

ПРО ОКРЕМІ СЕНТЕНЦІЇ-КОМІЛЬФО В ТЕОРІЇ АВТОМОБІЛЯ

Критично розглядаються три сентенції, які ніби поглиблюють теорію автомобіля. Перша з них висуває так званий «статичний поворот» автомобіля як вельми корисне поняття, яке «не зауважила» теорія. Друга наполягає на чинності технічної ідеї «стабілізації положення центра мас», що ніби дозволяє нівелювати вплив поздовжнього профілю дороги на рух автомобіля. Третя стверджує, що за ідеал тягово-швидкісної характеристики поршневого двигуна внутрішнього згорання має правити гіперболічна залежність обертового моменту від частоти робочих циклів. Всі перелічені сентенції аргументовано поставлено під сумнів. Показано, що: «статичний поворот» — віддавна відоме поняття; ідея «стабілізації положення центра мас» — цілком хибна; гіперболічна характеристика не може правити за ідеал, коли йдеться про поршневий двигун.

Ключові слова: автомобіль, статичний радіус повороту, «стабілізації положення центра мас», двигун внутрішнього згорання, ідеальна швидкісна характеристика, досконалість автомобіля.

П.М. Гащук

ОБ ОТДЕЛЬНЫХ СЕНТЕНЦИЯХ-КОМИЛЬФО В ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЯ

Критически рассматриваются три сентенции, которые будто бы углубляют теорию автомобиля. Первая из них выдвигает так называемый «статический поворот» автомобиля как весьма полезное понятие, которое «не заметила» теория. Другая настаивает на правомерности технической идеи «стабилизации положения центра масс», которая будто бы позволяет нивелировать влияние продольного профиля дороги на движение автомобиля. Третья утверждает, что идеалом тягово-скоростной характеристики поршневого двигателя внутреннего сгорания должна служить гиперболическая зависимость вращательного момента от частоты рабочих циклов. Истинность всех перечисленных сентенций аргументированно поставлена под сомнение. Показано, что: «статический поворот» — с давних пор известное понятие; идея «стабилизации положения центра масс» — вовсе ошибочна; гиперболическая характеристика не может служить идеалом, когда речь идет о поршневом двигателе.

Ключевые слова: автомобиль, статический радиус поворота, «стабилизации положения центра масс», двигатель внутреннего сгорания, идеальная скоростная характеристика, совершенство автомобиля.

Р.М. Hashchuk

ISSUES CONCERNING PARTICULAR PROPERLY MAXIM IN VEHICLE THEORY

The article deals with the critical investigation of three maxims that develop the vehicle theory. The first one considers so called “static turn” as a very important notion that “was not considered” by theory. The second one insists on, the idea of “mass centre position stabilization” importance that allegedly allows neutralizing the road longitudinal profile impact on traffic. The third one affirms that ideal for pull and speed characteristics of conventional engine should be rotation moment hyperbolic law from working cycle frequency. All enumerated maxims are reasonably challenged. The research proves that “static turn” is long known concept; the idea of “mass centre position stabilization” importance is completely wrong; hyperbolic law cannot be ideal considering conventional engine.

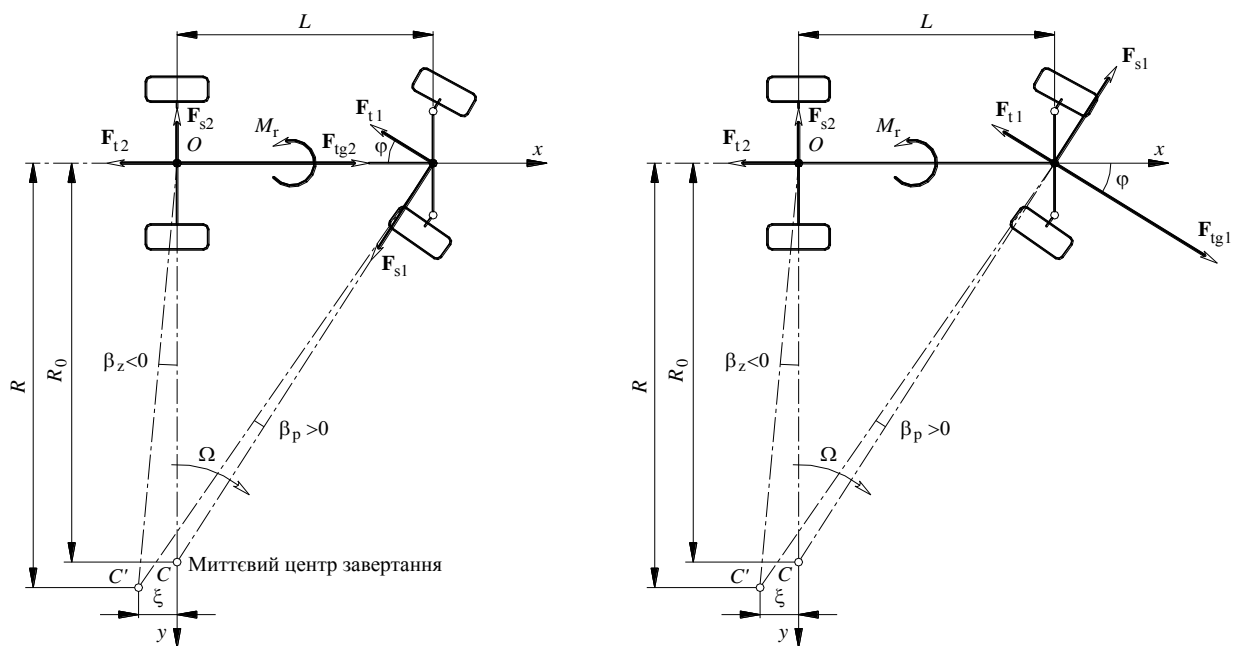
Key words: vehicle, static turn range, “mass center position stabilization”, explosion engine, ideal speed characteristics, vehicle efficiency.

Мотивація. У спрощеному тлумаченні наука — це галузь діяння (діяльності, життя), спрямована на отримання істотно нової інформації. Звісно, про нові істини не йдеться, бо таких не існує — істини бувають хіба що знані й незнані. Але існують такі «відкриття» в науці, які заслуговують достоту на подив і спротив — особливо, коли їх подають як безальтернативне комільфо (франц. *Comme il faut* — як треба, як належить). Мета статті обґрунтовано спростувати окремі сентенції-комільфо, які з'явилися в теорії властивостей автомобіля і стали справжніми ескападами проти неї.

Огляд літературних джерел в контексті задекларованої теми виявилось доцільним розосередити в основному матеріалі роботи.

Про статичний поворот автомобіля — поворот, який не «зауважила» теорія. Перш за все, звернімося до [1], де йдеться про «відносно» (?) новий (на думку автора цієї роботи) термін «статичний поворот» автотранспортного засобу. Відтворимо по-своєму наведені в [1] міркування.

Хай автомобіль здійснює рух колом на горизонтальній долівці з дуже малою сталою швидкістю, завдяки чому інерційним чинником можна знехтувати. До того ж будемо вважати, що й бічні сили є настільки малими, що нема сенсу зважати на явище збочення коліс. В такому разі можна покластися на схеми, наведені на рис. 1 (φ — кут завертання (повороту) керованих коліс, L — база автомобіля, Ω — кутова швидкість завертання автомобіля, R_0 — радіус завертання, C — центр (проекція осі) завертання автомобіля, F_{t1} і F_{t2} — сили опору коченню коліс переднього і заднього мостів, F_{s1} і F_{s2} — бічні сили на передньому і задньому мостах, M_r — реактивний момент, F_{tg1} і F_{tg2} — сили тяги від коліс переднього і заднього мостів). Радіусом завертання (повороту) автомобіля називають віддаль між миттєвою віссю завертання і подовжньою площиною автомобіля на відміну від радіуса кривини траєкторії, під яким розуміють віддаль між миттєвою віссю повороту і центром мас автомобіля.



$$\begin{aligned}
 -F_{t1} \cos \varphi - F_{s1} \sin \varphi - F_{t2} + F_{tg2} &= 0 \\
 -F_{t1} \sin \varphi + F_{s1} \cos \varphi - F_{s2} &= 0 \\
 -F_{t1} L \sin \varphi + F_{s1} L \cos \varphi &= M_r
 \end{aligned}$$

а

$$\begin{aligned}
 -F_{t1} \cos \varphi + F_{s1} \sin \varphi - F_{t2} + F_{tg1} \cos \varphi &= 0 \\
 -F_{t1} \sin \varphi - F_{s1} \cos \varphi - F_{s2} + F_{tg1} \sin \varphi &= 0 \\
 -F_{t1} L \sin \varphi - F_{s1} L \cos \varphi + F_{tg1} L \sin \varphi &= M_r
 \end{aligned}$$

б

Рисунок 1 — Схема сил, що діють на автомобіль з передніми керованими колесами у разі повільного колового руху (а — привідними є задні колеса, б — привідними є передні колеса)

На цьому ж рисунку подано рівняння силової рівноваги в проекціях на осі координат Ox і Oy та відносно точки O . З них випливають рівності:

— у разі заднього приводу

$$F_{s1} = \frac{M_r + F_{t1}L\sin\varphi}{L\cos\varphi}, F_{s2} = \frac{M_r}{L}, F_{tg2} = \frac{(M_r + F_{t1}L\sin\varphi)\tan\varphi}{L} + F_{t1}\cos\varphi + F_{t2}; \quad (1)$$

— у разі переднього приводу

$$F_{s1} = \frac{F_{t2}L\sin\varphi - M_r\cos\varphi}{L}, F_{s2} = \frac{M_r}{L}, F_{tg1} = \frac{M_r\sin\varphi + F_{t1}L + F_{t2}L\cos\varphi}{L}. \quad (2)$$

Звернімо увагу на те, що у разі прояву збочення еластичних коліс центр C' завертання автомобіля (див. рис. 1; β_p і β_z — кути збочення переднього і заднього мостів) визначать величини [2]

$$R = \frac{L}{\tan\varphi - \frac{kM_r}{L} \left(1 + \frac{1 + \tan^2\varphi}{\cos\varphi}\right)}, \quad \xi = \frac{1}{-\frac{\tan\varphi}{kM_r} + \frac{1 + \cos\varphi + \tan^2\varphi}{L\cos\varphi}}$$

(k — коефіцієнт бічної еластичності коліс, прийнятий однаковим для переднього і заднього мостів). Отож центр C' трансформується у центр C з параметрами

$$R_0 = \frac{L}{\tan\varphi}, \quad \xi = 0$$

як у разі $k \rightarrow 0$, так і у разі $M_r \rightarrow 0$. Якщо покласти $M_r = 0$, то система виразів (1) і (2) набуде вигляду (саме такого, як в [1]):

— у разі заднього приводу

$$F_{s1} = F_{t1}\tan\varphi, F_{s2} = 0, F_{tg2} = \frac{F_{t1}}{\cos\varphi} + F_{t2}; \quad (3)$$

— у разі переднього приводу

$$F_{s1} = F_{t2}\sin\varphi, F_{s2} = 0, F_{tg1} = F_{t1} + F_{t2}\cos\varphi. \quad (4)$$

Отож легко з'ясувати (див. (3), (4)), що тяга автомобіля з переднім приводом завжди менша за однакових умов від тяги автомобіля з заднім приводом:

$$\frac{F_{tg1}}{F_{tg2}} = \frac{F_{t1} + F_{t2}\cos\varphi}{\frac{F_{t1}}{\cos\varphi} + F_{t2}} = \cos\varphi < 1. \quad (5)$$

Саме це задекларовано в роботі [1] як новий і особливо цінний результат.

Стосовно визнання новизни терміна (поняття) «статичний поворот» автомобіля, то з цим можна погодитись тільки у тому разі, якщо публікація [2] (1970-й рік (!)) також нова (?). Саме у ній чітко розрізняють статичний і динамічний повороти автомобіля. До того ж, розглядаються чотириколісні двомостові автомобілі як з приводом на задні колеса, так повнопривідний. А передньопривідний і задньопривідний, зрозуміло, — це окремі випадки повнопривідного. Тож не можна казати, що теорія не помітила поняття статичного повороту автомобіля.

Слід також зважати й на існування поняття статичної поворотності (трактора) [3]. Статична поворотність трактора — це властивість трактора, що з закріпленим кермом рухатиметься колом, змінювати кривину траєкторії зі зміною швидкості.

В [1] робиться наголос також на ще одному «факті», який «якось упущений теорією». У задньопривідному автомобілі на передній міст діятиме бічна сила $F'_{s1} = -F_{t1}\tan\varphi = -F_{s1}$, спрямована від центра повороту (протилежно до F_{s1} ; зважмо, F_{s1} — реакція долівки). Це означає, що

передній міст, окрім відцентрового чинника, сприйматиме ще й додаткове навантаження F'_{s1} , що діє в той самий бік. У передньопривідному автомобілі, все навпаки: бічна сила $F'_{s1} = -F_{t2} \sin \varphi = -F_{s1}$ розвантажує передній міст від дії відцентрового інерційного чинника.

Тож автомобіль з приводом на передні колеса енергоощадніший, стійкіший на поворотах і керованіший, оскільки будь-який коловий рух здатен здійснити меншими тяговими силами і з меншими бічними навантаженнями, що зменшує ймовірність буксування й бічного ковзання. І як випливає з (4), такий автомобіль легше «сприймає» (долає з меншою тягою) криволінійні в плані ділянки дороги, аніж прямолінійні.

Проте звернімося до [4]. В роботі [4] задекларовано, що у разі усталеного на горизонтальній долівці зі швидкістю v руху колом радіуса R_0 автомобіля з малим внутрішнім тертям у диференціалі на колеса його керованого моста діятиме бічна реакція

$$F_i^* = \frac{m_a b v^2}{L R_0 \cos \varphi},$$

на відцентровий інерційний чинник, де m_a — маса автомобіля, b — віддаль, що визначає розташування центра мас відносно заднього моста. У разі задньопривідного автомобіля на передні керовані колеса з боку заднього моста діятиме штовхальна сила, рис. 2а,

$$F_{tg2}^* = \frac{f G_1}{\cos \varphi}, \quad (6)$$

де $F_{t1}^* = f G_1$ — сила опору коченню коліс переднього моста, f — коефіцієнт опору коченню коліс, G_1 — сила ваги автомобіля, що припадає на передній міст. Складовою цієї штовхальної сили, поряд з $F_{t1}^* = f G_1$, є бічна сила $F_{s1}^* = f G_1 \tan \varphi$. Тож довелося визнати, що на передні колеса діє сумарна бічна сила

$$F_i^* + F_{s1}^* = \frac{m_a b v^2}{L R_0 \cos \varphi} + f G_1 \tan \varphi.$$

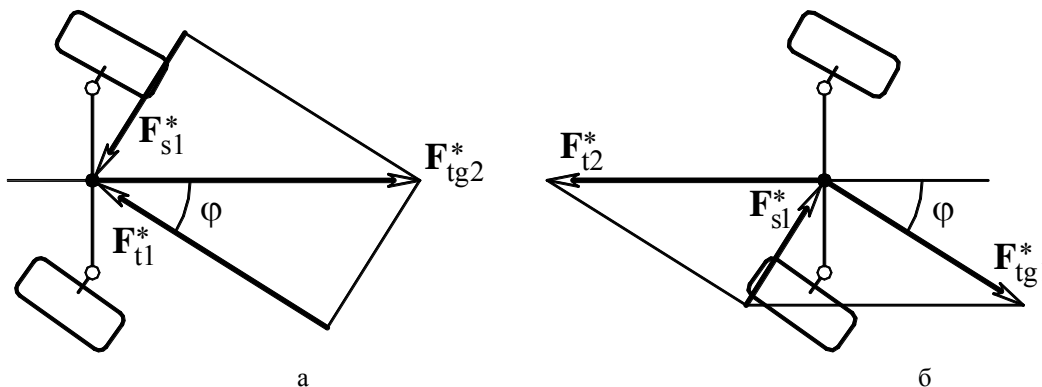


Рисунок 2 — Співвідношення між силами на керованих колесах

У разі передньопривідного автомобіля для подолання сили $F_{t2}^* = f G_2$ опору коченню задніх ведених коліс (G_2 — сила ваги автомобіля, що припадає на задній міст) привідні колеса повинні створити на передньому мості тягу, рис. 2б,

$$F_{tg1}^* = f G_2 \cos \varphi \quad (7)$$

за бічної сили $F_{s1}^* = fG_2 \sin \varphi$, що спрямована проти відцентрового чинника. Тож на передні колеса діятиме бічна сила

$$F_i^* - F_{s1}^* = \frac{m_a b v^2}{L R_0 \cos \varphi} - f G_2 \sin \varphi.$$

Таким чином, виявляється, теорія все помітила, нічого не упустила. До того ж, автор роботи [4], порівнюючи (6) і (7) дійшов цілком очевидного висновку, що у разі $G_1 = G_2$ справджується співвідношення

$$\frac{F_{tg1}^*}{F_{tg2}^*} = \cos^2 \varphi. \quad (8)$$

Вираз (8) цілком відповідає виразові (5), якщо зважити на різницю в тлумаченні тягових сил.

А чи не пошукати ще «значнішого» результату наукових пошуків?

Як «позбуваються» силового прояву узвозу дороги. А чи можна якось ще «ефективніше» засмітити інформаційний простір? Вражає, зокрема, «відкриття», описане в [5, 6], а ще раніше огорожене патентним пріоритетом [7].

Автор, згадуючи фізику, доводить до відома читацької аудиторії, що сила G ваги автомобіля на підйомі дороги «перерозподіляється» на складові — горизонтальну (радіше паралельну до дороги — *автори статті*) $G \sin \alpha$ і вертикальну (радіше нормальну до дороги — *автори статті*) $G \cos \alpha$. Перша з них — «сила опору підйому». Наслідки дії цієї сили, переконув автор, надзвичайно негативні [5]: на підйомі 15 град самоскид МЗКТ-65251 вантажністю 23 т зазнає дії сили опору підйому 5,8 (а може 58? — П. Г.) кН суто від маси вантажу, а взагалі (разом від маси і вантажу, і машини) — 7,16 (а може 70? — П. Г.) кН; а це — додаткове навантаження, рівноцінне зростанню на 25 % повної ваги автомобіля. Звідси, наполягає автор, — зростання на 20...25 % витрати пального. Отож будь-що треба нейтралізувати дію цієї сили (?).

І спосіб ніби винайдено [6, 7]: слід повертати кузов автомобіля так, щоб він на узвозі перебував тільки «горизонтальному» положенні — такому ж, як на горизонтальній ділянці дороги. На рис. 3 подано приклад перебування автомобіля на підйомі дороги: G_v — вектор сили ваги вантажу; G_a — вектор сили ваги автомобіля; α — кут узвозу та водночас кут, на який слід повернути кузов з вантажем проти нахилу узвозу). Цю дію названо дивним терміном «стабілізація центра мас». Якщо повірити в дієвість цієї операції, то можна вважати водночас, що опір узвозу залежить від конфігурації вантажу (?). Ця хибна ідея «заворожує».

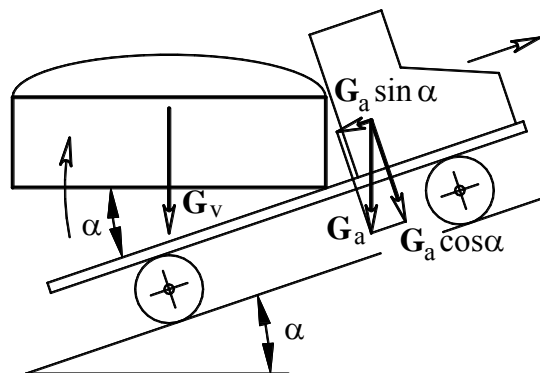


Рисунок 3 — Схема «стабілізації положення центра мас» автотранспортного засобу (відтворено з [5])

Швидкісна характеристика ідеального двигуна. Швидкісну характеристику $P_e = P_e(n_e)$ ідеального двигуна зазвичай бачать кусками лінійною, рис. 4 (P_e — потужність, n_e — частота обертання вала двигуна). Вважають, що якщо ідеальний двигун заданого робочого об'єму здатен продукувати якусь належно високу потужність за якоїсь певної частоти обертання його вала, то чому б йому не продукувати цю ж потужність за будь-якої іншої частоти. В такому разі залежність $P_e = P_e(n_e)$ має відобразити горизонтальна пряма, а залежність $M_e = M_e(n_e)$ має бути гіперболічною (M_e — обертовий момент двигуна). Але трансмісія здатна без саморуйнації пересилати обертовий момент, що не перевищує якогось значення $M_e = M_{em}$. Це обмеження зумовлює наявність у швидкісній характеристиці $M_e = M_e(n_e) \cup P_e = P_e(n_e)$ додаткових лінійних ділянок.

А якщо характеристикою ідеального двигуна вважати [8] лінійно-параболічну систему співвідношень $M_e = M_e(n_e) \cup P_e = P_e(n_e)$, рис. 5?.. Якщо так, то у разі накладання обмеження $M_e \leq M_{em} = 600$ Н·м залежність $M_e = M_e(n_e)$ відобразатиметься лінією $OA'C'D'$, а залежність $P_e = P_e(n_e)$ — лінією $OACD$. Коли ж обмежується потужність ($P_e \leq P_{em} = 120$ кВт), характеристику $M_e = M_e(n_e) \cup P_e = P_e(n_e)$ відобразатиме сукупність ліній $OA'B' \cup OAB$. Отож одночасно (подібно до характеристики, зображеної на рис. 4) задовольнити обидва обмеження не вдасться. А загалом такого штибу ідеальність двигуна радше надумана, аніж має якесь об'єктивне підґрунтя.

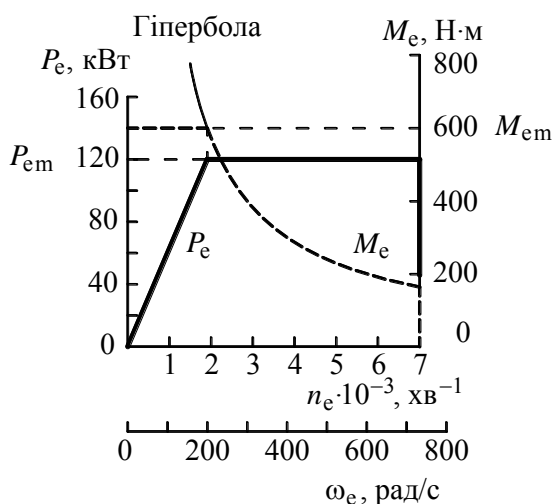


Рисунок 4 — Швидкісна характеристика умовно ідеального двигуна

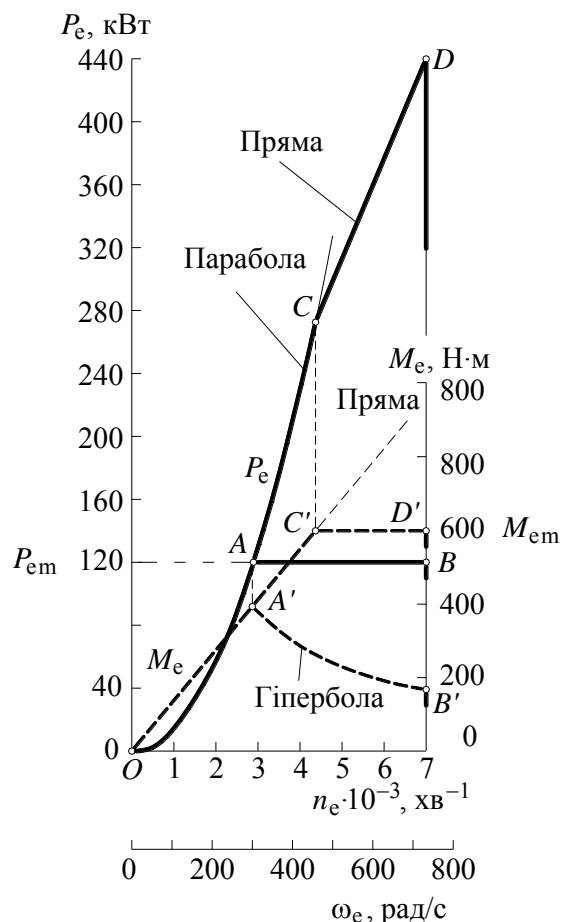


Рисунок 5 — Швидкісна характеристика двигуна з лінійною залежністю обертового моменту від частоти обертання вала двигуна

Насправді стосовно поршневого (роторно-поршневого) двигуна внутрішнього згоряння правильними будуть дещо інші «ідеалізаційні» міркування.

Якщо в циліндрі двигуна одиничного робочого об'єму цілком стехіометричними термодинамічними перетвореннями речовин (пального й повітря-окиснювача) вдалося реалізувати ідеальний (в якомусь важливому сенсі) термодинамічний цикл і отримати деяку механічну роботу w_e , то ця робота однозначно визначатиме потужність ідеального двигуна на всіх можливих швидкісних режимах його роботи як величину, що пропорційна частоті робочих циклів: $P_e = 2w_e n_e V_h z / \tau$ (n_e — частота обертання вала двигуна, V_h — робочий об'єм циліндра, z — кількість циліндрів, τ — тактовість двигуна, $2n_e / \tau$ — частота робочих циклів в циліндрі). При цьому $M_e = \frac{60w_e z}{\pi \tau} = \text{const}$. Звісно, в ідеальному двигуні тривалість реалізації термодинамічного циклу (що зменшується із зростанням n_e) не повинна б позначатись на його ефективності.

Отож ідеальний поршневий двигун мав би мати характеристику $M_e = \frac{60w_e z}{\pi \tau} = \text{const}$, $P_e = 2w_e n_e V_h z / \tau$. Але якщо ввести обмеження потужності $P_e \leq P_{em}$, то ніби знову набуде визнання характеристика штибу зображеної на рис. 4. Але все-одно це не повинно вносити непорозуміння: визначальною ознакою у першому випадку є сталість потужності, а в другому — сталість моменту обертання.

Порівняймо характеристики, наведені для прикладу на рис. 6: QR25DE — атмосферний варіант чотирициліндрового двигуна; QR25DER — компресорний варіант чотирициліндрового двигуна; ЕД — електродвигун (потужність — 15 кВт); QR25DER+ЕД — компресорний чотирициліндровий двигун разом з електродвигуном (маса електродвигуна — це зайві приблизно 100 кг; йдеться про так званий гібридний автомобіль). Характеристика атмосферного двигуна QR25DE має цілком природний перебіг. Але впадає у вічі те, що максимальний момент відповідає відносно високій частоті робочих циклів, що є вагомим відхиленням від визнаного ідеалу. А от електродвигун має характеристику, що майже точно описується рівнянням $P_e(n_e) \equiv P_{em} = \text{const}$. Тому можна наполягати на тому, що ідеал для електродвигуна цілком протилежний до ідеалу для двигуна внутрішнього згоряння в сенсі цілковитого протиставлення описів $P_e(n_e) \equiv P_{em} = \text{const}$ і $M_e(n_e) \equiv M_{em} = \text{const}$. Отож ідеал характеристики електродвигуна не може правити за ідеал характеристики поршневого двигуна, і навпаки. Показово, що характеристику електромобіля загалом може відобразити така собі «гіперболічна» залежність [9]

$$Fv^\vartheta = \text{const}, \quad (9)$$

де F — сила тяги; v — швидкість руху; ϑ — так званий коефіцієнт жорсткості. А от поєднання електродвигуна з тепловим двигуном QR25DER у агрегат QR25DER+ЕД дало змогу суттєво скоректувати характеристику, наближаючи її до в певному сенсі взірцевого опису $M_e(n_e) \equiv M_{em} = \text{const}$.

До двигуна (двох двигунів, що працюють на спільний вал) можна долучити фрикційний зчіпник і вважати, що n_e — це частота обертання веденої ланки зчіпника. В такому разі швидкісну характеристику $M_e = M_e(n_e) \cup P_e = P_e(n_e)$ агрегату QR25DER+ЕД відобразитиме система ліній $O'A'B' \cup OAB$, рис. 7. Тут: Дв — двигуни; Зч — зчіпник; $O'A'$ і OA — дотичні до характеристик власне двигуна ділянки загальних характеристик системи «двигуни — зчіпник», відповідні режимові буксування зчіпника; $A'B'$ і iAB — ділянки характеристик, відповідні увімкненому стану зчіпника.

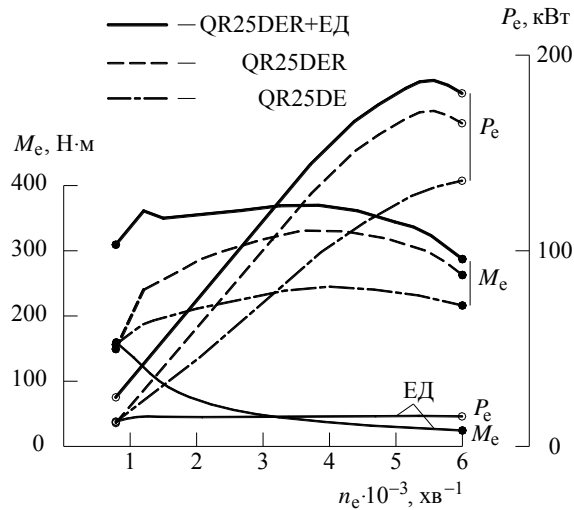


Рисунок 6 — Множина порівнюваних швидкісних характеристик двигунів

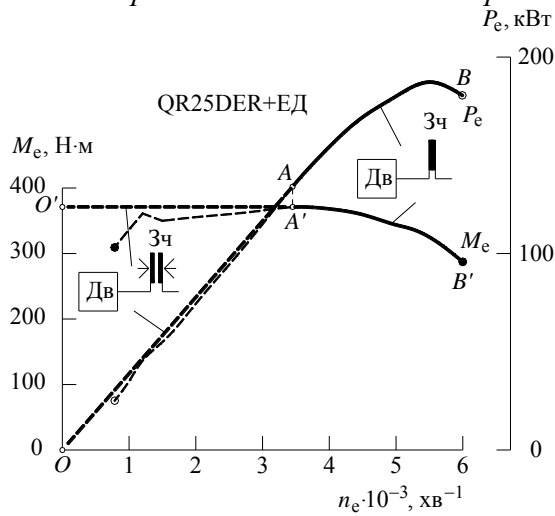


Рисунок 7 — Швидкісна характеристика системи «двигун — зчипник»

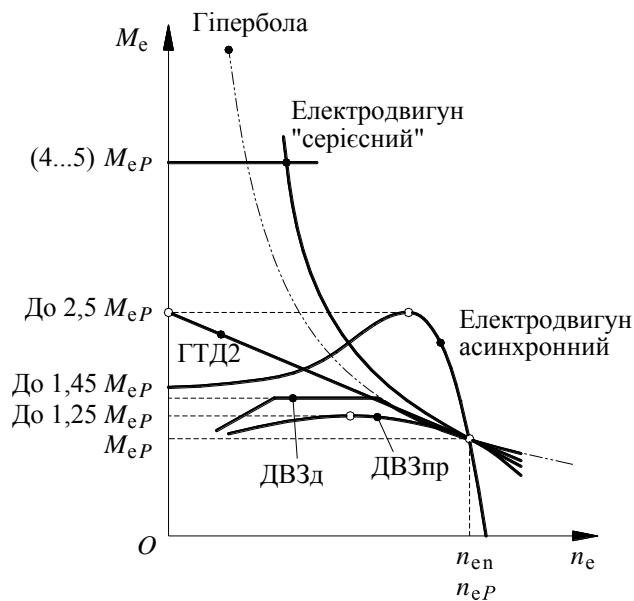


Рисунок 8 — Якісне зіставлення швидкісних характеристик принципово різних двигунів (ДВЗпр — двигун внутрішнього згоряння з природньою характеристикою, ДВЗд — двигун внутрішнього згоряння з керованим дуттям, ГТД2 — газотурбінний двигун з двома турбінами)

Автомобіль з електричним двигуном і автомобіль з тепловим двигуном з'явилися, можна казати, одночасно. Але згодом особливу ласку здобув лише автомобіль з тепловим двигуном. Тепер ставлення до електроприводу знову стало поблажливим — принаймні в сфері наукових розвідок та дослідно-комерційного виробництва (хоча проблема акумулювання електричної енергії і далі актуальна). Електротягу, як відомо, зазвичай створюють двигунами постійного струму з послідовним чи незалежним (або ж паралельним чи мішаним) збудженням або двигунами змінного струму — асинхронними чи синхронними [10]. Загальне уявлення про особливості перебігу швидкісних характеристик двигунів різного штибу дає рис. 8 ($n_{ен}$ — номінальна частота обертання вала двигуна, що тут дорівнює частоті $n_{ер}$ обертання вала двигуна внутрішнього згоряння без дуття, яка відповідає максимальній його потужності і обертальному моменту $M_{ер}$). Але прояв швидкісних характеристики, рис. 9, суттєво залежить від того, які принципи і засоби регулювання застосовано та в системі з якими трансмісіями мають ці двигуни працювати... Іншими словами, електродвигун також не має природного ідеалу. Щоправда, увагу природним монотонно спадним перебігом своєї швидкісної характеристики, хай там що, все-таки привертає двигун постійного струму з послідовним збудженням («серієсний» електродвигун).

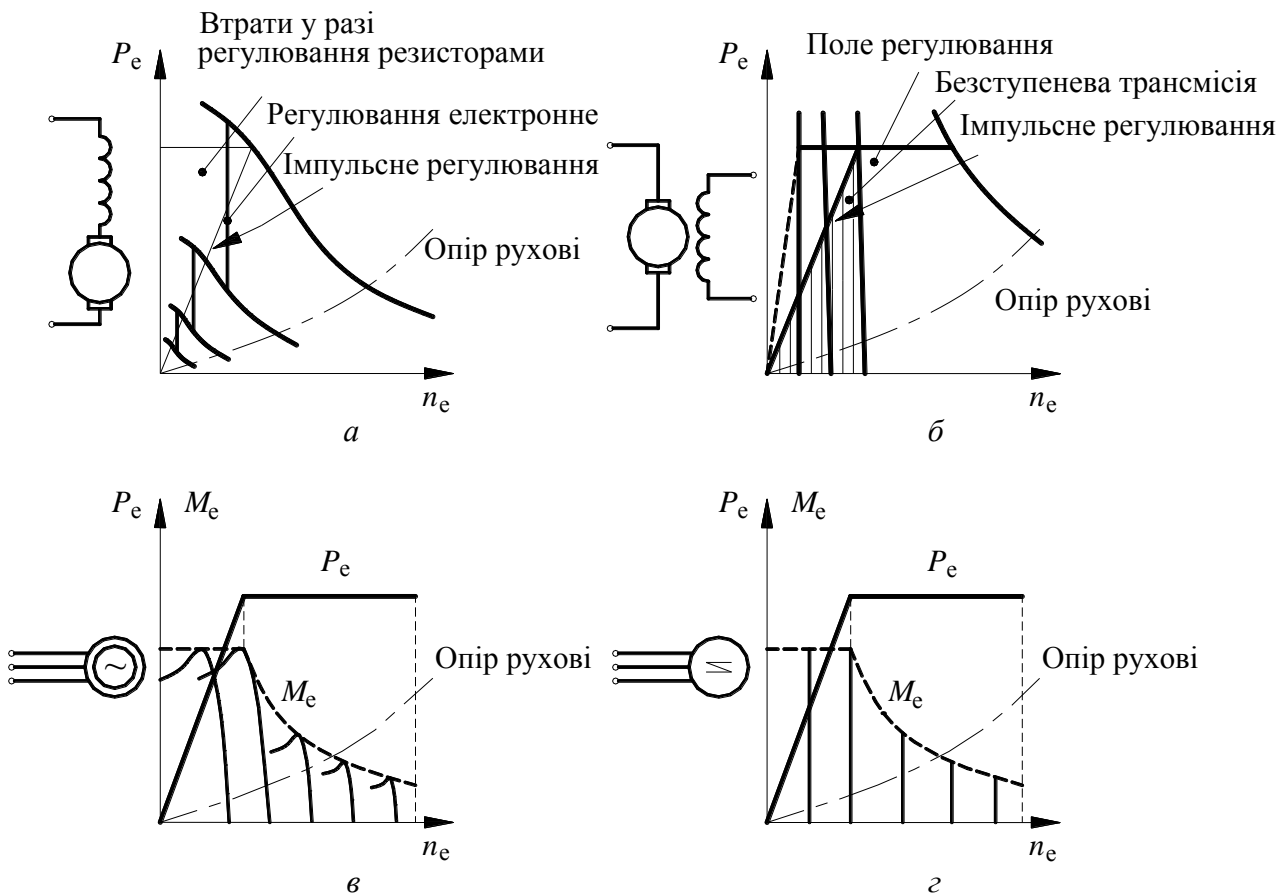


Рисунок 9 — Спрощені зображення характеристик електродвигунів:
 а — постійного струму з послідовним (серієсним) збудженням;
 б — постійного струму з незалежним (сепаратним) збудженням;
 в — змінного струму асинхронного; г — змінного струму синхронного

Наочним прикладом можуть слугувати характеристики, наведені на рис. 10 і 11. Рис. 10 стосується індукційного електродвигуна змінного струму: охолодне середовище — вода-гліколь; номінальна напруга постійного струму — 650 В; номінальний струм — 124 А; номі-

нальна потужність — 67 кВт; максимальний обертальний момент — 360 Н·м за струму 250 А, 430 Н·м за струму 300 А; номінальний обертальний момент — 160 Н·м (за струму 124 А); максимальна частота обертання вала — 10000 хв⁻¹, допустима температура в довкіллі — -30...70 °С. Натомість, рис. 11 стосується синхронного електродвигуна з постійними магнітами: охолодне середовище — вода-гліколь, номінальна напруга постійного струму — 650 В, номінальний струм — 210 А, номінальна потужність — 160 кВт за частоти обертання вала 1500 хв⁻¹, максимальний обертальний момент — 2500 Н·м за струму 350 А, номінальний обертальний момент — 1500 Н·м за струму 210 А, максимальна частота обертання вала — 3500 хв⁻¹, допустима температура в довкіллі — -30...70 °С.

Drive Motor 1PV5135-4WS28 @ 300 A / 124 A / 650 V,
фірма Siemens



Розміри: 425 × 245 × 245 мм,
маса — 90 кг

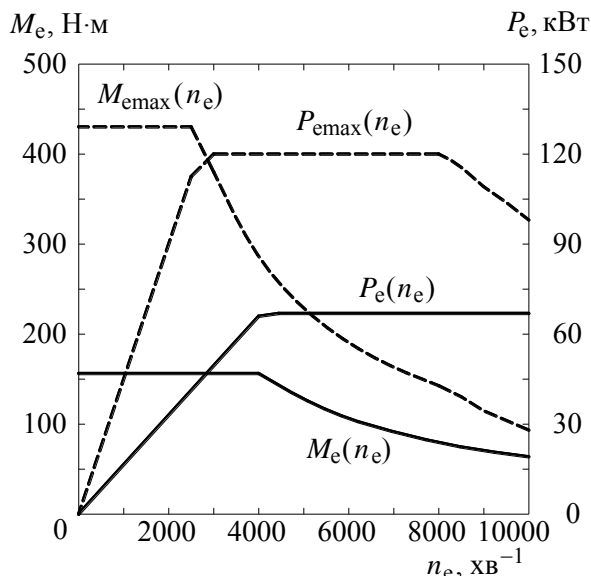


Рисунок 10 — Загальний вигляд та швидкісна характеристика індукційного електродвигуна змінного струму з рідинним охолодженням

PEM-Motor 1DB2016-WS54 @ 650 V DC, 1 × 350A,
фірма Siemens



Розміри: 510 × 510 × 500 мм,
маса — не перевищує 350 кг

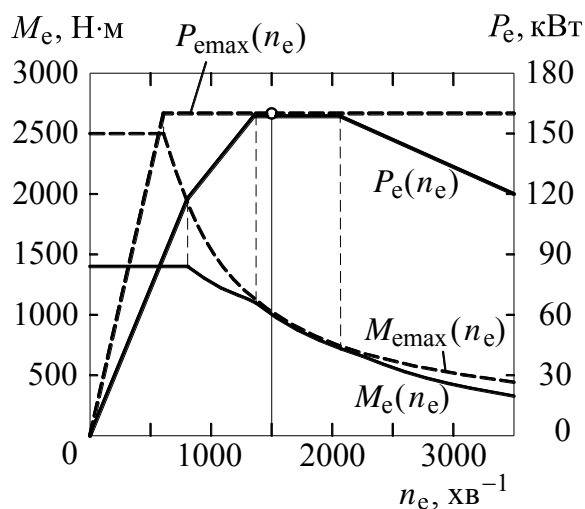


Рисунок 11 — Загальний вигляд і швидкісна характеристика синхронного РМ-електродвигуна

Зрозуміло, якщо на якомусь швидкісному режимі роботи двигуна внутрішнього згоряння і відповідному режимі руху автомобіля вдалося реалізувати якусь потужність (яку можна б вважати, скажімо, максимальною), то було б бажано мати можливість реалізувати цю ж потужність й за інших швидкостей руху автомобіля. А цьому може зарадити хіба що ідеальна варіативна трансмісія. Отож характеристику штибу зображеної на рис. 4, можна «приписати» хіба що ідеальній системі «двигун — варіатор», рис. 12 (n_k і M_k — частота обертання рушійних коліс і обертальний момент на них; M_{ku} і P_{ku} — момент і потужність, втілювані двигуном за передатного відношення u в трансмісії). Характеристику $M_k = M_k(n_k) \cup P_k = P_k(n_k)$ відображають лінії $O'A'B'C'D' \cup OABCD$ ($O'A'$ і OA — відтинки прямих, відповідних умові $M_k(n_k) = \text{const}$; $A'B'$ і AB — ділянки, відповідні найменшому передатному відношенню; $B'C'$ і BC — ділянки сталої потужності на колесах ($P_k(n_k) = \text{const}$); $C'D'$ і CD — ділянки, відповідні найбільшому передатному відношенню). Саме ця характеристика ніби підказує, якою мала б бути характеристика ідеального двигуна. Але це, зрозуміло, не стосується двигуна внутрішнього згоряння.

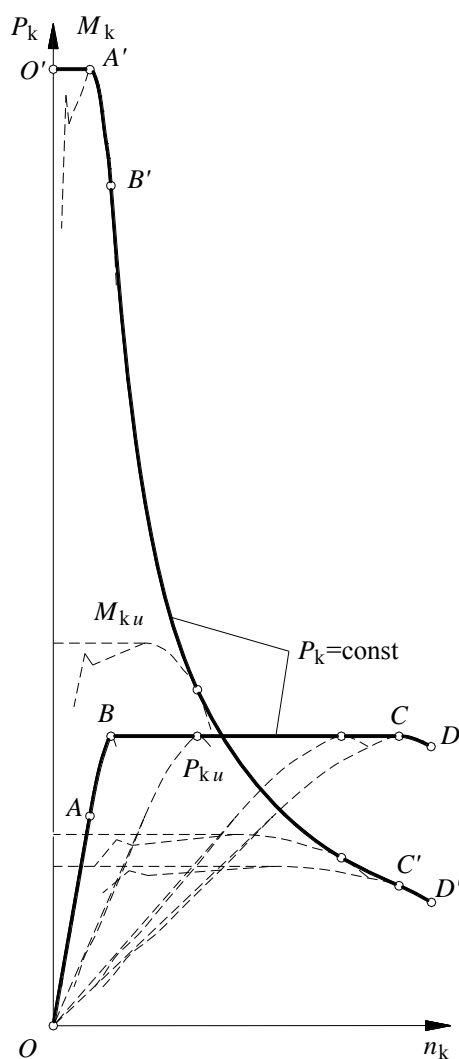


Рисунок 12 — Тягова характеристика автомобіля з ідеальним варіатором

За певних технічних умов ідеальною тягово-швидкісною характеристикою можна наділити й систему «двигун — ступенева механічна трансмісія». На рис. 13 відображено характеристику двигуна, яку здебільшого складають відрізки прямих (1,8 litre four cylinder TurboFSI engine in the Audi A5; with FSI-petrol direct injection, integrated turbocharger, two balancer

shafts, variable inlet camshaft tuning and plastic intake manifold; робочий об'єм — 1,798 дм³, максимальна потужність двигуна — $P_{em} = 117,75$ кВт (160 к.с.) за частот обертання вала $n_{ep} = 4500 \dots 6200$ хв⁻¹, максимальний обертальний момент — $M_{em} = 250$ Н·м за частот обертання вала $n_{em} = 1500 \dots 4500$ хв⁻¹). Справді, якщо поєднати цей двигун з ідеальною ступеневою трансмісією, ряд передатних відношень у якій побудовано за геометричною прогресією з показником $q = n_{epmax}/n_{epmin} = \frac{6200}{4500} = 1,378$, то тягово-швидкісна характеристика автомобіля набуде такого вигляду як на рис. 14. Залежність $M_k = M_k(n_k)$ і цього разу буде гіперболічною, в певному сенсі подібною до характеристики (9) (у разі $\vartheta \rightarrow 1$).

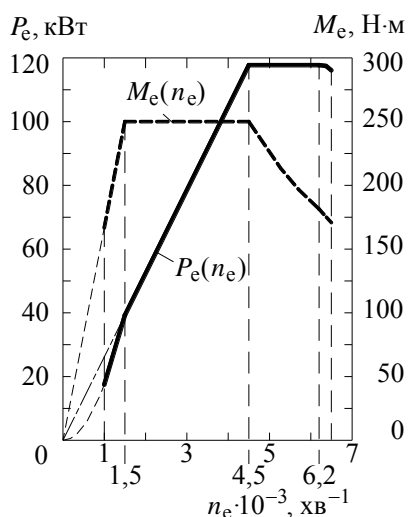


Рисунок 13 — Приклад штучно сформованої зовнішньої швидкісної характеристики бензинового двигуна

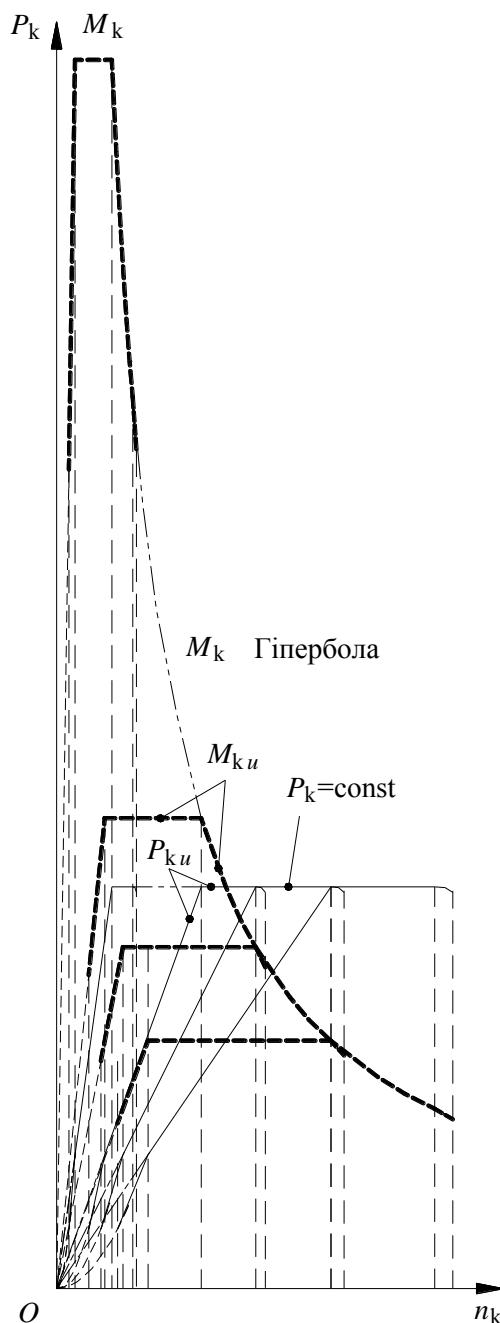


Рисунок 14 — Тягова характеристика автомобіля з ідеальною ступеневою трансмісією

З викладеного переконливо випливає, що гіперболічність залежності обертального моменту від швидкості обертання робочого вала — швидкісної характеристики — аж ніяк не є ознакою ідеальності поршневого (роторно-поршневого) двигуна. Без сумніву, цей різновид теплового двигуна і електричний двигун мають цілком різні ідеали швидкісних характеристик. Важливо, що на ідеальний перебіг характеристики електродвигуна впливає навіть спосіб живлення енергією: одна справа — житися від акумуляторної батареї заданої ємності, інша — від електричного генератора, що приводиться в дію тепловим двигуном в гібридному автомобілі.

Резюме. 1) Наука про автотранспортний засіб (як і кожна інша) пізнає Світ одночасно як індуктивно, так і дедуктивно. Тож існують підстави припустити: ймовірність того, що теорія автомобіля на шляху від простого до складного та від загального до окремого якось не помітила так званий «статичний поворот» автомобіля, мала б бути зникаюче малою. Саме так воно насправді і виявилось: статичний поворот автомобіля — віртуально вибудоване майже цілком очевидне явище. І теорії автомобіля воно, звісно, давно відоме.

2) Боротьба конструктивних думок, переконань, парадигм, звісно, мусить існувати, але в жодному разі вона не повинна зводитись до примітивної штовханини «надто оригінальних» ідей. До хибних таких собі «надто оригінальних» слід віднести ідею «стабілізації центра мас», втілення якої ніби мало б усунути вплив поздовжнього профілю дороги на формування силового чинника, що позначається на русі автомобіля. Ця ідея опосередковано навіть «переконує», що опір узвозу дороги можна зробити залежним від конфігурації вантажу на облявку автомобіля (?).

3) Поняття ідеальної швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння ніби й формально прозоре, але змістовно може виявитися суперечливим. Природнім ідеалом часто сприймається гіперболічна залежність силового чинника від швидкісного. Але це, як виявляється, не повинно стосуватися двигуна внутрішнього згоряння. Саме через це такий двигун (на відміну, скажімо, від електричного) приречений працювати на автомобілі в системі з трансмісією, у якій передбачено зміну за певним алгоритмом передатного відношення, а ще краще — в системі з надійним варіатором.

«Я зробив те, що слід зробити кожному у своїй царині — із вдячністю прийняти старання свої попередників і не соромлячись виправити їх огріхи» — сказав колись давно Аль-Біруні. А чи могли б так сказати автори тих робіт, де йдеться про «статичний поворот автомобіля, який не помітила теорія», про «стабілізацію центра мас», про «ідеальність гіперболічної швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння»? Прогресивні і реакційні прояви парадигм в науці немовби чергуються з деяким навіть очікуваним ритмом.

Список літератури

1. Макарян Р. Г. Статический поворот АТС — поворот, не учтенный теорией автомобиля / Автомобильная промышленность, 2007, № 6. — С. 19.
2. Антонов А. С., Магидович Е. И., Кононович Ю. А., Прозоров В. С. Армейские автомобили. Теория / Под ред. А. С. Антонова. — Москва: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1970. — 528 с.
3. Гуськов В. В., Велев Н. Н., Атаманов Ю. Е., Бочаров Н. Ф., Ксенович И. П., Солонский А. С. Тракторы: Теория / Под общ. ред. В. В. Гуськов. — Москва: Машиностроение, 1988. — 376 с.
4. Голомидов А. М. Автомобили с приводом на передние колеса. — Москва: Машиностроение, 1971. — 97 с.
5. Чупанов М. А. Стабилизация положения центра масс АТС — один из способов повышения безопасности их движения // Автомобильная промышленность, 2010, № 2. — С. 22 — 23.

6. Чупанов М. А. Стабилизация центра масс АТС как способ повышения безопасности его движения // Автомобильная промышленность, 2010, № 4. — С. 23 — 25.
7. Пат. 2310569 РФ, МПК В 60G 21/06. Способ стабилизации центра тяжести автомобилей и устройство для его осуществления / Автор и патентообладатель М. А. Чупанов; заявл. 15.07.2005; опубл. 20.11.2007, Бюл. № 32.
8. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*.— New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008.— 1015 p.
9. Ефремов И. С., Пролыгин А. П., Андреев Ю. М., Миндлин А. Б. Теория и расчет тягового привода электромобилей / Под. ред. И. С. Ефремова. — Москва: Высшая школа, 1984. — 383 с.
10. Борко П. М. *Електричні машини*.— Київ: Вища школа, 1973.— 312 с.

References

1. Makarian R. G. (2007). Статический поворот АТС — поворот, не учтенный теорией автомобиля. *Avtomobilnaya promyshlennost. no 6*, p. 10 (in Russ.)
2. Antonov A. S., Magidovich E. I., Kononovich Yu. A., & Prozorov V. S. (1970). *Army cars. Theory*. Edited by A. S. Antonov. Moscow: Military publishing house of the Ministry of Defence of the USSR (in Russ.)
3. Gus'kov V. V., Veliev N. N., Atamanov Yu. E., Bocharov N. F., Ksenevich I. P., & Solonskiy A. S. (1988) *Tractors: Theory*. Edited by V. V. Gus'kov. Moscow: Mashinostroeniie (in Russ.)
4. Golomidov A. M. (1971). *Forward wheels drive cars*. Moscow: Mashinostroeniie (in Russ.)
5. Chupanov M. A. (2010). Stabilisation of a vehicle weight centre position — one of ways of increase of safety of their movement. *Avtomobilnaya promyshlennost. no 2*, pp. 22 — 23 (in Russ.)
6. Chupanov M. A. (2010). Stabilisation of a vehicle weight centre as a way of increase its movement safety. *Avtomobilnaya promyshlennost. no 4*, pp. 23 — 25 (in Russ.)
7. Chupanov M. A. Way of stabilisation of a car gravity centre and device for its realization. *Pat. 2310569 Russ. M. Cl. B 60G 21/06*. Appl. 15.07.2005. Publ. 20.11.2007. Bull. no 32 (in Russ.)
8. Jazar R. N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York: Springer Science+Business Media, LLC.
9. Efremov I. S., Prolygin A. P., Andreiev Yu. M., & Mindlin A. B. (1984). *Theory and calculation of an electromobil traction drive*. Edited by I. S. Efremov. Moscow: Vyshshaia shkola (in Russ.)
10. Borko P. M. (1973). *Electrical machine*. Kyiv: Vyshcha shkola (in Ukr.)

