

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАЗДАТОЧНЫХ КОРОБОК АВТОМОБИЛЕЙ

Задача определения оптимальных параметров проектируемого механизма является многокритериальной. Одним из методов ее решения является исследование пространства параметров [1–3].

Предположим, что проектируемый механизм характеризуется варьируемыми параметрами x_1, \dots, x_r , которые будем считать координатами точки $A(x_1, \dots, x_r)$ в r -мерном пространстве. Пусть заданы ограничения двух видов: параметрические

$$a_i \leq x_i \leq b_i \quad (i = \overline{1, r}) \quad (1)$$

и функциональные

$$c_j \leq f_j(A) \leq d_j \quad (j = \overline{1, s}). \quad (2)$$

Границы в (1) и (2) устанавливаются исходя из технических особенностей проектируемого механизма. Кроме ограничений вводят локальные критерии $W_1(A), \dots, W_t(A)$. Соотношения (1) ограничивают в r -мерном пространстве параллелепипед P , объем которого $V_P = \prod_{i=1}^r (b_i - a_i)$. Ограничения (2) выделяют в P некоторое подмножество G . Предполагается, что отношение V_G/V_P не слишком мало.

Оптимизационная задача формулируется следующим образом: найти точку A^* , для которой $W_k(A^*) = \min_{A \in G} W_k(A)$ при критериальных ограничениях

$$W_k(A) \leq W_k^* \quad (k = \overline{1, t}). \quad (3)$$

Здесь W_k^* — худшее значение критерия $W_k(A)$, удовлетворяющее проектировщика.

Пусть C — множество допустимых точек A , ограниченное (1)–(3), при этом $C \subseteq G \subseteq P$. Если C не пусто, решение задачи существует.

Исследование пространства параметров включает три этапа.

Первый этап — составление таблиц испытаний — выполняется на ЭВМ. Выбирают n пробных точек A_1, \dots, A_n , равномерно расположенных в G . В каждой из точек A_i ($i = \overline{1, n}$) вычисляют все локальные критерии $W_k(A_i)$. Составляют таблицу испытаний по каждому критерию, где значения $W_k(A_1), \dots, W_k(A_n)$ расположены в порядке их возрастания и указаны номера соответствующих пробных точек (номера испытаний для каждого k).

Второй этап — выбор критериальных ограничений. Просматривая поочередно каждую из таблиц, проектировщик назначает W_k^* . Если выбрать все W_k^* слишком малыми, множество допустимых точек C может оказаться

пустым. Анализ таблиц испытаний весьма полезен также для обоснованного выбора решающего критерия $W(A)$, т.е. позволяет учесть не только предварительные соображения о роли отдельных $W_k(A)$, но и их действительную значимость.

Третий этап — проверка разрешимости оптимизационной задачи — выполняется на ЭВМ. Фиксируют какой-либо из критериев (например, $W_k(A_l)$ ($l = \overline{1, n}$)) и рассматривают соответствующую таблицу испытаний. Путем машинного перебора имеющихся значений $W_k(A_l)$ проверяют, есть ли среди точек A_l хотя бы одна, для которой справедливы одновременно все ограничения (3). Если такая точка есть, множество S не пусто и оптимизационная задача разрешима. В противном случае следует вернуться ко второму этапу и рассмотреть возможность изменения W_k^* . Если это нежелательно, можно вернуться к первому этапу и увеличить количество пробных точек, чтобы повторить второй этап с таблицами испытаний большего объема.

На первом этапе выбирают пробные точки. Во всех расчетах используют точки ЛП_г-последовательности Q_1, \dots, Q_n , равномерно распределенной в единичном r -мерном кубе. Такая последовательность обладает наилучшими характеристиками равномерности среди всех известных в настоящее время таких последовательностей и в то же время легко вычисляется [4].

Процесс выбора пробных точек следующий. По декартовым координатам точки $Q_i(q_1, \dots, q_r)$ находят декартовы координаты точки $A_l(x_1, \dots, x_r)$, которая принадлежит P :

$$x_i = a_i + q_i(b_i - a_i) \quad (i = \overline{1, r}).$$

Для точки A_l производят расчет системы и проверяют условия (2). Если они выполнены, точку A_l считают пробной и вычисляют все $W_k(A_l)$, в противном случае точка A_l отбрасывается.

После того как множество допустимых точек S определено, схема выбора оптимальных параметров такова: выбирают решающий критерий и формулируют задачу об отыскании такой точки A' , что $W(A') = \min_{A \in S} W(A)$. Координаты точки A' и будут оптимальными параметрами.

Выбор решающего критерия необходим потому, что оптимальные значения рассматриваемых параметров, как правило, для различных критериев не совпадают. В связи с этим приходится принимать компромиссное решение, которое может и не быть оптимальным ни для одного критерия, но оказывается наиболее приемлемым по совокупности всех критериев.

Решающий критерий выбирают в форме $W = \sum_{k=1}^t \lambda_k W_k(A)$, где все $\lambda_k \geq 0$,

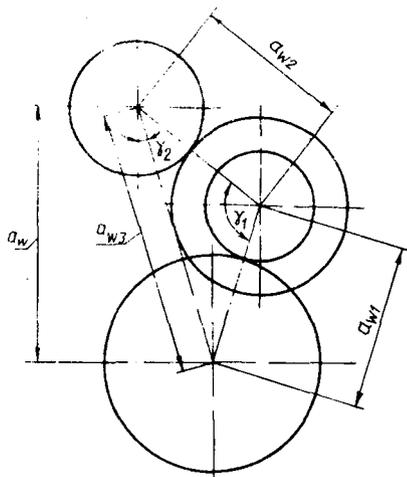
а $\lambda_1 + \dots + \lambda_t = 1$. Оптимальное значение W определяют любым из методов [5–7], выбирая в качестве начальных точек поиска пробные точки A_l , принадлежащие $S = P \cap G \cap \Omega$, где

$$P = \{A \mid 0 \leq a_i \leq x_i \leq b_i, i = \overline{1, r}\};$$

$$G = \{A \mid c_j \leq f_j(A) \leq d_j, j = \overline{1, s}\};$$

$$\Omega = \{A \mid W_k(A) \leq W_k^*, k = \overline{1, t}\}.$$

Рис. 1. Схема поперечного сечения трехвальной раздаточной коробки



При проектировании раздаточных коробок автомобилей оптимальным будем считать такое решение, которое при одних и тех же материалах и технологических условиях обеспечивает наименьшую материалоемкость и заданную долговечность коробок.

Составим критерии оптимальности и технические ограничения для трехвальной раздаточной коробки с двухступенчатым редуктором без прямой передачи (рис. 1). Исходя из условий размещения карданных валов, зададим межосевое расстояние a_w между входным и выходным валами раздаточной коробки. Необходимо определить модуль зубьев, межосевые расстояния a_{wi} ($i = \overline{1, 3}$), углы γ_1 и γ_2 , ширину зубчатых венцов, углы профиля и наклона линии зубьев, коэффициенты смещения исходного контура x_1 и x_2 .

Первый критерий — минимальный суммарный объем зубчатых колес низшей и высшей ступеней раздаточной коробки

$$V_{\Sigma} = f(a_{w1}, a_{w2}, a_{w3}, u, b) \rightarrow \min$$

при ограничениях

$$a_{w3} - \sqrt{a_{w1}^2 + a_{w2}^2 - 2a_{w1}a_{w2}\cos\gamma_1} = 0;$$

$$a_{w3} - a_w \sec\gamma_2 = 0;$$

$$0 < \gamma_1 \leq \pi; 0 \leq \gamma_2 < \pi/2;$$

ширина зубчатых венцов выбирается исходя из сравнения расчетных и допустимых контактных напряжений:

$$\Pi_H \geq \Pi_{H(L_0)i}; \Pi_H = F_t z_H z_p K_{H\beta} K_{H\alpha} / (b a_{wi});$$

$$\Pi_{H(L_0)i} = \Pi_{Hlimb} \sqrt{N_{H0} / (n_s \gamma_i K_{\Pi Hi} i_{3ki} L_0)};$$

$$\Pi_{Hlimb} = \sqrt{R_{Hlim} / N_{H0}}; R_{Hlim} = L_H R_{1H};$$

$$R_{1H} = n_s \sum_{i=1}^n \pi^{mH} \gamma_i K_{PHI} i_{3ki}$$

Второй критерий – максимальный нормальный модуль зубчатой передачи

$$m_n = \sqrt[3]{2T_{\rho} Y_F Y_{\beta} K_{F\beta} \cos\beta / (\sigma_F \psi_m z_1)} \rightarrow \max$$

при условии обеспечения допустимых напряжений при изгибе и ограничениях

$$\sigma_F \geq \sigma_{F(L_0)}; \quad \sigma_F = F_t Y_F Y_{\beta} K_{F\beta} K_{FV} K_{F\mu} / (b m_n),$$

$$\sigma_{F(L_0)} = \sigma_{Flimb} \sqrt{N_{F0} / (n_s \gamma_i K_{PFi} i_{3ki} L_0)},$$

$$\sigma_{Flimb} = \sqrt{R_{Flim} / N_{F0}};$$

$$R_{Flim} = L_F R_{1F}, \quad R_{1F} = n_s \sum_{i=1}^n \sigma_{Fi} \gamma_i K_{PFi} i_{3ki};$$

$$7 \leq \psi_m \leq 8,6, \quad 14^\circ < \beta < 29^\circ;$$

степень перекрытия в осевом сечении должна быть не менее единицы для обеспечения плавности работы передачи, т.е.

$$\epsilon_a = b \sin\beta / (\pi m_n) > 1, 2;$$

условие уравновешенности осевых сил $\operatorname{tg}\beta / \operatorname{tg}\beta_i = r_{\omega} / r_{\omega i}$ (параметры без индекса относятся к зубчатым колесам промежуточного вала, а с индексом i – к остальным зубчатым колесам).

Третий критерий – максимальный угол зацепления

$$a_w = \operatorname{inv} \alpha + (2 \operatorname{tg} \alpha / (z_1 + z_2)) (x_1 + x_2) \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях:

$v_{P1} = v_{P2}$ (v_{Pi} – удельные скольжения в нижних точках активных профилей зубьев);

$$-1 \leq x_i \leq 2 \quad (i = 1, 2); \quad x_1 = -x_2; \quad a_1 \leq a \leq a_2.$$

Изложенный выше алгоритм и математическая модель могут быть применены в системе автоматизированного проектирования редукторных механизмов автомобилей.

Список литературы

1. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М., 1981.
2. Соболев И.М., Статников Р.Б. Наилучшие решения – где их искать. М., 1982.
3. Статников Р.Б. Решение многокритериальных задач проектирования машин на основе исследования пространства параметров // Многокритериальные задачи

принятия решений. М., 1978. 4. *Соболь И.М.* Точки, равномерно заполняющие многомерный куб. М., 1985. 5. *Калиткин Н.Н.* Численные методы. М., 1978. 6. *Федоренко Р.П.* Приближенное решение задач оптимального управления. М., 1978. 7. *Фиакко А., Мак-Кормик А.* Нелинейное программирование: Методы последовательной безусловной минимизации. М., 1972.

УДК 629.113-587

Г.А.ВАЛЮЖЕНИЧ, В.В.ВАНЦЕВИЧ,
канд. техн. наук (БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТОЧНОСТИ СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ АВТОПОЕЗДОВ

Интенсивное использование автопоездов на грузовых перевозках, увеличение средних скоростей их движения, а также применение в ведущих мостах колесных передач обуславливают повышение энергонагруженности дифференциалов ведущих мостов и, как следствие, снижение долговечности этих механизмов [1]. Поэтому необходимо совершенствование конструкций дифференциальных механизмов. Это возможно, в частности, за счет применения специальных проточных смазочных систем, обеспечивающих поступление масла в корпус дифференциала, интенсивное смазывание и охлаждение трущихся поверхностей с последующим выводом масла и продуктов изнашивания из корпуса механизма. В [2] дан подробный анализ конструктивных особенностей различных смазочных систем дифференциалов. Вместе с тем в литературных источниках отсутствуют данные по количественной оценке протока масла через дифференциал, т.е. по пропускной способности различных смазочных систем.

Ниже приведены результаты стендовых исследований проточности четырех различных смазочных систем межколесных дифференциалов тягачей семейства МАЗ-6422.

В одной из систем (система I) поступление масла в дифференциал осуществляется следующим образом. Масло, разбрызгиваемое ведомой шестерней главной передачи, поступает на заборный лоток, установленный на задней крышке картера моста, и стекает по нему в карман крышки правого опорного подшипника дифференциала. Через специальное отверстие в крышке подшипника и отверстия в регулировочной гайке масло попадает в ее внутреннюю полость, изолированную от опорного подшипника специальным уплотнением, а оттуда — в дифференциал по лыскам и отверстиям в его правой полуосевой шестерне. Вывод масла в картер моста осуществляется через аналогичные отверстия и лыски в левой полуосевой шестерне дифференциала.

Система II отличается от системы I более высоким расположением заборного лотка для ввода масла в дифференциал. В системе II лоток установлен над ведущей шестерней главной передачи.

В системе III масло поступает внутрь дифференциала через два маслозаборных черпака, установленных на правой чашке корпуса дифференциала, а вывод масла осуществляется через четыре отверстия в левой чашке, расположенных под углом к оси вращения механизма.