

**Самородов В.Б.**

д.т.н., профессор  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт»,  
Заведующий кафедрой автомобиле- и тракторостроения,  
ООО «Харьковский тракторный завод»,  
Заместитель директора технического,  
Харьков, Украина  
vadimsamorodov@mail.ru

**ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПО КРИТЕРИЮ МАКСИМАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ**

**Аннотация.** В статье поставлена задача параметрического синтеза бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) колесных и гусеничных транспортных средств, которые выполняют относительно стабильные технологические процессы. Для решения задачи параметрического синтеза ГОМТ указанных машин предложено использовать критерий среднеинтегрального коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии. Суть задачи параметрического синтеза для кинематической схемы ГОМТ состоит в отыскании собственного вектора конструктивных параметров по критерию максимума среднеинтегрального КПД ГОМТ при удовлетворении всему множеству конструктивных и эксплуатационных ограничений для деформируемой формы регулировочной характеристики в заданных пределах технологических скоростей.

**Ключевые слова:** трансмиссия, гидрообъемно-механическая трансмиссия (ГОМТ), коэффициент полезного действия (КПД), регулировочная характеристика (РХ), конструктивные параметры, критерий, ограничения, колесные машины, трактор.

Формул: 5; рис.: 2, табл.: 0, библи.: 15

**Vadym Samorodov**

Doctor of Science (Engineering), Professor,  
National Technical University  
«Kharkiv polytechnical institute»,  
Head of Department of Automobile`s and tractor`s construction,  
«Kharkiv Tractor Plant» Ltd,  
Deputy Director technical,  
Kharkiv, Ukraine  
vadimsamorodov@mail.ru

**PARAMETRICAL SYNTHESIS OF HYDROVOLUMETRIC-MECHANICAL TRANSMISSIONS FOR VEHICLES ACCORDING TO THE CRITERION OF MAXIMUM EFFICIENCY**

**Abstract.** In the article there is implemented the problem of parametrical synthesis of continuously variable hydrovolumetric-mechanical transmissions (HVMT) of the wheeled and track-type vehicles that perform relatively stable

processes. To solve the problem of parametric synthesis of HVTM specified machines is proposed to use the criterion of the middling-integral efficiency of transmission. Also there is implemented the definition of parametrical synthesis problem for the kinematic scheme of HVMT as a synthesis of eigenvector of constructive parameters on the criterion of HVMT maximal middling-integral efficiency when satisfying the whole set of constructive and operational constraints for deformable shape of adjusting characteristic within the defined range of technological speeds. Such formulation of the problem gives the opportunity to find the most efficient constructive parameters of the HVMT from the point of view of the higher transmission efficiency and machine efficiency. At this the problem of parametrical synthesis of the general formulation is simplified compared to previously proposed variants of such problem.

**Keywords:** transmission, hydrovolumetric-mechanical transmission (HVTM), efficiency, adjusting characteristic (AH), constructive parameters, criterion function, constraints, wheeled vehicles, tractor.

Formulas: 5; fig.: 2, tabl.: 0, bibl.: 15

**Вступление.** Тенденция оснащения транспортных средств бесступенчатыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ) на базе гидрообъемных передач (ГОП) - отличных вариаторов угловой скорости и тягового момента - возрастает с каждым годом. Это обусловлено рядом преимуществ, которыми обладают ГОМТ:

- прежде всего, бесступенчатое регулирование скорости движения и силы тяги в весьма широком диапазоне работы машины;
- высокая компактность при небольшой массе и габаритных размерах трансмиссии;
- существенное облегчение труда оператора-водителя за счет простоты автоматизации управления, повышение эргономичности машины в целом;
- возможность дополнительного торможения гидрообъемной передачей, что снижает износ элементов штатной тормозной системы;
- повышение надежности работы двигателя внутреннего сгорания и других агрегатов в связи с наличием упругих свойств и эффекта демпфирования рабочей жидкости в системе гидропривода ГОП.

Однако существует и ряд недостатков при использоавнии ГОМТ:

- относительно более низкий общий коэффициент полезного действия (КПД) по сравнению с механическими трансмиссиями;
- зависимость КПД от режимов работы;
- более высокая стоимость и сложность изготовления.

В целом, необходимо отметить, что современные тенденции к интегральной загрузке трактора (или другой колесной или гусеничной машины) как энергонасыщенного мобильного средства для реализации современных прогрессивных сельскохозяйственных технологий (и не только указанного типа технологий) с учетом стоимостных затрат на агрегатирование и горюче-смазочные материалы, заработной платы механизаторов, погектарного расхода топлива и погектарных затрат в гривнах выдвигают важнейшую задачу в области математического моделирования и вычислительных методов – задачу создания адекватных математических

моделей и параметрического синтеза сложных технических систем двигатель-трансмиссия-машина.

**Анализ исследований и постановка задачи.** Внедрение в производство ГОМТ в потенциально крупнейшей тракторопроизводящей стране мира – в Украине, сдерживалось, в частности, отсутствием системного подхода к расчетно-теоретическому обоснованию схемной проблемы указанного вида трансмиссий (ГОМТ). То есть отсутствовала научная методология математического моделирования работы ГОМТ и ее отдельных элементов в составе колесных и гусеничных средств в широком диапазоне их эксплуатационных режимов, а также при выполнении относительно стабильных технологических процессов. Вместо относительно адекватных математических моделей, описывающих статику, динамику и энергетику отдельных элементов трансмиссии и машинотракторного агрегата в целом, использовались упрощенные кинематические и силовые соотношения [Львовский 1976; Дорменев 1987; Кириченко 2003]. При этом игнорировались или не учитывались основные особенности сложных взаимосвязей объемных и гидромеханических потерь в гидрообъемных передачах (ГОП), механические потери в зубчатых зацеплениях с учетом возможных циркуляционных режимов работы ГОМТ в составе колесных тракторов [Пономаренко 1972; Крюков 1978]. Ни в одном из известных источников по теории трактора [Львовский 1976; Дорменев 1987; Кириченко 2003; Schlosser 1961; Thoma 1963; Wilson 1967; Wolfram A. Reidel 1990; Olson, Erdman, Riley 1991; The Ball Piston Engine 2003] за последние десятилетия отсутствуют исследования в направлении применения математического моделирования двухпоточных бесступенчатых ГОМТ и их проектированию для сельскохозяйственных тракторов.

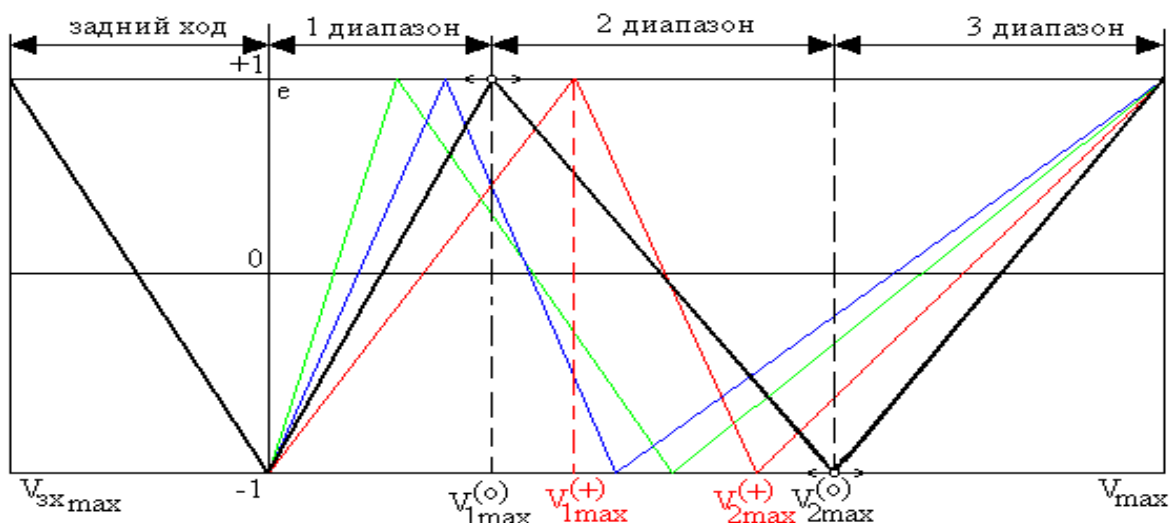
В работах [Самородов 2002; Самородов, Рогов 2002] представлена общая постановка задачи параметрического синтеза гидрообъемно-механических трансмиссий, предложена методология оптимизации конструктивных параметров ГОМТ по наиболее важным силовым и энергетическим критериям – динамическому фактору, КПД трансмиссии, мощности тепловыделений в ГОМТ, которые носят стохастический интегральный характер [Самородов 2002], представлены результаты параметрического синтеза ГОМТ для быстроходной, маневренной гусеничной машины [Самородов, Рогов 2002].

Однако, для целого ряда транспортных средств, которые выполняют относительно стабильные технологические процессы (сельскохозяйственные трактора, комбайны, корнеуборочные машины, дорожно-строительные и землеройные машины и т.п.), в качестве основного критерия следует выбирать интегральный критерий по КПД ГОМТ в заданном интервале наиболее вероятных технологических скоростей и нагрузочных режимов [Самородов 1998; Самородов 2002]. С одной стороны такой подход является частным случаем общей постановки задачи параметрического синтеза ГОМТ [Самородов 2002], а с другой – в настоящей работе авторы несколько модернизируют используемые критерии качества.

**Целью работы** является постановка и решение задачи параметрического синтеза ГОМТ по критерию наивысшего КПД трансмиссии и машины применительно к тракторам с ГОМТ при выполнении относительно стабильных технологических рабочих процессов в наиболее вероятном интервале эксплуатационных скоростей.

Такая постановка даст возможность отыскать наиболее рациональные конструктивные параметры ГОМТ с точки зрения наивысшего КПД трансмиссии и машины. При этом задача параметрического синтеза в общей постановке несколько упрощается по сравнению с изложенной в работах [Самородов 1998; Самородов 2002; Самородов, Рогов 2002].

**Результаты исследования.** Для ГОМТ, проектируемой для транспортных средств, которые выполняют относительно стабильные технологические процессы, разбивка полного скоростного интервала  $[0; V_{\max}]$  на  $L$  диапазонов осуществляется «пилообразными» регулировочными характеристиками (РХ) различного наклона к оси скоростей  $V$  при заданной максимальной скорости  $V_{\max}$  машины (рис.1).



**Рисунок 1** – «Пилообразные» деформируемые РХ ГОМТ

Источник: собственная разработка автора

Множества всех передаточных отношений ГОМТ – вектора конструктивных параметров  $\bar{\Gamma} (i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$  ( $i$  и  $k$  – соответственно передаточные отношения  $m$  редукторов и  $n$  планетарных рядов) – для различных «пилообразных» РХ, обеспечивающих общий скоростной диапазон  $[0; V_{\max}]$  различны. Очевидно, «пилообразные» РХ допускают непрерывную деформацию своей формы (рис.1) путем варьирования (выбора) максимальных скоростей на концах каждого из диапазонов. Под множеством собственных векторов конструктивных параметров ГОМТ понимается подмножество  $\Gamma \subset \bar{\Gamma}$ , удовлетворяющее всему множеству  $\Lambda$  конструктивных и эксплуатационных ограничений и обеспечивающее функциональность трансмиссии [Самородов 2002; Самородов, Рогов 2002]. Среди возможного множества собственных векторов  $\Gamma$  и соответствующих им РХ естественно имеются такие, которые обеспечивают в ГОМТ наиболее эффективные с точки зрения КПД режимы работы ГОП, минимизируют вредные циркуляции мощности в ГОМТ и связанные с ними потери в зубчатых зацеплениях, снижают суммарные тепловыделения в трансмиссии, и в итоге обеспечивают ГОМТ наивысший возможный КПД, а транспортному средству – наивысшую производительность и экономичность. При поиске таких рациональных векторов  $\Gamma$  необходимо учитывать наиболее вероятные режимы движения

машины, близкие к математическому ожиданию эксплуатационных скоростей, а на этих скоростях – наиболее вероятные коэффициенты сопротивления движению (технологические нагрузки). Такие режимы движения машины как раз и соответствуют выполнению стабильных технологических процессов.

Под задачей параметрического синтеза для выбранной кинематической схемы ГОМТ будем понимать синтез собственного вектора  $\Gamma$  конструктивных параметров по критерию среднеинтегрального КПД ГОМТ при удовлетворении всему множеству  $\Lambda$  конструктивных и эксплуатационных ограничений для деформируемой формы РХ в заданных пределах технологических скоростей.

Пусть существует математическая формализация критерия оптимальности по КПД ГОМТ как функции векторного аргумента  $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$  при выполнении множества ограничений  $\Lambda$ . Тогда логически возникает задача параметрической оптимизации [Реклейтис 1986], постановка которой заключается в следующем.

Используем введенный ранее [Самородов 2002] критерий оптимальности по КПД ГОМТ:

$$W_{\eta} = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, q, f) d\bar{V} \quad (1)$$

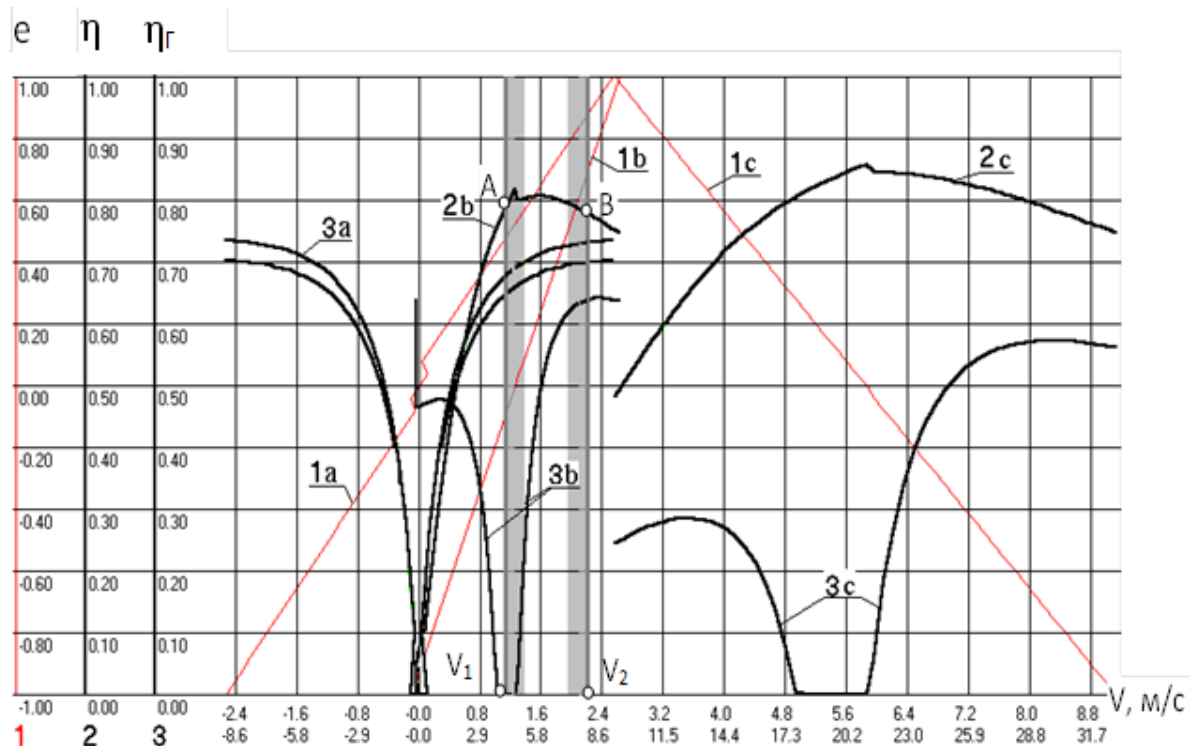
В формуле (1)  $\eta(\Gamma, \bar{V}, q, f)$  – закон изменения КПД ГОМТ как функции собственного вектора  $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$  варьируемых параметров, относительной скорости  $\bar{V} = V/V_{\max}$  и рабочего объема гидромашин  $q$ ;  $\bar{V}_1, \bar{V}_2$  – минимальная и максимальная относительные скорости, соответствующие заданному интервалу реальных эксплуатационных скоростей  $V_1$  и  $V_2$ ;  $f$  – наиболее вероятный коэффициент сопротивления движению в интервале рабочих скоростей  $V \in [V_1; V_2]$ .

Физический смысл введенного критерия отражает возможности транспортного средства по КПД ГОМТ в заданном скоростном диапазоне реальных скоростей  $V \in [V_1; V_2]$ , например при сравнении альтернативных вариантов трансмиссий с учетом того, что машина находится чаще в зоне математического ожидания  $M[\bar{V}] \in [V_1; V_2]$  относительной эксплуатационной скорости, которой и характеризуется выполнение стабильного технологического процесса. Чем больше значение критерия (1), тем более производительна и экономична машина по КПД.

Геометрический смысл введенного критерия – это площадь криволинейной трапеции под графиком КПД ГОМТ на интервале  $V \in [V_1; V_2]$ , деленная на величину этого интервала и трансформирующаяся в среднеинтегральный КПД на указанном рабочем интервале скоростей.

На рис. 2 для иллюстрации геометрического смысла указанного критерия (1) приведены результаты расчетно-теоретического исследования КПД ГОП  $\eta_{\Gamma}$  и КПД ГОМТ  $\eta$  на фоне статических регулировочных характеристик  $e(V)$  для бесступенчатой трехдиапазонной ГОМТ перспективного лесотехнического трактора ЛТ-60 (разработка ГП «Завод им. Малышева», Харьков, Украина).

На рис. 2 1a – РХ и 3a – КПД ГОП на первом реверсивном диапазоне; 1b – РХ, 2b – КПД ГОМТ и 3b – КПД ГОП на первом рабочем (двухпоточном) нереверсивном диапазоне; 1c–РХ, 2c–КПД ГОМТ и 3c – КПД ГОП на втором транспортном диапазоне. Наиболее вероятный интервал эксплуатационных скоростей  $V \in [4; 8]$  ( $V_1=4$  км/ч,  $V_2 = 8$  км/ч) соответствует РХ 1b – двухпоточного первого диапазона. Среднеинтегральный КПД ГОМТ, то есть критерий (1), с геометрической точки зрения получается путем деления площади криволинейной трапеции  $V_1ABV_2$  на разность  $V_2-V_1$ . То есть, следует отыскать такую РХ, для которой введенный выше критерий (1) имеет максимум.



**Рисунок 2** – К определению среднеинтегрального КПД

Источник: собственная разработка автора

Форма «пилообразных» РХ ГОМТ определяется значениями максимальных скоростей  $V_{j\max}$  ( $j = 1, 2, \dots, L$ ) в конце каждого из  $L$  диапазонов. Поскольку заданной РХ соответствует собственный вектор  $\Gamma$  конструктивных параметров, то каждая из этих скоростей является функцией вектора  $\Gamma$ :

$$V_{j\max} = V_{j\max} [\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)] = V_{j\max} [\Gamma]; \quad (2)$$

Для ГОМТ, разработанных не на основе параметрического синтеза, а на основе инженерного и конструкторского опыта, собственный вектор  $\Gamma$  в общем случае не является оптимальным. Однако, соответствующая ему РХ со скоростями  $V_{j\max}$  ( $j = 1, 2, \dots, L$ ) (на рис.1 это  $V_{1\max}^{(1)}, V_{2\max}^{(1)}, V_{3\max}^{(1)} = V_{\max}$ ) и сам вектор  $\Gamma = \Gamma^{(1)}(i_1^{(1)}, i_2^{(1)}, \dots, i_m^{(1)}, k_1^{(1)}, k_2^{(1)}, \dots, k_n^{(1)})$  могут быть использованы как хорошее первое приближение при решении задачи параметрического синтеза. Глобальными переменными при деформации формы пилообразных

PX как раз и являются конечные максимальные скорости  $V_{j\max}$  – функции вектора  $\Gamma$ .

Функционал качества  $\Phi_{\Delta V}[\Gamma]$ , характеризующий задание конечных скоростей на каждом скоростном диапазоне, является суммой нормированных квадратичных отклонений деформированной PX с максимальными скоростями  $V_{j\max}^{(+)}$  (рис. 1):

$$\Phi_{\Delta V}[\Gamma] = (V_{1\min}[\Gamma])^2 + \sum_{j=1}^L \left( 1 - \frac{V_{j\max}^{(+)}}{V_{j\max}[\Gamma]} \right)^2. \quad (3)$$

Минимум данного функционала (теоретически равный нулю) достигается варьированием вектора конструктивных параметров  $\Gamma$  до совпадения синтезируемой PX с заданной, соответствующей скоростям  $V_{j\max}^{(+)}$ .

Варьируя этими глобальными переменными  $V_{j\max}^{(+)}$  в разумных с точки зрения эксплуатации машины интервалах, порождается множество PX со своими собственными векторами  $\Gamma$ , на множестве которых и необходимо найти минимум введенного критерия качества (3), которому соответствует вектор  $\Gamma^*(i_1^*, i_2^*, \dots, i_m^*, k_1^*, k_2^*, \dots, k_n^*)$  оптимальных конструктивных параметров, удовлетворяющий множеству  $\Lambda$  ограничений

$$\begin{aligned} i_{p\min} &\leq i_p \leq i_{p\max}, \quad p = 1, 2, \dots, m; \\ k_{t\min} &\leq k_t \leq k_{t\max}, \quad t = 1, 2, \dots, n; \\ \omega_{tcm} &\leq \omega_{tcm\max}, \quad t = 1, 2, \dots, n, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\omega_{tcm}, \omega_{tcm\max}$  – соответственно угловая скорость спутников  $t$ -го планетарного ряда и их максимальная допустимая скорость.

Наличие в ГОМТ  $n$  диапазонов предусматривает  $n-1$  переключение, следовательно, требует  $n-1$  согласующих кинематических уравнений типа  $V_{j\max} = V_{j+1,\min}$  или  $\omega_{xj\max} = \omega_{xj+1,\min}$  (по угловым скоростям ведущих колес) для обеспечения кинематически чистого (при допущении отсутствия потерь в ГОП и в ГОМТ в целом) переключения с диапазона на диапазон.  $n$ -диапазонная ГОМТ с PX требует задания еще  $n$ -кинематических уравнений для граничных кинематических параметров  $V_{j\max}$ , ( $j=1, n$ ) или  $\omega_{xj\max}$  ( $j=1, n$ ) и одно уравнение связи, описывающее трогание машины при  $\bar{e} = \pm 1$  и  $V_{1\min} = 0$ . Таким образом PX описывается  $n-1+n+1=2n$  кинематическими согласующими уравнениями. Тогда функционал (3) представляется в виде:

$$\begin{aligned} \Phi_{\Delta V}[\Gamma] = & (\omega_{x1\min}[\Gamma] \cdot r)^2 + \\ & + \sum_{j=1}^{L-1} \left[ \left( 1 - \frac{V_{j\max}^{(+)}}{\omega_{j\max}[\Gamma] \cdot r} \right)^2 + \left( 1 - \frac{V_{j\max}^{(+)}}{\omega_{j+1\min}[\Gamma] \cdot r} \right)^2 \right] + \left( 1 - \frac{V_{L\max}^{(+)}}{\omega_{L\max}[\Gamma] \cdot r} \right)^2, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $r$  – радиус ведущего колеса.

В функционале (5) первое и последнее слагаемые в процессе оптимизации стремятся к нулю, что соответствует нулевой скорости трогания машины и максимальной заданной скорости на L-том скоростном диапазоне. Стремление к нулю выражения, стоящего под знаком суммы, обеспечивает кинематическую стыковку скоростных диапазонов в  $L - 1$  точке, то есть "пилообразную" РХ. Таким образом, на множестве ограничений (4) необходимо решить минимаксную задачу:

$$\min_{\Gamma} \Phi[\Gamma] = \Phi[\Gamma^*]; \quad \max W_{\eta}(\Gamma) = W_{\eta}(\Gamma^*).$$

**Выводы.** Таким образом, представляется возможным сделать следующие выводы. Под задачей параметрического синтеза для выбранной кинематической схемы ГОМТ следует понимать синтез собственного вектора  $\Gamma$  конструктивных параметров по критерию максимума среднеинтегрального КПД ГОМТ при удовлетворении всему множеству  $\Lambda$  конструктивных и эксплуатационных ограничений для деформируемой формы РХ в заданных пределах технологических скоростей. В указанной выше постановке, задача параметрического синтеза несколько упрощается по сравнению с общей постановкой, изложенной в работах [Самородов 1998; Самородов 2002; Самородов, Рогов 2002]. Применительно к тракторам с ГОМТ, работающих в относительно стабильном технологическом режиме, такая постановка вполне правомерна и дает возможность отыскать наиболее рациональные конструктивные параметры ГОМТ с точки зрения наивысшего КПД трансмиссии и машины.

### Литература

- Дорменев С. И. Тракторные моторно-трансмиссионные установки с двигателями постоянной мощности / С. И. Дорменев, А. П. Банник, И. А. Коваль и др. // М.: Машиностроение. – 1987. – 184 с.
- Львовский К.Я. Трансмиссии тракторов / К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков и др. // М.: Машиностроение. – 1976. – 280 с.
- Пономаренко Ю. Ф. Высокомомментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин / Ю. Ф. Пономаренко // М.: Недра. – 1972. – 375 с.
- Кириченко И. Г. Наукові основи створення високоефективних землерійно-транспортних машин / И. Г. Кириченко, Л. В. Назаров, В. В. Ничке // Харьков: ХНАДУ. – 2003. – 588 с.
- Крюков А. П. Теоретические основы анализа и синтеза схем трансмиссий с гидрообъемными передачами для гусеничных машин / А. П. Крюков // Автореф. дис. д-ра. техн. наук. – ВНИИТМ. – Л. – 1978. – 38 с.
- Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел // Кн. 1. – М.: Изд. «Мир». – 1986. – 348 с.
- Самородов В. Б. Общая постановка задачи параметрического синтеза гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов // Механика и машиностроение. – №1, 2002. – С. 109-115.
- Самородов В.Б. Проблемы и направление теоретических исследований в области гидрообъемно-механических трансмиссий в Украине / В. Б. Самородов // Механика и машиностроение. – №1, 1998. – С.105-109.
- Самородов В.Б. Результаты параметрического синтеза гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничной машины / В. Б. Самородов, А. В. Рогов // Механика и машиностроение. – №1, 2002. – С.115-121.

- Olson, D.G., Erdman, A.G., and Riley, D.R., 1991, "Topological Analysis of Single-Degree-of-Freedom Planetary Gear Trains," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 113, pp. 10-16.
- Schlosser W.M. Mathematical model for hydraulic power and motors // *Hydraulic power transmission*. – 1961. – Vol.7. – №76. – pp. 252 – 257.
- Shluter – Tractoren – Barenstark / Wolfram A. Reidel. Frankfurt am Mein: DLG – Verl. – 1990. – 228 p.
- The Ball Piston Engine. A New Concept in High Efficiency Power Machines, 2003.
- Thoma J. Performance of hydrostatic transmission // *Hydraulic pneumatic power*. – 1963. – Vol.9. – №97. – pp.273 – 285.
- Wilson W.E. Mathematical models in fluid Power engineering. – *Hydraulic Pneumatic Power*, mach, 1967, V.13, №147, pp.136 – 140.

## References

- Dormenev, S. I., Bannik, A. P., Koval, I. A. & others (1987). *Traktornye motorno-transmissionnye ustanovki s dvigatelyami postoyannoy moshhnosti*. Moskwa: Mashinostroenie.
- Kirichenko, I. G., Nazarov, L. V., & Nichke, V. V. (2003). *Naukovi osnovi stvorenniya visokoefektivnih zemleriy-no-transportnih mashin*. Kharkiv: HNADU.
- Krjukov, A. P. (1978). *Teoreticheskie osnovy analiza i sinteza shem transmissiy s gidroobiemnymi peredachami dlya gusenichnyh mashin: Avtoref. dis. d-ra. tehn. nauk*. Leningrad: VNIITM.
- Lvovskiy, K. Ja., Cherpak, F. A., Serebryakov, I. N. & others (1976). *Transmissii traktorov*. Moskwa: Mashinostroenie.
- Olson, D. G., Erdman, A. G., & Riley, D. R. (1991). Topological Analysis of Single-Degree-of-Freedom Planetary Gear Trains. *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 113, 10-16.
- Ponomarenko, Yu. F. (1972). *Vysokomomentnye radial'no-porshnevye gidromotory gornyh mashin*. Moskwa: Nedra.
- Recleytis, G., Reyvindran, A., & Regsdel, K. (1986). *Optimizaciya v tehnike: Kn. 1*. Moskwa: Izd. «Mir».
- Samorodov, V. B. (2002). Obshhaya postanovka zadachi parametriceskogo sinteza gidroobiemno-mehaniceskih transmissiy. *Mehanika i mashinostroenie*, 1, 109-115.
- Samorodov, V. B. (1998). Problemy i napravlenie teoreticeskih issledovanih v oblasti gidroobiemno-mehaniceskih transmissiy v Ukraine. *Mehanika i mashinostroenie*, 1, 105-109.
- Samorodov, V. B., & Rogov, A. V. (2002). Rezu'taty parametriceskogo sinteza gidroobiemno-mehaniceskoy transmissii gusenichnoy mashiny. *Mehanika i mashinostroenie*, 1, 115-121.
- Schlosser, W. M. (1961). Mathematical model for hydraulic power and motors. *Hydraulic power transmission*, Vol.7, 76, 252-257.
- The Ball Piston Engine. A New Concept in High Efficiency Power Machines, 2003.
- Thoma, J. (1963). Performance of hydrostatic transmission. *Hydraulic pneumatic power*, Vol.9, 97, 273-285.
- Wilson, W. E. (1967). Mathematical models in fluid Power engineering. *Hydraulic Pneumatic Power*, Vol.13, 147, 136-140.
- Wolfram, A. Reidel (1990). *Shluter – Tractoren – Barenstark*. Frankfurt am Mein: DLG – Verl.