

新型液电混动多功能无级变速器设计建模仿真

苟武尧¹ 邓涛^{2,3} 柳平^{2,3} 张露¹ 杨阳¹

(1 重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074)

(2 重庆交通大学 航空学院, 重庆 400074)

(3 重庆交通大学 绿色航空技术研究院, 重庆 400074)

摘要 传统无级变速器主要有液压、机械、电力3种传动方式,单一传动方式劣势明显,复合式无级变速器应用领域仍然较为局限。设计了一款新型液电混动多功能无级变速器,融合液压传动与电力传动的驱动与制动能量再生功能,实现机械能、液压能、电能融合工作,提升了系统的性能与能效水平。通过结构分析与设计,制定其工作模式,建立SolidWorks、Matlab/Simulink与Advisor的联合仿真模型,在UDDS循环工况下进行了仿真验证。结果表明,该变速器结构可实现设计的无级变速功能,而所搭载的整车以多消耗约10% SOC为代价,其动力性、燃油经济性与排放指标分别提升了19.8%、36.4%与41.9%,验证了无级变速器设计的合理性与有效性。

关键词 无级变速器 液电混动 双转子设计 联合仿真

Design and Modeling Simulation of a New Hydro-electric Hybrid Multi-function Continuously Variable Transmission

Gou Wuyao¹ Deng Tao^{2,3} Liu Ping^{2,3} Zhang Lu¹ Yang Yang¹

(1 School of Mechatronics & Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

(2 School of Aviation, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

(3 Institute of Green Aviation Technology, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract The traditional continuously variable transmission (CVT) is mainly divided into three transmission modes: hydraulic, mechanical and electric. The single transmission mode has obvious disadvantages, and the application field of composite CVT is still limited. Thus, a new hydro-electric hybrid multi-functional CVT is designed, which integrates the driving and braking energy regeneration functions of hydraulic and electric transmission, realizes the integration of mechanical energy, hydraulic energy and electric energy, and improves the performance and energy efficiency of the system. Through structural analysis and design, its working mode is formulated, and the joint simulation model of Solidworks, Matlab/Simulink and advisor is established for simulation verification under UDDS cycle. The simulation results show that the transmission structure can realize the designed continuously variable function, and the power performance, fuel economy and emission indexes of the whole vehicle are increased by 19.8%, 36.4% and 41.9% respectively at the cost of consuming about 10% SOC, which verifies the rationality and effectiveness of the CVT design.

Key words Continuously variable transmission Hydro-electric hybrid Double-rotor design Associated simulation

0 引言

传统无级变速器主要有液压、机械、电力3种传动方式。其中,液压传动功率有限、效率低,仅适用于降速传动;机械传动润滑要求高、承载能力低、

抗过载及耐冲击性差;电力传动对电机的调速性能要求较高。因单一传动方式的局限性,综合多种传动方式的优点并改进其劣势的复合式无级变速器得到应用,目前主流方式为液压机械式传动与电力机械式传动,但应用领域仍然较为局限。因此,本文

中提出了一种液电混动多功能无级变速器方案, 通过泵结构实现无级变速, 通过电机结构实现能量补充和制动能量回收再利用。

已有学者在柱塞泵领域进行了机构设计与仿真分析, 并对无级变速器在整车层面的应用进行了仿真研究。机构设计方面, 林超等^[1]设计了一种新型双作用柱塞泵, 建立了其运动分析坐标。张文升等^[2]分析了高速液压柱塞泵的结构和工作原理, 进行了结构设计, 得到转速、油温、节流孔尺寸对出口压力的响应规律。方继根等^[3]设计了一种用于液压能转换的旋转外圈径向柱塞泵, 并对其静态特性进行了分析研究。虞儒敏等^[4]介绍了二维柱塞泵的结构和工作原理, 通过仿真结果验证了结构设计的合理性。机构仿真方面, 李会妨等^[5]针对电比例斜盘式恒压柱塞泵进行了联合仿真, 并对其动静态特性以及尺寸参数进行了研究。也有学者^[6-10]对变量泵排量比与无级变速系统的输出转速转矩关系进行了研究。在无级变速器整车仿真方面, Muragovski 等^[11]介绍了采用无级变速器的插电式混合动力电动汽车的建模。任晶鼎等^[12]进行了整车动力性能仿真分析, 并验证了仿真模型的正确性和方案的可行性。陈建兵等^[13]建立了分布式驱动电动汽车动力学 CarSim 和 Simulink 联合仿真模型。

本文中提出并设计了一种新型多功能无级变速器, 可在不改变液路和传动条件的前提下, 实现转矩连续调节与泵-马达功能切换; 并可融合液压与电机的蓄能与辅助动力功能, 实现液压能、电能、机械能融合工作。通过结构和参数设计, 制定其工作模式并构建 SolidWorks、Matlab/Simulink 与 Advisor 联合仿真模型, 在 UDDS 循环工况下进行仿真验证, 就动力性、燃油经济性、排放指标、变速器效率与电机效率方面与传统无级变速器进行对比, 对设计的合理性与有效性进行了仿真验证。

1 新型液电混动多功能无级变速器结构原理与设计

1.1 多功能无级变速器结构原理

该变速器主体由 2 个双转子变量柱塞泵/马达、2 套变量装置以及输入轴、输出轴组成, 结构如图 1 所示。

图 2 所示为双转子双向变量泵结构图, 其主要由与输入轴相连的容纳腔、变量机构、电机转子与定子绕组以及 9 个球面副柱塞泵所组成。其中, 球面副的连杆装配在与输入轴同向转动的容纳腔的孔中, 在输入轴转动时, 带动与之相连的左侧容纳腔回转,

从而带动左侧容纳腔孔中的连杆绕输入轴回转并通过球面副将运动传递至球连杆并带动右侧容纳腔回转。同样, 双转子双向变量马达也有类似的运动过程, 而其动力传输过程相反。

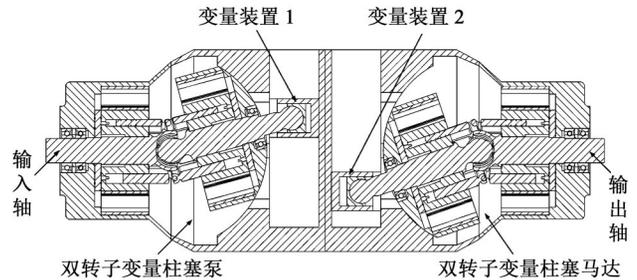


图 1 新型液电混动多功能无级变速器结构图

Fig. 1 Structure diagram of new hydro electric hybrid multi-function CVT

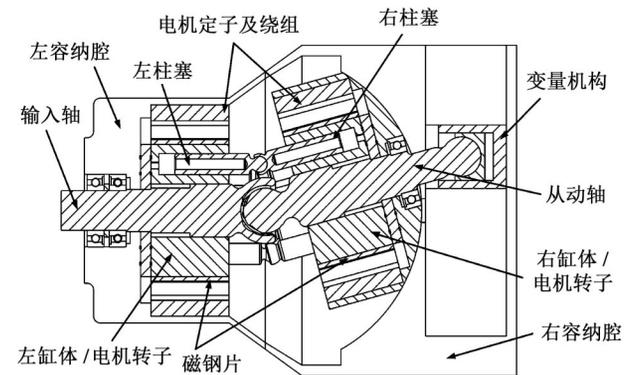


图 2 双转子变量柱塞泵结构图

Fig. 2 Structure diagram of double rotor variable piston pump

球面副柱塞泵之间设有液压油道, 可实现液压能的传递。通过变量装置改变左、右侧容纳腔中心线所形成的夹角, 就能改变柱塞的行程长度, 各柱塞与缸体间的密封腔容积便发生增大或减小的变化, 通过容纳腔上的弧形吸油口和压油口实现吸油和压油, 也就改变了泵组的排量; 改变斜盘倾角的方向, 就能改变吸、压油方向, 此时就成为双向变量轴向柱塞泵。

2 个双转子双向变量泵的液压流量相同, 即主动泵(马达)转速×主动泵(马达)排量=从动马达(泵)转速×从动马达(泵)排量。通过改变排量, 可以实现双转子双向变量泵组的不同转速, 从而实现变速功能; 又因组间转子夹角与泵组排量的连续可变性, 即可实现无级变速。

1.2 多功能无级变速器结构设计

根据双向变量泵或马达方案和无级液压变速器方案, 对液电混动无级变速器的部分结构进行设计; 根据常用变速器需求, 确定液电混动无级变速器的主要泵体结构的基础初始参数。双转子双向柱塞泵结构分析和运动分析分别如图 3、图 4 所示。

如图 3 所示, 从动轴绕铰接处竖直方向摆动与水

平方向夹角为 μ ，此时，左右两个柱塞杆夹角为 2θ ，并且满足

$$2\theta + \mu = 2\pi \quad (1)$$

则有 $\theta = \pi - \frac{\mu}{2}$ 。

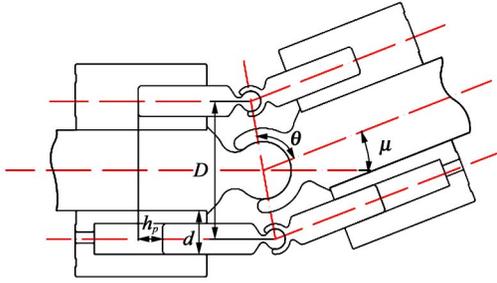


图3 双转子双向柱塞泵结构分析

Fig. 3 Structural analysis of new double rotor bidirectional piston pump

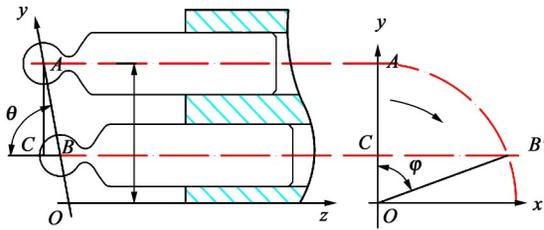


图4 双转子双向柱塞泵运动分析

Fig. 4 Motion analysis of double rotor bidirectional piston pump

缸体中柱塞中心轴所在分布圆直径为 D ，当柱塞由上死点 A 点转 φ 角至 B 点时，柱塞沿轴线相对缸体的位移 S_p 为^[14]

$$S_p = \frac{D}{2} (1 - \cos \varphi) \cot \theta \quad (2)$$

式中， φ 为缸体转动角， $\varphi = \omega t$ ， ω 为缸体角速度， t 为运动时间。

一次完整的柱塞吸/排运动，柱塞从上死点绕轴旋转运动到下死点过程中，即缸体转角 $\varphi = \pi$ ，柱塞行程为 L ，则有

$$L = D \cot \theta \quad (3)$$

柱塞相对缸体的速度 v_p ，由相对位移 S_p 对时间 t 求导，即

$$v_p = \frac{dS_p}{dt} = \frac{D}{2} \omega \sin \varphi \cot \theta \quad (4)$$

平均相对速度为

$$v_{p\text{mean}} = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi v_p d\varphi = \frac{1}{\pi} D \omega \cot \theta = 2Dn \cot \theta \quad (5)$$

式中， n 为泵轴的转速， $n = \frac{\omega}{2\pi}$ 。

柱塞的相对加速度 a_p ，由柱塞相对缸体的速度 v_p 对时间 t 求导，即

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} = \frac{D}{2} \omega^2 \cos \varphi \cot \theta \quad (6)$$

柱塞杆直径为 d ，则单个柱塞的瞬时理论输油

率为

$$q_i = \frac{1}{4} \pi d^2 v_p \quad (7)$$

将式(4)代入式(7)，得第一个柱塞的瞬时理论输油率为

$$q_0 = \frac{1}{8} \pi d^2 D \omega \sin \varphi \cot \theta \quad (8)$$

单个缸体中柱塞头数为 n_z ，因在其对应泵轴的轴向平面内平均分布，故其轴向平面内的柱塞间角距 $\alpha = 2\pi/n_z$ ，则各个柱塞的瞬时理论输油率分别为

$$\begin{cases} q_1 = \frac{1}{8} \pi d^2 D \omega \cot \theta \sin(\varphi + \alpha) \\ q_2 = \frac{1}{8} \pi d^2 D \omega \cot \theta \sin(\varphi + 2\alpha) \\ \dots\dots \\ q_i = \frac{1}{8} \pi d^2 D \omega \cot \theta \sin(\varphi + i\alpha) \end{cases} \quad (9)$$

在单个吸入/压出行程中， n_z 个柱塞中有 $\frac{n_z \pm 1}{2}$ 个同时工作，此时，式(9)中 $i = \frac{n_z \pm 1}{2} - 1$ ，即 $\varphi + i\alpha < \pi$ ，则单侧液压泵单个行程的瞬时理论输油率为

$$Q_p = q_0 + q_1 + q_2 + \dots + q_i = \sum_0^i q_i \quad (10)$$

将式(8)、式(9)代入式(10)，得

$$Q_p = \frac{1}{16} \pi d^2 D \omega \cot \theta \frac{\cos(\varphi - \frac{\alpha}{2} \pm \frac{\alpha}{4})}{\sin \frac{\alpha}{4}} \quad (11)$$

式中，符号“ \pm ”，当 $0 \leq \varphi < \alpha/2$ 时，取“+”号；当 $\alpha/2 \leq \varphi \leq \alpha$ 时，取“-”号。

式(11)表明，单侧液压泵的瞬时理论输油率 Q_p 是缸体转动角 φ 的函数，且在 $\varphi = 0, \alpha/2, \alpha$ ，时取得极小值，在 $\varphi = \alpha/4, 3\alpha/4$ ，时取得极大值，即

$$\begin{cases} Q_{p\text{min}} = \frac{1}{16} \pi d^2 D \omega \cot \theta \cot \frac{\alpha}{4} \\ Q_{p\text{max}} = \frac{1}{16} \pi d^2 D \omega \cot \theta \csc \frac{\alpha}{4} \end{cases} \quad (12)$$

则单侧液压泵的平均理论输油率为

$$Q_{p\text{mean}} = \frac{2}{16\alpha} \pi d^2 D \omega \cot \theta \int_0^{\frac{\alpha}{2}} \frac{\cos(\varphi - \frac{\alpha}{4})}{\sin \frac{\alpha}{4}} d\varphi = \quad (13)$$

$$\frac{1}{8} n_z d^2 D \omega \cot \theta$$

因为左右缸体为相同结构，则该泵体排量为

$$V = 2 \times Q_{p\text{mean}} \times 2\pi = \frac{1}{2} \pi n_z d^2 D \cot \theta \quad (14)$$

当输入轴转速为 n 时，该泵流量为

$$Q = \frac{1}{2} \pi n_z n d^2 D \cot \theta \quad (15)$$

1.3 多功能无级变速器参数设计

(1) 初定主要设计参数。如表1所示。

表1 主要设计参数

Tab. 1 Main design parameters

名称	数值	名称	数值
流量 $Q/(L/min)$	100	工作压力 p_s/MPa	35
额定转速 $n/(r/min)$	1 500	倾斜角 $\theta/(^\circ)$	75

(2) 主要参数计算。理论排量为

$$V = \frac{Q}{n} = 66.66 \text{ mL/r} \quad (16)$$

表2 不同 z 值的 d 、 R 计算

Tab. 2 Calculation of d and R for different z values

变量	计算值1	计算值2
z	7	9
$d \approx (1\sim 1.09) \sqrt[3]{\frac{q_t}{z}}$	$d \approx (1\sim 1.09) \sqrt[3]{\frac{33.33}{7}} \approx 16.82\sim 18.34 \text{ mm}$	$d \approx (1\sim 1.09) \sqrt[3]{\frac{33.33}{9}} \approx 15.47\sim 16.86 \text{ mm}$
$R \approx (0.22\sim 0.27) z \sqrt[3]{\frac{q_t}{z}}$	$R \approx (0.22\sim 0.27) \times 7 \times \sqrt[3]{\frac{33.33}{7}} \approx 25.91\sim 31.79 \text{ mm}$	$R \approx (0.22\sim 0.27) \times 9 \times \sqrt[3]{\frac{33.33}{9}} \approx 30.63\sim 37.60 \text{ mm}$

将柱塞直径估值圆整为液压元件用柱塞、滑阀和活塞杆外径系列参数(JB 826—88)中的数值, 如表3所示。

表3 液压元件用柱塞、滑阀和活塞杆外径系列参数(JB826—88)

Tab. 3 Series parameters of outer diameter of plunger, slide valve and piston rod for hydraulic components(JB826—88) mm

8	10	12	14	16	18	20	22	25
28	(30)	32	35	40	45	50	55	……

柱塞直径 d 、柱塞分布圆直径 $D=2R$ 和柱塞数 z 满足如下经验公式, 即缸体上各柱塞孔直径所占弧长约为分布圆周长的 75%。

$$\frac{zd}{2\pi R} \approx 75\% \quad (19)$$

由此可得结构参数 m 为

$$m = \frac{2R}{d} \approx \frac{z}{0.75\pi} \quad (20)$$

式中, 结构参数跟随柱塞数改变, 对于轴向柱塞泵, 其 m 值如表4所示。

表4 柱塞结构参数

Tab. 4 Structural parameters of plunger

变量	数值		
z	7	9	11
m	3.1	3.9	4.5

即 $R \geq \frac{md}{2}$, 取值如表5所示。

单泵体理论容积为

$$q_t = \frac{V}{2} = \frac{Q}{2n} = 33.33 \text{ mL/r} \quad (17)$$

柱塞直径估算值为

$$d \approx (1\sim 1.09) \sqrt[3]{\frac{q_t}{z}} \quad (18)$$

式中, z 为柱塞个数, 对于轴向柱塞泵, $z=5、7、9、11、\dots$

分别取 $z=7、9$ 进行计算, 结果如表2所示。

表5 倾斜角计算表

Tab. 5 Calculation table of inclination angle

变量	计算值1	计算值2
z	7	9
d	18 mm	16 mm
R	30 mm	35 mm
$\theta = \arccot \frac{2q_t}{\pi d^2 R z}$	$\theta = \arccot \frac{2 \times 33.33 \times 10^3}{18^2 \times 30 \times 7\pi} = \arccot 0.312 = 72.67^\circ$	$\theta = \arccot \frac{2 \times 33.33 \times 10^3}{16^2 \times 35 \times 9\pi} = \arccot 0.263 = 75.27^\circ$

式中, 2θ 为两缸轴线夹角。减小夹角, 可增大泵体排量, 但过大的夹角会导致转动惯量的增加, 使柱塞行程变长, 进而结构尺寸也需要加大。综合考虑, 选取 $z=9, d=16 \text{ mm}, R=35 \text{ mm}, \theta=75^\circ$ 。

缸体中柱塞中心轴所在分布圆直径为 $D=2R=70 \text{ mm}$, 则由式(3)计算柱塞行程为

$$L = D \cot \theta = 18.76 \text{ mm} \quad (21)$$

由式(5)可得平均相对速度为

$$\bar{v}_p = 2Dn \cot \theta = 0.94 \text{ m/s} \quad (22)$$

式中, n 为泵轴的转速, 取 1 500 r/min。

由式(14)可得该泵体排量为

$$V = \frac{1}{2} \pi n_z d^2 D \cot \theta = 67.88 \text{ mL/r} \quad (23)$$

由式(15)可得该泵流量为

$$Q = \frac{1}{2} \pi n_z n d^2 D \cot \theta = 101.823 \text{ L/min} \quad (24)$$

1.4 多功能无级变速器传动系统工作模式

该多功能无级变速器可实现不同工作状态以适应汽车的各种行驶工况。其中，泵组1与发动机端连接，泵组2与工作轴端连接，并均可独立工作在正排量(发电机)、负排量(电动机)与零排量模式中，从而适合不同的工况。具体的汽车工况与双泵组的工作模式如表6所示。

表6 多功能无级变速器工作模式

Tab. 6 Working mode of multi function CVT

工况	泵组1	泵组2	简要说明
启动	电动机	零排量	泵组1马达形式工作反带发动机启动
发动机经济工况>输出需求工况	发电机	发电机	蓄液储能、蓄电储能
发动机经济工况<输出需求工况	电动机	电动机	液压输出、电能输出补充
发动机制动	发电机	发电机	蓄液储能、蓄电储能
输出端短时强制制动高效回收	零排量	发电机	蓄液储能
输出端长时弱制动大能量回收	发电机	发电机	蓄电储能
发动机停机工作:纯液动	零排量	电动机	液压驱动
发动机停机工作:纯电动	零排量	电动机	电能驱动
发动机停机工作:混合动力	零排量	电动机	液压输出、电能输出

2 联合建模

为了实现对新型液电混动多功能无级变速器的仿真验证，结合 SolidWorks、Matlab/Simulink 与 Advisor 进行了联合仿真。其中，在 SolidWorks 平台建立的新型液电混合多功能无级变速器的三维模型如图5所示。

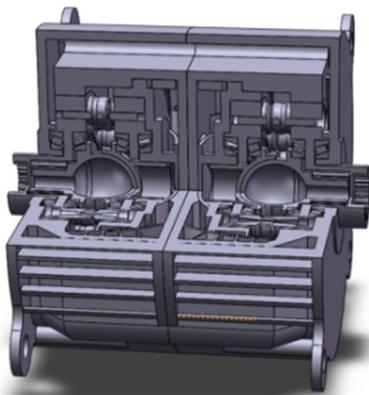


图5 新型液电混动多功能无级变速器模型

Fig. 5 Model of new hydro electric hybrid multi-function CVT

使用 Simscape Multibody Link 插件将 SolidWorks 模型导入到 Matlab/Simulink 中，整理并添加相应控

制模块。Advisor 二次开发步骤与思路如下：添加对应的模式序号及其对应的工况描述与相应的逻辑判断指标。引入制动加速度与SOHP与制动减速度等参数用于模式序号的逻辑判断。通过 Data Type Conversion 进行数据转换并使用 Gain 增益模块对数值进行放大。将得到的模式序号输入到 Multiport Switch 模块中，作为各项输出参数的选择依据。最终得到的整车仿真模型参数如图6所示，多功能无级变速器在整车环境下的模型如图7所示，整车仿真模型如图8所示。

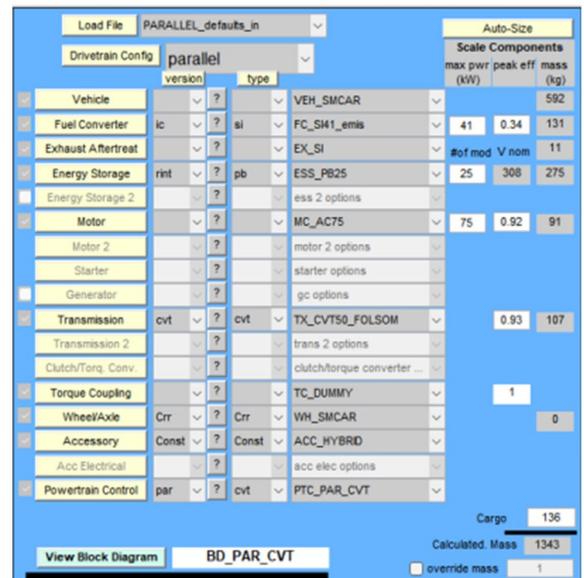


图6 整车仿真模型参数

Fig. 6 Vehicle simulation model parameters

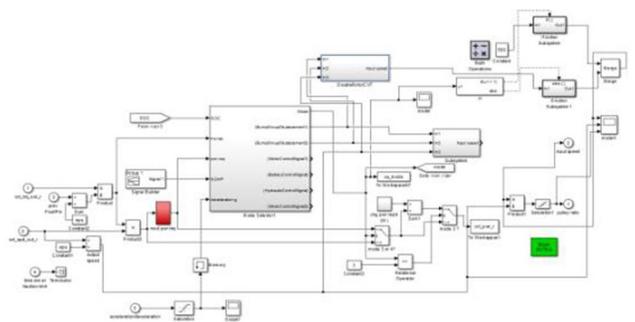


图7 联合仿真模型

Fig. 7 Joint simulation model

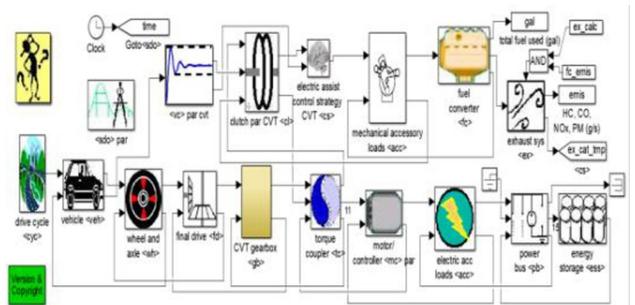


图8 整车仿真模型

Fig. 8 Vehicle simulation model

3 仿真分析

选择 UDSS 作为测试工况, 进行仿真分析。

新型多功能无级变速器模型的模式与原变速器的模式对比如图 9 所示。

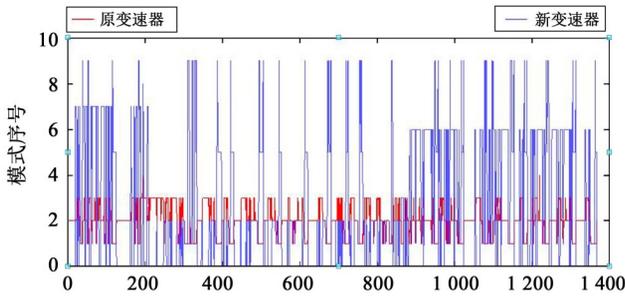


图 9 新型多功能无级变速器与原变速器模式切换对比图

Fig. 9 Comparison diagram of mode switching between new multi-function CVT and original transmission

新型多功能无级变速器的模型基本实现了表 6 中设计的各种工作模式, 可在 UDSS 工况下实现不同工作模式间的切换, 各个模式均有涵盖且分布较为均匀, 验证了工作模式设计的合理性与有效性。

新型多功能无级变速器与原变速器的输入转速和转速比与原模型的对比分别如图 10、图 11 所示。新型多功能无级变速器的输入转速更加平稳。

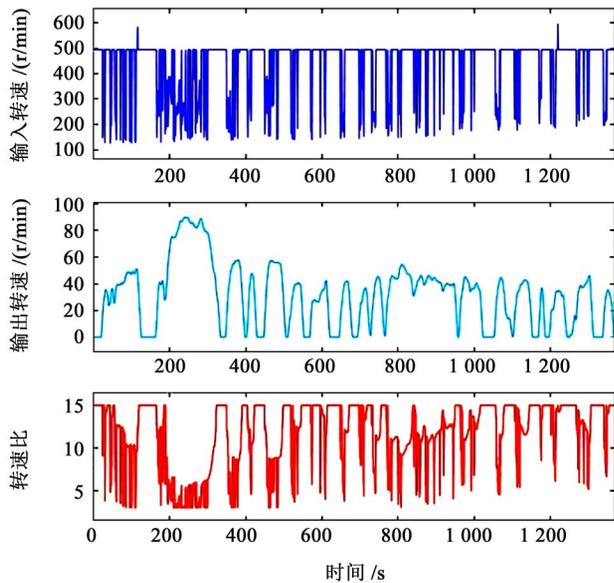


图 10 原变速器输入、输出转速比图

Fig. 10 Input, output speed ratio diagram of original transmission

仿真时, 在 SOC>0.4 时, 最大效率地利用整合的电能与蓄压器中的液压能, 从而最大限度降低了发动机的使用率, 并结合表 6 所示工作模式表, 针对各种偏移发动机高效率区间的工况, 使双转子泵组通过不同排量与发电机/电动机模式结合, 对溢出或是不足的功率进行回收或补充, 尽可能让发动机工

作在高效率区间, 降低了燃油消耗率。在 UDSS 工况下, 原变速器和新型多功能无级变速器的整车动力性、经济性、排放指标分别如图 12、图 13 所示, 指标对比如表 7 所示。

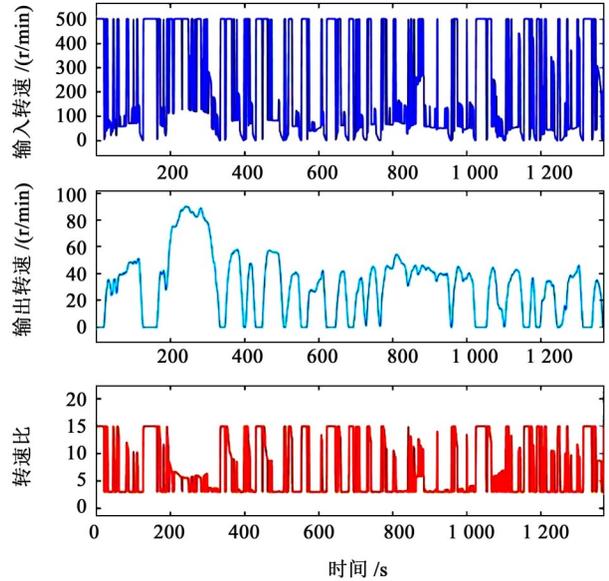


图 11 新型多功能无级变速器的输入、输出转速比图

Fig. 11 Speed ratio diagram of input and output of new multi-function CVT

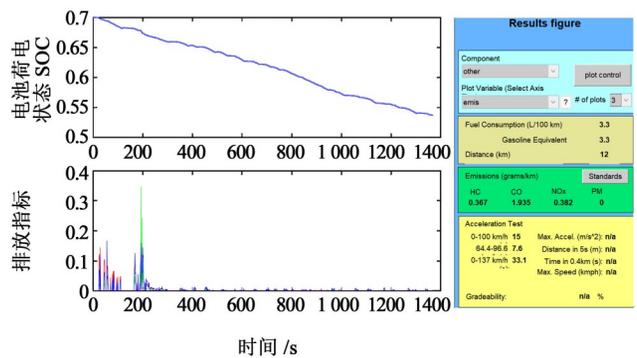


图 12 原变速器动力性、经济型与排放指标图

Fig. 12 Power performance, economy and emission index diagram of original transmission

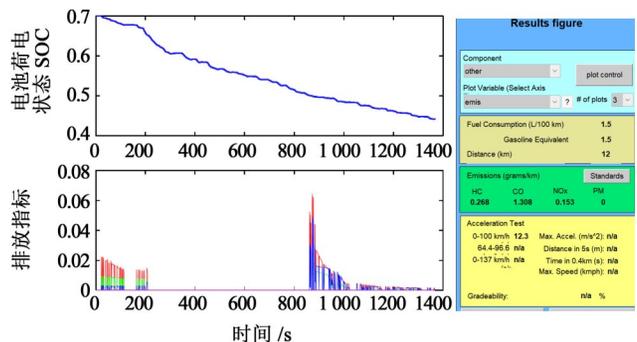


图 13 新型多功能无级变速器动力性、经济型与排放指标图

Fig. 13 Power performance, economy and emission index of new multi-function CVT

表7 整车动力性、经济性、排放指标与原变速器对比
Tab. 7 Comparison of vehicle power performance, economy and emission indexes with the original model

对比项目	原变速器	新型多功能无级变速器
0~100 km/h 加速时间/s	15	12.3
燃油消耗量/(L/100 km)	3.3	1.5
综合排放指标(g/km)	2.684	1.729

搭载新型多功能无级变速器的仿真模型较搭载原变速器的模型以约10%的SOC为代价,换来在动力性方面0~100 km/h加速时间由15 s降低至12.3 s,提升幅度18%,燃油消耗量由3.3 L/100 km降低至1.5 L/100 km,而各项排放指标的综合值由2.684 g/km降低至1.729 g/km(HC、CO、NO_x与PM值的总和值)。考虑到测试工况整体特性为急加/减速工况,也就是发动机的低效率与高燃油消耗率工况,在这种工况下,液压能与电能的补充与回收对于降低燃油消耗率与排放指标作用意义重大,而对于动力性则有部分补充意义,因此,各项指标整体提升幅度较大。

如表6中所示,新型多功能无级变速器可针对不同的工况采用与之适应的不同工作模式,并通过无级变速合理调整速比,因此,原低效工况下变速器的效率得以改善。新型多功能无级变速器与原变速器效率对比如图14所示。

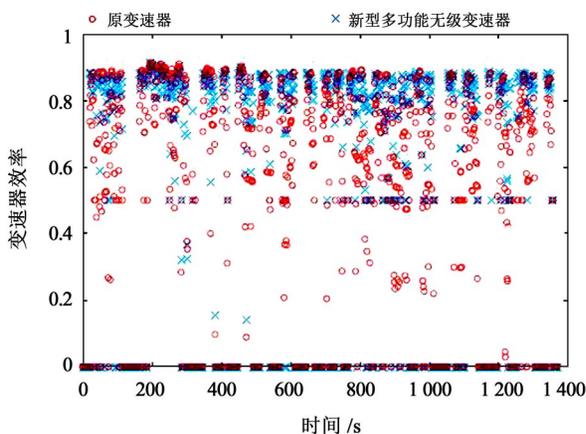


图14 变速器效率对比图

Fig. 14 Comparison diagram of transmission efficiency

原变速器效率分布较为分散,且在低效率区间(0%~50%)分布较多;而新型多功能无级变速器的效率分布则更为集中,且较少地分布在低效率区间(0%~50%),而在高效率区间(50%~100%)分布更为集中,尤其是在80%~90%区间。由此可见,新型多功能无级变速器效率较原变速器有较大提升。

通过图7所示联合模型中的Mode Selector模块,

及时合理调节液压能与电能对于整车驱动的补充,可使电机尽可能地在其高效工况与工作区间内运转。电机效率对比如图15所示。

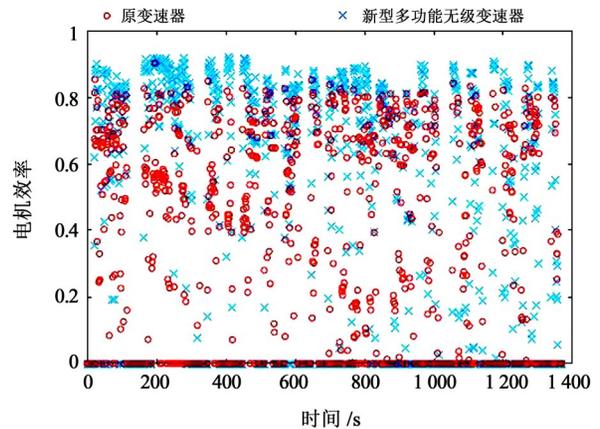


图15 电机效率对比图

Fig. 15 Comparison diagram of motor efficiency

采用原变速器时的电机效率主要分布在0%~80%,而采用新型多功能无级变速器时的电机效率则分布在0%~90%区间,且在70%~90%的高效率区间分布更为密集。由此可见,采用新型多功能无级变速器时的电机效率较原变速器时有较大提升。

新型多功能无级变速器与原变速器的电机转速转矩对比如图16所示,相较于原变速器集中于低效率区间,新型多功能无级变速器的电机工况范围则扩展到更高效率区间内。

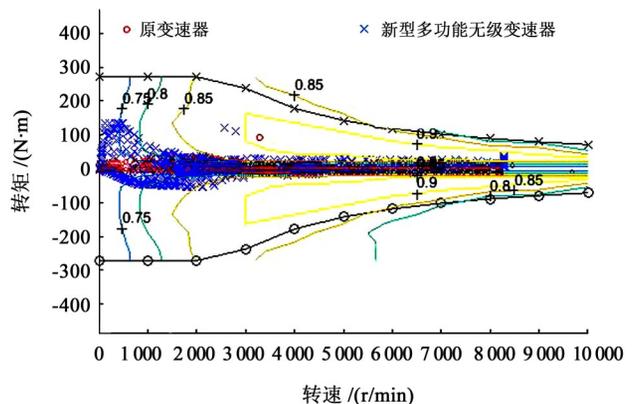


图16 电机转速转矩对比图

Fig. 16 Comparison diagram of motor speed and torque

4 结论

(1) 设计了一款液电混合多功能无级变速器,包括一套高效的制动能量再生装置和混动解决方案,能够融合电机功能,兼具变速、蓄能和辅助动力功能,能够实现液压能、电能、发动机不同动力源能量的融合控制,减少车辆制动能量损耗、提升发动机综合效率。并对其进行了结构与参数设计。

(2) 建立了 SolidWorks、Matlab/Simulink 与 Advisor 三者间的联合仿真,对 Advisor 进行二次开发,并在 UDDS 工况下进行了仿真。结果表明,搭载新型多功能无级变速器后整车的动力性、燃油经济性与排放指标分别提升了 19.8%、54.5% 与 36.6%;原变速器效率在低效率区间(0%~50%)分布较多。新型多功能无级变速器的效率更多地集中在高效率区间(50%~100%)分布更为集中,尤其是在 80%~90% 区间;采用原变速器时的电机效率主要分布在 0%~80%,而采用新型多功能无级变速器时的电机效率则分布在 0%~90% 区间,且在 70%~90% 的高效率区间分布更为密集。验证了新型液电混合多功能无级变速器设计的合理性和有效性。

参 考 文 献

- [1] 林超,魏艳群,赵相路,等.新型双作用柱塞泵的设计与特性分析[J].西南交通大学学报,2018,53(3):602-609.
LIN Chao, WEI Yanqun, ZHAO Xianglu, et al. Design and analysis of new type of piston pump[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 53(3): 602-609.
- [2] 张文升,王军利,任志贵,等.基于 AMESim 的高速液压柱塞泵设计与试验研究[J].煤矿机械,2019,40(7):55-57.
ZHANG Wensheng, WANG Junli, REN Zhigui, et al. Design and experimental study of high speed hydraulic piston pump based on AMESim[J]. Coal Mine Machinery, 2019, 40(7): 55-57.
- [3] 方继根,吴进军,于革刚,等.动外壳式海水径向柱塞泵设计及力学特性分析[J].液压与气动,2016(11):24-30.
FANG Jigen, WU Jinjun, YU Gegang, et al. Study on the design and mechanical property of a radial piston pump with a revolving outer ring[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016(11): 24-30.
- [4] 虞儒敏,邢彤,阮健.二维(2D)活塞泵的设计与静力学仿真研究[J].液压气动与密封,2019,39(2):27-31.
YU Rumin, XING Tong, RUAN Jian. Design and statics simulation study of two-dimensional(2D) piston pump[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2019, 39(2): 27-31.
- [5] 李会妨,权龙,郝云晓,等.电比例斜盘式恒压柱塞泵的联合仿真与特性研究[J].液压与气动,2019(9):1-7.
LI Huishe, QUAN Long, HAO Yunxiao, et al. Co-simulation and characteristic research of electric proportional swash plate constant pressure piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019(9): 1-7.
- [6] 薛志飞.基于 Simscape 的液压机械无级传动的建模与仿真[J].拖拉机与农用运输车,2017,44(2):12-16.
XUE Zhifei. Modeling and simulation of hydro-mechanical stepless transmission based on Simscape[J]. Tractor & Agricultural Transporter, 2017, 44(2): 12-16.
- [7] 赵新泽,曹正,劳海军.基于 Simulink 的新型电液比例排量柱塞泵仿真分析[J].机床与液压,2010,38(11):96-98.
ZHAO Xinze, CAO Zheng, LAO Haijun. Simulation analysis of new electro-hydraulic proportional displacement piston pump based on Simulink[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(11): 96-98.
- [8] 杨秀花,张力.基于 MATLAB/Simulink 的无级变速器控制策略的建模与仿真[D].重庆:重庆大学,2011:44-48.
YANG Xiuhua, ZHANG Li. Modeling and simulation of control strategy for CVT based on MATLAB/Simulink[D]. Chongqing: Chongqing University, 2011: 44-48.
- [9] QIN Z, WANG K, LI Y, et al. Simulation and research of one-way valve piston pump based on AMESim[J]. Journal of Physics Conference Series, 2020, 1601: 101-106.
- [10] 罗威,邹大鹏,肖体兵,等.基于 AMESim 的恒压变量柱塞泵的建模与仿真分析[J].机床与液压,2017,45(5):100-103.
LUO Wei, ZOU Dapeng, XIAO Tibing, et al. Modeling and simulation analysis of constant pressure variable piston pump based on AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(5): 100-103.
- [11] MURGOVSKI N, JOHANNESSEN L M, EGARDT B. Optimal battery dimensioning and control of a CVT PHEV powertrain[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2014, 63(5): 2151-2161.
- [12] 任晶鼎,张宏鹏,王慧慧.基于 ADVISOR 的电动汽车性能仿真[J].汽车实用技术,2018(12):63-64.
REN Jingding, ZHANG Hongpeng, WANG Huihui. Performance simulation of electric vehicle based on ADVISOR[J]. Automobile Practical Technology, 2018(12): 63-64.
- [13] 陈建兵,向青青.分布式驱动电动汽车 Simulink/Carsim 联合仿真平台的建立[J].机械科学与技术,2018,37(10):1496-1500.
CHEN Jianbing, XIANG Qingqing. Establishment of Simulink/Carsim co-simulation platform for distributed drive electric vehicle[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2018, 37(10): 1496-1500.
- [14] 沈兴全.液压传动与控制[M].北京:国防工业出版社,2005:78-79.
SHEN Xingquan. Hydraulic Transmission and Control[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2005: 78-79.

收稿日期: 2021-05-28 修回日期: 2021-09-02

基金项目: 重庆市技术创新与应用发展专项重点项目(cstc2019jscx-fxydX0028)

重庆市教育委员会科学技术研究重点项目(KJZD-K202000701)

作者简介: 苟武尧(1997—),男,重庆人,硕士;研究方向为无级变速器 Simulink 仿真。