

УДК 658.512.011.56 : 519.8 : 004.42 : 621.8

Г.М. Левин<sup>1</sup>, Н.Н. Гушинский<sup>1</sup>, С.А. Карпыза<sup>2</sup>, И.В. Кособуцкий<sup>1</sup>

## ОПТИМИЗАЦИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

*Рассматриваются математическая модель и метод предварительного кинематического расчета трансмиссий, содержащих гидротрансформатор и вальную коробку передач. Модель строится в терминах смешанного нелинейного программирования. Критерием качества искомого решения принимается осредненный КПД трансмиссии в целом либо осредненный удельный расход топлива. Учитываются основные функциональные и конструктивные ограничения. Предлагается декомпозиционная схема решения исходной задачи и приводятся результаты численного расчета.*

### Введение

В последние годы все большее распространение получают гидромеханические трансмиссии (ГМТ), обеспечивающие преимущество обеих форм трансформации движения, включая автоматическое бесступенчатое изменение передаточного числа в зависимости от внешних сопротивлений движению. Описание таких трансмиссий и их классификация даны, в частности, в [1–3]. Гидротрансформаторы (ГТ) используются в трансмиссиях большегрузных автомобилей Минского завода колесных тягачей, большегрузных карьерных самосвалов БелАЗ, дорожно-строительных машинах ОАО «АМКОДОР», изделиях многих западных фирм. Проектирование таких трансмиссий – достаточно сложная и трудоемкая задача, требующая для своего решения специалистов высокой квалификации. В связи с этим актуальной становится разработка специальных методов и программных средств, обеспечивающих поддержку принятия решений на различных стадиях проектирования ГМТ и учитывающих специфику как самих трансмиссий, так и соответствующих стадий проектирования. Наиболее сложной и ответственной является, пожалуй, начальная стадия, поскольку она во многом предопределяет технико-экономические характеристики будущего изделия. Эта стадия достаточно сложна и с точки зрения формализации процессов принятия проектных решений, чем во многом объясняется сравнительно малое количество публикаций по проблеме даже применительно к чисто механическим трансмиссиям.

В статье предлагается метод предварительного кинематического расчета (ПКР) трансмиссий, состоящих из ГТ, вальной коробки передач и цепочки передач, передающих крутящий момент с выходного вала коробки на выходной вал трансмиссии. Задача заключается в определении наилучших значений общих передаточных отношений по каждой из кинематических цепей механической части трансмиссии с учетом ряда основных функциональных и конструктивных ограничений. В качестве критерия качества искомого проектного решения принимается осредненный (по заданным режимам эксплуатации) КПД трансмиссии в целом либо осредненный удельный расход топлива. В процессе решения определяется также наилучшее распределение режимов нагружения выходного вала трансмиссии по кинематическим цепям.

Задача формулируется в терминах смешанного нелинейного программирования. Разработана специальная схема декомпозиции сформулированной оптимизационной задачи на совокупность более простых взаимосвязанных подзадач. Она является развитием подхода, предложенного в [4] для ПКР многоступенчатых механических трансмиссий.

Полученное решение задачи ПКР может служить основой для последующего расчета основных проектных параметров механической части трансмиссии с учетом прочностных и надежности факторов. Для такого расчета может быть использована методика, предложенная в [4].

### 1. Общая постановка задачи

Рассматривается задача ПКР гидромеханических трансмиссий на начальном этапе их проектирования. В качестве предмета исследования приняты трансмиссии, состоящие из ГТ, который передает крутящий момент с вала двигателя на ведущий вал вальной коробки передач;

совокупности зубчатых передач, образующих эту коробку передач; цепочки зубчатых передач, передающих крутящий момент с выходного вала коробки передач на выходной вал трансмиссии (рис. 1).

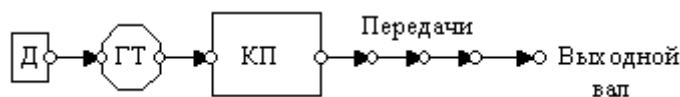


Рис. 1. Укрупненная схема трансмиссии (Д – двигатель, КП – коробка передач)

Предполагаются заданными (внешняя) скоростная характеристика двигателя и характеристика ГТ, структура механической части трансмиссии и основные кинематические ограничения (пределы передаточных отношений передач и частот вращения валов), а также расчетные режимы нагружения выходного вала трансмиссии в процессе ее эксплуатации.

Задача ПКР заключается в определении наилучших значений общих передаточных отношений по каждой из кинематических цепей механической части трансмиссии, предварительном распределении этих передаточных отношений по отдельным передачам, а также распределении режимов нагружения выходного вала трансмиссии по кинематическим цепям. Критерием качества искомого решения задачи ПКР может быть принят один из возможных показателей эффективности работы трансмиссии за весь период ее эксплуатации на всех режимах. Такими показателями являются, в частности, средний КПД трансмиссии в целом и средний удельный (по времени эксплуатации) расход топлива. Принимаемые проектные решения должны обеспечивать условия, необходимые для нормального функционирования ГТ и двигателя при принятых расчетных режимах нагружения выходного вала трансмиссии, а также учитывать задаваемые диапазоны допустимых передаточных отношений по каждой из передач трансмиссии и допустимые частоты вращения ее валов.

Рассмотрим указанные исходные данные более подробно.

*Скоростная характеристика двигателя* представляет зависимость максимального крутящего момента  $\overline{M}_d = \overline{M}_d(n_d)$  (или эффективной мощности  $P_d$ ) на валу двигателя от частоты  $n_d$  вращения этого вала, а также удельного (в единицу времени) расхода топлива  $b(M_d, n_d)$  в зависимости от частоты вращения вала и развиваемого крутящего момента  $M_d$ . В дальнейшем  $n_{dN}$  и  $M_{dN}$  – номинальные характеристики двигателя,  $[n_d, n_d]$  – диапазон допустимых частот его вращения.

В первом приближении можно считать, что при фиксированной частоте вращения вала двигателя удельный расход топлива пропорционален развиваемому крутящему моменту, т. е.

$$b(M_d, n_d) = \beta(n_d)M_d, \quad (1)$$

где  $\beta(n_d)$  – удельный расход топлива на единицу крутящего момента при частоте вращения вала двигателя  $n_d$ . Обычно функция  $\beta(n_d)$  задается своим графиком.

*Характеристика ГТ* – это совокупность зависимостей, связывающих основные параметры его функционирования: частоты вращения насосного  $n_N$  и турбинного  $n_T$  колес ГТ, крутящие моменты на его насосном  $M_N$  и турбинном  $M_T$  колесах.

Обычно эта взаимосвязь задается двумя функциями:

– зависимостью  $\nu = \nu(M_N, n_N)$  кинематического передаточного числа  $\nu = n_T/n_N < 1$  ГТ от крутящего момента  $M_N$  на насосном колесе и частоты вращения  $n_N$  этого колеса;

– зависимостью  $\kappa = \kappa(\nu)$  силового передаточного числа  $\kappa = M_T/M_N$  ГТ от текущего значения его кинематического передаточного числа.

Помимо указанных функций каждый ГТ характеризуется диапазонами  $[\underline{M}_N, \overline{M}_N]$ ,  $[\underline{M}_T, \overline{M}_T]$  и  $[\underline{n}_N, \overline{n}_N]$  допустимых крутящих моментов на его насосном и турбинном колесах и частот вращения на насосном колесе.

Коэффициент  $P_1$  полезного действия ГТ в текущий момент определяется соотношением

$$P_1 = M_T n_T / M_N n_N = \nu(M_N, n_N) \kappa(\nu(M_N, n_N)). \quad (2)$$

На базе функций  $\nu(M_N, n_N)$  и  $\kappa(\nu)$  могут быть получены функции  $M_N(M_T, n_T)$  и  $n_N(M_T, n_T)$ , определяющие крутящий момент на насосном колесе и частоту его вращения в зависимости от крутящего момента на турбинном колесе и частоты его вращения.

**З а м е ч а н и е 1.** Предполагается, что функция  $\nu(\bullet)$  учитывает такие особенности современных ГМТ, как переход ГТ в режим работы гидромукфы при достижении  $\nu(\bullet)$  некоторого порогового значения, а также возможность (при необходимости) блокировки ГТ в подобной ситуации. В последнем случае принимается, что  $\nu(\bullet) = \kappa(\bullet) = 1$ .

На базе характеристик двигателя и ГТ могут быть построены функции, характеризующие совместное функционирование пары двигатель – ГТ (Д – ГТ) в случае прямого сопряжения вала двигателя с валом насосного колеса ГТ. Обозначим максимально возможную мощность пары Д – ГТ на турбинном колесе через  $N_{dT}$ , а соответствующую частоту вращения этого колеса через  $n_{dT}$ . Значение  $n_T = n_{dT}$  можно принять в качестве наиболее подходящей частоты вращения выходного вала ГТ для этой пары при снятии с выходного вала ГТ любой фиксированной мощности в пределах максимально возможной.

Эффективность работы пары Д – ГТ в текущий момент времени оценивается показателем

$$P_2 = b(M_d, n_d) / (M_T n_T), \quad (2')$$

который характеризует расход топлива на единицу мощности, снимаемой с вала турбинного колеса ГТ. Эффективность работы такой пары тем выше, чем меньше значение этого показателя.

*Структура механической части трансмиссии* может быть представлена, как и в [4], ориентированным мультиграфом (графом)  $G = (V, E)$ , множеству  $V$  вершин которого взаимно однозначно соответствуют валы трансмиссии, а множеству  $E$  дуг – передачи между соответствующими валами. Предполагается, что дуги направлены от ведущего вала к ведомому. В дальнейшем вал ассоциируется с соответствующей ему вершиной, а передача – с соответствующей ей дугой. В обоих случаях будут использованы единые обозначения  $v \in V$  для валов (вершин) и  $e \in E$  для передач (дуг) трансмиссии. В дальнейшем рассматриваются лишь такие трансмиссии, для которых граф  $G$  не содержит контуров и содержит ровно одну вершину нулевой полустепени захода  $v_0$  (соответствующую входному валу коробки передач), а также ровно одну вершину  $v_s$  с нулевой полустепенью исхода (соответствующую выходному валу трансмиссии).

Каждому пути в графе  $G$  из истока  $v_0$  в вершину  $v \in V' = V \setminus \{v_0\}$  взаимно однозначно соответствует кинематическая цепь, соединяющая вал  $v$  с входным валом механической части трансмиссии. В дальнейшем  $L(v) = \{L_k(v) / k = 1, \dots, r(v)\}$  обозначает множество путей  $L_k(v)$  в графе  $G$  из вершины  $v_0$  в вершину  $v \in V'$ . Соответственно множество  $L_s = L(v_s) = \{L_{sk} = L_k(v_s) / k = 1, \dots, r(v_s) = r_s\}$  представляет множество всех кинематических цепей, соединяющих валы  $v_0$  и  $v_s$ .

Множество  $L_s$  обычно подразделяется на два подмножества:  $L_s^1$ , включающее цепи, которые обеспечивают вращение выходного вала трансмиссии в «прямом» направлении, и  $L_s^2$ , включающее цепи, которые обеспечивают вращение этого вала в «обратном» направлении. В дальнейшем  $L_s^l = \{L_{sk} / k = \lambda_l + 1, \dots, \lambda_l + r_{sl}\}$ , где  $r_{sl}$  – число кинематических цепей в множестве  $L_s^l$ ,  $\lambda_1 = 0$ ,  $\lambda_2 = r_{s1}$ ;  $[\underline{x}(e), \bar{x}(e)]$  – диапазоны допустимых значений передаточных отношений  $x(e)$  передач  $e \in E$ ;  $\bar{n}(v)$  – максимально допустимые частоты вращения валов  $v \in V$ .

Предполагается, что возможные режимы эксплуатации трансмиссии на данном этапе проектирования представляются так называемыми *расчетными режимами ее нагружения*. Последние задаются гистограммой  $\Gamma^l = \{\Gamma_j = (M_j, n_j, \tau_j) / j = \eta_l + 1, \dots, \eta_l + m_l\}$  для каждого множества  $L_s^l$  кинематических цепей,  $l = 1, 2$ . Здесь  $m_l$  – число различных расчетных режимов для кинематических цепей из множества  $L_s^l$ ,  $\eta_1 = 0$ ,  $\eta_2 = m_1$ ,  $M_j$  – крутящий момент на выходном валу  $v_s$  трансмиссии,  $n_j$  – частота вращения вала  $v_s$  и  $\tau_j$  – общее время работы трансмиссии на режиме  $j$ .

Режим  $\Gamma_j = (M_j, n_j, \tau_j)$  заведомо нереализуем для пары Д – ГТ, если  $M_j n_j > \alpha \bar{\rho} N_{дг}$ , где  $\alpha$  – коэффициент размерности рассматриваемых величин и  $\bar{\rho}$  – максимальный КПД трансмиссии. Далее предполагается, что в множестве  $\Gamma = \Gamma^1 \cup \Gamma^2$  таких режимов нет.

*Рассматриваемая задача ПКР заключается* в определении таких значений общих передаточных отношений кинематических цепей  $L_{sk} \in L_s$ , которые обеспечивают наилучшее значение принятого показателя эффективности работы трансмиссии за весь период ее эксплуатации при выполнении следующих условий:

- каждый из режимов нагружения реализуется по наиболее подходящей для этого режима цепи с учетом принимаемых общих передаточных отношений;
- для каждого из заданных режимов эксплуатации каждой цепи нагрузка на турбинном и насосном колесах ГД соответствует как его возможным рабочим характеристикам, так и рабочим характеристикам двигателя;
- существует такое распределение всей совокупности искомых общих передаточных отношений по передачам трансмиссии, при котором передаточные отношения всех передач находятся в заданных пределах и частоты вращения всех валов не превосходят заданных предельно допустимых значений на всех режимах работы трансмиссии.

Таким образом, в результате решения задачи ПКР наряду с общими передаточными отношениями кинематических цепей одновременно определяются как разбиение исходного множества расчетных режимов нагружения выходного вала трансмиссии по ее кинематическим цепям, так и предварительные значения передаточных отношений всех передач трансмиссии.

## 2. Математическая модель задачи ПКР и общая схема ее решения

Для построения модели введем следующие обозначения искомых проектных параметров:

$X_{sk}$  – общее передаточное отношение  $X_{sk}$  кинематической цепи  $L_{sk} \in L_s$ ,  $k = 1, \dots, r_s$ ;

$x(e)$  – передаточное отношение передачи  $e \in E$ ;

$R = \{R_k = \{\Gamma_{kt} = (M_{kt}, n_{kt}, \tau_{kt}) | t = 1, \dots, q_k\} \subseteq \Gamma | k = 1, \dots, r_s\}$  – такое разбиение исходного множества  $\Gamma$  по кинематическим цепям из  $L_s$ , что  $R_k \subseteq \Gamma^l$  при  $L_{sk} \in L_s^l$ .

В дальнейшем  $X_s = \{X_{sk} | k = 1, \dots, r_s\}$ ,  $x = (x(e) | e \in E)$ ,  $\mathbf{x} = \prod_{e \in E} [x(e), \bar{x}(e)]$ ,  $\mathbf{R}^l$  – семейство возможных разбиений исходного множества  $\Gamma^l$  расчетных режимов нагружения трансмиссии на  $r_{sl}$  подмножеств,  $l = 1, 2$ , и  $\mathbf{R} = \mathbf{R}^1 \cup \mathbf{R}^2$ .

При фиксированных значениях  $x(e) \in [x(e), \bar{x}(e)]$  общее передаточное отношение  $X_{sk}$  кинематической цепи  $L_{sk} \in L_s$  определяется известным соотношением

$$X_{sk} = \prod_{e \in L_{sk}} x(e) \in [X_{sk}, \bar{X}_{sk}], \quad (3)$$

где  $X_{sk} = \max_{e \in L_{sk}} [X_{sk1}, \prod_{e \in L_{sk}} x(e)]$  и  $\bar{X}_{sk} = \min_{e \in L_{sk}} [X_{sk2}, \prod_{e \in L_{sk}} \bar{x}(e)]$ ,  $X_{sk1}$  и  $X_{sk2}$  – заданные наименьшее и наибольшее допустимые значения параметра  $X_{sk}$ .

Целевая функция. На данном этапе решения исходной проектной задачи можно считать, что КПД  $p_k$  цепи  $L_{sk}$  не зависит от режима ее эксплуатации. При фиксированном значении  $X_{sk}$  для  $kt$ -го режима нагрузки на валу  $v_s$  по цепи  $k$  крутящий момент на турбинном колесе ГТ должен быть равен  $M_{kt}/(X_{sk} p_k)$ , а частота вращения на этом колесе –  $n_{kt} X_{sk}$ . Соответственно для заданных рабочих характеристик ГТ крутящий момент на его насосном колесе равен  $M_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk})$ , а частота вращения на этом колесе –  $n_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk})$ . Таким образом, при фиксированном значении  $X_{sk}$  и наборе  $R_k$  нагрузок цепи  $k$  средний КПД  $\rho_{1k}(X_{sk}, R_k)$  механической части трансмиссии по всем нагрузкам данной цепи определяется соотношением

$$\rho_{1k}(X_{sk}, R_k) = \frac{\sum_{t=1}^{q_k} (M_{kt} n_{kt} \tau_{kt})}{\sum_{t=1}^{q_k} (M_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}) n_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}) \tau_{kt})}, \quad (4)$$

а средний удельный расход  $\rho_{2k}(X_{sk}, R_k)$  топлива – соотношением

$$\rho_{2k}(X_{sk}, R_k) = \sum_{t=1}^{q_k} (b(M_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}), n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}))\tau_{kt}) / \sum_{t=1}^{q_k} (M_{kt}n_{kt}\tau_{kt}). \quad (4')$$

Из соотношений (4) и (4') следует, что при фиксированных значениях набора  $X_s$  и разбиении  $R$  нагрузок по цепям средний КПД трансмиссии по всем режимам ее работы

$$\rho_1(X_s, R) = \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (M_{kt}n_{kt}\tau_{kt}) / \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (M_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk})n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk})\tau_{kt}), \quad (5)$$

а средний удельный расход топлива

$$\rho_2(X_s, R) = \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (b(M_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}), n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}))\tau_{kt}) / \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (M_{kt}n_{kt}\tau_{kt}). \quad (5')$$

Поскольку значение  $\sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (M_{kt}n_{kt}\tau_{kt})$  не зависит от искомых параметров, а определяется заданными расчетными условиями нагружения трансмиссии, максимизации среднего КПД трансмиссии в рамках рассматриваемой задачи соответствует минимизация функции

$$F_1(X_s, R) = \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (M_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk})n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk})\tau_{kt}), \quad (6)$$

а минимизации среднего удельного расхода топлива – минимизация функции

$$F_2(X_s, R) = \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (b(M_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}), n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}))\tau_{kt}). \quad (6')$$

Необходимые условия функционирования пары Д – ГТ на всех режимах работы трансмиссии могут быть представлены следующим образом.

Крутящие моменты на насосном и турбинном колесах ГТ, а также частота вращения его насосного колеса должны принадлежать заданным диапазонам допустимых значений этих параметров для ГТ, т. е. должны выполняться соотношения

$$M_{kt}/(X_{sk}p_k) \in [\underline{M}_T, \overline{M}_T], \quad k = 1, \dots, r_s, \quad t = 1, \dots, q_k; \quad (7)$$

$$M_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}) \in [\underline{M}_N, \overline{M}_N], \quad k = 1, \dots, r_s, \quad t = 1, \dots, q_k; \quad (8)$$

$$n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}) \in [\underline{n}_N, \overline{n}_N], \quad k = 1, \dots, r_s, \quad t = 1, \dots, q_k. \quad (9)$$

Частота вращения насосного колеса ГТ должна принадлежать заданному диапазону возможных частот вращения двигателя, а крутящий момент на насосном колесе не должен превышать максимального крутящего момента, развиваемого двигателем на этой частоте, т. е.

$$n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}) \in [\underline{n}_d, \overline{n}_d], \quad k = 1, \dots, r_s, \quad t = 1, \dots, q_k; \quad (10)$$

$$M_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk}) \leq M_d(n_N(M_{kt}/(X_{sk}p_k), n_{kt}X_{sk})), \quad k = 1, \dots, r_s, \quad t = 1, \dots, q_k. \quad (11)$$

Ограничения на частоты вращения валов (т. е. условие существования распределения общих передаточных отношений  $X_{sk}$ ,  $k = 1, \dots, r_s$ , по передачам трансмиссии, при котором на

всех режимах ее работы частоты вращения всех валов не превосходят заданных значений) представимы следующим образом.

Обозначим через  $L_{sk}(v)$  участок цепи  $L_{sk}$  от вала  $v$  этой цепи к выходному валу  $v_s$ ; через  $n_{kt}(v, x) = n_{kt} \prod_{e \in L_{sk}(v)} x(e)$  – частоту вращения вала  $v$  при работе цепи на режиме  $t$  при фиксированном значении вектора  $x$ . Для того чтобы частоты вращения всех валов трансмиссии находились в заданных пределах при всех режимах ее эксплуатации, необходимо и достаточно, чтобы

$$n_{kt_k^*}(v, x) \leq \bar{n}(v), \quad v \in L_{sk}, \quad k \in \{k' = 1, \dots, r_s | v \in L_{sk'}\}, \quad (12)$$

где  $t_k^*$  – номер из множества  $\{1, \dots, q_k\}$  с максимальным значением  $n_{kt}$ .

Соотношения (3), (6), (6'), (7)–(12) представляют *математическую модель* рассматриваемой задачи ПКР, которая формально заключается в нахождении таких значений  $X_s = \{X_{sk}/k = 1, \dots, r_s\}$ ,  $x = (x(e)|e \in E) \in \mathbf{x}$  и  $R = \{R_k | k = 1, \dots, r_s\} \in \mathbf{R}$ , которым соответствует наименьшее значение функции  $F_l(X_s, R)$  (соотношение (6) или (6') в зависимости от принимаемого критерия оптимальности) при выполнении ограничений (3), (7)–(12). Эта задача является достаточно сложной задачей смешанного программирования, в которой переменные  $x(e)$  можно считать непрерывными, а  $R$  носит комбинаторный характер.

**З а м е ч а н и е 2.** При необходимости модель (3), (6), (6'), (7)–(12) может быть дополнена ограничениями, учитывающими некоторые дополнительные требования к искомому проектному решению. В частности, ограничения вида  $X_{sk}/X_{sq} \leq w_{kq}$  позволяют учитывать допустимые соотношения общих передаточных отношений кинематических цепей  $k$  и  $q$ . Подобные ограничения не вносят принципиальных изменений в характер модели и предлагаемый подход к решению задачи ПКР.

Решение (возможно приближенное) задачи ПКР может быть получено по следующей схеме.

**Шаг 1.** Разбиение множеств  $\Gamma^l$ ,  $l = 1, 2$ , расчетных режимов нагружения выходного вала трансмиссии по кинематическим цепям множеств  $L_s^l$  при упрощающем предположении об отсутствии кинематических взаимосвязей между различными кинематическими цепями (подзадача  $A_2$ ). В результате для каждой кинематической цепи отыскивается оптимальное значение ее общего передаточного отношения при следующих условиях: каждая цепь работает лишь с нагрузками соответствующего подмножества множества  $\Gamma^l$ , обеспечиваются условия функционирования пары Д – ГТ и кинематические ограничения (подзадача  $A_1$ ).

Если получены общие передаточные отношения цепей, удовлетворяющие отмеченным требованиям, то одновременно находится и нижняя оценка целевой функции (6) или (6'). В противном случае задача ПКР не имеет решения и требуется корректировка исходных данных.

**Шаг 2.** Проверка существования такого распределения общих передаточных отношений по соответствующим передачам трансмиссии, при котором на всех режимах ее работы частоты вращения всех валов не превосходят заданных допустимых значений при условии, что передаточные отношения всех передач находятся в заданных пределах (подзадача  $A_3$ ). Если такое распределение существует, то полученные на шаге 1 разбиение режимов нагружения из  $\Gamma$  по кинематическим цепям и их общие передаточные отношения можно рассматривать в качестве решения исходной задачи ПКР. В противном случае переход к следующему шагу.

**Шаг 3.** Нахождение нового ряда общих передаточных отношений кинематических цепей, который является «ближайшим» к полученному на шаге 1 при обеспечении как требуемых условий работоспособности пары Д – ГТ, так и существования разбиения общих передаточных отношений по соответствующим передачам трансмиссии, удовлетворяющего кинематическим ограничениям шага 2 для принятого на шаге 1 разбиения режимов нагружения (подзадача  $A_4$ ).

Если подзадача  $A_4$  имеет решение, то в качестве решения исходной задачи ПКР можно рассматривать полученное разбиение режимов нагружения и новый набор общих передаточных отношений кинематических цепей. В противном случае переход к следующему шагу.

**Шаг 4.** Отыскание набора общих передаточных отношений кинематических цепей, «ближайшего» к полученному на шаге 1 при условии существования передаточных отношений

$x(e) \in [\underline{x}(e), \bar{x}(e)]$ ,  $e \in E$ , удовлетворяющих только кинематическим ограничениям (подзадача  $A_{4b}$  – частный случай подзадачи  $A_4$ ). Если подзадача  $A_{4b}$  не имеет решения, то исходная задача в целом также не имеет решения и требуется корректировка исходных данных. В противном случае для полученного набора находится оптимальное разбиение режимов нагружения по кинематическим цепям при условии, что общие передаточные отношения соответствуют вновь полученному набору (подзадача  $A_{2b}$  – частный случай подзадачи  $A_2$ ). При этом учитываются условия функционирования пары Д – ГТ.

Если подзадача  $A_{2b}$  имеет решение, то оно может быть принято в качестве искомого решения исходной задачи ПКР. В противном случае необходима более общая схема совместного определения подходящих значений общих передаточных отношений кинематических цепей и разбиения режимов нагружения по этим цепям. Один из возможных подходов к построению такой схемы планируется рассмотреть в последующих публикациях по исследуемой проблеме.

### 3. Математические модели основных подзадач и возможные подходы к их решению

Подзадача  $A_1$  оптимизации общего передаточного отношения отдельной кинематической цепи при фиксированном наборе режимов ее эксплуатации возникает как вспомогательная при поиске наилучшего разбиения заданных режимов эксплуатации по кинематическим цепям. Она представляет также и самостоятельный интерес. Подзадача  $A_1$  заключается в определении для каждой кинематической цепи  $L_{sk} \in L_s$  такого значения ее общего передаточного отношения  $X_{sk}$ , которое обеспечивает наилучшее значение принятого показателя эффективности работы этой цепи за весь период ее эксплуатации при следующих условиях:

- множество  $R_k = \{\Gamma_{kt} = (M_{kt}, n_{kt}, \tau_{kt}) | t = 1, \dots, q_k\}$  режимов нагружения рассматриваемой цепи за период ее эксплуатации определено;
- для каждого режима эксплуатации из  $R_k$  нагрузка на турбинном и насосном колесах ГТ соответствует рабочим характеристикам его и двигателя;
- существует распределение искомого общего передаточного отношения по передачам цепи, при котором передаточные отношения передач находятся в заданных пределах и на всех режимах работы частоты вращения ее валов не превосходят их заданных предельных значений.

Из соотношений (4), (4'), (6) и (6') следует, что максимизации среднего КПД цепи за период ее эксплуатации соответствует минимизация функции

$$f_{1k}(X_{sk}, R_k) = \sum_{t=1}^{q_k} (M_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}) n_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}) \tau_{kt}), \quad (13)$$

а минимизации среднего удельного расхода топлива за этот же период – минимизация функции

$$f_{2k}(X_{sk}, R_k) = \sum_{t=1}^{q_k} (b(M_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}), n_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk})) \tau_{kt}). \quad (13')$$

Обеспечение необходимых условий функционирования пары Д – ГТ, а также соблюдение оговоренных выше кинематических ограничений на всех режимах работы цепи сводятся к выполнению следующих ограничений, которые получены из (3), (7)–(12) их частичным объединением:

$$X_{sk} \in [\underline{X}_{sk}(R_k), \bar{X}_{sk}(R_k)]; \quad (14)$$

$$n_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}) \in [\underline{n}_0, \bar{n}_0], \quad t = 1, \dots, q_k; \quad (15)$$

$$M_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}) \in [\underline{M}_N, \min[\bar{M}_N, M_d(n_N(M_{kt}/(X_{sk} p_k), n_{kt} X_{sk}))]], \quad t = 1, \dots, q_k, \quad (16)$$

где  $\underline{n}_0 = \max[\underline{n}_N, \underline{n}_d]$  и  $\bar{n}_0 = \min[\bar{n}_N, \bar{n}_d]$ ;

$$\underline{X}_{sk}(R_k) = \max[\underline{X}_{sk}, \max\{M_{kt}/(\bar{M}_T p_k) | t = 1, \dots, q_k\}];$$

$$\bar{X}_{sk}(R_k) = \min[\bar{X}_{sk}^*(R_k), \min\{M_{kt}/(\underline{M}_T p_k) | t = 1, \dots, q_k\}];$$

$\bar{X}_{sk}^*(R_k)$  – наибольшее значение  $X_{sk}$  по всем таким  $x(e) \in [\underline{x}(e), \bar{x}(e)]$ ,  $e \in L_{sk}$ , которые удовлетворяют условиям (12) для цепи  $L_{sk}$ . Алгоритм вычисления  $\bar{X}_{sk}^*(R_k)$  достаточно прост.

Таким образом, подзадача  $A_1$  сводится к нахождению такого значения  $X_{sk} = X_{sk}^*(R_k)$ , которому соответствует наименьшее значение целевой функции  $f_{1k}(X_{sk}, R_k)$  или  $f_{2k}(X_{sk}, R_k)$  при условии выполнения ограничений (14)–(16). Если для текущего значения  $R_k$  ограничения несовместны, положим  $f_{1k}(X_{sk}, R_k) = f_{2k}(X_{sk}, R_k) = \infty$ . Подзадача  $A_1$  может быть решена с использованием модификаций известных методов одномерной оптимизации, учитывающих некоторые ее особенности. Так, анализ рабочих характеристик ряда пар Д – ГТ показал, что минимальное значение функция  $f_{1k}(X_{sk})$  достигает, как правило, либо при максимально возможном значении общего передаточного отношения, либо вблизи него. В первом случае решение задачи  $A_1$  сводится к нахождению максимального значения  $X_{sk}$ , удовлетворяющего ограничениям (14)–(16), а во втором это значение может быть использовано в качестве начального при поиске оптимального.

Подзадача  $A_2$  разбиения режимов эксплуатации трансмиссии по кинематическим цепям заключается в нахождении для каждого  $l = 1, 2$  такого разбиения  $R^l = \{R_k = \{\Gamma_{kt} = (M_{kt}, n_{kt}, \tau_{kt}) | t = 1, \dots, q_k\} | k = \lambda_l + 1, \dots, \lambda_l + r_{sl}\}$  заданного множества  $\Gamma^l = \{\Gamma_j = (M_j, n_j, \tau_j) | j = \eta_l + 1, \dots, \eta_l + m_l\}$  режимов нагружения выходного вала трансмиссии на  $r_{sl}$  подмножеств, которое минимизирует функцию

$$\Phi_\mu(R) = \sum_{L_{sk} \in L_s^l} f_{\mu k}(X_{sk}^*(R_k), R_k), \quad (17)$$

где  $\mu \in \{1, 2\}$  в зависимости от выбранной целевой функции в исходной постановке задачи. Подзадача распадается на две независимые подзадачи  $A_{21}$  и  $A_{22}$  по каждому из  $l = 1, 2$  в отдельности.

В общем случае для решения каждой из подзадач  $A_{2l}$  можно воспользоваться следующей схемой динамического программирования. Обозначим через  $\hat{\Phi}_i^1(\hat{R})$  наименьшее значение функции  $\sum_{k=1}^i f_{\mu k}(X_{sk}^*(R_k), R_k)$  по всем разбиениям подмножества режимов нагружения  $\hat{R} \subseteq \Gamma^l$  по первым  $i$  цепям из  $L_s^l$ , где  $f_{\mu k}(X_{sk}^*(R_k), R_k) = \infty$ , если для  $R_k$  ограничения (14)–(16) несовместны. Тогда реализация следующих рекуррентных соотношений динамического программирования дает искомое решение подзадачи  $A_{21}$ :

$$\min\{\Phi_\mu(R) | R \in \mathbf{R}^1\} = \hat{\Phi}_{r_{s1}}^1(\Gamma^1); \quad (18)$$

$$\hat{\Phi}_i^1(\hat{R}) = \min\{\hat{\Phi}_{i-1}^1(R') + f_{\mu i}(X_{si}^*(\hat{R} \setminus R'), \hat{R} \setminus R') | R' \subset \hat{R}\}, \quad \hat{R} \subseteq \Gamma^1, i = 1, \dots, r_{s1}, \quad (18')$$

где  $\hat{\Phi}_0^1(\emptyset) = 0$ . Трудоемкость этой схемы –  $O(2^{|\Gamma^1|})$ , поэтому в реальных проектных задачах при относительно больших значениях  $|\Gamma^1|$  для быстрого решения (возможно приближенного) подзадачи  $A_{21}$  можно воспользоваться следующей модификацией предыдущей схемы.

При формировании структуры трансмиссии проектант, как правило, заранее упорядочивает цепи в  $L_s^l$  по убыванию будущего значения их общего передаточного отношения, поэтому в дальнейшем предполагается, что эти множества упорядочены указанным образом.

Обозначим через  $\check{X}_r$  наилучшее значение общего передаточного отношения некоторой виртуальной кинематической цепи при ее нагружении режимом  $\Gamma_r \in \Gamma$  с соблюдением ограничения типа (16), учитывающего работоспособность пары Д – ГТ. Это значение может быть получено в результате решения простого частного случая подзадачи  $A_1$ . Упорядочим режимы множества  $\Gamma$  в порядке убывания соответствующих им значений  $\check{X}_r$ . Тогда решение подзадач  $A_{2l}$  можно отыскивать лишь среди разбиений  $R^l = \{R_k | k = \lambda_l + 1, \dots, \lambda_l + r_{sl}\}$  последовательности



$\Gamma^l = \{ \Gamma_j = (M_j, n_j, \tau_j) | j = \eta_l + 1, \dots, \eta_l + m_l \}$  на  $r_{sl}$  подпоследовательностей вида  $R_k = (\Gamma_j | j = \tilde{t}_{k-1} + 1, \tilde{t}_{k-1} + 2, \dots, \tilde{t}_k) = \tilde{R}(\tilde{t}_{k-1}, \tilde{t}_k)$ , где  $\tilde{t}_0 = 0, \tilde{t}_{r_{sl}} = m_l, l = 1, 2$ .

Пусть  $\tilde{T}$  – множество векторов  $\tilde{t} = (\tilde{t}_0 = 0, \tilde{t}_1, \dots, \tilde{t}_k, \dots, \tilde{t}_{r_{s1}-1}, \tilde{t}_{r_{s1}} = m_1)$  таких, что  $\tilde{t}_k > \tilde{t}_{k-1}$  для всех  $k = 1, \dots, r_{s1}$ . Модифицированная подзадача  $A_{21}$  сводится к нахождению такого значения вектора  $\tilde{t} \in \tilde{T}$ , которому соответствует наименьшее значение функции

$$\tilde{\Phi}_\mu(\tilde{t}) = \sum_{k=1}^{r_{s1}} f_{\mu k}(X_{sk}^*(\tilde{R}(\tilde{t}_{k-1}, \tilde{t}_k)), \tilde{R}(\tilde{t}_{k-1}, \tilde{t}_k)). \quad (17')$$

Обозначим через  $\tilde{T}_k$  множество целесообразных для анализа значений компонент  $\tilde{t}_k \in \{k, k+1, \dots, m_1 - r_{s1} + k\}$  векторов  $\tilde{t} \in \tilde{T}$ , а через  $Q_k(t')$  – наименьшее значение функции  $\sum_{i=1}^k f_{\mu k}(X_{si}^*(\tilde{R}(\tilde{t}_{i-1}, \tilde{t}_i)), \tilde{R}(\tilde{t}_{i-1}, \tilde{t}_i))$  по всем  $\tilde{t} \in \tilde{T}$ , у которых  $\tilde{t}_k = t' \in \tilde{T}_k$ . Тогда решение  $\tilde{t}^* = (\tilde{t}_0^* = 0, \dots, \tilde{t}_k^*, \dots, \tilde{t}_{r_{s1}-1}^*, \tilde{t}_{r_{s1}}^* = m_1)$  модифицированной подзадачи  $A_{21}$  может быть получено с использованием следующих рекуррентных соотношений динамического программирования:

$$Q_0(0) = 0, \min\{ \tilde{\Phi}_\mu(\tilde{t}) | \tilde{t} \in \tilde{T} \} = \tilde{\Phi}_\mu(\tilde{t}^*) = Q_{r_{s1}}(m_1), \quad (18'')$$

$$Q_k(t') = \min\{ Q_{k-1}(t'') + f_{\mu k}(X_{sk}^*(\tilde{R}(t'', t')), \tilde{R}(t'', t')) | t'' \in \tilde{T}_{k-1}, t'' < t' \}, t' \in \tilde{T}_k, k = 1, \dots, r_{s1}. \quad (18''')$$

Одновременно с получением вектора  $\tilde{t}^*$  для каждой кинематической цепи  $L_{sk}$  из  $L_s^1$  отыскивается и оптимальное значение  $\tilde{X}_{sk} = X_{sk}^*(\tilde{R}(\tilde{t}_{k-1}^*, \tilde{t}_k^*))$  ее общего передаточного отношения при упрощающем предположении об отсутствии кинематических взаимосвязей между цепями.

Аналогично решается и подзадача  $A_{22}$ . В результате решения обеих подзадач формируется набор  $\tilde{X} = \{ \tilde{X}_{sk} | k = 1, \dots, r_s \}$  общих передаточных отношений для всех кинематических цепей трансмиссии. Этот набор нуждается в проверке на реализуемость в трансмиссии заданной структуры в рамках заданных кинематических ограничений.

**З а м е ч а н и е 3.** Частный случай подзадачи  $A_{21}$  связан с заменой функции  $\Phi_\mu(R)$  более простой

$$\hat{\Phi}_\mu(R) = \sum_{k=1}^{r_{sl}} f_{\mu k}(\hat{X}_{sk}, R_k), \quad (17'')$$

в которой  $\hat{X}_{sk}$  предполагаются известными, что исключает необходимость решения подзадач  $A_1$ .

*Подзадача  $A_3$  проверки реализуемости фиксированного ряда общих передаточных отношений кинематических цепей* обусловлена возможной принадлежностью одних и тех же передач одновременно нескольким различным кинематическим цепям, что предопределяет взаимосвязи общих передаточных отношений этих цепей. Поэтому в общем случае может не существовать такого набора  $x$  передаточных отношений передач, который обеспечил бы найденный в результате решения задачи  $A_2$  набор  $\tilde{X} = \{ \tilde{X}_{sk} | k = 1, \dots, r_s \}$  общих передаточных отношений кинематических цепей при выполнении учитываемых кинематических ограничений для принятого варианта  $R = \{ R_k = \{ (M_{kt}, n_{kt}, \tau_{kt}) | t = 1, \dots, q_k \} | k = 1, \dots, r_s \}$  распределения режимов нагружения трансмиссии по цепям.

Проверка реализуемости фиксированного набора  $\tilde{X} = \{ \tilde{X}_{sk} | k = 1, \dots, r_s \}$  (подзадача  $A_3$ ) сводится к проверке совместности следующей системы неравенств:

$$\prod_{e \in L_{sk}} x(e) = \tilde{X}_{sk}, \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (19)$$

$$\prod_{e \in L_{sk}(v)} x(e) \leq \bar{n}(v) / n_{kt_k}^*, \quad v \in L_{sk}, \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (20)$$

$$x(e) \in [\underline{x}(e), \bar{x}(e)], \quad e \in E, \quad (21)$$

где  $L_{sk}(v)$  – участок цепи  $L_{sk}$  от вала  $v$  этой цепи к выходному валу  $v_s$ .

Традиционной в таких случаях заменой переменных  $y(e) = \ln x(e)$ ,  $e \in E$ , эта система сводится к системе линейных неравенств, для решения которой могут быть использованы соответствующие методы. Вместе с тем необходимо учитывать, что для структурно сложных многоэлементных трансмиссий число ограничений вида (20) может быть достаточно велико, хотя, как правило, лишь незначительная часть из них является существенной. В работе [4] предложен специальный подход к решению подобных задач, учитывающий их специфику.

Если система (19)–(21) совместна, то найденный ранее набор  $\tilde{X}$  общих передаточных отношений всех кинематических цепей трансмиссии и является решением задачи ПКР в целом. В противном случае этот набор необходимо корректировать.

Подзадача  $\mathbf{A}_4$  корректировки набора  $\tilde{X}$  должна быть решена так, чтобы с учетом принятого критерия оптимальности (6) или (6') обеспечить выполнимость не только кинематических ограничений (19)–(21), но и ограничений (14)–(16), связанных с нормальным функционированием пары Д – ГТ при том же распределении режимов нагружения по кинематическим цепям.

В силу принятых ранее предположений о совместности системы ограничений (14)–(16) при фиксированном распределении  $R = \{R_k | k = 1, \dots, r_s\}$  для каждой цепи  $L_{sk}$  из  $L_s$  могут быть найдены наименьшее  $\underline{X}_{sk}(R_k)$  и наибольшее  $\overline{X}_{sk}(R_k)$  значения ее общего передаточного отношения  $X_{sk}$ , при которых эти ограничения выполняются. Нетрудно показать, что указанные ограничения выполняются и для любого  $X_{sk} \in [\underline{X}_{sk}(R_k), \overline{X}_{sk}(R_k)]$ .

Таким образом, подзадача  $\mathbf{A}_4$  сводится к решению следующей оптимизационной задачи относительно компонент набора  $X_s = \{X_{sk} | k = 1, \dots, r_s\}$  и вектора  $x = (x(e) | e \in E)$  при фиксированном распределении  $R = \{R_k | k = 1, \dots, r_s\}$ :

$$Q_l(X_s) = \sum_{k=1}^{r_s} f_{lk}(X_{sk}, R_k) \rightarrow \min; \quad (22)$$

$$\prod_{e \in L_{sk}} x(e) = X_{sk}, \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (23)$$

$$\prod_{e \in L_{sk}(v)} x(e) \leq \bar{n}(v) / n_{kt_k}^*, \quad v \in L_{sk}, \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (24)$$

$$X_{sk} \in [\underline{X}_{sk}(R_k), \overline{X}_{sk}(R_k)], \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (25)$$

$$x(e) \in [\underline{x}(e), \bar{x}(e)], \quad e \in E, \quad (26)$$

где  $l$  равно 1 или 2 в зависимости от критерия оптимальности в исходной задаче. Данную подзадачу, как и предыдущую, целесообразнее решать в логарифмических координатах. В этом случае все ограничения становятся линейными, а свойства получаемой целевой функции

$Q_l(X_s) = \ln(\sum_{k=1}^{r_s} f_{lk}(X_{sk}, R_k))$  требуют дополнительного численного исследования.

Приближенное решение подзадачи  $\mathbf{A}_4$  может быть получено при замене целевой функции  $Q_l(X_s)$  функцией вида

$$H(X_s) = \sum_{k=1}^{r_s} \alpha_k (\ln(y_{sk}) - \ln(\tilde{y}_{sk}))^2 \rightarrow \min, \quad (27)$$

где компонента  $\alpha_k$  вектора  $\alpha = (\alpha_k | k = 1, \dots, r_s)$  «весовых коэффициентов» характеризует относительную целесообразность (с точки зрения минимизации целевой функции  $Q_f(X_s)$ ) приближения искомого значения  $X_{sk}$  общего передаточного отношения цепи  $k$  к полученному ранее в подзадаче  $A_2$  значению  $\tilde{X}_{sk}$  этого отношения. В частности, можно положить

$$\alpha_k = \sum_{t=1}^{q_k} (M_{kt} n_{kt} \tau_{kt}) / \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{q_k} (M_{kt} n_{kt} \tau_{kt}). \quad (28)$$

В этом случае  $\alpha_k$  представляет относительную долю энергии, передаваемой по цепи  $k$  за весь период эксплуатации трансмиссии.

Получаемая в результате такой замены задача является задачей квадратичного программирования (в логарифмических координатах), и для ее решения могут быть эффективно использованы известные методы. В частности, в [5] предложен один из подходов к решению подобных задач, учитывающий их специфику. Решение этой задачи может быть принято, в частности, в качестве начального приближения при решении задачи (22)–(26).

#### 4. Численный пример

Рассматривается ГМТ, граф структуры механической части которой представлен на рис. 2, где вершины 1 и 3 соответствуют входному и выходному валам коробки передач (см. разд. 1). Множество  $L_s^1$  включает кинематические цепи (1, 5), (1, 6), (2, 5) и (2, 6) с КПД 0,9, множество  $L_s^2$  – цепи (3, 4, 5) и (3, 4, 6) с КПД 0,85.

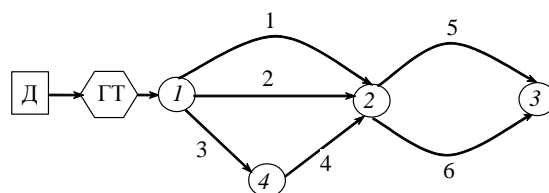


Рис. 2. Граф-схема ГМТ

Скоростная характеристика двигателя аппроксимируется функцией

$$M_d(n_d) = \begin{cases} M_{dN} (\bar{n}_d - n_d) / (\bar{n}_d - n_{dN}), & n_d \in [n_{dN}, \bar{n}_d]; \\ M_{d\max} - (M_{d\max} - M_{dN}) [(n_d - \underline{n}_d) / (n_{dN} - \underline{n}_d)]^2, & n_d \in [\underline{n}_d, n_{dN}], \end{cases}$$

где  $M_{dN} = 551,74$  и  $M_{d\max} = 637$  (Нм);  $\underline{n}_d = 1300$ ,  $n_{dN} = 2200$  и  $\bar{n}_d = 2280$  (об/мин).

Характеристики ГТ представлены в табл. 1, где  $v = v(M_N, n_N) = f(M'_N (n_N/2200)^2)$ , остальные его параметры приняты следующими:  $\underline{M}_N = 49$  Нм,  $\bar{M}_N = 705,6$  Нм,  $\underline{M}_T = 37,24$  Нм,  $\bar{M}_T = 1863$  Нм,  $\underline{n}_N = 1300$  об/мин,  $\bar{n}_N = 2400$  об/мин. Максимальная допустимая частота вращения валов принята равной 5000 об/мин, а другие исходные данные задачи ПКР представлены в табл. 2 и 3.

Таблица 1

Внешняя характеристика ГТ

$M'_N$ , Нм	573,3	584	592,6	592,6	584	573,3	551,7	532,3	469,8	286,6	122,8
$v$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$k$	2,64	2,36	2,1	1,87	1,62	1,44	1,28	1,15	1,01	0,96	0,76

Таблица 2

Пределы передаточных отношений передач

Номер передачи	Передаточное отношение	
	наименьшее	наибольшее
1	0,7219	1,3406
2	1,3087	2,4304
3	0,5939	1,1030
4	1,5050	2,7950
5	1,8667	3,4667
6	0,5535	1,0279

Таблица 3

Пределы общих передаточных отношений цепей

Передачи цепи	Общее передаточное отношение	
	наименьшее	наибольшее
1, 5	1,348	4,648
1, 6	0,4	1,378
2, 5	2,444	5,900
2, 6	0,724	2,498
3, 4, 5	1,669	6,300
3, 4, 6	0,495	3,169

Далее приводятся результаты решения задачи ПКР для двух вариантов эксплуатации рассматриваемой ГМТ.

*Вариант 1.* Множества  $\Gamma^1$  и  $\Gamma^2$  режимов нагружения кинематических цепей из  $L_s^1$  и  $L_s^2$  равны соответственно  $\{(4410, 90, 500), (3724, 160, 500), (3087, 220, 500), (1960, 320, 1000), (882, 400, 2000), (2940, 110, 500), (1960, 330, 500), (833, 655, 500), (588, 690, 3000), (1176, 440, 490), (931, 745, 1000)\}$  и  $\{(3871, 134, 490), (2548, 267, 500), (882, 411, 1000), (882, 450, 300)\}$  (Нм, об/мин, ч).

В результате решения подзадач  $A_{21}$  и  $A_{22}$  для кинематической цепи (1, 5) получено общее передаточное отношение 4,435 и назначены режимы (1960, 320, 1000), (1960, 330, 500), (882, 400, 2000); для цепи (1, 6) – передаточное отношение 1,378 и режим (931, 745, 1000); для цепи (2, 5) – передаточное отношение 5,900 и режимы (4410, 90, 500), (2940, 110, 500), (3724, 160, 500), (3087, 220, 500); для цепи (2, 6) – передаточное отношение 2,498 и режимы (1176, 440, 490), (833, 655, 500), (588, 690, 3000); для цепи (3, 4, 5) – передаточное отношение 6,047 и режимы (3871, 134, 490), (2548, 267, 500); для цепи (3, 4, 6) – передаточное отношение 3,148 и режимы (882, 411, 1000), (882, 450, 300).

В результате решения подзадачи  $A_3$  установлено, что полученные общие передаточные отношения не реализуемы. В результате решения подзадачи  $A_4$  с целевой функцией (22) эти отношения были скорректированы на 3,338, 1,378, 5,868, 2,422, 6,046 и 2,496 соответственно. Значение среднего КПД в этом случае равно 0,674. Минимальное значение функции (27) было получено при общих передаточных отношениях, равных соответственно 3,255, 1,378, 5,900, 2,498, 6,046 и 2,560, со значением среднего КПД 0,676. Эти передаточные отношения незначительно отличаются от предыдущих.

*Вариант 2.* Множества  $\Gamma^1$  и  $\Gamma^2$  режимов нагружения кинематических цепей в данном случае дополнены множествами  $\{(539, 1150, 1000), (392, 1250, 500), (490, 1350, 1000), (392, 1780, 1000), (196, 2230, 1000)\}$  и  $\{(490, 900, 400), (343, 1400, 600)\}$  соответственно.

В этом случае в результате решения подзадач  $A_{21}$  и  $A_{22}$  для кинематической цепи (1, 5) получено общее передаточное отношение 4,384 и назначены режимы (1960, 320, 1000), (1960, 330, 500), (882, 400, 2000), (1176, 440, 490); для цепи (1, 6) – передаточное отношение 0,893 и режимы (539, 1150, 1000), (392, 1250, 500), (490, 1350, 1000), (392, 1780, 1000), (196, 2230, 1000); для цепи (2, 5) – передаточное отношение 5,900 и режимы (4410, 90, 500), (2940, 110, 500), (3724, 160, 500), (3087, 220, 500); для цепи (2, 6) – передаточное отношение 2,271 и режимы (833, 655, 500), (588, 690, 3000), (931, 745, 1000); для цепи (3, 4, 5) – передаточное отношение 4,909 и режимы (3871, 134, 490), (2548, 267, 500), (882, 411, 1000); для цепи (3, 4, 6) – передаточное отношение 1,385 и режимы (882, 450, 300), (490, 900, 400), (343, 1400, 600). Решение подзадачи  $A_4$  дало следующие значения общих передаточных отношений: 3,145, 0,893, 5,900, 1,675, 4,881, 1,385 и значение среднего КПД 0,675. Минимальное значение функции (27) в этом случае достигается для 3,254, 0,893, 5,900, 1,618, 4,909 и 1,347 со значением среднего КПД 0,676.

### Заключение

В работе предложены математическая модель и декомпозиционная схема решения задачи предварительного кинематического расчета силовой гидромеханической трансмиссии, рас-

смотрены математические модели и методы решения основных подзадач, возникающих при реализации этой схемы. Схема реализована в Объединенном институте проблем информатики НАН Беларуси в рамках системы поддержки принятия решений на начальных этапах проектирования ГМТ выделенного класса. Проверка схемы на реальных проектных задачах подтвердила ее работоспособность.

Авторы выражают глубокую признательность члену-корреспонденту НАН Беларуси Л.Г. Красневскому за ряд ценных замечаний, сделанных при обсуждении этой работы.

### Список литературы

1. Кабанов, В.И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи : учеб. пособие для вузов / В.И. Кабанов ; под ред. В.В. Гуськова. – Минск : Выш. шк., 1989. – 183 с.
2. Проектирование полноприводных колесных машин : учеб. пособие для вузов. В 2 т. / Б.А. Афанасьев [и др.]. – Т. 1. – М. : Изд-во МГТУ им. Баумана, 1999. – 488 с.
3. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов : учеб. / В.М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2004. – 592 с.
4. Гушинский, Н.Н. Поддержка принятия решений при проектировании силовых трансмиссий / Н.Н. Гушинский, Г.М. Левин, А.Б. Долгий. – Минск: Беларус. наука, 2006. – 262 с.
5. Верина, Л.Ф. Об одной задаче оптимизации передаточных функций элементов сети и ее приложении к проектированию трансмиссий / Л.Ф. Верина, Г.М. Левин // Весці АН БССР. Сер. фіз.-мат.наук. – 1991. – № 4. – С. 106–111.

Поступила 04.08.08

<sup>1</sup>Объединенный институт проблем информатики НАН Беларуси,  
Минск, Сурганова, 6  
e-mail: {levin;gyshin}@newman.bas-net.by

<sup>2</sup>ОАО «АМКОДОР»,  
Минск, Пономаренко, 7  
e-mail: cae@amkodor.by

**G.M. Levin, N.N. Guschinsky, S.A. Karpyza, I.V. Kasabutski**

### **OPTIMIZATION OF KINEMATIC PARAMETERS OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION SYSTEMS**

A mathematical model and method for preliminary cinematic calculations of transmission systems with fluid converter and speed gear box are considered. The model is formulated in terms of mixed nonlinear programming with a criterion of maximal mean transmission efficiency or the minimal fuel rate. The model takes into account the main functional and structural constraints. A decomposition scheme for obtaining solution of the initial problem by solving a set of simpler interconnected sub-problems is proposed. An example of industrial application is provided.