

定轴式有源传动装置传动方案的系统化设计

陈雪平^{1,2}, 钟再敏^{1,2}, 孔国玲¹, 陈辛波^{1,2}

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学新能源汽车工程中心, 上海 201804)

摘要: 基于形态分析的机械创新技法, 提出一套针对定轴式有源传动装置传动方案的系统化设计流程. 明确描述一个传动方案所有独立机构变量及其应满足的约束和边界条件. 完成求解结构变量的结构类型综合. 通过实际机构向拓扑图的抽象化, 利用相应的形态学矩阵, 完成满足上述约束和条件的传动方案的综合, 即包括每个机构类型对应的反应构件布置及工作状态信息的数目综合.

关键词: 定轴式有源传动装置; 形态分析; 传动方案; 邻接矩阵

中图分类号: U46; TH122

文献标志码: A

Systematic Design Scheme of Active Transmission Based on Fixed-axle Gear Sets

CHEN Xueping^{1,2}, ZHONG Zaimin^{1,2}, KONG Guoling¹,
CHEN Xinbo^{1,2}

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Clean Energy Automotive Engineering Center, Shanghai 201804, China)

Abstract: A systematic design process for the electrified manual transmission (eMT) is proposed on the basis of a morphological analysis. First, the independent design parameters, its feasibility constraints and consistency conditions need to be defined by analyzing the structure and functions of eMT. According to these boundary conditions, structure variables such as the number of components and the connection type can be solved to synthesize the component types. Then, the scheme number of each structure type is synthesized. After the abstraction from practical mechanism to topology model, the corresponding matrix is attained. All transmission paths can be gained by the analysis of the matrix. Based on the paths, the schemes concerning component layout and operating mode can be gained. Finally, all transmission schemes meeting the structural and functional requirements are synthesized.

Key words: fixed-axle gear sets; morphological analysis;

transmission scheme; adjacency matrix

传动方案设计是混合动力机电耦合系统设计的关键技术之一. 目前, 动力耦合装置的机构主要集中在固定轴齿轮式和行星齿轮式两种形式上^[1]. 国内外学者对行星齿轮系的传动方案设计做了大量的研究, 文献[2-7]是针对行星齿轮系拓扑图模型及其传动方案的综合研究. 文献[8]提出了复杂定轴轮系的拓扑图模型以分析其动力传动路径, 但目前对于定轴式机电耦合装置的齿轮机构传动方案设计, 仍主要依赖设计师的经验和灵感, 采用试凑法, 缺乏理论基础, 没有一种系统化、自动化设计方法作为方案设计的指导, 容易遗漏最佳设计方案.

机械创新技法中的形态分析法^[9]是一种系统搜索方法, 用来探求一切可能存在的组合方案, 属于穷尽法. 形态分析的核心是将机械系统分解成若干个逻辑上彼此独立的组成因素, 然后用网络图解的方式或形态学矩阵的方式进行排列组合, 以产生满足条件的系统方案或创新设想. 本文基于形态分析法, 针对如图1所示的定轴式有源传动装置^[10], 简称eMT(electrified manual transmission), 提出了一套系统化设计其传动方案的方法.

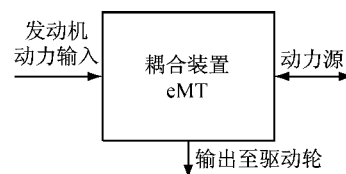


图1 有源传动装置

Fig.1 Electrified manual transmission

1 机构变量与约束条件的分析

1.1 机构变量

描述一个有源传动装置传动方案的独立机构变

收稿日期: 2012-12-19

基金项目: 国家自然科学基金(51075301)

第一作者: 陈雪平(1987—), 男, 博士生, 主要研究方向为新能源汽车传动系统建模与仿真. E-mail: chenxueping@gmail.com

通讯作者: 钟再敏(1973—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为新能源汽车传动系统及控制.

E-mail: zm_zhong@tongji.edu.cn

量包括:①挡位数 N ;②电机连接形式,即电机与输入部分常连、与输出部分常连以及电机单独成一个自由度;③总自由度数 n_{DOF} (不结合同步器);④齿轮轴数 n_{axis} ;⑤齿轮副数 n_{GP} ;⑥同步器数 n_{syn} ;⑦空套齿轮 n_{gear} 和同步器的布置;⑧不同工作模式和挡位下各同步器的结合状态.前 6 个机构变量称为结构参数变量.

1.2 可行性条件与相容性约束

1.2.1 可行性条件

为实现机构的功能,应满足一定的功能条件;考虑到机构在实际制造加工过程中的难度,应满足一定的实际结构约束条件.这两类约束条件组成传动方案系统化设计的可行性条件,具体内容如下.

功能条件:①实现 N 挡传动;②实现混合动力功能,电机能通过同步器与输入或输出相连,而且电机不与输入或输出常连接;③换挡过程动力不中断,因此将电机构件与输出构件连接的同步器需独立于挡位同步器.由上述 3 个条件可得

$$n_{\text{DOF}} \geq 3 \quad (1)$$

$$n_{\text{syn}} \geq N + 1 \quad (2)$$

实际结构约束条件:①同步器连接两构件只能是齿轮轴和与其同回转中心的空套齿轮;②同一回转中心有且仅有 1 个齿轮轴;③不允许双联及以上多联齿轮出现.由上述条件可得

$$n_{\text{syn}} \leq n_{\text{gear}} \quad (3)$$

由齿轮系平面结构自由度公式(总构件数 n_{all})

$$(n_{\text{all}} - 1) \times 3 - (n_{\text{gear}} + n_{\text{axis}}) \times 2 - (n_{\text{GP}} + n_{\text{syn}}) \times 1 = n_{\text{DOF}} \quad (4)$$

$$n_{\text{all}} = n_{\text{gear}} + n_{\text{axis}} + 1 \quad (5)$$

可得

$$n_{\text{gear}} = n_{\text{DOF}} + n_{\text{GP}} - n_{\text{axis}} \quad (6)$$

结合式(2),(3)和(6)可得

$$N + 1 \leq n_{\text{syn}} \leq n_{\text{DOF}} + n_{\text{GP}} - n_{\text{axis}} \quad (7)$$

即

$$n_{\text{GP}} \geq n_{\text{axis}} + N + 1 - n_{\text{DOF}} \quad (8)$$

1.2.2 相容性约束

针对 eMT 的机械传动效率、切换挡位时的操作方便性、整体尺寸以及制造加工和安装的难度,在上述可行性条件下可再制定下列 4 个相容性约束:①任何挡位下从输入到输出的齿轮传动不超过一级;②电机构件到输入构件和输出构件的齿轮传动级数都不超过两级;③电机到输入部分和输出部分且独立于变速机构的传动路径均最多 1 条,且不同途径

之间切换只需断开和结合 1 个同步器;④齿轮轴数不超过 3 个;⑤不存在传递末梢构件(只与 1 条连接途径(齿轮副、同步器)相连);⑥任意 2 个挡位间切换时需要断开和结合的同步器都不超过 2 个.

当所有挡位以及电机到输入输出对应的传递路径相互独立,且传动级数均最大时齿轮副数最大,由条件式(1),(2)及(3)可得

$$n_{\text{GP}} \leq N + 4 \quad (9)$$

由条件式(3)可得

$$n_{\text{DOF}} \leq N + 3 \quad (10)$$

条件式(4)表示成

$$2 \leq n_{\text{axis}} \leq 3 \quad (11)$$

2 拓扑图模型

2.1 建立定轴齿轮系的拓扑图模型

图论中的拓扑图是由若干给定的点及连接两点的线所构成的图形,这种图形通常用来描述某些事物之间的某种特定关系,用点代表事物,用连接两点的线表示相应两个事物间具有这种关系^[4].本文将定轴齿轮系中的构件以及构件之间的连接关系抽象成拓扑图中的点和线,其中,实心圆表示齿轮轴构件,空心圆表示空套齿轮构件;齿轮副连接用实线表示;同步器作为一种连接方式,用虚线或点划线表示;所有相同回转中心的构件置于同一水平线上.

如图 2 所示的某一定轴轮系结构简图所对应的拓扑图如图 3 所示.

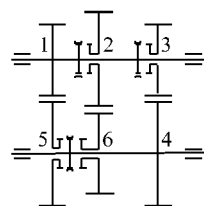


图 2 定轴轮系结构图

Fig. 2 Structure chart of fixed-axle gear sets

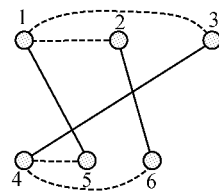


图 3 定轴轮系拓扑图

Fig. 3 Topological graph of fixed-axle gear sets

2.2 连接关系邻接矩阵和传动关系邻接矩阵

邻接矩阵是表示图画顶点之间拓扑构造的有效

工具,可以实现齿轮系构造关系的数学化,即表示顶点之间相邻关系的矩阵^[5].一般所说的邻接矩阵指的是反映连接关系的邻接矩阵 J ,可表示为

$$J(i, j) = J(j, i) = \begin{cases} k, & \text{当 } i \text{ 和 } j \text{ 对应的两构件之间存在 } k \text{ 个连接副} \\ 0, & \text{当 } i \text{ 和 } j \text{ 对应的两构件之间没有连接副} \end{cases} \quad (12)$$

为分析定轴轮系工作时输入构件到输出构件之间的动力传递路径,本文构造了传动关系邻接矩阵 G ,它反映了各构件之间的传动比信息,可表示为

$$G(i, j) = \frac{1}{G(j, i)} = \begin{cases} k_{ij}, & \text{当 } i \text{ 和 } j \text{ 对应的两构件间有传动比为 } k_{ij} \text{ 的齿轮副} \\ 1, & \text{当 } i \text{ 和 } j \text{ 对应的两构件间是同步器连接传动} \\ 0, & \text{当 } i \text{ 和 } j \text{ 对应的两构件间是转动副连接或没有传动副} \end{cases} \quad (13)$$

基于传动关系邻接矩阵对动力传动路径进行分析可以得到任意两个构件之间在结合任 1 或 2 个不会导致运动干涉的同步器时的所有传动路径,同时也能得出每一齿轮啮合连接方案对应的不能结合的所有同步器。

3 传动方案系统化设计流程分析

3.1 总流程分析

将有源传动装置分解成若干逻辑独立的组成成分变量,因此它的传动方案的系统化设计过程就是求解那些独立变量的过程.在给定挡位数变量的情况下,结合上述所分析的可行性条件和相容性约束,逐一求解其余结构变量,得出所有满足条件的传动方案,然后依据设计者的特殊要求,对所得的方案进行筛选,制定传动方案的评价指标,从而得出优选方案,完成传动方案的系统化设计,其流程如图 4 所示。

该系统化设计流程的主要内容是根据挡位数、电机连接形式、自由度、齿轮轴数、齿轮副数以及同步器数等结构变量,得出满足约束条件的包含构件布置及同步器工作状态等变量信息的所有传动方案.结构参数变量的求解过程称为结构类型综合,而对应每一结构类型的全部构件布置和工作状态等变量的求解过程则称为方案数目综合。

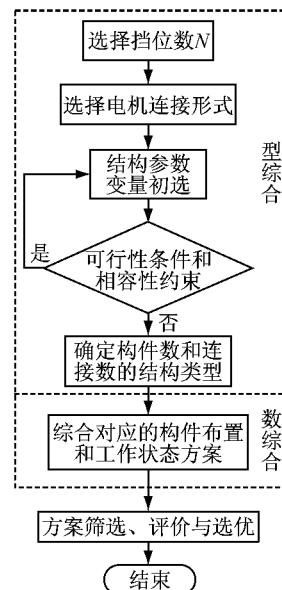


图 4 eMT 传动方案系统化设计流程

Fig.4 Systematic design scheme flow of active transmission

3.2 型综合过程分析

结构类型综合的关键在于根据机构功能、性能以及实际结构的要求确定关于结构参数变量的约束条件.因此,结合上述可行性条件和相容性约束的分析,可得到型综合的流程,如图 5 所示。

3.3 数综合过程分析

方案数目综合是通过将定轴式齿轮系抽象成拓扑图形,然后利用相应的图论知识及图形学矩阵,通过计算机编程得出所有满足约束条件的传动方案.其实施步骤是首先得出满足实际结构要求的齿轮啮合连接方案,然后再结合同步器的布置及工作状态得到最终传动方案,具体流程如图 6 所示。

3.3.1 筛选齿轮啮合连接方案

将连接关系邻接矩阵 J 中对应包含有同步器连接关系的位置上的元素置零后,得到只反映齿轮啮合连接关系的邻接矩阵 C .根据轴数、空套齿轮数、齿轮数以及空套齿轮布置的讨论,利用齿轮啮合连接关系矩阵 C 穷举出所有可能的齿轮啮合连接方案,然后结合约束条件对齿轮啮合连接方案进行筛选。

结合上述 eMT 的结构约束条件可得,只考虑齿轮啮合时,方案应满足的约束条件有:①不存在运动干涉,即动力传递不形成回路;②不允许出现双联及以上多联齿轮,即 1 个空套齿轮构件最多对应 1 个齿轮副;③能结合的同步器数不少于该结构方案对应的同步器数 n_{syn} .3 个约束条件均可从对应的齿轮啮合连接关系邻接矩阵判定,判定过程通过程序自动完成,具体算法如下:

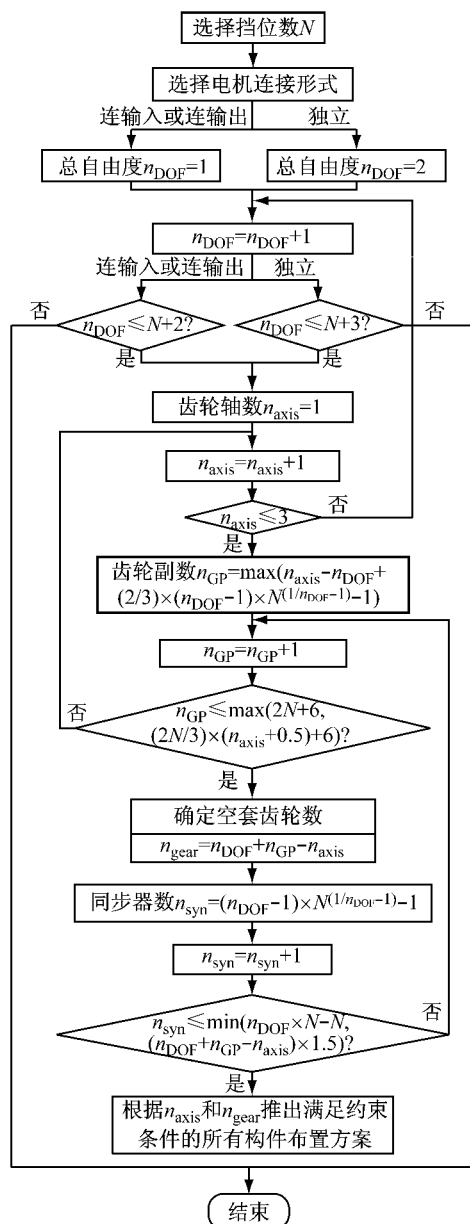


图 5 型综合流程图

Fig. 5 Type synthesis flow

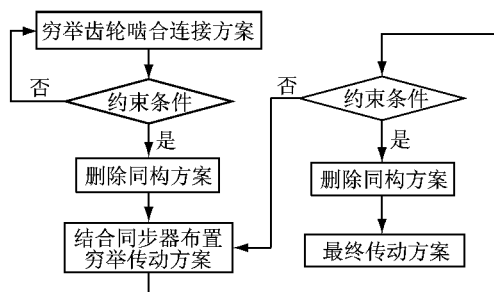


图 6 数综合流程图

Fig. 6 Number synthesis flow

约束①的判定——首先将齿轮啮合连接关系邻接矩阵中对角线上的元素置 1, 下对角元素均置 0, 然后对 2 行或 2 列元素取“与”运算后求和的结果体

现了该 2 行或 2 列所对应的两同回转中心的构件之间的连接关系: 和为 0 说明两构件间无连接, 和为 1 说明两构件间常连接, 和大于 1 说明两构件间存在运动干涉, 再任取 3 行或 3 列元素, 对其中两两构件所对应的行或列元素取“与”运算后求和, 如果都大于 0 且将 3 列元素取“与”运算后求和结果等于 0, 则说明该 3 行或 3 列元素所对应的构件间存在运动干涉. 3 个以上构件间运动干涉判定依此类推.

根据所讨论系统中构件数的不同, 所需进行运动干涉分析的构件数上限不同, 最后可完成约束①的判定.

约束②的判定——齿轮啮合连接关系邻接矩阵中, 空套齿轮构件对应的所有行中出现某行非 0 元素个数大于 1, 则说明该邻接矩阵表示的齿轮啮合连接方案不满足此约束.

约束③的判定——当某同步器对应在齿轮啮合连接关系邻接矩阵中的位置上的元素赋值 1 后不引起运动干涉时, 则表明该同步器能结合, 运动干涉的判定参照约束①的判定. 因此, 当这样的同步器数小于 n_{syn} 时, 则说明该邻接矩阵表示的齿轮啮合连接方案不满足此约束.

将筛选完得到的齿轮啮合连接关系邻接矩阵 C 中对应转动副的位置上的元素置 1 后得到相应的连接关系邻接矩阵 J .

3.3.2 删除齿轮啮合连接同构方案

若两个拓扑图反演出的结构图相同, 则这两个图同构. 同构的判定准则^[11]为: 若两个图的点和边之间的关系保持一一对应的关系, 则两个图同构; 若两个图的连接矩阵中相同性质构件对应的行列经过对调变换后相等, 则两个图同构.

如果两个运动链同构, 则它们的结构不变量一定是相同的, 也就是说结构不变量是运动链同构判定的依据. 文献[12]给出了一般机构运动链的结构不变量. 而针对定轴齿轮系平面机构, 其结构不变量可归纳为以下几项: ①各类型构件(齿轮轴和空套齿轮)的数目, 即各类型构件所对应在连接关系邻接矩阵中的行或列数; ②各类型运动副(齿轮啮合副、转动副和同步器)的数目, 即各类型运动副所对应在连接关系邻接矩阵中的元素个数; ③不同类型构件连接的不同类型运动副的数目, 即各类型构件所对应在连接关系邻接矩阵中的行或列中代表不同运动副类型的元素个数; ④经行列变换的连接关系邻接矩阵.

在结构不变量中, ①、②、③项相同是判断机构方案同构的必要条件. 在满足此 3 个必要条件的前

前提下,可以认为该定轴轮系平面机构的所有构件和运动副分别都具有相同性质,这时,④项相同就是判断方案同构的充要条件。

本文采用特征值和特征向量分析方法^[13]来判断第④项结构不变量是否相同,判别步骤如下:

步骤 1 计算出各连接关系邻接矩阵的特征值和特征向量。

步骤 2 比较各连接关系邻接矩阵的特征值。若两个矩阵的各特征值不完全相同,则两个方案不同构。否则,进行下一步判别。

步骤 3 如果一个连接关系邻接矩阵的特征向量可通过行变换,成为另一连接关系邻接矩阵的特征向量,则两个方案同构。

由于第④项结构不变量的判断所需计算量较大,因此先通过对前 3 项结构不变量的判别,排除大部分不同构方案,然后再利用特征值和特征向量法对剩余的相对少量方案进行同构识别,删除同构方案后可得到最终的齿轮啮合连接方案数 n_{schgear} 。

3.3.3 基于动力传递路径分析提取满足约束条件的传动方案

通过上述传递路径的分析,可以得到对应每个齿轮啮合连接方案的所有可结合的同步器数 $n_{\text{max syn}}$ 。每一结构类型对应的同步器数为 n_{syn} 。删除所有 $n_{\text{max syn}} < n_{\text{syn}}$ 的方案。从可结合的同步器中选择 n_{syn} 个同步器有 $C_{n_{\text{max syn}}}^{n_{\text{syn}}}$ 种选择方案。对应每种同步器布置方案,即传动方案,可分析出结合其中任意多个同步器时是否出现运动干涉,以及没有运动干涉时任意两构件间的动力传递路径。同时,通过传动关系邻接矩阵中对应元素的比较即可判断两条路径的传动比是否相同,相同传动比的传动路径只能取其中一条。根据动力传递路径,可以判断对应传动方案是否能实现规定挡位数 N 且满足其余约束条件。将能满足约束条件的传动方案筛选出后再依照上述判定同构方法进行传动方案的同构判定,删除同构方案,得到最终传动方案。

4 举例分析 4 挡有源传动装置传动方案的系统化设计

不同的电机连接形式对应的 eMT 能实现的功能不同,而实际在机构设计时,一般是针对能实现的功能相同的一类机构。因此,设计前不仅需确定挡位数,还要明确电机连接形式。本文以电机独立为例。

4.1 结构类型综合

由于上述讨论的 eMT 组成部分较多,每个部分在数量上的选择空间又较大,而且各部分组合起来的每个结构类型对应的构件布置和工作状态方案又有很多的可能,那么最后生成的传动方案将十分巨大,会产生“方案爆炸”现象。这样,在对上述设计流程进行计算机编程实现时,就很难得到所有传动方案的结果。因此有必要在上述 eMT 结构的基本约束条件下再对它加以合理的条件限制,排除那些明显不符合 eMT 功能和结构优化要求的结构类型,方便对合理可行方案的综合。

结合图 5 所示的型综合流程可综合出 4 挡、电机独立连接的 eMT 结构类型有 216 种。通过对 4 挡 eMT 的分析,本文提出进一步限制四挡 eMT 的空套齿轮数和同步器数相同且不能超过 7,因此,只剩下 4 种结构类型,对应的具体结构变量如表 1 所示。

表 1 eMT 的结构类型

结构方案	自由度数	轴数	空套齿轮数	齿轮副数	同步器数
1	3	2	7	6	7
2	3	3	6	6	6
3	3	3	7	7	7
4	4	3	7	6	7

4.2 方案数目综合

以表 1 中的方案 3 为例介绍传动方案的程序实现。考虑结构方案 3 对应的轮系结构中空套齿轮在 3 根齿轮轴上的布置方案时,为避免出现同构,人为限制空套齿轮数升序排列,则有 $0+1+6, 0+2+5, 0+3+4, 1+1+5, 1+2+4, 1+3+3, 2+2+3$ 七种,以 $1+2+4$ 空套齿轮布置方案为例进行传动方案数目综合分析。

对于结构方案 3 中 $1+2+4$ 空套齿轮布置方案所对应的齿轮啮合连接的邻接矩阵 $C_{10 \times 10}$ 。C 为角对称矩阵,只考虑上半角元素时,与同步器无关的元素有 31 个,因此穷举齿轮啮合连接方案相当于从邻接矩阵中与同步器无关的 31 个元素里选 7 个赋值 1,其他元素置 0 的排列组合,总共有 $C_{31}^7 = 2\,629\,575$ 种方案。

根据约束条件和同构限制对 2 629 575 种齿轮啮合连接方案进行筛选后,剩下 9 222 种齿轮啮合连接方案。通过其邻接矩阵分析结合任一同步器后的运动干涉情况,得到每种齿轮啮合连接方案对应的 $n_{\text{max syn}}$,删除所有 $n_{\text{max syn}} < n_{\text{syn}}$ 的齿轮啮合连接方案后,剩余 1 384 种。最后,通过对每种齿轮啮合连接方案结合 1 到 $n_{\text{DOF}} - 1$ 个同步器后的传动路径进行分

析,得到相同两构件间,至少具有 5 个一级齿轮动力传动路径,且输出构件、输入构件和电机构件分布在不同的轴线上的齿轮传动方案数有 15 个,图 7 为其中一种方案。

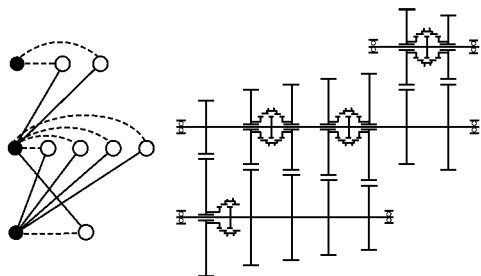


图 7 最终传动方案示例

Fig. 7 Final transmission schemes

在实际的机电耦合装置后续设计中,考虑到整车布置及车辆整体性能设计目标等因素,可继续设定更多的约束条件,缩小最终传动方案的范围,或者制定适当的评价标准进行方案选优^[14],得到所需的最佳传动方案。

5 结论

通过分析定轴式有源传动装置的功能和结构,建立其拓扑图模型,然后利用邻接矩阵等图论知识综合出符合给定约束条件下定轴式机电耦合装置的传动方案。整个过程都是通过计算机编程自动完成的。本文为定轴式有源传动装置的传动方案的系统化、自动化设计提供了一种有效的方法,为机电耦合装置的产业化奠定了一定的理论基础。

参考文献:

- [1] 何洪文. 混合动力城市公交车系统设计[M]. 北京:北京理工大学出版社,2007.
HE Hongwen. Hybrid electric vehicle drives design: edition based on urban buses [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2007.
- [2] 卫道坦,张伟社,杨小安. 行星齿轮变速箱传动方案的图论综合法[J]. 西安公路学院学报,1992,12(2):53.
WEI Daotan, ZHANG Weishe, YANG Xiaolan. Graph theory synthesis method of transmission patterns for epicyclic change speed gear boxes [J]. Journal of Xi'an University of Highway, 1992,12(2):53.
- [3] 邓晓龙,朱大林,方子帆. 三自由度串联行星变速箱传动方案设计的图论法[J]. 机械传动,2002,26(2):11.
DENG Xiaolong, ZHU Dalin, FANG Zifan. Graph theory for design of transmission plan of three-freedom-degree epicyclic gearboxes [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2002, 26 (2):11.
- [4] 雷亚荣. 周转轮系系统化研究的图论方法[D]. 西安:西安理工大学机械与精密仪器工程学院,2007.
LEI Yarong. Graph theory method for the systematized research of epicyclic gear trains [D]. Xi'an: School of Mechanical and Precision Instrument Engineering of Xi'an University of Technology, 2007.
- [5] 冯荆松. 基于图论的六挡自动变速器传动方案研究[D]. 重庆:重庆大学机械工程学院,2010.
FENG Jingsong. Study on schemes of six-speed automatic transmission based on graph theory[D]. Chongqing: School of Mechanical Engineering of Chongqing University, 2010.
- [6] Buchsbaum F, Freudenstein F. Synthesis of kinematic structure of geared kinematic chain and other mechanisms[J]. Journal of Mechanisms, 1970, 5:357.
- [7] Madan S R, Amberkar A G, Jain R C. Symbolic notation of planetary gear trains by canonical number approach [J]. International Journal of Mechanical Engineering Education, 2000, 28(1): 47.
- [8] 李华,姚进. 复杂定轴轮系的图论分析方法[J]. 西南交通大学学报,2008, 43(4): 483.
LI Hua, YAO Jin. Analysis method of complex fixed axis gear trains based on graph theory [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2008, 43(4): 483.
- [9] 邹慧君,颜鸿森. 机械创新设计理论与方法[M]. 北京:高等教育出版社,2008.
ZHOU Huijun, YAN Hongsen. Theory and method of mechanical innovative design[M]. Beijing: Higher Education Press, 2008.
- [10] 钟再敏,王心坚,陈辛波. 有效改善换挡动力中断的车用有源传动装置[J]. 同济大学学报:自然科学版,2011,39(3): 411.
ZHONG Zaimin, WANG Xinjian, CHEN Xinbo. An active vehicle transmission device reducing torque interruption [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2011, 39(3): 411.
- [11] 薛隆泉,汪友明,王慧武,等. 基于功能离散法的周转轮系拓扑综合研究[J]. 机械工程学报,2006,42(6):40.
XUE Longquan, WANG Youming, WANG Huiwu et al. Study on topological synthesis of epicyclic gear trains based on functional fractionation [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006,42(6): 40.
- [12] 张忠海,李端玲. 基于广义关联矩阵的运动链同构的判定方法[J]. 陕西科技大学学报:自然科学版,2009,27(1): 140.
ZHANG Zhonghai, LI Duanling. Distinguishing method for kinematic chain isomorphism based on the generalized incidence matrix [J]. Journal of Shaanxi University of Science & Technology: Natural Science Edition, 2009,27(1): 140.
- [13] 万金保,董铸荣,沈守范. 用邻接矩阵识别机构运动链同构的研究[J]. 机械工程学报,2004,40(7): 85.
WAN Jinbao, DONG Zhurong, SHEN Shoufan. Research on mechanism kinematic chain isomorphism identification using adjacent matrices [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004(7): 85.
- [14] 朱福堂,陈俐,殷承良,等. 混合动力汽车行星齿轮机构的方案设计与优选[J]. 中国机械工程,2010,21(1): 104.
ZHU Futang, CHEN Li, YIN Chengliang, et al. Scheme design and optimal selection for hybrid electric vehicle planetary gear mechanism[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(1): 104.