

УДК 629.369

В.Б.САМОРОДОВ, Д.О.ГАРМАШ**ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З ДВОПОТОКОВОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

Підвищення технічних показників завжди мало пріоритетний характер на всіх етапах розвитку автомобіле- і тракторобудування. В представленій статті піде мова про теоретичне обґрунтування використання гідрооб'ємно-механічної трансмісії. В якості об'єкта дослідження були використані двопотокова ГОМТ №1, розроблена кафедрою «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ», та автомобіль КрАЗ 6233М.

Ключові слова: автомобіль, безступінчата трансмісія, гідрооб'ємна передача, технічні показники, матричний аналіз, математичне моделювання, динамічна характеристика, гідравлічні втрати.

В.Б.САМОРОДОВ, Д.А.ГАРМАШ**ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТЯГОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

Повышение технических показателей всегда имело приоритетный характер на всех этапах развития автомобиле- и тракторостроения. В данной статье пойдет речь о теоретическом обосновании использования гидрообъемной бесступенчатой трансмиссии. В качестве объектов исследования были использованы двухпоточная ГОМТ №1, разработанная на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ», и автомобиль КрАЗ 6233М.

Ключевые слова: автомобиль, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, технические параметры, матричный анализ, математическое моделирование, динамическая характеристика, гидравлические потери.

V.B. SAMORODOV, D.O. HARMASH**THEORETICAL ANALYSIS OF THE MAIN TRACTION INDICATORS OF A TRUCK WITH DOUBLE-FLOW HYDROMECHANICAL TRANSMISSION**

Increasing technical indicators has always been a priority at all stages of the development of automobile and tractor construction. This article will discuss the theoretical rationale for the use of hydraulic continuously variable transmissions. The objects of the study were used double-flow GOMT №1, developed at the department "Automobile and tractor" NTU "KhPI", and the automobile KrAZ 6233M.

Keywords: automobile, continuously variable transmission, hydraulic transmission, technical parameters, matrix analysis, mathematical modeling, dynamic characteristic, hydraulic losses

Вступ. Сучасне автомобілебудування в промислово розвинених країнах є однією з ключових галузей, що впливають на стабілізацію процесів економічного розвитку держави. Воно дає поштовх розвитку низці інших галузей, стимулює зайнятість населення, як в будівництві автомобільної техніки, так і в її обслуговуванні та підвищує товарообіг.

На сьогоднішній день найбільшим виробником великовантажних автомобілів на Україні є акціонерне товариство «АвтоКрАЗ». Виробництво автомобілів КрАЗ націлене на основні сегменти ринку: будівництво, дорожнє та комунальне господарство, гірничодобувна та лісозаготівельна промисловість, нафтогазовий комплекс, збройні сили, підрозділи по ліквідації надзвичайних ситуацій.

Одним зі шляхів покращення показників автомобілів КрАЗ спеціального призначення може стати впровадження в виробництво безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій та використання їх на цих автомобілях. Трансмісії даного типу знайшли широке застосування на аграрній та будівельній техніці. Завдяки безступінчастому регулюванню швидкості руху та сили тяги, техніка, оснащена цими трансмісіями, має високі показники прохідності та маневреності.

В статті проаналізовано тенденцію до використання ГОМТ на автомобілі КрАЗ-6233М6 та представлені тягово-швидкісні показники.

Мета і постановка задачі. 1. Розробка математичної моделі трансмісії, з урахуванням гідравлічних витрат, та використання матричного аналізу з метою отримання тягових показників ГОМТ 2. Аналіз тягових показників з різним ступенем навантаження.

Кінематична модель трансмісії з БГОМТ

На рисунку 1 зображена кінематична схема двохпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії.

Вона включає в себе ГОП, що складається з гідронасоса 4, з регулюванням подачі робочої рідини та гідромотора 10, що не регулюється, двох планетарних рядів, зі складною сонячною шестернею 7 першого (k_1) ряду, яка в свою чергу є водилом другого (k_2) ряду. Складна коронна шестерня другого ряду є водило першого ряду, та одночасно вихідною ланкою трансмісії. Принцип роботи трансмісії наступний. При вмиканні фрикціонів $\Phi 1$, $\Phi 2$ та вимиканні $\Phi 3$, ГОМТ працює в однопоточному режимі. При цьому потужність від двигуна 1 через вал 2 передається на гідронасос 4. Далі потужність з гідромотора 10 передається через шестерні 11 та 8 на коронну шестерню першого планетарного ряду 6 та одночасно через шестерні 12 та 13 на сонячну шестерню 15 другого ряду. В результаті потужність підсумовується на виході ланки 5, входить в узагальнений редуктор 9 та знімається з ведучих коліс.

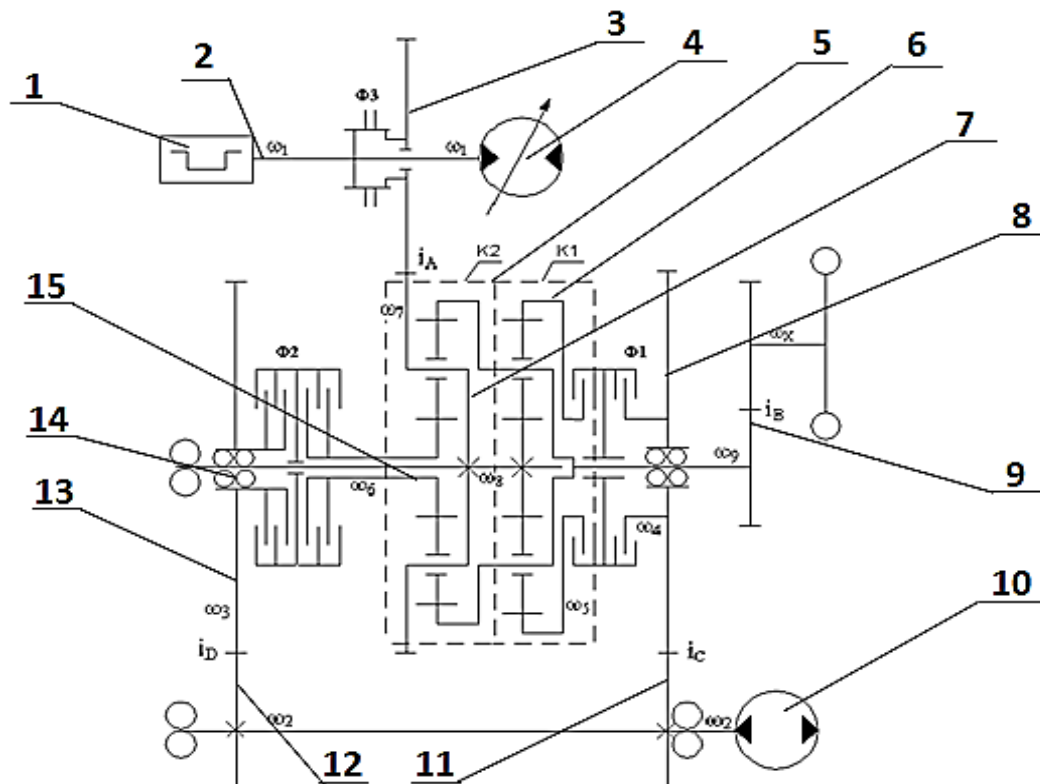


Рис. 1. Кінематична схема трансмісії

Перший діапазон (робочій) двохпотокового режиму роботи здійснюється при вмиканні фрикціонів Ф3, Ф1 та вимиканні фрикціону Ф2. В цьому випадку потужність від двигуна 1 одночасно передається на гідронасос 4 та через зубчасте колесо 3 на складне водило 7 другого планетарного ряду. Через гідромотор 10 та замкнутий фрикціон Ф1 потужність передається на коронну шестерню 6 першого планетарного ряду. В результаті потужність підсумовується на складному водилі першого планетарного ряду та виходить до узагальненого редуктора 9, а далі до ведучих коліс.

Другий (транспортний) діапазон двохпотокового режиму роботи здійснюється при вмиканні фрикціонів Ф3, Ф2 та вимиканні фрикціону Ф1. В цьому випадку потужність від двигуна 1 подається на гідронасос 4 та одночасно через зубчасте колесо 3 на складне водило 7 другого планетарного ряду. Через гідромотор 10 та замкнутий фрикціон Ф2 потужність другим потоком подається на сонячну шестерню 15 другого планетарного ряду. В результаті два потоки потужності підсумовуються на коронній шестерні 5 другого планетарного ряду, звідки потужність подається на узагальнений редуктор 9, а далі на ведучі колеса.

2 Побудова математичної моделі трансмісії

Для математичного описання даної трансмісії використано метод автоматизованої генерації

кінематичних та силових матричних моделей планетарних механізмів, та гідрооб'ємних передач.

Для побудови моделей формально приймається, що потужність, яка входить в будь-який елемент трансмісії менше нуля, потужність, яка виходить з цього елемента – більше нуля. Для всіх рівнянь коефіцієнт урахування витрат $\theta = -1$ – для урахування витрат, $\theta = 0$ – витрати не враховуються. Функція $\text{sign}(\omega_i)$ повертає знак кутової швидкості для визначення витрат з урахуванням напрямку потоку потужності через будь-який елемент трансмісії.

Для будь-якого узагальненого редуктора (мультиплікатора) кінематичне та силове рівняння мають вигляд:

$$\begin{cases} \omega_1 + i_{12} \cdot \omega_2 = 0; \\ M_1 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_1)} - i_{12} \cdot M_2 = 0, \end{cases}$$

де η – ККД узагальненого редуктора;

i_{12} – передавальне відношення;

ω_1, ω_2 – вхідна та вихідна кутові швидкості відповідно, рад;

M_1, M_2 – вхідний та вихідний крутні моменти, Н·м.

Для трьохланкового планетарного механізму (ТПМ) система рівнянь, яка об'єднує силові та кінематичні параметри має вигляд

$$\begin{cases} \omega_1 - k \omega_2 + \omega_3 \cdot (k - 1) = 0; \\ \omega_1 \cdot S_1 - \omega_3 \cdot S_1 - \omega_{ст} = 0; \\ \omega_2 \cdot S_2 - \omega_3 \cdot S_2 - \omega_{ст} = 0; \\ M_1 \cdot k \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_1)} + M_2 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_2)} = 0; \\ M_1 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_1)} + M_2 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_2)} + M_3 = 0, \end{cases}$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – кутові швидкості сонячної шестерні, коронної шестерні та водила відповідно, рад;

$\omega_{ст}$ – кутова швидкість сателітів, рад;

M_1, M_2, M_3 – крутні моменти на сонячній, коронній шестернях та на водилі відповідно, Нм;

k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;

S_1, S_2 – характерні параметри сателітів.

Внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду визначається:

$$k = \pm \frac{Z_{cm1} \cdot Z_2}{Z_{cm2} \cdot Z_1}, \quad (1)$$

де Z_1, Z_2 – кількість зуб'їв на сонячній та коронній шестернях;

$Z_{ст1}, Z_{ст2}$ – кількість зуб'їв сателітів.

Внутрішнє передавальне відношення $k < 0$, якщо ТПМ має як внутрішні, так і зовнішні зачеплення, в іншому випадку $k > 0$.

Параметри сателітів визначаються за формулами:

$$S_1 = \frac{Z_1}{Z_{cm}} = \frac{|k| - 1}{|k|}; \quad (2)$$

$$S_2 = \frac{Z_2}{Z_{cm}} = \frac{2 \cdot |k|}{|k| - 1}. \quad (3)$$

Структурна схема ГОП зображена на рисунку 2.

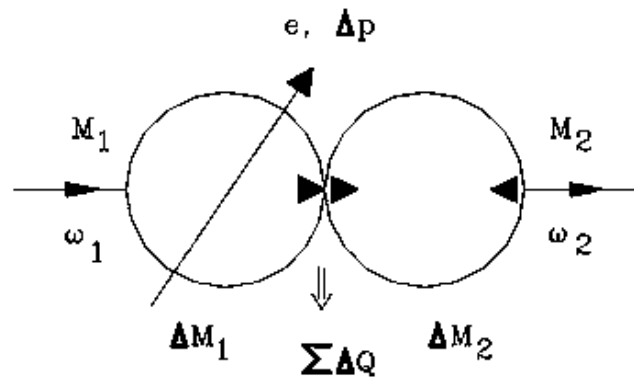


Рис. 2. Структурна схема ГОП

Система рівнянь, що пов'язує кінематичні та силові параметри ГОП з урахуванням втрат в прямому та зворотному потоці потужності має вигляд:

$$\begin{cases} -e \cdot \omega_1 + \omega_2 + \theta \cdot \sum \Delta Q = 0; \\ M_1 - e \cdot q \cdot \Delta p - \theta \cdot \Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_1) = 0; \\ M_2 + q \cdot \Delta p - \theta \cdot \Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_2) = 0, \end{cases}$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості валів першої та другої гідромашин, рад;

$\sum \Delta Q$ – сумарні об'ємні витрати;

M_1, M_2 – крутні моменти на валах гідромашин,

Н·м;

Δp – перепад тиску в гідромашинах, Па;

q – продуктивність гідромашин, м³/рад;

e – відносний параметр регулювання ГОП;

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моментів на гідромашинах,

Н·м.

Для всіх вище приведених систем рівнянь k_1, k_2 – внутрішні передавальні відношення для першого та другого планетарних рядів, S_2^1 – параметр сателітів для другого планетарного ряду, S_1^1 – параметр сателітів для першого планетарного ряду, визначаються за формулою (2), S_1^2 – параметр

сателітів для першого планетарного ряду, S_2^2 – параметр сателітів для другого планетарного ряду, визначаються за формулою (3).

Для визначення сумарних об'ємних витрат $\sum \Delta Q$ та втрат моментів на гідромашинах $\Delta M_1, \Delta M_2$ використано модель Городецького К. И.. Відповідно до цієї моделі об'ємні витрати визначаються:

$$\Delta Q_1 = K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \cdot |\omega_1|); \quad (4)$$

$$\Delta Q_2 = K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \cdot |\omega_2|); \quad (5)$$

$$\sum \Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2. \quad (6)$$

Втрати моментів на гідромашинах визначаються за формулами:

$$K_y = 0.0390 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3;$$

$$C_y = 1.44 \cdot 10^{-2} \text{ с};$$

$$K_1 = 2000 \text{ Па с};$$

$$K_2 = 0.912;$$

$$K_8 = 0.825 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$K_7 = 0.3375;$$

$$K_6 = 0.913 \text{ м / с};$$

$$K_5 = 0.0245;$$

$$K_4 = 0.653;$$

$$K_3 = 0.0955 \text{ с / м}$$

$$\Delta M_1 = q \cdot \left[K_1 |\omega_1| (1 + K_2 e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 |e|)}{(1 + K_3 |\omega_1| D)} \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 |e|)}{(1 + K_6 |\omega_1| D)} \right]; \quad (7)$$

$$\Delta M_2 = q \cdot \left[K_1 |\omega_2| (1 + K_2 e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 |e|)}{(1 + K_3 |\omega_2| D)} \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 |e|)}{(1 + K_6 |\omega_2| D)} \right], \quad (8)$$

де K_v та C_v – коефіцієнти витоку робочої рідини;

D – характерний розмір гідромашини ($D = \sqrt[3]{2\pi q}$);

$K_1, K_2 \dots K_8$ – коефіцієнти гідромеханічних витрат;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини.

Значення коефіцієнтів приведені нижче:

3 Результати математичного моделювання трансмісії

Для побудови математичної моделі початкові данні взяті з технічної характеристики КрАЗ –

6233М6. Були вибрані гідромашини аксіально – поршневого типу продуктивністю $36,19 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{рад}$.

Для побудови динамічної характеристики КрАЗ – 6233М6 з ГОМТ було створено програму, на основі матричного аналізу яка для кожного значення параметра регулювання поступово збільшує навантаження на ведучі колеса, доки перепад тиску в ГОП не досягне максимально допустимого значення або необхідний момент двигуна не стане рівним максимальному. Обидва параметра визначаються з урахуванням механічних витрат та витрат в силовому об'ємному гідроприводі. За отриманою залежністю максимальним навантаженням від параметра регулювання будувється динамічна характеристика автомобіля. Розрахунок виконано для автомобіля з навантаженням в 17450, 24050, 29000 та 48000 кг відповідно.

[illegible]

Динамічна характеристика автомобіля для реверсивного діапазону при увімкненій пониженій

передачі роздавальної коробки приведена на
рисунку 3.

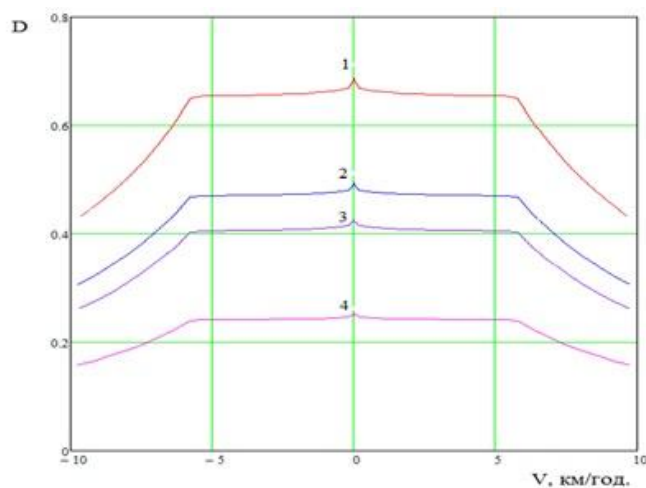


Рис. 3. Динамічна характеристика автомобіля в повнопотоковому режимі

Динамічна характеристика автомобіля в двохпотоківому робочому режимі при увімкненій понижений передачі роздавальної коробки приведена на рисунку 4.

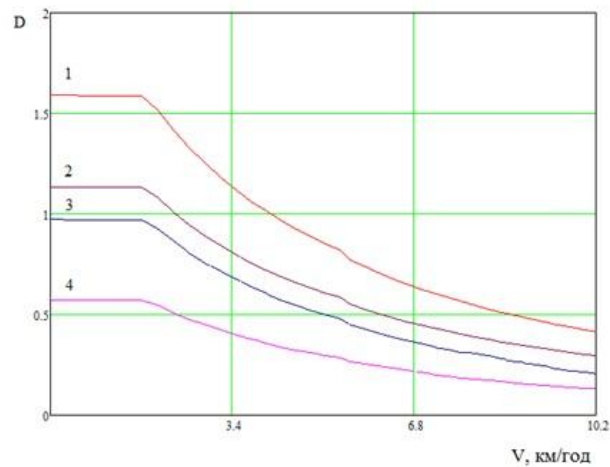


Рис. 4. Динамічна характеристика в двох потоковому робочому режимі автомобіля

На рисунку 5 приведена динамічна транспортному режимі при увімкненій понижений характеристика автомобіля в двохпотоківому передачі РК.

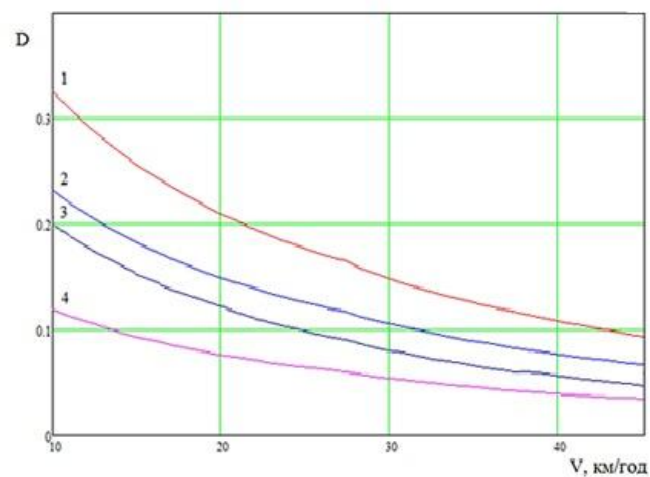


Рис. 5. Динамічна характеристика автомобіля КрАЗ –6233М6 в транспортному режимі

На рисунку 6 приведена динамічна реверсивному режимі при увімкненій підвищеній характеристика автомобіля в повнопотоківому передачі РК.

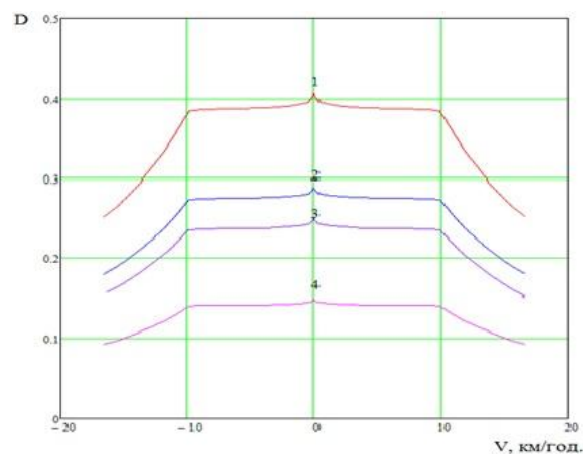


Рис. 6. Динамічна характеристика для повно потоківому реверсивного режиму автомобіля

Динамічна характеристика автомобіля в двохпотоковому робочому режимі роботи

трансмисії при увімкненій підвищеній передачі роздавальної коробки приведена на рисунку 7.

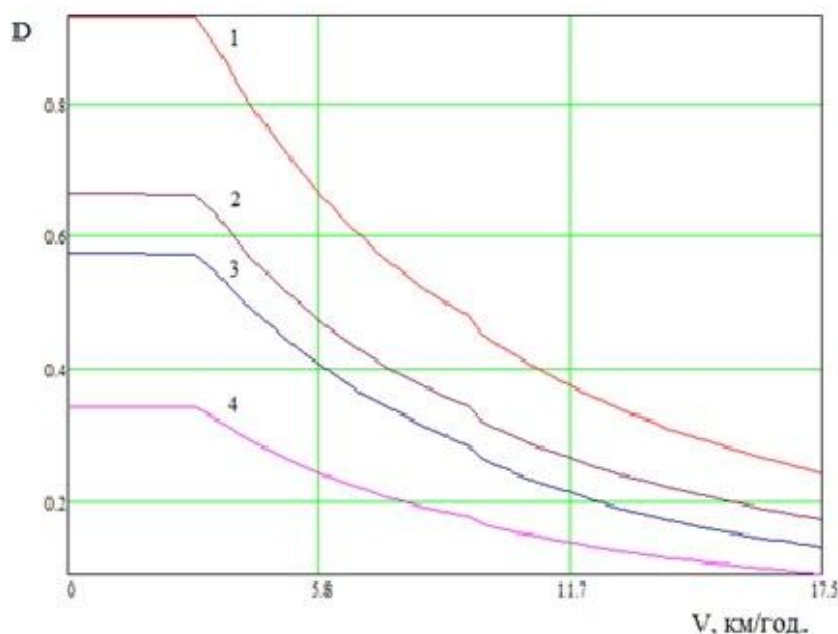


Рис. 7. Динамічна характеристика автомобіля в робочому діапазоні

На рисунку 8 зображена динамічна характеристика автомобіля для двохпотокового транспортного

режиму роботи трансмісії та увімкненої підвищеної передачі роздавальної коробки

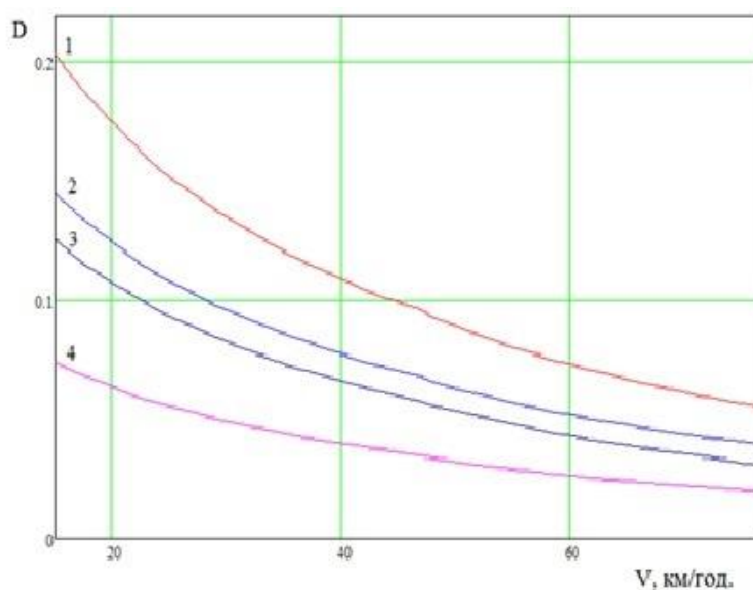


Рис. 8. Динамічна характеристика автомобіля для транспортного режиму

З динамічних характеристик видно, що максимальні тягові показники досягаються при роботі трансмісії в двохпотоковому робочому режимі. В реверсивному режимі роботи тягові характеристики нижче але, враховуючі те, що при русі заднім ходом необхідності долати круті підйоми з причепом не виникає, можна сказати, що тягові властивості в цьому діапазоні цілком задовільні. В транспортному

двохпотоковому режимі роботи динамічні характеристики цілком задовольняють експлуатаційні потреби.

На рисунках 9, 10, 11 зображені залежності динамічного фактору, перепаду тиску в ГОП, загального ККД та моменту на двигуні при русі з максимально-допустимим опором для реверсивного, робочого та транспортного діапазонів відповідно.

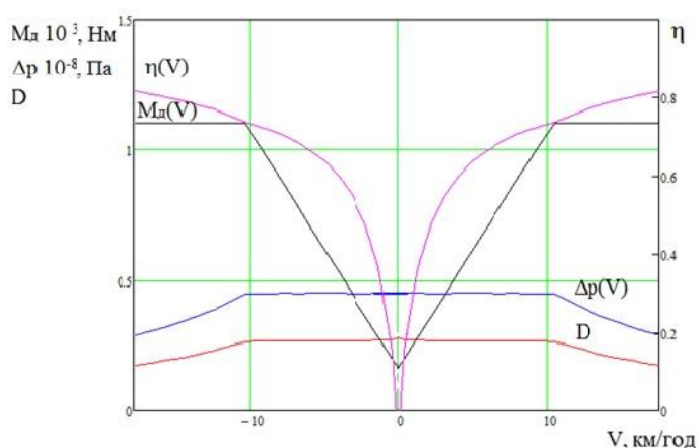


Рис. 9. Залежності моменту двигуна, ККД та перепаду тиску в ГОП при русі в реверсивному режимі

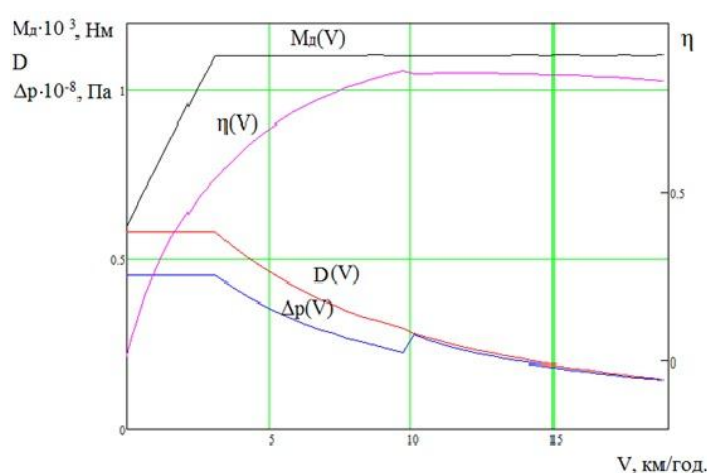


Рис. 10. Залежності моменту двигуна, ККД та перепаду тиску в ГОП при русі в робочому діапазоні

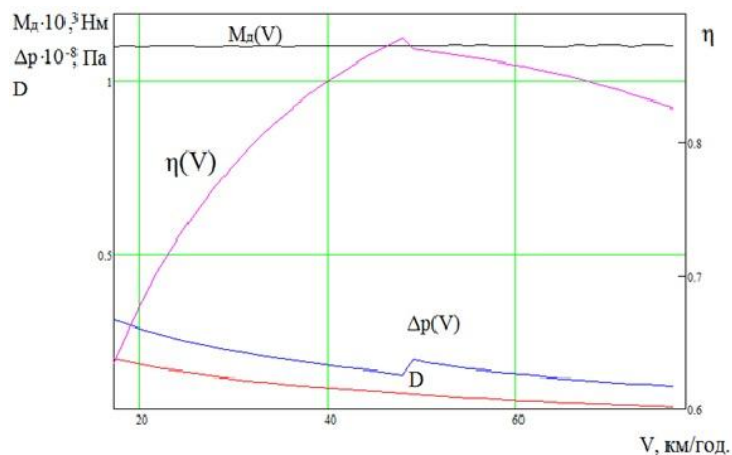


Рис. 11. Залежності моменту двигуна, ККД та перепаду тиску в ГОП при русі в транспортному діапазоні

На характеристиках видно, що є інтервали швидкостей (горизонтальні), на яких динамічний фактор залишається постійним. Для цих ділянок максимальне навантаження обмежується тиском в ГОП, при цьому момент двигуна зі збільшенням швидкості зростає. На гіперболічних інтервалах динамічних характеристик навантаження на ведучі колеса обмежується можливостями силової установки

Висновки. Результати математичного моделювання БГОМТ для КрАЗ показали, що при використанні такої трансмісії з'являється можливість переходити з руху вперед до руху назад без зупинки зі швидкістю до 18 км/год., долати дорожніх перешкод за рахунок безступінчастого регулювання та високої сили тяги, руху з відносно високими швидкостями (до 80 км/год.) при повному завантаженні автомобіля в транспортному режимі. Ці показники свідчать про

доцільність використання БГОМТ на цих автомобілях.

Застосування безступінчастих ГОМТ дозволяє підвищити техніко-економічні показники самохідних машин. За рахунок плавного регулювання швидкості без розриву потоку потужності значно підвищуються показники прохідності та середня швидкість руху по бездоріжжю, забезпечується робота двигуна в оптимальному режимі не залежно від швидкості руху. Можливість симетричного реверсування значно підвищує маневреність транспортного засобу. Не зважаючи на більш низький ККД (в порівнянні з механічними трансмісіями) економічність машин зростає. Основними недоліками є залежність ККД від температурних умов, необхідність застосовувати робочі рідини високої якості, велика вартість виготовлення, підвищений шум при роботі.

Список літератури

1. Самородов В.Б. «Системный подход к автоматизированному анализу силовых приводов транспортных средств и генерация их математических моделей»;
2. Е.Е. Александров, В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко «Беступенчатые трансмиссии: расчет и основы проектирования» (том 3, книга 2), 1997р.;
3. Кожушко А.П. Теоретичне дослідження безступінчастої трансмісії автомобіля КрАЗ-63221-02 для ремонту нафтогазових свердловин / А.П. Кожушко, О.О. Островерх, В.М. Шевцов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 6. – С. 45 – 51.;
4. М.О. Мітцель «Влияние особенностей зон работы гидропередачи на технико-экономические показатели колесных тракторов с безступенчатыми гидро-объемно-механическими трансмиссиями», 2016р.;
5. В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель «Перспективні трансмісії колесних тракторів», 2014р.;
6. А.І. Бондаренко «Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колесних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями», 2016р.;
7. В.Б. Самородов, В.В. Спіфанов, А.І. Бондаренко «Беступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних автомобілів, будівельної і спеціальної техніки»;

References (transliterated)

1. Samorodov V.B. «Systemnyy podkhod k avtomatyzirovannomu analizu sylovykh pryvodov transportnykh sredstv y generatsyya ykh matematyche-skykh modeley»;
2. E.E. Aleksandrov, V.B. Samorodov, D.O. Volontsevych, A.S. Palashchenko «Besstupenchatye transmyssyy: raschet y osnovy proektyrovaniya» (tom3, knyha 2), 1997r.;
3. Kozhushko A.P. Teoretychne doslidzhennia bezstupinchastoi transmissii avtomobilia KrAZ-63221-02 dlia remontu naftohazovykh sverldovyn / A.P. Kozhushko, O.O. Ostroverkh, V.M. Shevtsov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. – № 6. – S. 45 – 51.;
4. M.O. Mittsel' «Vplyv osoblyvykh zon roboty hidroperechachi na tekhniko-ekonomichni pokaznyky kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidro-ob'yemno - mekhanichnymy transmissiyamy», 2016r.;
5. V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, Y.S. Pelypenko, M.O. Mittsel' «Perspektyvni transmissiyi kolisnykh traktoriv», 2014r.;
6. A.I. Bondarenko «Naukove obgruntuвання novykh tekhnichnykh rishen' protsesu hal'muvannya kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidroob'yemno-mekhanichnymy transmissiyamy», 2016r.;
7. V.B. Samorodov, V.V. Yepifanov, A.I. Bondarenko «Bezstupinchasti hidroob'yemno-mekhanichni transmissiyi yak nevid'yemnyy element suchasnykh avtomobiliv, budivel'noyi i spetsial'noyi tekhniki».

Надійшла (received) 05.09.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym Borysovych) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/orcid/0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Гармаш Дмитро Олександрович (Гармаш Дмитрий Александрович, Harmash Dmitry Oleksandrovich) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування; м.Харків, Україна; e-mail: harmashdm@gmail.com.