

АНАЛІЗ ККД ТРАНСМІСІЙ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ З РІЗНИМИ КОЛІСНИМИ ФОРМУЛАМИ

THE ANALYSIS OF THE CITY BUSES TRANSMISSION EFFICIENCY WITH DIFFERENT COLLECTED FORMS

Станіслав Войтків

ТзОВ "Науково-технічний центр "Автополіпром"
79022, м. Львів, вул. Городоцька, 174

The proposed method of calculating the efficiency of buses transmissions with wheel formulas 4x2.2, 6x4.1 and 8x4.1 with different kinematic schemes. The analysis of the influence of wheeled formulas and kinematic schemes of bus transmissions on their efficiency. It is shown that city buses transmissions efficiency with the same dimensional parameters of the transverse section of their bodies with a permissible maximum mass of 18,000 kg with the use of drive bridges equipped with wheels with tires of the same size have larger values when applying the wheel formulas 6x4.1 and 8x4.1.

Ще з 70-х років минулого століття у колах інженерів-конструкторів колісних пасажирських транспортних засобів громадського користування (на даний час – автобусів, генобусів, гібрибусів, тролейбусів, електробусів) точаться дискусії стосовно к.к.д. трансмісій автобусів з різними колісними формулами. У той час групою авторів (Белік В.К., Курач Б.В., Трач Я.С.) була запропонована і запатентована система модульно-уніфікованих автобусів з колісними формулами 4x4.1, 6x4.1 та 8x4.1. Не зважаючи на цілий ряд беззаперечних переваг проект так і не був втілений навіть у дослідних зразках автобусів. Опонентами проекту висувався один, на їх думку, визначальний недолік – к.к.д. трансмісії автобусів з колісними формулами 6x4.1 та 8x4.1 суттєво нижчий за к.к.д. трансмісії автобусів з колісною формулою 4x2.2. Відтак, паливна економічність таких автобусів буде нижчою а собівартість перевезень пасажирів більшою. Проте, протягом кількох останніх років колісні формули 6x4.1 та 8x4.1 застосовуються багатьма китайськими і японськими автобусовиробниками для створення міських автобусів і електробусів. Метою даної роботи являється дослідження впливу колісних формул та різних кінематичних схем трансмісій автобусів на величину їх к.к.д.

Для порівняльного аналізу трансмісій автобусів з колісними формулами 4x2.2, 6x4.1 та 8x4.1 прийняті наступні вихідні дані: - у трансмісіях автобусів застосовуються однакові силові агрегати у складі дизельний двигун та автоматична коробка переміни передач; - повна маса автобуса, $\dot{I}_{\Gamma} = 18000$ кг; - маса, що припадає на один керований міст автобусів з колісними формулами 4x2.2, 6x4.1 та 8x4.1 складає, відповідно $\dot{I}_{\epsilon\delta} = 6500$ кг, 6000 кг та 4500 кг; - маса, що припадає на один привідний міст автобуса з колісними формулами 4x2.2, 6x4.1 та 8x4.1 складає, відповідно $\dot{I}_{\Gamma\delta} = 11500$ кг, 6000 кг та 4500 кг; - геометричні параметри поперечного січення кузова автобуса: габаритна ширина по кузову, $\hat{A}_{\epsilon} = 2,5$ м, габаритна висота по кузову, $\hat{I}_{\epsilon} = 3,0$ м; - типорозмір шин коліс керованого і привідного мостів - 275/70 R22.5; - тип шин радіальні універсальні.

За прийнятої умови щодо застосування у трансмісіях автобусів з різними колісними формулами одного і того ж силового агрегату можемо записати

$$\eta_{\delta\delta} = \eta_{\epsilon\Gamma\Gamma} \times \eta_{\Gamma\delta}^{\hat{I}} \quad (1)$$

де $\eta_{\delta\delta}^1$ - к.к.д. частини трансмісії (без к.к.д. коробки переміни передач).

У роботі [1] запропоновані емпіричні формули для розрахунків сил, які характеризують втрати потужності у трансмісії автомобіля при швидкості руху, близькій до нуля, та при передаванні крутного моменту. На основі застосування цих формул пропонується методика визначення к.к.д. трансмісії автобусів без урахування к.к.д. коробки переміни передач з різними колісними схемами на стадії ескізного проектування

$$\eta_{\delta\delta}^1 = \frac{(P_{f_{\Sigma}} + P_w)}{(P_{f_{\Sigma}} + P_w) + P_{\delta\delta}^0 + P_{\delta\delta}^1}, \quad (2)$$

де $P_{f_{\Sigma}}$ - сила опору коченню шин коліс автобуса, Н; P_w - сила аеродинамічного опору руху автобуса, Н; $P_{\delta\delta}^0$ - сила, яка характеризує втрати потужності у трансмісії автобуса при швидкості руху, близькій до нуля, Н; $P_{\delta\delta}^1$ - сила, яка характеризує втрати потужності у трансмісії автобуса при передаванні крутного моменту, Н.

Сила опору коченню шин коліс автобуса визначається за виразом [1]

$$P_{f_{\Sigma}} = \dot{I}_{\Sigma} \times g \times f_{\Sigma}^{\bar{n}} + \mu_{f_n} \left(f_{\Sigma}^{\bar{n}} \times \sum_{i=1}^n \dot{I}_{\delta\delta_i} \times g + P_w \right), \quad (3)$$

де \dot{I}_{Σ} - повна маса автобуса, кг; g - коефіцієнт, рівний 9.81 м/с^2 ; $f_{\Sigma}^{\bar{n}}$ - коефіцієнт опору коченню шин автобуса (осереднене значення); відповідно до табл. 6 [1] $f_{\Sigma}^{\bar{n}}=0,0058$; μ_{f_n} - коефіцієнт, який враховує конструкцію шин; $\mu_{f_n} = 0,1$ (осереднене значення для радіальних шин); $\dot{I}_{\delta\delta_i}$ - частина повної маси автобуса, яка припадає на один керований міст, Н; n - кількість керованих мостів, шт.

Сила опору повітря навколишнього середовища руху автобуса визначається за виразом [1]

$$P_w = 0,0385 \times \tilde{N}_{\delta} \times \rho_{\Gamma} \times F_{\delta} \times V^2, \quad (4)$$

де \tilde{N}_{δ} - коефіцієнт обтічності форми кузова автобуса, кг; приймаємо $\tilde{N}_{\delta}=0,7$ для міських автобусів; ρ_{Γ} - густина повітря навколишнього середовища, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; $\rho_{\Gamma} = 1,225 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; F_{δ} - площа поперечного січення кузова автобуса, м^2 ; V - швидкість руху автобуса, $\text{км}/\text{год}$.

Сила, яка характеризує втрати потужності у трансмісії автобуса при швидкості руху, близькій до нуля, розраховується по емпіричній формулі [1]

$$P_{\delta\delta}^0 = n_{\delta\delta} \times (P_{\delta\delta_i}^0 + k_{\bar{a}_i} \times V) \times \dot{I}_{\delta\delta} \times g \times k_i, \quad (5)$$

де $n_{\delta\delta}$ - кількість окремих агрегатів у трансмісії автобуса (редукторів головних передач і проміжних редукторів); $P_{\delta\delta_i}^0$ - сила опору обертання зубчатих коліс в одному агрегаті, Н; $k_{\bar{a}_i}$

- коефіцієнт гідравлічних втрат потужності в одному агрегаті, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $\dot{I}_{\delta\delta}$ - маса автобуса, яка припадає на один привідний міст, н; k_i - коефіцієнт, який враховує призначення автомобіля; для автобусів $k_i = 1 \times 10^{-5}$.

Сила опору обертання зубчатих коліс в одному агрегаті $P_{\delta\delta_i}^0$ та коефіцієнт гідравлічних втрат потужності в одному агрегаті $k_{\bar{a}_i}$ визначаються із табл. 1.

Значення параметрів $P_{\text{од}i}^0$ і k_{a_i}

Найменування і конструкція агрегату трансмісії автобуса	k_{a_i} , Н·с/м	$P_{\text{од}i}^0$, Н
Міст привідний з одноступеневою головною передачею	1,59	20
Міст привідний з двоступеневою центральною головною передачею	2,47	31
Міст привідний порталний з двоступеневою рознесеною головною передачею і двовальними колісними редукторами	3,45	43
Міст привідний з двоступеневою рознесеною головною передачею і планетарними колісними редукторами	5,00	62
Редуктор проміжний одноступеневий двовальний (з одним зубчастим зачепленням)	1,59	20
Редуктор проміжний одноступеневий тривальний (з трьома зубчастими колесами)	2,03	25

Сила, яка характеризує втрати потужності у трансмісії автобуса при передаванні крутного моменту, визначається за наступною емпіричною формулою [1]

$$P_{\text{од}i}^1 = 0,5\mu \times \left[P_{\text{од}i}^0 + (P_{f_{\Sigma}} + P_w) \right], \quad (6)$$

де μ - коефіцієнт, який характеризує втрати в трансмісії при передаванні крутного моменту;

$$\mu = \varphi_{\text{ці}} \times \rho_{\text{ці}} + \varphi_{\text{єї}} \times \rho_{\text{єї}}, \quad (7)$$

де $\varphi_{\text{ці}}$ - коефіцієнт, який характеризує втрати потужності в одному полюсі зубчастого зачеплення при передаванні крутного моменту;

$\rho_{\text{ці}}$ - коефіцієнт, який враховує кількість полюсів зубчастих зачеплень в агрегатах трансмісії та розгалуження потоків потужності;

$\varphi_{\text{єї}}$ - коефіцієнт, який характеризує втрати потужності в одній карданній передачі при передаванні крутного моменту;

$\rho_{\text{єї}}$ - коефіцієнт, який враховує кількість карданних передач в трансмісії та розгалуження потоків потужності.

Коефіцієнт, який враховує кількість полюсів зубчастих зачеплень в агрегатах трансмісії та розгалуження потоків потужності, вираховується за виразом

$$\rho_{\text{ці}} = \sum_{i=1}^n N_{\text{н}i} / N_{\text{н}0}, \quad (8)$$

де $N_{\text{н}0}$ - потужність на вихідному валу коробки переміни передач, кВт;

$N_{\text{н}i}$ - потужність, яка передається через і-ий агрегат трансмісії автобуса, кВт;

n - кількість полюсів зубчастих зачеплень у агрегатах трансмісії автобуса.

Коефіцієнт, який враховує кількість карданних передач в трансмісії та розгалуження потоків потужності, знаходиться за формулою

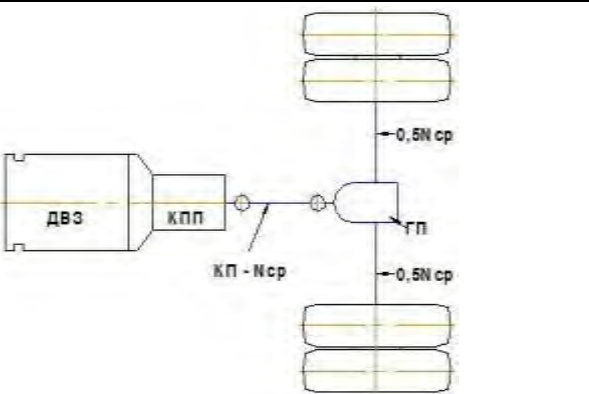
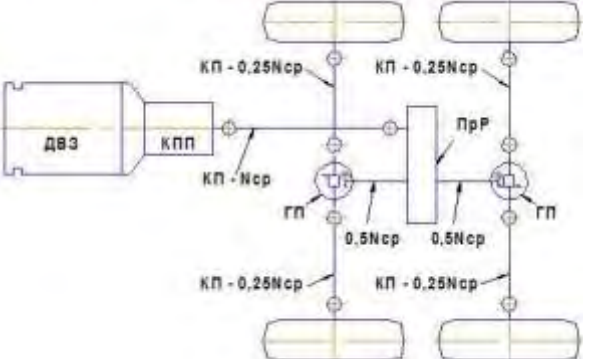
$$\rho_{\text{єї}} = \sum_{i=1}^m N_{\text{н}i} / N_{\text{н}0}, \quad (9)$$

де $N_{\text{н}i}$ - потужність, яка передається через і-ий агрегат трансмісії автобуса, кВт; m - кількість карданних валів у трансмісії автобуса.

Коефіцієнти, які характеризують втрати потужності в одному полюсі зубчастого зачеплення і в одній карданній передачі трансмісії автобуса при передаванні крутного моменту знаходяться по табл. 4 [1]. Приймаємо $\varphi_{\text{ці}} = 0,01$; $\varphi_{\text{єї}} = 0,006$.

Кількість полюсів зубчастих зачеплень n і кількість карданних валів m , наявних у трансмісії автобуса, вираховуються за її кінематичною схемою. Кінематичні схеми трансмісій автобусів з колісною формулою 4x2.2 на основі застосування подвійної (двоступеневої) головної передачі з поздовжнім і поперечним розміщенням силового агрегату та їх параметри наведені у табл. 2.

Таблиця 2

Кінематична схема трансмісії автобуса	Тип головної передачі привідного моста	μ
	Колісна формула – 4x2.2:	
	- двоступенева центральна головна передача	0,026
	- двоступенева рознесена головна передача з двовальним колісним редуктором (портальний міст)	0,026
	- двоступенева рознесена головна передача з чотиривальним колісним редуктором (портальний міст)	0,036
	Колісна формула – 6x4.1 та 8x4.1:	
	- одинарна центральна головна передача з двовальним проміжним редуктором	0,032
	- одинарна центральна головна передача з тривальним проміжним редуктором	0,042

Результати розрахунків к.к.д. трансмісій автобусів з класичною колісною формулою 4x2.2 з привідними мостами різних типів та з колісними формулами 6x4.1 та 8x4.1 наведені у табл. 3.

Таблиця 3

Розрахункові значення $\eta_{\text{од}}^i$ трансмісій міських автобусів з різними колісними формулами

Найменування розрахункового параметру	$\eta_{\text{од}}^i$ при V , км/год.				
	20	430	60	80	100
- схема 4x2.2 з поздовжнім розміщенням силового агрегату:					
- з двоступеневою центральною ГП	0,905	0,888	0,886	0,891	0,898
- з двоступеневою рознесеною ГП з двовальним КР	0,880	0,857	0,855	0,862	0,871
- з двоступеневою рознесеною ГП з чотиривальним КР	0,863	0,840	0,837	0,844	0,854
- з двоступеневою рознесеною ГП з ПР	0,836	0,806	0,803	0,812	0,824
- схема 6x4.1 із незалежною підвіскою одинарних коліс:					
- з тривальним ПР	0,885	0,866	0,864	0,869	0,877
- схема 8x4.1 із незалежною підвіскою одинарних коліс:					
- з тривальним ПР	0,904	0,889	0,887	0,891	0,896

За розрахунковими значеннями к.к.д. трансмісії автобусів з колісними формулами 4x2.2, 6x4.1 та 8x4.1 побудований графік залежності к.к.д. трансмісії з привідними мостами типу "Де-Діон" з незалежною підвіскою одинарних коліс, з тривальними проміжними редукторами у залежності від швидкості руху автобусів

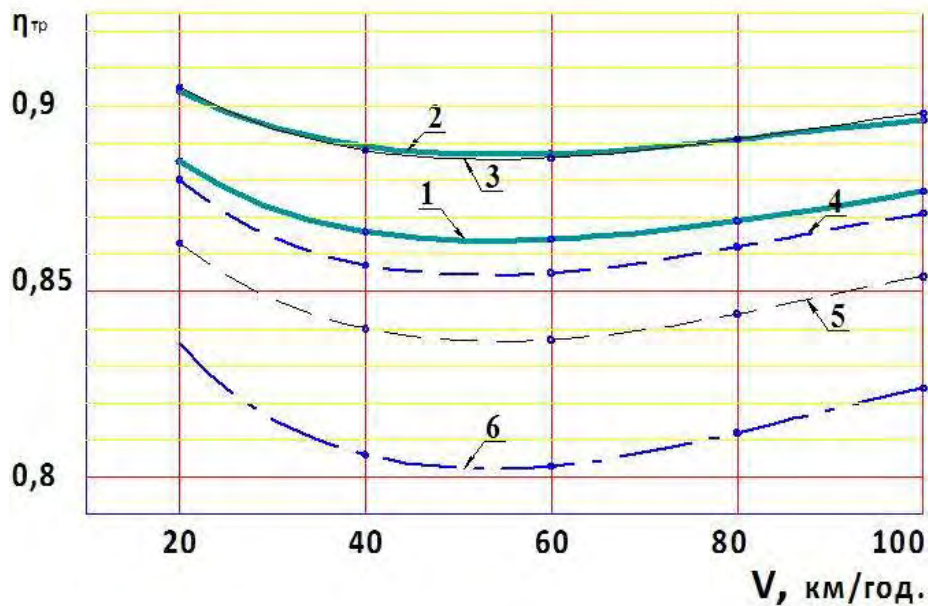


Рис.1 - Залежність к.к.д. трансмісії міських автобусів $\eta_{тр}^i$ у залежності від колісної формули, типу привідного моста, типу головної передачі та типу проміжного редуктора:

1 – колісна формула 6x4.1; 2 – колісна формула 8x4.1; 1-2 - головна передача одинарна, проміжний редуктор тривальний, незалежна підвіска одинарних коліс; 3-6 – колісна формула 4x2.2; 3 – головна передача центральна двоступенева; 4 – головна передача двоступенева рознесена з двовальними колісними редукторами; 5 - головна передача двоступенева рознесена з чотиривальними колісними редукторами; 6 - головна передача двоступенева рознесена з планетарними колісними редукторами

Висновки:

1. К.к.д. трансмісії перспективних міських автобусів з колісними формулами 6x4.1 та 8x4.1, обладнаних привідними мостами з одноступеневими головними передачами і тривальним проміжним редуктором та незалежними підвісками одинарних коліс, вищі за к.к.д. трансмісії міських автобусів, з колісною 4x2.2, обладнаних привідними мостами порталного типу, і тим паче, обладнаних привідними мостами з планетарними колісними редукторами.

2. Пропоновані колісні формули 6x4.1 і 8x4.1 безперечно можуть застосовуватися для створення конструкцій перспективних конкурентоспроможних міських автобусів, оскільки крім вищого к.к.д. забезпечують їм ще цілий ряд інших дуже важливих конструктивних та експлуатаційних переваг.

Список літератури

1. Высоцкий М.С., Бельский Ю.Ю., Московкин В.В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов.- Мн.: Наука и техника, 1984.- 208 с.