

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЯТОРА ШВИДКОСТІ БАРАБАНА ЛЕБІДКИ

© Каменський А.В., Ступницький В.В., 2007

Розглянуті динамічні процеси, що відбуваються під час використання пристроїв з автоматичним регулюванням швидкості опускання вантажу. Запропоновано конструктивну схему пристрою, аналізуються її переваги та недоліки, вказані перспективні напрями розвитку.

Dynamic processes which take place at the use of devices with the automatic speed adjusting in the lowering of load are examined. Different structural chart over of device is brought, their advantages and failings are analysed, perspective directions of development are specified.

Постановка проблеми. Найважливішим етапом пожежно-рятувальних робіт є рятування людей, котрі опинились відокремленими від шляхів евакуації внаслідок об'єктивних або суб'єктивних обставин, що склалися під час поширення пожежі. Під час проведення пожежно-рятувальних заходів часто виникає оперативна ситуація, коли рятувати людей можна тільки через вікна. Саме для цього і використовуються пожежні автодрабини та автопідймачі. Проте, паралельно з цим, розробляють та впроваджують індивідуальні пристрої для аварійного спускання людей з висотних будівель, дія яких, переважно, ґрунтується на дисипації кінематичної енергії людини, котра опускається. Доцільність використання таких засобів зумовлена неможливістю використання у деяких випадках пожежних драбин, в основному, через складність під'їзду до пожежі або обмеженість висоти та кута підйому. З урахуванням викладеного проведення досліджень з обґрунтування параметрів та технічних рішень як підґрунтя для створення індивідуальних висотних пожежно-рятувальних пристроїв, ефективніших за існуючі, є актуальними і спрямовані на підвищення ефективності проведення пожежно-рятувальних робіт.

Аналіз останніх досліджень. Вперше ідею використання дисипації енергії для рівномірного опускання вантажу використали французькі інженери Буас і Сард [4]. За цією теорією, на вал (рис. 1) закріплено барабан радіусом R з канатом, а до нижнього кінця каната підвішений вантаж масою M , який під дією власної ваги опускається вниз. За відсутності додаткових пристроїв вантаж опускався б рівноприскорено. З метою рівномірного опускання вантажу, конструкція вала містить кривошипний елемент, на якому пружно підвішано вантаж регулятора масою m ; коефіцієнт жорсткості пружини дорівнює c . Крім того, у систему введено в'язкий опір – катаракт (дисипатор), коефіцієнт в'язкості якого дорівнює k . Конструкція дисипатора така, що він може переміщатися тільки здовж осі u .

Цей пристрій відомий в теорії нелінійних коливань як регулятор Буаса – Сарда, особливість динаміки якого полягає в існуванні нестійких режимів роботи нелінійної коливальної системи, використання яких призводить до зривань процесу гальмування та, як наслідок, в безмежному збільшенні кутової швидкості. Проте, аналіз сучасних способів забезпечення функціонування аналогічних за конструкцією та принципом дії пристосувань [2, 3] вказує на те, що навіть у разі стійких режимів існує можливість виникнення коливань кутової швидкості ротора, проте це істотно не відображається на функціональних властивостях рятувальних пристроїв з дисипаторами енергії.

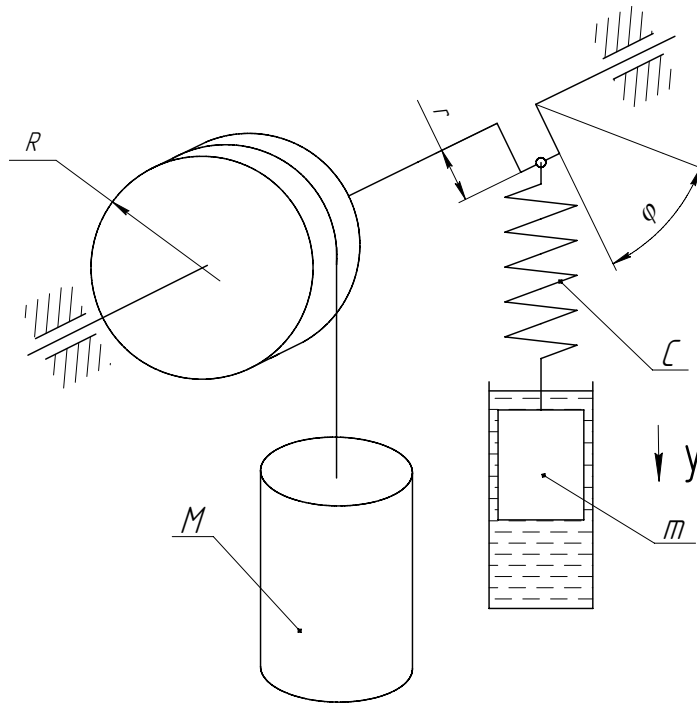


Рис. 1. Схема регулятора Буаса – Сарда

Формулювання мети статті. Метою цих досліджень є теоретичний аналіз впливу процесу коливань кутової швидкості ротора на надійність та ефективність застосування рятувальних пристроїв з дисипаторами енергії та розроблення на основі цього аналізу конструктивної схеми індивідуального пристрою для аварійного спускання людей з висотних будівель.

Основний матеріал. Динаміка роботи механізму, зображеного на рис. 1, описується двома диференціальними рівняннями:

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

де m – маса поршня; c – жорсткість шатуна; k – коефіцієнт дисипації; r – радіус кривошипа; y – координата поршня; φ – кут повороту вала ротора; I – момент інерції ротора і вала; g – прискорення земного тяжіння; M – маса вантажу.

Розв’язок системи рівнянь при величині коефіцієнта дисипації $k = 400$ Нс/м; $M = 100$ кг (найреальніша вага людини, котру рятують); $R = 0,05$ м; $r = 0,05$ м $c = 10000000$ Н/м зображено на рис. 2.

На основі аналізу рис. 2 можна зробити висновок, що незначні коливання швидкості ($\pm 2\%$) спричинені синусоїдальною зміною сили дисипації залежно від кута повороту вала ротора. Однак ці коливання можуть зумовити інерційні коливання вантажу на канаті, що призводить до коливань сили реакції та напружень у 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° до основного (синусоїдального) та закріпивши на цьому самому кривошипі.

Тоді систему рівнянь (1) перепишемо так:

$$m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = m_1 g - k_1 \frac{dy}{dt} - c_1 (y - r_1 \sin(\varphi))$$

$$m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} = m_2 g - k_2 \frac{dx}{dt} - c_2 (x - r_2 \cos(\varphi))$$

$$(I + MR^2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = MgR + c_1 (y - r_1 \sin(\varphi)) r_1 \cos(\varphi) + c_2 (x - r_2 \cos(\varphi)) r_2 \sin(\varphi) \quad (2)$$

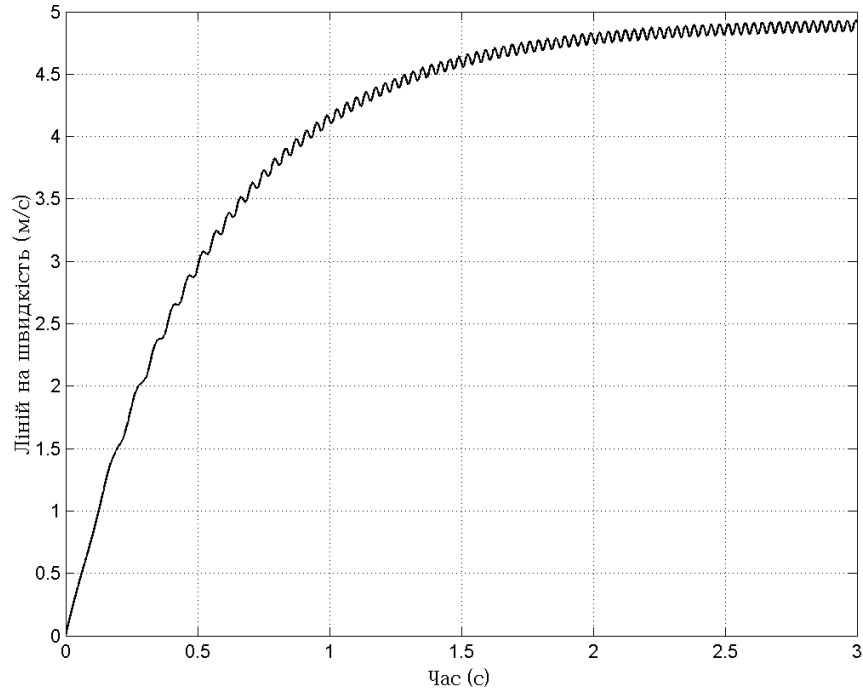


Рис. 2. Лінійна швидкість опускання вантажу

Розв'язок системи рівнянь (2) при величині коефіцієнта дисипації $\kappa_1 = \kappa_2 = 200$ ($2\kappa = 400$) зображено на рис. 3.

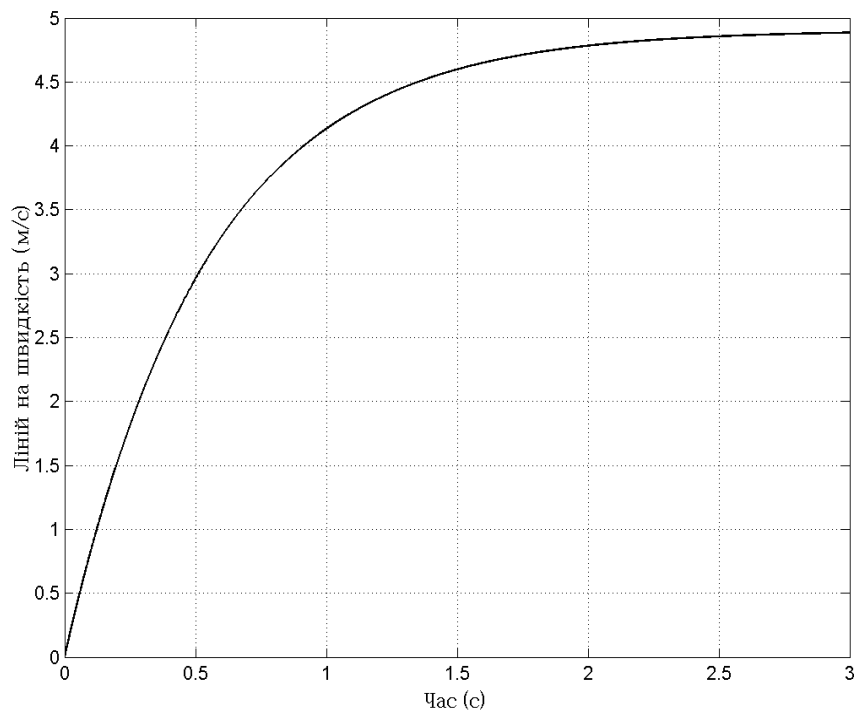


Рис. 3. Лінійна швидкість опускання вантажу

Можна зробити висновок, що включення паралельного дисипатора під кутом 90° до основного повністю усуває коливання ротора, що призводить до плавнішого характеру функціонування пристрою.

Проте, розглянута вище система має ще один серйозний недолік. Як впливає із аналізу систем рівнянь (1) та (2), вся енергія дисипатора перетворюється в тепло. Теплова потужність дисипатора

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

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

В усталеному режимі руху вантажу його прискорення дорівнюватиме нулю, тому $F = Mg = 981$ Н. Приймаючи швидкість опускання такою, що дорівнює $V = 5$ м/с, отримуємо 4905 Вт. Оскільки ця 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, можемо зробити деякі зауваження.

По-перше, оцінивши масово-габаритні параметри електричних аналогів (генераторів постійного або змінного струму) орієнтовано до цієї потужності, стає зрозумілою неможливість їх використання для створення легких і компактних індивідуальних рятувних пристроїв. Це саме 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. Те саме стосується і пневматичних пристроїв. Отже, найефективнішими потрібно вважати механічні та гідравлічні пристрої [1, 2, 3].

По-друге, кількість тепла, що виділяється під час рятування людей, висуває серйозні вимоги щодо тепловідведення, особливо у разі тривалого безперервного використання пристрою, що можливе під час організованої евакуації групи людей пожежним.

По-третє, в'язкість робочої рідини залежить від температури. Максимальне значення в'язкості обмежується [5] можливістю експлуатації пристрою при низькій температурі, мінімальне – утриманням рідини ущільненнями, особливо під дією перепаду тиску. Нагрівання рідини призведе до втрати в'язкості та збільшення тиску і, як наслідок – значної втрати робочої рідини та збільшення лінійної швидкості вантажу. Тому необхідно використовувати рідини із мінімальною залежністю коефіцієнта динамічної в'язкості від температури.

Всіх цих недоліків певною мірою позбавлена конструктивна схема рятувального пристрою з використанням гідродинамічної муфти [5], як дисипатор механічної енергії вантажу, що опускається (рис. 4).

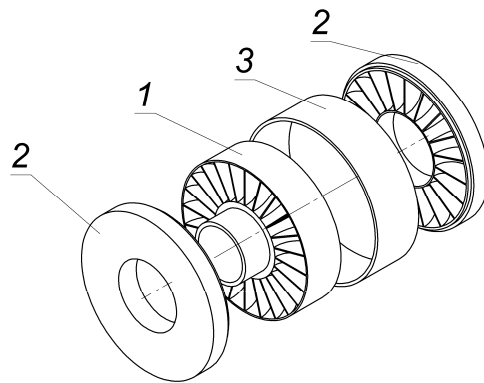


Рис. 4. Конструктивна схема гідродинамічної муфти

Конструкція такого дисипатора складається із корпусу 3, до якого закріплено два фланці реактивної турбіни 2. Ці фланцеві конструкції 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 щодо нерухомих коліс реактивної турбіни. Прямі радіальні лопатки виконані також і на колесі, причому із обох боків. Всередині корпусу залито робочу рідину.

Робоче колесо 1, обертаючись, передає роботу вантажу рідині і передає їй запас кінетичної енергії та енергії тиску. Рідина з цим запасом енергії надходить на лопатки фланців 2, перетворюючи цю енергію в механічну роботу на корпусі – реактивний момент. Вийшовши із лопаток фланців, рідина знову попадає на лопатки колеса 1 і в гідромурфті встановлюється замкнута циркуляція по шляху колесо – турбіна – колесо і т.д. Крім того, внаслідок високої відносної швидкості колеса насоса та фланців турбіни в гідромурфті розвиватиметься значний момент сил в'язкого тертя, як наслідок зсуву шарів рідини між колесом насоса та фланцями турбіни.

Як відомо із теорії [5], момент, що передається гідромурфтою, дорівнює

$$M = M_u + M_{mp} ; \quad (4)$$

де M_u – циркуляційна складова моменту, зумовлена зміною кількості руху; M_{mp} – складова моменту, що передається в'язким тертям.

$$M_u = M_a + M_p ; \quad (5)$$

де M_a – активна складова циркуляційного моменту, спричинена гальмуванням рідини на лопатках турбіни; M_p – реактивна складова циркуляційного моменту, обумовлена дією сил Кориоліса.

Оскільки турбіна є нерухомою щодо насоса, то $M_p = 0$. Тоді

$$M_u = M_a = Q\rho r^2 ; \quad (6)$$

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

Взявши до уваги те, що продуктивність відцентрового насоса залежить від швидкості обертання його колеса, відмітимо, що тоді і циркуляційна складова моменту залежатиме від швидкості обертання колеса насоса, що вказує на можливість його використання як дисипатора енергії вантажу, яке опускають.

З аналізу складової моменту, що створюється внаслідок в'язкого тертя рідинної маси, яка заповнює насос, можна зробити висновок про його залежність від швидкості обертання колеса 1 (рис. 4).

Як відомо [6], сила тертя, що діє на поверхні, яка розділяє два шари рідини, визначається за формулою

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

де μ – 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, 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 ця складова моменту регулюватиме швидкість опускання вантажу без виділення тепла і не залежатиме від зміни в'язкості робочої рідини. Інша складова моменту, яка передається в'язким тертям, також залежить від швидкості обертання насоса та його геометричних розмірів, але вона виділятиме тепло і її величина залежатиме від зміни в'язкості робочої рідини. Тому під час проектування автоматичного регулятора швидкості вантажу, що опускається під дією сили тяжіння, на основі використання конструкції гідродинамічної муфти, необхідно якомога збільшувати циркуляційну (активну) складову моменту та якомога зменшувати момент, що виникає від сили в'язкості.

Для оцінювання функціональної здатності пристрою та його масо-габаритних параметрів розрахуємо дисипатор енергії на основі гідродинамічної муфти.

Під час проектування гідромурфт [5] використовують закони теорії подібності, опираючись на експериментально досліджену модель. Однак класична гідромурфта істотно відрізняється від дисипатора, оскільки в конструкції гідромурфти обертаються обидва вали і різниця їх швидкостей становить лише 2–3 %. У цьому разі момент від дії сил в'язкого тертя є незначним, оскільки незначною є відносна швидкість півмурфт і ККД гідромурфти, що експлуатується на номінальних режимах, становить 0,97–0,98 % [5]. Активна складова циркуляційного моменту становить лише 7 %, а

реактивна – 93 %. Муфта проектується на максимальний реактивний момент при високих значеннях ККД Момент від дії сил в'язкого тертя, що виникає під час розгону турбіни взагалі не розглядається, оскільки не становить практичного інтересу.

У нашому випадку турбіна є нерухомою, активна складова циркуляційного моменту становить 100 %, момент від дії сил в'язкого тертя приймає істотні значення і впливає на температуру робочої рідини. Тож цілком можна припустити, що аналоги такої гідромуфти відсутні. Іншими також будуть критерії розрахунку параметрів під час проектування муфти – дисипатора. І взагалі, в машинознавстві муфтою називають пристрій, що передає обертовий момент із одного вала на інший та може виконувати деякі додаткові функції, функцією ж нашого пристрою є 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 слугувати для розрахунку конструктивних параметрів методом фізичного моделювання, найвірогідніше відсутній. Але його можна отримати, здійснивши 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 спосіб оцінювання властивостей дисипатора. Це математичне моделювання та розрахунок конструктивних параметрів за допомогою методу скінченних елементів на ЕОМ [7], де рух і теплообмін робочої рідини моделюється за 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 відповідне програмне середовище (COSMOS WORKS), нами було отримано теоретичну залежність моменту (сумарного та активного) на лопатках обох турбін від швидкості обертання колеса насоса дисипатора, яка наведена в таблиці, а апроксимація результатів – на рис. 5.

Розраховували для віртуальної моделі (рис. 4) з діаметром коліс 200 мм. Всі інші конструктивні параметри (кількість лопаток та їх розміри) визначали за методикою, описаною в [5].

Результат розрахунку – сумарний обертовий момент від дії сил в'язкості та активна складова циркуляційного моменту від дії сил тиску та кількості руху. Робочою рідиною слугує турбінне масло марки Т22. З метою розділення складових сумарного моменту розрахунки здійснювали 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.

Залежність обертового моменту від кутової частоти обертання вала

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

Апроксимація графічних залежностей, які зображено на рис. 5, здійснювали за допомогою 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 нагрівання дисипатора можна досягати не тільки

використанням малов'язких робочих рідин, але й високими робочими швидкостями обертання насосного колеса, що можна досягнути введенням в конструктивну схему пристрою зубчастої передачі – мультиплікатора.

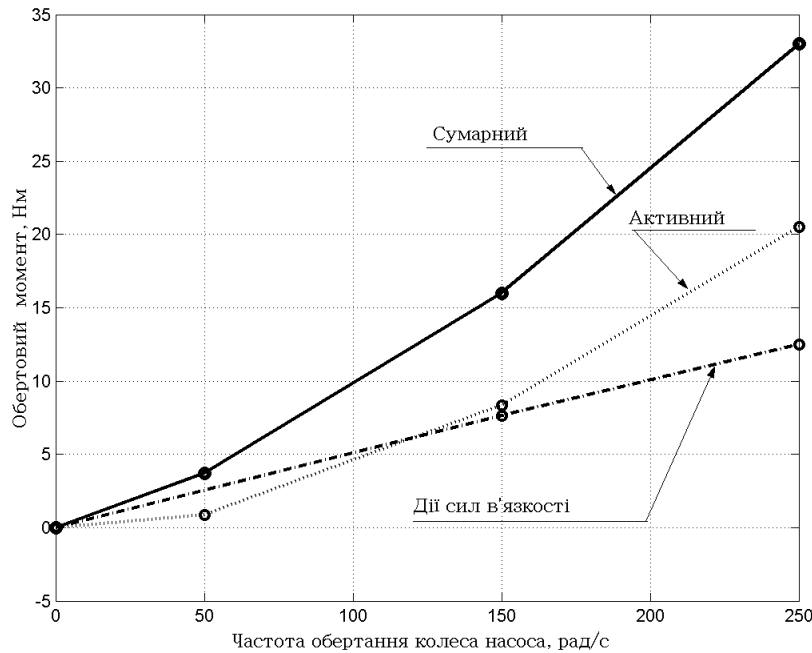


Рис. 5. Залежність моменту від швидкості обертання колеса насоса

Апроксимаційні рівняння набувають такого вигляду:

$$\begin{aligned}
 T_g &= 0.0523 \times \omega \\
 T_a &= 0.0003 \times \omega^2 + 0.0141 \times \omega - 0.1759 \\
 T_\Sigma &= 0.0003 \times \omega^2 + 0.0673 \times \omega - 0.1106
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

де T_g ; T_a ; T_Σ – момент від дії сил в'язкості, відповідно активний та сумарний момент.

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

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

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.

Аналіз графічних залежностей (рис. 6), показує, що 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 необхідно збільшити величину моменту дисипації. Для цього введемо в конструктивну схему пристрою зубчасту передачу – мультиплікатор, яка збільшить частоту обертання колеса насоса щодо вала барабана лебідки.

Тоді рівняння (9) перепишемо так:

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

де i – передатне число мультиплікатора.

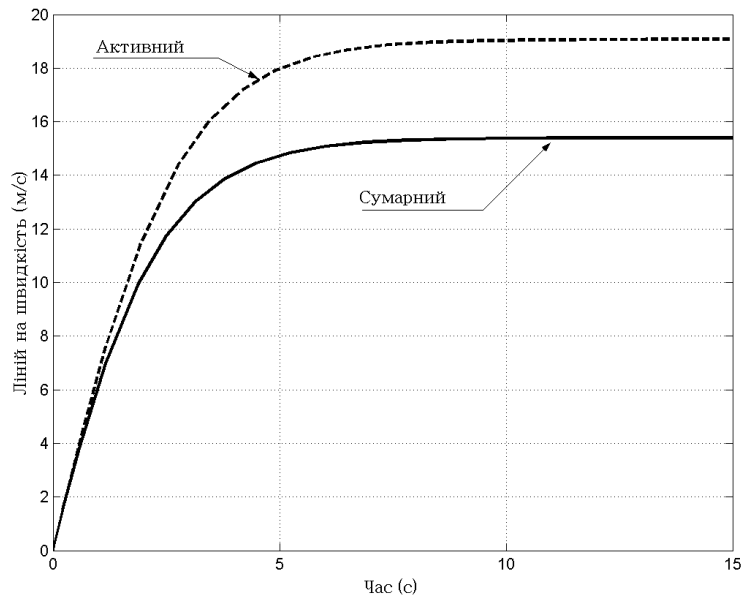


Рис. 6. Залежність швидкості опускання вантажу від моменту дисипатора

Необхідно 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 $i = 0,5$ показані у вигляді графічної залежності на рис. 6.

Можна зробити висновок, що 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 (рис. 7).

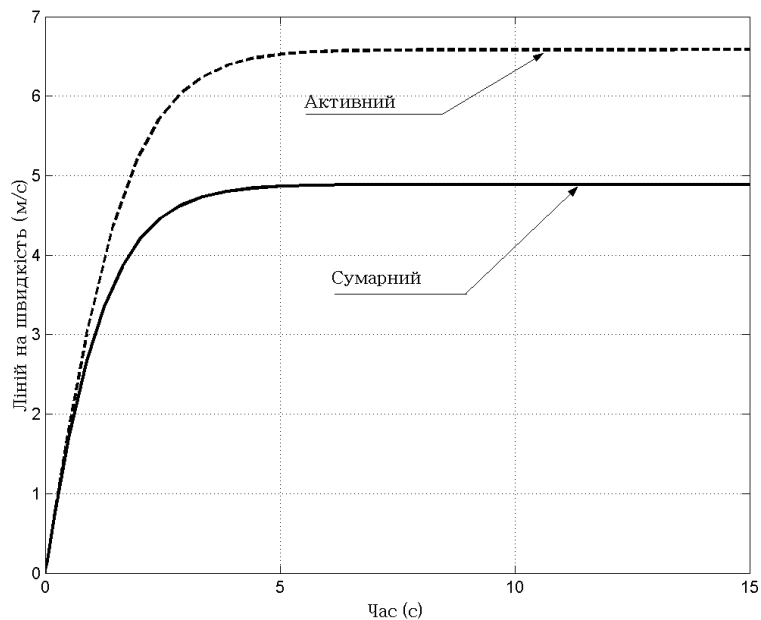


Рис. 7. Залежність швидкості опускання вантажу від моменту та передатного числа передачі

Цей приріст швидкості через втрату в'язкості можна зменшити конструктивно. Проектування муфти на вищі частоти обертання зменшує частку моменту від дії сил в'язкого тертя. Тобто менша за розмірами муфта потребуватиме більших швидкостей обертання, частка активного моменту в сумарному збільшиться і приріст швидкості зменшиться. Якщо врахувати той факт, що повна втрата в'язкості робочої рідини неможлива, то можна досягти цілком сприятливих результатів.

Висновки. Отже, враховуючи результати аналізу динамічних процесів, що відбуваються під час опускання вантажу, де як автоматичний регулятор швидкості використовується гідромурфта, та беручи до уваги простоту конструкції дисипатора кінетичної енергії, необхідно відмітити ефективність та перспективність розроблення конструктивної схеми такого рятувального пристрою.

1. Пат. 2265465 Россия, МПК А 62 В 1/10 ОАО. Устройство для аварийного спуска людей с высотных зданий / Н.В. Клопов. – № 2004126575/12; Заявл. 01.09.2004; Опубл. 10.12.2005. 2. Заявка 2394214 Великобритания, МПК А 62 В 1/00, 35/00. Канат для спасения с постоянной скоростью. Constant velocity cable lowering device / Williams David Hume. – № 02239432; Заявл. 15.10.2002; Опубл. 21.04.2004; НПК В8М. 3. Персональная система эвакуации с высотных зданий (США). Egress: personal building evacuation system. Clothier David Elevator World. – 2005. – 53, № 3. – С. 63–64. 4. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки. – 4-е изд., перераб. – М.: Наука, 1987. – 352 с. 5. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука, 1971. – 896 с. 6. Шагин В. М. Гидромеханика. – М.: Высш. шк., 1990. – 384 с. 7. Алямовский А.А. и др. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ – Петербург, 2005. – 800 с.

УДК 621. 825.1

К.К. Колесник

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра систем автоматизованого проектування

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТОВОГО ЗМІЩЕННЯ ОСЕЙ ВАЛІВ НА ЖОРСТКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРУЖНОЇ ВТУЛКОВО-ПАЛЬЦЕВОЇ МУФТИ

© Колесник К.К., 2007

Викладено методику визначення впливу кутового зміщення осей валів на жорсткісні властивості пружної втулково-пальцевої муфти. Розрахунок ґрунтується на аналізі деформованого стану гумової втулки методом скінчених елементів. Під час побудови геометричних моделей для дослідження муфти застосовували методику ділення деталей складальної одиниці на частини, а під час їх розбиття на скінченні елементи використовували скінченні елементи з зазорами.

The method of the definition of influence angular displacements of axes of shafts on stiff's properties of elastic bush-finger clutch is directed. The calculation is grounded on the analysis of strained state of a rubber bush by a finite element method. At constructing models the method of division of details of assembly on a part was applied to research of a clutch, and at their separation on finite elements – the finite gap-elements were applied.

Аналіз досліджень та постановка проблеми. Пружна втулково-пальцева муфта (МПВП) включає податливі елементи у вигляді гумових кілець, якими передається зусилля від пальців, жорстко зв'язаних з однією півмуфтою, до іншої півмуфти. Набір гумових кілець, насаджених на один і той самий палець, утворює втулку муфти [1]. Аналіз роботи пружної втулки з достатньою для практики точністю можна здійснити розрахунком напружено-деформованого стану окремо взятого гумового кільця [2]. Незважаючи на те, що визначенню жорсткостей пружних муфт у науковій літературі приділено значну увагу, дослідження просторових вібрацій привідних систем з пружними муфтами потребують детальнішого розгляду. Саме тому, у цій роботі за мету поставлено дослідити вплив кутового зміщення осей валів на жорсткісні властивості пружної втулково-пальцевої муфти.