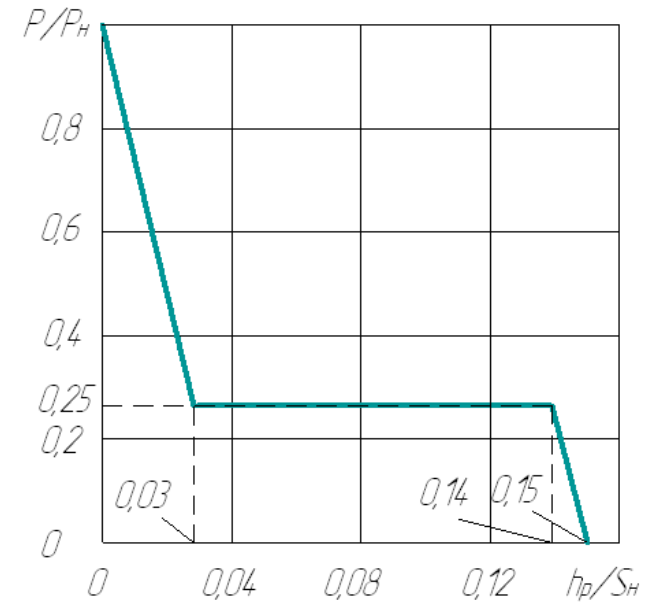
г) – гнуття



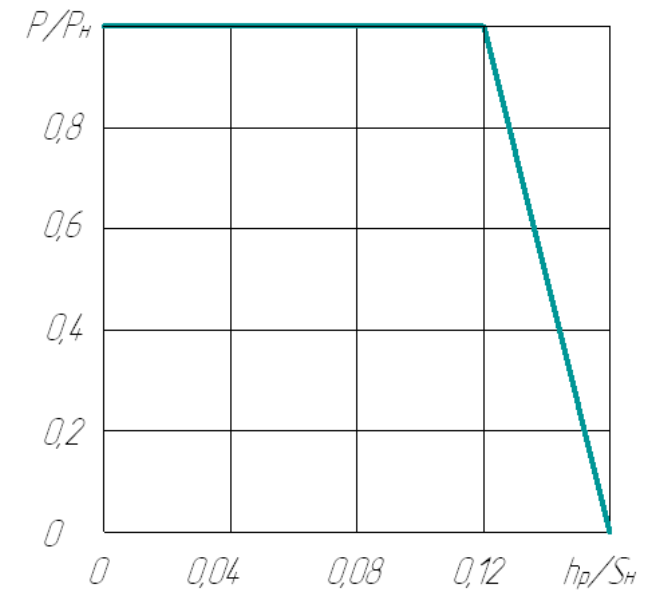
д) – гаряче штампування



е) – холодне калібрування-карбування



ж) – гаряче видавлювання



з) – холодне видавлювання

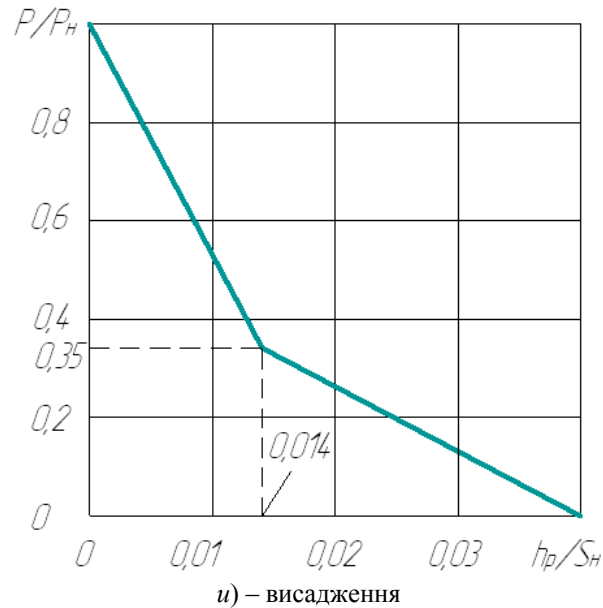


Рис. 4.1. Типові графіки зусиль деформації для листового й об'ємного штампування

#### Коефіцієнт пропорційності $K$

Тип преса	$K$
Відкриті листоштампувальні преси	0,5...0,6
Одно кривошипні закриті листоштампувальні преси	0,75...0,9
2-х і 4-х кривошипні листоштампувальні преси	0,6...1,0
Багато позиційні прес-автомати	0,8...1,1
Преси для розподільних операцій	2,0...2,7
КГШП, гаряче штампувальні автомати	1,7...1,9
ГКМ	0,9...1,2
Однопозиційні холодновисаджувальні автомати	1,1...1,6
Багатопозиційні холодновисаджувальні автомати	2,0...2,2
Преси для холодного видавлювання, карбувальні преси	1,0...1,6
Багато позиційні преси для холодного видавлювання	1,3...1,5

Графік пружної деформації будується в координатах зусилля  $P_D$  – пружна деформація  $\Delta l$ . Приймається лінійна залежність пружної деформації від зусилля деформації. Максимальне значення пружної деформації при номінальному зусиллі визначається за формулою

$$\Delta l_{\max} = \frac{P_n}{C}. \quad (4.12)$$

У реальних пресах із жорсткістю, заданою графіком  $PD = f(l)$  переміщення повзуна під час робочого ходу  $S_p$  (активний хід повзуна) визначається як сума абсолютної деформації металу  $h$  і пружної деформації  $l$ , що відповідає активному навантаженню в цей момент

$$S_p = h + \Delta l. \quad (4.13)$$

Однак характер перетворення графіка зусиль деформації специфічні для кожного з наступних трьох типів технологічних процесів:

1. Штампування закінчується в КНП повзуна, максимальне значення зусилля деформації досягається значно раніше і до кінця процесу деформування поступово знижується до нуля. Така зміна зусилля характерно для усіх видів витяжки.

У цьому випадку зміни активного ходу повзуна не відбувається, тобто база деформації не змінюється,  $S_p = h_p$ , а зміщується тільки максимум зусилля.

У таких випадках при розвантаженні відбувається повне повернення в привод потенційної енергії пружної деформації

$$A_y = 0,5 P_{\max} \Delta l_{\max}, \quad (4.14)$$

і витрати енергії в період робочого ходу варто зменшити на цю величину або при побудові навантажувального графіка можна пружною деформацією нехтувати.

Тут позначено:

$P_{\max}$  – максимальне зусилля деформації, вказане на рис. 4.1, б і 4.1, в;

$l_{\max}$  – максимальна пружна деформація, яка обраховується по формулі (4.9) при  $P_n = P_{\max}$ .

2. Штампування закінчується до КНП повзуна, але зусилля різко падає до нуля в момент закінчення деформації. Така зміна зусилля властиво всім розділовим операціям.

У такому випадку графік зусиль деформації перетвориться в навантажувальний зі значною зміною бази деформації

$$S_p = h_p + \Delta l_{\max}. \quad (4.15)$$

Тому що графік зусилля деформації після досягнення максимуму падає більш круто, чим графік жорсткості (розділові операції)

ції), то повернення енергії не відбувається, унаслідок її втрати через збільшений робочий хід повзуна.

3. Штампування закінчується при крайнім нижнім положенні повзуна з різким зниженням зусилля від максимального значення до нуля після КНП за графіком пружної деформації. Така зміна зусилля характерно для операцій гарячого об'ємного штампування, калібрування, гнуття й ін.

Графік зусиль деформації перетвориться також зі значною зміною бази деформації

$$S_p = h_p + \Delta l_{\max} . \quad (4.16)$$

У КНП повзуна продовжує діяти максимальне зусилля деформації і для подальшого повороту кривошипного вала необхідно прикласти момент, що крутить, доти, поки плече сили  $P_{AB}$  не стане рівним нулю, тобто поки вал не повернеться на кут, що називають кутом мертвого тертя. Величина кута мертвого тертя визначається за формулою (3.8) або (3.9).

Якщо величина кута мертвого тертя  $\alpha_m$  більше кута повороту кривошипного вала  $\alpha_y$ , протягом який відбувається розвантаження від пружної деформації, тоді зусилля знижується до нуля по розвантажувальній галузі і вся потенційній енергії пружної деформації губиться. Навантажувальний графік і графік крутильного моменту у цьому випадку будуються від кута початку робочого ходу  $\alpha_{np}$  до кута  $\alpha_y$  після крайнього нижнього положення. Якщо ж  $\alpha_y > \alpha_m$ , то при положенні вала, обумовленим кутом  $\alpha_m$ , навантаження різко падає до нуля (графіки зусилля і крутильного моменту круто зменшуються до нуля) і губиться тільки частина накопиченої пружної енергії.

Кут повороту вала  $\alpha_y$  для пружного розвантаження визначається по формулі (4.17) при  $S = \Delta l_{\max}$ .

З огляду на те, що зі збільшенням радіуса кривошипа і кута початку робочого ходу  $\alpha_p$  збільшується приведенне плече крутильного моменту, а отже, і крутильний момент, відповідно зростає і робота робочого ходу  $A_p$ . Тому при проектуванні технологічної операції варто прагнути до зменшення кута початку робочого ходу  $\alpha_{np}$ , а для пресів з регульованим ходом використовувати найменший, припустимий по технологічних розуміннях, хід повзуна.

Після побудови навантажувального графіка в координатах  $P_D = f(S)$  його необхідно перетворити в графік  $P_D = f(\alpha)$ , де  $\alpha$  – кут

повороту ведучого вала. При цьому кут повороту вала можливо визначати по формулі

$$\cos \alpha = \frac{2(R-S)(R+L)+S^2}{2R(R+L-S)}, \quad (4.17)$$

чи використовувати раніше отриманий в розділі 2 графік переміщення повзуна  $S = f(\alpha)$ . При цьому визначаються кут початку робочого ходу  $\alpha_{np}$ , кут кінця робочого ходу  $\alpha_{kp}$ , кут робочого ходу  $\alpha_p$ .

Використовуючи раніше обчислені значення приведенного плеча крутильного моменту (див. п. 3, формула (3.1)), для декількох значень положення вала в межах робочого кута  $\alpha_p$  визначається величина крутильного моменту на головному валу  $M_k = P_D m_k$ .

Планіметриуючи діаграму  $M_k = f(\alpha)$  на ділянці робочого ходу  $\alpha_p = \alpha_{kp} - \alpha_{np}$ , знаходиться величина витрати енергії на здійснення робочого ходу.

$$A_p = \int_{\alpha_{np}}^{\alpha_{kp}} M_k(\alpha) d\alpha \approx F_M \mu_M \mu_\alpha, \quad (4.18)$$

де  $F_M$  – площа, обмежена кривою моменту, що крутить, і осями координат, мм<sup>2</sup>;

$\mu_M$  – масштаб моменту, що крутить, Нм/мм;

$\mu_\alpha$  – масштаб кутів повороту головного вала, рад/мм.

Необхідно відзначити, що виділити з витрати  $A_p$  складові  $A_o$ ,  $A_{np}$  і  $A_y$  не надається можливим.

Для більшої зручності і точності розрахунків рекомендується використовувати наступний графо-аналітичний метод визначення роботи робочого ходу.

Після побудови типового графіка пластичної деформації виділяються все точки перегину, координати яких по осі зусиль ( $P_i$ ) і осі деформацій ( $h_i$ ) відомі.

По формулі  $\Delta l_i = \frac{P_i}{C}$  визначаються пружні деформації для

вказаних точок. Координати всіх вказаних точок по осі деформацій змінюються відповідно до характеру перетворення графіків деформації, вказаних вище. Отриманий навантажувальний графік на кожному виділеному інтервалі, враховуючи лінійний характер залежності зусилля від деформації, послідовно розподіляється навпіл на декілька (4 або 8) допоміжних інтервалів. Допоміжні точки легко

визначаються як середнє арифметичне між двома сусідніми відомими точками. Після цього для кожної точки по формулі (4.17) визначається відповідний кут повороту головного валу, потім приведене плече крутильного моменту по формулі (3.1), і нарешті величина крутильного моменту в кожній додатковій точці.

В такому разі витрати енергії на робочий хід складають суму елементарних витрат

$$A_p = \sum \Delta A_i = \sum \left[ (M_i + M_{i-1}) \frac{\alpha_i - \alpha_{i-1}}{2} \right]. \quad (4.19)$$

Всі розрахунки дуже легко виконувати з використанням обчислювального пакету *MathCAD* або пакету *Excel*. Використання обчислювальної техніки дозволяє легко виявити вплив конструктивних параметрів преса на витрати енергії, для чого необхідно лише змінити початкові дані, а решта розрахунків виконується автоматично. Найбільша похибка розрахунків не перевищує 3...7 %, і значно менша, чим при простому графічному визначенні роботи робочого ходу.

У пояснювальній записці приводять усі графіки, побудовані для визначення витрати роботи робочого ходу і таблицю розрахунку моменту, що крутить, на головному валу.

**Приклад 10. Виконати розрахунок витрат енергії на робочий хід при вирубанні заготовок на універсальному однокривошипному пресі зусиллям 1 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 1;
Номінальний хід повзуна $S_n$ , мм	– 130;
Довжина шатуна $L$ , мм	– 800;
Радіус шатунної шийки валу $r_A$ , мм	– 150;
Радіус з'єднання шатуна і повзуна $r_B$ , мм	– 80;
Радіус корінних опор валу $r_O$ , мм	– 70;
Коефіцієнт тертя в шарнірах ГВМу $\mu$	– 0,05.

Рішення

Типовий графік при вирубанні листової заготовки на вказаному пресі показано штриховою лінією на рис. 4.2. По табл. 4.2 визначено, що номінальна товщина листа, що вирубається на пресі

зусиллям 1 МН, складає 6 мм. Приймаючи поправочний коефіцієнт  $k$  рівним 0,5, по формулі (4.7) база деформації складає

$$h_p = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ мм.}$$

Якщо прийняти заходження пуансона в матрицю 1,5 мм, то початок деформування по формулі (4.8) починається за  $h_m = 6 + 1,5 = 7,5$  мм до крайнього нижнього положення, а закінчується по формулі (4.9) при  $h_1 = 6 - 3 + 1,5 = 4,5$  мм. Положення повзуна в момент досягнення максимального зусилля по формулі (4.10) складає

$$h_2 = 6 \cdot (1 - 0,33 \cdot 0,5) + 1,5 = 6,51 \text{ мм.}$$

Жорсткість преса по формулі (4.11) становить

$$C = 0,58 \sqrt{1} = 0,58 \text{ МН/мм.}$$

Коефіцієнт пропорційності  $K$  по табл. 4.4 для відкритих листоштампувальних пресів становить 0,5...0,6.

Максимальна пружна деформація системи при номінальному зусиллі по формулі (4.12) складає

$$\Delta l_{\max} = 1/0,58 = 1,72 \text{ мм.}$$

При вирубанні заготовки початок операції залишається незмінним, а інші точки графіка технологічного зусилля зміщуються до КНП. Так, точки  $A$  і  $B$  зміщуються відповідно в точки  $A_s$  і  $B_s$  на величину  $\Delta l_{\max}$  і їх координати становлять відповідно

$$S_{A_s} = h_2 - \Delta l_{\max} = 6,51 - 1,72 = 4,79 \text{ мм;}$$

$$S_{B_s} = h_1 - \Delta l_{\max} = 4,5 - 1,72 = 2,78 \text{ мм.}$$

Точка  $a$  графіку деформації мала координату  $h_a = 0,5(h_m + h_2) = 0,5(7,5 + 6,51) = 7,005$  мм. Пружна деформація при зусиллі  $P_a = P_n/2$  становить  $0,5 \Delta l_{\max} = 0,86$  мм. Тоді точка  $a_s$  буде мати координату  $S_{a_s} = 7,005 - 1,72 + 0,86 = 6,145$  мм. Точки  $b$  і  $c$  розташовані посередині відрізків, створених точкою  $a$ , і відповідно точки  $b_s$  і  $c_s$  також розташовані посередині відрізків створених точкою  $a_s$ , тобто зусилля і координати точок  $b_s$  і  $c_s$  становлять

$$P_{b_s} = \frac{P_{\max} + P_{a_s}}{2} = \frac{1 + 0,5}{2} = 0,75 \text{ МН};$$

$$P_{c_s} = \frac{P_{a_s}}{2} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \text{ МН};$$

$$S_{b_s} = \frac{S_{A_s} + S_{a_s}}{2} = \frac{4,79 + 6,145}{2} = 5,467 \text{ мм};$$

$$S_{c_s} = \frac{h_m + S_{a_s}}{2} = \frac{7,5 + 6,145}{2} = 6,823 \text{ мм}.$$

Для інтервалу між точками  $A_s$  і  $B_s$  розподіл додаткових точок виконується аналогічно.

Навантажувальний графік зусиль показано товстою лінією на рис 4.2.

Графік крутильного моменту, показаний на рис. 4.3, та витрати енергії під час робочого ходу обчислені по вищезгаданій методиці з використанням програмного пакету MathCAD. Робота робочого ходу складає 5,014 кДж, робота пластичної деформації по формулі (4.6)

$$A_D = 0,833 \cdot 1000 \cdot 0,003 = 2,499 \text{ кДж}.$$

Таким чином, ККД робочого ходу становить

$$\eta_p = 2,499 / 5,014 = 0,49841.$$

Використання програмних продуктів дозволяє легко проводити дослідження впливу технологічних і конструктивних факторів на результати рахунків.

Наприклад, якщо процес вирубування виконувати на цьому ж пресі із зменшеним ходом повзуна, наприклад 40 мм, то робота робочого ходу складатиме 6,383 кДж, а ККД робочого ходу знизиться до 0,3915. Але при цьому зменшується максимальний крутильний момент з 37,3 кНм до 24,4 кНм, тобто більше чим в 1,5 рази, що, звичайно ж, благодійно впливає на умови роботи ГВМу, зменшує динамічні навантаження, тощо.

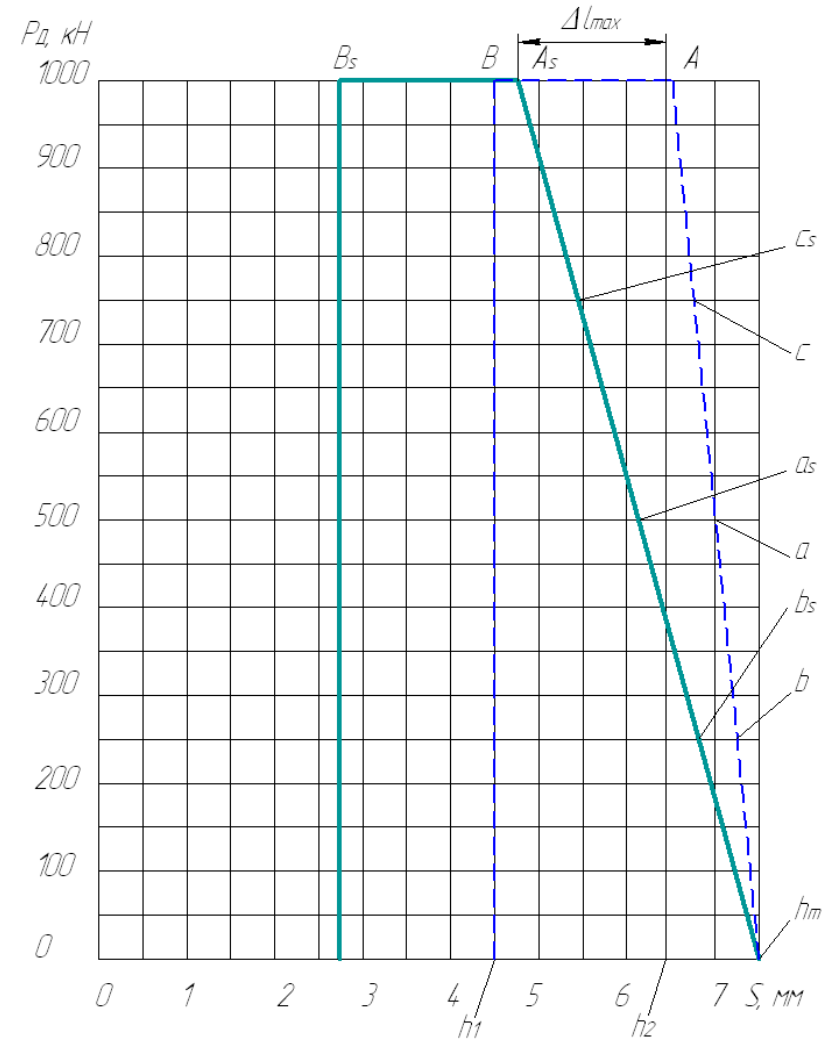


Рис. 4.2. Графік технологічного зусилля та навантажувальний графік зусилля при вирубуванні листових деталей

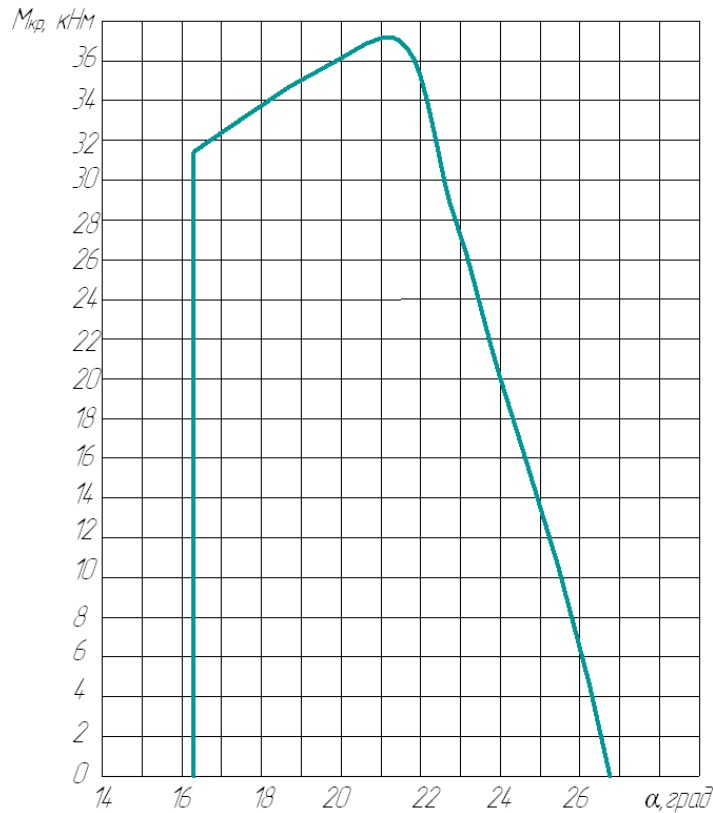


Рис. 4.3. Графік крутильного моменту при вирубванні листових деталей

**Приклад 11. Виконати розрахунок витрат енергії на робочий хід при неглибокому витягуванні на універсальному одно кривошипному пресі зусиллям 1 МН.**

Початкові дані:

- Номинальне зусилля преса  $P_n$ , МН — 1;  
 Номинальний хід повзуна  $S_n$ , мм — 130;  
 Довжина шатуна  $L$ , мм — 800;  
 Радіус шатунної шийки валу  $r_A$ , мм — 150;  
 Радіус з'єднання шатуна і повзуна  $r_B$ , мм — 80;  
 Радіус корінних опор валу  $r_O$ , мм — 70;  
 Коефіцієнт тертя в шарнірах ГВМу  $\mu$  — 0,05.

### Рішення

Типовий графік неглибокого витягування на універсальному пресі показано на рис. 4.1, б. При розрахунку витрат енергії на робочий хід при витягуванні цілком можливо пружною деформацією нехтувати, тоді навантажувальний графік збігається з типовим графіком неглибокого витягування і для даного преса показаний на рис. 4.4.

Відповідно до методики графоаналітичного визначення витрат енергії на робочий хід, викладеній в п. 4.1.2, для декількох точок графіку (в даному прикладі для 12 точок) визначені переміщення повзуна, відповідний кут повороту головного валу, приведене плече, технологічне зусилля і, як результат, крутильний момент. Результати розрахунку приведені в табл. 4.5. На рис. 4.5 показано графік крутильного моменту в залежності від кута повороту головного валу.

Таблиця 4.5

**Розрахунок витрат на робочий хід при неглибокому витягуванні**

№ тчк	$S$ , мм	$\alpha$ , град	$t_r$ , мм	$P_d$ , кН	$M_{кр}$ , кНм	$A_p$ , кДж
1	0	0	11,934	0	0	0
2	2,6	15,644	30,834	60	1,85	0,253
3	5,2	22,21	38,353	120	4,602	0,370
4	7,8	27,308	43,908	180	7,903	0,556
5	10,4	31,658	48,409	240	11,618	0,741
6	13,0	35,538	52,213	300	15,664	0,924
7	19,5	43,978	59,708	300	17,913	2,473
8	26,0	51,333	65,262	300	19,579	2,406
9	32,5	58,043	69,455	300	20,837	2,367
10	39,0	64,339	72,585	300	21,775	2,341
11	42,25	67,377	73,808	150	11,071	0,871
12	45,5	70,361	74,825	0	0	0,288
Всього						13,59



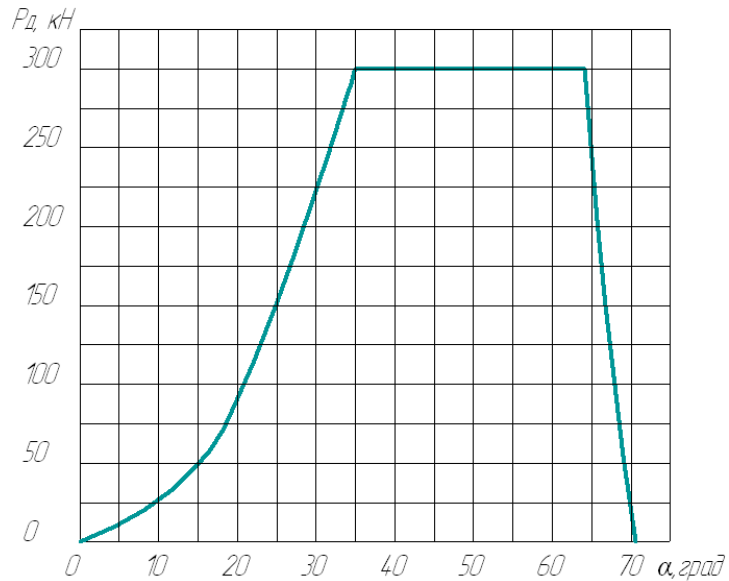


Рис. 4.4. Навантажувальний графік зусилля при витягуванні

Робота робочого ходу становить 13,59 кДж. Робота пластичної деформації визначається по формулі (4.6)

$$A_{Д} = 0,785 \cdot 300 \cdot 0,0455 = 10,715 \text{ кДж.}$$

Коефіцієнт повноти графіку  $k_p$  по табл. 4.2 для неглибокого витягування становить 0,785. База деформації  $h_p$  складає  $0,35 \cdot 0,13 = 0,0455$  м. Максимальне зусилля штампування  $P_m$  дорівнює  $0,3P_n = 300$  кН.

Таким чином, ККД робочого ходу складає

$$\eta_p = \frac{10,715}{13,59} = 0,788.$$

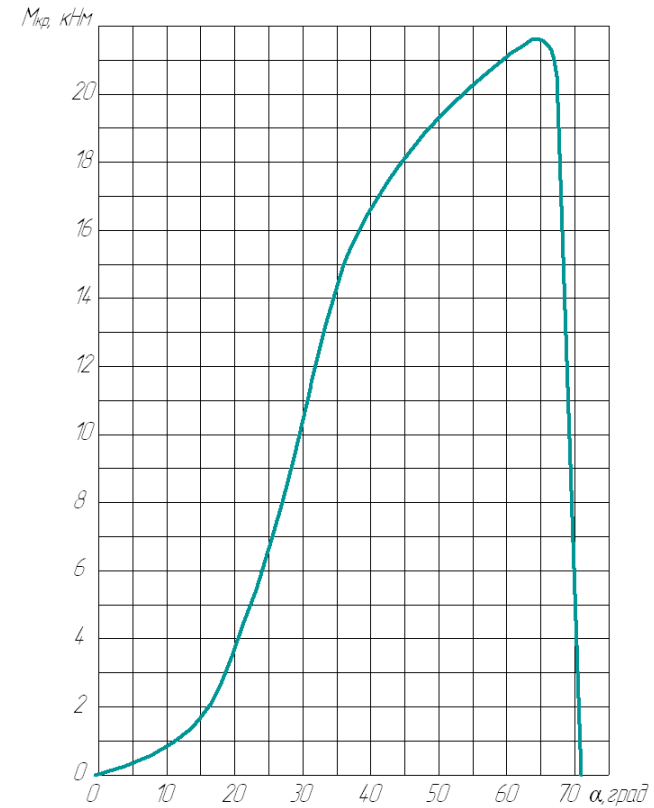


Рис. 4.5. Графік крутильного моменту при витягуванні

**Приклад 12. Виконати розрахунок витрат енергії на робочий хід при листовому штампуванні на багатопозиційному пресі зусиллям 3,15 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 3,15;
Номінальний хід повзуна $S_n$ , мм	– 400;
Довжина шатуна $L$ , мм	– 1100;
Радіус шатунної шийки валу $r_A$ , мм	– 315;
Радіус з'єднання шатуна і повзуна $r_B$ , мм	– 110;
Радіус корінних опор валу $r_O$ , мм	– 100;
Коефіцієнт тертя в шарнірах ГВМу $\mu$	– 0,05.

Рішення

На багатопозиційному пресі зазвичай виконується декілька технологічних операцій листового штампування. В даному прикладі прийнято, що на пресі виконуються 6 наступних операцій:

- 1 – неглибоке витягування;
- 2 – пробивання отворів;
- 3 – гнуття;
- 4 – неглибоке витягування з меншим зусиллям і базою деформації, чим в операції 1;
- 5 – формовка (калібрування);
- 6 – обрізка.

Приймаючи співвідношення для типових графіків пластичної деформації (рис.4.1) і виходячи з обмеження загального зусилля номінальним зусиллям преса, встановлені наступні параметри кожного графіка зусиль:

Операція 1 – витягування.

$$P_{1m}=0,945 \text{ МН}; h_{1m}=140 \text{ мм}; h_{11}=119,98 \text{ мм}; h_{12}=39,998 \text{ мм};$$

Операція 2 – пробивання отворів.

$$P_{2m}=0,2 \text{ МН}; h_{2m}=1 \text{ мм};$$

Операція 3 – гнуття.

$$P_{3m}=1,26 \text{ МН}; P_{31}=0,4032 \text{ МН};$$

$$h_{3m}=88 \text{ мм}; h_{31}=80,08 \text{ мм}; h_{32}=14,0008 \text{ мм};$$

Операція 4 – витягування.

$$P_{1m}=0,63 \text{ МН}; h_{1m}=70 \text{ мм}; h_{11}=60 \text{ мм}; h_{12}=20 \text{ мм};$$

Операція 5 – формовка (калібрування).

$$P_{5m}=1,26 \text{ МН}; P_{51}=1,134 \text{ МН}; h_{5m}=20 \text{ мм}; h_{51}=16 \text{ мм};$$

Операція 6 – обрізка.

$$P_{6m}=0,43 \text{ МН}; h_{6m}=1 \text{ мм}.$$

Графіки зусиль деформації для кожної операції, позначених цифрами, приведені на рис. 4.6.

Для прийнятих баз деформації формозмінних операцій прийнято, що пружна деформація дуже мала і нею можна нехтувати. Окрім цього при незначній товщині листової заготовки (менше 1 мм) база деформації при розподільних операціях 2 і 6 дуже мала і суттєвого впливу на витрати енергії не мають, тому на графіку вони показані просто вертикальними лініями.

Результуючий графік зусиль на повзуні показано на рисунку товстою лінією. На рис. 4.7 показано збільшений фрагмент результуючого графіка. В місцях перегину одних графіків параметри інших визначені з геометричного аналізу подібних трикутників.

Для точки перегину графіка 4 зусилля першої операції  $P_{1a}$ , яке перетинається вертикальною лінією  $a$ , знайдено із співвідношення сторін подібних трикутників

$$P_{1a} = P_{1m} \frac{h_{42}}{h_{12}} = 0,945 \frac{20}{39,998} = 0,4725 \text{ МН}.$$

Таким же чином знайдені інші значення зусиль в місцях зміни напрямку зусиль (показані на рисунку вертикальними лініями  $a-d$ ).

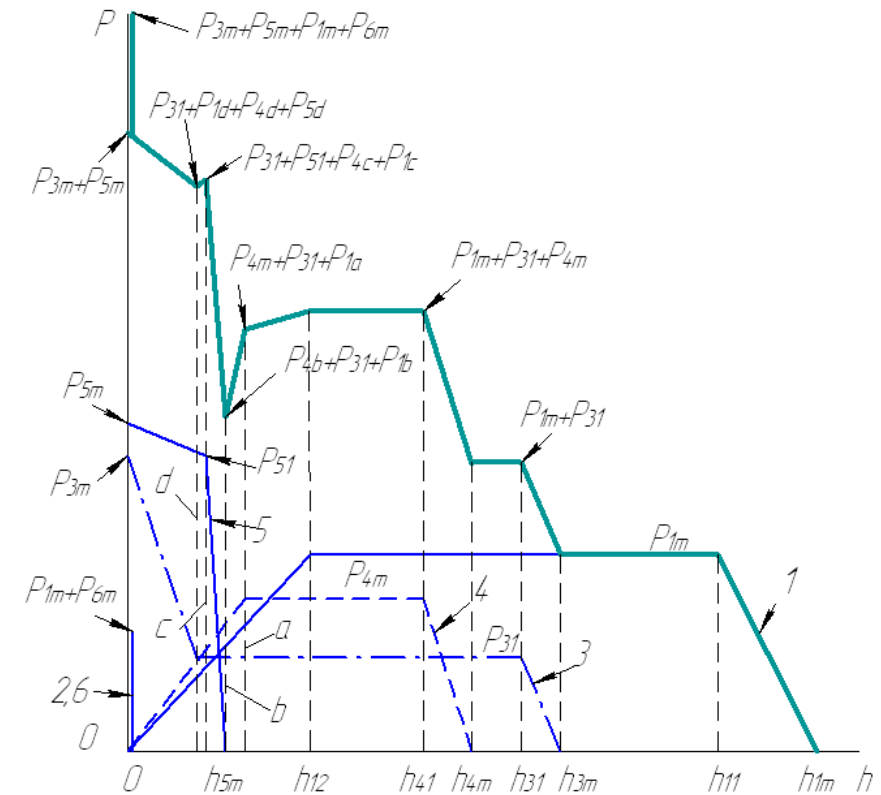


Рис. 4.6. Графіки зусиль деформації при штампуванні на багатопозиційному пресі

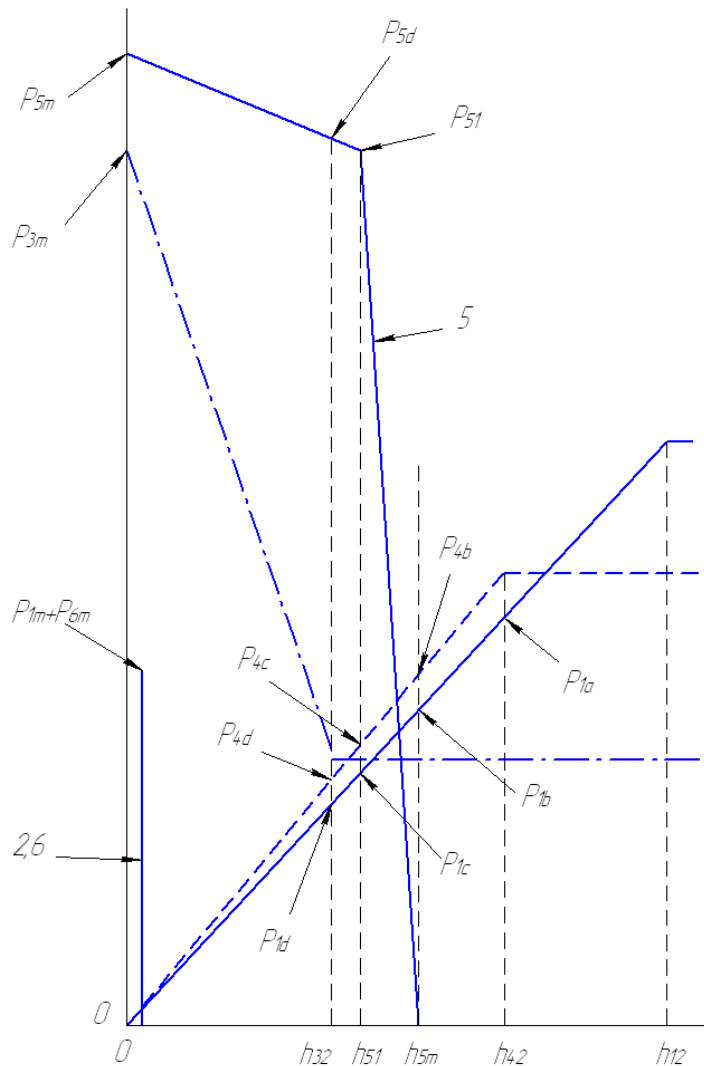


Рис. 4.7. Фрагмент графіків зусиль деформації при штампуванні на багатопозиційному пресі

Робота пластичної деформації кожної операції визначена по формулі (4.6) і становить

$$A_{д1}=103,856 \text{ кДж}; A_{д2}=0,0833 \text{ кДж}; A_{д3}=39,917 \text{ кДж};$$

$$A_{д4}=34,619 \text{ кДж}; A_{д5}=21,42 \text{ кДж}; A_{д6}=0,179 \text{ кДж}.$$

Для другої та шостої операції прийнято товщину листа 1 мм, поправочний коефіцієнт для розрахунку бази деформації 0,5.

Після розрахунків крутильного моменту і витрат енергії (результати тут не приведено) встановлено, що робота робочого ходу становить 249,215 кДж.

ККД робочого ходу становить

$$\mu_p = \frac{\sum A_{д}}{A_p} = \frac{200,0732}{249,215} = 0,8028.$$

**Приклад 13. Виконати розрахунок витрат енергії на робочий хід при гарячому штампуванні на КГШП зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 25;
Номінальний хід повзуна $S_n$ , мм	– 350;
Довжина шатуна $L$ , мм	– 1150;
Радіус шатунної шийки валу $r_A$ , мм	– 450;
Радіус з'єднання шатуна і повзуна $r_B$ , мм	– 280;
Радіус корінних опор валу $r_O$ , мм	– 320;
Коефіцієнт тертя в шарнірах ГВМу $\mu$	– 0,05.

Рішення

Типовий графік при гарячому штампуванні на КГШП зусиллям 25 МН показано лінією Н на рис. 4.8. Максимальний робочий хід повзуна становить (точка 1 на рис.)

$$h_p = h_1 = 0,13 \cdot 350 = 45,5 \text{ мм}.$$

Жорсткість преса по формулі (4.11)

$$C = 1,8\sqrt{25} = 9 \text{ МН/мм}.$$

Коефіцієнт пропорційності  $K$  по табл. 4.4 для КГШП становить 1,7...1,9.

Максимальна пружна деформація системи при номінальному зусиллі по формулі (4.12) складає

$$\Delta l_{\max} = 25/9 = 2,78 \text{ мм}.$$

В такому разі початок робочого ходу відбувається при не доходженні повзуна до КНП на відстань (точка 1s на рис.)

$$h_p + \Delta l_{\max} = 45,5 + 2,78 = 48,278 \text{ мм.}$$

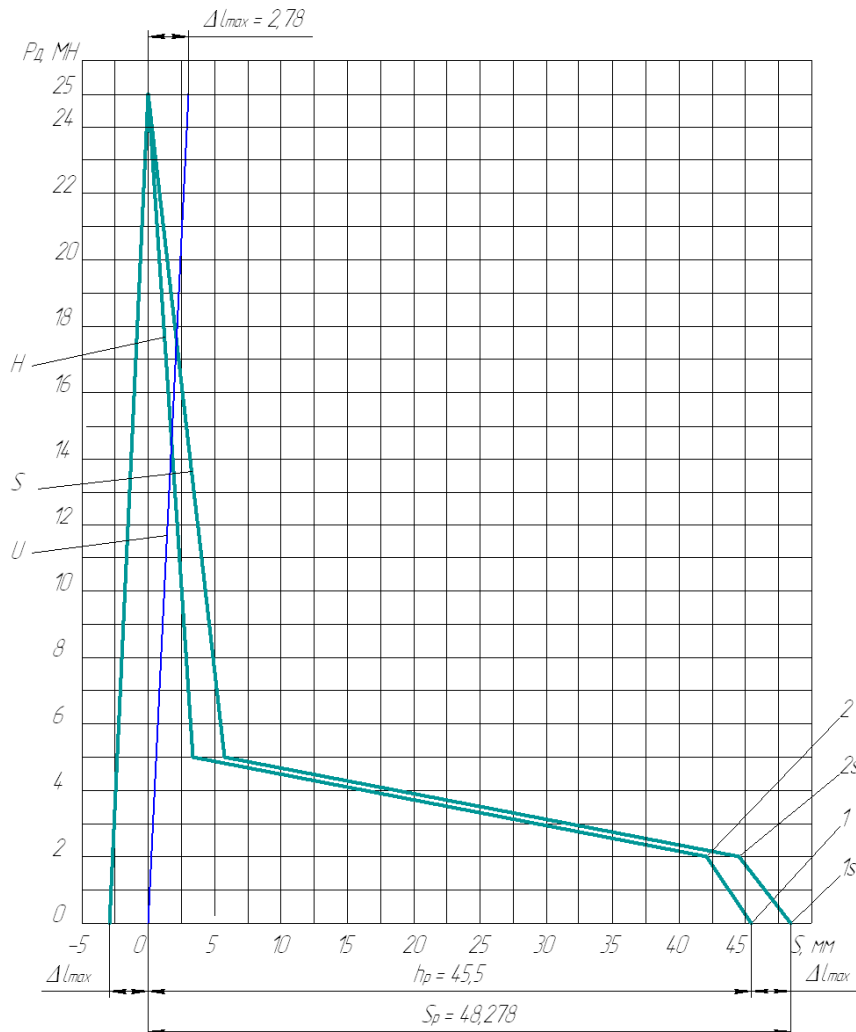


Рис. 4.8. Графіки зусиль деформації при гарячому штампуванні

Всі інші точки графіка зусиль деформації трансформуються наступним чином.

Точка 2 графіка Н зусиль пластичної деформації має координату  $h_2 = 0,12 \cdot 350 = 42 \text{ мм}$ . Величина ходу  $h_{12}$  між положеннями повзуна, що відносяться до точки 1 і 2 становить

$$h_{12} = h_1 - h_2 = 45,5 - 42 = 3,5 \text{ мм.}$$

Наявність пружної деформації призводить до того, що величина ходу  $S_{12}$  збільшується на величину пружної деформації під дією зусилля  $P_2$  в точці 2 (по графіку U на рис. 4.8)

$$\Delta l_2 = P_2 / C = 0,08 \cdot 25 / 9 = 0,222 \text{ мм.}$$

Тобто відстань  $S_{12}$  при наявності пружної деформації буде

$$S_{12} = h_{12} + \Delta l_2 = 3,5 + 0,222 = 3,722 \text{ мм.}$$

Таким чином, координата точки 2s на навантажувальному графіку зусилля деформації становить

$$S_2 = h_p - S_{12} = 48,278 - 3,722 = 44,556 \text{ мм.}$$

Аналогічним шляхом визначаються положення всіх інших точок навантажувального графіка як змінена відстань від початкової точки 1. Кінцевий навантажувальний графік гарячого штампування показано на рис. 4.8 лінією S.

При гарячому штампуванні витрати енергії на робочий хід продовжуються після проходження КНП і зумовлені зусиллям, діючим на повзун до повного зникнення пружної деформації. Кут повороту головного валу до повного розвантаження від пружної деформації  $\Delta l_{\max}$  по формулі (4.17) становить

$$\alpha_y = \arccos \left( \frac{2(175 - 2,78)(175 + 1150) + 2,78^2}{2 \cdot 175(175 + 1150 - 2,78)} \right) = 9,526^\circ.$$

Кут «мертвого» тертя по формулі (3.8) становить

$$\alpha_m = \frac{42,36}{175(1 + 175/1150)} = 12,09^\circ.$$

Так як кут  $\alpha_m$  більший чим кут  $\alpha_y$ , то витрати енергії продовжуються до повного розвантаження преса, тобто до кута повороту вала  $\alpha_y$ .

Для декількох точок навантажувального графіка (в даному прикладі для 19 точок) визначається значення крутильного моменту і робота робочого ходу на кожному відрізку. На рис. 4.9 показано графік крутильного моменту в залежності від кута повороту головного валу. В даному прикладі робота робочого ходу  $A_p$  становить 557,405 кДж.

Робота пластичної деформації визначається по формулі (4.6)

$$A_D = 0,168 \cdot 25000 \cdot 0,0455 = 191,1 \text{ кДж.}$$

Коефіцієнт повноти графіку  $k_p$  по табл. 4.3 для гарячого штампування рівний 0,168.

Таким чином, ККД робочого ходу складає

$$\eta_p = \frac{191,1}{557,405} = 0,343.$$

**Приклад 14. Визначити ефективність впливу конструктивних параметрів на величину роботи робочого ходу КГШП.**

Для попереднього прикладу необхідно визначити як зміниться робота робочого ходу при зменшенні витрат на тертя та збільшенні жорсткості преса.

При зменшенні коефіцієнту  $\mu$  тертя в ГВМі з 0,05 до 0,03 робота робочого ходу понизилась до 410,173 кДж, а ККД робочого ходу зріс до 0,4659.

При цьому кут «мертвого» тертя став рівним  $7,25^\circ$ , а кут пружного розвантажування не змінився. Оскільки  $\alpha_m < \alpha_y$  розвантаження відбувається до моменту виходу із зони «мертвого» тертя. Змінений графік крутильного моменту показано на рис. 4.9 штриховою лінією.

Зростання жорсткості преса (при  $\mu=0,05$ ) до 12,5 МН/мм призводить до зниження роботи робочого ходу до 531,185 кДж і збільшенню ККД робочого ходу до 0,35976. Максимальній робочий хід повзуна понизився до 47,5 мм, а це значить, що штампування проводиться при децю менших значення приведенного плеча крутильного моменту, що і забезпечує зниження витрат.

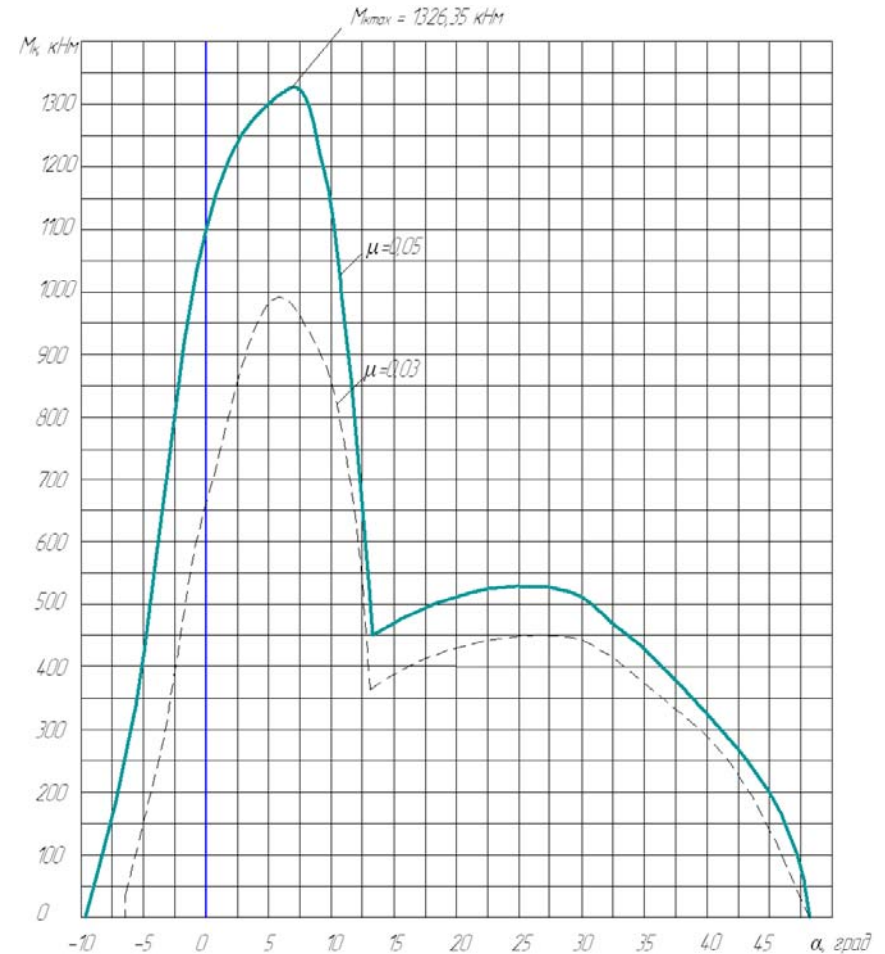


Рис. 4.9. Графік крутильного моменту при гарячому штампуванні

#### 4.2. Визначення потужності двигуна і моменту інерції маховика

Вирішальним фактором при виборі системи електропривода преса є економічна доцільність у сполученні з технічними вимогами. Пікове зростання навантаження в період робочого ходу обумовлює використання в приводі кривошипних пресів маховикового приводу. У період робочого ходу велика частина роботи виконується за рахунок кінетичної енергії маховика, швидкість обертання

якого зменшується. В інші періоди циклу кутова швидкість маховика відновлюється.

Потужність двигуна в такому випадку визначається виходячи із середньої роботи за цикл. При цьому чим більше число ходів преса і менше величина витрати енергії на холосте переміщення механізмів преса, тим більше повинний бути запас потужності.

Потужність коротко замкнутого асинхронного двигуна визначається по формулі

$$N_D = \frac{k \left( \frac{A_p}{\eta_o} + \frac{A_e}{\eta_m} \right) + A_x}{t_u}, \quad (4.20)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу, приймається по табл. 4.6 у залежності від числа включень  $n_e$ , чи номінального ковзання двигуна  $S_n$ ;

$\eta_o$  – загальний ККД приводу;

$\eta_m$  – ККД передачі від муфти до двигуна.

Таблиця 4.6

Рекомендовані значення  $k$ ,  $S_n$ 

$n_e = n_n p_n$ , хід/хв	$S_n$	$k$
До 15	0,12...0,08	1,15
15...50	0,08...0,04	1,20
50...150	0,04...0,02	1,30
Більше 150	0,02...0,01	1,40

Значення ККД  $\eta_o$  і  $\eta_m$  залежать від типу і числа передач, розташованих між головним валом (для  $\eta_o$ ) чи валом муфти (для  $\eta_m$ ) і електродвигуном

$$\eta_o = \eta_k \eta_3^{m_1}, \quad \eta_m = \eta_k \eta_3^{m_2},$$

де  $\eta_k$  – ККД клиноремінної передачі, прийнятий рівним 0,97;

$\eta_3$  – ККД зубчастої передачі,  $\eta_3 = 0,98$  при використанні підшипників кочення, і  $\eta_3 = 0,96$  при використанні підшипників ковзання;

$m_1$ ,  $m_2$  – відповідно, загальне число ступенів зубчатого привода і число ступенів від вала муфти до двигуна.

Час технологічного циклу приблизно визначається при обраному коефіцієнті використання ходів  $p_u$ , що являє собою відношення часу одного подвійного ходу  $t_{dx}$  до часу циклу  $t_u$ , по формулі

$$t_u = \frac{t_{dx}}{p_u} = \frac{60}{n_n p_u}. \quad (4.21)$$

Середні значення коефіцієнта  $p_u$  приведені в таблиці 4.7. При роботі преса безупинними ходами, а також для пресів-автоматів коефіцієнт  $p_u = 1$ .

По каталозі вибирають найближчий більший двигун по номінальній потужності і рекомендованому номінальному ковзанні  $S_n$  (див. додатки 3–5). Надалі двигун перевіряється по часу розгону маховика (див. далі).

Таблиця 4.7

Коефіцієнт використання числа ходів  $p_u$ 

Тип преса	$p_u$
Листоштампувальні простої дії:	
• відкриті	0,10...0,35
• закриті	0,40...0,80
• двох кривошипні	0,20...0,60
• чотирьох кривошипні	0,25...0,60
Листоштампувальні подвійної дії	
КГШП	0,15...0,25
ГКМ	0,25...0,35
Обрізні	0,30...0,35
Карбувальні	0,60...0,80
Ножиці	0,50...0,80

*Примітка:* більші значення  $p_u$  приймаються для пресів з більшим номінальним зусиллям.

Момент інерції маховика знаходять по формулі

$$J_M = k_\phi \frac{A_M}{j \omega_M^2}, \quad (4.22)$$

де  $A_M$  – робота маховика під час робочого ходу;

$k_\phi$  – коефіцієнт, що враховує форму графіка моменту сил опору на кривошипному валу;

$j$  – коефіцієнт нерівномірності ходу маховика

$$j = 2\varepsilon k(S_n + S_p); \quad (4.23)$$

$\varepsilon$  – коефіцієнт, що враховує відносні втрати холостого ходу, визначається по рис. 4.10 у залежності від коефіцієнта  $k$ , номінального ковзання  $S_n$  і відношення  $A_x/A_0$ ; тут  $A_0 = A_p + A_6$ ;

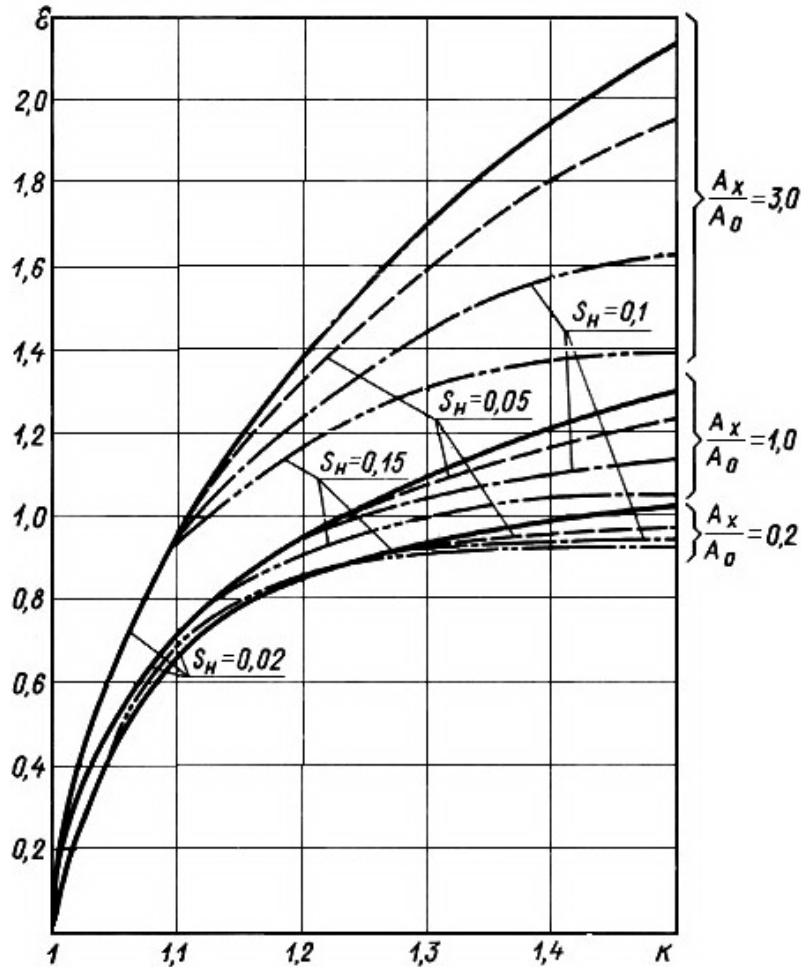


Рис. 4.10. Графік для визначення коефіцієнту  $\varepsilon$

$S_p$  – пружне ковзання клинореємної передачі. У середньому  $S_p = 0,01 \dots 0,02$ , менші значення приймаються при більшому куті робочого ходу;

$\omega_M$  – кутова швидкість маховика.

У період робочого ходу  $t_p$  робота двигуна, віднесена до вала ведучого кривошипа, складає  $A_{op} = N_n t_p \eta_o$ , де  $t_p$  – час робочого хо-

ду  $t_p = t_{ox} \alpha_p / 360$ . Тоді робота маховика, що доповнює до загального рівня витрати енергії в період робочого ходу, буде

$$A_M = A_p - A_{op}. \quad (4.24)$$

Коефіцієнт  $k_\phi$  визначається по формулах:

– для пресів, що працюють у режимі безупинних ходів

$$k_\phi = 1 - \frac{\alpha_p}{360}; \quad (4.25)$$

– для пресів, що працюють у режимі одиночних ходів

$$k_\phi = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p}{2\pi} p_u\right)^2 + \left(2 - 6p_u + 3p_u^2\right) \frac{A_6}{A_p} + \left(\frac{A_6}{A_p}\right)^2}. \quad (4.26)$$

Значення коефіцієнту  $k_\phi$  можуть бути як менші 1, так і більші в залежності від співвідношення кута робочого ходу  $\alpha_p$ , витрат енергії на вмикання  $A_6$  і коефіцієнту використання числа ходів  $p_u$ .

Слід зазначити, що момент інерції маховика в більшості типів пресів з муфтою в маховику складає 97–99 % від загального моменту інерції ведучих частин привода. У КГШП і ГКМ момент інерції маховика складає, відповідно, 65...75 % і 85...90 %. Це варто враховувати при виборі розмірів маховика.

Зменшення моменту інерції, якщо це необхідне по конструктивним міркуванням, досягається:

- збільшенням частоти обертання маховика;
- використанням двигуна з підвищеним ковзанням;
- використанням більш потужного двигуна.

Після вибору розмірів маховика, що забезпечують необхідний момент інерції, необхідно перевірити максимальну лінійну швидкість обода, що обмежується умовами міцності обода під дією відцентрових сил

$$V = \frac{D_M \omega_M}{2} \leq [V], \quad (4.27)$$

де  $D_M$  – діаметр обода маховика.

Допустима швидкість  $[V]$  приймається рівною 25 м/с для чавунних маховиків і 40 м/с – для сталевих.

Потужність двигуна перевіряється за часом розгону маховика



$$t_p = \frac{1,2 J_M \omega_M^2}{N_H}, \text{ с.} \quad (4.28)$$

Для асинхронних двигунів з нормальним ковзанням час розгону не повинний перевищувати 10 с, а для двигунів з підвищеним ковзанням – 18 с. При збільшеній тривалості розгону варто вибрати наступний двигун, або передбачити спеціальні методи пуску.

**Приклад 15. Виконати розрахунок потужності двигуна та моменту інерції маховика універсального відкритого листоштампувального одно кривошипного преса зусиллям 1 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 1;
Номинальний хід повзуна $S_n$ , мм	– 130;
Число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 100;
Коефіцієнт використання числа ходів $p_i$	– 0,35;
Кут робочого ходу $\alpha_p$ , град	– 20;
Робота робочого ходу $A_p$ , Дж	– 5500.

Рішення

1. Потужність двигуна

Робота вмикання фрикційної муфти і робота холостого переміщення механізмів преса визначаються по формулі (4.4)

$$A_g = 0,017 \cdot 10^6 \cdot 0,13 = 2210 \text{ Дж}; \quad A_x = 0,035 \cdot 10^6 \cdot 0,13 = 4550 \text{ Дж}.$$

Коефіцієнти  $k_g$  і  $k_x$  прийняті по таблиці 4.1 рівними  $k_g=0,017$ ,  $k_x=0,035$ .

Прес має тільки одну клиноремінну передачу, тому загальний ККД дорівнює ККД передач між двигуном і муфтою і прийнятий 0,97.

Час технологічного циклу визначено по формулі (4.21)

$$t_u = \frac{60}{100 \cdot 0,35} = 1,714 \text{ с.}$$

При числі вмикань преса  $n_g = n_n \cdot p_u = 100 \cdot 0,35 = 35$  за хв по табл. 4.6 коефіцієнт запасу  $k=1,2$ , а номінальне сковзання двигуна  $S_n=0,08 \dots 0,04$ .

Мінімальна потужність двигуна по формулі (4.20) становить

$$N_D = \frac{1,2 \left( \frac{5500}{0,97} + \frac{2210}{0,97} \right) + 4550}{1,714} = 8218 \text{ Вт} = 8,218 \text{ кВт}.$$

По каталогу (додаток 3) приймається найближчий двигун типу 4A132M4Y3 з номінальною потужністю  $N_n=11$  кВт, номінальна частота обертів  $n_n=1460$  об/хв.

2. Момент інерції маховика

Коефіцієнт  $\varepsilon$  відносних витрат холостого ходу по рис. 4.10 при відношенні  $A_x/(A_p+A_g)=4550/(5500+2210)=0,59$  і номінальному сковзанні двигуна  $S_n=0,06$  становить  $\varepsilon=0,9$ . Пружне сковзання клиноремінної передачі прийнято  $S_p=0,02$ . Коефіцієнт нерівномірності ходу маховика становить

$$j = 2 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot (0,06 + 0,02) = 0,173.$$

Маховик встановлено на головному валу, тоді його кутова швидкість становить

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = 10,471 \text{ с}^{-1}.$$

Робота двигуна під час робочого ходу складає

$$A_{dp} = \frac{11000 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 0,97}{100 \cdot 360} = 355,667 \text{ Дж}.$$

Робота маховика по формулі (4.24) становить

$$A_M = 5500 - 355,667 = 5144 \text{ Дж}.$$

Коефіцієнт форми графіка крутильного моменту по формулі (4.26)

$$k_\phi = \sqrt{\left(1 - \frac{20}{2\pi} \cdot 0,35\right)^2 + \left(2 - 6 \cdot 0,35 + 3 \cdot 0,35^2\right) \frac{2210}{5500} + \left(\frac{2210}{5500}\right)^2} = 1,109.$$

Таким чином, найменший момент інерції маховика становить



$$J_M = \frac{1,109 \cdot 5144}{0,173 \cdot 10,472^2} = 301,132 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Діаметр маховика становить 1,5 м. В такому разі лінійна швидкість обода маховика по формулі (4.27) становить

$$V = \frac{1,5 \cdot 10,472}{2} = 7,854 \text{ м/с}.$$

Швидкість обода менше допустимої швидкості для сталюго маховика  $[V]=40 \text{ м/с}$ .

Час розгону маховика до номінальної швидкості по формулі (4.28) дорівнює

$$t_p = \frac{1,2 \cdot 301,132 \cdot 10,472^2}{11000} = 3,602 \text{ с}.$$

Час розгону маховика не перевищує 10 с, які є допустимими для асинхронних двигунів з нормальним ковзанням.

#### Особливості розрахунку двигунів з підвищеним ковзанням

Двигун з підвищеним ковзанням вибирають по каталозі (див. додаток 4) для потужності, розрахованої по формулі (4.20) і рекомендованого довгостроково припустимого ковзання по таблиці 4.6.

Довгостроково припустиму потужність  $N_\delta$  двигуна вибирають по каталозі в графі «Потужність при ПВ = 100 %», після чого в інших графах знаходять номінальну потужність  $N_n$  і номінальне ковзання  $S_n$ . Довгостроково припустиме ковзання  $S_\delta$  обчислюють по формулі

$$S_\delta = S_n \frac{N_\delta}{N_n}, \quad (4.29)$$

Коефіцієнт нерівномірності ходу  $j$  визначають по формулі (4.23), але замість  $S_n$  підставляють значення  $S_\delta$

$$j = 2\epsilon k(S_\delta + S_p). \quad (4.30)$$

#### Особливості розрахунку двигунів з фазним ротором

Розрахункову потужність двигуна, визначену по формулі (4.20), корегують для обліку втрат у додатковому постійно включе-

ному опорі ротора і погіршення вентиляції при роботі на штучній характеристиці

$$N_{np} = \frac{\omega_n}{\omega_\delta} \sqrt{\frac{\omega_n}{\omega_\delta}} N_n, \quad (4.31)$$

де  $\omega_n$  – номінальна швидкість двигуна

$$\omega_n = \omega_0(1 - S_n);$$

$\omega_\delta$  – довгостроково припустима швидкість двигуна

$$\omega_\delta = \omega_0(1 - S_\delta);$$

$\omega_0$  – синхронна швидкість двигуна, що задається по каталогу двигуна.

Довгостроково припустиме ковзання  $S_\delta$  задають відповідно до рекомендацій таблиці 4.6, де рекомендації щодо значення  $S_n$  відносяться, у даному випадку, до величини  $S_\delta$ .

По величині потужності  $N_{np}$  і припустимому ковзанню  $S_\delta$  вибирають з каталогу необхідний двигун (див. додаток 5).

Коефіцієнт нерівномірності ходу  $j$  визначають також як і для двигунів з підвищеним ковзанням, тобто по формулі (4.30).

#### Приклад 16. Виконати розрахунок потужності двигуна та моменту інерції маховика КГШП зусиллям 16 МН.

##### Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 16;
Число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 85;
Коефіцієнт використання числа ходів $ri$	– 0,12;
Кут робочого ходу $\alpha_p$ , град	– 45;
Робота робочого ходу $A_p$ , Дж	– 300000;
Робота викання $A_e$ , Дж	– 45000;
Робота холостого ходу $A_x$ , Дж	– 25000;
Частота обертів маховика за хвилину $n_m$	– 250.

##### Рішення

##### 1. Потужність двигуна

КГШП традиційного виконання має одну клиноремінну передачу і одну зубчасту передачу. Муфта вмикання розташована на головному валу, а маховик розташовано на приймальному валу. То-

ді загальний ККД  $\eta_o$  передач від головного валу до валу двигуна дорівнює ККД  $\eta_m$  передач від муфти до валу двигуна і складає

$$\eta_o = \eta_m = 0,97 \cdot 0,96 = 0,931.$$

Час одного подвійного ходу повзуна становить

$$t_{\text{ох}} = 60/85 = 0,706 \text{ с.}$$

Час технологічного циклу визначено по формулі (4.21)

$$t_{\text{ц}} = \frac{0,706}{0,12} = 5,882 \text{ с.}$$

При числі вмикань преса  $n_6 = n_n \cdot p_n = 85 \cdot 0,12 = 10,2$  в/хв по табл. 4.6 коефіцієнт запасу  $k=1,15$ , а номінальне сковзання двигуна  $S_n = 0,12 \dots 0,08$ .

Мінімальна потужність двигуна по формулі (4.20) становить

$$N_D = \frac{1,15 \left( \frac{300000}{0,931} + \frac{45000}{0,931} \right) + 25000}{5,882} = 76681 \text{ Вт} = 76,681 \text{ кВт.}$$

Зазвичай на КГШП встановлюються двигуни з фазним ротором. Для КГШП бажано використовувати двигуни з зменшеною частотою обертів (960–970 об/хв).

Дійсне (довгострокове припустиме) сковзання двигуна приймається рівним  $S_n = 0,12 \dots 0,08$ , а номінальне сковзання визначається для вибраного двигуна

$$S_n = \frac{1000 - 970}{1000} = 0,03.$$

Фактична потужність двигуна по формулі (4.31) становить

$$N = 76681 \sqrt{\left( \frac{1 - 0,03}{1 - 0,08} \right)^3} = 83016 \text{ Вт} = 83,016 \text{ кВт.}$$

По каталогу (додаток 5) приймається найближчий двигун типу 4АНК270М6УЗ з номінальною потужністю  $N_n = 90$  кВт, номінальна частота обертів  $n_n = 970$  об/хв.

## 2. Момент інерції маховика

Коефіцієнт  $\varepsilon$  відносних витрат холостого ходу по рис. 4.10 при відношенні  $A_x/(A_p + A_0) = 25000/(300000 + 450010) = 0,072$  і номінальному сковзанні двигуна  $S_n = 0,03$  становить  $\varepsilon = 0,8$ . Пружне сковзання клиноремінної передачі прийнято  $S_p = 0,03$ . Коефіцієнт нерівномірності ходу маховика становить

$$j = 2 \cdot 0,8 \cdot 1,15 \cdot (0,08 + 0,03) = 0,2024.$$

Кутова швидкість маховика становить

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot 250}{30} = 26,18 \text{ с}^{-1}.$$

Тривалість робочого ходу становить

$$t_p = 0,706 \frac{45}{360} = 0,088 \text{ с.}$$

Робота двигуна під час робочого ходу складає

$$A_{\text{др}} = 90000 \cdot 0,088 \cdot 0,931 = 7395 \text{ Дж.}$$

Робота маховика по формулі (4.24) становить

$$A_m = 300000 - 7395 = 292600 \text{ Дж.}$$

Коефіцієнт форми графіка крутильного моменту по формулі (4.26)

$$k_{\phi} = \sqrt{\left( 1 - \frac{45}{2\pi} \cdot 0,12 \right)^2 + 1,436 \frac{4,5 \cdot 10^4}{3 \cdot 10^5} + \left( \frac{4,5 \cdot 10^4}{3 \cdot 10^5} \right)^2} = 1,091.$$

Таким чином, найменший момент інерції маховика становить

$$J_M = \frac{1,091 \cdot 292600}{0,2024 \cdot 26,18^2} = 2302 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Діаметр маховика становить 1,5 м. В такому разі лінійна швидкість обода маховика по формулі (4.27) дорівнює

$$V = \frac{1,5 \cdot 26,18}{2} = 19,635 \text{ м/с.}$$

Швидкість обода менше допустимої швидкості для сталюго маховика  $[V]=40$  м/с.

Час розгону маховика до номінальної швидкості по формулі (4.28) дорівнює

$$t_p = \frac{1,2 \cdot 2302 \cdot 26,18^2}{90000} = 21,038 \text{ с.}$$

Час розгону маховика перевищує 18 с, які встановлено для асинхронних двигунів з фазним ротором, тому необхідно передбачувати спеціальні методи пуску (ступінчатий пуск через допоміжні реостати чи інше).

### 4.3. Коефіцієнти корисної дії кривошипного преса

Енергетичним коефіцієнтом корисної дії (ККД) технологічної машини називається відношення корисне витраченої роботи на подолання технологічних опорів до витраченої роботи протягом визначеного періоду часу.

Стосовно до кривошипних пресів, як і всім ковальсько-штампувальним машинам, корисно використовуваною технологічною роботою є робота пластичної деформації. У зв'язку накопиченням і витратою енергії привода преса з визначеною періодичністю, розрахунковим періодом повинний бути період одного технологічного циклу. Робота за цикл містить у собі повну витрату енергії в приводі на виготовлення одного виробу, а відносна частка корисно використовуваної роботи на пластичну деформацію складає середній ККД технологічного циклу, або інакше, цикловий ККД.

Ефективність привода кривошипного преса оцінюється по величині середнього ККД технологічного циклу, чи, інакше, цикловому ККД

$$\eta_u = \frac{A_d}{A_u} = \frac{A_d}{A_g + A_p + A_x}. \quad (4.32)$$

Звичайно ККД циклу  $\eta_u$  складає 30...60 %.

Оцінка енергетичної досконалості ГВМу виконується по величині ККД робочого ходу, що являє собою ККД механізму за локальний період робочого ходу

$$\eta_p = \frac{A_d}{A_p}. \quad (4.33)$$

Практичні дані про ККД робочий хід при виконанні типових технологічних операцій для пресів звичайних конструкцій і звичайних умов експлуатації приведені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8

### Середні значення $\eta_p$

Тип преса	$\eta_p$
Листоштампувальні універсальні прості дії:	
вирубка	0,55...0,65
витяжка	0,60...0,80
Листоштампувальні подвійної дії	0,65...0,75
КГШП	0,30...0,40
ГКМ	0,35...0,45
Обрізні	0,50...0,55
Карбувальні	0,80...0,90
Ножиці сортіві	0,50...0,60

**Приклад 17. Визначити ККД робочого ходу і ККД технологічного циклу відкритого листоштампувального преса зусиллям 1 МН при вирубанні листової заготовки товщиною 7 мм.**

### Початкові дані:

З попереднього прикладу витрати енергії:

- на вмикання преса  $A_g$ , Дж – 2210;
- на холості переміщення механізмів  $A_x$ , Дж – 4550;
- на виконання робочого ходу преса  $A_p$ , Дж – 5500.

### Рішення

Приймаючи поправочний коефіцієнт глибини пластичного деформування  $k=0,5$  для товщини листа 7 мм робота пластичної деформації по формулі (4.6) становить

$$A_d = 0,833 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 2916 \text{ Дж.}$$

ККД робочого ходу по формулі (4.32) дорівнює

$$\eta_p = \frac{2916}{5500} = 0,53.$$

ККД технологічного циклу становить

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{2916}{5500 + 2210 + 4550} = 0,238.$$

В порівнянні з практичними значеннями, наведеними в табл. 4.8 отримані ККД децю менші, що пояснюється тільки тим, що розрахунковою операцією вибрано вирубаня листових матеріалів, яка взагалі супроводжується низькими ККД, крім того не являється зазвичай основною розрахунковою операцією при енергетичних розрахунках.

#### 4.4. Графік роботоспроможності кривошипного преса

Оскільки необхідна потужність двигуна визначається при певному значенні коефіцієнту використання числа ходів, то при його зміні величина допустимої пластичної деформації також змінюється. Витрати енергії на вмикання та холостий хід механізмів на протязі одного технологічного циклу вважаються незмінними.

В такому разі визначаючи роботу пластичної деформації через роботу робочого ходу і ККД робочого ходу (по табл. 4.8), тобто  $A_{\text{д}} = A_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{рх}}$ , з формули (4.16) слідує допустима робота пластичного деформації в залежності від коефіцієнту використання числа ходів

$$A_{\text{д}} = \frac{\eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{о}}}{k_{\text{д}}} \left( N_{\text{н}} \frac{60}{n_{\text{н}} \cdot p_{\text{и}}} - k_{\text{д}} \frac{A_{\text{в}}}{\eta_{\text{м}}} - A_{\text{х}} \right). \quad (4.34)$$

При коефіцієнті використання числа ходів рівному 1 (автоматичні ходи) допустима робота  $A_{\text{д}}$  зростає на величину витрат енергії на вмикання  $A_{\text{в}}$ .

Графік робото спроможності обов'язково приводиться в пояснювальній записці до проекту і в паспорті преса.

**Приклад 18. Виконати розрахунок графіка роботоспроможності однокривошипного листоштампувального преса простої дії зусиллям 3,15 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля $P_{\text{н}}$ , МН	– 3,15;
Номінальний хід повзуна $S_{\text{п}}$ , мм	– 400;
Номінальне число ходів повзуна за хв. $n_{\text{н}}$	– 25;
Номінальна потужність двигуна $N_{\text{д}}$ , кВт	– 40.

#### Рішення

Витрати енергії на вмикання муфти та виконання холостих переміщень механізму на протязі одного циклу визначаються по формулі (4.4). По табл. 4.1 для одно кривошипного закритого преса простої дії зусиллям 3,15 МН коефіцієнти вмикання і холостого ходу відповідно становлять  $k_{\text{в}}=0,05$  і  $k_{\text{х}}=0,04$ . тоді витрати на вмикання і холостий становлять відповідно

$$A_{\text{в}} = 0,05 \cdot 3,15 \cdot 10^6 \cdot 0,4 = 6,3 \cdot 10^4 \text{ Дж};$$

$$A_{\text{х}} = 0,04 \cdot 3,15 \cdot 10^6 \cdot 0,4 = 5,04 \cdot 10^4 \text{ Дж}.$$

По табл. 4.6 при 20 вмиканнях за хвилину ( $p_{\text{и}} = 0,5$ ) коефіцієнт запасу  $k$  приймається рівним 1,2.

ККД передач від муфти до двигуна та від головного валу до двигуна прийнято рівними відповідно  $\eta_{\text{м}} = 0,975$  і  $\eta_{\text{х}} = 0,95$ .

Найбільша технологічна робота пластичної деформації визначена по формулі (4.34).

Результати розрахунків показані на рис. 4.11. З графіка видно, що найбільший допустимий коефіцієнт використання ходів не перевищує 0,75, тобто робота преса в автоматичному режимі при номінальному завантаженні не допускається.

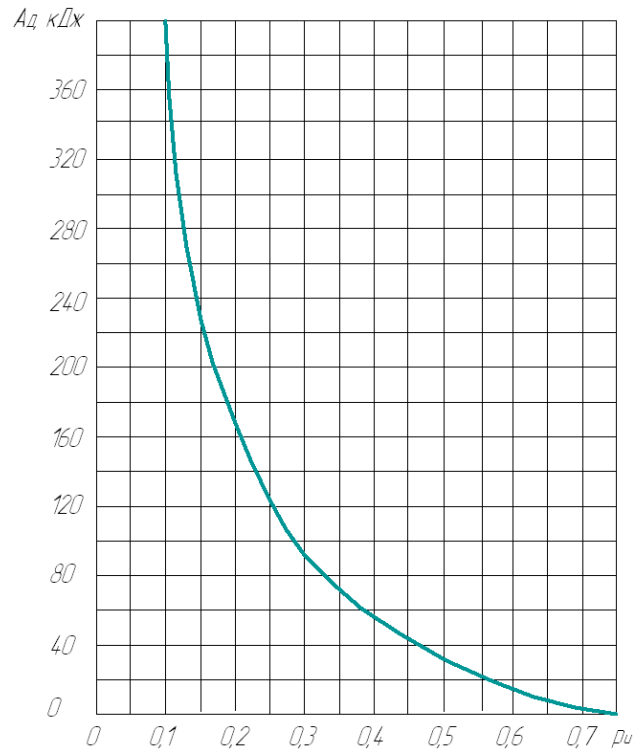


Рис. 4.11. Графік работоспроможності кривошипного преса зусиллям 3,15 МН

## РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ

Головний виконавчий механізм (*ГВМ*) преса призначений для перетворення обертального руху привода в зворотно-поступальний рух основного робочого органа преса – повзуна. *ГВМ*, основною частиною якого є повзун, повинний забезпечувати одержання точних за формою і розмірами виробів. Точність штампування визначається багатьма факторами. З погляду конструкції *ГВМу* основними з них є співвідношення розмірів повзуна, величина зазорів у направляючих, жорсткість деталей *ГВМу*, величина питомого тиску на напрямні повзуна, зсув навантаження від центральної лінії, розміри *ГВМу* й ін.

До складу *ГВМу* входять головний один чи кілька валів, один чи більше шатунів, повзун. Крім того прес може бути обладнаний допоміжними механізмами, що монтуються в *ГВМі* (механізми регулювання закритої висоти, ходу повзуна, врівноважувачі, запобіжники від перевантаження, виштовхувачі й ін.). Конструктивно будучи частиною *ГВМу*, вони призначені для інших функцій і розглядаються у відповідних розділах.

Конструювання і розрахунок деталей *ГВМу* – головного вала, шатуна і повзуна виконується спільно, тому що усі вони мають безліч взаємозалежних характеристик і параметри однієї деталі залежать і впливають на параметри інших.

Класифікація і конструктивні особливості деталей *ГВМу* вивчаються в курсі «Ковальсько-штампувальне обладнання» і докладно розглянуті в навчальній і спеціальній літературі.

### 5.1. Проектування повзунів

Повзун є основним робочим органом преса, і до нього пред'являють ряд високих вимог.

Конструкція і форма повзуна визначаються в першу чергу, технологічним призначенням преса і залежать від габаритних розмірів виготовлених виробів і розподілу навантаження по робочій площині, що характеризується величиною максимального питомого зусилля деформування  $p_{\max}$ .

На повзунах листоштампувальних однокривошипних пресів максимальне питоме зусилля складає 15...50 МПа. Для них застосовують зварені чи полегшені литі повзуни з чавунів марок не ни-

жче СЧ 20. Зварені повзуни мають ребра жорсткості безпосередньо в просторі під місцем кріплення шатуна.

Повзуни листоштампувальних двох- і чотирьохкривошипних пресів, як правило, навантажуються невисоким питомим зусиллям ( $p_{\max}$  менш 20 МПа). Їх виготовляють звичайно звареними коробчастого типу. Силовий пояс повзуна проходить по периметрі, посиленому подовжніми і поперечними ребрами. Преси призначені для виготовлення виробів зі збільшеними габаритними розмірами в плані, тому для збільшення стійкості повзуна ГВМ включає два чи чотири шатуни.

Повзуни листоштампувальних спеціалізованих пресів, у яких величина  $p_{\max}$  складає 40...80 МПа, виготовляють з чавунів СЧ 20 чи СЧ 25.

Повзуни пресів для гарячого об'ємного штампування піддаються дії значних питомих зусиль ( $p_{\max}=150...600$  МПа). З обліком щодо невеликих розмірів виготовлених виробів, повзуни виготовляються зі сталі не нижче 35Л з мінімальною зоною деформації.

Найбільші питомі зусилля розвиваються в пресах для холодного об'ємного штампування, спеціалізованих КГШП ( $p_{\max} = 800...1200$  МПа). Повзуни таких пресів виготовляють зі сталі 45Л. При конструюванні повзуна знижують до мінімуму отвору, пази, різкі переходи перетину й інші концентратори напруг.

Повзуни пресів для багатоперехідного об'ємного штампування піддаються нецентральному навантаженню, тому для зменшення перекосів і збільшення точності виробів повзуни мають додаткові напрямні, виготовлені на подовженому хоботі.

Задовільна робота повзуна забезпечується при визначеному відношенні довжини напрямних повзуна до їхньої ширини. У сучасних пресах це відношення складає:

- однокривошипні преси – 1,4...2,5
- двохкривошипні преси – 0,4...0,5
- КГШП – 2,5...3
- ГKM : – у горизонтальній площині – 5,5...6
- у вертикальній площині – 25...30
- холодновисаджувальні автомати – більш 2,3.

Габаритні розміри повзуна визначаються максимальними розмірами деталей що штампуються і задаються в стандарті на основні параметри преса.

Величина зазору  $\Delta$  у напрямних повзуна залежить від цілого ряду факторів, у першу чергу: типорозміру преса, його технологіч-

ного призначення, теплового розширення повзуна, якості обробки направляючих, піддатливості станини і т. п.

У першому наближенні зазор  $\Delta$  дорівнює сумі кінематичного зазору  $\Delta_k$  і зазору  $\Delta_m$  від теплового розширення повзуна, тобто  $\Delta = \Delta_k + \Delta_m$ . Кінематичний зазор забезпечує нормальне переміщення повзуна в напрямних без заїдань і приймається рівним  $\Delta_k = (0,0004...0,001)L$ , де  $L$  – довжина напрямних повзуна. Більші значення приймаються для пресів звичайної точності, менші значення – для пресів підвищеної точності. Зазор для компенсації теплового розширення повзуна визначається по формулі  $\Delta_m = 0,5\alpha Vt$ , де  $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$  – коефіцієнт лінійного розширення для сталі;  $t$  – різниця температур верхньої і нижньої частини повзуна. Для листоштампувальних пресів і холодновисаджувальних автоматів  $t = 2^\circ...5^\circ$ ; для гарячештампувального устаткування  $t = 20^\circ...30^\circ$ .

## 5.2. Розрахунок повзунів одно кривошипних пресів без додаткових напрямних

У більшості випадків виконується перевірочний розрахунок повзуна на статичну міцність.

При розрахунку повзунів на міцність визначаються напруги стиску, вигину і зрізу в найбільш небезпечних перетинах.

Напруга стиску в горизонтальному перетині під шатуном

$$\sigma_I = \frac{P_p}{F_I} \leq [\sigma], \quad (5.1)$$

де  $P_p$  – розрахункове зусилля, в даному випадку рівне номінальному зусиллю;

$F_I$  – площа поперечного перерізу повзуна в небезпечному перерізі.

Напруга вигину і дотичні напруження у вертикальному перерізі, що збігається з центром шарніра В

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{II}} \leq [\sigma], \quad (5.2)$$

$$\tau = \frac{P_p S}{2J_{II} B} \leq [\tau], \quad (5.3)$$

де  $M_u$  – згинальний момент у зазначеному перетині, визначений у припущенні, що навантаження від штампа інтенсивністю  $q = \frac{3P_p}{2B}$  рівномірно розподіляється на ділянці  $2/3B$  по ширині повзуна, тобто  $M_u = \frac{P_p L}{12}$ ;

$W_{II}$  – момент опору вигину в небезпечному перерізі;

$S$  – момент опору зрізу частини перетину, щодо горизонтальної осі, що проходить через центр ваги цього перетину;

$B$  – ширина повзуна;

$J_{II}$  – момент інерції перетину.

Дотичні напруги, що допускаються,  $[\tau]$  приймаються рівними  $0,8[\sigma]$ , а нормальні напруги, що допускаються  $[\sigma]$ , визначаються по величині границі текучості з урахуванням коефіцієнта запасу міцності  $[\sigma] = \sigma_T / n$ . Границя текучості  $\sigma_m$  вибирається по табл. 5.1. Коефіцієнт запасу міцності  $[n]$  приймається 1,8...2,2.

### 5.3. Розрахунок повзунів вертикальних пресів з додатковими напрямними

Повзуни з додатковими напрямними, розташованими на хоботі, мають свої особливості розрахунку. Повзуни з додатковими напрямними піддаються не центральному навантаженню через зсув рівнодіючої сили деформації в різних переходах штампування. В результаті виникає перекошування повзуна для зменшення чого і використовуються додаткові напрямні. Хобот повзуна вважається пружним елементом, деформування якого залежить від моменту опору на згин і зазорів в основних і додаткових напрямних. У загальному випадку повзун піддається вигину як у площині рівнобіжної осі головного вала, так і в площині обертання кривошипа. З урахуванням співвідношення розмірів поперечних перерізів і діючих навантажень звичайно міцність повзуна визначається не міцністю власне тіла повзуна, а міцністю хоботу. Як розрахунковий прогин хоботу приймається максимально можливий прогин при стійкому положенні повзуна в період робочого ходу.

Таблиця 5.1

### Механічні властивості матеріалів повзунів і шатунів

Матеріал	$\sigma_m$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	Область застосування
Чавун:			
СЧ 20	120	100	Повзуни і шатуни листоштампувальних пресів невеликого зусилля
СЧ 25	160	100	Повзуни пресів для об'ємного штампування невеликого зусилля
Сталь:			
35Л	250	220	Повзуни пресів для об'ємного штампування великих зусиль
45Л	280	250	Шатуни важких листоштампувальних пресів
Ст3	240	–	Зварені повзуни пресів
45	280	250	Шатуни КГШП, ГКМ, гвинти шатунів листоштампувальних пресів
40Х	500	320	

Після визначення реакцій на напрямних виходячи з припустимого питомого зусилля на напрямні розраховують діаграму припустимого нецентрального навантаження (див. п. 5.3).

В вертикальних пресах найнебезпечнішим вважається таке положення повзуна, коли він торкається головних напрямних в двох точках, а в додаткових напрямних зазор вибирається з самого початку перекошування.

На рис. 5.1 показана розрахункова схема повзуна КГШП, а на рис. 5.2 – небезпечні перерізи повзуна.

Приймається, що момент інерції перетину по довжині хоботу змінюється за законом трапеції

$$J_{Z(x)}^* = J_{Z(x)\max} \left( 1 - \frac{\Delta J - 1}{\Delta J \cdot L_x} y \right), \quad (5.4)$$

де  $J_{Z\max}$  – максимальний момент інерції перетину в підставі хоботу щодо осі  $Z$ ;

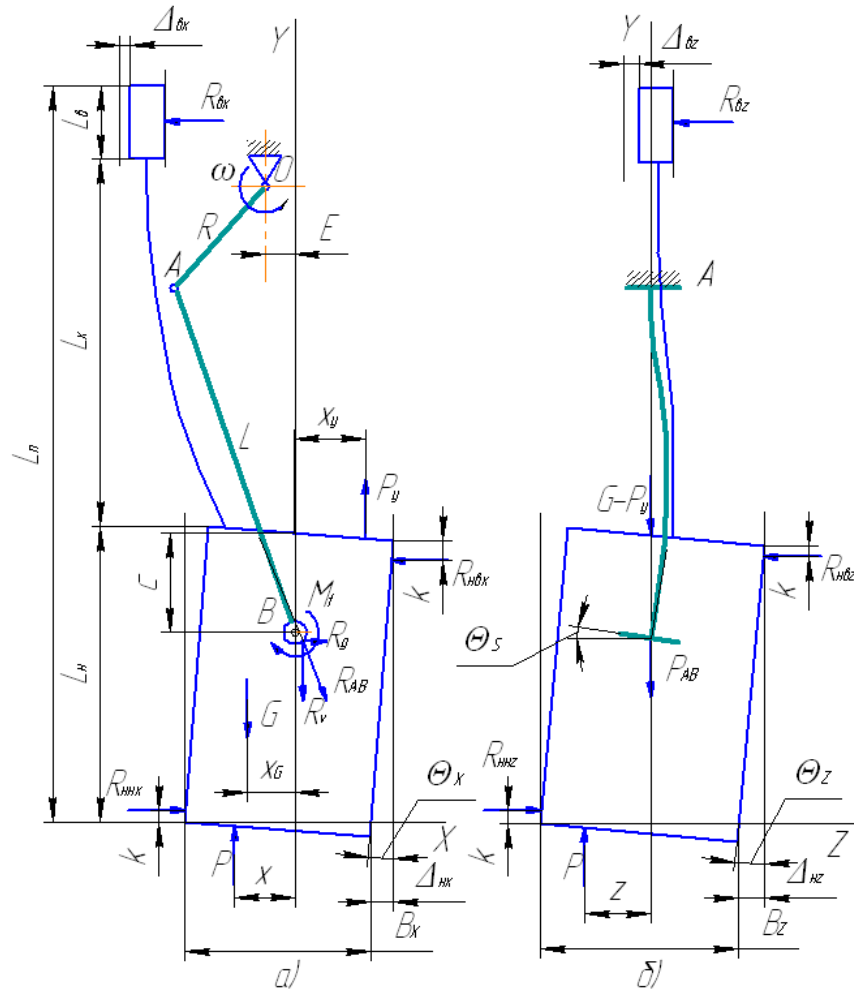
$\Delta J$  – максимальний перепад моментів інерції

$$\Delta J = J_{Z\max} / J_{Z\min};$$

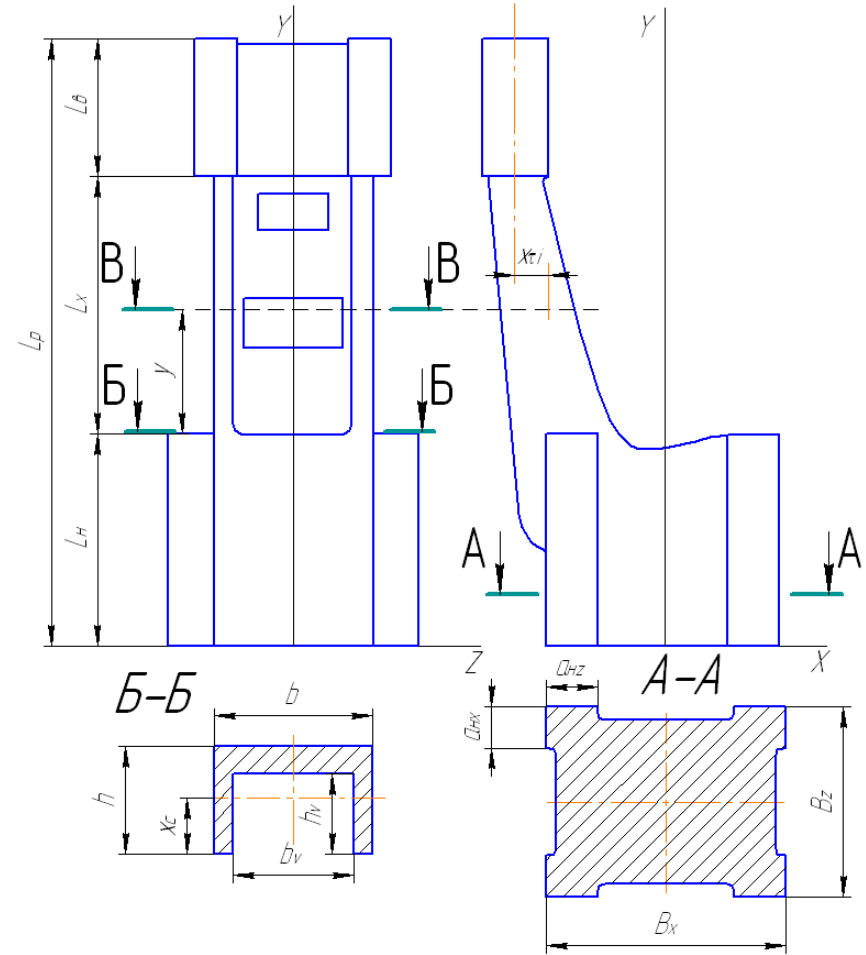
$J_{Z\min}$  – мінімальний момент інерції перетину хоботу;

$L_x$  – довжина хоботу;

$y$  – відстань розглянутого перетину від крайки нижніх напрямних.



**Рис. 5.1.** Розрахункова схема повзуна з додатковими напрямними:  
 а – у площині обертання ГВМу; б – у площині обертання головного вала



**Рис. 5.2.** Небезпечні перерізи повзуна КГШП

При навантаженні повзуна в площині  $XOY$  (тобто попереду – назад) у довільному перетині хоботу  $A-A$  виникають напруги

$$\sigma_1 = \frac{3EJ_Z \max x_c}{L_x^2 J_Z^*} \delta_1 k_J \left(1 - \frac{y}{L_x}\right), \quad (5.5)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу повзуна, для сталі  $E=2,1 \cdot 10^5$  МПа, для чавуну  $E=0,9 \cdot 10^5$  МПа;

$x_c$  – координата центра ваги розглянутого перетину;



$\delta_2$  – прогин хоботу в площині  $XOY$ , що залежить від співвідношення зазорів в основних  $\Delta_{нх}$  і додаткових  $\Delta_{вх}$  напрямних у цій же площині

$$\delta_1 = \frac{\Delta_{нх} - \Delta_t}{2} \cdot \frac{2L_{п} - L_{н}}{L_{н}} - \frac{\Delta_{вх}}{2}, \quad (5.6)$$

$\Delta_t$  – температурне розширення нижньої частини повзуна,

$$\Delta_t = \alpha B t;$$

$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$  – коефіцієнт лінійного розширення для сталі;

$t$  – різниця температур верхньої і нижньої частини повзуна (див. п. 5.1);

$L_n$  – повна довжина повзуна, тобто відстань від нижньої площини до верхньої частини додаткових напрямних;

$k_j$  – коефіцієнт, що визначає зміна моменту інерції перетину по довжині хоботу. При  $\Delta J=1; 2; 3; 4; 5$  відповідно  $k_j=1; 0,88; 0,81; 0,78; 0,755$ .

При навантаженні повзуна в площині  $ZOY$  (тобто ліворуч – праворуч) напруги вигину в довільному перетині  $A-A$  визначаються аналогічним образом

$$\sigma_2 = \frac{3EJ_{X_{max}}b_1}{2L_x^2 J_X^*} \delta_2 k_j \left(1 - \frac{y}{L_x}\right), \quad (5.7)$$

де  $J_{X_{max}}$  і  $J_X^*$  – відповідно, максимальний і діючий момент інерції перетинів щодо осі  $X$ ;

$b_1$  – ширина перетину;

$\delta_2$  – прогин хоботу повзуна в площині  $ZOY$ .

Вигин хоботу при такому навантаженні розглядається разом з вигином шатуна в цій же площині (рис. 5.1, б).

Поточний прогин хоботу  $\delta_2$  визначається по формулі

$$\delta_2 = \frac{P_n x - [E_{ш} J_{ш} (\Delta_{нз} - \Delta_t - \Delta_{вз})]}{LL_n \left[ \frac{3E_x J_X}{L_x^2} + \frac{2E_{ш} J_{ш}}{LL_n} \right]}, \quad (5.8)$$

де  $E_x, E_{ш}$  – відповідно, модуль пружності матеріалу хоботу і шатуна;

$x$  – ексцентриситет прикладення зусилля (див. рис. 5.1.);

$J_{ш}$  – середній момент інерції перетину шатуна;

$\Delta_{нз}, \Delta_{вз}$  – зазори в основних і додаткових напрямних у площині  $ZOY$ ;

$L$  – довжина шатуна.

Як правило вплив вигину шатуна на міцність повзуна незначний, тому ним можна нехтувати. Тоді вигин хоботу визначається по формулі (5.6) з урахуванням того, що зазори в напрямних  $\Delta_{нз}$  і  $\Delta_{вз}$  в площині  $ZOY$  в загальному випадку відрізняються від зазорів  $\Delta_{нх}$  і  $\Delta_{вх}$  в площині  $XOY$ .

Унаслідок розбіжності центра ваги перетину і місця дотику зусилля  $R_{вз}$  до верхніх напрямних у площині  $XOZ$  виникає момент, що скручує, що створює дотичні напруження в розглянутому перетині

$$\tau = \frac{M_k \delta_{max}}{\eta \sum b_i \delta_i^3} = \frac{R_{вз} x_{\tau} \delta_{max}}{\eta \sum b_i \delta_i^3}, \quad (5.9)$$

де  $M_k = R_{вз} x_{\tau}$  – момент, що скручує, у перетині;

$R_{вз}$  – зусилля на додаткових напрямних

$$R_{вз} = \frac{3EJ_{X_{max}} \delta_2 k_j}{L_x^3}; \quad (5.10)$$

$x_{\tau}$  – відстань від центра ваги перетину  $A-A$  до середини додаткових напрямних;

$\delta_{max}$  – максимальна товщина перетину;

$\eta$  – коефіцієнт, рівний 1,12 для перетину коритоподібної форми;

$b_i, \delta_i$  – відповідно, поточні ширина і товщина ділянок перетину  $A-A$ .

Максимальна напруга в перетині  $A-A$ , виходячи з гіпотези найбільших дотичних напружень, дорівнює

$$\sigma_{max} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + 4\tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{[n]}. \quad (5.11)$$

Коефіцієнт запасу міцності  $[n]$  приймається рівним 1,3...1,5.

Розрахунок максимальної напруги виконується в декількох перетинах по довжині хоботу, з урахуванням того, що силові фактори і характеристики перетину змінюються з різною інтенсивністю при переміщенні від нижніх напрямних до верхніх.

**Приклад 19. Виконати розрахунок повзуна кривошипного гаряче штампувального преса зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля $P_n$ , МН	– 25;
Ширина повзуна $B_n$ , см	– 115;
Довжина нижніх напрямних $L_n$ , см	– 140;
Довжина верхніх напрямних $L_v$ , см	– 60;
Довжина хоботу $L_x$ , см	– 145,5;
Зазор в нижніх напрямних $\Delta_n$ , см	– 0,1;
Зазор в верхніх напрямних $\Delta_v$ , см	– 0,08;
Матеріал тіла повзуна	– сталь 35Л.

Рішення

Повзун КГШП традиційного виконання має додаткові напрямні, розташовані на кінці хоботу (рис. 5.2). Нецентральне навантаження повзуна можливе як в площині головного виконавчого механізму (площина ZOY), так і в перпендикулярному напрямі (площина XOY).

Зменшення зазору в нижніх напрямних від температурного розширення повзуна становить при різниці температур  $30^\circ$

$$\Delta_t = 11 \cdot 10^{-6} \cdot 115 \cdot 30 = 0,038 \text{ см.}$$

Максимальний прогин хобота при навантаженні повзуна в площині XOY, тобто спереду-назад по формулі (5.6) буде

$$\delta_{1x} = \frac{0,1 - 0,038}{2} \cdot \frac{2 \cdot 345,5 - 140}{140} - \frac{0,08}{2} = 0,082 \text{ см.}$$

Якщо зазори в напрямних однакові в обох площинах навантаження, тоді по спрощеній методиці приймається, що прогин повзуна при навантаженні в площині ZOY, тобто зліва-направо, також становить 0,082 см.

Моменти інерції перетину Б-Б, розташованого на тілі повзуна, тобто максимальні значення моментів інерції, становлять:  $J_{z_{max}} = 518788 \text{ см}^4$ ,  $J_{x_{max}} = 995843 \text{ см}^4$ . Відстань від нижньої частини перетину до центральної осі дорівнює:  $x_c = 40,7632 \text{ см}$ ,  $z_c = 35 \text{ см}$ .

Хобот повзуна має змінний перетин, тому спрощено приймається зміна моменту інерції повзуна по лінійному закону. Мак-

симальний перепад перетинів  $\Delta J$  становить приблизно 2,5. В такому разі коефіцієнт зміни перетину  $k_j$  дорівнює 0,84.

В небезпечному перетину, розташованому на відстані  $y = 30 \text{ см}$  від тіла повзуна (показано на рис.) хобот послаблено прямокутним вікном і його моменти інерції становлять:  $J_{zB} = 343708 \text{ см}^4$ ,  $J_{xB} = 751053 \text{ см}^4$ . Відстань від нижньої частини перетину до центральної осі дорівнює:  $x_{cB} = 34,16 \text{ см}$ ,  $z_{cB} = 32 \text{ см}$ .

В такому разі максимальні напруги в перетині хобота на тілі повзуна при навантаженні в двох площинах відповідно будуть:

- навантаження в площині ZOY

$$\sigma_{1B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 518788 \cdot 40,7632 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 518788} = 8366 \text{ Н/см}^2;$$

- навантаження в площині XOY

$$\sigma_{2B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 995843 \cdot 35 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 995843} = 7183 \text{ Н/см}^2.$$

В перерізі, розташованому на відстані  $y = 30 \text{ см}$  від тіла повзуна (перетин В-В), напруги відповідно становлять:

- навантаження в площині ZOY

$$\sigma_{1B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 518788 \cdot 34,16 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 343708} \left(1 - \frac{30}{145,5}\right) = 8400 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2};$$

- навантаження в площині XOY

$$\sigma_{1B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 995843 \cdot 32 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 751053} \left(1 - \frac{30}{145,5}\right) = 6913 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}.$$

При навантаженні в площині ZOY в тілі хобота виникають дотичні напруги від зміщення зусилля в верхніх напрямних відносно перетину хобота. Зусилля на додаткових напрямних по формулі (5.10) становить

$$R_{\text{вз}} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 995843 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^3} = 1,405 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сума в знаменнику формули (5.9) для перетину, розташованого на тілі повзуна (перетин Б-Б) дорівнює  $3,53 \cdot 10^6 \text{ см}^4$ , для перетину В-В сума становить  $3,07 \cdot 10^6 \text{ см}^4$ .

Тоді дотична напруга перетині при навантаженні повзуна в площині ZOY по формулі (5.9) буде

- перетин Б-Б (розмір  $x_{\tau Б} = 15 \text{ см}$ )

$$\tau_{Б} = \frac{1,405 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 8}{1,12 \cdot 3,53 \cdot 10^6} = 42,632 \text{ Н/см}^2.$$

- перетин В-В (розмір  $x_{\tau В} = 10 \text{ см}$ )

$$\tau_{В} = \frac{1,405 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 8}{1,12 \cdot 3,07 \cdot 10^6} = 32,685 \text{ Н/см}^2.$$

Еквівалентна напруга по гіпотезі енергії формозміни при навантаженні повзуна в площині ZOY становить:

- перетин Б-Б

$$\sigma_{\text{э}2Б} = \sqrt{7183^2 + 3 \cdot 4263,2^2} = 10300 \text{ Н/см}^2;$$

- перетин В-В

$$\sigma_{\text{э}2В} = \sqrt{6913^2 + 3 \cdot 3268,5^2} = 8935 \text{ Н/см}^2.$$

Допустиме значення напруг в тілі повзуна становить (з табл. 5.1 для сталі 35Л  $\sigma_T = 250 \text{ МПа}$ )

$$[\sigma] = \frac{250}{1,8 \dots 2,2} \approx 125 \text{ МПа}.$$

Таким чином встановлено, що найбільш небезпечним є перетин хоботу біля тіла повзуна, однак максимальні напруги не перевищують допустиме значення.

#### 5.4. Розрахунок повзунів горизонтальних пресів з додатковими напрямними

Для повзунів з хоботом горизонтальних пресів (ГКМ, автомати та інші) зсув навантаження має місце тільки у площині обертання кривошипа, тобто в вертикальному напрямку. Враховуючи більший вплив перекошування повзуна на точність штамповок в

таких преса допускаються можливими два стійких положення (рис. 5.3). Приймається, що величина дезаксіалу  $E$  забезпечує постійний контакт заплічки повзуна з нижньою частиною головних напрямних, а зазор не перешкоджає повороту заплічки при навантаженні. Задні заплічки торкаються напрямних так, як показано на малюнку. Якщо ж відбувається контакт заплічки повзуна в головних напрямних в двох точках, навантаження хоботу тільки зменшується, так як частину моменту на згин сприймається заплічками.

При визначенні лінійних розмірів необхідно мати на увазі зсув реакцій від крайки повзуна на величину  $k$ , значення якого визначається по формулі (5.31) – див. п. 5.6.

При прийнятті припущення із умови рівноваги знаходяться реакції на напрямні

$$\begin{aligned} R_1 &= P_n \frac{(l_4 + l_5) \operatorname{tg}(\beta + \gamma) - (x + l_3)}{l_1 + l_5} + Q \frac{l_2 + l_5}{l_1 + l_5}, \\ R_2 &= P_n \frac{(l_1 - l_4) \operatorname{tg}(\beta + \gamma) + (x + l_3)}{l_1 + l_5} - Q \frac{l_2 - l_1}{l_1 + l_5}, \\ R_3 &= P_n \frac{x - l_3 + (l_4 + l_7) \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{l_6 + l_7} + Q \frac{l_2 + l_7}{l_6 + l_7}, \\ R_4 &= P_n \frac{x - l_3 - (l_6 - l_4) \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{l_6 + l_7} + Q \frac{l_2 - l_6}{l_6 + l_7}. \end{aligned} \quad (5.12)$$

Тут позначено:

$x$  – зсув навантаження в верх чи вниз від центральної вісі

ГВМу;

$Q$  – вага повзуна;

Лінійні розміри показані на рис. 5.3.

Кути нахилу  $\beta$ ,  $\psi$  та  $\gamma$  визначаються за відомими формулами:

$$\sin \beta = \frac{E}{R + L}, \quad \psi = \alpha + \beta + \gamma, \quad \sin \gamma = \mu \frac{r_A + r_{\Lambda}}{L}.$$

Лінійні параметри  $l_1 - l_7$  визначаються наступним чином

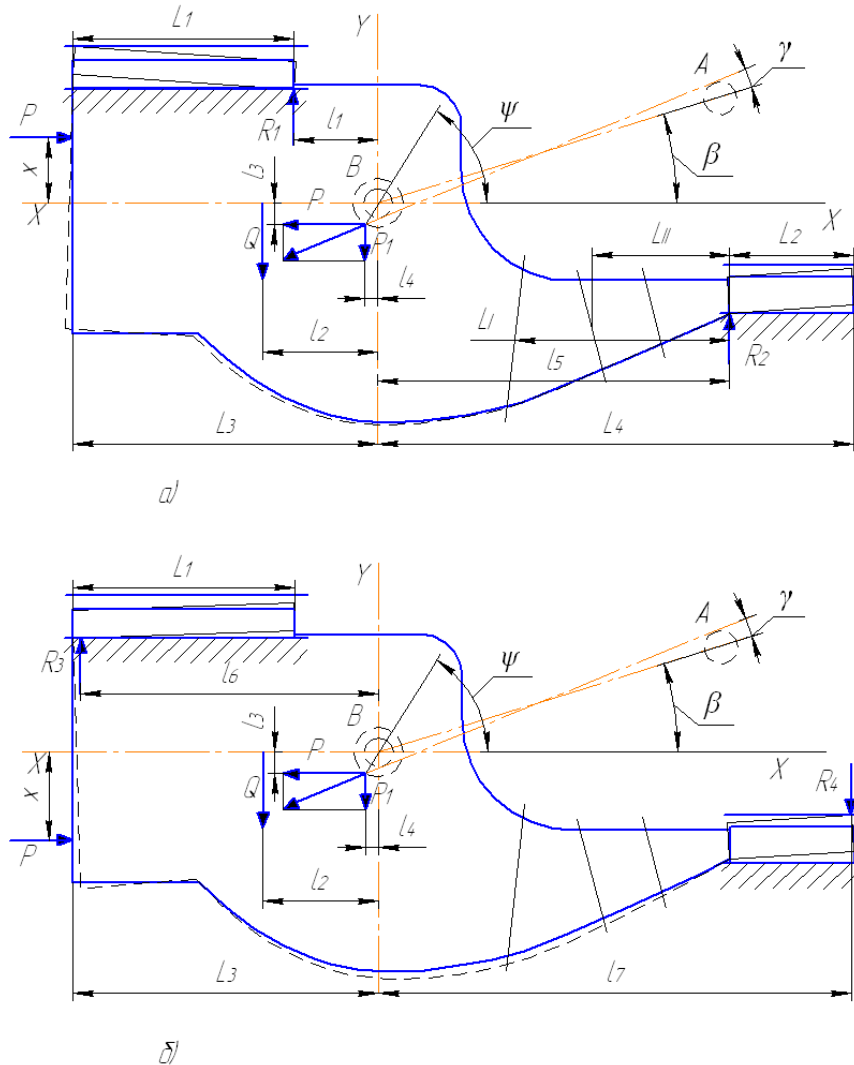


Рис. 5.3. Розрахункова схема повзуна ГKM з додатковими напрямними  
 а – при верхньому навантаженні; б – при нижньому навантаженні

$$\begin{aligned}
 l_1 &= L_3 - L_1 + k; & l_3 &= r_B \sin \psi; & l_4 &= r_B \cos \psi; \\
 l_5 &= L_4 - L_2 + k; & l_6 &= L_3 - k; & l_7 &= L_4 - k.
 \end{aligned}$$

Визначивши величину реакцій  $R_2$  і  $R_4$ , розраховуються напруги в перерізах хоботу при верхньому навантаженні  $\sigma_2$  і  $\sigma_4$  – при нижньому навантаженні:

$$\sigma_2 = \frac{N_2 l_i}{W_i}, \quad \sigma_4 = \frac{N_4 l_i}{W_i}. \quad (5.13)$$

де  $l_i$  – відстань від реакції на напрямні до центру ваги  $i$ -го перерізу хоботу;

$W_i$  – момент опору  $i$ -го перерізу хоботу.

Розрахунок максимальної напруги виконується в декількох перетинах по довжині хоботу.

Забезпечення найбільш стабільного положення повзуна обумовлює умови для визначення бажаної величини дезаксіалу ГВМу.

Так, в ГKM величину дезаксіалу бажано вибирати таким чином, щоб при навантаженні повзуна в крайньому передньому положенні в верхньому рівчаку навантаження на передні заплічки не було, тобто, щоб реакція  $R_1$  дорівнювала нулю. Тоді із першого рівняння (5.12) слідує, що величина дезаксіалу, яка задовольняє прийняту умову буде

$$d = \frac{R+L}{l_5} \left[ h_1 - \frac{Q}{P_{\text{дон1}}} (l_2 + l_5) - \text{tg}(l_5 - r_B) \right], \quad (5.14)$$

де  $P_{\text{дон1}}$  – припустиме зусилля по міцності повзуна на рівні верхнього рівчака, тобто на відстані  $h_1$  верхнього рівчака від вісі  $X$ .

Із першого рівняння (5.28) після спрощень слідує

$$P_{\text{дон1}} = \frac{R_2(l_1 + l_5) + Q(l_2 - l_1)}{2l_1 \text{tg} \gamma + \mu r_B + h_1}.$$

Слід зауважити, що надмірне значення величини дезаксіалу небажане, із-за значного збільшення реакції на передні заплічки повзуна.

### 5.5. Розрахунок повзунів двох- і чотирьокривошипних пресів

Повзуни багатокривошипних пресів являють собою по більшій частині коробки. Їхній розрахунок роблять так само як розрахунок балок на двох опорах. Повзуни листоштампувальних багатокривошипних пресів перевіряють по величині максимального про-

гину в центральній частині при дії номінального зусилля, який не повинний перевищувати 0,0003 ширини повзуна.

У сучасних багатокривошипних пресах кривошипи розташовуються перпендикулярно фронту преса й обертаються в різні сторони, тому не відбувається перекосів повзуна, як це має місце для однокривошипних пресів.

Для багатокривошипних пресів характерно нерівномірний розподіл зусилля по робочій площі повзуна і по шатунах, що враховують збільшенням розрахункового зусилля

$$P_p = k_n P_n, \quad (5.15)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження, рівний 1,2...1,3 для двокривошипних пресів; 1,6...1,7 – для чотирьох кривошипних пресів при  $P_n > 8$  МН і 2...2,1 при  $P_n < 8$  МН.

Усі коробчасті повзуни розраховують по дотичних напругах у їхніх стінках, напругам вигину в середньому вертикальному перерізі і напругам стиску. Крім цього визначають припустиму величину прогину.

На рис. 5.4 показана розрахункова схема повзуна багатокривошипного преса.

В усіх випадках прийнятий рівномірний розподіл питомого зусилля  $q = 2P_p/L$  на довжині  $2/3L$  уздовж лінії фронту преса, і  $q = 4P_p/3B$  на довжині  $B$  в площині, перпендикулярній фронту преса.

Напруга вигину в небезпечному перерізі (II–II):

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad (5.16)$$

де  $M_u$  – згинальний момент у небезпечному перерізі

$$M_u = P_p \frac{3l-L}{9}; \quad (5.17)$$

$W$  – момент опору вигину небезпечного перерізу.

Напруга стиску в перетині I–I:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_p}{F_1}, \quad (5.18)$$

де  $F_1$  – площа поперечного перерізу I–I.

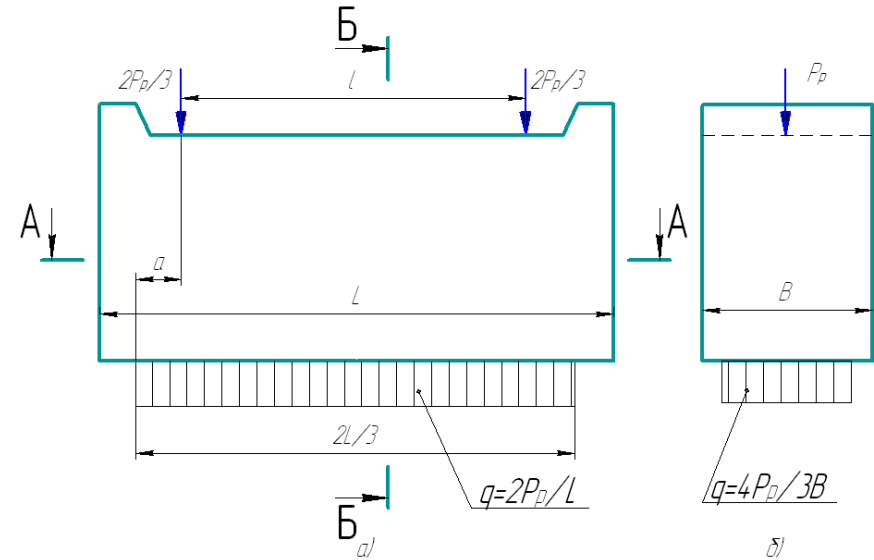


Рис. 5.4. Розрахункова схема повзуна багатокривошипного преса

Дотичне напруження в перетині II–II

$$\tau = \frac{P_p S}{JB} \leq [\tau], \quad (5.19)$$

де  $S$  – момент опору перетину;

$J$  – момент інерції перетину;

$B$  – ширина повзуна.

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_u^2 + \sigma_{сж}^2 - \sigma_u \sigma_{сж} + 4\tau^2} \leq \sigma_T / [n_T]. \quad (5.20)$$

Напруги, що допускаються, приведені в табл. 5.1, а коефіцієнт запасу міцності  $[n_T]$  становить для повзунів 1,8...2.

Деформація повзуна в середині прольоту

$$y = \frac{5}{384} \cdot \frac{ql^4}{EJ} - \frac{1}{16} \cdot \frac{qa^2 l^2}{EJ} + \frac{k_n M_u}{GF_{II}} \leq [y], \quad (5.21)$$

де  $G$  – модуль зрушення, для сталі  $G=0,8 \cdot 10^5$  МПа;

$a$  – довжина консолі,  $a=0,5(L-l)$ ;

$F_{II}$  – площа поперечного перерізу II–II.

Припустима величина прогину  $[y]$  приймається 0,0003L.

Момент інерції перетину складної форми з  $N$  елементів прямокутної форми визначається по відомих формулах з курсу опору матеріалів

$$J = \sum_{i=1}^N (J_{oi} + a_i^2 F_i) \quad (5.22)$$

де  $J_{oi}$  – момент інерції  $i$ -го елемента перетину відносно власної центральної осі

$$J_{oi} = \frac{F_i \cdot h_i^2}{12};$$

$F_i$  – площа  $i$ -го елемента перерізу

$$F_i = b_i \cdot h_i;$$

$b_i, h_i$  – відповідно ширина і висота  $i$ -го елемента;

$a_i = y_i - y_c$  – відстань від центральної осі  $i$ -го елемента, до центральної осі перетину;

$y_i$  – відстань від довільної осі  $X$ , паралельної центральній, до центральної осі  $i$ -го елемента;

$y_c$  – відстань від довільної осі  $X$  до центральної осі перетину

$$y_c = \frac{\sum F_i \cdot y_i}{\sum F_i}. \quad (5.23)$$

**Приклад 20. Виконати розрахунок повзуна двохкривошипного листоштампувального преса зусиллям 4 МН.**

#### Початкові дані

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 4;
Ширина повзуна зліва-направо $L_n$ , см	– 185;
Ширина повзуна спереду-назад $B_n$ , см	– 100;
Відстань між опорами шатунів $L_{ш}$ , см	– 90;
Матеріал повзуна	– сталь Ст3.

#### Рішення

Повзун двохкривошипного листоштампувального преса зварений з металевих листів. В місцях кріплення шатунів перетин посилено за рахунок додаткових пластин. Розрахункова схема повзуна показана на рис. 5.4.

Небезпечні перетини повзуна в горизонтальній площині (А-А) та в поперечній площині (Б-Б) показані на рис. 5.5 та рис. 5.6.

Розрахунок геометричних параметрів виконано по формулах (5.22 і (5.23)), вказаних в п.5.5 і становлять:

- площа поперечного перерізу перетину А-А  $F_{AA}=4316 \text{ см}^2$ ;
- площа поперечного перерізу перетину Б-Б  $F_{BB}=2994 \text{ см}^2$ ;
- момент інерції перетину Б-Б  $J_{BB}=3735794 \text{ см}^4$ ;
- загальна висота повзуна  $H_n=122,5 \text{ см}$ ;
- відстань від нижньої поверхні до центральної лінії перетину Б-Б  $y_{cz}=32,658 \text{ см}$ .

Розрахункове зусилля визначається по формулі (5.15), де коефіцієнт нерівномірності навантаження  $k_n$  для двох кривошипного преса становить 1,25. Тоді по формулі (5.15) розрахункове зусилля буде 5 МН.

Навантаження повзуна приймається рівномірно розподіленим на довжині 2/3 ширини повзуна по фронту преса, тобто на довжині 123,3 см.

Напруга стиску в перетині А-А становить по формулі (5.18)

$$\sigma_{сА} = \frac{5 \cdot 10^4}{4316} = 11,585 \text{ МПа.}$$

Згинальний момент в небезпечному перетині Б-Б по формулі (5.17) становить

$$M_u = \frac{5 \cdot (3 \cdot 90 - 185)}{9} = 47,22 \text{ МН} \cdot \text{см.}$$

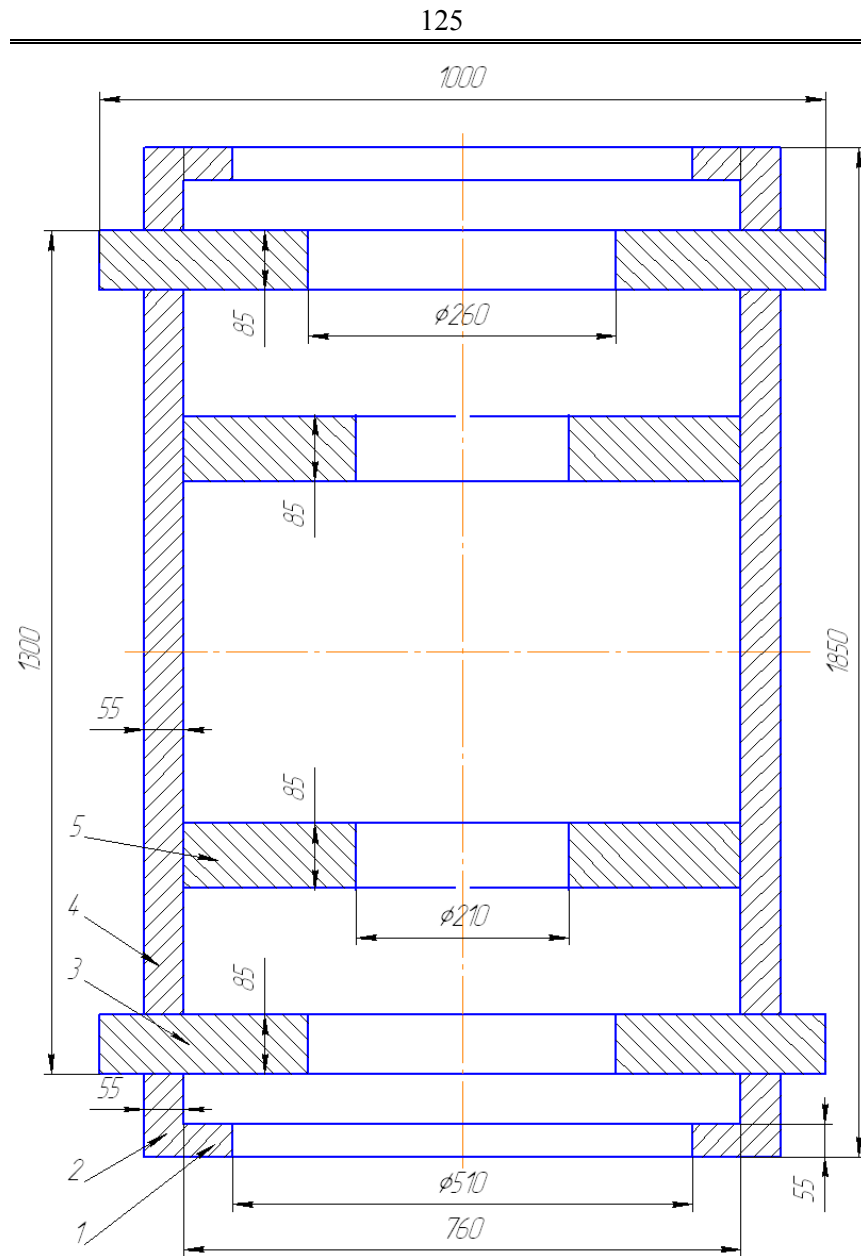


Рис. 5.5. Горизонтальний перетин повзуна (А-А)

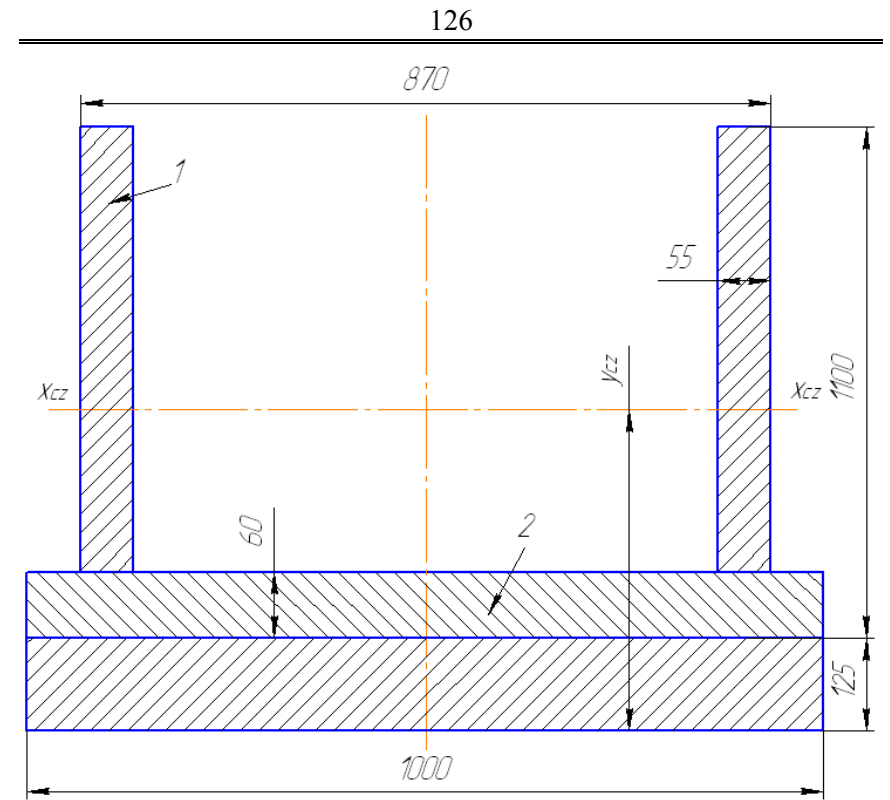


Рис. 5.6. Поперечний перетин повзуна (Б-Б)

Момент опору перетину Б-Б при розрахунку розтягуючи напруг в верхній частині повзуна становить

$$W_{ББ} = \frac{3735794}{122,5 - 32,658} = 41580 \text{ см}^3.$$

Тоді напруга згинання в перетині Б-Б складає по формулі (5.16)

$$\sigma_u = \frac{47,22 \cdot 10^4}{41580} = 11,356 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга в центрі повзуна становить

$$\sigma_9 = \sqrt{11,356^2 + 11,585^2} - 11,356 \cdot 11,585 = 11,472 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга текучості для сталі Ст3 по табл. 5.1 становить 240 МПа, тобто напруги в повзуні набагато нижчі допустимих.

### 5.6. Проектування і розрахунок напрямних повзуна

Для забезпечення довговічності напрямних і збереження протягом визначеного часу початкових параметрів регулювання максимальні питомі зусилля  $q_{max}$  на них не повинні перевищувати допустимих  $[q]$ .

Для розрахунку максимального питомого зусилля  $q_{max}$  необхідно знати силу реакції в направляючих, характер розподілу питомих сил по довжині контакту, зазори і піддатливість опорних поверхонь направляючих і ін. Для визначення реакцій звичайно розглядають рівновагу повзуна при куті повороту кривошипа  $\alpha_n$ . Найбільш навантажені напрямні повзуна виявляються при нецентральному його навантаженні. У цьому випадку найчастіше припустимо не враховувати вплив сил тертя на величину і напрямок зусиль, що діють по шатуні, зміна геометричної форми і розмірів повзуна через перекося і деякі інші фактори, тому що їхній сукупний вплив на абсолютну величину реакції незначно.

У ГВМі однокривошипних пресів питомі зусилля на напрямні обумовлені горизонтальними зусиллями і згинальним моментом. Можливі три варіанти з'єднання шатуна з повзуном (рис. 5.7):

- з передачею зусилля через вісь (рис. 5.7, а);
- з передачею зусилля через зовнішню поверхню голівки шатуна (рис. 5.7, б);
- з передачею зусилля через кульову опору (рис. 5.7, в).

Розміри  $x_2$  і  $y_6$  визначаються по формулах

$$x_2 = r_B [\sin(\beta + \gamma) \pm \mu] \quad y_6 = r_B \cos(\beta + \gamma). \quad (5.24)$$

Кути  $\beta$  і  $\gamma$  визначаються з відомих залежностей

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha, \quad \sin \gamma = \mu \frac{r_A + r_B}{L}.$$

У приведених формулах знак мінус приймається для першого способу з'єднання шатуна з повзуном (рис. 5.7, а), знак плюс – для другого і третього способу з'єднання (рис. 5.7, б).

Питомі зусилля на напрямні визначаються по формулах

$$q_N = \frac{P^{\Gamma}}{L_H a}, \quad q_M = \frac{6M}{L_H^2 a}, \quad (5.25)$$

де  $L_H, a$  – відповідно, довжина і ширина напрямних;

$P^{\Gamma}$  – горизонтальна складова зусилля в шатуні

$$P^{\Gamma} = P_p (\sin \beta + \text{tg } \gamma) = P_p (\lambda \sin \alpha + \text{tg } \gamma) \quad (5.26)$$

$M$  – момент, прикладений до напрямних з боку повзуна

$$M = P^{\Gamma} \left[ \frac{L_H}{2} - (b \pm y_6) \right] \pm P_H x_2;$$

$b$  – відстань від центру шарніру до краю напрямних (див. рис. 5.7).

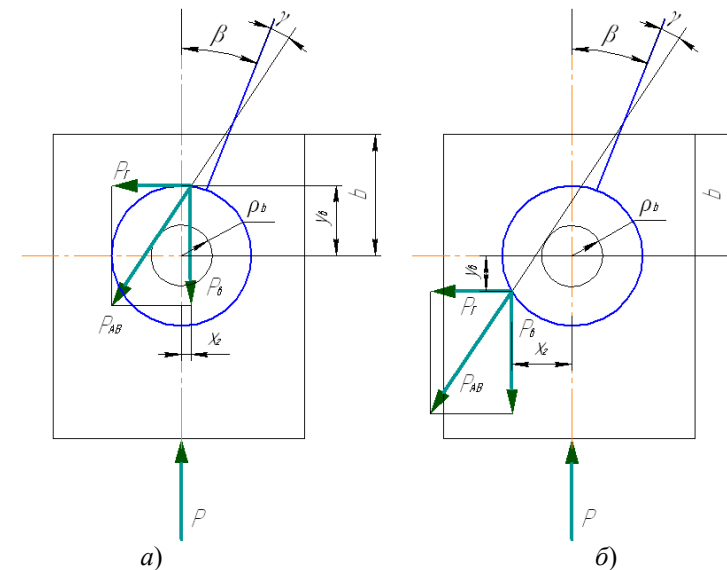


Рис. 5.7. Схема дії сил на напрямні повзуна однокривошипного преса без додаткових напрямних  
а – передача зусилля через вісь; б – передача зусилля через зовнішню циліндричну поверхню чи шатуна кульову голівку

Умови міцності напрямних має вид

$$q_{max} = q_N + q_M < [q]. \quad (5.26)$$



Як матеріал напрямних повзуна в пресах для об'ємного штампування рекомендується застосовувати бронзу чи чавун, а в пресах для листового штампування бронзу і текстоліт.

Питомі зусилля, що допускаються  $[q]$ , визначаються по табл. 5.2. Необхідно відзначити, що значення допустимих питомих зусиль, що приведені в роботі з розрахунку кривошипних пресів [6], значно відрізняються від зазначених у таблиці і не можуть прийматися в розрахунках направляючих пресів.

Повзун з додатковими напрямними може навантажуватися нецентральною силою в двох взаємо-перпендикулярних площинах.

При навантаженні повзуна вертикального преса в площині ГВМу (рис. 5.1, а), з умови рівноваги при номінальному куті головного валу  $\alpha_n$  реакції в нижніх напрямних будуть рівні:

$$\begin{aligned} R_{ннх} &= \frac{P_p [(x \pm \mu r_B) \mp \lambda \sin \alpha_n (L_n - a - k)] - R_{ex} (L_x - k)}{L_n - 2k}, \\ R_{нвх} &= \frac{P_p [(x \pm \mu r_B) \pm \lambda \sin \alpha_n (a - k)] - R_{ex} (L_x + L_n - k)}{L_n - 2k}. \end{aligned} \quad (5.27)$$

У цих формулах верхній знак приймається при зсуві зусилля убік, протилежний обертанню кривошипа (як показано на малюнку), а нижній знак – убік, що збігається з напрямком обертання.

Усі позначення в цій і наступних формулах приведені в п. 5.3 та показані на рис. 5.1.

Реакція  $R_{ex}$  в додаткових напрямних визначається в залежності від величини найбільшого прогину хоботу  $\delta \bar{x}$ :

$$R_{ex} = \frac{3EJ_Z \max \delta_1 k_J}{L_x^3}. \quad (5.28)$$

При навантаженні повзуна в площині, рівнобіжній осі кривошипа (рис. 5.1, б), реакції в нижніх напрямних будуть рівні

$$\begin{aligned} R_{ннз} &= \frac{P_p x - R_{ez} (L_x - k)}{L_n - 2k}, \\ R_{нвз} &= \frac{P_p x - R_{ez} (L_x + L_n - k)}{L_n - 2k}. \end{aligned} \quad (5.29)$$

Реакція в додаткових напрямних визначається по формулі

$$R_{ez} = \frac{3EJ_X \max \delta_2 k_J}{L_x^3}. \quad (5.30)$$

Формули (5.27) і (5.29) можуть бути використані для розрахунку реакцій у напрямних повзунів без додаткових напрямних. Реакція в верхніх напрямних при цьому приймається рівною нулю  $R_o = 0$ .

Розподіл питомих зусиль по утворюючій контакту при наявності округлень в крайки повзуна, рівних  $2k$ , близький до параболічного, і тоді зсув реакції  $k$  складає

$$k = L_n / 200 \Delta_{нх}. \quad (5.31)$$

Максимальне питоме зусилля в основних напрямних буде

$$q_{o \max} = \frac{R}{1,2 k m_o} \leq [q], \quad (5.32)$$

де  $m_o$  – сумарна ширина основних напрямних.

Реакції  $R$  визначаються у залежності від характеру навантаження (площини, у якій має місце зсув навантаження). Коефіцієнт 1,2 враховує перехід від параболічного закону розподілу питомих тиску до трикутного.

Максимальне питоме зусилля в додаткових напрямних вертикальних пресів визначається в залежності від прогину хоботу, зазорів в основній і додатковій напрямних і при законі розподілу питомих зусиль по довжині напрямних, близькому до прямокутного, будуть рівні

$$q_{o \max} = \frac{1,3 R_o}{L_o m_o} \leq [q], \quad (5.33)$$

де  $L_o$ ,  $m_o$  – довжина і сумарна ширина додаткових напрямних.

Реакція  $R_o$  визначається по формулах (5.28) чи (5.30) у залежності від площини вигину хоботу.

Для горизонтальних пресів реакції визначаються по формулах (5.12).

З залежностей (5.12), (5.32) і (5.33) випливає, що максимальне питоме зусилля на напрямних залежить від величини зсуву навантаження на повзуні  $x$  і при визначених її значеннях може досягти максимально допустимої величини  $[q]$ . Графік залежності при-

пустимих зусиль на повзуні від величини зсуву навантаження називається зоною *припустимого нецентрального навантаження*.

Враховуючи, що найчастіше на КГШП штампування виконуються в поперечному напрямку, тобто зліва-направо, зону припустимого нецентрального навантаження розраховують тільки для зсуву паралельно вісі обертання головного валу.

Із залежностей (5.29) витікає, що допустимі зусилля на повзуні, які обмежуються міцністю верхніх і нижніх частин основних напрямних для вертикальних пресів будуть

$$\begin{aligned} P_{дон}^n &= \frac{R_{ннз}(L_n - 2k) + R_{вз}(L_n - L_n - k)}{\pm x}, \\ P_{дон}^e &= \frac{R_{нвз}(L_n - 2k) + R_{вз}(L_n - k)}{\pm x}. \end{aligned} \quad (5.34)$$

В даному випадку допустимі значення зусиль на напрямні визначаються по формулі (5.32)

При розрахунку зони припустимого нецентрального навантаження повзунів горизонтальних пресів припустимі зусилля при навантаженні в верхніх і нижніх рівчиках визначають за формулами

$$\begin{aligned} P_{вдон} &= \frac{R_2(l_1 + l_5) + Q(l_2 - l_1)}{(l_1 - l_4)\text{tg}(\beta + \gamma) + l_5 + x}, \\ P_{ндон} &= \frac{R_4(l_6 + l_7) - Q(l_2 - l_6)}{x - l_3 - (l_6 - l_4)\text{tg}(\beta + \gamma)}. \end{aligned} \quad (5.35)$$

Припустимі реакції на додаткові напрямні визначаються з умови міцності хоботу на вигин

$$R_2 = \frac{W_i}{l_i + k} \sigma_{-1}, \quad R_4 = \frac{W_i}{l_i + L_2 - k} \sigma_{-1}, \quad (5.36)$$

де  $k$  – зсув реакцій від крайки повзуна – формула (5.31);

$l_i$  – відстань від допоміжних напрямних до центру ваги  $i$ -го перерізу хоботу;

$\sigma_{-1}$  – допустима напруга, вибирається по таблиці 5.1.

Реакції  $R_2$  та  $R_4$  визначаються для декількох перетинів по довжині хоботу і із них вибирається найменша, яка і обмежує міцність хоботу.

З двох значень припустимого зусилля вибирають менше і для зсуву  $x$  від 0 до половини ширини повзуна розраховують зону припустимого нецентрального навантаження.

У багатокривошипних пресах з розташуванням головних валів перпендикулярно фронту преса перекоосу повзуна теоретично не відбувається, тому відсутній момент, що розвертає. Максимальні питомі зусилля на напрямних можна визначити по формулі

$$q_{\max} = \frac{1,3(k_n - 1)P_p \lambda \sin \alpha_n}{L_n m_0} \leq [q]. \quad (5.37)$$

Коефіцієнт нерівномірності навантаження кривошипів  $k_n$  описаний у формулі (5.15). Коефіцієнт 1,3 враховує кромковий ефект і перекіс повзуна в напрямних через нерівномірну деформацію ланок виконавчого механізму.

Працездатність направляючих необхідно перевіряти по показнику зносу, що оцінює питому потужність тертя

$$K_{уз} = 8 \cdot 10^{-4} \mu k_{\mu} n_6 R q_{\max} \psi \leq [K], \quad (5.38)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя в напрямних; для рідкого мастила  $\mu = 0,04 \dots 0,06$ , для густого  $\mu = 0,08 \dots 0,10$ ;

$k_{\mu}$  – коефіцієнт, що враховує можливе забруднення поверхонь тертя; для холодно штампувальних пресів  $k_{\mu} = 1,3 \dots 1,5$ ; для пресів із захищеними напрямними  $k_{\mu} = 1$ ; для гаряче штампувальних пресів  $k_{\mu} = 2$ ;

$n_6$  – максимальне число вмикань преса в хвилину;

$R$  – радіус кривошипа;

$\psi$  – приведений кут робочого ходу (див. табл. 3.2).

Допустимий показник зносу  $[K]$  визначається по табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Питомі зусилля, що допускаються, і показник зносу напрямних повзунів

Матеріал напрямних	$[K]$ , кН/(мс)	$[q]$ , МПа
Чавун:		
• графітізований	500	28...32
• сірий після термообробки	400	30...35
Бронза:		
БрОЦС 4-4-2,5	800	40...45
БрОФ 8,0-0,3	750	55...60
Текстоліт	600	10...12

*Примітка:* Матеріал протитіла – сталі 20Х, 45, 40Х с термообробкою поверхні і чавун.

**Приклад 21. Виконати розрахунок напрямних та діаграми нецентрального навантаження повзуна КГШП зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля $P_n$ , МН	– 25;
Номинальний хід повзуна $S_n$	– 350;
Номинальне число ходів за хв. $n_n$	– 70;
Коефіцієнт використання числа ходів $p_u$	– 0,2;
Довжина нижніх напрямних $L_n$ , см	– 140;
Довжина верхніх напрямних $L_b$ , см	– 60;
Довжина хоботу $L_x$ , см	– 145,5;
Сумарна ширина нижніх напрямних $t_n$ , см	– 15;
Сумарна ширина верхніх напрямних $t_b$ , см	– 14;
Зазор в нижніх напрямних $\Delta_n$ , см	– 0,1;
Матеріал тіла повзуна	– сталь 35Л.

Рішення

Максимальний тиск на напрямних повзуна, виготовлених з графітізованого чавуну по табл. 5.2 становить 28...32 МПа. З урахування запасу міцності допустимий тиск на напрямних прийнято 17,5 МПа. Тоді з формули (5.32) максимальна допустима реакція в нижніх напрямних повзуна становить

$$R_{нд} = 1,2 \cdot 7 \cdot 15 \cdot 15 \cdot 10^{-4} = 0,221 \text{ МН.}$$

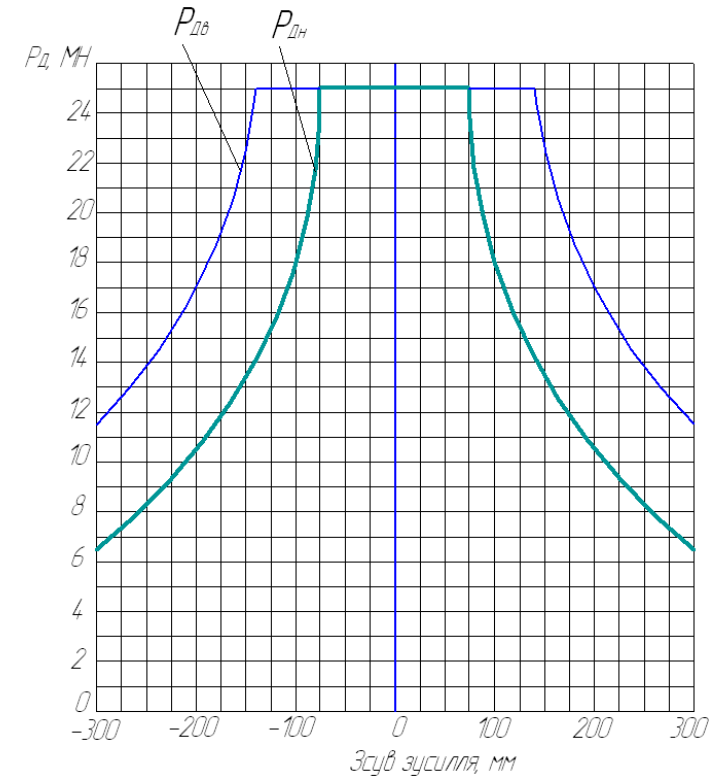
Максимальна допустима реакція в верхніх напрямних з формули (5.33) дорівнює

$$R_{вд} = \frac{15 \cdot 60 \cdot 14}{1,3} \cdot 10^{-4} = 1,131 \text{ МН.}$$

Зсув реакції від краю повзуна визначається по формулі (5.31)

$$k = \frac{140}{200 \cdot 0,1} = 7 \text{ см.}$$

В такому разі допустимі зусилля на повзуні в залежності від величини зсуві зусилля по формулах (5.34) визначаються по діаграмі допустимого нецентрального навантаження, яка показана на рис. 5.8.



**Рис. 5.8.** Діаграма нецентрального навантаження повзуна КГШП зусиллям 25 МН

Як видно, зона номінального навантаження повзуна обмежена шириною приблизно від +75 і до –75 мм від центру повзун, причому ширина зони обмежена міцністю напрямних в нижній їх частині. При зсуві зусилля на відстань приблизно 20 см (перший або третій переходи штампування) зусилля не може перевищувати приблизно 9 МН.

Працездатність напрямних перевіряється також по показнику зносу. Коефіцієнт тертя  $\mu$  в напрямних становить 0,05. Для КГШП коефіцієнт забруднення  $k_\mu$  становить 2. Приведений кут робочого ходу  $\psi$  по табл. 3.2 дорівнює 20°. Таким чином, показник зносу при максимальному тиску на напрямних 30 МПа по формулі (5.38) буде

$$K_{уз} = 8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 70 \cdot 0,2 \cdot 30 \cdot 20 \cdot 10^3 = 117,6 \frac{\text{кН}}{\text{м} \cdot \text{с}}$$

Допустимий показник зносу по табл. 5.2 для графітізовано-го чавуні становить 500 кН/м·с, тобто працездатність напрямних забезпечується.

### 5.7. Проектування і розрахунок шатунів

Шатун – відповідальна деталь ГВМу, за допомогою якої здійснюється передача зусилля від повзуна на колінчатий вал. Конструкція шатуна певною мірою залежить від способу його з'єднання з повзуном. Шатун постійної довжини з'єднується з повзуном через сполучний палець, а шатун перемінної довжини – за допомогою кульової опори на кінці регульовального гвинта. Початкові розміри шатуна визначаються компонованням ГВМу. Довжина шатуна  $L$  визначається при синтезі виконавчого механізму. Товщина тіла шатуна вибирається по довжині шатунної шийки головного вала. У більшості випадків виконується перевірочний розрахунок шатунів. Шатуни перемінної довжини розраховуються при їхній максимальній довжині. Матеріали для виготовлення шатунів приведені в табл. 5.1.

#### 5.7.1. Розрахункові зусилля, що діють на шатун

При розрахунку однокривошипних пресів передбачається, що шатун піддається дії повного стискаючого зусилля  $P_p = P_n$ , при розрахунку двокривошипних пресів – на один шатун діє зусилля  $P_p = (0,63 \dots 0,75)P_n$ , при розрахунку чотирьох кривошипних пресів – на один шатун діє зусилля  $P_p = 0,63P_n$ . Таке збільшення навантаження застосовують для обліку можливого нерівномірного навантаження шатунів при ексцентричному додатку навантаження.

Шатуни пресів для розділових операцій після відколу металу витримують напруги розтягування  $\sigma_p$ , що спільно зі стискаючими напругами приводять до його знакозмінного навантаження. Приймається, що розтяжне зусилля складає

$$P_{pac} = 0,3P_n. \quad (5.39)$$

У швидкохідних прес-автоматах при зворотному ході розтяжне зусилля, обумовлене тертям у напрямних повзуна і подоланням сил опору допоміжних механізмів, приймається рівним  $P_{pac} = 0,1P_n$ .

У диференціальних кривошипно-шатунних механізмах зусилля, що розтягують і стискають мають зворотні знаки.

При числі ходів повзуна більш 200 у хвилину варто враховувати сили інерції, що діють разом зі стискаючими чи силами, що розтягують, тобто мають з ними однакові напрямки.

Величина сили інерції ГВМу визначається по формулі

$$P_u = 1,097 \cdot 10^{-2} \cdot M_n n_n^2 R(1 + \lambda), \quad (5.40)$$

де  $M_n$  – маса повзуна, збільшена на 30% для обліку маси шатуна і штампа, кг;

$n_n$  – номінальне число ходів повзуна в хвилину.

Крім сил, шатун піддається дії згинальних моментів, що виникають від сил тертя в ГВМі і від прогину шатуна в площині головного вала при зсуві зусилля на повзуні. Згинальні моменти визначаються таким чином.

Згинальний момент від сил тертя знаходиться по формулі

$$M_u^u = \mu P_p \left( r_B - x \frac{r_A + r_B}{L} \right). \quad (5.41)$$

де  $x$  – відстань від центра нижньої головки шатуна до небезпечного перетину.

Поточний згинальний момент від прогину шатуна в площині осі головного вала  $ZOY$  для одно шатунного повзуна з хоботом

$$M_u^y = \frac{2E_{uw}J_{uw}}{LL_n} \{0,5(\Delta_{nz} + \Delta_{ez}) + P_p x - \left[ \frac{E_{uw}J_{uw}(\Delta_{nz} + \Delta_{ez})}{LL_n} \right] \} + \left. \frac{3E_x J_{x_{max}}}{L_x^2} + \frac{2E_{uw}J_{uw}}{LL_n} \right\}. \quad (5.42)$$

Для одно шатунного повзуна без додаткових напрямних

$$M_u^y = \frac{E_{uw}J_{uw}\Delta_{nz}}{LL_n} + P_p x_c. \quad (5.43)$$

Тут  $x_c$  позначає ексцентриситет додатка навантаження. Позначення інших параметрів у формулах (5.41) і (5.42) приведені в п. 5.3. Якщо шатун з повзуном з'єднується через кульову опору, чи

відсутній ексцентриситет навантаження, а також для багато кривошипних пресів згинальний момент  $M_u^y$  дорівнює нулю.

При максимальному перекошенні повзуна використовується наближена формула

$$M_u^y = \frac{4 \cdot E_{iu} J_{iu} \theta_z}{L}, \quad (5.44)$$

де  $\theta_z$  – кут повороту повзуна при максимальному перекошенні

$$\theta_z = \Delta_{nz} / 2L_n.$$

### 5.7.2. Розрахунок стрижня шатуна на статичну міцність

Стискаючі напруги в будь-якому перетині стрижня

$$\sigma_{сж} = \frac{P_p}{F}, \quad (5.45)$$

де  $F$  – площа розглянутого поперечного перерізу.

Напруга вигину в загальному випадку

$$\sigma_u = \frac{M_u^x}{W_z} + \frac{M_u^y}{W_y}, \quad (5.46)$$

де  $W_z$ ,  $W_y$  – відповідно моменти опору вигину обраного перетину щодо осі  $Z$  і  $Y$ .

Статична міцність шатуна визначається з умови

$$n_c = \frac{\sigma_m}{\sigma_u + k_{dc} \sigma_{сж}} \geq [n], \quad (5.47)$$

Коефіцієнт динамічності по статичних напругах  $k_{dc}$  вибирається по табл. 5.3, припустимий запас міцності  $[n_c]$  приймається рівним 1,8...2,0. Границя текучості  $\sigma_T$  матеріалу шатуна вибирається по табл. 5.1.

Таблиця 5.3

### Коефіцієнти динамічності

Тип преса	$k_{dc}$	$k_{dc}$ вала		
		1	2	3
Листоштампувальні преси з числом ходів повзуна до 30 за хвилину:	1	1	1	1
Універсальні листоштампувальні з числом ходів повзуна більше 30 за хвилину:	1,1	1,1	–	1,2
Спеціалізовані преси для розділових операцій	1,3	1,4	1,5	1,8
Листоштампувальні автомати з числом ходів повзуна в хвилину:				
до 200	1,2	1,3	–	–
200...500	1,3	1,4	–	–
500...1000	1,4	1,5	–	–
більше 1000	1,5	1,6	–	–
КГПП і гаряче штампувальні багатопозиційні автомати	1,03	1,1	–	1,5
ГКМ і гаряче штампувальні висаджувальні автомати	1,02	1,06	–	1,2
Преси для холодного видавлювання	1,01	1,05	1,1	1,2
Карбувальні преси	1	1,06	1,2	1,3
Холодновисаджувальні автомати з числом ходів повзуна в хв.:				
до 100	1,1	1,1	–	–
100...250	1,2	1,4	–	–
250...500	1,3	1,5	–	–
більше 500	1,4	1,6	–	–
Ножиці для сортового прокату	1,2	1,3	1,4	1,7

*Примітка:* стовпці для коефіцієнта динамічності по дотичних напруженнях позначені: 1 – для головного вала; 2 – для проміжного вала; 3 – для прийомного вала.

### 5.7.3. Розрахунок стрижня шатуна на витривалість

Міцність шатуна на витривалість визначається з умови

$$n_e = \frac{2\sigma_{-1}}{k_3(1+k_{p\sigma})(\sigma_{сж} + \sigma_u)k_\sigma / (\epsilon\beta)} \geq [n_e], \quad (5.48)$$

де  $\sigma_{-1}$  – границя витривалості матеріалу на вигин, приймається по табл. 5.1;

$k_3$  – коефіцієнт еквівалентного навантаження, вибирається по табл. 5.9, як для головного вала;

$k_{рс}$  – коефіцієнт реверсивного навантаження по нормальних напругах, вибирається по табл. 5.4;

Таблиця 5.4

## Коефіцієнти реверсивного навантаження

Тип преса	$k_{рс}$	$k_{рт}$
Для листового штампування:		
число ходів менш 50 у хвилину	0,05	0,01
число ходів 50...120 у хвилину	0,01	0,02
число ходів більш 120 у хвилину	0,005	0,03
Для об'ємного штампування:		
КГШП із густим мастилом	0,02	0
КГШП із рідким мастилом	0,02	0,3
ГКМ і однопозиційні автомати	0,01	0
багатопозиційні автомати	0,03	0,1
Для холодного об'ємного штампування:		
Карбувальні преси	0	0,1
Автомати при числі ходів повзуна в хвилину:		
менш 100	0,09	0,12
100...250	0,12	0,15
більш 250	0,15	0,25
Преси для розділових операцій:		
спеціалізовані	0,3	0,4
прес-ножиці сортіві	0,25	0,3
автомати для вирубаня	0,15	0,3

$k_{\sigma}$  – ефективний коефіцієнт концентрації напруг; для місця переходу шатуна в голівку  $k_{\sigma} = 1,6$ , для стрижня  $k_{\sigma} = 1,2$ ;

$\varepsilon$  – масштабний фактор; для шатунів зі сталі  $\varepsilon = 0,9$ , для шатунів з чавуна  $\varepsilon = 0,4$ ;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує якість поверхні; при наявності ливарних дефектів і  $\sigma_e = 600$  МПа  $\beta = 0,65$ , при  $\sigma_e = 800$  МПа  $\beta = 0,53$ , при  $\sigma_e = 1000$  МПа  $\beta = 0,45$ ;

Коефіцієнт запасу міцності  $[n_e]$  приймається рівним 1,6...1,8.

## 5.7.4. Перевірка нарізки шатуна

Для складних шатунів виконується перевірка різьбової частини гвинта і стрижня на зминання і вигин (рис. 5.9).

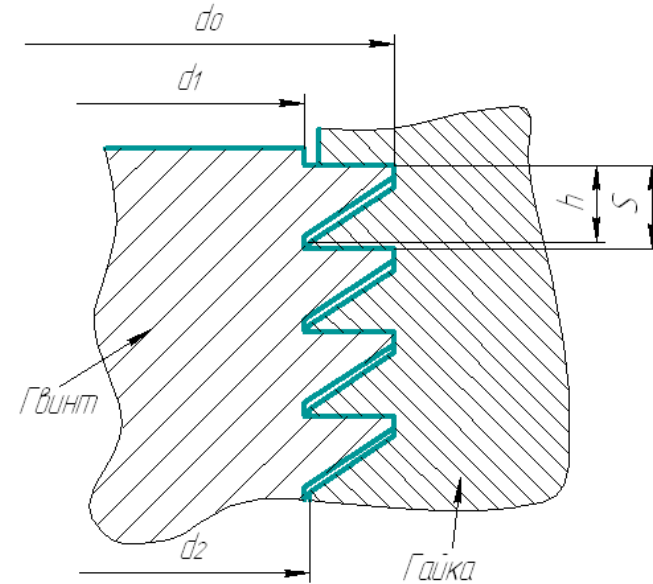


Рис. 5.9. Різблення шатуна

Напряга зминання різьби

$$\sigma_{см} = \frac{4P_p}{\pi n k_n (d_0^2 - d_2^2)} \leq [\sigma_{см}], \quad (5.49)$$

де  $n$  – число робочих витків різьби

$$n = \frac{H_g}{S};$$

$H_g$  – висота гайки;

$k_n = 5s/d_0$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по витках;

$S$  – крок різьби.

Інші позначення ясні з рис. 5.9.

Напряга вигину витків різьби

$$\sigma_u = \frac{3P_p (d_0 - d_2)}{2\pi s^2 \beta_1^2 d_0 n} \leq [\sigma_u], \quad (5.50)$$

де  $\beta_1 = h / S$  – коефіцієнт товщини витка.

Допустима напруга зминання  $[\sigma_{cm}]$  для сталі 45у рівна 80 МПа, для сталі 40Х – 160 МПа, для сталі 40ХН – 180 МПа, для чавуну СЧ24 – 40 МПа. Допустима напруга вигину  $[\sigma_u]$  приймається для сталі 45у – 80 МПа, для сталі 40Х – 180 МПа, для сталі 40ХН – 200 МПа, для чавуну СЧ24 – 50 МПа.

### 5.7.5. Розрахунок з'єднань шатунів з повзунами

Шатун з повзуном може з'єднуватися одним із трьох способів:

- кульовою опорою гвинта, що спирається на кульовий підп'ятник;
- за допомогою пальця і передачею зусилля через нього;
- за допомогою пальця і передачею зусилля через нижню циліндричну поверхню шатуна.

При першому і третьому способах з'єднання діаметр сферичної чи циліндричної поверхні визначається по величині припустимого питомого тиску в опорі (див. п. 5.9).

В другому випадку виконується розрахунок міцності пальця на вигин і зминання опорних гнізд у повзуні по відомих методиках, розглянутим у курсі опору матеріалів. Приймається розподілене навантаження пальця розрахунковим зусиллям  $P$  на довжині, рівній 0,8...0,9 ширини шатуна.

### Приклад 22. Виконати розрахунок шатуна однокривошипного листоштампувального преса зусиллям 4 МН.

#### Початкові дані:

Номінальне зусилля $P_n$ , МН	– 4;
Номінальний хід повзуна $S_n$ , мм	– 250;
Довжина шатуна, мм	– 1605;
Ступінь дезаксіалу $\varepsilon$	– 0;
Діаметр шатунної шийки валу $d_A$ , мм	– 600;
Діаметр з'єднання шатуна і повзуна $d_B$ ,	– 100;
Номінальне число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 25;
Коефіцієнт використання числа ходів $p_u$	– 0,6;
Маса повзуна з верхньою частиною штампуну, шатуна, частини головного валу $M$ , кг	– 5800;
Відстань небезпечного перетину від вісі нижньої головки $L_o$ , мм	– 230;
Ширина небезпечного перетину шатуна, мм	– 200;

Товщина небезпечного перетину шатуна, мм – 320;  
Матеріал тіла шатуна – сталь 45Л.

#### Рішення

При розрахунку шатунів кривошипного преса розрахункове зусилля приймається рівним сумі номінального зусилля і сил інерції рухомих мас в крайньому нижньому положенні. Сила інерції ГВМу визначається по формулі (5.40)

$$P_u = \frac{5800 \cdot 25^2 \cdot 250 \cdot (1 + 0,078)}{2 \cdot 91,2} = 5355 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт шатуна становить  $\lambda = 250/2 \cdot 1605 = 0,078$ .

Як видно з розрахунку, сила інерції для досить тихохідного преса незначна і нею можна нехтувати.

Площа небезпечного перетину складає

$$F = 200 \cdot 320 = 64000 \text{ мм}^2 = 0,064 \text{ м}^2.$$

Стискаюча напруга в небезпечному перетині по формулі (5.45) є

$$\sigma_{сж} = \frac{4}{0,064} = 62,585 \text{ МПа.}$$

Згинальний момент від сил тертя в небезпечному перетині визначається по формулі (5.41)

$$M_u^u = \frac{0,05 \cdot 4 \cdot 10^6}{1000} \left( 100 - 230 \frac{300 + 100}{1605} \right) = 8547 \text{ Нм.}$$

Момент опору вигину небезпечного перетину становить

$$W_z = \frac{200 \cdot 320^2}{6} 10^{-9} = 3,413 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину по формулі (5.46) буде

$$\sigma_u = \frac{8547 \cdot 10^{-6}}{3,413 \cdot 10^{-3}} = 2,504 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт динамічності по табл. 5.3 для листоштампувального преса з числом ходів менше 30  $k_{dc} = 1$ . По табл. 5.1 для сталі 45Л границя текучості становить 280 МПа, а границя витривалості на вигин 250 МПа.

Коефіцієнт запасу по статичній міцності по формулі (5.47) буде

$$n_c = \frac{280}{2,504 + 1 \cdot 62,585} = 4,302.$$

Припустимий запас міцності становить  $[n_c]=1,8 \dots 2$ , тобто умова статичної міцності витримується.

Запас міцності на витривалість визначається по формулі (5.48). В залежності від інтенсивності навантаження листоштампувальні преси відносяться до III групи. Тоді при числу вмикань  $25 \cdot 0,6 = 15$  і ресурсі роботи преса  $15 \dots 18$  тис. год. коефіцієнт еквівалентного навантаження по табл. 5.9 становить  $k_s = 0,63$ . Коефіцієнт реверсивного навантаження по табл. 5.4  $k_{рс} = 0,05$ . Ефективний коефіцієнт концентрації напруг для стрижня шатуна становить  $k_\sigma = 1,2$ . Масштабний фактор для сталюого шатуна становить  $\varepsilon = 0,9$ . Коефіцієнт якості поверхні при  $\sigma_s = 650$  МПа становить  $\beta = 0,65$ .

В такому разі запас міцності становить

$$n_\sigma = \frac{2 \cdot 250}{0,63(1 + 0,05)(62,585 + 2,504) \frac{1,2}{0,9 \cdot 0,65}} = 5,661.$$

Коефіцієнт запасу міцності на витривалість приймається рівним  $[n_\sigma]=1,6$ , тобто умова міцності витримується.

**Приклад 23. Виконати розрахунок гвинтової нарізки шатуна одно кривошипного листоштампувального преса зусиллям 4 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля $P_n$ , МН	– 4;
Крок різьби гвинта $S$ , мм	– 14;
Діаметр зовнішній різьби гвинта $d_{вн}$ ,	– 190;
Діаметр внутрішній різьби гайки $d_{зв}$ , мм	– 170;
Висота гайки $h_z$ , мм	– 170;
Матеріал гвинта	– сталь 40Ху.

Рішення

Гвинтова нарізка шатуна перевіряється на зминання та вигин зубів. Розрахункова схема показана на рис. 5.9.

Число робочих витків визначається по формулі

$$n = \frac{170}{14} = 12.$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження становить

$$k_n = \frac{5 \cdot 14}{190} = 0,368.$$

По формулі (5.49) напруга зминання становить

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 4}{\pi \cdot 12 \cdot 0,368 (0,19^2 - 0,17^2)} = 160,215 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт товщини витка прийнято  $\beta_1 = 0,95$ . Тоді напруга вигину витків по формулі (5.50) становить

$$\sigma_u = \frac{3 \cdot 4 (0,19 - 0,17)}{2 \cdot \pi \cdot 0,014^2 \cdot 0,95 \cdot 0,19 \cdot 12} = 94,839 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга зминання для сталі 40Х становить  $[\sigma_{см}] = 160$  МПа, допустима напруга вигину становить  $[\sigma_u] = 180$  МПа, тобто обидві умови міцності витримуються.

**Приклад 24. Виконати розрахунок шатуна КГШП зусиллям 40 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля $P_n$ , МН	– 40;
Ступінь дезаксіалу $\varepsilon$	– 0;
Довжина шатуна $L$ , см	– 140;
Діаметр шатунної шийки валу $d_A$ , мм	– 110;
Діаметр з'єднання шатуна і повзуна $d_B$ ,	– 80;
Довжина нижніх направляючих повзуна $L_n$ , см	– 163;
Зазор в нижніх направляючих повзуна $\Delta_n$ , см	– 0,08.

Рішення

Міцність шатуна КГШП перевіряється по декількох небезпечних перетинах, положення яких показані на рис. 5.10, а на рис. 5.11 показані самі поперечні перетини шатуна та позначення їх розмірів. Для КГШП К8546 вказані розміри становлять (см):



$$\begin{array}{lll}
 d_B=78; & d_{B0}=31,5; & b_A=56; \\
 h_B=100; & b_B=56; & y_B=50; \\
 h_{B1}=36; & h_{B2}=109; & b_B=56; \quad y_B=90.
 \end{array}$$

По формулі (5.46) напруги вигину від сил тертя в опорі В будуть:

- перетин А-А

$$\sigma_{A1} = \frac{0,05 \cdot 40 \cdot 40 \cdot 6 \cdot 78 \cdot 10^6}{56 \cdot (78^3 - 31,3^3)} = 1508 \text{ Н/см}^2;$$

- перетин Б-Б

$$\sigma_{B1} = \frac{0,05 \cdot 40 \cdot 10^6 \left( 40 - 50 \frac{55 + 40}{140} \right) \cdot 6}{56 \cdot 100^2} = 130,102 \text{ Н/см}^2;$$

- перетин В-В

$$\sigma_{B1} = \frac{0,05 \cdot 40 \cdot 10^6 \left( 40 - 90 \frac{55 + 40}{140} \right) \cdot 6 \cdot 109}{56 \cdot (109^3 - 36^3)} = -130,102 \text{ Н/см}^2.$$

Від'ємний знак свідчить просто про інший напрям напруги в порівнянні з двома іншими.

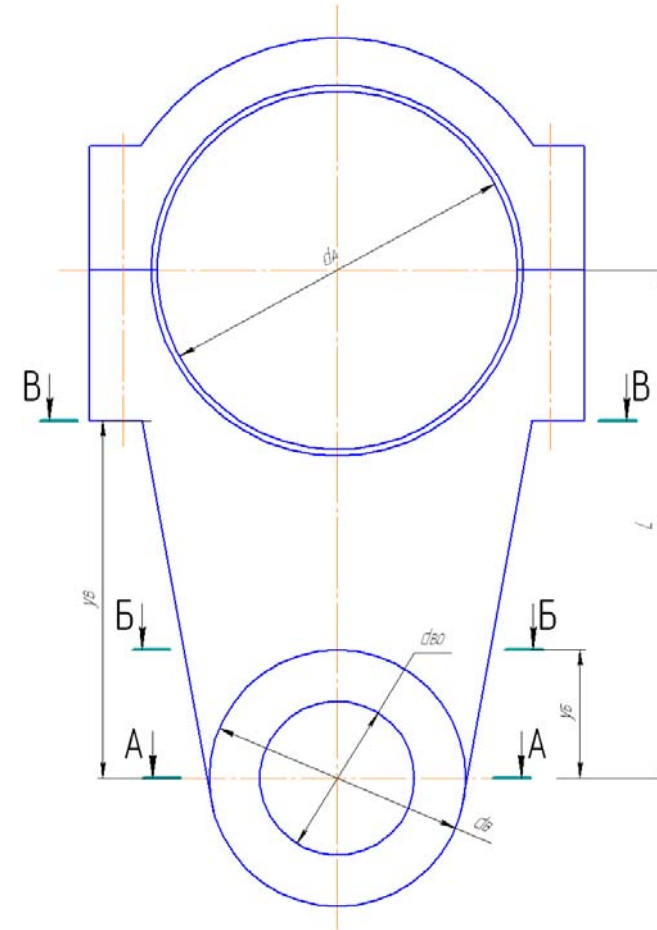


Рис. 5.10. Розміри шатуна та положення небезпечних перетинів

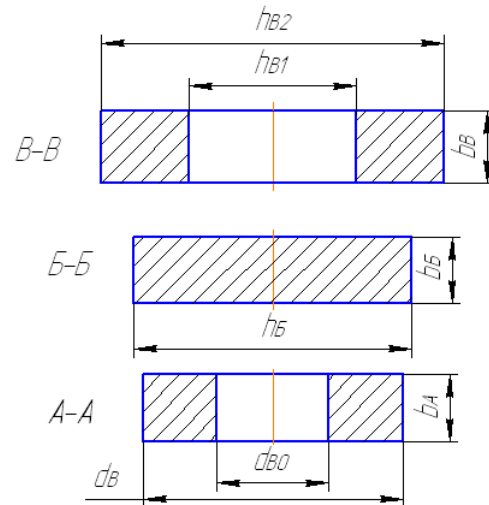


Рис. 5.11. Розміри небезпечних перетинів шатуна

При зсуві технологічного навантаження в площині ГВМу відбувається перекоєс повзуна, який призводить до появи додаткових напруг вигину в тілі шатуна. Кут перекоєсу повзуна становить

$$\theta = 0,5 \frac{0,08}{163} = 0,0002454 \text{ рад.}$$

Напруга вигину в перетині А-А по формулі (5.46) становить

$$\sigma_{A2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 56 \cdot 0,0002454}{140} = 4123 \text{ Н/см}^2.$$

В інших перетинах напруги вигину відповідно становлять

• перетин Б-Б

$$\sigma_{B2} = \frac{2,1 \cdot 10^7 \cdot 56 \cdot 2,454 \cdot 10^{-4}}{140} \left( 2 - \frac{3 \cdot 50}{140} \right) = 1914 \text{ Н/см}^2;$$

• перетин В-В

$$\sigma_{B2} = \frac{2,1 \cdot 10^7 \cdot 56 \cdot 2,454 \cdot 10^{-4}}{140} \left( 2 - \frac{3 \cdot 90}{140} \right) = 147,239 \text{ Н/см}^2.$$

Напруги стискування визначаються по формулі (5.45) і для вказаних перетинів складають:

• перетин А-А

$$\sigma_{A3} = \frac{40 \cdot 10^6}{56 \cdot (78 - 31,5)} = 15360 \text{ Н/см}^2;$$

• перетин Б-Б

$$\sigma_{B3} = \frac{40 \cdot 10^6}{56 \cdot 100} = 7143 \text{ Н/см}^2;$$

• перетин В-В

$$\sigma_{B3} = \frac{40 \cdot 10^6}{56 \cdot (109 - 36)} = 9785 \text{ Н/см}^2.$$

Загальна напруга в перетинах становить:

• перетин А-А

$$\sigma_A = 1508 + 4123 + 15360 = 20990 \text{ Н/см}^2;$$

• перетин Б-Б

$$\sigma_B = 157,109 + 1914 + 7849 = 9921 \text{ Н/см}^2;$$

• перетин В-В

$$\sigma_B = 113,597 + 147,239 + 9785 = 10050 \text{ Н/см}^2.$$

Таким чином, в жодному з перетинів напруги не перевищують межу текучості  $\sigma_m$ , яка для сталі 40Х по табл. 5.1 становить 500 МПа.

Статична міцність шатуна перевіряється по коефіцієнту запасу на статичну міцність. Коефіцієнт динамічності  $k_{oc}$  по табл. 5.3 для гаряче штампувального преса становить 1,03.

По формулі (5.47) для всіх небезпечних перетинів знайдено:

• перетин А-А

$$n_{cA} = \frac{500 \cdot 10^2}{1508 + 4123 + 1,03 \cdot 15360} = 2,331;$$

• перетин Б-Б

$$n_{cB} = \frac{500 \cdot 10^2}{157,109 + 1914 + 1,03 \cdot 7849} = 5,318;$$

• перетин В-В

$$n_{cB} = \frac{500 \cdot 10^2}{1113,597 + 137,239 + 1,03 \cdot 9785} = 4,836.$$

Допустимий коефіцієнту запасу на статичну міцність становить 2, тобто для всіх перетинів статична міцність забезпечується.

Міцність шатуна на витривалість перевіряється по коефіцієнту запасу на витривалість. Межа витривалості по табл. 5.1 для сталі 40Х становить 320 МПа. Коефіцієнт еквівалентного навантаження  $k_s$  для КГШП, який відноситься до IV групи машин, має плановий ресурс роботи не менше 30 тис. годин і має приблизно 15-20 вмикань за хв. по табл. 5.9 становить 0,63. Коефіцієнт реверсивного навантаження по нормальних напругах  $k_{r\sigma}$  по табл. 5.4 для КГШП становить 0,02. Ефективний коефіцієнт концентрації напруг  $k_\sigma$  для стрижня шатуна становить 1,2. Масштабний фактор  $\epsilon$  для шатуна із сталі дорівнює 0,9. Нарешті, коефіцієнт якості поверхні для матеріалу з межею міцності  $\sigma_s > 1000$  МПа дорівнює 0,45.

По формулі (5.48) для вказаних перетинів коефіцієнт запасу міцності на витривалість становить:

• перетин А-А

$$n_{cA} = \frac{2 \cdot 320 \cdot 10^2}{0,63 \cdot (1 + 0,02) \cdot 20990 \cdot \frac{1,2}{0,9 \cdot 0,45}} = 1,601;$$

• перетин В-В

$$n_{cB} = \frac{2 \cdot 320 \cdot 10^2}{0,63 \cdot (1 + 0,02) \cdot 9921 \cdot \frac{1,2}{0,9 \cdot 0,45}} = 3,659;$$

• перетин В-В

$$n_{cB} = \frac{2 \cdot 320 \cdot 10^2}{0,63 \cdot (1 + 0,02) \cdot 10050 \cdot \frac{1,2}{0,9 \cdot 0,45}} = 3,346.$$

Допустимий запас міцності по витривалості  $[n_c]$  повинен бути більше 1,6...1,8, тобто міцність всіх перетинів шатуна на витривалість забезпечується.

## 5.8. Розрахунок і конструювання головного вала

### 5.8.1. Класифікація головних валів

Головні вали кривошипних пресів виконують у виді кривошипного, колінчатого, ексцентрикового чи вала шестірня-ексцентрикового привода з бугельной віссю.

Кривошипні вали застосовують у відкритих одностоякових пресах зусиллям до 1,6 МН. Звичайно вал має механізм регулювання ходу повзуна у виді ексцентрикової втулки, установленної на кривошипі. Застосування таких валів останнім часом обмежено внаслідок невисокої його жорсткості через консольний додаток навантаження. При розрахунку міцності вала розрахунковим діаметром є не зовнішній діаметр втулки  $d_A$ , а діаметр посадкового місця кривошипа.

Колінчаті вали застосовують у двох стоякових пресах самих різноманітних типів і конструкцій як з подовжнім так і рівнобіжним розташуванням щодо фронту преса.

Ексцентрикові вали мають найбільшу жорсткість у порівнянні з іншими видами валів, тому широко використовуються в пресах для об'ємного штампування, для яких жорсткість ГВМу в значній мірі визначає якість готових виробів.

Шестерня-ексцентрикові вали забезпечують збільшений хід повзуна і широко застосовують у листоштампувальних пресах зусиллям за 2,5 МН. Шестерня-кривошипні вали, у яких шестірня охоплює щоби вала, через які відбувається передача крутильного моменту, внаслідок невеликої твердості і збільшеної інерційності в сучасних пресах не застосовують.

Двох і чотирьох кривошипні преси можуть мати один чи два двох колінчатих чи двох ексцентрикових валів. Однак у сучасних конструкціях пресів найчастіше застосовують два чи чотири одно

кривошипні вали шестерня-ексцентрикового типу, встановлюваних перпендикулярно фронту преса.

Для виготовлення валів невеликих і середніх пресів використовують сталь 45, для валів великих і унікальних пресів застосовують сталь 40X, 40XH, 40XHM. Звичайно вал піддають поліпшенню, тобто загартуванню з низькотемпературною відпусткою.

### 5.8.2. Методи розрахунку головних валів

Розрахунок міцності головного вала кривошипного преса являє собою складну задачу. Опори валів кривошипних пресів, не будучи абсолютно жорсткими, перетерплюють пружні деформації в залежності від діючих на вал навантажень і властивостей опори. Ці обставини в сполученні з тим, що проліт опор порівняльний з діаметром і довжиною цапфи, вносить значні зміни в розподіл сил. З цієї причини силовий розрахунок валів без обліку пружності опор не має достатньої точності.

*О. Ф. Ністратовим* розроблена методика розрахунку валів кривошипних пресів, яка враховує пружну взаємодію вала з опорами. Однак, з огляду на її громіздкість вона може бути рекомендована до розрахунку валів тільки оригінальних і унікальних пресів. Численні спроби спростити цю методику зводилися до представлення вала як балки на шарнірах і варіацією точки додатка реакцій у корінних опорах з метою збігу числових значень максимальних напруг з напруженнями за методикою *О. Ф. Ністратова*.

Для розрахунку двохопорних валів рекомендується застосувати наближені формули, що не враховують пружність опор, приймаючи, що для колінчатих валів реакція розташовується на відстані  $l_0/8$  від кінця опори, зверненого до шатуна, а для ексцентрикових валів – на відстані  $l_0/3 - l_0/4$ , де  $l_0$  – довжина опор. При цьому передбачається, що навантаження прикладаються зосередженими, а точки додатка рівнодіючих розташовані на одній горизонталі. Зазори в підшипниках дозволяють валу вільно згинатися.

Зміна навантаження на головному валу преса відбувається з періодичним зростанням сили і моменту, що крутить, від нуля до максимуму і наступним спадом знову до нуля. При багаторазовому повторенні операцій у часі подібний характер роботи приводить до пульсації внутрішні сили напруг у металі вала. З огляду на цю обставину і фактів втомного руйнування, розрахунок головних валів

кривошипних пресів варто проводити на втомну міцність при пульсуючому циклі навантаження.

У загальному випадку в перетинах головного вала діють три силових параметри: згинаючі і крутильні моменти, поперечні сили, що перерізують. Перший з цих факторів викликає в металі нормальні напруги, другий і третій – дотичні напруження.

У загальному випадку зусилля, припустимо на повзуні по міцності головного вала, виходячи з обмеження коефіцієнта запасу міцності  $n$  при пульсуючому циклі навантаження, визначається по формулі

$$P_{don} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{U_u^2\Phi_\sigma + \Phi_\tau(0,5U_k + 0,17d_0U_Q)^2}}, \quad (5.51)$$

де  $d_0$  – діаметр розрахункового перетину;

$n$  – коефіцієнт запасу міцності;

$k_3$  – коефіцієнт еквівалентного навантаження;

$\sigma_{-1u}$  – границя витривалості при симетричному циклі;

$U_u, U_k, U_Q$  – відповідно, приведені плече згинаючого моменту, приведені плече моменту, що крутить, і коефіцієнт поперечних сил;

$\Phi_\sigma, \Phi_\tau$  – коефіцієнти, що характеризують механічні властивості матеріалу вала по нормальних і дотичних напруженнях.

Значення коефіцієнтів  $U_u, U_k$ , і  $U_Q$  залежать від конструкції головного вала і схеми привода *ГВМу*. Для коротко ходових пресів ( $S_{max} < d_0$ ) можна зневажати дією поперечних сил ( $U_Q = 0$ ) у визначених перетинах вала. З іншого боку, для пресів з великим ходом ( $S_{max} > d_0$ ), коли відносно зростає крутильний момент, можна зневажати дією згинаючих сил ( $U_u = 0$ ).

Унаслідок того, що моменти, що крутить і згинають є перемінними і залежать від кута повороту вала, припустимо зусилля на повзуні є перемінним у залежності від положення вала.

Наприклад, для перетину *BB* одно кривошипного преса з маховиком на головному валу (рис. 5.15):

$$U_u = l_0/16, \quad U_k = m_k, \quad U_Q = 0,5.$$

Розрахункова формула для визначення припустимого зусилля по міцності вала в перетині *BB* зазначеного преса

$$P_{\text{дон}}^B = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{0,004l_0^2\Phi_\sigma^B + \Phi_\tau^B(0,5m_k + 0,085d_0)^2}}. \quad (5.52)$$

З формули (5.52) випливає, що основними напрямками зміни міцності вала є зміна розрахункового діаметра ( $d_0$ ) і зміна матеріалу вала ( $\sigma_{-1u}$ ).

### 5.8.3. Допустимі зусилля по міцності головного вала

В сучасних кривошипних пресах використовуються в основному три типи валів, показані на рис. 5.12, та їх різновиди. Усі преси в залежності від технологічного призначення і конструктивного виконання ГВМу розділені на 18 типів (табл. 5.5), яким відповідають 14 розрахункових схем ГВМу, представлених на рис. 5.13–5.26.

Початкові розміри вала при перевірочному розрахунку визначаються по кресленнях пресів-аналогів, довідковим даним. Можливо використовувати деякі дані, приведені в додатку 2.

При проектному розрахунку розміри визначаються в наступному порядку. По емпіричних формулах у залежності від номінального зусилля  $P_n$  (у МН) знаходять діаметр  $d_0$  корінних опор вала (у мм):

- одноколінчатий вал (рис. 5.12, а)

$$P_n < 2 \text{ МН} \quad d_0 = 140\sqrt{P_n + 0,02}; \quad (5.53)$$

$$P_n > 2 \text{ МН} \quad d_0 = 120\sqrt{P_n + 0,6}; \quad (5.54)$$

- двохколінчатий вал

$$P_n < 1,6 \text{ МН} \quad d_0 = 140\sqrt{P_n}; \quad (5.55)$$

$$P_n > 1,6 \text{ МН} \quad d_0 = 90\sqrt{P_n + 3}; \quad (5.56)$$

- ексцентриковий вал (рис. 5.12, б)

$$d_0 = 103\sqrt{P_n + 1}; \quad (5.57)$$

- колінчатий вал ГKM

$$d_0 = (100 \dots 130)\sqrt{P_n}; \quad (5.58)$$

- осі шестерня-ексцентрикового приводу (рис. 5.12, в)

$$d_0 = 25 P_n + 110 \dots 120. \quad (5.59)$$

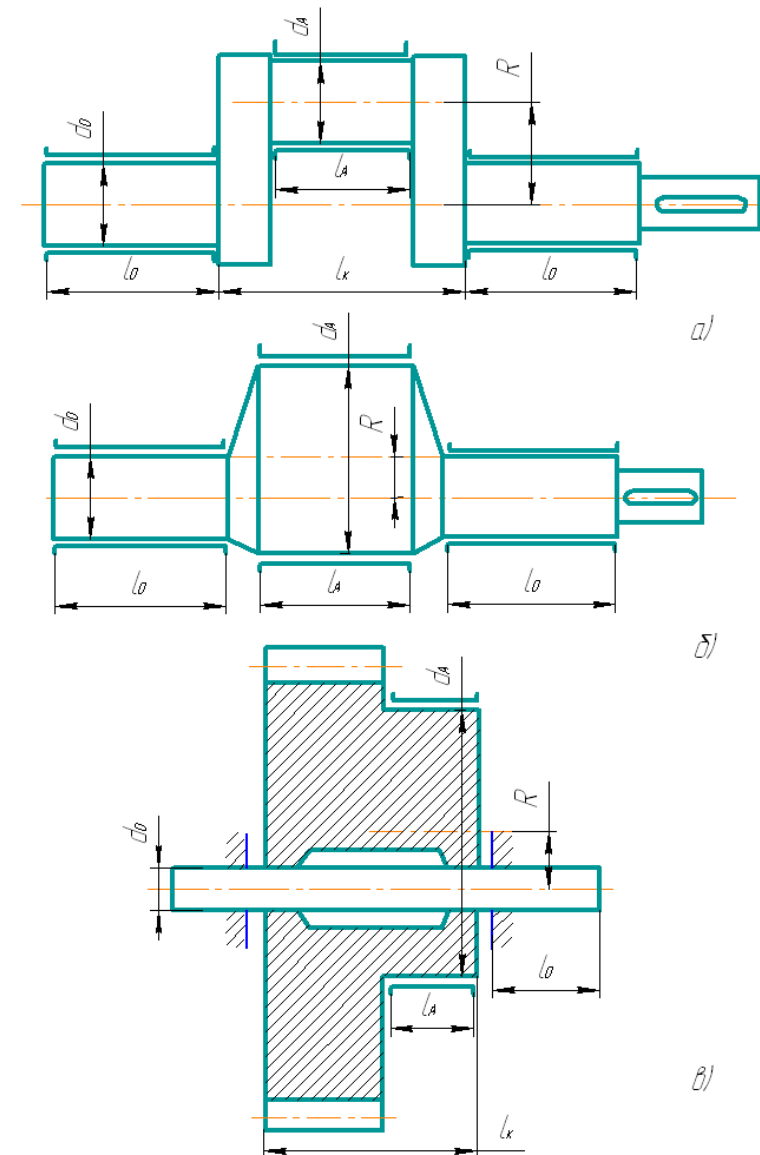


Рис. 5.12. Основні типи валів

Таблиця 5.5

## Типи пресів і розрахункові схеми ГВМу

Типи пресів	Найменування	Розрахункова схема
1	Кривошипні гаряче штампувальні	6
2	Горизонтально-кувальні машини	4
3	Карбувальні преси	4, 7
4	Автомати	3–14
Обрізні:		
5	– однокривошипні	4, 5, 7–12
– двох кривошипні		
6	– з одним двох шатунним валом	13, 14
7	– з двома одно шатунними валами	4, 5, 7–12
Листоштампувальні		
– простої дії		
8	– відкриті одностоякові	1, 2
9	– відкриті двохстоякові	3–8
– закриті:		
10	– одно кривошипні	3–12
– двох кривошипні:		
11	– з одним двох шатунним валом	13, 14
12	– з двома одно шатунними валами	4, 5, 7–12
– чотирьох кривошипні:		
13	– з двома двох шатунними валами	13, 14
14	– з чотирма одно шатунними валами	4, 5, 7–12
– подвійної дії		
15	– одно кривошипні	4, 5, 7–12
16	– двох кривошипні з двома одно шатунними валами	4, 5, 7–12
– чотирьох кривошипні:		
17	– з двома двох шатунними валами	13, 14
18	– з чотирма одно шатунними валами	4, 5, 7–12

## Розрахункова схема 1

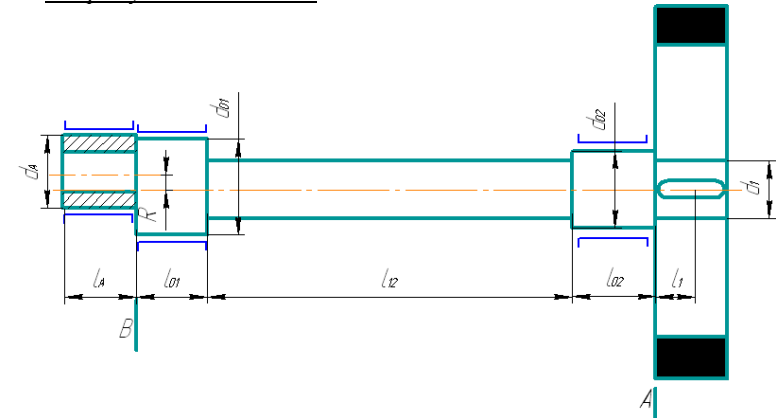


Рис. 5.13. Розрахункова схема 1

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\sigma}^B l_A^2 + \Phi_{\tau}^B m_k^2}}; \quad (5.60)$$

$$\text{Перетин } AA \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{4c^2\Phi_{\sigma}^A l_1^2 + \Phi_{\tau}^A m_k^2}}. \quad (5.61)$$

## Розрахункова схема 2

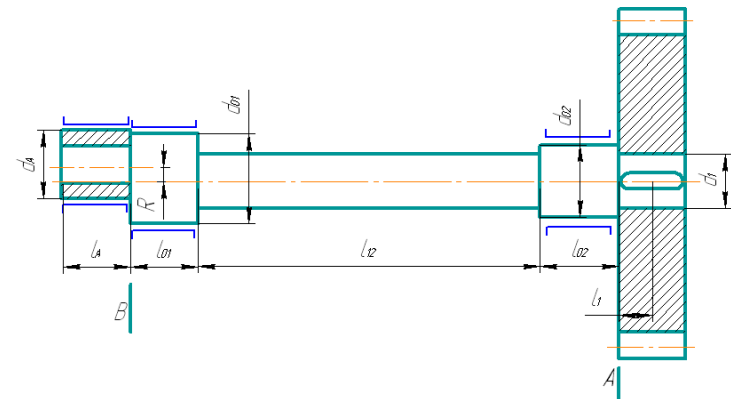


Рис. 5.14. Розрахункова схема 2

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\sigma}^B l_A^2 + \Phi_{\tau}^B m_k^2}}; \quad (5.62)$$

$$\text{Перетин } AA \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{4c^2\Phi_{\sigma}^A l_1^2 + \Phi_{\tau}^A m_k^2}}. \quad (5.63)$$

Тут позначено: 
$$c = \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

Розрахункова схема 3

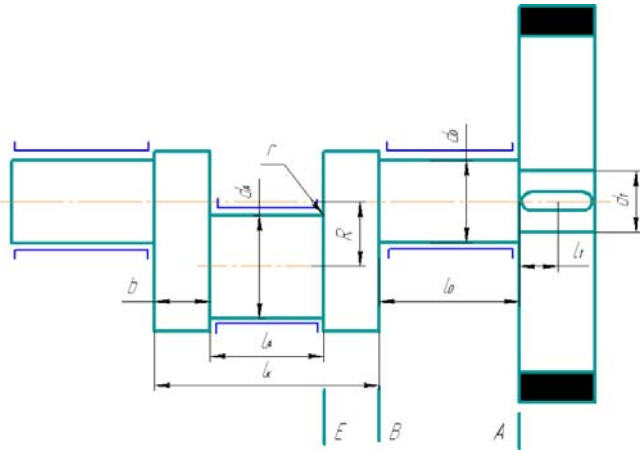


Рис. 5.15. Розрахункова схема 3

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{0,004\Phi_{\sigma}^B l_0^2 + 0,25\Phi_{\tau}^B m_k^2}}; \quad (5.64)$$

$$\text{при } S_u > d_0 \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\tau}^B (m_k + 0,17d_0)}}; \quad (5.65)$$

Перетин EE

$$P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\sigma}^E U_u^2 + 0,25\Phi_{\tau}^B (m_k - 0,5R \sin \alpha)^2}}, \quad (5.66)$$

де

$$U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_A);$$

$$\text{Перетин } AA \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{4c^2\Phi_{\sigma}^A l_1^2 + \Phi_{\tau}^A m_k^2}}, \quad (5.67)$$

Розрахункова схема 4

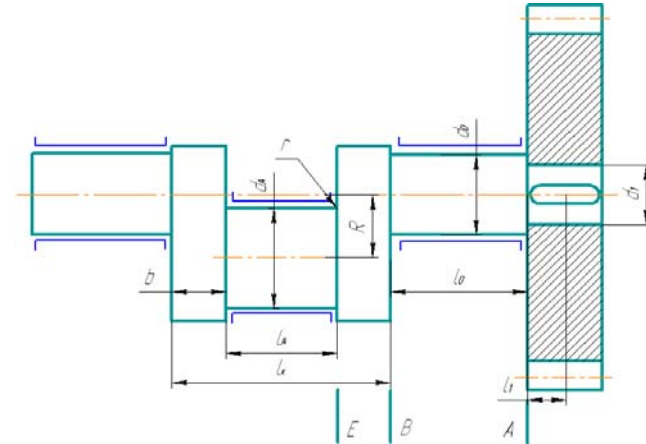


Рис. 5.16. Розрахункова схема 4

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\sigma}^B U_u^2 + 0,25\Phi_{\tau}^B m_k^2}}, \quad (5.68)$$

$$\text{де} \quad U_u = 0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}$$

$$\text{при } S_u > d_0 \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\tau}^B (m_k + 0,17d_0)}}; \quad (5.69)$$

Перетин EE

$$P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\sigma}^E U_u^2 + 0,25\Phi_{\tau}^E (m_k - 0,5R \sin \alpha)^2}}, \quad (5.70)$$

$$\text{де} \quad U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_A) - (0,5l_1 + 0,44l_0) * \\ = \left(1 + \frac{l_A}{l_k + 0,25l_0}\right) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

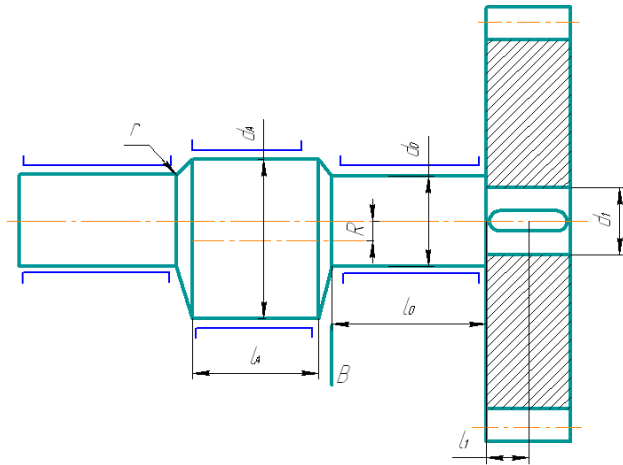
Розрахункова схема 5

Рис. 5.17. Розрахункова схема 5

Перетин *ВВ*

$$P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B (0,5m_k + 0,085d_0)^2}}, \quad (5.71)$$

де

$$U_u = 0,17l_0 - (l_1 + 0,7l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

Розрахункова схема 6

Перетин *АА*

$$P_{\text{дон}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{4c^2\Phi_\sigma^A l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}}, \quad (5.72)$$

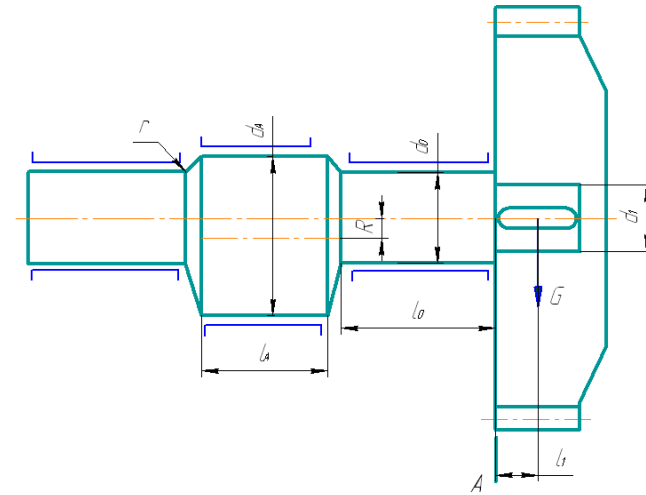


Рис. 5.18. Розрахункова схема 6

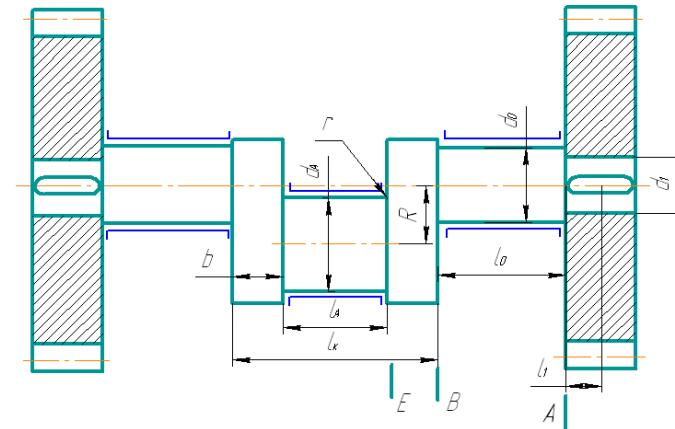
Розрахункова схема 7

Рис. 5.19. Розрахункова схема 7

Перетин *ВВ*

$$P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,062\Phi_\tau^B m_k^2}}; \quad (5.73)$$

де

$$U_u = 0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{2R_k \cos \alpha_{uu}};$$



$$\text{при } S_u > d_O \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,2d_O^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\tau^B} (0,5m_k + 0,17d_O)} ; \quad (5.74)$$

$$\text{Перетин } EE \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^E}} , \quad (5.75)$$

$$U_u = 0,062l_O + 0,25(l_k - l_A) - (0,5l_1 + 0,44l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} .$$

Розрахункова схема 8

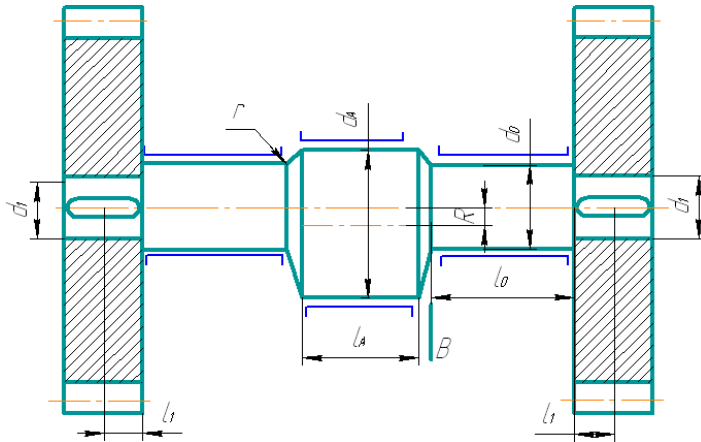


Рис. 5.20. Розрахункова схема 8

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_O^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B} (0,25m_k + 0,17d_O)^2} , \quad (5.76)$$

$$\text{де} \quad U_u = 0,17l_O - (l_1 + 0,66l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{2R_k \cos \alpha_{uu}} .$$

Розрахункова схема 9

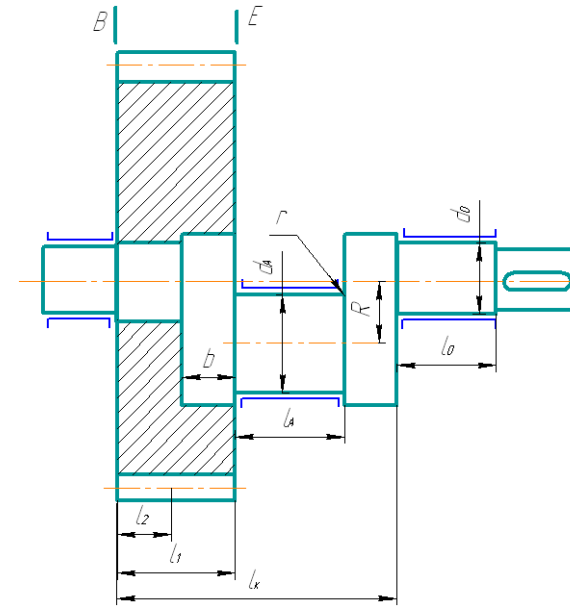


Рис. 5.21. Розрахункова схема 9

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_O^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^B}} , \quad (5.77)$$

$$U_u = \left[ \frac{l_k - l_1 + 0,125l_O}{l_k + 0,25l_O} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{2R_k \cos \alpha_{uu}} * \frac{l_2 + 0,125l_O}{l_k + 0,25l_O} \right] \frac{l_O}{8} ;$$

$$\text{Перетин } EE \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + 0,062\Phi_\tau^E} m_k^2} , \quad (5.78)$$

$$U_u = \left[ \frac{l_k - l_1 + 0,125l_O}{l_k + 0,25l_O} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{2R_k \cos \alpha_{uu}} * \frac{l_2 + 0,125l_O}{l_k + 0,25l_O} \right] \left( \frac{l_O}{8} + b \right) .$$

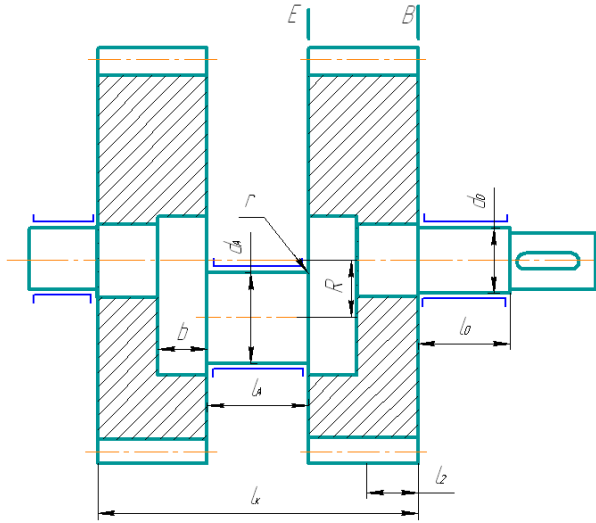
Розрахункова схема 10

Рис. 5.22. Розрахункова схема 10

Перетин ВВ 
$$P_{дон} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3U_u\sqrt{\Phi_\sigma^B}}, \quad (5.79)$$

$$U_u = 0,062l_0 \left[ 1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} \right];$$

Перетин ЕЕ 
$$P_{дон} = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1u}}{nk_3U_u\sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (5.80)$$

$$U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_A) - (0,062l_0 + 0,5l_2) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}$$

Розрахункова схема 11

Перетин ЕЕ 
$$P_{дон} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3U_u\sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (5.81)$$

$$U_u = \left[ \frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} * \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] \left( \frac{l_0}{8} + l_1 \right).$$

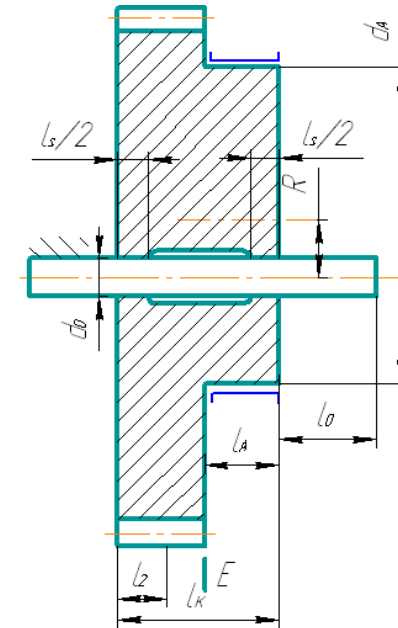


Рис. 5.23. Розрахункова схема 11

Розрахункова схема 12

Перетин ЕЕ 
$$P_{дон} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3U_u\sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (5.82)$$

$$U_u = \left( \frac{l_0}{16} + \frac{l_A}{4} \right) * \left( 1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} \right).$$

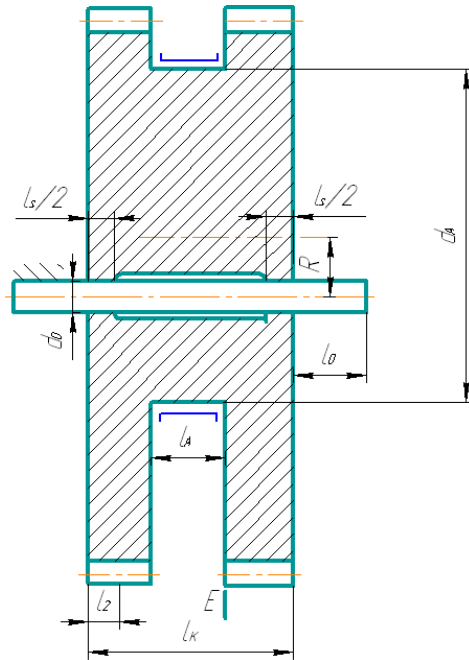


Рис. 5.24. Розрахункова схема 12

Розрахункова схема 13

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_O^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^B U_u^2 + 0,25 \Phi_{\tau}^B m_k^2}}, \quad (5.83)$$

$$U_u = 0,062l_O - (l_1 + 0,88l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

$$\text{Перетин } EE \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^E U_u^2 + 0,062 \Phi_{\tau}^E m_k^2}}, \quad (5.84)$$

$$U_u = 0,062l_O + 0,5b - (l_1 + 0,88l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

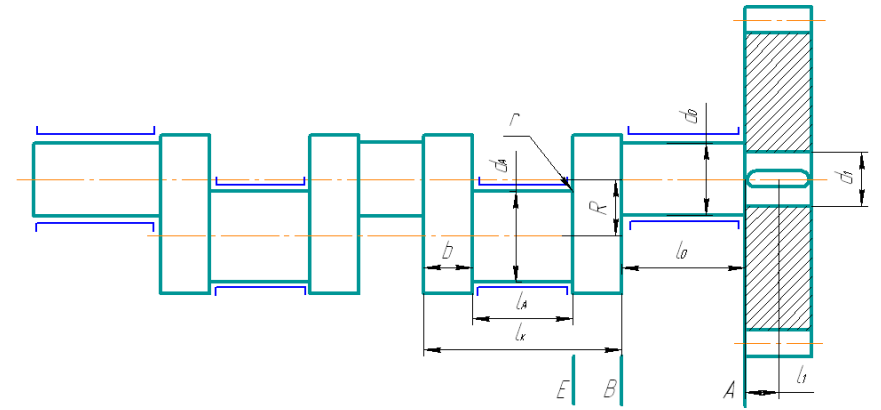


Рис. 5.25. Розрахункова схема 13

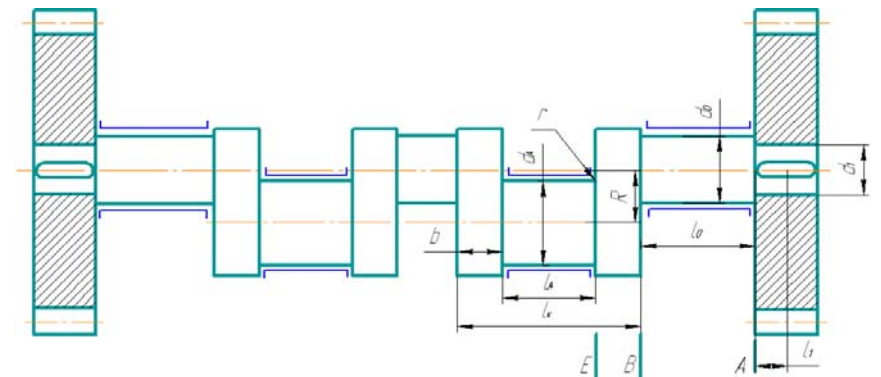
Розрахункова схема 14

Рис. 5.26. Розрахункова схема 14

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_O^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^B U_u^2 + 0,062 \Phi_{\tau}^B m_k^2}}, \quad (5.85)$$

$$U_u = 0,062l_O - (l_1 + 0,88l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{2R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

$$\text{Перетин } EE \quad P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_{\sigma}^E}}, \quad (5.86)$$

$$U_u = 0,062l_O + 0,5b - (l_1 + 0,88l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{2R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

По емпіричних залежностях, приведеним у табл. 5.6, знаходять попередні розміри валів. Отримані розміри округляють до величини, кратної 5 мм. У таблиці 5.6 типи валів позначені:

- 1 – одноколінчатий вал (рис. 5.12, а);
- 2 – двоколінчатий вал;
- 3 – одно шатунний ексцентриковий вал (рис. 5.12, б);
- 4 – двох шатунний ексцентриковий вал;
- 5 – шестерня-ексцентриковий привід (рис. 5.12, в).

Таблиця 5.6

## Орієнтовані розміри головних валів

Параметр	Тип валу				
	1	2	3	4	5
$d_B/d_O$	1	1	1...1,2	1	1
$d_A/d_O$	1,2...1,5	1,27...1,5	1,6...1,9	1,54...1,76	1,57
$l_O/d_O$	1,7...2,5	1,68...2,1	1,04...2,42	1,42...1,89	1,4...1,7
$l_k/d_O$	2,84	2,24...2,6	1,0	1,07...1,64	2,55
$l_N/d_O$	1,3...2,1	1,2...1,4	0,7...0,92	0,71...1,04	1,27
$r/d_O$	0,08	0,07	0,11	0,09...0,14	0,122

**Примітка:** 1. Для двох колінного ексцентрикового валу ширина проточки між ексцентриками складає  $0,52d_O$ .

2. Довжина підшипника  $l_u$  шестерня-ексцентрикового приво-ду дорівнює довжині опорної шийки  $l_O$  вісі.

Користаючись розрахунковими залежностями для обраної схеми ГВМу (рис. 5.13–5.26) визначають допустимі зусилля по міцності вала в зазначених перетинах. Розрахунок допускні зусилля в діапазоні зміни кута повороту головного валу від 0 до 90°. Результати розрахунків представляють у розрахунковій записці на графіку й у таблиці. У пояснювальній записці обов'язково представляється графік допускних зусиль по міцності головного вала.

Параметри розрахункових формул (5.60)–(5.86) вибираються в такий спосіб.

Діаметр посадкового місця під зубчасте колесо чи маточину муфти  $d_1$  приймається рівним  $d_1 = d_0 - (10...40)$  мм.

Відстань від опори до середини зубчастого колеса  $l_1$  приймається рівним половині ширини колеса і відстані від колеса до опори (15...40 мм).

Границя витривалості матеріалу при симетричному знакозмінному циклі вигину  $\sigma_{-1u}$  вибирається табл. 5.7.

Коефіцієнт запасу міцності  $n$  приймається по таблиці 5.8. Якщо прес не оснащений запобіжниками від перевантаження по зусиллю, величину коефіцієнта необхідно збільшити на 20...25 %

Значення коефіцієнтів матеріалу  $\Phi\sigma$  і  $\Phi\tau$  визначаються по графіках, приведеним на рис. 5.27 у залежності від розмірів шийки, матеріалу вала і співвідношення радіуса галтелі і діаметра шийки. При діаметрі більше 280 мм коефіцієнти  $\Phi\sigma$  і  $\Phi\tau$  залишаються незмінними.

Таблиця 5.7

## Механічні властивості сталей для головних валів

Марка сталі	HB або HRC	$\sigma_B$	$\sigma_m$	$\sigma_{-1u}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
		МПа					
45 у	190...240	780	550	340	210	0,15	0,10
45 н	250...280	590	300	240	150	0,20	0,15
40X у	230...280	900	750	400	240	0,15	0,10
40X н	45...50	730	490	320	200	0,25	0,20
40XH	240...80	920	750	400	250	0,20	0,15
35XM	280	900	700	390	240	0,20	0,15
40XHMA 40XH2MA 38XH3MA	240	1000	850	420	260	0,20	0,15

Коефіцієнт  $c$  дорівнює відношенню  $c = G_m/P_n$ , де  $G_m$  – вага маховика. При проектувальному розрахунку приблизно можна приймати  $c = 0,003...0,004$ . Більші значення приймаються для пресів меншого номінального зусилля.

Настановний кут шестірни  $\delta$  при перевірконому розрахунку визначається по кресленнях прес-аналога. При проектувальному розрахунку кут  $\delta$  визначається компонувальною схемою преса. Необхідно враховувати, що найменші габарити преса по висоті і довжині забезпечуються при значеннях настановного кута приблизно 45°...60° чи 120°...140°.

Таблиця 5.8

Запас міцності валу  $n$ 

Тип преса	$n$
Листоштампувальні:	1,3
ГКМ	1,2...1,3
КГШП	1,5
Карбувальні	1,5
Автомати листоштампувальні	1,6...1,8
Автомати для об'ємного штампування	1,7...2,0

Радіус  $R_k$  ділильної окружності зубчастого колеса визначається при розрахунку зубчастої передачі (див. п. 6.3).

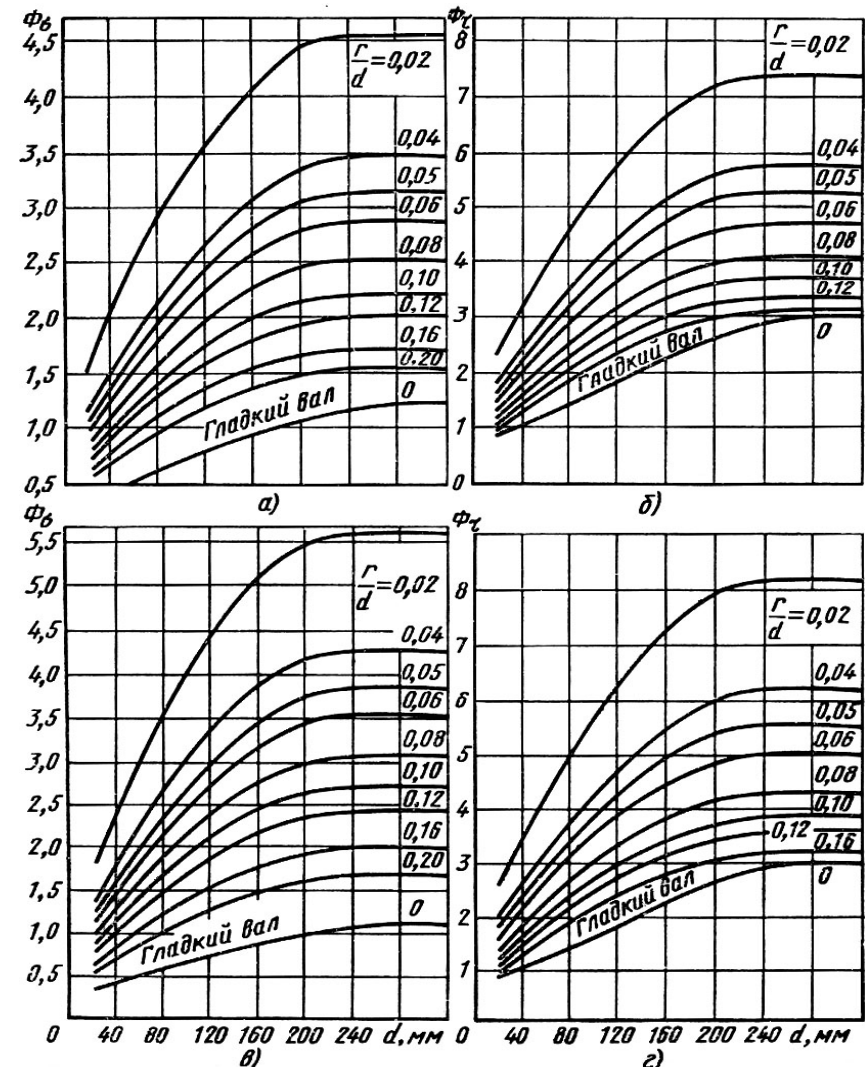
Кут зачеплення  $\alpha_{ш}$  залежить від ступеня корекції зубчастої передачі і залежить від числа зубів коліс (див. п. 6.3.2); для не коригованих коліс  $\alpha_{ш}=20^\circ$ .

Для головних валів кривошипних пресів характерний несталий режим перемінних навантажень. Прес тільки частина загального часу працює з максимальними навантаженнями, тому гранична сумарна напружка менше максимальної напружки. Таке зменшення напружки враховується коефіцієнтом еквівалентного навантаження  $k_3$ . У залежності від інтенсивності навантаження всі кривошипні преси підрозділяються на чотири групи:

- 1) переналагоджувані автомати для холодного і гарячого штампування;
- 2) автоматизовані машини всіх типів, витяжні преси, преси для видавлювання і точної вирубки, гільйотинні ножиці;
- 3) універсальні листоштампувальні преси, преси для розділових операцій, для холодного об'ємного штампування;
- 4) гаряче штампувальні преси при багато перехідного штампування з ручним обслуговуванням.

Значення коефіцієнта еквівалентного навантаження  $k_3$  що рекомендуються, для зазначених груп пресів у залежності від номінального числа ходів  $n_n$  і коефіцієнта використання числа ходів  $p_u$  приведені в табл. 5.9. При розрахунку коефіцієнта  $k_3$  приймається, що середня тривалість робочого ходу складає приблизно 10...20 % від часу одного повного ходу повзуна.

Загальний фонд часу  $T_c$  роботи преса при двозмінній експлуатації протягом 5 років прийнятий рівним 15000...18000 год, при роботі протягом 9 років – 27000...31000 год.

Рис. 5.27. Значення коефіцієнтів  $\Phi_\sigma$  і  $\Phi_\tau$ :

$a$  –  $\Phi_\sigma$  для сталі 45 (нормалізованої);  $б$  –  $\Phi_\tau$  для сталі 45 (нормалізованої);  $в$  –  $\Phi_\sigma$  для сталей 40X і 40XH (поліпшених);  $г$  –  $\Phi_\tau$  для сталей 40X і 40XH (поліпшених)

Таблиця 5.9

Коефіцієнт еквівалентного навантаження  $k$ ,  
при розрахунку головного вала

Група машин	$n_n \cdot P_{II}^{-1}$ , хв <sup>-1</sup>	$k_3$ при $T_c$ , тис. год.		Група машин	$n_n \cdot P_{II}^{-1}$ , хв <sup>-1</sup>	$k_3$ при $T_c$ , тис. год.	
		15...18	27...31			15...18	27...31
I	120–250	0,98	1	III	70–120	0,80	0,83
	50–120	0,90	0,96		40–70	0,76	0,80
	20–50	0,86	0,93		20–40	0,70	0,75
	<20	0,80	0,87		10–20	0,63	0,68
II	50–120	0,87	0,92	<10	0,61	0,62	
	20–50	0,78	0,84	30–50	0,62	0,68	
	10–20	0,73	0,78	20–30	0,61	0,66	
	<10	0,68	0,72	15–20	0,60	0,63	
				10–15	0,60	0,61	
			<10	0,60	0,60		

**Приклад 25.** Виконати розрахунок допустимих зусиль на повзуні по міцності колінчатого вала ГKM зусиллям 12,5 МН.

Початкові дані:

Номінальне зусилля ГKM $P_n$ , МН	– 12,5;
Номінальний хід повзуна $S_n$ , мм	– 460;
Коефіцієнт шатуну $\lambda$	– 0,288;
Ступінь дезаксіалу $\epsilon$	– 0,3;
Діаметр шатунної бійки вала $d_A$ , мм	– 440;
Ширина шатунної шийки вала $l_A$ ,	– 260;
Ширина коліна вала $l_k$ , мм	– 620;
Діаметр з'єднання шатуну і повзуна $d_B$ ,	– 440;
Діаметр корінних опор вала $d_O$ , мм	– 360;
Установчий кут зубчатого зачеплення $\delta$ , градус	– 180;
Довжина корінних опор вала $l_O$ , мм	– 405;
Відстань від центру зубчатого колеса до краю корінної опори $l_l$ , мм	– 620;
Радіус ділільного кола зубчатого колеса, мм	– 1118;
Номінальне число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 32;
Коефіцієнт використання числа ходів $p_n$	– 0,3.

Рішення

В головному виконавчому механізмі ГKM використовують колінчаті вали з розташуванням на консольній частині зубчатого

колеса. Згідно табл.5.5 це відповідає 4-й розрахунковій схемі, показаній на рис. 5.16.

Матеріал колінчатого вала – сталь 40 ХН, має такі механічні характеристики:

- границя міцності  $\sigma_b$  – 800 МПа;
- границя текучості  $\sigma_m$  – 650 МПа;
- границя витривалості на вигин  $\sigma_{-1}$  – 400 МПа.

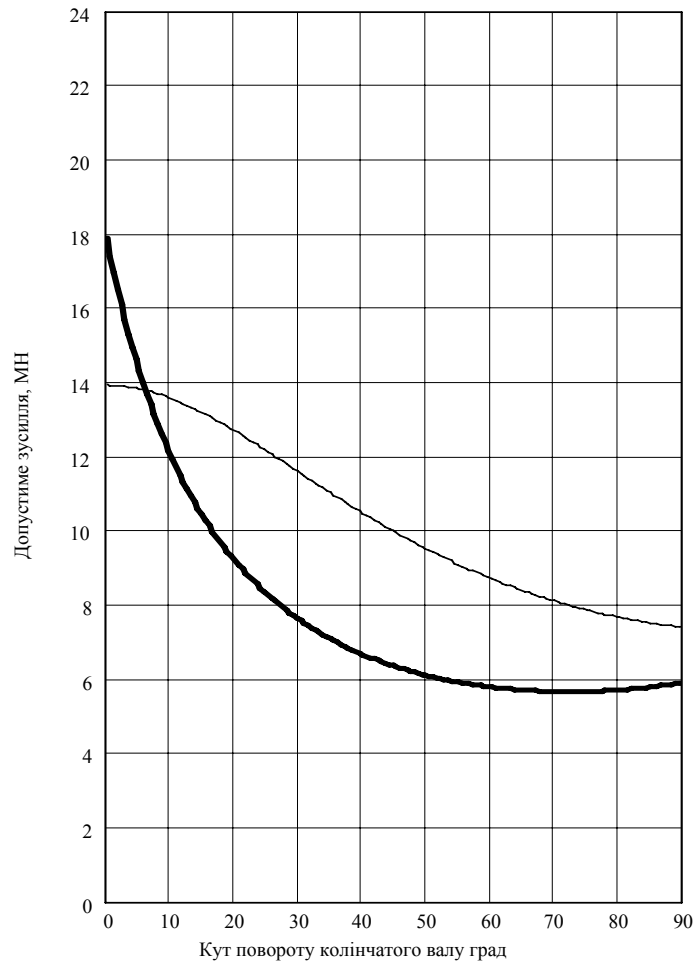
ГKM відносяться до IV групи машин, працюють зазвичай в три зміни і мають ресурс роботи не менше 30 тисяч годин. При числі вмикань в хвилину  $32 \cdot 0,3 = 9,6$  по табл. 5.9 коефіцієнт еквівалентного навантаження становить 0,6. По графіках на рис. 5.27, в і 5.27, г при діаметрах більше 250 мм і радіусах галтелей  $r = 0,1d$  для сталі 40ХН знайдено  $F_{\sigma} = 2,75$ ,  $F_{\tau} = 3,9$ . Коефіцієнт запасу міцності по табл. 5.8  $n = 1,3$ .

Так як  $S_n > d_O$ , допустиме зусилля в перетині В-В визначається по формулі (5.69). Результати розрахунків приведені в табл. 5.10 і показані на рис. 5.28. Номінальний кут по графіку становить приблизно  $10^\circ$ , що дещо більше, чим вказано в табл. 6.15. Практика експлуатації ГKM зусилля 12,5 МН показує не досить високу надійність головного вала, тому невелике завищення номінального кута сприяє підвищенню міцності вала.

Таблиця 5.10

Результати розрахунку допустимих зусиль по міцності колінчатого вала ГKM зусиллям 12,5 МН

$\alpha$ , град	$m_k$ , мм	$P_{об}$ , МН	$P_{дв}$ , МН
0	43,558	17,904	13,926
10	94,564	12,042	13,574
20	142,474	9,209	12,695
30	184,934	7,620	11,584
40	219,987	6,670	10,480
50	246,213	6,101	9,509
60	262,816	5,789	8,715
70	269,645	5,669	8,104
80	267,160	5,712	7,669
90	256,336	5,907	7,403



**Рис. 5.28.** Графік допустимих зусиль по міцності колінчатого валу ГKM зусиллям 12,5 МН (товста лінія – перетин В-В; тонка лінія – перетин Е-Е)

**Приклад 26.** Виконати розрахунок допустимих зусиль на повзуні по міцності ексцентрикового валу КГШП зусиллям 40 МН.

Початкові дані:

Номінальне зусилля $P_n$ , МН	– 40;
Номінальний хід повзуна $S_n$ , мм	– 400;
Коефіцієнт шатуна $\lambda$	– 0,165;
Ступінь дезаксіалу $\varepsilon$	– 0,3;
Діаметр шатунної шийки валу $d_A$ , мм	– 1020;
Діаметр з'єднання шатуна і повзуна $d_B$ ,	– 700;
Діаметр корінних опор валу $d_O$ , мм	– 610;
Відстань від центру зубчатого колеса до краю корінної опори $l_1$ , мм	– 470;
Номінальне число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 50;
Коефіцієнт використання числа ходів $r_u$	– 0,25.

Рішення

В головному виконавчому механізмі КГШП використовують ексцентрикові вали з розташуванням на консольній частині зубчатого колеса і муфти. Згідно табл.5.5 це відповідає 6-й розрахунковій схемі, показаній на рис. 5.18. Для такої схеми небезпечний перетин А-А розташований біля консолі валу. Допустиме зусилля визначається по формулі (5.72).

Матеріал колінчатого валу – сталь 40 ХН має такі механічні характеристики:

- границя міцності – 800 МПа;
- границя текучості – 650 МПа;
- границя витривалості на вигин – 400 МПа.

КГШП відносяться до IV групи машин, працюють зазвичай в три зміни і мають ресурс роботи не менше 30 тисяч годин. При числі вмикань в хвилину  $50 \cdot 0,25 = 12,5$  по табл. 5.9 коефіцієнт еквівалентного навантаження становить  $k_3 = 0,61$ . По графіках на рис. 5.27,в і 5.27,г при діаметрах більше 250 мм і радіусах галтелей  $r = 0,1d$  для сталі 40ХН знайдено  $F_\sigma = 2,75$ ,  $F_\tau = 3,9$ . Коефіцієнт запасу міцності по табл. 5.8  $n = 2$ .

Результати розрахунків показані на рис. 5.29. Номінальний кут становить приблизно  $7,4^\circ$ , що цілком відповідає рекомендованому значенню в табл. 6.15.

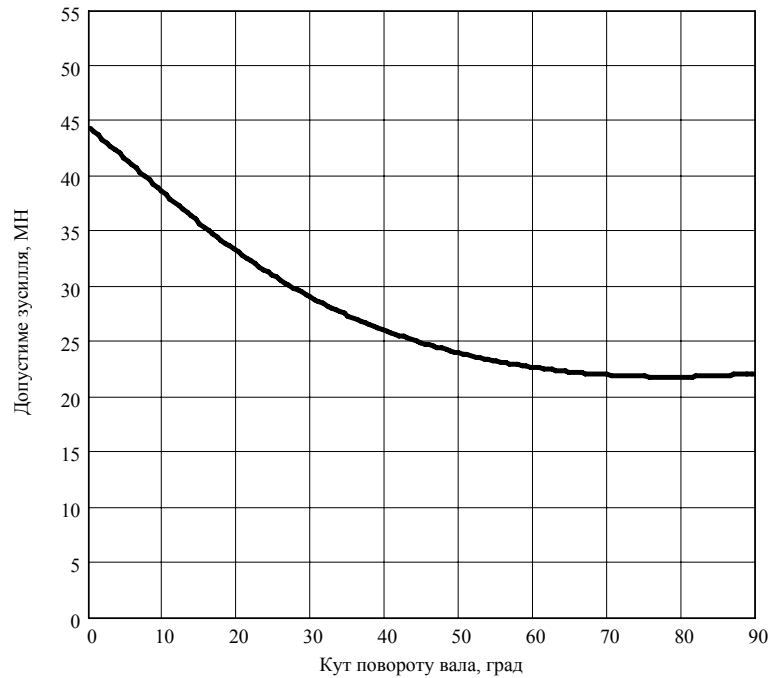


Рис. 5.29. Графік допустимих зусиль по міцності ексцентрикового валу КГШП зусиллям 40 МН

### 5.9. Питомі зусилля в парах ГВМу

Оцінку завантаженості опор рекомендується робити по величині центрального питомого зусилля  $q_o$  у нижній, самій навантажений, точці опори. При початковому зазорі в шарнірах головного виконавчого механізму преса  $\delta = 0,001r$ , питоме зусилля  $q_o$  визначається по рис. 5.30 чи по наступним формулам у залежності від типу опори ( $r$  – радіус опори шарніра):

- циліндрична опора

$$q_o = 5,1277 q_{cp}^{0,8225}, \quad (5.87)$$

- сферична опора, пара сталь-чавун

$$q_o = 13,6086 q_{cp}^{0,7115}, \quad (5.88)$$

- сферична опора, пара сталь-сталь

$$q_o = 19,2352 q_{cp}^{0,6828}. \quad (5.89)$$

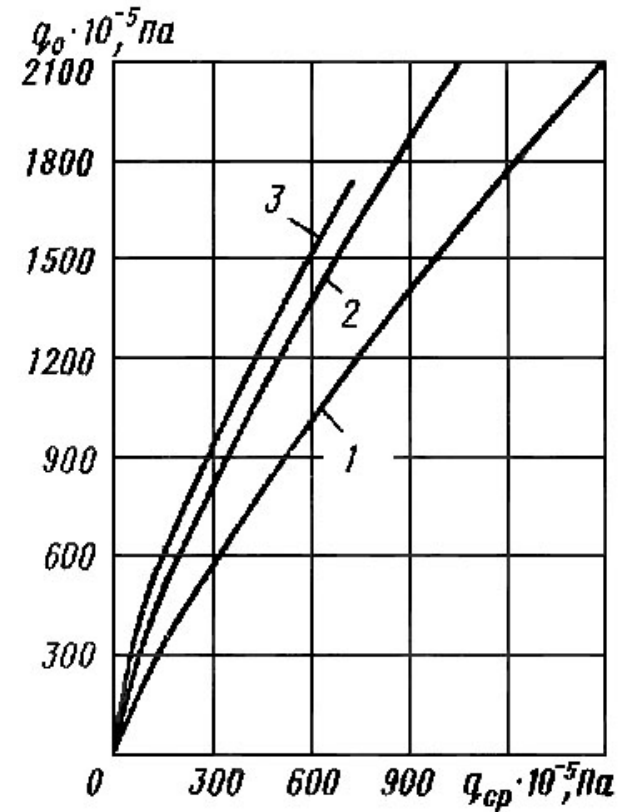


Рис. 5.30. Залежність центрального питомого зусилля від  $q_{cp}$   
1 – циліндричні опори; 2 – сферичні опори (пара сталь – чавун);  
3 – сферичні опори (пара сталь – сталь)

Питоме зусилля  $q_{cp}$  у формулах (5.87)–(5.89) визначається по наступним формулам.

Питомі зусилля в малій голівці шатуна:

- у кульовій голівці

$$q_B = \frac{P_H}{\pi r_B^2}; \quad (5.90)$$



- у циліндричній голівці

$$q_B = \frac{P_n}{d_B b} \quad (5.91)$$

Питомі зусилля у великій голівці шатуна

$$q_A = \frac{P_n}{d_A l_{ш}} \quad (5.92)$$

Питомі зусилля в опорах головного вала

$$q_O = \frac{P_n}{2d_O l_O} \quad (5.93)$$

У формулах позначено:

$b$  – ширина опори (малої голівки шатуна);

$d_A, d_B, d_O$  – відповідно діаметр шатунної шийки головного вала, малої голівки шатуна і корінних опор вала;

$l_{ш}, b, l_O$  – відповідно ширина шатунної шийки, ширина малої голівки шатуна і довжина корінних опор вала.

Припустимі значення питомих зусиль у шарнірах механізмів пресів приведені в табл. 5.11, причому менші значення тиску приймаються для пресів з меншим номінальним зусиллям.

У зв'язку з високими питомими тисками в опорах кривошипних пресів застосовують бронзу БрОФ 10–1. Застосування бронзи з 10 % Sn і 5 % Р варто обмежити, бронзу БрОЦС 5–5–5 застосовувати лише в малонавантажених невідповідальних з'єднаннях. Для підп'ятників у з'єднаннях шатуна з повзуном при малій швидкості ковзання і гарному змащенню іноді застосовують загартовані чи сталі чавуни з міцністю не нижче чим у СЧ 20. Цементуємі чи високо вуглецеві сталі з твердістю HRC 60...62 іноді застосовують для силових чотирьох ланцюгових тихохідних колінно-важільних пресів і напрямних ГKM.

Таблиця 5.11

Припустимі питомі зусилля в шарнірах механізмів пресів

Пресс чи виконавчий механізм	[ $q_0$ ], МПа, в опорі сполучення		
	корінні опори	велика головка шатуна	Мала головка шатуна
КГШП	58...80	82,5...124	110...155
ГKM	34...82	59...215	153...215
Листоштампувальні преси:			
– одно кривошипні простої дії	23...55	30...73	75...190
– подвійної дії	26...57	34...90	74...122
– багато кривошипні простої дії	25...48	19...56	67...127
Вирубні автомати	24...36	27,5...34	25...90
Привід зовнішнього повзуна листоштампувальних пресів	21...60	66...109	60...101
Затискний механізм ГKM	27...66	27...84	27...110
Карбувальні преси і преси для видавлювання	145...213		–

Навантаженість опор перевіряється по величині комплексного показника – потужності тертя  $N_y$ , що приходить на одиницю площі опори

$$N_y = \frac{p_u n_u R k_q k_\beta \psi}{120l}, \quad (5.94)$$

де  $p_u$  – коефіцієнт використання числа ходів;

$R$  – реакція в опорі при номінальному зусиллі на повзуні;

$k_q$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу питомих сил;

$k_\beta$  – середньоінтегральний аналог швидкості, що враховує тип ГВМу;

$\psi$  – приведений кут робочого ходу, прийнятий по табл. 3.2 у залежності від типу преса і виконуваної технологічної операції;

$l$  – загальна довжина опори.

При  $q_0$  менше 30 МПа коефіцієнт  $k_q$  приймається рівним  $k_q = 2$ , при  $q_0$  більшому 30 МПа –  $k_q = 1,6$ . Для корінних опор головного вала і всіх ножиців  $k_\beta = 1$ , для опор з'єднання кривошипа із шатуном (шарнір А) у кривошипно-шатунному підсумовуючому механізмі  $k_\beta = 1 + \lambda$  у диференціальному механізмі –  $k_\beta = 1 - \lambda$ , для опор з'єднання шатуна з повзуном (шарнір В) –  $k_\beta = \lambda$ .

Для бронзових вкладишів показник  $N_y$  не повинний перевищувати 6 МН/(м·хв), для чавунних і сталевих – 12 МН/(м·хв).

**Приклад 27. Виконати розрахунок питомого зусилля в кінематичних парах ГВМу КГШП зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 25;
Радіус кривошипу $R$ , мм	– 125;
Коефіцієнт шатуна $\lambda$	– 0,165;
Діаметр шатунної шийки валу $d_A$ , мм	– 900;
Ширина шатунної шийки валу $l_A$ ,	– 500;
Діаметр з'єднання шатуна і повзуна $d_B$ , мм	– 640;
Ширина малої головки шатуна $l_B$ , мм	– 500;
Діаметр корінних опор валу $d_O$ , мм	– 560;
Довжина корінних опор валу $l_O$ , мм	– 725;
Номинальне число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 32.

Рішення

Всі опори ГВМ КГШП виконані по схемі – циліндрична опора на бронзових підшипниках. По формулах (5.91)–(5.93) знайдені усереднені питомі зусилля в опорах

$$q_B = \frac{25 \cdot 10^6}{640 \cdot 500} = 78,125 \text{ МПа};$$

$$q_A = \frac{25 \cdot 10^6}{900 \cdot 500} = 55,556 \text{ МПа};$$

$$q_O = \frac{25 \cdot 10^6}{2 \cdot 560 \cdot 725} = 30,788 \text{ МПа}.$$

Центральне питоме зусилля у самій навантаженій точці опори для циліндричних опор визначається по формулі (5.87)

$$q_{Bц} = 5,1277 \cdot 78,125^{0,8225} = 184,817 \text{ МПа};$$

$$q_{Aц} = 5,1277 \cdot 55,556^{0,8225} = 139,624 \text{ МПа};$$

$$q_{Oц} = 5,1277 \cdot 30,788^{0,8225} = 85,925 \text{ МПа}.$$

По таблиці 5.11 припустимі питомі зусилля в шарнірах для КГШП складають  $[q_A] = (82,5 \dots 124)$  МПа;  $[q_B] = (110 \dots 155)$  МПа;

$[q_O] = (58 \dots 80)$  МПа, тобто в усіх опорах питоме зусилля більше припустимого. В такому разі в опорах механізму необхідно використовувати бронзу БрОФ 10-1, яка допускає короточасне навантаження до 220 МПа.

Навантаженість опор перевіряється по значенню комплексного показника – потужності тертя, що приходить на одиницю площі опори. По формулі (5.94) знайдено

$$N_{yB} = \frac{0,2 \cdot 70 \cdot 0,05 \cdot 25 \cdot 1,6 \cdot 0,165 \cdot 18}{120 \cdot 0,5} = 1,386 \text{ МН} / \text{м} \cdot \text{хв};$$

$$N_{yA} = \frac{0,2 \cdot 70 \cdot 0,05 \cdot 25 \cdot 1,6 \cdot (1 + 0,165) \cdot 18}{120 \cdot 0,5} = 9,786 \text{ МН} / \text{м} \cdot \text{хв};$$

$$N_{yO} = \frac{0,2 \cdot 70 \cdot 0,05 \cdot 25 \cdot 1,6 \cdot 18}{2 \cdot 120 \cdot 0,725} = 2,897 \text{ МН} / \text{м} \cdot \text{хв}.$$

Коефіцієнт тертя в опорах прийнято рівним  $\alpha = 0,05$ , коефіцієнт нерівномірного розподілу сил при  $q_0 > 30$  МПа прийнято  $k_q = 1,6$ , кут технологічної операції вибрано по табл. 3.2  $\psi = 18^\circ$ .

Для бронзових підшипників припустимий показник становить 6,0 МН/м\*хв, тобто для опори А з'єднання шатуна з валом умова довговічності вкладишів не виконується. В такому разі міжремонтний цикл значно скорочується і рекомендується взяти всіх заходів для зниження питомого зусилля в цій опорі – збільшити діаметр і довжину опори, забезпечити надійне змащення вкладишів та інші. Наполегливо рекомендується для опор ГВМу використовувати рідке мащення, що знижує коефіцієнт тертя, а значить і показник  $N_y$ , в 2–3 рази.

## РОЗДІЛ 6 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

### 6.1. Структура і кінематичні схеми приводів

Привод кривошипного преса являє собою сукупність механізмів для передачі моменту, що крутить, і перетворення швидкості руху від двигуна до головного вала.

Ступінь перетворення руху в приводі визначається головними параметрами його кінематичної схеми, тобто числом ступенів і передатним відношенням проміжних передач.

Структура приводу преса визначаються типом преса, його номінальним зусиллям, конструкцією вузлів і деталей.

У загальному випадку привод кривошипного преса включає клиноремінну передачу і 1–3 зубчасті передачі. Кількість проміжних ступенів визначається величиною загального передатного відношення (див. п. 2.3 «Розподіл загального передатного відношення»).

Привод одно стоякових пресів, як правило, одноступінчатий (рис. 6.1, *а*). Останнім часом у середніх пресах одержав поширення двоступінчатий привод (рис. 6.1, *б*), габарити якого дозволяють його розміщати цілком усередині станини.

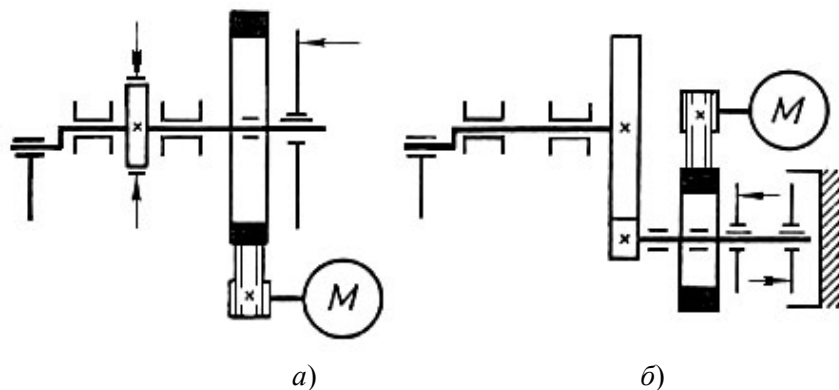


Рис. 6.1. Привод одностоякових пресів

Найбільш розповсюджені схеми приводу двох стоякових однокривошипних пресів із закритою станиною показані на рис. 6.2.

Листоштампувальні універсальні преси мають звичайно одноступінчатий (рис. 6.2, *а*) чи двоступінчатий (рис. 6.2, *б*) привод. КГШП, як правило, має двоступінчатий привод за схемою, показаною на рис. 6.2, *в*. Привод ГKM виконується за схемою на рис. 6.2, *б*.

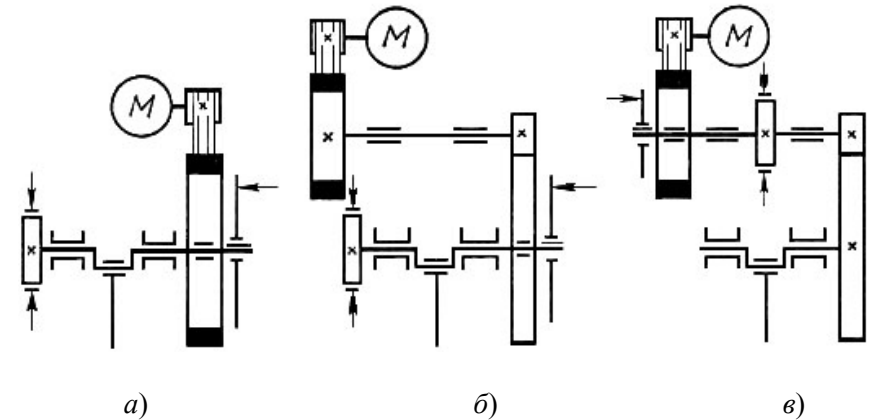


Рис. 6.2. Привод двохстоякових однокривошипних пресів

Середні і великі листоштампувальні преси, особливо витяжні, мають невелике число ходів повзуна, тому вони мають 2–3 проміжні зубчасті передачі (рис. 6.3). Прагнення зменшити габаритні розміри зубчастих коліс і збільшити їхню міцність привело до використання двостороннього приводу. У таких випадках відбувається розподіл потоку потужності з наступним його підсумовуванням на головному валу.

У двох кривошипних пресах ГVM може складатися з одного двох кривошипного вала чи двох одно кривошипних. У першому випадку привод звичайно двоступінчатий двосторонній.

В другому випадку виникає необхідність поділу потоку потужності для передачі руху двом ведучим валам, розташованим перпендикулярно фронту преса.

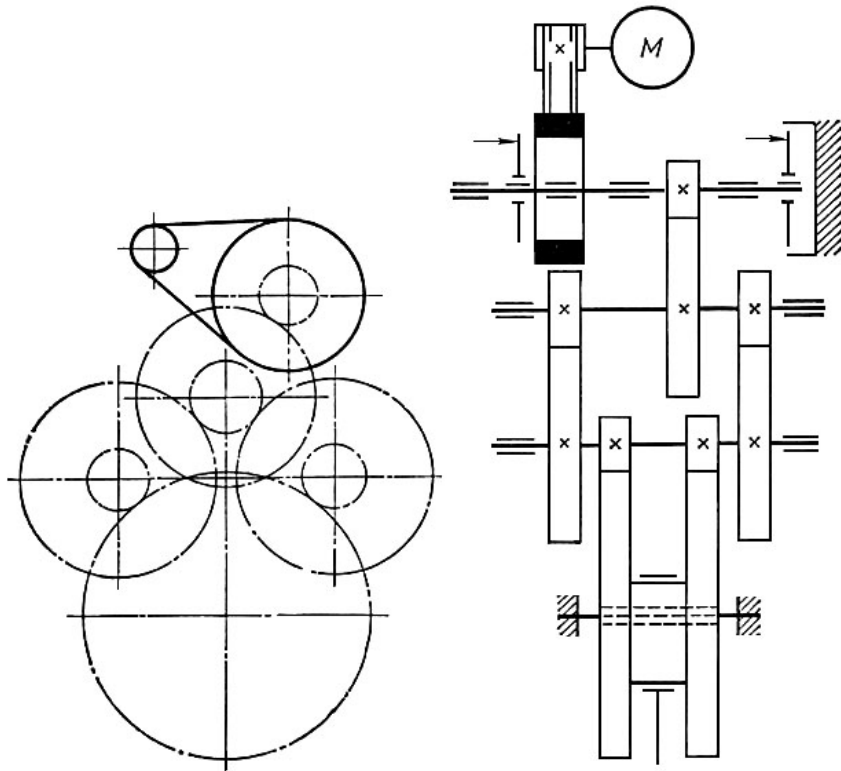


Рис. 6.3. Багатоступінчастий привод середніх і великих однокривошипних пресів простої дії

Преси зусиллям до 1,6 МН звичайно мають привод двох ведучих коліс за схемою, показаної на рис. 6.4, *a*. У листоштампувальних пресах середнього зусилля зі збільшеними габаритами повзуна застосовується схема з проміжною паразитною шестірнею (рис. 6.4, *б*), чи кожне колесо зачіпається з окремою шестірнею (рис. 6.4, *з*). Поділ потоку потужності виконується на тихохідній чи на проміжній ступені. Необхідно відзначити, що застосування проміжної (паразитної) шестірні для збільшення міжосьової відстані значно зменшує інерційність приводу в порівнянні з передачами зі збільшеними габаритами коліс. У приводі, показаному на рис. 6.4, *в* колеса і кривошипи обертаються в одному напрямку, що погіршує передачу зусилля і напрямок повзуна в напрямних. З цієї причини така схема не рекомендується до застосування.

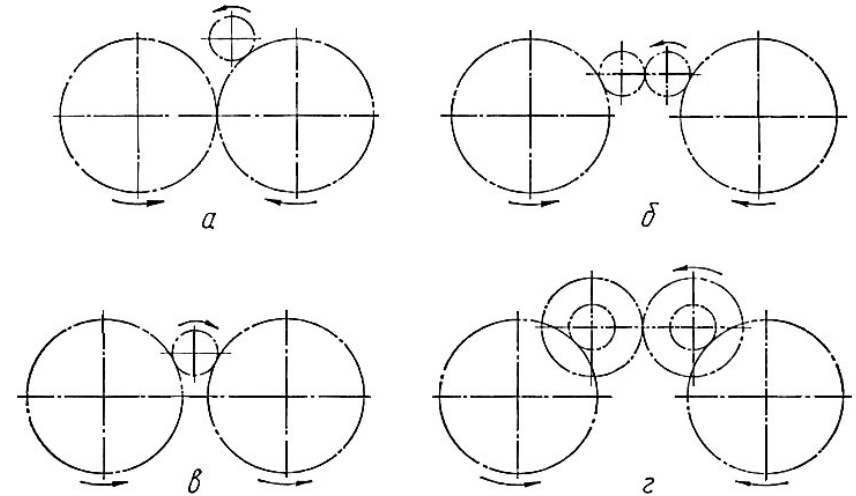


Рис. 6.4. Привод двокривошипного преса

У чотирьох кривошипних пресах поділ потоку потужності виконується на першому проміжному чи навіть прийомному валу (рис. 6.5).

## 6.2. Зубчасті передачі

У загальному випадку кожна зубчаста передача складається із двох чи трьох зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні.

Прийнято останню до головного вала зубчасту передачу називати тихохідною, першу після клиноремінної передачі – швидкохідною, і якщо зубчастих передач три, то середню – проміжною. Ведене колесо кожної передачі називають просто зубчастим колесом, а ведуче колесо – шестірнею. Тоді надалі, якщо не обговорено інакше, параметри зубчастих передач будемо позначати двома індексами, де перший (*k* чи *m*) позначає колесо чи шестірню, а другий (*n*, *p*, чи *б*) – тихохідну, проміжну чи швидкохідну передачу.

Відкриті одно стоякові преси, будучи відносно швидкохідними, як правило, не мають зубчастих передач. Однак останнім часом з метою зниження маси маховика, зменшення розмірів муфти одержали поширення приводи з проміжною зубчастою передачею й установкою муфти на прийомному валу (рис. 6.1, *б*).

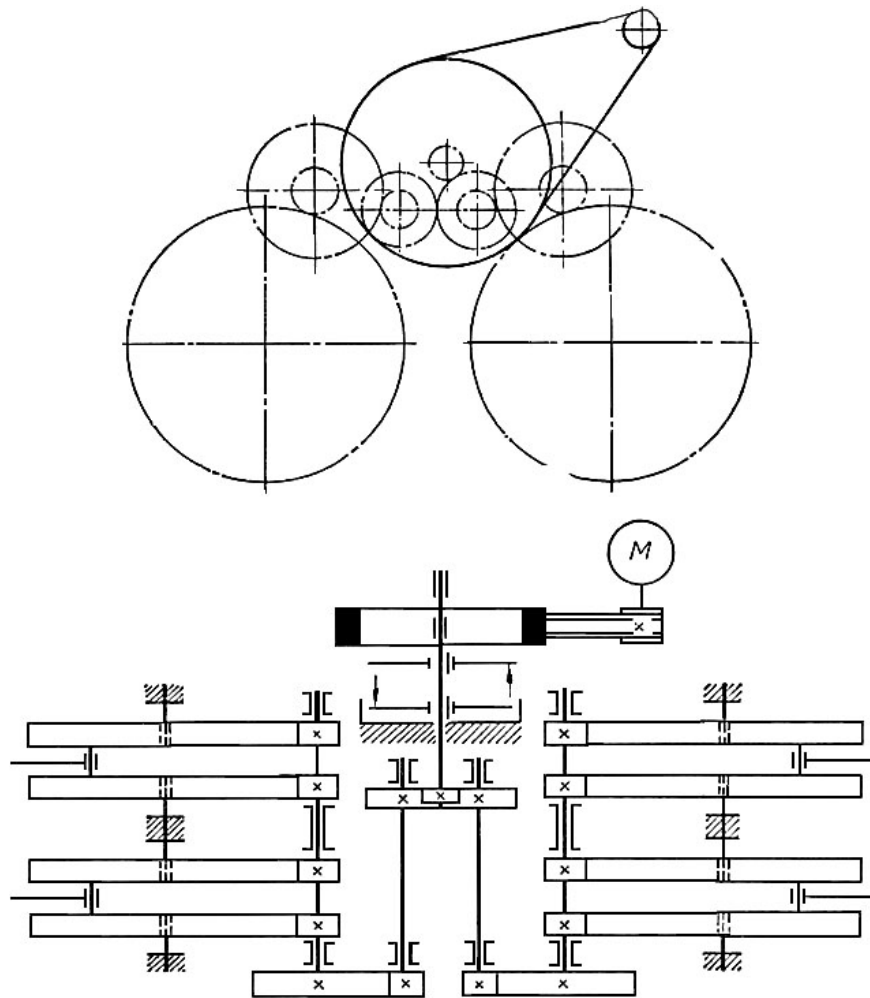


Рис. 6.5. Привод чотирьохкривошипного преса

Незалежно від структури приводу зубчаста передача може бути простою, коли в зачепленні знаходиться два зубчасті колеса, і підсумовуючою, коли дві шестірні зачіпаються з одним колесом (рис. 6.3). Останній тип передачі забезпечує передачу подвоєного моменту, що крутить, у порівнянні з першою, тому що в зачепленні одночасно знаходиться дві пари зубів.

Будь-яка передача може бути відкритою чи закритою. Закриті передачі встановлюються в герметично закритому корпусі і змазуються шляхом занурення в масляну ванну.

Довговічність роботи зубчастих передач у значній мірі залежить від точності їхньої установки на валах і точності установки останніх у станині, точності розточення міжвісьової відстані, надійності кріплення шестерень і коліс на валах, жорсткості валів на згинання. Зубчасті приводи з валами, розташованими перпендикулярно фронту преса більш кращі перед іншими схемами компонування, тому що набагато краще задовольняють зазначеним вимогам. У цьому випадку вали виходять більш короткими і більш жорсткими, зменшуються перекручування геометрії зачеплення.

Розроблено стандарти по термінології і позначенням – ГОСТ 16530–70 і ГОСТ 16531–70, з розрахунку геометрії зачеплення – ГОСТ 16532–70, з розрахунку на міцність – ГОСТ 21354–75.

Зубчасті передачі кривошипних пресів розраховують по допустимому зусиллю на повзуні. Початкові розміри передач встановлюються на підставі попередніх розрахунків, компонувальної схеми преса і статистичних даних. Деякі дані по параметрах зубчастих передач кривошипних пресів, співвідношенню розмірів для основних типів пресів приведені в додатках 6–8.

**Приклад 28. Визначити розміри зубчатого колеса швидкохідної передачі двох кривошипного преса зусиллям 4 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 4;
Діаметр опори валу колеса $d_o$ , мм	– 210;
Число зубців колеса $z_k$	– 74.

Рішення

Приблизні розміри зубчастих коліс двох кривошипних пресів визначаються по залежностях, приведених в додатку 8. Розміри зубчастих коліс встановлені для швидкохідної передачі преса з порівняно великою частотою ходів.

Модуль зубчастої передачі становить

$$m_n = (0,05 \dots 0,07) \cdot 210 = 10,5 \dots 14,7 \text{ мм.}$$

Прийнято  $m_n = 10$  мм.

Ширина колеса дорівнює

$$b = (7 \dots 16) \cdot 10 = 70 \dots 160 \text{ мм.}$$

Прийнято  $b = 130 \text{ мм.}$

По таблиці додатку 6 для сталевих коліс знайдено, що діаметр посадочного розміру маточини  $d_c = 210 - 5 = 205 \text{ мм.}$

Зовнішній діаметр маточини

$$d_1 = (1,6 \dots 1,9) d_c + 10 = 338 \dots 399,5 \text{ мм.}$$

Прийнято  $d_1 = 340 \text{ мм.}$

Ширина маточини  $l_c = (1 \dots 1,2) \cdot 210 = 210 \dots 252 \text{ мм.}$

Прийнято  $l_c = 210 \text{ мм.}$

Ширина внутрішнього диску  $c = 2 \cdot 10 = 20 \text{ мм.}$

Товщина ободу становить  $b_o = 3 \cdot 10 = 30 \text{ мм.}$

Діаметр розташування отворів

$$d_m = 0,5 \cdot 10(74 - 5,3) + 340 = 685 \text{ мм.}$$

Діаметр отворів внутрішнього диску  $d_2 = 0,25 \cdot 500 = 125 \text{ мм.}$

### 6.3. Зусилля, що допускається міцністю зубчастих передач

Зусилля на повзуні, що допускається міцністю зубчастої передачі визначається по формулі

$$P_o^{zn} = k_1 k_2 \frac{M_{\min}}{m_k}, \quad (6.1)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження;

$k_2$  – коефіцієнт типу приводу;

$M_{\min}$  – найменший крутильний момент, щодо осі головного вала, що допускається міцністю зубчастого колеса;

$m_k$  – приведенне плече крутильного моменту.

Для однобічного приводу одно кривошипних пресів коефіцієнт  $k_1 = 1$ . Для двостороннього приводу одно кривошипних пресів передбачається, що конструктивними заходами нерівномірність передачі крутильного моменту можна частково вирівняти, тому розподіл потоку потужності приймається квазірівномірним і тоді  $k_1$  близький до 2. У багато кривошипних пресах виникає нерівномірний розподіл зусилля по шатунах, що враховується при визначенні коефіцієнта  $k_1$ . Значення коефіцієнта нерівномірності навантаження  $k_1$  для основних 14 розрахункових схем приводу ГВМу приведені в таблиці 6.1.

Для простого приводу  $k_2 = 1$ , для підсумовуючого приводу  $k_2 = 1$ , якщо обмежуючим елементом є шестерня і  $k_2 = 2$ , якщо обмежуючим елементом є колесо.

Таблиця 6.1

Коефіцієнт нерівномірності навантаження  $k_1$

№ схеми	Число кривошипів			№ схеми	Число кривошипів		
	1	2	4		1	2	4
1	1	1,8	3,5	8	1,8	3,5	6
2	–	–	–	9	1	1,8	3,5
3	–	–	–	10	1,8	3,5	6
4	1	1,8	3,5	11	1	1,8	3,5
5	1	1,8	3,5	12	1,5	2,5	5
6	1	–	–	13	1	1,8	–
7	1,8	3,5	6	14	1,5	2,5	–

#### 6.3.1. Мінімальний крутильний момент

Мінімальний момент  $M_{\min}$  дорівнює найменшому крутильному моменту, що допускається міцністю одного чи декількох зубчастих коліс приводу, приведений до головного вала. Для всіх зубчастих коліс приводу визначаються крутильні моменти, припустимі по різних умовах їхньої міцності. Для коліс, розташованих не на головному валу, приведення моменту виконується по формулі

$$M_{\min} = \frac{M_{\min}^k}{\eta_3} i_3, \quad (6.2)$$

де  $M_{\min}^k$  – крутильний момент щодо власної осі, припустимий міцністю  $k$ -го колеса;

$i_3$  – передатне відношення між віссю головного вала і віссю  $k$ -го колеса;

$\eta_3$  – ККД передач між головним валом і віссю  $k$ -го колеса.

Мінімальний крутильний момент  $M_{\min}^k$ , визначається в результаті наступних трьох перевірок:

- виходячи з припустимої пластичної деформації зубів колеса (контактна міцність при дії максимального навантаження)  $M_n$ ;

- виходячи з міцності зубів колеса чи шестерні на вигин за втомою (для запобігання появи зламу зуба із-за втоми)  $M_u$ ;
- виходячи з границі витривалості поверхонь зубів колеса (контактна витривалість)  $M_k$ .

Остання перевірка виконується тільки для закритих зубчастих передач пресів-автоматів.

З усіх знайдених допустимих моментів для всіх коліс визначається найменший, котрий і є мінімальним моментом  $M_{\min}$ .

### 6.3.2. Перевірка за припустимою пластичною деформацією зубів колеса

Мінімальний крутильний момент визначають по формулі

$$M_n = \left( \frac{[\sigma_k]_{\max}}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_n^2 b_k}{k_n (i \pm 1)}, \quad (6.3)$$

де  $[\sigma_k]_{\max}$  – нормальна контактна напруга, що допускається, (МПа) з обліком деякої пластичної деформації (табл. 6.2). Для колеса чи шестірні однієї пари вибирають найменше значення;

$C$  – коефіцієнт, що враховує модуль жорсткості матеріалу колеса чи шестерні (табл. 6.3);

$C_1$  – коефіцієнт, що враховує кут зачеплення та кут нахилу зубців. Для прямозубих не коригованих коліс чи коліс з висотною корекцією  $C_1=1$ ; для прямозубих коригованих коліс –  $C_1 = 0,6/\sqrt{tg\alpha_{ш}}$ . Тут  $\alpha_{ш}$  – кут зачеплення, для не коригованих коліс  $\alpha_{ш}=20^\circ$ . Для косозубих та шевронних коліс  $C_1 = 0,96$ ;

$\beta$  – кут нахилу зуба колеса; для звичайного косо зубчастого колеса  $\beta = 10^\circ \dots 12^\circ$ ; для двох коліс на одному валу  $\beta = 20^\circ$ ; для шевронних коліс  $\beta = 30^\circ$ ;

$z_k$  – число зубів колеса;

$m_n$  – нормальний модуль зачеплення (див. нижче);

Таблиця 6.2

### Механічні властивості матеріалів зубчастих коліс

Матеріал	HB	$\sigma_b$	$\sigma_m$	$[\sigma_{-1}]$	$[\sigma_k]$	$[\sigma_k]_{\max}$	$\Psi_\sigma$
Чавун							
СЧ 24	170–240	240	–	130	430	860	0,65
СЧ 32	170–240	320	–	160	510	1020	0,65
Сталь							
35Л	>150	500	280	230	560	1180	0,1
45Л	>170	550	320	250	640	1340	0,1
30ГЛ	>250	620	400	300	800	1680	0,1
45ГЛ	>190	650	330	300	660	1380	0,2
35ХГСЛ	>200	700	350	320	700	1470	0,2
35ХНЛ	>160	500	300	320	600	1260	0,1
45 н	170–220	600	340	280	680	1430	0,1
45 у	220–250	820	420	330	840	1760	0,1
40Ху	230–260	900	450	360	900	1900	0,2
40ХНу	230–260	850	600	360	1200	2000	0,2
Текстоліт	34	90	–	70	80	160	–

*Примітка:* н – означає нормалізована;

у – означає поліпшена;

$b_k$  – ширина колеса, м,  $b_k = \psi m_n$ ; Коефіцієнт  $\psi$  вибирається по табл. 6.4; для шестірні замість  $b_k$  приймається ширина шестірні  $b_{ш}$ , причому  $b_{ш} = b_k + (10 \dots 25 \text{ мм})$  – для металевих шестірень і  $b_{ш} = b_k - 10 \text{ мм}$  – для текстолітових;

$k_n$  – коефіцієнт навантаження при розрахунку по пластичних деформаціях поверхонь, що допускаються, зубів

$$k_n = k_{1n} k_2 k_4;$$

$k_{1n}$  – коефіцієнт перевантаження,  $k_{1n} = M_{k\max}/M_{k\text{ном}}$ . Так як кривошипні преси забезпечуються запобіжними пристроями, розрахованими на 30 %-не перевантаження, то значення  $k_{1n}=1,3$ ;

$k_2$  – коефіцієнт концентрації навантаження, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині колеса, що виникає внаслідок пружної деформації опор, валів, а також неточностей виготовлення (табл. 6.5);

$k_4$  – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні через неточності виготовлення (табл. 6.6); Колова швидкість  $V$  зачеплення визначається по формулі

Таблиця 6.3

Коефіцієнт жорсткості матеріалу  $C$ 

Матеріал		$C$	Матеріал		$C$
шестерні	колеса		шестерні	колеса	
Сталь	Сталь	214	Текстоліт	Сталь	580
Сталь	Чавун	167	Текстоліт	Чавун	565
Чавун	Чавун	140			

Таблиця 6.4

## Дані для визначення ширини зуба колеса

Матеріал коліс	Місто розташування коліс	$\psi = b/m_n$	$\psi_{cp}$
Чавун	Консольне на колінчатому валу	12,5...16,5	14
	Швидкохідна пара	13...19	16
Сталь	Консольне на колінчатому валу	10...12,5	12
	Швидкохідна пара	12...20	13,5

Таблиця 6.5

Коефіцієнт концентрації навантаження  $k_2$ 

Твердість коліс HB	Вид передачі і розташування коліс відносно опор	$k_2$
<350	Відкриті передачі	1
	Закриті передачі	1,15
≥350	Симетрично щодо опор	1,1
	Поблизу опор чи консольне	1,3

$$V = \frac{\pi n_k m_n z_k}{60};$$

$n_k$  – число оборотів за хвилину вала колеса;  
 $i$  – передатне відношення зубчастої передачі.

Таблиця 6.6

Коефіцієнт динамічного навантаження  $k_4$ 

Ступінь точності передачі	Твердість колеса HB	Колова швидкість зачеплення, м/с			
		≤1	1–3	3–8	8–12
Прямо зубчасті колеса					
6-та фланкірована	≤ 350	1	1,1	1,2	–
	Більше 350	1	1,1	1,2	–
6-та не фланк. чи 7-ма фланк.	≤ 350	1	1,2	1,4	–
	Більше 350	1	1,2	1,3	–
7-ма нефланк. чи 8-ма фланк.	≤ 350	1,1	1,3	1,5	–
	Більше 350	1	1,3	1,4	–
8-ма нефланкірована	≤ 350	1,2	1,5	–	–
	Більше 350	1,1	1,4	–	–
Козозубчасті і шевронні колеса					
6-та фланкірована	≤ 350	1	1	1	1,1
	Більше 350	1	1	1	1
6-та нефланк. чи 7-ма фланк.	≤ 350	1	1	1,1	1,2
	Більше 350	1	1	1	1,1
7-ма нефланк. чи 8-ма фланк.	≤ 350	1	1	1,1	1,2
	Більше 350	1	1	1	1,1
8-ма нефланкірована	≤ 350	1	1,1	1,3	1,4
	Більше 350	1	1,1	1,2	1,3

Верхній знак в формулі (6.3) приймається для зовнішнього зачеплення, нижній – для внутрішнього.

При виготовленні зубчатих коліс необхідно забезпечувати 7, 8, в крайньому разі 9 ступінь кінематичної точності по ГОСТ 1463–81.

Коригування коліс здійснюється в більшості випадків для поліпшення умов роботи зубів, збільшення їхньої міцності, зменшення питомого ковзання й ін. Коригування коліс збільшує вартість їхнього виготовлення, тому його доцільність визначається в кожному конкретному випадку після техніко-економічного аналізу. Вид корекції, вибір коефіцієнтів коригування і розрахунок кута зачеплення коригованих коліс кривошипних пресів роблять по методиках, викладеним у спеціальній літературі.

Попереднє значення модуля зачеплення  $m_n$  визначається по табл. 6.7 у залежності від діаметра корінних опор вала  $d_0$  і вибирається з переважного ряду 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50.



Таблиця 6.7

Рекомендовані значення нормального модуля зачеплення

Тип приводу	Характеристика зубчастой передачі	Модуль зачеплення $m_n$	
		Матеріал колеса	
		чавун	сталь
Одностороння зубчаста передача	Тихохідна пара	$0,1 d_0$	$0,09 d_0$
	Швидкохідна пара	$0,072 d_0$	$0,064 d_0$
Двохстороння зубчаста передача	Тихохідна пара	$0,085 d_0$	$0,07 d_0$
	Швидкохідна пара	$(0,06-0,08) d_0$	$(0,05-0,07) d_0$

*Примітка:* менші значення приймаються для пресів з більшим ходом повзуна і для важких з чотириступеневим приводом.

### 6.3.3. Перевірка зубів колеса або шестерні на вигин за міцністю на втому

Мінімальний крутильний момент, визначається по формулі

$$M_u = \frac{y_k m_n^2 z_k b_k [\sigma_{-1u}] k_\epsilon}{0,34 k_u (1 + \varphi) \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta}, \quad (6.4)$$

де  $y_k$  – коефіцієнт форми зуба, що залежить від числа зубів, кута їхнього нахилу, коефіцієнта зсуву і типу передачі, вибирається по табл. 6.8;

$[\sigma_{-1u}]$  – межа втоми матеріалу колеса (МПа) при вигині і симетричному циклі, вибирається по табл. 6.2;

$k_\epsilon$  – коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття, приймається рівним 1 для прямозубих передач і 1,3 – для косо зубчатих і шевронних;

$\varphi$  – коефіцієнт, що враховує навантаження передачі моментом, зворотним за знаком робочому моменту, переданому муфтою (див. табл. 6.9);

Таблиця 6.8

Коефіцієнт форми зуба  $y_k$ 

$\frac{z}{\cos^2 \beta}$	Коефіцієнт зсуву інструмента									
	-0,6		-0,2		0		0,2		0,4	
	Тип колеса									
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
	Відкриті передачі									
10	–	–	–	–	–	–	0,107	0,148	0,131	0,181
11	–	–	–	–	–	–	0,109	0,151	0,132	0,183
12	–	–	–	–	0,089	0,123	0,111	0,154	0,134	0,184
13	–	–	–	–	0,092	0,127	0,113	0,156	0,134	0,186
14	–	–	–	–	0,095	0,131	0,116	0,160	0,135	0,187
15	–	–	0,078	0,108	0,097	0,135	0,116	0,161	0,136	0,188
16	–	–	0,081	0,112	0,099	0,137	0,118	0,163	0,137	0,189
17	–	–	0,084	0,116	0,102	0,140	0,120	0,166	0,138	0,190
18	–	–	0,086	0,119	0,104	0,143	0,122	0,168	0,138	0,191
19	–	–	0,089	0,123	0,106	0,146	0,122	0,169	0,139	0,192
20	–	–	0,091	0,126	0,109	0,150	0,124	0,171	0,140	0,193
22	–	–	0,097	0,133	0,112	0,155	0,127	0,175	0,141	0,195
24	–	–	0,101	0,139	0,116	0,160	0,129	0,178	0,142	0,196
26	0,077	0,106	0,105	0,145	0,118	0,163	0,131	0,181	0,144	0,198
28	0,080	0,110	0,108	0,149	0,120	0,166	0,133	0,183	0,145	0,200
30	0,083	0,115	0,110	0,152	0,122	0,168	0,134	0,185	0,146	0,201
33	0,087	0,120	0,113	0,156	0,124	0,171	0,136	0,188	0,147	0,202
36	0,091	0,126	0,116	0,159	0,127	0,175	0,138	0,190	0,147	0,204
39	0,095	0,131	0,117	0,162	0,129	0,179	0,139	0,192	0,148	0,205
42	0,097	0,134	0,120	0,166	0,130	0,180	0,140	0,193	0,149	0,206
45	0,100	0,138	0,122	0,168	0,132	0,182	0,141	0,195	0,150	0,207
50	0,104	0,143	0,124	0,171	0,134	0,184	0,143	0,197	0,150	0,207
65	0,113	0,156	0,130	0,179	0,138	0,190	0,144	0,199	0,150	0,207
80	0,119	0,165	0,134	0,184	0,140	0,193	0,145	0,200	0,150	0,207
100	0,124	0,171	0,137	0,189	0,141	0,194	0,145	0,200	0,150	0,207
150	0,132	0,182	0,141	0,193	0,145	0,198	0,146	0,201	0,150	0,207
300	0,141	0,194	0,145	0,197	0,148	0,202	0,147	0,202	0,144	0,199

Продовження таблиці 6.8

Закриті передачі										
10	–	–	–	–	–	–	0,115	0,135	0,141	0,165
11	–	–	–	–	–	–	0,118	0,138	0,142	0,167
12	–	–	–	–	0,095	0,112	0,119	0,140	0,144	0,168
13	–	–	–	–	0,099	0,116	0,122	0,143	0,144	0,170
14	–	–	–	–	0,102	0,120	0,124	0,146	0,145	0,170
15	–	–	0,084	0,099	0,105	0,123	0,125	0,147	0,146	0,172
16	–	–	0,087	0,102	0,106	0,125	0,127	0,149	0,147	0,172
17	–	–	0,090	0,106	0,109	0,128	0,129	0,151	0,148	0,173
18	–	–	0,093	0,109	0,111	0,130	0,131	0,153	0,148	0,174
19	–	–	0,095	0,112	0,114	0,134	0,132	0,154	0,149	0,175
20	–	–	0,098	0,115	0,117	0,137	0,133	0,156	0,150	0,176
22	–	–	0,104	0,122	0,120	0,141	0,136	0,160	0,151	0,178
24	–	–	0,108	0,127	0,124	0,146	0,138	0,162	0,153	0,179
26	0,082	0,097	0,113	0,136	0,127	0,149	0,141	0,165	0,154	0,181
28	0,086	0,100	0,115	0,136	0,127	0,152	0,143	0,167	0,156	0,183
30	0,089	0,105	0,118	0,139	0,130	0,153	0,144	0,168	0,157	0,184
33	0,094	0,110	0,121	0,142	0,133	0,156	0,146	0,172	0,157	0,185
36	0,098	0,115	0,124	0,146	0,136	0,160	0,148	0,174	0,158	0,186
39	0,102	0,120	0,126	0,148	0,139	0,163	0,149	0,175	0,159	0,187
42	0,105	0,123	0,129	0,151	0,140	0,164	0,150	0,176	0,160	0,188
45	0,107	0,126	0,131	0,153	0,142	0,166	0,152	0,178	0,161	0,189
50	0,111	0,130	0,133	0,157	0,144	0,168	0,153	0,180	0,151	0,189
65	0,122	0,143	0,139	0,164	0,148	0,174	0,155	0,182	0,151	0,189
80	0,128	0,150	0,144	0,168	0,150	0,176	0,156	0,183	0,151	0,189
100	0,133	0,156	0,147	0,173	0,151	0,177	0,156	0,183	0,160	0,189
150	0,142	0,166	0,152	0,179	0,156	0,182	0,157	0,184	0,160	0,189
300	0,151	0,176	0,156	0,183	0,157	0,184	0,158	0,185	0,154	0,182

*Примітка:* тип колеса позначений: 1 – ведуче; 2 – ведене.

$\Phi_{\sigma}$  – коефіцієнт враховуючий властивості матеріалу;

$$\Phi_{\sigma} = \Phi_{\sigma 0} + \Psi_{\sigma};$$

$\Phi_{\sigma 0}$  – коефіцієнт, що враховує концентрацію напруг і масштабний фактор, визначається по табл. 6.10;

$\Psi_{\sigma}$  – коефіцієнт, що залежить від співвідношення границь витривалості при симетричному й від нульовому циклах зміни напруг, приймається по табл. 6.2;

Таблиця 6.9

Коефіцієнт  $\phi$ 

Розташування муфти і гальма		$\phi$
Муфта і гальмо розташовані на головному валу		0
Швидкохідна зубчаста пара з муфтою і гальмом на прийомному валу		0,25
Одноступінчаста передача з муфтою і гальмом на прийомному валу, чи в багатоступінчастому приводі для проміжної передачі з муфтою і гальмом на приводному валу		0,15

Таблиця 6.10

Значення коефіцієнта  $\Phi_{\sigma 0}$  для зубів, виготовлених методом обкатування

$\sigma_s$	$z_k$	Нормальний модуль зачеплення $m_n$ , мм									
		5	10	16	20	25	33	36	40	45	50
$\geq 1000$	$\geq 30$	2,0	2,15	2,3	2,5	2,7	2,8	2,95	3,05	3,15	3,2
	$< 30$	1,8	1,85	2,1	2,25	2,35	2,45	2,5	2,6	2,7	2,75
800...1000	$\geq 30$	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,3	2,4	2,45	2,5	2,6
	$< 30$	1,78	1,9	2,0	2,1	2,2	2,25	2,3	2,35	2,4	2,4
600...800	$\geq 30$	1,8	1,9	1,95	2,1	2,15	2,25	2,3	2,35	2,4	2,5
	$< 30$	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,15	2,2	2,25	2,3	2,3
$\leq 600$	$\geq 30$	1,7	1,8	1,9	2,0	2,0	2,15	2,2	2,3	2,35	2,4
	$< 30$	1,7	1,75	1,85	1,9	1,95	2,05	2,1	2,15	2,2	2,25
Чавун	$\geq 30$	1,85	2,1	2,25	2,4	2,5	2,6	–	–	–	–

*Примітка:* для зубів, виготовлених методом копіювання, значення коефіцієнта необхідно збільшити на 20 %.

$k_u$  – коефіцієнт навантаження при вигині,

$$k_u = k_1 k_2 k_{3u} k_4;$$

$k_1$  – коефіцієнт переваантаження; при розрахунку на утому  $k_1 = 1$ ;  
 $[n_u]$  – коефіцієнт запасу міцності, щодо межі міцності при вигині при нереверсивному навантаженні, прийнятий по табл. 6.11.

Таблиця 6.11

Коефіцієнт запасу міцності  $[n_u]$ 

Матеріал колеса	Нормальний модуль зачеплення $m_n$ , мм							
	6	8	10	12	14	18	20–25	30–50
Чавунне лиття	5	4	3,3	2,8	2,6	2,3	2,2	–
Сталеве лиття	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,2	2,2	
Сталеві кування	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	2,0	2,0	
Текстоліт	1,5	1,5	1,5	1,5	–	–	–	

Коефіцієнт еквівалентного навантаження при розрахунку на міцність по втомі  $k_{3u}$  знаходять по формулі

$$k_{3u} = \delta_u m_1 \sqrt{n_n p_u k_{вер} i_i}, \quad (6.5)$$

де  $\delta_u$  – коефіцієнт інтенсивності навантаження при розрахунку на міцність по втомі, вибирається по табл. 6.12 в залежності від групи машин (див. табл. 5.9) та строку служби;

$i_i$  – передатне відношення від головного вала до шестірні, що розраховується. Для колеса тихохідної передачі  $i_i = 1$ ;

$n_n$  – номінальне число ходів преса;

$p_u$  – коефіцієнт використання числа ходів;

$k_{вер}$  – коефіцієнт імовірності навантаження.

Показник  $m_1$  приймають рівним 9, хоча по деяких джерелах він залежить від властивостей матеріалу. Так, за даними [2] при твердості поверхонь зубів  $HV < 350$  показник  $m_1 = 6$ , а при  $HV > 350$   $m_1 = 9$ .

Фіксований додаток навантаження відносно КНП повзуна приводить до того, що розрахункове навантаження сприймається тільки частиною зубів, тому в розрахунках на витривалість при визначенні коефіцієнта  $k_{3i}$  число циклів зміни напруг варто помножити на коефіцієнт імовірності навантаження зубів розрахунковим навантаженням  $k_{вер}$ .

Таблиця 6.12

Значення коефіцієнта інтенсивності навантаження  $\delta_u$

Група машин	$\delta_u$ при $T_c$ , тис. год			
	15...18		27...31	
	HV<350	HV>350	HV<350	HV>350
I	0,458	0,590	0,505	0,630
II	0,428	0,562	0,472	0,600
III	0,361	0,489	0,398	0,522
IV	0,333	0,464	0,367	0,495

Коефіцієнт  $k_{вер}$  залежить від далекості головного вала від ступені, що розраховується, типу зубчастої передачі ступені, місця розташування муфти. При розташуванні муфти на головному валу, що має місце звичайно в одноступінчатих зубчастих приводах, імовірність навантаження тих самих зубів розрахунковим навантажен-

ням у тихохідній і наступній ступенях зменшується. У цьому випадку коефіцієнт  $k_{вер}$  для колеса приймається рівним 0,08...0,1. При розташуванні муфти на прийомному чи проміжному валу для всіх зубчастих коліс одно і багатоступінчастих передач коефіцієнт  $k_{вер}$  визначається по табл. 6.13, де чисельник – для колеса, знаменник – для шестірні.

Таблиця 6.13

Коефіцієнт імовірності навантаження  $k_{вер}$

Розрахункова ступінь	$k_{вер}$ для приводу		
	1-ступеневий	2-ступеневий	3-ступеневий
Тихохідна	1 (0,08...0,1)		
	–	0,35...0,45	–
Швидкохідна	–	0,35...0,45	0,80...0,95
		0,80...0,95	1
Проміжна	–	–	0,35...0,45
			0,80...0,95

*Примітка:* в дужках вказані значення коефіцієнту при розташуванні муфти на головному валу.

Якщо по формулі (6.5)  $k_{3u} > 1$ , тоді приймається  $k_{3u} = 1$ , якщо  $k_{3u} < 0,6$ , тоді приймається  $k_{3u} = 0,6$ . Для пресів-автоматів коефіцієнт  $k_{3u}$  приймають рівним одиниці  $k_{3u} = 1$ .

Перевірка на втому виконується для всіх коліс та шестерень приводу.

При розрахунку допустимого крутильного моменту, виходячи з міцності зубів на втому шестірні, використовують також формулу (6.4), але значення параметрів  $y_k$ ,  $b_k$ ,  $\Phi_\sigma$  і  $[n_u]$  приймають для шестірні.

#### 6.3.4. Перевірка витривалості поверхонь зубів колеса

Перевірка передач, виходячи з витривалості поверхонь зубів коліс, виконується тільки для закритих передач. Для таких передач небезпечними можуть виявитися контактні напруга, що викликають прогресивне викрашування зубів (пітінг).

Мінімальний крутильний момент, визначається по формулі

$$M_{kk} = \left( \frac{[\sigma_k]}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_n^2 b_k}{k_k (i \pm 1)}, \quad (6.6)$$

де  $[\sigma_k]_{\max}$  – нормальна контактна напруга, що допускається, виходячи з міцності поверхні зубів по втомі (табл. 6.2), МПа;

$k_k$  – коефіцієнт навантаження при розрахунку по пластичних деформаціях поверхонь зубів, що допускаються

$$k_k = k_1 k_2 k_{3k} k_4;$$

$k_{3k}$  – коефіцієнт еквівалентного навантаження, що враховує змінність режиму роботи і розрахунковий термін служби коліс.

При розрахунку на контактну витривалість зубчастих передач пресів-автоматів коефіцієнт еквівалентного навантаження  $k_{3k}$  визначається по формулі

$$k_{3k} = \delta_k \sqrt[6]{n_n P_u k_{вер} i_i}, \quad (6.7)$$

де  $\delta_k$  – коефіцієнт інтенсивності навантаження при розрахунку на контактну витривалість, вибирається по табл. 6.14.

Якщо по формулі (6.7)  $k_{3k} >$ , тоді приймається  $\delta_k = 1$ , якщо  $\delta_k < 0,6$ , тоді приймається  $\delta_k = 0,6$ .

Таблиця 6.14

**Коефіцієнт інтенсивності навантаження  $\delta_k$**

Група машин	$\delta_k$ при $T_c$ , тис. год.	
	15...18	27...31
I	0,480	0,516
II	0,449	0,495
III	0,406	0,448
IV	0,365	0,403

Інші складові формули (6.6) розбиралися раніше.

**Приклад 29. Виконати розрахунок допустимого зусилля по міцності зубчастої передачі КГШП зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля  $P_n$ , МН – 25;

Номинальний хід повзуна  $S_n$ , мм – 350;

Номинальне число ходів повзуна за хвилину  $n_n$  – 70;

Коефіцієнт використання числа ходів  $p_u$  – 0,22;

Коефіцієнт шатуна  $\lambda$  – 0,15;

Ступінь дезаксіалу  $\varepsilon$  – 0;

Діаметр шатунної шийки валу  $d_A$ , мм – 900;

Діаметр з'єднання шатуна і повзуна  $d_B$ , – 640;

Діаметр корінних опор валу  $d_O$ , мм – 560;

Кут нахилу зубців коліс  $\beta^\circ$  – 30;

Число зубів колеса  $z_k$ , мм – 87;

Число зубів шестерні  $z_{ш}$ , мм – 19;

Нормальний модуль зачеплення  $t_n$ , мм – 22;

Ширина колеса  $b_k$ , мм – 390;

Матеріал тіла колеса – сталь 30ГЛ;

Матеріал тіла шатуна – сталь 4ХН.

Рішення

Зусилля на повзуні, що допускається міцністю зубчастої передачі визначається для відкритих передач універсальних пресів по двох перевірках – по допустимій пластичній деформації зубів колеса та перевірці зубів коліс та шестерні на вигин за втомою.

Перевірка колеса по допустимій пластичній деформації.

Нормальна контактна напруга для колеса (матеріал колеса – сталь 30ГЛ) по табл. 6.2 становить  $[\sigma_k]_{\max} = 1680$  МПа. Коефіцієнт жорсткості матеріалу колеса  $C$  по табл. 6.3 становить 214. Колеса заданого КГШП виготовляються прямозубими не коригованими, тому коефіцієнт кута зачеплення рівний  $C_1 = 1$ . Передатне відношення передачі складає

$$i_3 = z_k / z_{ш} = 87 / 19 = 4,579.$$

Прес має запобіжник від перевантаження, тому коефіцієнт перевантаження  $k_{1n} = 1,3$ . Коефіцієнт концентрації навантаження  $k_2$  по табл. 6.5 для відкритої передачі при твердості матеріалу по Брінелю менше 350 становить 1. Лінійна швидкість колеса становить

$$V = \frac{\pi \cdot 70 \cdot 0,022 \cdot 87}{60} = 7,015 \text{ м/с.}$$

Для шевронного колеса при вказаній швидкості, 7-й нефланкованій ступені точності виготовлення коліс і твердості менше НВ<350 коефіцієнт динамічного навантаження  $k_4$  по табл.6.6 становить 1,1.

Таким чином, коефіцієнт навантаження при розрахунку по пластичних деформаціях буде рівний

$$k_n = 1,3 \cdot 1 \cdot 1,1 = 1,43.$$

Найменший крутильний момент, що допускається по першій перевірці визначається по формулі (6.3).

$$M_{нк} = \left( \frac{1680}{214 \cdot 1 \cdot \cos 30} \right)^2 \frac{87^2 \cdot 0,022^2 \cdot 0,390}{1,43(1 + 4,579)} = 3,679 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

#### Перевірка колеса по втомі на вигин

Для співвідношення  $z_n / \cos \beta = 100,459$ , коефіцієнту зсуву інструменту рівного нулю, для веденого колеса відкритої передачі по табл. 6.8 коефіцієнт форми зуба  $y_k$  становить 0,194.

По табл. 6.2 межа втоми матеріалу при вигині становить  $[\sigma_{-1u}] = 300$  МПа, межа міцності  $\sigma_s = 620$  МПа, коефіцієнт співвідношення границь витривалості  $\psi = 0,1$ . Коефіцієнт ступеню перекриття  $k_e$  для шевронних передач дорівнює 1,3. Коефіцієнт навантаження передачі зворотним моментом  $\phi$  для муфти, встановленої на головному валу, по табл. 6.9 дорівнює нулю. Коефіцієнт концентрації напруг  $\Phi_{\sigma 0}$  по табл. 6.10 для матеріалу з межею міцності  $\sigma_s = 620$  МПа, числом зубів колеса 87 і нормальному модулі зачеплення 22 мм складає 2,1.

Коефіцієнт еквівалентного навантаження визначається по формулі (6.5). Коефіцієнт інтенсивності навантаження  $\delta_u$  для преса, який відноситься до IV групи машин, має ресурс роботи не менше 30 тис. годин при твердості матеріалу колеса  $HV < 350$  по табл. 6.12 становить 0,367. Коефіцієнт ймовірності навантаження при розташуванні муфти на головному валу становить 0,08...0,1. Приймаючи показник  $t_1$  рівним 9, коефіцієнт еквівалентного навантаження біде рівний

$$k_{3u} = \sqrt[9]{70 \cdot 0,22 \cdot 0,1 \cdot 1} = 0,385.$$

Так як значення коефіцієнту  $k_{3u}$  менше 0,6, то остаточне значення приймається рівним 0,6. Таким чином, коефіцієнт навантаження при вигині становить

$$k_u = 1 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1,1 = 0,66.$$

Коефіцієнт запасу міцності  $[n_u]$  для нормального модуля  $t_n = 22$  мм і матеріалу колеса сталеве литво по табл. 6.11 становить 2,2.

Крутильний момент, що допускається по другій перевірці колеса складає по формулі (6.4)

$$M_{ук} = \frac{0,194 \cdot 0,022^2 \cdot 87 \cdot 0,39 \cdot 300 \cdot 1,3}{0,34 \cdot 0,66 \cdot (1 + 0) \cdot 2,2 \cdot 2,2 \cdot \cos 30} = 1,321 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

#### Перевірка шестерні по втомі на вигин

Перевірка шестерні виконується по формулі (6.4), в якій всі значення параметрів, окрім числа зубів, приймаються відповідно до розмірів і параметрів шестерні.

Для співвідношення  $z_n / \cos \beta = 21,939$ , коефіцієнту зсуву інструменту рівного нулю, для ведучого колеса відкритої передачі по табл. 6.8 коефіцієнт форми зуба  $y_k$  становить 0,112.

По табл. 6.2 межа втоми матеріалу шестерні при вигині становить  $[\sigma_{-1u}] = 360$  МПа, межа міцності  $\sigma_s = 850$  МПа, коефіцієнт співвідношення границь витривалості  $\psi = 0,2$ . Коефіцієнт концентрації напруг  $\Phi_{\sigma 0}$  по табл. 6.10 для матеріалу з межею міцності  $\sigma_s = 850$  МПа, числом зубів шестерні 19 і нормальному модулі зачеплення 22 мм складає 2,15.

Коефіцієнт запасу міцності  $[n_u]$  для нормального модуля  $t_n = 22$  мм і матеріалу шестерні сталеве кування по табл. 6.11 становить 2,0. Решта коефіцієнтів залишаються такими ж як і для колеса.

Крутильний момент, що допускається по другій перевірці шестерні відносно власної вісі шестерні складає по формулі (6.4)

$$M_{уис} = \frac{0,112 \cdot 0,022^2 \cdot 87 \cdot 0,415 \cdot 360 \cdot 1,3}{0,34 \cdot 0,66 \cdot (1 + 0) \cdot 2,0 \cdot 2,2 \cdot \cos 30} = 1,003 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Приведений до вісі головного валу допустимий момент становить (при ККД зубчатої передачі 0,98)

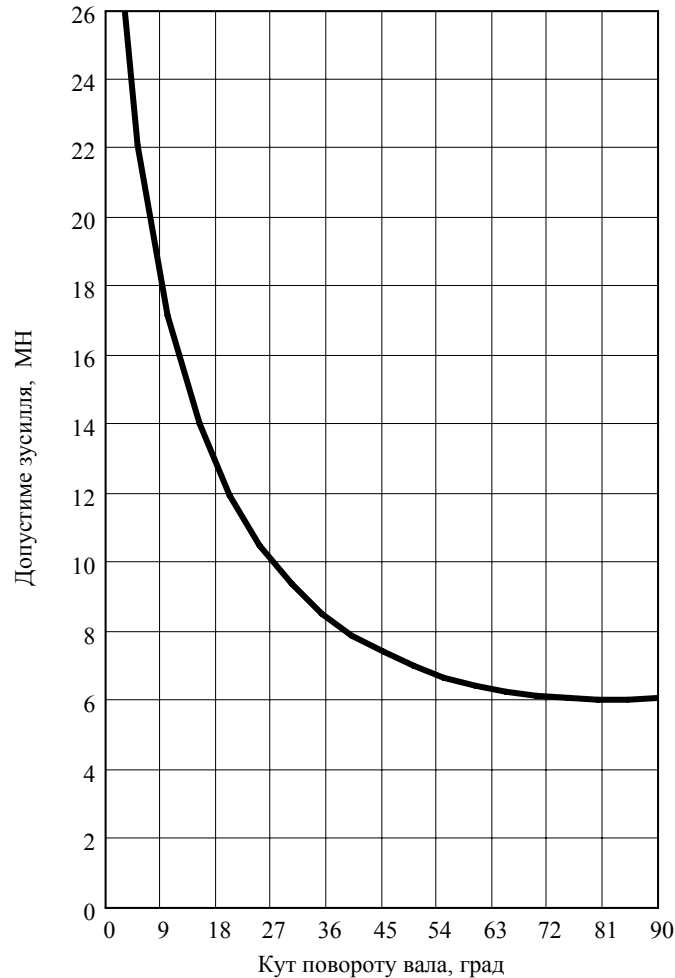
$$M_{уиш} = \frac{1,003 \cdot 4,579}{0,98} = 4,686 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Таким чином, з трьох значень допустимих крутильних моментів (відповідно 3,679; 1,321 і 4,686 МН·м) найменшим є момент по втомі зубчатого колеса на вигин, тобто  $M_{\min} = M_{ук} = 1,321$  МН·м.

Приймаючи  $i_3 = 1$ ,  $\eta_3 = 1$  (зубчате колесо розташоване на головному валу), коефіцієнти  $k_1 = 1$ ,  $k_2 = 1$  (для простого однобічного приводу головного валу) і обравши приведені плече крутильного моменту по відомій формулі (3.1), зусилля, допустиме по міцності

зубчатої передачі преса знаходиться по формулі (6.1). Результати розрахунку показані на рис. 6.6.

Як видно з рисунка номінальний кут повороту головного валу по міцності зубчатої передачі складає приблизно  $3,01^\circ$ , що цілком відповідає рекомендованому значенню, наведеному в табл. 6.15.



**Рис. 6.6.** Зусилля, що допускаються міцністю зубчатої передачі КГШП зусиллям 25 МН

#### 6.4. Умови міцності і графіки припустимих зусиль

За результатами розрахунків допускних зусиль на повзуні по міцності головного вала і зубчатої передачі в пояснювальній записці приводять таблиці розрахункових даних і графік навантажень, що допускаються на повзуні, на якому також представляється навантажувальний графік зусилля деформації, що розраховується при енергетичних розрахунках преса (див. п. 4.1). Достатньою умовою міцності основних деталей преса є не перетинання навантажувального графіка зусилля деформації з графіком навантажень, що допускаються, і відповідність розрахункового номінального кута значенню, що рекомендується, по табл. 6.15.

**Таблиця 6.15**

*Номінальний кут  $\alpha_n$*

Тип преса	Назва преса	Схема ГВМ	Кут $\alpha_n$ , град
1	Кривошипні гаряче штампувальні	6	3...5
2	Горизонтально-ковальські машини	4	2...5
3	Чеканочні	4, 7	50
4	Автомати	3-14	25
5-7	Обрізні	всі	25
Листоштампувальні простої дії:			
8	- відкриті одностоякові	1-2	45
9	- відкриті двохстоякові	3-8	30
10	- закриті одно кривошипні	3-6	45
		7,8	30
		9,11	15
11,12	- закриті двох кривошипні	3-5, 11, 12	20
		решта	30
13,14	- закриті чотирьох кривошипні	всі	20
Листоштампувальні подвійної дії:			
15	- одно кривошипні	3, 5, 9, 11	10
		інші	20
16-18	- двох і чотирьох кривошипні	всі	20

Для витяжних пресів подвійної дії додатково обмовляється умова, щоб при кутах повороту кривошипа  $70...80^\circ$  допускне зусилля повинне бути не менш 40 % номінального.

У зв'язку з тим, що в діючому виробництві визначення кута повороту кривошипа утруднене і налагодження преса виконуються по заданому переміщенню повзуна, графік  $P_{дон} = f(\alpha)$  повинний бути перебудований у графік  $P_{дон} = f(S)$  і в такому виді обов'язково внесений у паспорт преса. Номінальному куту  $\alpha_n$  у цьому випадку відповідає так званий номінальний не дохід  $S_{ном}$ , що представляє найбільшу відстань від КНП, на якому можливо навантаження преса номінальним зусиллям.

### 6.5. Клиноремінні передачі

Параметри клиноремінної передачі преса залежать від типу преса, навантаження і розбивки загального передатного відношення. Правильність їхнього вибору визначається результатами перевіреного розрахунку.

Для розрахунку клиноремінної передачі повинні бути задані наступні початкові дані: потужність, передана ременями  $N_p$  (кВт), кутова швидкість ведучого  $\omega_1$  і веденого шківів  $\omega_2$ , число змін  $m_c$  роботи кривошипного преса, коефіцієнт режиму роботи ременів  $k_p$  (табл. 6.16).

Таблиця 6.16

Коефіцієнт режиму роботи ременів  $k_p$

Тип преса	$k_p$	
	$m_c = 2$	$m_c = 3$
Листоштампувальні відкриті і закриття простої дії, обрізні:		
• універсальні	0,72	0,58
• спеціалізовані	0,61	0,47
• подвійної дії	0,63	0,50
Для гарячого об'ємного штампування	0,68	0,56
Автомати гаряче і холодно штампувальні	0,52	0,42
Машини для гнуття і правильні, ножиці сортові	0,67	0,54

Розрахунок клиноремінної передачі виконується в такій послідовності:

1. Визначається розрахункове передатне відношення клиноремінної передачі

$$i_{pp} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6.8) \text{ [2]}$$

Максимальне значення передатного відношення не повинне перевищувати 7. В окремих випадках передатне відношення може досягати 10.

2. У залежності від переданої потужності  $N_p$  по табл. 6.17 вибирається перетин ременя і мінімальний діаметр ведучого шківів  $D_{1min}$ . Розміри перетину ременів визначені за ГОСТ 1284.1–80 (номінальні ремені). Для підвищення довговічності ременя рекомендується діаметр ведучого шківів приймати на 2–3 номери більше зі стандартного ряду: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.

3. Визначається розрахунковий діаметр веденого шківів

$$D_2 = D_1 i_{pp} \quad (6.9)$$

Якщо веденим шківом є маховик, тоді його діаметр може визначитися розрахунком моменту інерції маховика. У цьому випадку вихідним буде діаметр веденого шківів (маховика), а діаметр ведучого шківів буде визначитися по формулі

$$D_1 = D_2 / i_{pp} \quad (6.10)$$

і округляється до найближчого значення з зазначеного ряду кращих значень діаметра. Величина діаметра ведучого шківів не повинна бути менше, ніж по табл. 6.17.

4. Розрахункові значення діаметрів шківів округляють до найближчих значень, кратних 5 чи 10 мм і обчислюють дійсне передатне відношення з урахуванням прослизання ременів

$$i_p = \frac{D_2}{D_1(1 - S_p)} \quad (6.11)$$

де  $S_p$  – ковзання пасової передачі,  $S_p = 0,01 \dots 0,04$ .

Відхилення передатного відношення від розрахункового допускається не більш 4 %.

$$\Delta i = \frac{i_{pp} - i_p}{i_{pp}} * 100\% \leq \pm 4\% \quad .$$

Таблиця 6.17

## Параметри клинопасових передач

Параметр	Тип ременя по ГОСТ 1284.1–80					
	А	Б	В	Г	Д	Е
$N_p$ , кВт	4...7	8...14	15...55	60...200	> 200	
$D_{1\min}$ , мм	90	125	200	315	500	800
$h_p$ , мм	8	10,5	13,5	19	23,5	30
$F_p$ , мм <sup>2</sup>	81	138	230	476	692	1170
$k_g$	0,005	0,008	0,013	0,028	0,040	0,067
$c_p$ , Н	40	60	150	320	470	780
Інтервал довжин ременя	560... 4000	800... 6300	1800... 10000	3150... 15000	4500... 18000	6300... 18000

*Примітка:* У таблиці позначено:

$h_p$  – висота ременя;

$F_p$  – площа перетину ременя;

$k_g$  – коефіцієнт впливу відцентрових сил;

$c_p$  – коефіцієнт жорсткості ременя.

5. Розраховується окружна швидкість ременя, м/с

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2} \quad (6.12)$$

По величині окружної швидкості оцінюється можливість використання ременя даного перетину і вибирається матеріал для виготовлення шківів. Для ременів типів А-В швидкість не повинна перевищувати 25 м/с, для ременів типів Г-Д – 30 м/с. Проектування шківів клинопасових передач виконується відповідно до ГОСТ 20889–75 – ГОСТ 20891–75 (монолітні шківів), ГОСТ 20892–75–ГОСТ 20894–75 (шківів з дисками і маточиною), ГОСТ 20895–75–ГОСТ 20897–75 (шківів з маточиною і спицями). Шківів з окружною швидкістю < 25 м/с виготовляють із сірого чавуну марки не нижче СЧ 15, з окружною швидкістю 25–40 м/с із сталей 25Л і 35Л.

6. Визначається міжвісьова відстань  $A_0$  у залежності від передатного відношення

$$A_0 = kD_2, \quad (6.13)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від передатного відношення,  $k = 0,85 \dots 1,5$  (більші значення коефіцієнта приймаються для менших передатних відносин).

При розрахунку відстані  $A_0$  мають на увазі, що

$$A_{0\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h_p, \quad A_{0\max} = 2(D_1 + D_2).$$

7. Знаходиться довжина ременя, мм

$$L_p = 2A_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A_0}. \quad (6.14)$$

Результат округляється до стандартної величини за ГОСТ 1284.1–80: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000 відповідно до обмежень в таблиці 6.17.

8. Розраховується дійсна міжвісьова відстань, що відповідає прийнятій стандартній довжині ременя, мм

$$A_0 = 0,25 \left[ (L_p - \Delta_1) + \sqrt{(L_p - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2} \right], \quad (6.15)$$

де

$$\Delta_1 = 0,5\pi(D_1 + D_2), \quad \Delta_2 = 0,25(D_2 - D_1)^2.$$

Величина регулювання міжцентрової відстані у бік сторону зменшення приймається рівною  $0,015A_0$ , а у бік збільшення –  $0,05A_0$ .

9. Визначається кут обхвату на ведучому шківів, град

$$\alpha_1 = 180 - \frac{D_2 - D_1}{A_0} * 57 \geq [\alpha_{\min}] = 110^\circ. \quad (6.16)$$

10. Знаходиться число пробігів ременя за одну секунду

$$n = \frac{V}{L_p} \leq [n] = 10 \dots 20 \text{ c}^{-1}. \quad (6.17)$$

11. По графіках на рис. 6.7 знаходиться потужність  $N_0$ , передана одним ременем і визначається необхідне число клинових ре-



менів з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між ременями

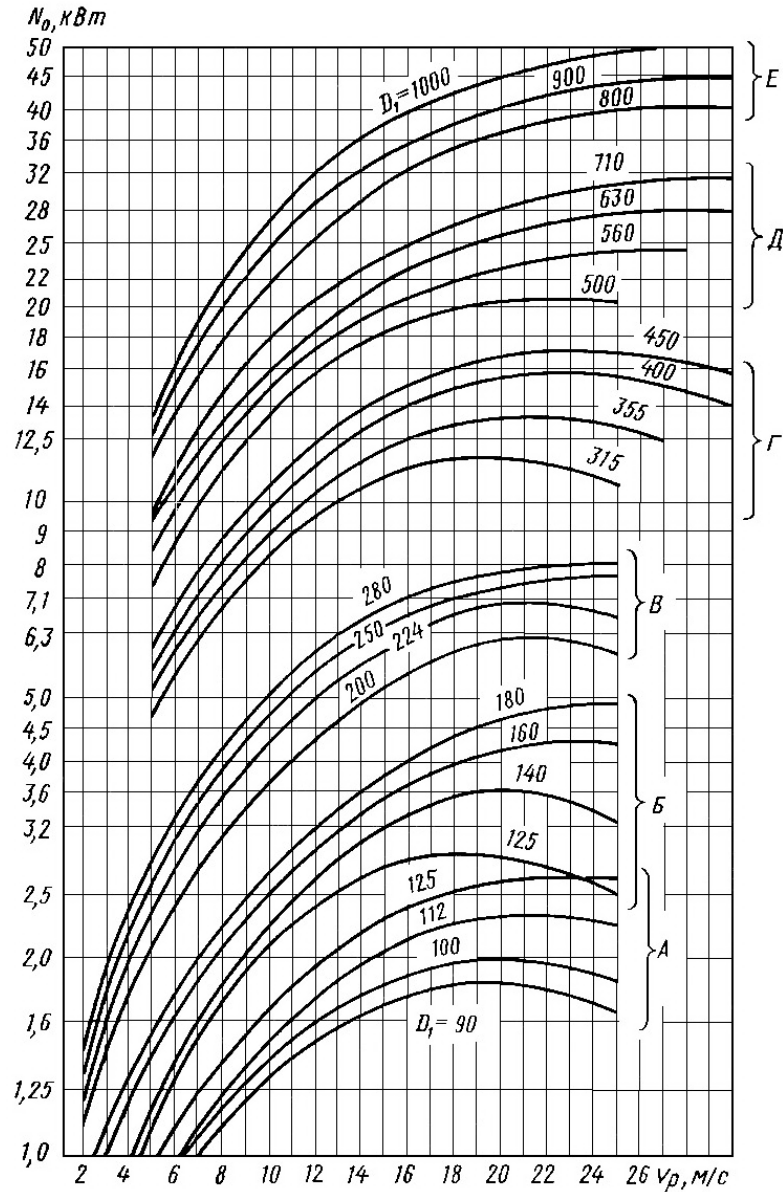


Рис. 6.7. Графіки для визначення потужності, переданої одним ременем

$$Z_p = \frac{0,7N_p}{N_o k_o k_p}, \quad (6.18)$$

де  $k_o$  – коефіцієнт кута обхвату

$$k_o = 1 - 0,003(180 - \alpha_1); \quad (6.19)$$

$k_p$  – коефіцієнт режиму роботи ременів (табл. 6.16);

При числі ременів більше восьми варто збільшити перетин ременя і повторити розрахунок, починаючи з п. 2.

12. Визначається зусилля відтягування частини нового ременя

$$Q = \frac{73,5N_p}{k_o^2 k_p^2 k_v Z_p} + 1,75k_g V^2 + 62,5 \cdot 10^{-2} c_p, \quad (6.20)$$

де  $k_v$  – швидкісний коефіцієнт

$$k_v = 1,05 - \frac{V^2}{2000};$$

$c_p$  – коефіцієнт жорсткості ременя, приведений у табл. 6.17.

$k_g$  – коефіцієнт впливу відцентрових сил, приведений у табл. 6.17;

Прогин ременя при додатку цього зусилля дорівнює

$$f = 1,55 \cdot 10^{-2} A_o. \quad (6.21)$$

13. Ремені перевіряються на міцність по величині максимальної напруги в перетині, що набігає на ведучий шків:

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma], \quad (6.22)$$

де  $\sigma_p$  – напруга, що розтягує

$$\sigma_p = \sigma_0 + \sigma_{раб};$$

$\sigma_0$  – напруга від попереднього натягу. При числі пробігів ременя  $n$  менше 5 в секунду рекомендується приймати  $\sigma_0$  рівним  $1,5 \text{ Н/мм}^2$ ; при  $n = 5 \dots 10 \text{ с}^{-1}$  приймається  $\sigma_0 = 1,2 \text{ Н/мм}^2$ ; при  $n$  більше  $10 \text{ с}^{-1}$  приймається  $\sigma_0 = 0,9 \text{ Н/мм}^2$ ;

$\sigma_{раб}$  – робоча напруга

$$\sigma_{раб} = \frac{N_p}{2VFZ_p};$$

$\sigma_u$  – напруга вигину

$$\sigma_u = E_u \frac{h_p}{D_1};$$

$E_u$  – модуль пружності ременів при вигині, для прогумованих клинових ременів дорівнює 80...100 Н/мм<sup>2</sup>;

$h_p$  – висота ременя (табл.6.17);

$\sigma_v$  – напруга від відцентрової сили

$$\sigma_v = \rho V^2 \cdot 10^{-6}, \text{ Н/мм}^2;$$

$\rho$  – щільність матеріалу ременів,  $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$ .

Припустима максимальна напруга  $[\sigma]$  для клинових ременів дорівнює 9...10 Н/мм<sup>2</sup>.

14. Визначається очікуваний ресурс передачі в годинах

$$T_p = \left( \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} \right)^8 \frac{C_n C_n * 10^7}{7200n}, \quad (6.23)$$

де  $\sigma_y$  – границя витривалості для клинових ременів, рівна 9...10 Н/мм<sup>2</sup>;

$n$  – число пробігів ременя;

$C_n$  – коефіцієнт, що враховує вплив передатного відношення:

$$\begin{array}{ccc} \text{при } i_p = & 1 & 2 & 4 \\ C_n = & 1 & 1,7 & 1,9; \end{array}$$

$C_n$  – коефіцієнт, що враховує мінливість навантаження: при постійному навантаженні  $C_n = 1$ , при навантаженні, що змінюється –  $C_n = 2$ ;

Мінімальна нормативна довговічність ременів кривошипних пресів повинна бути не менш 4000 годин.

### Приклад 30. Виконати розрахунок клиноремінної передачі КГШП зусиллям 25 МН.

Початкові дані:

Номінальне зусилля  $P_n$ , МН – 25;

Номінальна потужність двигуна  $N_n$ , кВт – 125;

Номінальна частота обертів двигуна за хвилину  $n_d$  – 970;

Номінальна частота обертів маховика за хвилину  $n_m$  – 310.

Рішення

Розрахункове передатне відношення клиноремінної передачі по формулі (6.8) складає

$$i_{pp} = \frac{970}{310} = 3,129.$$

Максимальне передатне відношення для таких передач становить 7, тому розраховане відношення цілком допустиме.

По табл. 6.17 для переданої потужності 125 кВт рекомендується використовувати ремені типу Г по ГОСТ 1284.1–80. Для такого типу ременів найменший діаметр ведучого шківів  $D_{1min}$  становить 315 мм, висота ременя  $h_p$  складає 19 мм, площа поперечного перетину  $F_p = 476 \text{ мм}^2$ .

Діаметр веденого шківів – маховика визначено при розрахунку енергетики преса і він становить  $D_2 = 1780 \text{ мм}$ . В такому разі діаметр ведучого шківів по формулі (6.10) буде рівний

$$D_1 = \frac{1780}{3,129} = 568,866 \text{ мм}.$$

Із стандартного ряду рекомендованих діаметрів ведучих шківів по ГОСТ 1284.1–80 приймаємо діаметр  $D_1 = 560 \text{ мм}$ . Для підвищення довговічності ременів рекомендується приймати діаметр ведучого шківів на 2-3 номери більше ніж найменший, тому прийнятий діаметр шківів цілком задовольняє цю вимогу.

Дійсне передатне відношення з урахуванням прослизання ременів  $S_p = 0,01 \dots 0,04$  по формулі (6.11) становить

$$i_p = \frac{1780}{560(1 - 0,02)} = 3,243.$$

Відхилення передатного відношення становить

$$\Delta i = \frac{3,129 - 3,243}{3,129} 100\% = -3,656\%,$$

тобто не перевищує 4%.

Колова швидкість ременя по формулі (6.12) становить

$$V = \frac{101,578 \cdot 0,56}{2} = 28,442 \text{ м/с.}$$

Для ременів типу Г швидкість не повинна перевищувати 30 м/с, тобто умова міцності позначенню швидкості задовольняється. Для виготовлення шківів необхідно використовувати сталь 25Л або сталь 35Л.

Міжвісьова відстань при коефіцієнті передатного відношення  $k=1$  буде

$$A_0 = 1 \cdot 1780 = 1780 \text{ мм.}$$

Довжина ременя в такому разі становить

$$L_p = 2 \cdot 1780 + \frac{\pi}{2} (1780 + 560) + \frac{(1780 - 560)^2}{4 \cdot 1780} = 7445 \text{ мм.}$$

З стандартного ряду довжин ременів по ГОСТ 1284.1–80 приймається довжина ременя 7100 мм. В табл. 6.17 інтервал довжин ременів становить 3150...15000, тобто вибрана довжина задовольняє цю вимогу.

Коефіцієнти  $\Delta_1$  і  $\Delta_2$  дорівнюють

$$\Delta_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot (1780 + 560) = 3676 \text{ мм;}$$

$$\Delta_2 = 0,25(1780 - 560)^2 = 3,721 \cdot 10^5 \text{ мм}^2.$$

Дійсна міжвісьова відстань, що відповідає прийнятій довжині ременя становить

$$A_0 = 0,25 \left[ (7100 - 3676) + \sqrt{(7100 - 3676)^2 - 8 \cdot 3,721 \cdot 10^5} \right] = 1596 \text{ мм.}$$

Величина регулювання міжцентрової відстані у бік зменшення становить не менше  $0,015 \cdot 1596 = 23,933$  мм, а у бік збільшення –  $0,05 \cdot 1596 = 79,778$  мм. Округлюючи отримані значення, приймаються величини регулювання міжцентрової відстані  $1596_{-25}^{+80}$  мм.

Кут обхвату малого (ведучого) шківа по формулі (6.16) становить

$$\alpha_1 = 180 - \frac{1780 - 560}{1596} 57 = 136,417^\circ.$$

Кут обхвату перевищує найменше значення  $110^\circ$ .

Число пробігів ременя за 1 сек не повинно перевищувати  $10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$  і по формулі (6.17) становить

$$n = \frac{28442}{7100} = 4,006 \text{ с}^{-1}.$$

Для переданої потужності 125 кВт, типу ременя Г, колової швидкості 28,442 м/с та діаметру ведучого шківа 560 мм по графіках на рис. 6.6 знаходиться потужність, передана одним ремнем  $N_0 = 18 \text{ кВт}$ .

Коефіцієнт кута обхвату по формулі (6.19) становить

$$k_o = 1 - 0,003(180 - 136,417) = 0,869.$$

По табл. 6.16 при двох змінах роботи преса коефіцієнт режиму роботи ременів  $k_p$  становить 0,68.

Розрахункове число ременів по формулі (6.18) становить

$$Z_p = \frac{0,7 \cdot 125}{18 \cdot 0,869 \cdot 0,68} = 8,224.$$

Не зважаючи на дещо завелике значення числа ременів за рахунок деякого зниження їх довговічності можливо прийняти дійсне число ременів рівним 8.

Швидкісний коефіцієнт становить

$$k_v = 1,05 - \frac{28,442^2}{2000} = 0,646.$$

По табл. 6.17 коефіцієнт впливу відцентрових сил для ременів типу Г становить  $k_g = 0,028$ , а коефіцієнт жорсткості ременя  $c_p = 320 \text{ Н}$ .

В такому разі зусилля відтягування частини нового ременя по формулі (6.20) становить

$$Q = \frac{73,5 \cdot 125}{0,869^2 \cdot 0,68^2 \cdot 0,646 \cdot 8} + 1,75 \cdot 0,028 \cdot 28,442^2 + 62,5 \cdot 10^{-2} \cdot 320 = 5332 \text{ Н.}$$

Прогин ременя під дією цього зусилля по формулі (6.21) становить

$$f = 1,55 \cdot 10^{-2} \cdot 1596 = 24,731 \text{ мм.}$$

Початкова напруга від попереднього натягу ременів  $\sigma_0$  при числу пробігів менше 5 в сек становить  $1,5 \text{ Н/мм}^2$ .

Робоча напруга буде

$$\sigma_{\text{раб}} = \frac{125000}{2 \cdot 28,442 \cdot 476 \cdot 8} = 0,577 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруга вигину складає

$$\sigma_{\text{и}} = 90 \frac{19}{560} = 3,054 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруга від відцентрових сил дорівнює

$$\sigma_{\text{v}} = 1200 \cdot 28,442 \cdot 10^{-6} = 0,971 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким чином, напруга, що розтягує ремені становить

$$\sigma_{\text{p}} = 1,5 + 0,577 = 2,077 \text{ Н/мм}^2.$$

Максимальна напруга в перетині, що набігає на ведучий шків становить

$$\sigma_{\text{max}} = 2,077 + 3,054 + 0,971 = 6,101 \text{ Н/мм}^2.$$

Припустима напруга для клинових ременів становить  $9 \dots 10 \text{ Н/мм}^2$ , тобто умови міцності ременів витримуються.

Границі витривалості для клинових ременів становить  $\sigma_y = 9 \dots 10 \text{ Н/мм}^2$ . При передатному відношенні  $i_p = 3,243$  коефіцієнт впливу передатного відношення  $C_n$  приблизно дорівнює 1,8.

Коефіцієнт  $C_n$ , при мінливому навантаженні дорівнює 2.

В такому разі очікуваний ресурс ремінної передачі буде дорівнювати

$$T_p = \left( \frac{10}{6,101} \right)^8 \frac{1,8 \cdot 2 \cdot 10^7}{7200 \cdot 4,006} = 64990 \text{ год.}$$

Мінімальна довговічність ременів становить 4000 годин, тобто рекомендована довговічність передачі забезпечується.

### 6.6. Розрахунок приймальних і проміжних валів

Приймальні і проміжні вали (далі – просто проміжні, якщо не обговорено інше) пресів виготовляють зі сталей марки 45 з наступною нормалізацією і поліпшенням, 40Х и 40ХН із поліпшенням, 20Х с цементом і загартуванням. Як і для головних валів, при їхньому виготовленні особливу увагу приділяють заходам щодо зниженню концентраторів напруг, зв'язаних з наявністю на валах виточень, шліців, шпонкових канавок, отворів, малих радіусів округлень, шорсткості поверхні і т. д.

Розрахунку проміжних валів передують побудова кінематичної схеми преса, визначення передатних відносин по ступенях приводу і розрахунок клиноремінної і зубчастих передач, двигуна і маховика.

Після ескізної розробки конструкції вала визначаються розрахункові навантаження, будуються епюри моменту, що крутить, і згинальних моментів і визначаються небезпечні перерізи, які перевіряються на статичну міцність і на витривалість. Для довгих і багато опорних валів іноді перевіряють величину припустимого прогину (перевірка на жорсткість). Вали розглядають як балки на шарнірних опорах. Діючі навантаження і реакції в опорах вважають зосередженими, а точки додатка рівнодіючих приймають посередині маточин коліс маховика й опор. Таке допущення обґрунтоване тим, що в більшості приводів пресів довжина опори порівнянна з її діаметром.

Попередні розміри вала визначаються при компонуванні механізмів приводу, при цьому найменший попередньо передбачуваний діаметр  $d$  вала визначається з розрахунку на чисте крутіння зі зменшеними напруженнями, що допускаються:

$$d = 3 \sqrt{\frac{M_{\text{max}}}{0,2\tau_{\text{к}}}}, \quad (6.24)$$

де  $M_{\text{max}}$  – максимальний крутильний момент, на валу;

$\tau_k$  – напруга, що допускається, на крутіння (для сталей 40 і 45  $\tau_k = 30 \dots 40$  МПа).

Інші розміри вала визначаються з урахуванням посадок коліс, підшипників і т.д. Усі лінійні розміри вала округляються до найближчих переважних чисел за ГОСТ 6636–60.

### Розрахункові навантаження

У залежності від кінематичної схеми приводу на прийомний вал діють наступні зовнішні навантаження:

- крутильний момент;
- сила нормального тиску на зуби коліс;
- сила натягу ремінної передачі;
- реакції опор.

Крутильні моменти на відповідних валах визначаються з обліком ККД і передатних відносин ступенів

$$M_i = \frac{M_{k \max}}{i_1 i_2 \dots i_n \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n}, \quad (6.25)$$

де  $M_{k \max}$  – максимальний крутильний момент на головному валу;

$i_1, i_2 \dots i_n$  – передатні відносини ступенів передач, починаючи від головного вала;

$\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$  – ККД відповідних ступенів передач з урахуванням втрат у підшипниках. Для підшипників ковзання  $\eta = 0,96$ , для підшипників кочення  $\eta = 0,98$ .

Колова сила, на зубчатому колесі, тобто сила, діюча на вал

$$F_{30} = \frac{2M_i}{d_o} = \frac{2M_i}{m_{ni} \cdot z_i}. \quad (6.26)$$

Радіальна сила, діюча на вал з боку зубчатого колеса

$$F_{3p} = F_{30} \operatorname{tg} \alpha_{ш}, \quad (6.27)$$

Тут позначено:

$M_i$  – крутильний момент на відповідному колесі;

$d_o$  – діаметр початкового кола колеса;

$m_{ni}$  – нормальний модуль зачеплення колеса;

$z_i$  – число зубів колеса.

Сила попереднього натягу пасової передачі визначається по наближеній формулі

$$P_p = 2\sigma_o F_p Z_p, \quad (6.28)$$

де  $\sigma_o$  – початковий натяг ременів, прийнятий рівним  $0,9 \dots 1,5$  МН/м<sup>2</sup> відповідно до рекомендацій в п. 6.5;

$F_p$  – площа перетину клинового ременя;

$z_p$  – число ременів.

Зусилля від пасової передачі вважається спрямованим по лінії, що з'єднує центри шківів.

Реакції в опорах валів визначаються за відомими правилами механіки. При цьому враховуються напрямки сил у просторі, зв'язані з різним розташуванням щодо вертикальної осі вала зубчастих і клиноремінної передач. Після розрахунку навантажень і реакцій будуються епюри згинаючих і крутильних моментів і визначаються кілька небезпечних перетинів.

### Розрахунок валів на статичну міцність

Розрахунок небезпечних перерізів вала на статичну міцність виконується за умовою забезпечення коефіцієнту запасу статичної міцності

$$n_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_{\text{екв}}} \geq [n]_c, \quad (6.29)$$

де  $\sigma_m$  – границя текучості матеріалу вала (МПа), приймається по табл. 6.18

Таблиця 6.18

#### Механічні властивості матеріалів проміжних валів

Марка сталі	Діаметр вала	Твердість, НВ	$\sigma_e$	$\sigma_m$	$\sigma_{-1u}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$		
			МПа							
45	До 120	240	800	550	350	210	0,1	0,05		
	За 120	200	560	280	250	150				
40X	До 120	270	900	750	410	240				
	120–200	240	800	650	360	210				
40XH	До 200	270	920	750	420	250				
	За 200	240	820	650	360	210				
20X	120	197	650	400	300	160			0,05	
30XГТ	До 120	320	1150	950	520	310			0,15	0,1
	За 120	270	950	750	450	260	0,1	0,05		

$\sigma_{\text{экв}}$  – еквівалентна напруга, обумовлена по енергетичній теорії міцності

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2}; \quad (6.30)$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0,1d^3}; \quad (6.31)$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3}. \quad (6.32)$$

$\sigma_{\text{max}}$  – максимальна напруга від вигину;  
 $\tau_{\text{max}}$  – максимальна напруга від крутіння;  
 $d$  – діаметр вала в розрахунковому перетині;  
 $W_u, W_{кр}$  – відповідно, момент опору вигину і крутінню перетину;  
 $[n]_c$  – мінімально припустимий статичний запас міцності, прийнятий рівним 1,4...1,6;

$M_u$  і  $M_{кр}$  – відповідно, моменти що згинає і крутить в розрахунковому перетині, причому згинальний момент визначається як векторна сума згинальних моментів у вертикальній  $M_{ув}$  і горизонтальній  $M_{уц}$  площинах

$$M_u = \sqrt{M_{ув}^2 + M_{уц}^2}.$$

Для суцільного круглого перетину моменти опору визначаються по формулах

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32}, \quad W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16}.$$

### Розрахунок валів на витривалість

Розрахунок вала на витривалість виконується для перетинів вала з найбільшою ймовірною концентрацією напруг, що у загальному випадку можуть не збігатися з небезпечними переріз при розрахунку вала на статичну міцність.

Як головні вали, так і приймальні вали на витривалість розраховуються по приведеному коефіцієнті запасу міцності

$$n_e = \frac{0,2d^3\sigma_{-1u}}{k_3 \sqrt{M_u^2 \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \right)^2 + 0,75M_{кр}^2 \left( \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \right)^2}} \geq [n_e]. \quad (6.33)$$

Допустима напруга на втому визначається по табл. 6.18.

Коефіцієнт еквівалентного навантаження  $k_3$ , визначається також як і для головного вала (табл. 5.9).

Ефективні коефіцієнти концентрації нормальних  $k_\sigma$  і дотичних  $k_\tau$  напруг визначаються по табл. 6.19, 6.20 і 6.21 у залежності від виду концентратора напруг і механічних властивостей сталей. При декількох концентраторах напруг для того самого перетину враховують той, для якого величина  $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$  чи  $k_\tau/\varepsilon_\tau$  більше.

Для шліцьових валів коефіцієнти концентрації напруг приймаються рівними  $k_\sigma = 1,35...1,75$ ;  $k_\tau = 2,1...2,8$ . Більші значення приймаються для більш важких серій. Моменти опору перетини визначаються по формулах

$$W_u = \xi W_{ум}, \quad W_{кр} = 2W_{ум}.$$

Тут позначено:

$W_{ум}$  – момент опору суцільного круглого перетину внутрішнім діаметром  $d$ ;

$d$  – внутрішній діаметр шліцьової ділянки вала;

$\xi$  – поправочний коефіцієнт: для легкої серії  $\xi = 1,09-1,16$ ; для середньої  $\xi = 1,14-1,27$ ; для важкої  $\xi = 1,14-1,39$ .

Таблиця 6.19

Ефективні коефіцієнти концентрації нормальних напруг  $k_\sigma$  для ступінчастих валів з галтелями

D/d	r/d	$k_\sigma$ для валів із стали, що мають $\sigma_s$ , МПа					
		<500	600	700	800	900	>1000
1,1–1,2	0	2,85	3,10	3,39	–	–	–
	0,02	2,18	2,34	2,51	2,68	2,89	3,10
	0,04	1,84	1,92	1,97	2,05	2,13	2,22
	0,06	1,71		1,76		1,84	
	0,08	1,56		1,59		1,64	
	0,10	1,48		1,51		1,54	
	0,15	1,35		1,38		1,41	
	0,20	1,27		1,30		1,34	
1,2–2	0	3,20	3,50	3,85	–	–	–
	0,02	2,40	2,60	2,80	3,00	3,25	3,50
	0,04	2,00	2,10	2,15	2,25	2,35	2,45
	0,06	1,85		1,90		2,00	
	0,08	1,66		1,70		1,76	
	0,10	1,57		1,61		1,64	
	0,15	1,41		1,45		1,49	
	0,20	1,32		1,36		1,40	

Масштабні фактори  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$  вибираються по табл. 6.22.

Коефіцієнт  $\beta$ , що враховує стан поверхні визначається по формулі

$$\beta = \beta_1 \beta_2,$$

де  $\beta_1$  – коефіцієнт зниження міцності, вибирається по табл. 6.23;

$\beta_2$  – коефіцієнт зміцнення, вибирається по табл. 6.24.

Коефіцієнти  $\psi_\sigma$  і  $\psi_\tau$ , враховуючі чутливість металу до асиметрії циклу, визначаються по таблиці 6.18.

Таблиця 6.20

**Ефективні коефіцієнти концентрації дотичних напруг  $k_\tau$  для ступінчастих валів з галтелями**

$D/d$	$r/d$	$k_\tau$ для валів із сталі, що має $\sigma_s$ , МПа			
		< 700	800	900	> 1000
1,1–1,2	0	1,85	2,04	2,18	2,37
	0,02	1,59	1,67	1,74	1,81
	0,04	1,39	1,45	1,48	1,52
	0,06	1,30	1,33	1,37	1,39
	0,08	1,22	1,26	1,30	1,31
	0,10	1,19	1,21	1,24	1,26
	0,15	1,11	1,14	1,15	1,18
	0,20	1,08	1,10	1,16	1,15
1,2–2	0	2,15	2,40	2,60	2,85
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,10
	0,04	1,53	1,60	1,65	1,70
	0,06	1,40	1,45	1,50	1,53
	0,08	1,30	1,35	1,40	1,42
	0,10	1,25	1,28	1,32	1,35
	0,15	1,15	1,18	1,20	1,24
	0,20	1,10	1,14	1,16	1,20

**Примітка:** У таблицях 6.19 і 6.20 позначено відповідно  $D$  і  $d$  – більший і менший діаметри вала;  $r$  – радіус галтелі.

Таблиця 6.21

**Ефективні коефіцієнти концентрації напруг для валів зі шпонковою канавкою**

Межа міцності сталі $\sigma_B$ , МПа	< 500	600	700	800	900	> 1000
$k_\sigma$	1,50	1,62	1,75	1,82	1,90	2,00
$k_\tau$	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1

Таблиця 6.22

**Масштабні фактори  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$**

Вид деформації і метал	$d$ , мм			
	50	70	100	200
Вигин для вуглецевої сталі $\varepsilon_\sigma$	0,82	0,76	0,70	0,61
Вигин для легованої сталі $\varepsilon_\sigma$ і крутіння для всіх сталей $\varepsilon_\tau$	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблиця 6.23

**Коефіцієнт зниження міцності  $\beta_1$**

Вид обробки	Межа міцності $\sigma_s$ , МПа		
	400	800	1200
Тонке шліфування	1		
Чистове шліфування і тонке обточування	0,95	0,90	0,80
Обдирання	0,85	0,80	0,65

Таблиця 6.24

**Коефіцієнт зміцнення  $\beta_2$**

Вид обробки	Межа міцності $\sigma_s$ , МПа	$\beta_2$		
		Гладкі вали	Вали с концентраторами	
			$k_\sigma \leq 1,5$	$k_\sigma > 1,5$
Гартування з нагрівом СВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	–	–
Азотування	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Цементация	400...600	1,8...2,0	–	–
	700...800	1,4...1,5	–	–
	1000...1200	1,2...1,3	–	–
Наклеп, накатка роликками	600...1500	1,1...1,3	1,3...1,6	1,7...2,1

Припустимий коефіцієнт запасу міцності вала  $[n_\sigma]$  приймається рівним 1,1...1,3 для універсальних пресів, 1,4...1,6 для пресів-автоматів.

**Приклад 31. Виконати розрахунок приймального валу ГKM зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля $P_n$ , МН	– 12,5;
Приведене плече тертя крутильного моменту $t_k^H$ , мм	– 52,4;
Передатне відношення зубчатої передачі $i_3$	– 6,15;
Число зубів шестерні $t_n$	– 14;
Нормальний модуль зачеплення $t_n$ , мм	– 26;
Вага муфти і маховика $G$ , Н	– 71500;
Матеріал валу	– сталь 40ХН.

Рішення

Розрахункова схема приймального валу показана на рис. 6.8. На лівій консолі валу розташована зубчата шестерня, а на правій консолі валу розташована муфта і маховик вагою  $G$ .

Крутильний момент, який передається валом визначається по формулі (6.25)

$$M_{кр} = \frac{P_n \cdot t_k^H}{i_3 \cdot \eta_3} = \frac{12500000 \cdot 0,0524}{6,15 \cdot 0,95} = 1,121 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

ККД зубчатої передачі тут прийнято рівним 0.95.

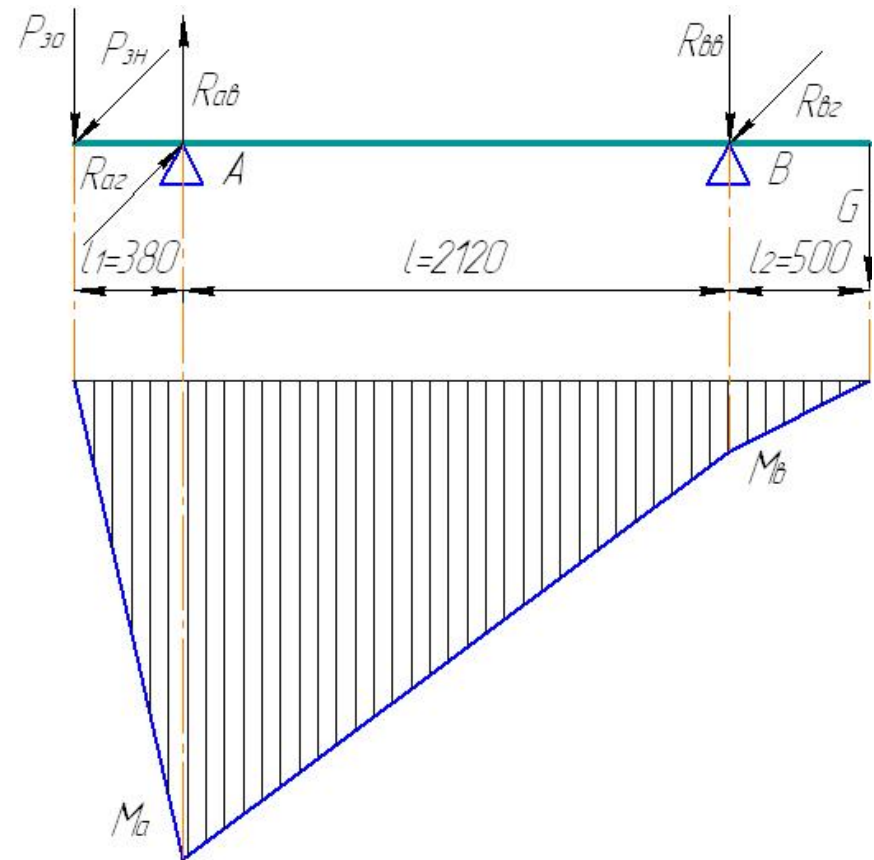
Попередній діаметр валу в небезпечному перетині визначається по формулі (6.24)

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,121 \cdot 10^5}{0,2 \cdot 35 \cdot 10^6}} = 0,25207 \text{ м}.$$

Максимальна напружка на крутіння для сталі 40 ХН становить 35 МПа. Прийнято діаметр валу в небезпечному перетині 260 мм.

Колове зусилля на шестерні становить по формулі (6.26)

$$P_{30} = \frac{2 \cdot 1,121 \cdot 10^5}{0,026 \cdot 14} = 6,16 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$



**Рис. 6.8.** Розрахункова схема приймального валу і епора згинального моменту

Радіальна сила тиску на вал по формулі (6.26) буде

$$P_{3n} = 6,16 \cdot 10^5 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2,242 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Силу попереднього натягу ремінної передачі можна не враховувати, вважаючи її мале значення в порівнянні з вагою маховика і муфти.

Реакції в опорах валу визначаються по відомим правилам статичної рівноваги відносно двох точок опори.

Реакції в вертикальній і в горизонтальній площині в опорі B відповідно становлять:



$$R_{\text{ев}} = \frac{P_{30} \cdot l_1 - G(l+l_2)}{l} = \frac{6,16 \cdot 10^5 \cdot 0,38 - 7,15 \cdot 10^4(2,12 + 0,5)}{2,212} = 22050 \text{ Н};$$

$$R_{\text{ез}} = \frac{P_{3н} \cdot l_1}{l} = \frac{2,242 \cdot 10^5 \cdot 0,38}{2,212} = 40190 \text{ Н}.$$

Реакції в вертикальній і в горизонтальній площині в опорі А відповідно становлять:

$$R_{\text{ав}} = P_{30} + R_{\text{ев}} + G = 6,16 \cdot 10^5 + 2,205 \cdot 10^5 + 0,715 \cdot 10^5 = 7,095 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$R_{\text{аз}} = P_{3н} + R_{\text{ез}} = 2,242 \cdot 10^5 + 40190 = 2,644 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Згинальний момент в опорі А в вертикальній і горизонтальній площині відповідно становить:

$$M_{\text{ав}} = P_{30} l_1 = 6,16 \cdot 10^5 \cdot 0,38 = 2,341 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{аз}} = P_{3н} l_1 = 2,242 \cdot 10^5 \cdot 0,38 = 0,852 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Загальний згинальний момент в опорі А становить

$$M_a = \sqrt{M_{\text{ав}}^2 + M_{\text{аз}}^2} = \sqrt{2,341^2 \cdot 10^{10} + 0,852^2 \cdot 10^{10}} = 2,491 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Згинальний момент в горизонтальній площині в опорі В відсутній, а згинальний момент в вертикальній площині в опорі В становить

$$M_{\text{ев}} = G \cdot l_2 = 71500 \cdot 0,5 = 35750 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким чином, небезпечним перетином валу є перетин А, напруга вигину в якому по формулі (6.31) становить

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_a}{0,1d^3} = \frac{2,491 \cdot 10^5}{0,1 \cdot 0,26^3} = 1417,26 \cdot 10^5 \text{ Па} = 141,727 \text{ МПа}.$$

Максимальна напруга від крутіння по формулі (6.32) дорівнює

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d^3} = \frac{1,121 \cdot 10^5}{0,2 \cdot 0,26^3} = 318,93 \cdot 10^5 \text{ Па} = 31,893 \text{ МПа}.$$

По енергетичній теорії міцності еквівалентна напруга в небезпечному перетині становить по формулі (6.30)

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{141,727^2 + 31,893^2} = 142,063 \text{ МПа}.$$

Для матеріалу валу сталь 40 ХН по табл. 6.18 границя текучості  $\sigma_T$  становить 650 МПа. Тоді коефіцієнт запасу по статичній міцності валу по формулі (6.29) буде

$$n_T = \frac{650}{142,063} = 4,575.$$

Мінімально припустимий запас міцності  $[n]_c$  становить 1,4...1,6, тому умова статичної міцності витримується.

Вважаючи перетин А найбільш небезпечним і по концентрації напруг, визначається приведений коефіцієнт запасу міцності по формулі (6.29).

По табл. 6.18 для матеріалу валу сталь 40 ХН допустима напруга витривалості на вигин  $\sigma_{-1и}$  становить 360 МПа, границя міцності  $\sigma_s$  дорівнює 820 МПа, коефіцієнти чутливості до асиметричного циклу  $\psi_\sigma = 0,1$  і  $\psi_\tau = 0,05$ .

Коефіцієнт еквівалентного навантаження по табл. 5.9 для машини IV групи при ресурсі роботи не менше 30 тис. годин і 10 вмиканнях за хвилину становить 0,61.

Головним концентратором напруг в небезпечному перетині вважається радіус переходу розрахункового діаметру в діаметр вільної частини валу. Співвідношення діаметру опори і сусідньої вільної частини валу становить 1,1. Відношення радіусу галтелі до розрахункового діаметру дорівнює 0,06. В такому разі коефіцієнт концентрації нормальних напруг  $k_\sigma$  по табл. 6.19 при  $\sigma_s = 820$  МПа становить 1,77, а коефіцієнт концентрації дотичних напруг  $k_\tau$  по табл. 6.20 становить 1,34.

Масштабні фактори  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$  визначаються по табл. 6.22 для легованої сталі і діаметру перетину більше 200 мм  $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,52$ .

Коефіцієнт зниження міцності  $\beta_1$  по табл. 6.23 для межі міцності  $\sigma_s = 820$  МПа і тонкого шліфування поверхні валу в перетині дорівнює 1. Коефіцієнт зміцнення  $\beta_2$  по табл. 6.24 для валу з концентраторами при  $k_\sigma > 1,5$ , гартуванні валу СВЧ і межею міц-

ності  $\sigma_s = 820$  МПа становить 2,8. Тоді коефіцієнт, що враховує стан поверхні буде  $\beta = 1 \cdot 2,8 = 2,8$ .

Таким чином, приведений коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на витривалість по формулі (6.33) становить

$$n = \frac{0,2 \cdot 0,26^3 \cdot 360 \cdot 10^6}{0,61 \cdot 10^5 \sqrt{2,491^2 \cdot 1,316 + 0,75 \cdot 1,121^2 \cdot 0,97}} = 6,891.$$

Вирази в дужках в формулі (6.33) становлять відповідно:

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma = \frac{1,77}{0,52 \cdot 2,8} + 0,1 = 1,316;$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau = \frac{1,34}{0,52 \cdot 2,8} + 0,05 = 0,97.$$

Припустимий коефіцієнт запасу міцності для універсальних пресів дорівнює 1,1...1,3, тобто умова міцності на витривалість витримується.

### 6.7. Розрахунок підшипників прийомних і проміжних валів

Прийомні і проміжні вали найчастіше встановлюють на підшипниках кочення, розрахунок яких практично не відрізняється від розрахунку аналогічних підшипників загального призначення.

При необхідності збільшення жорсткості опори встановлюють два підшипники в одній опорі, однак у будь-якому випадку при розрахунку приймається одна точка опори, розташована по середині цапфи вала.

Перевірочний розрахунок підшипника виконується по величині приведенного радіального навантаження

$$Q = (k_k R + mA) k_\sigma k_\tau \leq Q_{np}, \quad (6.34)$$

де  $k_k$  – кінематичний коефіцієнт: при обертанні внутрішнього кільця підшипника  $k_k=1$ ; при обертанні зовнішнього кільця для сферичних підшипників  $k_k=1,1$ ; для всіх інших підшипників  $k_k=1,35$ ;

$R$  – радіальне навантаження на підшипник;

$m$  – коефіцієнт, що залежить від типу підшипника, вибирається по табл. 6.25;

$A$  – осьове навантаження;

$k_\sigma$  – динамічний коефіцієнт, що залежить від характеру навантаження на підшипник; для універсальних пресів  $k_\sigma=1$ ; для пресів-автоматів і спеціалізованих вирубних пресів  $k_\sigma=1,3 \dots 1,8$ ;

$k_\tau$  – температурний коефіцієнт, що залежить від температури підшипника, вибирається по табл. 6.26;

$Q_{np}$  – припустиме статичне навантаження підшипника, що вказується в стандарті на підшипник.

Таблиця 6.25

Тип підшипника	Коефіцієнт $m$			При осьовому навантаженні
	Відношення $R/A$			
	За 2	2	1	
Шарикові:				
однорядні серій 200, 300, 400	1,5	1,7	1,9	2,0
сферичні легкої серії	4,5	5,2	4,6	6,1
сферичні середньої серії	4,0	4,6	5,0	5,4
сферичні широкої серії	2,5	2,9	3,1	3,4
радіально-упорні однорядні	1,5	1,8	1,9	2,0
Роликові:				
сферичні двохрядні легкої серії	4,5	5,2	5,6	6,1
сферичні двохрядні середньої серії	3,5	4,0	4,4	4,7
конічні легкої серії	1,5	1,7	1,9	2,0
конічні середньої серії	1,8	2,1	2,2	2,4
радіально-упорні	0,7			

Підшипник перевіряється за коефіцієнтом працездатності

$$C = Q(nh)^{0,3} \leq C_{np}, \quad (6.35)$$

де  $n$  – число оборотів підшипника в хвилину;

$h$  – число годин роботи підшипника, прийняте від 5000 до 30000 годин у залежності від важливості вузла;

$C_{np}$  – припустимий коефіцієнт працездатності підшипника, що вказується в стандарті на підшипник.

Таблиця 6.26

Робоча температура підшипника, °С	Температурний коефіцієнт $k_\tau$						
	<100	125	150	175	200	225	250
$k_\tau$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,15	1,35	1,4

Швидкість обертання валів у підшипниках кочення обмежується стійкістю сепаратора, нагріванням і динамічними навантаженнями

$$V = 0,5\omega d_g \leq V_{np}, \quad (6.36)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість вала;

$d_g$  – діаметр шийки вала.

Гранична лінійна швидкість шийки вала складає для підшипників зі штампованими сепараторами  $V_{np} = 15...20$  м/с; для підшипників з масивними сепараторами  $V_{np} = 20...25$  м/с; для конічних підшипників  $V_{np} = 8...13$  м/с; .

При конструюванні і розрахунку підшипників валів варто враховувати наступне:

Заміна однорядного радіального підшипника на радіально-упорний дозволяє збільшити припустиме радіальне навантаження на 20...40 %, а при заміні циліндричного чи конічного на роликів – на 40...80 % і більш. Середнє підвищення вантажопідйомності при заміні вузьких підшипників широкими для легкої і середньої серій складає 10...50 %.

Коефіцієнт тертя кочення збільшується для обліку неточностей виготовлення й обробки посадкових місць, монтажу, забруднення і складає для шарикопідшипників 0,015; для роликів підшипників 0,03.

## 6.8. Розрахунок планетарного приводу кривошипних пресів

Планетарні механізми використовуються в приводі кривошипних пресів з двоякою ціллю. З одного боку планетарний привід з збільшеним передатним відношенням успішно замінює проміжну зубчасту циліндричну передачу з меншим відношенням. З другого боку, планетарні механізми використовуються як складова частина системи вмикання преса, і в цьому і полягає їх головна перевага. По-перше, витрати енергії на вмикання такого приводу розподіляються на витрати при вмиканні, і витрати при вимиканні приводу, причому найбільші витрати при вимиканні відбуваються після робочого ходу в кінці холостого ходу назад, що забезпечує більші енергетичні можливості приводу. По-друге, загальна величина витрат енергії на вмикання і вимикання приводу в порівнянні з традиційними системами вмикання значно (в 3-5 разів) менше. Остання перевага особливо характерна для тих пресів, в яких муфта і гальмо встановлювались на проміжних валах. По-третє, в планетарних механізмах використовуються два гальма, умови роботи яких значно кращі, ніж умови роботи муфти, що значно збільшує ресурс їх роботи.

Розрахунок планетарного приводу кривошипного преса полягає в визначенні, насамперед, конструктивних розмірів головних зубчатих коліс, необхідних моментів гальм вмикання і вимикання, витрат енергії на вмикання і вимикання.

На стадії ескізного проектування виникає необхідність у визначенні деяких показників енергодинамічного режиму включення і зупинки. Проведення повного динамічного аналізу системи нераціональне, а часто і неможливо, через відсутність точних значень початкових даних. Необхідність в таких показниках виникає також при оцінці ефективності вибраної схеми приводу і його параметрів.

У таких випадках можна використовувати результати наближеного розрахунку основних енергодинамічних параметрів процесів включення і зупинки. Наближений розрахунок заснований на аналітичному вирішенні рівнянь математичної моделі приводу після введення додаткових допущень і передумов.

Розрахункові залежності для визначення тривалості періоду включення  $t_{In}$ , мінімальної кутової швидкості ведучої ланки  $a$  протягом періоду включення  $\omega_{амн.}$ , необхідного гальмівного моменту мають вигляд

$$t_{1n} = \frac{J_a j \omega_{an} p (1+z)}{M_{bp} (1+j_n)}; \quad (6.37)$$

$$\omega_{amn} = \frac{\omega_{an}}{1+j_n}; \quad (6.38)$$

$$M_{bp} \geq \frac{J_a j \omega_{an}^2 (1+z)^2}{\varphi_{bt} (1+j_n)(2+z)}; \quad (6.39)$$

Аналогічні залежності при зупинці приводу будуть

$$t_{1o} = \frac{J_a j \omega_{ao} (1+p)(1+z)}{M_{hp} (1+j_o)}; \quad (6.40)$$

$$\omega_{amo} = \frac{\omega_{ao}}{1+j_o}; \quad (6.41)$$

$$M_{hp} \geq \frac{J_a j \omega_{ao}^2 (1+z)^2}{\varphi_{ht} (1+j_o)(2+z)}; \quad (6.42)$$

де  $J_a$  – момент інерції ведучих частин приводу;

$j_n, j_o, j$  – відносні моменти інерції ведених частин

$$j_n = \frac{J_b}{J_a (1+p)^2}; \quad j_o = \frac{J_b}{J_a p^2}; \quad j = j_n + j_o + j_n j_o.$$

$J_b, J_h$  – моменти інерції ведених частин приводу;

$\omega_{an}, \omega_{ao}$  – відповідно, початкова кутова швидкість ланки  $a$  при включенні і зупинці;

$p = z_b/z_a$  – кінематичний параметр редуктора;

$z_b, z_a$  – відповідно, число зубів зовнішньої і внутрішньої шестерень редуктора;

$z$  – показник інтенсивності включення гальма. Середні значення показника  $z$  дорівнюють 0,2..1,2;

$M_{bp}, M_{hp}$  – необхідні гальмівні моменти, що забезпечують загальмовування ланок  $b$  і  $h$  відповідно на заданих кутах  $\varphi_{bt}$  і  $\varphi_{ht}$ .

Першорядним завданням при розрахунку планетарного приводу є раціональне розподіл загального передавального числа приводу. Розподіл передавального відношення приводу здійснюється за наслідками розрахунку критеріїв оптимальності параметрів,

якими можуть бути сумарна маса приводу і витрата енергії на включення та зупинку.

Загальна вага приводу представляється у вигляді:

$$G_{\Sigma} = 12,2 \cdot 10^{-5} \frac{M_{zm}}{[K_0]_R} \left( \frac{C_R x_R}{i_Z} + \frac{C_Z x_Z [K_0]_R}{i_Z [K_0]_Z} \right) \quad (6.43)$$

де  $M_{zm}$  – розрахунковий крутильний момент на головному валу;

$[K_0]_R$  – допустимий силовий фактор матеріалу зубчастих коліс планетарного редуктора;

$x_R$  – коефіцієнт, залежний від типу планетарного механізму і параметрів зачеплень;

$x_Z$  – коефіцієнт, залежний від конструкції зубчастих коліс

$$x_Z = \frac{i_Z + 1}{i_Z} (C_1 + C_2 i_Z^2);$$

$[K_0]_Z$  – допустимий силовий фактор матеріалу зубчастих коліс передачі;

$i_Z = d_2/d_1$  – передавальне відношення зубчастої передачі;

$d_1, d_2$  – відповідно діаметр ділильного кола провідного і веденого коліс;

$C_R, C_Z$  – коефіцієнт конструктивного виконання планетарного редуктора та зубчастої передачі;

$C_1, C_2$  – відповідно коефіцієнти конструктивного виконання ведучого і веденого коліс.

Для планетарних механізмів коефіцієнт  $x_R$  визначається по формулі

$$x_R = \frac{k_a + k_g n_{\omega} (p-1)^2 + k_b p^2}{n_{\omega} (p-1)},$$

де  $k_a, k_g, k_b$  – коефіцієнти конструктивного виконання зубчастих коліс редуктора;

$n_{\omega}$  – число сателітів;

Коефіцієнти конструктивного виконання  $k_a, k_g, k_b$  зубчастих коліс планетарного редуктора приймаються рівними одиниці для коліс із зовнішніми зубами і 0,3 – для коліс з внутрішніми зубами.

Величина  $M_{zm}/[K_0]_R$  є постійною для кожної КПМ, тому відношення  $G_{\Sigma} M_{zm}/[K_0]_R$  прямо пропорціональне загальній вазі

приводу і може бути прийнято як перший критерій оптимальності параметрів (по мінімуму ваги)  $R_G$

$$R_G = \frac{12,2 \cdot 10^{-5}}{i_Z} (C_R x_R + C_Z x_Z). \quad (6.44)$$

При порівняльному аналізі коефіцієнти  $C_R$  і  $C_Z$  приймаються рівними  $C_R=1, 2 \dots 2,6$ ,  $C_Z=1, 0 \dots 1,3$ , причому великих значень  $C_Z$  набувають при стрічкових гальмах, менші – при дискових. Коефіцієнти  $C_1$  і  $C_2$  зубчатої передачі рівні  $C_1=1,45 \dots 2,6$ ,  $C_2=0,36 \dots 0,44$ . Великих значень коефіцієнтів  $C_1$  і  $C_2$  набувають для передач з відносно вузькими зубчатими колесами (при  $\psi_2 \leq 0,15$ ).

На рис. 6.9 показана залежність критерію  $R_G$  від загального передавального відношення  $i_o$  і параметра редуктора  $p$ . Кожному значенню  $i_o$  відповідає одне поєднання  $p$  і  $i_Z$  (оскільки  $i_o = i_Z / (1 - p)$ ), при якому вага  $G_Z$  – найменша. Мінімальні значення критерію  $R_G$  на рисунку сполучені лінією  $S_G$ .

Витрата енергії на включення і зупинку можна визначити по формулі:

$$A = N_a [i_Z p (1 + p)]^2 \left( \sqrt[3]{\frac{1}{(p-1)i_Z}} \right)^5; \quad (6.45)$$

$$\text{де } N_a = \left( \sqrt[3]{M_{zm}} \right)^5 \omega_n^2 C_\epsilon \frac{(\psi_b^4 - 1) \pi \gamma \psi_a (1 + \kappa_j)}{314} \left( \sqrt[3]{\frac{2}{\psi_a n_\omega [K_o]_R}} \right)^5;$$

$\omega_n$  – номінальна кутова швидкість головного валу КПП;

$C_\epsilon$  – коефіцієнт конструктивного виконання зовнішньої шестерні;

$\gamma$  – щільність матеріалу коліс;

$\psi_a$  – відносна ширина колеса  $a$ ;

$\kappa_j$  – коефіцієнт співвідношення моментів інерції ведених мас

$$\kappa_j = J_n / J_o;$$

$\psi_b$  – відносна ширина колеса  $b$ ;

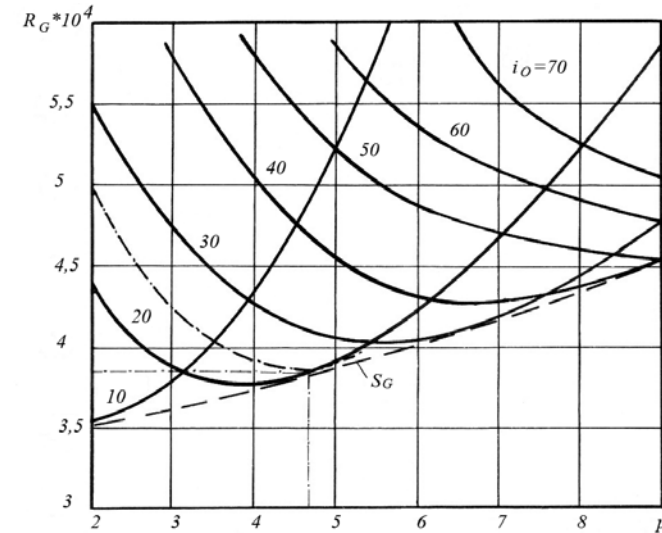


Рис. 6.9. Залежність критерію  $R_G$  від передавальних відношень приводу

При порівняльному аналізі постійна  $N_a$  не залежить від параметрів приводу і для кожної КПП є постійною. Тому відношення

$$R_A = \frac{A}{N_a} \quad (6.46)$$

є залежністю відносної витрати енергії на включення і зупинку ГВМу від параметрів приводу і приймається як другий критерій оптимальності параметрів  $R_A$ .

На мал. 6.10 показана залежність критерію  $R_A$  від параметра  $p$  при певному загальному передавальному відношенні  $i_o$ . З малюнка видно, що для кожного передавального відношення  $i_o$  існує єдине поєднання  $p$  і  $i_Z$ , при яких величина  $R_A$  буде найменша. Оптимальні значення параметра  $p$  знаходяться як координата точки перетину кривої  $R_A$  для відповідного значення  $i_o$  з лінією  $S_A$ , яка є лінією мінімальних значень критерію  $R_A$ .

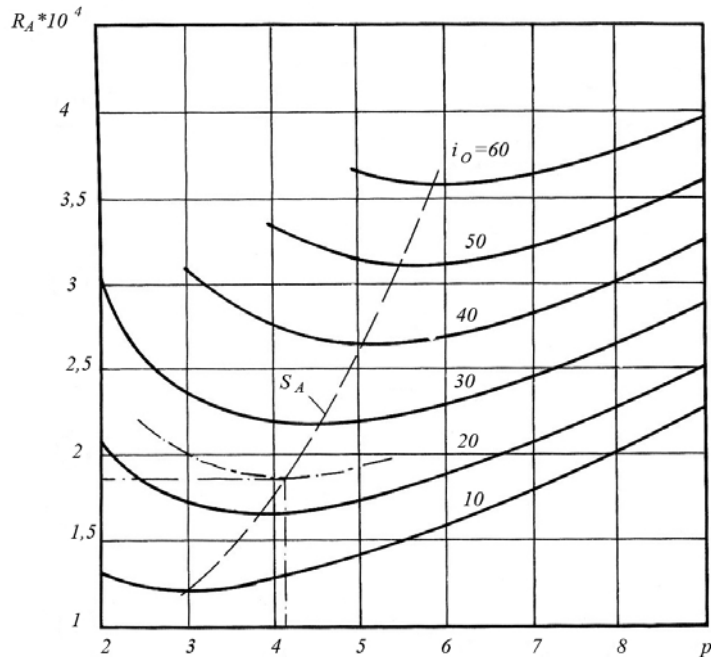


Рис. 6.10. Залежність критерію  $R_A$  від передавальних відношень приводу

Після визначення передавальних відношень приводу число зубів коліс редуктора визначається по наступних залежностях, отриманих після сумісного вирішення умови сусідства і збірки:

$$z_1 = \frac{g}{g+q} n_{\omega} A;$$

$$z_2 = \frac{q-g}{2(g+q)} n_{\omega} A;$$

$$z_3 = \frac{q}{g+q} n_{\omega} A.$$

де  $A$  – довільне ціле число;

$q, g$  – найменші цілі числа, відношення яких дорівнює передавальному відношенню редуктора.

## РОЗДІЛ 7 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ І ГАЛЬМ

### 7.1. Передумови розрахунку

Розрахунок муфт і гальм кривошипних пресів є важливою частиною розрахунків преса, тому що від правильності вибору параметрів системи вмикання залежать значною мірою як загальні параметри працездатності преса, так і умови роботи багатьох вузлів і систем, насамперед привода.

Розрахунок муфт, гальм і системи керування варто робити спільно, тому що деякі параметри цих вузлів взаємозалежні.

Розрахунок систему вмикання повинні передувати загальний розрахунок і компоновання привода преса, тобто повинні бути визначені:

- структура привода преса;
- максимальний крутильний момент, на головному валу;
- передатні відносини всіх передач;
- розміри головного вала;
- розміри прийомних і проміжних валів;
- розміри зубчастих коліс;
- розміри клиноремінної передачі;
- потужність двигуна і момент інерції маховика;
- місце розташування муфти і гальма і т. д.

Для муфт і гальм виконують проектувальний чи перевірочний розрахунок.

При *проектувальному* розрахунку на підставі початкових даних визначають параметри системи вмикання. Проектувальний розрахунок виконується при проектуванні нових пресів, чи модернізації існуючих, коли відсутні аналоги чи дані для попереднього вибору параметрів.

При *перевірочному* розрахунку визначають ступінь досконалості системи вмикання, шляхом розрахунку передбачуваних експлуатаційних параметрів системи при заданих розмірах елементів. При необхідності, уточнюються початкові дані і розрахунок повторюється. Перевірочний розрахунок може бути спрощеним і уточненим. При спрощеному розрахунку вузол оцінюється по середнім

значеннях параметрів тертя, при уточненому – з урахуванням реальних умов навантаження.

Тип розрахунку при курсовому проектуванні встановлюється за узгодженням з керівником проекту.

## 7.2. Проектувальний розрахунок муфти і гальма

### 7.2.1. Вибір типу муфти і гальма

Муфти і гальма кривошипних пресів є відповідальними вузлами від яких в значній мірі залежить працездатність і ефективність роботи преса. До них ставлять високі вимоги, задоволення яких повинно забезпечуватись при виборі типу вузла. Основні вимоги наступні:

- надійність и безпечність роботи, котрі заключаються в гарантованому вмиканні і вимиканні, виключенню самовільного вмикання;
- швидкість спрацювання і легкість керування;
- довговічність і ремонтпригодність.

В дійсний час в сучасних пресах використовують багато різноманітних конструкцій муфт і гальм. Найбільше розповсюдження отримали фрикційні дискові муфти і гальма з пневматичним приводом.

Стрічкові і колодочні гальма сьогодні в системах вмикання кривошипних пресів практично не використовуються і тут не розглядаються.

В залежності від способу забезпечення взаємодії муфти і гальма розподіляються на роздільні и жорстко заблоковані. В перших вузлах взаємодія забезпечується системою керування, в другому – жорстким кінематичним зв'язком між муфтою і гальмом. В залежності від розташування опор вала муфти вони діляться на консольні і між опорні.

Вибір схеми муфти і гальма залежить від багатьох факторів, головними з яких є:

- тип привода преса и форма станини;
- габаритні розміри маховика и фрикційного вузла;
- зручність обслуговування і ремонту;
- місце установки вузла;
- вимоги техніки безпеки;

- особливості експлуатації преса заданого технологічного призначення і др.

При виборі схеми компоновки слід враховувати, що консольне розташування вузла значно полегшує його обслуговування. Однак для крупних пресів необхідно розвантажувати вал від ваги муфти. При між опорному розташуванні вузла обслуговування ускладнюється, однак забезпечується більш точна установка вала, покращуються умови роботи передач, підвищується безпечність в разі поломок.

Спеціальні конструкції вузлів дозволяють вирішувати деякі конструктивні питання. Наприклад, використання металевої діафрагми, дозволяє позбавитись від шліцьового з'єднання ведучих дисків і зносу манжет.

Жорстко заблоковані муфти і гальма слід використовувати тільки в швидкохідних пресах (число вмикань більше 60 в хвилину). Такі вузли мають один пневматичний циліндр, що зменшує металосмікність вузла і інерційність ведених частин. Підведення стислого повітря в них виконується через отвір в валу, що вимагає ретельного контролю за станом ущільнень.

Важливим питанням при проектуванні системи вмикання є вибір місця установки муфти і гальма. Великі габаритні розміри вузлів, які залежать від крутильного моменту и значні витрати енергії на вмикання, зростаючі з збільшенням швидкості обертання, являються суперечними факторами, які потребують ретельного аналізу.

Більш детальний аналіз і порівняння конструкцій вузлів систем вмикання розглядається в курсі «Ковальсько-штампувальне обладнання».

### 7.2.2. Вибір матеріалу пари тертя

Вибір фрикційного матеріалу залежить від умов експлуатації фрикційного вузла, типу преса й інших факторів. При легких умовах роботи (невелике число оборотів вала і невелике число включень) будь-який матеріал працює задовільно. Тяжкі умови роботи (великі листоштампувальні преси, КГШП, ГKM і ін.) вимагають ретельного вибору матеріалу, тому що від цього в значній мірі залежить працездатність, надійність і довговічність вузла.

Фрикційні матеріали, що використовуються в сучасному пресовому будівництві діляться на три групи: м'які, напівм'які і тверді.

М'які матеріали (63–7–67, 8–45–62 і др.) задовільно працюють при великих ударних навантаженнях і використовуються в дискових вузлах крупних пресів. Тверді матеріали (ретинакс ФК16Л, ФК24А і др.) в останній час використовують рідко із-за великої хрупкості і розтріскування при роботі. Найбільше розповсюдження отримали напівм'які матеріали (143–63, 143–66, козід і др.), які маючи високі експлуатаційні характеристики, відрізняються постійністю параметрів при змінах температури и тиску.

Орієнтовані рекомендації з вибору фрикційних матеріалів приведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

## Рекомендації з вибору фрикційних матеріалів

Тип преса	$P_n$ , МН	Місто установки вузла		
		Головний вал	Приймальний вал з числом оборотів в хвилину	
			$\leq 300$	$> 300$
Листоштампувальні, карбувальні преси, гільйотинні ножиці, пресножиці	До 1,25	Любі	Любі	143–66, ретинакс, козід
	Більше 1,6	–	8–45–62, 143–66	143–66, козід
КШГП, ГКМ, преси для холодного видавлювання	До 4	Феродо, 143–66	Феродо, ретинакс	143–66, ретинакс
	Більше 5	Феродо, 143–66, 8–45–62	143–66, ретинакс	–
Автомати і преси, працюючі в режимі безперервних ходів	Любі	Ретинакс чи 143–66		

Фрикційні елементи муфт і гальм виконуються у виді вставок чи накладок. Застосування вставок є досить ефективним напрямком зниження металоємності вузла, зменшення трудомісткості обслуговування. Однак для великих пресів їхнє застосування обмежується високими ударними навантаженнями в період вмикання і невисо-

кою міцністю. Необхідно враховувати, що застосування вставок виправдане тільки для тих вузлів, у яких їхня заміна не вимагає значного розбирання вузла, що забезпечується далеко не завжди.

Для нормальної роботи фрикційного вузла необхідно правильно вибрати матеріал протитіла. Найчастіше диски виготовляють зі сталі Ст5 чи сталі Ст3. У вузлах великих пресів застосовують чавун СЧ 21 чи СЧ 24. Для зменшення зносу фрикційних матеріалів рекомендується абразивна обробка і накатування робочих поверхонь дисків.

Розміри фрикційних накладок визначаються розрахунком. Товщина накладок дорівнює 10 мм. Основні розміри деяких вставок, застосовуваних у муфтах і гальмах, приведені в табл.7.2, а на рис. 7.1 показана їх форма.

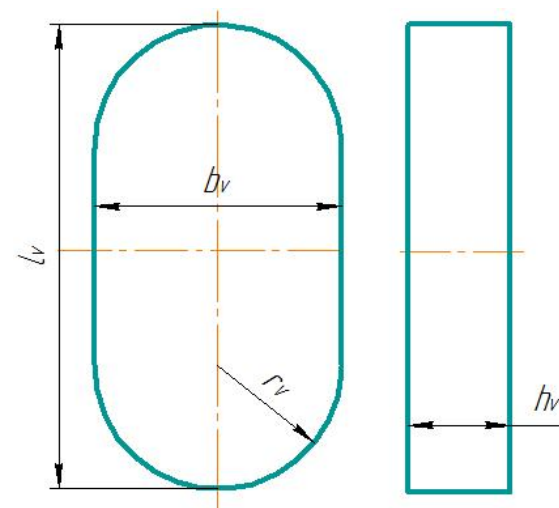


Рис. 7.1. Розміри овальних вставок



Таблиця 7.2

## Основні розміри вставок

Форма	Марка	Матеріал	$F_6$ , см <sup>2</sup>	Розміри, см				
				$h_6$	$l_6$	$b_6$	$r_6$	$d_6$
Овал	УД-1414	Ретинакс	81,6	3,5	11	9	4,5	–
	УД-1602	ФК16Л,	135,6	4,0	17	9	4,5	–
	УД-1830	ФК24А	58,3	4,0	11	6	3,0	–
	УД-1830А	8-45-62	58,3	4,0	11	6	3,0	–
	УД-1602А		135,6	4,0	17	9	4,5	–
	УА 3135	143-63	18,6	2,0	5,5	4	2,0	–
	УА 3141		37,3	2,0	7,5	6	3,0	–
	МН-1303	ФК24А	18,6	2,2	5,5	4	2,0	–
			37,3	2,6	7,5	6	3,0	–
			81,6	3,2	11,0	9	4,5	–
			221,7	3,6	18,0	15	7,5	–
			14,5	2,0	5,5	3	1,5	–
	75x40x30	63-7-67	22,5	3,0	7,5	4	2,0	–
	110x60x40		58,3	4,0	11,0	6	3,0	–
150x80x40	104,0		4,0	15,0	8	4,0	–	
200x110x50	194,0		5,0	20,0	11	5,5	–	
Круг	УД-1303		ФК24А, 143-66	50,3	3	–	–	–
		95,0		4	–	–	–	11

Характеристики фрикційних матеріалів приведені в табл. 7.3.

Таблиця 7.3

## Параметри фрикційних матеріалів

Параметр	Матеріал				
	Феродо	ФК 24А	143-66	8-45-62	63-7-67
Допустимий тиск на контакт $[q]$ , МПа	0,6	1,8	1,5	1,2	1,3
Приведений фактичний тиск $q_{\phi}$ , МПа	–	1...1,2	0,6	0,5	0,4
Критична поверхнева температура $[v]$ , 0С	150	190	190	160	170
Коефіцієнт тертя $\mu$ :					
для муфти	0,34	0,35	0,42	0,38	0,4
для гальма	0,34	0,32	0,42	0,42	0,44

У таблицях 7.4 і 7.5 приведені основні параметри фрикційних вузлів, що рекомендуються.

Таблиця 7.4

## Параметри фрикційної пари тертя

Фрикційний матеріал	Число оборотів вала муфти $n_m$ в хвилину	Робочий тиск $q$ , МПа		$k_{63}$	$\delta$
		муфта	гальмо		
Вставки	До 180	0,8...1,2	0,5...0,7	0,42	0,50
	180...400	0,6...1,0	0,4...0,6	0,52	0,52
	Більше 400	0,5...0,8	0,3...0,4	0,58	0,55
Накладки	До 180	0,6...0,9	0,4...0,6	1	0,45
	180...400	0,4...0,7	0,3...0,5		0,47
	Більше 400	0,3...0,5	0,2...0,3		0,50

*Примітка:* більші значення тиску приймаються для пресів зусиллям до 2 МН, менші – для пресів зусиллям понад 4 МН.

Таблиця 7.5

Вибір коефіцієнта форми  $\delta_{\phi}$ 

Форма матеріалу	$\delta = B/R$		
	до 0,4	0,4...0,6	більше 0,6
Накладки	1,02	1,03	1,04
Однорядне розташування вставок	овальні	1,1	1,11
	круглі	1,11	1,12

*Примітка:* при дворядному розташуванні вставок з перекриттям коефіцієнт форми дорівнює 1,1; без перекриття – 1,17.

У таблицях 7.4 і 7.5 позначено:

$k_{63}$  – коефіцієнт взаємного перекриття; для вузлів з накладками  $k_{63}=1$ , для вузлів з дискретним контактом

$$k_{63} = \frac{m_6 F_6}{\pi (R_n^2 - R_{6n}^2)};$$

$m_6$  – кількість вставок;

$F_6$  – площа поверхні тертя одної вставки;

$R_6$  – зовнішній радіус кільця тертя;

$R_{6n}$  – внутрішній радіус кільця тертя;

$\delta$  – відносна ширина кільця тертя,

$$\delta = \frac{B}{R_{cp}};$$

$B$  – ширина кільця тертя  $B = R_n - R_{вн}$ ;  
 $R_{ср}$  – середній радіус тертя  $R_{ср} = 0,5(R_n + R_{вн})$ ;  
 $\delta_\phi$  – коефіцієнт форми поверхні тертя.

$$\delta_\phi = \sqrt{1 + 0,25\delta}.$$

### 7.2.3. Розрахунковий момент муфти

Основною вимогою, пропонованим до муфт, є передача ними максимального моменту, що крутить, необхідного для здійснення технологічних операцій.

При відомому максимальному моменті, що крутить, на головному валу від технологічного навантаження  $M_{\max}$ , розрахунковий момент муфти дорівнює

$$M_{mp} = k_m \frac{M_{\max}}{i_m \eta_m}, \quad (7.1)$$

Таблиця 7.6

Показник моменту муфти  $k_m$

Тип преса	Число оборотів вала муфти $n_m$ у хвилину	
	більше 200	до 120
Для розподільних операцій	1,0	1,1
Для листового штампування:		
• преси простої дії	1,1	1,2
• витяжні преси	1,15	1,25
Для гарячого штампування	1,05	1,1
Для холодного об'ємного штампування:		
• преси для видавлювання	1,12	1,25
• карбувальні преси	1,1	1,15

де  $k_m$  – показник моменту муфти; для пресів-автоматів показник приймається рівним  $k_m = 1$ , для універсальних пресів визначається по табл. 7.6;

$i_m$  – передатне відношення між валом муфти і головним валом; якщо муфта встановлена на головному валу, то  $i_m = 1$ ;

$\eta_m$  – ккд передач між валом муфти і головним валом.

Якщо фрикційна муфта вмикання використовується в приводі преса і як запобіжник від перевантаження, то значення показника, що рекомендується, варто збільшити на 10 %.

### 7.2.4. Розрахунковий момент гальма

Розрахунковий момент гальма визначається з умови повної зупинки відомих частин привода і ГВМу за визначений кут повороту кривошипного вала  $\phi_m$  (град) – називаного кутом гальмування

$$M_{mp} = \frac{0,314 k_m J_2 n_m n_n}{\phi_m}, \quad (7.2)$$

де  $k_m$  – показник моменту гальма, задається в залежності від числа оборотів вала гальма по табл. 7.7;

$J_2$  – приведений момент інерції ведених частин приводу;

$n_m$  – число оборотів вала муфти і гальма;

$n_n$  – номінальне число ходів повзуна в хвилину.

Таблиця 7.7

Допоміжні коефіцієнти для розрахунку гальма

Число оборотів вала гальма $n_m$ у хвилину	Орієнтоване співвідношення $R_{ср.м}/R_{ср.г}$	Показник моменту гальма $k_m$
Більше 350	1,0	1,40
180...350	0,9	1,45
100...180	0,8	1,55
Менше 100	0,7	1,65

Примітка:  $R_{ср.м}$  – середній радіус поверхні тертя муфти;  $R_{ср.г}$  – середній радіус поверхні тертя гальма.

Для тихохідних пресів ( $n_n < 20$  хід/хв) кут гальмування визначається по формулі  $\phi_m = 0,7n_n$ . Для пресів, при роботі яких потрібно забезпечити час аварійної зупинки за визначений час  $t_{ав}$ , кут гальмування визначається по формулі

$$\phi_m < 1,5n_n t_{ав}. \quad (7.3)$$

Час спрацьовування пневматичної системи гальма при відключенні дорівнює

$$t_{ав} = [t_{ав}] - t_{кл},$$

де  $t_{кл}$  – час спрацьовування повітророзподільного клапана, приймається по табл. 7.8.

$[t_{ав}]$  – припустимий час аварійного відключення, визначається по табл. 7.9;

Кут гальмування  $\varphi_m$  (град) в будь-якому випадку не повинний перевищувати  $15^\circ$  повороту головного вала.

Таблиця 7.8

Орієнтувальні дані часу спрацювання повітророзподільного клапана  $t_{кл}$  в секундах

Діаметр умовного проходу $D_y$ , в мм	Повітророзподільні клапани з сервоприводом		Керовані повітряні головки			
			з пневмоприводом		з сервоприводом	
	1	2	1	2	1	2
15	0,05	0,03	–	–	–	–
20	0,07	0,03	–	–	–	–
25	0,08	0,04	–	–	–	–
32	0,10	0,05	0,08	0,05	0,10	0,07
40	–	–	0,12	0,06	0,14	0,09
50	–	–	0,15	0,07	0,18	0,10
70	–	–	0,18	0,08	0,21	0,11
80	–	–	0,20	0,09	0,25	0,12

*Примітка:* У таблиці позначено: 1 – звичайні; 2 – швидкодіючі пристрої.

### 7.2.5. Визначення середнього радіуса тертя

Середній радіус поверхні тертя визначається з умови передачі розрахункового моменту, що крутить.

$$R_{cp} = 54,33 \sqrt{\frac{M_{pac}}{\mu \delta_\phi t q \delta k_{\epsilon_3}}}, \text{ см.} \quad (7.4)$$

Тут  $M_{pac}$  – розрахунковий момент муфти (7.1) чи гальма (7.2) в МНм.

Число поверхонь тертя  $t$  залежить від конструкції і типу фрикційного матеріалу чи муфти гальма. Параметри тертя  $q$ ,  $k_{\epsilon_3}$ ,  $\delta$ ,  $\delta_\phi$  вибираються відповідно по табл. 7.4 і табл. 7.5.

У разі потреби забезпечення заданого терміну служби фрикційних елементів середній радіус визначається по формулі

$$R_{cp} = 41,8 \sqrt{N \cdot 10^{-12} \frac{J_L J_2 n_M^2 a_R}{h^* \delta k_{\epsilon_3} t}}, \text{ см.} \quad (7.5)$$

Число циклів вмикання  $N$  рекомендується приймати не менш  $(3 \dots 7) \cdot 10^6$ .

Таблиця 7.9

Орієнтовані дані часу відключення

Тип преса	$t_{ав}$ , с	
	1	2
Для розподільних операцій:		
• ножиці листові	0,14...0,18	0,18...0,22
• преси для різки заготовок	0,25...0,30	0,25...0,30
• преси обрізні	0,20...0,26	0,30...0,35
Для листового штампування:		
• відкриті одно кривошипні зусиллям до 1 МН	0,14...0,18	0,20...0,24
• відкриті одно і двох кривошипні зусиллям більше 1 МН	0,20...0,24	0,18...0,22
• преси закриті одно кривошипні	0,26...0,30	0,30...0,35
• преси закриті двох і чотирьох кривошипні	0,30...0,35	0,32...0,38
• автомати	–	0,12...0,18
Для гарячого штампування	0,25...0,30	0,25...0,30
Для холодного об'ємного штампування:		
• преси для видавлювання	0,26...0,30	0,30...0,35
• карбувальні преси	0,20...0,24	0,26...0,30
• автомати	–	0,16...0,20

*Примітка:* Менші значення приймаються для пресів з числом ходів  $n_n$  понад 120 у хвилину, більші – для пресів з  $n_n$  менше 40 ходів у хвилину.

У таблиці 7.9 позначено:

1. Розташування пристроїв, що включають, на бічних чи стійках на передній панелі;
2. Розташування пристроїв, що включають, на виносному пульті.

Момент інерції веденої частини привода на цій стадії проектного розрахунку невідомий, тому його визначають по емпіричній формулі

$$J_2 = \gamma_m J_{np} \quad (7.6)$$

де  $\gamma_m$  – відносний момент інерції ведених частин муфти, рівний 1,7...2,8, причому більші значення приймаються для менших оборотів вала муфти;

$J_{np}$  – приведений момент інерції веденої частини привода без деталей муфти і гальма.

Допоміжний коефіцієнт  $a_R$  при розрахунку гальма приймається рівним 1,5, а при розрахунку муфти вибирається по таблиці 7.10.

Лінійна інтенсивність зносу  $J_n$  фрикційного матеріалу визначається по рис. 7.2. Для феродо приймається  $J_n = 0,3$  мкм см<sup>2</sup>/Дж.

Величина ресурсу на знос  $h^*$  (см) залежить від типу фрикційних елементів: для вставок, що плавають,  $h^* = 0,5 \dots 0,8$  см; для нерухомих вставок  $h^* = 0,6m$ , см; для суцільного контакту  $h^* = 0,6h_n m$ , де  $h_n$  – товщина накладки (звичайно  $h_n \leq 3$  см);  $m$  – число поверхонь тертя.

Таблиця 7.10

Величина коефіцієнта  $a_R$  для муфти

Тип преса	Коефіцієнт $a_R$ в залежності від числа обертів вала муфти в хвилину		
	до 100	100–250	за 250
Листоштампувальні преси зусиллям:			
• до 1 МН	1,2	1,15	1,1
• 1,2–6 МН	1,4	1,3	1,2
• більше 6 МН	–	1,6	1,3
Преси для об'ємного штампування зусиллям:			
• до 4 МН	1,5	1,3	1,2
• більше 4 МН	1,9	1,5	1,2

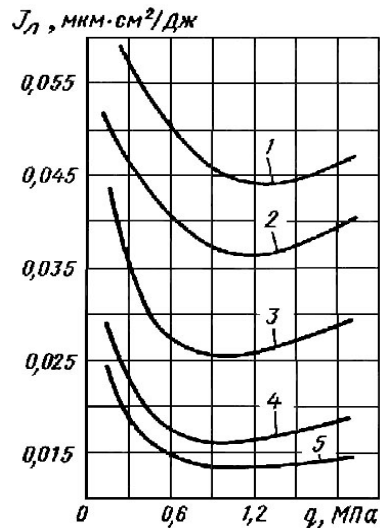


Рис. 7.2. Залежність лінійного зносу від тиску:

1 – козід; 2 – ФК24А; 3 – 143–66; 4 – 8–45–62; 5 – 63–7–67

З двох значень середнього радіуса, знайденого по формулах (7.4) та (7.5), приймається більше. Якщо розрахунковий радіус  $R_{cp}$ , визначений по другій умові, більш ніж у 1,6 рази перевершує радіус  $R_{cp}$  по першій умові, то доцільне застосування фрикційних матеріалів з більш низькими значеннями фактичного тиску  $q$ , обраного по табл. 7.4. Якщо використання інших матеріалів не дає бажаних результатів, то муфту і гальмо варто установити на більш тихий вал.

## 7.2.6. Визначення параметрів тертя

Для вузлів із суцільним контактом зовнішній і внутрішній радіуси рівні:

$$R_H = R_{cp}(1 + 0,5\delta), \quad R_{вн} = R_{cp}(1 - 0,5\delta). \quad (7.7)$$

Отримані значення округляються до найближчого розміру сортаменту на фрикційні накладки, уточнюють параметри  $R_{cp}$  і  $B$  по формулах

$$R_{cp} = 0,5(R_H + R_{вн}), \quad B = R_H - R_{вн},$$

і визначається дійсна площа тертя

$$F_{тр} = \pi m(R_H^2 - R_{вн}^2). \quad (7.8)$$

Радіуси поверхні тертя вузлів з дискретним контактом залежить від співвідношення ширини кільця тертя  $B$  до довжини вставки  $l_e$ .

Ширина кільця тертя дорівнює  $B = \delta R_{cp}$ . Довжина вставки  $l_e$  визначається по табл. 7.2. Якщо довжина  $l_e$  більш ніж на 20...25 % відрізняється від величини  $B$ , то необхідно зробити перерахунок  $k_{вз}$  по формулі  $k_{вз} = \delta \frac{B}{l_e}$ .

У залежності від відношення  $B/l_e$  визначається розташування вставок:

- при  $B/l_e = 0,9 \dots 1,1$  приймається однорядне розташування;
- при  $B/l_e = 1,55 \dots 1,9$  приймається дворядне розташування з перекриттям;
- при  $B/l_e = 2,2 \dots 2,4$  приймається дворядне розташування без перекриття;

При виборі схеми розташування необхідно враховувати, що дворядне розташування вставок з перекриттям забезпечує коефіцієнт взаємного перекриття  $k_{\text{вз}}$  менше 0,38...0,4.

Число вставок  $m_{\text{в}}$  визначається з умови забезпечення заданого тиску на поверхні тертя

$$m_{\text{в}} \geq \frac{2\pi}{F_{\text{в}}} R_{\text{ср}} B k_{\text{вз}} \quad (7.9)$$

і уточнюється за умовою розміщення:

- овальні вставки при однорядному розташуванні

$$m_{\text{в}} \leq \frac{2\pi(R_{\text{вн}} + r_{\text{в}})}{l_{\text{в}} + \Delta_{\text{в}}}; \quad (7.10)$$

- круглі вставки при однорядному розташуванні

$$m_{\text{в}} \leq \frac{2\pi \cdot R_{\text{ср}}}{d_{\text{в}} + \Delta_{\text{в}}}; \quad (7.11)$$

- овальні вставки при дворядному розташуванні з перекриттям

$$m_{\text{в}} \leq \frac{2\pi(R_{\text{вн}} + r_{\text{в}})}{l_{\text{в}} + \Delta l}; \quad (7.12)$$

- круглі вставки при дворядному розташуванні з перекриттям

$$m_{\text{в}} \leq \frac{2\pi}{d_{\text{в}} + 20} (R_{\text{ср}} - 0,5d_{\text{в}}). \quad (7.13)$$

де  $\Delta l = 10$  мм при  $B/l_{\text{в}}=1,9$ ;  $\Delta l=15$  мм при  $B/l_{\text{в}}=1,8$ ;  $\Delta l=20$  мм при  $B/l_{\text{в}}=1,7$ ;  $\Delta l=30$  мм при  $B/l_{\text{в}}=1,55$ ;

$\Delta_{\text{в}}$  – перемичка між вставками  $\Delta_{\text{в}} = 25 \dots 30$  мм.

У формулах (7.11) і (7.13) позначено:  $d_{\text{в}}$ ,  $r_{\text{в}}$  – відповідно діаметр і радіус круглої вставки; усі розміри приведені в мм.

Кількість вставок у верхньому  $m_{\text{вв}}$  і нижньому  $m_{\text{вн}}$  ряду приймається рівним:

- для дворядного розташування з перекриттям

$$m_{\text{вв}} = m_{\text{вн}} = 0,5m_{\text{в}};$$

- для дворядного розташування без перекриття

$$m_{\text{вв}} = 1,5m_{\text{вн}} \text{ і } m_{\text{в}} = 2,5m_{\text{вн}}.$$

Після визначення кількості вставок визначаються зовнішній і внутрішній радіуси тертя:

для однорядного розташування

$$R_{\text{н}} = R_{\text{ср}} + 0,5l_{\text{в}}, \quad R_{\text{вн}} = R_{\text{ср}} - 0,5l_{\text{в}};$$

для дворядного розташування

$$R_{\text{н}} = R_{\text{ср}} + 0,5B, \quad R_{\text{вн}} = R_{\text{ср}} - 0,5B.$$

Отримані значення радіусів  $R_{\text{н}}$  і  $R_{\text{в}}$  округляються до чисел, кратних 5, уточнюється середній радіус тертя  $R_{\text{ср}}$  і ширина кільця тертя  $B$ .

Потім визначається сумарна площа тертя:

$$F_{\text{мп}} = m m_{\text{в}} F_{\text{в}}, \quad (7.14)$$

і уточнюється значення коефіцієнта взаємного перекриття:

$$k_{\text{вз}} = \frac{m_{\text{в}} F_{\text{в}}}{\pi(R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2)}. \quad (7.15)$$

### 7.2.7. Визначення товщини дисків

Товщина веденого диска  $h_{\text{д}}$  залежить від типу фрикційних елементів.

Для муфт і гальм з накладками товщина диска з умови забезпечення достатньої твердості приймається  $h_{\text{д}} > (0,06 \dots 0,11)B$ . Менші значення приймаються для муфт при  $B > 350$  мм, більші значення – для муфт при  $B < 100$  мм.

Для муфт із вставками товщина диска визначається виходячи з розрахунку вставки на бічне зминання: для суцільних вставок – по матеріалі вставки, для комбінованих вставок – по матеріалі бандажа чи обойми

$$h_{\text{дв}} = \frac{k_{\sigma} k_{\delta} k_{\text{в}} k_{\text{об}} M_{\text{рас}}}{\psi_1 l_{\text{в}} R_{\text{ср}} m_{\text{в}} [\sigma_{\text{см}}]}, \quad (7.16)$$

Напруга  $[\sigma_{\text{см}}]$  приймається для матеріалу, що контактує з веденим диском – для суцільних вставок це матеріал вставки, для комбінованої вставки – матеріал бандажа. Коефіцієнт ширини вставки  $\psi_1$  і напруга зминання, що допускаються,  $[\sigma_{\text{см}}]$  приведені в

табл. 7.11. Значення коефіцієнтів, що характеризують якість поверхні вікна диска  $k_{об}$ , динамічності навантаження  $k_{д}$ , максимальні напружки  $k_{\sigma}$ , характер роботи вставки  $k_{\psi}$  зазначені в табл. 7.12.

Таблиця 7.11

Допустимі напруження змінання  $[\sigma_{см}]$   
і коефіцієнт ширини вставки  $\psi_1$

Матеріал вставки чи бандажа		$[\sigma_{см}]$ , МПа	$\psi_1$
ФК16Л		10	0,8
ФК24А		12	
Козід і 143-66		11	0,9
8-45-62, 63-7-67		12	
Алюміній		21	1,0
Сталь Ст5 і 35	без термообробки	30	
	з термообробкою	50	

Таблиця 7.12

Коефіцієнти, враховуючі умови роботи вставок

Коефіцієнти	З'єднання			
	нерухо- ме	рухоме при $n_m$ , об/хв.		
		до 80	80–250	за 250
Динамічності навантаження $k_{д}$	1,1	1,2	1,3	1,4
Якості поверхні $k_{об}$ при:				
• шліфуванні	1,0			
• фрезеруванні	1,25	1,3	1,4	1,5
• обдиранні	1,7	1,8	1,9	2,0
Характеру роботи вставки $k_{\psi}$	1,0	1,3		
Максимальної напружки $k_{\sigma}$ в залежності від точності обробки вікна				
• 8 квалітет точності	1,0	1,6		
• 10 квалітет точності		1,8		
• 12 квалітет точності		2,0		

У будь-якому випадку товщина диска з вставками повинна бути більше  $(0,06...0,11)B$ . Більші значення приймаються для вузлів меншого габаритного розміру. Якщо товщина диска, визначена за умовою (7.16) більше  $(0,2...0,3)B$ , рекомендується застосовувати литі фігурні диски чи комбіновані вставки. Товщина перемичок  $h_{нд}$  литих дисків приймається рівною  $h_{нд} = (0,07...0,08)B$ .

Товщина ведучого диска  $h_1$  встановлюється в залежності від його конструктивного виконання, умов теплопередачі з поверхні тертя. Щоб забезпечити необхідну жорсткість диска, його товщина повинна бути:

- для натискного диска

$$h_n > (0,14...0,16)B;$$

- для опорного чи проміжного диска без ребер

$$h_{on1} > (0,1...0,12)B;$$

- для опорного диска з ребрами

$$h_{on2} > (0,16...0,18)B.$$

### 7.2.8. Визначення параметрів вставок

Основні розміри суцільних вставок приведені в табл. 7.2.

Оскільки весь комплект вставок повинний бути оброблений по розмірі  $h_{\psi}$ , розрахунковий розмір  $h_{\psi p}$  повинний бути менше розміру  $h_{\psi}$ , приведеного в табл. 7.2.

Мінімальна ширина бандажа для комбінованих вставок визначається також, як і для нерухомого контакту, по формулі

$$h_{об} = \frac{k_{об} M_{pac}}{\psi_1 l_{\psi} R_{cp} m_{\psi} [\sigma_{см}]} \quad (7.17)$$

де  $[\sigma_{см}]$  приймається для вставки, а значення коефіцієнтів  $k_{об}$  і  $\psi_1$  приведені в табл. 7.11 і табл. 7.12.

Необхідно витримувати наступні умови:

- для рухливих вставок

$$h_{д}/h_{\psi} > 0,6...0,7;$$

- для нерухомих вставок

$$h_{об}/h_{\psi} > 0,52.$$

де менші значення приймаються для еластичних матеріалів (козід, 143–66), а більші – для твердих (ретинакс).

Після визначення розмірів  $h_{\psi}$ ,  $h_{д}$ ,  $h_{об}$ , знаходять величину ресурсу на знос  $h^*$ , значення якого залежить від типу фрикційного матеріалу і схеми вузла:

- для одно дискових муфт і гальм із вставками, що плавають

$$h^* = h_g - h_d - (\Delta + \Delta_1);$$

- для однодискових муфт і гальм з комбінованими вставками

$$h^* = h_g - h_d - 2\Delta_1;$$

- для муфт і гальм з нерухомими вставками

$$h^* = (h_g - h_{об} - \Delta_1)m;$$

- для муфт і гальм із приклепаними накладками

$$h^* = (h_3 - 2)m;$$

- для муфт і гальм із приклеєними накладками

$$h^* = 0,7h_n m.$$

Тут позначено:

$\Delta$  і  $\Delta_1$  – зазор між ведучим і веденим дисками до і після зносу;

$h_n$  – товщина накладки;

$h_3$  – глибина отвору під голівку заклепки, звичайно  $h_3 = 0,7h_n$ ;

$m$  – число поверхонь тертя.

Зазори  $\Delta$  і  $\Delta_1$  залежать від габаритів вузла і рівні:  $\Delta = 2 \dots 3$  мм;  
 $\Delta_1 = 1 \dots 2$  мм.

### 7.2.9. Визначення розмірів пневматичного циліндру

Розміри силового пневматичного циліндру муфти визначаються з умови створення розрахункового активного натискного зусилля на поверхні тертя. Площа поршня силового пневматичного циліндру

$$F_{nm} = \frac{kM_{mp}}{(p_p - p_c)\mu\delta_\phi m R_{cp}}, \quad (7.18)$$

де  $p_p, p_c$  – відповідно, розрахунковий тиск стиснутого повітря в ресивері (магістралі) і тиск стиснутого повітря, необхідні для подолання сил затягування відвідних пружин муфти і сил тертя в манжетах і шліцах; тиски вибираються по табл. 7.13;

$k$  – поправочний коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в манжетах поршня,  $k = 1,05 \dots 1,1$ .

Таблиця 7.13

Розрахунковий тиск стиснутого повітря

Номинальне зусилля преса, МН	$p_p$ , МПа	Номинальне число ходів $n_n$ , хв <sup>-1</sup>	$p_c$ , МПа
До 1	0,3...0,35	До 30	0,03
1–8	0,4...0,5	30–60	0,035
10–25	0,5...0,55	60–120	0,045
Більше 25	0,7...0,9	Більше 120	0,055

Площа поршня пневматичного циліндру гальма дорівнює

$$F_{nm} = \frac{1,3M_{mp}}{p_p R_{np}}, \quad (7.19)$$

де  $R_{np}$  – приведений радіус тертя, розрахований по формулах:

- для одно дискових гальм із вставками

$$R_{np} = \frac{1,94R_{cp}\mu\delta_\phi}{1 + (\mu\delta_\phi)^2}; \quad (7.20)$$

- для гальм з накладками

$$R_{np} = \frac{R_{cp}m\mu\delta_\phi}{1 + 1,2\mu_1\delta_\phi\mu m}. \quad (7.21)$$

У формулах (7.20)–(7.21) позначено:

$\mu$  – коефіцієнт тертя руху, обраний по табл. 7.3.

$\mu_1$  – коефіцієнт тертя в шліцах веденого диска, приймається для гальм з напрямком диска по шліцах  $\mu_1 = 0,1 \dots 0,12$ ; для гальм з напрямком дисків по пальцях  $\mu_1 = 0,07 \dots 0,09$ .

$\delta_\phi$  – коефіцієнт форми поверхні тертя, вибирається по таблиці 7.5.

При суцільному поршні його діаметр буде

$$D_n = 1,13\sqrt{F_n}. \quad (7.22)$$

При кільцевому поршні і заданому внутрішньому діаметрі  $d_n$ , зовнішній діаметр буде дорівнює

$$D_n = \sqrt{1,27F_n + d_n^2}, \quad (7.23)$$

а при заданому зовнішньому діаметрі внутрішній діаметр буде дорівнює

$$d_n = \sqrt{D_n^2 - 1,27F_n} . \quad (7.24)$$

Для надійної роботи гальма розрахунковий тиск  $p_p$  рекомендується приймати меншим, чим для муфт, тобто

$$p_p = (0,3 \dots 0,35) \text{ МПа}.$$

Повний хід поршня визначається з виразу

$$h_n = h_o^* + (2 \dots 3) \text{ мм}.$$

Ресурс на знос між двома регулюваннями  $h_o^*$  для нерегульованих муфт і гальм дорівнює загальному ресурсу на знос  $h^*$ ; для регульованих вузлів – (4...8) мм.

Бажано величину  $h_o^*$  приймати кратною  $h^*$  з коефіцієнтом кратності 2, 3 або 4.

### 7.2.10. Розрахунок відвідних пружин муфти

Зусилля зтягування однієї пружини (муфта виключена) дорівнює

$$P_3 = \frac{P_c F_{nm}}{z_{np}} . \quad (7.25)$$

Число пружин  $z_{np}$  вибирається конструктивно і рівним 6, 9, 12, 16, 18 і т. д.

Розрахунковим зусиллям пружини муфти є зусилля, що розвивається у включеній муфті з урахуванням допустимого зносу між регулюваннями (хід поршня в см)

$$P_{pa\bar{o}} = P_3 \frac{1,33h_n}{h_n - 0,1} . \quad (7.26)$$

Діаметр дроту визначається по формулі

$$d = 0,182 \sqrt{\frac{c_{np} P_{pa\bar{o}}}{[\tau]}} . \quad (7.27)$$

Індекс пружини  $c_{np}$  задають не менше 4. Напряга крутиння, що допускається,  $[\tau]$  приймається 400 МПа для сталі 65Г (дріт діаметром 0,3...8 мм) і 590 МПа для сталі 60С2 (дріт діаметром 5...42 мм).

Мінімальне число робочих витків пружини (хід поршня в см)

$$i_{np} = \frac{d_{np} h_n}{D_{np}^2 [\tau]} \cdot 10^5 . \quad (7.28)$$

Середній діаметр пружини

$$D_{np} = c_{np} i_{np} . \quad (7.29)$$

Максимальна деформація пружини при розрахунковому зусиллі

$$\lambda_{pa\bar{o}} = \frac{D_{np}^2 [\tau] i_{np}}{25500 d_{np}} . \quad (7.30)$$

Крок пружини у вільному стані

$$t_{np} = \frac{1,2\lambda_{pa\bar{o}} + i_{np} d_{np}}{i_{np}} . \quad (7.31)$$

Довжина пружини у вільному стані

$$L_{c\bar{o}} = t_{np} i_{np} + d_{np} . \quad (7.32)$$

Довжина пружини при розрахунковому зусиллі

$$L_{pa\bar{o}} = L_{c\bar{o}} - \lambda_{pa\bar{o}} . \quad (7.33)$$

Деформація пружини при зусиллі зтягування

$$\lambda_3 = \lambda_3 - h_n . \quad (7.34)$$

Довжина пружини при зусиллі зтягування

$$L_3 = L_{c\bar{o}} - \lambda_3 \quad (7.35)$$

### 7.2.11. Розрахунок пружин гальма

Робоче зусилля зтягування однієї пружини гальма дорівнює

$$P_3 = \frac{1,1M_{mp}}{R_{np} z_{np}} . \quad (7.36)$$



Число пружин гальма встановлюється по конструктивних розуміннях.

Приведений радіус визначається по формулах (7.20) чи (7.21).

Розрахункове зусилля однієї пружини (гальмо вимкнуте)

$$P_{\text{раб}} = P_3 \left( 1 + \frac{0,5}{h_o^*} \right). \quad (7.37)$$

Подальший розрахунок пружин гальма виконується по формулах (7.27)–(7.35) для муфти з деякими змінами. У формулі (7.28) чисельник помножується на коефіцієнт 1,7. У формулі (7.34) замість складової  $h_n$  приймають значення 3,0 мм.

### Приклад 32. Виконати проектувальний розрахунок муфти з накладками КГШП зусиллям 25 МН.

#### Початкові дані:

Номинальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 25;
Число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 60;
Коефіцієнт використання числа ходів $\rho$	– 0,25;
Максимальний крутильний момент на головному валу $M_m$ , Нсм	– $1,4 \cdot 10^8$ ;
Момент інерції ведених частин приводу $J_2$ , кг·м <sup>2</sup>	– 720.

#### Рішення

В КГШП моделі К8544 використовується фрикційна муфта з накладками. Муфта має 2 ведених диска з досить значним середнім радіусом поверхні тертя. Окрім того зубчата ступиця має великий розмір в по осьовому напрямку, що значно збільшує габаритні розміри преса. В прикладі 31 приведено перевірочний розрахунок такої муфти. В даному прикладі передбачається розрахунок одно дискової муфти ( $t = 2$ ) з зменшеними осьовими розмірами.

Муфта КГШП розташована на головному валу, тому частота її обертання дорівнює номінальному числу ходів преса.

Для КГШП зусиллям 25 МН відповідно до рекомендацій табл. 7.1 вибрано фрикційний матеріал марки 143-66, який по табл. 7.3 має наступні фізико-механічні властивості:

- допустимий тиск на контакті  $[q] = 1,5$  МПа;

- приведений фактичний тиск  $q_\phi = 0,6$  МПа;
- критична поверхнева температура  $[v] = 190^\circ$ ;
- коефіцієнт тертя  $\mu = 0,42$ .

Параметри фрикційної пари тертя вибрані по табл. 7.4 і 7.5 наступні:

- робочий тиск  $q = 0,9$  МПа;
- коефіцієнт взаємного перекриття  $k_{\text{вз}} = 1$ ;
- відносна ширина кільця тертя  $\delta = 0,45$ ;
- коефіцієнт форми при  $\delta = 0,45$   $\delta_\phi = 1,03$ .

Із табл. 7.6 при числі обертів муфти 60 за хв. показник моменту муфти становить 1,1. Так як муфта КГШП використовується як запобіжник від перевантаження, показник моменту збільшується на 10 %, тобто становить 1,21.

Таким чином, розрахунковий момент муфти по формулі (7.1) становить

$$M_{\text{мр}} = \frac{1,21 \cdot 1,4 \cdot 10^8}{1 \cdot 1} = 1,694 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см} = 1,694 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

З умови передачі розрахункового моменту середній радіус поверхні тертя по формулі (7.4) буде становити

$$R_{\text{ср}} = 54,3 \cdot 3 \sqrt{\frac{1,694}{0,42 \cdot 1,03 \cdot 2 \cdot 0,9 \cdot 0,45 \cdot 1}} = 91,815 \text{ см}.$$

Середній радіус поверхні тертя з умови забезпечення заданого терміну служби фрикційних елементів визначається по формулі (7.5). Число циклів вмикань прийнято рівним  $7 \cdot 10^6$ . Лінійна інтенсивність зносу  $J_n$  по рис. 7.2 для фрикційного матеріалу 142-66 при робочому тиску 0,9 МПа становить  $0,027 \text{ мкм} \cdot \text{см}^2 / \text{Дж}$ . Для суцільного контакту при товщині накладок  $h_n = 1$  см величина зносу накладок становить  $h^* = 0,6 \cdot 1 \cdot 2 = 1,2$  см. Коефіцієнт  $a_R$  для муфти КГШП при числі обертів менше 100 за хв. по табл. 7.10 становить 1,5. Таким чином середній радіус по умові забезпечення заданого терміну служби становить

$$R_{\text{ср}} = 41,8 \sqrt{10^{-12} \cdot \frac{7 \cdot 10^6 \cdot 0,027 \cdot 720 \cdot 60^2 \cdot 1,5}{3,6 \cdot 0,45 \cdot 1 \cdot 2}} = 19,907 \text{ см}.$$

З двох знайдених значень приймається більше, тобто приймається попередньо  $R_{\text{ср}} = 92$  см.

В такому разі ширина кільця тертя буде

$$B = 0,45 \cdot 92 = 41,4 \text{ см.}$$

Зовнішній і внутрішній радіуси поверхні тертя становлять

$$R_n = 92 \cdot (1 + 0,5 \cdot 0,45) = 112,7 \text{ см;}$$

$$R_g = 92 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,45) = 71,3 \text{ см.}$$

Округлюючи отримані значення, остаточно приймається зовнішній радіус  $R_n$  рівним 110 см, внутрішній  $R_g$  – 70 см, тобто ширина  $B$  становить 40 см, і коефіцієнт ширини кільця дорівнює

$$\delta = 40/90 = 0,444.$$

Коефіцієнт форми поверхні тертя тоді буде

$$\delta_\phi = \sqrt{1 + 0,25 \cdot 0,444} = 1,054.$$

Площа поверхні тертя по формулі (7.8) дорівнює

$$F_{mp} = \pi \cdot 2 \cdot (110^2 - 70^2) = 4,524 \cdot 10^4 \text{ см}^2.$$

Товщина веденого диску для муфти з накладками становить

$$h_g = (0,06 \dots 0,11) \cdot 40 = 2,4 \dots 4,4 \text{ см.}$$

Товщина опорного диску без ребер дорівнює

$$h_{on1} = (0,1 \dots 0,12) \cdot 40 = 4 \dots 4,8 \text{ см.}$$

Товщина натискного диску становить

$$h_n = (0,14 \dots 0,16) \cdot 40 = 5,6 \dots 6,4 \text{ см.}$$

Таким чином приймаються такі товщини дисків:

- ведений диск – 4 см;
- опорний диск – 5 см;
- натискний диск – 6 см.

По табл. 7.13 розрахунковий тиск стислого повітря  $p_p$  для преса зусиллям 25 МН приймається 0,55 МПа, по табл. 7.14 тиск стислого повітря для подолання сил опору  $p_c$  при номінальному числі ходів 60 за хв. дорівнює 0,035 МПа. Коефіцієнт втрат на тертя в манжетах  $k$  становить 1,07.

Таким чином, розрахункова площа силового пневматичного циліндру становить по формулі (7.18)

$$F_{nm} = \frac{1,07 \cdot 1,694 \cdot 10^8}{(0,55 - 0,035) \cdot 10^2 \cdot 0,42 \cdot 1,054 \cdot 2 \cdot 90} = 4,417 \cdot 10^4 \text{ см}^2.$$

Приймаючи пневматичний циліндр з суцільним поршнем по формулі (7.22) знайдено зовнішній діаметр поршня

$$D_n = 1,13 \sqrt{4,417 \cdot 10^4} = 237,38 \text{ см.}$$

Округлюючи отримане значення, приймається діаметр поршня  $D_n = 240$  см, тоді площа поршня  $F_{nm}$  становить  $4,524 \cdot 10^4 \text{ см}^2$ .

Повний хід поршня становить при зносі між двома регулюваннями 0,8 см

$$h_n = 0,8 + 0,3 = 1,1 \text{ см.}$$

Зусилля затягування однієї пружини по формулі (7.24) дорівнює

$$P_3 = \frac{0,035 \cdot 10^2 \cdot 4,524 \cdot 10^4}{36} = 4398 \text{ Н.}$$

Число пружин  $z_{np}$  вибрано конструктивно рівним 36.

Розрахункове зусилля однієї пружини при включеній муфті по формулі (7.26) становить

$$P_{раб} = 4398 \cdot \frac{1,33 \cdot 1,1}{1,1 - 0,1} = 6435 \text{ Н.}$$

Індекс пружини приймається рівним 6, напруга на кручення для сталі 60С2 становить 590 МПа. В такому разі діаметр дроту пружини по формулі (7.27) буде

$$d = 0,182 \sqrt{\frac{6 \cdot 6435}{590}} = 1,472 \text{ см.}$$

Приймаючи діаметр дроту 1,4 см, середній діаметр пружини  $D_{np}$  становить  $1,46 = 8,4$  см.

Тоді мінімальне число робочих витків буде

$$i_{np} = \frac{1,4 \cdot 1,1}{8,4 \cdot 590} \cdot 10^5 = 3,699.$$

Приймається  $i_{np} = 6$ .

Деформація пружини при розрахунковому зусиллі по формулі (7.30) становить

$$\lambda_{\text{раб}} = \frac{8,4^2 \cdot 590 \cdot 6}{25500 \cdot 1,4} = 6,997 \text{ см.}$$

Крок пружини у вільному стані

$$t_{\text{пр}} = \frac{1,2 \cdot 6,997 + 6 \cdot 1,4}{6} = 2,799 \text{ см.}$$

Довжина пружини у вільному стані

$$L_{\text{св}} = 6 \cdot 2,799 + 1,4 = 18,196 \text{ см.}$$

Довжина пружини при розрахунковому зусиллі (у включеному стані)

$$L_{\text{раб}} = 18,196 - 6,997 = 11,199 \text{ см.}$$

Деформація пружини при зусиллі затягування (виключений стан муфти)

$$\lambda_3 = 6,997 - 1,1 = 5,897 \text{ см.}$$

Довжина пружини при зусиллі затягування

$$L_3 = 18,196 - 5,897 = 12,299 \text{ см.}$$

**Приклад 33. Виконати проектувальний розрахунок муфти з вставками листоштампувального двох кривошипного преса зусиллям 1,6 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля преса $P_{\text{н}}$ , МН	– 1,6;
Число ходів повзуна за хвилину $n_{\text{н}}$	– 45;
Число вмикань муфти за хвилину $n_{\text{в}}$	– 22;
Частота обертів валу муфти за хвилину $n_{\text{н}}$	– 312;
Максимальний крутильний момент на валу муфти $M_{\text{н}}$ , Н·м	– $1,45 \cdot 10^4$ ;
Момент інерції ведених частин приводу $J_2$ , кг·м <sup>2</sup>	– 16.

Рішення

В листоштампувальних пресах зазвичай використовуються фрикційні муфти з вставками.

Для листоштампувального преса зусиллям 1,6 МН і числом обертів валу муфти 312 за хв. відповідно до рекомендацій табл. 7.1 вибрано фрикційний матеріал марки 143-66, який по табл. 7.3 має наступні фізико-механічні властивості:

- допустимий тиск на контакті  $[q] = 1,5$  МПа;
- приведений фактичний тиск  $q_{\text{ф}} = 0,6$  МПа;
- критична поверхнева температура  $[v] = 190^\circ$ ;
- коефіцієнт тертя  $\mu = 0,42$ .

Параметри фрикційної пари тертя вибрані по табл. 7.4 і 7.5 наступні:

- робочий тиск  $q = 0,9$  МПа;
- коефіцієнт взаємного перекриття  $k_{\text{вз}} = 0,52$ ;
- відносна ширина кільця тертя  $\delta = 0,52$ ;
- коефіцієнт форми поверхні при круглих рухомих вставках при  $\delta = 0,52$   $\delta_{\text{ф}} = 1,12$ .

Із табл. 7.6 при числі обертів муфти 60 за хв. показник моменту муфти становить 1,1.

Таким чином, розрахунковий момент муфти по формулі (7.1) становить

$$M_{\text{пр}} = \frac{1,1 \cdot 1,45 \cdot 10^4}{1 \cdot 1} = 1,595 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

З умови передачі розрахункового моменту середній радіус поверхні тертя по формулі (7.4) буде становити

$$R_{\text{ср}} = 54,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,595 \cdot 10^{-2}}{0,42 \cdot 1,12 \cdot 2 \cdot 0,9 \cdot 0,52 \cdot 0,52}} = 22,343 \text{ см.}$$

Середній радіус поверхні тертя з умови забезпечення заданого терміну служби фрикційних елементів визначається по формулі (7.5). Число циклів вмикань прийнято рівним  $4 \cdot 10^6$ . Лінійна інтенсивність зносу  $J_{\text{л}}$  по рис. 7.2 для фрикційного матеріалу 142-66 при робочому тиску 0,9 МПа становить  $0,027 \text{ мкм} \cdot \text{см}^2 / \text{Дж}$ . Для плаваючих вставок величина зносу становить  $h^* = 0,5 \dots 0,8$  см. Прийнято для даного преса 0,7 см. Коефіцієнт  $a_{\text{Р}}$  для муфти листоштампувального преса при числі обертів муфти 312 за хв. по табл. 7.10 становить 1,2. Таким чином середній радіус по умові забезпечення заданого терміну служби становить

$$R_{cp} = 41,8 \sqrt{10^{-12} \cdot \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,027 \cdot 16 \cdot 312^2 \cdot 1,2}{0,7 \cdot 0,52 \cdot 0,52 \cdot 2}} = 30,523 \text{ см.}$$

З двох знайдених значень приймається більше, тобто приймається  $R_{cp}=30$  см.

По табл. 7.2 вибирається вставка УД-1303, які мають товщину  $h_6=3$  см, діаметр  $d_6=8$  см, односторонню площу тертя  $F_6=50,3$  см<sup>2</sup>.

Зовнішній і внутрішній радіуси поверхні тертя становлять:

$$R_n = 30 + 0,5 \cdot 8 = 34 \text{ см;}$$

$$R_6 = 30 - 0,5 \cdot 8 = 26 \text{ см.}$$

Так як ширина кільця тертя рівна діаметру вставки, уточнюється значення коефіцієнту ширини кільця

$$\delta = \frac{8}{30} = 0,267,$$

і коефіцієнт форми поверхні тертя

$$\delta_\phi = \sqrt{1 + 0,25 \cdot 0,267} = 1,033.$$

Число вставок визначається з умови забезпечення заданого тиску на поверхні тертя по формулі (7.9)

$$m_6 \geq \frac{2\pi}{50,3} 30 \cdot 8 \cdot 0,52 = 15,6.$$

Отримане значення уточнюється за умовою розташування. Для круглих вставок з однорядним розташуванням по формулі (7.10) знайдено

$$m_6 \leq \frac{2\pi \cdot 30}{8 + 2,75} = 17,534.$$

Отже з цих двох умов приймається число вставок рівним  $m_6=16$ .

Загальна площа тертя по формулі (7.14) складає

$$F_{mp} = 2 \cdot 16 \cdot 50,3 = 1610 \text{ см}^2.$$

Коефіцієнт взаємного перекриття після уточнення по формулі (7.15) становить

$$k_{63} = \frac{16 \cdot 50,3}{\pi(34^2 - 26^2)} = 0,534.$$

Товщина опорного диску без ребер дорівнює

$$h_{on1} = (0,1 \dots 0,12) \cdot 8 = 0,8 \dots 0,96 \text{ см.}$$

Товщина натискного диску становить

$$h_n = (0,14 \dots 0,16) \cdot 8 = 1,12 \dots 1,28 \text{ см.}$$

Товщина веденого диску визначається з розрахунку вставок на бічне зминання по матеріалу вставки.

Напруга зминання  $[\sigma_{cm}]$  для фрикційного матеріалу 143-66 по табл. 7.11 становить 11 МПа, коефіцієнт ширини вставки  $\psi_1$  становить 0,9. По табл. 7.12 встановлені коефіцієнти для рухомого з'єднання вставки і диску при числі обертів валу муфти 312 за хв. для фрезерованих поверхнях вікон дисків і 8 квалітету точності:

- коефіцієнт динамічності  $k_d - 1,4$ ;
- коефіцієнт якості поверхні  $k_{об} - 1,5$ ;
- коефіцієнт характеру роботи вставки  $k_6 - 1,3$ ;
- коефіцієнт максимальної напруги  $k_\sigma - 1,6$ .

По формулі (7.16) знайдено

$$h_d = \frac{1,6 \cdot 1,4 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 15950}{0,9 \cdot 8 \cdot 30 \cdot 16 \cdot 11} = 1,833 \text{ см.}$$

Таким чином приймаються такі товщини дисків:

- ведений диск – 2 см;
- опорний диск – 1 см;
- натискний диск – 1,3 см.

Для рухливих вставок повинна витримуватись умова

$$h_d/h_6 \geq 0,6 \dots 0,7.$$

В даному випадку відношення складає 0,667, тобто умова виконується.

Приймаючи зазори між дисками і вставками до і після зносу  $\Delta = 0,2$  см,  $\Delta_1 = 0,1$  см, ресурс на знос вставок становить

$$h^* = 3 - 2 - 0,2 - 0,1 = 0,7 \text{ см.}$$

По табл. 7.13 розрахунковий тиск стислого повітря  $p_p$  для преса зусиллям 1,6 МН приймається 0,4 МПа, по табл. 7.14 тиск стислого повітря для подолання сил опору  $p_c$  при номінальному числі ходів 45 за хв. дорівнює 0,035 МПа. Коефіцієнт втрат на тертя в манжетах приймається 1,07.

Тоді розрахункова площа силового пневматичного циліндру становить по формулі (7.18)

$$F_{nm} = \frac{1,07 \cdot 15950}{(0,4 - 0,035) \cdot 0,42 \cdot 1,033 \cdot 2 \cdot 30} = 1797 \text{ см}^2.$$

Приймаючи внутрішній діаметр  $d_n$  поршня пневматичного циліндру рівним 41,5 см, по формулі (7.23) знайдено зовнішній діаметр поршня

$$D_n = \sqrt{1,27 \cdot 1797 + 41,5^2} = 63,276 \text{ см.}$$

Приймаючи  $d_n = 65$  см,  $D_g = 41,5$  см, площа поршня складає

$$F_n = \frac{\pi}{4} (65^2 - 41,5^2) = 1966 \text{ см}^2.$$

Повний хід поршню становить

$$h_n = 0,7 + 0,3 = 1 \text{ см.}$$

Робоче зусилля зтягування однієї пружини по формулі (7.25) дорівнює

$$P_z = \frac{0,035 \cdot 10^2 \cdot 1966}{12} = 573,316 \text{ Н.}$$

Число пружин  $z_{np}$  вибрано конструктивно рівним 12.

Розрахункове зусилля однієї пружини при включеній муфті по формулі (7.26) становить

$$P_{раб} = 573,316 \cdot \frac{1,33 \cdot 1}{1 - 0,1} = 847,234 \text{ Н.}$$

Індекс пружини приймається рівним 6, напруга на кручення для сталі 60С2 становить 590 МПа. В такому разі діаметр дроту пружини по формулі (7.27) буде

$$d = 0,182 \sqrt{\frac{6 \cdot 847,234}{590}} = 0,577 \text{ см.}$$

Приймаючи діаметр дроту 0,6 см, середній діаметр пружини  $D_{np}$  становить  $0,67 = 4,2$  см.

Тоді мінімальне число робочих витків буде

$$i_{np} = \frac{0,6 \cdot 1}{4,2 \cdot 590} \cdot 10^5 = 5,765.$$

Приймається  $i_{np} = 6$ .

Деформація пружини при розрахунковому зусиллі по формулі (7.30) становить

$$\lambda_{раб} = \frac{4,2^2 \cdot 590 \cdot 6}{25500 \cdot 0,6} = 4,081 \text{ см.}$$

Крок пружини у вільному стані

$$t_{np} = \frac{1,2 \cdot 4,081 + 6 \cdot 0,6}{6} = 1,416 \text{ см.}$$

Довжина пружини у вільному стані

$$L_{св} = 6 \cdot 1,416 + 0,6 = 9,098 \text{ см.}$$

Довжина пружини при розрахунковому зусиллі (у включеному стані)

$$L_{раб} = 9,098 - 4,081 = 5,016 \text{ см.}$$

Деформація пружини при робочому зусиллі зтягування (включений стан муфти)

$$\lambda_z = 4,081 - 1 = 3,081 \text{ см.}$$

Довжина пружини при зусиллі зтягування

$$L_z = 9,098 - 3,081 = 6,016 \text{ см.}$$

### 7.3. Перевірочний розрахунок муфти

#### 7.3.1. Розрахунковий момент муфти

Розрахунковий момент муфти визначається по формулі (7.1), у якій показник моменту муфти визначається по формулі

$$k_m = \beta_m k_{он} k_n, \quad (7.38)$$

де  $\beta_m$  – коефіцієнт запасу зчеплення муфти,  $\beta_m=1,1 \dots 1,2$ ;

$k_{on}$  – коефіцієнт, що враховує характер наростання моменту, що крутить, у залежності від типу технологічної операції;

$k_n$  – коефіцієнт, що враховує вплив зниження тиску стиснутого повітря в системі пневмокерування.

Для кривошипних пресів, експлуатація яких виключає стопоріння повзуна (преси для розділових операцій, витяжні преси, ножиці), пресів-автоматів, а також для пресів, обладнаних запобіжниками від перевантаження по зусиллю, коефіцієнт  $k_{on}$  приймається рівним 1. Для пресів, при роботі яких можливо стопоріння повзуна (КГШП, ГKM, карбувальні преси), а також пресів, у яких муфта виконує функції запобіжника від перевантаження коефіцієнт  $k_{on}$  вибирається по таблиці 7.14.

Коефіцієнт  $k_n$ , що враховує падіння тиску для пресів-автоматів і для машин, що працюють у режимі безупинних ходів, приймається рівним одиниці. Для універсальних пресів приймається  $k_n = 1,1 \dots 1,3$ , причому більші значення вибираються для пресів з меншим відношенням обсягу ресивера до обсягу циліндрів муфти і гальма.

При розрахунку коефіцієнта  $k_m$  необхідно враховувати призначення й особливості роботи муфти в приводі преса. З одного боку, муфта вмикання повинна забезпечувати нормальну передачу моменту, що крутить, а з іншого боку – виконувати функції запобіжника по моменті, що крутить. Вибір завищеного значення показника (іноді спрощено думають  $k_m = \beta_m$ ) приводить до збільшення габаритів муфти і позбавляє її одного з найважливіших властивостей – запобіжника від перевантаження. При виборі заниженого значення показника муфти робота привода стає нестабільною, збільшується імовірність заклинювання.

Таблиця 7.14

Коефіцієнт технологічного навантаження преса  $k_{on}$

Назва технологічної операції	Число ходів повзуна в хвилину		
	до 30	30...80	за 80
Вирубка, обрізка, різка прокату	0,77	0,75	0,72
Формовка, отбортовка	0,96	0,93	0,88
Об'ємне штампування	0,83	0,80	0,77
Витяжка, різка на гільйотинних ножицях	0,95	0,92	0,87
Чеканка и калібровка	0,90	0,88	0,86

### 7.3.2. Тиск на поверхнях тертя

Для нормальної роботи фрикційного матеріалу повинна дотримуватися умова

$$q_m = \frac{M_{mp}}{\mu F_{mp} R_{cp} \delta_\phi} \leq [q]. \quad (7.39)$$

Питомий тиск, що допускається,  $[q]$  і коефіцієнт тертя  $\mu$  вибираються по таблиці 7.3. Коефіцієнт форми поверхні тертя  $\delta_\phi$  для двухрядного розташування вставок без перекриття визначається по формулі

$$\delta_\phi = \frac{3m_{\phi\phi} - m_{\phi n}}{m_{\phi\phi} + m_{\phi n}}. \quad (7.40)$$

Для всіх інших форм поверхні тертя коефіцієнт  $\delta_\phi$  вибирається по табл. 7.5

Середній радіус тертя визначається по формулі

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_e}{2}. \quad (7.41)$$

Сумарна площа тертя дорівнює:

- для вузлів із вставками

$$F_{mp} = m m_e F_e; \quad (7.42)$$

- для вузлів з накладками

$$F_{mp} = \pi m (R_n^2 - R_e^2). \quad (7.43)$$

### 7.3.3. Розрахунковий тиск стиснутого повітря

Для стійкої роботи привода преса без значних перевантажень необхідно забезпечити

$$p_d = \frac{Q_{сум}}{F_n} \approx p_p. \quad (7.44)$$

Повне натискне зусилля визначається з вираження

$$Q_{сум} = Q_{акт} + Q_{np} + Q_{mp}. \quad (7.45)$$

Активне натискне зусилля

$$Q_{акт} = \frac{F_{mp} q_m}{m} . \quad (7.46)$$

Сумарне зусилля відвідних пружин

$$Q_{np} = P_{раб} z_{np} , \quad (7.47)$$

де зусилля пружини  $P_{раб}$  відповідає стиску пружини при включеній муфті.

При відомих розмірах пружини зусилля  $P_{раб}$ , необхідне для її стиску на величину  $\lambda_{раб}$ , визначається по формулі

$$P_{раб} = \frac{\lambda_{раб} G d^4}{8 D_0^3 i_{np}} , \quad (7.48)$$

де  $G$  – модуль зрушення ( $G = 8,0 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>);

$d$  – діаметр дроту пружини;

$D_0$  – середній діаметр пружини;

$i_{np}$  – кількість робочих витків пружини.

Величина стиску пружини  $\lambda_{рас}$  визначається зі складального креслення вузла, що перевіряється.

Зусилля для подолання тертя в манжетах для пневмоциліндрів з гумовими діафрагмами приймається рівним нулю, для пневмоциліндрів з манжетами – визначається по формулі

$$Q_{mp} = \pi \mu_0 z_0 (D_n b_n + d_e b_e) (p_p + 0,1) . \quad (7.49)$$

Коефіцієнт тертя в манжетах  $\mu_0$  приймається рівним 0,08...0,1. Діаметри поршня пневматичного циліндру  $D_n$  і  $d_e$  визначаються по компоновальному кресленню муфти, ширина зовнішньої  $b_n$  і внутрішньої  $b_e$  манжети встановлюється по стандартах на ущільнення.

Число манжет для коміркових і шевронних манжет  $z_0 = 1$ , для шнурової набивки  $z_0 = 2$ .

Значення тиску повітря  $p_p$ , що рекомендується, приведено в таблиці 7.13. Через коливання тиску повітря в цеховій магістралі розрахунковий тиск може значно відрізнятись від рекомендується по таблиці 7.13. У таких випадках необхідно визначити коефіцієнт запасу зчеплення (див. далі).

### 7.3.4. Перевірка пружин муфти

Швидкість відключення муфти забезпечується при оптимальній швидкості виходу повітря з пневматичного циліндра муфти, тобто при виконанні умови

$$\frac{P_{раб} z_{np} + Q_{mp}}{F_{nm}} \geq p_c . \quad (7.50)$$

Тиск  $p_c$ , необхідний для статичного подолання сил опору руху поршня, визначається по таблиці 7.13.

Необхідна довговічність пружин забезпечується за умови

$$\frac{P_3}{P_{раб}} \geq 0,75 , \quad (7.51)$$

де  $P_3$  і  $P_{раб}$  – відповідно зусилля стиску пружини у виключеному і включеному станах муфти.

Зусилля стиску пружини у виключеному стані муфти визначається по формулі (7.47), де величина стиску  $\lambda_3$  менше  $\lambda_{раб}$  на величину ходу поршня.

### 7.3.5. Перевірка кріпильних болтів

Зусилля, що діє на кріпильні болти кришок підшипників маховика, визначається по формулі

$$P_{б1} = 1,25 \frac{p_c F_{nm}}{z_б} . \quad (7.52)$$

Зусилля, що діє на болти кріплення кришки муфти, визначається по формулі

$$P_{б2} = 1,25 \frac{p_д F_{nm}}{z_б} . \quad (7.53)$$

Число болтів приймається рівним 6, 8, 12 і т.д. При розрахунку болтового з'єднання матеріалом для болтів вибирається сталь Ст3 чи сталь 45. Часто конструктивно замість болтів застосовують шпильки, тоді розрахунок з'єднання ведеться з урахуванням міцності матеріалу маточини маховика (чавун чи сталеве лиття). Розрахунок міцності болтового чи шпилькового з'єднання виконується

по відомих формулах з курсу «Деталі машин». Діаметр різьби болтів можна визначити по табл. 7.15.

Таблиця 7.15

Максимальне зусилля допустиме різьбою болтів муфти, Н

Діаметр різьби, мм	Маточина стальна лита		Маточина чавунна
	Матеріал болтів		
	Сталь Ст3	Сталь 45	
6	750	1200	450
8	1400	2200	800
10	2400	3800	1400
12	3600	5800	2100
16	7500	12000	4500
20	14000	24000	8000
22	19000	32000	11000
27	33000	53000	20000
30	45000	74000	28000
36	70000	110000	42000

### 7.3.6. Перевірка вставок і шліців на зминання

Максимальна напруга зминання на бічній поверхні вставок знаходиться по формулах:

- для овальних вставок

$$\sigma_{cm} = \frac{k_{\partial} k_{\delta} k_{o\delta} M_{mp}}{(l_{\delta} - b_{\delta}) h_{\partial} m_{\delta} R_{cp}} \leq [\sigma_{cm}]; \quad (7.54)$$

- для круглих вставок

$$\sigma_{cm} = \frac{k_{\partial} k_{\delta} k_{o\delta} k_{\sigma} M_{mp}}{d_{\delta} h_{\partial} m_{\delta} R_{cp}} \leq [\sigma_{cm}]. \quad (7.55)$$

Напруга зминання, що допускається,  $[\sigma_{cm}]$  визначається по таблиці 7.11. Значення коефіцієнтів, що характеризують якість поверхні вікна диска  $k_{o\delta}$ , динамічності навантаження  $k_{\delta}$ , максимальні напруги  $k_{\sigma}$ , характер роботи вставки  $k_{\delta}$  зазначені в табл. 7.12.

Перевірка шліців на зминання виконується по формулі

$$\sigma_{cm} = \frac{ak_{\partial} k_{o\delta} M_{mp}}{\psi k_{mp} z_{ш} b_{ш} h_{ш} R_{ш}} \leq [\sigma_{cm}]. \quad (7.56)$$

Напруга зминання, що допускається,  $[\sigma_{cm}]$  для бічних поверхонь шліців рекомендується приймати рівним 15...20 МПа для поверхонь без термообробки і 20...35 МПа для термооброблених (сталь Ст.5 чи сталь 35). Коефіцієнт  $a$  для ведених дисків приймається рівним 2,5; для ведучих – 1,25. Коефіцієнт  $k_{mp}$  дорівнює числу поверхонь тертя  $m$  для ведених дисків і  $(0,5m + 1)$  – для ведучих.

Середні радіуси шліців ведучих чи ведених дисків  $R_{ш}$ , ширина  $b_{ш}$ , висота  $h_{ш}$ , число шліців  $z_{ш}$  визначаються по кресленнях вузла.

Коефіцієнт  $\psi$  приймається рівним:

- для ведених дисків  $\psi = 1$ ;
- для опорних чи натискних дисків при
  - $m = 2$   $\psi = 0,5$ ;
  - $m = 4$   $\psi = 0,25$ ;
  - $m = 6$   $\psi = 0,16$ ;
- для проміжних дисків при
  - $m = 4$   $\psi = 0,5$ ;
  - $m = 6$   $\psi = 0,33$ .

### 7.3.7. Визначення коефіцієнта запасу зчеплення

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta_m$  визначається як відношення активного зусилля пневматичного циліндру при різних тисках повітря до розрахункового

$$\beta_m = \frac{p_{\partial} F_n - Q_{np} - Q_{mp}}{p_p F_n - Q_{np} - Q_{mp}}. \quad (7.57)$$

Для декількох значень робочого тиску повітря в інтервалі  $(0,7 \dots 1,3) p_p$  визначається коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta_m$  і будується графік що допустимого навантаження муфти в координатах  $[p_{\partial}, \beta_m]$ . На графіку відзначаються зона навантаження, у якій не забезпечується передача робочого моменту ( $\beta_m < 1$ ), зона не стійкої передачі робочого моменту ( $\beta_m = 1 \dots 1,15$ ) і зона стійкої передачі робочого моменту ( $\beta_m > 1,15$ ). Графік приводиться в розрахунково-пояснювальній записці, а в паспорті преса вказується мінімальний тиск повітря, при якому забезпечується передача розрахункового моменту.



**Приклад 34. Виконати перевірочний розрахунок муфти з накладками КГШП зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 25;
Число ходів повзуна за хвилину $n_n$	– 60;
Коефіцієнт використання числа ходів $p_u$	– 0,25;
Максимальний крутильний момент на головному валу $M_m$ , Нсм	– $1,4 \cdot 10^8$ ;
Момент інерції ведених частин приводу $J_2$ , кгм <sup>2</sup>	– 1670;
Кількість ведених дисків $t$	– 2;
Зовнішній радіус поверхні тертя $R_n$ , см	– 100;
Внутрішній радіус поверхні тертя $R_e$ , см	– 65;
Фрикційний матеріал	– 143-66;
Зовнішній діаметр циліндру $D_n$ , см	– 209;
Хід поршня циліндру максимальний $d_n$ , см	– 1,1;
Ширина манжет поршня $b_0$ , см	– 2;
Число манжет поршня $z_0$	– 2;
Число відвідних пружин $z_{np}$	– 36;
Зовнішній діаметр пружин $D_0$ , см	– 8;
Діаметр проволочки пружин $d$ , см	– 1,4;
Деформація пружини при включеній муфті $\lambda_{раб}$ , см	– 7;
Число робочих витків пружини $i_{np}$	– 10;
Число шліців зубчатої ступиці $z_{ш}$	– 130;
Ширина зуба шліців $b_{ш}$ , см	– 2;
Висота зубів шліців $h_{ш}$ , см	– 6;
Середній радіус шліців $R_{ш}$ , см	– 74.

Рішення

В КГШП К8544 використовується дводискова фрикційна муфта з накладками. Проектувальний розрахунок подібної однодискової муфти приведено в прикладі 29.

Розрахунковий момент муфти визначається по формулі (7.1), в якій показник моменту муфти обчислюється по формулі (7.37). Коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta_m$  приймається рівним 1,15. Коефіцієнт характеру наростання моменту  $k_{оп}$  по табл. 7.15 для об'ємного штампкування при 60 ходах повзуна за хв. становить 0,8.

Коефіцієнт падіння тиску стислого повітря  $k_n$  приймається рівним 1,2. В такому разі показник моменту муфти становить

$$k_m = 1,15 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 1,104.$$

Тоді розрахунковий момент муфти складає

$$M_m = \frac{1,104 \cdot 1,4 \cdot 10^8}{1 \cdot 1} = 1,546 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Середній радіус поверхні тертя становить по формулі (7.41)

$$R_{cp} = \frac{100 + 85}{2} = 92,5 \text{ см}.$$

Сумарна площа поверхні тертя по формулі (7.43) складає

$$F_{mp} = 2 \cdot \pi \cdot (100^2 - 85^2) = 34870 \text{ см}^2.$$

По табл. 7.3 для матеріалу 143-66 коефіцієнт тертя  $\mu$  складає 0,42. По табл. 7.5 для муфти з накладками при коефіцієнті ширини кільця  $\delta = 0,162$  коефіцієнт форми поверхні тертя  $\delta_f$  становить 1,02. Коефіцієнт  $\delta$  вираховано по формулі

$$\delta = \frac{B}{R_{cp}} = \frac{15}{92,5} = 0,162.$$

В такому разі фактичний тиск на поверхні тертя становить по формулі (7.39)

$$q_m = \frac{1,546 \cdot 10^8}{0,42 \cdot 3,487 \cdot 10^4 \cdot 92,5 \cdot 1,02} \cdot 10^2 = 1,118 \text{ МПа}.$$

По табл. 7.3 допустимий питомий тиск для матеріалу 143-66 становить 1,5 МПа, тобто більше, чим фактичний робочий тиск на поверхні.

Однак слід зауважити, що в конструкції муфти прийнята надто мала ширина кільця тертя, що призвело до низького значення коефіцієнту  $\delta$ , який менше рекомендованого значення більше чим в два рази. Це свідчить про те, що діаметри поверхні тертя прийняті завеликі і досить близькі один до одного, що призводить до збільшення радіальних розмірів муфти.

Для стійкої роботи муфти необхідний тиск стиснутого повітря повинен дорівнювати приблизно значенню, рекомендованому для даного преса.

По табл. 7.13 для номінального зусилля 25 МН розрахунковий тиск повітря становить 0,55 МПа. По табл. 7.14 тиск повітря для подолання опору руху поршня становить при номінальному числі ходів 60 за хв. 0,035 МПа.

Площа поршню становить

$$F_n = \frac{\pi}{4} 209^2 = 34310 \text{ см}^2.$$

Зусилля для стиску одної пружини при вмиканні на величину  $\lambda_{\text{раб}}$  по формулі (7.48) становить

$$P_{\text{раб}} = \frac{7 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 1,4^4}{8 \cdot 8^3 \cdot 10} = 5252 \text{ Н}.$$

Розрахункове зусилля затяжки одної пружини при вимкненій муфті становить

$$P_z = 5252 \frac{7-1,1}{7} = 4427 \text{ Н}.$$

Сумарне зусилля всіх пружин буде

$$Q_{\text{пр}} = 5252 \cdot 36 = 189100 \text{ Н}.$$

Активне натискне зусилля для створення необхідного тиску по формулі (7.46) становить

$$Q_{\text{акт}} = \frac{34870 \cdot 1,118}{4} \cdot 10^2 = 9,751 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Зусилля для подолання сил тертя в манжетах поршня по формулі (7.49) становить

$$Q_{\text{тр}} = \pi \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 209 \cdot 2(0,55 + 0,1) \cdot 10^2 = 17070 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт тертя в манжетах прийнято рівним 0,1.

Таким чином, повне натискне зусилля поршня

$$Q_{\text{сум}} = 189100 + 9,751 \cdot 10^5 + 17070 = 1,181 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Тоді необхідний тиск повітря по формулі (7.44) становить

$$p_{\partial} = \frac{1,181 \cdot 10^6}{34310} 10^{-2} = 0,344 \text{ МПа},$$

тобто умова сталості роботи муфти виконується.

Швидкість відключення муфти забезпечується достатньою силою пружин. По формулі (7.50) знайдено

$$\frac{189100 + 17070}{34310} = 0,054 > 0,035,$$

тобто умова швидкодії при вимиканні виконується.

Довговічність пружин перевіряється по формулі (7.51)

$$\frac{4427}{5252} = 0,843 > 0,75,$$

тобто умова довговічності витримується.

Шліці зубчатої ступиці ведених дисків перевіряються на зминання по формулі (7.56).

Коефіцієнт  $a$  для ведених дисків приймається рівним 2,5, коефіцієнт  $k_{\text{тр}}$  дорівнює числу поверхонь тертя, тобто в даному разі 4. Коефіцієнт  $\psi$  для веденого диску дорівнює 1. По табл. 7.12 встановлені коефіцієнти для нерухомого з'єднання накладок і диску з шліфованими поверхнями тертя:

- коефіцієнт динамічності  $k_{\partial} - 1$ ;
- коефіцієнт якості поверхні  $k_{\text{об}} - 1$ .

Таким чином, по формулі (7.56) знайдено

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,546 \cdot 10^8}{1 \cdot 4 \cdot 130 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 74} \cdot 10^{-2} = 8,368 \text{ МПа}.$$

Допустима напруга зминання бічних поверхонь шліців для поверхонь без термічною обробкою становить 15...20 МПа, тобто дійсна напруга менше допустимої.

**Приклад 35. Виконати перевірочний розрахунок муфти з вставками одно кривошипного листоштампувального преса зусиллям 8 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса  $P_n$ , МН

– 8;

Число ходів повзуна за хвилину  $n_n$

– 18;

Число обертів валу муфти $n_m$ за хв.	– 328;
Максимальний крутильний момент на валу муфти $M_m$ , Нм	– 52000;
Кількість вставок в верхньому ряді $t_6$	– 28;
Кількість вставок в нижньому ряді $t_n$	– 17;
Довжина овальних вставок $l_6$ , см	– 11;
Ширина вставок $b_6$ , см	– 6;
Товщина вставок $h_6$ , см	– 4;
Площа тертя одної вставки $F_6$ , см <sup>2</sup>	– 58,3;
Зовнішній радіус поверхні тертя $R_n$ , см	– 45;
Внутрішній радіус поверхні тертя $R_6$ , см	– 20,25;
Фрикційний матеріал	– 8-45-62;
Товщина ведучого диску $h_{01}$ , см	– 2,7;
Зовнішній діаметр циліндру $D_n$ , см	– 100;
Внутрішній діаметр циліндру $d_n$ , см	– 45;
Хід поршня циліндру максимальний $d_n$ , см	– 1;
Ширина манжет поршня $b_0$ , см	– 1,6;
Число манжет поршня $z_0$	– 4;
Число відвідних пружин $z_{np}$	– 12;
Зовнішній діаметр пружин $D_0$ , см	– 4,5;
Діаметр проволочи пружин $d$ , см	– 0,8;
Деформація пружини при включеній муфті $\lambda_{раб}$ , см	– 5,5;
Число робочих витків пружини $i_{np}$	– 10;
Число шліців зубчатого вінця $z_{ш}$	– 205;
Ширина зуба шліців $b_{ш}$ , см	– 1,125;
Висота зубів шліців $h_{ш}$ , см	– 4,5;
Середній радіус шліців $R_{ш}$ , см	– 51.

#### Рішення

В листоштампувальному пресі використовується однодискова фрикційна муфта з двома рядами вставок, розташованих з перекриттям.

Розрахунковий момент муфти визначається по формулі (7.1), в якій показник моменту муфти обчислюється по формулі (7.37). Коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta_m$  приймається рівним 1,1. Коефіцієнт характеру наростання моменту  $k_{он}$  по табл. 7.15 для вирубки, обрізки при 18 ходах повзуна за хв. становить 0,77. Коефіцієнт падіння тиску стислого повітря  $k_n$  приймається рівним 1,25. В такому разі показник моменту муфти становить

$$k_m = 1,1 \cdot 0,77 \cdot 1,25 = 1,059.$$

Тоді розрахунковий момент муфти складає

$$M_m = \frac{1,059 \cdot 52000}{1 \cdot 1} = 5,506 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній радіус поверхні тертя становить по формулі (7.41)

$$R_{cp} = \frac{45 + 20,25}{2} = 32,625 \text{ см}.$$

Сумарна площа поверхні тертя по формулі (7.42) складає

$$F_{mp} = 2 \cdot 45 \cdot 58,3 = 5247 \text{ см}^2.$$

По табл. 7.3 для матеріалу 8-45-62 коефіцієнт тертя  $\mu$  складає 0,38. Коефіцієнт  $\delta_\phi$  вираховано по формулі (7.40)

$$\delta_\phi = \frac{3 \cdot 28 - 17}{28 + 17} = 1,489.$$

В такому разі фактичний тиск на поверхні тертя становить по формулі (7.39)

$$q_m = \frac{55060}{0,38 \cdot 5247 \cdot 32,625 \cdot 1,489} = 0,568 \text{ МПа}.$$

По табл. 7.3 допустимий питомий тиск для матеріалу 8-45-62 становить 1,2 МПа, тобто більше, чим фактичний робочий тиск на поверхні.

По табл. 7.13 для номінального зусилля 8 МН розрахунковий тиск повітря становить 0,5 МПа. По табл. 7.14 тиск повітря для подолання опору руху поршня становить при номінальному числі холів 18 за хв. 0,03 МПа.

Площа поршню становить

$$F_n = \frac{\pi}{4} (100^2 - 45^2) = 6264 \text{ см}^2.$$

Зусилля для стиску одної пружини при вмиканні на величину  $\lambda_{раб}$  по формулі (7.48) становить

$$P_{раб} = \frac{5,5 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,8^4}{8 \cdot 4,5^3 \cdot 10} 10^2 = 2472 \text{ Н}.$$

Розрахункове зусилля зтяжки одної пружини при вимкненій муфті становить

$$P_3 = 2472 \frac{5,5-1}{5,5} = 2022 \text{ Н.}$$

Сумарне зусилля всіх пружин буде

$$Q_{пр} = 2472 \cdot 12 = 29670 \text{ Н.}$$

Активне натискне зусилля для створення необхідного тиску по формулі (7.46) становить

$$Q_{акт} = \frac{5247 \cdot 0,568}{2} \cdot 10^2 = 1,491 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Зусилля для подолання сил тертя в манжетах поршня по формулі (7.49) становить

$$Q_{тр} = \pi \cdot 0,1 \cdot 4 \cdot (100 \cdot 1,6 + 45 \cdot 1,6)(0,5 + 0,1) \cdot 10^2 = 17490 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт тертя в манжетах прийнято рівним 0,1.

Таким чином, повне натискне зусилля поршня

$$Q_{сум} = 149100 + 17490 + 29670 = 196260 \text{ Н.}$$

Тоді необхідний тиск повітря по формулі (7.44) становить

$$p_{\partial} = \frac{196260}{6264} 10^{-2} = 0,313 \text{ МПа,}$$

тобто умова сталої роботи муфти виконується.

Швидкість відключення муфти забезпечується достатньою силою пружин. По формулі (7.50) знайдено

$$\frac{29670 + 17490}{6264} = 0,075 > 0,03,$$

тобто умова швидкодії при вимиканні виконується.

Довговічність пружин перевіряється по формулі (7.51)

$$\frac{2022}{2472} = 0,818 > 0,75,$$

тобто умова довговічності витримується.

Шліці зубчатого вінця ведучого диску перевіряються на зминання по формулі (7.56).

Коефіцієнт  $a$  для ведучого диску становить рівним 1,25, коефіцієнт  $k_{тр}$  дорівнює числу поверхонь тертя, тобто в даному разі 2. Коефіцієнт  $\psi$  для ведучого натискного диску дорівнює 0,5. По табл. 7.12 встановлені коефіцієнти для рухомого з'єднання вставок і диску з фрезерованими поверхнями тертя, 8 квалітету точності, при 328 обертах валу муфти за хв.:

- коефіцієнт динамічності  $k_d - 1,4$ ;
- коефіцієнт якості поверхні  $k_{об} - 1,5$ ;
- коефіцієнт роботи вставки  $k_s - 1,3$ ;
- коефіцієнт максимальної напруги  $k_{\sigma} - 1,6$ .

Таким чином, по формулі (7.56) знайдено

$$\sigma_{см} = \frac{1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,5 \cdot 55060}{0,5 \cdot 2 \cdot 205 \cdot 1,125 \cdot 4,5 \cdot 51} = 2,73 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга зминання бічних поверхонь шліців для поверхонь без термічною обробкою становить 15...20 МПа, тобто дійсна напруга менше допустимої.

Максимальна напруга зминання на бічній поверхні вставок по формулі (7.54) становить

$$\sigma_{смв} = \frac{1,4 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 55060}{(11-6) \cdot 2,7 \cdot (28+17) \cdot 32,625} = 7,584 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга зминання бічних поверхонь вставок по табл. 7.11 для матеріалу 8-45-62 становить 12 МПа, і тоді дійсна напруга зминання менше допустимої.

## 7.4. Перевірочний розрахунок гальма

### 7.4.1. Розрахунковий момент гальма

Розрахунковий момент гальма визначається по формулі (7.2). Показник моменту гальма  $k_m$  залежить від відносного часу вмикання. На цій стадії він може прийматися рівним 1,35 при установці гальма на бистрохідному валу і 1,5 – при установці на тихохідному валу.

### 7.4.2. Тиск на тертьових поверхнях

Для нормальної роботи фрикційного матеріалу гальма повинне бути витримане умова

$$q_m = \frac{Q_{акт}m}{F_{mp}} \leq [q]. \quad (7.58)$$

Тиск, що допускається,  $[q]$  вибирається по табл. 7.3. Активне натискне зусилля дорівнює

$$Q_{акт} = P_{раб}z_{np} - Q_{mp}. \quad (7.59)$$

Тут  $z_{np}$  – число пружин.

Сила тертя в манжетах визначається по формулі

$$Q_{mp} = 0,8\pi\mu_0(D_n b_n + D_{вн} b_{вн})z_m(p_p + 0,1), \quad (7.60)$$

де  $\mu_0$  – коефіцієнт тертя в манжетах, приймається рівним  $\mu_0 = 0,08 \dots 0,1$ ;

$D_n, b_n, D_{вн}, b_{вн}$  – відповідно діаметр і ширина зовнішніх і внутрішніх манжет;

$z_m$  – число манжет;

$p_p$  – розрахунковий тиск стислого повітря, вибирається по табл. 7.13.

Зусилля зтягування  $P_{раб}$  однієї пружини відповідає стиску пружини у включеному стані гальма. Величина зусилля визначається по формулі (7.47), значення стиску пружини в робочому стані визначається зі складального креслення вузла.

Сумарна площа тертя визначається по формулах (7.6) чи (7.11).

### 7.4.3. Умова забезпечення заданого кута гальмування

Заданий кут гальмування забезпечується при виконанні умови

$$P_{\phi} = \frac{M_{mp}}{R_{np}z_{np}} \leq P_3. \quad (7.61)$$

Приведений радіус тертя  $R_{np}$  визначається в залежності від типу гальма по формулах (7.19) чи (7.20).

Робоче зусилля пружини  $P_{раб}$  визначається по формулі (7.47) для розмірів, які визначаються з креслення вузла.

Якщо фактичне зусилля  $P_{\phi}$  пружини недостатньо для забезпечення заданого кута гальмування, то необхідно зробити перерахунок пружин гальма відповідно до рекомендацій з розрахунку пружин гальма при проектувальному розрахунку.

Якщо розрахункове зусилля пружини  $P_{\phi}$  значно менше зусилля  $P_{раб}$ , створюваного обраної для гальма пружиною, то необхідно уточнити фактичне значення моменту тертя гальма

$$M_{m\phi} = P_3 z_{np} R_{np}. \quad (7.62)$$

### 7.4.4. Дійсний кут гальмування

Дійсний кут гальмування визначається по формулі

$$\varphi_{m\phi} = \frac{0,314k_m J_2 n_m n_n}{M_{m\phi}} \leq \varphi_m. \quad (7.63)$$

Уточнене значення показника моменту гальма  $k_m$  визначається по табл. 7.16 у залежності від приведенного відносного часу  $\tau_e$ .

Таблиця 7.16

Показник моменту гальма  $k_m$

Відносний час $\tau_e$	Показник моменту гальма $k_m$
До 0,4	1,2
0,4...0,6	1,3
0,6...0,8	1,4
0,8...1,2	1,5
1,2...1,4	1,6
Більше 1,4	1,7

Відносний час вмикання  $\tau_e$  знаходиться по рис. 7.4 у залежності від величини приведенного відносного часу  $\tau^*$ , рівного:

- для муфт

$$\tau^* = \frac{3,3 \cdot 10^{-6} (h_n + 0,1) F_n M_{м.р.}}{\xi_{нм} f_{нм} J_2 n_m}; \quad (7.64)$$

- для гальм

$$\tau^* = \frac{6,4 \cdot 10^{-6} V_{mo} M_{m,p}}{\xi_{om} f_{om} J_2 n_m} \quad (7.65)$$

де  $\xi_{nm}$ ,  $\xi_{om}$  – відповідно, приведені коефіцієнти витрати для трубопроводів ланцюга наповнення муфти і ланцюги спорожнювання гальма (див. нижче);

$f_{nm}$ ,  $f_{om}$  – відповідно, площа прохідного перетину ланцюгів наповнення й спорожнювання порожнини гальма,  $\text{см}^2$  (див. п. 7.7.2);

$V_{mo}$  – обсяг шкідливого простору циліндра гальма,  $\text{см}^3$ .

В формулі (7.63) хід поршня  $h_n$  і площа поршня  $F_n$  приймаються, відповідно в  $\text{см}$  і  $\text{см}^2$ .

При виборі оптимальних значень параметрів фрикційного вузла для гальм  $\tau_e = 0,4 \dots 0,6$ ; для муфт, установлених на головному валу  $\tau_e = 1,4 \dots 1,6$ ; для муфт, установлених на прийомному валу  $\tau_e = 0,4 \dots 0,6$ .

Якщо дійсний кут гальмування  $\varphi_{mo}$  більше розрахункового кута  $\varphi_m$ , то необхідно вибрати інші параметри пружин гальма і перетину трубопроводів.

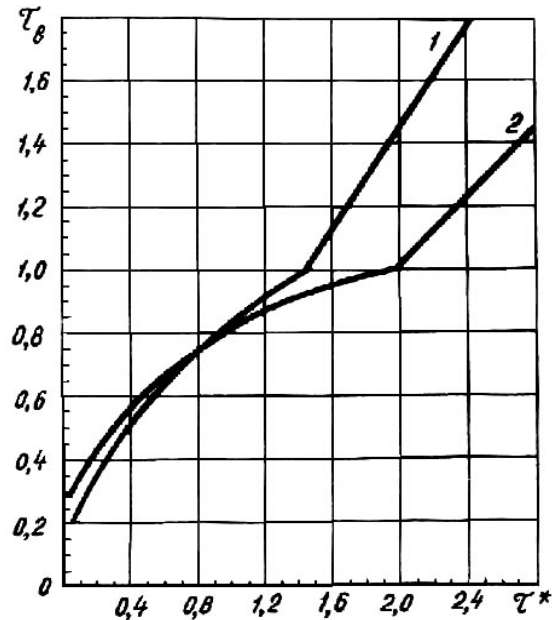


Рис. 7.4. Визначення відносного часу вмикання  
1 – гальмо; 2 – муфта

#### 7.4.5. Перевірка пружин гальма на довговічність

Довговічність пружин гальма забезпечується, якщо дотримується умова

$$\frac{P_3}{P_{раб}} \geq 0,75. \quad (7.66)$$

де  $P_3$ ,  $P_{раб}$  – відповідно зусилля стиску пружини у включеному і у виключеному станах гальма. Зусилля  $P_{раб}$  визначається по формулі (7.47) для затягнутої пружини, зжатої додатково на величину переміщення поршню.

#### 7.4.6. Перевірка тиску за умовою розгальмовування

Розгальмовування гальма забезпечується при виконанні умови

$$p_p F_n \geq P_{pac} z_{np} + Q_{mp}. \quad (7.67)$$

Робочий тиск  $p_p$  стиснутого повітря в гальмі приймається менше тиску, необхідного для муфти, але не більш 0,35 МПа.

#### 7.4.7. Перевірка вставок і шліців на зминання

Перевірка вставок і шліців гальма виконується у випадку, якщо параметри вставок і шліцевих з'єднань гальма менше аналогічних параметрів муфти. Розрахунок виконується по розрахунковому фактичному моменті гальма  $M_{\phi}$ . Порядок розрахунку приведений у п. 7.3.6.

#### 7.5. Перевірка муфт і гальм на працездатність

Працездатність фрикційного вузла оцінюється по величині показника зносу

$$K = \frac{A_{mp} n_{вк} k_{вз}}{F_{mp}} \leq [K], \text{ Нм/см}^2 \text{ хв}, \quad (7.68)$$

де  $A_{mp}$  – робота тертя за одне вмикання вузла

$$A_{mp} = a J_2 n_{m(m)}^2;$$

$a$  – коефіцієнт, що враховує тип вузла; для муфт  $a = 5,8 \cdot 10^{-3}$ , для гальм  $a = 5,2 \cdot 10^{-3}$ ;

$J_2$  – момент інерції ведених частин привода;

$n_m$  – число оборотів у хвилину вала чи муфти гальма;

$n_{ек}$  – число вмикань вузла в хвилину;  
 $k_{єз}$  – коефіцієнт взаємного перекриття (див. п. 7.2.6);  
 $F_{mp}$  – сумарна площа поверхні тертя.

Припустимий показник зносу вузла визначається по формулі

$$[K] = \frac{[v]}{\frac{2,2\theta_{max}}{n_{ек}} \sqrt{\frac{M_{m(m)p}}{J_2 n_{m(m)}} + \frac{4,7}{S_{ox}(1+b_v V_{cp})}}}, \quad (7.69)$$

де  $[v]$  – максимально припустима поверхнева температура, обирається по таблиці 7.3;

$\theta_{max}$  – максимальна відносна поверхнева температура, визначається по табл. 7.17;

$S_{ox}$  – приведений коефіцієнт поверхні охолодження, вибирається по табл. 7.18;

$b_v$  – приведений коефіцієнт, що враховує вентиляційний ефект, вибирається по табл. 7.19;

$V_{cp}$  – лінійна швидкість обертання ведучого диска на середньому радіусі  $R_{cp}$ , м/с

$$V_{cp} = \frac{\pi n_{m(m)}}{30} R_{cp}.$$

Якщо в результаті розрахунків дійсний показник зносу  $K$  більше припустимого то необхідно зробити перерахунок фрикційного вузла, задаючи меншими значеннями коефіцієнта взаємного перекриття  $k_{єз}$  і тиску  $q$ , а також передбачити поліпшені умови відводу тепла від поверхонь тертя.

Таблиця 7.17

Максимальна відносна температура  $\theta_{max}$

Вузол	$\tau_e$	Відносна температура $\theta_{max}$ в °С при $k_{єз}$ рівному				
		0,3	0,4	0,5	0,6	1
Муфта	<0,4	1,72	1,57	1,47	1,30	1,04
	0,4...0,6	1,58	1,44	1,36	1,20	0,95
	0,6...0,8	1,44	1,32	1,25	1,10	0,85
	0,8...1,0	1,30	1,20	1,14	0,98	0,75
	>1,0	1,25	1,16	1,10	0,95	0,73
Гальмо	<0,6	1,72	1,57	1,47	1,30	1,04
	0,6...1,0	1,6	1,46	1,38	1,22	0,97
	>1,0	1,5	1,38	1,30	1,15	0,90

*Примітка:* відносний час  $\tau_e$  визначається по формулам (7.62) чи (7.63)

Таблиця 7.18

Приведений коефіцієнт поверхневого охолодження  $S_{ox}$

Вузол	Особливості конструкції дисків	
	Оребрені зовнішні, порожні внутрішні	Неорєбрені зовнішні, суцільні внутрішні
З вставками, при $m = 2$	2,50	2,20
З накладками, при		
$m = 2$	2,05	1,68
$m = 4$	1,78	1,08
$m = 6$	1,68	0,88
$m = 8$	1,64	0,78

Таблиця 7.19

Приведений коефіцієнт вентиляційного ефекту  $b_v$

Вузол	Диски з ребрами	Диски без ребер
Муфта	0,08...0,09	0,05...0,06
Гальмо без вентилятора	0,02...0,03	0,01...0,02
Гальмо з вентилятором	0,05...0,06	0,03...0,04

## 7.6. Визначення приведенного терміну служби фрикційних матеріалів

Термін служби фрикційних елементів визначається по формулі

$$T = \frac{0,95 \cdot 10^{-4} N}{n_{cm} k_1 k_2 n_{ек}} \geq (6 \dots 8), \text{ міс.} \quad (7.70)$$

де  $N$  – число циклів навантаження до повного зносу фрикційних елементів (бажано не менш  $7 \cdot 10^6$ )

$$N = \frac{10^6 h^* F_{mp}}{J_l b_q A_{mp}}, \quad (7.71)$$

$n_{cm}$  – число змін роботи преса;

$k_1$  – коефіцієнт, що враховує простої устаткування, зв'язані з ремонтом і переналагодженням оснащення, вибирається по табл.7.20;

Таблиця 7.20

Коефіцієнт простою обладнання  $k_1$

Тип преса	Номінальне зусилля, МН				
	До 1,0	1...4	4...6	6...10	За 10
Універсальні листоштампувальні	0,90	0,86	0,82	0,79	0,75
Обрізні	0,92	0,88	0,84	0,81	0,77
Витяжні	–	0,75	0,65	0,60	0,55
Згинальні	0,93	0,89	0,85	0,82	0,78
КГШП	–	–	0,83	0,80	0,75
ГКМ	–	0,88	0,83	0,80	0,75
Прес-ножиці	0,95	0,91	0,87	0,84	0,80
Гільйотинні ножиці	0,96	0,92	0,88	0,88	0,84
Спеціалізовані	0,97	0,95	0,93	0,91	0,81

$k_2$  – коефіцієнт, що враховує використання преса протягом заданого часу з різною частотою включень; Значення коефіцієнта  $k_2$  вибирається по табл. 7.21;

$h^*$  – загальний ресурс на знос (див. п. 7.2.8), см;

$J_L$  – лінійна інтенсивність зносу, визначається по рис. 7.2 у залежності від типу матеріалу і питомого тиску на поверхні  $q$ ;

$b_q$  – відносний показник інтенсивності зносу, визначається по рис. 7.5 і 7.6 у залежності від відносного часу вмикання (див. п. 7.4.3) і співвідношення приведенного фактичного тиску  $q_\phi$  і реального тиску  $q$ ; тиск  $q_\phi$  вибирається по табл. 7.3, а тиск  $q$  визначається по формулах (7.38) чи (7.56);

$F_{mp}$  – площа поверхні тертя,  $cm^2$ .

Таблиця 7.21

Коефіцієнт частоти використання устаткування  $k_2$

Приведений термін служби в місяцях	Спеціальні машини	Універсальні преси
До 4	0,90	0,80
4...12	0,70	0,60
Більше 12	0,65	0,55

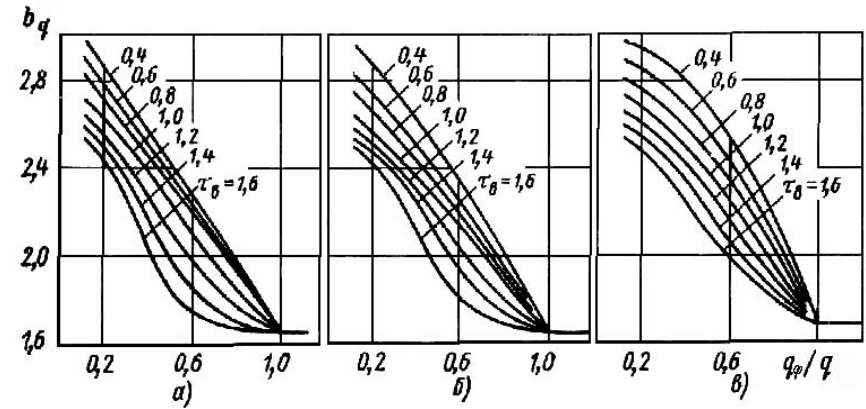


Рис. 7.5. Залежність відносного показника інтенсивності зносуфрикційних матеріалів для дискових муфт:  
а – для м'яких; б – для напівм'яких; в – для твердих

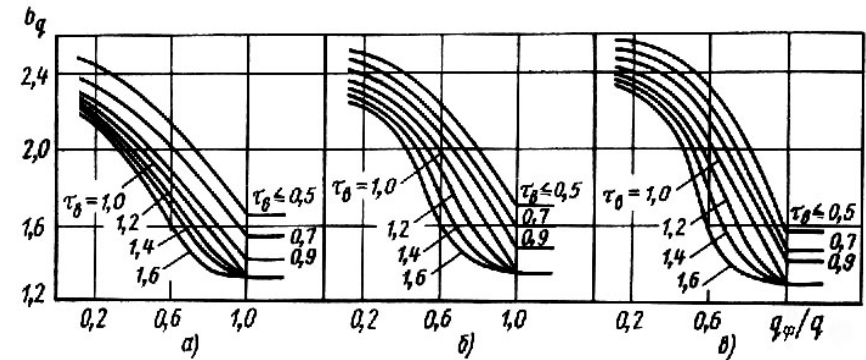


Рис. 7.6. Залежність відносного показника інтенсивності зносуфрикційних матеріалів для дискових гальм:  
а – для м'яких; б – для напівм'яких; в – для твердих

**Приклад 36. Виконати розрахунок моменту інерції ведених частин приводу одно кривошипного преса зусиллям 4 МН.**

Початкові дані:

Привід преса має клиноремінну передачу та дві зубчасті передачі. Муфта та гальмо розташовані на приймальному валу, від якого рух передається через проміжну зубчасту передачу на проміжний вал, а далі за допомогою тихохідної зубчастої передачі –



на головний шестерне-ексцентриковий механізм. Передатне відношення бистрохідної зубчатої передачі  $i_6=3,52$ , тихохідної зубчатої передачі –  $i_m=5,74$ .

### Рішення

На рис. 7.7, 7.8 та 7.9 показані розрахункові схеми відповідно приймального валу з деталями муфти та гальма, проміжного валу з зубчатими колесами та шестерне-ексцентрикового приводу.

Момент інерції розраховано за формулою

$$J_o = J_{oc} + m \cdot a^2,$$

де  $J_{oc}$  – момент інерції елемента відносно власної осі симетрії;

$m$  – маса елемента;

$a$  – відстань від власної осі до осі обертання.

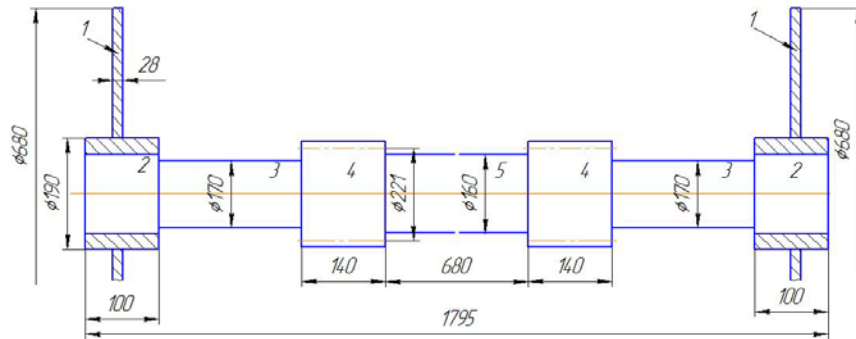


Рис. 7.7. Приймальний вал приводу з веденими частинами муфти та гальма

Для циліндру з внутрішнім отвором формула має вид

$$J_o = \frac{\pi r b (D^4 - d^4)}{32} \left[ 1 + \frac{8a^2}{D^2 + d^2} \right],$$

де  $D$  – зовнішній діаметр циліндру;

$d$  – внутрішній діаметр циліндрі;

$b$  – ширина циліндру;

$r$  – щільність матеріалу.

Щільність матеріалу (сталь)  $\rho$  прийнята рівною  $7850 \text{ кг/м}^3$ .

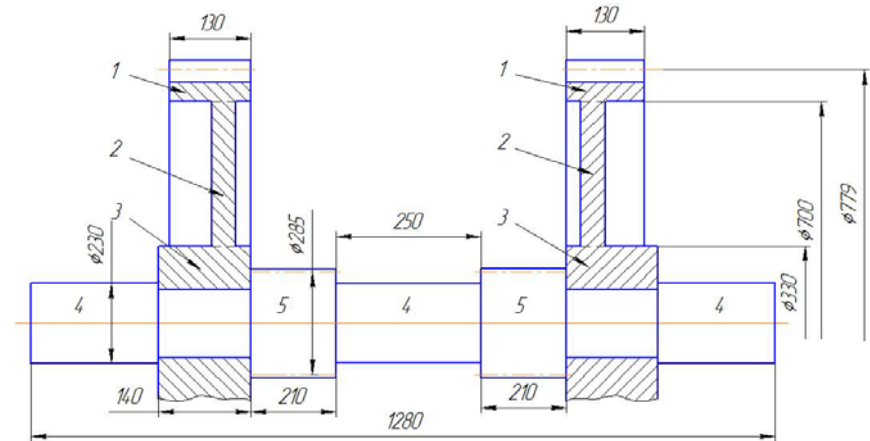


Рис. 7.8. Проміжний вал приводу

Результати розрахунків моментів інерції всіх трьох частин приводу приведені в таблицях 7.22, 7.23 та 7.24.

Таблиця 7.22

### Момент інерції приймального валу $J_{пр.в}$

№ пп	$D_i, \text{ м}$	$d_i, \text{ м}$	$b_i, \text{ м}$	$a_i, \text{ м}$	$m_i, \text{ кг}$	$J_i, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
1	0,680	0,190	0,056	0	147,18	9,34
2	0,190	0	0,200	0	44,51	0,20
3	0,170	0	0,635	0	113,14	0,42
4	0,221	0	0,280	0	84,31	0,52
5	0,160	0	0,680	0	107,33	0,35
Всього					496,48	10,84

Таблиця 7.23

### Момент інерції проміжного валу $J_{пж.в}$

№ пп	$D_i, \text{ м}$	$d_i, \text{ м}$	$b_i, \text{ м}$	$a_i, \text{ м}$	$m_i, \text{ кг}$	$J_i, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
1	0,779	0,700	0,260	0	187,30	26,16
2	0,700	0,330	0,070	0	164,47	12,54
3	0,330	0	0,280	0	187,99	2,61
4	0,230	0	0,580	0	189,17	1,27
5	0,285	0	0,420	0	210,33	2,18
Всього					939,26	44,75

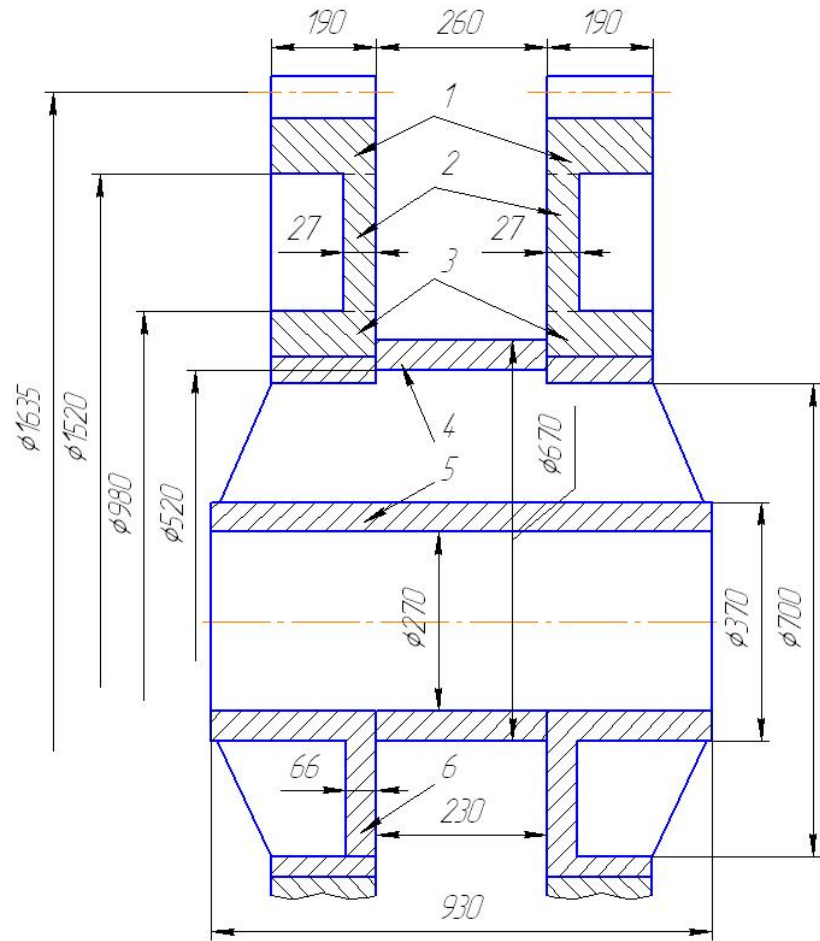


Рис. 7.9. Ведена частина приводу шестерне-ексцентрикового механізму

Таблиця 7.24

Момент інерції веденої частини приводу шестерне-ексцентрикового механізму  $J_{шз}$

№ пп	$D_i, м$	$d_i, м$	$b_i, м$	$a_i, м$	$m_i, кг$	$J_i, кг \cdot м^2$
1	1,635	1,52	0,380	0	850,04	539,38
2	1,520	0,98	0,054	0	449,46	187,18
3	0,980	0,70	0,380	0	1102,07	203,52
4	0,670	0,52	0,260	0,18	286,14	35,65
5	0,370	0,27	0,930	0	366,96	9,80
6	0,700	0,37	0,132	0	287,36	22,94
Всього					3342,030	998,47

Момент інерції ведених частин приводу, приведений до осі муфти та гальма, тобто до приймального валу, становить

$$J_2 = J_{пр.в} + \frac{J_{пж.в}}{i_0^2} + \frac{J_{шз}}{i_0^2 \cdot i_m^2} =$$

$$= 10,84 + \frac{44,75}{3,52^2} + \frac{998,47}{3,52^2 \cdot 5,74^2} = 16,897 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

**Приклад 37.** Виконати перевірочний розрахунок гальма листоштампувального двох кривошипного преса зусиллям 1,6 МН.

Початкові дані:

- Номінальне зусилля преса  $P_n$ , МН — 1,6;
- Число ходів повзуна за хвилину  $n_n$  — 45;
- Коефіцієнт використання числа ходів  $p_u$  — 0,5;
- Число обертів валу муфти і гальма  $n_m$  за хв. — 312;
- Момент інерції ведених частин відносно валу муфти  $J_2$ , кг м<sup>2</sup> — 16;
- Фрикційний матеріал — 143-66;
- Зовнішній радіус поверхні тертя  $R_n$ , см — 32;
- Внутрішній радіус поверхні тертя  $R_g$ , см — 24;
- Кількість вставок  $m_g$  — 12;
- Площа тертя одної вставки  $F_g$ , см<sup>2</sup> — 50,3;
- Діаметр вставки  $d_g$ , см — 8;
- Товщина вставок  $h_g$ , см — 3;
- Товщина веденого диску  $h_d$ , см — 2;

Зовнішній діаметр циліндру $D_n$ , см	– 71,5;
Внутрішній діаметр циліндру $d_n$ , см	– 50;
Хід поршня циліндру максимальний $d_n$ , см	– 0,5;
Число відвідних пружин $z_{пр}$	– 12;
Зовнішній діаметр пружин $D_0$ , см	– 10;
Діаметр проволочи пружин $d$ , см	– 1,6;
Деформація пружини при включеній муфті $\lambda_{раб}$ , см	– 5;
Число робочих витків пружини $i_{пр}$	– 10;
Обсяг шкідливого простору пневматичного циліндру гальма $V_{ом}$ , см <sup>3</sup>	– 1090;
Ефективний перетин ланцюга наповнення гальма $\xi_{fm}$ , см <sup>2</sup>	– 1.

### Рішення

В листоштампувальному пресі використовується однодискове гальмо ( $m=2$ ) з вставками розміщене на приймальному валу. Пневматичний циліндр мембранного типу.

Для гальма, розташованого на бистрохідному валу показник моменту гальма становить 1,35. Кут гальмування по умові забезпечення аварійної зупинки по формулі (7.3) дорівнює

$$t_{ав} = 1,5 \cdot 45 \cdot 0,25 = 16,875^\circ.$$

Час спрацювання пневматичної системи при відключенні гальма  $t_{ав}$  дорівнює 0,25 с., при цьому припустимий час аварійного відключення  $[t_{ав}]$  по табл. 7.9 для листоштампувального двох кривошипного преса з розташуванням розподільних пристроїв в стойках преса становить 0,33 с, а час вмикання клапану  $t_{кл}$  з сервоприводом при умовному діаметрі проходу 25 мм по табл. 7.8 становить 0,08 с. кут гальмування не повинен перевищувати  $15^\circ$ , тому за розрахунковий приймаємо кут  $\varphi_m = 15^\circ$ .

Таким чином, по формулі (7.2) розрахунковий гальмівний момент становить

$$M_{mp} = \frac{0,314 \cdot 1,35 \cdot 16 \cdot 45 \cdot 312}{15} = 6348 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Площа поверхні тертя становить

$$F_{mp} = 2 \cdot 12 \cdot 50,3 = 1207 \text{ см}^2.$$

Зусилля затягування одної пружини по формулі (7.48) дорівнює

$$P_3 = \frac{5 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 1,6^4}{8 \cdot 10^3 \cdot 10} = 3277 \text{ Н}.$$

Силу тертя в циліндрі з мембраною полягають малою і тоді активне натискне зусилля складає  $3277 \cdot 12 = 39320 \text{ Н}$ , а тиск на поверхні тертя дорівнює

$$q_m = \frac{39320 \cdot 2}{1207} = 0,651 \text{ МПа}.$$

По табл. 7.3 для фрикційного матеріалу 143-66 допустимий тиск  $[q]$  становить 1,5 МПа, тобто забезпечуються нормальні умови роботи вставок.

Середній радіус поверхні тертя становить

$$R_{cp} = \frac{32 + 24}{2} = 28 \text{ см}.$$

Коефіцієнт форми поверхні тертя тоді становить

$$\delta_\phi = \sqrt{1 + 0,25 \frac{8}{28}} = 1,035.$$

По табл. 7.3 для матеріалу 143-66 коефіцієнт тертя  $\mu$  дорівнює 0,42.

Приведений радіус тертя визначено по формулі (7.20)

$$R_{np} = \frac{1,94 \cdot 28 \cdot 0,42 \cdot 1,035}{1 + (0,42 \cdot 1,035)^2} = 19,861 \text{ см}.$$

Тоді по формулі (7.61) знаходиться

$$P_\phi = \frac{6348 \cdot 10^2}{19,861 \cdot 12} = 2664 \text{ Н} < P_3 = 3277 \text{ Н},$$

тобто заданий кут гальмування забезпечується.

Так як робоче зусилля по формулі (7.59) менше зусилля затягування  $P_3 = 3277 \text{ Н}$ , то уточнюється значення гальмівного моменту по формулі (7.62)

$$M_{m\phi} = 3277 \cdot 12 \cdot 19,861 \cdot 10^{-2} = 7810 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведений відносний час вмикання гальма по формулі (7.65) становить

$$\tau^* = \frac{6,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1090 \cdot 7810 \cdot 10^2}{1 \cdot 16 \cdot 312} = 1,091.$$

По рис. 7.4 для гальма при приведеному часу  $\tau^* = 0,85$  відносний час вмикання  $\tau_6$  гальма становить 0,85. Тоді по табл. 7.17 показник моменту гальма  $k_m$  складає 1,5. Слід зауважити, що відносний час  $\tau_6$  більший, ніж рекомендується для оптимальних значень параметрів (0,4...0,6), що свідчить про недосить вдалий вибір значення деяких параметрів гальма.

Дійсний кут гальмування визначається по формулі (7.63)

$$\varphi_{\text{мд}} = \frac{0,314 \cdot 1,5 \cdot 16 \cdot 45 \cdot 312}{7810} = 13,548^\circ,$$

тобто менший чим розрахунковий ( $15^\circ$ ).

Максимальне зусилля стиску пружини при вмиканні гальма становить

$$P_{\text{раб}} = \frac{(5+0,5) \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 1,6^4}{8 \cdot 10^3 \cdot 10} = 3604 \text{ Н}.$$

Відношення зусилля затягування  $P_z$  до максимального зусилля  $P_{\text{раб}}$  становить  $0,909 > 0,75$ , тобто довговічність пружин по умові (7.66) забезпечується.

Робочий тиск стислого повітря для гальма приймається рівним тиску повітря для муфти, але не більше 0,35 МПа. Приймавши робочий тиск повітря для гальма 0,3 МПа, по формулі (7.67) знайдено

$$0,3 \cdot \frac{\pi}{4} (71,5^2 - 50^2) = 61550 \text{ Н} > 39320 \text{ Н},$$

тобто умова розгальмування витримується.

Для гальма коефіцієнт типу вузла  $a$  становить  $5,2 \cdot 10^{-3}$ , тоді робота тертя за одне вмикання буде

$$A_{\text{тр}} = 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 312^2 = 8099 \text{ Дж}.$$

Коефіцієнт взаємного перекриття по формулі (7.15) становить

$$k_{\text{вз}} = \frac{12 \cdot 50,3}{\pi(32^2 - 24^2)} = 0,429.$$

Показник зносу фрикційних матеріалів по формулі (7.68) становить

$$K = \frac{8099 \cdot 45 \cdot 0,5 \cdot 0,429}{1207} = 64,738 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{см}^2 \cdot \text{хв}.$$

Припустимий показник зносу визначається по формулі (7.69).

Максимальна поверхнева температура вибирається по табл. 7.3 для матеріалу 143-66 рівною  $190^\circ$ . По табл. 7.18 для гальма при відносному часу вмикання  $\tau_6 = 0,85$  і коефіцієнту взаємного перекриття  $k_{\text{вз}} = 0,429$  максимальна відносна температура  $\theta_{\text{max}}$  складає  $1,43^\circ$ . Для вузла з вставками і неоребренними дисками коефіцієнт поверхневого охолодження  $S_{\text{ох}}$  по табл. 7.19 становить 2,2. Приведений коефіцієнт вентиляційного ефекту  $b_v$  по табл. 7.20 для гальма без вентилятора і дисків без ребер становить 0,01...0,02.

Лінійна швидкість на середньому радіусі поверхні тертя становить

$$V_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot 312 \cdot 28 \cdot 10^{-2}}{30} = 9,148 \text{ м/с}.$$

Тоді по формулі (7.69) знаходиться

$$[K] = \frac{190}{\frac{2,2 \cdot 1,43}{45 \cdot 0,5} \sqrt{\frac{7810}{16 \cdot 312} + \frac{4,7}{2,2(1+0,015 \cdot 9,148)}}} = 92,527 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{хв}},$$

тобто працездатність вузла по зносу забезпечується.

Загальний ресурс на знос вставок  $h^*$  при зазорах між дисками до і після зносу  $\Delta = 0,25 \text{ см}$ ,  $\Delta_1 = 0,15 \text{ см}$  буде

$$h^* = 3 - 2 - 0,25 - 0,15 = 0,6 \text{ см}.$$

По рис. 7.2 для матеріалу 143-66 при робочому тиску на поверхні тертя 0,651 МПа лінійний знос  $J_n$  становить 0,027 мкм·см<sup>2</sup>/Дж. По рис. 7.6,б для відносного часу вмикання  $\tau_6 = 0,85$  і відношення приведенного фактичного тиску на поверхні тертя (по табл. 7.3  $q_\phi = 0,6 \text{ МПа}$ ) до фактичного ( $q_m = 0,651 \text{ МПа}$ ) рівного 0,921 відносний показник інтенсивності зносу становить 1,45.

Тоді число циклів навантаження до повного зносу буде

$$N = \frac{10^6 \cdot 0,6 \cdot 1207}{0,027 \cdot 1,45 \cdot 8099} = 2,284 \cdot 10^6.$$

Число змін роботи  $n_{см}$  листоштампувального преса зазвичай становить 2. Коефіцієнт простоїв обладнання  $k_1$  по табл. 7.21 для зусилля преса 1,6 МН дорівнює 0,86. Коефіцієнт частоти використання універсального преса  $k_2$  при тривалості роботи гальма до 12 місяців по табл. 7.22 становить 0,6.

В такому разі термін служби фрикційних матеріалів становить

$$T = \frac{0,95 \cdot 10^{-4} \cdot 2,284 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,86 \cdot 0,6 \cdot 8099} = 9,346 \text{ місяців.}$$

Бажаємо мати довговічність роботи матеріалів не менше 8 місяців, тому отримана довговічність цілком задовільна.

## 7.7. Спрощений розрахунок пневматичної системи керування

### 7.7.1. Обсяг ресивера муфти і гальма

Обсяг ресивера муфти і гальма вибирається за умовою

$$V_p \geq k_V (V_M + V_m), \text{ см}^3, \quad (7.72)$$

де  $k_V$  – коефіцієнт, що залежить від припустимого падіння тиску  $\Delta p_p$  (табл. 7.25);

$V_M, V_m$  – відповідно, повний обсяг циліндра муфти і гальма, рівні сумі шкідливого об'єму ( $V_{мо}$  чи  $V_{мо}$ ) і приросту його при вмиканні чи вимиканні ( $V_{1м}$  чи  $V_{1м}$ ),  $\text{см}^3$ .

Приріст об'ємів знаходяться по формулам:

- приріст об'єму муфти

$$V_{1м} = F_{nm} \cdot h_{nm};$$

- приріст об'єму гальма

$$V_{1m} = F_{nm} \cdot h_{nm}.$$

Таблиця 7.25

Залежність коефіцієнта  $k_v$  від числа ходів і тиску повітря

$n_n$ , ходів в хвилину	$\Delta p_p / p_p$ , %	$k_v$ при $p_{D2}$ , МПа		
		0,4	0,5	0,6
< 20	20	6,2	7,7	8,9
20 – 80	15	9,2	11,1	12,8
> 80	10	14,9	17,8	20,7

### 7.7.2. Розрахунок прохідних перетинів

Площа ефективного перетину ланки наповнення ресивера вибирається з умови відновлення вихідного тиску до наступного ходу преса

$$\xi_{нр} f_{нр} \geq 2,3 \cdot 10^{-7} (V_M + V_m) n_n, \text{ см}^2. \quad (7.73)$$

Діаметр умовного проходу трубопроводу ресивера визначається по табл. 7.26.

Таблиця 7.26

Залежність умовного проходу від перетину ланцюга наповнення

$\xi_{нр} f_{нр}$ , $\text{см}^2$	до 0,25	0,26...0,46	0,47...0,73	0,74...1,21	більше 1,21
$D_v$ , мм	15	20	25	32	40

Ефективний перетин ланки наповнення пневматичного циліндра муфти визначається по більшому зі значень, отриманих при наступних умовах:

- повного вмикання муфти до початку технологічної операції

$$\xi_{нм} f_{нм} \geq 2,175 \cdot 10^{-4} \frac{V_M n_n}{\varphi_M}, \text{ см}^2; \quad (7.74)$$

- зменшення втрат на тертя в період вмикання муфти

$$\xi_{нм} f_{нм} \geq \alpha_f \cdot 10^{-7} \frac{V_M M_{MP}}{n_M J_2}, \text{ см}^2; \quad (7.75)$$

де  $J_2$  – момент інерції ведених частин приводу, які розганяються муфтою.

Значення кута повороту головного валу  $\varphi_m$ , що відповідає включенню муфти і конструктивного коефіцієнта  $\alpha_f$  приведені в табл. 7.27.

Таблиця 7.27

Значення кута  $\varphi_m$  і коефіцієнта  $\alpha_f$ 

Тип преса	$n_m$ , об/хв	$\varphi_m$ , град	$\alpha_f$
Преси одно кривошипні для листового і холодного об'ємного штампування	До 180	40	1,5...2
	Більше 180	20	2,5
Преси двох і чотирьох кривошипні простої і подвійної дії	До 200	40...50	0,3...0,4
	200...400	30...40	2,9
	Більше 400	15...20	4,9
КГШП, ГКМ, ножиці	До 120	50...60	0,8
	120...300	20...30	2,5...3
	Більше 300	10...15	3

*Примітка:* Менші значення кута  $\varphi_m$  приймаються для муфт із  $R_{cp} > 400$  мм, більші – для муфт із  $R_{cp} < 250$  мм. Менші значення коефіцієнта  $\alpha_f$  приймаються для пресів зусиллям понад 6 МН, більші – для пресів зусиллям до 2 МН.

Ефективний перетин ланки спорожнювання циліндра муфти визначається по формулі

$$\xi_{опм} f_{опм} \geq 1,89 \cdot 10^{-6} V_m n_n, \text{ см}^2; \quad (7.76)$$

Якщо в результаті розрахунку системи керування муфти виявляється що  $f_{нм} > f_{опм}$ , то необхідно приймати  $f_{нм} = f_{опм}$ .

Ефективний перетин ланки наповнення пневматичного циліндра гальма визначається з умови забезпечення необхідного попередження відключення гальма перед вмиканням муфти

$$\xi_{нм} f_{нм} \geq \xi_{нм} f_{нм} \frac{V_{то}(p_{см} + 0,1)}{1,5V_{1м}(p_{см} + 0,1)}, \text{ см}^2. \quad (7.77)$$

де  $V_{то}$  – шкідливий обсяг циліндра гальма,  $\text{см}^3$ ;

$p_{см}$ ,  $p_{см}$  – відповідно тиск повітря, необхідний для подолання сил затягування пружин гальма і муфти, приймається по відповідних таблицях як для проектувального розрахунку, або визначаються по формулах

$$p_{см} = \frac{1,03 P_{3,м} z_{np}}{F_{нм}}; \quad p_{см} = \frac{1,05 P_{3,м} z_{np}}{F_{нм}};$$

Розрахункові зусилля затягування пружин муфти  $P_{3,м}$  і гальма  $P_{3,м}$  визначаються по формулах (7.24) і (7.35).

Ефективний перетин ланки спорожнювання циліндра гальма знаходиться з умови оптимального часу вмикання гальма

$$\xi_{опм} f_{опм} \geq \alpha_{fm} \cdot 10^{-3} \frac{V_{то} n_n}{\varphi_m}, \text{ см}^2. \quad (7.78)$$

Коефіцієнт  $\alpha_{fm}$  вибирається по таблиці 7.28.

Таблиця 7.28

Значення коефіцієнта  $\alpha_{fm}$ 

Робочий тиск повітря $p_p$ , МПа	Коефіцієнт $\alpha_{fm}$
До 0,3	0,52
0,3...0,4	0,45
0,4...0,5	0,40
Більше 0,5	0,35

Діаметри трубопроводів  $D_y$  ланок наповнення вибираються по таблиці 7.29 в залежності від типу повітря розподільного пристрою.

Діаметри трубопроводів ланок спорожнювання вибираються по таблиці 7.30 чи 7.31 в залежності від типу повітряної головки та розподільних пристроїв.

Таблиця 7.29

## Діаметр умовного проходу ланцюгів наповнення

Ефективний перетин $\Delta_{np} f_{np}$ в $\text{см}^2$ в залежності від типу повітря розподільного пристрою				$D_y$ , мм
з конічними сідлами	з плоскими сідлами	шарикового типу	золотникового типу	
до 0,23	до 0,21	до 0,12	до 0,14	10
0,24...0,58	0,22...0,53	0,13...0,21	0,15...0,35	15
0,59...1,18	0,54...1,10	0,22...0,69	0,36...0,75	20
1,19...2,10	1,11...1,95	0,70...1,22	0,76...1,28	25
2,11...6,09	1,96...5,70	–	–	40
6,10...10,4	5,71...9,80	–	–	50
10,41...22,0	9,81...21,2	–	–	70
22,1...29,2	21,3...28,0	–	–	80
29,3...46,0	28,1...44,5	–	–	100

Таблиця 7.30

Діаметр умовного проходу ланок спорожнювання вузлів з не керованими повітряними головками

Ефективний перетин $\Delta_{np}f_{np}$ в $см^2$ в залежності від типу повітродіподільного пристрою				$D_y$ , мм
з конічними сідлами	з плоскими сідлами	шарикового типу	золотникового типу	
до 0,85	до 0,79	до 0,44	до 0,70	15
0,86...1,60	0,80...1,51	0,45...0,98	0,71...1,32	20
1,61...2,60	1,52...2,45	0,99...1,48	1,33...2,20	25
2,61...4,60	2,46...4,25	1,49...2,65	2,21...3,87	32
4,61...7,30	4,26...6,92	2,66...4,40	3,88...6,20	40

Таблиця 7.31

Діаметр умовного проходу ланок спорожнювання вузлів з керованими повітряними підводними головками

Ефективний перетин $\Delta_{np}f_{np}$ в $см^2$ в залежності від типу підходящої головки		$D_y$ , мм
з конічними сідлами	з плоскими сідлами	
до 3,40	до 3,20	25
3,41...9,42	3,21...8,20	40
9,43...14,8	8,21...14,0	50
14,9...30,0	14,1...28,0	70
30,1...40,0	28,1...38,0	80
40,1...64,0	38,1...62,0	100
64,1...100	62,1...100	125

Із двох значень діаметра умовного проходу ланок наповнення і спорожнювання вибирають більше значення.

Якщо в результаті розрахунку системи керування гальма виявляється що  $f_{нт} > f_{онт}$ , то в ланці керування гальма необхідно використовувати зворотний клапан, а якщо  $f_{нт} < f_{онт}$  в ланці необхідно використовувати керовану повітряну головку.

**Приклад 38. Виконати розрахунок пневматичної системи керування КГШП зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса  $P_n$ , МН

– 25;

Зовнішній діаметр пневматичного циліндру

муфти  $D_{nm}$ , см – 209;  
 Внутрішній діаметр пневматичного циліндру  
 муфти  $d_{nm}$ , см – 0;  
 Хід поршня пневматичного циліндру  
 муфти  $h_m$ , см – 1,1;  
 Величина шкідливого простору в циліндрі  
 муфти  $h_{mm}$ , см – 1;  
 Зовнішній діаметр пневматичного циліндру  
 гальма  $D_{ng}$ , см – 113;  
 Внутрішній діаметр пневматичного циліндру  
 гальма  $d_{ng}$ , см – 50;  
 Хід поршня пневматичного циліндру  
 гальма  $h_g$ , см – 1;  
 Величина шкідливого простору в циліндрі  
 гальма  $h_{gm}$ , см – 1;  
 Середній радіус поверхні тертя  $R_{cp}$ , см – 92,5;  
 Момент інерції ведених частин  $J_2$ ,  $кг\ м^2$  – 1670;  
 Число ходів повзуна за хвилину  $n_n$  – 60;  
 Коефіцієнт використання числа ходів  $pi$  – 0,25.

Рішення

1. Об'єм та параметри ланцюга наповнення ресиверу

Площі поршнів циліндрів муфти та гальма становлять

$$F_{nm} = \frac{\pi}{4} 209^2 = 34310 \text{ см}^2;$$

$$F_{ng} = \frac{\pi}{4} (113^2 - 50^2) = 8065 \text{ см}^2.$$

Шкідливі об'єми пневматичних циліндрів муфти та гальма становлять

$$V_{mo} = 34310 \cdot 1 = 34310 \text{ см}^3;$$

$$V_{ng} = 8065 \cdot 1 = 8065 \text{ см}^3.$$

Приріст об'ємів при вмиканні вузлів становить

$$V_{1m} = 34310 \cdot 1,1 = 37740 \text{ см}^3;$$

$$V_{1ng} = 8065 \cdot 1 = 8065 \text{ см}^3.$$

Загальний об'єм циліндрів складає

$$V_m = 34310 + 37740 = 72040 \text{ см}^3;$$

$$V_m = 8065 + 8065 = 16130 \text{ см}^3;$$

$$V_\Sigma = 72040 + 16130 = 88170 \text{ см}^3.$$

Коефіцієнт  $k_v$  по табл. 7.22 при 60 ходах повзуна за хв. і розрахунковому тиску стислого повітря 0,5 МПа дорівнює 11,1.

Тоді об'єм ресиверу по формулі (7.72) складає

$$V_p = 11,1(72040 + 16130) = 978700 \text{ см}^3 \approx 1 \text{ м}^3.$$

Ефективний перетин ланцюга наповнення ресивера з умови відновлення тиску по формулі (7.73) буде

$$\xi_{np} f_{np} \geq 2,3 \cdot 10^{-7} \cdot 88170 \cdot 60 = 1,217.$$

По табл. 7.23 діаметр умовного проходу становить 40 мм.

### 2. Перетин ланцюгів наповнення та спорознювання пневматичного циліндра муфти

Ефективний перетин ланцюга наповнення циліндра муфти визначається по умові повного вмикання муфти до початку робочого ходу і з умови зменшення втрат на тертя в період вмикання.

Кут  $\varphi_m$  повороту головного валу до повного вмикання муфти по табл. 7.25 для КГШП з числом ходів повзуна 60 за хв. становить 50...60°. При середньому радіусі поверхні тертя 92,5 см приймається менше значення кута, тобто 52°.

В такому разі по першій умові площа ефективного перетину по формулі (7.74) буде

$$\xi_{nm1} f_{nm1} \geq 2,175 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{72040 \cdot 60}{52} = 18,08.$$

Конструктивний коефіцієнт  $\alpha_f$  по табл. 7.25 для КГШП з числом ходів повзуна 60 за хв. становить 0,8.

По другій умові площа перетину складає

$$\xi_{np2} f_{np2} \geq 0,8 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{72040 \cdot 1,546 \cdot 10^8}{60 \cdot 1670} = 8,89.$$

Таким чином по більшому значенню ефективного перетину (18,08) по табл. 7.26 діаметр умовного проходу для клапану з конічними сідлами для ланцюга наповнення муфти становить 70 мм.

Ефективний перетин ланцюга спорознювання циліндра муфти визначено по формулі (7.76)

$$\xi_{опм} f_{опм} \geq 1,89 \cdot 10^{-6} \cdot 72040 \cdot 60 = 8,17.$$

По табл. 7.27 діаметр умовного проходу для клапану з конічними сідлами для ланцюга наповнення муфти становить 40 мм. Так як перетин ланцюга спорознювання не може бути меншим перетину ланцюга наповнення, то приймається діаметр ланцюга спорознювання також 70 мм.

### 3. Перетин ланцюгів наповнення та спорознювання пневматичного циліндра гальма

Ефективний перетин ланцюга наповнення циліндра гальма визначається з умови забезпечення необхідного попередження відключення гальма перед вмиканням муфти.

Тиск повітря для подолання сил зтягування пружин гальма і муфти відповідно до рекомендацій в п. 7.7.2 приймаються  $p_{cm} = 0,035$  МПа,  $p_{cm} = 0,35$  МПа. Тоді по формулі (7.77) знаходиться

$$\xi_{нт} f_{нт} \geq 18,08 \frac{8065(0,35 + 0,1)}{1,5 \cdot 37740(0,035 + 0,1)} = 8,587.$$

По табл. 7.26 для клапану з конічними сідлами діаметр умовного перетину становить 50 мм.

Ефективний перетин ланцюга спорознювання циліндра гальма визначено по формулі (7.78)

$$\xi_{онм} f_{онм} \geq 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{8065 \cdot 60}{15} = 12,904.$$

Коефіцієнт  $\alpha_{fm} = 0,4$  визначено по табл. 7.5.

По табл. 7.27 для клапану з конічними сідлами діаметр умовного перетину становить більше 40 мм.

Таким чином приймаються діаметри умовного перетину ланцюга наповнення і ланцюга опорознення гальма рівними 50 мм.



## РОЗДІЛ 8 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СТАНИН

Конструкція станини визначається комплексом вимог, основними з яких є:

- забезпечення необхідної точності штампування при заданих розмірах штампового простору;
- простота конструкції і зручність обслуговування;
- забезпечення необхідної точності взаємного розташування вузлів і деталей при оптимальній жорсткості і міцності;
- компактність і низька металоємність;
- економічність виготовлення;
- задоволення вимог ергономіки і технічної естетики.

Сукупність зазначених вимог накладає визначений відбиток на кожен станину, що у сполученні з технологічними умовами роботи преса на заданій операції штампування визначили конструкцію й основні параметри станин кожного типу пресів.

Литі станини виготовляють із сірого чавуну СЧ 25, СЧ 40, високоміцного чавуну ВЧ 45–5, чи зі сталі 35Л. Зварені станини виготовляють зі сталевих прокату Ст3.

На стадії проектування габаритні розміри станини і її окремих елементів визначаються не стільки розрахунком, скільки конструктивними розуміннями, зв'язаними з технологічним призначенням преса і необхідністю компактного розташування його вузлів. Як правило, розрахунок станини носить перевірочний характер. Станини розраховуються на міцність і жорсткість.

Розміри станини вибирають по експериментальним даним з умовою, щоб максимальні розрахункові напруги в небезпечних перерізах не перевищували припустимих, досить низьких, котрі прийняті: для чавунних станин  $[\sigma] = 0,1\sigma_s$ , для сталевих зварених  $[\sigma] = (0,15 \dots 0,2) \sigma_s$ .

Після розрахунків на міцність знаходять максимальні пружні деформації і порівнюють їх із рекомендованими. Усе це гарантує достатню надійність і довговічність станини.

### 8.1. Розрахунок станин відкритих пресів

Станини відкритих пресів будь-якого конструктивного виконання піддаються нецентральному навантаженню, у результаті чого виникає перекид напрямних повзуна щодо столу і, відповідно, перекид повзуна. Основною метою проектування таких станин є забезпечення необхідної міцності, вертикальної жорсткості і максимально можливе зменшення цього перекосу.

Базовим перетином, розмірами якого задаються спочатку, є горизонтальний перетин на рівні робочої поверхні столу. Всі інші силові елементи станини проектують, виходячи з розмірів цього перетину. Розміри окремих перетинів вибираються на основі емпіричних співвідношень і статистичних даних.

Мінімальна площа перетину литих чавунних стійок станини визначається по емпіричній формулі

$$F_{\min} = k_c P_n, \text{ мм}^2, \quad (8.1)$$

де  $k_c$  – коефіцієнт, що залежить від конструктивних особливостей станини, номінального зусилля преса (у кН) і відстані  $V$  від осі повзуна до фронтальної стінки станини (у мм) (*виліт*) (табл. 8.1).

Тому що модуль пружності сталі вище ніж чавуна, мінімальна площа перетину сталевих станин в 1,5...2 рази менше, ніж литих.

**Таблиця 8.1**

*Залежність коефіцієнта  $k_c$  від параметрів станини і преса*

Станина	$k_c$ при $V/\sqrt{P_n}$						
	8,0	9,0	10,0	11,2	12,5	14,0	16,0
Одностоякова	112	118	125	132	140	150	160
Двохстоякова	100	106	112	118	125	132	140

По величині мінімальної площі знаходяться розміри окремих елементів перетину (рис. 8.1). Висота перетину  $h_c$  для двохстоякових станин приймається рівною  $h_c = (2,3 \dots 4)V$ ; для одностоякових  $h_c = (2 \dots 3,5)V$ , причому більші значення приймаються для більш великих пресів. Для станин з коробчастим перетином ширина перетину приймається зі співвідношення  $h_c/b_c = 1 \dots 1,7$ . Товщина бічних стінок  $a_c$  визначається по емпіричній формулі  $a_c = 0,9\sqrt{P_n}$ , але не менш 8 мм. Товщина тильної стінки одностоякової станини зви-

чайно дорівнює товщині бічної, а товщина фронтальної стінки – у 2...3 рази перевищує товщину бічної.

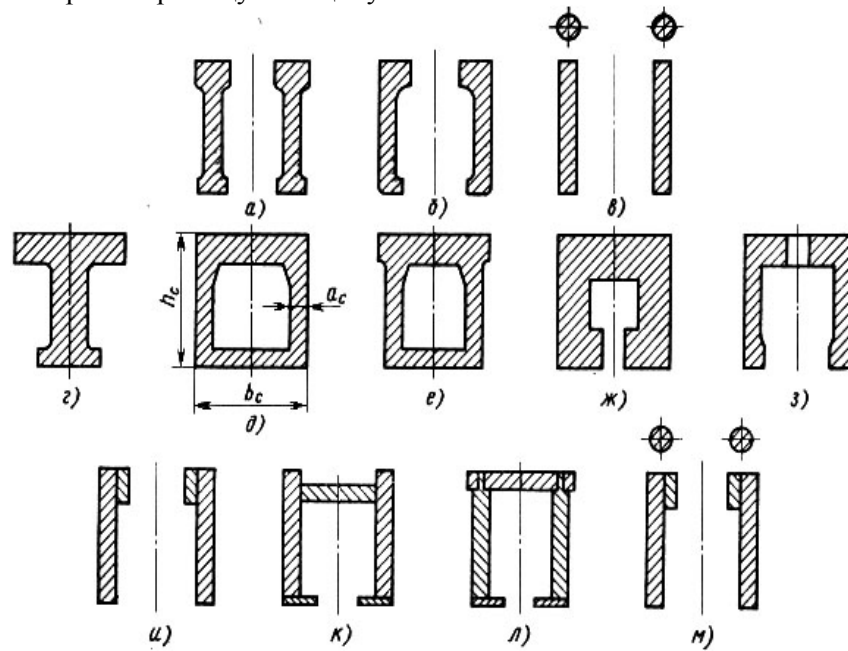


Рис. 8.1. Форми перетинів стійок литих і зварених станин відкритого типу

Розрахункова схема станини спрощено представляється у виді незамкнутої рами постійного перетину, що піддається дії вертикальної сили, прикладеної по осі повзуна (рис. 8.2–8.4). Навантаженням на напрямні і горизонтальними складовими зневажають. Розташування нейтральних осей збігається з центрами ваги перетинів на різних ділянках.

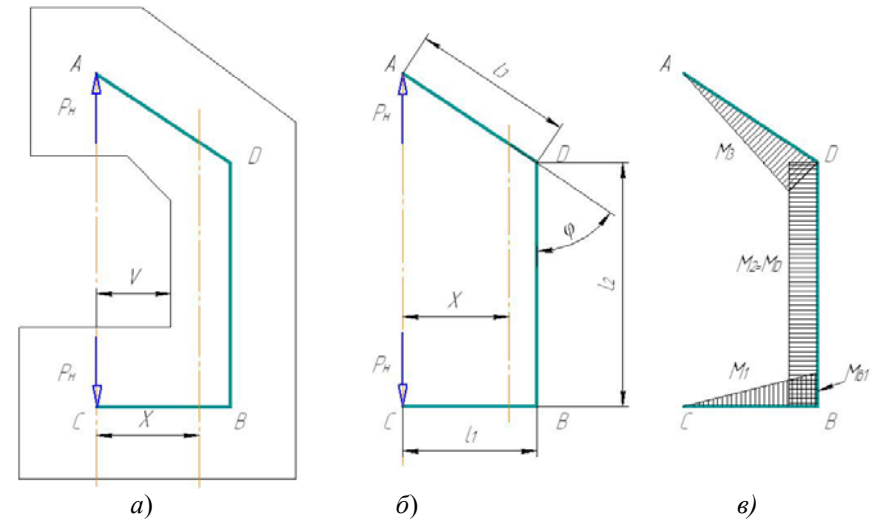


Рис. 8.2. Конструктивні (а), розрахункові (б) схеми й епюри згинальних моментів (в) двохстоякових станин відкритих пресів

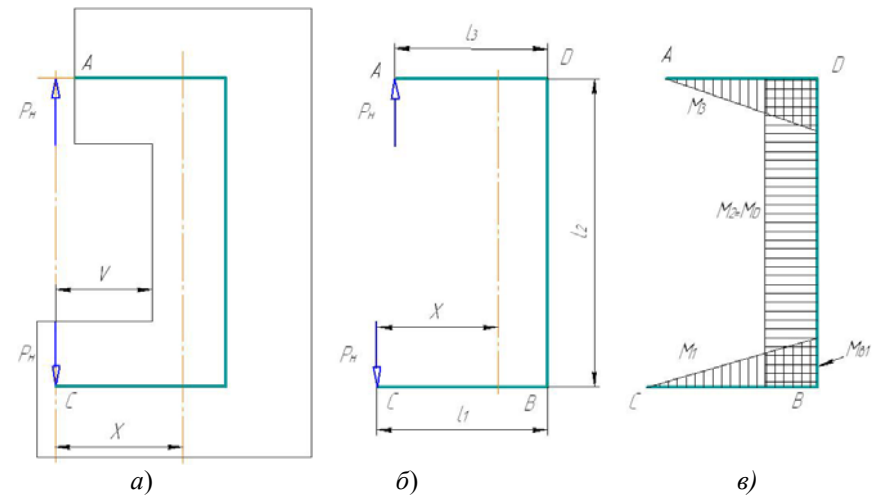


Рис. 8.3. Конструктивні (а), розрахункові (б) схеми й епюри згинальних моментів (в) одностоякових станин відкритих пресів

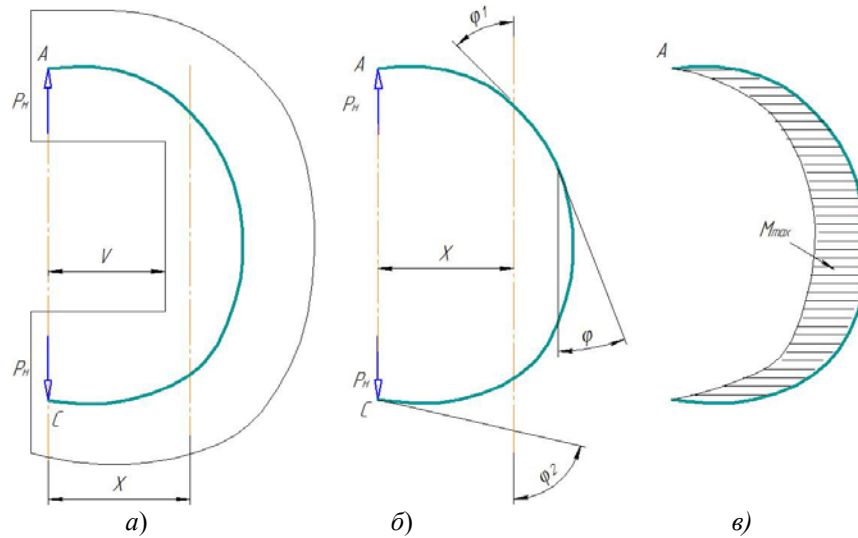


Рис. 8.4. Конструктивні (а), розрахункові (б) схеми й епюри згинальних моментів (в) двохстоякових станин змінної кривизни відкритих пресів

Згинальні моменти  $M_i$ , нормальні  $N_i$  і поперечні  $Q_i$  сили визначаються по формулах:

Двохстоякова станина (рис. 8.2)

$$\begin{aligned} M_1 = M_3 = P_H X; \quad M_2 = M_D = P_H l_3 \sin \varphi; \quad M_{b1} = P_H l_1; \\ Q_1 = P_H; \quad Q_2 = 0; \quad Q_3 = P_H \sin \varphi; \\ N_1 = 0; \quad N_2 = P_H; \quad N_3 = P_H \cos \varphi; \end{aligned} \quad (8.2)$$

Одностоякова станина (рис. 8.3)

$$\begin{aligned} M_1 = M_3 = P_H X; \quad M_2 = M_D = P_H l_3; \quad M_{b1} = P_H l_1; \\ Q_1 = Q_3 = P_H; \quad Q_2 = 0; \\ N_1 = N_3 = 0; \quad N_2 = P_H; \end{aligned} \quad (8.3)$$

Двохстоякова станина із змінною кривизною (рис. 8.4)

$$\begin{aligned} M = P_H X; \\ Q = P_H \sin \varphi; \\ Q_{1\max} = P_H \sin \varphi_1; \quad Q_{2\max} = P_H \sin \varphi_2; \\ N = P_H \cos \varphi; \quad N_{\max} = P_H. \end{aligned} \quad (8.4)$$

В формулах (8.2)–(8.4)  $X$  позначає відстань від вертикальної осі повзуна до розрахункового перетину станини.

Перевірка станини на міцність виконується, як правило, у 3–4 найбільш небезпечних перетинах шляхом визначення нормальних і дотичних напружень у небезпечній точці перетину

$$\sigma = \frac{N_i}{2F_i} + \frac{M_i y_i}{J_i}, \quad \tau = \frac{S_i Q_i}{J_i b_i}, \quad (8.5)$$

де  $N_i$ ,  $M_i$  і  $Q_i$  – відповідно нормальна сила, згинальний момент і поперечна сила в небезпечному перетину;

$F_i$  – площа поперечного перетину;

$y_i$  – відстань від небезпечної лінії (точки) до нейтральної осі перетину;

$J_i$  – момент інерції площі перетину;

$S_i$  – статичний момент частини площі перетину, що лежить по одну сторону від прямої, що проходить через небезпечну точку і рівнобіжної нейтральної осі перетину;

$b_i$  – ширина перетину в місці розташування небезпечної точки.

На рис. 8.5 показана розрахункова схема найбільш поширеної відкритої двохстоякової станини і вказані небезпечні перерізи.

В перетині  $A-A$  напруги визначаються по формулах:

- напруга розтягування

$$\sigma_p = \frac{P_H \cdot V \cdot y_{c1}}{J_1}; \quad (8.6)$$

- напруга стискування

$$\sigma_{сж} = \frac{P_H \cdot V \cdot (h_1 - y_{c1})}{J_1}. \quad (8.7)$$

В перетині  $B-B$  напруги визначаються по формулах:

- напруга розтягування

$$\sigma_p = \frac{P_H \cdot (V + x_{c2}) x_{c2}}{J_2} + \frac{P_H}{F_2}; \quad (8.8)$$

- напруга стискування

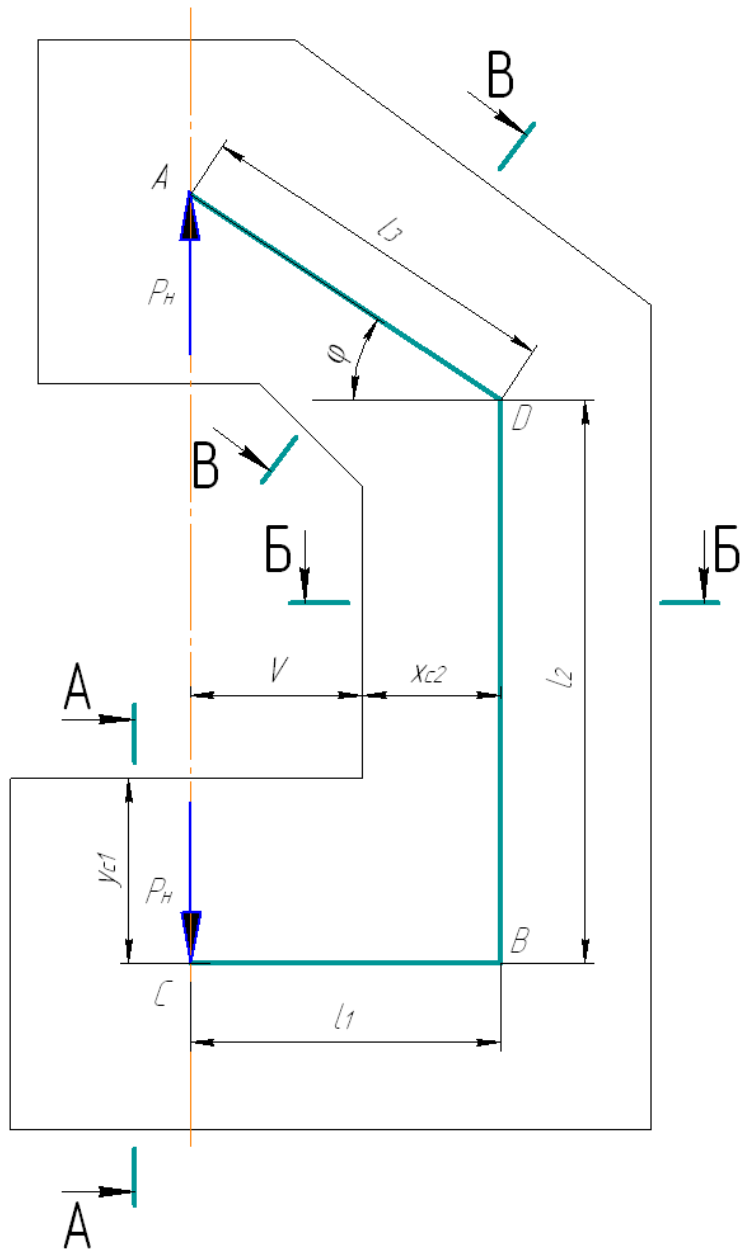


Рис. 8.5. Розрахункова схема відкритої двохстоякової станини

$$\sigma_{сжк} = \frac{P_H \cdot (V + x_{c2})(h_2 - x_{c2})}{J_2} - \frac{P_H}{F_2}. \quad (8.9)$$

В перетині *B-B*, нахиленому під кутом напруги визначаються аналогічно

- напруга розтягування

$$\sigma_p = \frac{P_H \cdot l_p \cdot x_{c3}}{J_3} \cos \varphi + \frac{P_H}{F_3} \sin \varphi; \quad (8.10)$$

- напруга стискування

$$\sigma_{сжк} = \frac{P_H \cdot l_p (h_3 - x_{c3})}{J_3} \cos \varphi - \frac{P_H}{F_3} \sin \varphi. \quad (8.11)$$

В формулах (8.6)-(8.11) позначено:

*V* – виліт станини;

*x<sub>c2</sub>*, *y<sub>c1</sub>*, *x<sub>c3</sub>* – відстань від краю кожного небезпечного перетину до нейтральної лінії;

*h<sub>1</sub>*, *h<sub>2</sub>*, *h<sub>3</sub>* – найбільша висота відповідних перетинів;

*J<sub>1</sub>*, *J<sub>2</sub>*, *J<sub>3</sub>* – моменти інерції відповідних перетинів;

*F<sub>1</sub>*, *F<sub>2</sub>*, *F<sub>3</sub>* – площі поперечного перерізу перетинів;

*l<sub>p</sub>* – плече дії сили відносно центру площі перетину *B-B*.

Для станин інших видів (рис. 8.3 і 8.4) напруги визначаються аналогічним чином.

Для практичних розрахунків контур станини розбивається на кілька ділянок, для кожного з яких площа перетину й інших параметрів приблизно постійні. Якщо на одній ділянці площа і момент інерції перетину відрізняються, необхідно використовувати еквівалентні площу і момент інерції

$$F_3 = \frac{l_3}{l_1/F_1 + l_2/F_2 + \dots + l_n/F_n} = \frac{l_3}{\sum_{i=1}^n (l_i/F_i)}, \quad (8.12)$$

$$J_3 = \frac{J_1 l_1 + J_2 l_2 + \dots + J_n l_n}{l_1 + l_2 + \dots + l_n} = \frac{\sum_{i=1}^n J_i l_i}{\sum_{i=1}^n l_i},$$

де *F<sub>3</sub>*, *J<sub>3</sub>* – відповідно площа і момент інерції еквівалентної ділянки перетину;

$l_3$  – довжина еквівалентної ділянки (довжина чи стійки столу);  
 $l_i, F_i, J_i$  – відповідно довжина, площа і момент інерції  $i$ -го перетину розглянутої ділянки.

Розрахунок окремих ділянок виконується послідовно від початкової методом підсумовування переміщень і кутів поворотів.

Знайдені значення напруг порівнюються з допустимими (табл. 8.2). У випадку одночасної дії нормальних і дотичних напружень в одному перетині знаходять еквівалентну напругу і порівнюють її з допустимою

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_p} \leq [\sigma], \quad (8.13)$$

де  $\sigma_p$  – максимальна напруга, що розтягує, у перетині;

$\tau_p$  – максимальне дотичне напруження.

Таблиця 8.2

*Напруги, що допускаються в елементах станин*

Матеріал	$[\sigma_p]$	$[\tau_p]$
	МПа	
Чавун:		
СЧ 25	20...30	–
ВЧ 45-5	30...40	–
Сталь:		
Сталь 35Л	50	50...60
Стальний прокат (Ст3)	60...70	50...70

*Примітка:* напруга на стискування приблизно в два рази більша напруги розтягування.

Дотичні напруження в перетинах правильно спроектованої станини значно менше нормальних, тому найчастіше їх не враховують.

Після розрахунку міцності станини виконується розрахунок жорсткості станини, тобто визначається повна деформація станини, під якою маються на увазі взаємні лінійні і кутові переміщення точок додатка сил і площин. Визначають збільшення відстані від площини столу до осі колінчатого валу, а також кут повороту направляючих щодо площини столу.

Для станини, схема якої показана на рис. 8.5, стрілка прогину консолі столу становить

$$\Delta_1 = \frac{P_H(V+x_{c1})^3}{3EJ_1} + \lambda_1 \frac{Q(V+x_{c1})}{GF_1}, \quad (8.14)$$

а кут повороту цієї частини станини

$$\theta_1 = \frac{P_H(V+x_{c1})^2}{2EJ_1}. \quad (8.15)$$

Подовження другої ділянки станини буде

$$\Delta_2 = \frac{P_H l_2}{EF_2}, \quad (8.16)$$

а кут повороту становить

$$\theta_2 = \frac{P_H(V+x_{c1})l_2}{2EJ_2}. \quad (8.17)$$

Переміщення на третій ділянці складається з деформації розтягування

$$\Delta_{3p} = \frac{P_H l_3}{EF_3} \sin^2 \varphi, \quad (8.18)$$

та деформації вигину

$$\Delta_{3u} = \frac{P_H l_3^3}{3EJ_3} \cos^2 \varphi + \lambda_3 \frac{P_H l_3}{GF_3} \cos^2 \varphi. \quad (8.19)$$

Кутове переміщення на цій ділянці не визначається.

Загальне переміщення визначається як

$$\Delta_{AC} = \Delta_1 + l_1 \theta_2 + \Delta_2 + \Delta_{3p} + \Delta_{3u} + l_3 \theta_2 \cos \varphi, \quad (8.20)$$

а загальна кутова деформація буде

$$\theta_{AC} = \theta_1 + 2\theta_2. \quad (8.21)$$

Вертикальні і кутові переміщення для схем, приведених на рис. 8.3–8.4, визначаються по наступним залежностям.

Одностоякова станина (рис. 8.3)

$$\Delta_{AC} = \frac{P_H l_1^3}{3EJ_1} + \frac{P_H l_3^2 l_2}{3EJ_2} + \frac{P_H l_3^3}{3EJ_3} + \frac{\lambda_3 P_H l_3}{GF_3} + \frac{\lambda_1 P_H l_1}{GF_1} + \frac{P_H l_2}{EF_2}, \quad (8.22)$$

$$\theta_{AC} = \frac{P_H l_1^2}{2EJ_1} + \frac{P_H l_3 l_2}{EJ_2} + \frac{P_H l_3^2}{2EJ_3} + \frac{\lambda_3 P_H}{GF_3} + \frac{\lambda_1 P_H}{GF_1},$$

Двохстоякова станина із змінною кривизною (рис. 8.4)

$$\Delta_{AC} = \int_{l_{AC}} \frac{P_H x^2}{EJ} dl + \int_{l_{AC}} \frac{\lambda P_H \sin^2 \varphi}{GF} dl + \int_{l_{AC}} \frac{P_H \cos^2 \varphi}{EF} dl; \quad (8.23)$$

$$\theta_{AC} = \int_{l_{AC}} \frac{P_H x}{EJ} dl.$$

У формулах (8.14)–(8.23) позначено:

$\lambda_i$  – коефіцієнти форми перетину  $\lambda_i = \frac{F_i S_i}{J_i b_i}$ ; для прямокутних

перетинів  $\lambda_i = 1,2-1,5$ ; Коефіцієнти форми  $\lambda_1, \lambda_2$  і  $\lambda_3$  приймаються максимальними для розглянутої ділянки;

$b_i$  – ширина перетину;

$S_i$  – статичний момент щодо нейтральної осі частини площі перетину, розташованої з однієї сторони цієї осі;

$J_i, F_i$  – відповідно, момент інерції і площа поперечного перерізу;

$i$  – номер перетину;

$E$  – модуль пружності;

$G$  – модуль зрушення;

$l_{AC}$  – довжина кривої  $AC$ ;

$dl$  – елемент довжини кривої  $AC$ .

**Приклад 39. Виконати розрахунок станини відкритого листоштампувального преса зусиллям 2,5 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса  $P_H$ , МН – 2,5;

Розмір  $l_1$ , см – 95;

Розмір  $l_2$ , см – 110;

Розмір  $l_3$ , см – 146;

Виліт станини  $V$ , см – 40;

Кут нахилу верхньої частини станини  $\varphi$  – 40°;

Матеріал станини – сталь Ст3.

Рішення

Станина відкритого листоштампувального преса зусиллям 2,5 МН виконана двохстояковою, звареною з листів. Розрахункова схема станини показана на рис. 8.2. Основні розміри станини, необхідні для розрахунків, показані на рис. 8.5.

На рис. 8.6 показані найбільш небезпечні перетини станини (а – перетин А-А, б – перетин Б-Б). Геометричні параметри перетинів визначені по методиці викладеній в п.5.5 і становлять:

• перетин А-А

• площа перетину  $F_A - 1773 \text{ см}^2$ ;

• момент інерції перетину  $J_A - 993857 \text{ см}^4$ ;

• відстань від краю до нейтральної лінії  $y_{cA} - 39,19 \text{ см}$ ;

• перетин Б-Б

• площа перетину  $F_B - 1650 \text{ см}^2$ ;

• момент інерції перетину  $J_B - 2490315 \text{ см}^4$ ;

• відстань від краю до нейтральної лінії  $x_{cB} - 55 \text{ см}$ ;

• перетин В-В

• площа перетину  $F_V - 2300 \text{ см}^2$ ;

• момент інерції перетину  $J_V - 6844000 \text{ см}^4$ .

Максимальні напруги в перетині А-А становлять:

• напруга розтягування

$$\sigma_{pA} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 39,19}{993857} \cdot 10^{-2} = 39,432 \text{ МПа};$$

• напруга стискування

$$\sigma_{cA} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot (70 - 39,19)}{993857} \cdot 10^{-2} = 31 \text{ МПа}.$$

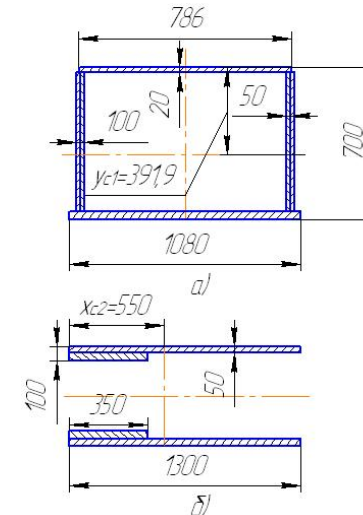


Рис. 8.6. Небезпечні перетини станини

Максимальні напруги в перетині Б-Б становлять

- напруга розтягування

$$\sigma_{pB} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55) \cdot 55}{2490315} \cdot 10^{-2} + \frac{2,5 \cdot 10^6}{1650} \cdot 10^{-2} = 67,605 \text{ МПа};$$

- напруга стискування

$$\sigma_{сБ} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55) \cdot (130 - 55)}{2490315} \cdot 10^{-2} - \frac{2,5 \cdot 10^6}{1650} \cdot 10^{-2} = 56,376 \text{ МПа}.$$

Перетин В-В має найбільші параметри, тому його міцність набагато більша ніж двох других.

По табл. 8.2 максимальні напруги для сталі Ст3 становлять 60...70 МПа, тому міцність станини по нормальних напругах забезпечується.

Повздовжні та кутові деформації по дільницях станини по спрощених формулах (8.14)–(8.19) становлять:

- кутові деформації

$$\theta_1 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55)^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 993857} = 5,405 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\theta_2 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55) \cdot 110}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 2490315} = 2,498 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

- повздовжні деформації

$$\Delta_1 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55)^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 993857} + \frac{1,5 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55)}{8 \cdot 10^6 \cdot 1773} = 0,059 \text{ см};$$

$$\Delta_2 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 110}{2,1 \cdot 10^7 \cdot 1650} = 7,937 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\Delta_{3в} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 146}{2,1 \cdot 10^7 \cdot 2300} \sin^2 40 = 3,122 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\Delta_{3u} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 146^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 6844000} \cos^2 40 + \frac{1,5 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 146}{8 \cdot 10^6 \cdot 2300} \cos^2 40 = 0,028 \text{ см}.$$

Таким чином загальна кутова деформація становить

$$\theta_{\text{сум}} = (5,405 + 2 \cdot 2,498) \cdot 10^{-4} = 1,04 \cdot 10^{-3} \text{ рад}.$$

Загальна повздовжня деформація дорівнює

$$\Delta_{\text{сум}} = 0,059 + 7,937 \cdot 10^{-3} + 3,122 \cdot 10^{-3} + 0,028 + 2,498 \cdot 10^{-4} \cdot 95 + 2,498 \cdot 10^{-4} \cdot \cos 40 = 0,15 \text{ см}.$$

## 8.2. Розрахунок цільних станин закритих пресів

Усі цільні станини без стяжних болтів поділяються на дві групи. Станини першої з цих груп розглядаються як цільний брус, інші – як рами. До станин першої групи відносяться станини холодновисаджувальних автоматів, ГKM. Розрахунок таких станин виконується методами опору матеріалів і специфічний для кожної форми станини.

Станини другої групи умовно розглядаються як рами. При цьому приймаються наступні допущення:

- станина – замкнута статично невизначена рама, що складається зі стрижнів з геометричними розмірами перетинів, постійними по довжині ділянок рами;
- ширина рами дорівнює відстані між осями стійок, а її розрахункова довжина чи висота прирівнюється до конструктивної довжини;
- тому що моменти інерції і площі поперечних переріз по довжині траверси, чи столу стійок звичайно розрізняються незначно, їх вважають постійними й обчислюють як середньозважені по довжині, використовуючи формули (8.6);
- для більшої точності розрахунку враховують додаткову кутову деформацію траверси і столу під дією поперечних сил, викликаних навантаженням на повзуні, що діє на поперечні ригелі.

Більшість поперечок станин зводиться до двох розрахункових схем (рис. 8.7):

- симетрична двоопорна балка, навантажена розподіленим навантаженням  $q = P_H/\alpha L$  від сили  $P_H$  на середній ділянці довжиною  $c = \alpha L$  (рис. 8.7, а);

- симетрична двохопорна балка навантажена двома зосередженими силами, рівними  $0,5P_n$  і прикладеними на відстані  $\lambda = \alpha_1 L$  від опор (рис. 8.7, б).

Розмір  $L$  в даному випадку становить відстань між серединами перетинів стійок.

Розрахункова сила  $P$  для урахування похибок при визначенні розмірів станини, динамічних сил при роботі преса, тощо, становить  $(1,05 \dots 1,1)P_n$ .

Рівнодіючі сил, що діють з боку головного валу на підшипники станини, розташовуються на відстані  $l_0/8$  від краю підшипника, зверненого до шатуну для колінчатого валу і на відстані  $l_0/3$  для ексцентрикових валів ( $l_0$  – довжина корінної опори валу).

Навантаження на стіл звичайно приймаються розподіленим на довжині  $c = 2/3L$  (тобто коефіцієнт  $\alpha$  для столу преса дорівнює 0,67). Для спеціалізованих пресів для холодного об'ємного штампування, а також двох- і чотирьох кривошипних пресів для розділових операцій приймається схема з зосередженим навантаженням діючою по середині столу.

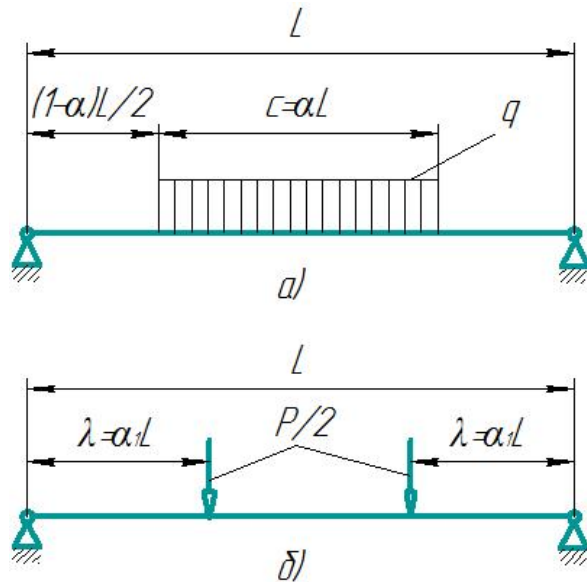


Рис. 8.7. Розрахункові схеми навантаження поперечок пресів

Нормальні, дотичні й еквівалентні напруги в стійках і поперечках станин визначаються по формулах (8.5).

Сумарна деформація станини у вертикальному напрямку складається з прогину траверси  $\delta_1$ , подовження стійок  $\delta_2$ , сумарного прогину столу  $\delta_3$

$$\delta_c = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3. \quad (8.24)$$

Крім цього визначається величина зближення стійок  $\delta_{cbl}$  під час роботи (на відстані  $x$  від столу).

Нижче на прикладі станини КГШП приведено методику їх розрахунку.

Схема станини КГШП показана на рис. 8.8. Станина преса складається з двох частин – стіл преса і верхня цільна частина, що складається з поперечини і двох стійок. В місцях з'єднання стійок з столом, не дивлячись на затяжку, приймається шарнірне з'єднання. В такому разі верхня частина розглядається як статично невизначена рама, шарнірно з'єднана з нижнім столом (рис. 8.9).

Розміри станини показані на рис. 8.8. Розміри розрахункової схеми (рис. 8.9, а) становлять  $l = l_{cm} - (H_{mp} - y_{mp})$ ,  $b = D - 2x_{cm}$ . Тут позначено  $H_{mp}$  – висота траверси;  $y_{mp}$  – відстань від верхнього краю траверси до центральної лінії перетини траверси;  $x_{cm}$  – відстань від краю перетину стійки до центральної лінії перетину стійки;  $L$  – відстань між стяжними шпильками станини.

Стійки, як правило, мають неоднакові поперечні розміри по висоті. В такому разі визначають найменший та найбільший перетини і розраховують параметри еквівалентного перетину

$$F_2 = \frac{l_2 F_{\max}}{l_{\max} + l_{\min} \frac{F_{\max}}{F_{\min}}}; \quad (8.25)$$

$$x_{cm} = \frac{x_{\max} F_{\max} l_{\max} + x_{\min} F_{\min} l_{\min}}{F_2 l_2}; \quad (8.26)$$

$$J_2 = \frac{l_2 J_{\max}}{l_{\max} + \frac{J_{\max}}{J_{\min}} l_{\min}}. \quad (8.27)$$

В цих формулах позначено:



$F_{max}, F_{min}$  – відповідно, найменша і найбільша площа перетину стійки;

$J_{max}, J_{min}$  – відповідно, найбільший і найменший момент інерції перетину стійки;

$l_{max}, l_{min}$  – відповідно, довжина стійки з найбільшим і найменшим перетином.

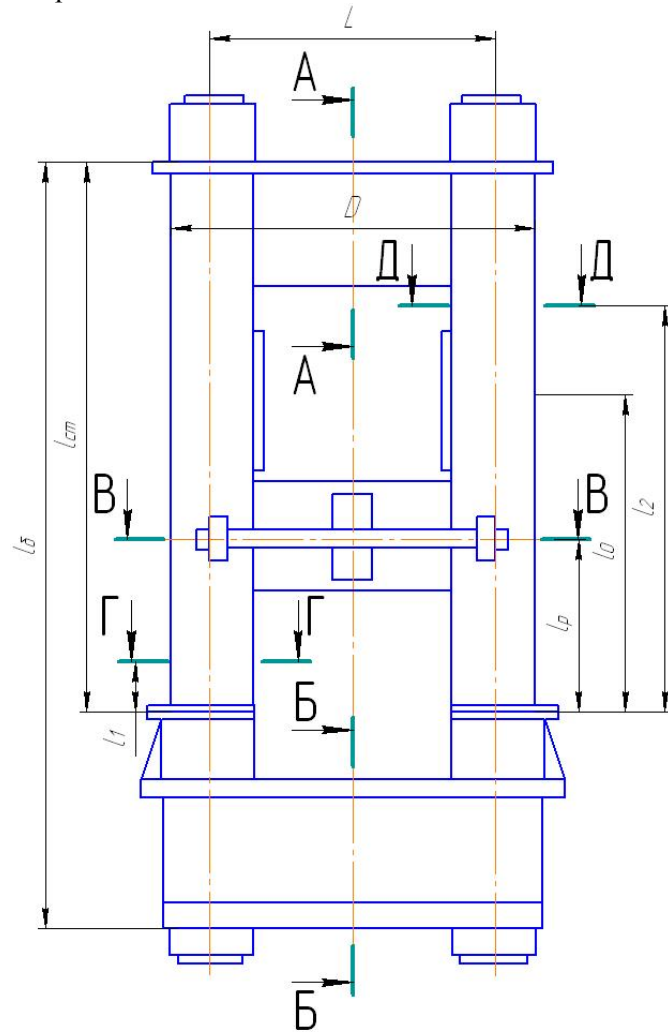


Рис. 8.8. Розрахункова схема станини КГШП

Розрахунок статично невизначених рам виконується з допомогою методу сил, який детально розглядається в курсі опору матеріалів. Рама умовно розрізається по верхній поперечнині і додаються одинична сила  $X_1 = 1$  і одиничний момент  $X_2 = 1$ . Розрахункова схема верхньої частини станини показана на рис. 8.9, б.

Епюри згинальних моментів від зовнішніх сил показані на рис. 8.10, а, епюри згинальних моментів від одиничної сили – на рис. 8.10, б и від одиничного моменту – на рис. 8.10, в.

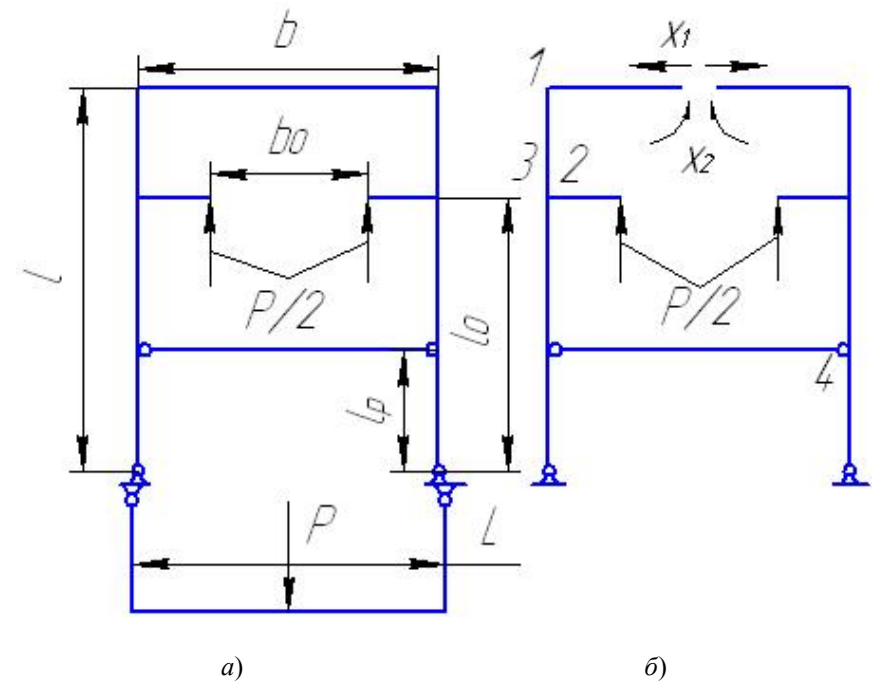
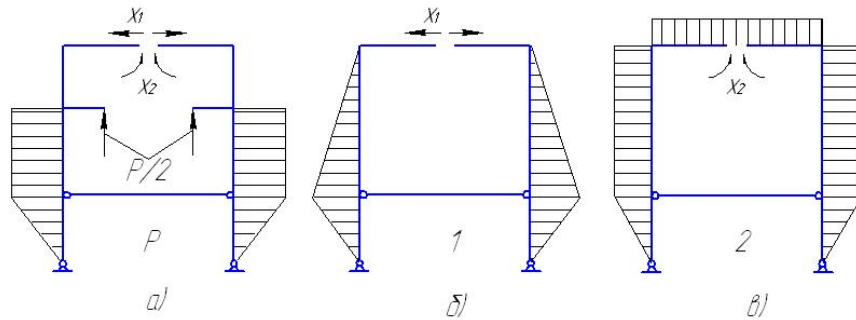


Рис. 8.9. Розрахункова схема рами КГШП

Канонічна система рівнянь методу сил має вид

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{1P} + \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 &= 0; \\ \Delta_{2P} + \delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8.28)$$



**Рис. 8.10.** Епюри згинальних моментів розрахункової схеми КГШП  
а) – від зовнішніх сил, б) – від одиничної сили, в) – від одиничного моменту

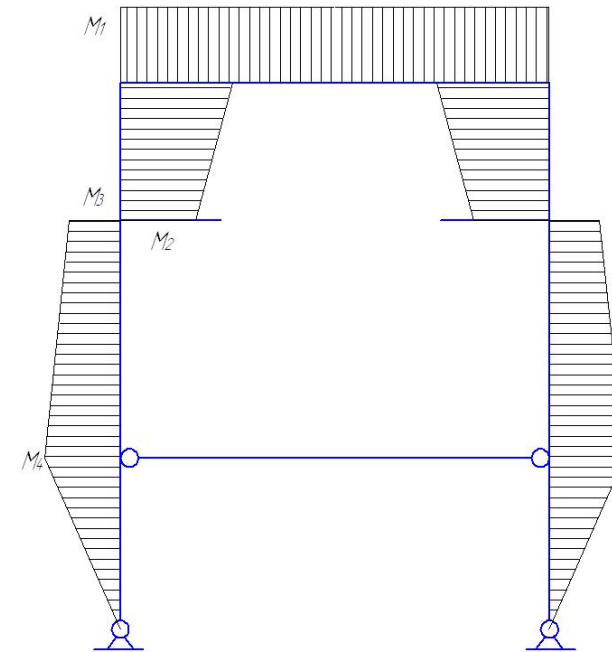
Коефіцієнти рівнянь визначаються шляхом перемноження відповідних епюр:

$$\begin{aligned} \Delta_{1P} &= \frac{P(b-b_0)}{12EJ_2} [3(l_0-l_p)(2l-l_p-l_0) + 2l_p(l-l_p)]; \\ \delta_{11} &= \frac{2(l-l_p)^2 l}{3EJ_2}; \\ \delta_{12} = \delta_{21} &= \frac{(l-l_p)l}{EJ_2}; \\ \Delta_{2P} &= \frac{P(b-b_0)(3l-l_p)}{12EJ_2}; \\ \delta_{22} &= \frac{1}{EJ_2} \left( \frac{bJ_2}{J_1} + \frac{3l-l_p}{3} \right). \end{aligned} \quad (8.29)$$

Після рішення системи лінійних рівнянь визначаються невідомі величини  $X_1$  і  $X_2$ . Згинальні моменти в характерних точках рами (показані на рис. 8.9, б) становлять:

$$\begin{aligned} M_1 &= X_2; \\ M_2 &= M_1 + X_1(l-l_0); \\ M_3 &= M_2 + \frac{P(b-b_0)}{4}; \\ M_4 &= M_2 + X_1(l-l_p) + \frac{P(b-b_0)}{4}. \end{aligned} \quad (8.30)$$

Після побудови епюр згинальних моментів (рис.8.11) визначаються небезпечні перетини станини і розраховуються напруги вигину, які порівнюються з допустимими значеннями, приведеними в табл. 8.2.



**Рис. 8.11.** Епюри згинальних сил в станині КГШП

Найбільша деформація по осі станини становить

$$\delta_{\text{сум}} = \frac{PL}{4} \left( \frac{L^2}{16EJ_3} + \frac{k}{GF_3} \right) + \frac{P_1 l_0}{EF_2}. \quad (8.31)$$

де  $P_1$  – додаток сили на стійку при навантаженні преса номінальним зусиллям

$$P_1 = \frac{P}{2 + \frac{\pi n_6 d_0^2 l_{cm}}{4F_2 l_6}}. \quad (8.32)$$

При наявності поперечної шпильки зближення стійок при роботі не відбувається.

В формулах (8.28)–(8.29) позначено:

$J_1, J_2, J_3$  – відповідно, моменти інерції поперечних перетинів траверси, стійок і столу;

$F_1, F_2, F_3$  – відповідно, площі поперечних перетинів траверси, стійок і столу;

$n_0$  – число стяжних шпильок;

$d_0$  – найменший діаметр різьби шпильок;

$l_0$  – розрахункова довжина стяжних шпильок (рис. 8.8).

Значення коефіцієнта  $k$  приймаються по табл. 8.3 у залежності від форми перетину.

Таблиця 8.3

Значення коефіцієнта  $k$

Вид поперечного перерізу	Значення коефіцієнта $k$					
Прямокутник	1,2					
Двотавр	2,2...2,9					
Коло	1,1					
Кільце	$r/R$	0,2	0,4	0,5	0,6	0,8
	$k$	1,15	1,25	1,32	1,38	1,47
Порожній прямокутник	1,5...2					

*Примітка:* У таблиці 8.3 позначено:  $r$  – внутрішній радіус кільця,  $R$  – зовнішній радіус кільця.

На рис. 8.12–8.14 приведені розрахункові схеми й епюри згинальних моментів інших найбільш розповсюджених типів станин пресів. Вид навантаження столу і поперечки прийняті з урахуванням особливостей технологічного процесу, габаритів штампа і конструктивного виконання ГВМу.

Поперечні і нормальні сили в стійках для всіх схем дорівнюють половині номінального зусилля, тобто  $P_n/2$ .

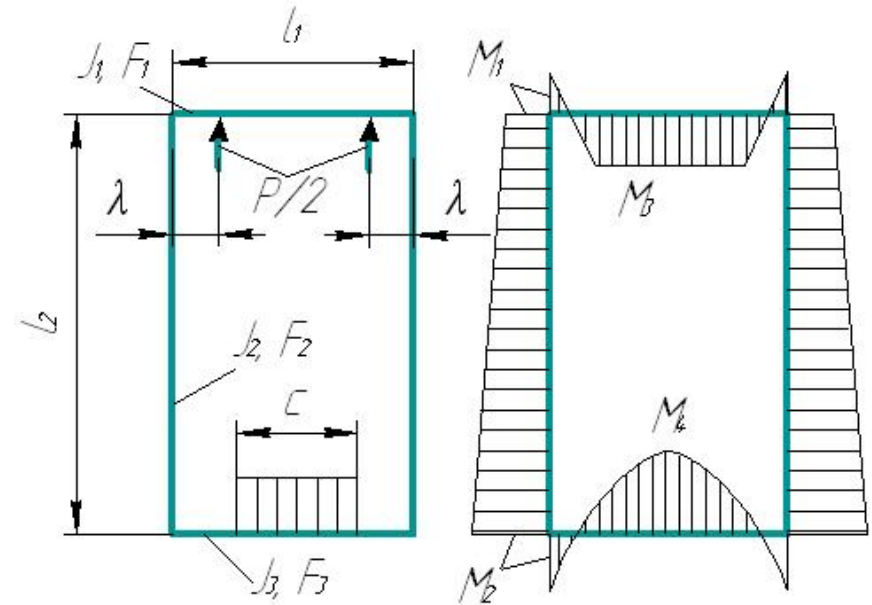


Рис. 8.12. Розрахункові схеми станин одно кривошипних пресів з рівнобіжним фронту розташуванням головного валу, або двох кривошипних пресів з перпендикулярним розташуванням головних валів

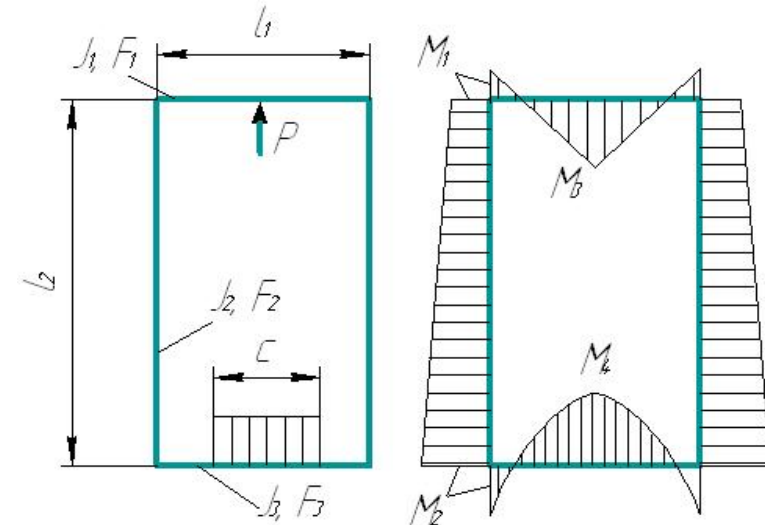


Рис. 8.13. Розрахункові схеми станин однокривошипних пресів з перпендикулярним фронту розташуванням головного валу

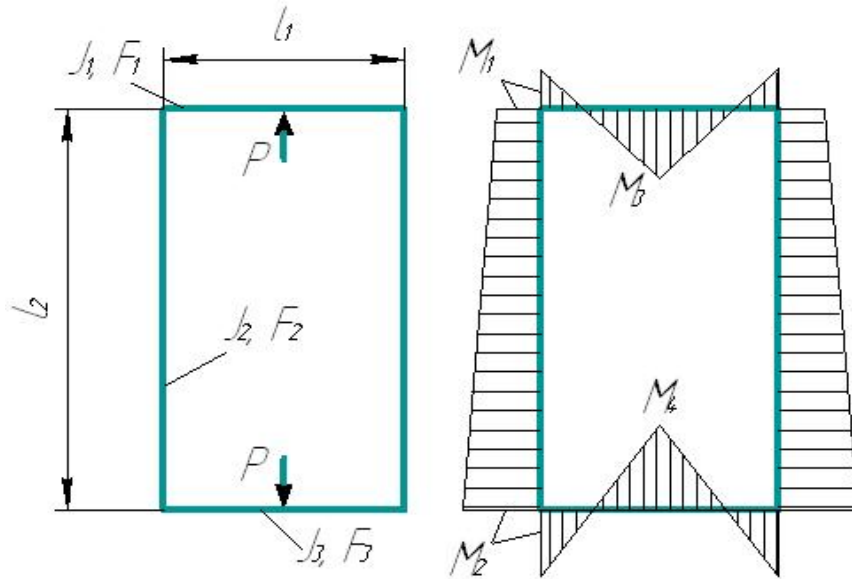


Рис. 8.14. Розрахункові схеми станів однокривошипних розділових пресів з перпендикулярним фронту розташуванням головного валу

Згинальні моменти і деформації для типів станів, показаних на рисунках визначаються по наступних розрахункових формулах:

Одно кривошипні преси з рівнобіжним фронту розташуванням головного валу, двох чи чотирьох кривошипні преси з перпендикулярним розташуванням головних валів (рис. 8.12)

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \frac{3P\lambda(l_1 - \lambda)k_{21} - 2l_1M_2\beta}{2l_1(2\beta + 3k_{21})}; \\
 M_2 &= \frac{P}{24l_1} \left( \frac{X}{2\beta + \beta^2k_{32} + 2\beta k_{31} + 3k_{21}} \right); \\
 X &= (3l_1^2 - c^2)(2\beta + 3k_{21}) - 12\lambda\beta k_{31}(l_1 - \lambda); \\
 M_3 &= \frac{P\lambda}{2} - M_1; \\
 M_4 &= \frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{2} - \frac{c}{4} \right) - M_2;
 \end{aligned} \tag{8.33}$$

$$\begin{aligned}
 \delta_c &= \frac{P}{384EJ_3} \left[ (8l_1^3 - 4c^2l_1 + c^3) + 32\lambda^2k_{31}(3l_1 - 4\lambda) \right] - \\
 &- \frac{l_1^2}{24EJ_3} (M_2 + M_1k_{31}) + \frac{Pl_2}{2EF_2} + \frac{kM_3}{GF_1} + \frac{kM_4}{GF_3}; \\
 \delta_{\text{обл}} &= \frac{l_2}{3EJ_2} \left\{ M_1(l_2 - x) \left[ 1 - \left( \frac{l_2 - x}{2} \right)^2 \right] + M_2 \left[ 1 - \left( \frac{x}{l_2} \right)^2 \right] \right\}.
 \end{aligned} \tag{8.34}$$

Однокривошипні преси з перпендикулярним фронту розташуванням головного валу (рис. 8.13)

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \frac{3Pl_1k_{21} - 8M_2\beta}{8(2\beta + 3k_{21})}; \\
 M_2 &= \frac{P}{24l_1} \cdot \frac{X}{2\beta + \beta^2k_{32} + 2\beta k_{31} + 3k_{21}}; \\
 M_3 &= \frac{Pl_1}{4} - M_1; \\
 M_4 &= \frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{2} - \frac{c}{4} \right) - M_2; \\
 X &= (3l_1^2 - c^2) \cdot (2\beta + 3k_{21}) - 3l_1^2\beta k_{31};
 \end{aligned} \tag{8.35}$$

$$\begin{aligned}
 \delta_c &= \frac{l_1^2}{48EJ_3} \left[ Pl_1 \left( 1 - \frac{m^2}{2} + \frac{m^3}{3} + k_{31} \right) - 2(M_2 + M_1k_{31}) \right] + \\
 &+ \frac{Pl_2}{2EF_2} + \frac{kM_3}{GF_1} + \frac{kM_4}{GF_3}; \\
 \delta_{\text{обл}} &= \frac{l_2}{3EJ_2} \left\{ M_1(l_2 - x) \left[ 1 - \left( \frac{l_2 - x}{l_2} \right)^2 \right] + M_2 \left[ 1 - \left( \frac{x}{l_2} \right)^2 \right] \right\}.
 \end{aligned} \tag{8.36}$$

Однокривошипні розділові преси з перпендикулярним фронту розташуванням головного валу (рис. 8.14)

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \frac{3Pl_1k_{21} - 8M_2\beta}{8(2\beta + 3k_{21})}; \\
 M_2 &= \frac{Pl_1}{8} \cdot \frac{2\beta + 3k_{21} - \beta k_{31}}{2\beta + \beta^2 k_{32} + 2\beta k_{31} + 3k_{21}}; \\
 M_3 &= \frac{Pl_1}{4} - M_1; \\
 M_4 &= \frac{Pl_1}{4} - M_2;
 \end{aligned} \quad (8.37)$$

$$\begin{aligned}
 \delta_c &= \frac{l_1^2}{48EJ_3} [Pl_1(1+k_{31}) - 2(M_2 + M_1k_{31})] + \\
 &+ \frac{Pl_2}{2EF_2} + \frac{kM_3}{GF_1} + \frac{kM_4}{GF_3}; \\
 \delta_{сбл} &= \frac{l_2}{3EJ_2} \left\{ M_1(l_2 - x) \left[ 1 - \left( \frac{l_2 - x}{l_2} \right)^2 \right] + M_2 \left[ 1 - \left( \frac{x}{l_2} \right)^2 \right] \right\}. \quad (8.38)
 \end{aligned}$$

У формулах (8.33)–(8.38) позначено:

$$\begin{aligned}
 \beta &= \frac{l_2}{l_1}; & m &= \frac{c}{l_1}; & k_{21} &= \frac{J_2}{J_1}; & k_{12} &= \frac{J_1}{J_2}; \\
 k_{13} &= \frac{J_1}{J_3}; & k_{31} &= \frac{J_3}{J_1}; & k_{32} &= \frac{J_3}{J_2}; & k_{23} &= \frac{J_2}{J_3}.
 \end{aligned}$$

де  $x$  – відстань від столу до перерізу, в якому визначається зближення стійок.

Позначення відповідних моментів інерції і площі поперечних перерізів показані на відповідних рисунках.

**Приклад 40. Виконати розрахунок складеної станини КГШП зусиллям 25 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля преса  $P_n$ , МН – 25;  
 Розрахункова довжина стяжної шпильки  
 (довжина стійки з столом)  $l_0$ , см – 657;  
 Розрахункова довжина стійки  $l_{cm}$ , см – 472;

Відстань від площини роз'єднання до осі  
 ексцентрикового валу  $l_0$ , см – 309;  
 Ширина стійок вздовж фронту преса  $D$ , см – 244;  
 Відстань від площини роз'єднання до  
 поперечної стяжки  $l_p$ , см – 180;  
 Відстань між стяжними шпильками  $L$ , см – 192;  
 Відстань між точками прикладення  
 зусилля в опорах головного валу  $b_0$ , см – 130;  
 Кількість стяжних шпильок  $n_{ш}$  – 4;  
 Внутрішній діаметр різьби стяжних  
 шпильок  $d_0$ , см – 34;  
 Матеріал станини – сталь Ст3.

Рішення

Розрахункова схема станини КГШП показана на рис. 8.8.

Перетин траверси преса по осі (перетин А-А) та перетин столу (перетин Б-Б) показані на рис. 8.15. В таблицях 8.4 і 8.5 приведені результати розрахунку геометричних характеристик. В цих і всіх подальших таблицях всі розміри вказані в см, моменти інерції – в см<sup>4</sup>.

**Таблиця 8.4**

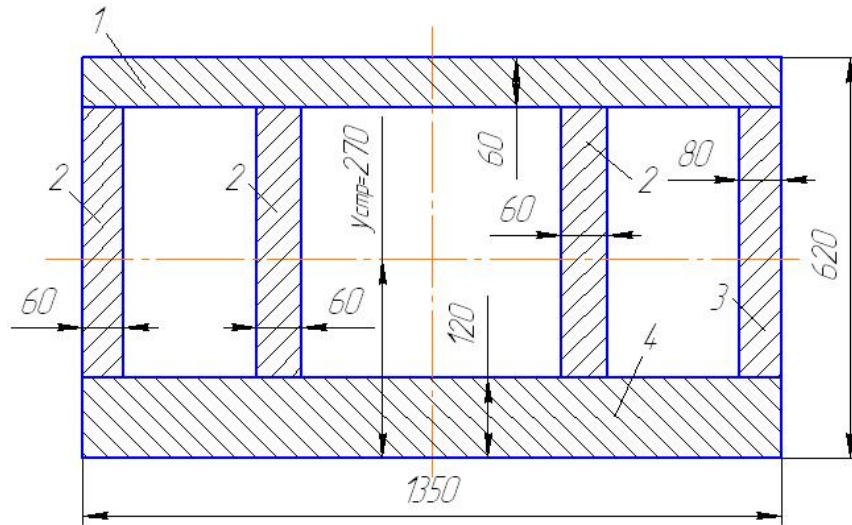
**Геометричні характеристики перетину траверси**

№ nn	$b_i$	$h_i$	$K$	$F_i$	$y_i$	$a_i$	$J_{oi}$	$J_i$
1	135	6,0	1	810,0	59,0	32,026	2430	833205
2	6,0	44,0	3	792,0	34,0	7,026	127776	166870
3	8,0	44,0	1	352,0	34,0	7,026	56789	74164
4	135	12,0	1	1620,0	6,0	-20,97	19440	732109
Всього				3574,0				1806349

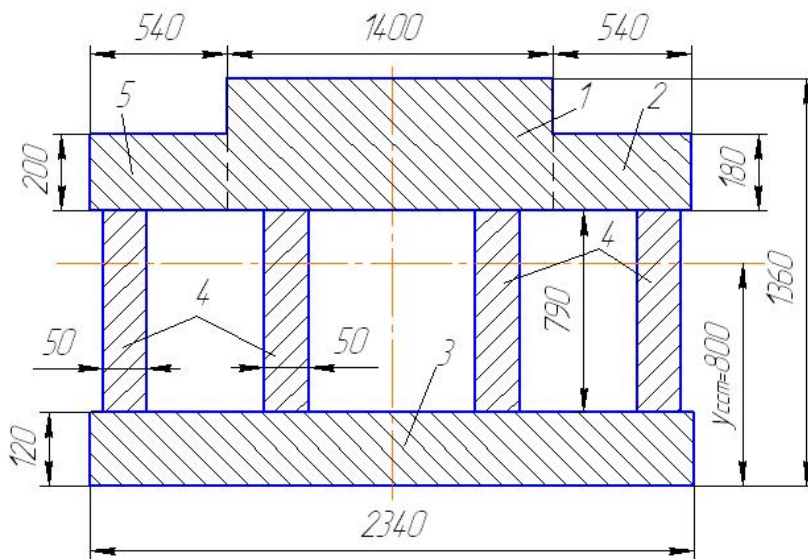
**Таблиця 8.5**

**Геометричні характеристики перетину столу**

№ nn	$b_i$	$h_i$	$K$	$F_i$	$y_i$	$a_i$	$J_{oi}$	$J_i$
1	140,0	45,0	1	6300,0	113,5	33,47	1063125	8121775
2	54,0	18,0	1	972,0	100,0	19,97	26244	413983
3	234,0	12,0	1	2808,0	6,0	-74,03	33696	15421658
4	5,0	79,0	4	1580,0	51,5	-28,53	821732	2107548
5	54,0	20,0	1	1080,0	101,0	20,97	36000	511042
Всього				12740				26576006



a)



б)

**Рис. 8.15.** Перетин траверси (а) та столу станини (б)  
Відстань від розрахункової осі до центральної осі перетину траверси (А-А) становить

$$y_{тр} = \frac{96406}{3574} = 26,974 \text{ см,}$$

а для перетину столу (Б-Б)

$$y_{стл} = \frac{1019548}{12740} = 80,0373 \text{ см.}$$

Площі поперечних перетинів стійок не однакові по довжині, тому в подальших розрахунках використовується середньозважені характеристики поперечного перетину стійки.

На рис. 8.16 показані перетини стійки з найменшою (перетин Г-Г на рис. 8.8) та найбільшою (перетин Д-Д) площею перетину, які розташовані на відстані відповідно 88 см та 384 см від площини роз'єднання станини. Для вказаних перетинів в табл. 8.6 та 8.7 приведені розрахунки площі та моменту інерції перетинів.

Таблиця 8.6

Геометричні характеристики перетину Г-Г стійки

№ nn	$b_i$	$h_i$	$K$	$F_i$	$y_i$	$a_i$	$J_{oi}$	$J_i$
1	72,5	8,0	2	1160,0	52,0	20,16	6187	477677
2	16,0	44,0	2	1408,0	26,0	-5,84	85184	103187
3	6,0	44,0	2	528,0	26,0	-5,84	227157	275165
4	72,5	4,0	2	580,0	2,0	-29,84	773	517193
Всього				3676,0				137322

Таблиця 8.7

Геометричні характеристики перетину Д-Д стійки

№ nn	$b_i$	$h_i$	$K$	$F_i$	$y_i$	$a_i$	$J_{oi}$	$J_i$
1	230,0	8,0	1	1840,0	52,0	-29,84	9813	757695
2	6,0	44,0	4	1056,0	26,0	20,16	170368	206374
3	5,0	44,0	1	220,0	26,0	-5,84	35493	42995
4	230,0	4,0	1	920,0	2,0	-5,84	1227	820375
Всього				4036,0				1827438



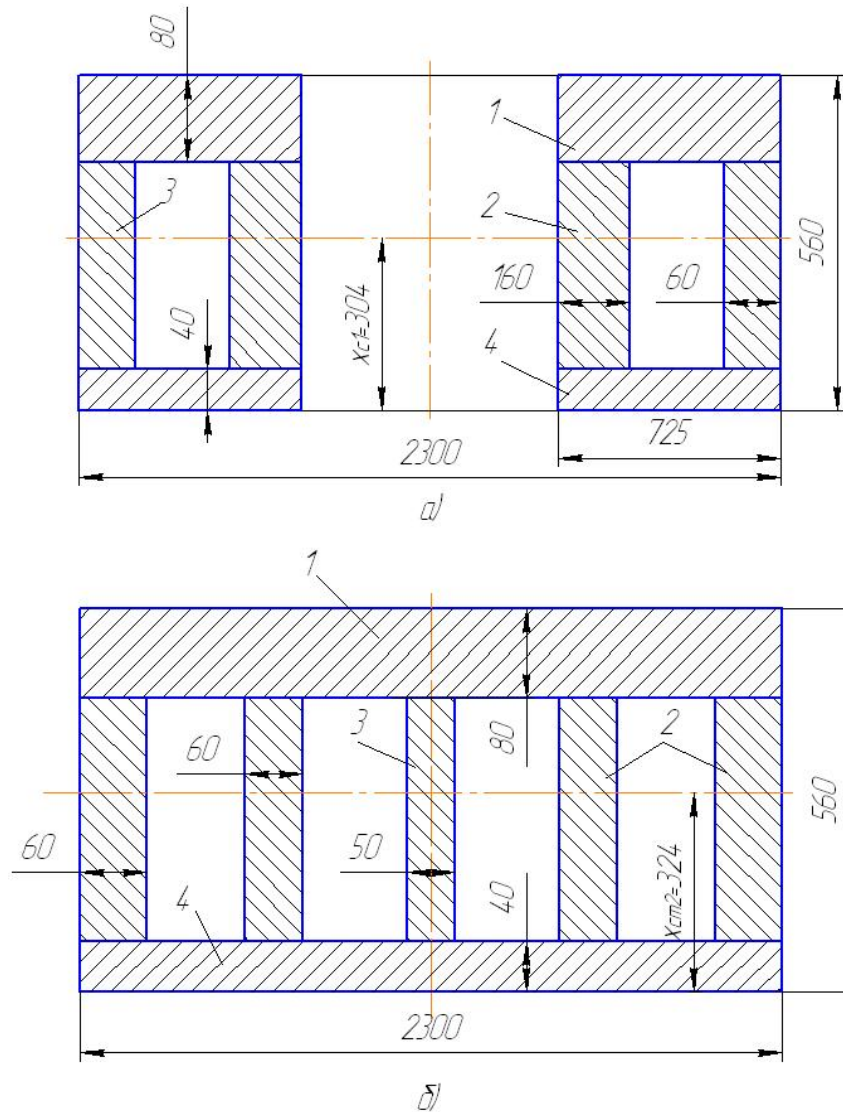


Рис. 8.16. Найменший (а) та найбільший (б) перетини стійки преса

Середньозважена площа перетину стійки по формулі (8.25) буде

$$F_{cm} = \frac{472 \cdot 4036}{384 + 88 \frac{4036}{3676}} = 3960 \text{ см}^2.$$

Середньозважений момент інерції перетинів стійки по формулі (8.27) становить

$$J_{cm} = \frac{472 \cdot 1827438}{384 + 88 \frac{1827438}{1373222}} = 1,721 \cdot 10^6 \text{ см}^2.$$

Відстань від розрахункової осі до центральної осі перетину Г-Г становить

$$x_{c1} = \frac{111816}{3676} = 30,418 \text{ см},$$

а для перетину Д-Д

$$x_{c2} = \frac{130696}{4036} = 32,383 \text{ см}.$$

В такому разі середньозважена відстань від розрахункової осі до центральної осі середньозваженого перетину по формулі (8.26) становить

$$x_{cm} = \frac{30,418 \cdot 3676 \cdot 88 + 32,383 \cdot 4036 \cdot 384}{3964 \cdot 472} = 32,086 \text{ см}.$$

Розміри розрахункової рами, що замінює верхню частину станини (рис. 8.9, а) в такому разі будуть

$$l = l_{cm} - (H_{mp} - y_{mp}) = 472 - (62 - 26,974) = 436,974 \text{ см},$$

$$b = D - 2 \cdot x_{cm} = 244 - 2 \cdot 32,086 = 179,828 \text{ см}.$$

Для розрахунку статично невизначеної рами використовується метод сил. Рама двічі статично не визначена. Вибирається основну систему, розділив раму по осі симетрії і приклавши одиничну силу  $X_1 = 1$  і одиничний момент  $X_2 = 1$  (рис. 8.9, б).

На рис. 8.10 показані епюри згинальних моментів від зовнішніх сил (а), від одиничної сили (б) та від одиничного моменту (в).

Канонічна система рівнянь методу сил має вид:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{1p} + \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 &= 0; \\ \Delta_{2p} + \delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Коефіцієнти рівнянь визначаються шляхом перемноження відповідних епюр. По формулах (8.29) знаходяться

$$\Delta_{1p} = \frac{25 \cdot 10^6 (179,828 - 130)}{12 \cdot E \cdot J_{cm}} [3(309 - 180) \cdot (2 \cdot 436,974 - 180 - 309) + 2 \cdot 180 \cdot (436,974 - 180)] = \frac{2,507 \cdot 10^{13}}{E \cdot J_{cm}};$$

$$\Delta_{2p} = \frac{25 \cdot 10^6 (179,828 - 130) \cdot (3 \cdot 436,974)}{12 \cdot E \cdot J_{cm}} = \frac{1,174 \cdot 10^{11}}{E \cdot J_{cm}};$$

$$\delta_{11} = \frac{2 \cdot (436,974 - 180)^2 \cdot 436,974}{3 \cdot E \cdot J_{cm}} = \frac{1,924 \cdot 10^7}{E \cdot J_{cm}};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{2 \cdot (436,974 - 180) \cdot 436,974}{E \cdot J_{cm}} = \frac{1,123 \cdot 10^5}{E \cdot J_{cm}};$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{E \cdot J_{cm}} \cdot \left( \frac{179,828 \cdot 1,721 \cdot 10^6}{1806348} + \frac{3 \cdot 436,974 - 180}{3} \right) = \frac{548,335}{E \cdot J_{cm}}.$$

Рішення канонічної системи рівнянь дає два значення невідомих  $X_1 = 2,731 \cdot 10^5 \text{ Н}$  і  $X_2 = -2,7 \cdot 10^8 \text{ Нсм}$ .

Згинальні моменти в характеристичних точках, показаних на рис. 8.9, б, по формулах (8.30) будуть дорівнювати:

$$M_1 = X_2 = -2,7 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_2 = -2,7 \cdot 10^8 + 2,731 \cdot 10^5 \cdot (436,974 - 180) = -2,342 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_3 = -2,342 \cdot 10^8 + \frac{25 \cdot 10^6 \cdot (179,828 - 130)}{4} = 7,726 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$M_4 = -2,342 \cdot 10^8 + 2,731 \cdot 10^5 \cdot (436,974 - 180) + \frac{25 \cdot 10^6 \cdot (179,828 - 130)}{4} = 1,492 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Максимальний згинальний момент в центральній частині столу становить

$$M_{стл} = 0,25 \cdot P_H \cdot L = 0,25 \cdot 25 \cdot 10^6 \cdot 192 = 1,2 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Зусилля, діюче на поперечну стяжку шпильку буде

$$P_{ш} = \frac{M_4}{l_p} = \frac{1,492 \cdot 10^8}{180} = 82,89 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

На рис. 8.11 показані епюри згинальних моментів для верхньої частини станини.

Найбільші напруги в трьох найбільш небезпечних перерізах станини будуть наступні.

Переріз А-А по середині траверси:

- напруга стиску

$$\sigma_{сА} = \frac{M_1 \cdot y_{mp}}{J_{mp}} = \frac{2,7 \cdot 10^6 \cdot 26,974}{1806348} = 40,32 \text{ МПа};$$

- напруга розтягування

$$\sigma_{рА} = \frac{M_1 (H_{mp} - y_{mp})}{J_{mp}} = \frac{2,7 \cdot 10^6 \cdot (62 - 26,974)}{1806348} = 52,35 \text{ МПа}.$$

Переріз Б-Б по середині столу:

- напруга стиску

$$\sigma_{сБ} = \frac{M_{стл} (H_{стл} - y_{стл})}{J_{стл}} = \frac{1,2 \cdot 10^7 \cdot (136 - 80,027)}{26576005} = 25,27 \text{ МПа}.$$

- напруга розтягування

$$\sigma_{рБ} = \frac{M_{стл} \cdot y_{стл}}{J_{стл}} = \frac{1,2 \cdot 10^7 \cdot 80,027}{26576005} = 36,14 \text{ МПа};$$

Переріз стійки В-В:

$$\sigma_{рВ} = \frac{P_H - P_1}{F_{cm2}} + \frac{M_4 \cdot x_{cm2}}{J_{cm2}} = \frac{25 \cdot 10^6 - 9,4 \cdot 10^6}{4036} \cdot 10^{-2} + \frac{1,492 \cdot 10^6 \cdot 32,383}{4036} = 65,08 \text{ МПа};$$

Зусилля  $P_1$  в цій формулі є приріст зусилля в стійці при роботі преса з номінальним зусиллям і визначається по залежності



$$P_1 = \frac{P_H}{2 + \frac{\pi \cdot n_{ш} \cdot d_0^2 \cdot l_{cm}}{4 \cdot F_{cm} \cdot l_{ш}}} = \frac{25 \cdot 10^6}{2 + \frac{\pi \cdot 4 \cdot 34^2 \cdot 472}{4 \cdot 3960 \cdot 657}} = 9,406 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

З табл. 8.2 для сталі Ст3 найбільша напруга на розтягування становить 60...70 МПа, тобто напруги у всіх перетинах допустимі.

Максимальна деформація станини вздовж осі по формулі (8.31) становить

$$\delta_{\text{сум}} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 192}{4} \left( \frac{192^2}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 26576005} + 1,8 \frac{1,8}{8,1 \cdot 10^6 \cdot 12740} \right) + \frac{9,406 \cdot 10^6 \cdot 309}{2,1 \cdot 10^7 \cdot 3960} = 0,064 \text{ см.}$$

ефіцієнт форми поперечного перетину по табл. 8.3 для порожнього прямокутника прийнято рівним 1,8.

### 8.3. Розрахунок складених станин закритих пресів

Розрахунок складених станин пресів принципово відрізняється від розрахунку цільних станин. Головна відмінність полягає в тому, що стійки складеної станини піддаються дії стискаючих, а не розтягують сил, а загальне замикання системи виконується стяжними шпильками, що і піддаються дії сил, що розтягують.

При розрахунку складених станин розраховуються стяжні шпильки, визначають кут повороту гайок для забезпечення зусилля попереднього затягування, знаходять зусилля і напруги в тілі шпильки і нарізному сполученні під час роботи. Вихідними даними для розрахунку є геометричні розміри деталей станини, число стійок і число шпильок.

Станини розраховують у наступній послідовності.

#### 8.3.1. Визначення кількості шпильок і їхнього розміру

В залежності від типу преса і його номінального зусилля задаються кількістю стяжних шпильок (2–8) і визначають їхній розрахунковий діаметр. Розміри шпильок вибирають по емпіричній формулі (рис. 8.17)

$$d_0 = k\sqrt{P} + 2t_2, \text{ мм} \quad (8.39)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від типу преса;

$P$  – розрахункове зусилля, рівне номінальному зусиллю для пресів простої дії і сумарному зусиллю витяжного і притисного повзунів для пресів подвійної дії, МН;

$t_2$  – глибина різьблення (табл. 8.8).

Для двох кривошипних пресів зусиллям до 5 МН, чотирьох кривошипних і листоштампувальних багатопозиційних пресів усіх зусиль коефіцієнт  $k$  приймається рівним 75; для карбувальних пресів – 60; для всіх інших пресів – 67.

Формула застосовується для чотирьох шпильок. При двох шпильках діаметр необхідно помножити на 1,4; при шести шпильках – на 0,82; при восьми – на 0,72.

Отриманий діаметр округляють до найближчого по нормалі КК26–1 (табл. 8.9). По цій же нормалі знаходять висоту гайок і довжину вільної частини.

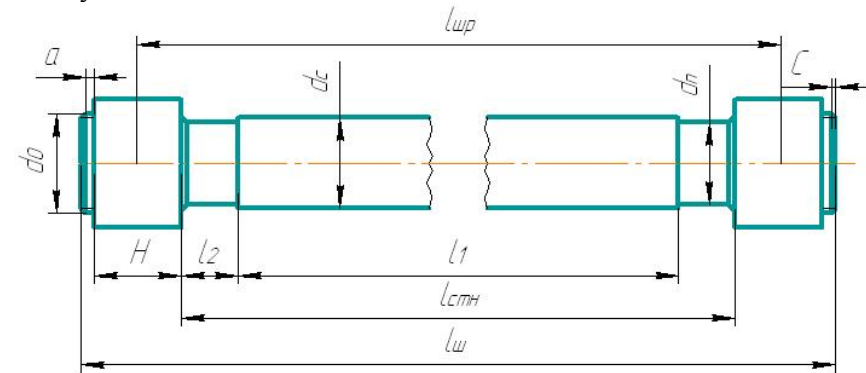


Рис. 8.17. Розміри стяжних шпильок

Таблиця 8.8

Розміри різьблення стяжних шпильок

Внутрішній діаметр різьблення $d$ , мм	Крок різьблення $S$ , мм	Глибина різьблення $t_2 = 0,649 S$ , мм
45...50	2	1,5
55...100	3	1,95
110...340	4	2,6
350...440	6	3,9

Розрахункова довжина шпильок  $l_{шп}$  визначається конструкцією станини з урахуванням висоти гайок

$$l_{шп} = 2H + l_{стн} = 2H + l_{ст} + l_{тр} + l_{стл}.$$

Тут позначено:

$H$  – довжина станини;

$l_{стн}$  – довжина станини;

$l_{ст}$  – довжина стійки;

$l_{тр}$  – довжина траверси;

$l_{стл}$  – довжина столу.

Довжина шпильок  $l_{шп}$  округляється до нуля.

Так як поперечні перетини шпильки неоднакові по її довжині, визначається розрахункова приведена площа поперечного перетину  $F_{ш.пр}$

$$F_{ш.пр} = \frac{0,785d_0^2}{\frac{l_1}{l_{шп}} + 2,3 \frac{l_2}{l_{шп}} + 2 \frac{l_3}{l_{шп}}}, \quad (8.40)$$

де  $l_1, l_2, l_3$  – відповідно довжина центральної частини шпильки, проточки і довжина різьбової частини до середини висоти гайки (рис. 8.17).

Таблиця 8.9

Розміри стяжних шпильок

Позначення різьби $d_0$	$d_{омс}$ , мм, не більше	$a$	$c$	$H$
2М45х2	52	11	5	50
2М52х2	60	11	5	55
2М56х2	65	15	8	60
2М64х3	7	15	8	65
2М72х3	85	15	8	75
2М80х3	95	15	8	80
2М90х3	105	15	8	90
2М100х3	115	16	8	100
1М110х4	125	18	10	110
1М125х4	140	19	10	130
1М135х4	155	19	10	140
1М150х4	170	20	10	150
1М170х4	190	20	10	170
1М190х4	210	20	10	190
1М210х4	230	22	10	210
1М240х4	265	22	10	250
1М270х4	295	22	10	270
1М300х4	330	22	10	300
1М340х4	375	23	10	340
М380х6	420	28	15	370
М440х6	485	30	15	430

### 8.3.2. Розрахунок поперечного перетину стійок

Для попереднього вибору величини площі перетину стійок використовують практичні дані по співвідношенню площі стійки  $F_{ст}$  і шпильки  $F_{ш}$  (табл. 8.10).

Таблиця 8.10

Значення коефіцієнтів  $m$  і  $n$

Тип преса	$n = F_{ст}/F_{ш}$ для станини		$m = l_{ст}/l_{шп}$
	чавунна	стальна	
Одно кривошипні простої дії зусиллям до 6,3 МН	7...8	4...6	0,5...0,6
Крупні одно кривошипні, двох і чотирьох кривошипні	–	5...6,5	0,5
Карбувальні	5...8	–	0,5...0,6
Листоштампвальні подвійної дії		4...6	0,6...0,8
Листоштампвальні багатопозиційні	–	4...7	0,6...0,7
КГШП	–	10...12	

Після визначення перетинів стійки складається ескіз станини (рис. 8.18).

Визначаються розрахункові приведені площі поперечних перерізів стійок  $F_{стпр}$ , траверси  $F_{трпр}$  і столу  $F_{стлпр}$  в місцях монтажу стійок (див. рис.8.18)

$$F_{стпр} = \frac{F_1 l_{ст}}{l_1 + l_2 \frac{F_1}{F_2} + \dots + l_i \frac{F_1}{F_i}}; \quad (8.41)$$

$$F_{трпр} = \frac{l_{тр}}{\frac{2l_{тр1}}{F_{тр1} + F_{тр2}} + \frac{2l_{тр2}}{\frac{\pi d_{омс}^2}{4} + F_{тр2}}}}; \quad (8.42)$$

$$F_{стлпр} = \frac{l_{стл}}{\frac{2l_{стл1}}{F_{стл1} + F_{стл2}} + \frac{2l_{стл2}}{F_{стл2} + F_{стл3}} + \frac{l_{стл3}}{F_{стл3}}}}. \quad (8.43)$$

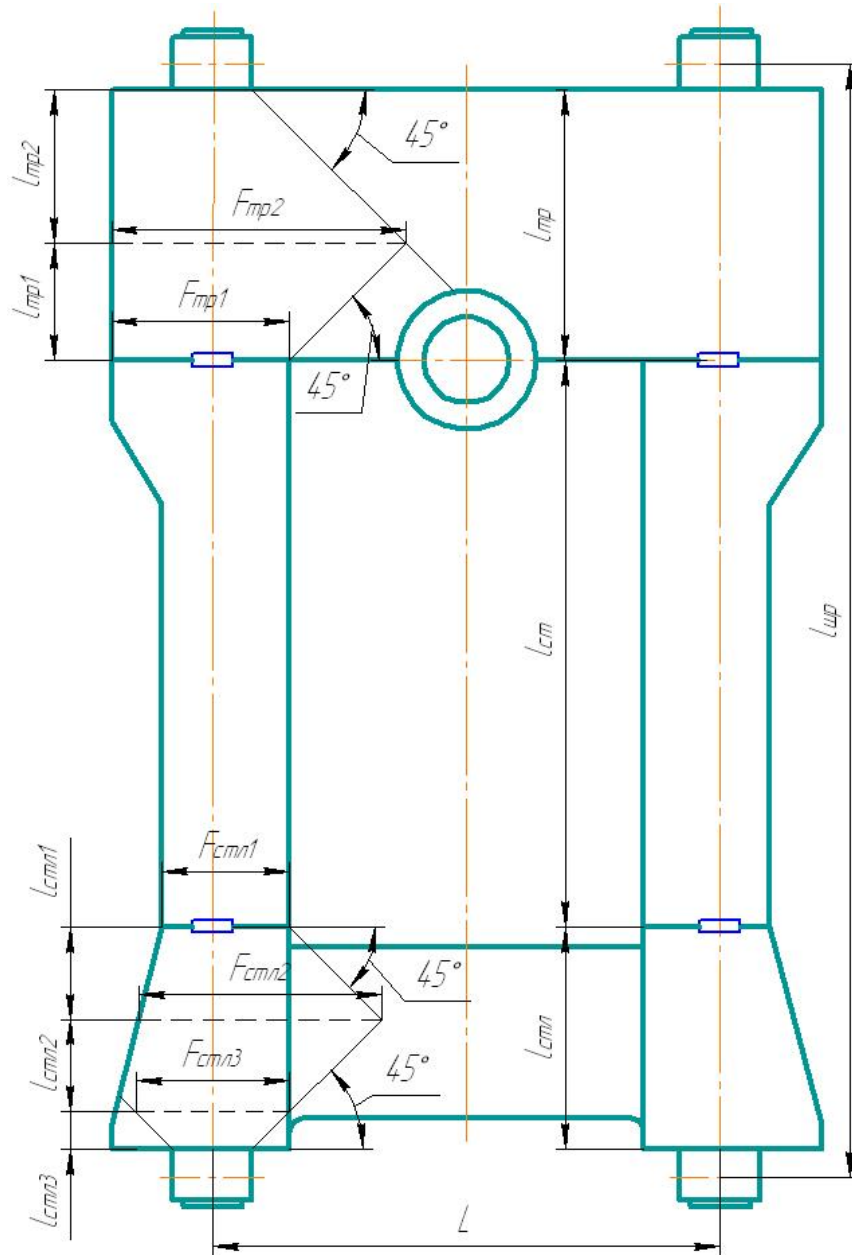


Рис. 8.18. Ескізи частин станини

У цих формулах позначено:

$l_{cm}$ ,  $l_{mp}$ ,  $l_{стл}$  – відповідно довжина стійки, траверси і столу;

$F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  – відповідно площі різних перетинів стійок, довжиною  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$ ;

$F_{mp1}$ ,  $F_{mp2}$ ,  $F_{стл1}$ ,  $F_{стл2}$ ,  $F_{стл3}$  – відповідно площі поперечних перерізів з різними розмірами траверси і столу (див. рис. 8.18);

$l_{mp1}$ ,  $l_{mp2}$ ,  $l_{стл1}$ ,  $l_{стл2}$ ,  $l_{стл3}$  – відповідно довжини ділянок траверси і столу.

### 8.3.3. Визначення параметрів затягнутого перетину

Для затягнутого перетину визначають наступні параметри:

- зусилля затягування шпильок;
- силові параметри діаграми затягнутого з'єднання;
- кут повороту гайки при затягуванні.

#### Податливість елементів станини

Попередньо визначаються податливість елементів станини.

Податливість шпильок становить

$$e_{ш} = \frac{l_{шп}}{iF_{шп}E} \quad (8.44)$$

Податливість стійки становить

$$e_{cm} = \frac{l_{cm}}{2F_{стл}E} \quad (8.45)$$

Податливість столу під стійками дорівнює

$$e_{стл} = \frac{k_{стл}l_{стл}}{iF_{стл}E} \quad (8.46)$$

Податливість траверси над стійками становить

$$e_{mp} = \frac{k_{mp}l_{mp}}{F_{mp}E} \quad (8.47)$$

Загальна податливість станини по осі шпильки становить суму окремих податливостей

$$e_c = e_{cm} + e_{mp} + e_{ш} \quad (8.48)$$

В формулах (8.44)–(8.48) позначено:

$E$  – модуль пружності матеріалу станини, прийнятий однаковим для всіх елементів (сталь);

$i$  – число стяжних шпильок;

$k_{mp}$ ,  $k_{cm}$  – відповідно коефіцієнти, що враховують неточності при визначенні дійсних перетинів траверси та столу. Приймається  $k_{mp} = 0,9 \dots 0,92$  і  $k_{cm} = 0,7 \dots 0,8$ .

#### Силові параметри затягнутого з'єднання

По табл. 8.11 визначаються коефіцієнти для розрахунку зусиль затягнутого з'єднання. Найменший коефіцієнт затяжки становить

$$\varphi_{\min} = \frac{\varphi_{кр}}{1 + \frac{e_c}{e_u}}. \quad (8.49)$$

Таблиця 8.11

#### Параметри затягнутого з'єднання

Тип преса	Значення			
	$\varphi_3$	$\varphi_{кр}$	$\varphi_{сп}$	$\varphi_p$
Листоштампувальні одно кривошипні	1,3	1,6	0,5	1
Листоштампувальні двох кривошипні:				
• вал перпендикулярний фронту преса	1,45	1,7	0,5	1,1
• вал паралельний фронту преса	1,35	1,6	0,4	
Витяжні:				
• витяжні одно кривошипні	1,2	1,5	0,4	1
• двох і чотирьох кривошипні		1,4	0,3	1,1
Листоштампувальні багатопозиційні	1,4	1,6	0,45	1
КГШП	1,3	1,45	0,4	
Карбувальні кривошипно-колінні	1,07	1,4		

Розрахункове зусилля, діюче на станину приймається рівним

$$P_p = P_n \varphi_p, \quad (8.50)$$

де  $\varphi_p$  – коефіцієнт збільшення навантаження.

Зусилля затягування шпильок приймається рівним

$$P_3 = P_p \varphi_3, \quad (8.51)$$

де  $\varphi_3$  – коефіцієнт запасу затяжки.

Сумарна сила, що діє на стійки при навантаженні преса

$$P_{стр} = P_3 - P_p \frac{e_u}{e_u + e_c} \geq [P_{сп}] = \varphi_{сп} P_n, \quad (8.52)$$

де  $[P_{сп}]$  – гранична сила, що діє на стійки при навантаженні преса;

$\varphi_{сп}$  – коефіцієнт граничної сили.

Сумарна сила, що діє на шпильки при навантаженні преса зусиллям  $P_n$

$$P_{шп} = P_p + P_{стр}. \quad (8.53)$$

Робоче навантаження при який відбудеться повне розвантаження стійок

$$P_{кр} = P_3 \frac{e_u + e_c}{e_u} \geq [P_{кр}] = \varphi_{кр} P_n, \quad (8.54)$$

де  $\varphi_{кр}$  – коефіцієнт критичного навантаження;

$[P_{кр}]$  – критична сила, що діє на стійки при навантаженні преса;

На рис. 8.19 показана діаграма затягнутого з'єднання, яка показує співвідношення сил і деформацій.

Кут повороту гайки при затягуванні шпильок після вибору зазорів між гайкою і станиною

$$\alpha_p = 360 \frac{e_u + e_n}{S} P_p, \quad (8.55)$$

де  $S$  – крок різьби.

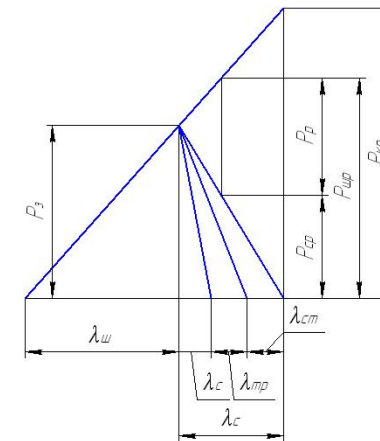


Рис. 8.19. Діаграма затягнутого з'єднання

### 8.3.4. Перевірка міцності шпильок

Максимальна напруга, що виникає в шпильках при роботі

$$\sigma_{шп} = \frac{4P_{шп}}{\pi d_1^2 i} \leq [\sigma_p] \quad (8.56)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різьби шпильок;

$[\sigma_p]$  – допустима напруга на розтягування. Для сталі 45  $[\sigma_p] = 340$  МПа.

Коефіцієнт запасу міцності стяжних шпильок по міцності на втому

$$n = \frac{\sigma_{-1p} i F_{шп \min}}{2,25 \cdot 10^{-6} (P_{шп} - P_3) C} \geq 2,5, \quad (8.57)$$

де  $\sigma_{-1p}$  – границя витривалості матеріалу шпильок при розтяганні (для сталі 45  $\sigma_{-1p} = 240$  МПа);

$F_{шп \min}$  – найменша площа поперечного перерізу шпильки, мм<sup>2</sup>;

$C$  – коефіцієнт, рівний 0,5 – при двох, 1 – при чотирьох і 1,15 – при шести шпильках.

### 8.3.5. Перевірка міцності стійок

Напруги в стійках при затягуванні

$$\sigma_{cz} = \frac{P_3}{2F_{ст \min}} \leq [\sigma]_{сж}, \quad (8.58)$$

де  $F_{ст \min}$  – найменша площа поперечного перерізу стійки.

Напруга стиску, що допускається, визначається по табл. 8.2.

Напруга в стійках при роботі преса

$$\sigma_{cp} = \frac{P_{cmp}}{2F_{ст \min}} \leq [\sigma]_{сж}. \quad (8.59)$$

Запас міцності на втому в найменшому перетині становить

$$n = \frac{2\sigma_{-1p}}{k_g k_\sigma (\sigma_{cz} - \sigma_{cp}) + \psi_\sigma (\sigma_{cz} + \sigma_{cp})} \geq [n], \quad (8.60)$$

де  $\sigma_{-1p}$  – границя витривалості матеріалу стійок при стискуванні-розтяганні (для сталі Ст3  $\sigma_{-1p} = 150$  МПа);

$k_\sigma$  – коефіцієнт концентрації напруг в зварених з'єднаннях,  $k_\sigma = 2,8-3$ ;

$k_g$  – коефіцієнт динамічних навантажень,  $k_g = 0,8$ ;

$\psi_\sigma$  – коефіцієнт асиметрії циклу, для сталі Ст3  $\psi_\sigma = 0,25$ ;

$[n]$  – мінімальний запас міцності, для сталевих стійок  $[n] = 2$ .

### 8.3.6. Перевірка міцності траверси і столу преса

Траверса (поперечка) і стіл преса перевіряються на міцність по відомих методиках розрахунку міцності балки на двох опорах.

При зосередженому навантаженні максимальний згинальний момент буде  $M = \frac{PL}{4}$ .

При розподіленому навантаженні на довжині  $c$  максимальний згинальний момент буде  $M = \frac{P}{4} \left( L - \frac{c}{2} \right)$ .

Тут позначено  $L$  – відстань між опорами столу чи траверси.

При побудові епюри згинальних моментів, що діють на верхню траверсу двох кривошипного преса приймається, що зусилля на повзуні розподіляється між опорами нерівномірно, зокрема, одна з опор навантажена зусиллям  $P/3$ , інша – зусиллям  $2P/3$ .

Напруги стиску, розтягання і дотичні напруження в середній частині столу чи траверси складуть

$$\begin{aligned} \sigma_p &= \frac{M(H-y)}{J} \leq [\sigma_p], \\ \sigma_c &= \frac{My}{J} \leq [\sigma_c], \\ \tau &= \frac{QS}{Jb} \leq [\tau], \end{aligned} \quad (8.61)$$

де  $H$  – загальна висота перетину столу чи траверси;

$y$  – відстань від центральної осі перетину до нижньої частини столу чи траверси;

$J$  – момент інерції перетину;

$S$  – статичний момент перетину вище лінії, на якій визначається напруга;

$b$  – ширина перетину.

Напруги, що допускаються, приведені в табл. 8.2. Напруги зминання, що допускаються, для опорних поверхонь траверси і столу у місцях контакту з під штаповими плитами для чавуну (чавун СЧ 21) складає 40 МПа, для сталі (сталь 35Л) – 80 МПа.

Перетини траверси і столу під шпильками перевіряються по найбільших напругах стискування і запасу міцності на втому.

Найбільші напруги стискування під траверсою становлять

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{up}}{iF_{mpnp}}, \quad (8.62)$$

а найменші

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{iF_{mpnp}}. \quad (8.63)$$

Для столу в формулах (8.62) і (8.63) замість площі  $F_{mpnp}$  використовується площа  $F_{стлп}$ .

Запас міцності на втому в небезпечному перетині становить

$$n = \frac{2\sigma_{-1p}}{k_g k_\sigma (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) + \psi_\sigma (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})} \leq [n], \quad (8.64)$$

де  $\sigma_{-1p}$  – границя витривалості матеріалу траверси чи столу при вигині (для сталі Ст3  $\sigma_{-1p}=150$  МПа);

$k_\sigma$  – коефіцієнт концентрації напруг в зварених з'єднаннях,  $k_\sigma=2,8-3$ ;

$k_g$  – коефіцієнт динамічних навантажень,  $k_g=0,8$ ;

$\psi_\sigma$  – коефіцієнт асиметрії циклу, для сталі Ст3  $\psi_\sigma=0,25$ ;

$[n]$  – мінімальний запас міцності, для сталевих стійок  $[n]=2$ .

### 8.3.7. Загальна деформація станини

Загальна деформація станини при роботі складає

$$\lambda_{общ} = \lambda_{ст} + \lambda_{тр} + \lambda_{стл}, \quad (8.65)$$

де  $\lambda_{ст}$  – деформація стійок при номінальному навантаженні

$$\lambda_{ст} = (P_3 - P_{стр}) \epsilon_{ст}; \quad (8.66)$$

$\lambda_{тр}$  – деформація траверси, що складає з деформації траверси від згинаючого моменту  $\lambda_{тр.1}$  і деформації від сил, що перерізають  $\lambda_{тр.2}$

$$\lambda_{тр} = \lambda_{тр.1} + \lambda_{тр.2}, \quad (8.67)$$

$$\lambda_{тр.1} = \frac{kP_p}{4GF_{mpnp}}(L-b), \quad (8.68)$$

$$\lambda_{тр.2} = \frac{P_p L^3}{55EJ_{тр}}; \quad (8.69)$$

$\lambda_{стл}$  – деформація столу, що складає з деформації столу від згинаючого моменту  $\lambda_{стл.1}$ , деформації від сил, що перерізають  $\lambda_{стл.2}$  та деформації під штаповою плити

$$\lambda_{стл} = \lambda_{стл.1} + \lambda_{стл.2} + \lambda_{пл}, \quad (8.70)$$

- при зосередженому навантаженні (рис. 8.2, а)

$$\lambda_{стл.1} = \frac{P_p L^3}{48EJ_{стлп}}, \quad (8.71)$$

- при розподіленому навантаженні (рис. 8.2, б)

$$\lambda_{стл.1} = \frac{P_p L^4}{89 \cdot cEJ_{стлп}}; \quad (8.72)$$

$$\lambda_{стл.2} = \frac{kP_p L}{4GF_{стлп}}; \quad (8.73)$$

$$\lambda_{пл} = \frac{0,185P_p \alpha^2}{h_{пл}^3 E(1+0,462\alpha^4)}. \quad (8.74)$$

В формулах (5.68)–(5.74) позначено:

$b$  – відстань від внутрішнього краю корінної цапфи до точки прикладення рівнодіючої в цапфі (см. п. 5.2). Для ексцентрикових валів  $b=l_0/3$ , для інших  $b=l_0/3$ , де  $l_0$  – ширина корінних опор головного валу;

$h_{пл}$  – товщина під штаповою плити;

$\alpha$  – відношення ширини плити по фронту преса до ширини поперек преса;

$G$  – модуль зрушення, для сталі  $G=0,8 \cdot 10^5$  МПа.

У наведених формулах коефіцієнт  $k$  вибирається по табл. 8.3 у залежності від форми поперечного перетину.

**Приклад 41. Виконати розрахунок закритої складеної станини листоштампувального преса зусиллям 4 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 4;
Довжина стійки $l_c$ , см	– 252;
Висота траверси над шпильками $l_{тр}$ , см	– 187;
Висота столу під шпильками $l_{ст}$ , см	– 70;
Кількість тяжких шпильок $i$	– 4;
Ширина під штампової плити по фронту преса $L_{пл}$ , см	– 98;
Ширина під штампової плити поперек фронту преса $B_{пл}$ , см	– 100;
Товщина під штампової плити $h_{пл}$ , см	– 14;
Матеріал станини	– сталь Ст3.

Рішення

Станина листоштампувального преса зусиллям 4 МН складається з чотирьох частин – траверси, столу з під штамповою плитою і двох стійок. Траверса, стіл і стійки стягнуті тяжкими шпильками.

1. Визначення кількості тяжких шпильок і їх розмірів

Кількість шпильок по конструктивних міркуваннях прийнята рівною 4. Приблизний діаметр шпильок визначається по формулі (8.39)

$$d'_0 = 67\sqrt{4} + 2 \cdot 2,6 = 139,2 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $k$  для одно кривошипного листоштампувального преса дорівнює 67. Глибина різьблення по табл. 8.8 для передбачуваного діаметру 100...340 мм становить 2,6 мм, крок різьби  $S=4$  мм. Округливши отриманий розмір, приймається зовнішній діаметр шпильок  $d_0 = 13,5$  см. По табл. 8.9 збіг різьби  $a$  становить 1,9 см, розмір фаски  $c = 1,0$  см, висота гайки  $H = 14,0$  см. Ескіз тяжкої шпильки приведено на рис. 8.17.

Загальна довжина шпильки становить

$$l_{ш} = 252 + 187 + 70 + 2 \cdot (14 + 1,9 + 1) \approx 543 \text{ см.}$$

Розрахункова довжина шпильки (між серединою тяжких гайок) буде

$$l_{шр} = 252 + 187 + 70 + 14 = 523 \text{ см.}$$

Довжина проточки перед різьбою становить  $l_2 = 10$  см, тоді довжина центральної не нарізаної частини шпильки складає

$$l_1 = 252 + 187 + 70 - 2 \cdot 10 = 489 \text{ см.}$$

Враховуючи неоднаковий діаметр шпильки по довжині середньозважена площа поперечного перетину по формулі (8.40) становить

$$F_{ш} = \frac{\pi \cdot 13,5^2 \cdot 523}{4 \cdot (489 + 2,3 \cdot 10 + 14)} = 142,25 \text{ см}^2.$$

Найменша площа перетину шпильки по внутрішньому діаметру різьби рівна

$$F_{ш\min} = \frac{\pi}{4} (13,5 - 2 \cdot 0,26)^2 = 132,324 \text{ см}^2.$$

2. Розміри поперечного перетину стійок

Стійка преса зварена з металевих листів і має різну форму і розміри поперечного перетину по довжині. На рис. 8.20 показані загальні розміри стійки і вказані три найбільш характерні частини з різною формою перетину. Кожний перетин показано на рис. 8.21.

Площі поперечних перетинів на вказаних довжинах складають:

- перетин I:  $F_1 = 656 \text{ см}^2$ ;  $l_1 = 28 \text{ см}$ ;
- перетин II:  $F_2 = 463 \text{ см}^2$ ;  $l_2 = 40 \text{ см}$ ;
- перетин III:  $F_3 = 634 \text{ см}^2$ ;  $l_3 = 184 \text{ см}$ .

Середньозважена площа перетину стійки становить

$$F_{ст} = \frac{656 \cdot 252}{28 + 40 \frac{656}{463} + 184 \frac{656}{634}} = 601,006 \text{ см}^2.$$

### 3. Розміри поперечного перетину траверси та столу

Поперечний перетин столу преса під стійкою та траверси над стійкою показані на рис. 8.22. Площі перетинів складають:  
 $F_{m-c} = 143 \text{ см}^2$ ;  $F_{c-c} = 273 \text{ см}^2$ .

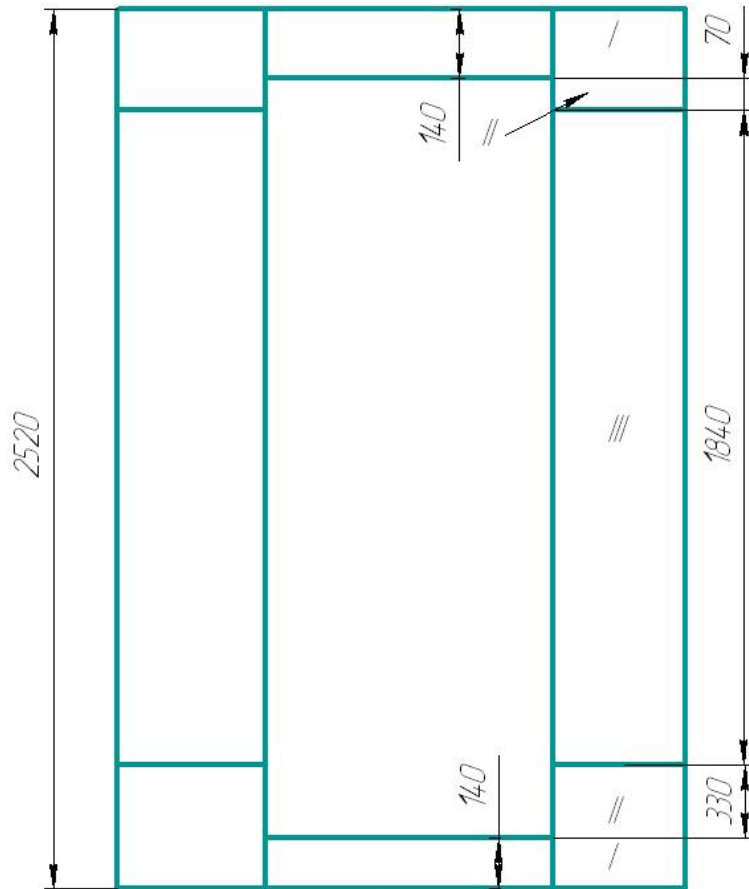


Рис. 8.20. Розрахункова схема стійки

Поперечний перетин траверси та столу по центральній осі преса показані на рис. 8.23 та 8.24. В табл. 8.12 та табл. 8.13 приведені результати розрахунку геометричних параметрів перетинів. Кожний елемент перетину повторюється двічі, тому площа і момент інерції кожного елемента подвоєні.

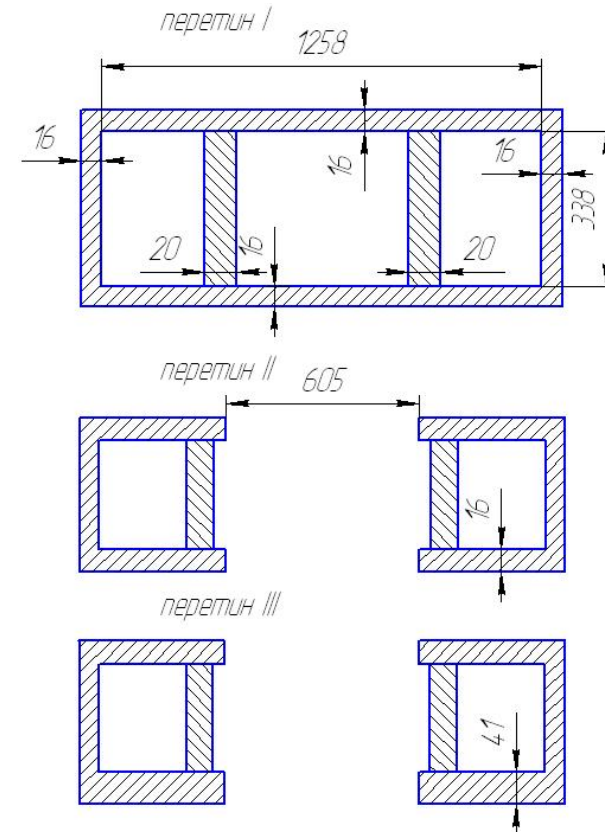


Рис. 8.21. Перетини стійки станини

Таблиця 8.12

Геометричні параметри перетину траверси

№ nn	$b_i$	$h_i$	$F_i$	$y_i$	$a_i$	$J_{oi}$	$J_i$
1	53,5	4,0	428,0	2,0	-77,0	571	2538730
2	12	10	240,0	9	-70,0	2000	1178279
3	1,6	73,5	235,2	40,75	-38,3	105884	450145
4	12,0	8,5	204,0	73,25	-5,8	1228	7992
5	12	8,5	204,0	106,75	27,7	1228	158226
6	1,6	59,5	190,4	132,25	53,2	56172	595895
7	12	10	240,0	157	78,0	2000	1461849
8	14	10,3	288,4	167,15	88,1	2550	2243117
Всього			2030,0				8634235



Таблиця 8.13

## Геометричні параметри перетину столу

№ nn	$b_i$	$h_i$	$F_i$	$y_i$	$a_i$	$J_{oi}$	$J_i$
1	25,0	8,0	400,00	4,0	-27,84	2133	312142
2	3,0	54,0	324,00	35,0	3,16	78732	81969
3	18,5	8,0	296,0	66,0	34,16	1579	346999
Всього			1020,0				741109

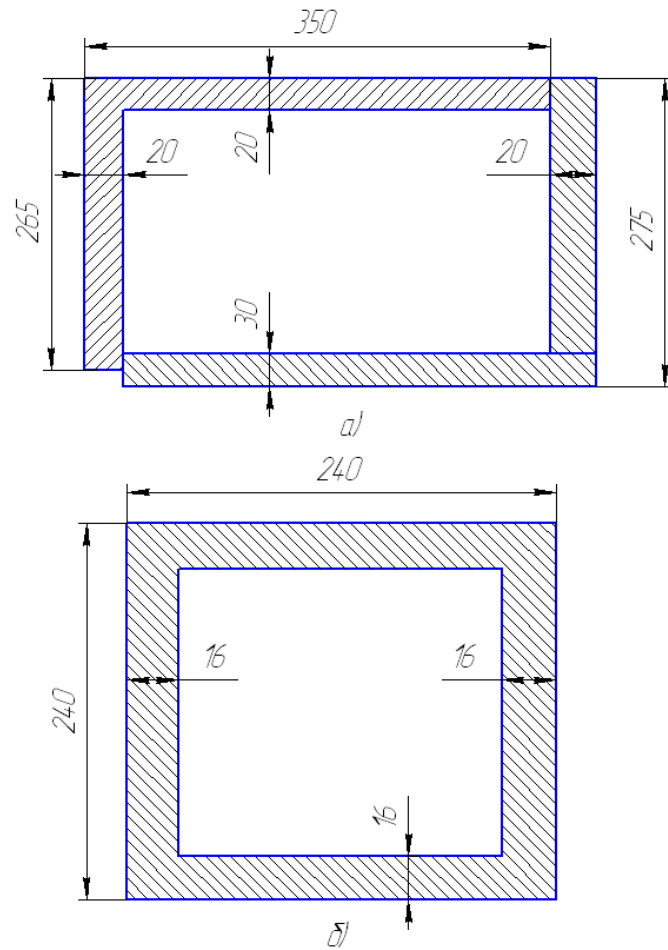


Рис. 8.22. Перетини столу під стійкою (а) та траверси над стійкою (б)

З табл. 8.12 слідує, що відстань від площини роз'єднання до нейтральної лінії перетину траверси (ось  $x_c-x_c$  на рис. 8.23) становить

$$y_{mp} = \frac{160386,86}{2030} = 79,0083 \text{ см.}$$

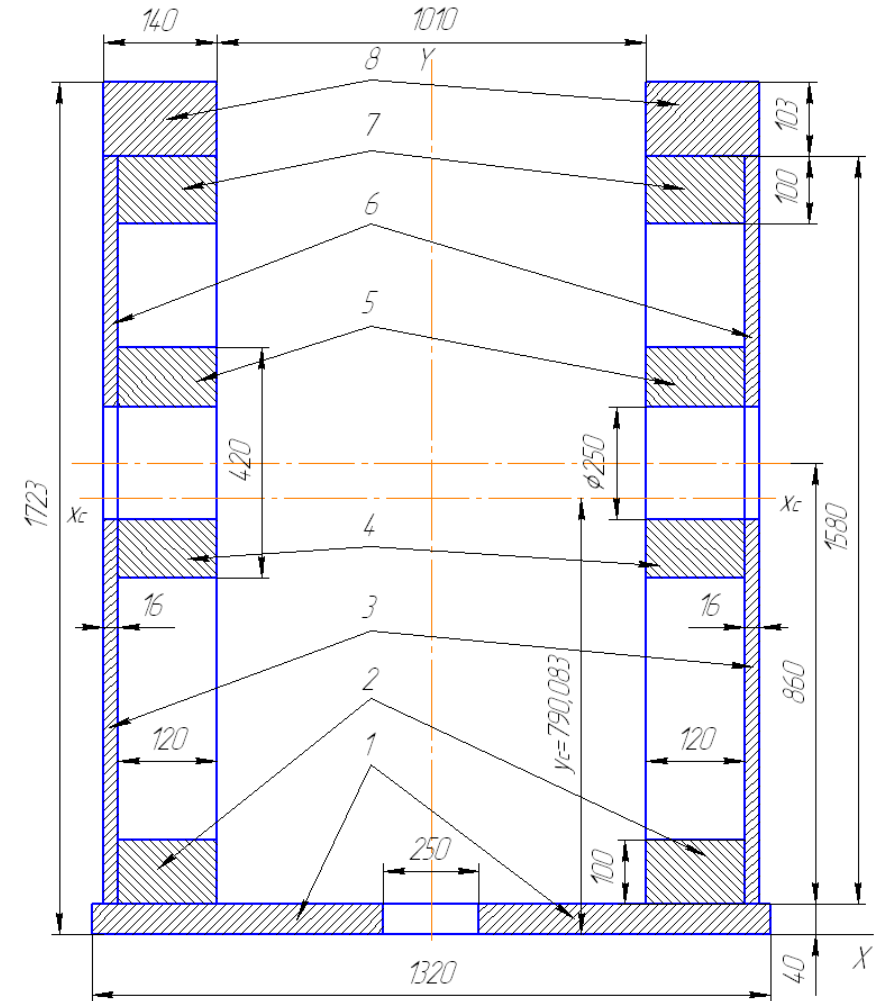


Рис. 8.23. Поперечний перетин траверси по центральній осі

Для столу відстань від опорної поверхні до нейтральної лінії перетину (ось  $x_c-x_c$  на рис. 8.24) згідно даних табл. 8.13 становить

$$y_{стл} = \frac{32476}{1020} = 31,839 \text{ см.}$$

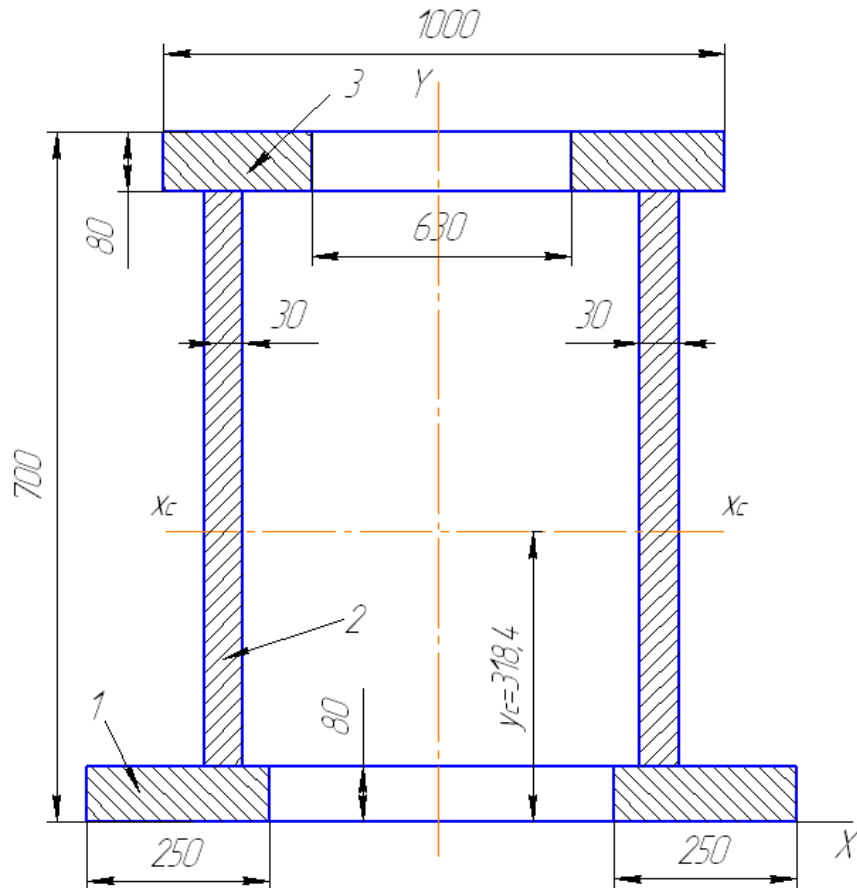


Рис. 8.24. Поперечний перетин столу по центральній осі

#### 4. Податливість та жорсткість деталей станини

Податливість стійки становить

$$e_{ст} = \frac{252}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 601,006} = 9,983 \cdot 10^{-9} \text{ см/Н.}$$

Податливість траверси становить

$$e_{тр} = \frac{0,9 \cdot 187}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 143} = 1,401 \cdot 10^{-8} \text{ см/Н.}$$

Податливість столу становить

$$e_{стл} = \frac{0,75 \cdot 70}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 273} = 2,289 \cdot 10^{-9} \text{ см/Н.}$$

Коефіцієнти  $k_{тр}=0,9$  та  $k_{стл}=0,75$  враховують неточності при визначенні площин.

Загальна податливість станини становить

$$e_c = 9,983 \cdot 10^{-9} + 1,401 \cdot 10^{-8} + 2,289 \cdot 10^{-9} = 2,628 \cdot 10^{-8} \text{ см/Н.}$$

Податливість одної шпильки становить

$$e_{ш} = \frac{523}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 142,25} = 4,377 \cdot 10^{-8} \text{ см/Н.}$$

#### 5. Параметри затягнутого з'єднання

З табл. 8.11 для листоштампувального одно кривошипного преса знайдено коефіцієнти параметрів затягнутого з'єднання:

- коефіцієнт запасу затягування  $\varphi_3=1,3$ ;
- коефіцієнт критичного затягування  $\varphi_{кр}=1,6$ ;
- коефіцієнт збільшення навантаження  $\varphi_p=1$ ;
- коефіцієнт граничної сили  $\varphi_{ср}=0,5$ .

Мінімальний коефіцієнт затягування визначається по формулі (8.49)

$$\varphi_{\min} = \frac{1,6}{1 + \frac{2,628 \cdot 10^{-8}}{4,377 \cdot 10^{-8}}} = 0,9997 < \varphi_3.$$

Таким чином, зусилля затягування шпильок буде

$$P_3 = 1,3 \cdot 4 \cdot 10^6 = 5,2 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Кут повороту гайки після вибору зазору становить

$$\alpha_p = 360 \frac{2,628 \cdot 10^{-8} + 4,377 \cdot 10^{-8}}{0,4} 4 \cdot 10^6 = 252,19^\circ.$$

Розрахункова сила, що діє на повзун  $P_p = \varphi_p \cdot P_n = 1 \cdot 4 \cdot 10^6 = 4 \cdot 10^6$ , де коефіцієнт збільшення навантаження  $\varphi_p$  прийнято по табл. 8.11 рівним 1.

Сила, що діє на стійки при номінальному навантаженні по формулі (8.52) буде

$$P_{cnp} = 5,2 \cdot 10^6 - 4 \cdot 10^6 \frac{4,377 \cdot 10^{-8}}{4,377 \cdot 10^{-8} + 2,628 \cdot 10^{-8}} = 2,701 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сила, що діє на шпильки при номінальному навантаженні по формулі (8.53) буде

$$P_{шп} = 4 \cdot 10^6 + 2,701 \cdot 10^6 = 6,701 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Умова  $P_{cp} \geq [P_{cp}] = 0,5 \cdot 4 \cdot 10^6 = 2 \cdot 10^6 \text{ Н}$  витримується.

Робоче навантаження, при якому відбудеться повне розвантаження стійок формулі (8.54) буде

$$P_{кр} = 5,2 \cdot 10^6 \frac{4,377 \cdot 10^{-8} + 2,628 \cdot 10^{-8}}{4,377 \cdot 10^{-8}} = 8,323 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Умова  $P_{кр} \geq [P_{кр}] = 1,6 \cdot 4 \cdot 10^6 = 6,4 \cdot 10^6 \text{ Н}$  витримується.

#### 6. Перевірка міцності стійок

Найбільша напруга в стійках при затягуванні в небезпечному перетині II з найменшою площею 463 см<sup>2</sup> становить

$$\sigma_{стз} = \frac{5,2 \cdot 10^6}{2 \cdot 463} \cdot 10^{-2} = 56,16 \text{ МПа.}$$

Напруга в тому ж перетині при роботі становить

$$\sigma_{cnp} = \frac{2,701 \cdot 10^6}{2 \cdot 463} \cdot 10^{-2} = 29,17 \text{ МПа.}$$

Для сталі Ст3 по табл. 8.2 допустима напруга дорівнює 60...70 МПа.

Запас міцності на витривалість по формулі (8.60) становить

$$n = \frac{2 \cdot 150}{0,8 \cdot 3 \cdot (56,16 - 29,17) + 0,25 \cdot (56,16 + 29,17)} = 3,484.$$

Коефіцієнт динамічності прийнято рівним 0,8, коефіцієнт концентрації напруг становить 3, коефіцієнт асиметрії циклу для зварних швів дорівнює 0,25. Допустимий запас міцності для зварних сталевих конструкцій дорівнює 2. Таким чином, міцність стійок забезпечується.

#### 7. Перевірка міцності шпильок

Максимальна напруга в шпильках при роботі по формулі (8.56) становить

$$\sigma_{шп} = \frac{6,701 \cdot 10^6}{132,324 \cdot 4} = 126,598 \text{ МПа} < [\sigma] = 340 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності шпильок на витривалість (сталь 45н) по формулі (8.57) становить

$$n = \frac{340 \cdot 4 \cdot 132,324 \cdot 10^{-4}}{2,25 \cdot 10^{-6} \cdot (6,701 \cdot 10^6 - 5,2 \cdot 10^6) \cdot 1} = 3,762 > [n] = 2,5.$$

Межа витривалості для сталі 45н прийнята рівною 240 МПа, коефіцієнт С при чотирьох шпильках рівний 1.

#### 8. Перевірка міцності траверси

Для листоштампувального одно кривошипного преса навантаження траверси приймається зосередженим.

Геометричні параметри вертикального перетину траверси, показано на рис. 8.23, обраховані вище і дорівнюють – площа перерізу  $F_{стл} = 2030 \text{ см}^2$ , момент інерції  $J_{стл} = 8634236 \text{ см}^4$ , відстань до центральної осі  $u_{стл} = 79,008 \text{ см}$ .

Згинальний момент в небезпечному перетині посередині траверси становить по формулі

$$M_u = 0,25 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 154 = 1,54 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Найбільша напруга розтягування в верхній частині перетину траверси становить по формулі (8.61)

$$\sigma_p = \frac{1,54 \cdot 10^8 \cdot (172,3 - 79,008)}{8634236} \cdot 10^{-2} = 16,64 \text{ МПа.}$$

Напруга стиску в нижній частині перетину траверси сягає

$$\sigma_c = \frac{1,54 \cdot 10^8 \cdot 79,008}{8634236} \cdot 10^{-2} = 14,09 \text{ МПа.}$$

Як видно, максимальні напруги набагато менші допустимих напруг, які для сталі Ст3 по табл. 8.2 складають 60...70 МПа.

В звареному шві на відстані 20,3 см від верхнього краю траверси (під 7-м елементом перерізу на рис. 8.23) напруга стиску становить

$$\sigma_{св} = \frac{1,54 \cdot 10^8 \cdot (172,3 - 79,008 - 20,3)}{8634236} \cdot 10^{-2} = 13,02 \text{ МПа.}$$

Запас міцності в цьому шві становить

$$n = \frac{2 \cdot 180}{(3 \cdot 0,8 + 0,25) \cdot 13,02} = 10,43,$$

тобто набагато більше допустимого значення.

### 9. Перевірка міцності столу

Для листоштампувальних пресів прийнято, що навантаження на стіл рівномірно розподілено по поверхні на ширині, рівній приблизно ширині під штамповою плити. Розрахункова схема столу показана на рис. 8.7,а.

Геометричні параметри вертикального перетину столу, показаного на рис. 8.24, обраховані вище і дорівнюють – площа перерізу  $F_{стл} = 1020 \text{ см}^2$ , момент інерції  $J_{стл} = 741109,63 \text{ см}^4$ , відстань до центральної осі  $y_{стл} = 31,839 \text{ см}$ .

Згинальний момент в небезпечному перетині посередині столу становить по формулі

$$M_u = 0,125 \cdot 4 \cdot 10^6 (2 \cdot 154 - 98) = 1,05 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Найбільша напруга розтягування в нижній частині перетину становить по формулі (8.61)

$$\sigma_p = \frac{1,05 \cdot 10^8 \cdot 31,839}{741109,63} \cdot 10^{-2} = 45,11 \text{ МПа.}$$

Напруга стиску в верхній частині перетину сягає

$$\sigma_c = \frac{1,05 \cdot 10^8 \cdot (70 - 31,839)}{741109,63} \cdot 10^{-2} = 54,07 \text{ МПа.}$$

Для сталі Ст3 по табл. 8.2 допустимі напруги складають 60...70 МПа, тобто міцність столу забезпечується.

В звареному шві на відстані 8 см від верхнього краю столу напруга стиску становить

$$\sigma_{св} = \frac{1,05 \cdot 10^8 \cdot (70 - 31,839 - 8)}{741109,63} \cdot 10^{-2} = 42,73 \text{ МПа.}$$

Запас міцності в цьому шві становить

$$n = \frac{2 \cdot 180}{(3 \cdot 0,8 + 0,25) \cdot 42,73} = 3,179 > [n_{св}] = 2.$$

### 10. Деформація станини при роботі

Деформація станини в цілому розглядається як деформація окремих її частин.

Деформація стійок при затягуванні становить

$$\lambda_{стз} = 5,2 \cdot 10^6 \cdot 9,983 \cdot 10^{-9} = 0,0519 \text{ см.}$$

Деформація стійок при навантаженні розрахунковим зусиллям буде

$$\lambda_{стр} = (5,2 \cdot 10^6 - 2,7 \cdot 10^6) \cdot 9,983 \cdot 10^{-9} = 0,02496 \text{ см.}$$

тобто при навантаженні стійка подовжується на 0,02694 см.

Деформація траверси складається з деформації траверси від згинаючого моменту  $\lambda_{тп1}$  та деформації від перерізуючих сил  $\lambda_{тп2}$ .

По формулі (8.68) знаходиться

$$\lambda_{тп1} = \frac{1,8 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot \left(154 - \frac{10}{8}\right)}{4 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 2030} = 8,361 \cdot 10^{-3} \text{ см.}$$

По формулі (8.69) знаходиться

$$\lambda_{тп2} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 154^3}{55 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 8,634 \cdot 10^6} = 1,465 \cdot 10^{-3} \text{ см.}$$

Коефіцієнт форми перетину  $k$  по табл. 8.3 для порожнього прямокутника  $k$  для траверси і столу прийнято рівним 1,8.

Загальна деформація траверси  $\lambda_{тп}$  становить 0,009826 см.

Деформація столу також складається з деформації столу від згинаючого моменту  $\lambda_{стл1}$  та деформації від перерізаючих сил  $\lambda_{стл2}$ .

По формулі (8.72) при розподіленому навантаженні зусилля по всій ширині (98 см) підштампової плити знаходиться

$$\lambda_{стл1} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 154^4}{89 \cdot 98 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 7,411 \cdot 10^5} = 0,017 \text{ см.}$$

По формулі (8.73) деформація столу становить

$$\lambda_{стл2} = \frac{1,8 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 154}{4 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 1020} = 0,034 \text{ см.}$$

Загальна деформація столу  $\lambda_{стл}$  тоді становить 0,051 см. Деформація під штампової плити по формулі (8.74) складає

$$\lambda_{пл} = \frac{0,185 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 98^2}{14^3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 (1 + 0,98)} = 0,086 \text{ см.}$$

Відношення розмірів плити  $\alpha = B/L$  становить 0,98.

Таким чином, загальна деформація станини при розрахунковому навантаженні становить

$$\lambda_c = 0,02496 + 0,009826 + 0,051 + 0,086 = 0,172 \text{ см.}$$

## РОЗДІЛ 9 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ДОПОМІЖНИХ ВУЗЛІВ ПРЕСА

У залежності від функціонального призначення допоміжні механізми кривошипних пресів поділяються на три групи:

- механізми для розширення технологічних можливостей (виштовхувачі, притискні пристрої);
- механізми для полегшення налагодження преса і штампового оснащення (механізми регулювання закритої висоти, ходу повзуна, висувні столи, гальмо маховика й ін.);
- механізми для підвищення експлуатаційної надійності і поліпшення умов праці (врівноважувачі, запобіжні пристрої, пристрої для виводу з розпору, проти шумні пристрої, контрольні й індикаторні пристрої).

### 9.1. Розрахунок виштовхувачів

У загальному випадку виштовхувачі складаються зі штовхальника і привода. У залежності від призначення і типорозміру прес може мати декілька виштовхувачів, але, як правило, він обладнаний верхнім і нижнім виштовхувачами.

Виштовхувачі розрізняються по типу привода і місцеві розташування в пресі. Жорсткі виштовхувачі застосовуються в пресах зусиллям до 1 МН. Їхній привод здійснюється від повзуна чи шатуна. У прес-автоматах привод виштовхувачів виконується від головного вала через спеціальний кулачковий механізм.

Пневматичні виштовхувачі застосовують практично у всіх типах пресів зусиллям понад 1 МН. У листоштампувальних універсальних пресах функції виштовхувачів звичайно сполучені з притиском заготівлі і здійснюються притискними пневматичними і гідропневматичними подушками.

Гідравлічні виштовхувачі не знайшли застосування в кривошипних пресах через складне обслуговування, більшу вартість і недостатньої швидкодії.

Розрахунок виштовхувачів виконується по загальновідомих методиках розрахунку подібних механізмів. Основними даними для розрахунку є розрахункове зусилля виштовхувача і хід штовхальника. Розрахункове зусилля виштовхувачів пресів складає  $(0,06 \dots 0,10)P_n$ , величина ходу виштовхувача складає  $(0,2 \dots 0,5)S_n$ .

Зусилля і хід нижнього виштовхувача приймаються на (10...20) % більше чим для верхнього.

Місце розташування виштовхувачів і технічні параметри (зусилля і хід) вказують у технічній характеристиці преса.

## 9.2. Розрахунок притискних пристроїв

Притискні пристрої застосовуються в листоштампувальних універсальних пресах для здійснення операцій витяжки, притиску заготовки при різанні, утримання по контурі при формуванні і гнутті. Притискні пристрої можуть використовуватися як виштовхувачі.

По принципу дії притискні пристрої розподіляються на пневматичні і гідропневматичні.

Пневматичні подушки мають як силовий елемент один чи кілька пневматичних циліндрів. Однопоршньові подушки застосовують у пресах зусиллям до 1,6 МН. У більш великих пресах застосовують багатопоршньові подушки.

Для виконання функцій виштовхування подушки повинні мати спеціальні пристрої, що утримують поршень протягом деякого часу після проходження повзуном крайнього нижнього положення – гідропневматичний утримувач.

Використання пневматичних подушок приводить до збільшення витрати енергії на ділянці робочого ходу, яка не завжди повертається в привод у період холостого ходу.

Розрахунок пневматичних подушок зводиться до визначення ходу і діаметра поршня при заданому максимально зусиллі і відомому тиску повітря в магістралі. Хід подушки приймається рівним  $(0,3...0,5)S_n$ , а максимальне зусилля  $(0,05...0,20)P_n$ .

Зусилля притиску і виштовхування в пневматичних подушок однакові і визначаються по формулі

$$P = np \frac{\pi d^2}{4}, \quad (9.1)$$

де  $n$  – число циліндрів подушки;

$d$  – діаметр поршня;

$p$  – тиск повітря в циліндрі подушки, приймається не більше 0,5 МПа.

У кривошипних пресах зусиллям понад 1 МН рекомендується застосування гідропневматичних подушок, які найкраще вико-

нують функції притиску заготовки, виштовхування і, при цьому, забезпечують високу надійність, працездатність і простоту обслуговування.

Схема гідропневматичної подушки показана на рис. 9.1.

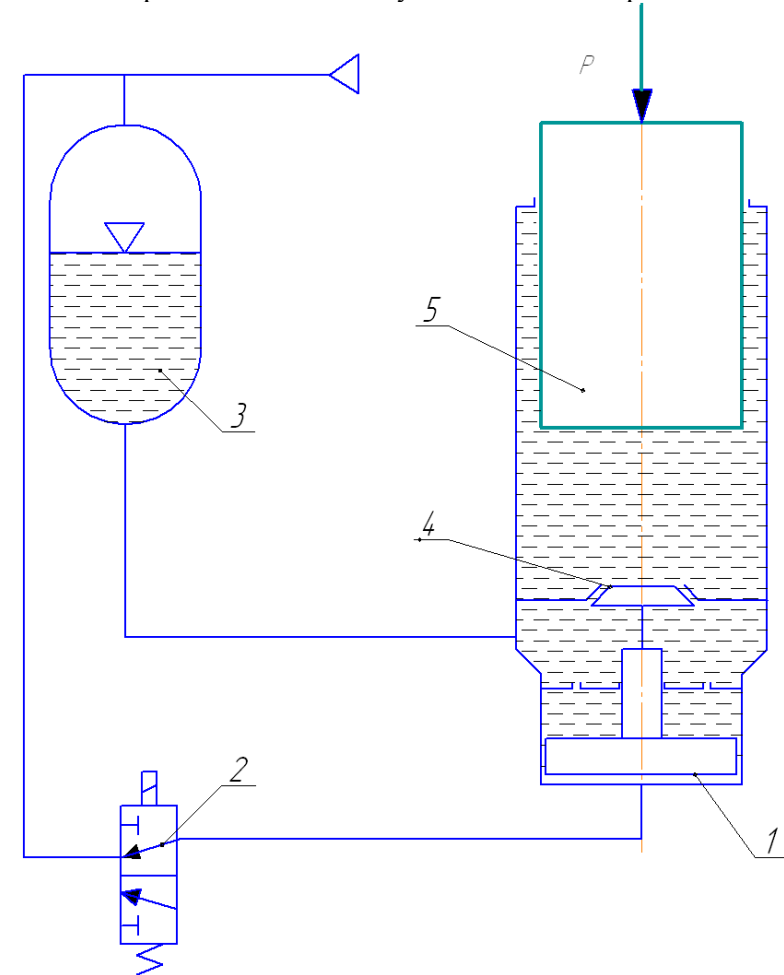


Рис. 9.1. Гідропневматична подушка

1 – пневматичний поршень; 2 – розподільний клапан; 3 – гідралічний акумулятор; 4 – гідралічний клапан; 5 – поршень силовий

Основними параметрами подушок є максимальне зусилля притиску при ході плунжера вниз, зусилля виштовхування при ході повзуна нагору і хід плунжера.

У гідропневматичній подушці тиск притиску і виштовхування різні. Зусилля притиску визначається по залежності

$$P_{np} = np \frac{\pi D_c^2 D_n^2}{4d_k^2}, \quad (9.2)$$

а зусилля виштовхування

$$P_{выт} = np \frac{\pi D_c^2}{4}, \quad (9.3)$$

де  $D_c$  – діаметр робочого поршня верхнього циліндра (поз. 5 на рис. 9.1);

$D_n$  – діаметр поршня пневматичного циліндра подушки (поз. 1 на рис. 9.1);

$d_k$  – діаметр прохідного перетину клапана (поз. 4 на рис. 9.1);

$n$  – число подушок.

З цих формул випливає, що зусилля притиску перевищує зусилля виштовхування на величину відношення  $k_y = D_n^2 / d_k^2$ .

Зусилля притиску приймається

$$P_{np} = k_{np} P_n, \quad (9.4)$$

а зусилля виштовхування

$$P_{в} = \frac{P_{np}}{k_y}, \quad (9.5)$$

де  $k_{np}$ ,  $k_y$  – відповідно, коефіцієнт доли притиску і відношення зусилля притиску і виштовхування.

Коефіцієнт  $k_{np}$  становить 0,2...0,25, а коефіцієнт  $k_y$  не більше 2,5...3.

Переміщення плунжера як і для пневматичних подушок, становить  $(0,3...0,5)S_n$ .

Якщо задаватися відношенням зусиль притиску і виштовхування  $k_p$ , то діаметр гідравлічного циліндру буде з формули (9.2)

$$D_c = \sqrt{\frac{4k_{np}P_n}{\pi np k_y}}, \quad (9.6)$$

Тиск в гідроциліндрі в момент відкриття клапана 4 з урахуванням залежності (9.5) більше тиску стислого повітря в  $k_y$  раз.

Діаметр прохідного перетину клапана визначається з умови обмеження швидкості перетікання рідини через отвір клапана

$$d_k = \sqrt{\frac{4V_c F_c}{\pi \cdot v_{жс}}}, \quad (9.7)$$

де  $V_c$  – середня швидкість поршня гідравлічного циліндру за час робочого ходу

$$V_c \approx \frac{2S_n}{t_{\partial x}} = \frac{S_n n_n}{30};$$

$S_n$ ,  $n_n$  – відповідно номінальний хід повзуна і номінальне число ходів повзуна за хв.;

$v_{жс}$  – припустима швидкість витікання рідини, прийнята рівною 6 м/с.

Діаметр пневматичного циліндра тоді становить

$$D_n = d_k \sqrt{k_y}. \quad (9.8)$$

Обсяг рідини в ресивері приймається рівним

$$V_p = (1,1...1,15) \frac{\pi D_1^2}{4} S, \quad (9.9)$$

де  $S$  – хід плунжера робочого циліндра, який становить  $(0,2...0,3) S_n$ ;

$V_u$  – обсяг рідини, що витісняється з робочого циліндра за один хід.

Коефіцієнт 1,1...1,15 враховує втрати в трубопроводах.

Обсяг повітряного ресивера приймається п'ятикратному обсягу рідини.

Після розрахунку тисків в циліндрах виконується розрахунок цих циліндрів на міцність.

Товщина стінки циліндра визначається по формулі

$$b = \frac{Dp}{2[\sigma]_{\text{дон}}} + (3 \dots 8), \text{ мм}, \quad (9.10)$$

де  $[\sigma]_{\text{дон}}$  – допустиме напруження матеріалу циліндра, для чавуна СЧ 21 приймається  $[\sigma]_{\text{дон}}=35$  МПа, для сталі Ст3  $[\sigma]_{\text{дон}}=60$  МПа.

$D$  – внутрішній діаметр циліндра, що розраховується;

$p$  – внутрішній тиск у циліндрі.

Товщина днища пневматичних циліндрів визначається по формулі

$$b_{\text{д}} = \sqrt{\frac{3P(m+0,1)}{8\pi m[\sigma]_{\text{дон}}}}, \text{ см} \quad (9.11)$$

де  $P$  – повне навантаження на днище;

$m$  – величина, зворотна коефіцієнту Пуассона (0,325 МПа);

$[\sigma]_{\text{дон}}$  – допустиме напруження матеріалу циліндра, для сталі  $[\sigma]_{\text{дон}}=60$  МПа.

Для пневматичних ресиверів розраховуються:

– товщина стінок циліндричної частини

$$b = \frac{Dpn}{2\sigma_{\text{с}}f} + c, \quad \text{см} \quad (9.12)$$

– товщина стінок торцевих сферичних днищ

$$b_{\text{д}} = \frac{Rpy}{2[\sigma]_p f} + c_1, \text{ см} \quad (9.13)$$

де  $[\sigma]_p$  – допустиме напруження на розтягання матеріалу циліндра, для сталі Ст3  $[\sigma]_p = 75$  МПа;

$\sigma_{\text{с}}$  – межа міцності на розтягування, для сталі Ст3  $\sigma_{\text{с}} = 380$  МПа;

$n$  – коефіцієнт запасу міцності,  $n = 3,25$ ;

$c, c_1$  – додаткові розміри, що враховують корозійний знос ( $c = 0,1$  см,  $c_1 = 0,2$  см);

$R$  – внутрішній радіус днища ресивера, см;

$y$  – коефіцієнт, що враховує форму днища, приймається по табл. 9.1;

$f$  – коефіцієнт, що враховує наявність звареного шва,  $f = 0,65$ .

Таблиця 9.1

Значення коефіцієнта форми днища

$r/D$	$y$	$r/D$	$y$
0,065	2,8	0,135	1,2
0,72	2,3	0,16	1,1
0,08	2,0	0,25	0,8
0,10	1,6	0,32	0,7
0,115	1,4	0,40	0,6
0,125	1,3	0,50	0,55

Примітка:  $r$  – внутрішній радіус переходу від сфери до циліндра  $r_{\text{min}}=0,065D$ .

**Приклад 42. Виконати розрахунок гідропневматичної подушки листоштампувального преса простої дії зусиллям 10 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля  $P_n$ , МН – 10;

Номінальний хід повзуна  $S_n$ , мм – 400;

Номінальне число ходів повзуна за хв.  $n_n$  – 20;

Номінальний тиск стислого повітря в магістралі  $p_{\text{с}}$ , МПа – 0,4;

Число подушок  $i$  – 2.

Рішення

В пресі використовують дві гідропневматичні подушки для притиску заготовок при витягування та виштовхування готової деталі. Схема подушки показана на рис. 9.1.

Приймаючи коефіцієнт зусилля притиску  $k_{\text{пр}}$  рівним 0,2, співвідношення зусилля притиску і виштовхування  $k_y$  рівним 3, по формулі (9.2) знайдено діаметр гідравлічного (робочого) циліндру:

$$D_z = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2 \cdot 10}{\pi \cdot 2 \cdot 0,4 \cdot 3}} = 0,921 \text{ м.}$$

Тиск рідини в циліндру в момент спрацювання клапану, тобто робочий тиск з формули (9.6) становить

$$p_{\text{жс}} = pK_y = \frac{0,2 \cdot 10 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 0,921^2} = 1,501 \text{ МПа.}$$



Середня швидкість поршня на ділянці робочого ходу тривалістю  $0,3S_n$  становить

$$V_c = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 20}{60} = 0,267 \text{ м/с.}$$

Робоча швидкість перетікання рідини через перепускний клапан приймається рівною 6 м/с. Тоді діаметр перепускного клапану по формулі (9.7) становить

$$d_k = \sqrt{\frac{0,267 \cdot 0,921^2}{6}} = 0,194 \text{ м.}$$

Діаметр поршня пневматичного циліндру в такому разі становить

$$D_n = 0,194\sqrt{3} = 0,336 \text{ м.}$$

Обсяг рідини в ресиверу по формулі (9.9) складає

$$V_{жс} = 1,15 * \frac{\pi \cdot 0,921^2 \cdot 0,3 \cdot 0,4}{4} = 0,092 \text{ м}^3,$$

а обсяг повітря

$$V_n = 5 * 0,092 = 0,46 \text{ м}^3.$$

Зусилля притиску по формулі (9.4) становить

$$P_{np} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 0,4 \cdot 0,921^2 \cdot 3}{4} = 1,999 \text{ МН},$$

а зусилля виштовхування по формулі (9.5)

$$P_{np} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 0,4 \cdot 0,921^2}{4} = 0,6667 \text{ МН.}$$

По формулі (9.10) товщина стінки гідравлічного циліндру становить

$$b = \frac{0,921 \cdot 10}{2 \cdot 60} + 0,005 = 0,017 \text{ м} = 17 \text{ мм.}$$

Товщина стінки пневматичного циліндру по формулі (9.10) становить

$$b = \frac{0,336 \cdot 0,5}{2 \cdot 60} + 0,005 = 0,0064 \text{ м} = 6,4 \text{ мм.}$$

Товщина дна пневматичного циліндру по формулі (9.11) становить

$$b_0 = \sqrt{\frac{3 \cdot 0,04433(0,325 + 0,1)}{8 \cdot \pi \cdot 0,325 \cdot 60}} = 0,011 \text{ м} = 11 \text{ мм.}$$

Зусилля на дно в циліндрі становить

$$P_n = \frac{\pi \cdot 0,336^2 \cdot 0,5}{4} = 0,04433 \text{ МН.}$$

### 9.3. Розрахунок механізму регулювання закритої висоти

Механізми регулювання закритої висоти використовуються у всіх кривошипних пресах для забезпечення установки штампового інструмента різної закритої висоти і компенсації пружних деформацій системи під навантаженням.

Найбільш розповсюдженим методом регулювання закритої висоти в листоштампувальних пресах є регулювання за допомогою гвинтового механізму. У невеликих пресах (зусиллям до 1МН) гвинт розташовується в шатуні, а його з'єднання з повзуном здійснюється через кульову опору. Обертання гвинта здійснюється вручну. У середніх і великих пресах переміщення повзуна здійснюється шляхом обертання гайки, встановленої в повзуна. Обертання гайки забезпечується електричним двигуном через проміжну черв'ячну передачу.

У пресах, для яких вертикальна жорсткість істотно впливає на точність виробів (КГШП, карбувальні преси, преси для розділових операцій і ін.) регулювання закритої висоти виконується клиновим механізмом з ручним чи електромеханічним приводом. У цьому випадку механізм служить тільки для виконання другої функції, тому що величини регулювання недостатньо для установки штампів різної висоти. Методика розрахунку клинового механізму переміщення столу КГШП розглянута в п. 9.8.

Відомі також способи регулювання закритої висоти за допомогою ексцентрикових втулок і осей.

Розрахунок гвинтового механізму регулювання закритої висоти полягає у визначенні моменту, що крутить, на регулювальному гвинті і потужності приводного електродвигуна.

Крутильний момент, на регульовальному гвинті

$$M_g = \frac{GR_{cp} \operatorname{tg}(\varphi + \rho)}{n_g}, \quad (9.14)$$

де  $G$  – вага повзуна і верхньої частини штамп;  
 $R_{cp}$  – середній радіус різьблення;  
 $n_g$  – число гвинтів (шатунів);  
 $\varphi$  – кут підйому різьблення гвинта

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{S}{2\pi R_{cp}};$$

$S$  – крок різьблення;  
 $\rho$  – кут тертя в різьбленні

$$\rho = \arctan \frac{\mu}{\cos\beta};$$

$\beta$  – кут підйому різьби;  
 $\mu$  – коефіцієнт тертя в гвинтовій парі, приймається рівним 0,08...0,1.

Момент тертя в гайці буде

$$M_z = G\mu \frac{d_n + d_g}{4n_g}, \quad (9.15)$$

де  $d_n$  – діаметр зовнішньої поверхні гайки, що спирається на виточення в повзуні;

$d_g$  – внутрішній діаметр різьблення.

Загальний крутильний момент, на валу приводного чи гвинта черв'ячного колеса дорівнює сумі моментів

$$M_0 = M_g + M_z. \quad (9.16)$$

Для двох та чотирьох кривошипних пресів моменти, визначені за формулами (9.14)–(9.16), необхідно помножити відповідно на 2 та 4.

Якщо регулювання механізму виконується шляхом обертання гвинта, тоді замість моменту тертя в гайці визначається момент сил тертя у верхній частині втулки, що обертає регульовальний гвинт по формулі (9.15), у якій  $d_n$  і  $d_g$  – являють собою зовнішній і внутрішній діаметри посадкових поверхонь втулки.

Розрахунок передач від двигуна до гвинта (валів, зубчастих передач та інше) виконується по відомим методикам з курсу «Деталі машин».

Потужність електродвигуна визначається по формулі

$$N = \frac{M_0}{\eta} \omega_g, \quad (9.17)$$

де  $\omega_g$  – кутова швидкість обертання гвинта;

$$\omega_g = \frac{2\pi V_n}{Sn}. \quad (9.18)$$

$\eta$  – ККД відповідних передач від гвинта до двигуна.

$V_n$  – швидкість підйому повзуна, що задається в межах 10...50 мм/хв;

$n$  – число заходів різьблення.

**Приклад 43. Виконати розрахунок механізму регулювання закритої висоти одно кривошипного листоштампувального преса зусиллям 4 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 4;
Вага повзуна, верхньої частини штамп $G$ , Н	– 3000;
Середній діаметр різьби $d_{cp}$ , см	– 18,3;
Крок різьби $S$ , см	– 1,2;
Кут нахилу профілю різьби $\beta$ , град	– 45;
Зовнішній діаметр опорної поверхні гайки $d_n$ , см	– 48;
Внутрішній діаметр опорної поверхні гайки $d_g$ , см	– 45.

Рішення

В листоштампувальному пресі використовується механізм регулювання закритої висоти з допомогою гвинтової пари, в якій регулювання здійснюється за допомогою обертання регульовальної гайки.

Кут підйому різьби становить

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{1,2}{\pi \cdot 18,3} = 0,021 \text{ рад} = 1,196^\circ.$$

Коефіцієнт тертя  $\mu$  в гвинтовій парі (сталь по сталі) становить  $0,08 \dots 0,1$ , тоді кут тертя дорівнює

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{0,1}{\cos 45} = 0,14 \text{ рад} = 8,049^\circ.$$

Необхідний найменший крутильний момент на регулювальному гвинті становить по формулі (9.14)

$$M_{\text{в}} = \frac{30000 \cdot 18,3 \cdot \operatorname{tg}(8,049 + 1,196)}{2 \cdot 1} = 4,468 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Момент сил тертя в регулювальній гайці по формулі (9.15) буде

$$M_{\text{тр}} = 30000 \cdot 0,1 \frac{48 + 45}{4 \cdot 1} = 6,975 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Таким чином, сумарний момент на валу черв'ячного колеса становить

$$M_{\text{сум}} = 4,468 \cdot 10^4 + 6,975 \cdot 10^4 = 1,144 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Приймаючи швидкість підйому повзуна  $V_n = 3 \text{ см/хв.}$ , кутова швидкість обертання гайки становить по формулі (9.18)

$$\omega_{\text{в}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3}{1,2 \cdot 60 \cdot 1} = 0,262 \text{ с}^{-1}.$$

Привід механізму регулювання має дві черв'ячні передачі, тоді приймаючи ККД тихохідної черв'ячної передачі  $\eta_m = 0,6$ , ККД бистрохідної черв'ячної передачі  $\eta_{\text{б}} = 0,8$ , потужність двигуна по формулі (9.17) становить

$$N = \frac{1,144 \cdot 10^5 \cdot 0,262}{0,8 \cdot 0,6} \cdot 10^{-5} = 0,624 \text{ кВт}.$$

З каталогу (додаток 3) вибирається двигун типу 4A80B4Y3 з номінальною потужністю  $1,1 \text{ кВт}$ , номінальним числом обертів за хвилину  $1420$ .

#### 9.4. Розрахунок механізму регулювання ходу повзуна

Кривошипні преси зусиллям до  $1 \text{ МН}$  можуть бути оснащені пристроєм для регулювання ходу повзуна. Зміна максимального ходу повзуна виконується при зміні типу технологічної операції для більш раціонального використання можливостей преса і поліпшення умов його роботи.

Незалежно від конструктивного виконання механізм містить ексцентрикову втулку, що повертається щодо ексцентрика вала на визначений кут (рис. 9.2). Розходження механізмів складається тільки в способі обертання і фіксації втулки.

Хід повзуна  $S_n$  для будь-якого положення втулки визначається по формулі

$$S_n = 2 \sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \frac{360z}{n}}, \quad (9.19)$$

де  $R$  – радіус кривошипа;

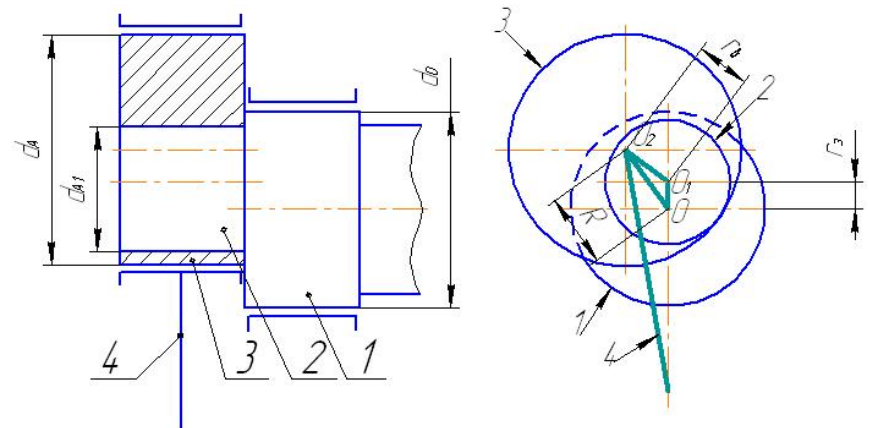
$r$  – ексцентриситет (радіус) ексцентрикової втулки;

$n$  – число положень втулки щодо кривошипа, тобто число положень регулювання;

$z$  – задане положення втулки, рівне від нуля до  $n$ , причому за нульове положення приймається положення втулки, що відповідає найменшому ходу повзуна.

Значення  $R$  і  $r$  визначаються при заданих стандартом максимальному  $S_{\text{max}}$  і мінімальному  $S_{\text{min}}$  ході повзуна

$$R = \frac{S_{\text{max}} + S_{\text{min}}}{4}; \quad r = \frac{S_{\text{max}} - S_{\text{min}}}{4}. \quad (9.20)$$



**Рис. 9.2.** Схема пристрою для регулювання ходу повзуна: 1 – шатун; 2 – вкладиш шатуна; 3 – ексцентрикова втулка;  $O$  – центр обертання кривошипного вала;  $O_1$  – центр кривошипа;  $O_2$  – центр ексцентрикової втулки

### 9.5. Розрахунок гальма маховика

Гальмо маховика передбачається в середніх і великих пресах для швидкої зупинки маховика при відключенні головного електродвигуна.

Найбільше поширення одержали колодкові гальма з пневматичним приводом (рис. 9.3).

Колове зусилля  $Q_{окр}$ , необхідне для зупинки маховика дорівнює

$$Q_{окр} = \frac{J_M \varepsilon_m}{R_M} \quad (9.21)$$

де  $J_M$  – момент інерції маховика;

$\varepsilon_m$  – кутове прискорення маховика при його гальмуванні;

$R_M$  – радіус гальмування, дорівнює радіусу маховика.

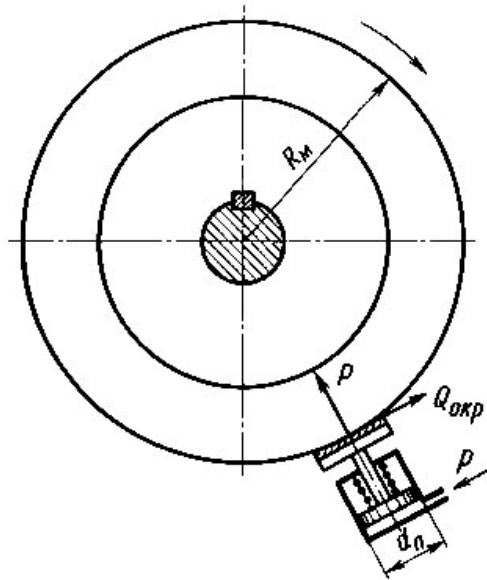


Рис. 9.3. Розрахункова схема гальма

Тиск на колодці дорівнює

$$q = \frac{J_M \varepsilon_m}{\mu R_M F_{np}} \quad (9.22)$$

Тут позначено:

$F_{np}$  – площа проекції колодки гальма на площину, дотичну до обода маховика в середній точці торкання колодки;

$\mu$  – коефіцієнт тертя, вибирається по таблиці 7.3.

Припустимий тиск на поверхні контакту вибирається по рекомендаціях, приведених у розділі 7.

Зусилля пневмоциліндра, необхідне для створення окружного зусилля  $Q_{окр}$  визначається з залежності

$$P = \frac{Q_{окр}}{\mu} = \frac{\pi d_u^2 k_1 P}{4} \quad (9.23)$$

де  $d_u$  – діаметр пневмоциліндра;

$k_1$  – коефіцієнт, що враховує тертя в ущільненнях і втрати тиску повітря,  $k_1 = 0,9 \dots 0,95$ ;

$P$  – тиск повітря в циліндрі, приймається 0,35–0,5 МПа.

Якщо заданий час гальмування маховика  $t_r$  то прискорення  $\varepsilon$  визначається по формулі

$$\varepsilon_m = \frac{\pi n_M}{30 t_m} \quad (9.24)$$

якщо ж задане прискорення  $\varepsilon$ , то час гальмування  $t_m$  складає

$$t_m = \frac{0,104 J_M n_M}{\mu F_{np} R_M q} \quad (9.25)$$

де  $n_M$  – число оборотів маховика.

### 9.6. Розрахунок врівноважувача повзуна

В даний час відповідно до технічних умов безпеки врівноважувачі передбачаються у всіх пресах зусиллям більше 160 кН, а при числі ходів більш 150 у хвилину – і при менших зусиллях.

Основне призначення врівноважувача:

- запобігання опускання повзуна у випадку поломок ГВМу чи гальма;
- забезпечення більш плавної роботи привода за рахунок зниження інерційних навантажень і більш плавної вибірки зазорів у ГВМі і приводі.

При проектуванні врівноважувача важливо забезпечити надійне змазування ущільнень поршня і штока, надійне кріплення штока до повзуна і достатній обсяг ресивера в який відбувається витікання повітря при ході повзуна вниз.

Змащення ущільнень звичайно забезпечується періодичною подачею мастила у верхню порожнину циліндра, відкідля воно поступово стікає до ущільнень поршня і далі до ущільнень штока. Як ущільнення переважно застосовувати чавунні кільця, що працюють без заміни кілька років. Гумові ущільнення працюють не більш 6...8 місяців навіть при наявності гарного змащення.

Кріплення штоків врівноважувачів до повзуна за допомогою спеціальних кронштейнів ненадійно внаслідок поломок кронштейнів, вигину штоків, особливо при збільшених зазорах у напрямних. Більш раціональним є кріплення штоків безпосередньо до тіла повзуна.

Конструкція врівноважувача визначається його розмірами, конструкцією і розмірами повзуна, розташуванням врівноважувача в станині. В усіх пневматичних врівноважувачах піднімальна сила створюється тиском повітря, подаваного в нижню порожнину циліндра. Діаметр труби повинний забезпечувати максимальну витрату повітря з мінімальними втратами і звичайно складає не менш 1,5...2".

Вихідними даними для розрахунку є:  $M$  – маса повзуна з верхньою частиною штампа, шатуна і частини головного валу;  $n_n$  – число ходів преса в хвилину;  $S_{\max}$  – максимальний хід повзуна;  $i$  – число циліндрів врівноважувача;  $p_m$  – тиск повітря в магістралі.

При проектувальному розрахунку приблизну масу повзуна пресів номінальним зусиллям більше 1 МН можна визначити по емпіричній формулі (номінальне зусилля в МН)

$$M = 230P_n^{1,4}, \text{ кг.} \quad (9.26)$$

Для КГШП маса  $M$  приблизно становить 0,007...0,015 номінального зусилля преса.

Для виконання врівноважувачем всіх основних функцій необхідно, щоб зусилля його протягом ходу з деяким перевищенням відповідало зміні вертикальної складової результуючої сили від ваги, сили інерції і сил опору. Завищення розрахункового зусилля врівноважувача негативно позначається на економічних показниках привода (підвищення витрати енергії і зниження КПД).

Розрахункове зусилля врівноважувача (Н) визначається з урахуванням інерційних сил

$$G_p = M \left( 9,81 + \frac{n_n^2 R (1 + \lambda)}{91,2} \right). \quad (9.27)$$

де  $R$  – радіус кривошипу (в м);

$\lambda$  – коефіцієнт шатуна.

Тоді діаметр циліндра що тягне врівноважувача (верхній врівноважувач) буде

$$D_y = \sqrt{\frac{1,27 G_p}{i p_m} + d_{um}^2}, \quad (9.28)$$

де  $d_{um}$  – діаметр штока. Для врівноважувача що штовхає (нижнє розташування циліндра)  $d_{um}=0$ .

Обсяг ресивера врівноважувача  $V_p$  приймається не менш 4 обсягів врівноважувача  $V_y$

$$V_p = 4F_y S_{\max}, \quad (9.29)$$

де  $F_y$  – площа поршня врівноважувача.

#### **Приклад 44. Виконати розрахунок врівноважувача КГШП зусиллям 40 МН.**

##### Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 40;
Маса повзуна, верхньої частини штампу та частини деталей ГВМу $M_n$ , кг	– 51500;
Радіус ексцентрика головного валу $R$ , м	– 0,175;
Довжина шатуна $L$ , м	– 1,1;
Номінальне число ходів повзуна за хв., $n_n$	– 50.

##### Рішення

В КГШП зусиллям 40 МН моделі К8546 використовуються один врівноважувач верхнього типу. Враховуючи порівняно велике номінальне зусилля преса, розрахунковий тиск стиснутого повітря приймається рівним 0,8 МПа. Коефіцієнт шатуна  $\lambda$  становить

$$\lambda = \frac{0,175}{1,1} = 0,159.$$

З урахуванням інерційних сил розрахункове зусилля врівноважувачів по формулі (9.27) становить

$$G_p = 51500 \cdot \left( 9,81 + \frac{50^2 \cdot 0,175 \cdot (1 + 0,159)}{91,2} \right) = 7,916 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Прийнявши діаметр штоку врівноважувача рівним 180 мм, діаметр поршня становить по формулі (9.28)

$$D_y = \sqrt{\frac{1,27 \cdot 7,916 \cdot 10^5}{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6} + 0,18^2} = 1,135 \text{ м.}$$

В пресі К854бдійсний діаметр поршня становить 1,180 м.

Обсяг ресивера врівноважувача по формулі (9.29) становить не менше

$$V_p = 4 \cdot 2 \cdot 0,175 \cdot \frac{\pi \cdot (1,135^2 - 0,18^2)}{4} = 1,416 \text{ м}^3.$$

## 9.7. Розрахунок запобіжних пристроїв

Для попередження перевантажень, що можуть привести до поломок і аварій, преси мають запобіжні пристрої. Основні вимоги, якою повинні задовольняти будь-як запобіжники визначені їх призначенням: підтримка максимального навантаження; швидкість спрацьовування; мінімальна зміна технологічних параметрів пресів, легкість налагодження й обслуговування й ін.

У пресах можуть застосовуватися запобіжники, що обмежують величину моменту, що крутить, і запобіжники, що обмежують величину зусилля на повзуні. Вибір типу запобіжного пристрою визначається багатьма факторами, основними з яких є тип технологічної операції і характер швидкості зміни зусилля і моменту, що крутить. Як правило, метод запобігання вибирається по тому навантаженню, що у період робочого ходу є більш постійної. У багатьох випадках преси, особливо великі, обладнуються запобіжниками як по моменті, що крутить, так і по зусиллю.

Преси для гарячого штампування (КГШП і ГKM) можуть мати фрикційний запобіжник по моменті, що вбудовується в маховик.

У багатьох випадках роль такого запобіжника виконує фрикційна муфта, однак для цього потрібно строге дотримання умов її експлуатації.

Листоштампувальні преси малих і середніх зусиль мають запобіжники по зусиллю, що монтуються в повзуні (зрізні шайби, пластини й ін.).

У сучасних листоштампувальних пресах зусиллям понад 630 кН використовують гідропневматичні запобіжники по зусиллю.

У допоміжних вузлах і механізмах пресів, особливо пресів-автоматів, використовуються інші типи запобіжників по зусиллю. Розрахунок деяких з них приведений нижче.

### Фрикційні запобіжники

Фрикційні запобіжники (рис. 9.4) розраховуються по розрахунковому моменті запобіжної муфти, що крутить

$$M_p = M_{кр} \frac{\beta}{K_0}, \quad (9.30)$$

де  $M_{кр}$  – номінальний крутильний момент, на валу запобіжника;

$\beta$  – коефіцієнт запасу,  $\beta = 1,2$ ;

$K_0$  – коефіцієнт залежний від конструкції запобіжника; Для фрикційних сухих дискових муфт  $K_0 = 0,7$ ; для фрикційних рідинних муфт  $K_0 = 0,8$ .

Питомий тиск на поверхні контакту складає

$$q = \frac{3M_p}{2\pi\mu z (R_2^3 - R_1^3)}, \quad (9.31)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя;

$z$  – число поверхонь тертя;

$R_1, R_2$  – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси поверхні тертя.

Зусилля стиску дисків

$$T = \pi q (R_2^2 - R_1^2). \quad (9.32)$$

Для КГШП і ГKM необхідно враховувати вплив моментів інерції обертових мас.

$$M_p = \frac{\beta M_{кр}}{\frac{J_2}{J_m i_2} + i_2 \left( 1 + \frac{J_{np}}{J_m} \right)}, \quad (9.33)$$

де  $J_m$  – момент інерції маховика;

$J_2$  – момент інерції ведених частин привода (деталей муфти, гальма і ГВМу);

$J_{np}$  – момент інерції прийомного вала;

$i_2$  – передатне відношення зубчастої передачі.

Для зниження впливу інерційності обертових мас бажане наближення запобіжника до джерела перевантаження, тобто до повзуна.

Як пару тертя звичайно вибирають феродо по сталі, чи чавун по чавуні, чи по загартованій сталі. Коефіцієнт тертя при цьому складає від 0,15 до 0,35. Рідинні фрикційні запобіжники в приводах кривошипних пресів поширення не одержали. Варто звернути увагу на те, що при якісному регулюванні і точному розрахунку роль запобіжника по моменті, що крутить, може виконувати фрикційна муфта включення.

### Гідропневматичні запобіжники

Гідропневматичні запобіжники щонайкраще зарекомендували себе як запобіжник по зусиллю в листоштампувальних пресах.

Дія запобіжника (рис. 9.4) засновано на витіканні рідини з порожнини подушки 1 під підвіскою шатуна при перевищенні розрахункового зусилля. При перевищенні навантаження на 20...25 % номінального значення плунжер 2 і поршень 3 пневматичного циліндра опускаються настільки, що відкривається отвір 4 і почнеться злив рідини в порожнину 5 масляного картера. Одночасно включиться світлова і звукова сигналізація і вимкнеться головний двигун преса.

Тиск рідини  $p_2$  у гідравлічній подушці рекомендується приймати рівним (20...25) МПа.

Діаметр поршня гідравлічної подушки під шатуном визначається по величині номінального зусилля преса

$$D_{n2} = \sqrt{\frac{4P_{n2}}{\pi \cdot i \cdot p_2}}, \quad (9.34)$$

де  $i$  – число кривошипів.

Положення повзуна  $S_n$  на початку спрацьовування запобіжника приймають по дослідним даним 12...30 мм.

Для визначення прохідних перетинів між подушкою і гідравлічним поршнем пневмогідравлічного циліндра визначається вели-

чина швидкості руху  $V_n$  гідравлічного поршня подушки на початку ділянки спрацьовування:

$$V_n = \omega_n R (\sin \alpha_{cp} + 0,5\lambda \sin 2\alpha_{cp}), \quad (9.35)$$

де  $\alpha_{cp}$  – кут повороту головного вала, при якому відбувається спрацьовування запобіжника

$$\cos \alpha_{cp} = \frac{2(R + S_n)(R + L) + (S_n)^2}{2(R - S_n + L)}. \quad (9.36)$$

В формулах (9.35)–(9.36) позначено:

$R$  – радіус кривошипу;

$\lambda$  – коефіцієнт шатуна;

$L$  – довжина шатуна.

Швидкість витікання рідини  $V_m$  у каналах запобіжника рекомендується приймати не більше 25 м/с.

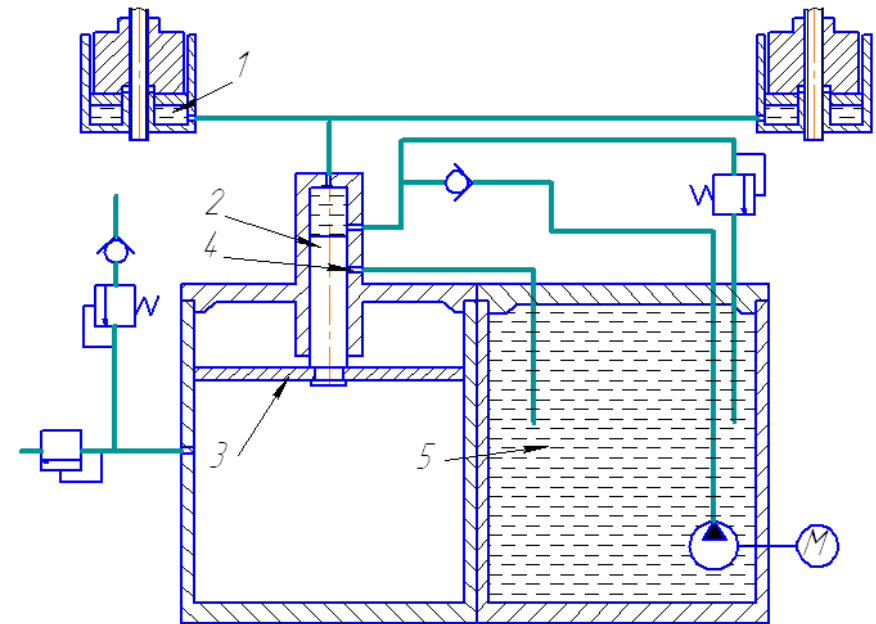


Рис. 9.4. Схема гідропневматичного запобіжника

З умови сталості витрати рідини випливає, що площа прохідного перетину каналів повинна бути

$$f_k = F_{n2} \frac{V_n}{V_m}, \quad (9.37)$$

де  $F_{n2}$  – площа поршні гідравлічної подушки під шатуном.

Швидкість переміщення плунжера  $V_{n2}$  гідропневматичного циліндра приймається не більш 15 м/сек. З умови сталості витрати впливає, що діаметр  $d_2$  гідравлічного плунжера 4 буде дорівнює

$$d_2 = 1,13 \sqrt{\frac{V_n}{V_{n2}} F_{n2}}. \quad (9.38)$$

Діаметр  $D_n$  пневматичного поршня гідропневматичного циліндра з умови рівноваги плунжера і поршня буде дорівнює

$$D_n = 1,13 \sqrt{\frac{p_2}{p_6} F_2}. \quad (9.39)$$

Тут позначено  $F_2$  – площа гідравлічного плунжера.

Тиск стиснутого повітря в мережі  $p_6$  приймається такий же як і при розрахунку муфти даного преса (див. табл. 7.13).

Переміщення плунжера 4 і пневматичного поршня 5 при відомому переміщенні поршня  $S_n$  складає

$$S_2 = S_n \frac{F_n}{F_2}. \quad (9.40)$$

Тоді початковий обсяг пневматичного циліндра визначається по формулі

$$V_n \geq 15 F_n S_2. \quad (9.41)$$

Тут позначено  $F_n$  – площа пневматичного поршня 5 гідропневматичного циліндра.

Обсяг повітряного ресивера приймається не менш 6 обсягів пневматичного циліндра.

**Приклад 45. Виконати розрахунок гідропневматичного запобіжника двох кривошипного листоштампувального преса простої дії зусиллям 40 МН.**

Початкові дані:

Номинальне зусилля  $P_n$ , МН

– 40;

Номинальний хід повзуна  $S_n$ , мм – 630;  
Коефіцієнт шатуна  $\lambda$  – 0,15;  
Номинальне число ходів повзуна за хв.  $n$  – 10.

Рішення

В листоштампувальному пресі використовується гідропневматичний запобіжник від перевантаження. Схема запобіжника показана на рис. 9.5. Під кожним з двох шатунів ( $i = 2$ ) містяться гідравлічні циліндри, витікання робочої рідини з яких керується системою керування та гідропневматичним клапаном.

Допустимий тиск в гідравлічній системі запобіжників зазвичай становить 20...25 МПа. Для даного преса, враховуючи його велике номинальне зусилля (40 МН), для зменшення габаритних розмірів запобіжника приймається допустимий тиск в системі 30 МПа.

В такому разі діаметр одного гідравлічного поршня робочого циліндру по формулі (9.34) становить

$$D_{n2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40}{\pi \cdot 2 \cdot 30}} = 0,921 \text{ м.}$$

Площа циліндру тоді буде

$$F_{n2} = \frac{\pi \cdot 0,921^2}{4} = 0,665 \text{ м}^2.$$

Початок спрацювання запобіжника  $S_n$  приймається за 10 мм до КНП. В такому разі по формулі (9.36) кут повороту головного валу становить ( $R = S_n/2 = 0,315 \text{ м}$ ,  $L = R/\lambda = 2,1 \text{ м}$ .)

$$\alpha_{cp} = \arccos \left( \frac{2 \cdot (0,315 - 0,01) \cdot (0,315 + 2,1) + 0,01^2}{2 \cdot 0,315 \cdot (0,315 + 2,1 - 0,01)} \right) =$$

$$= 0,236 \text{ рад} \approx 13,506^\circ.$$

Швидкість повзуна в цей момент становить

$$V_n = \frac{\pi \cdot 10 \cdot 0,315}{30} \cdot \left( \sin 13,506 + \frac{0,15}{2} \sin(2 \cdot 13,506) \right) = 0,088 \text{ м/с.}$$

Приймаючи швидкість переміщення плунжера запобіжника  $V_{n2} = 10 \text{ м/с}$  по формулі (9.38) діаметр гідравлічного поршню складає



$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,088 \cdot 0,665 \cdot 2}{\pi \cdot 10}} = 0,122 \text{ м},$$

а його площа

$$F_z = \frac{\pi \cdot 0,122^2}{4} = 0,012 \text{ м}^2.$$

Із умови рівноваги гідравлічного плунжера в момент спрацювання запобіжника по формулі (9.39) діаметр пневматичного поршня становить

$$D_n = 1,128 \cdot \sqrt{\frac{30 \cdot 0,012}{0,8}} = 0,765 \text{ м}.$$

Переміщення плунжера після спрацювання запобіжника по формулі (9.40) становить

$$S_z = 0,01 \frac{0,665}{0,012} = 0,542 \text{ м}.$$

Початковий обсяг пневматичного циліндру (ресивера) запобіжника по формулі (9.41) складає не менше

$$V_g \geq 15 \frac{\pi \cdot 0,765^2 \cdot 0,542}{4} = 3,737 \text{ м}^3.$$

Площа перетину гідравлічних трубопроводів при максимальній швидкості рідини в трубі 25 м/с по формулі (9.37) становить

$$f_{mp} = \frac{0,088}{25} \cdot 0,665 = 2,347 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

а діаметр трубопроводу

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,347 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,055 \text{ м}.$$

### Ламкі запобіжники

Для всіх ламких запобіжників характерно те, що вони ламаються по досягненні діючого на них зусилля визначеного значення і для відновлення роботи вимагають заміни. Для таких запобіжни-

ків варто враховувати той факт, що з часом границя витривалості матеріалу знижується. У зв'язку з цим щоб уникнути передчасного руйнування запобіжника при тривалій роботі їхній розрахунок варто робити на зусилля не менш чим  $1,5P_n$ . Як матеріал варто використовувати сталь з малою циклічною в'язкістю, наприклад, незагартовану сталь 45. Рекомендовані матеріали запобіжників і їх механічні властивості приведені в таблиці 9.2.

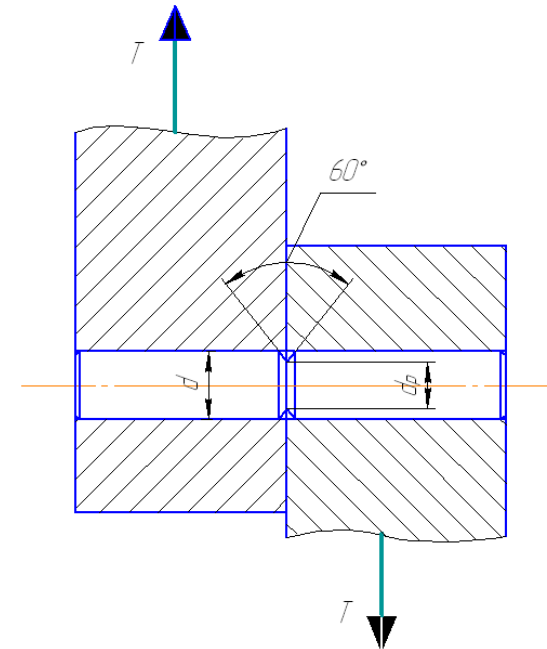


Рис. 9.5. Запобіжник, що зрізується

Таблиця 9.2

### Механічні властивості матеріалів запобіжників

Марка матеріалу	Термообробка	Межа міцності $\sigma_b$ , МПа
Сталь 45	Закалювання	700
	Нормалізація	600
Сталь 40Х	Закалювання	800
Чавун СЧ21	—	210

Діаметр розрахункового перетину стрижня для однозрізових штифтів запобіжника (рис.9.5) розраховують по формулі

$$d_p = k \sqrt{\frac{T}{\sigma_s}}, \quad (9.42)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від матеріалу стрижня; Для сталі  $k = 1,5$ , для чавуна  $k = 0,9$ ;  
 $T$  – сила, що зрізує штифт

$$T = \frac{M_{кр}}{R\eta_1\eta_2};$$

$M_{кр}$  – крутильний момент, на валу запобіжника;  
 $R$  – радіус установки штифта запобіжника;  
 $\eta_1, \eta_2$  – коефіцієнти, що враховують тертя в підшипниках вала і тертя у втулці маховика; звичайно  $\eta_1 = \eta_2 = 0,98$ ;  
 $\sigma_s$  – тимчасовий опір матеріалу штифта, вибирається по таблиці 9.2.

Товщина пластини чашкового запобіжника (рис. 9.6) визначається по формулі

$$S = k \frac{P}{\sigma_s D_{cp}}, \quad (9.43)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від матеріалу стержня; Для сталі  $k = 0,5$ , для чавуна  $k = 0,27$ ;

$D_{cp}$  – розрахунковий діаметр у мм,  $D_{cp} = 0,5(D+d)$ ,  $D = d + 0,25S$ ;

Розміри запобіжника показані на рисунку.

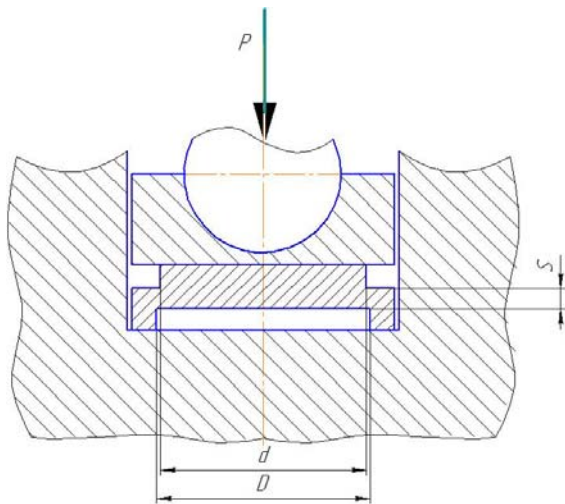


Рис. 9.6. Чашковий запобіжник

Товщина ламкої пластини (рис. 9.7) визначається по формулі

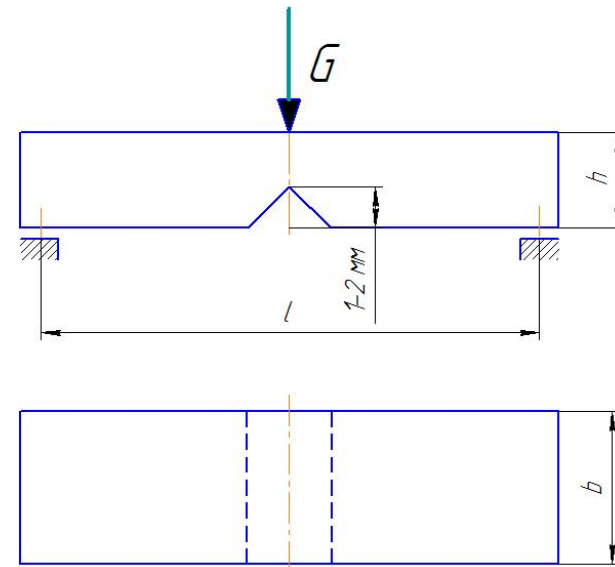


Рис. 9.7. Ламкий пластинчастий запобіжник

$$h = 1,4 \sqrt{\frac{Tl}{b\sigma_s}}, \quad (9.44)$$

де  $b$  – ширина пластини;

$T$  – сила, що діє на пластину.

Діаметр запобіжника, що розривається, (рис. 9.8) визначається по формулі

$$d = 1,2 \sqrt{\frac{T}{\sigma_s}}. \quad (9.45)$$

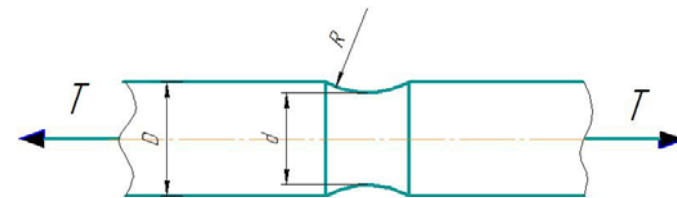


Рис. 9.8. Запобіжник, що розривається

### Пружинні запобіжники

Пружинні запобіжники розраховуються по загальновідомих формулах для розрахунку гвинтових чи тарілчастих пружин. Розрахункові зусилля визначаються з умов рівноваги важільних механізмів, до складу яких входять запобіжники. Приклад розрахунку пружинного розрахунку механізму привода затискного повзуна ГКМ приведений у роботі [21].

### 9.8. Розрахунок клинового столу КГШП

У сучасних моделях КГШП для переміщення столу використовується електропривод. Розрахунок клинового столу складається у визначенні зусилля, яких необхідно прикласти до регульовального клина для переміщення столу преса чи нагору вниз, а також необхідної потужності електродвигуна.

Унаслідок дії різних сил при спокої, підніманні й опусканні столу визначаються три сили, що діють на регульовальний клин (далі – просто клин).

#### Зусилля у відрегульованому механізмі при роботі

Схема сил, що діють на стіл і клин під час штампування, показана на рис. 9.9. З умови рівноваги для столу знаходиться сила, що діє на клин

$$R_k = P_n (\sin \alpha - 2\mu_0 \cos \alpha). \quad (9.46)$$

Тут позначено  $\mu_0$  – коефіцієнт тертя руху на поверхнях столу. Коефіцієнт тертя руху  $\mu_0$  не перевищує 0,125 і менше коефіцієнта тертя спокою  $\mu_{ст}$ , величина якого складає 0,2...0,5 у залежності від умов тертя. Кут нахилу  $\alpha$  клина столу дорівнює приблизно 12...16°.

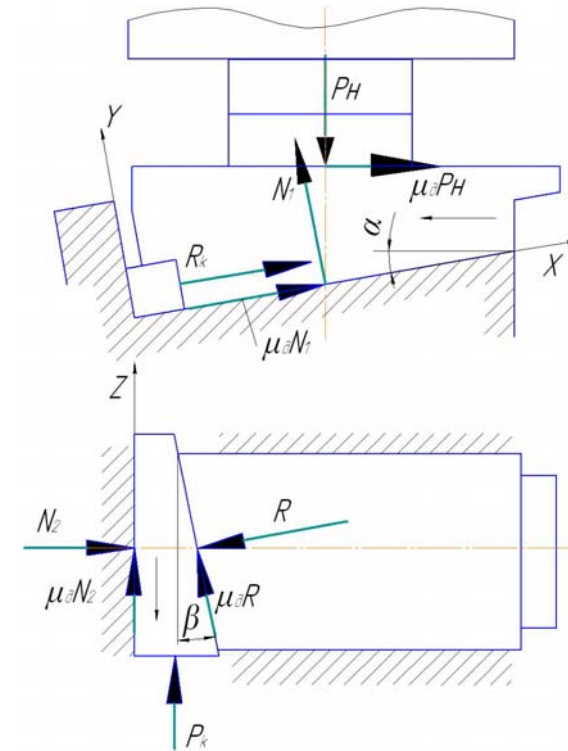


Рис. 9.9. Схема сил, що діють на стіл при штампуванні

З рівняння (10.41) випливає, що на клин не буде передаватися зусилля штампування ( $R_k \neq 0$ ), якщо забезпечується самогальмування столу

$$(\sin \alpha - 2\mu_0 \cos \alpha) = 0,$$

звідки  $\mu_0 > 0,5 \operatorname{tg} \alpha$ .

Аналіз існуючих конструкцій показує, що в багатьох конструкціях КГШП  $\alpha > 14...16^\circ$  і механізм не є само гальмуючим. Для запобігання зсуву столу під час роботи необхідно забезпечувати стопоріння клина, наприклад, упором його в станину.

Приймаючи, що повна сила  $R$  взаємодії між столом і клином спрямована по нормалі до поверхні їхнього контакту, з умови рівноваги клина 2 знаходиться

$$P_k = P_n (\sin \alpha - 2\mu_0 \cos \alpha) (\operatorname{tg} \beta - 2\mu_0). \quad (9.47)$$

Кут нахилу  $\beta$  поперечного клина приймається рівним  $14...18^\circ$ .

Зусилля  $P_k$  передається на регулювальний гвинт і повинне враховуватися при його розрахунку на міцність.

### Зусилля при зменшенні закритої висоти

Зменшення закритої висоти виконується зазвичай при підняттю повзуні, коли на стіл преса діє тільки сила ваги столу з нижньою частиною штампу. Але на практиці часто регулювання виконують з пакетом штампів. В такому разі розрахункова вага  $G_p$  становить вагу столу і всього пакету.

З рівняння рівноваги столу і поперечного клина (рис. 9.10), впливає залежність для визначення зусилля, необхідного для переміщення механізму

$$P_k = G_p (\sin \alpha + \mu_{cm} \cos \alpha) (\operatorname{tg} \beta + 2\mu_{cm}) . \quad (9.48)$$

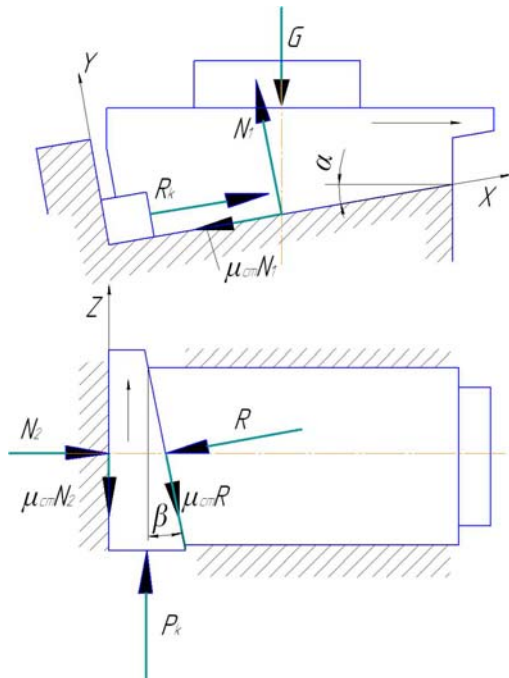


Рис. 9.10. Схема сил, що діють на стіл при зменшенні закритої висоти

### Зусилля при збільшенні закритої висоти

При опусканні столу спочатку вибивають бічний клин, а потім вже стіл, якщо має місце самогальмування механізму. Якщо ж самогальмування немає, то стіл опускається при незначному зусиллі, яким можна нехтувати.

З двох знайдених сил, що діють на поперечний клин, найбільше зусилля використовується для розрахунку на міцність різьблення ходового гвинта, за допомогою якого виконується переміщення клина. Розрахунок виконується за відомою методикою розрахунку силового різьблення при навантаженні гвинта на стиск чи розтягання.

Більше з зусиль, знайдених по формулах (9.47)–(9.48), використовується для розрахунку необхідної потужності електродвигуна.

Потужність електродвигуна визначається по формулі

$$N = \frac{M_e}{\eta} \omega_g , \quad (9.49)$$

де  $M_e$  – крутильний момент, на ходовому гвинті;

$\omega_g$  – кутова швидкість обертання гвинта;

$\eta$  – ККД відповідних передач від гвинта до двигуна.

Крутильний момент, на ходовому гвинті визначається по формулі

$$M_e = R_k R_{cp} \operatorname{tg}(\varphi + \rho) , \quad (9.50)$$

де  $\varphi$  – кут підйому різьблення;

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{S}{2\pi R_{cp}} ;$$

$R_{cp}$  – середній радіус різьблення гвинта;

$S$  – крок різьблення;

$\rho$  – кут тертя в різьбленні

$$\rho = \arctan \frac{\mu}{\cos \beta_p} ;$$

$\beta_p$  – кут підйому різьби;

$\mu$  – коефіцієнт тертя, приймається рівним  $0,08...0,1$ .

Кутова швидкість обертання гвинта визначається з залежності

$$\omega_g = \frac{2\pi V_c}{S \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta}, \quad (9.51)$$

де  $V_c$  – швидкість підйому столу, що задається в межах 2,5...5 мм/хв.

**Приклад 46. Виконати розрахунок клинового столу КГШП зусиллям 16 МН.**

Початкові дані:

Номінальне зусилля преса $P_n$ , МН	– 16;
Вага верхньої частини штампу $G_n$ , Н	– 15000;
Вага столу та нижньої частини штампу $G_n$ , Н	– 25000;
Середній діаметр різьби гвинта $d_{cp}$ , см	– 7,5;
Крок різьби гвинта $S$ , см	– 1;
Кут нахилу профілю різьби $\beta$ , градус	– 45.

Рішення

Клиновий стіл КГШП виконано по традиційній схемі, згідно якої клин-стіл опирається на похилу поверхню столу і переміщується під дією бокового клина. Розрахункова схема механізму показана на рис. 9.9-9.10.

Розрахункове зусилля, що діє на регулювальний гвинт механізму, визначається як найбільший з трьох розрахунків.

При навантаженні преса номінальним зусиллям на регулювальний гвинт передається зусилля, яке визначається по формулі (9.47)

$$P_{кр} = 16 \cdot 10^6 \cdot (\sin 14,5 - 2 \cdot 0,1 \cdot \cos 14,5) \cdot (\operatorname{tg} 12 - 2 \cdot 0,1) = 11400 \text{ Н.}$$

При зменшенні закритої висоти (піднімання столу) зусилля на регулювальному гвинті визначається по формулі (9.48)

$$P_{кп} = 100000 \cdot (\sin 14,5 + 0,5 \cdot \cos 14,4) \cdot (\operatorname{tg} 12 + 2 \cdot 0,5) = 89060 \text{ Н.}$$

Таким чином, з двох зусиль найбільшим є зусилля при зменшенні закритої висоти. Розрахункове зусилля становить, таким чином  $P_p = 89060 \text{ Н.}$

В залежностях прийнято коефіцієнт тертя руху  $\mu_d$  рівним 0,1, коефіцієнт тертя спокою  $\mu_{cm}$  рівним 0,5. Кут нахилу клина-столу відносно столу преса  $\alpha$  становить 14,5°, а кут нахилу бокового клину  $\beta$  становить 12°.

Кут підйому різьби гвинта становить

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 7,5} = 0,021 \text{ рад} = 1,216^\circ.$$

Приведений кут тертя складає

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos 12} = 0,14 \text{ рад} = 8,049^\circ.$$

Швидкість піднімання чи опускання столу приймається 3 мм/хв. Тоді кутова швидкість обертання регулювального гвинта становить по формулі (9.51)

$$\omega_g = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3}{1 \cdot \operatorname{tg} 14,5 \cdot \operatorname{tg} 12} = 0,572 \text{ с}^{-1}.$$

Крутильний момент на гвинті по формулі (9.50) складає

$$M_g = 89060 \cdot 7,5 \cdot \operatorname{tg}(1,216 + 8,049) = 109000 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

ККД гвинтової і черв'ячної передач  $\eta$  між гвинтом і двигуном становить приблизно 0,5. В такому разі мінімальна потужність двигуна приводу по формулі (9.49) буде

$$N = \frac{109000 \cdot 0,572}{0,5} \cdot 10^{-5} = 1,245 \text{ кВт.}$$

По каталогу (додаток 3) вибирається двигун типу 4A80B4Y3 з номінальною потужністю 1,5 кВт.

## ДОДАТКИ

## Додаток 1. Перелік стандартів на кривошипні преси

- ГОСТ 18323-86. Оборудование кузнечно-прессовое. Термины и определения.
- ГОСТ 7600-76. Машины кузнечно-прессовые. Общие технические требования.
- ГОСТ 4.456-86. Кузнечно-прессовое оборудование. Номенклатура показателей.
- ГОСТ 15961-80. Машины кузнечно-прессовые. Общие требования к условиям испытания и методам проверок на точность.
- ГОСТ 9408-89. Прессы однокривошипные простого действия открытые. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 9222-87. Прессы двухкривошипные простого действия открытые. Основные параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 10026-87. Прессы однокривошипные простого действия закрытые. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 15475-89. Прессы однокривошипные простого действия закрытые. Нормы точности.
- ГОСТ 7766-88. Прессы двухкривошипные простого действия закрытые. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 16267-84. Прессы четырехкривошипные закрытые простого действия. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 23794-84. Прессы четырехкривошипные закрытые простого действия. Нормы точности.
- ГОСТ 7639-88. Прессы однокривошипные двойного действия закрытые. Основные параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 8247-84. Прессы двухкривошипные закрытые двойного действия. Ряд номинальных усилий вытяжного ползуна.
- ГОСТ 17289-80. Прессы двухкривошипные закрытые двойного действия. Нормы точности.
- ГОСТ 16268-84. Прессы четырехкривошипные закрытые двойного действия. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 9226-79. Прессы листоштамповочные. Размеры и расположение пазов и отверстий для крепления штампов.
- ГОСТ 6809-87. Прессы кривошипные горячештамповочные. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 7023-89. Машины горизонтально-ковочные с вертикальным разъемом матриц. Параметры и размеры. Нормы точности.

- ГОСТ 5384-89. Прессы холодноштамповочные кривошипно-коленные. Параметры и размеры. Размеры и расположение пазов и отверстий для крепления штампов. Нормы точности.
- ГОСТ 8248-88. Ножницы сортовые кривошипные закрытые. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 6282-88. Ножницы листовые кривошипные с наклонным ножом. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 17289-80. Прессы листогибочные. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 11834-79. Прессы листогибочные. Нормы точности.
- ГОСТ 16434-80. Вальцы ковочные консольные. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 9861-83. Автоматы холодноштамповочные четырехпозиционные для крепежных изделий стержневого типа. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 5626-81. Автоматы обрезающие. Основные параметры.
- ГОСТ 8260-88. Автоматы листоштамповочные многопозиционные. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 10739-84. Автоматы листоштамповочные с нижним приводом. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 25909-85. Прессы-автоматы для чистовой вырубki. Основные параметры и размеры.

**Додаток 2. Основні параметри ГВМу і приводу кривошипних пресів**

У таблицях позначено:

$P_n$  – номінальне зусилля, МН;

$S_n$  – номінальний (найбільший) хід повзуна, мм;

$n_n$  – номінальне (найбільше) число ходів повзуна в хвилину;

$d_A, d_B, d_0$  – відповідно діаметр шатунної, малої шийки і корінних опор, мм;

$z_k$  – число зубців колеса;

$b_k$  – ширина зубчастого колеса, мм;

$m_n$  – нормальний модуль зубчатого зачеплення, мм;

$N_n$  – потужність головного двигуна, кВт.

**Таблиця П.2.1**

**Преси одно кривошипні одно стоякові по ГОСТ 9408–89**

Модель преса	Основні параметри						
	$P_n$	$S_n$	$n_n$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$N_n$
КД1424	0,25	80	180	–	–	–	2,5
КД1426	0,40	89	160	–	–	–	4,5
КД1428	0,63	100	140	–	–	–	6,3
К1430	1,0	130	100	–	–	–	9,0
К1432	1,6	160	70	–	–	–	19,0

**Таблиця П.2.2**

**Преси одно кривошипні відкриті двухстоякові що не нахляються простої дії по ГОСТ 9408–89**

Модель преса	Основні параметри						
	$P_n$	$S_n$	$n_n$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$N_n$
КД2118	0,063	50	200	–	–	–	0,75
КД2120	0,10	50	200	–	–	–	2,0
КД2122	0,16	71	180	–	–	–	1,7
КД2124	0,25	80	180	–	–	–	2,5
КД2126	0,40	90	160	–	–	–	4,5
КД2128	0,63	100	140	–	–	–	6,3
К2130	1,0	130	100	–	–	–	10,5
К2132А	1,6	160	71	–	–	–	16,0
КИ2134	2,5	200	60	–	–	–	25,0
КИ2135	3,15	200	45	–	–	–	25,0
КИ2136	4,0	225	45	–	–	–	33,5

**Таблиця П.2.3**

**Преси одно кривошипні закриті простої дії по ГОСТ 10026–87**

Модель преса	Основні параметри									
	$P_n$	$S_n$	$n_n$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$z_k$	$b_k$	$m_n$	$N_n$
КИ2530	1,0	130	45	–	–	–	–	–	–	13,0
КВ2532	1,6	160	60	460	180	180	71	190	12	25,0
КА2534	2,5	200	32	–	–	–	–	–	–	40,0
К2535А	3,15	400	32	670	180	220	132	190	12	40,0
КА2536	4,0	250	25	710	200	250	132	190	12	40,0
К2538	6,3	320	25	750	250	320	89	200	14	55,0
КВ2540	10,0	400	20	860	320	360	105	220	16	81,0
КВ2542	16,0	400	16	940	380	380	86	280	20	110,0
К2544	25,0	600	6	950	340	400	105	300	20	132,0

**Таблиця П.2.4**

**Преси двох кривошипні закриті простої дії по ГОСТ 7766–88**

Модель преса	Основні параметри									
	$P_n$	$S_n$	$n_n$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$z_k$	$b_k$	$m_n$	$N_n$
К3730А	1,0	160	50	–	–	–	–	–	–	15,0
К3732	1,6	200	45	–	–	–	–	–	–	25,0
КА3534	2,5	400	25	–	–	–	–	–	–	27,0
К3535	3,15	400	25	670	220	200	85	200	16	47,0
К3536	4,0	250	20	700	260	260	81	250	20	–
К3538	6,3	320	20	750	280	280	78	200	20	–
К3540	10,0	400	20	850	280	280	95	220	20	130,0
К3542	16,0	400	16	900	340	320	79	250	25	200,0
К3544	25,0	630	14	1220	320	460	102	310	25	200,0
К3546	40,0	630	10	1400	450	560	108	340	28	250,0

**Таблиця П.2.5**

**Преси чотирьох кривошипні закриті простої дії по ГОСТ 16267–84**

Модель преса	Основні параметри									
	$P_n$	$S_n$	$n_n$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$z_k$	$b_k$	$m_n$	$N_n$
К4537	5,0	630	24	890	170	190	123	210	16	64
К4039А	8,0	800	20	1060	210	200	129	220	16	125
К4540	10,0	900	18	1200	220	220	111	220	22	160
КА4542	16,0	710	16	1200	260	220	95	200	22	160
К4546	40,0	500	6,5	1120	320	400	83	300	32	250
К4548	63,0	500	10	1250	350	400	96	350	40	320

Таблиця П.2.6

Преси одно кривошипні закриті подвійного дії по ГОСТ 7639–88

Модель преса	Основні параметри									
	$P_H$	$S_H$	$n_H$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$z_K$	$b_K$	$m_H$	$N_H$
КБ5530	1/0,63	400	30	–	–	–	–	–	–	25
КБ5532	1,6/1	500	25							37
К5535	3,15/2	630	16	–	–	–	–	–	–	71,0
КБ5538	6,3/4	800	14	–	–	–	–	–	–	90,0

Таблиця П.2.8

Преси обрізні одно кривошипні по ГОСТ 10026–87

Модель преса	Основні параметри									
	$P_H$	$S_H$	$n_H$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$z_K$	$b_K$	$m_H$	$N_H$
КА9532	1,6	250	60	–	–	–	–	–	–	18
КБ9534	2,5	320	45	350	150	220	70	190	16	25
К9536	4,0	400	25	600	220	320	96	240	20	40
К9538	6,3	400	25	670	250	340	75	240	16	63
К9540	10,0	500	20	–	–	–	–	–	–	75
К9542	16,0	630	16	–	–	–	–	–	–	110
К9544	25,0	630	10	–	–	–	–	–	–	–

Таблиця П.2.7

Преси горячештампувальні по ГОСТ 6809–87

Модель преса	Основні параметри									
	$P_H$	$S_H$	$n_H$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$z_K$	$b_K$	$m_H$	$N_H$
К8538	6,3	200	100	–	–	–	–	–	16	40
К8540	10,0	250	90	610	370	380	86	230	26	55
К8542	16,0	300	85	720	570	400	80	300	26	90
К8544	25,0	350	70	900	640	560	87	390	22	125
К8546	40,0	400	50	1020	700	610	89	480	32	160
К8548	63,0	460	40	1300	1070	800	92	500	40	320

Таблиця П.2.9

Машина горизонтально-кувальні з вертикальним розніманням матриць по ГОСТ 7023–89

Модель преса	Основні параметри									
	$P_H$	$S_H$	$n_H$	$d_A$	$d_B$	$d_0$	$z_K$	$b_K$	$m_H$	$N_H$
ВА1132	1,6	200	80	–	–	–	–	–	–	11
ВВ1134	2,5	220	63	–	–	–	–	–	–	19
В1136	4,0	290	53	–	–	–	–	–	–	23
В1138	6,3	350	42	–	–	–	–	–	–	33,5
ВВ1139	8,0	380	38	–	–	–	–	–	–	45
ВВ1141	12,5	460	32	–	–	–	–	–	–	75
В1145Б	31,5	700	25	–	–	–	–	–	–	250



**Додаток 3. Технічні параметри асинхронних електричних двигунів з короткозамкнутим ротором серії А4**

Тип	$N_n$ , кВт	$n_n$ , об/хв	ККД, %	$\lambda$	$J_{max}$ , кг·м <sup>2</sup>
Синхронна частота обертів 1500 об/хв.					
4A71A4Y3	0,55	1390	70,5	2,2	0,4
4A71B4Y3	0,75	1390	72,0	2,2	0,45
4A80B4Y3	1,1	1420	75,0	2,2	0,93
4A80B4Y3	1,5	1415	77,0	2,2	1,29
4A90L4Y3	2,2	1425	80,0	2,4	1,84
4A100S4Y3	3,0	1435	82,0	2,4	3,01
4A100L4Y3	4,0	1430	84,0	2,4	4,54
4A112M4Y3	5,5	1445	85,5	2,2	4,37
4A132S4Y3	7,5	1455	87,5	3,0	12,8
4A132M4Y3	11,0	1460	87,5	3,0	8,95
4A160S4Y3	15,0	1465	88,5	2,3	13,09
4A160M4Y3	18,5	1465	89,5	2,3	15,9
4A180S4Y3	22,0	1470	90,0	2,3	19,5
4A180M4Y3	30,0	1470	91,0	2,3	23,22
4A200M4Y3	37,0	1475	91,0	2,5	27,2
4A200L4Y3	45,0	1475	92,0	2,5	35,8
4A225M4Y3	55,0	1480	92,5	2,5	41,9
4A250S4Y3	75,0	1480	93,0	2,3	73,12
4A250M4Y3	90,0	1480	93,0	2,3	87,8
4A280S4Y3	110,0	1470	92,5	2,0	192,9
4A280M4Y3	132,0	1480	93,0	2,0	146,5
4A321S4Y3	160,0	1480	93,5	2,2	182,2
4A315M4Y3	200,0	1480	94,0	2,2	211,0
4A355S4Y3	250,0	1485	94,5	2,0	212,0
4A355M4Y3	315,0	1485	94,5	2,0	283,0
Синхронна частота обертів 1000 об/хв.					
4A71B6Y3	0,55	900	67,5	2,2	2,09
4A80A6Y3	0,75	915	69,0	2,2	2,15
4A80B6Y3	1,1	920	74,0	2,2	3,56
4A90L6Y3	1,5	935	75,0	2,2	3,95
4A100L6Y3	2,2	950	81,0	2,2	5,88
4A112MA6Y3	3,0	955	81,0	2,5	6,65
4A112MB6Y3	4,0	950	82,0	2,5	9,71
4A132S6Y3	5,5	965	85,0	2,5	9,66
4A132M6Y3	7,5	970	85,5	2,5	12,5
4A160S6Y3	11,0	975	86,0	2,0	18,5
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	2,0	25,0
4A180M6Y3	18,5	975	88,0	2,0	36,1
4A200M6Y3	22,0	975	90,0	2,4	54,5

*Продовження додатку 3*

4A200L6Y3	30,0	980	90,5	2,4	58,2
4A225M6Y3	37,0	980	91,0	2,3	70,2
4A250S6Y3	45,0	985	91,5	2,1	85,2
4A250M6Y3	55,0	985	91,5	2,1	85,3
4A280S6Y3	75,0	985	92,0	2,2	108,0
4A280M6Y3	90,0	985	92,5	2,2	344,7
4A315S6Y3	110,0	985	93,0	2,2	449,6
4A315M6Y3	132,0	985	93,5	2,2	186,6
4A355S6Y3	160,0	985	93,5	2,2	279,0
4A355M6Y3	200,0	985	94,0	2,2	324,4
Синхронна частота обертів 750 об/хв					
4A80B8Y3	0,55	700	64,0	1,7	3,36
4A90LA8Y3	0,75	700	68,0	1,9	3,18
4A90LB8Y3	1,1	700	70,0	1,9	5,71
4A100L8Y3	1,5	700	74,0	1,9	8,035
4A112MA8Y3	2,2	700	76,5	2,2	11,46
4A112MB8Y3	3,0	700	79,0	2,2	26,25
4A132S8Y3	4,0	720	83,0	2,6	17,47
4A132M8Y3	5,5	720	83,0	2,6	22,25
4A160S8Y3	7,5	730	86,0	2,2	24,53
4A160M8Y3	11,0	730	87,0	2,2	42,6
4A180M8Y3	15,0	730	87,0	2,0	57,8
4A200M8Y3	18,5	735	88,5	2,2	71,66
4A200L8Y3	22,0	730	88,5	2,0	79,1
4A225M8Y3	30,0	735	90,0	2,1	104,8
4A250S8Y3	37,0	735	90,0	2,0	111,74
4A250M8Y3	45,0	740	91,0	2,0	152,98
4A280S8Y3	55,0	735	92,0	2,0	472,96
4A280M8Y3	75,0	735	92,5	2,0	654,0
4A315S8Y3	90,0	740	93,0	2,3	874,21
4A315M8Y3	110,0	740	93,0	2,3	903,96
4A355S8Y3	132,0	740	93,5	2,2	409,0
4A355M8Y3	160,0	740	93,5	2,2	557,4

*Примітка:* у таблиці позначено:

$N_n$  – номінальна потужність двигуна;

$n_n$  – частота обертів при номінальній потужності;

$\lambda$  – кратність максимального моменту;

$J_{max}$  – найбільший момент інерції приводу.

**Додаток 4. Технічні параметри асинхронних електродвигунів з короткозамкнутим ротором і підвищеним ковзанням**

Тип	$N_{н40}$ , кВт	$N_{н100}$ , кВт	$n_n$ , об/хв	ККД, %	$\lambda$	$J_{max}$ , кг·м <sup>2</sup>
Синхронна частота обертів 1500 об/хв						
4AC71A4Y3	0,60	0,60	1350	68,0	2,2	0,75
4AC71B4Y3	0,80	0,70	1350	68,5	2,2	0,80
4AC80A4Y3	1,30	0,95	1358	68,5	2,2	0,85
4AC80B4Y3	1,70	1,30	1335	70,0	2,2	1,00
4AC90L4Y3	2,40	1,90	1360	76,0	2,2	1,60
4AC100S4Y3	3,20	2,30	1395	76,5	2,2	2,55
4AC100L4Y3	4,25	3,30	1395	78,0	2,2	3,30
4AC112M4Y3	5,60	4,20	1395	79,0	2,2	5,10
4AC132S4Y3	8,50	7,10	1395	82,5	2,8	14,0
4AC132M4Y3	11,8	9,00	1410	84,0	2,2	17,0
4AC160S4Y3	17,0	13,0	1425	84,5	2,2	33,0
4AC160M4Y3	20,0	17,0	1432	87,0	2,2	39,5
4AC180S4Y3	21,0	19,0	1418	86,0	2,2	40,6
4AC180M4Y3	26,5	24,0	1440	88,5	2,2	46,0
4AC200M4Y3	31,5	26,0	1410	87,5	2,2	74,6
4AC200L4Y3	40,0	35,0	1410	89,0	2,2	102,5
4AC225M4Y3	50,0	40,0	1395	87,5	2,2	122,6
4AC250S4Y3	56,0	50,0	1380	87,5	2,2	195,0
4AC250M4Y3	63,0	56,0	1365	87,0	2,2	370,0
Синхронна частота обертів 1000 об/хв						
4AC71B6Y3	0,63	0,50	920	65,0	2,1	1,90
4AC80A6Y3	0,80	0,50	860	61,0	2,1	2,00
4AC80B6Y3	1,20	0,80	860	66,5	2,1	2,50
4AC90L6Y3	1,70	1,10	900	71,0	2,1	3,75
4AC100L6Y3	2,60	1,80	920	75,0	2,1	5,50
4AC112MA6Y3	3,20	2,50	910	72,0	2,1	8,20
4AC112MB6Y3	4,20	3,20	910	75,0	2,1	11,7
4AC132S6Y3	6,30	4,50	940	79,0	2,1	13,8
4AC132M6Y3	8,50	6,30	940	80,0	2,1	19,2
4AC160S6Y3	12,0	10,00	940	82,5	2,1	46,3
4AC160M6Y3	16,0	13,0	940	84,0	2,1	59,2
4AC180M6Y3	19,0	16,0	940	84,5	2,1	76,0
4AC200M6Y3	22,0	18,0	910	83,5	2,1	121,0
4AC200L6Y3	28,0	23,0	920	85,5	2,1	126,2
4AC225M6Y3	33,5	25,0	880	81,0	2,1	174,0
4AC250S6Y3	40,0	33,5	950	89,0	2,1	235,0
4AC250M6Y3	45,0	36,0	950	86,0	2,1	210,0

*Продовження додатку 4*

Синхронна частота обертів 750 об/хв						
4AC80B8Y3	0,6	0,4	660	58,0	2,0	1,50
4AC90LA8Y3	0,9	0,7	660	61,0	2,0	3,50
4AC90LB8Y3	1,2	0,8	660	65,0	2,0	4,20
4AC100L8Y3	1,6	1,2	675	69,0	2,0	5,90
4AC112MA8Y3	2,2	1,5	670	68,0	2,0	14,8
4AC112MB8Y3	3,2	1,9	670	72,0	2,0	23,0
4AC132S8Y3	4,5	2,6	690	76,0	2,0	24,0
4AC132M8Y3	6,0	3,6	690	77,0	2,0	32,0
4AC160S8Y3	9,0	7,0	690	81,5	2,0	73,0
4AC160M8Y3	12,5	10,0	688	82,5	2,0	101,0
4AC180M8Y3	15,0	13,0	700	83,5	2,0	130,0
4AC200M8Y3	20,0	16,0	690	83,5	2,0	160,0
4AC225M8Y3	26,5	22,0	675	83,0	2,0	325,0
4AC250S8Y3	36,0	26,0	694	85,0	2,0	285,0

*Примітка:* у таблиці позначено:

$N_{н40}$  – номінальна потужність двигуна при  $ПВ=40\%$ ;

$N_{н100}$  – номінальна потужність двигуна при  $ПВ=100\%$ ;

$n_n$  – частота обертів при номінальній потужності;

$\lambda$  – кратність максимального моменту;

$J_{max}$  – найбільший момент інерції приводу.

**Додаток 5. Технічні параметри асинхронних електродвигунів з фазним ротором серій АНК і АКП**

Тип	$N_n$ , кВт	$n_n$ , об/хв	ККД, %	$\lambda$
4АНК250SA4У3	75,0	1455	90,0	2,3
4АНК250SB4У3	90,0	1460	91,5	2,5
4АНК250M4У3	110,0	1465	92,0	2,5
4АНК280M4У3	160,0	1460	92,5	2,0
4АНК200M6У3	22,0	965	88,0	3,0
4АНК200L6У3	30,0	960	88,5	3,0
4АНК255M6У3	37,0	960	89,0	1,9
4АНК250SA6У3	45,0	960	89,5	2,3
4АНК250SB6У3	55,0	965	91,0	2,5
4АНК270M6У3	90,0	970	91,0	2,3
4АНК280M6У3	110,0	960	91,5	1,9
4АНК200M8У3	18,5	705	86,0	2,5
4АНК200L8У3	22,0	705	87,0	2,5
4АНК225M8У3	30,0	700	86,5	1,8
4АНК250SA8У3	37,0	705	87,5	2,2
4АНК250SB8У3	45,0	710	89,0	2,2
4АНК280M8У3	90,0	720	90,5	1,9
АКП-91-6	37,0	970	91,5	3,0
АКП-91-4	55,0	1460	92,0	3,0
АКП-101-4	132,0	1475	94,0	3,0

*Примітка:* у таблиці позначено:

$N_n$  – номінальна потужність двигуна;

$n_n$  – частота обертів при номінальній потужності;

$\lambda$  – кратність максимального моменту;

**Додаток 6. Геометричні розміри зубчастих коліс**

Розмір по мал. Пб.1		Чавунні колеса	Сталеві колеса
$d$	$d_0 < 100$ мм	$d_0 - (2 \dots 3)$ мм	
	$d_0 = 100 - 300$ мм	$d_0 - 5$ мм	
	$d_0 > 300$ мм	$d_0 - 10$ мм	
$d_c$	$(1,8 \dots 2)d + 10$ мм	$(1,6 \dots 1,9)d + 10$ мм	
$l_c$	$(1 \dots 1,2)d_0$		
$c$	$2,5 m_n$	$2 m_n$	
$b_0$	$3 m_n$		
$d_0$	$0,5 m_n (z - 6) + d_1$	$0,5 m_n (z - 5,3) + d_1$	
$d_1$	$0,25 d_m$		

*Примітка:* у таблиці позначено:

$d_0$  – діаметр корінних опор вала;

$m_n$  – нормальний модуль зачеплення;

$z$  – число зубів колеса.

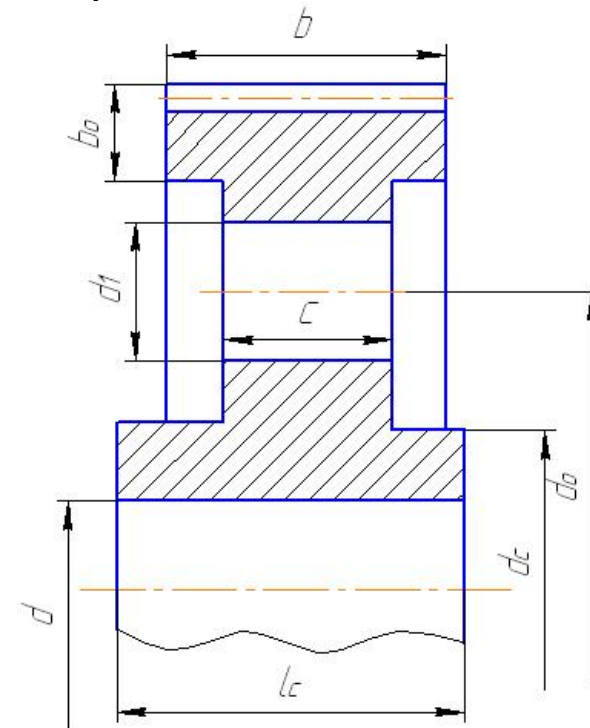


Рис. Пб.1. Розміри зубчастих коліс

**Додаток 7. Розміри зубчатих коліс одно кривошипних пресів з однобічним приводом**

Параметри	Тип преса			
	Одно кривошипні		КГШП	ГКМ
	Назва пари			
	Швидкохідна	Тихохідна		
Модуль $m_n/d_0$	0,09...0,1	0,06...0,07	0,06...0,08	0,06...0,09
Матеріал шестірні	45y		40X, 40XH	
Матеріал колеса	30ГЛ, 45Л		35XH	
Ширина зуба $b$	$(10...13)m_n$		$(12...14)m_n$	$(8...12)m_n$
Переда-тне чис-ло $i_3$	6...8	2,5...4,5	3,8...4,5	3,5...6
Число зубців колеса $z_k$	90...115	80...90	70...100	60...90
Число зубців шестерні $z_u$	13...21	17...21	20...27	13...15

**Додаток 8. Розміри зубчатих коліс одно кривошипних пресів із двостороннім приводом**

Параметри	$n_n$	Найменування пари		
		Тихохідна	Проміжна	Швидкохідна
Модуль $m_n/d_0$	1	0,05...0,08	0,04...0,07	0,04...0,06
	2	0,05...0,07	–	0,05...0,07
Матеріал шестірні	–	45y		
Матеріал колеса	–	45Л, 30ГЛ		
Ширина зуба $b$	1	$(9...14)m_n$	$(7...9)m_n$	$(9...14)m_n$
	2		–	$(7...16)m_n$
Переда-тне чис-ло $i_3$	1	5...8	3...4	2,5...3
	2	6...8	–	3...6
Число зубів колеса $z_k$	1	70...120	40...60	35...40
	2	90...120	–	45...90
Число зубів шестерні $z_u$	1	13...14	14...15	15...20
	2	14...15	–	14...15
Кут нахилу зубів $\beta$ , град	1	0	20	30
	2	0	–	20

*Примітка:* 1. У колонці  $n_n$  позначено: 1 – тихохідні преси; 2 – швидкохідні преси;

2. Більші значення відносяться до пресів з меншим номінальним зусиллям.

## ЛІТЕРАТУРА

## Основна

1. Бочаров Ю. А. Кузнечно-штамповочное оборудование / Ю. А. Бочаров. – М. : Изд. центр «Академия», 2008. – 480 с.
2. Власов В. И. Системы включения кривошипных прессов. Расчет и проектирование / В. И. Власов. – М. : Машиностроение, 1969. – 272 с.
3. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников ; [2-е изд., перераб. и доп.] – К. : Вища школа, 1981. – 376 с.
4. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование / [Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков.] ; под ред. Л. И. Живова. – М. : Изд-во МГТУ, 2006. – 560 с.
5. Игнатов А. А. Кривошипные горячештамповочные прессы / А. А. Игнатов, Т. А. Игнатова. [2-е изд., перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1974. – 352 с.
6. Кривошипные кузнечно-штамповочные машины / [В. И. Власов, А. Я. Борзыкин, И. К. Букин-Батырев и др.] ; под ред. В. И. Власова. – М. : Машиностроение, 1982. – 424 с.
7. Кузнечно-штамповочное оборудование / [А. Н. Банкетов, Ю. А. Бочаров, Н. С. Добринский и др.] ; под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского ; [2-е изд., перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1982. – 576 с.
8. Ланской Е. Н. Элементы расчета узлов и деталей кривошипных прессов / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. – М. : Машиностроение, 1966. – 380 с.
9. Рей Р. И., Монатовский С. С. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы кривошипные / Р. И. Рей, С. С. Монатовский. – Луганск : Изд-во ВНУ, 2000. – 216 с.
10. Свистунов В. Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В. Е. Свистунов. – М. : МГИУ, 2008. – 698 с.
11. Явтушенко О. В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів / О. В. Явтушенко. – Запоріжжя : Вид-во ЗНТУ, 2006. – 301 с.

## Додаткова

12. Анисимов М. И. Ремонт и монтаж кузнечно-прессового оборудования. [Справочное пособие] / М. И. Анисимов, О. В. Кудинов, Б. П. Украинцев. – М. : Машиностроение, 1973. – 624 с.
13. Валы и оси / [С. В. Серенсен, М. Б. Громан, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович] ; [2-е изд., перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1970. – 320 с.
14. Глаголев Г. И. Электрооборудование кузнечно-прессовых цехов / Г. И. Глаголев. – М. : Metallurgizdat, 1962. – 311 с.
15. Живов Л. И. Применение ЭЦВМ для расчетов кузнечно-штамповочных машин / Л. И. Живов, Н. Н. Клеванский. – К. : Вища школа, 1974. – 64 с.
16. Залесский В. И. Оборудование кузнечно-прессовых цехов / В. И. Залесский. – М. : Высшая школа, 1973. – 630 с.
17. Игнатов А. А. Муфты, тормоза и механизмы управления кривошипных кузнечно-прессовых машин / А. А. Игнатов, В. И. Власов. – М. : Mashgiz, 1963. – 447 с.
18. Ковка и штамповка : справочник в 4 т. Т. 4. Листовая штамповка / Под ред. А. Д. Матвеева. – М. : Машиностроение, 1987. – 544 с.
19. Кожевников В. А. Модернизация кривошипных прессов / В. А. Кожевников, Р. В. Лазарев, А. И. Трегубов. – Л. : Машиностроение, 1988. – 176 с.
20. Кожевников В. А. Безмуфтовые механизмы включения кузнечно-прессовых машин (теория, расчет, конструкции) / В. А. Кожевников, В. Я. Чинарев. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1982. – 100 с.
21. Кожевников В. Я. Горизонтально-ковочные машины / В. Я. Кожевников, Н. Г. Ксенжук, И. И. Худяков. – К. : Mashgiz, 1960. – 238 с.
22. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников ; [3-е изд.] – М. : Машиностроение, 1969. – 584 с.
23. Мансуров И. З. Специальные кузнечно-прессовые машины и автоматизированные комплексы кузнечно-штамповочного производства. : Справочник / И. З. Мансуров, И. М. Подрабинник. – М. : Машиностроение, 1990. – 344 с.
24. Навроцкий Г. А. Кузнечно-штамповочные автоматы / Г. А. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1965. – 424 с.

25. *Несвит С. М.* Горизонтально-ковочные машины и их автоматизация / *С. М. Несвит, О. И. Нюнько.* – М. : Машиностроение, 1964. – 323 с.
26. Ножницы для резки листового и сортового проката / [*И. С. Леонов, Г. П. Фуга, Г. Л. Крылов, В. Г. Песоцкий*]. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
27. *Ровинский Г. Н.* Листоштамповочные механические прессы / *Г. Н. Ровинский, С. Л. Злотников.* – Л. : Машиностроение, 1968. – 376 с.
28. Справочник по оборудованию для листовой штамповки / [*Л. И. Рудман, А. И. Зайчук, В. Л. Марченко* и др.] ; под общ. ред. *Л. И. Рудмана.* – К. : Техніка, 1989. – 231 с.
29. *Трофимов И. Д.* Оборудование для горячей штамповки с электронагревом / *И. Д. Трофимов, В. Е. Стоколов.* – М. : Машиностроение, 1972. – 200 с.
30. Электрооборудование вально-кузнечно-прессовых машин : Справочник / [*В. Е. Стоколов, Г. С. Усышкин, В. М. Степанов* и др.] ; [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1981. – 304 с.
31. *Харизоменов И. В.* Электрооборудование кузнечно-штамповочных машин / *И. В. Харизоменов.* – М. : Высшая школа, 1970. – 188 с.

#### Статті з журналів та збірників праць

32. *Агапов Ю. Н.* К расчету закрытых станин со стяжными болтами кривошипных прессов / *Ю. Н. Агапов* // Повышение точности и автоматизация штамповки иковки. – М. : Машиностроение, 1971. – [Станкин, сб. № 9]. – С. 132–147.
33. *Бакаев Е. И.* Жесткость однокривошипного открытого пресса усилием 63 тс / *Е. И. Бакаев, М. В. Иванов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 8. – 25 с.
34. *Балаганский В. И.* Об оптимальном проектировании исполнительных механизмов прессов двойного действия / *В. И. Балаганский, А. Д. Галахов, Б. Н. Юрухин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 7. – 10 с.
35. *Балаганский В. И.* Мощность холостого хода листоштамповочных автоматов с нижним приводом / *В. И. Балаганский, И. К. Некрасов* // Кузнечно-штамповочное производство, – 1978. – № 2. – С. 21.

36. *Балаганский В. И.* Определение необходимой мощности электродвигателей листоштамповочных автоматов с нижним приводом / *В. И. Балаганский, И. К. Некрасов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 4. – 33 с.
37. *Балаганский И. Г.* Оптимальное проектирование исполнительного механизма вытяжного листоштамповочного пресса из условия выравнивания скорости рабочего движения повзуна / *И. Г. Балаганский, Б. Н. Юрухин, В. И. Балаганский* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 6. – 31 с.
38. *Банкетов А. Н.* О расчете мощности двигателя кривошипных кузнечно-штамповочных машин / *А. Н. Банкетов, О. М. Соснин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 11. – 19 с.
39. *Беляев С. И.* Определение рациональной производительности тяжелых кривошипных прессов по их энергетическим возможностям / *С. И. Беляев, Э. Ф. Богданов, В. Н. Тынянов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1989. – № 11. – 15 с.
40. *Богданов Э. Ф.* Исследование привода кривошипного пресса при включении фрикционной муфты / *Э. Ф. Богданов, Н. М. Ларионов* // Машины и технология обработки металлов давлением. – Вып. 10. – М. : Машиностроение, 1973. – [Труды МВТУ]. – № 163. – С. 142–146.
41. *Богданов Э. Ф.* К расчету фрикционных муфт кривошипных кузнечно-штамповочных машин / *Э. Ф. Богданов, Н. М. Ларионов* // Машины и технология обработки металлов давлением. – Вып. 10. – М. : Машиностроение, 1973. – [Труды МВТУ]. – № 163. – С. 134–141.
42. *Бочаров Ю. А.* Структурно-морфологическая классификация кузнечно-штамповочных машин и установок / *Бочаров Ю. А.* // Кузнечно-штамповочное производство, 1974. – № 11. – 30 с.
43. *Бочаров Ю. А.* О диапазонах скоростей рабочих частей кузнечно-штамповочных машин / *Ю. А. Бочаров, А. В. Хорычев* // Машины и технология обработки металлов давлением. – Вып. 10. – М. : Машиностроение, 1973. – [Труды МВТУ]. – № 163. – С. 127–131.
44. *Бренев Г. Е.* О трении в шлицах дискового тормоза / *Г. Е. Бренев* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1960. – № 5. – 44 с.

45. *Бяльский В. Б.* Кинематика кривошипно-коленных прессов для холодной объемной штамповки / *В. Б. Бяльский* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 6. – 30 с.
46. *Бяльский В. Б.* О влиянии геометрических параметров исполнительного механизма на кинематику, кинетику и податливость кривошипно-коленных прессов / *В. Б. Бяльский* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 12. – 18 с.
47. *Бяльский В. Б.* О проектировании эксцентрикового механизма регулировки закрытой высоты кривошипно-коленных прессов / *В. Б. Бяльский, В. П. Босов, Д. М. Абакишин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 3. – 25 с.
48. *Власов В. И.* Совершенствование методов оценки нагрузочной способности эксцентриковых валов тяжелых кривошипных прессов / *В. И. Власов, А. Я. Борзыкин, В. К. Мальцев* // Кузнечно-прессовое машиностроение. – М. : НИИМАШ, 1975. – Вып. 9. – С. 1–7.
49. *Власов В. И.* Применение критериев моделирования при создании кривошипных горячештамповочных прессов / *В. И. Власов, Ю. Т. Гурьев, Н. Ф. Мартынов* и др. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 4. – 14 с.
50. *Власов В. И.* Элементы расчета муфты с сепараторами / *В. И. Власов, В. А. Кожевников* // Исследование и конструирование кузнечно-прессовых машин. – Вып. 25. – М. : НИИМАШ, 1971. – С. 101–110.
51. *Власов В. И.* Оценка долговечности муфт и тормозов прессов на основании стендовых испытаний фрикционных материалов / *В. И. Власов, Л. С. Кохан* // Качество, надежность и долговечность кузнечно-прессовых машин. – М. : НИИМАШ, 1967. – Вып. 17. – С. 15–28.
52. *Власов В. И.* Выбор оптимальной формы вставки для однодисковых муфт и тормозов / *В. И. Власов, Л. С. Кохан* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1962. – № 2. – С. 32.
53. *Власов В. И.* Определение работы трения дисковых муфт и тормозов кривошипных прессов / *В. И. Власов, Л. С. Кохан* // Известия вузов. Машиностроение. – 1964. – № 5. – 18 с.
54. *Власов В. И.* Выбор угла торможения и параметров системы пневмоуправления, исходя из условий техники безопасности / *В. И. Власов, А. Г. Крупенко* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 12. – 27 с.

55. *Власов В. И.* Учет динамики и зазоров при расчете главных исполнительных механизмов кривошипных прессов / *В. И. Власов, В. В. Лебедев* // Кузнечно-прессовое машиностроение. – М. : НИИМАШ, 1972. – Вып. 3. – С. 7–12.
56. *Власов В. И.* Выбор основных параметров пневматических уравнивателей кривошипных прессов / *В. И. Власов, М. М. Розенблат* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 1. – 32 с.
57. *Власов В. И.* Особенности конструирования ползунов вертикальных однокривошипных прессов / *В. И. Власов, В. Г. Рябов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1975. – № 9. – 28 с.
58. *Власов В. И.* О точности поковок, получаемых на КГШП / *В. И. Власов, В. Г. Рябов*. – М. : НИИМАШ, 1978. – Вып. 2. – С. 9–14.
59. *Власов В. И.* Повышение производительности тихоходных вытяжных прессов двойного действия / *В. И. Власов, И. Н. Филькин, В. А. Зыков*. – М. : НИИМАШ, 1971. – 48 с.
60. *Волковицкий В. Ф.* К расчету усилий при перегрузке кривошипных горячештамповочных прессов / *В. Ф. Волковицкий* // Вестник машиностроения. – 1960. – № 1. – 18 с.
61. *Вяткин В. П.* Анализ процесса расклинивания кривошипных прессов усилием, прикладываемым к кривошипно-шатунному механизму / *В. П. Вяткин, В. В. Ковалев* // Исследование и конструирование кузнечно-прессовых машин. – Вып. 25. – М. : НИИМАШ, 1971. – С. 3–13.
62. *Вяткин В. П.* Расчет устройств для расклинивания, выполненных на базе эксцентрикового пальца / *В. П. Вяткин, В. В. Ковалев* // Оборудование и технология кузнечно-штамповочного производства. Теория, проектирование, исследования. – Вып. 27. – Воронеж : ЭНИКМАШ, 1975. – С. 22–30.
63. *Вяткин В. П.* Влияние жесткости кривошипных горячештамповочных прессов на энергетику их работы, склонность к перегрузке и заклиниванию / *В. П. Вяткин, В. Ф. Опаренко* // Новые кузнечно-прессовые машины. – М. : Машиностроение, 1965. – ЭНИКМАШ. – Вып. 11. – С. 38–43.
64. *Горяйнов В. И.* Кинематическое исследование исполнительного механизма кривошипно-коленного пресса / *В. И. Горяйнов* // Повышение точности и автоматизация штамповки и

- ковки. – М. : Машиностроение, 1971. – [Станкин, сб. № 9]. – С. 185–195.
65. *Дегтярев В. И.* Линейные размеры штампового пространства горячештамповочного прессы / *В. И. Дегтярев* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1975. – № 9. – 31 с.
66. *Дегтярев В. И.* К расчету станин горячештамповочных прессов / *В. И. Дегтярев, В. О. Носкова* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 2. – 28 с.
67. *Жевелева И. Е.* О распределении моментов в двухсторонней зубчатой передаче кривошипного прессы / *И. Е. Жевелева, Е. Н. Ланской* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1989. – № 7. – 30 с.
68. *Живов Л. И.* Об оценке условий трения в механизме кривошипных прессов / *Л. И. Живов, Ф. И. Колесник* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1968. – № 5. – 30 с.
69. *Живов Л. И.* О нестационарности условий трения в механизме кривошипного прессы / *Л. И. Живов, Ф. И. Колесник* // Известия вузов. Машиностроение. – 1966. – № 11. – 21 с.
70. *Живов Л. И.* Применение системы жидкой смазки в механизме горячештамповочных прессов / *Л. И. Живов, Ф. И. Колесник, А. П. Суббота* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 3. – 35 с.
71. *Живов Л. И.* Усилие пневмоуравновешивателя ползуна кривошипного прессы / *Л. И. Живов, А. Ф. Нистратов, Н. Н. Клеванский, А. Ф. Бичевой* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 8. – 26 с.
72. *Живов Л. И.* О работе ленточных тормозов ГКМ / *Л. И. Живов, А. В. Явтушенко* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 1. – 11 с.
73. *Житницкий С. П.* Распределение удельного давления по радиусу трущихся поверхностей многодисковых (пластинчатых) тормозов / *С. П. Житницкий* // Труды Запорожского машиностроительного института. Серия «Машиностроение». – Т. 3. – М., – К. : Машгиз. – 1959. – С. 75–79.
74. *Зимин А. И.* «Периодическая система» энерготипов кузнечно-прессовых машин / *А. И. Зимин* // Машины и технология обработки металлов давлением. – М. : Машиностроение, 1967. – [Труды МВТУ]. – С. 5–23.
75. *Зимин А. И.* О перспективах развития кузнечно-прессового оборудования для точной горячей штамповки / *А. И. Зимин,*

- Ю. А. Зимин* // Кузнечно-штамповочное производство, 1974, № 1. – 3 с.
76. *Зимин А. И.* Обобщенные показатели и технико-экономическая оценка КППМ / *А. И. Зимин, А. В. Хабаров, В. К. Мырсов* // Машины и технология обработки металлов давлением. – Вып. 9. – М. : Машиностроение, 1969. – [Труды МВТУ]. – № 128. – С. 3–7.
77. *Зоммер И. Ф.* К расчету толщины смазочного слоя в гидродинамических подшипниках тяжелых кривошипных прессов / *И. Ф. Зоммер, В. А. Авдонина* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 7. – 31 с.
78. *Иванов С. К.* Кинестатика зажимного механизма горизонтально-ковочных машин с кулачковым приводом / *С. К. Иванов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 5. – 27 с.
79. *Иванов В. А.* Деформации и усилия в анкерных болтах кривошипных прессов / *В. А. Иванов, Г. М. Родов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 9. – 22 с.
80. *Игнатов А. А.* Контроль эксплуатации кривошипных кузнечно-прессовых машин / *А. А. Игнатов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1977. – № 9. – С. 42–35.
81. *Капцан Д. Х.* Повышение надежности электропневматической системы включения быстроходных кривошипных прессов / *Д. Х. Капцан* // Качество, надежность и долговечность кузнечно-прессовых машин. – Вып. 17. – М. : НИИ-МАШ. – 1967. – С. 50–57.
82. *Катков Н. П.* Расчет кинематических параметров механизма прижимного ползуна прессы двойного действия / *Н. П. Катков* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 5. – 28 с.
83. *Катков Н. П.* Оценка возможности повышения числа ходов прессы двойного действия с помощью двухскоростного привода / *Н. П. Катков, Н. В. Петров* // Исследование машин и технологии кузнечно-штамповочного производства : тем. сб. научн. тр. № 167. – Челябинск : Изд-во ЧПИ, 1975. – С. 133–138.
84. *Катков Н. П.* Особенности механизма наружного ползуна прессы двойного действия при условии однократного подхода ползуна в крайнее нижнее положение / *Н. П. Катков,*



- И. Н. Филькин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 4. – 32 с.
85. *Катков Н. П.* Оценка эффективности повышения производительности прессов двойного действия при увеличении числа ходов ползуна / *Н. П. Катков, И. Н. Филькин, А. И. Гончаров* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 6. – 28 с.
86. *Киселев В. П.* Определение размеров звеньев механизма привода наружного ползуна однокривошипного пресса двойного действия / *В. П. Киселев, И. Г. Балаганский, И. К. Некрасов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1977. – № 9. – 32 с.
87. *Ковалев В. В.* Расчет конечных усилий, развиваемых кривошипными горячештамповочными прессами при перегрузках и заклиниваниях / *В. В. Ковалев* // Кузнечно-прессовые машины. Расчет, исследования, испытания. – ЭНИКМАШ. – Вып. 22. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 61–73.
88. *Ковалев В. В.* О величине наибольшего угла заклинивания кривошипных горячештамповочных прессов с жидкой циркуляционной смазкой / *В. В. Ковалев, Р. Н. Пруцков* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 12. – 30 с.
89. *Ковалев В. В.* О возможности создания незаклинивающихся кривошипных прессов / *В. В. Ковалев, Р. Н. Пруцков* // Оборудование и технология кузнечно-штамповочного производства. Теория, проектирование, исследования. – Вып. 27. – Воронеж : ЭНИКМАШ, 1975. – С. 30–39.
90. *Ковалев В. В.* Устройство для расклинивания кривошипного горячештамповочного пресса / *В. В. Ковалев, В. Ф. Опаренко, Г. М. Родов, В. П. Вяткин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 6. – 33 с.
91. *Кожевников В. А.* Экспериментальное исследование износостойкости новых фрикционных материалов для муфт и тормозов кривошипных прессов / *В. А. Кожевников* // Кузнечно-прессовые машины. Расчет, исследования, испытания. – ЭНИКМАШ. – Вып. 22. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 101–110.
92. *Кожевников В. А.* Испытание работоспособности пневматической фрикционной дисковой муфты с сепараторами / *В. А. Кожевников, Р. Н. Пруцков* // Кузнечно-прессовые машины. Расчет, исследования, испытания. – ЭНИКМАШ. – Вып. 22. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 111–115.

93. *Козарезов А. И.* Исследование влияния охлаждения на износ фрикционных элементов тормозов кривошипных прессов / *А. И. Козарезов, В. А. Кожевников, А. Ф. Соколов* // Исследование и конструирование кузнечно-прессовых машин. – М. : НИИМАШ, 1971. – Вып. 25 – С. 186–190.
94. *Кошелев О. С.* К оценке конструкций уравнивающих устройств механических прессов / *О. С. Кошелев* // Исследование машин и технологии кузнечно-штамповочного производства. Тем. сб. научн. тр. № 167. – Челябинск : Изд-во ЧПИ, 1975. – С. 145–148.
95. *Крешнянский В. Г.* Повышение долговечности чашечных предохранителей / *В. Г. Крешнянский, В. П. Созыкин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1981. – № 4. – 29 с.
96. Кривошипные прессы для разделительных операций / *В. Е. Свистунов, В. В. Каржан, Б. И. Чагин* и др. – М. : НИИМАШ, 1978. – 65 с.
97. *Кулагин В. А.* Исследование зависимости работы электропривода кривошипных прессов за цикл от числа ходов / *В. А. Кулагин* // Совершенствование методов расчета кузнечно-прессовых машин. – Воронеж : ЭНИКМАШ, 1977. – С. 107–121.
98. *Кулагин В. А.* К вопросу расчета электропривода холодновысадочных автоматов / *В. А. Кулагин, А. В. Малыханов, И. В. Павлов* // Совершенствование методов расчета кузнечно-прессовых машин. – Воронеж : ЭНИКМАШ, 1977. – С. 122–131.
99. *Кудрявцев И. В.* О рациональном проектировании валов кузнечных прессов / *И. В. Кудрявцев* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 6. – 19 с.
100. *Ланской Е. Н.* Перспективы развития конструкций кривошипных прессов и проблематика исследований / *Е. Н. Ланской* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1981. – № 8. – С. 38–35.
101. *Ланской Е. Н.* Проблемы совершенствования кривошипных кузнечно-штамповочных машин / *Е. Н. Ланской* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1985. – № 8. – С. 35–35.
102. *Ланской Е. Н.* Погрешности размеров при чеканке поковок и обоснование норм жесткости чеканочных кривошипно-коленных прессов / *Е. Н. Ланской, С. Т. Баскаков, В. Н. Лобанова* // Качество, надежность и долговечность кузнечно-

- прессовых машин. – М. : НИИМАШ, 1967. – Вып. 17. – С. 91–106.
103. *Ланской Е. Н.* О нагрузках, действующих на подшипники и консоли маховичных валов прессов / *Е. Н. Ланской, В. И. Гринберг* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1975. – № 5. – 27 с.
104. *Ланской Е. Н.* Нормирование жесткости однокривошипных открытых прессов простого действия / *Е. Н. Ланской, Е. С. Назаренко, В. Н. Лобанова* // Кузнечно-прессовые машины. Расчет, исследования, испытания. – ЭНИКМАШ. – Вып. 22. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 3–9.
105. Листоштамповочные механические прессы простого действия / [*Ю. Т. Гурьев, Н. М. Долгова, Б. С. Перевозчиков* и др.] – М. : НИИМАШ, 1968. – 104 с.
106. *Месяц В. Г.* Уточненный метод определения границ допустимого эксцентричного нагружения кривошипных горячештамповочных прессов / *В. Г. Месяц, В. Н. Горожанкин, В. Н. Тынянов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1989. – № 11. – 8 с.
107. *Мещерин В. Т.* О нормах жесткости кривошипных горячештамповочных прессов / *В. Т. Мещерин, Е. Н. Ланской, В. Ф. Опаренко, В. П. Вяткин* // Исследование и конструирование новых кузнечно-прессовых машин. – М. : Машиностроение, 1966. – Вып. 14. – С. 91–119.
108. *Мещерин В. Т.* Нормативы жесткости горячештамповочных прессов / *В. Т. Мещерин, Е. Н. Ланской, В. Ф. Опаренко, В. П. Вяткин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1966. – № 2. – 24 с.
109. *Навроцкий Г. А.* Силовой анализ кривошипно-коленных прессов для холодной объемной штамповки / *Г. А. Навроцкий, В. Б. Бяльский* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 3. – 26 с.
110. *Назаренко Е. С.* Расчет энергетической характеристики кривошипных прессов простого действия / *Е. С. Назаренко* // Исследования и расчеты машин кузнечно-штамповочного производства. – ЭНИКМАШ. – Вып. 1. – М. : Машгиз, 1959. – С. 10–27.
111. *Нюнько О. И.* О коэффициенте использования числа ходов горизонтально-ковочных машин / *О. И. Нюнько, Е. А. Сави-*

- нов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1975. – № 3. – 6 с.
112. *Нюнько О. И.* О преимуществах и недостатках горизонтально-ковочных машин с горизонтальным разъемом матриц / *О. И. Нюнько, Е. А. Савинов* // Кузнечно-штамповочное производство, – 1976. – № 11. – С. 25–35.
113. *Нистратов А. Ф.* Крутящий момент и КПД кривошипных рабочих механизмов прес сов / *А. Ф. Нистратов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1965. – № 9. – 23 с.
114. *Норицын И. А.* Предельное число включений кривошипных машин при работе на единичных ходах / *И. А. Норицын, В. И. Власов, В. Г. Плюгачев, И. Н. Филькин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1964. – № 4. – 27 с.
115. *Овчинников А. Г.* Исследование работы маховичного привода кривошипного прессы / *А. Г. Овчинников* // Машины и технология обработки металлов давлением : Труды МВТУ. – М. : Машгиз, 1960. – № 98. – С. 49–57.
116. *Опаренко В. Ф.* Некоторые вопросы защиты кривошипных горячештамповочных прессов от перегрузок и заклинивания / *Опаренко В. Ф., Ковалев В. В.* // Кузнечно-прессовые машины. Расчет, исследования, испытания. – ЭНИКМАШ. – Вып. 22. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 29–52.
117. *Опаренко В. Ф.* Экспериментальное исследование эффективности разгрузки от веса маховика подшипников эксцентрикового вала кривошипного горячештамповочного прессы / *В. Ф. Опаренко, В. В. Ковалев, Р. Н. Пруцков* // Кузнечно-прессовые машины. Расчет, исследования, испытания. – ЭНИКМАШ. – Вып. 22. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 53–60.
118. *Орлов П. Г.* К расчету сил сопротивления в дисковых муфтах и тормозах с вкладышами из гетинакса / *П. Г. Орлов* // Вестник машиностроения. – 1963. – № 2. – 18 с.
119. *Орлов П. Г.* Определение усилий на направляющие ползунков многопозиционных листоштамповочных автоматов при их внецентренном нагружении / *П. Г. Орлов, Ю. П. Погорелов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 8. – 20 с.
120. *Перевозчиков Б. С.* Экономические параметры однокривошипных открытых прессов простого действия / *Б. С. Пере-*

- возчиков, Л. В. Перевозчикова, И. З. Мансуров // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 3. – С. 33–35.
121. *Победин И. С.* К расчету фрикционных муфт в тяжелом машиностроении / *И. С. Победин* // Вестник машиностроения. – 1949. – № 2. – 48 с.
122. *Подрабинник И. М.* К выбору основных параметров механических прессов для выдавливания / *И. М. Подрабинник, Е. М. Родов* // Исследование и конструирование новых кузнечно-прессовых машин. – ЭНИКМАШ. – Вып. 14. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 68–78.
123. *Подрез С. А.* Оптимальные значения запасов энергии маховиков, углов номинального давления и чисел ходов ползунов у прессов простого действия действия / *С. А. Подрез* // Исследования и расчеты машин кузнечно-штамповочного производства. – ЭНИКМАШ. – Вып. 1. – М.: Машгиз, 1959. – С. 3–9.
124. Прессы механические листоштамповочные двойного и тройного действия / [Ю. Т. Гурьев, А. А. Коноплин, Б. С. Перевозчиков и др.] – М.: НИИМАШ, 1968. – 60 с.
125. *Пруцков Р. Н.* Влияние различных факторов на коэффициенты трения в подшипниках скольжения кривошипных горячештамповочных прессов с жидкой циркуляционной смазкой / *Р. Н. Пруцков* // Совершенствование методов расчета кузнечно-прессовых машин. – Воронеж, ЭНИКМАШ, 1977. – С. 68–82.
126. *Ремих И. А.* Расчет потерь холостого хода кривошипных прессов / *И. А. Ремих* // Исследование и конструирование новых кузнечно-прессовых машин. – ЭНИКМАШ. – Вып. 14. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 3–10.
127. *Ривин Е. И.* Принципы установки механических прессов на виброизолирующих опорах / *Е. И. Ривин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 10. – 20 с.
128. *Розенблат М. М.* К оценке работоспособности подшипников скольжения кривошипных прессов / *М. М. Розенблат* // Кузнечно-прессовые машины. Расчет, исследования, испытания. ЭНИКМАШ. – Вып. 22. – М.: Машиностроение, 1969. – С. 90–100.
129. *Ромалис Б. Л.* К проверке контактной прочности бронзовых вкладышей кривошипных прессов / *Б. Л. Ромалис* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1977. – № 3. – 11 с.

130. *Савинов Е. А.* Горизонтально-ковочная машина с безмуфтовым приводом усилием 250 тс модели В1134 / *Е. А. Савинов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 11. – 35 с.
131. *Савинов Е. А.* К вопросу о недостатках конструкции и методики проектирования систем включения кривошипных прессов / *Е. А. Савинов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1988. – № 9. – С. 31.
132. *Савинов Е. А.* Механизм зажима с бесступенчатым регулированием величины предварительного напряжения в системе инструмент – зажимной механизм – станина горизонтально-ковочной машины / *Е. А. Савинов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1975. – № 2. – 32 с.
133. *Савинов Е. А.* Новые конструкции предохранителей / *Е. А. Савинов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1975. – № 12. – С. 31–32.
134. *Савинов Е. А.* Унификация и принципы проектирования машин / *Е. А. Савинов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1990. – № 10. – 18 с.
135. *Свистунов В. Е.* Направления развития систем включения кривошипных прессов / *В. Е. Свистунов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1986. – № 10. – С. 28–35.
136. *Свистунов В. Е.* Результаты математического моделирования кривошипных прессов с компактными исполнительными механизмами / *В. Е. Свистунов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1986. – № 10. – 28 с.
137. *Свистунов В. Е.* Расчет исполнительных механизмов кривошипных машин с учетом распределения нагрузок и зазоров в подвижных соединениях / *В. Е. Свистунов, А. Ф. Канлин* // Вестник машиностроения. – 1976 – № 6. – 38 с.
138. *Смолянинов В. П.* О размещении фрикционной муфты включения в кривошипном прессе / *В. П. Смолянинов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1962. – № 5. – 34 с.
139. *Соснин О. М.* Выбор пары двигатель-маховик для кривошипной кузнечно-прессовой машины (пресса) исходя из допустимого нагрева двигателя / *О. М. Соснин, А. Н. Банкетов* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 1. – 8 с.
140. *Сторожев М. В.* Основы расчета кривошипных прессов / *М. В. Сторожев, В. Н. Копылов* // Вестник металлопромышленности. – 1935. – № 10. – 11 с.

141. Технологические особенности и основные направления развития тяжелых кузнечно-прессовых машин для горячей объемной штамповки / [В. И. Власов, В. В. Лебедев, И. Н. Филькин и др.] – М. : НИИМАШ, 1973. – 108 с.
142. Титаренко Н. И. Основы конструирования высокоточных холодноштамповочных прессов / Н. И. Титаренко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 4. – 25 с.
143. Титаренко Н. И. Экспериментальное исследование горизонтальной жесткости системы пресс – разделительный штамп / Н. И. Титаренко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 6. – 30 с.
144. Токарев И. К. Исследование энергетики включения фрикционных муфт кривошипных прессов / И. К. Токарев, А. Ф. Каплин, Н. Ф. Мартынов, Н. И. Афонина // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 10. – 28 с.
145. Тынянов В. Н. Зубчатые передачи современных конструкций двух- и четырехкривошипных прессов / В. Н. Тынянов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 4. – 30 с.
146. Тынянов В. Н. Метод определения нулевого значения угла смещения кривошипа двух- и четырехкривошипных прессов / В. Н. Тынянов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 9. – 25 с.
147. Тынянов В. Н. О проектировании зубчатых приводов с наименьшей массой для кривошипных прессов / В. Н. Тынянов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 9. – 31 с.
148. Тынянов В. Н. О разбивке общего передаточного числа двухступенчатых зубчатых приводов кривошипных машин / В. Н. Тынянов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 9. – 30 с.
149. Тынянов В. Н. Основы проектирования малоинерционных зубчатых приводов кривошипных прессов / В. Н. Тынянов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1975. – № 10. – 33 с.
150. Тынянов В. Н. Обоснование размеров двухэксцентриковых валов горячештамповочных прессов на стадиях эскизного и технического проектирования / В. Н. Тынянов, Э. Р. Гольник, В. Н. Горюжанкин, И. Г. Радченко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1989. – № 5. – 5 с.
151. Тынянов В. Н. Проектирование двухступенчатых зубчатых передач механических прессов / В. Н. Тынянов, И. Н. Филькин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 10. – 30 с.

152. Українсько-російський словник наукової термінології / За заг. ред. Л. О. Симоненко. – К.–Ірпінь : ВТФ «Перун», 2004. – 416 с.
153. Филькин И. Н. О выборе размера между опорами ползуна двухкривошипного пресса / И. Н. Филькин, Л. И. Аксютко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 3. – 25 с.
154. Филькин И. Н. Комплексный метод проектирования тяжелых прессов / И. Н. Филькин, В. Н. Тынянов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 7. – 30 с.
155. Фрикционные дисковые муфты и тормоза кривошипных прессов / [В. В. Лебедев, В. А. Кожевников, А. И. Козарезов, Ю. Т. Гурьев]. – М. : НИИМАШ, 1970. – 92 с.
156. Шило Н. В. Новое в конструкции КГШП-6300 / Н. В. Шило, В. Р. Любимов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1985. – № 2. – С. 28–35.
157. Ширяев А. Ф. Методические особенности обоснования оптимальных рядов кузнечно-прессовых машин прессов / А. Ф. Ширяев, В. И. Демчук, С. Д. Штипельман // Исследование и конструирование новых кузнечно-прессовых машин. – ЭНИКМАШ, вып. 14. – М. : Машиностроение, 1966. – С. 56–68.
158. Щетинин Т. А. Вопросы энергетики двухскоростных муфт прессов / Т. А. Щетинин // Исследование и конструирование новых кузнечно-прессовых машин. – ЭНИКМАШ. – Вып. 14. – М. : Машиностроение, 1966. – С. 44–55.
159. Явтушенко А. В. Кинематические характеристики исполнительных механизмов кривошипных прессов / А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. А. Васильченко // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки металів тиском у машинобудуванні. – Зб. наук. пр. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – 128 с.
160. Явтушенко А. В. Зубчато-рычажные исполнительные механизмы специализированных кривошипных прессов / А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. А. Васильченко // Тематич. сб. научн. тр. «Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении». – Краматорск : ДГМА, 2006. – 436 с.
161. Явтушенко А. В. Расчет параметров включения и остановки планетарного привода кузнечно-прессовых машин /

- А. В. Явтушенко, В. И. Дубина, А. В. Руденко, Е. А. Савинов* // Вестник машиностроения. – 1982. – № 5. – 36 с.
162. *Явтушенко А. В.* Совершенствование систем включения кривошипных кузнечно-прессовых машин / *А. В. Явтушенко, А. В. Руденко, В. А. Рыбинок* – К.: Знания, 1980. – 24 с.
163. *Явтушенко А. В.* Планетарные механизмы в приводе кривошипных прессов / *А. В. Явтушенко, В. В. Широкобоков, А. В. Глебенко* // Мир техники и технологий. – 2005. – №1(38), – С. 57.
164. *Явтушенко А. В.* Усовершенствование систем включения кузнечно-прессового оборудования / *А. В. Явтушенко, В. В. Широкобоков, А. В. Глебенко* // Сб. научн. трудов «Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении». – Краматорск : ДГМА, 2004. – 19 с.
165. *Явтушенко А. В.* Кинематические характеристики исполнительных механизмов кривошипных прессов / *А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. А. Васильченко* // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки металів тиском у машинобудуванні. – Зб. наук. пр. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – 128 с.
166. *Явтушенко А. В.* Кинематический анализ зубчато-рычажного главного исполнительного механизма специализированных кривошипных прессов / *А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. А. Васильченко* // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Ч. 1. – Луганськ : вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – № 6 (100). – 35 с.
167. *Явтушенко А. В.* Оптимизация длины шатуна зубчато-рычажного главного исполнительного механизма кривошипных прессов / *А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. А. Васильченко* // Тематич. сб. научн. тр. «Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении». – Краматорск : ДГМА, 2007. – 306 с.
168. *Явтушенко А. В.* Основы синтеза зубчато-рычажных механизмов специализированных прессов / *А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. А. Васильченко* // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. М. Остроградського.

- кого. – Кременчук : КДПУ, 2007. – Вип. 1 / 2007 (42). – С. 36–65.
169. *Явтушенко А. В.* Динамическая модель планетарного привода кривошипных прессов / *А. В. Явтушенко, Т. А. Васильченко, А. В. Глебенко* // Вісник Кременчуцького державного технічного університету ім. М. Остроградського. – Кременчук : КДТУ. – 2009. – Вип. 6 / 2009 (59, ч. 2). – 44 с.
170. *Явтушенко А. В.* Кинематические характеристики дезаксиального кривошипно-ползунного механизма / *А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, О. А. Калантаева* // Вісник Кременчуцького державного технічного університету ім. М. Остроградського. – Кременчук : КДТУ, 2009. – Вип. 6/2009 (59, ч. 2). – 94 с.
171. *Явтушенко А. В.* Математическая модель планетарного привода кривошипных прессов / *А. В. Явтушенко, Б. П. Серета, Т. А. Васильченко, А. В. Глебенко* // Вісник Національного технічного університету України «КПІ», сер. «Машинобудування». – Київ, 2010.– Вип. 60. – 200 с.
172. *Quercy A.* Travail des métaux en feuilles. Decoupage – emboutissage. – Paris : Dunod, 1962. – 288 p.
173. *Metal forming handbook / Schuler.* – Berlin; Heidelberg; New York etc. : Springer, 1998. – 563 p.

**ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК****Аналіз**

кінематичний кривошипно-колінного механізму, 40  
кінематичний кривошипно-повзунного механізму, 31

**База деформації**

64, 66

**Вал**

головний, 150  
допустимі зусилля, 153  
класифікація, 150  
методи розрахунку, 151  
приймальний, проміжний, 216  
розрахунок на витривалість, 220  
розрахунок на статичну міцність, 218

**Витрати енергії**

на вмикання, 60  
на пластичну деформацію, 63  
на пружну деформацію, 63  
на робочий хід, 63  
на тертя під час робочого ходу, 63  
на холості переміщення механізмів, 60

**Виштовхувач, 362****Врівноважувач, 376****Вставка**

вибір, 238  
параметри, 241

**Гальмо**

маховика, 375  
системи вмикання  
вибір типу, 237  
розрахунок на працездатність, 284  
розрахунок перевірочний, 280

розрахунок приведеного терміну служби, 286  
розрахунок проектувальний, 237

**Головний виконавчий механізм**

розрахункові схеми, 153  
розрахунок, 106

**Графік**

зусиль типової технологічної операції, 63  
навантажувальний, 66  
припустимих зусиль на повзуні, 204  
пружної деформації (жорсткості), 72  
робото спроможності пресу, 103

**Двигун**

потужність, 91  
тип  
асинхронний, 91, 401  
з підвищеним ковзанням, 97, 403  
з фазним ротором, 98, 405  
число обертів, 42

**Деформація**

повзуна багато кривошипного преса, 123  
станини загальна, 314, 320, 327-329, 347  
кутова, 314  
стійок станини, 342, 345  
столу станини, 348  
траверси станини, 347

**Діаметр**

головного валу, 153  
маховика, 95  
поверхні тертя, 242, 245  
приймального валу, 216  
шпильки стяжної, 337

**Дезаксіал**

величина, 24, 120  
ступінь дезаксіалу, 24, 26

**Довговічність**

клинопасової передачі, 211  
муфти, гальма, 286

**Жорсткість пресу, 66****Енергетика**

витрати енергії за цикл, 60  
розрахунок моменту інерції маховика, 92  
розрахунок потужності двигуна, 91

**Зазор в напрямних, 113, 114****Заклинювання пресу, 53****Запас**

міцності головного валу, 152, 169  
міцності зубчастої передачі валу, 145  
міцності повзуна, 114  
міцності проміжного чи приймального валу, 219, 222  
міцності стрижня шатуна, 138, 140

**Зона припустимого нецентрального навантаження, 131****Зусилля**

номінальне, 205  
питомі в парах *ГВМу*, 175  
що допускається міцність головного валу, 153  
що допускається міцністю зубчастої передачі, 187

**З'єднання шатуна, 141****ККД**

передач  
зубчастих, 91  
клиноремінних, 91  
робочого ходу, 102  
циклу, 102

**Ковзання**

двигуна номінальне, 91, 97, 98  
клиноремінної передачі, 91, 206

**Коефіцієнт**

використання числа ходів, 92  
довговічності по статичних навантаженнях, 138  
запасу зчеплення муфти, 272  
запасу міцності головного валу, 169  
запасу міцності зубчастих передач, 196  
запасу міцності повзуна, 114  
запасу міцності проміжного валу  
на витривалість, 222  
статичний, 219  
запасу міцності шатуна, 138, 140  
запасу потужності двигуна, 91  
еквівалентного навантаження головного валу, 169  
еквівалентного навантаження зубчастої передачі, 197  
нерівномірності навантаження шатунів, 121  
нерівномірності ходу маховика, 93  
середньої швидкості повзуна, 32  
тертя в *ГВМи*, 52  
тертя на поверхнях муфти і гальма, 241  
форми графіка моменту, 93  
шатуна, 24

**Кут**

гальмування, 244, 282  
зачеплення, 169, 189  
кінця робочого ходу, 74  
мертвого тертя, 55  
настановний, 168  
номінальний, 205  
приведений робочого ходу, 53  
початку робочого ходу, 74  
робочого ходу, 74, 94

**Матеріал**

пар тертя муфти і гальма, 238  
підшипників головного валу, 176

**Маса повзуна**, 377

**Маховик**

момент інерції, 92  
припустима швидкість, 95  
час розгону, 95

**Механізм**

кривошипно-колінний, 29, 40  
кривошипно-повзунний, 24, 31  
регулювання закритої висоти, 370  
регулювання ходу повзуна, 373

**Модуль зачеплення**, 193

**Момент**

інерції веденої частини приводу, 60  
інерції ведучої частини приводу, 60  
інерції маховика, 92  
мінімальний крутильний, 187, 188  
розрахунковий  
муфти, 243, 266  
гальма, 244, 280

**Муфта**

вибір типу, 237  
розрахунок на працездатність, 284  
розрахунок перевірочний, 266  
розрахунок приведеного терміну служби, 286  
розрахунок проектувальний, 237

**Напрявні повзуна**

додаткові, 109  
розрахунок, 127

**Нарізка шатуна**, 140

**Параметри**

вставок муфти і гальма, 241, 252

**Передатне відношення передачі**

загальне, 44  
зубчатої, 44, 188  
ремінної, 44, 206

**Передача**

зубчаста, 184  
клиноремінна, 205

**Перетин перехідний наповнення і спорожнення**

гальма, 299  
муфти, 298  
ресивера, 298

**Підшипник**

головного валу, 176  
приймального валу, 227

**Плече крутильного моменту**

ідеальне приведенне, 52  
приведене, 52  
тертя, 52

**Подушка гідропневматична**, 363

**Показник зносу припустимий**, 285

**Повзун**

без додаткових напрямних, 108  
ГКМ, 118  
двох і чотирьох кривошипних пресів, 121  
з додатковими напрямними, 109  
зона припустимого навантаження, 131

**Потужність**

двигуна, 90  
питома тертя в напрямних повзуна, 132  
тертя в опорах ГВМу, 178



**Працездатність муфти і гальма, 284**

**Привід, передачі**

зубчасті, 184

клиноремінні, 205

структура і кінематичні схеми, 181

**Планетарний привід преса**

передатне відношення, 232

призначення, 230

спрощений розрахунок вмикання та зупинки, 230

число зубців коліс, 235

**Прискорення повзуна, 33**

**Пристрій запобіжний, 375**

гідропневматичний, 381

ламкий, 385

пружинний, 389

фрикційний, 380

**Пристрій притискний, 363**

**Прогин хобота, 113**

**Пружина**

гальма, 256

муфти, 255, 270

**Радіус**

кривошипа, 24

поверхні тертя, 242, 245

**Ресивер, 297**

**Розподіл передатного відношення, 47**

**Сила інерції ГВМу, 136**

**Синтез**

кривошипно-колінного механізму, 29

кривошипно-шатунного механізму, 24

**Статика**

кривошипно-колінного механізму, 58

кривошипно-шатунного механізму, 52

**Станина**

відкрита, 306

закрита складена, 337

закрита цільна, 318

**Стіл КГШП, 389**

**Ступінь дезаксиалу, 24, 26**

Схема кінематична преса, 20

**Термін служби**

клиноремінної передачі, 211

пресу, 169

фрикційних матеріалів, 286

**Тиск на поверхнях тертя**

гальма, 281

муфти, 268

припустимий, 241

**Хід**

виштовхувача, 262

повзуна номінальний, 32

подвійний, 40

поршня гальма, 255

поршня муфти, 255

робочого ходу, 63

**Хобот повзуна, 109, 118**

**Циліндр**

гальма, 254

врівноважувача, 378  
муфти, 253

**Час розгону маховика, 95**

**Число обертів**

двигуна, 45  
маховика, 92

**Число ходів повзуна, 45**

**Число вмикань преса, 91**

**Шатун**

довжина, 24  
нарізка шатуна, 140  
розрахункові зусилля, 135  
розрахунок на витривалість, 139  
розрахунок на статичну міцність, 137

**Швидкість**

кутова  
головного валу, 31  
маховика, 94  
повзуна, 33  
повзуна максимальна, 33  
припустима маховика, 95

*Навчальне видання*

**ЯВТУШЕНКО Олександр Вікторович**  
**ГЛЕБЕНКО Анна Володимирівна**  
**ВАСИЛЬЧЕНКО Тетяна Олександрівна**

**Проектування та розрахунок кривошипних пресів**  
**Курсове проектування**

Відповідальний за видання  
Технічний редактор  
Комп'ютерний набір і верстка

*О. В. Явтушенко*  
*Н. О. Савчук*  
*А. В. Глебенко*

Підп. до друку 13. 03. 12. Формат 60×84/16. Бум. офс.  
Різогр. друк. Ум. друк. арк. 25,3. Тираж 300. Зам. № 365

Запорізький національний технічний університет  
Україна, 69063 Запоріжжя, вул. Жуковського, 64  
Тел.: 8 (061) 769–82–96, 220–12–14.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до державного реєстру видавців, виготівників  
і розповсюджувачів видавничої продукції  
від 27.12.2005 р., серія ДК № 2394