

МОДЕЛИ И МЕТОДЫ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ С ВАЛЬНОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Н. Н. Гущинский¹, С. А. Карпыза², Г. М. Левин¹

¹ *Объединенный институт проблем информатики НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

E-mail: {gyshin, levin}@newman.bas-net.by

² *ОАО «Амкодор» – управляющая компания холдинга
Минск, Беларусь*

E-mail: cae@amkodor.by

Строится математическая модель для многокритериальной оптимизации основных проектных параметров силовых гидромеханических трансмиссий заданной структуры на начальных стадиях их проектирования. Предлагается декомпозиционная схема решения.

Ключевые слова: гидромеханическая трансмиссия, гидротрансформатор, многокритериальная оптимизация, параметрическая декомпозиция.

Введение

В связи с широким распространением гидромеханических трансмиссий (ГМТ) [1] актуальной становится разработка специальных методов и программных средств поддержки принятия решений на различных стадиях их проектирования. Эти методы и средства должны учитывать специфику функционирования и проектирования таких трансмиссий, имеющую ряд принципиальных особенностей по сравнению с механическими трансмиссиями. Наиболее сложная, пожалуй, начальная стадия, во многом предопределяющая технико-экономические характеристики будущего изделия.

В [2] рассмотрены теоретические и практические аспекты построения систем поддержки принятия решений при проектировании многозвенных механических трансмиссий с вальными коробками передач. В [3] исследовалась оптимизация кинематических параметров гидромеханических трансмиссий с вальными коробками передач, когда в качестве критерия принята оценка ожидаемого интегрального КПД гидротрансформатора, который при фиксированной структуре ГМТ практически и определяет ее интегральный КПД. Вместе с тем все возрастающая конкуренция приводит к необходимости искать проектные решения, оптимизированные по основным технико-экономическим показателям.

Постановка задачи и ее математическая модель

Исследуется задача проектирования гидромеханического привода (ГМП), состоящего из двигателя, гидротрансформатора и механической части, включающей вальную коробку передач (КП) сетевой структуры и, возможно, цепочку зубчатых передач от выходного вала КП к выходному валу ГМП в целом. Предполагается, что двигатель, гидротрансформатор и структура механической части трансмиссии уже определены. На рассматриваемом этапе проектирования принимаются проектные решения, включающие следующие *искомые проектные параметры*:

- общие передаточные отношения всех кинематических цепей трансмиссии и распределение этих передаточных отношений по составляющим их передачам;

- разбиение заданного множества возможных расчетных режимов нагружения выходного вала трансмиссии по кинематическим цепям с уточнением этих режимов по заданному набору технологических работ;

- тип и основные рабочие параметры зубчатых передач (в частности, диаметр и ширина зубчатых венцов, модули и числа зубьев, коэффициенты коррекции, углы наклона зубьев и т. п.), а также наружные диаметры валов.

Исходными данными в этой задаче являются:

- $[n_d, \bar{n}_d]$ – диапазон допустимых частот вращения двигателя;

- $\bar{M}_d = \bar{M}_d(n_d)$ – зависимость максимального крутящего момента на валу двигателя от частоты его вращения;

- $F_d = F_d(n_d)$ – зависимость «свободного» (без учета расхода на собственные нужды) максимального крутящего момента на валу двигателя от частоты его вращения;

- $Q(n_d, M_d) = q(n_d)M_d$ – зависимость текущего удельного (в единицу времени) расхода топлива от частоты вращения вала двигателя n_d и развиваемого им крутящего момента M_d , где $q(n_d)$ – удельный расход топлива на единицу крутящего момента в зависимости от частоты вращения вала двигателя n_d ;

- $[M_N, \bar{M}_N]$ – диапазон допустимых крутящих моментов на насосном колесе гидротрансформатора;

- $[M_T, \bar{M}_T]$ – диапазон допустимых крутящих моментов на турбинном колесе гидротрансформатора;

- $[n_N, \bar{n}_N]$ – диапазон допустимых частот вращения на насосном колесе гидротрансформатора;

- $\nu(M_N, n_N)$ – зависимость кинематического передаточного числа гидротрансформатора от текущих крутящего момента M_N на его насосном колесе и частоты вращения n_N этого колеса;

- $\kappa(\nu)$ – зависимость силового передаточного числа гидротрансформатора от текущего значения его кинематического передаточного числа;

- V – множество валов трансмиссии;

- E – множество передач трансмиссии;

- E' – подмножество передач из E , состоящих из двух зубчатых колес;

- $v_1(e)$ и $v_2(e)$ – ведущий и ведомый валы передачи $e \in E$;

- v_0 и v_s – входной вал КП и выходной вал ГМП;

- $L_s = L(v_s) = \{L_{sk} = L_k(v_s)/k = 1, \dots, r(v_s) = r_s\}$ – множество всех кинематических цепей, соединяющих валы v_0 и v_s ;

- p_k – КПД кинематической цепи $L_{sk} \in L_s, k = 1, \dots, r_s$;

- $L_s^l = \{L_{sk}/k = \lambda_l + 1, \dots, \lambda_l + r_{s_l}\}$ – множество кинематических цепей переднего ($l = 1$) и заднего ($l = 2$) хода машины, где $\lambda_1 = 0, \lambda_2 = r_s, r_{s_l}$ – число цепей в множестве L_s^l ;

- $[x(e), \bar{x}(e)]$ – заданные диапазоны допустимых значений передаточных отношений передач $e \in E$;

- $\bar{n}(v)$ – максимально допустимые частоты вращения валов $v \in V$;

- множества $\Gamma^l = \{\Gamma_j = (M_j, n_j, \tau_j) | j = \eta_l + 1, \dots, \eta_l + m_l\}, l = 1, 2$ возможных расчетных режимов нагружения выходного вала v_s по всем кинематическим цепям множества L_s^l , где m_l – число различных расчетных режимов Γ_j для множества $L_s^l, \eta_l = 0$ и

$\eta_2 = m_1$; M_j – крутящий момент на выходном валу v_s трансмиссии для режима j ; n_j – частота вращения вала v_s на режиме j и τ_j – общее время работы трансмиссии на режиме j .

Введем следующие обозначения для искомым проектных параметров:

• $\mathbf{R} = \{R_k = \{\Gamma_{k_t} = (M_{k_t}, n_{k_t}, \tau_{k_t}) | t = 1, \dots, \bar{i}_k\} \in \Gamma | k = 1, \dots, r_s\}$ – разбиение множества режимов $\Gamma = \Gamma^1 \cup \Gamma^2$ эксплуатации по кинематическим цепям из \mathbf{L}_s , где $R_k \subseteq \Gamma^l$ при $L_{sk} \in \mathbf{L}_s^l, l = 1, 2$;

- X_{sk} – общее передаточное отношение кинематической цепи $L_{sk} \in \mathbf{L}_s, k = 1, \dots, r_s$;
- $x(e)$ – передаточное отношение передачи $e \in E$;
- $d(v)$ – наружный («рабочий») диаметр вала $v \in V$;
- $u(e)$ – вектор искомым рабочих параметров передачи $e \in E$, (в частности, для зубчатых передач компонентами этого вектора являются диаметры ведущего и ведомого колес передачи и ширины их зубчатых венцов);
- $z(e)$ – вектор чисел зубьев колес передачи $e \in E', z(e) = (z_1(e), z_2(e))$, где $z_1(e)$ и $z_2(e)$ – числа зубьев ведущего и ведомого колес соответственно.

На базе функций $\nu(M_N, n_N)$, $\kappa(\nu)$ и $F_d(n_d)$ строятся функции $M_N(M_T, n_T, \underline{n}_d)$ и $n_N(M_T, n_T, \underline{n}_d)$, определяющие крутящий момент на насосном колесе и частоту его вращения в зависимости от крутящего момента на турбинном колесе и частоты его вращения. Эти функции учитывают возможность блокировки трансформатора, т. е. $M_N(M_T, n_T, \underline{n}_d) = M_T$ и $n_N(M_T, n_T, \underline{n}_d) = n_T$, если $n_T \geq \mu_n \underline{n}_d$ и $M_T \mu_M \leq F_d(n_T)$, где μ_n и μ_M – коэффициенты «запаса» по частоте вращения и крутящему моменту соответственно.

Для фиксированных вектора $x = (x(e) | e \in E)$ передаточных отношений передач и распределения R строятся [1] функции $g_e(R, x, u(e))$ и $g_v(R, x, D(v))$, оценивающие долговечность передачи $e \in E$ и вала $v \in V$. В [1] также предложены функции $M_e(u(e))$ и $M_v(d(v))$, позволяющие оценить массу передачи $e \in E$ и вала $v \in V$.

В качестве критериев оптимальности проектных решений приняты интегральный удельный расход топлива $f_1(\bullet)$, интегральный КПД трансмиссии $f_2(\bullet)$, долговечность трансмиссии $f_3(\bullet)$ и суммарная масса $f_4(\bullet)$ ее передач и валов. Математическая модель рассматриваемой проектной задачи может быть представлена следующей системой соотношений:

$$f_1(R, x) = \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{\bar{i}_k} q(n_N(M_{k_t}/(X_{sk} p_k), n_{k_t} X_{sk})) (M_N(M_{k_t}/(X_{sk} p_k), n_{k_t} X_{sk}) + \overline{M}_d(n_N(M_{k_t}/(X_{sk} p_k), n_{k_t} X_{sk})) - F_d(n_N(M_{k_t}/(X_{sk} p_k), n_{k_t} X_{sk}))) \tau_{k_t} \rightarrow \min, \quad (1)$$

$$f_2(R, x) = \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{\bar{i}_k} n_N(M_{k_t}/(X_{sk} p_k), n_{k_t} X_{sk}) M_N(M_{k_t}/(X_{sk} p_k), n_{k_t} X_{sk}) \tau_{k_t} \rightarrow \max, \quad (2)$$

$$f_3(R, x, u, D) = \min(\min\{g_e(R, x, u(e)) | e \in E\}, \min\{g_v(R, x, D(v)) | v \in V\}) \rightarrow \max, \quad (3)$$

$$f_4(u, D) = \sum_{e \in E} M_e(u(e)) + \sum_{e \in E} M_v(d(v)) \rightarrow \min, \quad (4)$$

$$x(e) \in [\underline{x}(e), \bar{x}(e)], e \in E, \quad (5)$$

$$X_{sk} = \prod_{e \in L_{sk}} x(e), k = 1, \dots, r_s, \quad (6)$$

$$X_{sk} \in [\max(\prod_{e \in L_{sk}} \underline{x}(e), \underline{X}_{sk}), \min(\prod_{e \in L_{sk}} \bar{x}(e), \overline{X}_{sk})], k = 1, \dots, r_s, \quad (7)$$

$$\underline{n}_{k_t} \prod_{e \in L_{sk}(v)} x(e) \leq \bar{n}(v), k = 1, \dots, r_s, t = 1, \dots, \bar{t}_k, \quad (8)$$

$$M_{k_t}/(X_{sk}p_k) \in [\underline{M}_T, \bar{M}_T], k = 1, \dots, r_s, t = 1, \dots, \bar{t}_k, \quad (9)$$

$$M_N(M_{k_t}/(X_{sk}p_k), n_{k_t}X_{sk}) \in [\underline{M}_N, \bar{M}_N], k = 1, \dots, r_s, t = 1, \dots, \bar{t}_k, \quad (10)$$

$$M_N(M_{k_t}/(X_{sk}p_k), n_{k_t}X_{sk}) \leq F_d(n_N(M_{k_t}/(X_{sk}p_k), n_{k_t}X_{sk})), k = 1, \dots, r_s, t = 1, \dots, \bar{t}_k, \quad (11)$$

$$n_N(M_{k_t}/(X_{sk}p_k), n_{k_t}X_{sk}) \in [\underline{n}_N, \min[\bar{n}_d, \bar{n}_N]], k = 1, \dots, r_s, t = 1, \dots, \bar{t}_k, \quad (12)$$

$$u(e) \in U(e), e \in E, \quad (13)$$

$$d(v) \in D(v), v \in V, \quad (14)$$

$$x(e) = z_2(e)/z_1(e), z(e) \in Z(e), e \in E'. \quad (15)$$

В этой модели \underline{X}_{sk} и \bar{X}_{sk} – заданные предельные значения общего передаточного отношения X_{sk} кинематической цепи $L_{sk} \in \mathbf{L}_s, k = 1, \dots, r_s; \underline{L}_{sk}(v)$ – участок цепи L_{sk} от вала v этой цепи к выходному валу $v_s; \underline{n}_{k_t} = 0$, если $v \notin L_{sk}$ и $\underline{n}_{k_t} = n_{k_t}; U(e)$ и $D(v)$ – множества допустимых конструктивных параметров передачи $e \in E$ и вала $v \in V$, соответственно; $Z(e)$ – множество возможных чисел зубьев ведущего и ведомого колеса передачи $e \in E'$.

Ограничения (5) – (8) учитывают принадлежность искомым передаточных отношений передач, общих передаточных отношений кинематических цепей и номинальных частот вращения промежуточных валов заданным диапазонам их допустимых значений; ограничения (9) – (12) – принадлежность крутящих моментов на насосном и турбинном колесах гидротрансформатора, а также частот вращения насосного колеса (и двигателя) заданным диапазонам допустимых значений этих параметров; ограничение (12) обеспечивает также, чтобы крутящий момент на насосном колесе не превышал свободного крутящего момента, развиваемого двигателем на соответствующей частоте вращения этого колеса; ограничения (13) – (15) обеспечивают выбор допустимых конструктивных параметров передач и валов.

Декомпозиционная схема решения

Предлагаемая многоуровневая декомпозиционная схема решения задачи (1) – (15) включает последовательное выполнение следующих основных процедур.

На первом этапе решается задача предварительного кинематического расчета, заключающаяся в лексикографической оптимизации вектора $(f_1(R, x), -f_2(R, x))$ при ограничениях (5) – (12), с помощью следующей двухуровневой процедуры. На нижнем уровне для фиксированного вектора x передаточных отношений и общих передаточных отношений $X_{sk} = \prod_{e \in L_{sk}} x(e), k = 1, \dots, r_s$, отыскивается оптимальное распределение $R^*(x)$. Это распределение может быть получено в результате решения $m_1 + m_2$ независимых подзадач отыскания для каждого режима нагружения Γ_j номера кинематической цепи $k^*(j, x)$, для которой выполняются ограничения, аналогичные (9) – (12), и вектор

$$\begin{aligned} & (q(n_N(M_j/(X_{sk^*(j,x)}p_{k^*(j,x)}), n_jX_{sk^*(j,x)}))(M_N(M_j/(X_{sk^*(j,x)}p_{k^*(j,x)}), n_jX_{sk^*(j,x)})+ \\ & + \bar{M}_d(n_N(M_j/(X_{sk^*(j,x)}p_{k^*(j,x)}), n_jX_{sk^*(j,x)})) - F_d(n_N(M_j/(X_{sk^*(j,x)}p_{k^*(j,x)}), n_jX_{sk^*(j,x)}))) \tau_j, \\ & - n_N(M_j/(X_{sk^*(j,x)}p_{k^*(j,x)}), n_jX_{sk^*(j,x)}) M_N(M_j/(X_{sk^*(j,x)}p_{k^*(j,x)}), n_jX_{sk^*(j,x)}) \tau_j \end{aligned}$$

лексикографически минимален. Предполагается, что $k^*(j, x) = 0$, если соответствующие ограничения не выполняются. На верхнем уровне решается задача лексикографической оптимизации ($f_1(R^*(x), x)$, $-f_2(R^*(x), x)$) при ограничениях (5) – (7) с использованием пакета LS-OPT [4]. Если не найден вектор x^* , для которого $k^*(j, x^*) \neq 0$ для всех режимов Γ_j , то в качестве оптимизируемой функции рассматривается

$$\left(- \sum_{j=1}^{m_1+m_2} k^*(j, x) C_j, f_1(R, x), -f_2(R, x) \right),$$

где C_j – заданные коэффициенты «важности» реализации режима Γ_j . При этом соответствующие слагаемые функций $f_1(R, x)$ и $f_2(R, x)$ полагаются равными 0, если $k^*(j, x) = 0$.

На втором этапе при найденных распределении R и общих передаточных отношений X_{sk} решается задача (3) – (5), (8), (13) и (14) предварительного прочностного расчета по отысканию оптимальных значений параметров $u(e)$ передач и $d(v)$ валов без учета ограничения (15) на целочисленность чисел зубьев передач. Для ее решения используются методы и алгоритмы из [2].

На заключительном этапе при принятых распределении R и долговечности g^T трансмиссии в целом решается задача уточненного прочностного расчета, заключающаяся в лексикографической минимизации ($f_4(u, D)$, $f_1(R, x)$, $-f_2(R, x)$) при ограничениях (5)–(15) и дополнительном ограничении $f_3(R, x, u, D) \geq g^T$ с использованием декомпозиционной схемы, аналогичной применяемой на этапе предварительного кинематического расчета. При этом вектор x^0 , сгенерированный LS-OPT, заменяется вектором $(z_2^0(e)/z_1^0(e)|e \in E)$, для которого всех $e \in E$ выполняется условие:

$$(x^0(e) - z_2^0(e)/z_1^0(e))^2 = \min\{(x^0(e) - z_2(e)/z_1(e))^2 | z(e) \in Z(e)\}.$$

Библиографические ссылки

Кабанов В. И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи : учеб. пособие / под ред. В. В. Гуськова. Минск : Выш. шк., 1989.

Гущинский Н. Н., Левин Г. М., Долгий А. Б. Поддержка принятия решений при проектировании силовых трансмиссий Минск : Бел. наука, 2006.

Левин Г. М. Оптимизация кинематических параметров гидромеханических трансмиссий // Информатика. 2009. № 1 (21). С. 35–47.

Stander N. LS-OPT design optimization and probabilistic analysis tool for the engineering analyst // LS-OPT Support Site [Electronic resource]. 2009. Mode of Access: http://www.lsoptsupport.com/documents/manuals/lsopt_40_manual.pdf. Date of access: 22.06.2011.