

УДК 621.9.06 – 233.1:681.3

Р.М. Полінкевич

Луцький національний технічний університет

РОЗРАХУНОК СИЛ ДЕМПФУВАННЯ В ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

Виведені формули для визначення сил демпфування основних видів дотичних поверхонь в гідростатичних опорах, які дозволяють отримати рівняння динаміки для конкретних розрахункових схем гідростатичних опор.

Ключові слова: гідростатична опора, демпфування, розрахункова схема, епюри, мастило.

Для забезпечення оптимальних характеристик ГСО по показниках динамічної якості (стійкість, швидкодія та ін.) потрібно досить точно визначати величину сили демпфування при рухові опори паралельно своїй осі. Ця сила представляє собою реакцію масляної плівки при нормальному зближенні двох поверхонь із швидкістю \dot{h} і може бути знайдена шляхом вирішення рівняння Рейнольдса, складеного для шару мастила.

Вирішення найпростіших задач такого типу (наближення двох круглих дисків, двох прямокутних пластин безкінечної довжини, двох еліптичних пластин) відомо давно.

Специфічною особливістю ГСО є наявність на них канавок, в наслідок чого епюра тиску описується розривною функцією; тому при визначенні сталих інтегрування необхідно задавати граничні умови, строго враховуючи фізичну суть задач.

В даному випадку ГСО замінюється еквівалентною розрахунковою схемою (рис.1), згідно якої мастило зі швидкістю \dot{h} через опір R_e , що дорівнює опорі витікання з кармана, виштовхується поршнем, площа F_e котрого – ефективна площа гідроопори.

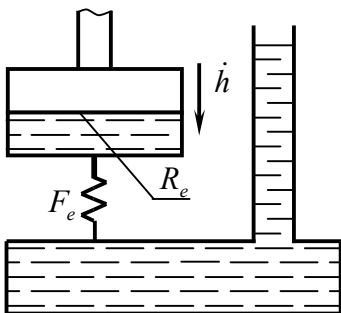


Рис. 1.

У відповідності з прийнятою схемою сила демпфування $P = F_e^2 R_e \dot{h}$. Отримана по цій формулі величина є досить приблизною.

Нижче наведено загальне рішення задачі по визначенню сил демпфування для ГСО різної конфігурації, що застосовуються в металорізальних верстатах. Ця задача може бути приведена до розгляду зближення прямокутних пластин і круглих дисків з канавками і без них.

Наближення прямокутних пластин з канавками. Розглядається дві прямокутні пластини (рис. 2), розміщені паралельно одна відносно іншій на відстані h_0 ; нехай нижня пластина нерухома, а верхня наближається до неї з швидкістю

\dot{h} , стискаючи поміщений між пластинами шар мастила. Знайдемо опір, що діє на верхню пластину. В основу розрахунку покладені наступні припущення: 1) потік рідини в зазорі є нестискуваним, ламінарним і має постійну в'язкість; 2) сили інерції рідини дуже малі в порівнянні з силами тиску і тертя; 3) жорсткість пластин велика, і їх деформаціями можна знехтувати; 4) пластини мають безкінечну довжину.

Останнє припущення дозволяє розглядати одномірну задачу; знехтування витікання в торці вносить невелику похибку, тому що практично довжина гідростатичних направляючих значно більша за ширину. З умови рівноваги сил, що діють на елементарну частинку рідини, можна вивести наступне рівняння:

$$\frac{dp}{dx} = -12 \frac{\mu q}{h^3}, \quad (1)$$

де p і q – тиск і витрати мастила;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості мастила;

h – відстань між пластинами в січенні, які розглядаються.

Витрати через одиницю довжини пластини в січеннях I-I ÷ V-V рівна:

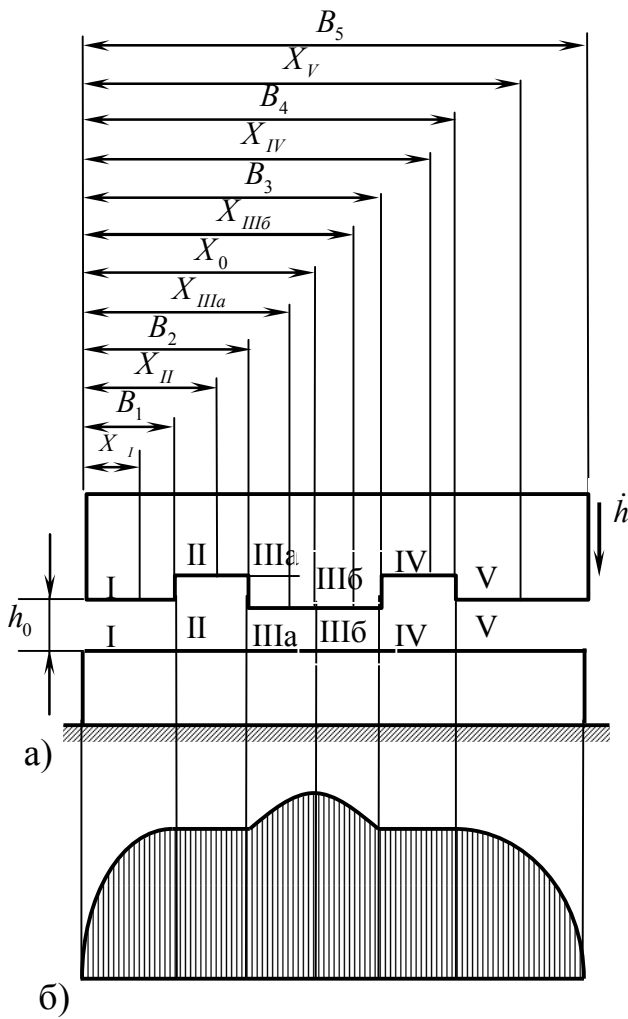


Рис. 2

$$q_i = (X_0 - X_i)\dot{h} \quad (i = I, II, IIIa);$$

$$q_j = (X_j - X_0)\dot{h} \quad (j = IIIб, IV, V).$$

Тут X_0 – абсциса січення шару мастила, в якому епюра тиску (рис.2, б) має максимум.

Підставивши ці вирази у формулу (1) та провівши інтегрування, отримаємо:

$$P_i = \frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left(X_0 X_i - \frac{x_i^2}{2} \right) + C_i;$$

$$P_j = -\frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left(\frac{x_j^2}{2} - X_0 X_j \right) + C_j.$$

Постійна інтегрування C_i і C_j визначаються з граничних умов: при $X_I = 0$ $P_I = 0$; при $X_V = B_5$ $P_V = 0$; при $X_I = B_1$ і $X_{IIIa} = B_2$ $P_I = P_{II} = P_{IIIa}$; при $X_{IIIб} = B_3$ і $X_V = B_4$ $P_{IIIб} = P_{IV} = P_V$.

Після підстановок і перетворень отримаємо:

$$P_I = \frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left(X_0 X_I - \frac{x_I^2}{2} \right);$$

$$P_{II} = \frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left(X_0 B_1 - \frac{B_1^2}{2} \right);$$

$$P_{IIIa} = \frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left[X_0 (B_1 - B_2 + X_{IIIa}) + \frac{1}{2} (B_2^2 - B_1^2 - X_{IIIa}^2) \right];$$

$$P_{IIIб} = \frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left[X_0 (B_4 - B_5 + X_{IIIб} - B_3) + \frac{1}{2} (B_5^2 - B_4^2 + B_3^2 - X_{IIIб}^2) \right];$$

$$P_{IV} = \frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left[X_0 (B_4 - B_5) + \frac{1}{2} (B_5^2 - B_4^2) \right];$$

$$P_V = \frac{12\mu\dot{h}}{h_0^3} \left[X_0 (X_V - B_5) + \frac{1}{2} (B_5^2 - X_V^2) \right];$$

Невідома в цих виразах величина:

$$X_0 = \frac{B_5^2 - B_4^2 + B_3^2 - B_2^2 + B_1^2}{2(B_5 - B_4 + B_3 - B_2 + B_1)}$$

визначена з умови: при $X_{IIIa} = X_{IIIб} = X_0$; $P_{IIIa} = P_{IIIб}$.

По отриманим значенням $P_I - P_V$ може бути побудована епюра тисків і знайдено зусилля демпфування на одиницю довжини пластини; помноживши його на довжину L пластини, остаточно отримаємо:

Розрахункові схеми і епюри тисків для деяких окремих випадків цієї задачі показано на рис. 3.

$$P = \frac{12\mu L \dot{h}}{h_0^3} \left[\frac{B_5^3 - B_4^3 + B_3^3 - B_2^3 + B_1^3}{3} - \frac{(B_5^2 - B_4^2 + B_3^2 - B_2^2 + B_1^2)^2}{4(B_5 - B_4 + B_3 - B_2 + B_1)} \right], \quad (2)$$

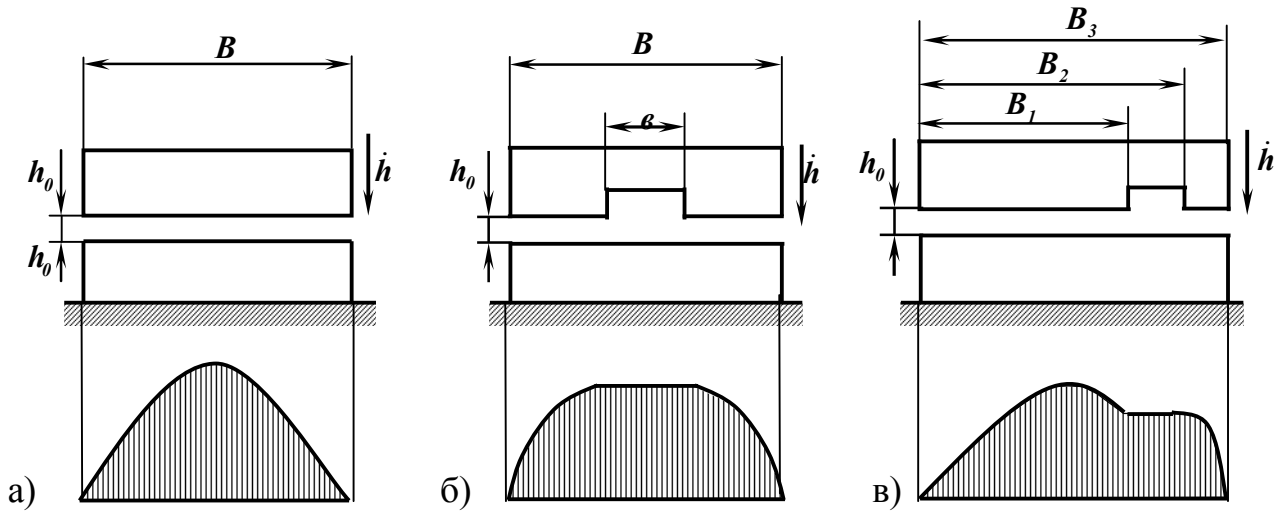


Рис. 3. а) без канавок; б) з симетричною канавкою; в) з асиметричною канавкою.

Відповідні залежності для визначення сили демпфування мають вигляд:

Для схеми на рис. 3, а: $P = \frac{\mu L \dot{h}}{h_0^3} B^3$; (3)

Для схеми на рис. 3, б: $P = \frac{\mu L \dot{h}}{h_0^3} (B^3 - b^3)$;

Для схеми на рис. 3, в: $P = \frac{12\mu L \dot{h}}{h_0^3} \left[\frac{B_3^3 - B_2^3 + B_1^3}{3} - \frac{(B_3^2 - B_2^2 + B_1^2)^2}{4(B_3 - B_2 + B_1)} \right]$;

Наближення круглих дисків. Розрахункова схема для випадку зближення дисків з центральним отвором та кільцевою канавкою показана на рис. 4.

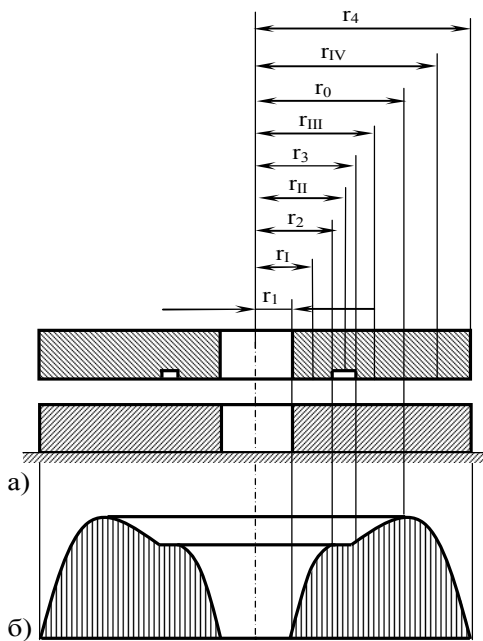


Рис. 4.

Три перші припущення попередньої задачі зберігаються; необхідність в четвертому припущенні відпадає через симетричність потоку.

Вирішення задачі аналогічне приведеному вище. Вирази для тиску на ділянках I-IV мають вигляд:

$$P_I = \frac{6\mu \dot{h}}{h_0^3} \left[r_0^2 \ln \frac{r_I}{r_1} + \frac{1}{2} (r_1^2 - r_I^2) \right];$$

$$P_{II} = \frac{6\mu \dot{h}}{h_0^3} \left[r_0^2 \ln \frac{r_{II}}{r_1} + \frac{1}{2} (r_1^2 - r_{II}^2) \right];$$

$$P_{III} = \frac{6\mu \dot{h}}{h_0^3} \left[r_0^2 \ln \frac{r_{III} r_2}{r_3 r_1} + \frac{1}{2} (r_1^2 - r_2^2 + r_3^2 - r_{III}^2) \right];$$

$$P_{IV} = \frac{6\mu \dot{h}}{h_0^3} \left[\frac{1}{2} (r_4^2 - r_{IV}^2) - r_0^2 \ln \frac{r_4}{r_{IV}} \right];$$

де r_0 – радіус, на котрому епора

тисків досягає максимуму:

$$r_0 = \sqrt{\frac{r_4^2 - r_3^2 + r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_4 r_2}{r_3 r_1}}}$$

Зусилля демпфування визначається інтегруванням тиску по площі диску:

$$P = \iint_F p dF = \frac{3}{2} \frac{\pi \mu \dot{h}}{h_0^3} \left[r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_4^2 - r_3^2 + r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln \frac{r_4 r_2}{r_3 r_1}} \right]$$

Розрахункові схеми і епюри тисків для деяких конкретних випадків цієї задачі показано на рис. 5.

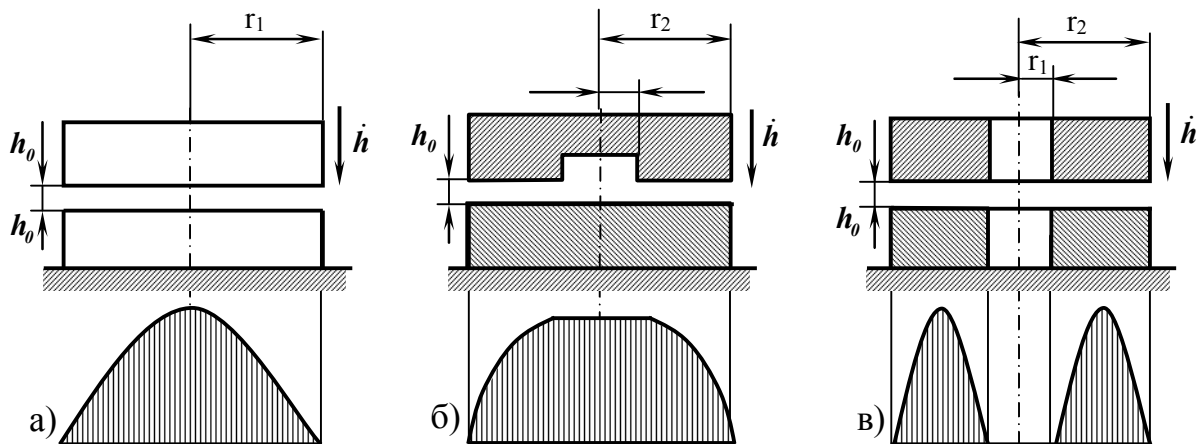


Рис. 5. а) без канавок; б) з центральною канавкою; в) з центральним отвором.

Відповідні залежності для визначення зусиль демпфування мають вигляд:

Для схеми на рис. 5, а:

$$P = \frac{3}{2} \frac{\pi \mu \dot{h}}{h_0^3} r_1^4;$$

Для схеми на рис. 5, б:

$$P = \frac{3}{2} \frac{\pi \mu \dot{h}}{h_0^3} (r_2^4 - r_1^4);$$

Для схеми на рис. 5, в:

$$P = \frac{3}{2} \frac{\pi \mu \dot{h}}{h_0^3} \left[r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right].$$

Отримані формули для визначення сил демпфування практично охоплюють основні види дотичних поверхонь в ГСО і дозволяють отримати рівняння динаміки для конкретних розрахункових схем гідростатичних опор.

1. Бушуев В.В., Чернущ Г.В. Шпиндельный узел с комбинированными опорами. // Станки и инструмент.-№2.- 1993. – С. 14.
2. Бушуев В.В. Гидростатические опоры тяжелых станков. М.: Машиностроение, 1989. – С. 176.
3. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Изд. Высшая школа, 1991. – С. 382.
4. Пуш А.В. Расчет и проектирование гидростатических подшипников. Часть 1. Гидростатические подшипники М.: Мосстанкин, 1978. – С. 48.
5. Соколов Ю.Н., Гордеев А.Ф. Шпиндельные гидростатические подшипники. Расчет и проектирование: Руковод. материалы. - М.:ЭНИМС, 1969. – С. 34.