

В роботі наведені схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що найбільш часто використовуються та працюють за схемою "диференціал на вході", складені спрощені кінематичні та структурні схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій з різним з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму, визначені основні параметри розглянутих трансмісій

Ключові слова: гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, схема "диференціал на вході"

В работе приведены наиболее часто используемые схемы гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме "дифференциал на входе", составлены упрощенные кинематические и структурные схемы гидрообъемно-механических трансмиссий с различным соединением механической и гидравлической ветви со звеньями планетарного механизма, определены основные параметры рассмотренных трансмиссий

Ключевые слова: гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, схема "дифференциал на входе"

The transition to the dimensionless mathematical model of discrete hydraulic drive is carried out, resulting in a form of the equations become more simple, and the number of independent dimensionless complexes (dynamic similarity criteria) - the minimum. This approach - the basis of an engineering calculation method

Keywords: discrete hydraulic drives, dynamic similarity, mathematical model

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ, РАБОТАЮЩИХ ПО СХЕМЕ "ДИФФЕРЕНЦИАЛ НА ВХОДЕ"

В.Б. Самородов

Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой*

Контактный тел.: (057) 707-64-64

А.И. Бондаренко

Кандидат технических наук*

Контактный тел.: (057) 707-64-64, 095-867-44-78

E-mail: anatoliybon@rambler.ru

*Кафедра "Автомобиле- и тракторостроения"

Национальный технический университет

"Харьковский политехнический институт"

ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

Введение

Из года в год увеличивается количество транспортных средств (ТС), оборудованных гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ). Каждая фирма-производитель, а их более 10 в мире («Fendt», «Claas», «Case», «Massey Ferguson» и т.д.), предпочитает использовать свои оригинальные конструктивные решения.

Несмотря на огромное разнообразие ГОМТ ТС, на данный момент мало изучено влияние места расположения планетарного механизма (ПМ), соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ на основные параметры ГОМТ (рабочие объемы гидромашин, угловые скорости их валов, значения давлений, объемный, механический и общий коэффициент полезного действия (КПД)).

Анализ последних достижений и публикаций

Одним из примеров ГОМТ со схемой "дифференциал на входе", является трансмиссия Fendt Varío (рис. 1), которая устанавливается на тракторах фирмы Fendt [1, 2].

Эксклюзивностью рассматриваемой ГОМТ является использование одного регулируемого гидронасоса и двух регулируемых гидромоторов с максимальным отклонением блока цилиндров до 450. Рабочий и транспортный диапазоны являются двухпоточными, однако при трогании трансмиссия работает как полнопоточная – через гидравлическую ветвь передается 100% мощности двигателя.

При дальнейшем увеличении скорости доля мощности, проходящая через гидравлическую ветвь ГОМТ, уменьшается, а через механическую, соответственно, увеличивается. При максимальной скорости (до 60 км/час) ГОМТ работает как цепь механических редукторов, пропускающая 100% мощности двигателя.

В целом трансмиссия Fendt Varío отличается простотой, использует только один планетарный ряд, отлично компоуется. Высокое качество трансмиссии обеспечивает микропроцессорное управление параметрами регулирования одновременно гидронасоса и гидромоторов. Благодаря расширению кинематического диапазона за счет двухмашинного регулирования в ГОМТ исключены режимы циркуляции мощности [2].

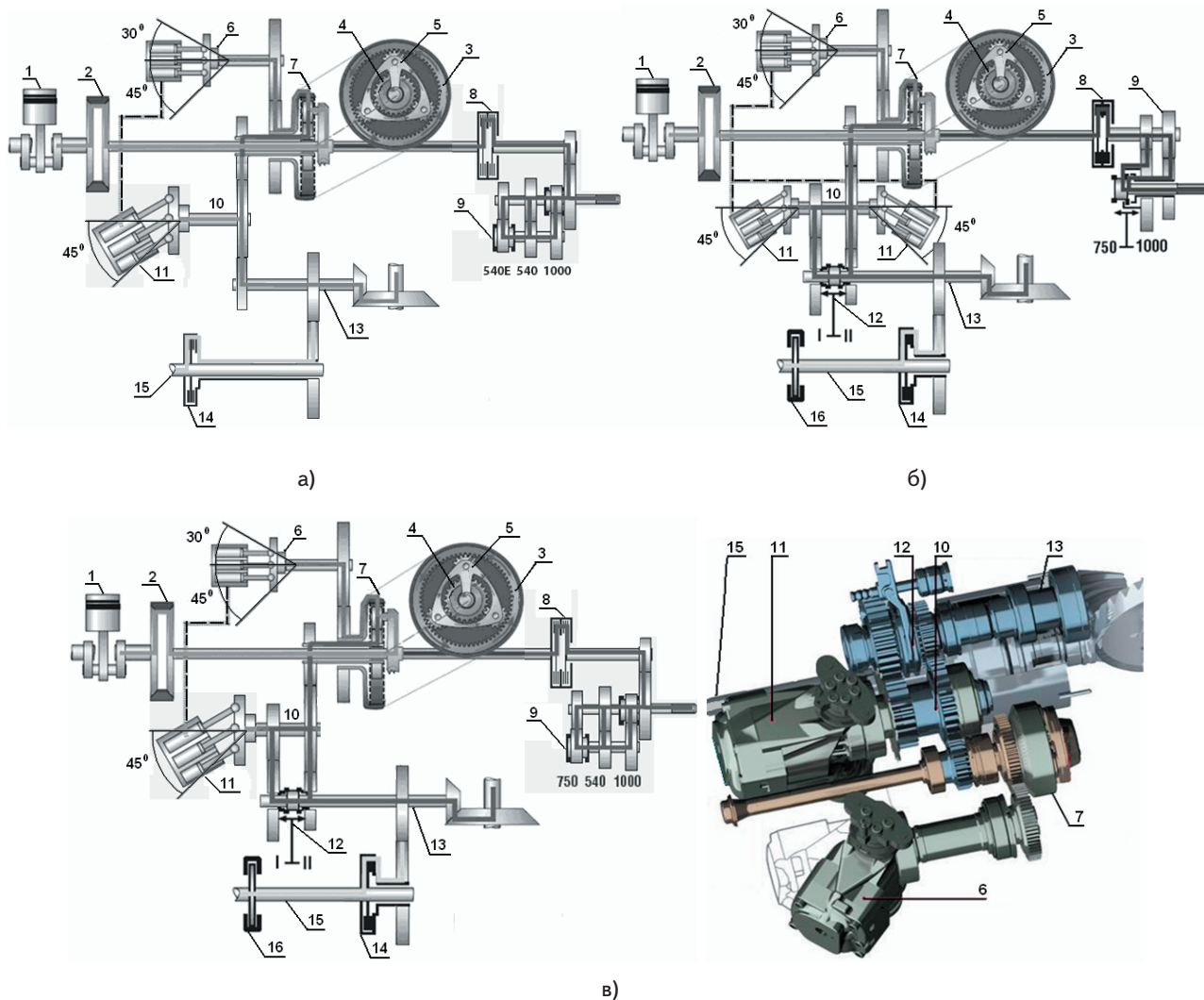


Рис. 1. Функциональная схема трансмиссии Fendt Varior: а – мощность двигателя 51 – 92 кВт (70 – 125 л.с.); б – мощность двигателя 162 – 287 кВт (220 – 390 л.с.); в – мощность двигателя 85 – 176 кВт (115 – 240 л.с.); 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – демпфер крутильных колебаний; 3 – коронная шестерня; 4 – солнечная шестерня; 5 – водило; 6 – гидронасос; 7 – планетарная передача; 8 – муфта включения вала отбора мощности; 9 – вал отбора мощности; 10 – суммирующий вал; 11 – гидромотор; 12 – муфта переключения диапазонов движения; 13 – привод на задний мост; 14 – муфта включения привода переднего моста; 15 – привод на передний мост; 16 – трансмиссионный тормозной механизм

Схемы “дифференциал на входе” нашли также применение в ГОМТ с переменной структурой (рис. 2 – 3).

Такая структура обозначает, что в каждом поддиапазоне, на которые разбивается весь диапазон изменения передаточного отношения ГОМТ, может использоваться одна из следующих схем: с дифференциалом на входе; с дифференциалом на выходе; с двумя дифференциалами [3].

ГОМТ переменной структуры Auto Powr (рис. 2) применяется на тракторе John Deere 8345 R (мощность 254

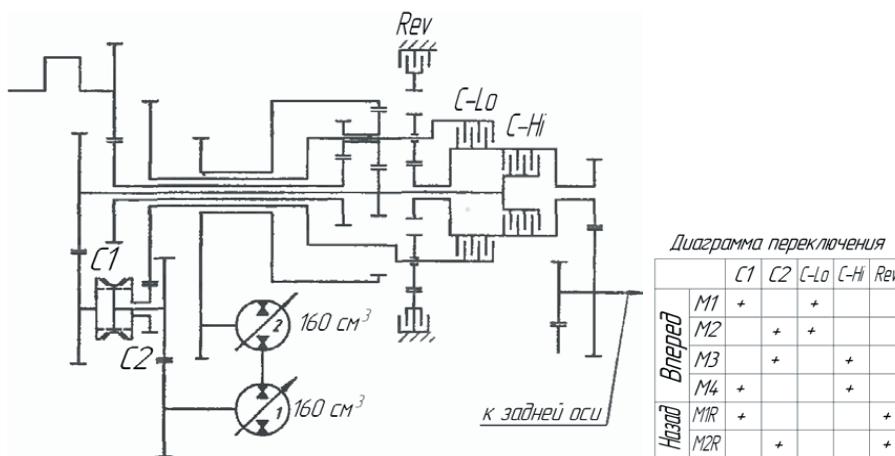


Рис. 2. Кинематическая схема трансмиссии John Deere Auto Powr 8345 R

кВт (345 л.с.), максимальная эксплуатационная масса 18 т, скорость 50 км/ч) и имеет четыре скоростных поддиапазона, для создания которых используются схемы с дифференциалом на входе и с двумя дифференциалами [3].

ГОМТ переменной структуры WSG 500 предназначена для тракторов и других ТС мощностью 380 кВт (516 л.с.) и позволяет достигать скорости 62 км/ч. Трансмиссия WSG 500 (рис. 3) имеет три скоростных поддиапазона, для создания которых используются все три схемы: с дифференциалом на входе; с дифференциалом на выходе; с двумя дифференциалами [3].

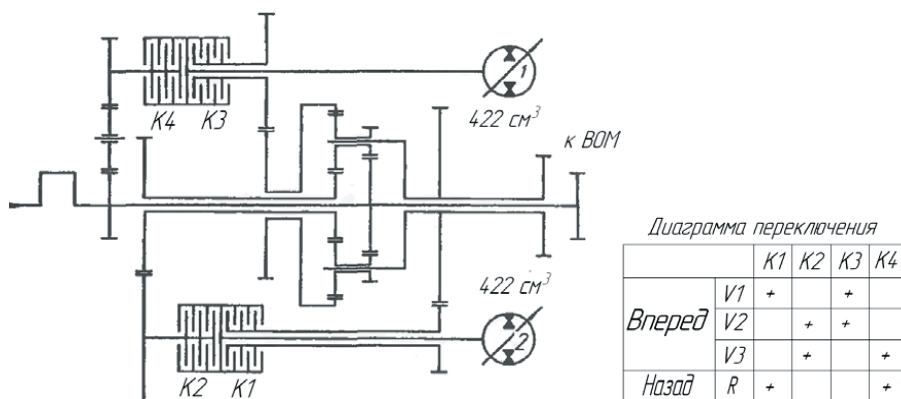


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии MALI WSG 500

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является определение основных параметров ГОМТ, работающих по схеме “дифференциал на входе”:

– составление кинематических и структурных схем ГОМТ с различным соединением механической и ги-

дравлической ветви со звеньями ПМ (с солнечной шестерней, коронной шестерней, водилом);

– определение кинематических, силовых и энергетических параметров рассматриваемых трансмиссий, КПД гидрообъемной передачи (ГОП) и трансмиссии в целом;

– анализ полученных результатов.

Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе”

Схема “дифференциал на входе” редко применяется в ГОМТ, более часто в составе ГОМТ с переменной структурой. Особенностью данной схемы является то,

что она может самостоятельно покрывать весь диапазон регулирования (трансмиссия Fendt-Vario) при сохранении достаточно высокого КПД ГОМТ (до 0,82) за счет увеличения объемов гидромашин.

Кроме этого схема “дифференциал на входе” используется в ГОМТ, где весь диапазон регулирования разбивают на поддиапазоны (ГОМТ John Deere Auto Powr 8345 R, MALI WSG 500), в каждом из которых, или в части из них, используется схема “дифференциал на входе”.

В ГОМТ ТС, работающих по схеме “дифференциал на входе”, возможны 6 вариантов соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ (рис. 4).

Определим основные параметры ГОМТ с замкнутыми контурами, представленными на рис. 4. Упрощенные кинематические и структурные схемы рассматриваемых ГОМТ приведены на рис. 5, 6.

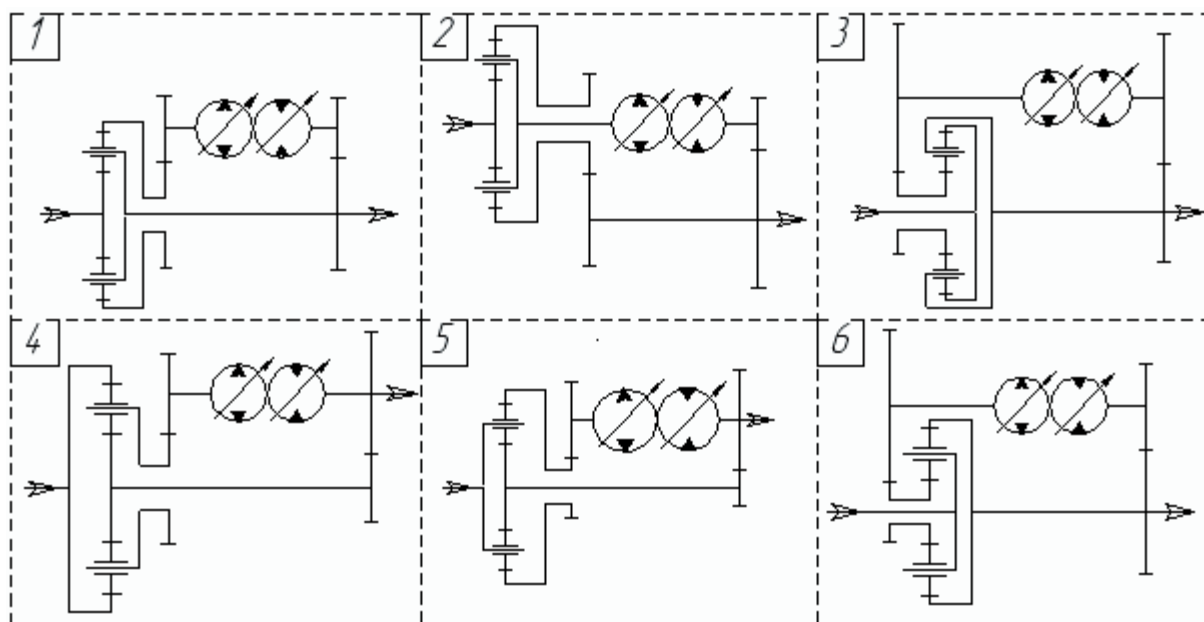


Рис. 4. Кинематические схемы замкнутых контуров ГОМТ ТС с дифференциалом на входе при различных соединениях механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ

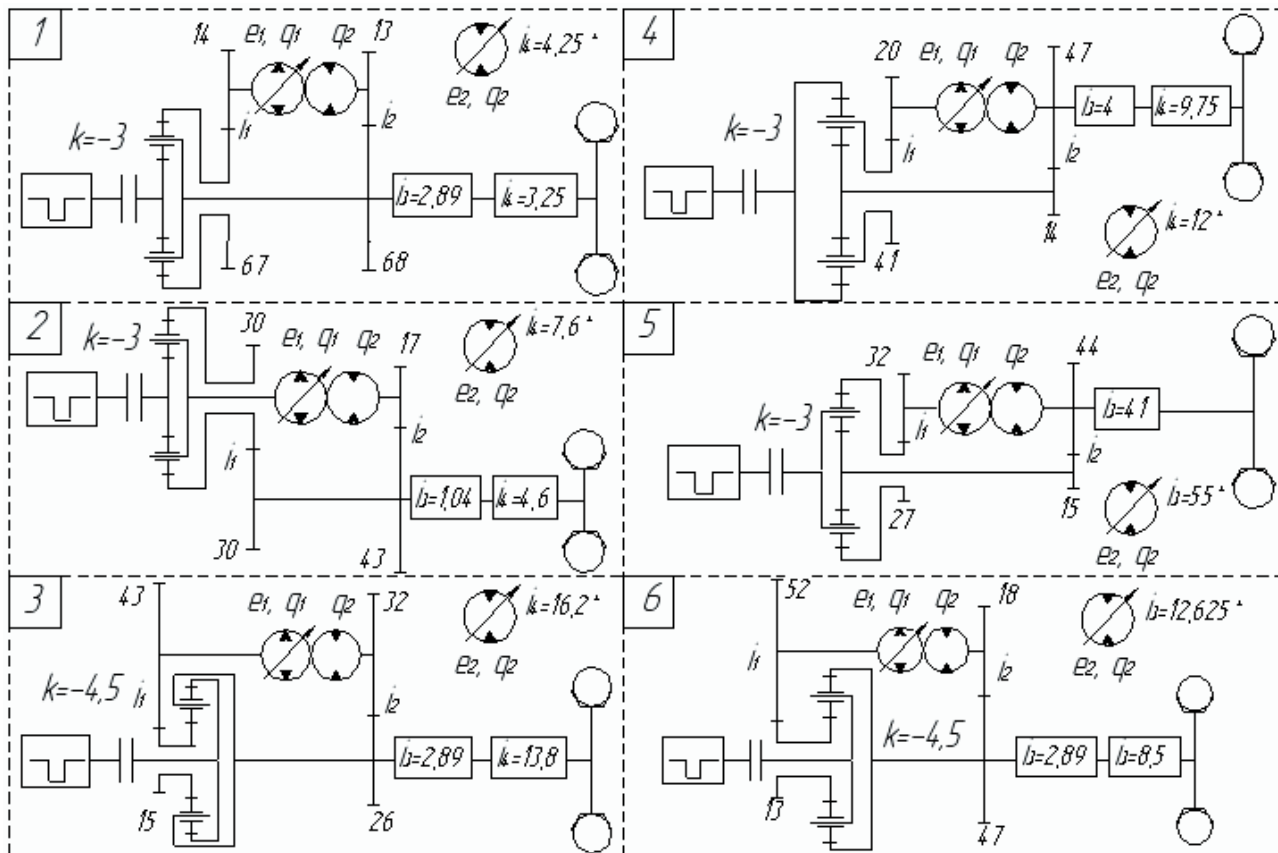


Рис. 5. Упрощенные кинематические схемы ГОМТ с дифференциалом на входе при различных соединениях механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ (* – регулируемый гидромотор)

В качестве исходных данных выбраны следующие параметры: максимальная угловая скорость двигателя 2250 об/мин; радиус колес $r = 0,85$ м; масса трактора 9000 кг; реализуемые скорости на тяговом диапазоне при $f = 0,5$ – от 0 до 10 км/ч; рабочий объем гидронасоса – 130 см³, рабочий объем гидромотора – 130 см³ (1-й случай – регулируемый гидромотор, 2-й случай – нерегулируемый гидромотор); гидромашинны производства “Sauer-Danfoss”.

Кинематика ГОМТ, приведенных на рис. 5, 6, описывается системой следующих уравнений:

$$\begin{cases} \omega_0 - \omega_d = 0; & \omega_0 - \omega_1 = 0; & \omega_{1*} - k \cdot \omega_{2*} + (k-1) \cdot \omega_{3*} = 0; \\ S_1 \cdot \omega_{1*} - S_1 \cdot \omega_{3*} - \omega_s = 0; & (\omega_2 \cdot i_1 - \omega_3) \cdot X = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_{e1*} - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_{e2*} = \gamma \cdot \Delta Q; & (\omega_4 \cdot i_1 - \omega_5) \cdot Z = 0; \\ (\omega_3 \cdot i_2 - \omega_5) \cdot Z = 0; & (\omega_4 \cdot i_2 - \omega_5) \cdot X = 0; \\ \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; & (\omega_6 \cdot i_4 - \omega_7) \cdot Y = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где ω_i – угловая скорость звена;

ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

$\omega_{1*}, \omega_{2*}, \omega_{3*}$ – угловая скорость звена, связанного с солнечной шестерней – “1”, коронной шестерней – “2”, водилом – “3”;

k – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда [4];

S_1 – характерный параметр сателлитов [4];

ω_s – относительная угловая скорость сателлита;

i_j – передаточное отношение редуктора;

e_1, e_2 – относительный параметр регулирования ГОП;

q_1, q_2 – максимальная производительность гидромашин;

$\omega_{e1*}, \omega_{e2*}$ – угловая скорость звена, связанного с валом гидронасоса и гидромотора;

γ – коэффициент, характеризующий направление потока мощности ($\gamma = 1$ – прямой поток мощности; $\gamma = -1$ – обратный поток мощности);

ΔQ – потери рабочей жидкости во всех гидромашиннах, которые вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП [5 – 8];

X, Y, Z – коэффициенты, характеризующие способ соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ ($X = 0$ – для схемы № 2, $X = 1$ – для остальных; $Y = 0$ – для схемы № 5, $Y = 1$ – для остальных; $Z = 1$ – для схемы № 2, $Z = 0$ – для остальных).

Суммарные потери рабочей жидкости в гидронасосе и гидромоторе [5]:

$$\begin{aligned} \Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = & \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e1*}|) + \\ & + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e2*}|) \end{aligned} \quad (2)$$

где λ_1, λ_2 – коэффициент объемных потерь, пропорциональный перепаду давления для гидронасоса и гидромотора;

Δp – перепад рабочего давления в ГОП;
 K_{iy}, C_{iy} – коэффициенты потерь для гидронасоса ($i = 1$) и для гидромотора ($i = 2$);
 μ – коэффициент динамической вязкости.
 Силовые параметры трансмиссии описываются системой следующих уравнений:

$$\begin{cases} M_{0b} + M_{1a} = 0; & M_{1X^*} \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(N_{2X^*})} + M_{3X^*} = 0; \\ M_{1X^*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(N_{2X^*})} = 0; \\ (M_{2b} \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a}) \cdot X = 0; & M_{e1X^*} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1^*}); \\ M_{e2X^*} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2^*}); & (M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a}) \cdot Z = 0; \\ (M_{4b} \cdot \eta_1^{\Theta \text{sign}(N_{4b})} + i_1 \cdot M_{5b}) \cdot Z = 0; & (M_{4b} \cdot \eta_2^{\Theta \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5a}) \cdot Y = 0; \\ (M_{4b} \cdot \eta_2^{\Theta \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5b}) \cdot I = 0; & M_{5c} \cdot \eta_3^{\Theta \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \\ (M_{6b} \cdot \eta_4^{\Theta \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a}) \cdot Y = 0; & M_{0a} + M_{0b} = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} = 0; & M_{2a} + M_{2b} = 0; & M_{3a} + M_{3b} = 0; \\ M_{4a} + M_{4b} = 0; & M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; & M_{6a} + M_{6b} = 0; \\ (M_{6b} - G \cdot f \cdot r) \cdot \Psi = 0; & (M_{7a} + M_{7b}) \cdot Y = 0; & (M_{7b} - G \cdot f \cdot r) \cdot Y = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где M_{nm} – моменты на звеньях ГОМТ; m -индекс число совпадает с номером угловой скорости звеньев; p -индексы-буквы – соответствуют моментам на концах звеньев (рис. 6);

$M_{1X^*}, M_{2X^*}, M_{3X^*}$ – моменты на солнечной, коронной шестернях и водиле;

η_j – КПД редуктора;

Θ – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях ($\Theta = 0$ – без учета потерь, $\Theta = -1$ с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

N_{nm} – мощность, передаваемая звеньями ГОМТ (произведение угловых скоростей на соответствующие моменты с учетом знака дают величину и направление потоков мощности на конкретных звеньях и элементах ГОМТ);

M_{e1X^*}, M_{e2X^*} – моменты на валу гидронасоса и гидромотора;

η_{13}, η_{23} – КПД в зубчатых зацеплениях солнце - сателлит и эпицикл - сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – потери момента в гидромашинах, вычисляемые, например, согласно математической модели потерь К.И. Городецкого [6 – 8], как функции параметров регулирования e_1, e_2 , угловой скорости валов гидромашин $\omega_{e1^*}, \omega_{e2^*}$, рабочих объемов q_1, q_2 и перепада давления Δp ;

G – вес трактора;

r – радиус колес;

f – коэффициент сопротивления движению;

Ψ, Y, I – коэффициенты, характеризующие способ соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ ($\Psi = 1$ – для схемы № 5, $\Psi = 0$ – для остальных; $Y = 1$ – для схем № 1, 3, 6, $Y = 0$ – для остальных; $I = 1$ – для схемы № 4, 5, $I = 0$ – для остальных).

Момент потерь в гидромашинах определяется из следующего выражения [5 – 7]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_3 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (4)$$

где $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коэффициенты гидромеханических потерь [6 – 8];

D_{qi} – характерный размер гидромашин,

$$D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}.$$

Системы кинематических (1) и силовых (3) уравнений нелинейны за счет потерь в ГОП и зубчатых зацеплениях, решаются совместно итерационным методом при заданных моменте сопротивления на ведущих колесах, угловой скорости вала двигателя ω_d и параметре регулирования $e = e_1/e_2$.

Совместное решение систем (1) и (3) дает моменты на всех звеньях ГОМТ, включая момент нагрузки на двигателе – M_d .

Результаты статического анализа рассматриваемых ГОМТ с нерегулируемым гидромотором приведены на рис. 7 – 12, с регулируемым гидромотором

– на рис. 13 – 18 (ранее не использованные обозначения:

η_o – общий объемный КПД ГОП;

η – общий КПД ГОП; η_{TP} – КПД трансмиссии;

N_d – мощность двигателя, кВт;

N_2 – мощность, выходящая с ГОП, кВт;

N_{gid} – отношение мощностей в процентах, передаваемых через гидравлическую ветвь к выходной мощности из замкнутого контура).

Обобщенные результаты расчетов сведены в табл. 1.

Особенностью схемы № 2 (рис. 5, 6) является то, что она работоспособна лишь при повышенных объемах гидромашин ГОП: рабочий объем гидронасоса для данной схемы принят 390 см³, рабочий объем гидромотора – 390 см³.

Следует обратить внимание на распределения потоков мощности в рассматриваемых ГОМТ (табл. 2, рис. 19).

Значения и направления потоков мощности, передаваемых звеньями двухпоточной трансмиссии, определяются только круговым передаточным отношением замкнутого контура [9]:

– для схем № 1, 3, 6:

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{5b}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{5b} \cdot \omega_5}. \quad (5)$$

– для схем № 2, 4, 5:

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{4a}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{4a} \cdot \omega_4}. \quad (6)$$

При $-\infty < i_{xkbx} < 0$ направления потоков мощности по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии одинаковы, а при $0 < i_{xkbx} < \infty$ мощность по ветвям двухпоточной трансмиссии передается в противоположенных направлениях, т.е. в замкнутом контуре возникает циркулирующая мощность.

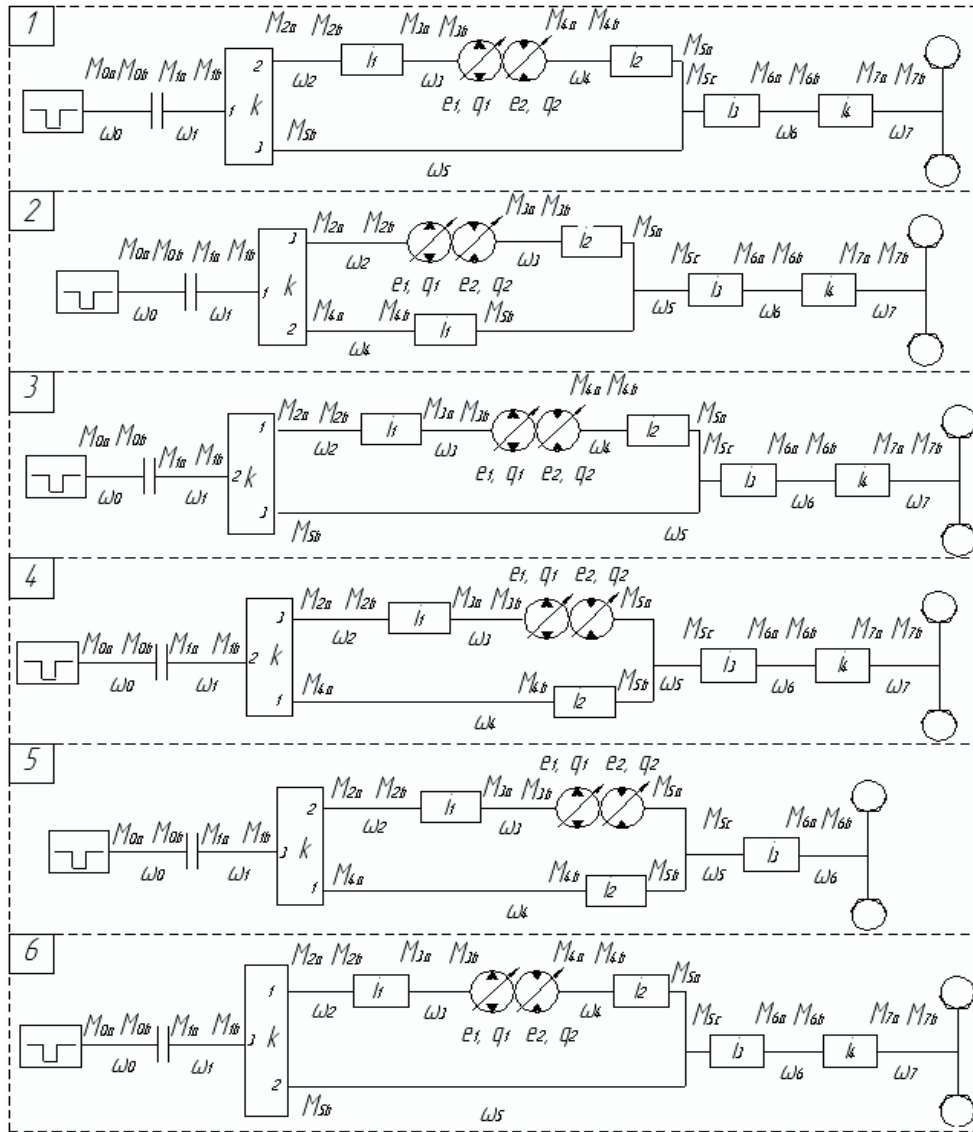


Рис. 6. Структурные схемы рассматриваемых ГОМТ

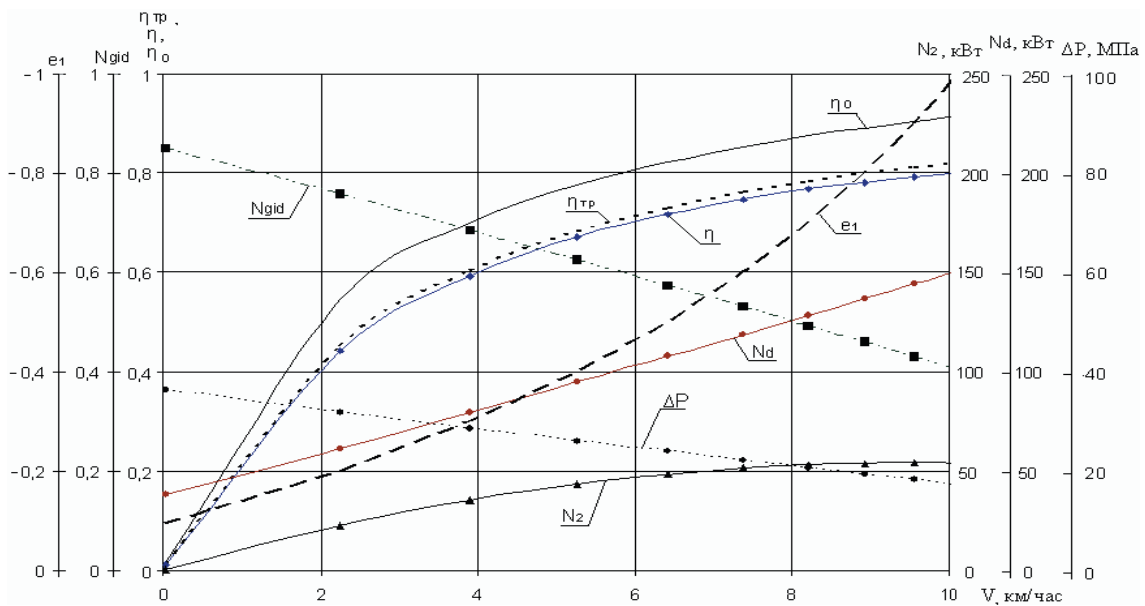


Рис. 7. Результаты статического анализа ГОМТ № 1 с нерегулируемым гидромотором

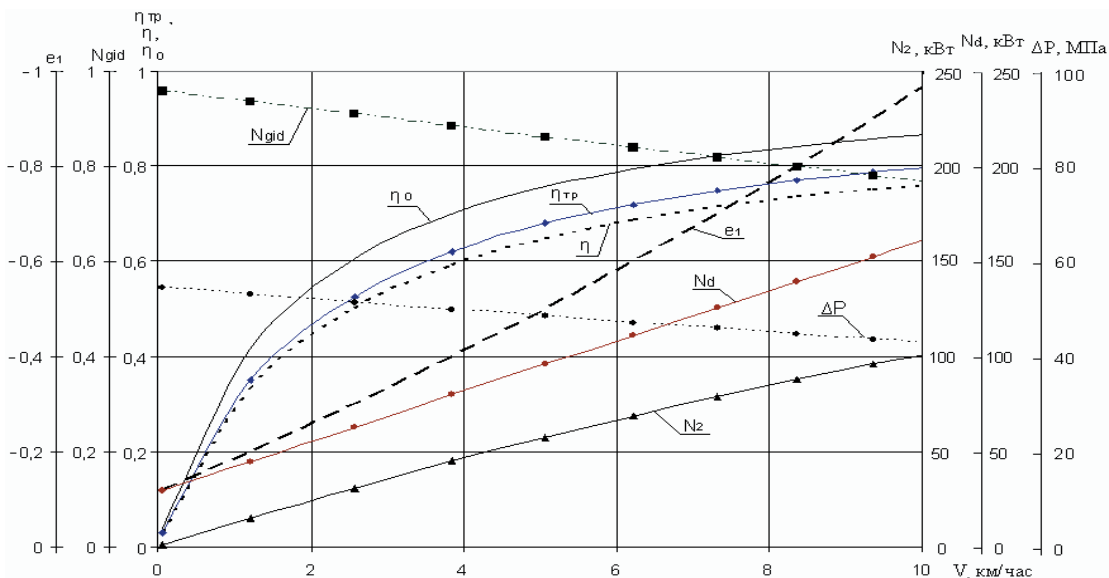


Рис. 8. Результаты статического анализа ГОМТ № 2 с нерегулируемым гидромотором

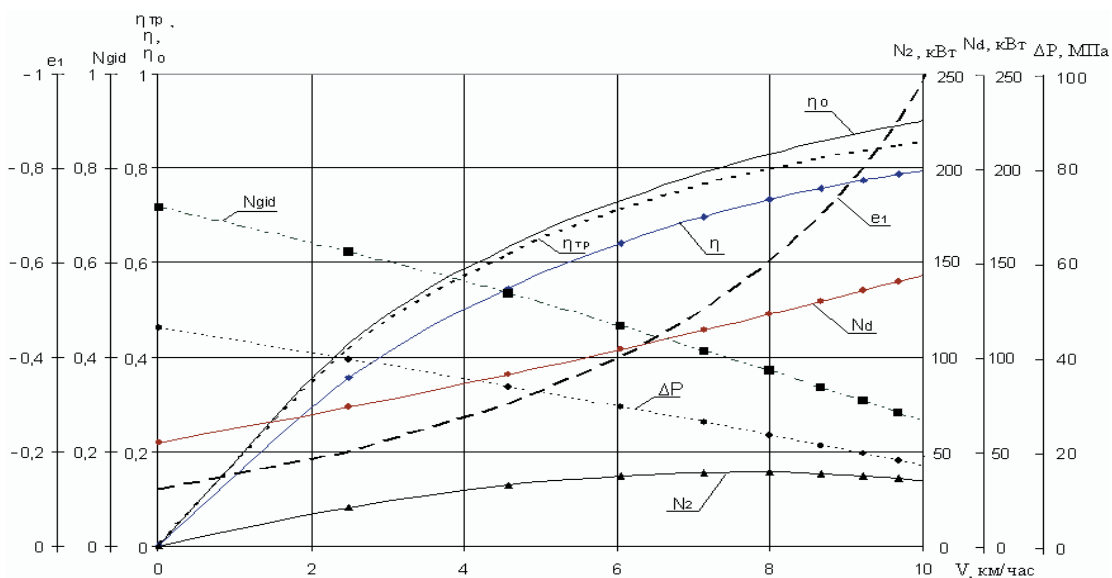


Рис. 9. Результаты статического анализа ГОМТ № 3 с нерегулируемым гидромотором

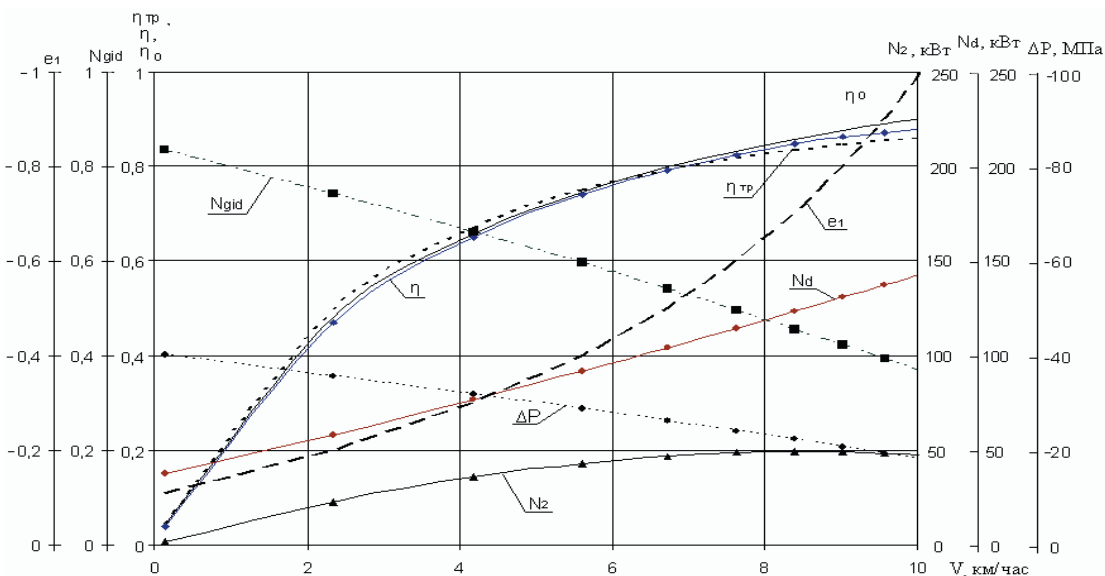


Рис. 10. Результаты статического анализа ГОМТ № 4 с нерегулируемым гидромотором

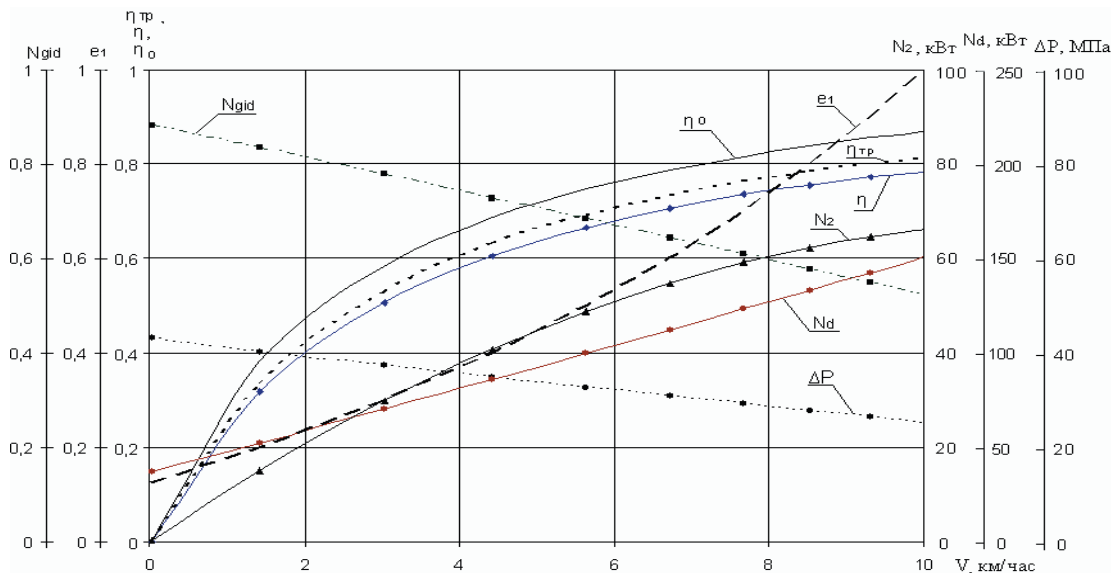


Рис. 11. Результаты статического анализа ГОМТ № 5 с нерегулируемым гидромотором

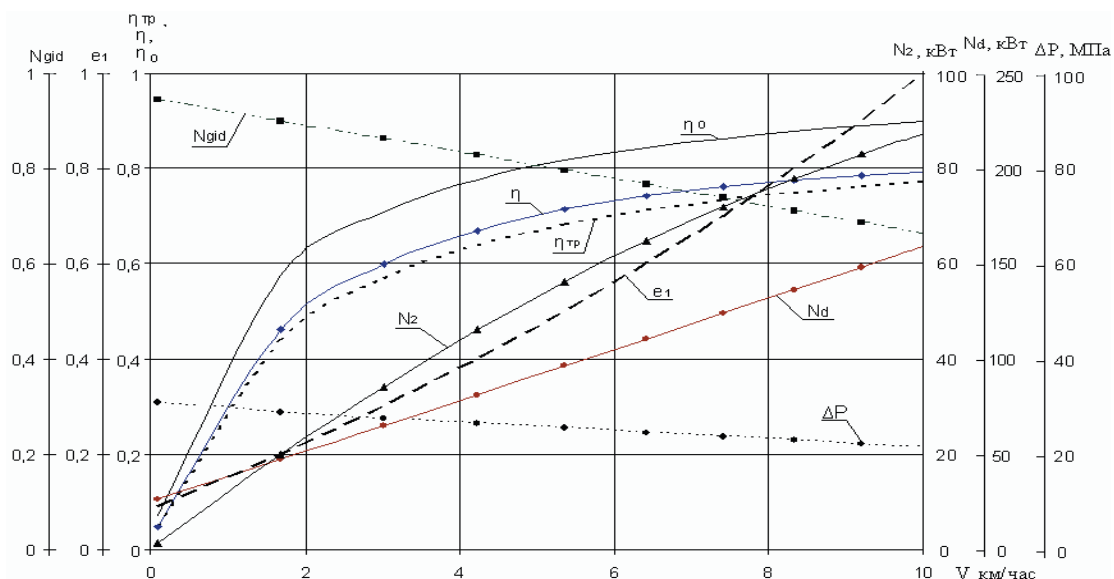


Рис. 12. Результаты статического анализа ГОМТ № 6 с нерегулируемым гидромотором

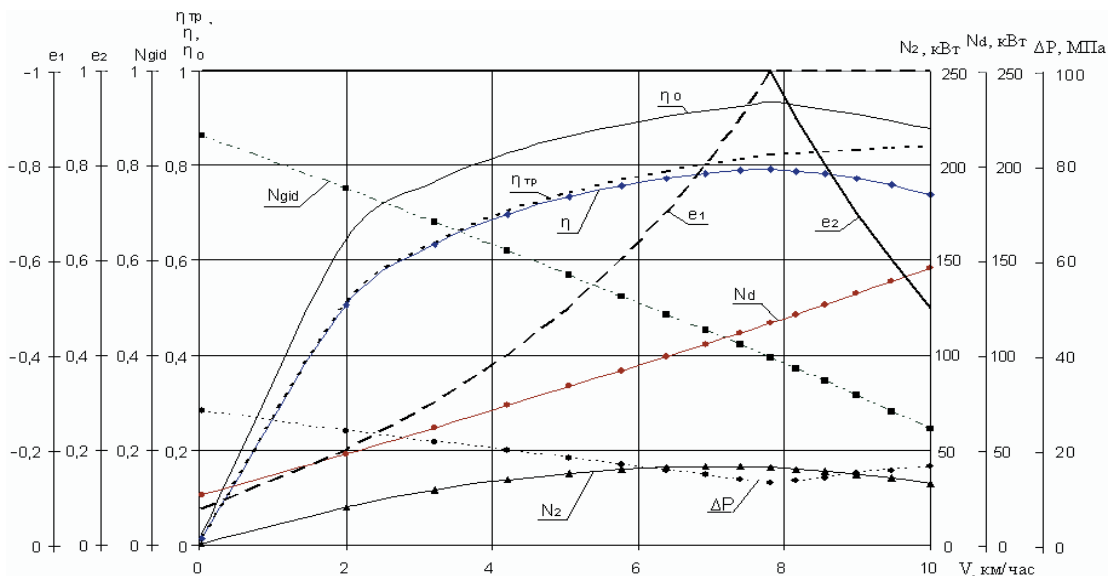


Рис. 13. Результаты статического анализа ГОМТ № 1 с регулируемым гидромотором

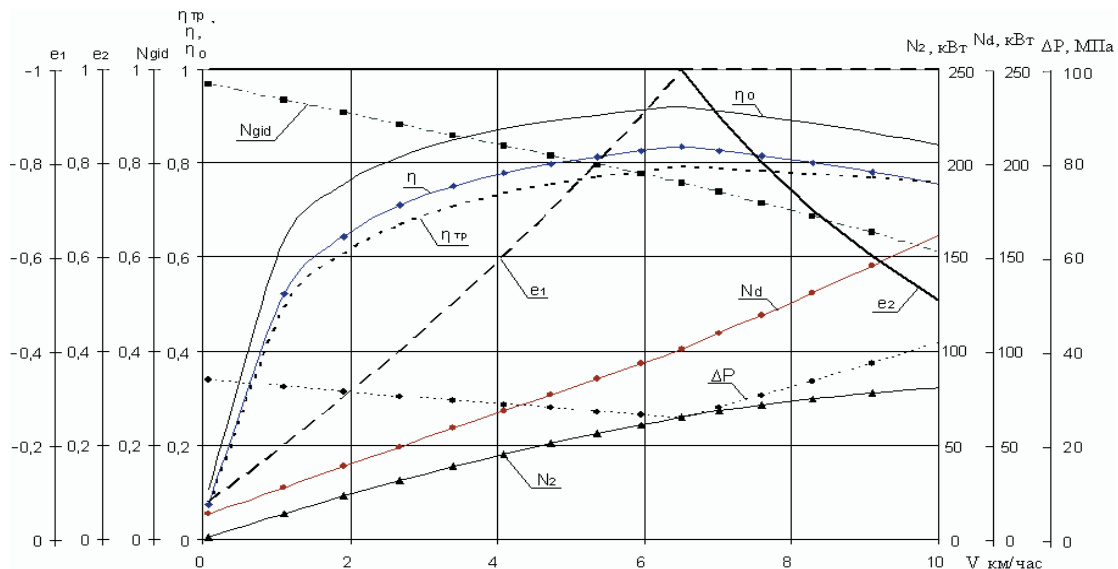


Рис. 14. Результаты статического анализа ГОМТ № 2 с регулируемым гидромотором

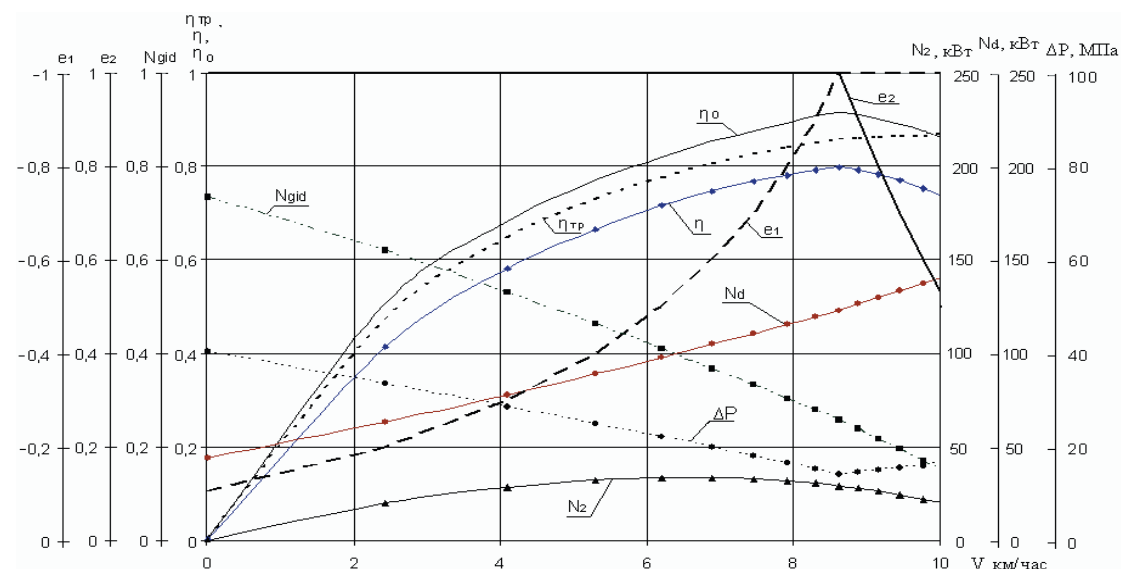


Рис. 15. Результаты статического анализа ГОМТ № 3 с регулируемым гидромотором

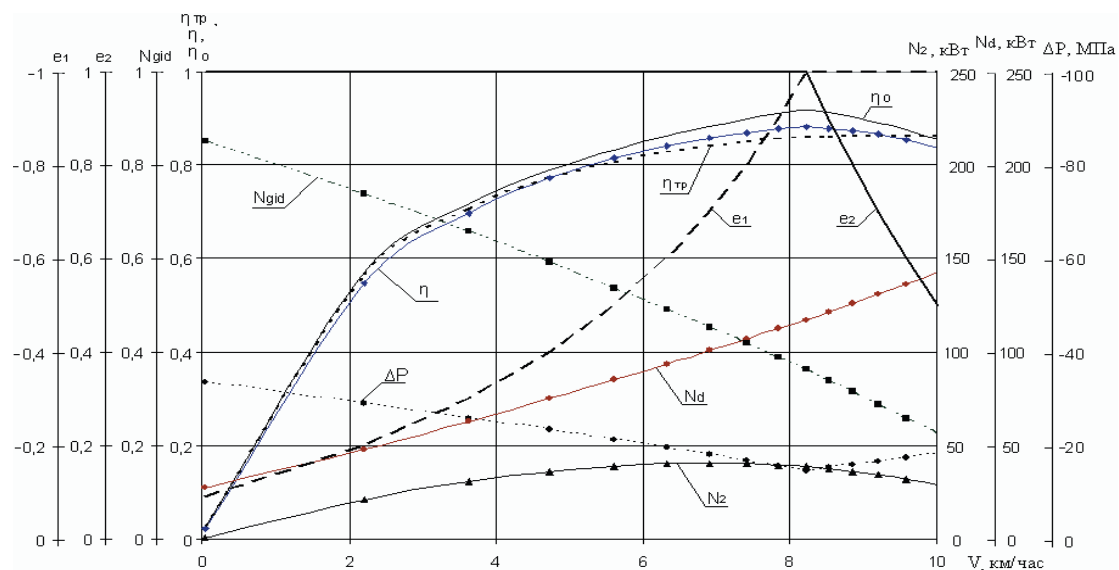


Рис. 16. Результаты статического анализа ГОМТ № 4 с регулируемым гидромотором

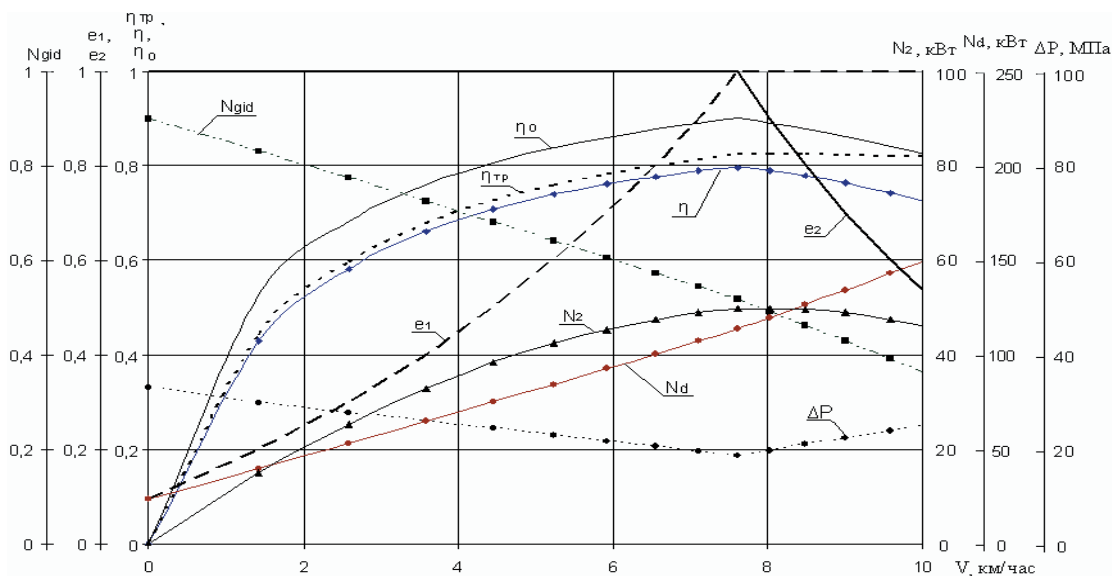


Рис. 17. Результаты статического анализа ГОМТ № 5 с регулируемым гидромотором

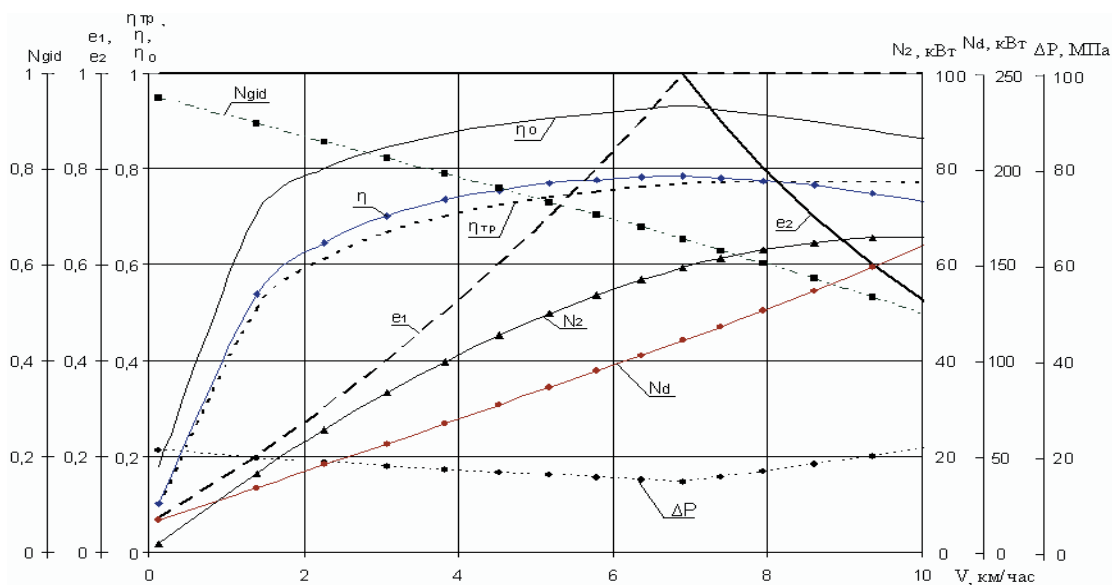


Рис. 18. Результаты статического анализа ГОМТ № 6 с регулируемым гидромотором

Таблица 1

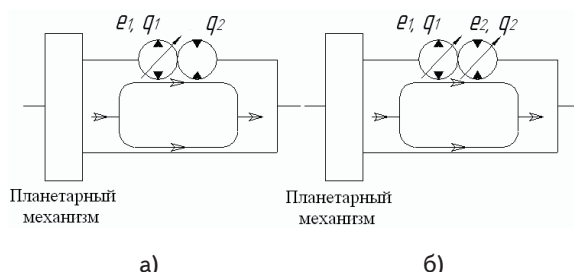
Обобщенные результаты статического анализа

Схема	Δp , МПа	η_{TPmax}	ω_s , рад/с	N_{dmax} , кВт	N_{gidmin}	ω_{e1*} , рад/с	ω_{e2*} , рад/с	k
ГОМТ с нерегулируемым гидромотором								
1	36,23 – 17,09	0,822	-235,4 – -204,5	150,9	0,403	375,0 – 177,7	-0,6 – -162,3	3,0
2	54,61 – 42,53	0,765	-176,8 – -188,7	165,2	0,760	58,8 – 46,8	-0,3 – -40,8	3,0
3	46,07 – 16,66	0,857	600,0 – 268,0	144,0	0,260	369,2 – 118,0	-0,2 – -106,6	-4,5
4	-40,20 – -18,12	0,859	180,8 – 498,8	143,4	0,366	-360,0 – -141,9	0,8 – 128,0	3,0
5	43,06 – 25,09	0,814	234,6 – -157,9	150,7	0,522	-264,7 – -154,3	-0,1 – -134,1	3,0
6	30,90 – 21,44	0,771	-600,0 – -398,6	159,4	0,662	-322,1 – -233,4	-2,0 – -209,9	-4,5
ГОМТ с регулируемым гидромотором								
1	13,04 – 28,39	0,841	-235,4 – -195,4	145,8	0,245	375,0 – 119,6	-0,6 – -209,9	3,0
2	25,83 – 41,80	0,791	-176,8 – -196,1	163,3	0,608	58,8 – 39,4	-0,3 – -65,8	3,0
3	14,16 – 40,33	0,874	600,0 – 208,1	141,8	0,145	369,2 – 73,2	-0,2 – -125,5	-4,5
4	-14,69 – -33,57	0,862	180,8 – 572,1	142,5	0,225	-360,0 – -91,8	0,8 – 157,1	3,0
5	18,71 – 33,02	0,823	234,6 – -304,5	150,0	0,347	-264,7 – -113,1	-0,1 – -184,1	3,0
6	14,55 – 22,11	0,773	-600,0 – -291,2	163,4	0,486	-322,1 – -186,4	-2,0 – -319,0	-4,5

Таблица 2

Значения кругового передаточного отношения замкнутых контуров рассматриваемых ГОМТ

Схема	$i_{\text{кбк}}$	Схема	$i_{\text{кбк}}$
ГОМТ с нерегулируемым гидромотором		ГОМТ с регулируемым гидромотором	
1	-585,16 – -0,87	1	-505,00 – -0,45
2	-756,85 – -3,95	2	-412,70 – -2,06
3	-811,23 – -0,46	3	-1025,03 – -0,24
4	-127,97 – -0,65	4	-265,1 – -0,35
5	-1001,65 – -1,39	5	-767,00 – -0,74
6	-364,78 – -2,58	6	-187,01 – -1,35



а) б)
Рис. 19. Распределения потоков мощности в замкнутых контурах рассматриваемых ГОМТ: а – ГОМТ с нерегулируемым гидромотором; б – ГОМТ с регулируемым гидромотором

Выводы

Для различных соединений механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ были составлены кинематические и структурные схемы ГОМТ с дифференциалом на входе, а также уравнения описывающие кинематику и силовые параметры.

В результате анализа было установлено:

– рассмотренные ГОМТ с нерегулируемым гидромотором по всем параметрам (КПД трансмиссии, мощности двигателя, перепаду давления) уступают аналогичным

ГОМТ с регулируемым гидромотором, поэтому дальнейший анализ будет касаться только последних схем;

– особенностью схемы № 2 является то, что она работоспособна лишь при повышенных объемах гидромашин ГОП. При рабочем объеме гидронасоса – 130 см³, рабочем объеме гидромотора – 130 см³ схема не пригодна к использованию;

– внутреннее передаточное отношение планетарного ряда схем № 3, 6 в расчетах принято $k = -4,5$, в связи с тем, что угловые скорости сателлитов при $k = -3$ достигают 1000 рад/с при трогании (допустимо не более 600 рад/с), поэтому данные схемы не рекомендуются к использованию;

– максимальное значение КПД трансмиссии среди схем № 1, 4, 5 у ГОМТ № 4 – 0,862 при скоростях 8,2 – 10,0 км/ч, на втором месте схемы № 1, 5;

– мощность двигателя, необходимая для выполнения технологического режима вспашки со скоростью 10 км/час является минимальной у ГОМТ № 4 – 142,5 кВт, на втором месте схема № 1 – 145,8 кВт, на третьем № 5 – 150,0 кВт.

В рассматриваемых ГОМТ при движении передним ходом со скоростью до 10 км/ч в замкнутом контуре трансмиссии циркуляция мощности отсутствует – мощность передается по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии.

Наилучшей из рассмотренных ГОМТ с дифференциалом на входе (рис. 5) при заданных исходных данных (максимальная угловая скорость двигателя 2250 об/мин; радиус колес $r = 0,85$ м; масса трактора 9000 кг; реализуемые скорости на тяговом диапазоне при $f = 0,5$ – от 0 до 10 км/ч; рабочий объем гидронасоса – 130 см³, рабочий объем гидромотора – 130 см³) является схема № 4, на втором месте № 1, на третьем – схема № 5. Схемы № 3, 6 использовать не рекомендуется, № 2 – не работоспособна.

Окончательный вывод о целесообразности применения той или иной схемы ГОМТ на ТС можно сделать лишь после полного анализа всех диапазонов трансмиссии как на переднем, так и на заднем ходу.

Литература

1. Официальный сайт компании Fendt. Режим доступа к сайту: [www.fendt.com \(http://fendt.co.uk/downloadcenter_brochurespdf.asp\)](http://fendt.co.uk/downloadcenter_brochurespdf.asp).
2. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // Вестник НТУ “ХПИ”: сб. научн. трудов. Тематический выпуск “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2003. – №4. – С. 3 – 19.
3. Щельцын Н.А. Современные бесступенчатые трансмиссии с- х. тракторов / Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Иванов // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – №11. – С. 18 – 26.
4. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №7 – Ч. 2. – С. 363 – 370.
5. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / Рогов Андрей Владимирович. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2006. – 168 с.
6. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередач / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С.9-14.
7. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17.
8. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемно-механических трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с.
9. Красеньков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красеньков, А.Д. Вашец. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.