

混合动力汽车用行星齿轮结构参数优化及应用

杜爱民, 宋俊杰, 娄 光

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 外齿圈和太阳轮的齿数之比是行星齿轮机构的特征参数, 确定该参数是动力系统匹配的重要部分, 故需对该特征参数进行优化. 首先, 分析混合动力汽车对动力部件的性能要求, 进行动力部件的选型设计, 并制定混合动力汽车能量分配策略; 然后, 对包含行星齿轮机构的整车动力系统进行动力学和运动学分析, 确定其动力学微分方程, 建立描述行星齿轮机构特征参数与动力部件的最高转速和整车设计最高车速的函数关系, 并仿真寻优; 最后, 在 Advisor 中仿真验证. 结果表明, 整车匹配合理, 验证了寻优方法的正确性.

关键词: 混合动力; 行星齿轮优化; 动力学分析

中图分类号: U 467.2

文献标识码: A

Optimization and Application of Planetary Gear Set for Hybrid Electric Vehicle

DU Aimin, SONG Junjie, LOU Guang

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: This paper focuses on the characteristic parameter optimization of the planetary gear set (PGS), which is the teeth number ratio of the ring gear and the sun gear. And it is the critical part of the powertrain matching. At first, the power components were selected according to the vehicle performance and the criteria for the power components selection were presented. The energy management for the hybrid electric vehicle (HEV) was also formulated. Then the dynamics and the kinematic characteristics of the PGS were analyzed and the differential equations for the powertrain were constructed. A geometry technique was carried out for optimizing the characteristic parameter of the PGS. The result shows that there is a functional relationship among the optimized ratio, the vehicle maximum velocity and the maximum speed of all the power components. The simulation in the Advisor and the analysis show the match in the powertrain is reasonable. And the optimization method is validated.

Key words: hybrid electric vehicle; planetary gear set optimization; dynamic analysis

在混联式混合动力汽车中, 行星齿轮机构将发动机、电动机和发电机连接起来, 实现功率分流和变速, 取代了传统汽车中的离合器和变速器, 是动力总成的枢纽. 它不仅通过调节发电机的转速来实现电子无级变速, 更重要的是, 通过调节电动机的运行工况, 使发动机工况得到了改善, 整车燃油经济性和排放都得到大幅提升. 其结构参数的优化是整车动力系统匹配的重要部分.

1 匹配初始参数及选型

混合动力汽车参数匹配的初始条件包括车辆性能参数和动力性要求参数. 表 1 描述了整车性能参数.

表 1 整车尺寸参数

Tab.1 Vehicle overall dimensions

整备质量 m_0/kg	满载质量 m_a/kg	风阻系数 C_D	迎风面积 A/m^2
1 140	1 300	0.32	2.0
滚阻系数 f	轴距 L/m	重心 h_g/m	滚动半径 r_r/m
0.015	2.54	0.5	0.28

车辆动力性能参数要求如表 2 所示.

表 2 整车行驶性能参数

Tab.2 Vehicle driving performance

最高车速 $v_{\max}/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	最大爬坡度 $\alpha_{\max}/\%$	加速时间 t_0/s
≥ 160	≥ 30	≤ 15

动力部件的选型基于以下原则^[1]:

(1) 发动机的选择. 在经济车速 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

收稿日期: 2009-01-08

作者简介: 杜爱民(1971—), 男, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车能源与排放控制. E-mail: duaimin1971@yahoo.com.cn

时,发动机独立驱动车辆.此时,发动机功率要求是满足驱动功率、附件的功率及 1%~2%爬坡度的功率.本研究选型的发动机的经济区间功率为 11~24 kW,满足车辆行驶要求.

(2) 电动机选取主要满足最高车速、最大爬坡度和加速时间的要求.

(3) 整车设计最大车速为 $160\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$,则发动机最大功率和电机的额定功率之和须满足最大车速

要求.

(4) 发电机的作用主要是平衡发动机的功率,调节发动机的工况处于经济区间.

(5) 蓄电池在有效特性区间内,须提供电能给电动机,同时接受发电机的充电.蓄电池的容量满足电动行驶 15 km 的要求.

各主要动力部件选型如表 3 所示.

表 3 各主要动力部件选型
Tab.3 Power component selection

发动机			电动机			
最大功率/ (kW/(r·min ⁻¹))	最大转矩/ (N·m)/(r·min ⁻¹))	最大转速 r/min	最高转速 r/min	额定功率 P _M /kW	额定转矩 T _M /(N·m)	额定转速 n _M /(r·min ⁻¹)
72/5 000	120/4 200	5 000	7 000	30	200	1 500
发电机			蓄电池			
最高转速 r/min	额定功率 P _G /kW	峰值扭矩 T _G /(N·m)	额定转速 n _G /(r·min ⁻¹)	额定电压 U/V	容量 C/(A·h)	
10 000	20	100	4 500	288	8	

2 能量管理策略

混合动力汽车整车控制系统,采集动力部件的工作状态信息,依据行驶工况的变化要求,合理分配动力部件之间的功率流动,实现整车能量利用率的最大化^[2].

在车速较低时,发动机的经济性和排放都较差.若 SOC(电池荷电状态)满足要求,充分利用电动机低速恒转矩的特性,整车以电动行驶,避免发动机在燃油经济性和排放较差区域工作.随着电池 SOC 的下降或车速增高,整车需求功率变大,整车控制器控制启动/发电一体电机(MG2)工作在电动机状态,快速启动发动机.控制策略控制发动机在燃油经济性最优区间工作,通过行星齿轮分配功率.一部分功率直接通过行星齿轮的外齿圈传递到车轮,驱动车辆行驶;另一部分功率通过行星齿轮的太阳轮驱动 MG2 发电,电能可以存储在电池或直接驱动电动机(MG1).当车辆行驶工况变化(如急加速或爬坡等)时,MG1 提供助力优化发动机工况.而在车辆减速时,驱动/发电一体电动机 MG1 工作在发电机状态,再生制动,回收整车动能给电池充电.当制动需求超出再生制动能力时,或电池 SOC 值超过了上限值,摩擦制动系统进行制动辅助,保证行车安全.对上述能量分配策略的系统总结见表 4.

表 4 系统能量分配策略
Tab.4 Power split strategy

驱动功率要求	发动机	电动机	发电机
$P_r < P_{nm}$	0	P_r	0
$P_{nm} < P_r < P_{em}$	$P_r (+ P_{ch})$	$P_g (- P_{ch})$	$P_e - P_r$
$P_r > P_{em}$	P_{em}	$P_g + P_{dc}$	$P_e - P_r$
$P_r < 0$	0	$\min(P_r, P_{nm}, P_{ch})$	0

注: $P_r, P_{nm}, P_e, P_{em}, P_g, P_{dc}, P_{ch}$ 分别为整车需求功率,电动机最大功率,发动机输出功率,发动机最大功率,发电机功率,电池放电功率,电池充电功率.

3 动力系统的动力学分析

动力系统的结构简图如图 1 所示.

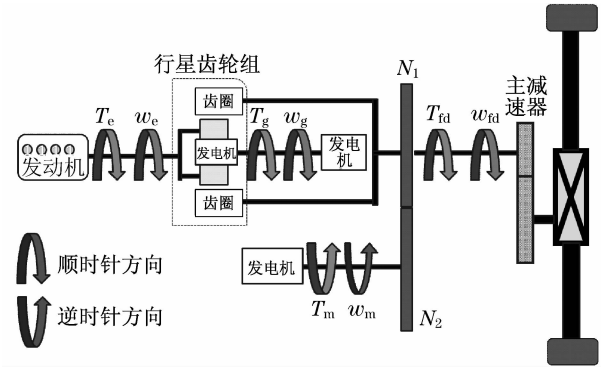


图 1 混联式动力总成结构简图
Fig.1 Structure diagram of the power-split powertrain

图 1 中的参数说明:
 P_{fd}, P_e, P_m, P_g 分别为驱动轴功率,发动机功

率,电动机功率和发电机功率.

$T_{\text{fd}}, T_e, T_m, T_g$ 分别为驱动轴转矩,发动机转矩,电动机转矩和发电机转矩.

$w_{\text{fd}}, w_e, w_m, w_g$ 分别为驱动轴角速度,发动机角速度,电动机角速度和发电机角速度.

w_s, w_c, w_r 分别为太阳轮角速度,行星架角速度和外齿圈角速度.设 N_1, N_2 分别为齿轮 1 和 2 的齿数,则

$$w_e = w_c, w_g = w_s, w_r = w_m \frac{N_2}{N_1} = w_{\text{fd}}$$

混联式混合动力汽车动力总成由发动机、电动机和发电机组成,以行星齿轮机构作为连接枢纽,协调三者之间的转速关系和功率平衡.下面通过对动力总成进行动力学分析,建立以 w_e, w_m 为系统输入的动力系统微分方程^[2-3].

为简化分析,假定:

(1) 所有的轴都是刚性的,忽略摩擦损失.

(2) 将行星架的转动惯量等效转换到发动机曲轴惯量,太阳轮的惯量转换到发电机转子轴中,行星轮、齿轮 N_1 和 N_2 的转动惯量等效转换到电动机转子轴中.

(3) 对于各个动力部件的正方向,定义为图 1 所示.发动机正方向为输出功率,发电机正方向为发电状态,而电动机正方向为电动状态.

动力学方程如下:

$$I_{e,c} \frac{dw_e}{dt} = T_e - F(R_R + R_S) \quad (1)$$

$$I_{m,l} \frac{dw_m}{dt} = T_m + \frac{N_2}{N_1} F R_R - \frac{N_2}{N_1} T_r \quad (2)$$

$$I_{s,g} \frac{dw_g}{dt} = F R_S - T_g \quad (3)$$

$$w_g + \rho \frac{N_2}{N_1} w_m = (1 + \rho) w_e \quad (4)$$

式中: N_1, N_2 为齿轮 1 和 2 的齿数, $N_1 = N_2$; $I_{e,c}$ 为发动机及曲轴转动惯量; F 为行星齿轮作用内力; R_S, R_R 为太阳轮半径和外齿圈半径; $I_{m,l}$ 为等效到电动机轴上的转动惯量; $\rho = N_R/N_S = R_R/R_S$ 为行星齿轮机构特征参数, N_R, N_S 分别为外齿圈和太阳轮齿数.

将式(4)带入式(3),可得

$$F R_S = T_g - I_{s,g} \rho \frac{N_2}{N_1} \cdot \frac{dw_m}{dt} + I_{g,s} (1 + \rho) \frac{dw_e}{dt} \quad (5)$$

将式(5)带入式(1)和(2),得

$$[I_{e,c} + I_{g,s} (1 + \rho)^2] \frac{dw_e}{dt} - I_{g,s} \rho (1 + \rho) \cdot$$

$$\frac{N_2}{N_1} \cdot \frac{dw_m}{dt} = T_e - (1 + \rho) T_g \quad (6)$$

$$\left[I_{m,l} + I_{g,s} \rho^2 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \right] \frac{dw_m}{dt} - I_{g,s} (1 + \rho) \cdot$$

$$\rho \frac{N_2}{N_1} \cdot \frac{dw_e}{dt} = T_m - \frac{N_2}{N_1} T_r + \rho \frac{N_2}{N_1} T_g \quad (7)$$

式(6),(7)为动力系统的微分方程.

由式(6),(7)可知,系统只有 2 个自由度的输入: w_e 和 w_m . 其中, w_m 和车速 v 有固定的传动比关系: $w_m = v_{i_0}/R$. i_0 为汽车主减速比,现取 $i_0 = 4.5$.

发动机转速 w_e 可以独立于车速 v ,行星齿轮机构起到无级变速器的功能.

由对行星齿轮机构扭矩传递特性的分析,得到太阳轮和外齿圈的转矩输出^[4]

$$T_s = T_e / (1 + \rho) \quad (8)$$

$$T_r = T_e \rho / (1 + \rho) \quad (9)$$

行星齿轮机构满足功率平衡

$$T_c w_c = T_s w_s + T_r w_r \quad (10)$$

式中: T_s 为太阳轮的扭矩; T_r 为外齿圈的扭矩; T_c 为行星架上的扭矩.

分析并建立行星齿轮机构的运动学方程和动力学微分方程,将在混合动力汽车整车控制策略开发及整车动力系统建模中起到重要的作用.

4 优化特征参数

在空间上,可以构建一个立方体, x 轴表示 w_r , y 轴表示 w_c , z 轴表示 w_s . 如图 2 所示.

由行星齿轮连接的 3 个元件的转速关系,由下式确定:

$$w_s + \rho w_r = (1 + \rho) w_c \quad (11)$$

在空间上,它们构成一个平面,称为特征转速平面,其法向量称为平面特征法向量.特征转速平面表示该行星齿轮机构实际可达到的工作范围,在图 2 中表示为截面 A. 其中, $A_1 A_2$ 位于平面 $abcd$ 上,表示当太阳轮(发电机 MG2)处于正向最高转速时,行星架(发动机 ICE)与外齿圈(电动机 MG1)之间的转速关系;同理可知, $A_2 A_3$ 表示行星架处于最高转速时,外齿圈和太阳轮之间的转速关系; $A_3 A_4$ 表示外齿圈处于最高转速时,太阳轮与行星架之间转速关系.

A 随 ρ 的不同而变化. 截面 B 为由 3 个动力部件最大转速构成的转速平面. 由几何学原理可知, B

在各个平面具有最大的投影面积^[5].

混合动力汽车用无级变速器,具有以下特点^[5]:

(1) 同一输出轴转速下(同一车速时),发电机应具有较宽的可调速范围,为发动机的工作状态提供较大的自由度,便于稳定工况时发动机的油耗和排放性能的优化.表现在图 2 中的输出轴转速范围内,任意平行于 Oyz 平面的平面与截面 A 的交线,在 Oxz 平面内均具有较大的长度.

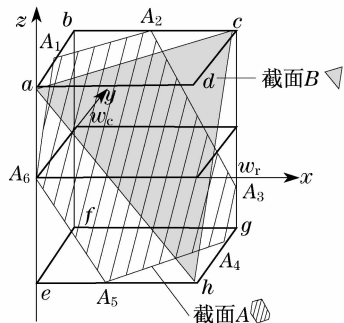


图 2 转速平面关系

Fig. 2 Speed relation among power components

(2) 在同一发动机转速下,发电机应具有较宽的可调速范围.这样,在一定的发动机转速下,发电机转速调节范围较宽,则短时间车速变化时,控制系统可以首先保证发动机工作状态稳定.调节电动机的功率满足动力系统,降低了发动机工作的不稳定性.即在发动机的转速范围内,任意平行于 Oxz 平面的平面与截面 A 的交线,在 Oyz 平面内均具有较大的长度.

(3) 常用车速下,内燃机的优化工作范围应该处于内燃机可调节的经济转速范围之内.

可见,为保证更好的动力性能,对行星齿轮进行结构优化设计的方法,是选取合适的 ρ 使截面 A 与 B 接近平行.也就是说,对行星齿轮结构参数的优化目标是:寻找 ρ ,使截面 A 和 B 的夹角 θ 最小.

$$\theta(A, B) = \arccos \frac{a_1 b_1 + a_2 b_2 + a_3 b_3}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2} \sqrt{b_1^2 + b_2^2 + b_3^2}} \quad (12)$$

式中: (a_1, a_2, a_3) 为截面 A 的平面特征法向量,具体的值由行星齿轮机构特征参数确定.

$$(a_1, a_2, a_3) = (\rho, -(1 + \rho), 1) \quad (13)$$

(b_1, b_2, b_3) 为截面 B 的平面特征法向量

$$(b_1, b_2, b_3) = \left(2w_{s \max} w_{c \max}, \sqrt{b^2 - 4ac} - 2w_{s \max} w_{r \max}, w_{r \max} w_{c \max} \right) \quad (14)$$

其中

$$w_{r \max} = \min(w_{m \max}, w_w i_0) \quad (15)$$

式中, w_w 为车轮角速度.

根据本文选型的动力部件性能,利用上述优化方法,可得行星齿轮的 $\rho_{\theta \min} = 3.3$. 详细结果如图 3 所示.

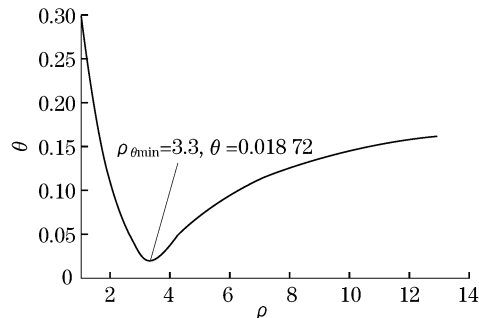


图 3 由 Matlab 计算的 $\rho_{\theta \min}$

Fig. 3 Search for $\rho_{\theta \min}$ in Matlab

5 仿真与结果分析

利用仿真软件 Advisor 仿真整车动力系统,在 $\rho_{\theta \min}$ 中寻找最佳 ρ . 测试工况为 NEDC 循环工况,单个循环时间为 1 180 s,循环两次,总仿真时间为 2 360 s.

在 $\rho = 2.0 \sim 5.0$ 范围内插值,针对每个插值点进行仿真分析,最后对比结果,得出 $\rho = 3.3$ 时整车性能匹配最优. 表 5 选取了三组仿真数据,以对比分析.

表 5 仿真结果统计对比
Tab. 5 Simulation result comparison

项 目	ρ		
	2.6	3.3	5.0
油耗/(L · (100 km) ⁻¹)	5.7	5.6	6.0
加速时间 t_0 /s	14.8	14.3	15.3
爬坡度 α /°	30.8	33.8	27.5
最高车速 v_{\max} /(km · h ⁻¹)	161.0	165.0	160.0

对比三组数据可知,经过仿真,动力总成的设计选型满足整车动力性和燃油经济性的目标. 整个仿真过程中,三组电池都实现了正常的充放电循环,没有过充电和过放电现象,证实本文选型是合理的. SOC 初始值为 0.7,仿真结束时,分别为 0.58, 0.57, 0.57,其最小值分别为 0.50, 0.49, 0.50. 整个仿真循环中,三组电池的 SOC 值变化过程基本相同. 但是很

明显, $\rho = 3.3$ 时, 整车的匹配更合理, 其最高车速 $165 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 排放更低, 最大爬坡度更大。

如图4所示, 当 $\rho = 3.3$, 在780 s 以内的城市道路循环工况中, SOC 值足够高, 电动机参与驱动工况较多; 在780~1 180 s 的近郊高速道路工况中, 发动机工作在高效区间, 直接驱动车辆, 同时分流部分功率为电池充电, SOC 值有所回升; 在1 180~1 960 s 中, SOC 值较低, 整车主要由发动机驱动。

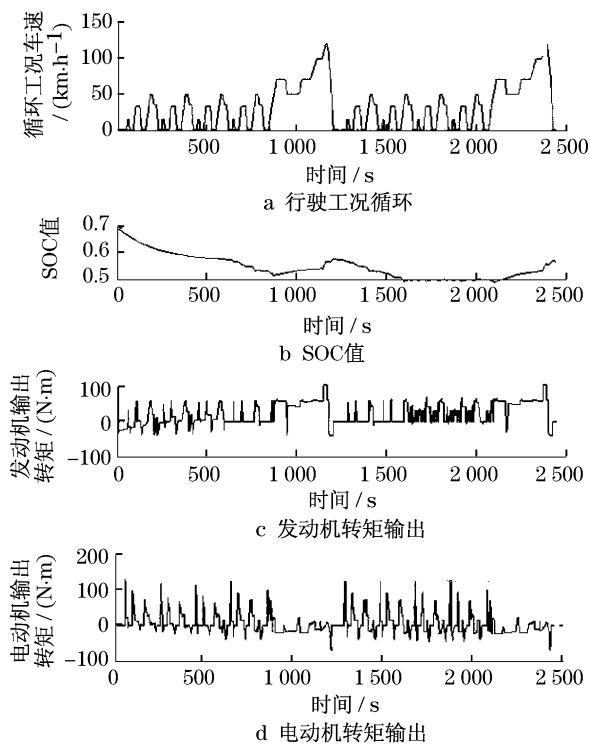


图4 $\rho = 3.3$ 仿真结果

Fig.4 Simulation result at $\rho = 3.3$

从表6总结的数据可以看出, 当 $\rho = 3.3$, 不论是整车的能量利用效率还是动力部件的效率, 都比其他两种情况更高些, 燃油消耗最少。

表6 整车及动力部件效率对比

Tab.6 Efficiency comparison between vehicle and power components %

项 目	ρ		
	2.6	3.3	5.0
整车效率 η_V	0.148	0.15	0.138
发动机效率 η_E	0.290	0.29	0.290
发电机效率 η_G	0.860	0.89	0.700
电动机效率 η_M	0.810	0.82	0.790
电池效率 η_B	0.840	0.84	0.810

若 ρ 偏小, 将降低燃油经济性. 分析认为, 在车速和驱动转矩 T_r 确定的情况下, 行星齿轮外齿圈的

需求功率 P_r 随之确定. 假设处于 $P_m < P_r < P_e$ 工况, 电动机 MG1 不参与驱动, 发动机通过行星齿轮分流功率. 由转矩式(9), (10)可知, 当 ρ 偏小, 行星齿轮机构向太阳轮分流功率变大, 发电机 MG2 发电直接供给电动机 MG1 或向电池充电. 这样, 过多的机械能转换为电能, 然后再转换为机械能. 能量多次转换, 降低了整车燃油经济性。

在 $\rho = 5.0$ 时, 整车效率下降很多. 分析认为, ρ 偏大, 造成行星齿轮机构向发电机 MG1 的功率分流变小, 电池得不到有效补充而使 SOC 值不断下降. 当 SOC 值小于 0.5, 控制策略认为, 补充电池电量的优先级更高, 发动机增加功率输出满足充电请求. 这样, 向外齿圈的分配功率就超过驱动车轮的功率需求, MG1 会再制动, 平衡功率. 对于这种状态, 将在下一阶段对控制策略进一步优化中予以控制。

6 结语

本文主要针对混合动力汽车用行星齿轮机构进行了分析, 利用几何方法, 优化混合动力汽车用行星齿轮结构特征参数, 对行星齿轮结构动力分配器进行了动力学分析, 建立其动力学微分方程. 在 Advisor 中, 对选型的动力系统进行仿真分析. 结果表明, 当 $\rho = 3.3$ 时, 整车动力系统匹配较为合理。

参考文献:

- [1] 彭涛, 陈全世, 田光宇, 等. 并联混合动力电动汽车动力系统的参数匹配[J]. 机械工程学报, 2003, 39(2): 69.
PENG Tao, CHEN Quanshi, TIAN Guangyu, et al. Parameter matching of parallel hybrid electric vehicle powertrain [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003(39)2: 69.
- [2] Jinming Liu, Huei Peng, Zoran Filipi. Modeling and analysis of the toyota hybrid system[C] // Proceedings of the 2005 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Monterey, California: IEEE, 2005: 134 - 139.
- [3] Syed Fazal U, Kuang Ming L, Czuby John. Derivation and experimental validation of a power-split hybrid electric vehicle model[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2006, 55(6): 1731.
- [4] Sasaki S. Toyota's newly developed hybrid powertrain[C] // Proceedings of 1998 International Symposium on Power Semiconductor Devices & ICs. Kyoto: IEEE, 1998: 17 - 22.
- [5] 步曦, 杜爱民, 薛锋. 混合动力汽车用行星齿轮机构的理论与仿真分析[J]. 汽车工程, 2006, 28(9): 834.
BU Xi, DU Aimin, XUE Feng. Theoretical study and simulation on planetary gear set for hybrid electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(9): 834.