

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ТИСКУ МАСТИЛА В ОБЕРТОВИХ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

Стійка світова тенденція до підвищення режимів різання (High Speed Cutting) та вимог до експлуатаційної надійності автоматизованих верстатів токарної групи вимагає покращення їх експлуатаційно-швидкісних характеристик. Ці вимоги зумовлені також властивостями сучасних різальних інструментів з надтвердих матеріалів і алмазів, що дозволяє вести обробку на високих швидкостях за рахунок підвищення максимальної частоти обертання шпиндельного вузла. Підвищення частоти обертання шпиндельних вузлів токарних автоматизованих верстатів стримується рядом факторів, зокрема непристосованістю до роботи на високих частотах обертання опор шпинделя, затискних патронів в (ЗП), гідроприводів затискних механізмів (ЗМ), зубчасто-пасових передач крутного моменту на шпиндель та коливаннями довгомірних прутків.

Відомо, що зусилля затиску заготовки при збільшенні частоти обертання шпиндельного вузла зменшується. Один з факторів втрат тиску полягає саме в механізмі підводу мастила, в існуючих схемах, підвід здійснюється з боку обертового гідроциліндра в напрямку дії відцентрової сили. Отже, втрата буде становити величини відцентрової сили.

Розглянемо на прикладі гідростатичних опор високошвидкісних шпиндельних вузлів яка буде величина втрати тиску. Метод полягає в тому, що подача мастила відбувається від насосної установки низького тиску до опор через вал. В цьому випадку завдяки дії відцентрових сил, виникаючих при обертанні валу, тиск p збільшиться на величину

$$\Delta p = \frac{\rho \omega^2 R^2}{2}, \quad (1)$$

де ρ – в'язкість мастила, кг/м^3 ; ω – кутова швидкість вала, с^{-1} ; R – радіус вала, м; Δp – в Па.

Можливість використання дії відцентрових сили для збільшення тиску перевіряли на стенді (мал. 1, а), в якому мастило надходить із гідростанції I через регулюючий дросель II до гільзи 10, закріпленої на електрошпинделі II. Через отвір 6 гільзи і отвір 5 закріпленій на валу електрошпинделя втулки 4 мастило потрапляє в порожнину 7, утворену торцем вала електрошпинделя і внутрішнім торцем втулки 4. Під дією відцентрової сили, виникаючої при обертанні електрошпинделя, мастило викидається (через радіальне свердління 8 втулки 4) в кільцеву приймальну канавку 2 в гільзі 10, дроселюється на перемичках 1 і через дренажний отвір 12 направляється в гідростанцію. Кільцева проточка 9 ізолює приймальну канавку 2 від отвору 5. Тиск мастила в отворі 6 і в приймальній канавці 2 реєструється за допомогою зразкових манометрів 3.

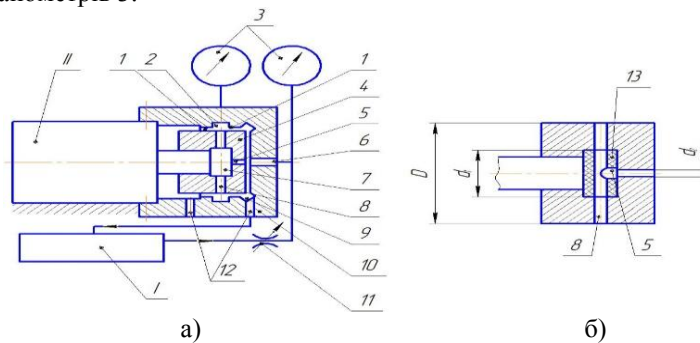


Рис. 1 Схема випробувального стенду

Випробування проводили при різних тисках p і в'язкості мастила в інтервалі частоти обертання шпинделя $n = 6000-30\,000$ об/хв.; останнє реєстрували електронним частотоміром типу ЧЗ-7.

Для визначення впливу наявності порожнини 7 на приріст Δp тиску порівнювали значення Δp (при $D = 4,5$ см; $d_1 = 2,2$ см і $d_2 = 0,2$ см; розміри см. на рис. 1, б), отримані при наявності цієї порожнини і при відсутності її. В останньому випадку порожнина 7 заливали епоксидним клеєм 13 (см. рис. 1, б), в якому висвердлювали отвори 5 і 8 до їх взаємного пересікання.

Результати випробувань (рис. 2) показали, що добре сходження розрахункових і експериментальних значень Δp виходить у випадку, коли порожнина 7 відсутня. При цьому встановлено, що Δp не залежить від в'язкості мастила і тиску p .

Виконаними дослідженнями було встановлено, що обертання гідроциліндра при $n = 10000$ об/хв, і радіусу гідроциліндра в місці маслопідвідної втулки $R = 55$ мм, порашувавши по формулі 1, втрати тиску будуть становити $\Delta p = 2$ МПа, величини відцентрової сили.

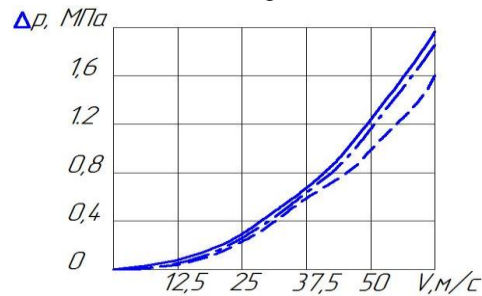


Рис. 2 Залежність приросту Δp тиску мастила від кругової швидкості V валу [суцільна лінія – розрахункова; штрихова і штрихпунктирна – експериментальна]

Наступним фактором втрат тиску буде залежати від геометричної характеристики поперечного перерізу каналів. При цьому залежності для визначення площі поперечного перерізу каналів маслопідвідних втулок (золотникових розподільників) несуть лінійний або нелінійний характер. Геометрією дроселюючих щілин розподільників визначається, в основному, точність і чутливість гідравлічних слідууючих приводів.

Із практики розрахунку гідропроводів відомо, що основні труднощі при визначенні витратних характеристик різноманітного типу гідророзподільників зв'язані з аналітичним визначенням гідравлічних витрат. Відомими методами, заснованими на застосуванні рівнянь гідродинаміки, не завжди можливо достатньо точно описати перебіг робочої рідини через дросельні щілини таких пристроїв. Вид витратної характеристики розподільного пристрою визначають також гідравлічні втрати енергії і величини коефіцієнта втрат. Зазвичай при розрахунках гідравлічні втрати енергії рахуються приближені через середнє значення коефіцієнта втрат, що не враховує конкретної геометрії каналу або дросельної щілини.

В гідродинаміці використовується декілька аналогій аналітичного опису процесів різної фізичної природи. Одною із них являється аналогія, основана на математичній ідентичності задачі ламінарного стабілізування перебігу ідеальної рідини з задачею кручення призматичного стержня, форма поперечного перерізу якого однакова з поперечним перерізом гідравлічного каналу.

Проаналізувавши профілі каналів, визначили, що найбільш оптимальний профіль каналу становить форму овального вікна рис. 3, в якому похибка розрахунку мінімальна. Витрати розраховуються по відомому значенню полярного моменту за формулами 2, 3, 4, 5:

$$Q_{\text{ов.теор}} = \frac{Q_{\text{ел.теор}} + Q_{\text{пр.теор}}}{2} \quad (2)$$

$$F_{\text{ов.}} = F_{\text{ел.}} = F \quad (3)$$

$$Q_{\text{ов.ан.}} = \frac{(ba + \pi r^2)^4 \Delta p}{\pi^2 A \mu l} \quad (4)$$

$$A = b^4 \left[\pi \alpha^4 + \frac{4}{3} \alpha^3 + \frac{8}{3} \alpha^2 + \frac{4}{3} \alpha + \frac{\pi}{2} \right] \quad (5)$$

де Δp – перепад тиску, μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, l – довжина каналу, $F_{\text{ов.}}$ – площа поперечного перерізу.

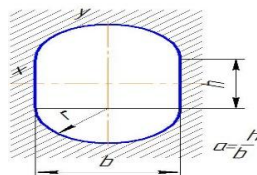


Рис. 3 Профіль каналу