

МОДЕЛИ И МЕТОДЫ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ С ВАЛЬНОЙ КОРОБКЕЙ ПЕРЕДАЧ

Г. М. Левин, Н. Н. Гущинский, С. А. Карпыза, И. В. Кособуцкий

*Объединенный институт проблем информатики НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

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

Рассматриваются математическая модель и методы оптимизации основных проектных параметров гидромеханических трансмиссий с вальной коробкой передач с учетом ряда факторов и ограничений.

В последние годы все большее распространение получают гидромеханические трансмиссии (ГМТ), сочетающие преимущества обоих способов трансформации движения [1]. Такие трансмиссии используются в большегрузных автомобилях МЗКТ, дорожных машинах фирмы «АМКОДОР», изделиях многих западных фирм.

В связи с этим актуальной становится разработка комплекса специальных моделей, методов и программных средств, обеспечивающих поддержку принятия решений на начальной стадии проектирования таких трансмиссий. Эта стадия достаточно сложна с точки зрения формализации процессов принятия проектных решений, чем во многом объясняется сравнительно малое количество публикаций по проблеме [2–4].

ОБЩАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассматриваются ГМТ, состоящие из гидротрансформатора, передающего крутящий момент с вала двигателя на ведущий вал вальной коробки передач; совокупности зубчатых передач, образующих эту коробку, а также цепочки зубчатых передач, передающих крутящий момент с выходного вала коробки передач на выходной вал трансмиссии. Предполагается, что структура механической части трансмиссии уже определена. Укрупненная схема такой трансмиссии приведена на рисунке, где Д – двигатель, ГТ – гидротрансформатор и КП – коробка передач.

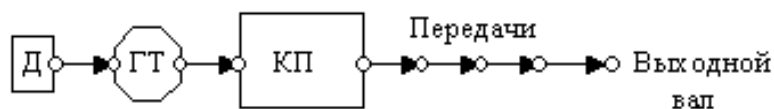


Рис. 1. Укрупненная схема трансмиссии

Рассматриваемый этап проектирования предусматривает принятие проектных решений, включающих следующие искомые проектные параметры:

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

– разбиение заданного множества режимов нагружения выходного вала трансмиссии по кинематическим цепям;

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

При решении проектных задач учитываются следующие функциональные, кинематические, прочностные, конструктивные и эксплуатационные факторы:

– скоростная характеристика двигателя и внешняя характеристика ГТ;

– структура механической части трансмиссии;

– диапазоны допустимых значений передаточных отношений кинематических цепей механической части трансмиссии, отдельных передач и частот вращения валов;

– расчетные режимы нагружения выходного вала трансмиссии в процессе ее эксплуатации;

– выносливость зубчатых передач по контактным и изгибным напряжениям, а также статическая прочность и жесткость валов на кручение;

– требуемые межцентровые расстояния, а также некоторые дополнительные конструктивные требования.

Основными *критериями качества* допустимых проектных решений приняты:

– средний удельный расход топлива за период эксплуатации трансмиссии;

– вероятность невыхода трансмиссии из строя в течение заданного периода ее эксплуатации при заданных расчетных режимах нагружения;

– оценка предполагаемой суммарной массы всех передач и валов.

Задача заключается в определении такого значения совокупности искомых параметров, которому соответствует наилучшее значение указанного набора критериев при условии выполнения при заданных режимах эксплуатации трансмиссии принятых ограничений на условия функционирования двигателя и ГТ, а также на основные кинематические и прочностные характеристики трансмиссии. При этом должны учитываться *конструктивные ограничения* на параметры искомого проектного решения.

Скоростная характеристика двигателя представляется зависимостью максимального крутящего момента $\bar{M}_d = \bar{M}_d(n_d)$ на валу двигателя от частоты n_d вращения этого вала в диапазоне $[\underline{n}_d, \bar{n}_d]$ допустимых частот его вращения, а также зависимостью удельного (в единицу времени) расхода топлива $b(M_d, n_d)$ от развиваемого на валу двигателя крутящего момента M_d и частоты его вращения.

Внешняя характеристика ГТ представляется функциями $M_N(M_T, n_T)$ и $n_N(M_T, n_T)$, определяющими крутящий момент на насосном (M_N) колесе и частоту его вращения (n_N) в зависимости от крутящего момента на турбинном (M_T) колесе и частоты его вращения (n_T). Помимо указанных функций каждый ГТ характеризуется диапазонами $[\underline{M}_N, \bar{M}_N]$, $[\underline{M}_T, \bar{M}_T]$ и $[\underline{n}_N, \bar{n}_N]$ допустимых крутящих моментов на его насосном и турбинном колесах и частот вращения на насосном колесе.

Структура механической части трансмиссии представляется ориентированным мультиграфом $G = (V, E)$, 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. 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). Обозначим

$L(v', v'') = \{L_k(v', v'') \mid k = 1, \dots, r(v', v'')\}$ – множество путей в графе G из вершины v' в вершину v'' , где $L_k(v', v'')$ обозначает также фрагмент кинематической цепи, взаимно однозначно соответствующий пути $L_k(v', v'')$; $L_s = L(v_0, v_s) = \{L_{sk} = L_k(v_0, v_s) \mid k = 1, \dots, r(v_0, v_s) = r_s\}$ – множество всех кинематических цепей, соединяющих валы v_0 и v_s .

Расчетные режимы нагружения выходного вала трансмиссии по всем кинематическим цепям множества L_s задаются гистограммой $\Gamma = \{\Gamma_r = (M_r, n_r, \tau_r) \mid r = 1, \dots, \bar{r}\}$. Здесь \bar{r} – число различных расчетных режимов для множества L_s ; M_r – крутящий момент на выходном валу трансмиссии для режима r ; n_r – частота вращения вала v_s на этом режиме; τ_r – общее время работы трансмиссии на этом режиме.

Оценка вероятности работоспособности зубчатых передач в течение заданного периода эксплуатации $P(e, x, R, u(e))$ осуществляется в соответствии с основными положениями ГОСТ 21354-87 и методики [5].

Оценка вероятности выхода трансмиссии из строя в течение заданного периода определяется тремя способами: вероятностью выхода из строя либо любой из ее передач, либо наименее надежной кинематической цепи между входным и выходными валами механической части трансмиссии, либо наименее надежной передачи.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ

Используются следующие обозначения для *основных параметров искомого проектного решения*:

\mathbf{R} – семейство возможных разбиений $R = \{R_k = \{\Gamma_{kt} = (M_{kt}, n_{kt}, \tau_{kt}) \mid t = 1, \dots, \bar{t}_k\} \mid k=1, \dots, r_s\}$ исходного множества Γ по кинематическим цепям из L_s ;

$\rho(r)$ – номер цепи из L_s , по которой реализуется режим нагружения с номером r .

$X = \{X_k \mid k = 1, \dots, r_s\}$, где X_k – общее передаточное отношение цепи $L_{sk} \in L_s$;

$x = (x(e) \mid e \in E)$ – вектор передаточных отношений $x(e)$ передач $e \in E$;

$z(e) = (z_1(e), z_2(e))$ – числа зубьев соответственно ведущего и ведомого колес передачи $e \in E'$, где E' – подмножество передач из E , состоящих из двух зубчатых колес;

$D = (D(v) \mid v \in V)$ – вектор наружных («рабочих») диаметров $D(v)$ вала $v \in V$;

$u = (u(e) \mid e \in E)$ – вектор наборов $u(e)$ искомым основных рабочих параметров передачи $e \in E$ (тип передачи, материалы зубчатых венцов, диаметры ведущего и ведомого колес передачи, ширина ее зубчатых венцов).

В модели используются следующие обозначения для *основных данных технического задания* на рассматриваемый этап проектирования, используемых при принятии решений:

$[\underline{x}(e), \bar{x}(e)]$ – интервал допустимых значений передаточного отношения $x(e)$ передачи $e \in E$;

$[X_{k1}, X_{k2}]$ – интервал допустимых значений общего передаточного отношения X_k ;

$Z(e)$ – множество пар чисел зубьев ведущего и ведомого колес передачи $e \in E'$;

$\bar{n}(v)$ – максимально допустимое значение частоты вращения вала $v \in V$ по всем кинематическим цепям;

p_k – КПД кинематической цепи $L_{sk} \in L_s$.

Исходная проектная задача заключается в нахождении такого значения набора (x, R, u, D) искомым проектных параметров, которые оптимизируют набор $(g_1(X, R), g_2(x, R, u), g_3(u, D))$ целевых функций

$$g_1(X, R) = \sum_{k=1}^{r_s} \sum_{t=1}^{\bar{t}_k} (b(M_N(M_{kt}/(X_k p_k), n_{kt} X_k), n_N(M_{kt}/(X_k p_k), n_{kt} X_k)) \tau_{kt}) \rightarrow \mathbf{min}; \quad (1)$$

$$g_{2j}(x, R, u) = \left\{ \begin{array}{ll} \prod_{e \in E} P(e, x, R, u(e)), & j = 1, \\ \min \left\{ \prod_{e \in L_{sk}} P(e, x, R, u(e)) \mid k = 1, \dots, r_s \right\}, & j = 2, \\ \min \{ P(e, x, R, u(e)) \mid e \in E \}, & j = 3, \end{array} \right\} \rightarrow \mathbf{max}; \quad (2)$$

$$g_3(u, D) = \sum_{e \in E} M_e(u(e)) + \sum_{v \in V} M_v(D(v)) \rightarrow \mathbf{min} \quad (3)$$

при ограничениях

$$x(e) \in [\underline{x}(e), \bar{x}(e)], \quad e \in E; \quad (4)$$

$$x(e) = z_2(e)/z_1(e), \quad z(e) \in Z(e), \quad e \in E'; \quad (5)$$

$$X_k = \prod_{e \in L_{sk}} x(e) \in [X_{k1}, X_{k2}], \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (6)$$

$$n_r \prod_{e \in L_{p(r)}(v_0, v_s)} x(e) / \prod_{e \in L_{p(r)}(v_0, v)} x(e) \leq \bar{n}(v), \quad v \in L_{sp(r)}, \quad r = 1, \dots, \bar{r}; \quad (7)$$

$$M_{kt}/(X_k p_k) \in [\underline{M}_T, \bar{M}_T], \quad t = 1, \dots, \bar{t}_k, \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (8)$$

$$M_N(M_{kt}/(X_k p_k), n_{kt} X_k) \in [\underline{M}_N, \min(\bar{M}_N, M_d(n_N(M_{kt}/(X_k p_k), n_{kt} X_k)))] \\ t=1, \dots, \bar{t}_k, \quad k=1, \dots, r_s; \quad (9)$$

$$n_N(M_{kt}/(X_k p_k), n_{kt} X_k) \in [\underline{n}_N, \bar{n}_N] \cap [\underline{n}_d, \bar{n}_d], \quad t = 1, \dots, \bar{t}_k, \quad k = 1, \dots, r_s; \quad (10)$$

$$\Xi_\tau(v, x, R, D(v)) \leq \sigma_{\text{rim}}(v), \quad v \in V; \quad (11)$$

$$\Xi_\varphi(v, x, R, D(v)) \leq \bar{\varphi}(v), \quad v \in V; \quad (12)$$

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

Минимизация функции $g_1(X, R)$ отражает стремление минимизировать средний удельный расход топлива за весь период эксплуатации трансмиссии, максимизация функции $g_{2j}(x, R, u)$ обеспечивает повышение надежности трансмиссии в течение этого периода, а минимизация функции $g_3(u, D)$ – минимизацию суммарной массы элементов трансмиссии. Ограничения (4), (6) и (7) учитывают принадлежность искомым передаточных отношений передач, общих передаточных отношений кинематических цепей и номинальных частот вращения промежуточных валов заданным диапазонам их допустимых значений. Ограничения (8)–(10) представляют условия функционирования двигателя и гидротрансформатора. Ограничения (11) и (12) учитывают требуемые прочность $\Xi_\tau(v, x, R, D(v))$ и жесткость $\Xi_\varphi(v, x, R, D(v))$ валов [9], а *конструктивные ограничения* (5) и (13) – принадлежность искомым рабочим параметрам передач множествам их возможных значений $U(e)$.

В соответствии с принимаемым способом оценки работоспособности трансмиссии (т. е. видом функции $g_{2j}(x, R, u)$, определяющей вероятность невыхода трансмиссии из строя) задача (1)–(13) названа задачей $A_j, j = 1, 2, 3$.

ДЕКОМПОЗИЦИОННАЯ СХЕМА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ A_j

Каждая из задач A_j является сложной многокритериальной оптимизационной задачей. Предлагаемая декомпозиционная схема решения задач A_j предусматривает два этапа. На первом этапе согласно общей идее *лексикографической оптимизации* минимизируется функция $g_1(X, R)$ при выполнении ограничений (4), (6)–(10) в предположении, что переменные $x(e)$ являются непрерывными. Эта задача условно названа задачей предварительного кинематического расчета и обозначена B_1 . Она является задачей смешанного программирования, в которой R носит комбинаторный характер. Для решения задачи B_1 используется *методика поверхностей отклика* пакета оптимизации LS-OPT [6].

Принятые по результатам этого этапа значения X общих передаточных отношений кинематических цепей трансмиссии, а также разбиение R заданного множества расчетных режимов нагружения трансмиссии по ее кинематическим цепям, служат основой для последующих решений общей задачи. Следует особо отметить, что найденные на данном этапе предварительные значения $x(e)$ передаточных отношений передач на последующих этапах решения задачи могут быть существенно скорректированы с учетом остальных критериев и ограничений.

На втором этапе согласно идее *метода главного критерия* решается задача минимизации суммарной массы $g_3(u, D)$ элементов трансмиссии при принятых значениях параметров X и R , при ограничениях (4)–(7), (11)–(13) и дополнительном ограничении на предельно допустимое значение выбранной функции $g_{2j}(x, R, u)$. Задача условно названа задачей оптимизационного прочностного расчета и обозначена B_{2j} .

Решение задачи B_{2j} также осуществляется последовательным решением двух подзадач. Первая из них формируется из задачи B_{2j} посредством отбрасывания ограничений (5), учитывающих реальную целочисленность чисел зубьев передач (подзадача B_{2j1}). Для решения задачи B_{2j1} используется *метод фрагментарной параметрической декомпозиции* [7] и *метод динамического программирования* [8]. Решение второй подзадачи (подзадача B_{2j2}) связано с подбором чисел зубьев с учетом ограничения (5), требований по межцентровым расстояниям и модулям и максимального приближения к полученному ранее значению X . Задача B_{2j2} решается с помощью специальной процедуры [9], основанной на *методе «ветвей и границ»*.

Второй этап может выполняться многократно с различными предельно допустимыми значениями критерия $g_{2j}(x, R, u)$ до получения удовлетворительного сочетания получаемых значений этого критерия и критерия $g_3(u, D)$.

ЛИТЕРАТУРА

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. Альгин, В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. Минск : Навука і тэхніка, 1995. 256 с.
3. Freeman, J. S. Design of Vehicle Power Transmission Systems / J. S. Freeman, S. A. Velinsky // ASME Journal of Mechanical Design. 1995. Vol. 117. P. 113–120.
4. Hurst, K. Rotary Power Transmission Design / K. Hurst. – McGraw-Hill, 1995. 158 p.
5. Медведев, В. И. Метод определения контактных и изгибных напряжений в зубчатых передачах / В. И. Медведев, Г. И. Шевшева // Проблемы машиностр. и надежн. машин. 1993. № 6. С. 35–40.
6. LS-OPT design optimization and probabilistic analysis tool for the engineering analyst / N. Stander [et al.] // 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.

7. *Левин, Г. М.* Параметрическая декомпозиция задач оптимизации / Г. М. Левин, В. С. Танаев // *Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-мат. навук.* 1998. № 4. С. 121–131.
 8. *Левин, Г. М.* Оптимизация параметров трансмиссий каскадно-множительной структуры / Г. М. Левин, Н. Н. Гущинский, Е. И. Бурдо // *Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-мат. навук.* 2004. № 2. С. 114–120.
 9. *Гущинский, Н. Н.* Поддержка принятия решений при проектировании силовых трансмиссий / Н. Н. Гущинский, Г. М. Левин, А. Б. Долгий. Минск : Бел. наука, 2006. 262 с.
-