

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЯДУ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ЗА УМОВИ МІНІМАЛЬНОГО ЧАСУ РОЗГОНУ АВТОМОБІЛЯ

Корпач О.А.

Постановка проблеми. Вибір передаточних чисел трансмісії – задача, що завжди виникає в процесі проектування автомобіля. Проте, точних розрахункових способів її вирішення не існує. Тому, конструктор вимушений використовувати дані по трансмісіям – аналогам або, виконавши наближені розрахунки і виробивши зубчасті передачі, доводити їх експериментально так, щоб вони найкращим чином забезпечували задані тягово-швидкісні характеристики, паливну економічність та токсичність автомобіля. Проте, це є вкрай економічно не доцільно, і не гарантує, дійсно, оптимальний вибір передаточних чисел.

Мета роботи. Визначення ряду передаточних чисел коробки передач автомобіля за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості.

Основна частина. Оптимізації являє собою сукупність математичних результатів і чисельних методів, орієнтованих на знаходження та ідентифікацію найкращих варіантів з безлічі альтернатив і дозволяє уникнути повного перебору і оцінювання можливих варіантів. Для того щоб використовувати математичні результати й чисельні методи теорії оптимізації для вирішення конкретних інженерних задач, необхідно встановити межі в інженерній системі, що підлягає оптимізації, визначити характеристичний критерій, на основі якого можна провести аналіз варіантів з метою отримання «найкращого», здійснити вибір внутрішньо-системних змінних, які використовуються для визначення характеристик та ідентифікації варіантів, і, нарешті, побудувати модель, що дозволяє мінімізувати або максимізувати цільову функцію [1].

Складність вибору цільової функції полягає в тому, що будь-який технічний об'єкт, автомобіль у тому числі, має векторний характер критеріїв оптимальності (багатокритеріальність). Причому, поліпшення одного з вихідних параметрів, як правило, призводить до погіршення іншого, тому що всі вихідні параметри в більшому або меншому ступені є функціями тих самих керованих параметрів і не можуть змінюватися незалежно один від одного [2]. Зважаючи на те, що цільова функція повинна бути тільки одна, то на кінцевий результат може вплинути спосіб об'єднання вихідних параметрів у скалярній цільовій функції. Тому, розрізняють часткові, адитивні, мультиплікативні, мінімаксні, статистичні цільові функції тощо, у зв'язку із чим необхідно розглянути доцільність застосування часткових, адитивних і мультиплікативних критеріїв при виборі оптимальних параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності з однаковою трансмісією.

В якості цільової функції доцільно використовувати залежності показників експлуатаційних властивостей автомобіля від передаточного числа трансмісії. Так, для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля доцільно використовувати залежність часу розгону автомобіля до максимальної швидкості від передаточного числа на кожній з передач, тобто функцію виду:

$$\tau = f(U) \rightarrow \min \quad (1)$$

Визначивши мінімум даної функції можна визначити і значення передаточного числа трансмісії, що відповідає йому, яке і буде оптимальним.

Використовуючи диференціальне рівняння руху автомобіля, за умови руху його по горизонтальних ділянках дороги функцію (1) можна записати як: [3]

$$\tau(U) = M_a \delta_{об} \int_{V_{\Pi}}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \quad (2)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг; $\delta_{об}$ – коефіцієнт, який враховує обертові маси автомобіля; a_i, b_i, c_i – коефіцієнти диференціального рівняння руху автомобіля з бензиновим двигуном

Інтеграл у виразі (2):

$$\tau(U) = \frac{M_a \delta_{об}}{\sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \ln \left| \frac{2a_i V + b_i - \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}}{2a_i V + b_i + \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \right| \Bigg|_{V_{\Pi}}^{V_K} \quad (3)$$

$$\text{де } a_i = A_i - K_B F, \quad b_i = B_i K_f M_a g, \quad c_i = C_i - f_a M_a g \quad A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_{\delta}} \quad (4)$$

$$U_i = U_{КП} \cdot U_{ГП}, \quad \delta_{об} = 1,04 + 0,04 \cdot U_{КП}^2,$$

K_B – коефіцієнт обтічності, Н·с²/м⁴;

F – лобова площа, м²; f_0 – коефіцієнт опору кочення при малих швидкостях руху; K_f – коефіцієнт, що враховує зміну коефіцієнту опору кочення при збільшенні швидкості руху; U_i – загальне передаточне число трансмісії автомобіля; $U_{КП}$ – передаточне число коробки передач автомобіля; $U_{ГП}$ – передаточне число головної передачі автомобіля; η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії; r_{δ} та r_{κ} – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м; a, b, c – коефіцієнти рівняння, яким апроксимується залежність крутного моменту двигуна від частоти обертання колінчастого валу [3]; V_{Π} та V_K – початкова та кінцева швидкість руху автомобіля на передачі.

Після підстановки виразів (4) у (3) отримуємо кінцеву залежність часу розгону автомобіля від передаточного числа, що і є цільовою функцією (5):

$$\begin{aligned} \tau(U) = & \frac{M_a \cdot (1,04 + 0,04 \cdot U_{КП}^2)}{\sqrt{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g)^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m}{r_{\delta}} - f_a M_a g)}} \times \\ & \times \left(\ln \frac{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot V_K + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g}{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot V_K + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g} + \right. \\ & - \sqrt{\frac{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g)^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m}{r_{\delta}} - f_a M_a g)}{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g)^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m}{r_{\delta}} - f_a M_a g)}}} \\ & \left. - \ln \frac{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot V_{\Pi} + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g}{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot V_{\Pi} + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g} + \right. \\ & \left. - \sqrt{\frac{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g)^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m}{r_{\delta}} - f_a M_a g)}{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m}{r_{\delta} \cdot r_{\kappa}} - K_f M_a g)^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m}{r_{\delta} r_{\kappa}^2} - K_B F) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m}{r_{\delta}} - f_a M_a g)}}} \right) \quad (5) \end{aligned}$$

Існує два підходи до рішення завдань оптимізації.

Перший підхід орієнтовано на пошук безумовного екстремуму функції, тобто визначення максимуму або мінімуму функції. Постановка завдання вибору оптимальних параметрів системи «двигун-трансмсія» при використанні двигунів різної потужності така, що його можна вирішувати тільки методами нелінійного програмування багатомірного пошуку. Це пояснюється тим, що цільова функція й обмеження описуються нелінійними залежностями від вектора керованих параметрів, для визначення яких застосовують методи безумовної оптимізації.

Другий підхід заснований на тому, що завдання оптимізації параметрів системи «двигун-трансмсія» при використанні двигунів різної потужності є завданням умовної оптимізації з обмеженнями. При цьому застосування методу штрафних функцій й інших методів дає можливість переходу від умовної оптимізації до завдання безумовної оптимізації.

У нашому випадку, доцільно використовувати другий підхід, адже цільова функція $\phi(U)$ не є функцією однієї змінної. Вона залежить, як мінімум від передаточних чисел коробки передач U_{KPi} і початкової V_{II} та кінцевої швидкості руху V_K на передачі. Всі інші параметри, що входять в залежність (5), з певними припущеннями можна вважати постійними.

Для приведення функції $\phi(U)$ до вигляду неперервної унімодалної функції однієї змінної (залежності часу розгону від передаточних чисел коробки передач U_{KPi}) необхідно задати значення початкової та кінцевої швидкостей руху автомобіля на передачі V_{II} та V_K , тобто ввести обмеження.

Так, для ступінчастої коробки передач перша передача має забезпечувати задану умову подолання максимального опору руху і обмежується зчепленням ведучих коліс автомобіля з дорожнім полотном. Всі інші передачі визначаються через діапазони швидкостей від початкової V_{II} до кінцевої V_K , причому зі збільшенням передачі зростають і значення швидкостей. Інтервали швидкостей від V_{II} до V_K доцільно обирати, використовуючи за основу базовий ряд передаточних чисел автомобіля та ряди, отримані різноманітними методами, такими як геометрична прогресія, гармонічний, динамічний ряд та ін.[4,5]. Для автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.1 значення інтервалів швидкостей на передачах, визначених за допомогою різних методів, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. - Інтервали швидкостей по передачах при різних значеннях передаточних чисел коробки передач

Передача	Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами				
	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева
1-а	3,786	3,786	0,794	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,9993
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794
Інтервали швидкостей, м/с					
1-а	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994
2-а	2,965 – 20,754	2,532 – 17,725	3,329 – 23,2	3,268-22,877	3,353 – 23,468
3-я	4,975 – 34,824	3,741 – 26,188	4,941 – 34,586	4,903-34,324	4,99 – 34,931
4-а	6,487 – 45,411	5,53 – 38,713	6,559 – 45,916	6,533-45,731	6,626 – 46,385
5-а	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17-57,192	8,264 – 57,848

Проаналізувавши дані табл. 1, було обрано наступні значення інтервалів швидкостей від V_{II} до V_K по передачах: перша передача – 0 .. 11,994 м/с ; друга передача – 2 .. 20,0 м/с; третя передача – 4 .. 34,0 м/с; четверта передача – 6 .. 45,0 м/с; п'ята передача – 8 .. 53,5 м/с. У даному випадку включається весь швидкісний діапазон по передачах від мінімальної ω_{min}

до максимальної ω_{max} частоти обертання колінчастого валу двигуна. Можливі і інші способи вибору швидкісних інтервалів по передачах, наприклад, від швидкості, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна (при ω_M) до максимальної швидкості руху на передачі (при ω_{max}), від максимальної швидкості руху автомобіля на попередній передачі (при $\omega_{max(i-1)}$), до максимальної швидкості руху на даній передачі (при $\omega_{max i}$) та ін.

Менше значення кінцевої швидкості на п'ятій передачі пояснюється відсутністю дійсного значення оптимуму передаточного числа при більших значеннях швидкості.

Підставивши значення V_{II} і V_K для кожної передачі у вираз (5), побудовано графіки залежності часу розгону від значення передаточного числа коробки передач на кожній передачі (рис.1).

Після введення обмежень у функції $\phi(U)$ залишається тільки одна змінна - передаточне число коробки передач U_{KPi} , що і є шуканим характеристичним критерієм (критерієм оптимальності). Для визначення цього критерію можна скористатися одним із методів теорії оптимізації для функції однієї змінної, такими як, методи виключення інтервалів (метод ділення інтервалу навпіл, метод золотого січення, метод рівномірного пошуку та ін.), методи поліноміальної апроксимації (квадратична апроксимація, метод Пауела), методи з використанням похідних (метод Ньютона-Рафсона, метод середньої точки, метод січень) тощо [1,6].

Метод «золотого січення» є достатньо ефективним і простим у порівнянні з іншими методами, оскільки він потребує найменшого числа оцінювань для досягнення однакової точності визначення оптимуму.

Метод «золотого січення» полягає в наступному, рис.2 [6]. На початковому відрізку $[a, b]$ обираються дві точки x_1 і x_2 , так, щоб виконувалася співвідношення «золотого січення» цього відрізка:

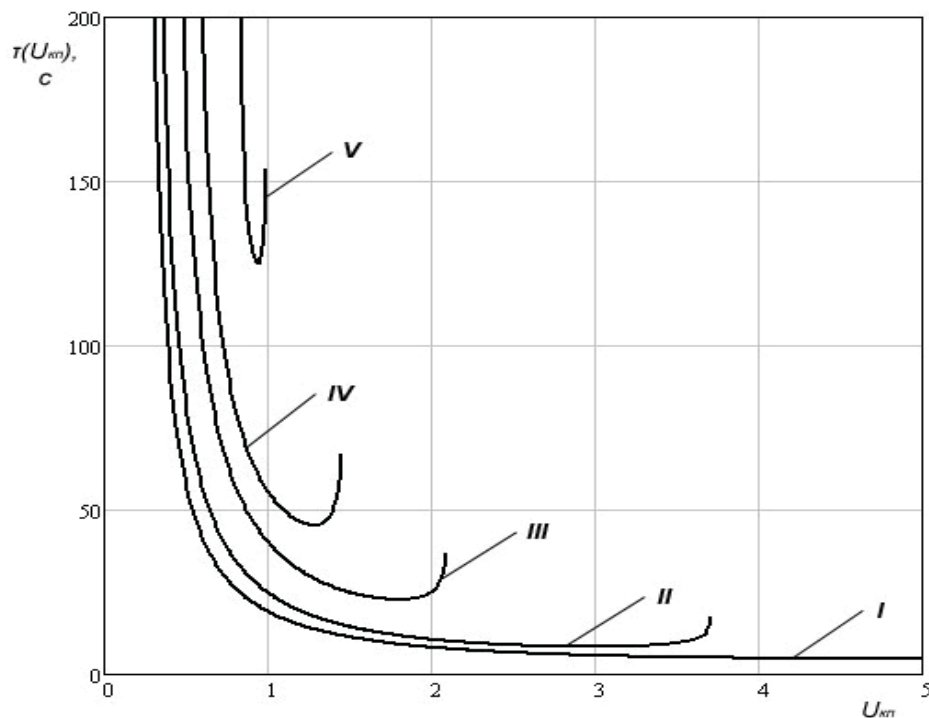


Рисунок 1. – Залежність часу розгону автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10 від передаточних чисел коробки передач

1. Якщо кількість пробних точок приймається рівним двом, то їх потрібно розміщувати на однакових відстанях відносно середини інтервалу

2. У відповідності з загальною мінімаксною стратегією пробні точки повинні розміщуватися в інтервалі по симетричній схемі таким чином, щоб відношення довжини підінтервала, що виключається, до величини інтервалу пошуку залишалася постійним.

3. На кожній ітерації процедури пошуку повинно знаходитися тільки одне значення функції в отримуваній точці.

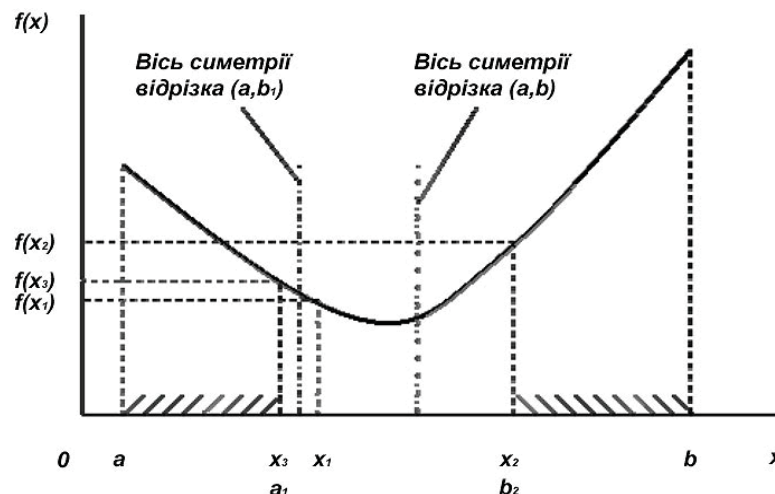


Рисунок 2. – Метод «золотого січення»

Обчислюються значення цільової функції у цих точках – $f(x_1)$ та $f(x_2)$. Вони порівнюються, і з подальшого розгляду виключається відрізок, прилеглий до точки, яка дає більше значення цільової функції (тут відрізок $[x_2, b]$). Тобто вихідний відрізок $[a, b]$ «стягується» до відрізка $[a, b_1]$. Для цього нового відрізка знаходиться середина, і відносно неї симетрично точці x_1 ставиться точка x_3 . Для неї розраховується значення цільової функції $f(x_3)$ і порівнюється з $f(x_1)$. З подальшого розгляду знову виключається відрізок, прилеглий до точки з більшим значенням цільової функції, тут це відрізок $[a, x_3]$. Поточний відрізок «стягується» до нового відрізка, тут це $[a_1, b_1]$ і т.д.

Пошук за допомогою метода «золотого січення» може бути закінчено, виходячи з заданої кількості обчислень значень функції або по досягненню заданої відносної точності значення функції, що розглядається. Проте найбільш доцільним є використання обох критеріїв.

Використовуючи наведений метод оптимізації, за допомогою програмного середовища Mathcad 15 було визначено ряд передаточних чисел за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості, на прикладі автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10.

Отриманий ряд передаточних чисел було використано для розрахунків часу і шляху розгону до максимальної швидкості руху автомобіля за технічною характеристикою (173 км/год), результати якого наведені у таблиці 2.

Таблиця 2. – Порівняння часу і шляху розгону до максимальної швидкості при різних рядах передаточних чисел коробки передач

Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами						
	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева	Розрахований ряд
1-а	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985	2,98
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323	1,8
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,993	1,29
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794	0,95
Час/Шлях розгону до максимальної швидкості згідно з технічною характеристикою						
t, с	62,048	66,569	61,576	64,698	61,704	54,012
S, м	2162,531	2353,17	2144,005	2260,048	2150,312	1805,404

Висновки. Результати розрахунків показали, що ряд передаточних чисел, розрахований за методикою, що забезпечує мінімальний час розгону автомобіля до максимальної швидкості, дозволяє зменшити час розгону на 12,5% у порівнянні з базовим рядом передаточних чисел.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Том 1./ Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. – М.: Мир, 1986. – 348 с.
2. Кондрашкин А.С. Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля / Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. // Автомобильная промышленность –1986. -№2. -С. 16-17.
3. Сахно В.П. Математична модель для визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при використанні двигунів різної потужності. / Сахно В.П., Корпач О.А. //Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ – 2011. – Вип. 9. –С.165-171
4. Пилипчук М.М. Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель: Автореф. дис. канд техн. наук: 05.22.02 / Укр. трансп. ун-т. –К., 1997 –24
5. Токарев А.А. Гиперболический ряд передаточных чисел трансмиссии/ Токарев А.А. // Автомобильная промышленность. –1975. -№10. –С.16-18.
6. Харчистов Б.Ф. Методы оптимизации. - Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2004. - 140 с.

РЕФЕРАТ

Корпач О.А. Методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального часу розгону автомобіля./Олексій Анатолійович Корпач// Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ – 2013. – Вип. 27.

У статті наведена методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості руху.

Об'єкт дослідження – закономірності визначення передаточних чисел коробки передач автомобіля

Мета досліджень – визначення ряду передаточних чисел коробки передач автомобіля за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості.

Метод досліджень –розрахунковий з використанням математичної моделі.

Визначено основні етапи проведення оптимізації будь-яких технічних систем з метою підвищення якості їх функціонування на прикладі системи «двигун-трансмсія» автомобіля. В якості цільової функції обрано час розгону автомобіля до максимальної швидкості руху, що найкраще характеризує показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Розроблено методику визначення найкращих (оптимальних) значень передаточних чисел коробки передач, що забезпечують мінімальний час розгону автомобіля. Проведено порівняння розробленої методики з іншими способами визначення ряду передаточних чисел коробки передач.

Результати розрахунків показали, що ряд передаточних чисел, розрахований за методикою, що забезпечує мінімальний час розгону автомобіля до максимальної швидкості на прикладі автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10, дозволяє зменшити час розгону до максимальної швидкості на 12,5% у порівнянні з базовим рядом передаточних чисел.

Результати досліджень, наведених у статті, можуть бути використані при проектуванні та вдосконаленні трансмісії автомобіля.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АТОМОБІЛЬ, ДВИГУН, ТРАНСМІСІЯ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ОПТИМІЗАЦІЯ, ПЕРЕДАТОЧНІ ЧИСЛА.

ABSTRACT

Korpach O.A. Method of determining the number of transfer numbers gear box provided minimum time acceleration. /Oleksiy Korpach // Herald of the National Transport University. – K.: NTU – 2013. – Issue. 27.

The article describes methods of determining the number of transfer numbers gear box under minimal time acceleration to maximum speed.

Object of research - transmission car

The purpose of research - defining a number of transfer numbers gearbox car under minimal time acceleration to top speed.

The method of research - experimental and calculated using a mathematical model.

The main stages of the optimization of any technical systems to improve the quality of their operation, the example of "engine-transmission" of the car. As the objective function is selected Acceleration time to maximum speed that best characterizes the performance of traction-speed properties of the vehicle. The method of determining the best (optimal) values of transfer numbers transmissions that provide minimum time Acceleration. A comparison of the developed technique with other methods of determining the number of transfer numbers transmissions.

The calculation results showed that the number of transfer numbers calculated by the method that provides the minimum time Acceleration to top speed, for example 31105 GAZ "Volga" with the engine ZMZ 40621.10 reduces the acceleration time to maximum rate of 12.5% compared with baseline number of transfer numbers.

The research described in this article can be used to design and improve transmission car.

KEY WORDS: AUTOMOBILE, ENGINE, TRANSMISSION, GEAR BOXES, OPTIMIZATION, RATIOS.

РЕФЕРАТ

Корпач О.А. Методика определения ряда передаточных чисел коробки передач из условия минимального времени разгона автомобиля. /Алексей Анатольевич Корпач // Вестник Национального транспортного университета. – К.: НТУ – 2013. - Вып. 27.

В статье приведена методика определения ряда передаточных чисел коробки передач из условия минимального времени разгона автомобиля до максимальной скорости движения.

Объект исследования - коробка передач автомобиля.

Цель исследований - определение ряда передаточных чисел коробки передач автомобиля из условия минимального времени разгона автомобиля до максимальной скорости.

Метод исследований - расчетный с использованием математической модели.

Определены основные этапы проведения оптимизации любых технических систем с целью повышения качества их функционирования, на примере системы «двигатель-трансмиссия» автомобиля. В качестве целевой функции выбрано время разгона автомобиля до максимальной скорости движения, которое лучше всего характеризует показатели тягово-скоростных свойств автомобиля. Разработана методика определения лучших (оптимальных) значений передаточных чисел коробки передач, обеспечивающих минимальное время разгона автомобиля. Проведено сравнение разработанной методики с другими способами определения ряда передаточных чисел коробки передач.

Результаты расчетов показали, что ряд передаточных чисел, рассчитанный по методике, которая обеспечивает минимальное время разгона автомобиля до максимальной скорости, на примере автомобиля ГАЗ 31105 «Волга» с двигателем ЗМЗ 40621.10 позволяет уменьшить время разгона до максимальной скорости на 12,5% по сравнению с базовым рядом передаточных чисел.

Результаты исследований, приведенные в статье, могут быть использованы при проектировании и совершенствовании трансмиссии автомобиля.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОМОБИЛЬ, ДВИГАТЕЛЬ, ТРАНСМИССИЯ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ОПТИМИЗАЦИЯ, ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ЧИСЛА.