

Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін

Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ В ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ З ПРУЖНО-ЕЛАСТИЧНОЮ МУФТОЮ

У статті проаналізовано вплив пружно-еластичної муфти на коливальні процеси в електромеханічній трансмісії у період розгону. Розроблена динамічна, математична та симуляційна моделі електромеханічної трансмісії, остання з яких реалізована у програмному середовищі MatLab Simulink. В момент пуску і при роботі асинхронного електродвигуна досліджено зміну кутової швидкості зведених мас електромеханічної трансмісії з та без пружно-еластичної муфти, зміну крутного моменту в ланках трансмісії та пружно-еластичній муфті і електромагнітного моменту двигуна.

Ключові слова: асинхронний електродвигун, динамічна модель, математична модель, симуляційна модель, крутний момент.

Постановка проблеми

Останніми роками провідні виробники автомобілів пропонують широку гаму гібридів та електромобілів. Привідні системи таких автомобілів мають різну структуру і характеристики. У більшості гібридних автомобілів, крім тих, що працюють за послідовною схемою перетворення енергії, в залежності від режиму руху, обертовий момент на колесах автомобіля може створюватися як окремо двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ) чи електричним двигуном (ЕД), так і їх спільною роботою.

Обидва види двигунів при запуску створюють підвищені динамічні навантаження на елементи трансмісії автомобіля, тому пошук конструктивних рішень і способів зменшення впливу перехідних режимів роботи ДВЗ і ЕД на навантаженість ланок трансмісії є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Переважає більшість досліджень, що стосуються гібридних автомобілів, присвячена зниженню викидів токсичних речовин і підвищенню економічності силових енергоустановок [1]. Питанням коливальних процесів у ланках трансмісії, зокрема гібридних силових установок (ГСУ), уваги приділено недостатньо.

Для зменшення шкідливого впливу нерівномірності обертання колінчастого вала ДВЗ у класичних автомобілях застосовують двомасові маховики (ДММ), які відіграють роль демпферів крутильних коливань [2-4].

В електромеханічних трансмісіях, незалежно від способу пуску асинхронного двигуна (прямий, від трифазного джерела живлення чи за допомогою системи перетворювача частоти – автономного ін-

вертора напруги), у валопроводах виникають підвищені високочастотні навантаження [5].

Моделювання асинхронного двигуна в двофазній системі координат [6] показують, що при прямому пуску на початковій фазі роботи відбуваються значні коливання моменту, струму та швидкості. При порівнянні результатів роботи розробленої моделі зі стандартним блоком Simulink Asynchronous Machine отримано ідентичні перехідні процеси.

Основними факторами впливу на динамічну навантаженість трансмісії автомобіля з ГСУ при запуску ДВЗ є [7]: момент тертя зчеплення, темп ввімкнення зчеплення, коефіцієнти демпфування і коефіцієнти жорсткості ланок трансмісії, номер передачі, на якій здійснюється запуск ДВЗ, тому для зниження динамічних навантажень у ланках трансмісії автомобілів з ГСУ при запуску ДВЗ, потрібно раціонально вибирати перелічені вище параметри.

У праці [8] отримані результати розрахунків динамічних навантажень у трансмісії при рушанні автомобіля обладнаного ГСУ з місця та приводом ведучих коліс від ДВЗ. При дослідженні динамічних навантажень у трансмісії автомобіля з ГСУ паралельного типу важливо визначити стан зчеплення (знаходиться воно в режимі буксування чи замкнуте). Вважається, що зчеплення знаходиться в замкнутому стані якщо $M_C \geq M_{C3}$ і $\varphi_d - \varphi_c = 0$, в інших випадках воно буксує. При рушанні автомобіля з місця з заданим темпом ввімкнення зчеплення пружні моменти, що виникають у ланках трансмісії автомобіля, є функцією максимального моменту тертя зчеплення M_{Cmax} . Після замикання зчеплення момент M_C , який ним передається (при цьому $M_C = M_{C3}$), приблизно дорівнює обертовому моменту ДВЗ.

Для розрахунків параметрів асинхронного двигуна використовувалася методика професора Черних І.В. [9], проведене моделювання в середовищі MatLab (додатки Simulink і SimPowerSystems) двох варіантів пуску асинхронного двигуна: прямий пуск від трифазного джерела живлення і пуск двигуна за допомогою системи перетворювача частоти – автономного інвертора напруги. Також при моделюванні системи перетворювача частоти – автономного інвертора напруги, крім пуску асинхронного двигуна, розглянуті режими нормальної роботи і гальмування. Досліджено струм статора і ротора, швидкість обертання двигуна та його електромагнітний момент.

Як показують дослідження [10] впливу структурних параметрів на динамічні навантаження у трансмісії автомобіля з ГСУ, коефіцієнти динамічності в ланках трансмісії автомобіля з демпфувальними елементами майже на 89% менші, порівняно з трансмісією без демпфувальних елементів. Однак можливості підвищення демпфувальних властивостей ланок трансмісії є досить обмеженими, тому пошук конструктивних можливостей зменшення динамічних навантажень на елементи трансмісії ГСУ є актуальним і потребує додаткових досліджень.

Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є підвищення довговічності елементів приводу ГСУ застосуванням пружно-еластичної муфти (ПЕМ). Завдання дослідження – розробити симуляційну модель електромеханічної трансмісії (ЕМТ) з ПЕМ і дослідити коливальні процеси у її елементах при пуску ЕД під навантаженням.

Виклад основного матеріалу

Узагальнена динамічна модель ЕМТ з ПЕМ, утвореної двома півмуфтами, що обертаються одна відносно іншої, між якими встановлено пружно-демпфувальний елемент, наведено на (рис. 1).

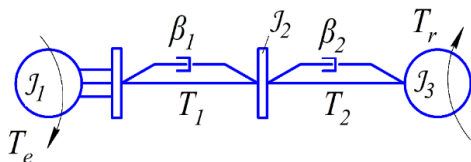


Рис. 1. Динамічна модель ЕМТ з ПЕМ

де J_1 – зведений момент інерції ротора електродвигуна і первинної маси ПЕМ; J_2 – сумарний момент інерції вторинної маси ПЕМ і ланок зчеплення; J_3 – зведений момент інерції ведених ланок; T_1, T_2 – зведені жорсткості відповідно пружних ланок ПЕМ і трансмісії; β_1 і β_2 – коефіцієнти розсіювання енергії відповідно у ПЕМ і трансмісії; T_e – рушійний момент електродвигуна; T_r – зведений момент опору.

Математична модель ЕМТ з ПЕМ описана такою системою диференціальних рівнянь другого порядку (1):

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_e - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - T_r. \end{cases} \quad (1)$$

Симуляційна модель ЕМТ з ПЕМ у середовищі MatLab Simulink складається з двох складових: моделі асинхронного електродвигуна (рис. 2) та моделі механічної частини трансмісії з ПЕМ (рис. 3).

Асинхронний електродвигун вибирався із стандартних моделей блоку Asynchronous Machine SI Units, основні параметри якого наведено на рис. 4.

Дослідження коливальних процесів в елементах трансмісії виконані за таких параметрів динамічної моделі: $J_2=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_3=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $\beta_1=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; $\beta_2=0,02 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; $T_1=330 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $T_2=120000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$. Результати симулювання зображено на (рис. 5 – рис. 8).

На рис. 5 подано залежності кутової швидкості обертання веденої маси приводу і крутного моменту в ланках трансмісії без ПЕМ від часу розгону.

Аналізуючи наведені криві, бачимо, що в момент пуску ЕД крутний момент у ланках трансмісії різко зростає до $17 \text{ Н}\cdot\text{м}$, і протягом приблизно 1 с затухає до величини $7 \text{ Н}\cdot\text{м}$. У період від 4 до $5,5 \text{ с}$ крутний момент зростає до $14 \text{ Н}\cdot\text{м}$, що пояснюється подоланням інерційного навантаження при розгоні веденої маси, і швидко зменшується до величини, яка відповідає зведеному моменту опору рухові – $4 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Електромагнітний момент ЕД при цьому (рис. 6) також різко зростає на початковій стадії пуску електродвигуна до $66 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і після 1 с зменшується до величини $15 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Після цього на $5,5 \text{ с}$ спостерігається збільшення моменту до величини $66 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і на $5,8 \text{ с}$ бачимо його стабілізацію та вихід на усталений коливальний режим у межах від -6 до $22 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Аналогічні розрахунки, проведені для електромеханічної трансмісії, оснащеної ПЕМ (рис. 7), показали, що максимальний крутний момент у її ланках T_2 в період пуску зменшився до $9 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Час розгону до усталеної швидкості обертання веденої маси дещо зріс (до $6,8 \text{ с}$), а крутний момент, який виникає в ланках трансмісії під час розгону до усталеної швидкості не перевищує $13 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Крутний момент у ланках ПЕМ в період пуску (рис. 7) не перевищує $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а його величина при досягненні усталеного руху веденої маси дещо менша за $5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

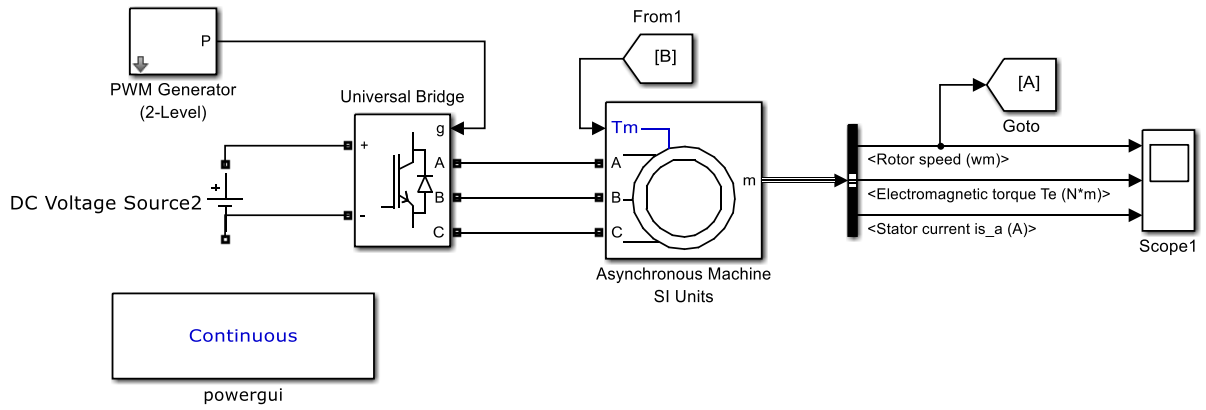


Рис. 2. Модель асинхронного електродвигуна

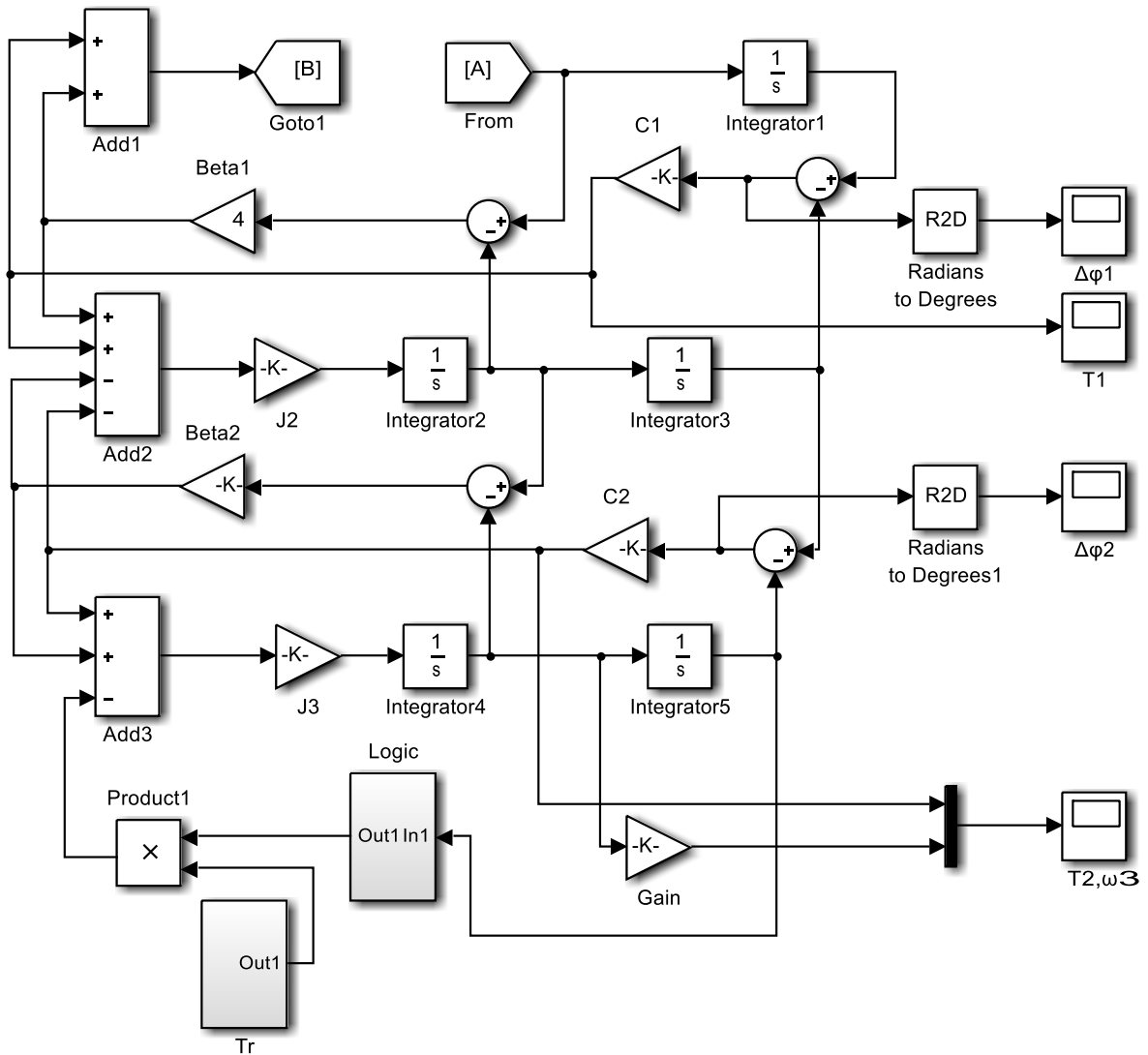


Рис. 3. Модель електромеханічної частини трансмісії з ПЕМ

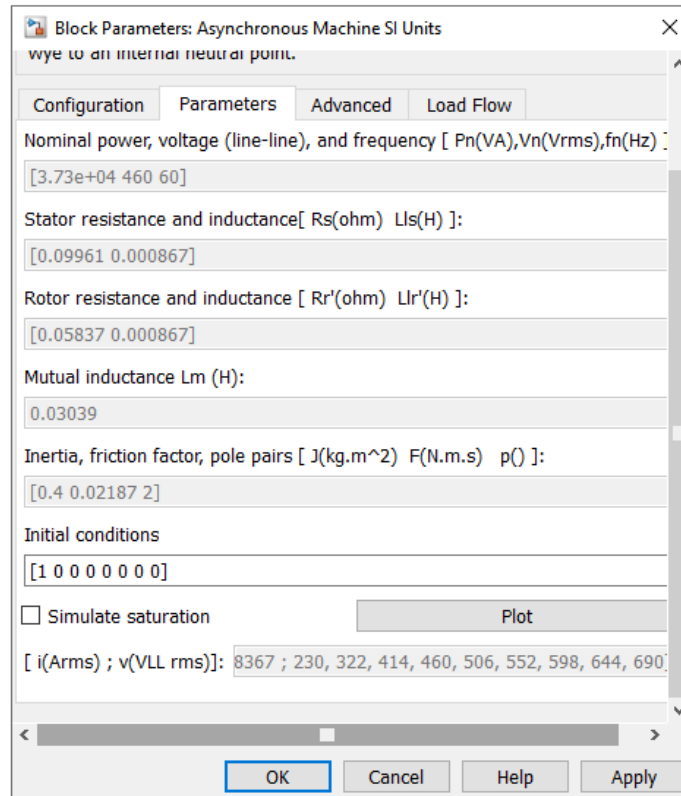


Рис. 4. Вікно параметрів асинхронного електродвигуна

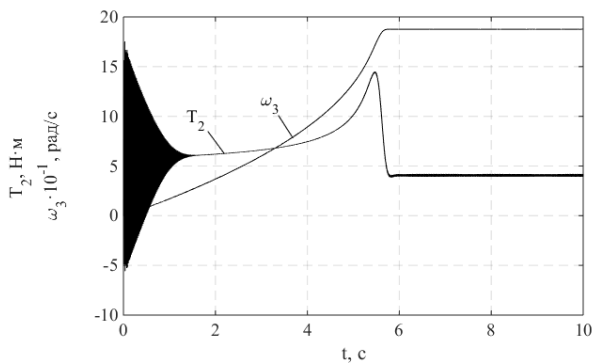


Рис. 5. Зміна крутного моменту T_2 – у ланках трансмісії і ω_3 – кутової швидкості веденої маси у трансмісії без ПЕМ

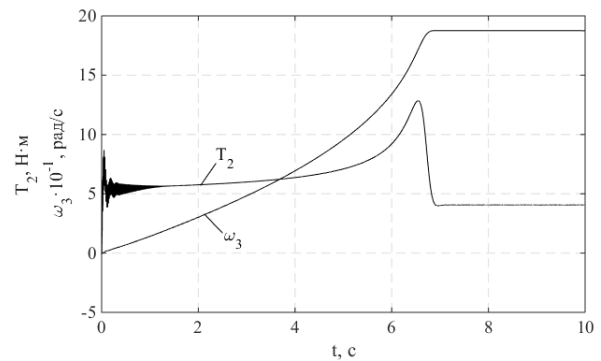


Рис. 7. Зміна крутного моменту T_2 – у ланках трансмісії, ω_3 – кутової швидкості веденої маси у трансмісії з ПЕМ

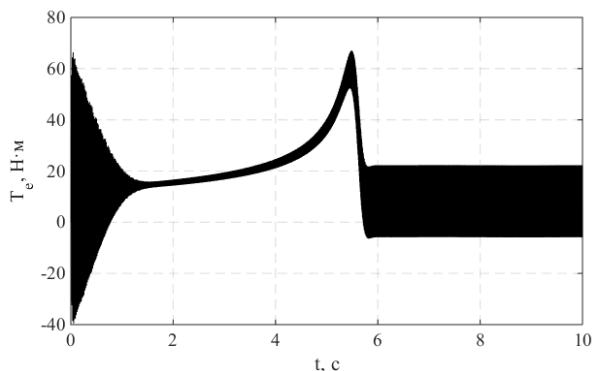


Рис. 6. Зміна електромагнітного моменту асинхронного електродвигуна

Піковий крутний момент у ланці ПЕМ T_1 сягає 22 Н·м (рис. 8), тоді як у трансмісії T_2 – 13 Н·м (див. рис. 7), що підтверджує ефективність роботи ПЕМ.

Отже, коливальні процеси в електромеханічній трансмісії з ПЕМ протікають більш плавно, а крутний момент у її ланках у початковий момент пуску електродвигуна в 1,9 рази менший, ніж в аналогічній трансмісії без ПЕМ (див. рис. 5 і рис. 7). Отримані результати підтверджують висунуту нами гіпотезу, що для гібридних трансмісій автомобілів, які характеризуються при русі в міському циклі старто-стоповим режимом роботи, для зменшення навантаження на ланки трансмісії доцільно встановлювати ПЕМ.

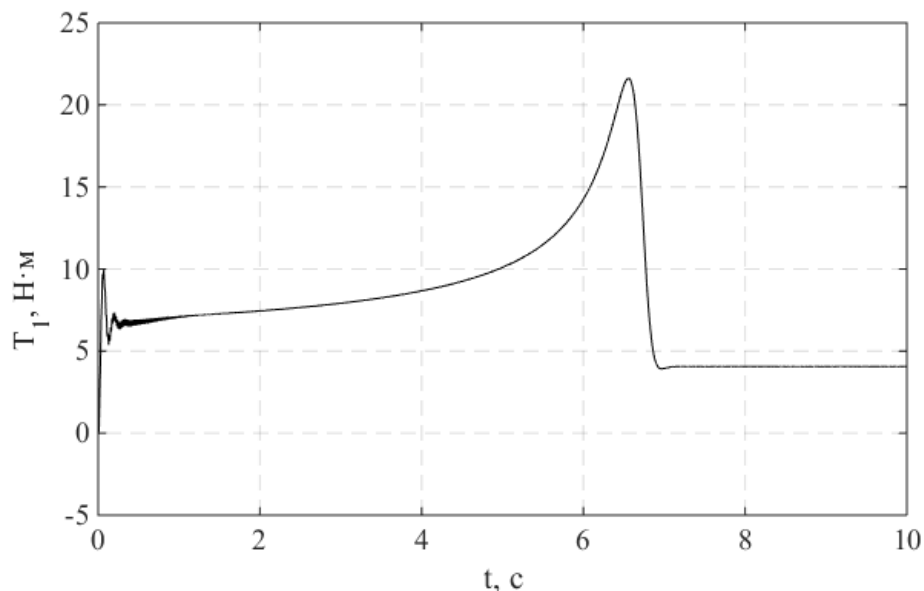


Рис. 8. Зміна крутного моменту T_1 у ланці ПЕМ

Висновки

1. Розроблено динамічну, математичну й симуляційну (у середовищі MatLab Simulink) моделі ЕМТ з ПЕМ у період розгону.

2. Досліджено коливальні процеси у ланках трансмісії в період пуску без- і за наявності ПЕМ. Показано, що, за інших однакових умов, під час пуску ЕД піковий крутний момент у трансмісії в 1,7 рази менший, ніж у ланці ПЕМ.

3. Зменшення величини крутного моменту в ланках ЕМТ сприятиме підвищенню її ресурсу.

Перспективи подальших розвідок у даному напрямку: дослідження динаміки привідних систем автомобіля.

Література

- Смирнов, О.П. Перспективні напрями розвитку сучасного автомобілебудування [Текст] / О.П. Смирнов // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПИ". Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2014. – № 9 (1052). – С. 61-65.
- Kindratskyu, B.I., & Litvin, R.H. (2019). Oscillation Processes in a Transmission with a Dual-Mass Flywheel while Moving a Car from Rest. "Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science", 5(1), 93–104. <https://doi.org/10.23939/ujm2019.01.093>
- Lei Chen, Xiao Zhang, Zhengfeng Yan, & Rong Zeng (2019). Matching Model of Dual Mass Flywheel and Power Transmission Based on the Structural Sensitivity Analysis Method. "Journal Symmetry", 11(2), 29. <https://doi.org/10.3390/sym11020187>
- Liupeng, He & Xia, Changgao & Chen, Sida & Guo, Jiwei & Liu, Yi. (2019). Parametric Investigation of Dual-Mass Flywheel Based on Driveline Start-Up Torsional Vibration Control. Shock and Vibration. 1-12. <https://doi.org/10.1155/2019/3171698>
- Чабан, А.В. Математичне моделювання коливальних процесів в електромеханічних системах. [Текст] / А.В. Чабан. – Львів: В-во Тараса Шевченка, 2007. – 312 с.

6. Кочетков, В.П. (2013). Исследование динамики асинхронного двигателя [Текст] / В.П. Кочетков, Н.С. Курочкин, Н.В. Цугленок // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. – 2013. – № 7. – С. 248-254.

7. Селифонов, В.В. Выбор путей снижения динамических нагрузок в механической трансмиссии автомобиля с комбинированной энергетической установкой при запуске ДВС с ходу [Текст] / В.В. Селифонов, Х.Т. Нгуен // Машиностроение и компьютерные технологии. – 2011. – № 1. – 10 с.

8. Селифонов, В.В. Разработка динамической модели механической трансмиссии автомобиля с комбинированной энергетической установкой параллельного типа [Текст] / В.В. Селифонов, Х.Т. Нгуен // Машиностроение и компьютерные технологии. – 2011. – № 1. – 8 с.

9. Семёнов, А.С. Моделирование режимов работы асинхронного двигателя в пакете программ MatLab [Текст] / А.С. Семёнов // Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М.К. Аммосова. – 2014. – № 11(1). – С. 51-59.

10. Селифонов, В.В. Исследование влияния структурных параметров на динамические нагрузки в механической трансмиссии автомобиля с гибридными силовыми установками (ГСУ) [Текст] / В.В. Селифонов, Х.Т. Нгуен // Известия Московского государственного технического университета "МАМИ". – 2010. – № 2. – С. 76-79.

References

- Smyrnov, O.P. (2014). Perspective directions of development of modern automotive industry. Bulletin of the National Technical University "KPI". Series: Automotive and Tractor construction, 9(1052), 61-65.
- Kindratskyu, B.I., & Litvin, R.H. (2019). Oscillation Processes in a Transmission with a Dual-Mass Flywheel while Moving a Car from Rest. "Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science", 5(1), 93–104. <https://doi.org/10.23939/ujm2019.01.093>
- Lei Chen, Xiao Zhang, Zhengfeng Yan, & Rong Zeng (2019). Matching Model of Dual Mass Flywheel and Power Transmission Based on the Structural Sensitivity Analysis

- Method. "Journal Symmetry", 11(2), 29. <https://doi.org/10.3390/sym11020187>
4. Liupeng, He & Xia, Changgao & Chen, Sida & Guo, Jiwei & Liu, Yi. (2019). Parametric Investigation of Dual-Mass Flywheel Based on Driveline Start-Up Torsional Vibration Control. *Shock and Vibration*. 1-12. <https://doi.org/10.1155/2019/3171698>
5. Chaban, A.V. (2007). Mathematical modeling of oscillatory processes in electromechanical systems. *Lviv: Taras Soroka Publishing House*, 312.
6. Kochetkov, V.P., Kurochkin, N.S., & Tsuhlenok, N.V. (2013). The study of the dynamics of an asynchronous motor. *Bulletin of the Krasnoyarsk State Agrarian University*, № 7, 248-254.
7. Selifonov, V.V., & Nguen, H.T. (2011). Choice of ways to reduce dynamic loads in a mechanical transmission of a car with a hybrid powertrain by starting an internal combustion engine on the move. *Mechanical engineering and computer technology*, № 1, 10.
8. Selifonov, V.V., & Nguen, H.T. (2011). Development of a dynamic model of a mechanical transmission of a car with a hybrid powertrain of parallel type. *Mechanical engineering and computer technology*, № 1, 8.
9. Semyonov, A.S. (2014). Modeling the asynchronous motor operating modes in the software package MatLab. *Bulletin of*

the Northeast Federal University. M.K. Ammosova, 11(1), 51-59.

10. Selifonov, V.V., & Nguen, H.T. (2010). Investigation of the influence of structural parameters on dynamic loads in a mechanical transmission of a car with hybrid powertrain (HP). *News of Moscow State Technical University "MAMI"*, № 2, 76-79.

Рецензент: доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки Г.С. Гудз, Національний університет «Львівська політехніка», Львів, Україна

Автор: КИНДРАЦЬКИЙ Богдан Ілліч
доктор технічних наук, професор
Національний університет «Львівська політехніка»
E-mail – bohdan.i.kindratskyu@lpnu.ua
ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6761-0223>

Автор: ЛІТВІН Роман Григорович
аспірант
Національний університет «Львівська політехніка»
E-mail – roman.h.litvin@lpnu.ua
ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4418-5970>

TRANSITION PROCESSES IN ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION WITH A RESILIENT-ELASTIC COUPLING

B. Kindratskyy, R. Litvin

Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

Driving systems for hybrid cars and electric vehicles equipped with electric motors have different structures and characteristics. In the vast majority of hybrids, depending on the driving mode, the torque on the wheels of the car can be generated separately by both the internal combustion engine and the electric motor, or by working together.

Based on the research results it is established that at the moment of starting the electric motor, the torque in the transmission sections steeply increases to 17 N·m, and for about 1 s decreases to the value of 7 N·m. In the period from 4 to 5.5 s, the torque increases to 14 N·m, which is explained by the overcoming of the inertial load during acceleration of the driven weight, and rapidly decreases to the value of 4 N·m, which corresponds to the consolidated moment of resistance to movement. The electromagnetic moment of electric motor thus also increases steeply in the initial stage of starting the motor up to 66 N·m and after 1 s decreases to the value of 15 N·m. After 5.5 s there is an increase in the moment to the value of 66 N·m and after 5.8 s it stabilizes and ranges from -6 to 22 N·m. In turn, the calculations for an electromechanical transmission equipped with a resilient-elastic coupling showed that the maximum torque in its sections T_2 during the start-up period decreased to 9 N·m, and the acceleration time to a steady turning velocity of the driven weight slightly increased to 6.8 s. The torque that occurs in the transmission sections during acceleration to a steady velocity does not exceed 13 N·m. The torque in the resilient-elastic coupling sections during the start-up period does not exceed 10 N·m, and its value, upon reaching the steady motion of the driven weight, is slightly less than 5 N·m. Peak torque in the resilient-elastic coupling sections T_1 reaches 22 N·m, while in the transmission T_2 it is 13 N·m, which confirms the efficiency of resilient-elastic coupling operation.

Thus, the use of resilient-elastic coupling in an electromechanical transmission can reduce the amplitude of the torque in the drive sections during the start-up period by about 1.9 times, as compared to the amplitude of the torque without resilient-elastic coupling, and reduce the peak torque of the transmission sections by 1.7 times.

Keywords: asynchronous electric motor, dynamic model, mathematical model, simulation model, torque.