

8. Рymar O.M., Штангрет Б.С., Ренкас А.Г. Точність розв'язку просторової контактної задачі стосовно напружень для тіл з реальними розмірами // Зб. наук. пр. – Львів: Асоціація “Автобус”, 2001. – Вип. 6. – С. 150-157.

9. Кэннел Д.В. Сравнение расчетных и измеренных осевых распределений давления между цилиндрами // Проблемы трения и смазки.- Мир, 1974.- №3.- С.231-237.- Тр.ASME, серия F.

10. Рymar O.M., Керницький І. С., Штангрет Б.С. Деформація стискання тіл обертання // Підйомно-транспортна техніка, 2002. – № 1.2 – С. 60-65.

11. Рymar O.M., Рymar M.O. Пружна податливість деталей машин в умовах контактної навантаження // Зб. наук. пр. – Львів: Асоціація “Автобус”, 2001. - Вип.6. – С. 158-160.

12. Рymar O.M. Переміщення і розміри площадки контакту для просторової контактної задачі // Вісник НУ “Львівська політехніка”. - Львів:2000. - № 412. - С. 92 - 96.

13. Ковальський Б.С. К вопросу о напряжениях при местном сжатии // Научн. записки Харьковского авиационного института. – 1940. – Т.2(5). – С. 107-116.

14. К. Джонсон. Механика контактного взаимодействия.- Пер. с англ.- М: Мир, 1989.- 510 с.

УДК 622.242

*М.М. Семерак, д. т. н., проф. А.В. Камінський (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)*

## **ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЯТОРА ШВИДКОСТІ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ПОЖЕЖНО-РЯТУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ**

Розглядається один із можливих способів евакуації людей при пожежах в висотних будівлях з використанням пристроїв з автоматичним регулюванням швидкості опускання вантажу. Приводяться різні конструктивні схеми індивідуальних рятувальних засобів, аналізуються їх переваги та недоліки, вказуються перспективні напрями конструювання таких пристроїв

Безумовно, найбільш важливим етапом пожежно-рятувальних робіт є рятування людей, відрізаних від шляхів евакуації внаслідок об'єктивних або суб'єктивних обставин, що сталися під час поширення пожежі. Особливо складним є рятування людей з висотних будівель. При проведенні таких пожежно-рятувальних заходів часто виникає оперативна ситуація, коли рятувати людей можна тільки через вікна. Крім того, часто і сам пожежник може потрапити всередину будівлі не інакше, як через вікно і таким же чином її покинути у разі виникнення загрози його життю або здоров'ю. Саме для цього і використовуються пожежні автодрабини та автопідіймачі.

Однак паралельно із цим в ряді країн світу [1, 2, 3] розробляються та впроваджуються індивідуальні пристрої для аварійного спуску людей із висотних будівель, дія яких в основному базується на дисипації кінематичної енергії вантажу, що опускається. Адже не завжди є можливість використання драбин через ряд факторів, таких як невчасне прибуття автодрабини на місце пожежі, невідповідність тактико-технічних характеристик автодрабини об'єктові пожежі (обмеженість висоти або кута підйому), а в ряді випадків - неможливість під'їзду до об'єкта чи розвертання драбини в обмеженому просторі. Слід відмітити, що

конструктивне виконання індивідуальних рятівних пристроїв дозволить пожежному використовувати їх як для рятування інших людей, так і для можливості проникнення на об'єкт пожежі з даху будівлі.

Вперше ідею використання дисипації енергії для рівномірного опускання вантажу використали французькі інженери Буас і Сард [4]. На осі А-А (рис. 1) закріплено барабан радіусом  $R$  з канатом; до нижнього кінця каната підвішений вантаж масою  $M$ , який під дією власної ваги опускається вниз. За відсутності додаткових пристроїв вантаж опускався б рівноприскорено. Для того щоб опускання вантажу було рівномірним, на осі А-А виконано кривошип і на ньому пружно підвішено вантаж регулятора масою  $m$ ; коефіцієнт жорсткості пружини рівний  $c$ . Крім того, в систему введено в'язкий опір – катаракт (дисипатор), коефіцієнт в'язкості якого рівний  $k$ . Конструкція дисипатора така, що він може переміщатися тільки вздовж осі  $y$ .

Цей пристрій відомий в теорії нелінійних коливань як регулятор Буаса-Сарда, особливість якого полягає в існуванні нестійких режимів роботи нелінійної коливальної системи, використання яких призводить до зривів процесу гальмування та, як наслідок, в безмежному збільшенні кутової швидкості. Параметри стійкості режимів роботи регулятора досліджено в роботах [5, 6].

Однак аналіз принципу функціонування регулятора вказує на те, що навіть у випадку стійких режимів існує можливість виникнення коливань кутової швидкості ротора відносно деякого постійного його значення, тобто строго рівномірне опускання вантажу неможливе.

Проведемо дослідження процесу коливань кутової швидкості ротора відносно деякого постійного її значення не зупиняючись на аналізі стійкості режиму роботи, оскільки ця проблема повністю розглянута в роботах [5, 6].

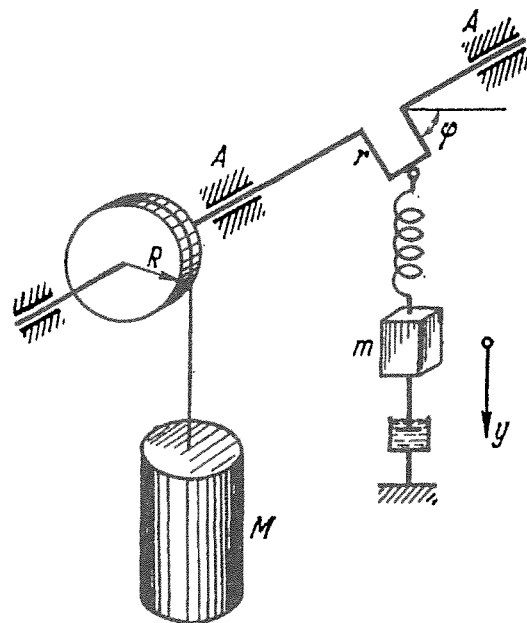


Рис. 1. Схема регулятора Буаса – Сарда

Як видно із рис. 1, система описується двома диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned}
 m \frac{d^2 y}{dt^2} &= mg - k \frac{dy}{dt} - c(y - r \sin(\varphi)), \\
 (I + MR^2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= MgR + c(y - r \sin(\varphi)) r \cos(\varphi),
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

де  $m$  – маса поршня, кг;  $c$  – жорсткість шатуна, кг/с<sup>2</sup>;  $k$  – коефіцієнт дисипації, кг/с;  $r$  – радіус кривошипа, м;  $y$  – координата поршня, м;  $\varphi$  – кут повороту вала ротора;  $I$  – момент інерції ротора і вала, кг·м<sup>2</sup>;  $g$  – прискорення земного тяжіння;  $M$  – маса вантажу, кг.

Лінійна швидкість опускання вантажу, визначена з розв'язку системи рівнянь (1) при величині коефіцієнта дисипації  $k=400$  Нс/м;  $M=100$  кг;  $R=0,05$  м;  $r=0,05$  м;  $c=1 \cdot 10^7$  Н/м, зображена на рис.2.

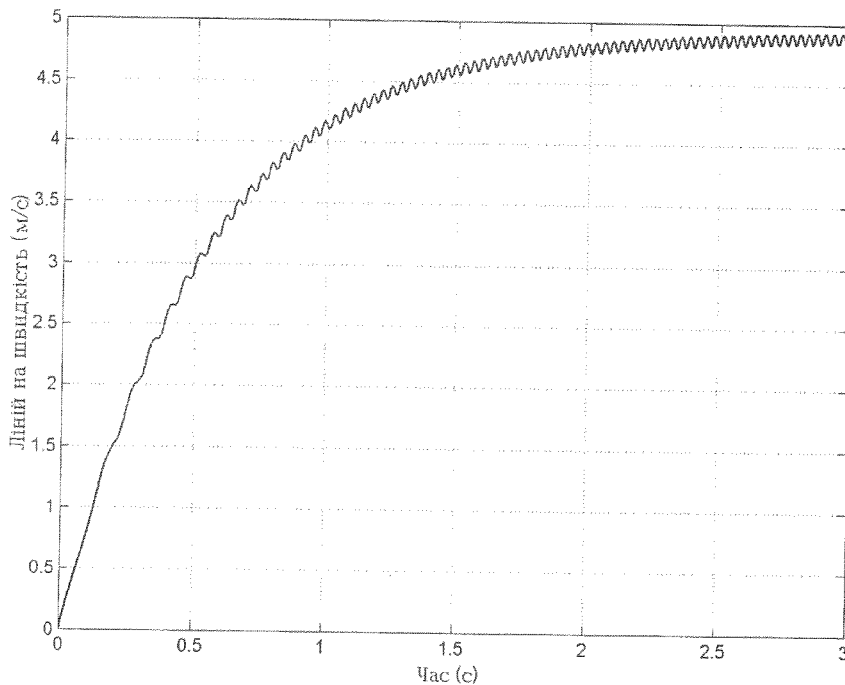


Рис.2. Лінійна швидкість опускання вантажу при  $k=400$  Нс/м

Як видно із рисунка, незначні коливання швидкості ( $\pm 2\%$ ) викликані синусоїдальною зміною сили дисипації в залежності від кута повороту вала ротора. Однак ці коливання можуть викликати інерційні коливання вантажу на пружному канаті, що призводить до коливань сили реакції та напружень в канаті і елементах конструкції.

Зменшити коливання можна включенням в схему ще одного паралельного дисипатора, що працює за косинусоїдальним законом, розмістивши його для цього під кутом  $90^\circ$  до основного (синусоїдального) та закріпивши на цьому ж кривошипі.

Тоді система рівнянь (1) запишеться таким чином:

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} &= m_1 g - k_1 \frac{dy}{dt} - c_1 (y - r_1 \sin(\varphi)), \\ m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} &= m_2 g - k_2 \frac{dx}{dt} - c_2 (x - r_2 \cos(\varphi)), \\ (I + MR^2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= MgR + c_1 (y - r_1 \sin(\varphi)) r_1 \cos(\varphi) + c_2 (x - r_2 \cos(\varphi)) r_2 \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (2)$$

Лінійна швидкість опускання вантажу, визначена з розв'язку системи рівнянь (2) при величині коефіцієнта дисипації  $k_1=k_2=200$  ( $2k=400$ ) зображена на рис.3.

Як видно із рис. 3 включення паралельного дисипатора під кутом  $90^\circ$  до основного повністю усуває коливання ротора, що призводить до більш плавного характеру функціонування пристрою.

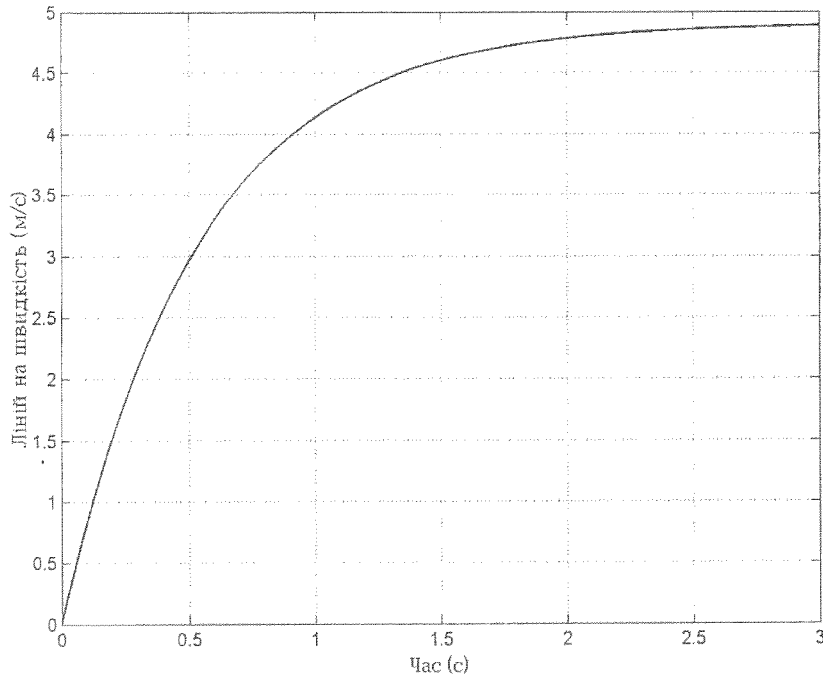


Рис.3. Лінійна швидкість опускання вантажу  $k=200$  Нс/м

Однак розглянута вище система має ще один серйозний недолік. Як впливає із аналізу систем рівнянь (1) та (2), вся енергія дисипатора перетворюється в тепло. Із рис. 1 не трудно визначити теплову потужність дисипатора:

$$P = F \times V, \quad (3)$$

де  $F$  – реакція вантажу на канаті;  $V$  – лінійна швидкість вантажу.

В установленому режимі руху вантажу його прискорення буде дорівнювати нулю, тому  $F = Mg = 981$  Н. Приймаючи із рисунка  $V=5$  м/с, отримуємо 4905 Вт. Оскільки дана швидкість є максимально допустимою для безпечного приземлення людини, то можна припустити, що максимальна потужність розсіювання тепла на дисипаторі становить 5 - 6 кВт. Оцінюючи цю величину, можна зробити ряд зауважень.

По-перше, оцінивши габаритні параметри та масу електричних аналогів (генераторів постійного або змінного струму) орієнтовно до цієї потужності, стає зрозумілою неможливість їх використання для створення легких і компактних індивідуальних рятувальних пристроїв. Це ж можна сказати і про пневматичні пристрої. Очевидно, що причиною цього є те, що максимальне електромагнітне напруження електричної машини обмежується магнітним насиченням матеріалу і є значно нижчим від тиску робочої рідини гідромашини. Це ж стосується і пневматичних пристроїв. В основному у світі для цих цілей використовують механічні та гідравлічні пристрої [1, 2, 3].

По-друге, кількість тепла, що виділяється при рятуванні людей накопичується, особливо при тривалому безперервному використанні пристрою, що можливе у випадку організованої евакуації групи людей.

По-третє, в'язкість робочої рідини залежить від температури. Максимальне значення в'язкості обмежується [7] можливістю експлуатації пристрою при низькій температурі, мінімальне – утриманням рідини ущільненнями, особливо під дією перепаду тиску. Нагрів рідини призведе до втрати в'язкості та збільшення тиску і, як наслідок – значної втрати робочої рідини та збільшення лінійної швидкості вантажу. Тому слід використовувати рідини з мінімальною залежністю коефіцієнта динамічної в'язкості від температури.

Всіх цих недоліків певною мірою позбавлена конструктивна схема рятівного пристрою з використанням гідродинамічної муфти [7] в якості дисипатора механічної енергії вантажу, що опускається (рис.4).

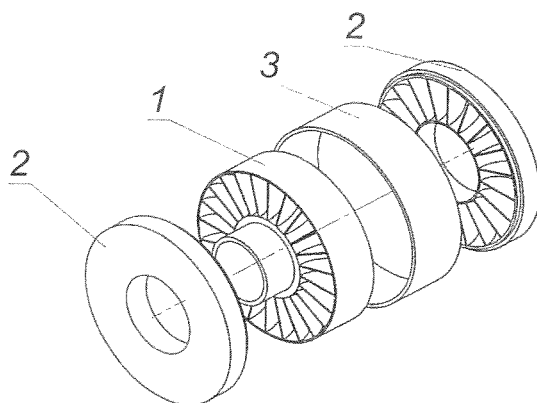


Рис. 4. Конструктивна схема гідромуфти

Конструкція такого дисипатора складається із корпусу (3), до якого жорстко закріплено два колеса реактивної турбіни (2). Колеса мають прямі радіальні лопатки. Всередині корпусу, між колесами реактивної турбіни, розміщене робоче колесо відцентрового насоса (1), яке з'єднане із робочим валом і має можливість обертатися відносно нерухомих коліс реактивної турбіни. Прямі радіальні лопатки виконані також і на колесі, причому із двох сторін. Всередину корпусу залито робочу рідину.

Насос (1), обертаючись, передає роботу вантажу, запас кінетичної енергії та енергії тиску рідині. Рідина з цим запасом енергії поступає на лопатки турбін (2), перетворюючи цю енергію в механічну роботу на корпусі – реактивний момент. Вийшовши із лопаток турбін, рідина знову попадає на лопатки насоса і в гідромуфті встановлюється замкнута циркуляція по шляху насос – турбіна – насос і т.д. Крім того, внаслідок високої відносної швидкості колеса насоса та коліс турбіни, в гідромуфті буде розвиватися значний момент сил в'язкого тертя, як наслідок зсуву шарів рідини між колесами насоса та турбіни.

Як відомо із теорії гідромуфт [7], момент, що передається муфтою, рівний

$$M = M_{ц} + M_{тр}, \quad (4)$$

де  $M_{ц}$  – циркуляційна складова моменту, обумовлена зміною кількості руху;  $M_{тр}$  – складова моменту, що передається в'язким тертям.

$$M_{ц} = M_{а} + M_{р}, \quad (5)$$

де  $M_{а}$  – активна складова циркуляційного моменту, викликана гальмуванням рідини на лопатках турбіни;  $M_{р}$  – реактивна складова циркуляційного моменту, обумовлена дією сил Кориоліса.

Оскільки турбіна є нерухомою відносно насоса, то  $M_{р} = 0$ . Тоді

$$M_{ц} = M_{а} = Q\rho r^2, \quad (6)$$

де  $Q$  – продуктивність (об'ємні витрати) насоса;  $\rho$  – питома густина робочої рідини;  $r$  – радіус лопатки, на якому починається гальмування рідини.

Взявши до уваги, що продуктивність центробіжного насоса залежить від швидкості обертання його колеса, відмітимо, що тоді і циркуляційна складова моменту буде залежати від швидкості обертання колеса насоса, що вказує на можливість його використання в якості дисипатора енергії вантажу, що опускається.

Аналіз складової моменту, що передається в'язким тертям, теж вказує на його залежність від швидкості обертання колеса насоса.

Як відомо [8], сила тертя, що діє на поверхні, яка розділяє два шари рідини, визначається за формулою:

$$F = \mu S \frac{dv}{dz}, \quad (7)$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість рідини;  $S$  – площа шару рідини;  $dv/dz$  – поперечний градієнт швидкості, тобто приріст швидкості на одиницю відстані між рухомими поверхнями (шарами рідини).

Отже аналіз складової моменту, що передається в'язким тертям, вказує на його залежність від швидкості обертання колеса насоса.

Таким чином можна зробити висновок, що циркуляційна складова – активний момент – залежить від швидкості обертання колеса насоса, його розмірів та питомої густини робочої рідини і не залежить від її в'язкості. Тому дана складова моменту буде регулювати швидкість опускання вантажу без виділення тепла і не залежатиме від зміни в'язкості робочої рідини. Інша складова моменту, яка передається в'язким тертям, теж залежить від швидкості обертання насоса та його геометричних розмірів, але вона виділятиме тепло і її величина буде залежати від зміни в'язкості робочої рідини.

Отже при проектуванні автоматичного регулятора швидкості вантажу, що опускається під дією сили тяжіння, на основі конструкції гідродинамічної муфти слід якомога збільшувати циркуляційну (активну) складову моменту та якомога зменшувати момент сили в'язкості.

Для оцінки функціональної здатності пристрою та його масо-габаритних параметрів виконаємо проектний розрахунок дисипатора енергії на основі гідродинамічної муфти.

При проектуванні гідромуфт [7] використовують закони теорії подібності опираючись на експериментально досліджену модель. Однак класична гідромуфта суттєво відрізняється від дисипатора, оскільки в конструкції гідромуфти обертаються обидва вали і різниця їх швидкостей становить лише 2 – 3%. В цьому випадку момент від дії сил в'язкого тертя є незначним, оскільки незначною є відносна швидкість півмуфт і к.к.д. гідромуфти, що експлуатується на номінальних режимах становить 0,97 – 0,98% [7]. Активна складова циркуляційного моменту становить лише 7%, а реактивна – 93%. Муфта проектується на максимальний реактивний момент при високих значеннях к.к.д. Момент від дії сил в'язкого тертя, що виникає в процесі розгону турбіни, взагалі не розглядається, оскільки не має практичного інтересу.

У нашому випадку турбіна є нерухомою, активна складова циркуляційного моменту становить 100%, момент від дії сил в'язкого тертя приймає невідомі, але цілком суттєві значення і впливає на температуру робочої рідини, а к.к.д. взагалі рівний нулю. Тож цілком можна припустити, що аналоги такої гідромуфти відсутні. Іншими також будуть критерії розрахунку параметрів при проектуванні муфти – дисипатора. І взагалі, в машинознавстві муфтою називають пристрій що передає обертовий момент із одного вала на інший та може виконувати ряд додаткових функцій, функція ж нашого пристрою – автоматичне пасивне регулювання швидкості вала лебідки, що опускає вантаж. Тому його краще називати регулятором – за функціональним призначенням, або дисипатором – за способом дії.

Як вже відмічалось, аналог для моделі, що може послужити для розрахунку конструктивних параметрів методом фізичного моделювання, скоріш за все відсутній. Але його можна отримати провівши експериментальні дослідження реальної гідромуфти в умовах роботи дисипатора, а саме – закріпити вихідний вал нерухомо з можливістю вимірювання моменту, а вхідний вал обертати з різними фіксованими значеннями частот. При цьому вимірювати величину вхідного моменту та контролювати температуру робочої рідини.

Існує інший шлях оцінки властивостей дисипатора. Це математичне моделювання та розрахунок конструктивних параметрів з допомогою ЕОМ [9], де рух і теплообмін робочої рідини моделюється з допомогою рівнянь Нав'є – Стокса, які описують в нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу і енергії цього середовища. Крім того, використовуються рівняння стану компонентів рідини, а також емпіричні залежності в'язкості і теплопровідності рідини (середовища) від температури. Цими рівняннями моделюються турбулентні, ламінарні та перехідні течії.

Використовуючи ЕОМ та відповідне програмне середовище, нами було отримано теоретичну залежність моменту (сумарного та активного) на лопатках обох турбін від швидкості обертання колеса насоса дисипатора, яка представлена в табл.1, а апроксимація результатів на рис. 5.

Таблиця 1

Кутова частота обертання вала, рад./с	Обертовий момент, Н·м		
	сумарний	активний	сил в'язкості
0	0	0	0
50	3,7	0,89	2,81
150	16	8,36	7,64
250	33	20,5	12,5

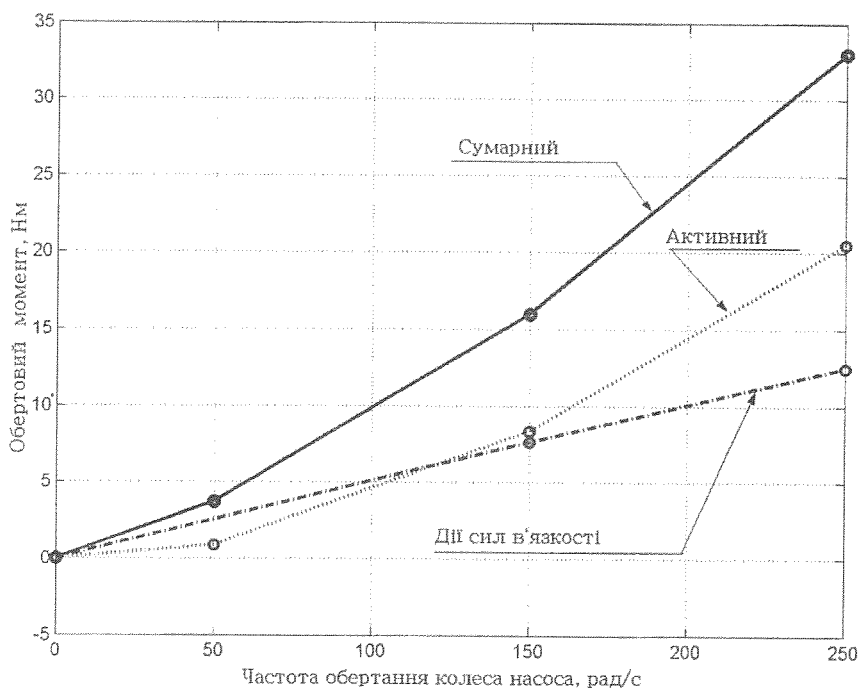


Рис. 5. Залежність моменту від швидкості обертання колеса насоса

Розрахунок проводився для віртуальної моделі (рис. 4) з діаметром коліс 200 мм. Всі інші конструктивні параметри (кількість лопаток та їх розміри) визначались за методикою, представленою в [7].

Результат розрахунку – сумарний обертовий момент від дії сил в'язкості та активна складова циркуляційного моменту від дії сил тиску та кількості руху. Робочою рідиною служить турбінне масло  $T_{22}$ . З метою розділення складових сумарного моменту розрахунки виконувались також і для варіанта з практично нульовою динамічною в'язкістю цього ж масла ( $\mu = 1 \times 10^{-6}$  Па·с). Тоді момент від дії сил в'язкості визначався як різниця цих моментів.

Апроксимація графічних залежностей, які приведено на рис. 5, здійснювалась шляхом знаходження коефіцієнтів полінома  $p(x)$  в степені  $n$ , який апроксимує функцію  $y(x)$  в суті методу найменших квадратів. Найменша похибка апроксимації графічної залежності моменту від дії сил в'язкості спостерігалась при  $n=1$ , а активної складової сумарного моменту і самого сумарного моменту – при  $n=2$ , що свідчить про характер залежності. Тобто залежність моменту сил в'язкості від частоти обертання насосного колеса має лінійний характер, а активного – квадратичний. З цього можна зробити висновок, що зменшення нагріву дисипатора можна досягати не тільки використанням малов'язких робочих рідин, але й високими робочими швидкостями обертання насосного колеса, а для цього ввести в конструктивну схему пристрою зубчасту передачу – мультиплікатор.

Апроксимаційні рівняння, що описують графічні залежності подані на рис. 5 набувають такого вигляду:

$$\begin{aligned} T_b &= 0.0523 \times \omega, \\ T_a &= 0.0003 \times \omega^2 + 0.0141 \times \omega - 0.1759, \\ T_{\Sigma} &= 0.0003 \times \omega^2 + 0.0673 \times \omega - 0.1106, \end{aligned} \quad (8)$$

де  $T_b$ ;  $T_a$ ;  $T_{\Sigma}$  – момент від дії сил в'язкості, активний та сумарний момент відповідно.

Підставивши в схемі рис.1 замість катаракта гідромуфту з нерухомими турбінами (дисипатор), отримаємо таке рівняння:

$$(I + MR^2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = MgR - T, \quad (9)$$

де  $T$  – момент дисипатора, що визначається за (8).

Підставляючи в рівняння (9) аналогічні дані із розрахункової схеми пристрою (рис.1) та відповідний момент (8), отримаємо розв'язки диференціального рівняння (9) у вигляді графічної залежності, яка відображена на рис. 6.

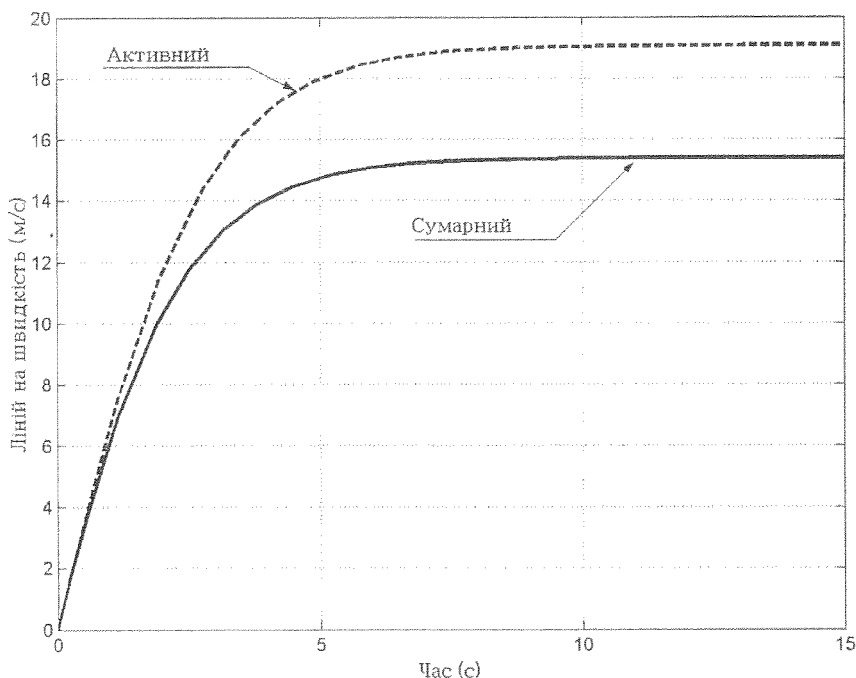


Рис. 6. Залежність швидкості опускання вантажу від моменту дисипатора

Як видно із рис. 6, сумарний момент краще гальмує рух вантажу ніж активний, хоча в обох випадках лінійна швидкість опускання вантажу є недопустимо великою ( $V > 5$  м/с). Для



зменшення швидкості опускання вантажу слід збільшити величину моменту дисипації. Для цього введемо в конструктивну схему пристрою зубчасту передачу – мультиплікатор, яка збільшить частоту обертання колеса насоса відносно вала барабана лебідки.

Тоді рівняння (9) перепишеться таким чином:

$$(I + M(Ri)^2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = MgRi - T, \quad (10)$$

де  $i$  – передаточне число мультиплікатора.

Слід відмітити, що введення мультиплікатора в конструктивну схему пристрою не тільки збільшує величину моменту дисипації, але й збільшує питому частку активного моменту в сумарному, що позитивно позначається на його функціонуванні.

Розв'язки диференціального рівняння (10) при  $i = 0,5$  представлені у вигляді графічної залежності, яка відображена на рис. 7.

Як видно із графіка, подвійне збільшення швидкості обертання насоса дисипатора втричі зменшує лінійну швидкість опускання вантажу, що робить її безпечною для евакуації, а повна втрата в'язкості робочої рідини збільшує швидкість падіння лише до 6,5 м/с.

Цей приріст швидкості через втрату в'язкості можна зменшити конструктивним шляхом. Як видно із рис. 5, проектування муфти на вищі частоти обертання зменшує долю моменту від дії сил в'язкого тертя. Тобто менша за розмірами муфта потребуватиме більших швидкостей обертання, доля активного моменту в сумарному збільшиться і приріст швидкості зменшиться. Якщо врахувати той факт, що повна втрата в'язкості робочої рідини неможлива, то можна добитися цілком задовільних результатів.

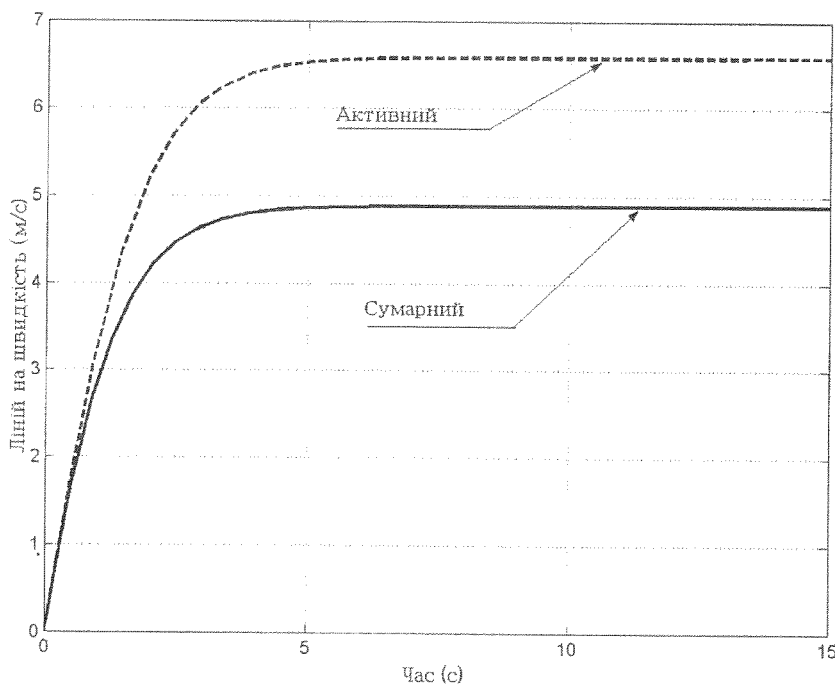


Рис. 7. Залежність швидкості опускання вантажу від моменту та передаточного числа передачі

Отже, враховуючи особливості використання гідромуфти в якості автоматичного регулятора швидкості опускання вантажу та простоту конструкції такого дисипатора кінетичної енергії, слід відмітити перспективність розвитку конструктивної схеми регулятивного пристрою в даному напрямі.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Устройство для аварийного спуска людей с высотных зданий. Пат 2265465 Россия, МПК А 62 В 1/10 ОАО «З-д им. В. А. Дегтярева», Клопов Н.В. №2004126575/12; Заявл. 01.09.2004; Оpubл. 10.12.2005 Рус.
2. Канат для спасения с постоянной скоростью. Constant velocity cable lowering device: Заявка 2394214 Великобритания, МПК А 62 В 1/00, 35/00. Williams David Hume. №02239432; Заявл. 15. 10 2002; Оpubл. 21. 04. 2004; НПК В8М. Англ..
3. Персональная система эвакуации с высотных зданий (США). Egress: personal building evacuation system. Clothier David Elevator World 2005 53, №3, с 63-64 Англ.
4. Roscard Y. Dynamique generale des vibrations. Paris. Masson, 1949.
5. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки. – 4-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 352 с.
6. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1971. – 896 с.
7. Гидравлический привод. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. «Машиностроение», 1968, - 502 с.
8. Шашин В. М. Гидромеханика. – М.: Высш. шк., 1990. – 384 с.
9. Алямовский А.А. и др. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб.: БХВ – Петербург, 2005. – 800 с.

УДК 625.7.07:330.15

**Ю.І. Орловський д.т.н., проф. (Вармінсько-Мазурський університет в Ольштині, Польща)**

**Р.В. Пархоменко, к.т.н. (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)**

**К.В. Орловська, к.т.н. (Національна академія природоохоронного і курортного будівництва)**

## РАДОНОВА НЕБЕЗПЕКА В БУДІВНИЦТВІ ТА ЗАХИСТ ВІД НЕЇ

У статті розглядається питання радіоактивної небезпеки від дії газоподібного водорозчинного радону на будівельні конструкції і джерела його утворення в природі. Накопичення в будівлях радону є наслідком капілярно-пористої структури будівельних матеріалів, зокрема бетону. Описана методика визначення параметрів дифузного процесу радону і результати експериментів за визначенням газопроникності радону через цементний і сірчаний бетони. Як захист від радону пропонуються протирадонові бар'єри з газовологонепроникних матеріалів, зокрема, сірчаних мастик і бетонів

*Радіоактивний радон і його джерела.* Більше половини серед природних джерел радіоактивного випромінювання (41,4 %) становить радон ( $^{222}\text{Rn}$ ). Це безбарвний газ, без смаку і запаху, в 7,5 разів важчий за повітря. Утворюється при радіоактивному розпаді радію ( $^{226}\text{Ra}$ ) з періодом розпаду 3,8 дня. Продукти його розпаду, наприклад, полоній ( $^{218}\text{Po}$ ), свинець ( $^{214}\text{Pb}$ ), вісмут ( $^{214}\text{Bi}$ ), характеризуються коротким періодом розпаду, вимірюваним хвилинами і, на відміну від газоподібного радону, є металами. Радон не горить, розчиняється у воді і деяких органічних розчинниках - спиртах, вуглеводнях та ін. Радіоактивні продукти його розпаду самі або пов'язані з частинками пилу можуть вдихатись разом з повітрям і бути причиною раку легенів.