

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**щодо вибору, обґрунтування та розрахунку основних вузлів  
металорізальних верстатів, які впливають на технологічні  
можливості обладнання та точність обробки (шпиндельні вузли,  
напрямні та тягові пристрої приводу подач) при курсовому та  
дипломному проектуванні для студентів спеціальності**

**131 «Прикладна механіка»**

Затверджено  
редакційно–видавничою  
радою університету,  
протокол №1 від 22.06.2017

Харків  
НТУ «ХП»  
2017

**Методичні вказівки** щодо вибору, обґрунтування та розрахунку основних вузлів металорізальних верстатів, які впливають на технологічні можливості обладнання та точність обробки (шпиндельні вузли, напрямні та тягові пристрої приводу подач) при курсовому та дипломному проектуванні для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» / укладачі В.Д. Хіцан, О.М. Ушаков, Є.В. Басова. – Х.: НТУ «ХП», 2017. – 80 с.

Укладачі: В.Д. Хіцан,  
О.М. Ушаков,  
Є.В. Басова

Рецензент: О.О. Клочко

Кафедра технології машинобудування та металорізальних верстатів

## **Вступ**

У процесі виробничої діяльності перед інженером машинобудівником постає низка питань, пов'язаних із забезпеченням міцності, надійності, заданої довговічності верстатів при їх мінімальних розмірах і металоємності.

Ці питання стають особливо актуальними при розробці приводів руху верстатів, напрямних і тягових пристроїв, оскільки їх працездатність і габарити в значній мірі впливають на експлуатаційні показники технологічного обладнання вцілому.

Методичних вказівок розглянуті критерії щодо працездатності основних вузлів металорізальних верстатів вцілому та їх складових частин окремо. Наведені осоловості функціонування, розрахунку та конструювання відповідальних одиниць металорізального обладнання.

Методичні вказівки призначені надати допомогу студентам в освоєнні основ розрахунку і проектування металорізальних верстатів.

## Шпиндельні вузли верстатів

### Основні вимоги

Шпиндель є кінцевою ланкою приводу головного руху та призначений для кріплення інструменту або заготовки. Шпиндель чинить істотний, часто лімітуючий, вплив на точність, продуктивність і надійність усього верстата.

Шпиндельні вузли повинні забезпечити:

- передачу на заготовку або інструмент розрахункових режимів для заданих технологічних операцій;
- точність обертання, що оцінюється радіальним і осьовим биттям переднього кінця шпинделя. Для верстатів загального призначення, залежно від класу точності верстата, вона повинна відповідати стандартним значенням. Для спеціальних верстатів точність обертання залежить від необхідної точності обробки:

$$\Delta \leq \Delta_{д/3}, \quad (1)$$

де  $\Delta$  – биття шпинделя;

$\Delta_{д/3}$  – допуск на лімітуючий розмір готового виробу;

- жорсткість (радіальна і осьова), визначається за деформаціями шпинделя під навантаженням, при цьому жорсткість зосереджена на кінці шпинделя, Н/мкм

$$J = F/y, \quad (2)$$

де  $F$  – сила, що прикладена на передньому кінці шпинделя, Н;

$y$  – прогин переднього кінця шпинделя, мкм.

Деформація шпиндельних вузлів в загальному балансі пружних переміщень верстата доходить до 50%, а в деяких типах до 85%. Єдиних норм для призначення жорсткості шпиндельних вузлів не існує. Виходячи з нормальної роботи підшипників, жорсткість на ділянці між опорами обмежується величиною  $250 \div 500$  Н/мкм, що лімітує діаметр шпинделя

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \div 0,1)l^3}, \quad (3)$$

де  $l$  – відстань між опорами шпинделя.

Можливо також визначення жорсткості шпинделя, виходячи з вимог до точності обробки. При цьому визначають прогин  $y$  від сил

різання і моменту приводу при відповідних режимах обробки. Прогин обмежується допуском на лімітуючий розмір точності деталі:

$$y \leq \Delta_{0/3}, \quad (4)$$

- вібростійкість (високу динамічну якість), яка визначається амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань.

Вібрації, що виникають в шпиндельному вузлі, негативно впливають на точність і чистоту обробки, стійкість інструменту і продуктивність верстата. Бажано, щоб власна частота коливань шпинделя була не нижча 500–600 Гц;

- мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла, оскільки вони впливають як на точність обробки, так і на працездатність опор. Тепловиділення регламентуються допустимим нагрівом підшипників. Рекомендації:

Таблиця 1 – Допустимі межі нагріву підшипників

Клас точності	Н	П	В	А	З
Допустима температура зовнішнього кільця $t, ^\circ C$	70	50–55	40–45	35–40	28–30

- довговічність шпиндельних вузлів, яка залежить від довговічності опор шпинделя, що у свою чергу багато в чому залежить від ефективності системи змащування, ущільнень, частоти обертання, величини попереднього натягу в підшипниках кочення і так далі. Довговічність шпиндельних вузлів не регламентована, її визначають по втомі, зносу деталей підшипника або втраті мастильних властивостей масла. Діаметр шийки шпинделя вибирають за критерієм жорсткості, що зазвичай забезпечує довговічність підшипників до  $L_h = (12 \div 20) \cdot 10^3$  год. При застосуванні безконтактних підшипників (гідростатичних, гідродинамічних і аеростатичних) довговічність шпиндельних вузлів теоретично вважають необмеженою;

- швидке і точне закріплення інструменту або оброблюваної деталі в шпинделі верстата;

- мінімальні витрати на виготовлення, зборку і експлуатацію шпindelного вузла при задоволенні усіх інших вимог.

### ***Конструкція шпindelного вузла***

Конструкція шпindelного вузла залежить від типу і розмірів верстата, класу його точності, граничних параметрів процесу обробки (максимальної частоти обертання  $n_{max}$ , ефективної потужності двигуна).

На конструкцію шпindelного вузла впливають наступні чинники:

– конфігурацію переднього кінця шпindelа вибирають залежно від способу кріплення інструменту або заготовки. Оскільки для їх кріплення застосовують стандартні пристосування, то передні кінці шпindelів для більшості типів верстатів стандартизовані, а центрування здійснюється конусом Морзе, конусами з параметрами 7 : 24 або 1 : 3 або циліндричними отворами;

– конфігурація внутрішніх поверхонь визначається наявністю отвору для пруткового матеріалу та конструкцією затискного пристрою, що вбудовується в шпindelь;

– тип приводного елемента залежить, у першу чергу, від частоти обертання шпindelа, величини передаваної сили, вимог до плавності обертання шпindelа, а також від загального компонування приводу. Зубчасті передачі найбільш прості і компактні, вони передають великі крутні моменти, проте, із-за похибок і передач збурень на шпindelь їх зазвичай не застосовують в прецизійних верстатах, а також при високих частотах обертання шпindelа. При застосуванні пасової передачі конструкція ускладнюється (збільшуються її розміри), особливо якщо шків встановлюють на самостійні опори для розвантаження шпindelа. Проте, при цьому істотно підвищується плавність обертання шпindelа, зменшуються динамічні навантаження в приводі верстатів з переривчастим характером процесу різання. Приводні шестерні і шків повинні мати посадки без проміжку і бути розташовані ближче до опор.

Для привода швидкісних шпindelів, наприклад, шліфувальних верстатів, часто застосовують високочастотні асинхронні електрошпindelі (двигуни) з короткозамкнутим ротором, які і несуть шліфувальний круг.

У верстатах з високими вимогами до шорсткості оброблених поверхонь ( $Rz < 0,05$  мкм), для повного виключення передачі збурень на шпиндель, застосовують інерційний привід. У такому випадку після розгону шпиндель з маховиком відключають від приводу, в результаті чого обробку деталі приводять на вільному вибігу.

Тип опор шпинделя, який визначає форму посадочних місць, вибирають на підставі вимог до точності обробки і швидкохідності приводу, яка в свою чергу визначається швидкісним параметром – добутком ( $d \cdot n$ ), де  $d$  – діаметр отвору під підшипник, мм;  $n$  – частота обертання шпинделя, об/хв ( $\text{хв}^{-1}$ ).

Таблиця 2 – Точність і швидкохідність шпиндельних вузлів на різних опорах

Тип опор	Радіальне і осьове биття шпинделя, мкм	Відхилення від круглості обробленого виробу, мкм	Швидкісний параметр
Кочення	1,00	1,0	0–10
Гідродинамічні	0,50	0,5	1–10
Гідростатичні	0,05	0,2	0–15
Аеростатичні	0,1	0,5	5–40

Враховуючи ці параметри, а також те, що підшипники кочення мають меншу вартість при централізованому виготовленні та є простими в експлуатації їх використовують у більшості (>95%) шпиндельних вузлів верстатів.

Методи змащування багато в чому визначають надійність роботи шпиндельного вузла. Для підшипників кочення застосовують рідкий або твердий мастильний матеріал. Приблизні межі застосування різних методів змащування по параметру  $dn_{\max} 10^{-5}$  мм об/хв риведені в табл. 3.

Рідке мастило застосовують при усіх числах обертів шпинделя. При дуже високих числах обертів шпинделя змащування рідким мастилом є єдиним можливим варіантом системи змащування. Кінематична в'язкість  $1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$ ;  $1 \text{ сСс} = 10^{-2} \text{ Ст}^2/\text{с}$ .

Змащування зануренням для шпindelьних вузлів практично не застосовують. Такий метод може бути застосованим лише при малих числах обертів шпindelя.

Таблиця 3 – Межі застосування різних методів змащування по параметру  $dn_{\max} 10^{-5}$  мм об/хв

<b>Зануренням</b>	5,5–8
<b>Розбризкуванням</b>	2,2–3,2
<b>Циркуляційне</b>	4,2–6
<b>Краплинне</b>	2,8–4
<b>Масляним туманом</b>	5,5–8
<b>Під Тиском</b>	7,5–10
<i>Примітка:</i> менші значення параметру для важких серій підшипників, великі – для особливо легких	

При змащуванні розбризкуванням від шестерень приводу мастило подається безпосередньо в підшипники. Слід враховувати, що в цьому випадку мастило поступає до підшипників забрудненим продуктами зношування шестерень коробки, крім того, для нормальної роботи системи змащування частота обертання шпindelя не має бути низькою.

Циркуляційне змащування забезпечує необхідну, за умовами тепловідводу, витрату мастила через підшипник і охолоджує його. В більшості випадків система циркуляційного змащування є загальною для шпindelя і усієї коробки швидкостей, розподільні системи змащування застосовують для високошвидкісних шпindelьних вузлів. Необхідно зазначити, що циркуляційна система змащування включає систему охолодження, яка може відбуватися природно (у баку відстійнику) або за допомогою установки для штучного охолодження.

При краплинному методі змащування мастило до підшипників постачається незалежно від інших елементів приводу, таким чином в них подається обмежена кількість мастила (до 100 г в годину), що зменшує тепловідділення в системі. В цьому випадку необхідно запобігати попаданню в підшипники мастила з коробки швидкостей.



Змащування методом масляного туману застосовують у високошвидкісних вузлах, при цьому окрім постійного і рівномірного змащування здійснюється інтенсивне охолодження підшипника стислим повітрям. Такий механізм використовується для утворення масляного туману в спеціальних масло–розпилювачах. Надмірний тиск повітря в підшипнику перешкоджає попаданню в нього зовнішніх забруднень.

Проточне змащування збризуванням (під тиском) зі строгим дозуванням застосовують при роботі шпindelного вузла в особливо напружених умовах (при високих частотах обертання). В цьому випадку мастило під тиском, за допомогою спеціальних дозаторів, періодично впорскується через сопла безпосередньо в проміжок між сепаратором і кільцем підшипника. Таким чином долається повітряний бар'єр, що створюється підшипником при високих частотах обертання.

### ***Вибір рідких мастил для шпindelних вузлів***

В'язкість мастила для змащування шпindelних вузлів обирають залежно від умов роботи вузла та безпосередньо самої системи змащування.

Для змащування швидкохідних опор застосовують малов'язкі мастила, для важко навантажених не швидкохідних опор – мастила середньої в'язкості. У багатьох випадках застосовують мастила з антизадирними, антипінними і антизакислювальними присадками. Є рекомендації по вибору в'язкості мастила для шпindelних вузлів. Проте остаточний вибір сорту мастила та кількості, що подається в підшипник, необхідно робити на підставі результатів випробувань прототипів верстатів.

Тверді мастильні матеріали застосовують в шпindelних вузлах при відносно низьких частотах обертання шпинделя, особливо вони зручні для шпindelних вузлів, що працюють у вертикальному або похилому положенні. Слід враховувати, що надлишок мастильного матеріалу у підшипнику веде до підвищення температури в опорі і витікання мастильного матеріала, а недостатня його кількість – призводить до швидкого виходу з ладу підшипників. Для захисту

підшипників шпинделя від проникнення в них бруду, пилу і охолоджувальної рідини, а також для перешкоди витіканню мастильного матеріалу застосовують ущільнення шпиндельних вузлів. Для цього найчастіше застосовують безконтактні лабиринтові ущільнення для зменшення тепловиділень у вузлі і виключення зношування ущільнень.

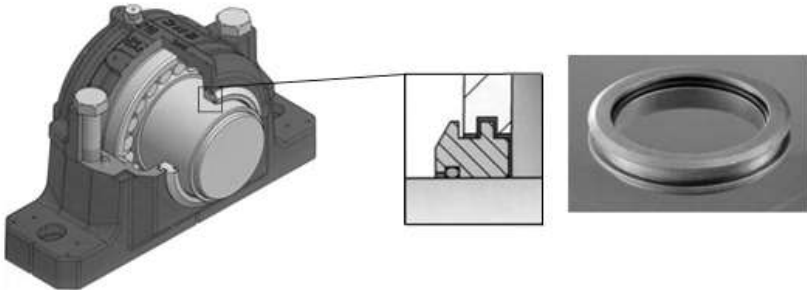


Рисунок 1 – Лабіринтне ущільнення

### ***Матеріали шпинделів і термообробка***

Для шпинделів верстатів нормальної точності застосовують конструкційні сталі 45, 50, 40X з поверхневим загартуванням (зазвичай загартування з нагрівом токами високої частоти) до твердості 48–56 HRC. Шпинделі складної форми виготовляють із сталей 50X, 40XГР і застосовують об'ємне загартування до твердості 56–60 HRC. Для прецизійних верстатів в умовах рідинного змащування застосовують низьковуглецеві сталі 20X, 18XГТ, 12ХН3А із цементацією і загартуванням до твердості 56–60 HRC. Для слабонавантажених шпинделів високоточних верстатів, для зменшення внутрішніх деформацій, застосовують сталі, що можуть бути оброблені методом азотування, тобто: 38X2МЮА, 38ХВФЮА із загартуванням до твердості 63–68 HRC.

С – кремній, Г – марганець, Х – хром, Б – ніобій, В – вольфрам, М – молібден, Н – нікель, Р – бор, Т – титан, Ф – ванадій, А – азот, Д – мідь, Е – селен, Ю – алюміній, К – кобальт, Ц – цирконій.

### **Шпиндельні опори кочення**

У шпинделях верстатів для забезпечення високої вантажопідйомності, точності обертання, підвищеної жорсткості застосовують підшипники кочення спеціальних конструкцій.

Для сприйняття радіальних навантажень широко застосовують *дворядні підшипники 3182100* з циліндричними роликами. Два ряди точних роликів, розташованих в шаховому порядку, забезпечують вантажопідйомність і жорсткість підшипника при одночасній високій точності обертання. Наявність конічного отвору у внутрішнього кільця підшипника (конусність 1 : 12) дозволяють регулювати радіальний проміжок в підшипнику за допомогою осьового переміщення внутрішнього кільця підшипника відносно конічної шийки шпинделя. Аналогічні підшипники типу 3182100К мають в зовнішньому кільці чотири отвори (під кутом 90°) і кільцеву канавку через яку мастильний матеріал подається безпосередньо на доріжки кочення, що в свою чергу збільшує швидкохідність опор і підвищує надійність їх роботи.

Для сприйняття осьових сил застосовують *радіально-упорні шарикопідшипники* в звичайному виконанні 46000, за різними схемами установки у шпиндельних вузлах.



Рисунок 2 – Варіації шарикових радіально-упорних підшипників

Застосовуються також серії підшипників, що випускаються промисловістю:

2000 – роликопідшипник радіальний однорядний з короткими циліндричними роликами;

2007100 і 7000 – конічні підшипники однорядні;

8000 – шариковий упорний однорядний підшипник.

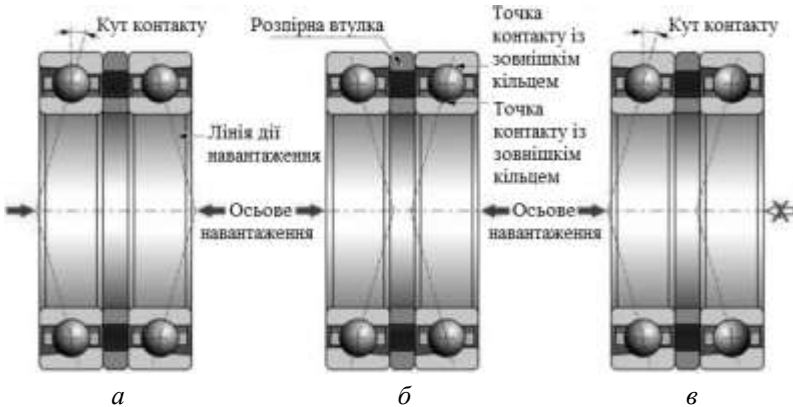


Рисунок 3 – Схеми установки спарованих радіально–упорних шарикових підшипників в шпindelних вузлах: *a* – О–образна схема; *б* – Х–образна схема; *в* – паралельна схема

В шпindelних вузлах застосовують також радіально–упорні шарикопідшипники типу 234000 з кутом контакту  $60^\circ$  (виробництва фірми СКФ) одночасно з прецизійними дворядними підшипниками з короткими циліндричними роликами типу 3182100.

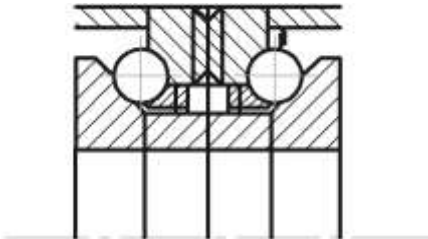


Рисунок 4 – Схематичне зображення установки спарованих радіально–упорних шарикових підшипників в шпindelних вузлах

Призначення підшипника 234000 – сприймати осьове навантаження, тобто функціонально такий підшипник є подібним звичайному упорному шарикопідшипнику. Несуча властивість та жорсткість радіально–упорних підшипників не менша, ніж у звичайних упорних шарикопідшипників, однак такі підшипники працюють при набагато більших числах обертів, у порівнянні із звичайними упорними підшипниками. Окрім того, нагрівання у таких підшипників, при однакових обертах, значно менше, ніж у упорних. Підшипник 234000 складається з двох внутрішніх кілець, двох зовнішніх кілець, двох комплектів шариків з сепаратором і дистанційного кільця, яке призначене для обмеження величини попереднього натягу.

Конічні роликопідшипники типу Гаме (виробництво фірм Франції і Англії) випускаються 5–ти типів: дворядний конічний з буртом (рис. 5, а, в) і без бурту на зовнішньому кільці; однорядний конічний з буртом і без бурта на зовнішньому кільці; однорядний конічний роликопідшипник з широким зовнішнім кільцем і вбудованими пружинами для попереднього натягу (рис. 5, б, рис. 6, б).

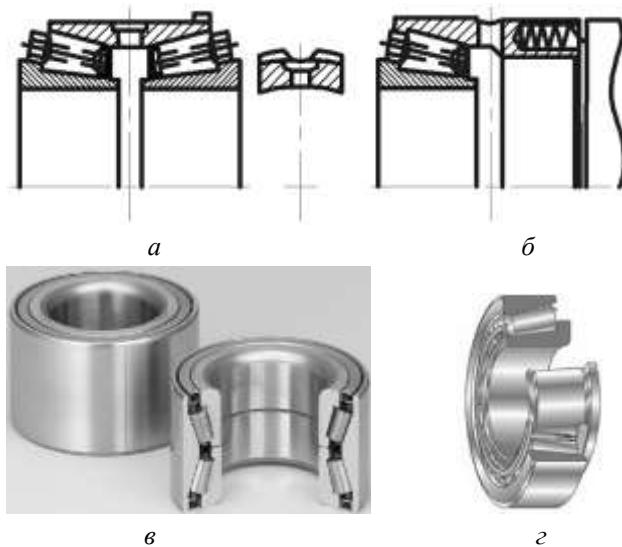


Рисунок 5 – Підшипники: а, в – дворядний конічний підшипник; б, г – однорядний роликівий конічний підшипник

Відмінність складає особлива конструкція сепаратора, забезпеченого отворами, який займає майже увесь вільний простір між доріжками кочення зовнішнього і внутрішнього кільця. Ролики – порожнисті. В результаті створюється система каналів, по яких під впливом відцентрових сил циркулює мастило.

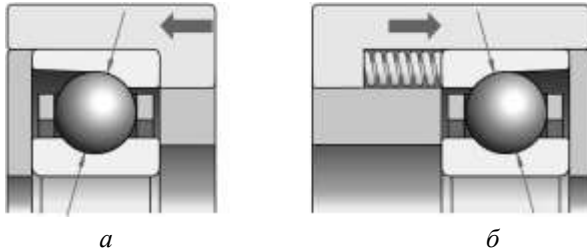


Рисунок 6 – Основні методи виконання попереднього натягу в підшипниках: *а* – жорсткий попередній натяг, *б* – пружинний попередній натяг

У дворядних роликоті підшипників Гаме кількість роликів, встановлених в сепараторі переднього кільця і сепараторі заднього кільця, різниця (у сепараторі переднього кільця на один ролик більше). Це покращує динамічні властивості підшипника.

Наявність бурту на зовнішньому кільці дозволяє використовувати при монтажі дуже зручну базу у вигляді плоского торця шпиндельної бабки. Діаметри отворів внутрішніх кілець (переднього і заднього) – не однакові, діаметр заднього кільця на декілька мікрон більший; таким чином забезпечується необхідна свобода переміщення заднього кільця підшипника при регулюванні проміжку–натягу. На рис. 5, г – підшипник відрізняється тим, що у вільній від роликів частині зовнішнього кільця розташовані пружини, які створюють осьовий попередній натяг роликоті підшипників (рис. 6, б).

Наступним різновидом підшипників визначимо *радіальні ігольчаті підшипники з упругим зовнішнім кільцем* та з саморегулюванням величини попереднього натягу (рис. 7).



Рисунок 7 – Конструкція ігольчатого роликового підшипника

Відмінність такого підшипника полягає у наявності пружно-деформованого зовнішнього кільця. При стисканні цього кільця в осьовому напрямку, можна створити попередній натяг, що дозволить на всьому діапазоні чисел обертів забезпечити беззорову роботу шпинделя.

*Ігольчаті підшипники типу «Дельта»* (виробництво фірми Наделла, Франція) залагоджені таким чином, що після монтажу підшипника у ньому виникає три зони проміжку (що розташовані під кутом  $120^\circ$ ), в яких перебігає процес вирівнювання (усування перекосу) та охолодження ігольчатих роликів. В результаті цього у підшипників типу «Дельта» є перевага над ігольчатими підшипниками звичайного типу у бистрохідності, точності та довговічності.

Підшипники типу «Дельта» складаються із зовнішнього кільця, внутрішнього кільця та комплекту ігольчатих роликів. На зовнішньому кільці є три виступи, що розміщені зі зсувом у  $120^\circ$  по колу. По виступу відбувається супрягання зовнішнього кільця із корпусом або гільзою. Цим самим полегшується пружна деформація зовнішнього кільця підшипника при регулюванні зазору – натягу. Оскільки контакт між зовнішнім кільцем підшипника і корпусом (або гільзою)

відбувається по трьох окремих участках (віступах), то деформація кільця походить таким чином, що виникає зона великого проміжку, де і відбувається охолодження і змашування ігольчатих роликів, а також їх самоустановлення (усування можливих перекосів).

*Упорні ігольчаті підшипники типу AXJ* з масивним кільцем призначені для роботи при високих числах обертів. У підшипнику подвійний сепаратор встановлюють між шпінделем і корпусом. При цьому кожний окремих сепаратор обертається зі швидкістю, що дорівнює половині швидкості шпинделя. Сепаратори з набором ігольчатих роликів утримуються з двох сторін центрального кільця. Їх встановлюють на вал із проміжком в декілька десятих міліметрів.

Для сприйняття змінного за напрямком осьового навантаження в шпіндельному вузлі встановлюють два комплекти подвійних сепараторів із середнім опорним кільцем. Між якими встановлюють дистанційне кільце, що має отвори для забезпечення подання мастила до дорожок кочення. Такий різновид двурядних ігольчатих підшипників забезпечує швидкорушність ( $d_c \cdot n_{\max} = 450000$  мм·об/хв).

Серед різноманіття конструкцій шпіндельних вузлів можна виділити вісім основних типів, що мають найбільше поширення (табл. 4).

Необхідно зазначити, що жоден з варіантів шпіндельного вузла не є оптимальним одночасно за усіма показниками. Залежно від призначення верстата і умов його роботи буде різнитися міра впливу конструктивної схеми шпіндельного вузла безпосередньо на його працездатність. Так, наприклад, тепловиділення в опорі є одним з вирішальних критеріїв для шпіндельного вузла шліфувального круга, але майже не впливає на працездатність бабки виробу шліфувального верстата і т.п.

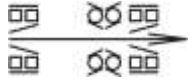
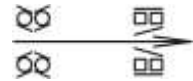
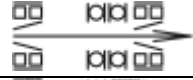
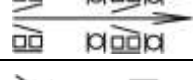
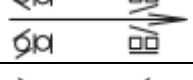
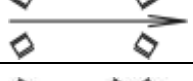
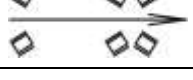
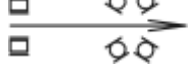
Можна розмежувати сфери ефективного застосування різних конструктивних варіантів шпіндельних вузлів.

Для шпіндельних вузлів легких високошвидкісних токарних і фрезерних верстатів рекомендуються опори за 1-ою схемою. Шпіндельні вузли такого типу мають задовільні характеристики за



усіма показниками за винятком осьової жорсткості і тепловиділення в передній опорі.

Таблиця 4 – Типові конструктивні схеми шпindelних вузлів на підшипниках кочення

№	Схема опор	Підшипники передньої опори		Підшипники задньої опори	
		Радіальний	Упорний	Радіальний	Упорний
1		3182100	46000 2 шт.	3182100	–
2		3182100	–	46000 2 шт.	–
3		3182100	8000 2 шт.	3182100	–
4		3182100	8000 2 шт.	3182100	–
5		3182100	–	46000	800
6		2007100 або 7000	–	2007100 або 7000	–
7		2007100 або 7000 2 шт.	–	2007100 або 7000	–
8		46000 2 шт.	–	2000 або 31821000 або 46000 – 2 шт.	–

Перенесення радіально–упорних підшипників в задню опору (схема 2) спрощує конструкцію і забезпечує зниження тепловиділення в опорах, проте при цьому різко зростає температурне зміщення торця шпинделя, таке є неприпустимим у ряді випадків для високоточних

верстатів. Рекомендується для порівняно тихохідних шпindelних вузлів бабок виробу, бо в них виникає лише незначний нагрів шпindelя.

Для шпindelних вузлів токарних і фрезерних верстатів середніх розмірів рекомендується схема 3. Вона має необхідну радіальну і осьову жорсткість і точність обертання. Проте значне тепловиділення в передній опорі і дія відцентрового ефекту на роботу упорних підшипників істотно обмежує верхню межу чисел обертів. Швидкохідність радіально–упорних підшипників значно вища, ніж швидкохідність упорних підшипників. Висока осьова жорсткість опор даного типу робить конструкцію застосовною для фрезерних верстатів, а також для низькообертних опор у вузлах (столах) карусельно–шліфувальних і зубофрезерних верстатів.

Розміщення упорного підшипника перед радіальним (схема 4) призводить до помітного зниження радіальної жорсткості і динамічної стійкості верстата. Така конструкція доцільна тільки для спеціальних верстатів, призначених для точної обробки торців виробів.

Схема 5 – економічна. Таке виконання забезпечує досить високу радіальну і осьову жорсткість. Проте в якості недоліку необхідно відзначити значне температурне зміщення торця шпindelя. Крім того, радіальна жорсткість вузла нижча, ніж радіальна жорсткість у схемі 3. До того ж, із–за різкої різниці величини осьової жорсткості радіально–упорного та упорного підшипників, регулювання проміжку (натягу) пов'язане з істотними труднощами. Тому схему 5 доцільно використовувати для верстатів нормальної точності при порівняно невисоких числах обертів.

При застосуванні конічних роликотпідшипників (схеми 6 і 7) за усіма показниками, окрім нагріву та граничної швидкохідності, забезпечується висока працездатність шпindelного вузла. Особливою перевагою опор цього типу полягає у тому, що конічні роликотпідшипники передньої опори одночасно сприймають радіальне і осьове навантаження. Цим усувається одне з головних конструктивних ускладнень при проектуванні шпindelних вузлів з радіальним

шарикопідшипниками – необхідність розміщення в передній опорі і радіального, і упорного підшипника.

Застосування радіально–упорних шарикопідшипників в передній опорі (схема 8) пов’язане із зміщенням несучої здатності та жорсткості вузла. Така схема є застосовною, головним чином, у випадках встановлення у легконавантажених швидкохідних шпиндельних вузлах типу шпиндельної голівки алмазно–расточного верстата, легких токарних автоматів і т.п., оскільки при малому діаметрі шпинделя різниця в жорсткості опор слабо впливає на загальну жорсткість шпиндельного вузла.

Необхідно зазначити, що при однаковій точності підшипників, області застосування конструктивних схем 1, 2, 6 і 7, в якості шпиндельних вузлів верстата, значною мірою співпадають.

Основна перевага конічних роликотідшипників – це більш технологічна конструкція шпиндельного вузла та дворядних циліндричних роликотідшипників, що є причиною меншого тепловиділення в опорах.

Найбільше застосування знаходять шпиндельні вузли за 1, 2 і 3 схемами виконання.

*Точність* підшипників, що регламентується радіальним або осьовим биттям обертового кільця, багато в чому визначає точність обертання шпинделя. При цьому радіальне биття передньої ( $\sigma_A$ ) та задньої ( $\sigma_B$ ) опор (рис.8) можна знайти з простих геометричних співвідношень

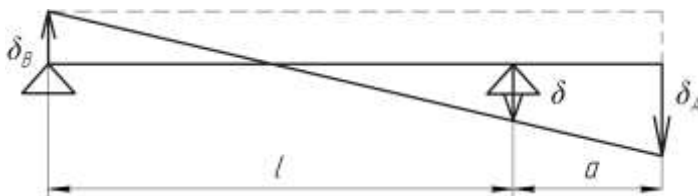


Рисунок 8 – Схема визначення биття опор

$$\frac{\delta + \delta_B}{\delta_A + \delta_B} = \frac{a + l}{l} \Rightarrow \delta = \delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \delta_B \frac{a}{l}. \quad (5)$$

Зазвичай приймають  $\sigma \leq \Delta/3$ , де  $\Delta$  – допуск на радіальне биття кінця шпинделя.

Для вибору допуску на биття кожного підшипника умовно приймають обидва члени (доданки) у формулі (5), рівними один одному і половині допуску на радіальне биття

$$\delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) = \delta_B \frac{a}{l} = \frac{\Delta}{6}, \quad (6)$$

$$\delta_A = \frac{\Delta}{6\left(1 + \frac{a}{l}\right)}; \quad \delta_B = \frac{\Delta}{6 \cdot \frac{a}{l}}. \quad (7)$$

Якщо при зборці шпиндельного вузла, відповідно до технічних умов, гарантована установка підшипників (за умови, що один з підшипників здійснює оберти в корпусі) таким чином, що биття їх спрямоване в один бік, то це різко знижує биття кінця шпинделя (рис. 9).

$$\frac{\delta_B - \delta}{\delta_A - \delta} = \frac{a+l}{a} \Rightarrow \delta = \delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) - \delta_B \frac{a}{l} = \delta_A + \frac{a}{l}(\delta_A - \delta_B). \quad (8)$$

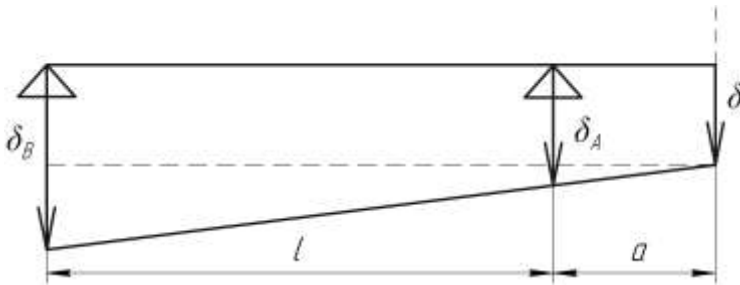


Рисунок 9 – Схема визначення биття опор при увій установкк підшипників

Відповідно до величин  $\sigma_A$  і  $\sigma_B$  обирають підшипники необхідного класу точності (0, 6, 5, 4, 2 → підвищення точності).

*Жорсткість підшипників* визначається пружними зближеннями тіл кочення з кільцями та контактними деформаціями кілець із

супряженими деталями. Жорсткість, головним чином, залежить від типу підшипників та їх діаметру.

Таблиця 5 – Рекомендовані класи точності підшипників кочення для шпинделів верстатів різної точності

Клас точності верстата	Клас точності радіальних підшипників опор		Клас точності упорних підшипників
	передньою	задньою	
Н	5	5	5(A)
П	4	5	5(A)
В	2	4	4(C)
А	2	2	4(C)
С	2	2	2(вище С)

Для підвищення жорсткості підшипників, а також усунення проміжків (таким чином підвищити точність обертання) в них застосовують попередній натяг, тобто прикладають постійне попереднє навантаження.

У радіальних шарикопідшипниках попередній натяг здійснюється за допомогою осьового зміщення зовнішнього кільця відносно внутрішнього (рис. 10), для чого:

а) заздалегідь зішліфують торці кільця (рис.10, а);

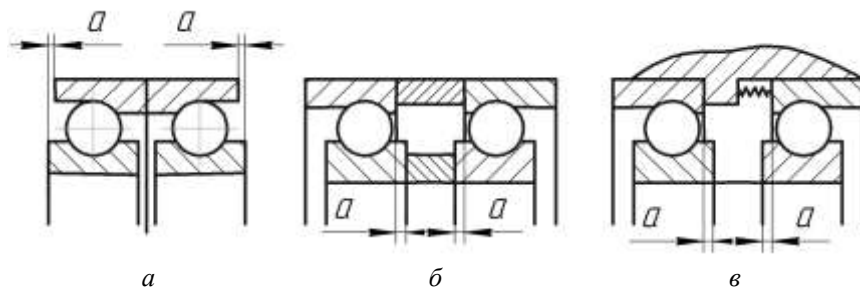


Рисунок 10 – Схеми забезпечення попереднього натягу у радіальних шарикопідшипниках

б) використовують втулки різної довжини між зовнішніми і внутрішніми кільцями (рис. 10, б);

в) встановлюють пружини розпорів, що забезпечує задану осьову силу попереднього натягу (рис. 10, в).

У роликовому підшипнику (3182100) попередній натяг створюють осьовим зміщенням внутрішнього кільця підшипника на конічній шийці шпинделя, що викликає радіальні деформації кільця (рис. 11).

Є конічні роликові підшипники, натяг в яких створюється постійним осьовим зміщенням зовнішнього кільця відносно внутрішнього за допомогою вбудованих в нього пружин.

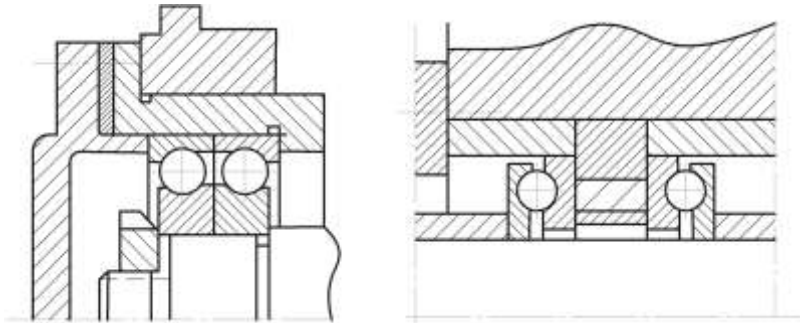


Рисунок 11 – Варіанти створення попереднього натягу у роликову підшипнику

Жорсткість  $j_{\text{пр}}$  двоопорного шпинделя має бути не менше 25 кг/мкм – у токарних та інших верстатів нормальної точності; 50 кг/мкм – у токарних, розточувальних, шліфувальних та інших верстатів високої точності.

Вказані нормативи встановлені для значень  $j_{\text{пр}} = P/Y$ , для випадку, коли сила ( $P$ , кг) прикладена по середині прогону між опорами;  $Y$  – прогин шпинделя в мкм.

Жорсткість шпинделя можна оцінити по формулі, кг/мк:

$$j_{\text{пр}} = 53 \frac{D^4 - d_1^4}{l^3}, \quad (9)$$

де  $D$  – середній діаметр шпинделя в прогоні між опорами, мм;

$d_1$  – середній діаметр отвору в шпинделі в, мм;

$l$  – відстань між середніми перерізами підшипників шпинделя.

*Втрати на тертя* в підшипниках кочення оцінюються за моментом тертя (у кг/мм), Вт:

$$G = 0,4 \cdot 10^{-2} \cdot R \cdot d \cdot n \cdot f, \quad (10)$$

де  $R$  – навантаження на підшипник, Н;

$d$  – діаметр підшипника, мм;

$n$  – частота обертання, об/хв;

$f$  – умовний коефіцієнт тертя (для шарикових та роликових циліндричних підшипників  $f = 0,002 \div 0,003$ ; для конічних роликопідшипників  $f = 0,004 \div 0,008$ ).

$$\text{Ккал/година} = 1,1630 \text{ (Вт)}$$

### ***Специфіка розрахунку шпиндельних підшипників кочення***

Підшипники кочення шпинделів розраховуються загальними методами, відомими з курсу «Деталі машин».

Особливістю розрахунку шпиндельних підшипників верстатів є: вибір приведеного навантаження, що враховуватиме характер роботи шпиндельного вузла верстата; урахування додаткового навантаження на підшипник від попереднього натягу  $i$ , у ряді випадків, оцінка можливості роботи вузла на підвищених числах обертів. При визначенні навантажень слід враховувати, по-перше, що шпиндель верстата працює при різних числах обертів і навантаженнях  $a$ , по-друге, що шпиндель піддається додатковим динамічним навантаженням, які виникають в процесі різання. Особливо актуальною ця задача стає при виконанні обробки багатозерновим інструментом (фрезерування, зубофрезерування, протягання). Реалізація якої стає можливою при урахуванні коефіцієнту динамічності  $K_d$  (для токарних, свердлильних та шліфувальних верстатів можна прийняти  $K_d = 1,5$ ; для фрезерних верстатів  $K_d = 2$ ).

Зусилля попереднього натягу підшипників  $A_n$  збільшує осьове навантаження  $A$ . Відповідно, величина осьового навантаження стає рівною  $A + A_n$ .

При малих значеннях попереднього натягу жорсткість шпиндельних опор значно залежить від величини натягу. Проте, починаючи з деякого значення  $A_n$ , відбувається стабілізація величини жорсткості, а збільшення попереднього натягу призводить до додаткового навантаження підшипника і, як результат, зниження їх довговічності.

Мінімальне значення попереднього натягу визначається з умови, що після прикладання на шпиндель корисного навантаження в підшипнику не утворюється проміжок. Тоді

$$A_n = 1,58 \cdot R \cdot \operatorname{tg} \beta \pm 0,5A, (H), \quad (11)$$

де  $R$  – зовнішнє радіальне навантаження;

$A$  – зовнішнє осьове навантаження (« + » у випадку послаблення натягу, «-» у випадку збільшення натягу);

$\beta$  – кут контакту тіл кочення з кільцем.

У випадку застосування високошвидкісних шліфувальних шпинделів, для яких особливо важливо правильно обрати значення попереднього натягу, доцільним є використання формули (12)

$$A_n = 100 \cdot K_A (2K_p \cdot K_i + 0,3d) \cdot d \cdot \operatorname{tg} \beta, (H), \quad (12)$$

де  $d$  – діаметр отвору підшипника, см;

$\beta$  – кут контакту шариків з жолобами радіально–упорних підшипників (зазвичай  $\beta = 12^\circ$ );

$K_A$  – коефіцієнт, який враховує тип шпинделя (для електрошпинделя –  $K_A = 1$ , для шпинделя з пасовим приводом –  $K_A = 1,4$ );

$K_i$  – коефіцієнт, який враховує кількість підшипників на найбільш навантаженій опорі (при двох підшипниках –  $K_i = 1,25$ , при одному –  $K_i = 1$ );

$K_p$  – коефіцієнт, який враховує режим роботи верстата (при чистовій обробці –  $K_p = 1$ , при чорновому шліфуванні –  $K_p = 1,8$ ).

### ***Гідростатичні підшипники (опори)***

У металорізальних верстатах, зокрема в прецизійних, підшипники кочення знайшли досить велике застосування. Проте вони не завжди забезпечують необхідну точність та працюють на швидкостях, що не



перевищують 10000 ÷ 12000 об/хв. Зі збільшенням швидкості обертання спостерігається скачкоподібне зростання тертя.

Гідростатичні підшипники, в порівнянні з підшипниками кочення і звичайними підшипниками ковзання, мають ряд переваг:

- однаково задовільно працюють при високій та при малій швидкості обертання валу;

- мають незначне тертя в процесі роботи ( $K_T \approx (4 \div 7,5) \cdot 10^{-6}$ ).

Важливо зазначити, що тертя не залежить від швидкості обертання, а в момент пуску воно дорівнює нулю;

- мають необмежену довговічність, оскільки торкання поверхонь тертя можливе лише за умови припинення подачі масла насосом;

- забезпечують високу точність обертання;

- мають високу демпфуючу здатність, що значно підвищує вібростійкість шпиндельного вузла;

- мають високу здатність навантаження при будь – якій частоті обертання шпинделя;

- можуть бути виготовлені практично з будь – якого матеріалу, що являється лише маслостійким.

На рис. 12 представлена схема гідростатичного підшипника. Підшипник має чотири камери (1–4), в які через дозуючі отвори під початковим тиском  $P_n$  подається масло. При ексцентриситеті  $l = 0$  тиск масла в усіх камерах однаковий, вантажопідйомність підшипника  $F = 0$ . При умові  $l \neq 0$  тиск в камерах змінний. Наприклад, у випадку зміщення валу до камери 1 на величину  $l$  первинний проміжок  $\delta$  зменшується і стає рівним умові  $h_{\min} = \delta - l$ , у той же час проміжок камери 3 збільшується –  $h_{\max} = \delta + l$ . При проміжку  $h_{\max}$  в зоні камери 1 гідродинамічний опір витіканню масла збільшиться, а такі показники, як: витрата масла через дозуючий отвір, перепад тисків  $\Delta P_1 = P_n - P_1$  та швидкість руху масла – зменшиться, що є причиною збільшення тиску камери  $P_1$ . У зоні камери 3 збільшення проміжку до значення –  $h_{\max}$  призводить до зменшення гідродинамічного опору. Що, в свою чергу, викликає не тільки збільшення витрати масла через дозуючий отвір, але

й збільшення перепаду тисків і швидкості руху масла, а це є причиною зменшення тиску в камері 3. Порівняння тисків в камерах не відбувається внаслідок наявності дроселів на вході в кожную камеру. В результаті підвищення тиску в камері 1 та пониження в камері 3 виникає підйомна сила, що урівноважує (сприймає) зовнішнє навантаження  $F_c$  при певному ексцентриситеті  $l$ . Величину  $l$  намічають заздалегідь, виходячи з умов роботи підшипника. Відведення мастильного матеріалу забезпечується через торці підшипника, іноді і через дренажні канавки, що мають місце на перемичках між камерами.

Важливо відмітити, що при прокачуванні мастила під тиском від зовнішнього джерела, через проміжки (щілини) між зв'язаними поверхнями, в проміжку утворюється несний масляний шар, який виключає безпосередній контакт поверхонь навіть за умови шпинделя, який не обертається.

Конструктивні параметри радіальних гідростатичних підшипників вибирають залежно від діаметру шийки шпинделя  $D$  для забезпечення необхідної жорсткості шпиндельного вузла, вибраного конструктивно або розрахованого за формулою:

$$D \geq \sqrt[4]{(0,05 \text{ } 0,1)l^3}, \quad (13)$$

де  $l$  – відстань між опорами шпинделя.

Зазвичай довжина підшипника  $L = D$ , розміри перемичок, що обмежують камери  $l_0 = l_k = 0,1D$ , діаметральний проміжок  $\Delta = (0,0008 \div 0,001) \times D$ , мм.

Число камер, як правило, приймають рівним чотирьом. В якості робочих рідин застосовують мінеральні мастила з в'язкістю  $\mu = (1 \div 10) \times 10^{-3}$  Па\*с; у випадку використання високошвидкісних шпинделів, для зменшення втрат на тертя, застосовують мастила з мінімальною в'язкістю, для підвищення демпфуючої здатності – застосовують більш в'язкі мастила.

Параметри дроселів, при малих ексцентриситетах  $l$ , розраховують таким чином, щоб виконувалася умова  $P_k = 0,5 P_n$ , де  $P_k$  – тиск в камері;  $P_n$  – тиск, що створюється насосом.

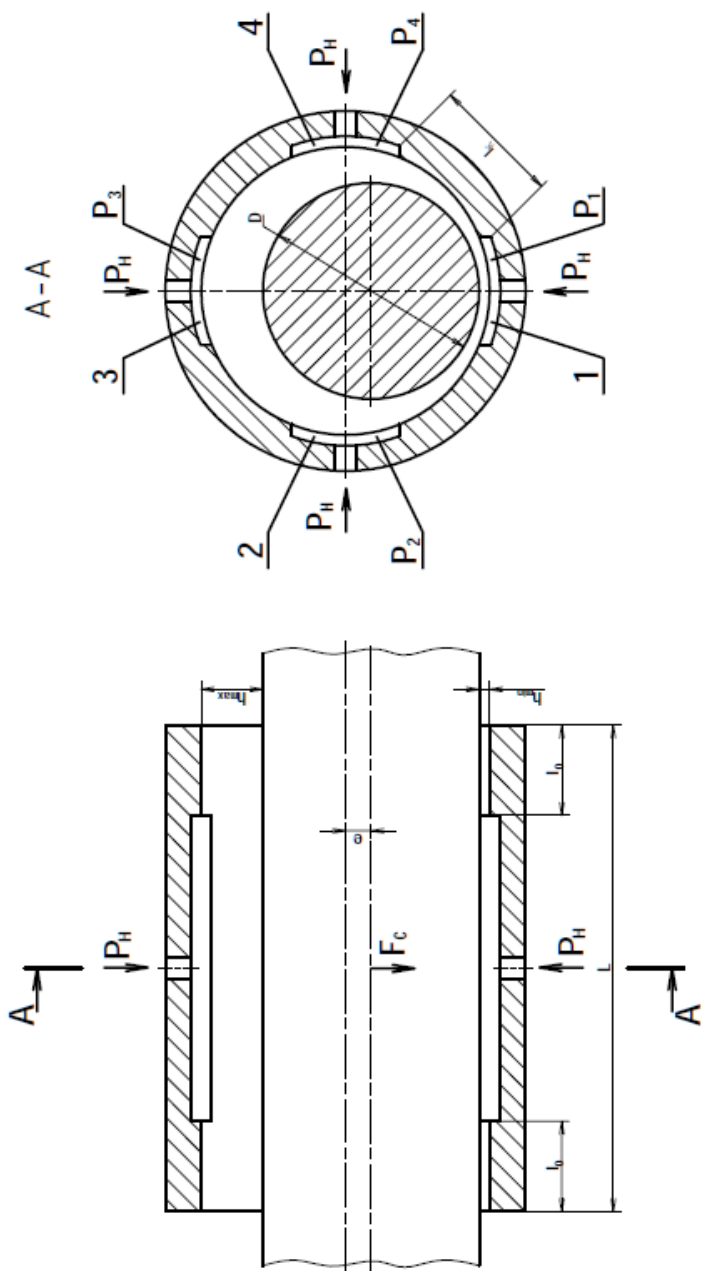


Рисунок 12 – Схема гідростатичного підшипника

Параметри гідростатичних підшипників можуть бути оптимізовані, виходячи з отримання максимальної жорсткості або мінімальних втрат на тертя.

Застосування гідростатичних опор вимагає складної системи живлення та збору мастила, це можна відмітити, як головний недолік.

Принципова схема живлення гідростатичних опор приведена вище.

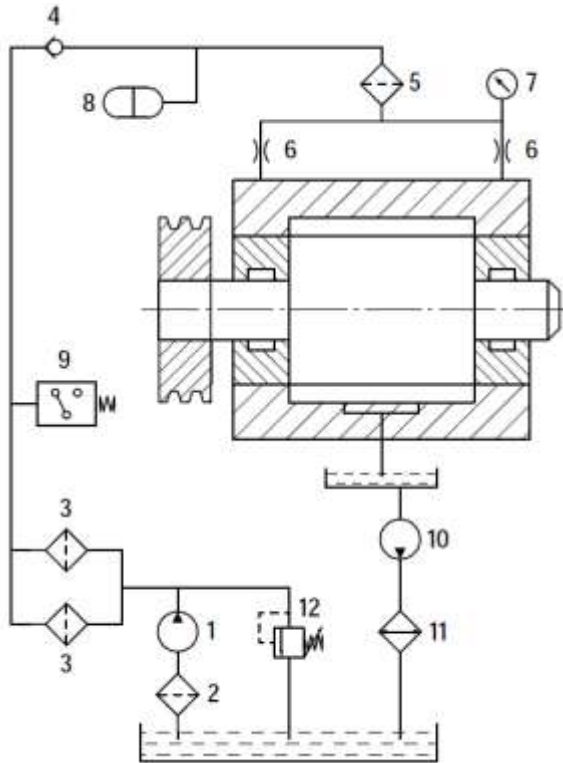


Рисунок 13 – Схема живлення гідростатичних опор шпинделя:

- 1 – насос живлення; 2 – фільтр грубого очищення; 3 – фільтр тонкого очищення; 4 – зворотний клапан; 5 – фільтр особливо тонкого очищення; 6 – дроселі; 7 – манометр; 8 – гідроаккумулятор; 9 – реле тиску; 10 – насос відкачування; 11 – теплообмінник; 12 – перепускний клапан

Розрахунок гідростатичних підшипників зводиться до визначення здатності навантаження, жорсткості масляного шару, витрати мастильного матеріалу та втрат на тертя і прокачування мастила.

Коли необхідно забезпечити високу точність верстата, до системи живлення підключають холодильну установку для стабілізації температури. Для забезпечення нормальної роботи гідростатичних опор невідємним є ретельна фільтрація мастила. Максимальний розмір часток, що потрапляють в проміжок, не повинен перевищувати половини мінімальної величини проміжку (5–10 мкм).

Здатність навантаження гідростатичних підшипників (Н), залежить від радіального зміщення шпинделя в опорі

$$F_c \geq p_n \cdot S_{\text{эф.}} \cdot C_F(\varepsilon, k), \quad (14)$$

де  $p_n$  – тиск, який створюється насосом, мПа;

$S_{\text{эф}}$  – ефективна площа підшипника, що враховує падіння тиску на перемичках, мм<sup>2</sup>;

$C_F(\varepsilon, \kappa)$  – функція, залежна від відносного зміщення ( $\varepsilon$ ) шпинделя в опорі і геометричних параметрів опори;

$\varepsilon = 2 \cdot l / \Delta$  – відносний ексцентриситет;

$k$  – число карманів.

Для легко– та середньонавантажених гідростатичних підшипників зовнішні навантаження, а відповідно і зміщення, невеликі; тоді можна приблизно прийняти ( $\varepsilon \leq 0,4$ ).

$$C_F(\varepsilon, k) = \frac{3}{2} \cdot \varepsilon. \quad (15)$$

Для радіальних гідростатичних підшипників наближенне значення відповідає умові

$$S_{\text{эф.}} = 0,5 \cdot D^2, (\text{мм}^2). \quad (16)$$

Тоді навантажена здатність тотожна умові

$$F_c = 0,75 \cdot \varepsilon \cdot D^2 \cdot p_n = 1,5 \cdot \frac{l}{\Delta} \cdot D^2 \cdot p_n, (\text{Н}). \quad (17)$$

Жорсткість шару мастила (Н/мм) гідростатичного радіального підшипника, при вказаних вище малих зміщеннях, відповідає

$$j_m = 1,5 \cdot \frac{D^2 \cdot p_n}{\Delta}, (\text{Н/мм}) \quad (18)$$

Витрата мастильного матеріалу ( $\text{мм}^3/\text{с}$ ), необхідного для забезпечення нормального режиму роботи підшипника, може бути визначена, як:

$$Q = 10 \frac{8 \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta^3 \cdot p_n}{\mu \cdot l_o}, (\text{мм}^3/\text{с}), \quad (19)$$

де  $l_o = l_k = 0,1 \cdot D$  – розміри перекладок, що обмежують кармани.

Втрати на тертя в гідростатичних підшипниках складаються із втрат на тертя в камерах і в проміжках (на перемичках), а також із втрат на забезпечення прокачування мастильного матеріалу через підшипник. Втрати в карманах невеликі, тому ними можна знехтувати:

$$P_{z_\Sigma} = P_T + P_Q, (\text{кВт}), \quad (20)$$

де  $P_T$  – втрати на тертя в робочому проміжку;

$P_Q$  – втрати на прокачування мастильного матеріалу.

Для радіальних гідростатичних підшипників при прийнятих вище співвідношеннях

$$P_\Sigma = 0,072 \cdot 10^{-16} \frac{D^4 \mu \cdot n^l}{\Delta} + 3,14 \frac{p_n^2 \cdot \Delta^3}{\mu}, \quad (21)$$

$n$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ .

#### Приклад

Є радіальний чотирикамерний гідростатичний підшипник токарного верстата. Потрібно визначити потужність, яка необхідна для прокачування визначеного об'єму мастила при відомому  $p_n$

Дано:

$D = 100$  мм (шийка шпинделя)

$\Delta = 0,08$  мм

$p_n = 3$  мПа (30 атм)

Робоча рідина – мастило 45А в'язкістю  $\mu = 7 \times 10^{-3}$  (Па\*с) при  $t = 30^\circ\text{C}$ .

$l = 0,02$  мм.

Рішення:

Здатність навантаження  $F_c = 11250(\text{Н})$ .

Рідина  $j_m = 56 \cdot 10^4, (\text{Н}/\text{мм})$ ; витрата мастила

$$Q = 70 \cdot 10^3, (\text{мм}^3/\text{с}).$$

Втрати на тертя при  $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$ .

$$P_\Sigma = P_T + P_Q = 0,16 + 0,2 = 0,36, (\text{кВт}).$$

Потужність, яка необхідна для прокачування визначеного об'єму мастила при відомому  $p_n$ :  $N_Q = p_n \cdot Q / 61,2(\text{кВт})$ .

Гідростатичні упорні підшипники служать для сприйняття осьових сил. Несні камери (кармани), виконані у вигляді кільцевих канавок, мастило до яких підводиться від насоса через відповідні дроселі. Можливе виконання на опорних поверхнях і декількох карманах, що живляться через незалежні дроселі. Найдоцільніше виконувати їх у вигляді плоскої плити з кільцевим карманом. Розрахунки, що виконуються при проектуванні упорних гідростатичних підшипників, зводяться до визначення несної здатності, жорсткості, витрати мастила і втрат на тертя, окрім того, такі розрахунки ведуться при тих же допущеннях, що і розрахунки гідростатичних радіальних підшипників. Гідросхема шпиндельного вузла з гідростатичними радіальними та упорними підшипниками представлена на рис.14.

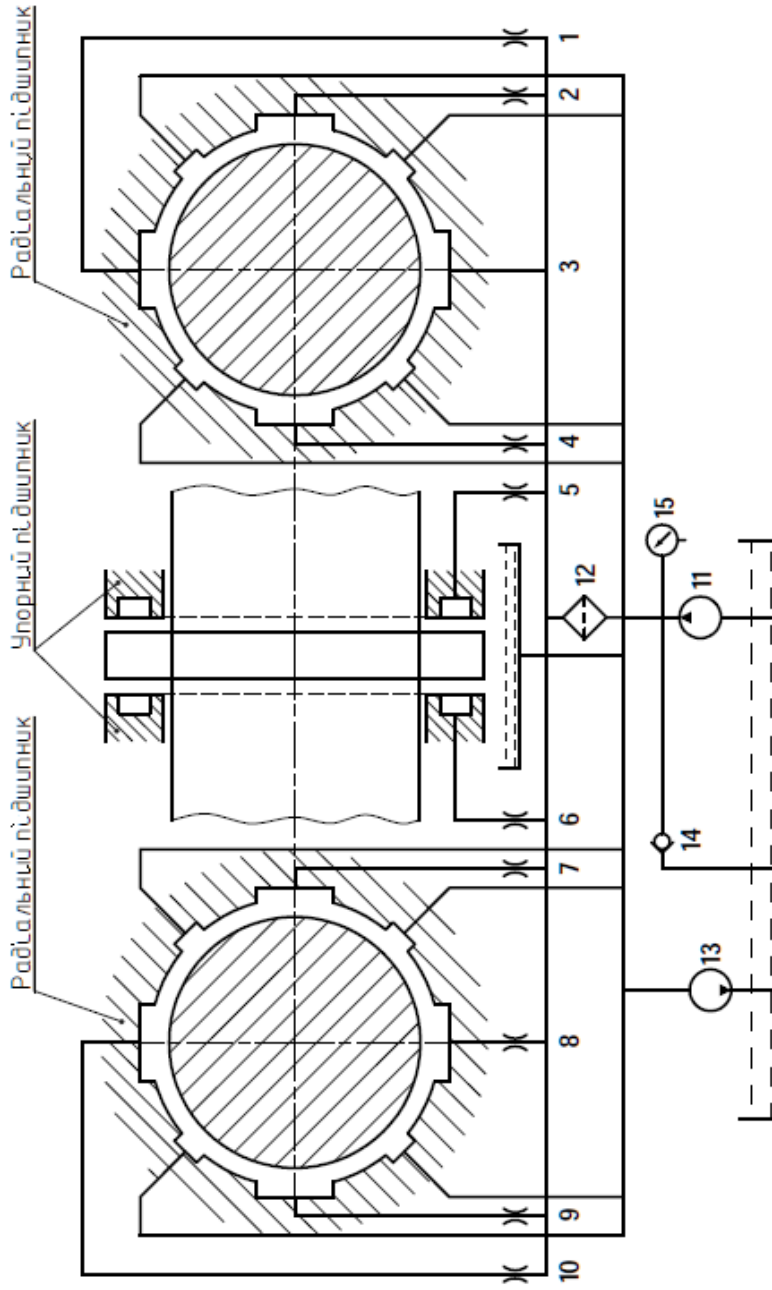


Рисунок 14 – Гідросхема шиндельного вузла з гідростатичними радіальними та упорними підшипниками:

1–10 – дроселі, 11 – насос живлення, 12 – фільтр, 13 – насос відкачування, 14 – зворотній клапан, 15 – манометр



### Гідродинамічні підшипники (опори)

Гідродинамічний підшипник – це підшипник, в якому несний мастильний шар утворюється при обертанні валу, що призводить до прилипання мастила до поверхонь цапфи і вкладиша і, як результат, затягування його, внаслідок взаємодії між частками мастила, в клиновий проміжок між робочими поверхнями цапфи і вкладиша.

Гідродинамічні підшипники застосовують у верстатах з високими постійними або малозмінними швидкостями обертання шпинделів при незначних навантаженнях (верстати шліфувальної групи).

Схеми гідродинамічних підшипників представлені на рис. 15.

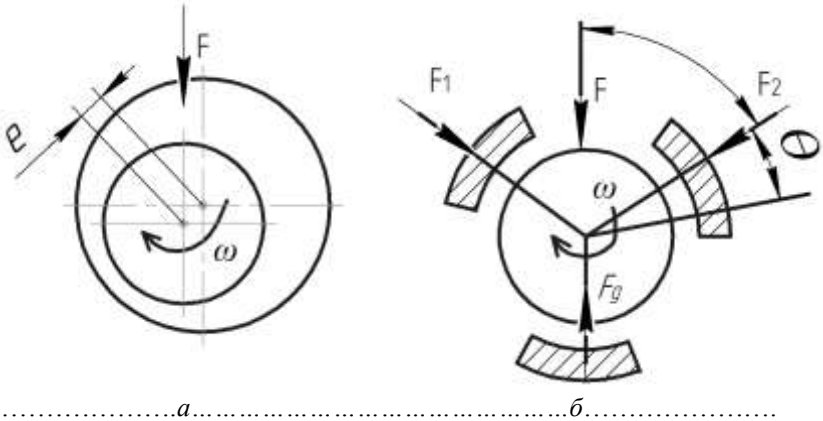


Рисунок 15 – Схема гідродинамічних підшипників:

$a$  – з одним мастильним клином,  $b$  – з трьома мастильними клинами ( $\theta$  – координата точки опори вкладиша відносно напрямку дії зовнішнього навантаження)

Несний мастильний шар виникає біля місця початку згущування проміжку та закінчується за точкою мінімального проміжку в той його частині, де знову відбувається розширення. Точка найбільшого тиску розташовується на деякій відстані перед точкою мінімального проміжку. Підшипник, що має один звужуваний проміжок та утворює один мастильний шар має назву одноклинового.

Одноклинові підшипники прецизійних і швидкохідних валів мають ряд недоліків, з яких найбільш суттєвим є те, що вони не забезпечують стабільне положення валу у момент прикладання навантаження. Але конструктивно такі підшипники найбільш прості.

Для шпинделів металорізальних верстатів необхідні підшипники, що забезпечують високу точність і стабільність положення осі шпинделя, під час обертання. Цієї умови задовольняють підшипники, що мають декілька несних мастильних шарів, що дає можливість охопити вал рівномірно з усіх боків та надійно утримати його в зваженому стані. Такі підшипники називають багатоклиновими. Клиновий проміжок в цьому випадку створюється:

- фасонним розточуванням втулок;
- самовстановленням вкладиша, при обертанні шпинделя, залежно від навантаження.

Самовстановлення жолобів здійснюється або їх поворотом на сферичних опорах, або поворотом відносно спеціально виконаної втулки (рис. 16).

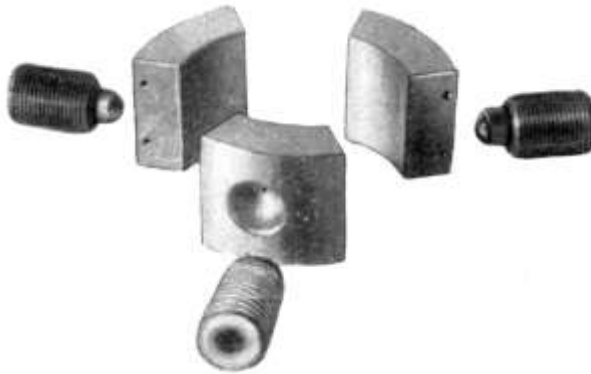


Рисунок 16 – Підшипники типу ЛОН

У багатоклиновому підшипнику мастильні шари взаємно навантажують один одного. Це взаємне навантаження зазвичай у багато разів перевершує зовнішнє навантаження і дозволяє мати високу жорсткість несних мастильних шарів, стабільність положення осі

шпинделя при роботі на холостому ході і під навантаженням. Результуюча гідродинамічних сил  $F_o$  дозволяє сприймати зовнішнє навантаження  $F$ , діюче в будь-якому напрямі.

Конструктивні параметри гідродинамічних підшипників визначають виходячи з діаметру шийки шпинделя ( $D$ ), обраного конструктивно або по формулі

$$D \geq \sqrt[4]{(0,05 - 0,1)l^3}, \quad (22)$$

де  $l$  – відстань між опорами шпинделя.

Довжину  $L$  вкладиша в осьовому напрямі та його довжину по дузі  $B$  (в см) визначають із співвідношень:  $B \approx 0,5 \cdot D$ ;  $L \approx 0,75 \cdot D$ . Зазвичай діаметральний проміжок приймають  $\Delta = 3 \cdot D$ , (мкм), де  $D$  – діаметр шийки шпинделя, см.

В якості робочої рідини застосовують мінеральне мастило марки Л (велосит) з коефіцієнтом динамічної в'язкості  $\mu = (4 \div 5) \times 10^{-3}$  (Па\*с) при 50°C.

Розрахунок багатоклинового гідродинамічного підшипника зводиться до наступного:

- визначають навантажувану здатність  $F_d$  підшипника. При цьому навантаження на один вкладиш наближено має значення:

$$F_i = \frac{F_o}{1 + \varepsilon \cdot \cos \theta}, \quad (\text{H}), \quad (23)$$

де  $\varepsilon = 2e/\Delta$  – відносний ексцентриситет;  $e$  – ексцентриситет (зміщення центру шпинделя під дією зовнішнього навантаження) мкм.

$\theta$  – координата точки опори вкладиша відносно напрямку дії зовнішнього навантаження;

- навантаження, діюче на кожен вкладиш, при  $e = 0$ :

$$F_o = 0,5 \frac{\mu m D B L}{\Delta^2} C_L, \quad (\text{H}), \quad (24)$$

де  $C_L = \frac{1,25}{1 + B^2/L^2}$ ;

- навантажувальна здатність підшипника:

$$F_d = \sum_i^k F_i, \quad (25)$$

де  $k$  – число вкладишів.

Навантажувальна здатність підшипника дорівнює нулю за відсутності зовнішніх сил. Найбільше її значення  $F_{d \max}$  відповідає мінімально допустимому проміжку  $h_{\min} = \Delta/3$ , що дозволяє отримати для підшипника з трьома вкладишами наступну наближену залежність

$$F_d = 0,8 \cdot F_0 = 0,036 \cdot n \cdot D, (H), \quad (26)$$

• жорсткість гідродинамічних підшипників визначається не стільки жорсткістю шару мастила  $j_m$ , скільки жорсткістю елементів і сполучень конструкції  $j_n$ . Сумарна жорсткість опори

$$j_{\text{он}} = \frac{j_m \cdot j_n}{j_m + j_n}, (H/мкм). \quad (27)$$

При малих навантаженнях, а отже невеликих відносних зміщеннях, для підшипника з трьома вкладишами  $j_m \cong 0,09 \cdot n \cdot D$  (H/мкм), та при великій частоті обертання шпинделя – жорсткість гідродинамічних підшипників виявляється дуже високою. Проте жорсткість елементів конструкції при контакті сегментів з опорними поверхнями не перевищує 250–300 Н/мкм. Наприклад, жорсткість сферичної п'яти в підшипниках ЛОН–34  $j_n = 125d_c^2$ , де  $d_c$  – діаметр опорної півсфери, м. Зазвичай  $d_c = 1.5 \div 2.5$  см.

Істотним недоліком гідродинамічних опор є зміна положення осі шпинделя при зміні частоти його обертання.

### *Аеростатичні підшипники (опори)*

У верстатобудування також застосовуються іноді аеростатичні підшипники, які за принципом своєї дії подібні до аналогічних гідростатичних. Відмінність полягає у тому, що несний шар в них створюється шляхом підведення в проміжки між зв'язаними поверхнями не рідини, а стислого під тиском повітря, при цьому тиск

не перевищує 0,3–0,4 мПа. Внаслідок цього, здатність навантаження таких підшипників невелика, проте, з іншого боку, мала в'язкість повітря дозволяє істотно зменшити втрати на тертя. Такі особливості і зумовили можливість застосування аеростатичних підшипників в невеликих прецизійних верстатах при великих окружних швидкостях обертання шпинделя.

### ***Оптимізація параметрів шпиндельного вузла***

Порівняння найважливіших характеристик опор шпинделів дає підставу для доцільного вибору типу опор у кожному конкретному випадку залежно від вимог і функціонального призначення шпиндельного вузла.

*Точність обертання* забезпечують опори усіх типів, проте, за рахунок ефекту усереднювання первинних похибок виготовлення гідростатичні і аеростатичні опори, при тій же початковій точності, здатні забезпечити вищу точність обертання шпинделя.

Найбільшу *жорсткість* забезпечують роликові підшипники кочення, однак, в гідростатичних підшипниках цілком можливо досягти жорсткість достатню для забезпечення жорсткості усього шпиндельного вузла і несної системи верстата. Аеростатичні підшипники, із-за малих тисків повітря, мають жорсткість на порядок менше.

*Демпфування* особливо велике в гідростатичних підшипниках, що у ряді випадків може істотно підвищити несну вібростійку системи та понизити шорсткість поверхні оброблюваної деталі. У аеростатичних підшипниках демпфування значно нижче, із-за стисливості повітря і його малої умовної в'язкості.

Дуже високу *вантажність*, в широкому діапазоні зміни навантажень, забезпечують підшипники кочення. Найменші навантаження витримують аеростатичні опори, із-за малих тисків в системі живлення.

*Втрати на тертя* в аеростатичних підшипниках, особливо при великих швидкостях, набагато менші, ніж в опорах інших типів. Ця

особливість робить такі підшипники найбільш перспективними для шпинделів особливо швидкохідних верстатів.

Для надійної роботи гідростатичних і, особливо, аеростатичних опор потрібні ретельний захист від забруднень, пристрій аварійної безпеки і висока надійність системи живлення.

При відкритому розташуванні – підшипники кочення є єдиними придатними опорами.

Важливою додатною властивістю гідростатичних і, в меншій мірі, аеростатичних опор є їх керованість. Величину проміжків в підшипниках, а разом з цим, і положення шпинделя можна безперервно автоматично регулювати (у певних межах), що особливо важливо у системах автоматичної компенсації похибок в САК (системах автоматизованого керування).

Розташування опор шпинделя оптимізують шляхом аналізу жорсткості шпиндельного вузла.

Вибір основних параметрів, при проектуванні шпиндельного вузла, доцільно здійснювати в наступному порядку:

- уточнення довжини консолі, виходячи з цільового призначення верстата і способу кріплення в шпинделі різальних інструментів або пристосувань;
- вибір типу підшипників та приблизного співвідношення їх жорсткостей в передній та задній опорах шпинделя;
- представницький вибір діаметру шпинделя (діаметри шийок і розрахункові діаметри прольоту) і консолі;
- розрахунок основних характеристик шпиндельних опор: здатності навантаження, жорсткості та температурного режиму;
- оптимізація відстані між опорами шпинделя;
- перевірка жорсткості прогонної частини шпинделя за граничними умовами, що забезпечують нормальну роботу опор шпинделя.

Для опор підшипників кочення, мм:

$$D_0 = \sqrt[4]{(0.05 \div 0.1) \cdot l^3}, \quad (28)$$

де  $D_0$  – діаметр шпинделя в прогонній частині.

Для гідростатичних опор доцільним є обмеження деформації шпинделя таким чином, щоб кути обертання в опорах створювали перекіс не більше за однієї третьої проміжку в підшипнику ( $\theta_{\max} \leq 0,3 \cdot 10^{-3}$ , рад), що приблизно відповідає обмеженню прогину в середині прогону ( $y_{\max} \leq 10^{-4} \cdot l$ ).

## Напрявні верстатів

### *Призначення і основні типи напрямних*

Напрявні верстатів повинні забезпечувати правильність траєкторії руху робочого органу верстата, що несе інструмент або відпрацьовувану деталь. Якщо напрямні використовують для перестановки, то вони повинні забезпечувати правильне положення вузла в будь-якій заданій позиції.

До напрямних верстатів висувають наступні основні вимоги:

- первинна точність виготовлення площин граней і їх взаємна паралельність, невелика шорсткість і однорідність поверхонь робочих граней напрямних;
- довговічність напрямних, яка характеризує їх здатність зберігати впродовж заданого терміну часу первинну точність;
- мала величина і постійність сили тертя на напрямних; із збільшенням сили тертя і, особливо при випадковій її зміні, відбувається зростання похибки позиціонування напрямних;
- жорсткість напрямних, яка характеризується величиною контактних переміщень на робочих органах напрямних під дією зовнішніх навантажень та є складовою частиною загальної жорсткості несної системи верстата;
  - високі демпфуючі властивості;
  - плавність руху при малих швидкостях подач.

У металорізальних верстатах застосовують напрямні ковзання, кочення і комбіновані. Напрявні ковзання можуть бути з напіввідинним, рідинним і газовим мастилом. При напіввідинному мастилові підсумовується сила взаємодії контактуючих поверхонь деталей і сила в'язкого опору мастильного матеріалу, що не розділяє

повністю ці поверхні. Якщо мастильний матеріал розділяє поверхні повністю, то виникає рідинне мастило, таке має місце в гідростатичних і гідродинамічних напрямних. Напрямні кочення розрізняють по виду тіл кочення на шарикові і роликіві.

Усі типи напрямних мають свої переваги та недоліки, що і визначає їх доцільну сферу застосування. Дуже часто роблять комбіновані напрямні, використовуючи переваги різних типів, та тим самим досягаючи сумарного ефекту.

Залежно від траєкторії пересування рухливого вузла є напрямні прямолінійного та кругового руху. Їх поділяють також на горизонтальні, вертикальні і похилі. За формою поперечного перерізу найбільш поширені прямокутні (плоскі), трикутні (призматичні), трапецієвидні (типу ластівчиного хвоста) і круглі направляючі (циліндричні) (табл. 6). Часто використовують поєднання різних форм, коли одна з напрямних виконана прямокутною, а інша трикутною або у вигляді половини трапецієвидної форми. Кожну з форм можна застосовувати у вигляді охоплюючої та охоплюваних напрямних (табл. 7). Охоплювані напрямні погано утримують мастильний матеріал, навідміну від охоплюючої, однак останні потребують надійного захисту від забруднень.

Таблиця 6 – Різновіди напрямних

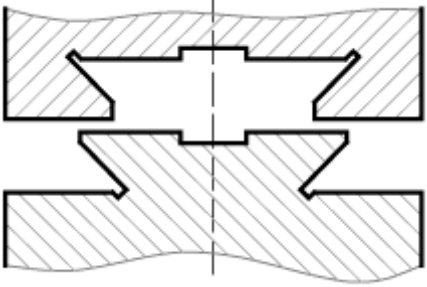
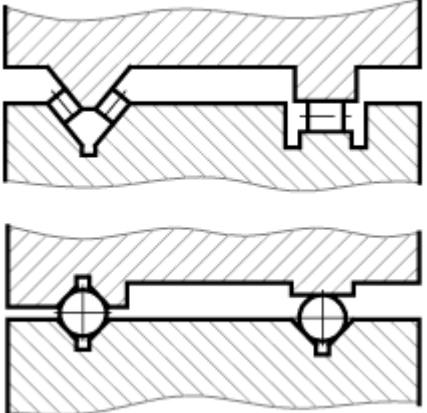
Напрямні для прямолінійного руху	
<p>Застосовуються для коротких напрямних верстатів нормальної точності. Відрізняються технологічністю, добре утримують мастильний матеріал. Недоліками даної конструкції є те, що вони вимагають більш складних пристроїв для регулювання проміжку і погано видаляється стружка.</p>	



Продовження табл.6

Призматичні напрямні	
<p>Даний варіант конструкції застосовується для горизонтальних напрямних при малих швидкостях переміщення. Забезпечують точне переміщення, гарне видалення стружки, саморегулювання проміжку при зносі за рахунок опускання столу (каретки).</p>	
V – подібні	
<p>Застосовуються для горизонтальних напрямних при великих швидкостях і підвищених вимогах до точності переміщення. Забезпечують найкращі умови змашування і саморегулювання проміжку при зносі. Недоліки: нетехнологпчность і необхідність у захисті від стружки бруду і пилу.</p>	
Круглі	
<p>Застосовуються найчастіше для вертикальних напрямних при невеликих швидкостях переміщення. Відрізняються простотою виготовлення, хорошим видаленням стружки і бруду, високу зносостійкість.</p>	

Продовження табл.6

Типу «Ластівчиний хвіст»	
<p>Застосовуються для горизонтальних, похилих і вертикальних напрямних при невеликих швидкостях і довжині переміщення. Відрізняються технологічністю і простотою регулювання проміжку за допомогою клинів і планок. Умови змащування середні. Значні механічні втрати на тертя.</p>	
Напрявні кочення	
<p>Дозволяють здійснювати швидкі переміщення з високою точністю. Втрати на тертя дуже малі. Опір руху у багато (до 20) разів менше, ніж в напрямних ковзаня. Діляться на роликові й шарикові залежно від форми тіл кочення, розташованих між напрямними станини і столом. Шарики і ролики розділені сепаратором. В якості тіл кочення застосовуються також ролики малого діаметру і значної довжини (голки).</p>	

Закінчення табл. 6

Напрявні для кругового переміщення	
<p>Застосовуються для машин з обертовими столами або планшайбами. Діляться на напрямні ковзання і кочення і мають форму кільця. Напрявні ковзання виконуються плоскими (1), конічними (2), V – образними (3). Напрявні кочення залежно від форми тіл кочення діляться на шарикові (4) і роликові (5).</p>	

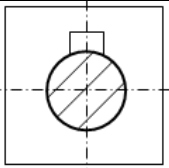
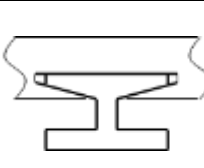
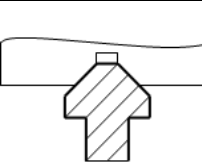
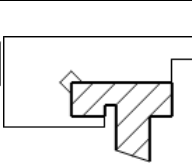
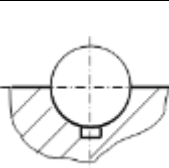
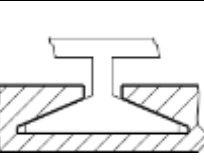
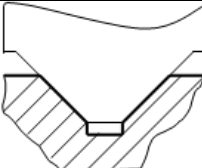
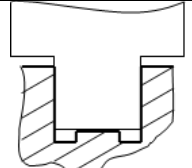
*Прямокутні* напрямні відрізняються технологічністю виготовлення і легкістю контролю геометричної точності, простотою і надійністю регулювання проміжків. Такі напрямні здатні сприймати великі навантаження.

*Трикутні* напрямні мають властивість автоматичного вибору проміжків під дією власної ваги, але кутове розташування робочих граней ускладнює їх виготовлення і контроль.

*Трапецієвидні* напрямні відрізняються компактністю конструкції, але складні у виготовленні і контролі. Регулювання проміжку у них відносно просте, але не забезпечує високої точності сполучень.

*Круглі* напрямні застосовують рідко. У охоплюваному варіанті вони не забезпечують великої жорсткості із-за прогину качалок (штанг); закріплених на кінцях, тому застосовують їх в основному при малій довжині ходу. У охоплюючому варіанті у циліндричних напрямних складно виготовити напівкруглі пази.

Таблиця 7 – Основні типи профілів напрямних ковзання

Охоплювані			
			
<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
Охоплюючі			
			
<i>д</i>	<i>е</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>
<i>Примітка:</i> <i>a, д</i> – циліндричні напрямні; <i>б, е</i> – трапецеєвидні напрямні; <i>в, ж</i> – трикутні напрямні; <i>г, з</i> – прямокутні напрямні.			

### ***Напрявні змішаного тертя***

#### *Напрявні ковзання*

Безпосередній контакт сполучених поверхонь в напрямних ковзання визначає мінливість і великі сили опору. Залежно від навантаження, швидкості, виду мастила і його кількості напрямні можуть працювати в режимах тертя як без мастила, так і з ним. Значну

різницю для цих напрямних складають сили тертя спокою (сили рушання) порівняно з силами тертя руху; останні, в свою чергу, сильно залежать від швидкості ковзання. Ця різниця призводить до стрибкоподібного руху вузлів при малих швидкостях, що вкрай небажано. Значне тертя викликає зношування і, отже, знижує довговічність напрямних.

Для зменшення недоліків напрямних з напіврідинними мастилами впроваджують спеціальні антискачкові мастила, застосовують накладки з антифрикційних матеріалів. Якщо коефіцієнт тертя спокою в парі чавун – чавун при звичайних мастилах дорівнює  $0,21 \div 0,28$ , то застосування антискачкового мастила знижує його до  $0,075 \div 0,09$ . Застосування накладок з полімерних матеріалів на основі фторопласта знижує коефіцієнт тертя спокою до  $0,04 \div 0,06$ .

Стійність напрямних з напіврідинним мастилом – висока контактна жорсткість і хороші демпфуючі властивості. Крім того, такі напрямні забезпечують надійну фіксацію рухомого вузла верстата після його переміщення в задану позицію.

*Матеріал напрямних* значною мірою визначає зносостійкість і плавність руху вузлів. Щоб уникнути вкрай небажаного явища – схоплювання, нарізь тертя комплектують з різномірних матеріалів, що мають різні склад, структуру і твердість. Напрявні, щодо яких переміщаються рухомі деталі, роблять більш жорсткими і зносостійкими. Цим забезпечується тривале збереження точності, бо при русі копіюється форма нерухомих напрямних.

Напрявні з сірого чавуну, виконані як одне ціле з базовою деталлю, найбільш прості, але при інтенсивній роботі не забезпечують необхідної довговічності. Їх зносостійкість підвищують загартуванням з нагрівом струмами високої частоти або газоплазмовим методом. Загартуванням однією зі сполучених поверхонь до ( $48 \div 53$ ) HRC можна підвищити зносостійкість більш ніж в 2 рази. Значного підвищення зносостійкості чавунних напрямних можна домогтися застосуванням спеціальних покриттів. Хромування напрямних шаром товщиною ( $25 \div 30$ ) мкм забезпечує твердість ( $68 \div 72$ ) HRC, в  $4 \div 5$  разів підвищує зносостійкість і суттєво зменшує коефіцієнти тертя спокою і тертя руху.

Аналогічний ефект дає напилення напрямних шаром молібдену чи сплавами з вмістом хрому. Хромують тільки одну зі сполучених поверхонь, зазвичай нерухому, бо пара хром по хрому схильна до схоплювання, хоча і має мінімальний коефіцієнт тертя.

Напрямні зі сталі виконують у вигляді окремих планок, які приварюють до зварних станин, але у випадку чавунних станини їх кріплять гвинтами. Матеріал накладних напрямних – низьковуглецеві сталі 20, 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ з цементацією і загартуванням до високої твердості (60÷65) HRC; азотуємі сталі 38Х2МЮА, 40ХФ, 30ХН2МА з глибиною азотування 0,5 мм і з загартуванням до дуже високої твердості – (800÷1000) HV. Сталеві загартовані напрямні забезпечують найвищу зносостійкість в парі з загартованим чавуном.

Кольорові сплави (безоловяниста бронза БрАМц9–2, олов'яниста бронза БрОФ10–1, сплав на цинковій основі ЦАМ10–5) в парі із сталлю і чавуном, дають найкращі результати по зносостойкості, відсутності задири і рівномірності подачі, але висока вартість стримує їх широке застосування при виготовленні напрямних. Їх використовують головним чином як накладні або для заливки.

Пластмаси мають хороші характеристики тертя і антизадири властивості, забезпечують рівномірність руху при малих швидкостях і не дають схоплювання. Проте мала жорсткість, низька зносостійкість при абразивному забрудненні, вплив теплових чинників, вологи, мастила, слабких лугів і кислот обмежує застосування пластмас. Використовують такий матеріал в основному в комбінованих напрямних, у випадках, коли основне навантаження несуть, наприклад, роликові опори, а шари пластмаси на допоміжних гранях забезпечує необхідні характеристики тертя.

Відношення довжини рухомої деталі до загальної ширини на – напрямних (ширина напрямних + відстань між ними) має бути в межах 1,5 – 2. Довжину нерухомих напрямних приймають такою, щоб не було провисання рухомої деталі. Накладні напрямні кріплять до базової деталі по всій їх довжині.

Важливою умовою нормальної роботи напрямних ковзання є наявність між їх сполученими поверхнями проміжків визначеної

величини. Для забезпечення необхідних проміжків, при складанні напрямних, і підтримки їх величин в процесі експлуатації верстата застосовують притискні і регулювальні планки і клини (табл. 8).

Притискні планки замикають напрямні і забезпечують задані проміжки між основними площинами напрямних. Величину проміжку встановлюють приганянням по довжині напрямних.

Регулювальні планки служать для регулювання проміжку в площинах напрямних. Регулювання виробляють переміщенням планки гвинтами, розташованими в площині поперечного перерізу напрямної.

Клини застосовують для тієї ж мети, що і регулювальні планки, але в більш відповідальних випадках: при дії великих зусиль, необхідності тонкого регулювання, підвищених вимогах до жорсткості. Проміжки регулюють поздовжнім переміщенням клина за допомогою гвинтів або інших пристроїв. Клинці та регулювальні планки слід встановлювати з менш навантаженої бічної сторони напрямної.

Таблиця 8 – Способи регулювання проміжків в напрямних  
Регулювання проміжків за допомогою регулювальних прокладок

<p>Проміжок в напрямних усувають видаленням, підшліфовкою або заміною однієї з комплекту тонкої регулювальної прокладки (1) і піджаттям планки (2) гвинтом (3). Застосовується в плоских і призматичних горизонтальних напрямних (а) і в напрямних типу «ластівчин хвіст» (б)</p>	
---	--

Продовження табл. 8

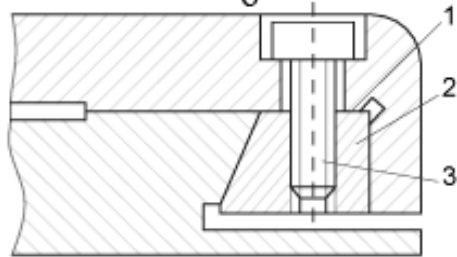
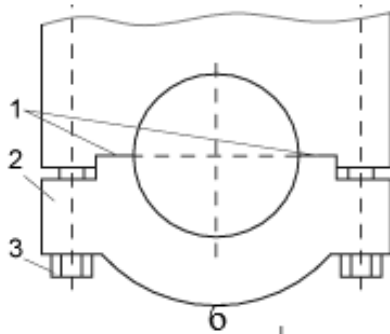
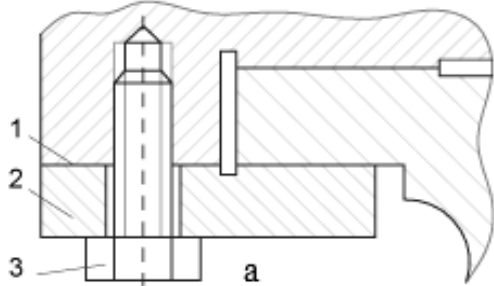
Регулювання за допомогою клинів	
<p>Проміжок в напрямних усувають переміщенням за допомогою гвинтів (1) регулюючих клинів (2), що мають ухил від 1:40 до 1:100 пропорційно довжині напрямних.</p> <p>Застосовується в горизонтальних і вертикальних плоских напрямних (а) і в напрямних типу «ластівчин хвіст» (б)</p>	<p>The diagrams illustrate the adjustment mechanism. Diagram 'a' shows a vertical guide with a wedge (2) and a screw (1). Diagram 'б' shows a 'swallowtail' type guide with a wedge (2) and a screw (1).</p>
Метод із застосуванням притискаючого з'єднання	
<p>Проміжок в напрямних або натяг в них здійснюють за допомогою затискних гвинтів (1).</p> <p>Застосовується для настановних перемішень в круглих напрямних при ослаблених гвинтах.</p>	<p>The diagram shows a round guide with a clamping screw (1) used for adjustment.</p>



Продовження табл. 8

Регулювання із застосуванням шабрування або шліфування

Проміжок в напрямних усувають подшабруванням або шліфуванням площин (1) планок або кришки (2) з подальшою їх підтяжкою за допомогою гвинтів (3). Застосовується в плоских і призматичних напрямних (а), напрямних типу «ластівчин хвіст» (в), а також у круглих напрямних (б), де разом зі стиком подшабрують і циліндричні поверхні.

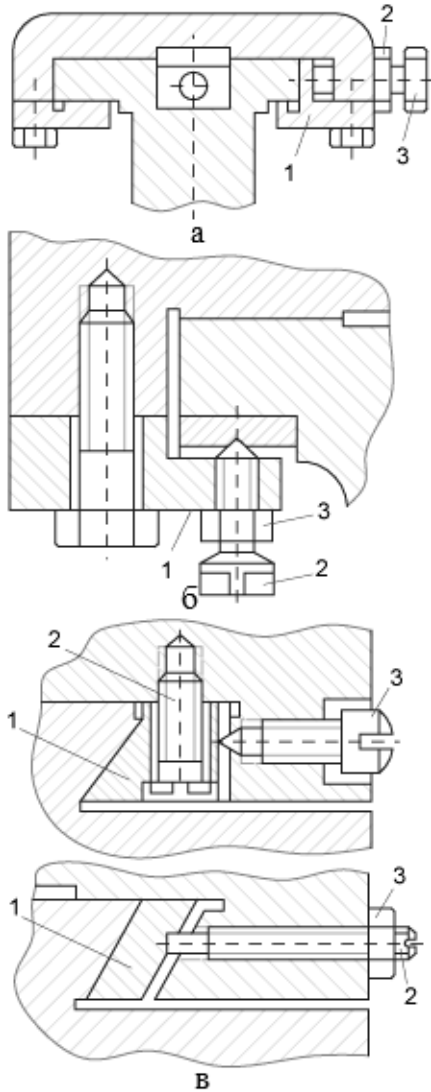


**В**

Продовження табл. 8

Зсув планок або клинів постійної товщини

Проміжок в напрямних усувають зміщенням планок або клинів (1) за допомогою гвинтів (2). Фіксацію встановленого положення планки (клина) виробляють контргайкою (гвинтом 3). Застосовується у вертикальних плоских напрямних (а), в горизонтальних плоских і призматичних напрямних (б), в направляючих типу «ластівчин хвіст» (в.)



Однак зсув рухомої частини відносно нерухомої викликає порушення співвісності приводного гвинта і гайки, до вигина гвинта і нерівномірного зносу пари вцілому. Для збереження співвісності гвинта і гайки необхідно мати конструкцію, що забезпечує регулювання положення гвинта або гайки при зносі напрямних. Повна компенсація зносу можлива лише при рівномірному зносі напрямних.

Розрахунок напрямних тертя ковзання ведуть, виходячи із забезпечення необхідної зносостійкості і жорсткості. Для забезпечення зносостійкості обмежують допустимий тиск на робочих гранях напрямних, а вимоги до жорсткості лімітують допустимі контактні переміщення.

### ***Напрявні рідинного тертя***

Рідинне мастило між напрямними можна забезпечити або за рахунок гідродинамічного ефекту, або подачею мастильного матеріалу між поверхнями, які труться під тиском. Перевага рідинного змащення полягає в тому, що відсутнє зношування напрямних, окрім того забезпечуються високі демпфуючі властивості і плавність руху.

*Гідродинамічні напрямні* відрізняються простотою конструкції, але добре працюють лише при досить великих швидкостях ковзання, таким умовам відповідають швидкості головного руху (поздовжньо – стругальні, карусельні верстати). Гідродинамічний ефект, тобто ефект спливання рухомого вузла, створюється затягуванням мастила пологими клиновими скосами між мастильними канавками, виконаними на робочій поверхні напрямних.

У утворені таким чином проміжоки, які в свою чергу звужуються, при русі відбувається затягування мастильного матеріалу, що забезпечує розподіл поверхонь тертя шаром рідини.

При малій ширині напрямної, відносно її довжини, критичну швидкість ковзання (м/с) після якої настає рідинне змащування відповідає

$$v \geq 2,5 \cdot 10^5 \frac{P \cdot h_{\min}^2}{\mu L^2 B}, \quad (29)$$

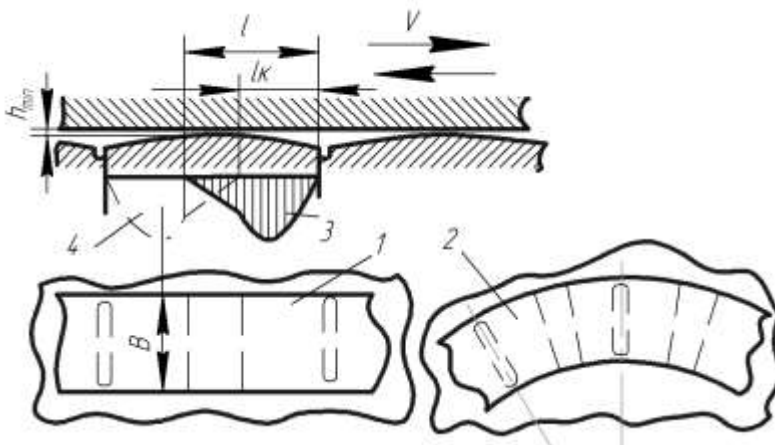


Рисунок 17 – Гідродинамічні напрямні: 1 – прямолінійного руху; 2 – кругового руху; 3, 4 – відповідно епюри

де  $P$  – загальне навантаження на напрямну;

$h_{\min}$  – мінімальна товщина мастильного шару, залежно від довжини напрямної  $h_{\min} = (0,06 \pm 0,1)$  мм;

$\mu$  – динамічна в'язкість, (мПа·с);

$L, B$  – довжина і ширина напрямної, (мм).

Для різних швидкостей ковзання і навантаження існують свої оптимальні геометричні параметри клинового скосу.

Серйозним недоліком гідродинамічних напрямних є вантаження рідинного мастила в періоди розгону і гальмування рухомого вузла.

*Гідростатичні напрямні* ширше поширені в металорізальних верстатах. Вони забезпечують рідинне змащування при будь-яких швидкостях ковзання, а значить, і рівномірність, і високу чутливість точних виконавчих рухів. Недоліком гідростатичних напрямних являється складність системи мастила і необхідність спеціальних пристроїв для фіксації переміщуваного вузла в заданій позиції.

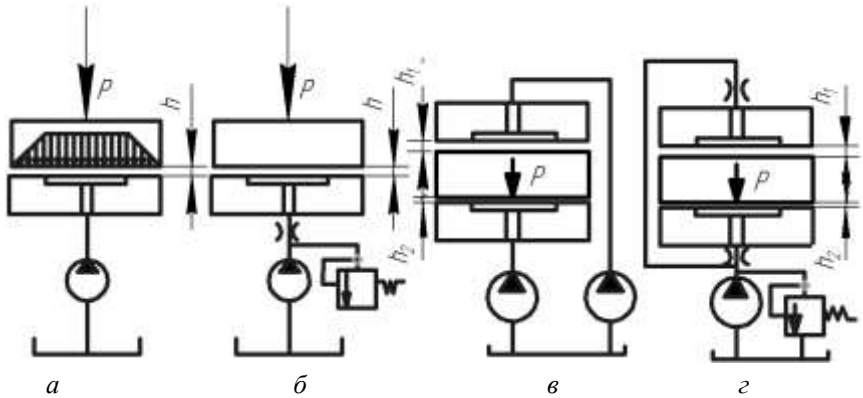


Рисунок 18 – Форми карманів гідростатичних напрямних

Гідростатичні напрямні (рис. 18) мають кармани, в які під тиском подається мастило. Витікаючи назовні через проміжок  $h$ , воно створює мастильну подушку по всій площі контакту. Доцільна форма кармана для гідростатичних напрямних показана на рис.19. Їх геометричні розміри задають на основі орієнтовних залежностей  $a = 0,5a_1$ ;  $a_1 = 0,1B$ ;  $a_2 = 2a$ .

За характером сприйняття навантаження гідростатичні напрямні діляться на відкриті (незамкнуті) і замкнуті (закриті). Відкриті напрямні призначені для сприйняття притисних навантажень, а замкнуті – можуть сприймати, ще й значні перекидні моменти.

Гідростатичні напрямні розрізняються також системою регулювання товщиною мастильного шару. Найбільш прості і надійні системи – з дроселями перед кожними карманом. Однак, якщо напрямні незамкнуті, то вони можуть забезпечити необхідну жорсткість мастильного шару лише при великій масі рухомого вузла. Підвищити жорсткість мастильного шару можна шляхом використання для кожного кармана окремого насоса постійної витрати (або систему з одним насосом і дільником витрат). Такі системи застосовують у важких верстатах (карусельних, поздовжньо – фрезерних та ін.).

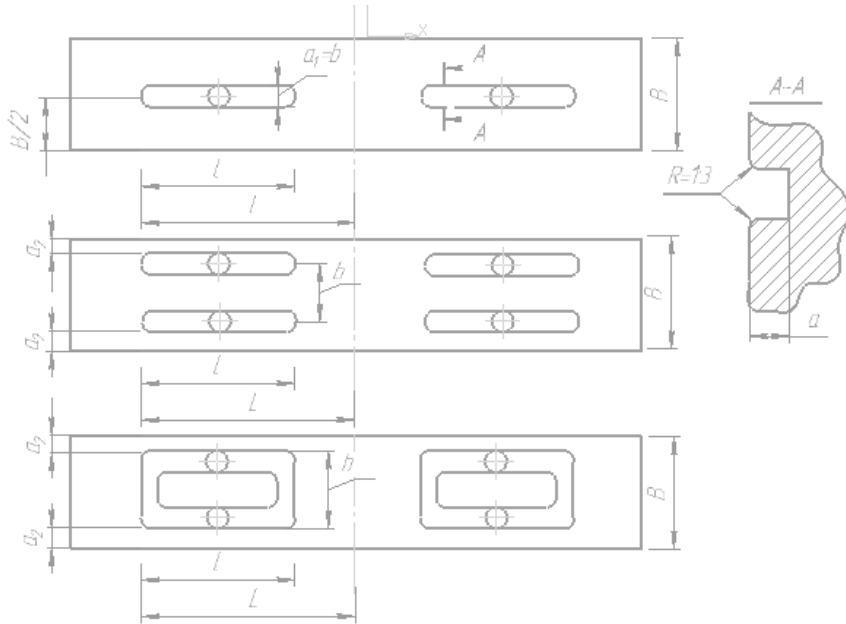


Рисунок 19 – Форми карманів для гідростатичних напрямних

Найкращими, з точки зору жорсткості і постійності товщини мастильного шару, є гідростатичні напрями з системою автоматичного регулювання. Основу таких систем складають дроселі, опір яких автоматично змінюється або залежно від товщини мастильного шару, або від тиску в мастильному кармані.

Гідропідйомна сила (Н) незамкнутої гідростатичної опори з живленням за схемою насос–карман

$$P = \frac{G \mu \cdot F \cdot C_F \cdot C_d}{h^3}, \quad (30)$$

де  $G$  – витрата мастильного матеріалу, що протікає через проміжок,  $\text{см}^3/\text{с}$ ;

$\mu$  – динамічна в'язкість, для мінеральних мастил  $\mu = 1 \div 100$  мПа·с;

$h$  – величина проміжку, см;

$F$  – площа опори, см<sup>2</sup> (окремою опорою вважатимемо ділянку  $F = L \cdot B$ );

$C_F, C_d$  – коефіцієнти, залежні від геометричних параметрів опори і кармана, для симетричної прямокутної опори

$$C_F = \frac{1}{6LB} (2LB + lB + 2l \cdot b + L \cdot b), \quad (31)$$

$$C_d = 0,51 \cdot 10^{-9} \frac{(B-b)(L-l)}{l(L-l) + b(B-b)}, \quad (32)$$

де  $L, B$  – відповідно довжина і ширина опори;

$l, b$  – довжина і ширина кармана.

Жорсткість гідростатичної опори з постійною витратою відповідає

$$j = \frac{dP}{dh} = -3 \frac{G \cdot \mu \cdot F \cdot C_F \cdot C_d}{h^4} = -3 \frac{P}{h}, \quad (33)$$

де знак мінус означає, що із збільшенням навантаження проміжок зменшується.

У незамкненої гідростатичної опори, з живленням від загального насоса через дросель, до кожного кармана витрата рідини через дросель і щілину рівна

$$\frac{Pk}{R} = \frac{P_H - P_K}{R_{др}}, \quad (34)$$

де  $P_H, P_K$  – відповідно тиск в насосі і тиск в кармані, МПа;

$R$  і  $R_{др}$  – відповідно опір щілини і дроселя.

$$R = \frac{\mu}{h^3} C_d; \quad (35)$$

$$R_{др} = 6,9 \cdot 10^{-9} \mu \frac{l_o}{d_o^4} = \mu C_o. \quad (36)$$

де  $l_o, d_o$  – відповідно довжина і діаметр отвору дроселя.

Підставивши в рівняння (34)  $R$  і  $R_{др}$  можна отримати формулу для визначення товщини мастильного шару

$$h = 6,97 \cdot 10^{-9} C_d \frac{l_o}{d_o^4} \sqrt[3]{\frac{P_H - P_K}{Pk}} = 6,9 \cdot 10^{-9} \cdot C_d \cdot \frac{l_o}{d_o^4} \sqrt[3]{\frac{1-m}{m}}, \quad (37)$$

де  $m = P_K/P_H$  – характеристика дроселя,  $0 < m < 1$ .

Жорсткість гідростатичної опори з дросельною системою живлення

$$j = -\frac{3 \cdot C_F d_o^4}{C_D \cdot l_o} \cdot F \cdot p_H \cdot m^2 \left( \frac{1-m}{m} \right)^{2/3}, \quad (38)$$

а при оптимальній характеристиці дроселя  $m_{opt} = 2/3$

$$j_{max} = -3 (1-m) \cdot P/h$$

З формул (37) і (38) видно, що застосування дроселів тертя забезпечує незалежність товщини мастильного шару  $h$  і жорсткості  $j$  від в'язкості мастила  $\mu$ . У цьому полягає перевага дросельних гідростатичних опор, оскільки в'язкість мастила істотно змінюється із-за нагріву верстата при роботі.

Вантажопідйомна сила (Н) замкнутої гідростатичної опори з системою живлення насос-карман (рис. 18в)

$$P = 10-2 P_H F \cdot C_F \cdot C_p \cdot (\varepsilon, K), \quad (39)$$

а рідина цієї опори

$$j = -\frac{3P_H \cdot F \cdot C_F}{h_o} \cdot C_j(\varepsilon, k), \quad (40)$$

де  $h_o$  – первинна величина робочого проміжку;

$C_p(\varepsilon, K)$  і  $C_j(\varepsilon, K)$  – коефіцієнти, що визначаються залежно від відносності зміщення  $\varepsilon = (h_o - hl)/h_o$  та відмінності в протилежних опорах

$$K = \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{C_{F_2}}{C_{F_1}} \cdot \frac{C_{D_2}}{C_{D_1}} \cdot \frac{l_{o_2}}{l_{o_1}} \cdot \frac{d_{o_1}^4}{d_{o_2}^4}, \quad (41)$$

де індекс 1 – для основної опори, індекс 2 – для опори, що замикає;

завзвичай  $0 < K \leq 1$ , а при  $K = 0$  опора перетворюється на незамкнуту.

Коефіцієнти  $C_p(\varepsilon, K)$  та  $C_j(\varepsilon, K)$  визначають за формулами 42 та 43 відповідно:

$$C_p(\varepsilon, \kappa) = \frac{1}{(1-\varepsilon)^2} - \frac{K}{(1-\varepsilon^3)}, \quad (42)$$

$$C_j(\varepsilon, \kappa) = \frac{1}{(1-\varepsilon)^4} + \frac{K}{(1+\varepsilon^3)^4}. \quad (43)$$



Замкнута гідростатична опора з дросельним регулюванням (рис. 18 г) має вантажопідйомну силу і жорсткість, визначувані за формулами (39 – 40), в яких:

$$C_p(\varepsilon, \kappa) = \frac{1}{(1-\varepsilon)^3 + 1} - \frac{K}{(1+\varepsilon)^3 + 1}, \quad (44)$$

$$C_j(\varepsilon, \kappa) = \frac{(1-\varepsilon)^2}{[(1-\varepsilon)^3 + 1]^2} + \frac{(1+\varepsilon)^2 \cdot K}{[(1+\varepsilon)^3 + 1]^2}. \quad (45)$$

Демпфування коливань в гідростатичних напрямних значно вищі, ніж в напрямних інших типів. Характеризується такі коливання силою опору, що виникає при зближенні поверхонь з деякою постійною швидкістю. Для прямокутних напрямних з карманом демпфуюча сила визначається як

$$P = \frac{\mu L}{h^3} (B^3 - b^3) \cdot \frac{dh}{dt}, \quad (46)$$

де  $h$  – початкова (середня) величина проміжку.

Гідростатичні напрямні чутливі до деформацій і погрішностей виготовлення і монтажу, сумарна величина яких для зв'язаних деталей не повинна перевищувати приблизно однієї третини мінімальної розрахункової товщини щілини. Позитивна властивість гідростатичних опор – здатність значною мірою усереднювати початкові геометричні похибки зв'язаних поверхонь.

### ***Аеростатичні напрямні***

Поділ поверхонь, що труться у аеростатичних напрямних домагаються за рахунок подачі в їх кармани повітря під тиском. В результаті чього між сполученими поверхнями напрямних утворюється повітряна подушка. За конструкцією аеростатичні напрямні нагадують гідростатичні. Робочу поверхню ділять на кілька позицій, в яких розташовуються кармани. Підвід і розподіл повітря в кожній позиції незалежні один від одного. Для усунення небезпеки втрати стійкості та збудження інтенсивних коливань за принципом пневмомолотка, кармани і розподільні канавки роблять трикутного профілю і невеликими за об'ємом.

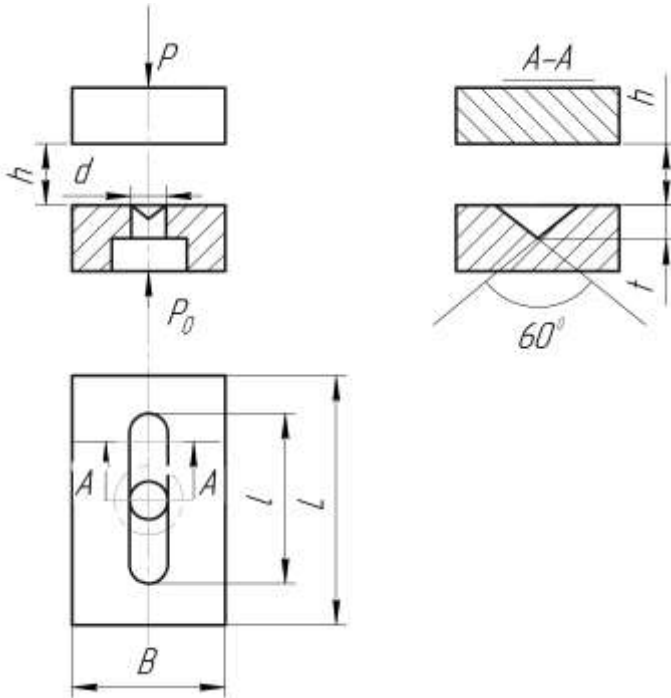


Рисунок 20 – Аеростатичні напрямні

Аеростатичні напрямні працюють стійко, коли об'єм повітря в канавці в 4–5 разів менше об'єму повітря в щілині. Виходячи з цього, глибина канавки має відповідати умові

$$t \leq \sqrt{0,7Bh}, \quad (47)$$

де  $B$  – ширина опори, мм;

$h$  – товщина щілини (проміжку), зазвичай  $h = 0,01 - 0,05$  мм.

Мікроканавки замкнутого профілю, аналогічні канавкам гідростатичних опор (див. рис. 19) застосовують при значній ширині напрямних. Повітря підводять до центру канавки через дроселюючий отвір  $d = (0,2-0,8)$  при надмірному тиску 0,2–0,4 МПа.

Підйомна сила опори з однією канавкою

$$P = 9,8 \cdot Bl \cdot f_p(K), \quad (48)$$

де  $l$  – довжина канавки, мм;

$f_p(K)$  – коефіцієнт, залежний від характеристики опори

$$K = 17,3 \frac{l^3 h^3}{Bt^4}. \quad (49)$$

Коефіцієнт  $f_p(K)$  при розрахунку вантажопідйомності можна визначити по емпіричній формулі

$$f_p(k) = \frac{6pk - 0,8}{\sqrt[5]{5KPk}}, \quad (50)$$

де  $P_k$  – тиск повітря в канавці, МПа.

За умовою стійкості характеристику опори слід брати в інтервалі  $0,3 < K < 2$ .

Жорсткість незамкнутих аеростатичних напрямних можна оцінити за наближеною формулою

$$j = 0,5 \frac{Bl}{h} \cdot P_0, \quad (51)$$

де  $P_0$  – тиск повітря, що підводиться, МПа.

Недоліками аеростатичних опор і напрямних, у порівнянні з гідростатичними, є:

- мала здатність навантаження;
- невисоке демпфування коливань (оскільки в'язкість повітря на чотири порядки менша за в'язкість мастила);
- низькі динамічні характеристики;
- схильність до відмов із-за засмічення магістралей і робочого проміжку.

Динамічні характеристики можна покращувати, застосовуючи аеростатичні напрямні закритого типу; а здатність навантаження підняти за рахунок автономної системи живлення від окремого компресора.

Переваги аеростатичних напрямних полягають у тому, що під час руху забезпечується низький коефіцієнт тертя, а при відключенні подачі повітря дуже швидко створюється контакт поверхонь з великим тертям, а це забезпечує достатню жорсткість фіксації вузла верстата в

заданій позиції. Таким чином зникає необхідність у фіксувальних пристроях, яких потребують гідростатичні напрямні.

Аеростатичні напрямні використовують в прецизійних верстатах, які, в свою чергу, характеризуються малими силами різання та необхідністю точного позиціонування.

### **Напрямні кочення**

Напрямні кочення характеризуються наступними перевагами:

– малими силами тертя, рівномірністю і плавністю руху при малих швидкостях;

- високою точністю настановних переміщень;
- не спливанням столу при високих швидкостях;
- малими (особливо при зруванні з місця) зусиллями переміщень;
- малим тепловиділенням;
- високою довговічністю по точності;
- простою системою мастила.

Недоліками напрямних кочення в порівнянні з напрямними ковзання являються висока вартість, трудомісткість виготовлення, знижене демпфування, підвищена чутливість до забруднень.

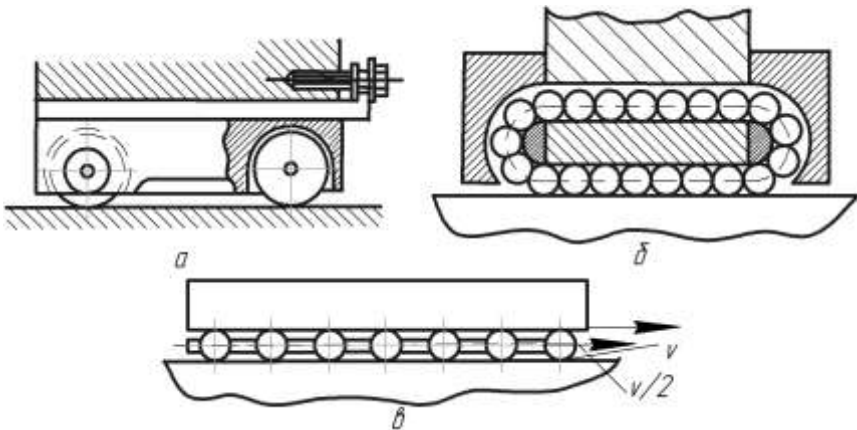


Рисунок 21 – Основні схеми напрямних кочення:

*a* – на роликах із закріпленними осями; *б* – із потоком тіл кочення; *в* – із поверненням тіл кочення

Найбільшого поширення в металорізальних верстатах отримали напрямні із вільним прокатуванням тіл кочення (рис. 21 б, в), бо саме в таких напрямних є можливість розмістити більшу кількість тіл кочення в зоні контакту і забезпечити необхідну жорсткість і точність руху. Конструкції без повернення тіл кочення (рис. 21 б) застосовують для малих ходів (до 1 м), оскільки тіла кочення в 2 рази відстають від рухливого вузла. Для рівномірного розміщення на напрямній тіл кочення слугує сепаратор.

При великій довжині ходу використовують напрямні із циркуляцією шариків або роликів, які вільно повертаються на робочу доріжку по каналу вертання (рис. 21 в).

Матеріал і конструктивні форми напрямних кочення схожі з напрямними ковзання. Проте для напрямних кочення потрібні жорсткі і однорідні робочі поверхні. Чавун застосовують порівняно рідко лише при невеликих навантаженнях. В основному використовують сталеві загартовані напрямні.

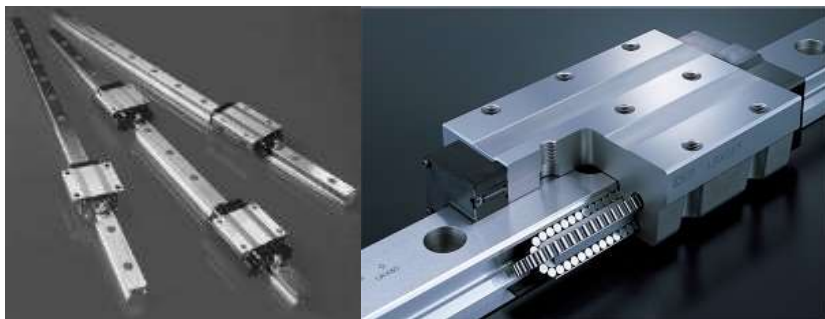


Рисунок 22 – Напрямні кочення

Число тіл кочення  $Z$  в одному ряду на напрямній не має бути менше, ніж 12–16 одиниць, оскільки з їх зменшенням знижується точність руху. Для завантаження усіх або майже усіх тіл кочення зовнішньою силою необхідно дотримуватися умови:

- для роликів напрямних:

$$z \leq \frac{G}{4b}, \quad (52)$$

де  $Z$  – число тіл кочення;

$b$  – довжина роликів в см;

$G$  – вага вузла в кг

- для шарикових напрямних:

$$z \leq \frac{G}{3\sqrt{d}}, \quad (53)$$

де  $d$  – діаметр шариків.

Надмірне збільшення кількості тіл кочення призводить до того, що велика їх кількість виявляється незавантаженим повністю або частково. При виборі діаметру шариків або роликів треба враховувати, що із зменшенням діаметру елемента кочення зростають сили тертя, а із збільшенням діаметру елемента кочення збільшуються розміри напрямних. Жорсткість шарикових напрямних зростає із збільшенням діаметру шариків, проте жорсткість роликів майже не залежить від діаметру роликів. Зауважимо, що у верстатобудуванні використовують як короткі ролики діаметром 5–12 мм, так і довгі діаметром 5–20 мм.

Попередній натяг в напрямних кочення усуває шкідливий вплив проміжків, забезпечує підвищення жорсткості напрямних в 2–3 рази і дещо більшу, ніж в напрямних без натяга, демпфуючу здатність. При реальних величинах попереднього натягу втрати на тертя в напрямних досить малі і точність настановних переміщень практично така ж висока, як і в напрямних без натяга.

Попередній натяг може бути отриманий за рахунок маси вузла і зовнішнього навантаження. Недолік цього способу – неможливість вибору оптимальної величини натягу і його регулювання.

У замкнутих напрямних попередній натяг створюють двома способами: пригоном розмірів або регульовальними пристроями. Перший з них простий конструктивно і забезпечує високу жорсткість, проте натяг неможливо регулювати в процесі експлуатації і необхідно витримувати розміри з великою точністю натягу (для шарикових напрямних не повинні перевищувати 7–10 мкм, а для роликів – 10–15 мкм). Рекомендовані величини натягу зазвичай складають 5–6 мкм.

Другий спосіб позбавлений недоліка, що описаний вище, але складніший конструктивно. Натяг створюється або пружинами, або за рахунок регулювальних елементів, які зміщують рухливу деталь (див. схеми для регулювання проміжків в напрямних ковзання). При цьому бажано, щоб на ці пристрої не діяло основне навантаження з метою уникання зниження жорсткості.

Напрямні із циркуляцією тіл кочення виконують в основному без сепараторів, з суцільним потоком шариків або роликів.

Основні форми напрямних кочення прямолінійного руху приведені на рис. 23 – 25.

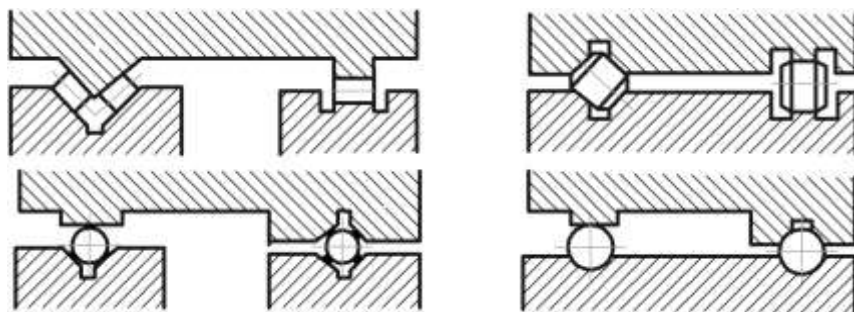


Рисунок 23 – Основні форми напрямних кочення без попереднього регулювання натягу

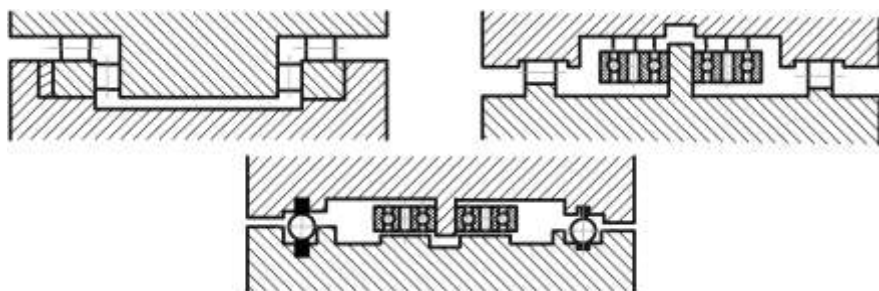


Рисунок 24 – Основні форми напрямних кочення із частковим попереднім натягом (лише у горизонтальному напрямі)

Напрявні кочення отримали застосування в силових вузлах, столах, полозках прецизійних верстатів і систем з метою підвищення чутливості точних переміщень, здійснення рівномірних повільних рухів і усунення переорієнтації вузлів при реверсі.

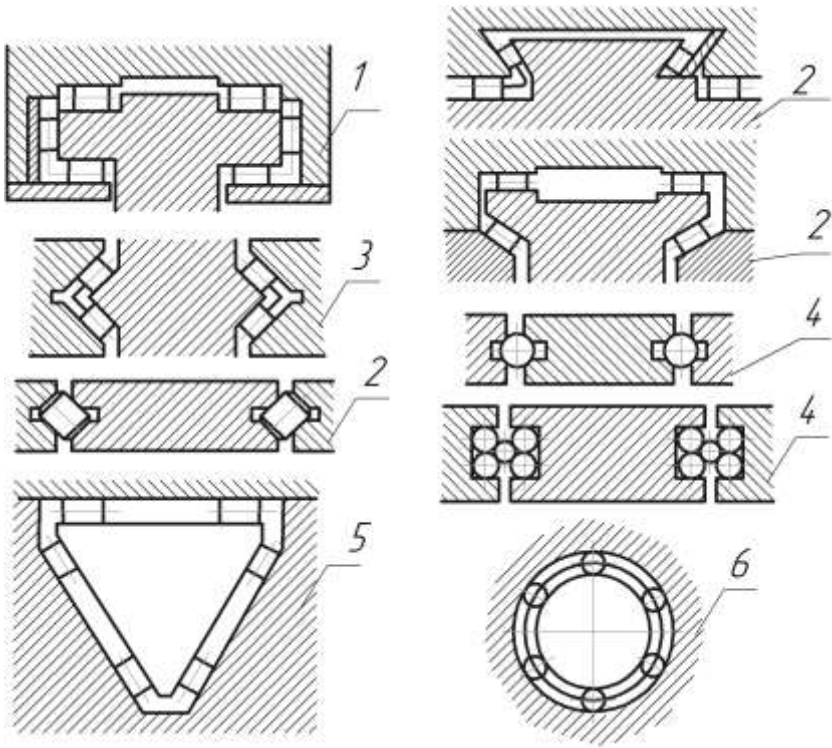


Рисунок 25 – Основні форми напрямних кочення із попереднім регульованим натігом у двох напрямках (закнені): 1 – прямокутні; 2 – гострокутні; 3 – призматичні роликові; 4 – призматичні шарикові; 5 – трикутні; 6 – циліндричні

Окрім того напрямні кочення застосовують для забезпечення необхідної довговічності; підвищення точності положення з метою уникнення спливання внаслідок виникнення гідродинамічної підйомної



сили в шарі мастила, а також для зменшення тепловиділення у зв'язку з малим опором руху; підвищення допустимих швидкостей; зменшення потужності приводу.

### **Розрахунок напрямних кочення**

Граничні навантаження по контактній напрузі сталевих і чавунних напрямних розраховують за наступними формулами (на основі формули Герца–Беляєва):

- для роликів направляючих
 
$$P = Kbd, \quad (54)$$

- для шарикових напрямних
 
$$P = Kd^2, \quad (55)$$

де  $d$  – діаметр шарика або ролика, см

$b$  – ширина ролика, см

$K$  – умовна напруга, Н/см<sup>2</sup>.

Таблиця 9 – Значення умовної напруги для різних взаємностей від матеріалу

Тіла кочення	K, Н/см <sup>2</sup>	
	Для сталевих загартованих напрямних, HRC <sub>2</sub> 60...62	Для чавунних напрямних, HB200
Шарики	6	0,2
Ролики короткі	200	20
Ролики довгі	150	15

Жорсткість (пружні переміщення) напрямних кочення при умови ідеального виготовлення розраховують за формулою 56 – 57:

$$\delta = C_p q, \quad (\text{мк}) \quad (56)$$

$$\delta = C_{ш} P, \quad (\text{мк}) \quad (57)$$

$q$  – навантаження на одиницю довжини ролика, Н/мм;

$P$  – навантаження на один шарик, Н;

$C_p$  і  $C_{ш}$  – коефіцієнти контактної податливості відповідно для роликів (мкм·мм/Н) і шарикових (мкм/Н) напрямних, визначувані по існуючих діаграмах.

Залежність  $\delta$  (56 – 57) справедлива за наявності попереднього натягу (попереднього навантаження).

Динамічні характеристики напрямних кочення дещо гірші, ніж у напрямних змішаного чи рідинного тертя. Невелике демпфування обумовлене малою площею контакту.

Тертя в напрямних кочення практично не залежить від швидкості руху вузла і складається з двох складових, одна з яких постійна, а друга пропорційна нормальному навантаженню.

Сила тертя на одній грані напрямних може бути визначеною за формулою 58:

$$T = T_0 + \frac{f_k}{r} P_N, \quad (58)$$

де  $T_0 = (4 - 5) \text{ Н}$  – постійна складова сили тертя;

$f_k$  – коефіцієнт тертя кочення (для сталевих напрямних  $f_k = 0,001$  см, для чавунних напрямних  $f_k = 0,0025$  см)

$r$  – радіус тіл кочення, см

$P_N$  – сумарна сила, що діє на робочу грань напрямної, Н.

*Комбіновані напрямні кочення–ковзання* із облицюванням граней ковзання полімерними матеріалами мають хороші властивості як напрямних кочення, так і напрямних ковзання, а зокрема не мають їх недоліків, тобто забезпечені одночасно задовільними характеристиками тертя, високими жорсткістю і демпфуванням коливань, є безударними в найбільш важливому напрямку та мають значно меншу вартість, ніж напрямні кочення.

Елементи кочення можуть бути на основних, бічних або допоміжних гранях. Інші грані виконують як поверхні ковзання.

Роликові опори на основних горизонтальних гранях застосовуються в напрямних важких переміщуваних вузлів (столи важких фрезерних верстатів, рухливі стійки важких розточувальних верстатів, супорти важких токарних верстатів і т.п.), при цьому бажано

грані ковзання робити з частковим розвантаженням роликowymi опорами, що сприяє підвищенню точності обробки.

Напрявні з бічними гранями кочення використовують в верстатах, де у першу чергу необхідно усунути переорієнтацію вузлів при реверсах (розточувальні, багатоопераційні, токарні, бесконсольно – і вертикально – фрезерні верстати та ін.).

Загальна сила тертя в комбінованих напрямних кочення – ковзання

$$T = T_0 + f_{ck} N_1 + \frac{f_k}{r} N_2, \quad (59)$$

де  $T_0$  – постійна складова сили тертя ( $T_0 \approx 5H$ );

$f_{ck}$  – коефіцієнт тертя ковзання (для чавуну  $f_{ck} = 0,1 \div 0,25$ );

$f_k$  – коефіцієнт тертя кочення (для чавуну  $f_k = 0,0025$  см, для сталі  $f_k = 0,001$  см);

$N_1$  та  $N_2$  – частки загального навантаження, сприймаються відповідно напрямними ковзання і кочення, Н;

$r$  – радіус тіл кочення, см.

Для найбільш відповідальних напрямних ефективною є гідророзвантаження напрямних із напіврідким мастилом за рахунок подачі в розвантажувальні кармани мастила під тиском. Підбором тиску мастила в карманах можна різко зменшити коефіцієнт тертя, забезпечити високу довговічність напрямних, а відсутність спливання, яке має місце в гідростатичних напрямних, забезпечує високу контактну жорсткість і надійну фіксацію вузла після перестановки.

Сила тертя в напрямних з гідророзвантаженням

$$T = f P_N \left(1 - \frac{P_o}{P_N}\right), \quad (60)$$

де  $f$  – коефіцієнт змішаного тертя;

$P_o$  – сила гідророзвантаження.

Сила гідророзвантаження та ж, що і для гідростатичних напрямних  $P_o = P_k F C_F$ ; зазвичай  $P_o = 0,7 P_N$ ;  $P_o = 0,7 P_N$ ;

$F$  – площа опори, см<sup>2</sup>;

$C_F$  – коефіцієнт, залежний від геометричних параметрів опори

$$C_F = \frac{1}{6L} B(2LB + lB + 2l + B + Lb).$$

Для прямокутної опори з двома канавками  $C_F = 0,5$  ;

$P_k$  – тиск мастила в карманах.

Комбінація гідростатичних та гідродинамічних опор доцільна при великому діапазоні зміни швидкостей, що в напрямних зустрічається рідко. Такі опори застосовують для швидкохідних шпинделів верстатів з великим діапазоном регулювання частоти обертання.

Комбінації гідростатичних опор і напрямних кочення доцільні в окремих випадках для створення замкнутих гідростатичних опор. Підпружинені катки можуть забезпечити надійне замикання гідростатичних опор навіть при відсутності зовнішнього постійного навантаження.

Поєднання гідростатичних напрямних з аеростатичними можливо у випадках, коли аеростатичні опори виконують допоміжні функції ущільнюючих пристроїв. Для силового замикання аеростатичні напрямні малопридатні через низький тиск в пневмережі.

### ***Тягові пристрої приводу подач***

Тягові пристрої, в основному, служать для переміщення рухливих вузлів верстата по напрямним прямолінійного руху. Вони є останньою ланкою кінематичного ланцюга приводу подач.

Для здійснення прямолінійного руху, в основному, використовують:

– механізми: ходовий гвинт–гайка, зубчасте колесо–рейка або зубчастий с.тор–рейка, черв'як–рейка, кулачкові, шатунові, важільні і інші механізми;

– гідравлічні і пневматичні двигуни типу поршень–циліндр.

Щоб забезпечити високі техніко–економічні показники верстатів (продуктивність, точність, надійність) тягові пристрої повинні відповідати наступним вимогам:

– забезпечувати заданий закон переміщення і постійні швидкості;

- мати високий ККД;
- мати високу жорсткість, що є однією з головних характеристик тягового пристрою і впливає на статичні і динамічні похибки виконавчого вузла верстата;
- мати малий момент інерції, що визначає швидкодію приводу і точність обробки;
- мати високу чутливість до малих переміщень, тобто мати здатність здійснювати рухи, малі за шляхом або швидкістю;
- проміжоки мають бути відсутніми, особливо в тих випадках, коли за характером руху або дії зовнішнього навантаження має місце розкриття стиків;
- знос в процесі експлуатації має бути мінімальним.

Залежно від призначення верстата, його конструкції і габаритних розмірів застосовують різні види тягових пристроїв. Найчастіше застосовують пару гвинт–гайка, кулачковий і гідравлічний приводи.

#### *Ходові гвинти і гайки*

Ходові гвинти повинні мати високу точність, зносостійкість і малу деформацію в процесі роботи. У металорізальних верстатах застосовують гвинт–гайку ковзання, гвинт–гайку кочення, гідростатичну передачу гвинт–гайка.

*Гвинт–гайка ковзання* набула найбільшого поширення. Для ходових гвинтів ковзання застосовується в основному трапецеїдальна нарізь; для точних ходових гвинтів – прямокутна або трапецеїдальна з меншим вузлом профілю, що дають меншу помилку переміщення при радіальному битті гвинта, але складніші у виготовленні.

Встановлено шість класів точності ходових гвинтів ковзання: 0, 1, 2, 3, 4 і 5. Клас точності вибирають в залежності від умов роботи гвинта і точності механізму.

#### Рекомендації щодо вибору класу точності ходових гвинтів:

- верстати класу С і гвинтові пари до них – 0<sup>й</sup> клас;
- різьбошліфувальні, черв'ячно – шліфувальні, координатно – розточувальні, зубофрезерні, зубо – і круглошліфувальні класів А, В і П; гвинторізні верстати і гвинтові пари класів А і В – 1<sup>й</sup> і 2<sup>й</sup> клас;

– токарно – гвинторізні, широко універсальні, фрезерні верстати класів В і П, ділильні механізми зубообробних верстатів – 3<sup>й</sup> клас;

– горизонтально – і координатно – розточувальні, токарно – гвинторізні, токарно – карусельні, фрезерні, довбальні і строгальні верстати класів П і Н; механізми радіальних подач зубообробних верстатів – 4<sup>й</sup> клас;

– горизонтально – роторні верстати класу Н – 5<sup>й</sup> клас.

*Передача гвинт – гайка кочення.* До приводів подач сучасних прецизійних верстатів і верстатів з числовим програмним управлінням (ЧПУ) пред'являються особливі вимоги щодо забезпечення рівномірності руху подачі та точності установлювальних переміщень. Передача гвинт – гайка ковзання, володіючи деякими перевагами, має також ряд недоліків:

- ✓ наявність проміжків в нарізі,
- ✓ малі допустимі швидкості ковзання,
- ✓ нерівномірність руху на низьких швидкостях,
- ✓ великий коефіцієнт тертя,
- ✓ низький ККД,
- ✓ погані умови мастила,
- ✓ відносно швидка втрата точності та ін.

✓ Передачі гвинт – гайка кочення позбавлені зазначених недоліків і, природно, отримують все більше поширення в високоточних верстатах. Основними перевагами передачі гвинт – гайка кочення є:

- ✓ можливість повного усунення зазорів і створення натягу, що забезпечує високу осьову жорсткість, низький коефіцієнт тертя,
- ✓ високий ККД (0,9 – 0,95 замість 0,2 – 0,4 у передачі гвинт – гайка ковзання ),
- ✓ незалежність сили тертя від швидкості,
- ✓ мале тертя спокою, що сприятливо впливає на рівномірність руху,
- ✓ висока довговічність.

Передача гвинт – гайка кочення (рис. 26 – 27) складається з гвинта 1, гайки 2, комплекту шариків 3 та пристрою для повернення шариків 4.

При обертанні гвинта або гайки шарики, обертаючись навколо своїх осей, переміщуються по западині нарізі. Для можливості безперервної циркуляції шариків передбачається спеціальний пристрій (канал для повернення шариків). Існують кілька типів пристроїв повернення шариків.

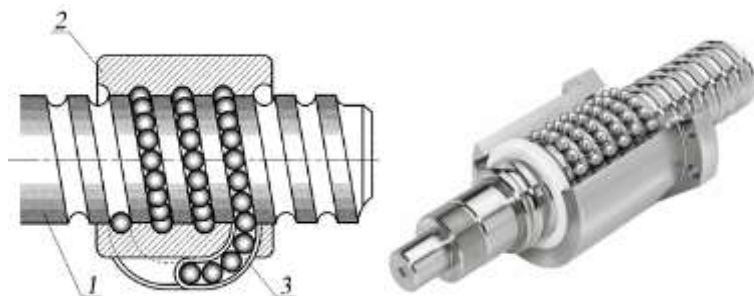


Рисунок 26 – Схематичне зображення та візуалізація передачі гвинт – гайка кочення: 1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – перепускний канал

1. Канал повернення являє собою вигнуту трубку, кінці якої вставлені в отвори, просвердлені в гайці тангенціально до поверхні нарізі (рис. 27, а). З метою спрямування шариків в трубку передбачені відбивачі: гвинт, загорнутий в гайку 1; вигнутий стрижень, розташований в западині нарізі та прикручений до гайки 2; скошений кінець трубки, що трохи виступає з гайки 3. Для полегшення проштовхування шариків зменшують довжину каналу повернення (в основному в довгих гайках). Для цього на гайці розташовують дві або три трубки, при цьому виходить два або три замкнутих циркулюючих потоки шариків. Недоліками такого типу пристроїв є:

- ✓ значні радіальні розміри,
- ✓ незручність компонування через виступаючі трубки,
- ✓ низька зносостійкість кінців трубок.

2. Канал повернення розташовується безпосередньо із зовнішнього боку гайки (рис. 27, б); кінці його з'єднуються із нарізною гайки відповідними отворами.

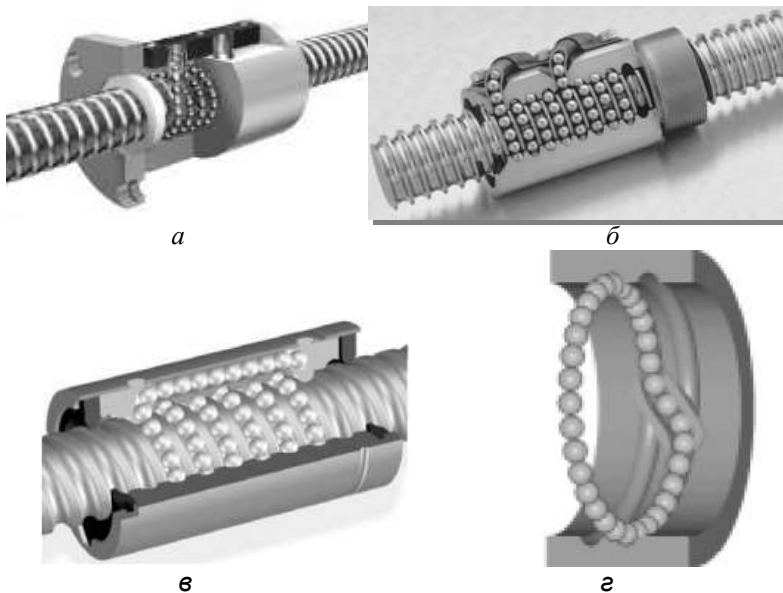


Рисунок 27 – Пристрої для повернення шариків: *а* – через трубку; *б* – через канал, що виконаний в гайці; *в* – через аксіальний отвір в гайці; *г* – через канал, виконаний у вкладиші

Зовні канал закривається стаканом, що надягають на гайку, або спеціальною кришкою, прикрученою до гайки. З метою спрямування шариків в отвори передбачаються відсікачі, які прикріплюються до гайки. Така конструкція пристрою повернення шариків зручніша для компонування його у верстаті і має дещо менші розміри, у порівнянні із конструкцією з трубками. Недоліком такої конструкції є складність форми відбивача і недостатньо зручне кріплення його до гайки.

3. Для повернення шариків уздовж гайки робиться отвір, який з'єднується з початком першого і кінцем останнього витків нарізи за допомогою каналів, розташованих в торцевих шайбах (або вставках) гайки (рис. 27, в). Є конструкції з відсікачами та без відсікачів. Перевагами є: компактність і технологічність. Така конструкція має і серйозні недоліки: необхідність здійснення крутого повороту шариків



на початку каналу, неможливість здійснення декількох замкнутих циркулюючих потоків шариків (як це робиться, наприклад, в першому варіанті), що ускладнює прошовування шариків.

4. У гайки робляться вікна (в більшості випадків є 3 вікна, розташованих під кутом  $120^\circ$ ); при цьому шарики розділені на три незалежно циркулюючі групи. У кожне вікно вставляється спеціальний вкладиш, в якому виконаний канал повернення, що з'єднує два сусідніх витка нарізи. У цій конструкції шарики не виводяться, а лише направляються каналом повернення з западини одного витка в западину сусіднього витка (рис. 27, г). Даний тип пристрою повернення шариків має ряд переваг: малі радіальні розміри, мала довжина каналу повернення і відсутність відбивачів. Недоліком цього типу є неможливість здійснення передачі з многозаходною нарізкою.

Є також конструкції передач гвинт – гайка кочення без повернення шариків: передачі з малим ходом і передачі планітарно – фрикційного типу. Існують конструкції передач, в яких тілами кочення є ролики.

Для повного усунення проміжків і створення попереднього натягу в передачах гвинт – гайка кочення застосовують наступні способи (рис. 28):

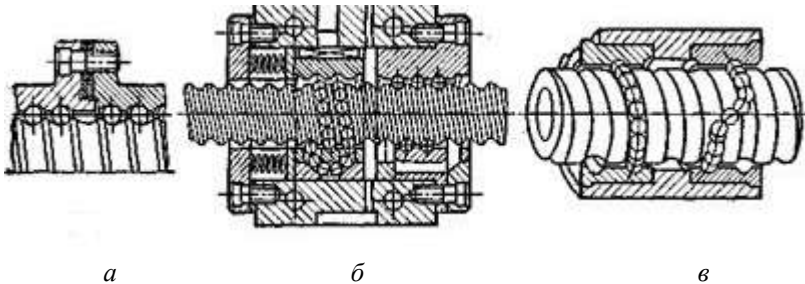


Рисунок 28 – Способи регулювання проміжків та створення натягу у передачах гвинт – гайка кочення: а, б – осьовим зміщенням напівгайок; в – взаєним обертом напівгайок

1. Регулювання проводиться за допомогою набору тонких прокладок (рис. 28, а). Ця конструкція проста, але має недолік – труднощі досить точного (1 – 2 мкм) регулювання натягу.

2. Одна гайка виконана рухомою і за рахунок підтискання в осьовому напрямку пружинами створюється натяг (рис. 28, б). Ця конструкція складна і менш жорстка, ніж попередня.

3. Гайки і стакан забезпечені зубчастими вінцями. Вінці гайок входять у внутрішні зубчасті вінці стакана (рис. 28, в). Завдяки тому, що числа зубів вінців розрізняються на одиницю, можна повернути одну гайку щодо іншої на досить малий кут, забезпечивши тим самим необхідний натяг. Ця конструкція допускає досить тонке регулювання і має високу жорсткість через відсутність болтових з'єднань.

Принцип дії гідростатичної передачі наступний (рис. 29).

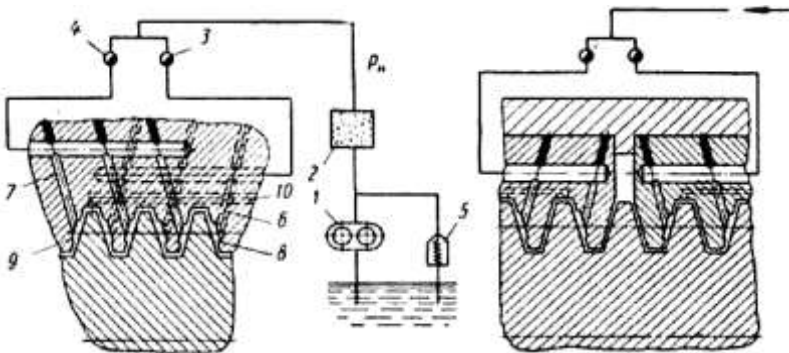


Рисунок 29 – Схема гідростатичної передачі гвинт – гайка

Насосом 1 мастило під дію постійного тиском  $P_n$  через фільтр 2 подається до дроселів 3 і 4. Необхідний тиск регулюється переливним клапаном 5. Пройшовши дроселі 3 і 4, мастило через отвори 6 та 7 потрапляє в кармани 8 та 9, що розташовані на гвинтових поверхнях нарізі гайки. Потім через проміжки в нарізі і отвори 10 мастило йде на слив. При дії на гвинт осьового навантаження проміжок у нарізі з одного боку зменшується, а з іншого – збільшується. Завдяки наявності дроселів 3 і 1 тиск в одному кармані збільшується, а в іншому –

зменшується. Наприклад, при дії навантаження зліва направо тиск в кармані 8 збільшується, а в кармані 9 зменшується. Різниця тисків у карманах забезпечує сприйняття осьового навантаження мастильними шарами.

Питання розрахунку і конструювання гідростатичної передачі гвинт – гайка детально викладені в керівних матеріалах [4].

### *Гідравлічні приводи*

У гідравлічних приводах металорізальних верстатів зусилля, що необхідне для переміщення робочого органу, створюється тиском мастила. Мастило подається в робочу порожнину циліндра, як правило від місцевої насосної установки. Тиск мастила може досягати 20–200 МПа, що дозволяє застосовувати циліндри порівняно невеликого діаметру.

Гідравлічні приводи забезпечують можливість зміни налагодженої швидкості в значних межах. При використанні відповідних схем гідроприводів налагоджена швидкість зберігається стабільною незалежно від коливань робочого навантаження.

У гідравлічних приводах прямолінійного руху застосовується об'ємне і дросельне регулювання (зміни) швидкості руху. При об'ємному регулюванні при зміні швидкості використовується насос змінної продуктивності і швидкість руху змінюється шляхом зміни кількості мастила, що подається насосом.

При дросельному регулюванні швидкості використовуються насоси постійної продуктивності, які значно простіші за своєю конструкцією.

Гідравлічний привід має ряд переваг:

- можливість безступінчатої зміни швидкості руху;
- плавність ходу, що особливо важливо для верстатів, призначених для чистової обробки (зокрема для шліфувальних);
- гнучкість і широкі можливості автоматичного управління циклом руху і швидкістю, що особливо важливо у верстатах–автоматах, автоматизованих системах, автоматизованих лініях тощо (тобто у верстатних системах автоматизованого виробництва);

- високі динамічні якості, бо у приводі відсутні деталі, що обертаються, з великим моментом інерції;
- плавність реверсування і гальмування при використанні в системі управління відповідної апаратури;
- можливість використання уніфікованих блоків при розробці і виготовленні приводу;
- спрощення конструкції і виготовлення приводу, так як немає необхідності в строгій координації положення осей валів, які у свою чергу зв'язують окремі ланки механізмів приводу між собою;
- самозмащуваність елементів приводу.

Завдяки вказаним перевагам гідроприводи широко застосовуються в металорізальних верстатах для здійснення прямолінійного переміщення.

Найістотнішим недоліком гідроприводу є інтенсивне теплоутворення в ланках гідроприводу, що знижує точність обробки.

## Список джерел інформації

1. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков / Э.В. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с.
2. Таратінов О.В. Металлорежущие системы машиностроительных производств: Учебное пособие для вузов / Таратінов О.В., Аверьянов О.И., Босинзон М.А. и др. // Под ред. О.В. Таратінова. 2 – е изд., доп. и перераб. – М.: МГИУ, 2006. – 488 с.
3. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков / Г.А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1972. – 312 с.
4. Передача винт – гайка: учебное пособие / сост. В.О. Варганов, М.В. Аввакумов, М.В. Колічев, В.М. Гребенников, В.А. Романов; СПбГТУРП. – СПб., 2015. – 57 с.
5. Детали машин: учебник для академического бакалавриата / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 15 изд. испр. и доп. – М.: Юрайт, 2014. – 408.
6. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу «Детали машин». – 3 – е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 464 с.
7. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков / Г.А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
8. Чернов Н.Н. Металлорежущие станки / Н.Н. Чернов. – М.: Машиностроение, 1978. – 389 с.
9. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник – учебник в 3 – х т. Т. 2. Ч. I. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / под ред. А.С. Проникова. – М.: Изд – во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
10. Гуртяков А.М. Расчет и проектирование металлорежущих станков: учебное пособие / А.М. Гуртяков. – Томск: Изд – во ТПУ, 2007. – 96 с.
11. Гуртяков А.М. Металлорежущие станки: учебное пособие / А.М. Гуртяков. – Томск: Изд – во ТПУ, 2009. – 350 с.
12. Васильков Д.В. Электромеханические приводы металлообрабатывающих станков: расчет и конструирование: учебник

для вузов / Д.В. Васильков, В.Л. Вейц, А.Г. Схиртладзе. – СПб.: Политехника, 2010. – 759 с.

13. А.С. Проников. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник – учебник в трех томах. Том 3 Проектирование станочных систем. М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 584 с.

14. В.И. Ануриев. Справочник конструктора – машиностроителя. Т.1 – М.: Машиностроение, 1979. – 728 с.

15. В.И. Ануриев. Справочник конструктора – машиностроителя. Т.2 – М.: Машиностроение, 1979. – 559 с.

16. В.И. Ануриев. Справочник конструктора – машиностроителя. Т.3 – М.: Машиностроение, 1979. – 554 с.

## ЗМІСТ

Шпindelьні вузли верстатів	4
Основні вимоги	4
Конструкція шпindelьного вузла	6
Вибір рідких мастил для шпindelьних вузлів	9
Матеріали шпindelів і термообробка	10
Шпindelьні опори кочення	11
Специфіка розрахунку шпindelьних підшипників кочення	23
Гідростатичні підшипники (опори)	24
Гідродинамічні підшипники (опори)	33
Аеростатичні підшипники (опори)	36
Оптимізація параметрів шпindelьного вузла	37
Напрявні верстатів	39
Призначення і основні типи напрямних	39
Напрявні змішаного тертя	44
Напрявні ковзання	44
Напрявні рідинного тертя	51
Аеростатичні напрямні	57
Напрявні кочення	60
Розрахунок напрямних кочення	65
Тягові пристрої приводу подач	68
Гідравлічні приводи	75
Сисок джерел інформації	77

Навчальне видання

**Методичні вказівки**

щодо вибору, обґрунтування та розрахунку основних вузлів металорізальних верстатів, які впливають на технологічні можливості обладнання та точність обробки (шпиндельні вузли, напрямні та тягові пристрої приводу подач) при курсовому та дипломному проектуванні для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Укладачі: ХІЦАН Валерій Дмитрович,  
УШАКОВ Олександр Миколайович,  
БАСОВА Євгенія Володимирівна.

Відповідальний за випуск проф. *Пермяков О.А.*  
Роботу до видання рекомендував проф. *Шелковий О.М.*  
В авторській редакції

План 2017 р., поз. 139

Підписано до друку 22.09.2017 Формат 60x84 1/16 Папір офсет. Rico – друк.  
Гарнітура Times New Roman. Ум. друк, арк. 2,42. Наклад 50 прим. Зам №  
Ціна договірна

---

Видавець і виготовлювач  
Видавничий центр НТУ «ХПІ»  
вул. Фрунзе, 21, м. Харків – 2, 61002

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009