



7. Дриженко А.Ю. Управление параметрами рабочей зоны железорудных карьеров при понижении горных работ / А.Ю. Дриженко, А.А. Рыкус: Зб. наук. праць НГУ. – Дніпропетровськ:РВК НГУ, 2006. - № 25. – С. 81-87.
8. Смилянов А.А. Сфера рационального применения различных видов транспорта на открытых горных работах / А.А. Смилянов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 1997.–№6. – с.129–132.
9. Рыкус А.А. Оптимизация модели автосамосвала для работы в Глубинное зоне железорудных карьеров / А.А. Рыкус // Материалы международной конференции «Форум горняков-2005». - Днепропетровск: Национальный горный университет, 2005. - Т.4 (П-Я). - С. 43-49.
10. Новожилов М.Г. Горногеометрический анализ и режим горных работ карьеров / М.Г. Новожилов, Б.Н. Тартаковский, М.С. Четверик. – Киев: Наук. думка, 1971. – 144 с.
11. Пригунов А.С. Поточная технология – основное направление развития открытой разработки взорванных скальных пород / А.С. Пригунов // Геотехническая механика: Сб. науч. трудов. – Днепропетровск: ИГТМ, 1998. - № 5. – С. 69-76.
12. Мельников Н.В. Открытая разработка месторождений, избранные труды / Н.В. Мельников. – М.: Наука, 1985. – 279 с.
13. Четверик М.С. Вскрытие горизонтов глубоких карьеров при комбинированном транспорте / М.С. Четверик. – Киев: Наук. думка, 1986. – 188 с.

УДК 622.525.28

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ПРИ КІНЕМАТИЧНОМУ ВІД'ЄДНАННІ ДВИГУНА ВІД КОЛІС

І.Ю. Клименко

асистент кафедри управління на транспорті, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна, e-mail: iryna_klymenko@mail.ru

Анотація. У роботі розглянуто процес гальмування шахтного дизелевозу з гідрооб'ємно-механічною трансмісією, що працює за схемою «диференціал на вході». Виявлення та систематизація основних закономірностей розподілу потоків потужності в замкнутому контурі гідрооб'ємно-механічної трансмісії в процесі гальмування виконано з використанням розробленої в MatLab/Simulink програмної реалізації.

Ключові слова: шахтний дизелевоз, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, процес гальмування, силові, кінематичні та енергетичні параметри.

RESEARCH THE BRAKING PROCESS OF A MINE DIESEL LOCOMOTIVE WITH HYDROSTATIC MECHANICAL TRANSMISSION AT KINEMATIC DETACHING THE ENGINE FROM WHEELS

Iryna Klymenko

Assistant of Transportation Management Department, National Mining University, Dnipro, Ukraine, e-mail: iryna_klymenko@mail.ru

Abstract. The paper has performed research the braking process of a mine diesel locomotive with hydrostatic mechanical transmission operating according to “input differential” schemes. Detection and systematization the laws of distribution the power flows in closed loop of hydrostatic mechanical transmission during braking were fulfilled using the developed program in MatLab/Simulink.

Keywords: mine diesel locomotive, hydrostatic mechanical transmission, braking process, power parameters, kinematic parameters, energy parameters.

Вступ. Поліпшення ефективності функціонування рейкового транспорту шахт досягається за рахунок використання сучасних дизелевозів, обладнаних гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Але підвищення швидкостей руху шахтних поїздів з дизелевозами в якості локомотивів загострює питання збереження безпеки в режимі гальмування. У зв'язку з цим виникає необхідність модифікації існуючих і розробки перспективних трансмісій для вітчизняних дизелевозів на основі розвитку розрахунково-теоретичних методів аналізу систем «двигун-трансмісія-дизелевоз» в режимі гальмування.

Фундаментальні дослідження, спрямовані на розробку нових конструкцій колісно-колодкових, дискових осьових і трансмісійних, а також магніто-рейкових і гравітаційних гальм, вивчення динаміки елементів приводу й ходової частини тягових секцій локомотива в процесі гальмування ретельно опрацьовані в сучасних роботах [1, 2]. Лише з 2014 року почали з'являтися наукові праці [3, 4], де представлені результати експериментальних досліджень ГОМТ різноманітного схемного виконання як в лабораторних умовах, так і у складі тракторів, при різноманітних навантаженнях, при роботі як у гальмівному режимі, так і при розгоні. В чисельних роботах, присвячених створенню та дослідженню ГОМТ для тягово-транспортних, колісних та гусеничних машин [5, 6], питання гальмуванням рейкових транспортних засобів з безступінчастими ГОМТ досі не розглядались.

Незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ в сучасному машинобудуванні, особливо на тракторах та військовій техніці, трансмісії даного типу потребують подальшого ретельного дослідження з метою визначення

необхідних конструктивних параметрів, що забезпечують підвищення гальмових та експлуатаційних характеристик локомотива.

Мета роботи – дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, що працює за схемою «диференціал на вході», при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс при роботі на транспортному та тяговому діапазонах руху, а також визначення основних закономірностей розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів в процесі гальмування.

Матеріал і результати досліджень. Розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в процесі гальмування суттєво залежить від:

- типу трансмісії (розглядається схема ГОМТ з диференціалом на вході – ГОМТ №1 та схема ГОМТ з диференціалом на виході – ГОМТ №2);

- початкової швидкості (гальмування дизелевоза розпочинається зі швидкості $V_{\max}$ та $0,5 \cdot V_{\max}$; для ГОМТ №1 $V_{\max}$ на транспортному діапазоні руху дорівнює 20,24 км/год, на тяговому – 10,02 км/год;);

- сили тяги на гаку (при русі на транспортному діапазоні вагонетки, як правило – порожні, максимальна їх кількість для обраних умов експлуатації $n=8$, що еквівалентно 2-м завантаженим вагонеткам (узято із запасом); на тяговому діапазоні розглянемо два варіанти навантаження: $n=8$ та $n=2$ завантажених вагонетки);

- кута підйому та спуску (еквівалентні 50 ‰);

- способу реалізації процесу гальмування.

Моделювання процесу гальмування може бути виконано з використанням наступних способів реалізації:

1. При кінематичному від'єднанні двигуна від коліс (в подальшому даний спосіб реалізації будемо позначати №1) при максимально можливих гальмівних моментах на колесах та 2-х різноманітних законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$. Перший закон $e_1(t)$, $e_2(t)$ буде характеризуватися зміною параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) відповідно зміні дійсної швидкості руху дизелевоза та позначатися як $e_{1_1V_{nom}}(t)$, $e_{2_1V_{nom}}(t)$, при другому законі параметри регулювання ГОП протягом всього процесу гальмування залишаються незмінними і відповідають тому значенню, яке вони мали на початку гальмування – $e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$. В роботі не стоїть задача дослідження впливу часу досягнення максимально можливих гальмівних моментів на колесах $t_{g\max}$ на зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, яка була вирішена в роботі [3], тому потреби в розгляданні декількох варіантів $t_{g\max}$ немає. Для вирішення поставлених в роботі задач приймемо одне значення $t_{g\max}=5$ секунд для всіх ва-



ріантів процесу гальмування при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс.

В процесі дослідження гальмування слід приділити увагу кутовим швидкостям ведучого та веденого валів, оскільки при різниці між ними більше ніж 120 рад/с (за умови обертання їх в одному напрямку), водій ще має можливість перервати гальмування без завдання шкоди ГОМТ.

2. При збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами:

- зниження швидкості за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації №2);
- зниження швидкості за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації №3), гальмівні механізми утворюють момент, рівний 0;
- зниження швидкості за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації №4). Параметри регулювання ГОП протягом всього процесу гальмування залишаються незмінними і відповідають тому значенню, яке вони мали на початку гальмування.

При моделюванні процесу гальмування з використанням усіх вище зазначених способів, подача палива в двигун буде встановлюватися мінімальною.

Виконання кількісної оцінки впливу початкової швидкості гальмування та сили тяги на гаку шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, виявлення та систематизація основних закономірностей розподілу потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ різних структур в процесі гальмування шахтного дизелевоза, визначення та теоретичне обґрунтування, з точки зору динаміки процесу гальмування, перспективної ГОМТ відбувається за рахунок використання розробленої в MatLab/Simulink програмної реалізації, зовнішній вигляд якої наведено на рис. 1.

В процесі моделювання гальмування усіма чотирма способами реалізації досліджуються наступні параметри:

- максимальне значення перепаду робочого тиску в ГОП $|dP|_{\max}$, яке не повинно перевищувати для гідромашин робочим об'ємом 90 см³ фірми «PSM-HYDRAYLIKS» 40,0 МПа;
- максимальне значення кутової швидкості вала гідронасоса $|w_2|_{\max}$, яке не повинно перевищувати 460,0 рад/с;
- максимальне значення кутової швидкості вала гідромотора $|w_3|_{\max}$, яке не повинно перевищувати 460,0 рад/с;

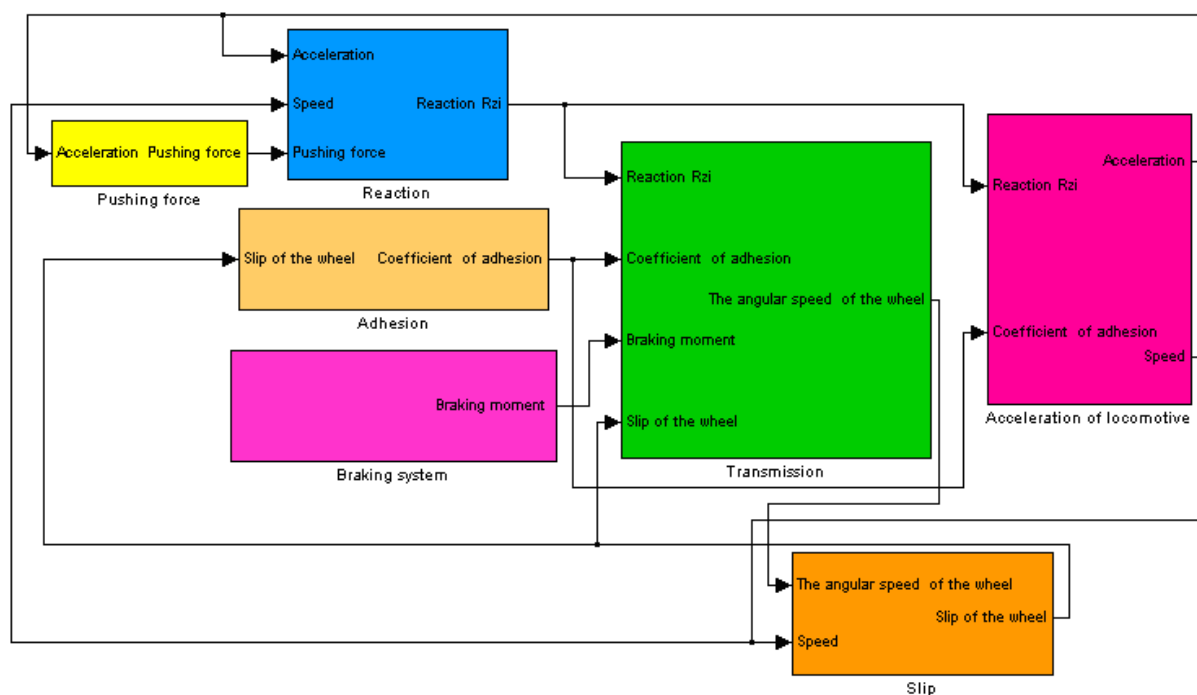


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд програмної реалізації процесу гальмування дизелевоза

- максимальне значення кутової швидкості ведучого валу зчеплення $|w_{20}|_{\max}$;
- максимальне значення потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ – $|N_{gk}|_{\max}$;
- максимальне значення потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ – $|N_{mk}|_{\max}$;
- гальмівний шлях – S ;
- час гальмування – t .

Кутові швидкості ланок трансмісії та перепад робочого тиску в ГОП мали наступні початкові значення:

- ГОМТ №1, транспортний діапазон:
 - $V=20,24$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2=-61,2$ рад/с, $w_3=-102,9$ рад/с, $\Delta P=11,85$ МПа, $e_1=1$, $e_2=0,5$;
 - $V=10,12$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2=-200,5$ рад/с, $w_3=-51,36$ рад/с, $\Delta P=19,6$ МПа, $e_1=0,36$, $e_2=1$;
- ГОМТ №1, тяговий діапазон:
 - $V=10,02$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2=-53,3$ рад/с, $w_3=-105,8$ рад/с, $\Delta P=13,55$ МПа, $e_1=1$, $e_2=0,4$;
 - $V=5,01$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2=-195,9$ рад/с, $w_3=-53,05$ рад/с, $\Delta P=21,0$ МПа, $e_1=0,384$, $e_2=1$;

Незважаючи на те, що перепад робочого тиску в ГОП ΔP задається як початкове дане в математичній моделі процесу гальмування, програмна реалізація одразу його уточнює відповідно умов експлуатації та з урахуванням способу реалізації процесу гальмування, саме тому значення ΔP , що подається, як початкове, буде відрізнятися від значення, отриманого в процесі моделювання гальмування. Що стосується інших параметрів, значення, що подаються, як початкові, будуть відповідати першим значенням, отриманим в процесі моделювання гальмування.

В подальшому в роботі будуть аналізуватися тільки максимальні значення досліджуваних параметрів, оскільки саме вони характеризуються завантаженістю трансмісії.

Результати комплексного дослідження процесу гальмування шахтного дизелевозу з ГОМТ №1 при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс наведені в таблиці 1.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 та способом реалізації процесу гальмування №1 у вигляді графічних залежностей наведені на рисунках 2 – 5.

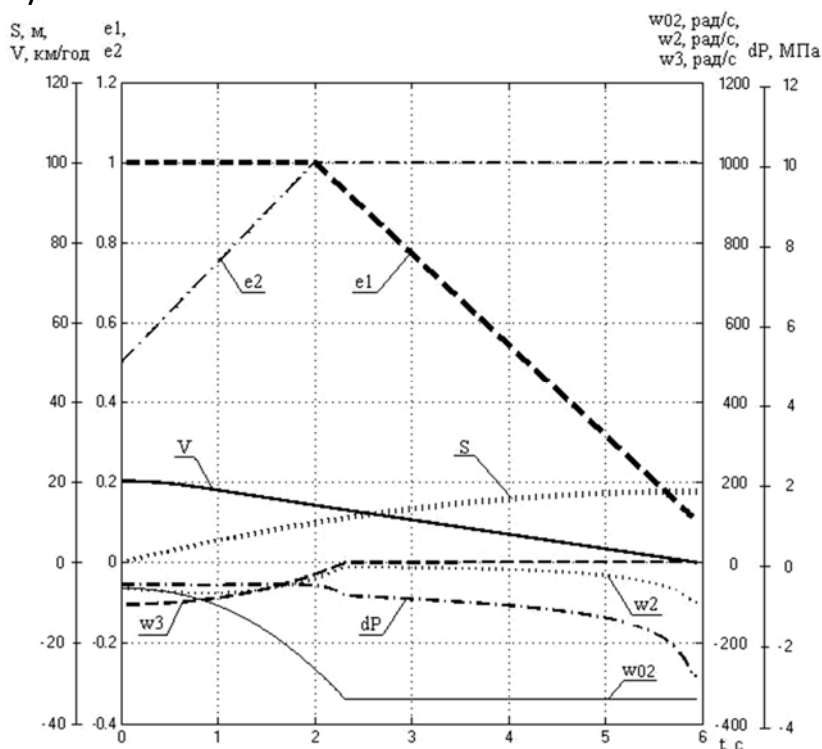


Рисунок 2 – Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 (транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, спуск, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1V_{nom}}(t)$, $e_{2_1V_{nom}}(t)$, $V_{max} = 20,24$ км/год, $n=2$)

Таблиця 1 – Результати дослідження процесу гальмування дизелевозу з ГОМТ №1 при способі реалізації №1

$V_{\max}$, км/год	n	Спуск/ підйом	$e_1(t)$	$e_2(t)$	$t_{g\max}$, с	$ dP _{\max}$, МПа	$ w_2 _{\max}$, рад/с	$ w_3 _{\max}$, рад/с	$ w_{20} _{\max}$, рад/с	$ N_{gk} _{\max}$, кВт	$ N_{mk} _{\max}$, кВт	S , м	t , с
Транспортний діапазон													
20,24	2	50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,81	98,7	102,9	339,2	1,13	0	17,68	5,94
20,24	2	50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	0,80	61,2	102,9	339,2	1,02	0	17,69	5,94
20,24	2	-50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,81	98,7	102,9	339,2	1,12	0	15,34	5,09
20,24	2	-50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	0,80	61,2	102,9	339,2	1,02	0	15,34	5,09
10,12	2	50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,81	215,8	51,36	339,5	1,50	0	4,83	3,11
10,12	2	50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	1,45	200,5	51,36	339,5	1,44	0	4,83	3,11
10,12	2	-50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,81	213,6	51,36	339,5	1,48	0	4,26	2,70
10,12	2	-50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	1,46	200,5	51,36	339,5	1,44	0	4,26	2,70
Тяговий діапазон													
10,02	2	50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,60	98,69	105,8	339,2	1,24	0	4,74	3,08
10,02	2	50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	0,78	53,3	105,8	339,1	0,94	0	4,75	3,08
10,02	2	-50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,60	98,7	105,8	339,2	1,2	0	4,19	2,68
10,02	2	-50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	0,78	53,3	105,8	339,1	0,94	0	4,19	2,68
10,02	8	50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,60	98,7	106,0	339,1	1,25	0	43,53	30,72
10,02	8	50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	0,78	53,4	106,0	339,1	0,94	0	43,54	30,72
10,02	8	-50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	2,60	98,7	105,8	339,1	1,2	0	5,46	3,73
10,02	8	-50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	0,78	53,3	105,8	339,1	0,94	0	5,46	3,73
5,01	2	50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	3,53	231,1	53,1	339,1	1,55	0	1,39	1,68
5,01	2	50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	1,37	195,9	53,1	338,8	1,42	0	1,39	1,66
5,01	2	-50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	3,53	225,3	53,1	339,3	1,48	0	1,25	1,49
5,01	2	-50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	1,37	195,9	53,1	338,8	1,42	0	1,25	1,49
5,01	8	50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	3,54	231,9	53,4	338,8	1,55	0	11,05	15,41
5,01	8	50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	1,37	196,8	53,4	338,8	1,43	0	11,05	15,41
5,01	8	-50 %	e1_1Vпот(t)	e2_1Vпот(t)	5,0	3,54	224,4	53,1	338,8	1,49	0	1,47	1,95
5,01	8	-50 %	e1_1Vmax(t)	e2_1Vmax(t)	5,0	1,37	195,9	53,1	338,8	1,43	0	1,48	1,95

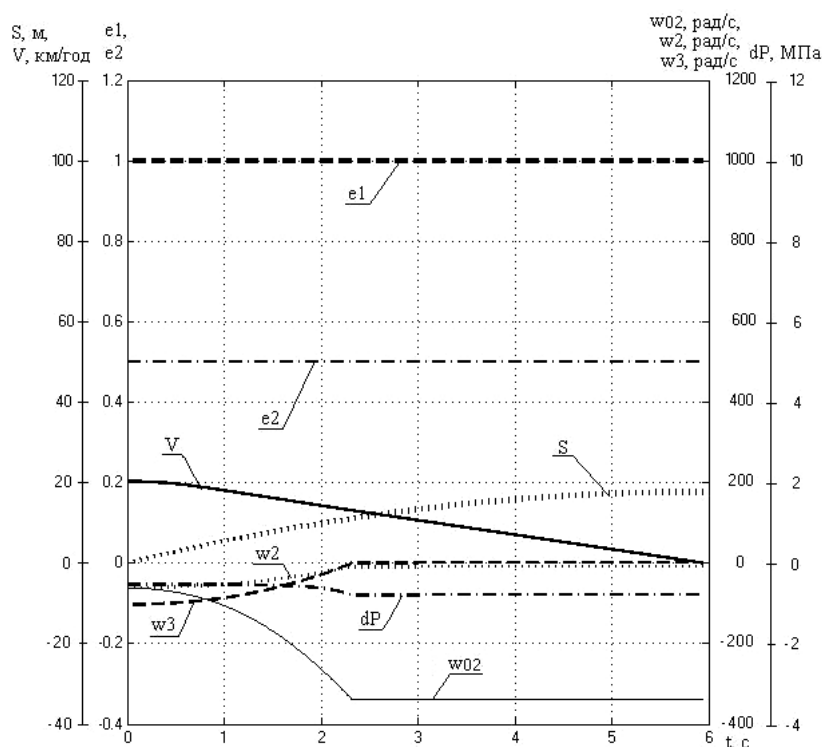


Рисунок 3 – Результати моделювання гальмування дизельовоза з ГОМТ №1 (транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, спуск, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$, $V_{\max} = 20,24$ км/год, $n=2$)

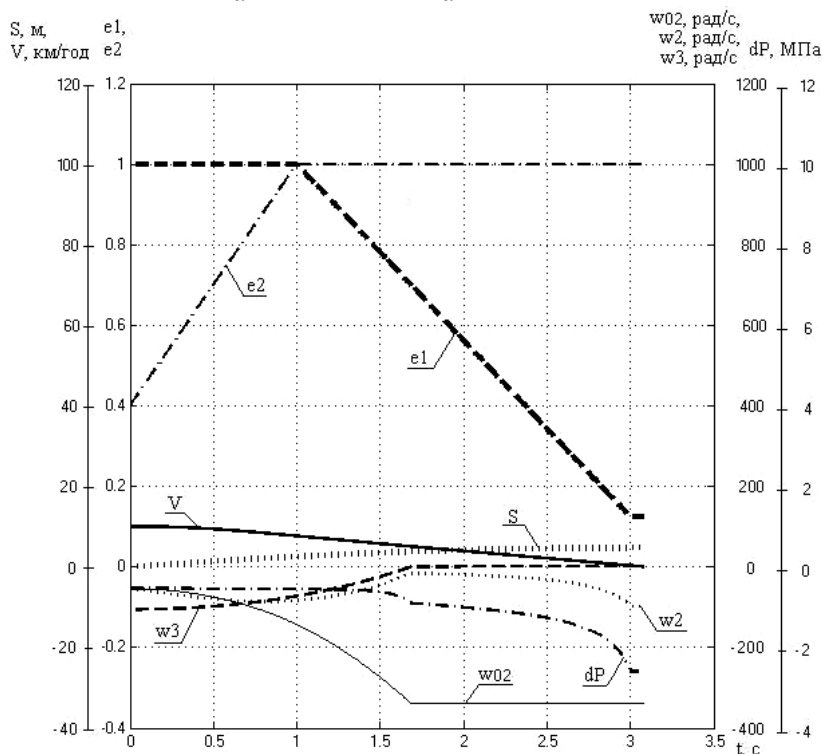


Рисунок 4 – Результати моделювання гальмування дизельовоза з ГОМТ №1 (тяговий діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, спуск, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1V_{\text{nom}}}(t)$, $e_{2_1V_{\text{nom}}}(t)$, $V_{\max} = 10,02$ км/год, $n=2$)

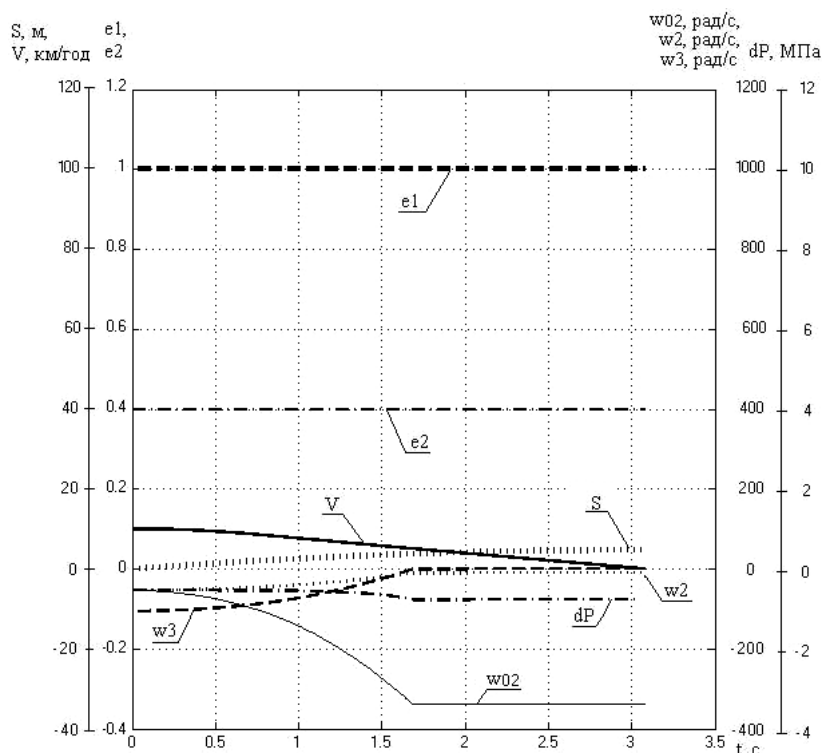


Рисунок 5 – Результати моделювання гальмування дизельовоза з ГОМТ №1 (тяговий діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, спуск закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$, $V_{\max} = 10,02$ км/год, $n=2$)

Висновок. В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизельовоза з ГОМТ №1 при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс встановлено наступне:

1. В зв'язку з тим, що кінематичне від'єднання двигуна від коліс використовується, як правило, при екстреному гальмуванні, рекомендується параметри регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ протягом всього процесу гальмування залишати незмінними – $e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$, тобто вони повинні відповідати тому значенню, яке мали на початку гальмування (при використанні $e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$ замість $e_{1_1V_{\text{nom}}}(t)$, $e_{2_1V_{\text{nom}}}(t)$ спостерігається зниження перепаду робочого тиску в ГОП до 3,5 разів та зниження кутової швидкості валу гідронасоса до 46%).

2. В момент повної зупинки система керування ГОМТ повинна забезпечити в автоматичному режимі зміну параметрів регулювання ГОП до тих значень, що відповідають нульовій швидкості руху дизельовоза. Необхідність виконання вище зазначеного алгоритму обумовлена неузгодженістю кутових швидкостей ведучого та веденого валів зчеплення. Розбіжність між значеннями кутових швидкостей ведучого $|w_{20}|_{\max}$ та веденого $|w_2|_{\max}$ валів

зчеплення $|\Delta w|_{\max}$ досягає 335,0 рад/с.

3. За рахунок кінематичного розриву механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ сила тяги на гаку шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ суттєво не впливає, розбіжність останніх не перевищує 0,81%. Що стосується впливу кута підйому/спуску, то розбіжність в значеннях $|dP|_{\max}$, $|w_{20}|_{\max}$, $|w_2|_{\max}$, $|w_3|_{\max}$, $|N_{gk}|_{\max}$ не перевищує 4,5%.

4. Прослідковується чітке зниження значень перепаду робочого тиску в ГОП до 45,2% та кутової швидкості вала гідронасоса до 72,8% при початку гальмування зі швидкості $V_{\max}$ замість швидкості $0,5 \cdot V_{\max}$.

5. При одних і тих же умовах експлуатації, гальмівний шлях дизелевоза при гальмуванні з кінематичним від'єднанні двигуна від коліс на підйомі нижче до 87,5% (в залежності від сили тяги на гаку), ніж на спуску.

6. Зі зменшенням кількості вагонеток з 8-ми до 2-х, гальмівний шлях зменшується на спуску до 89,1% та до 23,3% на підйомі.

7. Оскільки в замкнутому контурі ГОМТ №1 за рахунок муфти зчеплення відбувається кінематичний розрив механічної гілки, ні кут підйому, ні сила тяги на гаку дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ суттєво не впливають. Зі зменшенням початкової швидкості гальмування лише значення перепаду робочого тиску в ГОП та кутової швидкості вала гідронасоса ГОМТ №1 збільшуються.

ЛІТЕРАТУРА

1. Проців В.В. Моделювання гальмування шахтного потягу на заданій ділянці рейкової колії: монографія / В.В. Проців. – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 208 с.
2. Таран И.А. Тормозные устройства шахтных локомотивов: монография / И.А. Таран, А.В. Новицкий; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2014. – 205 с.
3. Бондаренко А.І. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія / А.І. Бондаренко. – Харків: «Федорко», 2015. – 220 с.
4. Самородов В.Б. Експериментальне дослідження робочих процесів у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях з диференціалом на вході та з диференціалом на виході / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. – 2014. – № 39. – С. 60 – 67.
5. Кожушко А.П. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмі-

сіях // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський. – С. 181 – 184.

6. Таран І.О. Особливості застосування безступінчастих гідро об'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Міжнародна конференція «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2014» (електронний збірник). Дніпропетровськ, 27-28 березня 2014 р. – С. 211 – 216.

УДК 622.002.5-752.2

ИЗМЕНЕНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛАСТОМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В УСЛОВИЯХ АГРЕССИВНОЙ СРЕДЫ

К.А. Зиборов¹, А.А. Логинова²

¹кандидат технических наук, заведующий кафедры основ конструирования механизмов и машин, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина, e-mail: Ziborov@nmu.org.ua

²ассистент кафедры основ конструирования механизмов и машин, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина, e-mail: LoginovaA@nmu.org.ua

Аннотация. Рассмотрен вопрос, связанный с изменением физико-механических свойств эластомерных элементов машин и механизмов в условиях воздействия агрессивной среды. Рассмотрены причины и получена функциональная зависимость, определяющая изменение жесткостной и диссипативной характеристики эластомеров при воздействии серной кислоты различной концентрации, что характерно для многих процессов переработки минерального сырья. Для эксперимента были отобраны резиновые виброизоляторы типа ВР201. Испытаниям для каждой концентрации подлежали три пары образцов, упруго-диссипативные свойства которых отличались не более чем на 3 %. Статическая жесткость и коэффициент диссипации определялась через каждые 500 часов. Полученные зависимости позволяют уточнить расчёт показателя долговечности таких элементов в реальных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: эластомерные элементы, статическая жесткость, коэффициент диссипации, старение эластомеров, изменение характеристик эластомеров во времени.

CHANGES OF ELASTOMERIC ELEMENTS PHYSICAL AND MECHANICAL CHARACTERISTICS AT AGGRESSIVE ENVIRONMENT

Kirill Ziborov¹, Anastasia Loginova²

¹Ph.D., The Head of Machinery Design Fundamental Department, National Mining University, Dnepr, Ukraine, e-mail: Ziborov@nmu.org.ua

²assistant, Machinery Design Fundamental Department, National Mining University, Dnepr, Ukraine, e-mail: LoginovaA@nmu.org.ua