

ПРИНЯТИЕ РЕШЕНИЙ ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТИПОВЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Т. В. КАДАЧ

*Белорусский национальный технический университет,
г. Минск*

В. Б. ПОПОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

Наиболее распространенными приводами в машиностроении являются редукторы с цилиндрическими и коническими зубчатыми передачами. Одним из направлений увеличения их нагрузочных способностей и получения наилучших показателей является многокритериальная оптимизация параметров передач, которая не требует улучшения качества материала и других мероприятий, повышающих стоимость привода.

С этой целью в данной статье применен подход, характеризующийся математическим моделированием типового редуктора и сведением исходной задачи проектирования к задаче принятия решения в условиях многокритериальности [1].

Оптимизационные математические модели типовых редукторов

Математическая модель (ММ) оптимизируемого редуктора имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} Y &= F(X, P) \rightarrow \text{extr}, \\ f_j(X, P) &\leq (=, \geq) C_j, \quad j = \overline{1, m}, \\ x_{i_{\min}} &\leq x_i \leq x_{i_{\max}}, \quad i = \overline{1, n}, \end{aligned} \quad (1)$$

где Y – вектор показателей редуктора; X – вектор оптимизируемых (управляемых) параметров редуктора; P – вектор постоянных (неуправляемых) параметров привода; F – оператор математических и логических действий, устанавливающих соответствие между множествами Y , X и P ; f – совокупность аналитических и (или) алгоритмических зависимостей, определяющих допустимое множество проектных решений; C – константы, характеризующие прочностные, технологические, конструктивные и другие условия функционирования механического привода; m – количество функциональных ограничений; n – количество оптимизируемых параметров.

Оптимизируемые параметры

Для одноступенчатого цилиндрического и конического редукторов оптимизируемыми параметрами будут:

- модуль зацепления – m ;
- число зубьев шестерни – z_1 ;
- отношение рабочей ширины зубчатого венца шестерни b_w к диаметру шестерни

$$d_w = \psi_{bd} \cdot$$

Для двухступенчатых редукторов оптимизируемыми параметрами будут:

- модуль зацепления 1-й ступени – m_1 ;
- модуль зацепления 2-й ступени – m_2 ;

- число зубьев шестерни 1-й ступени – z_{11} ;
- число зубьев шестерни 2-й ступени – z_{21} ;
- передаточное число 2-й ступени – U_2 ;
- отношение рабочей ширины зубчатого венца шестерни b_{w1} к диаметру шестерни $d_{w1} - \psi_{bd1}$;
- отношение рабочей ширины зубчатого венца шестерни b_{w2} к диаметру шестерни $d_{w2} - \psi_{bd2}$.

Постоянные параметры

Для одноступенчатого и двухступенчатого цилиндрического и конического редукторов постоянными параметрами будут:

- частота вращения вала электродвигателя (с учетом коэффициента скольжения), 1/с – $n_{эл}$;
- частота вращения выходного вала, 1/с – $n_{вых}$;
- мощность электродвигателя, кВт – $P_{эл}$;
- срок службы привода, лет – L_h ;
- коэффициент годового использования – $K_{год}$;
- коэффициент суточного использования – $K_{сут}$;
- твердости поверхностей и сердцевин колес и шестерен.

Твёрдости материалов можно задавать в HB(≤ 350) либо в HRC(40...56) [2].

Технические ограничения

Функциональные ограничения включают проверку проектного варианта по следующим условиям:

- размещения зубчатых колес на валах;
- непересечения зубчатых колес с валами при заданном радиальном зазоре;
- размещения подшипниковых узлов;
- на прочность по контактной и изгибной выносливостям зубчатых колес [2], [3].

Также при проектировании приводов область поиска ограничивается предельными значениями искомых параметров, учитывающих условия работы передачи, соображения инженерного характера, а также регламентацию нормами и ГОСТами [2], [3].

Параметрические ограничения описаны следующими условиями [2], [3]:

- число зубьев конического колеса $17 < z_{1k} < 40$;
- число зубьев цилиндрического колеса $19 < z_{1k} < 40$;
- передаточное отношение цилиндрической передачи $1,5 < U_2 < 8$;

величина ψ_{bd} влияет на распределение нагрузки по ширине венца, и правильный подход к ее выбору является необходимым условием для обеспечения рациональной конструкции. В зависимости от материалов и термообработки зубьев зубчатых колес, схемы передачи, вида нагрузки выбирается максимальное значение величины ψ_{bd} , при котором прирабатывание зубьев шестерни и колеса и выравнивание нагрузки по ширине венца находится в допустимых пределах 0,6–2,0 [2], [3]. Минимальное значение величины ψ_{bd} , при котором нарушается жесткость зубчатых колес или рациональность конструкции, зависит от специфики производства, конструкции и материала зубчатых колес и принимается равным 0,4.

Критерии оптимальности

Для одноступенчатых редукторов критериями оптимальности являются:

1. Равнопрочность контактных и изгибных напряжений

$$Y = \left| \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F_2}}{[\sigma]_{F_2}}, \frac{\sigma_{F_1}}{[\sigma]_{F_1}} \right\} \right| \rightarrow \min. \quad (2)$$

2. Объем передачи

- для конической передачи:

$$V = (d_{11} \cdot d_{12} \cdot d_{12}) \rightarrow \min, \quad (3)$$

где d_{11} – диаметр шестерни; d_{12} – диаметр колеса;

- для цилиндрической передачи:

$$V = (d_{11} + d_{12}) d_{12} \cdot b \rightarrow \min, \quad (4)$$

где b – ширина венца шестерни.

Для двухступенчатых редукторов критериями оптимальности были выбраны:

1. Общий объем привода

- для цилиндрической передачи:

$$V = \left(\frac{(d_{11} + d_{22})}{2} + a_{w1} + a_{w2} \right) (b_1 + b_2) \max \{d_{12}; d_{22}\} \rightarrow \min, \quad (5)$$

где d_{11} – диаметр шестерни первой ступени; d_{12} – диаметр колеса первой ступени; d_{22} – диаметр колеса второй ступени; a_{w1} , a_{w2} – межосевые расстояния ступеней;

- для коническо-цилиндрической передачи:

$$V = \frac{(d_{21} + d_{22})}{2} d_{11} \max \{d_{12}; d_{22}\} \rightarrow \min. \quad (6)$$

2. Равнопрочность контактных и изгибных напряжений 1-й ступени:

$$R_1 = \left| \frac{\sigma_{H_1}}{[\sigma]_{H_1}} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F_{21}}}{[\sigma]_{F_{21}}}, \frac{\sigma_{F_{11}}}{[\sigma]_{F_{11}}} \right\} \right| \rightarrow \min. \quad (7)$$

3. Равнопрочность контактных и изгибных напряжений 2-й ступени:

$$R_2 = \left| \frac{\sigma_{H_2}}{[\sigma]_{H_2}} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F_{22}}}{[\sigma]_{F_{22}}}, \frac{\sigma_{F_{12}}}{[\sigma]_{F_{12}}} \right\} \right| \rightarrow \min. \quad (8)$$

4. Разность равнопрочностей 1-й и 2-й ступеней:

$$R_3 = |R_2 - R_1| \rightarrow \min. \quad (9)$$

Поиск решения

Для поиска компромиссного по нескольким критериям проектного решения используется подсистема многокритериальной оптимизации, созданной в БНТУ диалоговой системы DMS, базирующаяся на методе исследования пространства оптимизируемых параметров [4] с выделением паретовских решений и определением из них окончательного варианта формальными или интерактивными методами [5].

Функциональная схема подсистемы многокритериальной оптимизации DMS приведена на рис. 1.

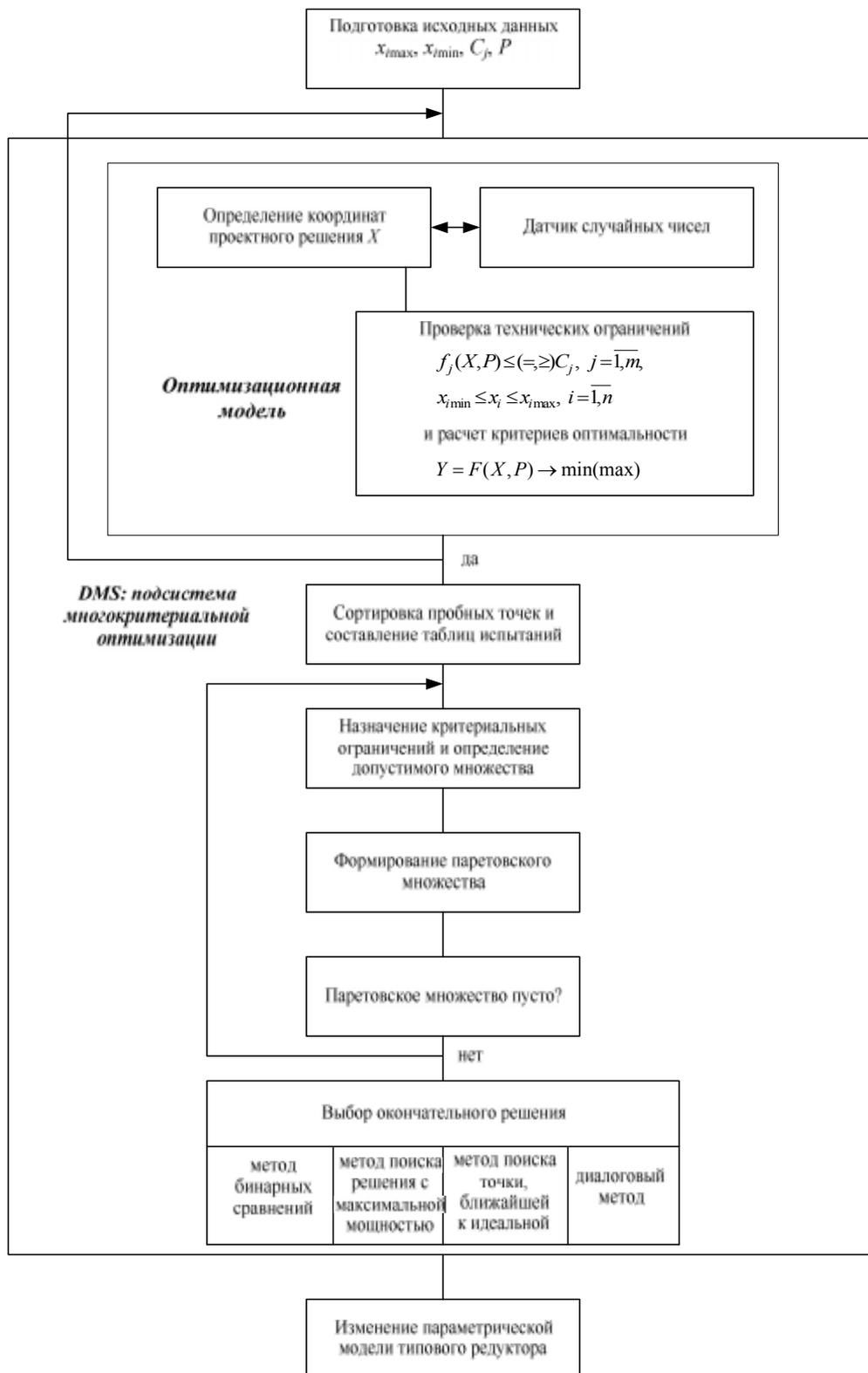


Рис. 1. Функциональная схема оптимизационного проектирования типового редуктора

Задание на проектирование осуществляется в диалоговом режиме путем указания схемы привода и соответствующего ей списка и диапазонов изменения оптимизируемых параметров и набора критериев оптимальности. В результате обработки списка формируется оптимизационная ММ редуктора и файл постоянных параметров, содержащий сведения о передаваемых нагрузках, условиях работы и материалах зубчатых колес.

Файл, содержащий оптимизационную ММ редуктора, передается в подсистему многокритериальной оптимизации, которая для поиска решения выполняет следующие действия:

1. Генерирует проектные решения с учетом технических ограничений и составляет таблицы испытаний. На данном этапе применяется метод монте-карло с использованием датчика случайных чисел с повышенной равномерностью, основанный на / π -последовательности [4].

2. Строит упорядоченные таблицы испытаний по каждому критерию, которые в дальнейшем необходимы для назначения критериальных ограничений.

3. Определяет допустимое множество на основании введенных критериальных ограничений, из которого в дальнейшем выделяет множество компромиссов.

4. Выбирает окончательное решение задачи из множества компромиссов. Для этого предусмотрены следующие возможности:

4.1. Формальные методы:

Метод бинарных отношений

Паретовские решения сравниваются попарно друг с другом по совокупности критериев (количество решений, где этот критерий лучше, и количество решений, где этот критерий хуже). На основе полученных данных строится таблица сравнений, аналогичная шахматной. После суммирования выигрышных ситуаций лучшим признается решение с максимальной суммой.

Метод поиска решения с максимальной мощностью

Под мощностью решения понимают количество сгенерированных точек в допустимом множестве, худших по отношению к точке, рассматриваемой сразу по всем критериям. Таким образом, для нахождения лучшего решения необходимо просмотреть все допустимое множество для каждого решения и определить его мощность. Лучшим признается решение с наибольшей мощностью.

Метод поиска точки, ближайшей к идеальной по евклидовому расстоянию

Под идеальным решением понимается решение, задаваемое проектировщиком или соответствующее решению с наилучшими значениями по каждому из критериев.

4.2. Диалоговый метод

Использование формальных методов желательно лишь тогда, когда проектировщик не может указать важность критериев, т. е. он не может ввести дополнительную информацию, учитывая которую система могла бы принять решение.

При наличии системы предпочтений проектировщик имеет возможность ввести степень важности и (или) функцию полезности по каждому критерию, на основе чего формируется аддитивный критерий оптимальности. Таким образом, задача сводится к однокритериальной, и окончательное решение определяется бионическим алгоритмом, обладающим глобальными свойствами [6].

Полученные значения диаметра и ширины зубчатых колес импортируются графическим редактором САД системы для вычерчивания общего вида редуктора. На рис. 2, 3 приведены чертежи общего вида редукторов, спроектированных при помощи оптимизационной ММ и подсистемы многокритериальной оптимизации, выполненные в среде КОМПАС-3D V7.0.

Апробация разработанного алгоритма и программы путем модернизации реальных редукторов, спроектированных опытными конструкторами, показала, что в режиме оптимизации показатели редукторов, с определенными по DMS на ПЭВМ параметрами, в среднем на 8–10 % лучше. При этом, в несколько раз уменьшаются сопутствующие затраты и время на проектирование редуктора с улучшенными показателями.

Существующие разработки, реализующие данный подход [7], требуют от проектировщика специфических знаний по методам оптимизации, что сдерживает их практическое применение. Кроме вышеупомянутых преимуществ подсистема DMS не требует от пользователя знаний по постановке задачи математического программирования и дает возможность конструктору принимать решения в удобной для него проблемной среде.

Эти результаты дают основание рекомендовать предложенные метод и средства проектирования в случаях, когда основными для проектировщика являются жесткие требования по одному или нескольким показателям типовых редукторов механического привода.

Литература

1. Лившиц, А. Г. Оптимизация параметров редукторов при автоматизированном проектировании: Методические разработки / А. Г. Лившиц, В. Т. Придухо. – Минск : Изд-во АН БССР, 1977.
2. Кузьмин, А. В. Справочное пособие. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – Минск : Выш. шк., 1986.
3. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Лёликов. – Москва : Академия, 2003.
4. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – Москва : Наука, 1981.
5. Батищев, Д. И. Методы оптимального проектирования : учеб. пособие для вузов / Д. И. Батищев. – Москва : Радио и связь, 1984.
6. Растрин, Л. А. Современные принципы управления сложными объектами / Л. А. Растрин. – Москва : Сов. радио, 1980.
7. Попов, В. Б. Многокритериальная оптимизация параметров редуктора механического привода / В. Б. Попов, В. А. Довгяло // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса : тез. докл. междунар. науч.- практ. конф. / под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель : БелГУТ, 2003. – Ч. II. – С. 106–109.

Получено 19.10.2006 г.