基于遗传算法的 AT 换挡元件方案优选

马明月 刘艳芳 徐向阳 王 祎

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 基于对液力自动变速器(AT, Automatic Transmission)的行星齿轮机构和换挡元件方案的运动学分析,提出了一种可实现换挡元件方案自动优选的智能算法. 该方法不同于传统的方案设计方法,采用遗传算法来优化行星齿轮机构的特性参数,并根据换挡元件闭合顺序给出相应方案的偏移值,提出了换挡元件方案优选算法的适应度函数,实现了传动比优化和换挡元件闭合有序化的同步设计,从而缩短方案设计周期. 基于 MATLAB 运算平台,实现了对 ZF-8AT 的换挡元件方案的优选,得到了 3 组最优换挡元件方案. 结果表明,该算法有效地实现换挡元件方案设计.

关 键 词: 液力自动变速器; 换挡元件; 方案优选; 最优化理论; 遗传算法

中图分类号: TH 132.425

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2014)10-1372-06

Selection of shifting element design based on genetic algorithm

Ma Mingyue Liu Yanfang Xu Xiangyang Wang Yi

(School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the kinematic analysis of planetary gear mechanism and shifting element, an intelligent algorithm applied for selection of the shifting element design of automatic transmission was presented. Unlike traditional design methods, the characteristic parameters of the planetary gear mechanism were optimized based on genetic algorithm. According to the condition of the shifting logical, the offset value of the design was defined, and the fitness function of the shifting element design optimal algorithm was constructed. This method took the ratio sequence and shifting logical into account at the same time to shorten the design cycle. Based on MATLAB, selection of the shifting element design of ZF-8AT was realized and 3 optimal shifting element designs were obtained. The results demonstrate that the selection algorithm proposed is effectively able to realize shifting element design.

Key words: automatic transmission; shifting element; design selection; optimization theory; genetic algorithm

不同于其他形式的自动变速器,液力自动变速器(AT, Automatic Transmission)采用行星齿轮机构作为变速机构,为获得一系列不同的传动比,需要在行星齿轮机构中布置多个换挡元件. 换挡元件的作用是闭锁行星齿轮机构中两个独立构件,实现独立构件之间的刚性连接,减少行星齿轮机构的自由度. 与壳体相连的换挡元件为制动器,其他换挡元件为离合器. AT 换挡元件方案由若干制动器和离合器组成,通过闭合不同的换挡元件组合,可以使 AT 获得需要的传动比. AT 换挡元件方案设计是应用代数法或图论法给出换挡元件方案相应的数学模型,综合出所有可能的换挡元件方案,利用现代优化算法来选择和设计满足要求的最佳方案[1-8].

收稿日期: 2013-10-28; **网络出版时间**: 2014-03-12 15:18; **DOI**: 10.13700/j.bh.1001-5965.2013.0619

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/doi/10.13700/j.bh.1001-5965.2013.0619.html

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2011BAG09B00)

作者简介: 马明月(1986-),女,黑龙江呼兰人,博士生,mmy1986@hotmail.com.

目前,围绕行星齿轮机构和换挡元件方案的综合问题,国内外学者已作了很多研究工作[9-14].文献[9-10]采用线图综合法实现了 2 自由度行星传动方案综合与优选的计算机辅助设计,但该方法只适用于 2 和 3 自由度行星齿轮机构的方案设计.文献[11]提出了用构件分析法来实现方案的综合与优选,在方案优选过程中,使用变量变换法来求解行星排的广义特性参数,从而避免求解非线性不等式组,但是对于挡位数较多的换挡元件方案,运算过程较繁琐,不利于快速寻找方案.文献[12-14]都是通过综合传动比序列来寻找最佳换挡元件方案,但是大量的符号运算降低了运算效率,该方法不适用于多自由度行星齿轮机构的换挡元件方案设计.

本文通过建立易于被计算机识别的 AT 换挡元件方案的数学模型,并基于遗传算法提出一种高效且易于实现计算机辅助设计的 AT 换挡元件方案优选方法.

1　AT 换挡元件方案的数学模型

在单排行星齿轮机构中,绕中心轴旋转的基本元件包括了太阳轮、齿圈和行星架.AT 的行星齿轮变速机构是由多个行星排、辅助构件、输入轴、输出轴及换挡元件组成的.通过辅助构件相连的行星排基本元件在动力传递过程中始终以同一转速绕中心轴旋转,称其为行星齿轮机构的一个构件.对于只包含基本行星排的行星齿轮机构,其构件个数 m 与基本元件个数 n 之间的关系可以表示为

$$m=\frac{1}{3}n+f \tag{1}$$

其中 f 为行星齿轮机构自由度数.

以构件为基本单元对行星齿轮机构进行划分,并对不同构件进行相应编码.以德国 ZF 公司的 4 自由度 8 速自动变速器为例,该变速器包含 4 个行星排和 8 个构件,依次对该变速器的构件进行编码,编码后的结构简图如图 1 所示.

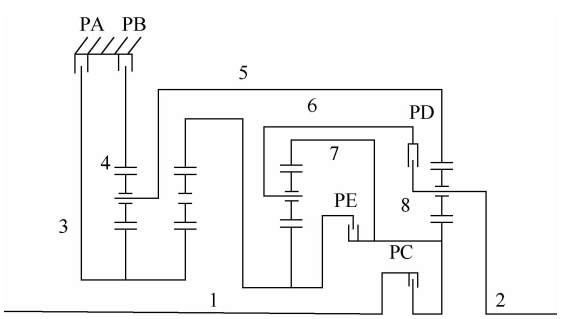


图 1　编码后 ZF-8AT 的结构简图[10]

Fig. 1　Coded diagram of ZF-8AT[10]

为建立行星齿轮机构及其换挡元件的数学模型,构建矩阵 $\boldsymbol{T}$ 来表示构件与基本元件之间的从属关系.矩阵 $\boldsymbol{T}$ 的构建规则如下:矩阵的列号为构件在行星齿轮机构中的编码,矩阵的行号代表行星齿轮机构的某一基本元件,则矩阵的总行数为 n,矩阵的总列数为 m.当构件 j 中包含基本元件 i 时,矩阵元素 $t_{ij}=1$;否则 $t_{ij}=0$,则矩阵 $\boldsymbol{T}$ 的普遍形式如下:

$$\boldsymbol{T}=\begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & \cdots & t_{1m} \\ t_{21} & t_{22} & \cdots & t_{2m} \\ t_{31} & t_{32} & \cdots & t_{3m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ t_{n1} & t_{n2} & \cdots & t_{nm} \end{bmatrix}$$

AT 换挡元件根据布置位置的不同,可以分为制动器和离合器,制动器的基本功能是制动行星齿轮机构中的独立旋转构件,离合器的基本功能是连接或分离行星齿轮机构中的两个独立旋转构件.AT 换挡元件方案是指实现行星齿轮机构以不同传动比来传递转矩和转速所需制动器与离合器的组合.为构建换挡元件方案数学模型,对制动器和离合器进行编码,编码规则如下:①制动器的编码由字母 B 和与制动器相连的构件编码组合而成,记为 BX,其中 X 为构件编码;②离合器的编码由字母 C 和与离合器相连的两构件编码组合而成,记为 CXY,其中 X 和 Y 均为构件编码.对图 1 所示的 ZF-8AT 的制动器 PA 和 PB 及离合器 PC,PD,PE 进行编码,其换挡元件方案的矩阵表示为

$$\begin{bmatrix} \text{PA} & \text{PB} & \text{PC} & \text{PD} & \text{PE} \\ \text{B3} & \text{B4} & \text{C18} & \text{C27} & \text{C68} \end{bmatrix}$$

基于对换挡元件的编码,快速实现对换挡元件方案的遍历.对包含 7 个构件、3 个制动器和 3 个离合器的自动变速器进行换挡元件方案的遍历,综合出的换挡元件方案总数为 1 140 个,方案结果如表 1 所示.

表 1　某行星齿轮机构换挡元件方案

Table 1　Clutch design of the planetary gear train

方案序号	换挡元件方案矩阵
1	[B3　B4　B5　C13　C14　C15]
2	[B3　B4　B5　C13　C14　C16]
3	[B3　B4　B5　C13　C14　C17]
4	[B3　B4　B5　C13　C14　C23]
⋮	⋮
1 140	[B3　B4　B5　C56　C57　C67]

2　换挡元件方案的运动学分析

多自由度行星齿轮机构需要通过闭锁换挡元

件才能实现动力传递. 考虑部分换挡元件同时闭锁时变速器无法传递动力,对同一行星齿轮机构,不同换挡元件方案可以实现不同的挡位数. 为提高优选算法的效率,对换挡元件方案的实际挡位数进行预判,对实际挡位数小于设计要求的方案予以排除. 为了实现换挡元件方案挡位数的预判,则需要针对换挡元件方案对行星齿轮变速机构进行运动学分析.

行星齿轮机构基本元件的转速满足下面的关系式:

$$n_{si} + K_i \cdot n_{ri} - (1 + K_i) n_{ci} = 0 \tag{2}$$

$$n_e - n_f = 0 \tag{3}$$

其中,n_{si},n_{ri},n_{ci}分别为同一行星排的太阳轮、齿圈和行星架的转速;n_e,n_f为行星齿轮机构中经辅助构件相连的基本元件 e 和 f 的转速;K_i 为行星排的特性参数且 $|K_i| = Z_r/Z_s$,Z_s 和 Z_r 分别是太阳轮和齿圈的齿数,特性参数的取值范围取决于行星排的结构.

当制动器或离合器结合时,相连的基本元件的转速满足关系式:

$$n_i = 0 \tag{4}$$

$$n_j - n_k = 0 \tag{5}$$

其中,n_i 是与制动器相连的基本元件 i 的转速;n_j,n_k 是与离合器相连的基本元件 j 和 k 的转速.

设输出转速为 1,基本元件个数为 n,由式(1)~式(4)可得行星齿轮机构的运动学方程组:

$$\boldsymbol{A}_{n\times n}\,\boldsymbol{n} = \boldsymbol{b} \tag{6}$$

其中,$\boldsymbol{A}$ 为系数矩阵;$\boldsymbol{b}$ 为常数项向量;$\boldsymbol{n}$ 为基本元件转速向量. 矩阵 $\boldsymbol{A}$ 中不同行向量分别对应基本元件连接信息、换挡元件闭合信息及输入输出轴信息.

矩阵 $\boldsymbol{T}$ 表示了构件与基本元件之间的从属关系,通过矩阵变换得到了求解构件转速向量的线性方程组:

$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{T}\,\boldsymbol{n}_1 = \boldsymbol{b} \tag{7}$$

其中 $\boldsymbol{n}_1$ 为构件转速向量. 构件转速向量中的输入构件转速即为变速器的传动比. 改变线性方程组系数矩阵中闭合换挡元件的信息,求解出换挡元件方案可实现的传动比序列,实际的挡位数即传动比序列中包含的不同传动比的个数. 通过对换挡元件方案实际挡位数的预判,进一步缩小换挡元件方案的选择范围.

3 换挡元件方案的优选

遗传算法是模拟生物界的自然选择法则用于解决各类复杂的最优化问题的一种随机优化算法. 通过对适应度函数的计算,得到种群中较优的个体来进行选择、交叉和变异操作,保留好的个体,淘汰差的个体,逐步提高整个种群的品质,最终得到优化问题的最优解. 换挡元件方案优选问题是一个复杂的非线性优化问题,其适应度函数需要反映出两方面的要求:一方面是优化后的传动比序列与设计要求的传动比序列之间的相对误差应小于规定值;另一方面是相邻挡位之间换挡时,只变换一个换挡元件. 此外,倒挡设计误差值不同于前进挡,在进行换挡元件优化设计时,倒挡的设计是单独考虑的.

设行星齿轮机构的自由度为 f,行星排的个数为 p,换挡元件的个数为 s,设计要求的前进挡个数为 r,前进挡的传动比序列为 $\{i_1, i_2, \cdots, i_r\}$. 实际传动比序列与目标传动比序列之间的相对误差为

$$\varphi = \sqrt{\sum_{t=1}^{r} \frac{b_t (i_t - i'_t)^2}{i_t^2}} \tag{8}$$

其中,i_t 表示第 t 挡位的目标传动比;i'_t 表示第 t 挡位的实际传动比;b_t 表示第 t 挡位的权重系数,权重的选取与该挡位的使用频率相关.

设第 t 挡位对应的闭合换挡元件集合为 M_t,第 $t+1$ 挡位对应的闭合换挡元件集合为 M_{t+1},取 M_t 与 M_{t+1} 的交集,如果所得集合的元素个数小于 $f-2$,系统会给定一个常数作为误差偏移值 ε,否则,误差偏移值 $\varepsilon = 0$.

设换挡元件方案包含 q 个闭合换挡元件集合,即 $\{M_1, M_2, \cdots, M_q\}$. 当换挡元件组合 M_t 闭合时,求得行星齿轮变速机构的传动比 i_t. 依次闭合换挡元件组合可得传动比序列 $\{i_1, i_2, \cdots, i_t\}$,对该传动比序列做降序排列可得实际传动比序列 $\{i'_1, i'_2, \cdots, i'_q\}$. 在实际传动比序列中,依次选取 r 个传动比构成实际传动比的子集,且子集的个数为 C_q^r. 将实际传动比序列与目标传动比序列的相对误差 φ 与误差偏移值 ε 之和作为修正误差,因此可得到修正误差集 $\{\varphi_1 + \varepsilon_1, \varphi_2 + \varepsilon_2, \cdots, \varphi_{C_q^r} + \varepsilon_{C_q^r}\}$,则该换挡元件方案的适应度函数为

$$f_m = \min\{\varphi_1 + \varepsilon_1, \varphi_2 + \varepsilon_2, \cdots, \varphi_{C_{n_m}^r} + \varepsilon_{C_{n_m}^r}\}$$

当变速器结构一定的情况下,影响换挡元件方案适应度函数的主要因素是行星排特性参数,因此,把行星排特性参数选为该优化问题的设计变量,分别对每个换挡元件方案适应度函数最小化问题进行求解. 图 2 是对 ZF-8AT 换挡元件方案采用遗传算法进行优化时每一代种群的平均适应度与最大适应度曲线. 由平均适应度曲线可以看到当遗传算法进行到第 40 代时,平均适应度基本保持不

变,算法终止于第 51 代,其适应度值为 0.006.

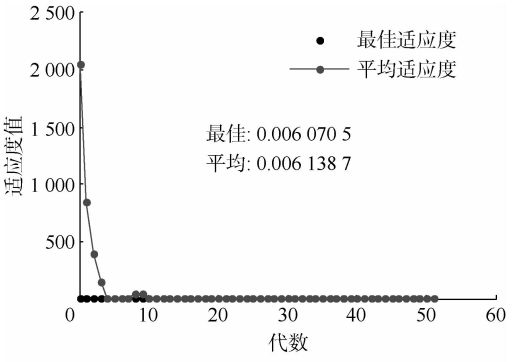


图 2　平均适应度与最大适应度曲线

Fig. 2　Average fitness and optimal fitness

为了进一步提高计算效率,降低由于方案过多而带来的时间成本,采用重力梯度法与遗传算法相结合的方式进行了行星排特性参数优化. 梯度法收敛速度快,寻找局部最优点能力强,但其求解空间必须连续且可导,而遗传算法具有全局寻优能力强、求解空间可不连续等优势. 因此,本文首先通过对遗传算法设定适合的种群规模,使其能在较短的时间内在全局最优点附近收敛停止,然后利用遗传算法的终止点作为梯度法的起始点,进行局部细致优化,最终求得全局最优解,优选算法的主要流程如图 3 所示.

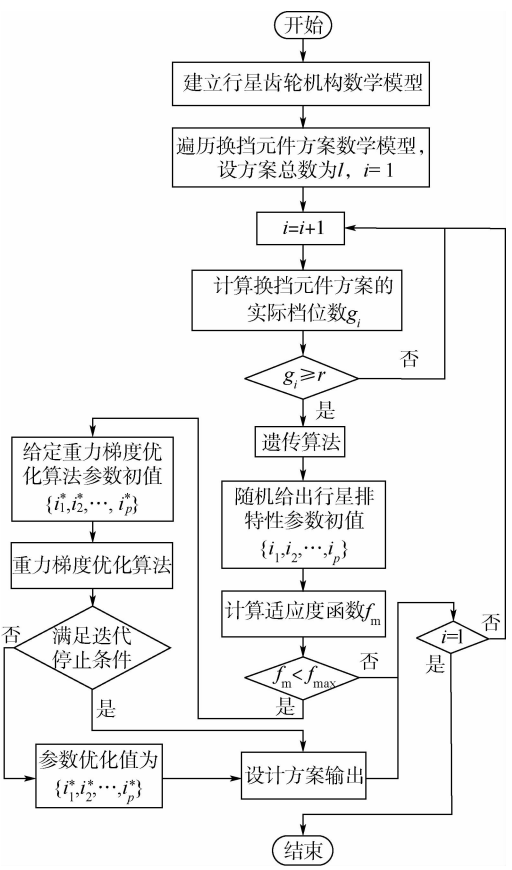


图 3　优选算法流程图

Fig. 3　Data flow of optimization algorithm

4　方案优选案例

基于 MATLAB 仿真平台,以图 1 所示的德国 ZF 公司的 4 自由度 8 速自动变速器为研究对象,编写换挡元件方案优选算法,并求解出该变速器的最优换挡元件方案.

建立 ZF-8AT 换挡元件方案的数学模型,初步综合出 2 925 个可行的换挡元件方案,经对换挡元件方案的实际挡位数预判和优选算法后方案数减小至 82. 对这 82 个换挡元件方案执行换挡元件方案优选算法,每个换挡元件方案对应的适应度最小值如图 4 所示.

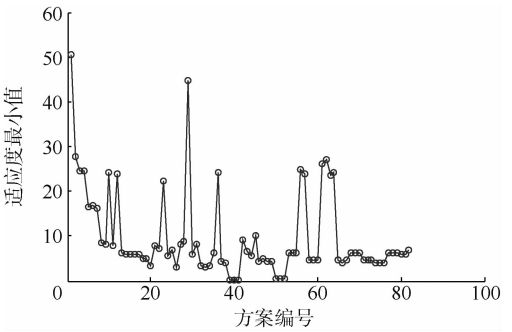


图 4　适应度最小值曲线

Fig. 4　Minimal fitness

由图 4 可知,有多组适应度函数接近零值的方案,适应度函数最小值越接近零值,则方案的传动比序列越接近目标传动比序列.

本案例存在 3 个最优方案,换挡元件方案矩阵及其适应度最小值见表 2,其结构简图和换挡逻辑矩阵见图 5.

表 2　最优换挡元件方案

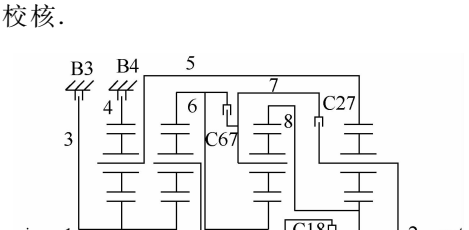
Table 2　Optimal clutch designs

方案序号	方案矩阵	f_m
39	[B3　B4　C18　C27　C67]	0.006
40	[B3　B4　C18　C27　C68]	0.006
41	[B3　B4　C18　C27　C78]	0.006

通过方案的结构简图(如图 5 所示)可以看出,3 个方案的区别在于离合器 C3 的轴连接方式不同. 方案 39 中离合器 C3 连接第 3 个行星排 GS3 的行星架和太阳轮轴,方案 40 是连接 GS3 的齿圈和太阳轮,方案 41 是连接 GS3 的齿圈和行星架.

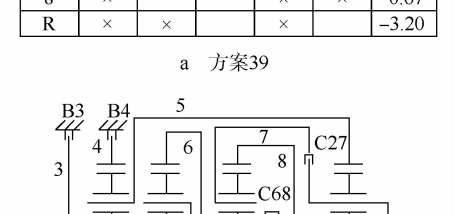
无论哪种连接方案,C3 一旦闭合,GS3 做整体转动,因此,3 个轴连接方式的作用是一样的. 需要注意的是,不同的轴连接方案会影响 3 个离合器在变速箱中的空间布置方式而影响变速箱的

轴向和径向尺寸,例如图 1 中的沿轴向并排可以方便油路的设计,或者将离合器 PD ~ PE 沿径向并排,可以缩短轴向尺寸等,具体情况需要进行动力学校核.



	B3	B4	C18	C27	C67	*i*
1	×	×	×			4.69
2	×	×			×	3.13
3		×	×		×	2.11
4		×		×	×	1.67
5		×	×	×		1.29
6			×	×	×	1
7	×		×	×		0.84
8	×			×	×	0.67
R	×	×		×		-3.20

a 方案39



	B3	B4	C18	C27	C68	*i*
1	×	×	×			4.69
2	×	×			×	3.13
3		×	×		×	2.11
4		×		×	×	1.67
5		×	×	×		1.29
6			×	×	×	1
7	×		×	×		0.84
8	×			×	×	0.67
R	×	×		×		-3.20

b 方案40



	B3	B4	C18	C27	C68	*i*
1	×	×	×			4.69
2	×	×			×	3.13
3		×	×		×	2.11
4		×		×	×	1.67
5		×	×	×		1.29
6			×	×	×	1
7	×		×	×		0.84
8	×			×	×	0.67
R	×	×		×		-3.20

c 方案41

图 5 最优方案的结构简图及换挡逻辑矩阵

Fig. 5 Optimal design diagrams and clutching sequences

对比图 5b 和图 1 可以看出,方案 40 与 ZF-8AT 的结构方案相同. 表 2 列出了计算得到的方案 40 的换挡逻辑矩阵和传动比,与 ZF-8AT 的传动比基本一致. 可以证明,本文提出的优选算法能够寻找到满足传动比要求和换挡元件闭合有序化约束的最优换挡元件方案.

5 结 论

1) 建立了易于计算机识别的行星齿轮变速机构及换挡元件的数学模型,并基于 MATLAB 运算平台提出了较高效率的 AT 传动比求解算法,实现了对换挡元件方案的预筛选;

2) 基于传动比序列和换挡元件闭合有序化的设计要求,采用实际传动比序列与目标传动比序列的相对误差与误差偏移值之和作为遗传算法的换挡元件方案的适应度函数;

3) 以遗传算法和梯度法相结合的方式寻找到 AT 换挡元件的最优方案,并计算出相应的最优行星排特性参数、传动比序列及其对应的换挡逻辑;对 ZF-8AT 自动变速器的换挡元件方案进行了优选,最终得到包括原方案在内的 3 组最优方案,验证了本文所提出的优选算法的可行性和准确性.

参考文献 (References)

[1] Tsai L W. An application of the linkage characteristic polynomial to the topological synthesis of epicyclic gear trains[J]. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 1987, 109(3):329 - 336

[2] Hsu C, Hus J. Epicyclic gear trains for automotive automatic transmissions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2000, 214(5):523 - 532

[3] Raghavan M, Bucknor N, Maguire J, et al. The algebraic design of transmissions & EVTs[R]. SAE Paper 2007-01-1458, 2007

[4] Gumpoltsberger D I G. Systematische synthese und bewertung von mehrgängigen planetengetrieben[D]. Chemnitz: Technische Universität Chemnitz, 2007

[5] Rao Y V D, Rao A C. Generation of epicyclic gear trains of one degree of freedom[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2008, 130(5):052604-1 - 8

[6] Hsu C, Hsu J. An efficient methodology for the structural synthesis of geared kinematic chains[J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(8):957 - 973

[7] Del Castillo J M. Enumeration of 1-DOF planetary gear train graphs based on functional constraints[J]. Journal of Mechanical Design, 2002, 124(4):723 - 732

[8] Chatterjee G. Enumeration and automatic sketching of epycyclic-type automatic transmission gear train[D]. Washington D C:

University of Maryland,1993

[9] 刘太来.用电子计算机选择 T-72 坦克行星传动装置方案及其分析[J].兵工学报:坦克装甲车与发动机分册,1982(3):53 - 58
Liu Tailai. The selection and analysis of the schematic diagram of planetary gearbox about the T-72 tank[J]. Acta Armamentarii, 1982(3):53 - 58(in Chinese)

[10] 刘太来.用电子计算机以拆联法选取任意排数各类行星变速箱的最佳方案[J].兵工学报:坦克装甲车与发动机分册,1983(1):35 - 46
Liu Tailai. The selection of the optimum scheme of n-gearset planetary gearbox of different types by means of computer[J]. Acta Armamentarii,1983(1):35 - 46(in Chinese)

[11] 万耀青.寻找多自由度行星变速箱方案的计算机辅助设计[J].北京工业学院学报,1982(2):59 - 75
Wan Yaoqing. CAD Approach in the selection of optimal scheme for planetary gear transmissions having multiple degrees of freedom[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 1982(2):59 - 75(in Chinese)

[12] Mogalapalli S N, Magrab E B, Tsai L W. A CAD system for the optimization of gear ratios for automotive automatic transmissions[R]. SAE Technical Paper No. 930675,1993

[13] Hsu C, Huang R. Systematic design of six-speed automatic transmissions with an eight-link two-DOF Ravigneaux gear mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131: 011004-1 - 8

[14] Hassan S S. Enumeration of feasible clutching sequences of epicyclic gear mechanisms[J]. Journal of Mechanical Design, 2010,132:071002-1 - 8

[15] Scherer H, Wagner G, Naunheimer H, et al. The ZF-automatic transmission 8HP70 transmission system[J]. VDI Berichte, 2008(2029):457 - 479