УДК 629.113(075.8)

Т. Г. Миськів*, Ж. Д. Данілова, В. І. Жовнич****
Національний університет “Львівська політехніка”,
*кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки,
**Група ААГс-11

АНАЛІЗ ГІБРИДНОГО ПРИВОДУ АВТОМОБІЛЯ TOYOTA PRIUS

© Миськів Т. Г., Данілова Ж. Д., Жовнич В. І., 2016

Розглянуто структуру і взаємозв’язок між різними елементами гібридного приводу автомобіля Toyota Prius, отримано кінематичні та силові залежності. Отримано робочі характеристики двигуна внутрішнього згоряння та електричного мотора на підставі їх технічних даних. Розраховано тягову характеристику і показано ефективність гібридного приводу автомобіля Toyota Prius.

Ключові слова: автомобіль, гібридний привід, кінематика, силові залежності.

Considered the structure and relationship betwen different elements of the hybrid drive car Toyota Prius, received kinematic and power dependence. Perfomance characteristics of the internal combustion engine and electric motor was obtained on basis jf their technicai data. Designed traction characteristics and shows the effectiveness of the hybrid drive car Toyota Prius.

Key words: cars, hybrid drive, kinematic, power dependence.

Постановка проблеми. Автомобілі з електроприводом можна розділити на три типи, до першого з яких належить акумуляторний електричний автомобіль. Другий тип – це гібридний електричний автомобіль, в якому двигун внутрішнього згоряння приводить в дію генератор, що виробляє електричну енергію для приводу коліс. Найяскравішим представником є третій тип, в якому електрична енергія виробляється у паливних елементах без шкідливих викидів в атмосферу – у процесі реакції під дією каталізатора між воднем з бака і киснем з атмосфери утворюються електричний струм і вода.

Ще донедавна вважалося, що “екологічно чистий акумуляторний електричний автомобіль” остаточно замінить автомобілі з двигунами внутрішнього згоряння. Ця точка зору ігнорувала один фактор – забруднення переноситься з місця, де їздять автомобілі, до місця знаходження теплової електростанції. До того ж акумулятори виявилися дуже дорогими у виробництві, мали занадто малий ресурс та їх виробництво і переробка небезпечні через велику кількість шкідливих металів [1].

Найімовірніше, що електричний автомобіль на паливних елементах поступово стане стандартним типом легкового автомобіля, а гібридні автомобілі допоможуть згладити перехідний період. Така ситуація спричинила появу і поширення гібридного приводу з різним ступенем складності – від найпростішого, де двигун внутрішнього згоряння з генератором є зарядним пристроєм для акумулятора, до найвишуканішого в автомобілі Toyota Prius, в якому поєднані двигун внутрішнього згоряння, два електромотори-генератори і високовольтний акумулятор. Узгоджену роботу на усіх режимах забезпечують: планетарний механізм, інвертор (перетворювач струму) і електронний блок керування.

Завдяки гібридному приводу автомобіля Toyota Prius: зменшені у 10 разів викиди шкідливих речовин в атмосферу; не потрібно заряджати акумулятор від зовнішнього джерела – він заряджається від бортової енергетичної установки; відбувається рекуперація енергії під час гальмування; передатне число плавно змінюється планетарним механізмом.

Такі широкі можливості для комбінації силових потоків надає структура гібридного приводу автомобіля Toyota Prius, тож для глибшого розуміння необхідні його кінематичний і динамічний аналізи.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Найістотніший внесок у розробку і комерціалізацію гібридних електричних автомобілів був зроблений японськими виробниками [2]. У 1997 р. були випущені перші гібридні автомобілі Toyota Prius і Honda Insight. Тепер більшість провідних автовиробників запроваджують гібридний привід, однак лідером продажів залишається автоконцерн Toyota, за прогнозами якого, річний обсяг гібридних електричних автомобілів у 2020 р. становитиме близько 1,5 млн [3].

Концепція гібридного приводу та гібридні силові агрегати розглянуті у [4, 5], але фундаментальною працею є [2].

Постановка завдання. Метою роботи є кінематичний та динамічний аналіз гібридного приводу автомобіля Toyota Prius і тяговий розрахунок.

Основний матеріал. Гібридний привід автомобіля Toyota Prius має фірмову назву Hybrid Synergy Drive. Термін Synergy означає сумісну дію в одному напрямку, взаємне підсилення, тож в гібридному приводі Toyota Prius поєднані двигун внутрішнього згоряння і два електромотор-генератори через планетарний механізм, який до того ж працює як неперервно-змінна трансмісія. Завдяки такій комбінації можна: плавно рушати з місця, вмикати під час руху двигун внутрішнього згоряння і розподіляти його обертовий момент між генератором та колесами, виробляти електроенергію під час гальмування, рухатись заднім ходом (рис. 1).

Двигун внутрішнього згоряння працює не за циклом Отто, як у звичайних автомобілях, а за економнішим циклом Аткінсона із ступенем стискання 13. Основний недолік такого циклу – нестійка робота на низьких обертах – для Toyota Prius не існує, бо планетарний механізм дає двигуну млжливість працювати у максимально ефективному режимі за будь-якої швидкості руху автомобіля.

Двигун внутрішнього згоряння з’єднаний з водилом планетарного механізму через демпфер, який поглинає вібрації.

Мотор-генератори МГ1 і МГ2 функціонують як високоефективні синхронні генератори чи електродвигуни змінного струму, які за необхідності є джерелом рушійної сили. МГ1 заряджає високовольтний акумулятор і постачає електричну потужність для управління МГ2. До того ж шляхом регулювання кількості створюваної енергії (зміною внутрішнього опору і частоти обертання) МГ1 ефективно контролює неперервно-змінну трансмісію ввідного моста, а також використовується як стартер для пуску двигуна внутрішнього згоряння.

Планетарний механізм використовується для розподілу потужності і забезпечує неперервно-змінне передатне число.

Інвертор змінює високу напругу постійного струму від високовольтного акумулятора у трифазний змінний струм.

Коли МГ1 або МГ2 діє як генератор, інвертор перетворює вироблений ними змінний струм напругою 201,6…500 В у постійний – напругою 201,6 В для зарядки високовольтного акумулятора.

Загальне рівняння залежності кутових швидкостей ланок планетарного механізму має такий вигляд [6]:

$$\left(1-u_{\text{с}\to\text{к}}\right)\cdot w_{\text{в}}=w_{\text{с}}-u_{\text{с}\to\text{к}}\cdot w_{\text{к}}, \qquad (1)$$

де $\omega_{\text{с}}$, $\omega_{\text{в}}$, і $\omega_{\text{к}}$ – кутові швидкості ланок: сонячної шестерні, водила і коронної шестерні; $u_{\text{с}\to\text{к}}$ – передатне число механізму за $\omega_{\text{в}} = 0$ ($u_{\text{с}\to\text{к}}=w_{\text{с}}/w_{\text{к}}=-Z_{\text{к}}/Z_{\text{с}}=-78/30=-2{,}6$); $Z_{\text{к}}$, $Z_{\text{с}}$ – кількість зубців коронної і сонячної шестерень ($Z_{\text{к}} = 78$; $Z_{\text{с}} = 30$).

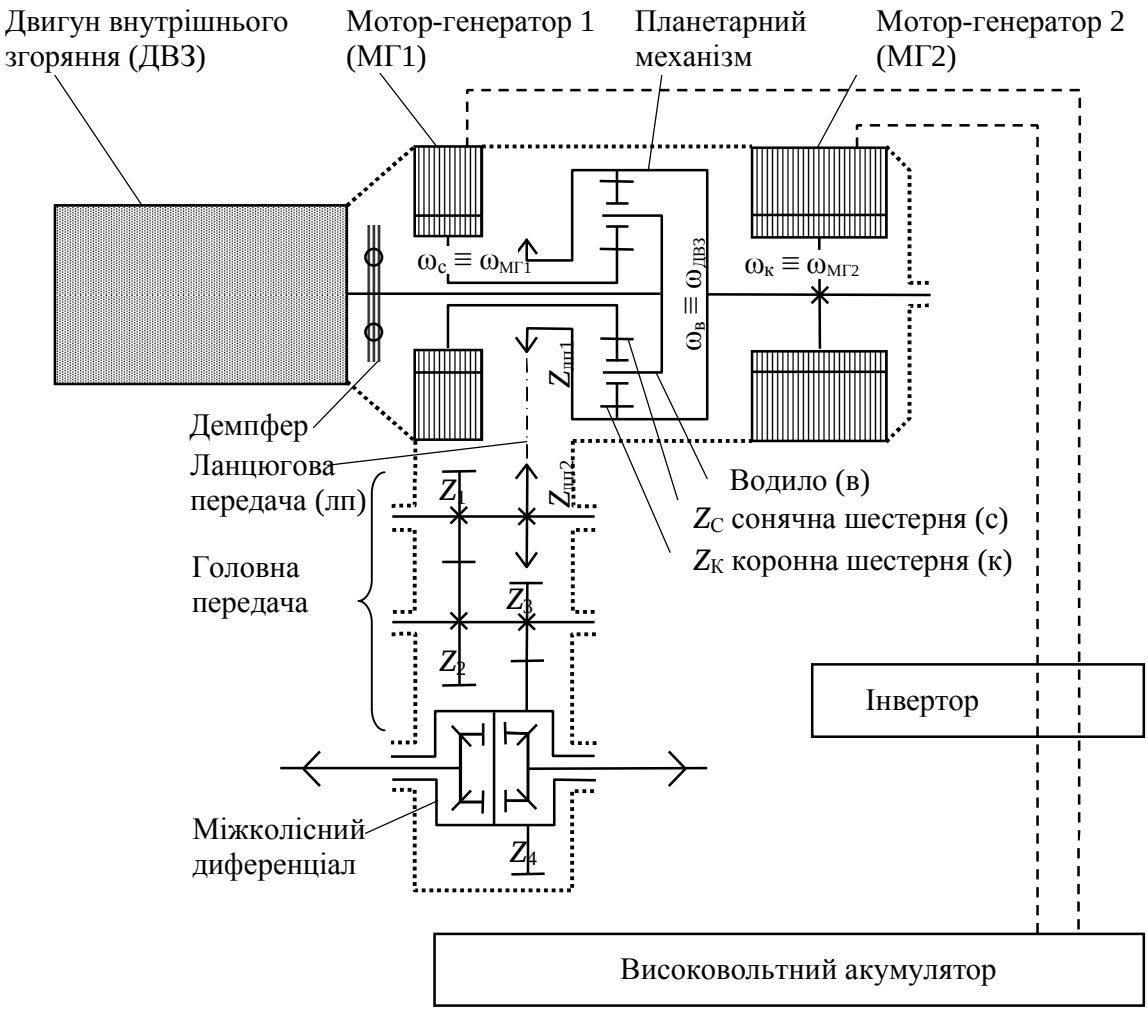

Рис. 1. Кінематична схема гібридного приводу автомобіля Toyota prius

З урахуванням $w_{\text{с}} \equiv w_{\text{МГ1}}$, $w_{\text{в}} \equiv w_{\text{ДВЗ}}$ і $w_{\text{к}} \equiv w_{\text{МГ2}}$ рівняння (1) набуває такого вигляду:

$$\left(Z_{\text{с}} + Z_{\text{к}}\right) \cdot w_{\text{ДВЗ}} = Z_{\text{с}} \cdot w_{\text{МГ1}} + Z_{\text{к}} \cdot w_{\text{МГ2}}. \tag{2}$$

Підставляючи кількість зубців, знаходимо

$$18 \cdot w_{\text{ДВЗ}} = 5 \cdot w_{\text{МГ1}} + 13 \cdot w_{\text{МГ2}}. \tag{3}$$

Мотор-генератор МГ2 пов’язаний з коронною шестернею $Z_{\text{к}}$ планетарного механізму, а вона через головну передачу (ланцюгова передача і шестерні Z_1, Z_2, Z_3, Z_4) та механізм диференціала з колесами. Тож швидкість автомобіля v, км/год, визначатиметься залежністю, в якій фігурує кутова швидкість $\omega_{\text{МГ2}}$, рад/с:

$$v = 3{,}6 \cdot R_0 \cdot w_{\text{МГ2}} / u_0 \text{, км/год,} \tag{4}$$

де R_0 – динамічний радіус колеса, м; u_0 – передатне число головної передачі.

За позначенням шини 185/65R15 геометричний радіус колеса

$$R_{\text{г}} = 185 \cdot 65/100 + 0{,}5 \cdot 15 \cdot 25{,}4 = 311 \text{ мм} = 0{,}311 \text{ м},$$

а динамічний радіус колеса з радіальною шиною становить [7]:

$$R_0 = 0{,}98 \cdot R_{\text{г}} = 0{,}98 \cdot 0{,}311 = 0{,}305 \text{ м}. \tag{5}$$

Передатне число головної передачі за схемою рис. 3 і даними табл. 2:

$$u_0 = \frac{Z_{\text{лп2}}}{Z_{\text{лп1}}} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{35}{36} \cdot \frac{44}{30} \cdot \frac{75}{26} = 4{,}113. \tag{6}$$

З урахуванням (5) і (6) залежність (4) набуває вигляду

$$v = w_{\text{МГ2}} / 3,746 \text{, км/год.} \tag{7}$$

МГ1, МГ2 і двигун внутрішнього згоряння механічно з'єднані планетарним механізмом, а взаємозв'язок між їх кутовими швидкостями виражається залежністю (3). Якщо кутова швидкість одного з компонентів зміниться, то змінюються і кутові швидкості інших двох чи одного компонентів так, що на графіку вони завжди з'єднані прямою лінією. Використовуючи залежності (3) та (7), а також діаграму швидкостей руху, можна визначити кінематичні параметри компонентів гібридного приводу.

Максимально досяжна потужність N_e поршневого двигуна внутрішнього згоряння є функція його кутової швидкості ω_e. Цю залежність $N_e = N_e(w_e)$ можна описати поліномом третього порядку [8]. Якщо вжити w_N для позначення кутової швидкості, за якої потужність двигуна досягає максимального значення $N_{\max}$, то для двигуна з іскровим запаленням матимемо:

$$N_e = a \cdot N_1 \cdot w_e + b \cdot N_2 \cdot w_e^2 + c \cdot N_3 \cdot w_e^3;\ N_1 = \frac{N_{\max}}{w_N};\ N_1 = \frac{N_{\max}}{w_N^2};\ N_1 = -\frac{N_{\max}}{w_N^3}; \tag{8}$$

$$T_e = \frac{N_e}{w_e} = a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot w_e + c \cdot N_3 \cdot w_e^2 = a \cdot \frac{N_{\max}}{w_N} + b \cdot \frac{N_{\max}}{w_N^2} \cdot w_e + c \cdot \frac{N_{\max}}{w_N^3} \cdot w_e^2. \tag{9}$$

За технічною характеристикою автомобіля Toyota Prius визначаємо характерні кутові швидкості двигуна внутрішнього згоряння:

$$\omega_N = \pi \cdot n_N / 30 = 3,14 \cdot 5000/30 = 523,3 \text{ рад/с};$$
$$\omega_T = \pi \cdot n_T / 30 = 3,14 \cdot 4200/30 = 439,8 \text{ рад/с};$$
$$\omega_{\max} = (1,1 \ldots 1,2) \cdot \omega_N = 1,2 \cdot 523,3 = 628 \text{ рад/с};$$
$$\omega_{T\min} = \omega_{\max}/4 = 628/4 = 157 \text{ рад/с}.$$

Коефіцієнти пристосованості двигуна за обертовим моментом k_T і за кутовою швидкістю k_ω становлять

$$k_T = T_{\max} / T_N = 116/108,9 = 1,065;\ k_w = w_N / w_T = 523,3/439,8 = 1,190.$$

Коефіцієнти *a, b, c* є сталими для цього двигуна і визначаються за такими формулами:

$$a = \frac{k_T \cdot k_w \cdot (2 - k_w) - 1}{k_w \cdot (2 - k_w) - 1};\ b = -\frac{2 \cdot k_w \cdot (k_T - 1)}{k_w \cdot (2 - k_w) - 1};\ c = \frac{k_w^2 \cdot (k_T - 1)}{k_w \cdot (2 - k_w) - 1}. \tag{10}$$

На рис. 2 показане графічне відображення зовнішньої швидкісної характеристики.

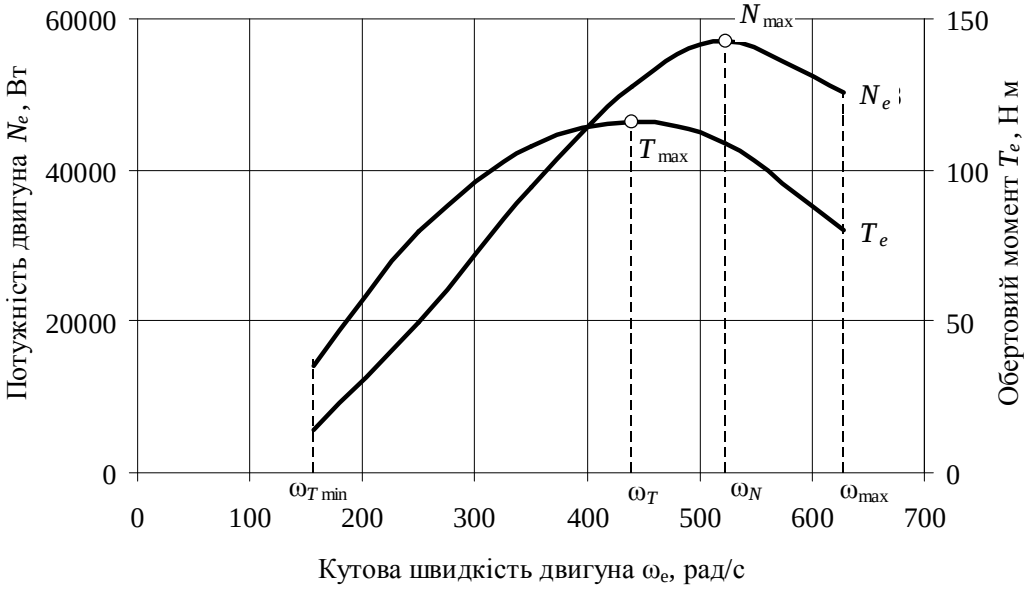

Рис. 2. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна внутрішнього згоряння Toyota Prius

За технічною характеристикою автомобіля Toyota Prius визначаємо характерні кутові швидкості електромотор-генератора МГ2:

$$\omega_N = \pi \cdot n_N / 30 = 3{,}14 \cdot 1200/30 = 125 \text{ рад/с};$$

$$\omega_T = \pi \cdot (0 \ldots n_N / 30 = 3{,}14 \cdot (0 \ldots 1200)/30 = 0 \ldots 125 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{\max} = \pi \cdot n_{\max} / 30 = = 3{,}14 \cdot 6000/30 = 625 \text{ рад/с}.$$

В інтервалі 0… ω_N (ω_T) потужність $N_{МГ2}$ та обертовий момент $T_{МГ2}$ виражаються залежностями

$$\omega = 0 \ldots \omega_N\ (\omega_T) \rightarrow N_{МГ2} = 400 \cdot w\ ;\ \ T_{МГ2} = T_{МГ2\max} = 400\,\text{Н} \cdot \text{м}\,. \tag{11}$$

В інтервалі $\omega_N \ldots \omega_{\max}$ рівняння лінії за координатами двох точок (ω_N; $N_{МГ2\max}$) і ($\omega_{\max}$; $N_{МГ2\omega\max}$) має вигляд

$$\frac{w - w_N}{w_{\max} - w_N} = \frac{N - N_{МГ2\max}}{N_{МГ2w\max} - N_{МГ2\max}},$$

з якого отримаємо залежності для потужності та обертового моменту:

$$\omega = \omega_N \ldots \omega_{\max} \rightarrow N_{МГ2} = 51875 - 15 \cdot w\ ;\ \ T_{МГ2} = 51875/w - 15\,. \tag{12}$$

За цими даними на рис. 3 відображена характеристика електромотор-генератора МГ2.

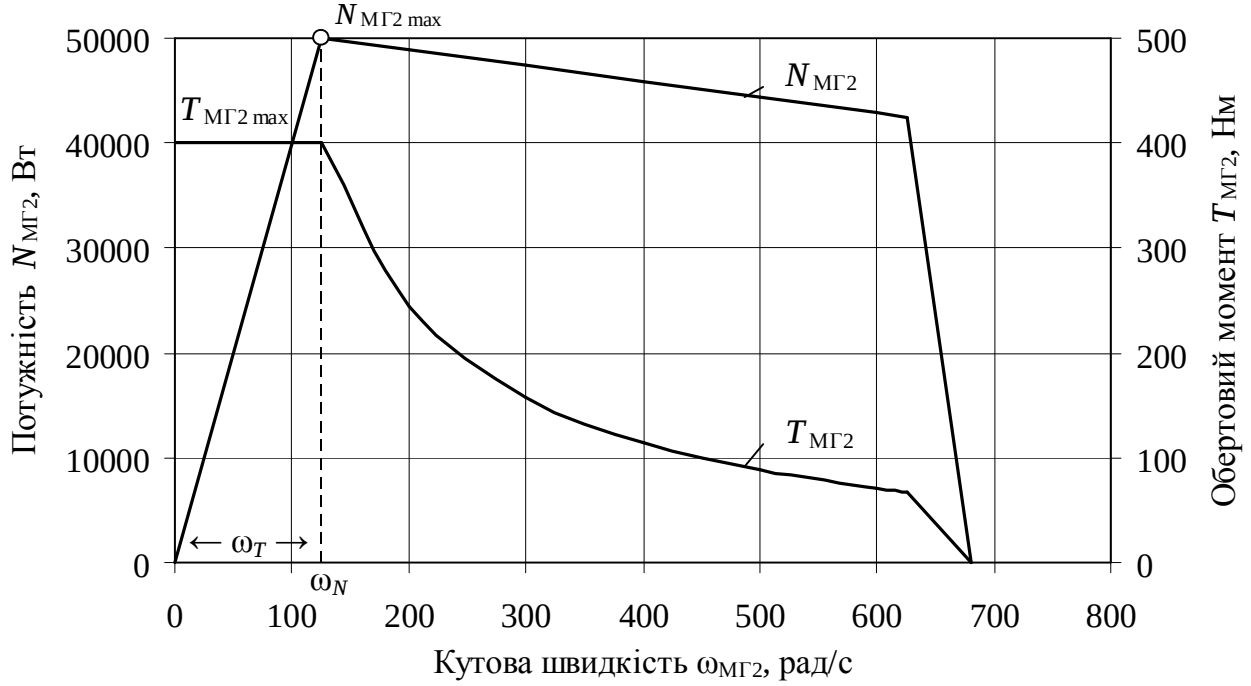

Рис. 3. Характеристика електромотор-генератора МГ2

Обертовий момент до головної передачі від електромотор-генератора МГ2 підводиться безпосередньо, а від двигуна внутрішнього згоряння – через планетарний механізм.

Розподіл обертового моменту двигуна внутрішнього згоряння між головною передачею і електромотор-генератором МГ1 визначається параметрами планетарного механізму, для визначення яких скористаємось схемою, показаною рис. 4.

Зусилля у полюсах зачеплення визначаються з умови рівноваги сателіта:

$$F_к = F_с;\quad F_в = 2 \cdot F_к = 2 \cdot F_c\,. \tag{13}$$

До того ж з умови рівноваги усього механізму маємо рівняння моментів щодо його осі:

$$\sum T = T_в + T_с + T_к = -F_в \cdot h_в + F_с \cdot h_с + F_к \cdot h_к = 0\,. \tag{14}$$

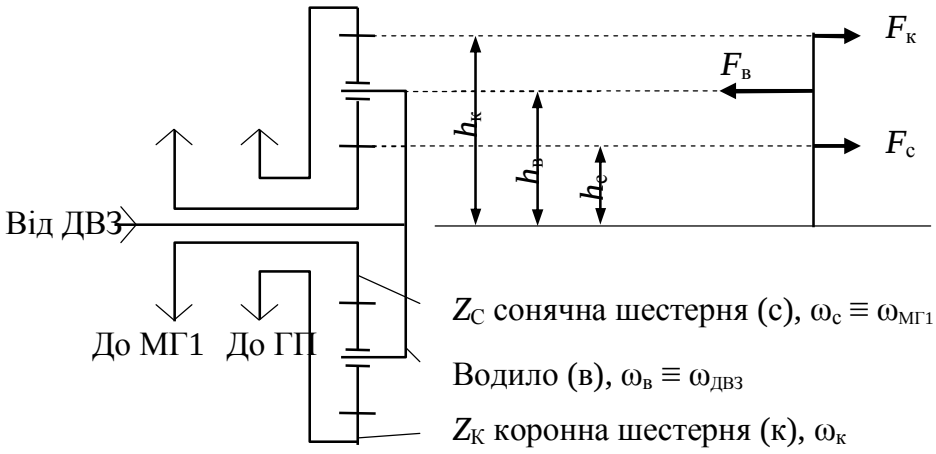

Рис. 4. Схеми планетарного механізму і зусиль у полюсах зачеплення та осі сателіта

Якщо поділити почленно вираз (14) на $T_с$ і врахувати (13), то отримаємо:

$$\frac{T_в}{T_с} = -1 - \frac{T_к}{T_с} = -1 - \frac{F_к \cdot h_к}{F_с \cdot h_с} = -1 - \frac{h_к}{h_с} = -1 + u_{с\to к} = -1 - 2,6 = -3,6\,; \tag{15}$$

$$T_с = -T_в / 3,6 = -0,278 \cdot T_в\,. \tag{16}$$

Якщо ж поділити почленно вираз (14) на $T_к$, то отримаємо:

$$\frac{T_в}{T_к} = -1 - \frac{T_с}{T_к} = -1 - \frac{F_с \cdot h_с}{F_к \cdot h_к} = -1 - \frac{h_с}{h_к} = -1 - \frac{1}{-u_{с\to к}} = -1 - \frac{1}{2,6} = -\frac{3,6}{2,6}\,; \tag{17}$$

$$T_к = -T_в \cdot 2,6 / 3,6 = -0,722 \cdot T_в\,. \tag{18}$$

Отже, відношення моментів, які діють на елементи планетарного ряду, є величина стала, обернена за величиною і за знаком передатному числу незалежно від того, в який бік обертається шестерня і чи обертається вона взагалі.

Як бачимо зі схеми рис. 1, водило (в), сонячна шестерня (с) і коронна шестерня (к) з'єднані відповідно із двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ), електромотор-генератором МГ1 і головною передачею (ГП), що уможливлює заміну індексів у виразах (16) і (18) на тотожні позначення:

$$T_{МГ1} = -0,278 \cdot T_{ДВЗ}\,; \tag{19}$$

$$T_{ГП} = -0,722 \cdot T_{ДВЗ}\,. \tag{20}$$

Сумарна сила опору $F_{\Sigma оп}$ розраховується за рівнянням [8]:

$$F_{\Sigma оп} = m_а \cdot g\left(i + f_к\right) + c_x \cdot A \cdot v^2\,, \tag{21}$$

де $m_а$ – повна маса автомобіля; g – прискорення земного тяжіння; i – поздовжній ухил дороги; $f_к$ – коефіцієнт опору руху колеса; c_x – коефіцієнт опору повітря; A – лобова площа автомобіля; v – швидкість автомобіля.

Тягова сила на колесах $F_{к МГ2}$, Н і швидкість автомобіля v, км/год, у разі приводу тільки від електромотор-генератора МГ2 виражаються такими залежностями:

$$F_{к МГ2} = h \cdot T_{МГ2} \cdot u_0 / R\,; \tag{22}$$

$$v = 3,6 \cdot R \cdot w_{МГ2} / u_0\,. \tag{23}$$

За характеристикою (11), (12) електромотор-генератора МГ2 обертовий момент $T_{МГ2}$ становить:

$$T_{МГ2} = T_{МГ2\max} = 400\,Н \cdot м;\ w_{МГ2} = \overline{0;125}\ рад/с; \tag{24}$$

$$T_{МГ2} = 51875/w_{МГ2} - 15;\ w_{МГ2} = \overline{125;625}\ рад/с. \tag{25}$$

Вираз для тягової сили на колесах $F_{к\,МГ2+ДВЗ}$, Н у разі приводу від електромотор-генератора МГ2 і двигуна внутрішнього згоряння ДВЗ отримаємо з (22), (23), (25) і (20):

$$F_{к\,МГ2+ДВЗ} = h \cdot \left(T_{МГ2} + 0,722 \cdot T_{ДВЗ\max}\right) \cdot u_0 \big/ R. \tag{26}$$

Графічне відображення результатів розрахунку за формулами (22) і (26) на рис. 5 дає тягову характеристику у координатах тягова сила – швидкість руху автомобіля.

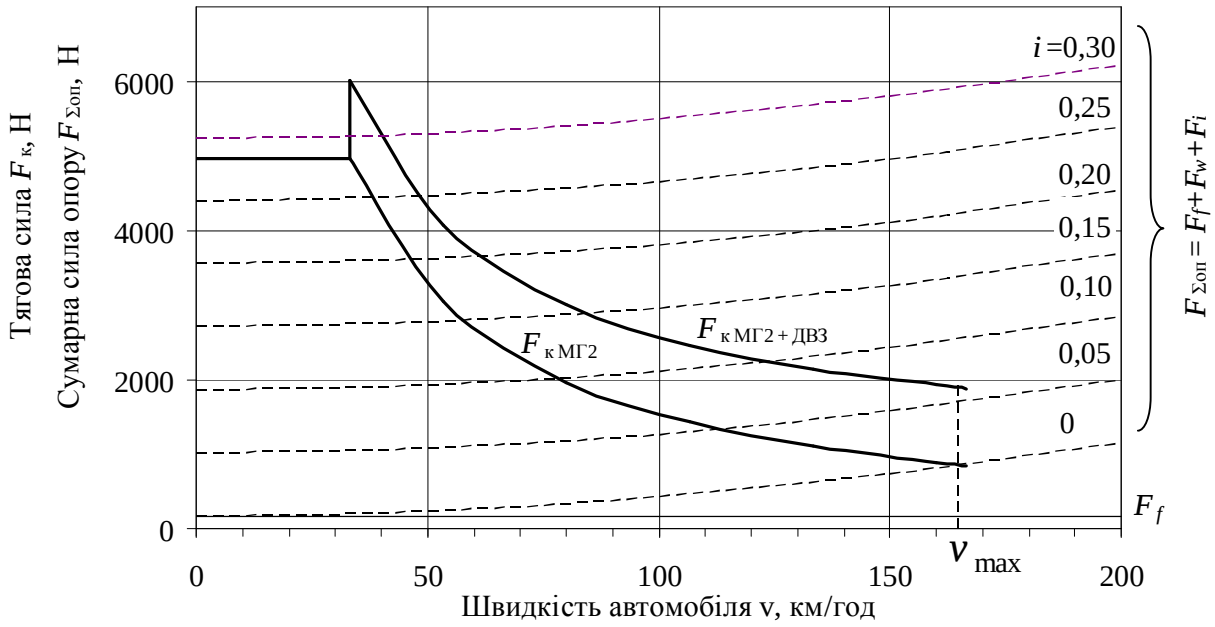

Рис. 5. Тягова характеристика у координатах тягова сила – швидкість руху автомобіля

Бачимо, що максимальну швидкість руху 165 км/год на горизонтальній дорозі можна досягти з приводом тільки від мотор-генератора МГ2.

Характеристику споживання потужності на колесах $N_{\Sigma оп}$ отримаємо на підставі рівняння

$$N_{\Sigma оп} = F_{\Sigma оп} \cdot v, \tag{27}$$

а характеристику постачання потужності на колесах $N_к$ – за такими рівняннями:

$$N_{к\,МГ2} = F_{к\,МГ2} \cdot v;\ \ N_{к\,МГ2+ДВЗ} = F_{к\,МГ2+ДВЗ} \cdot v. \tag{28}$$

За формулами (27) і (28) розрахована та побудована на рис. 6 тягова характеристика у координатах потужність – швидкість руху автомобіля.

Лінія $N_{к\,МГ2}$ відображає потужність на колесах автомобіля у разі приводу тільки від електромотор-генератора МГ2, а лінія $N_{к\,МГ2+ДВЗ}$ – у разі приводу від електромотор-генератора МГ2 і двигуна внутрішнього згоряння. Пунктирними лініями нанесена сумарна потужність опору для різних значень ухилу *i*.

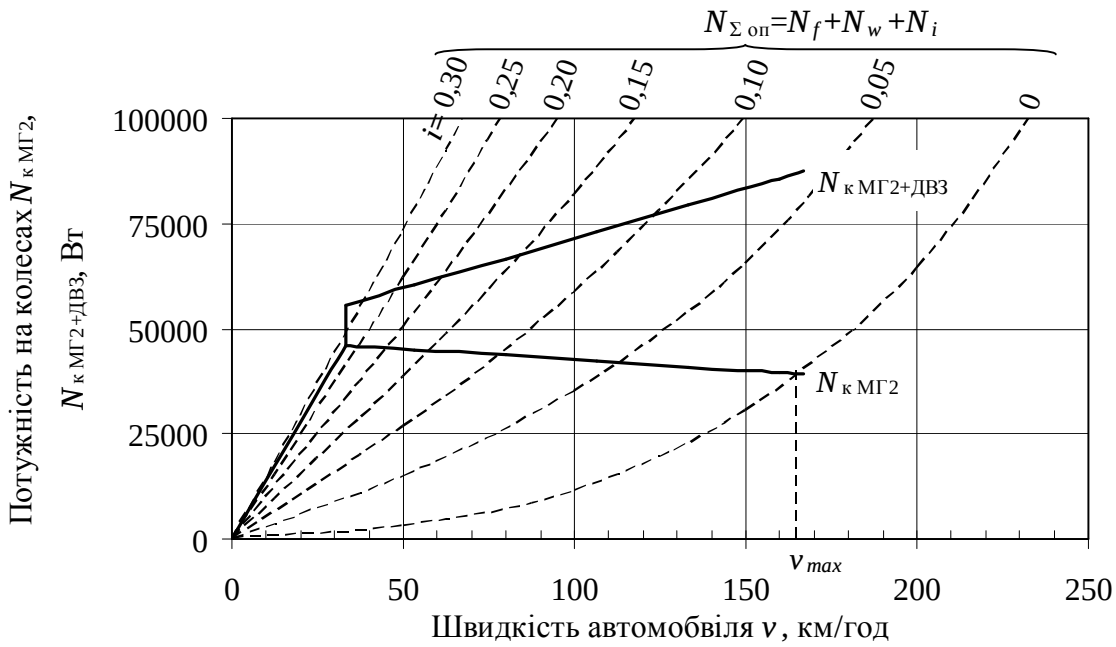

Рис. 6. Тягова характеристика у координатах потужність – швидкість руху автомобіля

Висновки: 1. Завдяки оригінальному поєднанню складових гібридного приводу забезпечується неперервно-змінне передатне число одним планетарним механізмом.

2. Незалежно від швидкості руху автомобіля кутова швидкість двигуна внутрішнього згоряння може залишатись сталою у вибраній зоні.

3. Із збільшенням швидкості руху розподіл потужності двигуна внутрішнього згоряння між електромотор-генератором МГ1 і приводом автомобіля змінюється у бік збільшення останньої.

1. Дэниэлс Дж. Современные автомобильные технологии. – М.: ООО “Издательство АСТ”: ООО “Издательство Астрель”, 2003. – 223 с. 2. Mehrdad Ehsani. Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design / Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi // CRC Press LLC, 2005. – 395 p. 3. http://www.toyota.com. 4. Скіданов В. М. Концепція гібридного тягового приводу для автономного технологічного електротранспорту / В. М. Скіданов, Т. О. Забава // Управління розвитком складних систем. – 2010. – Вип. 2. – С. 70–75. 5. Павленко В. М., Богдан В. І. Гібридні силові установки для сучасних автомобілів // Вісник Вінницького політехнічного інституту “Машинобудування і транспорт”. – 2009. – №5. – С. 108–111. 6. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; под ред. К. В. Фролова.– М.: Высш. шк., 1987.– 496 с. 7. Reza N. Jazar. Vehicle dynamics: Theory and application. 2008 Springer Sciense+Business Media, LLC. 8. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посіб. для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. – 155 с.