

Н.В. ГОРБАТЮК, к. т. н., Харьков, ГП “ХАКБ”

**МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА КОМБИНИРОВАННОГО
ПРИВОДА**

The mathematical model of the combined drive including equations of kinematics, power, geometrical parameters, limitations and criterions of optimization is considered. The results of model using for multiparameter synthesizing of a planetary reduction gear are shown.

В работе рассматривается привод, используемый в качестве исполнительного механизма в системе управления механизацией крыла самолета. Такой привод существует на базе высокомоментного низкооборотного планетарного гидромотора [1], который посредством гидроузла питается от двух гидросистем. Недостатком реализованной схемы является однородность гидравлического резервирования. Гидромотор служит общей точкой для двух гидросистем, что снижает надежность. Ее повышение достигнуто при разработке двухканального автоматизированного электропривода [2], содержащего два электродвигателя и редуктор с суммированием частот вращения выходного вала. Однако, недостаток привода в виде однородности электрического резервирования по каналам не устранен. Для его устранения предложен комбинированный привод [3] (рис. 1), который выполняется в профиле разнородного (гидравлического и электрического) резервирования по каналам. Такое решение повышает безотказность и конкурентоспособность конструкции, но требует решение задачи разработки методики проектирования суммирующего редуктора, которая является целью данной работы.

Большое количество кинематических, геометрических и силовых параметров редуктора, определяющих выходные характеристики привода

(величины момента, угловой скорости, массы), требует от разработчика поиска лучшего решения. Выбор наилучших конструктивных вариантов возможен при постановке и решении оптимизационной задачи на основе метода исследования пространства параметров [4 – 6]. В этом случае задача оптимального синтеза редуктора формулируется следующим образом.

Имеется n – мерное пространство, состоящее из точек

$$X(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (1)$$

К ним, например, относятся кинематические и геометрические характеристики зубчатых колес, параметры гидромотора, электродвигателя и др.

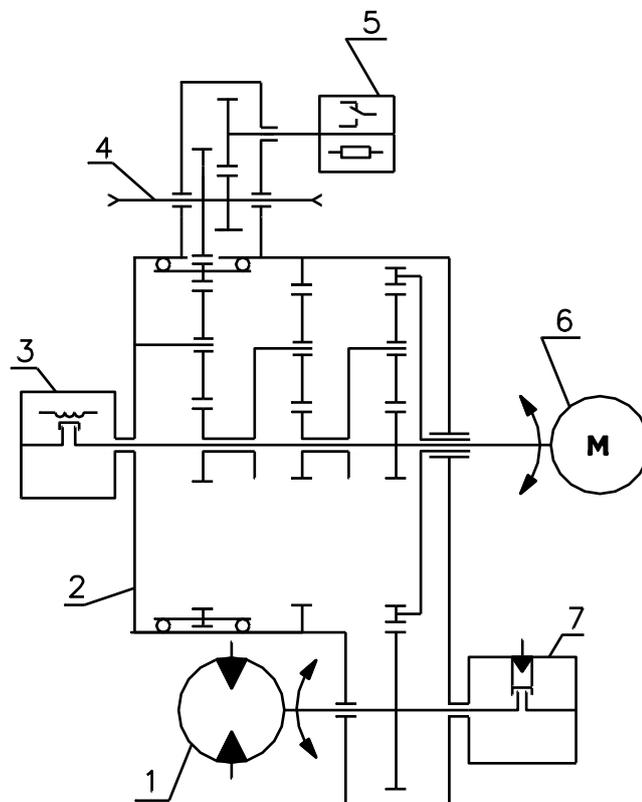


Рисунок 1 – Кинематическая схема

двухканального комбинированного привода:

- 1 – гидромотор; 2 – редуктор; 3 – муфта электромеханическая;
- 4 – выходной вал; 5 – блок датчиков и микропереключателей;
- 6 – электродвигатель; 7 – тормоз гидромеханический

Заданы ограничения: параметрические

$$x_j^* \leq x_j \leq x_j^{**} \quad \text{при } j=1, 2, \dots, k; \quad (2)$$

функциональные

$$c_1^* \leq f_1(X) \leq c_1^{**} \quad \text{при } l=1, 2, \dots, m. \quad (3)$$

Сформулированы на базе соответствующих исследований и опыта критерии качества

$$F_v(X), \quad \text{при } v=1, 2, \dots, t. \quad (4)$$

Зависимости (1) – (4) составляют математическую модель многопараметрической задачи. Модель исследуемого привода в общем случае включает в себя: уравнения, позволяющие выполнить кинематический синтез трехзвенных планетарных механизмов (ТПМ), определить геометрические параметры зубчатых колес, зависимости для кинематических и силовых связей в ТПМ, уравнения для определения вращающих моментов на валах электродвигателя и гидромотора, неравенства, отображающие необходимость выполнения ограничений на кинематические, геометрические, регулировочные и другие параметры и обеспечивающие поиск оптимальных параметров редуктора.

В качестве варьируемых параметров ТПМ использовались: числа зубьев колес, сателлитов, долбяка, угол профиля, коэффициент радиального зазора, коэффициент высоты головки, коэффициенты смещения колес, сателлита, долбяка, точность расчета и др. (всего 18 параметров). Для гидромотора переменными параметрами служили: частота вращения вала и перепад давления в силовых гидромагистралях. В качестве переменных для электродвигателя использовались частота вращения, момент на валу и потребляемый ток. Муфты электромеханическая и гидромеханические описывались тормозным моментом. Пределы изменения этих параметров составляют параметрические ограничения [4, 5]. Уравнения для кинематического синтеза ТПМ и определения геометрических характеристик зубчатых колес заимствованы с работ [7, 8]. Расчет выходных параметров электродвигателя и гидромотора выполнялся на базе экспериментальных данных.

Функциональные ограничения ТПМ подразделяются на кинематические и геометрические. Для выполнения кинематических ограничений должны выполняться три условия [7]: соосности, сборки и соседства. Геометрические ограничения представлены 13 уравнениями [8]. Совокупности линий построенных с их использованием определяют область существования зубчатой пары, называемой блокирующим контуром. В качестве функциональных ограничений для привода выставлены требования по массе и габаритным размерам.

Критерии качества – это ряд показателей, которые отражают различные характеристики привода и служат условиями для оптимизации параметров. Обоснованный выбор этих условий определит правильность выбора схемы привода, оптимальность внутрисхемного проектирования планетарного редуктора [9] и позволит на уровне выбора схемы оценить качество будущего агрегата.

Для рассматриваемого комбинированного привода минимизация массы всегда актуальна

$$F_1 = M_{\Sigma} = M_k + M_p,$$

где M_k – масса комплектующих изделий (электродвигатель, гидромотор, муфты, блок датчиков и микропереключателей);

M_p – масса редуктора, которая оценивалась с использованием средств системы твердотельного проектирования и рекомендаций работы [9].

Занимаемое приводом геометрическое пространство (по трем линейным размерам l_1, l_2, l_3) оценим критерием

$$F_2 = 1/(l_1 + l_2 + l_3),$$

который желательно минимизировать.

Диаметральный габарит для планетарных механизмов является относительно большим. Основными параметрами, определяющими его величину, являются размеры зубчатых колес [9]

$$F_2^* = \Gamma = 2 \cdot a_w + d_2,$$

где a_w – межосевое расстояние зацепления; d_2 – делительный диаметр сателлита.

Надежность работы привода оценивается критерием в виде вероятности отказа за один час работы

$$F_3 = Q_k + Q_p - Q_k \cdot Q_p,$$

который необходимо минимизировать. Здесь Q_k , Q_p – вероятности отказа соответственно комплектующих и редуктора.

Зубчатые колеса рассматриваемого редуктора работают в условиях разовой смазки, потому износ является для них основным процессом истощения ресурса. При этом определяющим видом изнашивания следует считать усталостное выкрашивание частиц поверхности зубьев. Интенсивность этого процесса зависит от скорости скольжения зубьев и удельных давлений, а наибольший износ наблюдается на ножке зуба в момент его входа или выхода из зацеплений. Ряд исследователей полагают, что равноизносность зубьев зацепляющихся колес будет обеспечена, если выдерживается равенство выровненных коэффициентов скольжения $\lambda_1 = \lambda_2 \cdot i_{21}^H$, где i_{21}^H – передаточное отношение. На основании изложенного в качестве критерия износостойкости зубчатых пар приняты коэффициенты выравненного скольжения в нижних крайних точках активных участков профилей зубьев

$$F_b = \lambda_b, \quad b = 4 - 7,$$

где λ_4 , λ_5 – коэффициенты скольжения в нижней точке активного профиля центрального колеса и сателлита во внешнем зацеплении;

λ_6 , λ_7 – коэффициенты скольжения в нижней точке активного профиля сателлита и венца эпицикла во внешнем зацеплении. Значения рассматриваемых критериев желательно иметь меньшими в выбираемом варианте.

Работоспособность зубчатых пар зависит от реализуемых удельных давлений в нижней точке профиля. Тогда аналогично критериям $F_4 - F_7$, рассматривая удельное давление в нижней точке профиля в виде критериев:

$$F_d = \psi_d, \quad d = 8 - 11,$$

следует отдавать предпочтение варианту решения с меньшими значениями удельных давлений.

Одним из важных параметров, характеризующих качество зубчатого зацепления, является коэффициент перекрытия. Эту характеристику примем за критерии, которые необходимо минимизировать:

$$F_{12} = 1/\varepsilon_{pr}, \quad F_{13} = 1/\varepsilon_{rq},$$

где ε_{pr} , ε_{rq} – коэффициенты перекрытия соответственно внешнего и внутреннего зацепления.

Повышение контактной прочности и прочность зубьев на изгиб достигается увеличением коэффициентов смещения, но это приводит к уменьшению толщины зубьев на окружности вершин. Это обстоятельство учитывается критериями:

$$F_p = 1/s_p, \quad p = 14 - 16,$$

где s_{14-16} – толщины зубьев соответственно центрального колеса, сателлита и венца эпицикла. В выбранном варианте решения эти критерии следует иметь с меньшими значениями.

Рассматривая радиальные зазоры c_r в виде критериев

$$F_r = c_r^*, \quad r = 17 - 20,$$

следует отдавать предпочтение варианту решения со значениями коэффициента радиального зазора $c_r^* = 0,25 - 0,35$. Здесь c_{17} , c_{18} , c_{19} , c_{20} – коэффициент радиального зазора зуба соответственно центрального колеса, сателлита во внешнем и во внутреннем зацеплении, венца эпицикла.

Потери на трение в ТПМ оцениваются по уравнениям, приведенным в работе [9], при едином значении коэффициента трения по критерию

$$F_{21} = 1 - \eta,$$

который целесообразно минимизировать.

Таким образом, в многокритериальной постановке рассматриваются двадцать один критерий, которые в совокупности определяют качество редуктора и привода в целом. Решение поставленной задачи определения оптимальных параметров осуществлялось в два этапа. На первом выполнялся схемно - кинематический синтез редуктора. Рассматривалось четыре варианта схемных решений редуктора привода. Из них наилучшим по критерию безотказности $Q_p = 5,6 \cdot 10^{-6}$, определенным по методу структурных схем, признан вариант с расположением дифференциальной ступени на выходе редуктора. Однако этот вариант оказался наихудший по критерию массы ($F_1=18$ кг) поскольку реализованы фактически две силовые ветви по каналам, приведшие к увеличению на 20 % массы редуктора. В качестве рациональной по критерию массы ($F_1 = 16$ кг), габаритов $F_2 = 1,1$ 1/м при приемлемом значении критерия безотказности $Q_p = 11,4 \cdot 10^{-6}$, принята схема с суммированием частот вращения на входе в редуктор. Минимизации габаритов привода при этом способствовало выполнение наиболее габаритного элемента электродвигателя отдельно от муфты электромеханической (рис.1).

Редуктор рассматриваемого привода выполняется на базе наиболее распространенного одновенцового \overline{AI} - механизма. Такой редуктор можно оптимизировать только за счет параметров ступеней. При его разработке реализовывалась так называемая цилиндрическая компоновка. Обеспечение равнопрочности ступеней редуктора на контактную выносливость зубьев достигалось путем: уменьшения передаточного отношения ($i_1=6,333 > i_2=5,867 > i_3=3,267$), увеличения модуля ($m_1=0,8$ мм, $m_2=1,0$ мм, $m_3=1,25$ мм) и ширины венца зубчатых колес ($b_1=10$ мм, $b_2=12$ мм, $b_3=15$ мм). Итогом решения поставленной задачи на первом этапе является разработка кинематической схемы (рис. 1) и выбор чисел зубьев колес (табл. 1) с использованием программы для подбора чисел зубьев на ЭВМ.

Таблица 1

№ ступени	Число зубьев
-----------	--------------

	Центральное колесо	Сателлит	Эпицикл
1	18	39	96
2	15	29	73
3	15	17	49

На втором этапе определяются основные характеристики геометрии зубчатых колес ТПМ: коэффициенты смещения, диаметры окружностей вершин и впадин, коэффициенты высоты зуба центрального колеса, сателлита, венца эпицикла, межосевое расстояние, а также критерии качества F4 – F21.

Работа выполняется с использованием автоматизированной методики расчета геометрии зубчатых колес, позволяющая вначале вести поиск коэффициентов смещения всех колес, дающих равенство износа зубьев во внешнем зацеплении. Далее исследуется полученное пространство параметров с использованием преимущественно человеко-машинных методов [10] принятие решений и выбираются оптимальные параметры геометрии зубчатых колес ТПМ.

В качестве примера рассмотрим многокритериальный выбор основных параметров геометрии зубчатых колес второй планетарной ступени редуктора. Исследовано 340 пробных точек (вариантов). Фрагмент результатов расчетов приведен в таблице 2. В качестве лучшего решения по методам сравнения и взвешенных сумм [10] принят вариант за №264 с параметрами: коэффициенты смещения центрального колеса 0.5, сателлита 0.157, венца эпицикла 0.813; коэффициенты высоты зуба для всех колес 2.3 и др. Таким образом, весь комплекс исследований был проведен с помощью системы диалогового типа, когда разработчик вводит в ПЭВМ часть информации, получает ответ и в ходе таких итераций определяет наилучшее решение.

Таблица 2

№ точки	Значения критериев														
	F ₄	F ₅	F ₆	F ₇	F ₈	F ₉	F ₁₀	F ₁₂	F ₁₃	F ₁₄	F ₁₅	F ₁₇	F ₁₈	F ₁₉	F ₂₀
49	2,30	0,94	0,36	1,19	0,96	0,47	0,28	0,72	0,59	1,70	1,43	0,26	0,36	0,36	0,26
70	1,20	1,20	0,47	0,62	0,71	0,47	0,33	0,74	0,59	2,85	1,37	0,24	0,29	0,38	0,28
112	2,25	1,19	0,46	1,16	0,98	0,50	0,34	0,69	0,58	2,27	1,37	0,27	0,27	0,37	0,27
211	1,29	1,13	0,38	0,66	0,71	0,45	0,28	0,72	0,60	3,70	1,43	0,22	0,22	0,36	0,26
227	0,90	0,94	0,37	0,47	0,60	0,42	0,26	0,79	0,61	2,77	1,32	0,28	0,28	0,23	0,33

264	1,81	1,07	0,44	0,94	0,83	0,46	0,31	0,70	0,56	2,63	1,44	0,25	0,25	0,26	0,26
292	1,55	0,97	0,34	0,80	0,74	0,43	0,36	0,71	0,58	3,22	1,54	0,20	0,20	0,23	0,23

Выводы

1. Разработана методика синтеза планетарного редуктора комбинированного привода с помощью математического моделирования, выполненного в профиле многопараметрической оптимизации.

2. Математическая модель, которая включает уравнения кинематических, силовых, геометрических параметров, ограничений и критериев оптимизации представлена в виде, удобном для поэтапного решения задачи оптимального конструирования планетарного редуктора.

Список литературы: 1. Гидропривод планетарный ГП-400 // Информационный проспект / Разработчик ПМЗ “Восход”. - Россия, г. Павлово. 2. Автоматизированный электропривод перемещения закрылков ЭПЗ-77 // Информационный проспект / Разработчик ОАО “Электропривод”. – Россия, г. Киров. –2000. 3. Двухканальный комбинированный привод. Заявка на патент №2003076323, приоритет з 08.07.2003 р. 4. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107 с. 5. Статников Р.Б., Матусов И.Б. Многокритериальное проектирование машин. – М.: Знание. – 1989. – 48 с. 6. Лурье З.Я., Жерняк И.Б. Многокритериальная оптимизация основных параметров качающих узлов шестеренных насосов внутреннего эвольвентного зацепления / Вестник машиностроения. – 1995. - №8. – с.3 – 8. 7. Красненьков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с. 8. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А.Болотовского. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с. 9. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-т «ХАИ», 2003. 446 с. 10. Ларичев О.П. Наука и искусство принятия решений. –М.: Наука. – 200 с.