

УРАХУВАННЯ ГІДРОМЕХАНІКИ ДЕМПФЕРІВ ПРИБЛИЖНО КОЛИВАНЬ ПРОГІННИХ БУДОВ МОСТІВ

Розроблено багато методів гасіння вимушених коливань прогінних будов мостів з використанням гідродемпферів. Дана робота присвячена більш детальному розрахунку гідродемпферів, а саме основних робочих характеристик. Наведені рекомендації щодо оптимізації робочих характеристик гідродемпферів.

Разработано много методов гашения вынужденных колебаний пролётных строений мостов с использованием гидродемпферов. Данная работа посвящена более детальному расчёту гидродемпферов, а именно основных рабочих характеристик. Даны рекомендации относительно оптимизации рабочих характеристик гидродемпферов.

There are many methods of damping the oscillations in bridge girders with the use of hydraulic dampers. The offered paper is devoted to more careful calculation of the dampers themselves, in particular – their basic working characteristics. Recommendations have been given concerning optimization of operational characteristics of the dampers.

У літературі [1] доведена можливість використання та способи встановлення гідродемпферів для гасіння коливань прогінних будов мостів. Ефективність встановлення гідродемпферів доведена в літературі [2], де наведені детальні розрахунки щодо встановлення цього типу демпферів. Але деякі грубі припущення цієї методики не дають змоги використати дані розрахунки на практиці.

У даній роботі наведена спроба врахувати вплив цих припущень. Для даного способу гасіння зручно використовувати дросельні демпфери – демпфери з одним ступенем вільності, що мають дросельні елементи опору (рис. 1). Використання цього типу демпфера обґрунтовується можливістю значних статичних деформацій конструкції, що розглядається, під тимчасовим навантаженням. Поршнем демпфера 1 рідина послідовно видавлюється з циліндра 2 або всмоктується в нього, проходячи через вузький канал – дросель 3.

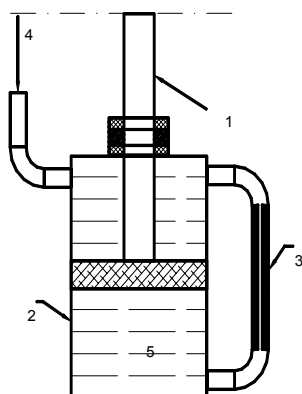


Рис. 1. Конструкція дросельного гідродемпфера

В отвір 4 під певним тиском подається робоча рідина для компенсації випадкових втрат.

У літературі [3] докладно описана теорія розрахунку цього типу пристроїв. Демпфер, що має поршень радіусом R , наповнений робочою рідиною, що має динамічну в'язкість μ та густину ρ . Дросель приймає круглого перетину, радіусом r та довжиною L . Коефіцієнт демпферного опору та приєднана в дроселі маса відповідно мають значення:

$$C_r = 8\pi\mu\Lambda_r^4 L; \quad (1)$$

$$m_\theta = \frac{4}{3}\Lambda_r^4\pi \cdot r^2 L\rho, \quad (2)$$

де $\Lambda_r = \frac{R}{r}$ – відносна ширина демпфера.

Узявши до уваги, що робота даної конструкції передбачається в широкому температурному діапазоні, необхідно враховувати залежність динамічної в'язкості робочої рідини від температури навколишнього середовища. На схемі (рис. 2) наведено графіки залежності динамічної в'язкості від температури: 1 – для силіконової або кремній-органічної рідини віскасил; 2 – для турбінного масла марки «Л»; 3 – для трансформаторного масла. Причому значення в'язкості для віскасилу занижене у 10^2 раз. Пропонується використання саме цієї рідини, що має найбільш пологі характеристику залежності в'язкості від температури. Недоліком цієї речовини є те, що вона має дещо нижчий модуль пружності – 10^5 Н/см². Так, наприклад,

мінеральні масла, що використовуються як робочі рідини, мають об'ємний модуль пружності від $1,3 \cdot 10^5$ до $1,8 \cdot 10^5$ Н/см². За законом Гука можна розрахувати величину пружного стиснення рідини віскасил від дії зовнішнього навантаження. Прийемо такі характеристики демпфера:

– діаметр поршня $D = 5$ см;

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,00124 \text{ м}^2;$$

– товщина робочої рідини під поршнем $H = 30$ см;

– величина зовнішнього навантаження $F = 500$ Н (50 кгс)

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} = \frac{500H \cdot 0,3 \text{ м}}{10^9 \text{ Па} \cdot 0,00196 \text{ м}^2} = 7,65 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,077 \text{ мм}.$$

З чого можна зробити висновок, що пружною деформацією робочої рідини можна знехтувати. Були проведені розрахунки з визначення коефіцієнта демпферного опору та приєднаної в дроселі маси для різних температур зовнішнього середовища та різних радіусів поршня. Радіус дроселя, довжина дроселя та густина рідини не змінювалися. В табл. 1 зведені дані, за якими проводили-

ся розрахунки. Результати розрахунків зведені в табл. 2.

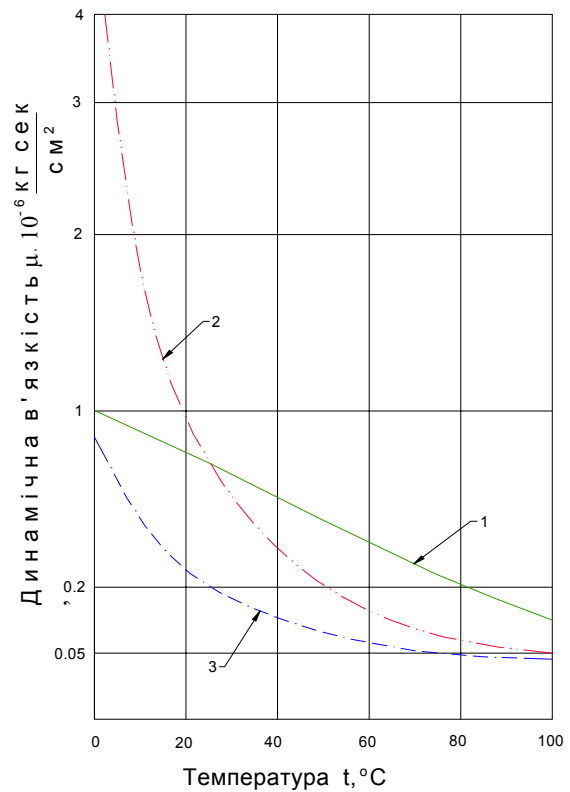


Рис. 2. Залежність в'язкості від температури для деяких рідин, що застосовуються в гідродемпферах

Таблиця 1

Початкові характеристики

Динамічна в'язкість рідини μ , кг сек/см ²	Довжина дроселя L , см	Радіус дроселя r , см	Радіус поршня R , см	Густина рідини, кг/м ³
0,00007	30	0,25	5,0	0,000001
0,00007	30	0,25	5,5	0,000001
0,00007	30	0,25	6,0	0,000001
0,00007	30	0,25	6,5	0,000001
0,00007	30	0,25	7,0	0,000001
0,00007	30	0,25	7,5	0,000001
0,00005	30	0,25	5,0	0,000001
0,00005	30	0,25	5,5	0,000001
0,00005	30	0,25	6,0	0,000001
0,00005	30	0,25	6,5	0,000001
0,00005	30	0,25	7,0	0,000001
0,00005	30	0,25	7,5	0,000001
0,0001	30	0,25	5,0	0,000001
0,0001	30	0,25	5,5	0,000001
0,0001	30	0,25	6,0	0,000001
0,0001	30	0,25	6,5	0,000001
0,0001	30	0,25	7,0	0,000001
0,0001	30	0,25	7,5	0,000001

Вихідні характеристики

Відносна ширина демпфера Λ	Коефіцієнт демпферного опору C , кг/сек	Додаткова маса, кг	Коефіцієнт демпферного опору C , кг/сек	Додаткова маса, кг	Коефіцієнт демпферного опору C , кг/сек	Додаткова маса, кг
1	2	3	4	5	6	7
20	8444,601053	1,256637061	6031,857895	1,256637061	12063,715790	1,256637061
22	12363,740400	1,839842322	8831,243144	1,839842322	17662,486290	1,839842322
24	17510,724740	2,605762611	12507,660530	2,605762611	25015,321060	2,605762611
26	24118,625070	3,589081111	17227,589330	3,589081111	34455,178670	3,589081111
28	32440,779400	4,827496935	23171,985290	4,827496935	46343,970580	4,827496935
30	42750,792830	6,361725124	30536,280590	6,361725124	61072,561190	6,361725124

Дані результати зручно використовувати для проектування гідродемпферів. Визначити тенденції зміни робочих характеристик можна за графіком залежності коефіцієнта демпферного опору від температури та від діаметру поршня (рис. 3).

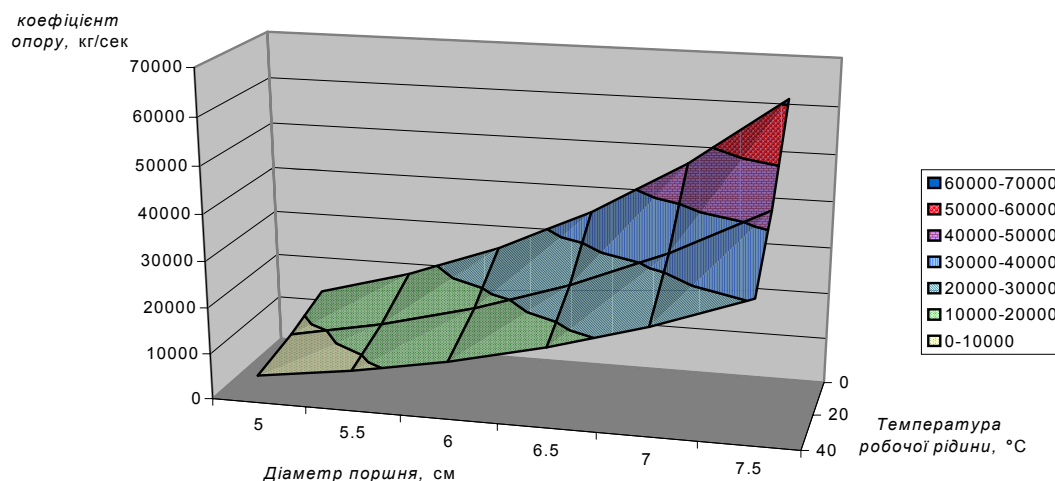


Рис. 3. Зміна коефіцієнта опору демпфера для рідини віскасил

Аналізуючи даний графік, можна сказати, що коефіцієнт опору демпфера суттєво залежить від температури. Тому при визначенні оптимального коефіцієнта опору не зовсім коректно визначати одне конкретне число. Правильніше буде сказати про оптимальний діапазон, в якому повинен знаходитися даний коефіцієнт. Однак при зменшенні діаметру поршня залежність коефіцієнта опору від в'язкості робочої суміші зменшується, що може виявитися корисним. Крім цього з результатів розрахунків можна зробити висновок, що вплив додаткової маси виявився несуттєвим, оскільки маса прогінної будови більша на декілька порядків.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Загора А. Л., Казакевич М. И. Гашение колебаний мостовых конструкций / Под ред. Н. Г. Бондаря – М.: Транспорт, 1983. – 134 с.
2. Zacora O., Marochka V. Damping of oscillations of split span constructions of bridges // Proceedings of the 2nd International Conference on Dynamics of Civil Engineering and Transport Structures and Engineering. Published University of Zilina.
3. Сергеев С. И. Демпфирование механических колебаний. – М.: Физматгиз, 1959.

Надійшла до редколегії 16.10.03.