

УДК 631.372

**САМОРОДОВ В.Б.**, д.т.н., проф. НТУ “ХПИ”,  
**БОНДАРЕНКО А.И.**, к.т.н., доц. НТУ “ХПИ”

## **РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ FENDT VARIO КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ 900 СЕРИИ**

В роботі ідентифіковані основні конструктивні параметри, типорозміри гідромашин гідрооб'ємної передачі, коефіцієнти корисної дії трансмісії відповідно до її кінематичної схеми та рекламних даних по тракторах серії Fendt 900 Varіo, проаналізовані отримані результати.

### **Введение**

Одной из наиболее оригинальных и эффективных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) является Fendt Varіo (рис. 1) для гаммы универсально-пропашных тракторов Fendt (серии 200, 300, 400, 700, 800, 900) мощностью 51 – 287 кВт (70 – 390 л.с.), соответствующих тяговым классам 14 – 60 кН.

За более чем пятнадцатилетний период существования трансмиссионной технологии Fendt Varіo единственной информационной средой по этим трансмиссиям являются данные рекламы и официальных сайтов [1].

Однако, ни в одном рекламном материале не даются параметры объемных гидромашин (их рабочие объемы, максимальные или номинальные угловые скорости их валов, значения давлений, объемный, механический и общий коэффициент полезного действия (КПД)), не указываются передаточные отношения планетарного ряда и редукторов трансмиссии.

В связи с этим идентификация основных конструктивных параметров трансмиссии Fendt Varіo является важным этапом в понимании рабочих процессов в ГОМТ и развитии теории ГОМТ в целом.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Серии тракторов, оснащенных трансмиссиями Fendt Varіo с различными мощностными, массовыми и скоростными характеристикам, сведены в табл. 1.

В рекламных материалах фирмы Fendt [1] отмечается, что КПД трансмиссии Fendt Varіo при скоростях движения трактора 4,5 – 7 км/ч равен 0,82. При технологическом режиме вспашки (при скоростях движения 7 – 9 км/ч, КПД трансмиссии 0,8 – 0,82) через гидравлическую ветвь передается 75%, а через механическую – 25% мощности двигателя.

В работах [2, 3] проведен анализ влияния передаточных отношений на перераспределение потоков мощности в двухпоточных трансмиссиях типа Fendt Varіo; проанализировано влияние структурных схем гидрообъемных передач (ГОП) в трансмиссиях типа Fendt Varіo (первая схема включает регулируемый гидронасос и два регулируемых гидромотора, вторая схема – моноблочная ГОП с двумя регулируемыми гидромашинными различными объемами) на КПД трансмиссии и мощность тепловыделений в ГОП.

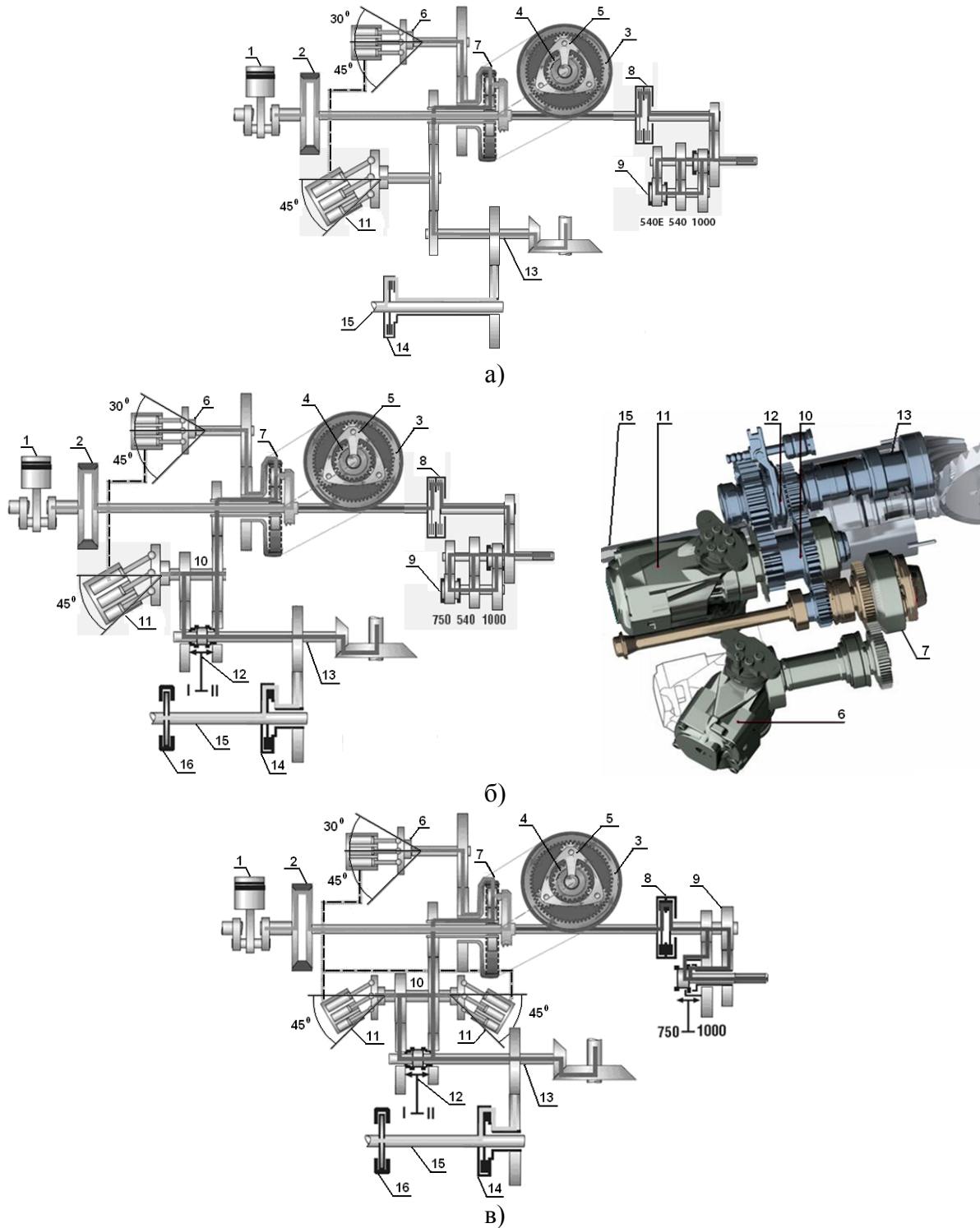


Рисунок 1 – Функциональная схема трансмиссии Fendt Vario:

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.

Таблица 1 – Трактора, оборудованные трансмиссией Fendt Vario

Серия	Мощность двигателя, кВт (л.с.)	Масса трактора / полная масса с балансировкой, кг	Диапазон скоростей
Fendt 200 Vario (рис.1, а)	51 – 81 (70 – 110)	2780 – 3930/ 4000 – 6500	от 0,02 до 35 (вперед от 0,02 до 35 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч) либо же от 0,02 до 40 км/ч (вперед от 0,02 до 40 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч)
Fendt 300 Vario (рис.1, а)	70 – 92 (95 – 125)	4130 – 4350/ 8000	от 0,02 до 40 км/ч (вперед от 0,02 до 40 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч)
Fendt 400 Vario (рис.1, б)	85 – 114 (115 – 155)	5400 – 5450/ 9000 – 9500	от 0,02 до 50 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 24 км/ч, назад от 0,02 до 17 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 50 км/ч, назад от 0,02 до 40 км/ч)
Fendt 700 Vario (рис.1, б)	96 – 176 (130 – 240)	6605 – 7900/ 11500 – 12500	от 0,02 до 50 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 28 км/ч, назад от 0,02 до 17 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 50 км/ч, назад от 0,02 до 40 км/ч (до 33 км/час при мощности двигателя 200 – 240 л.с.))
Fendt 800 Vario (рис.1, в)	162 – 206 (220 – 280)	9300 – 9450/ 14000	от 0,02 до 60 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 35 км/ч, назад от 0,02 до 20 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 60 км/ч, назад от 0,02 до 33 км/ч)
Fendt 900 Vario (рис.1, в)	176 – 287 (240 – 390)	10700 – 10830/ 16000	

#### Цель и постановка задачи

Целью данной работы является анализ основных параметров трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario:

- идентификация передаточных отношений редукторов и типоразмеров гидромашин ГОП в соответствии с кинематической схемой и декларируемыми в рекламе показателями трансмиссии;
- определение кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии, КПД ГОП и трансмиссии в целом;
- анализ полученных результатов.

#### Математическая модель трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario.

Структурная схема трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario приведена на рис. 2. Кинематика трансмиссии описывается системой следующих уравнений:

$$\begin{cases}
 \omega_0 - \omega_d = 0; & \omega_0 - \omega_1 = 0; \\
 \omega_4 - k \cdot \omega_2 + (k - 1) \cdot \omega_1 = 0; & S_1 \cdot \omega_4 - S_1 \cdot \omega_1 - \omega_s = 0; \\
 \omega_2 \cdot i_1 - \omega_3 = 0; & \omega_4 \cdot i_2 - \omega_5 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 - 2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5 = \Delta Q; \\
 \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; & \omega_5 \cdot i_4 - \omega_7 = 0; & \omega_6 - \omega_8 = 0, \Psi = 1; \\
 \omega_7 - \omega_8 = 0, \Psi = 0; & \omega_8 \cdot i_5 - \omega_9 = 0; & (\omega_9 - \omega_{10}) \cdot \Psi = 0; \\
 (\omega_{10} \cdot i_9 + \omega_{16}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{16} \cdot i_6 - \omega_{11}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{16} \cdot i_6 - \omega_{12}) \cdot \Psi = 0; \\
 \omega_8 \cdot i_7 - \omega_{13} = 0; & \omega_{13} \cdot i_8 - \omega_{14} = 0; & \omega_{13} \cdot i_8 - \omega_{15} = 0,
 \end{cases} \quad (1)$$

где  $\omega_i$  – угловая скорость звена;

$\omega_d$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

$k$  – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда [4];

$S_1$  – характерный параметр сателлитов [4];

$\omega_s$  – относительная угловая скорость сателлита;

$i_j$  – передаточное отношение редуктора;

$e_1, e_2$  – относительный параметр регулирования ГОП;

$q_1, q_2$  – максимальная производительность гидромашин;

$\Delta Q$  – суммарные потери рабочей жидкости во всех гидромашинах, которые вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП [3 – 6];

$\Psi$  – коэффициент, характеризующий диапазон движения (при  $\Psi = 0$  – транспортный, при  $\Psi = 1$  – тяговый).

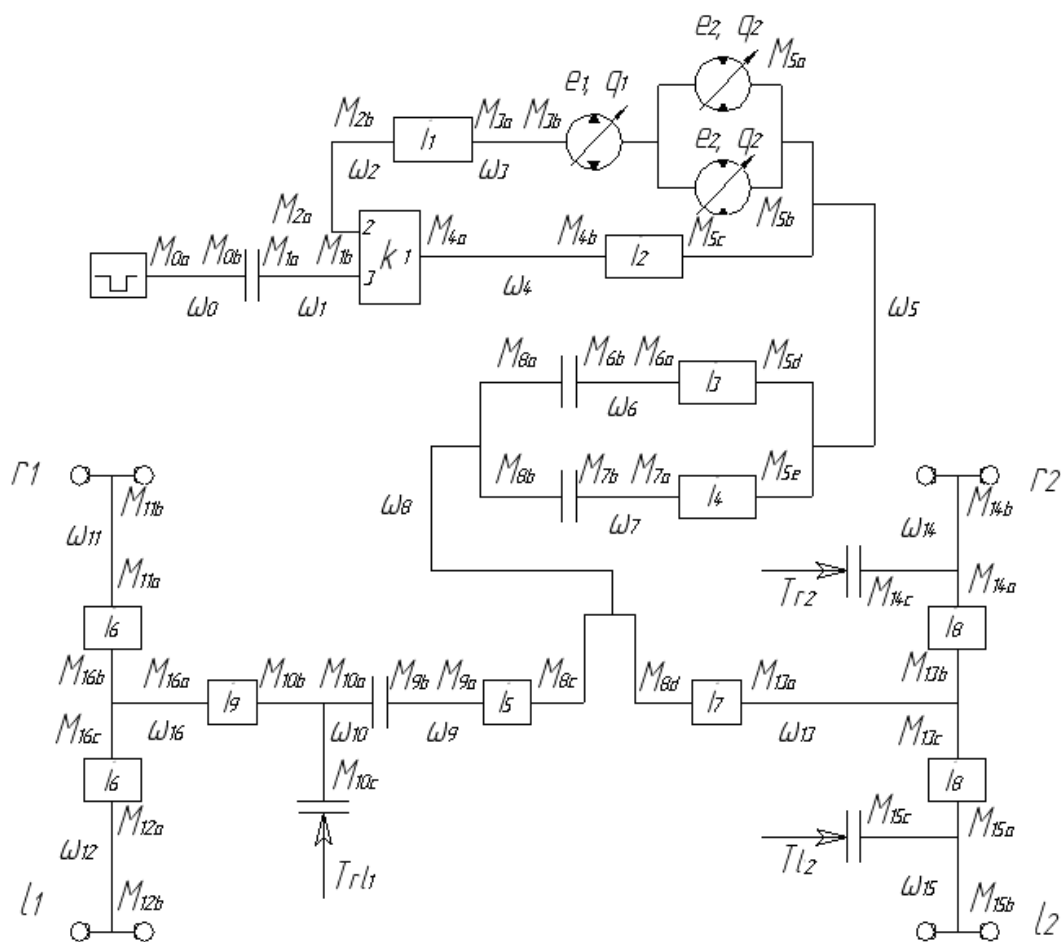


Рисунок 2 – Структурная схема трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario

Суммарные потери рабочей жидкости в гидронасосе и двух гидромоторах [4]:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + 2 \cdot \lambda_2) \cdot \Delta p = \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_3|) + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|), \quad (2)$$

где  $\lambda_1, \lambda_2$  – коэффициент объемных потерь, пропорциональный перепаду давления для гидронасоса и гидромоторов соответственно;

$\Delta p$  – перепад рабочего давления в ГОП;

$K_{iy}, C_{iy}$  – коэффициенты потерь для гидронасоса ( $i=1$ ) и для гидромотора ( $i=2$ );

$m$  – коэффициент динамической вязкости.

Силовые параметры трансмиссии описываются системой следующих уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{4a} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} + M_{1b} = 0; \\ M_{4a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} = 0; \\ M_{2b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5c} = 0; \\ M_{3b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{30}); \quad M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \\ M_{5b} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \quad M_{5d} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \\ M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \quad M_{6b} = 0, \Psi = 0; \quad M_{5e} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5e})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; \\ M_{7b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{8b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{8c} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \quad M_{9b} + M_{10a} \cdot \Psi = 0; \\ (M_{10b} \cdot \eta_9^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{10b})} - i_9 \cdot M_{16a}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{16b} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{16b})} + i_6 \cdot M_{11a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{16c} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{16c})} + i_6 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{8d} \cdot \eta_7^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8d})} + i_7 \cdot M_{13a} = 0; \\ M_{13b} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{13b})} + i_8 \cdot M_{14a} = 0; \quad M_{13c} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{13c})} + i_8 \cdot M_{15a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} + M_{5e} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} = 0; \\ (M_{10a} + M_{10b} + M_{10c} \cdot T_{r1}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{16a} + M_{16b} + M_{16c}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{12a} + M_{12b}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} = 0; \quad M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{r2} = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} \cdot T_{l2} = 0; \quad (M_{11b} - M_{12b}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{14b} - M_{15b} = 0; \\ \left[ \frac{M_{11b} + M_{12b}}{M_{14b} + M_{15b}} - \frac{R_{ZCTn1} \cdot r_{n1} + R_{ZCTl1} \cdot r_{l1}}{R_{ZCTn2} \cdot r_{n2} + R_{ZCTl2} \cdot r_{l2}} \right] \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11b} + M_{12b}) \cdot \Psi + M_{14b} + M_{15b} = ((R_{ZCTn1} + R_{ZCTl1}) \cdot r_{i1} + (R_{ZCTn2} + R_{ZCTl2}) \cdot r_{i2}) \cdot f, \end{array} \right. \quad (3)$$

где  $M_{mn}$  – моменты на звеньях ГОМТ; m-индекс-число совпадает с номером угловой скорости звеньев; n-индексы-буквы – соответствуют моментам на концах звеньев (рис. 2);

$\eta_j$  – КПД редуктора;

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

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

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – потери момента в гидромашинах, вычисляемые, например, согласно математической модели потерь К.И. Городецкого [5 – 7], как функции параметров регулирования  $e_1, e_2$ , угловой скорости валов гидромашин  $\omega_3, \omega_5$ , рабочих объемов  $q_1, q_2$  и перепада давления  $\Delta p$ ;

$R_{zctij}$  – статическая нагрузка на колеса трактора ( $i = r$  – правый борт,  $i = l$  – левый борт,  $j = 1$  – передняя ось,  $j = 2$  – задняя ось);

$T_{ij}$  – параметр включения тормоза ( $T_{ij} = 1$  – тормоз включен,  $T_{ij} = 0$  – выключен);

$r_{ij}$  – радиус колес;

$f$  – коэффициент сопротивления движению.

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

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (4)$$

где  $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$  – коэффициенты гидромеханических потерь [5 – 7];

$D_{qi}$  – 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  $\omega_d$  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 –  $M_d$ , а произведение угловых скоростей на соответствующие моменты с учетом знака дают величину и направление потоков мощности на конкретных звеньях и элементах ГОМТ.

Общий объемный КПД ГОП при прямом потоке мощности через гидроредуктор:

$$\begin{aligned} \eta_o &= \frac{Q_{1T} - \Delta Q_1 - 2 \cdot \Delta Q_2}{Q_{1T}} = \eta_{o1} - \frac{2 \cdot \Delta Q_2}{Q_{1T}} = \eta_{o1} - \frac{2 \cdot (Q_{2T} - Q_{2T} \cdot \eta_{o2})}{Q_{1T}} = \\ &= \eta_{o1} - \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 \cdot \eta_{o1} - 2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} = \eta_{o1} - \frac{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 \cdot \eta_{o1}}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} + \frac{2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} = \frac{2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3}. \end{aligned} \quad (5)$$

где  $Q_{1T}, Q_{2T}$  – теоретический расход через гидронасос и гидромотор соответственно;

$\Delta Q_1, \Delta Q_2$  – объемные потери в гидромашинах, складывающиеся из утечек, внутренних перетечек в гидромашинах и потерь на сжатие;

$\eta_{o1}, \eta_{o2}$  – объемный КПД гидронасоса и гидромотора соответственно.

Общий КПД ГОП при прямом потоке мощности:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{gm} = \frac{(M_{5a} + M_{5b}) \cdot \omega_5}{M_{3b} \cdot \omega_3}, \quad (6)$$

где  $\eta_{gm}$  – общий гидромеханический КПД.

Следует обратить внимание на распределения потоков мощности в трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario. Значения и направления потоков мощности, передаваемых звеньями двухпоточной трансмиссии, определяются только круговым передаточным отношением замкнутого контура [8]:

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{4a}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{4a} \cdot \omega_4}. \quad (7)$$

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.

Определим основные параметры трансмиссии трактора Fendt 939 Vario (рис. 2, 3) с двигателем мощностью 287 кВт (максимальная угловая скорость двигателя 2200 об/мин); радиусом передних колес  $r_{i1} = 0,8$  м, задних колес  $r_{i2} = 0,98$  м; массой трактора 10830 кг; рабочим объемом гидронасоса – 130 см<sup>3</sup>, и рабочими объемами гидромоторов – по 160 см<sup>3</sup> (“Sauer-Danfoss”) для различных диапазонов движения: тяговый диапазон движения (передний и задний ход при  $f = 0,5$ ,  $f = 0,05$ ), транспортный диапазон движения (передний и задний ход при  $f = 0,05$ ).

Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом и транспортном диапазонах приведены на рис. 4 – 9 (ранее не использованные обозначения:  $\eta_{TP}$  – КПД трансмиссии;  $N_d$  – мощность двигателя, кВт;  $N_2$  – мощность, выходящая с ГОП, кВт;  $N_{gid} = 100 \cdot N_2 / (N_2 + M_{5c} \cdot \omega_5)$  – отношение мощностей в процентах, передаваемых через гидравлическую ветвь к выходной мощности из замкнутого контура на звене с угловой скоростью  $\omega_5$ ). Изменение от скорости трактора кругового передаточного отношения замкнутого контура приведено на рис. 10.

В замкнутом контуре трансмиссии трактора Fendt 939 Vario:

– отсутствует циркуляция мощности ( $i_{xkbx} < 0$ , рис. 10) при движении передним ходом (рис. 11, а):

- на тяговом диапазоне ( $f = 0,5$ ) при скоростях 0,02...12 км/час;
- на тяговом диапазоне ( $f = 0,05$ ) при скоростях 0,02...27,5 км/час;
- на транспортном диапазоне ( $f = 0,05$ ) при скоростях 0,02...60 км/час;

– возникает циркуляция мощности ( $i_{xkbx} > 0$ , рис. 10) при движении задним ходом (рис. 11, б):

- на тяговом диапазоне ( $f = 0,5$ ) при скоростях 0,02...10 км/час;
- на тяговом диапазоне ( $f = 0,05$ ) при скоростях 0,02...15 км/час;
- на транспортном диапазоне ( $f = 0,05$ ) при скоростях 0,02...30 км/час.

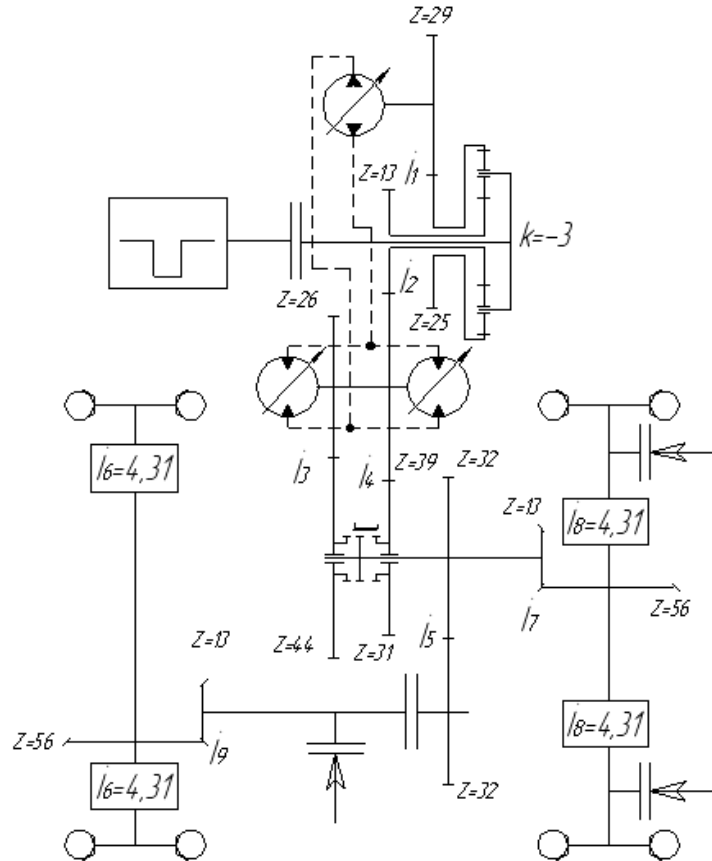


Рисунок 3 – Кинематическая схема с идентифицированными параметрами трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario

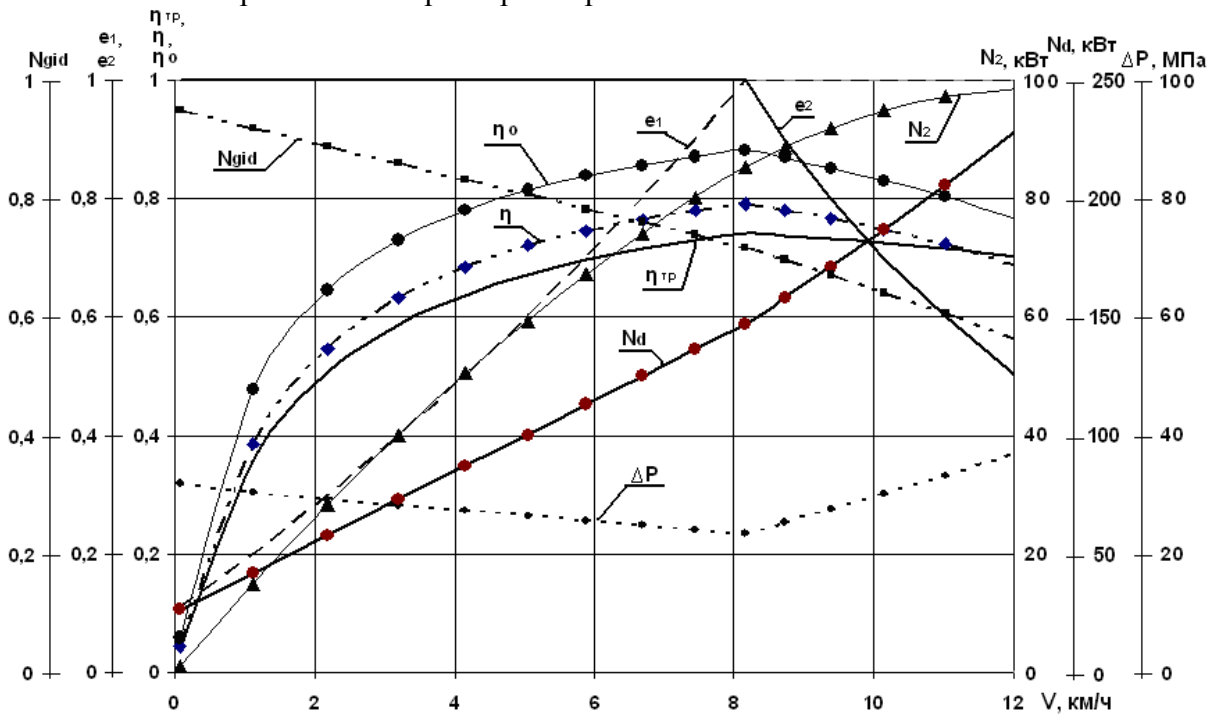


Рисунок 4 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ( $f = 0,5$ , передний ход)



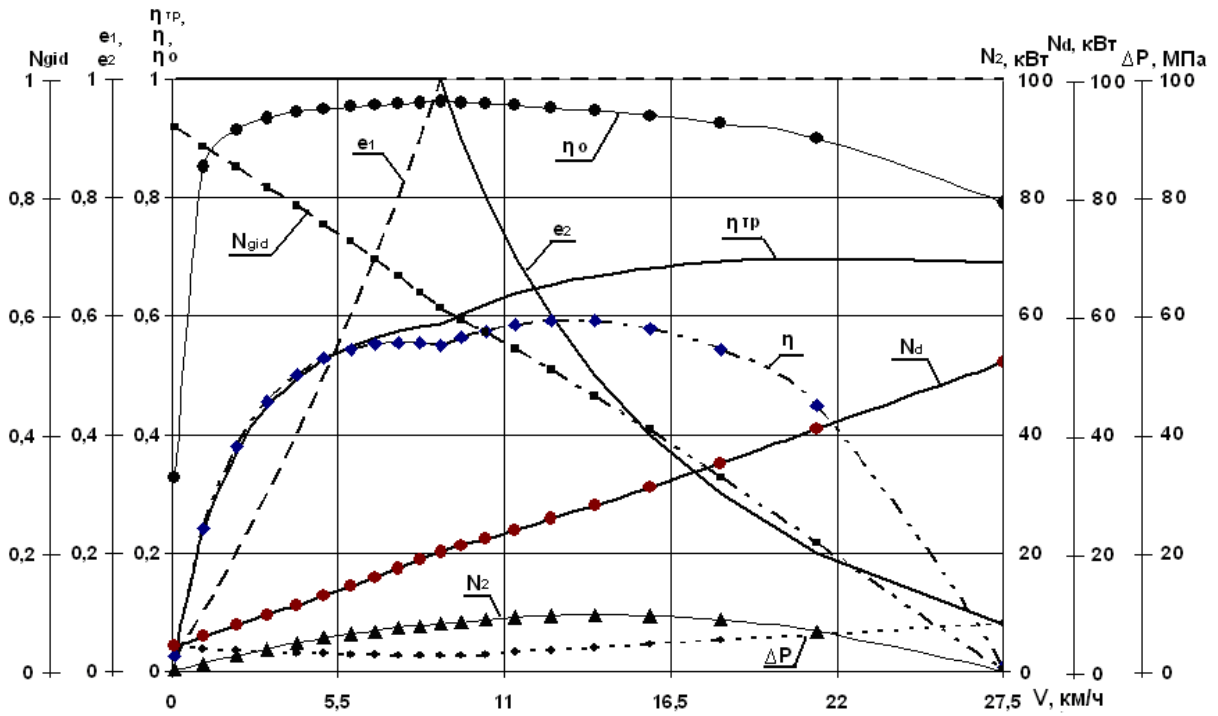


Рисунок 5 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ( $f = 0,05$ , передний ход)

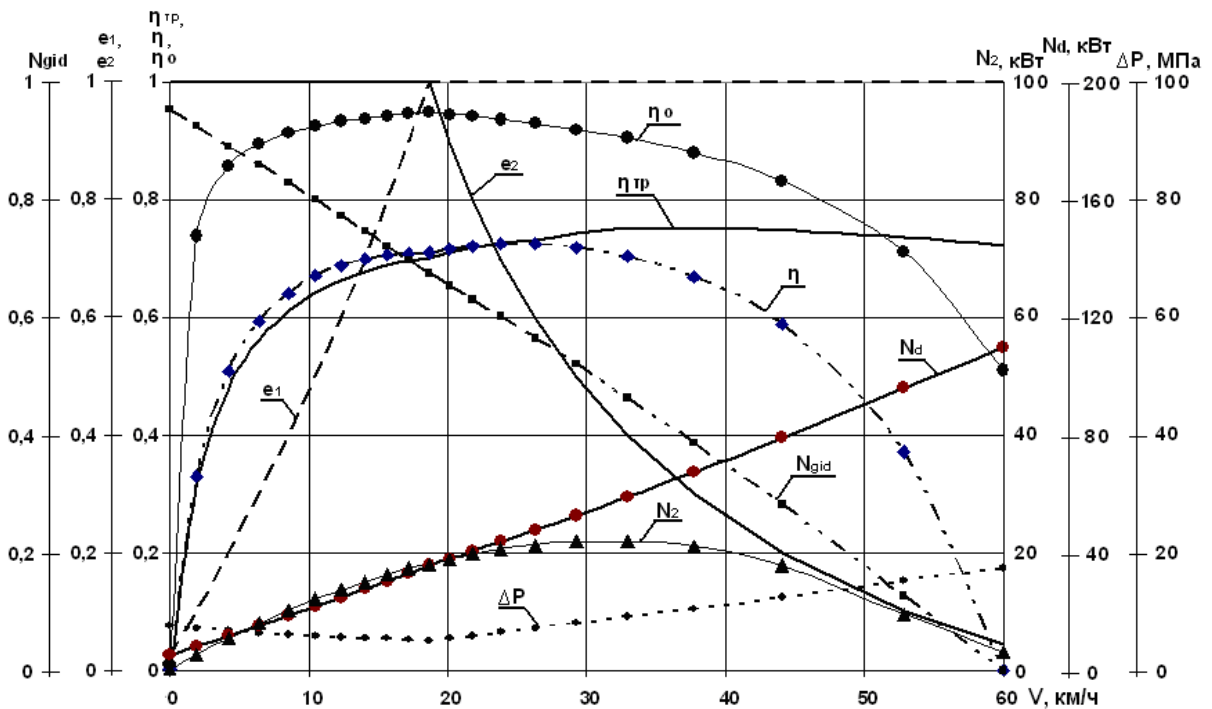


Рисунок 6 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на транспортном диапазоне движения ( $f = 0,05$ , передний ход)

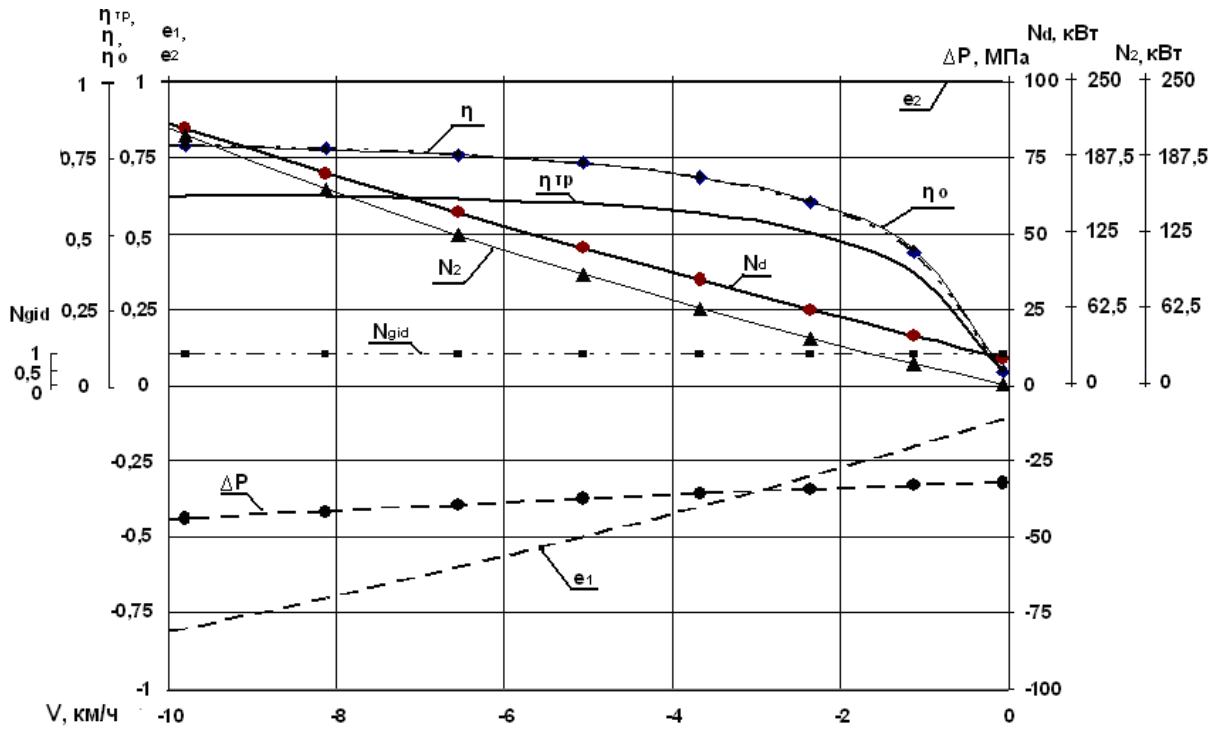


Рисунок 7 – Результати статического аналізу трансмісії трактора Fendt 939 Varіо на тяговому діапазоні руху ( $f = 0,5$ , задній хід)

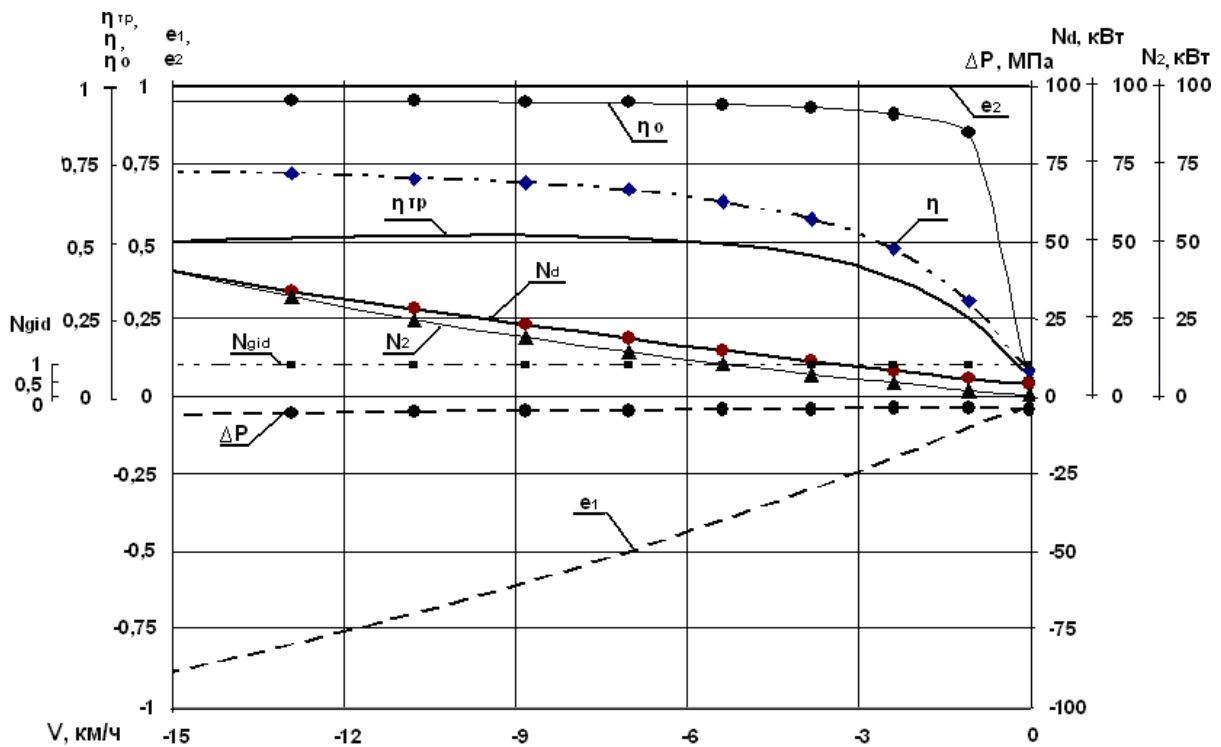


Рисунок 8 – Результати статического аналізу трансмісії трактора Fendt 939 Varіо на тяговому діапазоні руху ( $f = 0,05$ , задній хід)

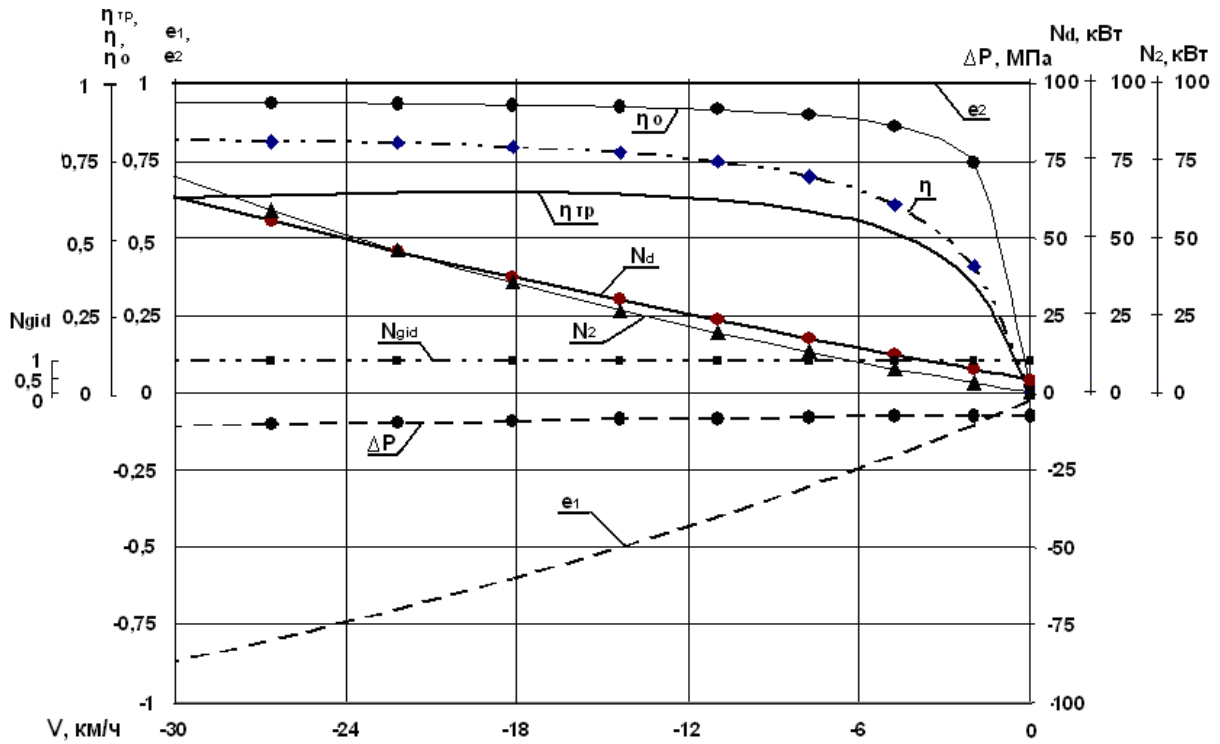


Рисунок 9 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на транспортном диапазоне движения ( $f = 0,05$ , задний ход)

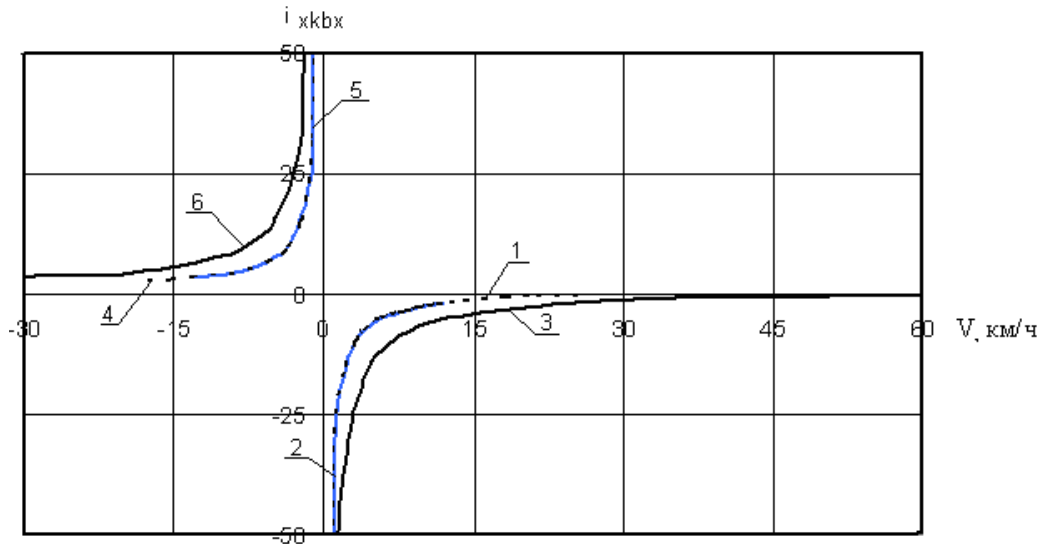


Рисунок 10 – Изменение кругового передаточного отношения замкнутого контура:  
 1 – тяговый диапазон движения,  $f = 0,05$ , передний ход; 2 – тяговый диапазон движения,  $f = 0,5$ , передний ход; 3 – транспортный диапазон движения,  $f = 0,05$ , передний ход; 4 – тяговый диапазон движения,  $f = 0,05$ , задний ход; 5 – тяговый диапазон движения,  $f = 0,5$ , задний ход; 6 – транспортный диапазон движения,  $f = 0,05$ , задний ход

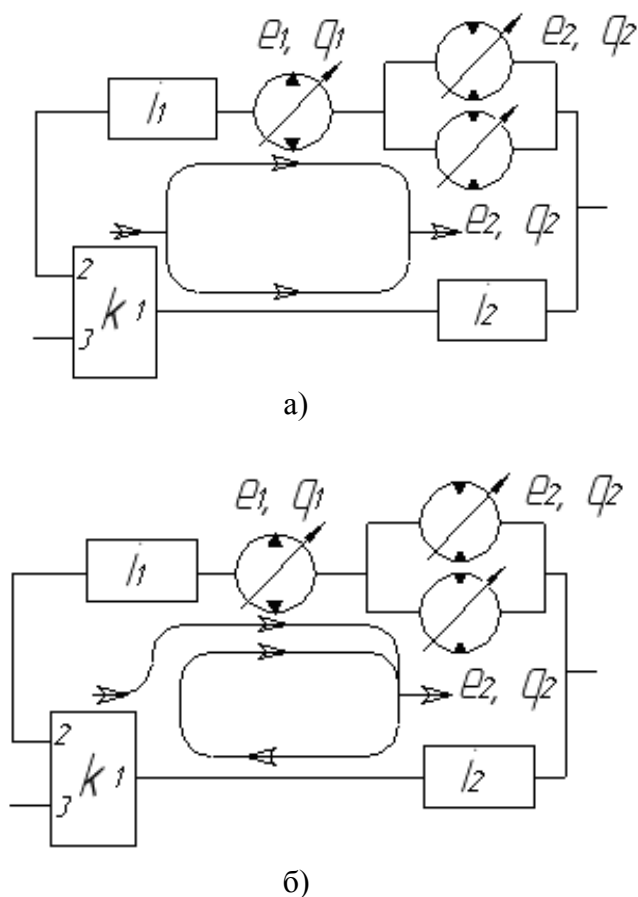


Рисунок 11 – Распределения потоков мощности в замкнутом контуре трансмиссии трактора Fendt 939 Vario: а – движение передним ходом; б – движение задним ходом

### Выводы

По известным данным трактора Fendt 939 Vario (мощности двигателя, угловой скорости коленчатого вала, массе трактора, максимальной скорости движения на тяговом и транспортном диапазонах) идентифицированы основные конструктивные параметры трансмиссии (см. рис. 2) и объемы гидромашин (рабочий объем гидронасоса –  $130 \text{ см}^3$ , рабочий объем гидромоторов – по  $160 \text{ см}^3$ ).

В результате анализа было установлено, что максимальное значение КПД трансмиссии при технологическом режиме вспашки составляет 0,74, которое является ниже декларируемого в рекламе (максимальное – 0,82). Возможно, это связано с использованием модели Городецкого К.И. для определения КПД ГОП, которая может занижать значения КПД гидромашин и трансмиссии в целом.

Декларируемые в рекламе 75% мощности, которые проходят по гидравлической ветви в диапазоне скоростей 7 – 9 км/ч на тяговом диапазоне движения, подтверждены расчетом (рис. 4).

В рассматриваемой двухпоточной ГОМТ с дифференциалом на входе при движении передним ходом в замкнутом контуре трансмиссии циркуляция мощности отсутствует – мощность передается по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии. На заднем ходу в замкнутом контуре появляется циркулирующая мощность, что приводит к перегрузке гидравлической ветви.

Особенностью трансмиссии тракторов Fendt серий 800, 900 является наличие двух регулируемых гидромоторов, что существенно уменьшает рабочее давление в гидropередаче при движении вперед и, особенно, на заднем ходу, когда в режиме циркуляции мощности перегружена гидравлическая ветвь.

**Список литературы:** 1. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов., А.В. Rogov, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2003. – №4. – С. 3 – 19. 2. Самородов В.Б. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора / В.Б. Самородов, А.В. Rogov // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2010. – №1. – С. 8 – 14. 3. Официальный сайт компании Fendt. Режим доступа к сайту: [www.fendt.com](http://www.fendt.com) ([http://fendt.co.uk/downloadcenter\\_brochurespdf.asp](http://fendt.co.uk/downloadcenter_brochurespdf.asp)). 4. Rogov 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" / Rogov Андрій Владимирович. – Харків, 2006. – 168 С. 5. 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. 6. Городецкий К.И. КПД объемных гидropередач / 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. Вашеец. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.