

## Лекція 12

### 2.8 Подушки та підшипники прокатних валків

Корпус підшипника прокатного валка, призначений для утримання підшипника і валка у вікнах станини у визначеному положенні, називається подушкою. Подушка - це відкований прямокутник для робочого, або П- подібна рама для опорного валка з отвором для монгажа підшипника. В клітях дуо подушки боковими гранями опираються на стійки станин. В клітях кварто подушки опорних валків опираються на стійки станин, а подушки робочих валків опираються нижній-нижньою, а верхній-веохньою гранями на подушки опорних валків. Самоустановлені подушки підшипників кочення і ПРТ працюють на зім'яття і на міцність не розраховуються.

Бічні опорні грані подушок робочих валків зношуються нерівномірно, що призводить до перекосів верхнього валка відносно нижнього. Це призводить до виникнення діючих осьових зусиль і поломок підшипників.

Для попередження недопустимих зношувань на опорні грані подушок монтують змінні пластини, які закріплюються гвинтами з утопленими в розточки пластини головками (кріплення під потай). Це дозволяє також надовго збільшити термін роботи подушок робочих валків.

Подушки підшипників відкритого типу з текстолітовими вкладниками працюють на згин. Для визначення напружень, виникаючих в подушці, розглянемо схему сил, діючих на подушку (рис.45).

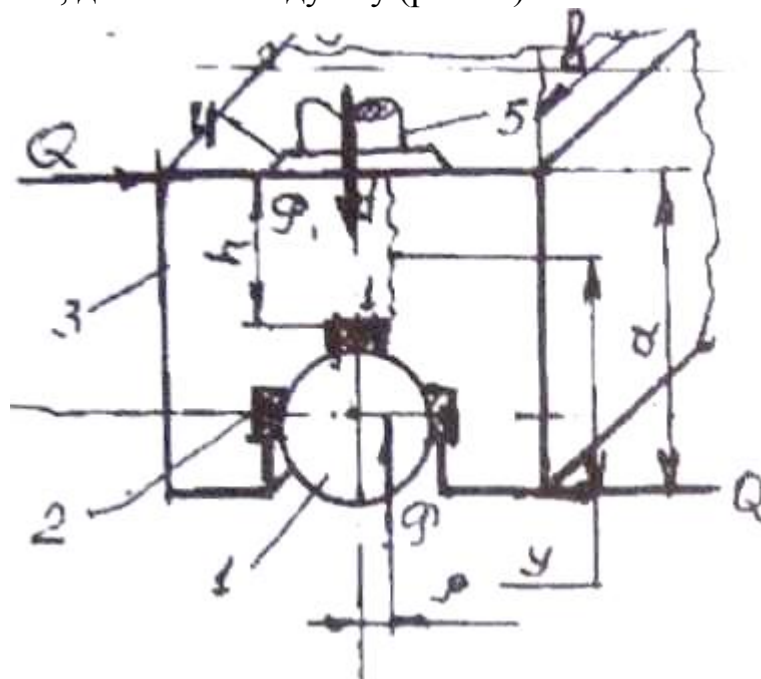


Рисунок 45 схема навантаження подушки з підшипником ковзання на текстолітових вкладниках: 1 - шийка валка, 2 - текстолітові вкладники, 3 - подушка, 4 - запобіжний стакан, 5 - натискний гвинт (інші позначення дивись текст).

Сила  $P$  - рівнодіюча тиску шийки валка на підшипник. Ця сила з урахуванням сил тертя в підшипнику спрямована по дотиковій до круга тертя радіусом  $r$  паралельно рівнодіючій сили прокатки. За таких умов реакція натискного гвинта  $P_1$  спрямована протилежно силі  $P$  і діє по осі гвинта. Завдяки співпаданню осей гвинта і підшипника сила  $P$  і  $P_1$  утворюють пару сил з плечом  $r$ . Таким чином, момент тертя на шийці буде дорівнювати:

$$M_T = P r = P \cdot \mu \frac{d_{ш}}{2} \quad (38)$$

Момент  $M_T$  врівноважується моментом, утвореним парою сил  $Q$  з плечом  $a$  тобто:

$$Q \cdot a = P \mu \frac{d_{ш}}{2} \quad (39)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя між шийкою і вкладишами;

Переріз подушки 1-1 з координатою центра вагомості від низа подушки  $y$ . Координата  $y$  (рис.45) визначається по кресленню подушки.

Для утримання подушки від обертання (в статичному положенні) сила реакції стійки станини на опорну грань подушки  $Q$  повинна дорівнювати із умови (39):

$$Q = P \mu \frac{d_{ш}}{2} \quad (40)$$

Момент згину  $M_{зг}$  в перерізі зі 1-1 дорівнює:

$$M_{зг} = Q y \quad (41)$$

Момент опору згину в перерізі 1-1 (для прямокутника):

$$M_{1-1} = b h^2 / 6 \quad (42)$$

де  $b$  і  $h$  - ширина і висота переріза 1-1.

Напруження згину  $\sigma_{зг}$  дорівнює:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{1-1}} = \frac{6 Q y}{b h^2} \quad (43)$$

Підставивши значення із (41) в (43) отримаємо:

$$\sigma_{зг} = P \mu \frac{d_{ш}}{2} y \frac{6}{b h^2}$$

або в кінцевому вигляді:

$$\sigma_{зг} = \frac{3 P \mu d_{ш} y}{a b h^2} \quad (44)$$

Подушки відковують із Ст.3 або Ст.5 з границею міцності  $\sigma_B = 500-600$  МПа. При стандартному запасі міцності для подушок  $n = 5$ , допустиме напруження складає  $[\sigma] = (50-60)$  МПа, причому  $\sigma_{зг} < [\sigma]$ .

Підшипники прокатних валків працюють при високих питомих навантаженнях (25-40 МПа) і значних температурах 100-200°C

Попередній підбір підшипників виконується по економічним (вартість) і технологічним параметрам:

Технологічні вимоги до підшипників:

- достатня вантажопід'ємність;
- можливість експлуатації в умовах значних температур;
- надійна робота при високих швидкостях;
- забезпечення якомога меншого коефіцієнта тертя з метою зменшення енергоємності процесу прокатки;

- можливість використання недорогих мастад і рідин для змащування та охолодженні; і і.н.

Для конкретних станів і груп клітей вбираються у відповідності до вищенаведених вимог той чи інший тип підшипників.

Підшипники прокатних валків діляться на два типи:

1. Підшипники відкритого типу.
2. Підшипники закритого типу.

До перших відносяться підшипники ковзання з неметалевими, найчастіше текстолітовими. вкладниками. Де других належать підшипники кочення, найчастіше роликіві, та підшипники рідинного тертя.

## 2.9. Підшипники відкритою типа

Підшипники ковзання відкритого типа в основному використовують на станах, працюючих з ударно-динамічних навантаженнями і на яких немає особливих технологічних вимог по точності розмірів прокатуваних штаб. До цих агрегатів відносяться обтискні стани блюмінги і слябінги, заготівельні і крупно сортні стани та чорнові кліті середньо - і мало сортових станів.

Починаючи з 40-х років минулого століття на прокатних станах почали використовувати підшипники ковзання з неметалевими вкладниками замість металевих. Пояснюється це тим, що підшипники з металевими вкладниками мають ряд суттєвих недоліків, а саме:

1 Вони недовговічні - виходять із ладу із-за задирок поверхні вкладників окалиною.

2 Вимагають ретельної поліровки і над іонного монтажу.

3 Мають значний коефіцієнт тертя ( $\mu=0,10-0,16$ ) із-за ковзання пари метал-метал.

Єдиною перевагою підшипників з металевими вкладниками це надійна робота при високій (до 300°C) температурі шийок валків. Більш надійними і простими в роботі є підшипники з неметалевими вкладниками. Матеріал вкладників - текстоліт, тому в подальшому будемо називати ці підшипники текстолітовими.

Текстолітові підшипники мають ряд порівняних переваг перед іншими типами підшипників, а саме:

1. Забезпечують достатню вантажопід'ємність при ударно динамічному характері зусиль, діючих на валковий вузол.

2. Мають високу зносостійкість за рахунок запресовки попадаючої в підшипник окалини в м'яка вкладники. Термін роботи до декількох місяців.

3. В якості мастила та охолоджувача використовується технічна вода, що виключає необхідність в спеціальній системі примусового змащування.

4. Неметалеві вкладники в 3-5 раз дешевші від металевих.

Але текстолітові підшипники мають два суттєвих недоліки:

1. Велика пружна деформація від реакції в шийках валків, що не дозволяє використовувати текстолітові підшипник на станах і клітях, що мають забезпечувати високу точність по розмірам прокатуваних штаб.

## 2. Порівняно великий коефіцієнт тертя, $\mu = 0,01 - 0,03$

Вкладники виконують складникові або цілоприсованими у вигляді напіввтулок. Фрагмент валкового вузла блюмінга з цілеспрямованими вкладниками наведена на рис.46.

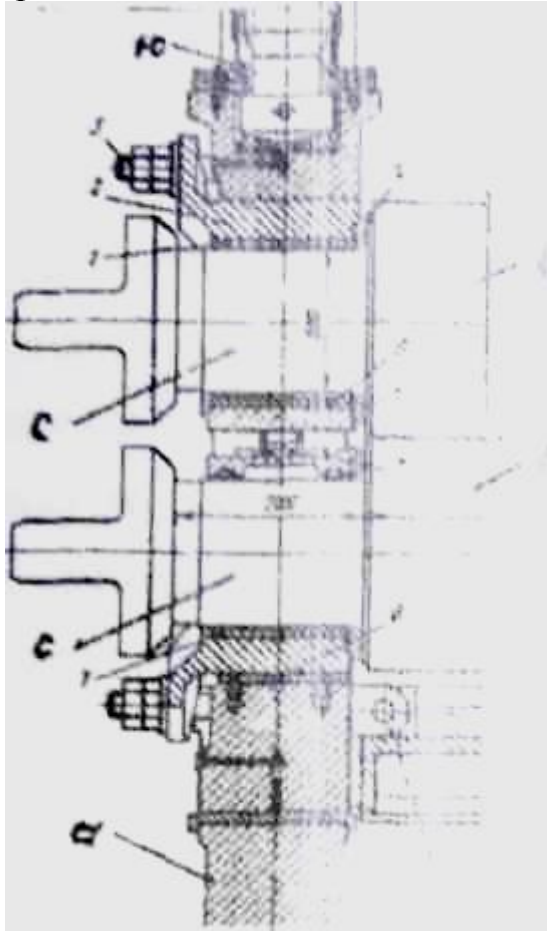


Рисунок 46. Фрагмент валкового вузла блюмінга з цілопресованими вкладниками текстолітових підшипників: а - станина, в-бочки валків, с- шийки валків (інші позиції пояснені в тексті).

Як видно із рис. 46 текстолітові вкладники, що сприймають радіальний тиск, закріплені в касеті болтами фіксуючими дланками. З зовнішньої сторони вкладники зафіксовані кільцем. Текстолітові фланці 4, прилягаючи до бочки по гантелі, виготовлюють окремо і закріплюють в розточках касети зі сторони бочки валки. Осьове регулювання валків і підтиснення текстолітових фланців виконують осьовим переміщенням касети в подушці за допомогою підтягування болтів 3. Для утримання на холостому ході верхнього валка біля верхньої подушки передбачено підвісок 5, на якому закріплені текстолітові вкладки 6.

В подушці нижнього валка змонтована кришка 7, з невеликими текстолітовими вкладниками. Зі зменшення діаметрів бочок валків після їх переточок для утримання лінії прокатки на постійному рівні (по роликam рольгангів) під нижню касету підкладають підкладки 8.

Права і ліва подушки нижнього валка з'єднані за допомогою провушника 9 і приєднані до механізму перевалки валків. Верхні подушки під час перевалки

залишаються підвішеними до п'ят натискних гвинтів 10, а верхній валок зі своїм підвіском 5 лежить на нижньому валкові. Вода на вкладники має подаватися безперебійно, кількість води –  $10 \text{ м}^3/\text{хв}$  на  $1 \text{ м}^2$  вкладників. Перебій в подачі води або збільшення її температури вище ніж  $18^\circ\text{C}$  призводить до пришвидчення зношування вкладників.

Якщо температура шийок валків перевищить межу у  $80^\circ\text{C}$  то розпочинається розбухання вкладників і навіть обуглення, що призводить до аварійної ситуації.

Дотримання правил експлуатації дозволяє подовжувати термін роботи текстолітових підшипників до 3-5 місяців.

Для текстолітових підшипників відкритого типу максимальне значення питомого тиску на вкладиш визначається із виразу для допустимого напруження в шийці валка, яке орієнтовано визначається по формулі [1]:

$$\sigma_{\text{еш}} = \frac{\rho/b \cdot 0.5l}{0.1d_{\text{ш}}^3} \quad (45)$$

Де  $\sigma_{\text{еш}}$ - напруження згина в шийці;

$\rho$ - питомий тиск на площу горизонтальної проекції вкладника;

$d_{\text{ш}}$ - діаметр шийки;

$b, l$ - ширина і довжина вкладника.

Якщо  $b=0,8d_{\text{ш}}$ ,  $l = (0,8 - 1,2)d_{\text{ш}} \approx d_{\text{ш}}$ , то для сталевих валків за  $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$ , а питомий тиск підшипникові  $\rho=35 \text{ МПа}$ . При швидкості валків обтискних станів і клітей 2-5м/с визначають величину  $\rho\vartheta$ , що дорівнює 70-200МПа.

За величиною  $\rho\vartheta$  обирається підшипник ковзання, а потім діаметр шийки валка (див. табл. 6, рис. 36).