Загальний ККД гідропривода розраховують за формулою:

$$\eta_t^T = \frac{n_2 \cdot T_2}{n_1 \cdot T_1} \cdot 100, \%, \quad (1)$$

де n_1 і n_2 – частоти обертання насоса і гідромотора, відповідно, хв$^{-1}$,

T_1 і T_2 – крутний момент насоса і гідромотора, відповідно, Н.м.

При виконанні вимог щодо точності застосованих приладів такі стендові випробування дають об'єктивну оцінку технічного стану гідравлічної трансмісії
мобільної машини.

В зв'язку з поширеним застосуванням гідравлічних трансмісій в мобільних машинах, які експлуатуються в вітчизняних галузях техніки, а також проведення робіт щодо проектування перспективних вітчизняних будівельно-дорожніх машин, представляється необхідним введення введення методики стендових випробувань гідроприводів в відповідні дисципліни для бакалаврів та магістрів.

Перелік посилань

1. Національний стандарт України. Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробувань та подання основних сталих робочих характеристик. (ISO 4409:2007, IDT), ДСТУ ISO 4409:2013. Б3- № 11-2013/410. - 22 с.

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com
Вахнюк Сергій Анатолійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vakhniuk.ser@gmail.com
Рябушко Іван Андрійович, асистент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ivanr19950515@gmail.com

ПОСЛІДОВНЕ ВСТАНОВЛЕННЯ ДВОХ ДВЗ НА АВТОМОБІЛІ ЯК МЕТОД ЗНИЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ КРУТНОГО МОМЕНТУ

Дослідженню ефективності використання на автомобілях силових установок із двома послідовно встановленими ДВЗ присвячено значну кількість наукових робіт. Однак таке технічне рішення розглядалося як альтернатива методу вимкнення частини циліндрів при зниженні зовнішнього навантаження на автомобіль [1].

Встановлення послідовно двох ДВЗ дає змогу також зменшити витрату палива за рахунок зниження нерівномірності крутного моменту на вхідному валу трансмісії. Останнє можливе за певної відносної кутової орієнтації колінчастих валів обох двигунів внутрішнього згоряння.

У цій статті визначено кути взаємного розташування колінчастих валів обох ДВЗ залежно від числа циліндрів.

Двигун внутрішнього згоряння є джерелом механічних коливань у трансмісії автомобіля, оскільки генерує крутний момент, що змінюється за періодичним законом.

У роботі [2] запропоновано апроксимувати дійсні криві зміни індикаторного крутного моменту гармонійним законом

$$M_i = \overline{M_i}\left[1+\frac{k_i}{2}\sin\left(\overline{\omega_e}\frac{i_ц}{2}t\right)\right], \quad (1)$$

де M_i - індикаторний крутний момент;

$\overline{M_i}$ - середнє за цикл коливань значення індикаторного крутного моменту;

k_i - коефіцієнт нерівномірності крутного моменту,

$$k_i = \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{\overline{M_i}}; \quad (2)$$

де $M_{i\max}; M_{i\min}$ - максимальне та мінімальне значення індикаторного крутного моменту за цикл роботи ДВЗ;

$\overline{\omega_e}$ - середня кутова швидкість колінчастого валу за цикл роботи ДВЗ;

$i_ц$ - число циліндрів двигуна;

t - час.

Залежність (1), враховуючи, що кут повороту колінчастого вала дорівнює

$$\varphi_B = \overline{\omega_e t}\ , \quad (3)$$

можна перетворити до вигляду

$$M_i = \overline{M_i}\left[1+\frac{k_i}{2}\sin\left(\varphi_B\frac{i_ц}{2}\right)\right]. \quad (4)$$

У роботі Д.В. Абрамова [3] визначено, що додаткові витрати енергії ΔW на рух автомобіля, спричинені нерівномірністю крутильного моменту M_i і, відповідно, тягової сили, визначаються такою залежністю:

$$\Delta W = \frac{A_{pk}}{\pi}\cdot S\ , \quad (5)$$

де A_{pk} - амплітуда коливань тягової сили P_k автомобіля, що визначається амплітудою коливань A_{M_i} індикаторного крутного моменту;

π - число Піфагора, $\pi = 3{,}1416$;

S - шлях, пройдений автомобілем.

Професором Р.О. Кайдаловим [4], під час дослідження комбінованого електромеханічного приводу автомобілів, введено показник $\eta_{\Delta W}$ - коефіцієнт непродуктивних витрат енергії, що враховує вплив нерівномірності індикаторного крутного моменту

$$\eta_{\Delta W} = \frac{0{,}04+\frac{7{,}22}{i_ц}}{\pi}\left(1-K_{eo}\right), \quad (6)$$

де 0,04; 7,22 - коефіцієнти регресії;

$K_{ед}$ - частка крутного моменту на ведучих колесах, створювана електродвигунами,

$$K_{ед} = \frac{M_{ед} n}{r_д \sum P_c} \ ; \tag{7}$$

$M_{ед}$ - момент, створюваний одним електродвигуном;

n - число електродвигунів;

$r_д$ - динамічний радіус ведучих коліс;

$\sum P_c$ - сумарна сила опору руху автомобіля.

У роботі [4] показано, що зі збільшенням числа циліндрів $i_ц$ ДВЗ і коефіцієнта $k_{ед}$ відбувається зниження коефіцієнта непродуктивних витрат η_{W} (таблиця 1 [4]).

Зазначене зниження коефіцієнта η_{W} зумовлене зниженням амплітуди коливань A_{M_i} індикаторного крутного моменту M_i та амплітуди коливань A_{pk} тягової сили P_k автомобіля.

З метою підвищення енергоефективності автомобілів шляхом встановлення двох двигунів внутрішнього згоряння за рахунок раціональної синхронізації їхніх робочих циклів необхідно вирішити завдання вибору раціонального кута взаємного розташування колінчастих валів обох ДВЗ.

Таблиця 1 – Коефіцієнт непродуктивних витрат енергії [4].

$i_ц$	η_{W}					
	$K_{ед} = 0$	$K_{ед} = 0,2$	$K_{ед} = 0,4$	$K_{ед} = 0,6$	$K_{ед} = 0,8$	$K_{ед} = 1,0$
1	2,310	1,849	1,386	0,924	0,462	0
2	1,162	0,929	0,697	0,464	0,232	0
4	0,587	0,470	0,352	0,235	0,117	0
6	0,396	0,317	0,237	0,158	0,079	0
8	0,300	0,240	0,180	0,120	0,060	0
10	0,242	0,194	0,145	0,097	0,048	0
12	0,204	0,163	0,123	0,082	0,040	0

Висновки за результатами проведеного дослідження:

1. Запропоновано метод підвищення енергетичної ефективності автомобілів шляхом використання двох послідовно встановлених ДВЗ, колінчасті вали яких встановлені відносно свого початкового кутового положення з різницею Ψ .

2. Величина зазначеного кута Ψ зменшується зі збільшенням числа циліндрів $i_ц$ і визначається за формулою

$$\psi = \frac{2\pi}{i_ц}. \tag{8}$$

3 Використання пропонованого методу дає змогу зменшити непродуктивні втрати енергії на 116% для 2-х циліндрових двигунів, 58,7% - 4-циліндрових двигунів, 39,6% - 6-ти циліндрових двигунів, 30% - 8-ми циліндрових двигунів,

24,2% - 10-ти циліндрових двигунів і 20,4% - 12-ти циліндрових двигунів. Для одноциліндрових двигунів (у разі встановлення двох ДВЗ) зазначене зменшення становитиме 231%.

Перелік посилань

1. Молодан А.О. Наукові основи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в режимі відключення частини циліндрів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. / А.О. Молодан. - Харків, 2021. 40 с.
2. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. / Н.М. Подригало. - Харків, 2016. 36 с.
3. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. / Д.В. Абрамов. - Харків, 2018. 40 с.
4. Кайдалов Д.В. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. / Р.О. Кайдалов. - Харків, 2018. 40 с.

Мірний Валерій Юрійович, аспірант, Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, mirnyivalera@gmail.com
Погорілий Сергій Петрович, д.т.н., с.н.с, Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, pogorilyy_sergiy@ukr.net

АДАПТАЦІЯ ШАСІ ПОВНОПРИВОДНОГО АВТОМОБІЛЯ ДО ВИМОГ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Аграрні підприємства формуються на землях, які розміщуються на великих відстанях. Плече переїздів може становити більше 100 км. Для дотримування виконання технологічних операцій в агрономічні терміни необхідно використовувати ефективні тягові машини як в полі так і на транспортних роботах. Географічне розміщення сільськогосподарських земель потребує постійного переїзду машинно-тракторних агрегатів з одного поля на інше. Транспортна швидкість руху тракторів не перевищує 30 км/год, деякі закордонні трактори розвивають швидкість до 60 км/год. Загострюється проблема при виконанні технологічних операцій, на які відведено невеликі за тривалістю проміжки часу, і