

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2020.05.012

混合动力汽车传动系统扭振建模与分析

宋大风, 高福旺, 曾小华, 于福康
(吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025)

摘 要: 针对混合动力扭振分析复杂化的特性,以某 P2 构型的混合动力运动型实用汽车(SUV)为研究对象,建立传动系统集中质量模型,分析其固有特性和激励响应特性.然后基于 AMESim 仿真软件对传动系统进行扭振影响因素分析,对离合器刚度、阻尼等主要参数进行灵敏性分析,探讨其对扭振的影响特点.仿真结果表明,改变离合器减振刚度可以影响传动系统固有特性,进而改变其共振峰值及频率;增大离合器阻尼有利于降低传动系统衰减共振的峰值,但是不利于高速时的减振.

关 键 词: 混合动力;传动系扭振;集中质量;固有特性分析;灵敏性分析

中图分类号: U 461 文献标志码: A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):

文章编号: 1005-3026(2020)05-0679-07



Torsional Vibration Modeling and Analysis for Hybrid Vehicle Transmission System

SONG Da-feng, GAO Fu-wang, ZENG Xiao-hua, YU Fu-kang
(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China.
Corresponding author: GAO Fu-wang, E-mail: gfwszbd@163.com)

Abstract: For the complex characteristics of the torsional vibration analysis of hybrid vehicle, a P2 hybrid SUV(sport utility vehicle) was taken as a research object, and the transmission system concentrated mass model was established to analyze the inherent characteristics and excitation response characteristics. Then, based on AMESim simulation software, the influence factors of torsional vibration of transmission system were analyzed, and the sensitivity of main parameters such as clutch stiffness and damping was studied. The influence characteristics of torsional vibration are discussed in detail. The simulation results indicated that changing the damping stiffness of the clutch will affect the inherent characteristics of the transmission system and change the resonance peak value and frequency; increasing the damping of the clutch will reduce the peak value of the attenuation resonance of the transmission system, but was not good for vibration elimination at high speed.

Key words: hybrid power; drive train torsional vibration; concentrated mass; inherent characteristic analysis; sensitivity analysis

混合动力汽车通常具有多个动力源以及动力耦合装置^[1],首先多动力源的复杂工作模式使得扭振激励的强度增大,激励特性改变,相比传统车,混合动力部件承受更大的负荷;另一方面混合动力汽车新加的动力耦合装置导致整车动力传动系统更加复杂^[2-6].这些都势必导致混合动力汽车传动系统扭振问题相比于传统汽车更加突出,

因此针对混合动力汽车整车传动系统的扭振分析就显得尤为重要.

国内外学者针对这一问题做了深入的研究和测试.文献[7]提出了一种用于主动减振的模糊预测控制器,用于具有小型双缸内燃机的插入式并联 HEV 动力系统.文献[8]用 ADAMS 建立了整车多体动力学模型,设计了发动机不平衡扭矩

控制和传动系统扭转振动反馈控制,并进行仿真分析.文献[9]利用 AMESim 建立了传动系统扭振仿真模型,利用扭振力学模型,根据发动机、电机等部件的输出扭矩计算系统的扭振响应.

本文基于某 P2 构型混合动力运动型实用汽车(SUV),利用集中质量法建立其传动系统动力学模型,分析其固有特性和激振响应,对影响传动系扭振特性的因素进行定量分析,得到其影响特性.

1 混合动力传动系统模型

研究对象为 P2 构型且带有 CVT 变速器的混合动力 SUV,其构型如图 1 所示.传动系统主要部件为发动机、离合器、ISG 电机、变速器、主减速器、半轴、车轮、车身.采用集中质量建模方法并依据一定的简化原则在 AMESim 环境中对上述各个

部件建模,建立的模型如图 2 所示.图 2 中各部分参数如表 1,表 2 所示.

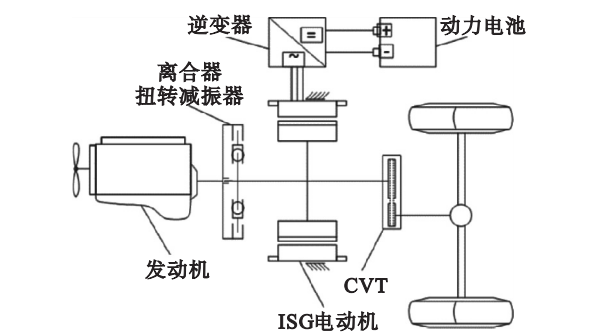


图 1 传动系统构型
Fig. 1 Transmission system configuration

由于装备有 CVT 变速器,在简化时需要对其扭振特性进行分析,根据相关文献可知金属带式 CVT 由于滑移现象在扭振系统中表现出阻尼特性,因此在模型中将其简化为两个转动惯量块,并通过刚度很大且具有一定阻尼的弹性部件连接.

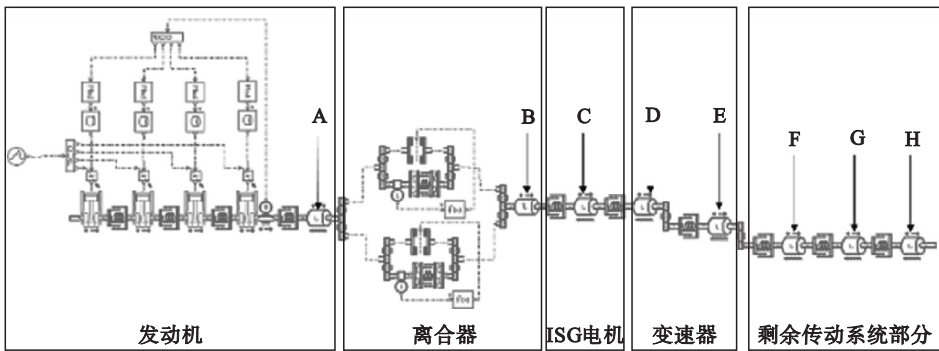


图 2 传动系集中质量模型
Fig. 2 Concentrated mass model of the drive train

表 1 转动惯量参数 Table 1 Inertia moment parameters	
部件标识	转动惯量/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
A	0.178 5
B	0.014 5
C	0.048
D	0.036
E	0.029
F	0.015
G	0.082
H	5.92

2 固有特性分析

车辆行驶在不平路面时,当部件振动频率与传动系统固有频率一致时,系统振动达到最大,发生共振.共振的产生使车辆驾驶感受下降甚至危害驾驶人安全.因此可通过对传动系统固有特性

的研究找到部件的共振转速从而避免共振现象的发生.

表 2 刚度与阻尼参数 Table 2 Stiffness and damping parameters			
部件名称	刚度/($\text{N}\cdot\text{m}\cdot(^{\circ})^{-1}$)		阻尼 $\text{N}\cdot\text{m}\cdot(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$
	正向	正向	
离合器 一级刚度	15	15	0.23
减振器 二级刚度	75	75	—
B,C 间部件	3 524	3 524	0
C,D 间部件	3 612	3 612	0
D,E 间部件	2 368	2 368	0
E,F 间部件	3 384	3 384	0
F,G 间部件	124	124	0
G,H 间部件	3 524	3 524	0

假设传动系统处于自由振动状态,同时传动系统自身阻尼较小,基于传动系统结构,根据系统动力学方法得到传动系统扭振微分方程:

$$J\ddot{\theta}(t) + K\theta(t) = 0. \tag{1}$$

其中： J 为系统的转动惯量矩阵； K 为刚度矩阵。按照一定方法求解该微分方程就可得到固有频率与对应的模态振型。

选取当前被广泛采用的纯电动模式和发动机驱动模式进行分析，计算两种模式下传动系统的固有特性。

2.1 纯电动模式固有特性

在纯电动模式下离合器断开，系统自由度减小，根据图 2 所示模型可以建立纯电动模式传动

系统模型(图 3)。均匀选取 CVT 变速范围内的传动比求取固有频率，发动机模式固有特性分析类似。针对此时的系统通过 AMESim 软件求解出不同传动比下的系统固有频率。

新能源汽车多在车速较低时采用纯电动模式，因此纯电动模式下的传动系统固有特性分析可忽略其高阶固有特性，这里取前六阶固有频率进行分析。选取不同的传动比计算传动系统固有特性，得到如表 3 所示的结果。

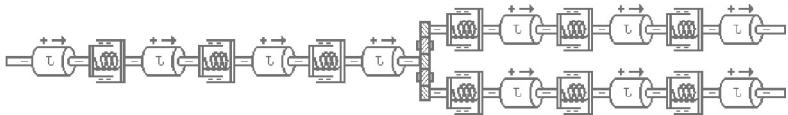


图 3 纯电动模式集中质量模型
Fig.3 Concentrated mass model in pure electric vehicle mode

表 3 纯电动模式下传动系统固有频率
Table 3 The first six natural frequencies of pure electric vehicle mode

传动比	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
2.32	2.58	24.73	364.36	537.43	793.42	2 268.38
1.78	3.32	24.79	360.48	554.28	793.43	2 268.36
1.34	4.28	24.86	353.44	590.74	793.46	2 268.40
1.12	4.97	24.98	346.52	641.59	793.46	2 268.39
0.78	5.68	25.12	340.36	701.62	793.27	2 269.42
0.46	7.86	25.38	325.25	790.73	1066.84	2 271.53

由表 3 可以看出传动系统在传动比高于 0.46 时的五阶固有频率基本一致。选取传动系统前四阶固有频率可以求解得到其固有频率，可以得到传动系统在纯电动模式下的固有振型，如图 4 所示。其中横坐标各数字对应的传动系统为：电机转子、变速器主动轮、变速器从动轮、主减速器、转向传动半轴、车轮以及车身。

如图 4 所示，其中曲线 a 表示传动系统一阶固有频率下的系统振型，在低阶频率下传动系统中除了车身因其本身质量惯量较大而未发生振动之外，其他部件均有一定程度的振动，其中转向传动半轴的振动方向又与其他部件方向相反。曲线 b 为传动系统在 24.7 Hz 振动频率下的固有振型，此时的车辆车身已经产生一定的振动，其余部件除了主减速器与差速器的振幅有一定的增长之外均有所降低。曲线 c 和曲线 d 显示了车辆在较高阶频率下的固有振型，其中部件 5 转向传动半轴的振幅百分比明显高于其他传动系统部件，此时转向传动半轴为主要激振源。

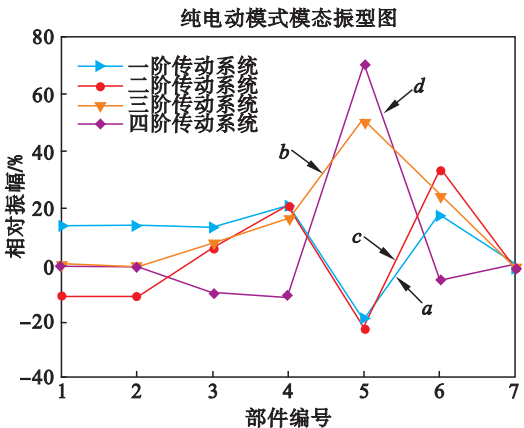


图 4 纯电动模式下传动系统振型
Fig.4 Mode shape of drive train in pure electric vehicle mode

电机作为纯电动模式下的主要振动源，其振动频率受到磁极对数的影响，但相比于发动机而言，由电机产生的振动幅值较小，不会导致传动系统的共振。同时通过对不同频率下的模态振型分析得到传动系统部件低阶频率下的振动响应特性，针对性地加强部件危险截面防护，消除因部件振动引起的安全隐患。

2.2 发动机驱动模式固有特性

发动机驱动模式为图 2 所示模型。按照相同的方法可以求出此时系统前六阶固有频率和模态振型，如表 4 和图 5 所示，其中横坐标各数字对应的发动机部件为：发动机飞轮、电机转子、变速器主动轮、变速器从动轮、主减速器、转向传动半轴、车轮以及车身。

由图 5 可知，在发动机驱动模式下的传动系统中的车身振幅百分比与其他部件相比较小，系统振动造成的影响较小，同时发动机飞轮随着固

有频率的增加其振动幅值出现了衰减,其余的传动系统部件中转向传动半轴的振动幅值由于万向节的高频激振始终处于较高的范畴.与纯电动模式不同,发动机驱动模式下的激振源即发动机的振动频率在达到传动系统固有频率时会引起传动系统的共振.

表 4 发动机驱动模式下前六阶固有频率

Table 4 The first six natural frequencies of the engine drive mode

传动比	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
2.32	0.58	19.63	36.52	220.60	292.06	430.83
1.78	0.58	19.62	35.86	225.70	289.10	444.45
1.34	0.61	19.58	34.46	220.38	284.04	473.30
1.12	0.59	19.59	32.61	220.50	278.85	513.78
0.78	0.51	19.41	30.66	227.06	274.52	564.90
0.46	1.22	18.31	23.54	226.67	263.84	631.15

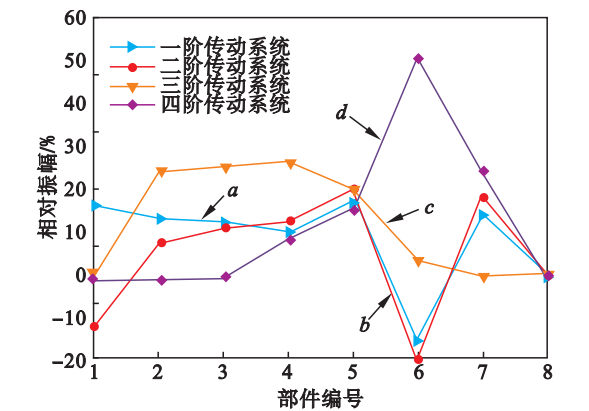


图 5 发动机驱动模式下传动系统振型

Fig. 5 Power train vibration in engine drive mode

发动机转速、振动频率与频率阶次之间的关系:

$$f_n = \frac{\omega}{60}n. \tag{2}$$

式中: ω 为发动机转速; f_n 为发动机 n 阶振动频率. 可以通过式(2)求得发动机的临界转速,从而避免传动系统共振现象的产生. 基于上述分析,忽略低阶次固有频率带来的微小影响,发动机的主要激振源以偶数次频率为主.

因此本文主要研究发动机二、四阶固有频率下的激振特性并求解对应传动系统的临界转速,得到如图 6 所示的结果.

由图 6 可知,发动机四阶激振频率曲线与传动系统二阶固有频率相交于 D 点,此时对应发动机转速为 800 r/min ,发动机处于怠速阶段,该阶段对车辆传动系统影响较小,同时该曲线与传动系统三阶固有频率曲线相交于 E 点,此时对应发动机转速

为 $1\,400\text{ r/min}$,该转速在车辆常用转速区间,因此此时发动机会对传动系统造成严重的影响甚至导致共振现象的发生. 发动机四阶激振频率曲线分别与传动系统二、三阶固有特性曲线相交于 A, B 两点,这两点的发动机转速均低于发动机怠速,不予以考虑; C 点为发动机四阶频率曲线与发动机四阶固有频率曲线的交点,此时发动机转速高于 $4\,000\text{ r/min}$,远高于实际发动机工作转速,因此不会对传动系统带来影响.

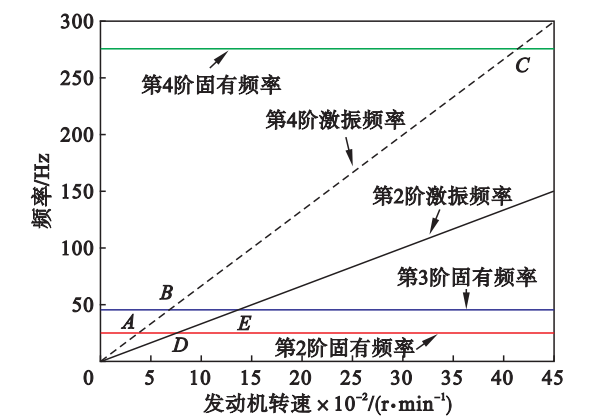


图 6 发动机临界转速

Fig. 6 Engine critical speed

根据上述内容,发动机二阶激振频率与传动系统三阶固有频率的交点 E ,对应发动机转速 $1\,400\text{ r/min}$,此时发动机的激振会引起传动系统的共振,在实际工作过程中应控制发动机不以该临界转速运行.

3 传动系统扭振灵敏性分析

离合器减振器对传动系统的扭振具有很大影响,其参数包括一级刚度、二级刚度、阻尼. 以下将探究这些参数对传动系统扭振的影响特性.

3.1 离合器减振器一级刚度

为了降低部件振动带来的影响,在实际中车辆多采用具有多级刚度的离合器. 以常见的具有两级刚度的离合器为例,其模型如图 7 所示. 其中离合器一阶角刚度较小,在整车传动负荷较小时降低与之相连的发动机的振动频率.

为探究离合器一级刚度对传动系统固有特性的影响,本文在离合器原有一级刚度的基础上以一定的比例扩大或缩小,求解得到不同离合器一级刚度下的传动系统固有频率,结果如表 5 所示.

由表 5 可以看出,不同的离合器刚度受到不同阶次的固有频率影响效果也不同,其中受三阶固有频率影响最大,而离合器一级刚度的改变

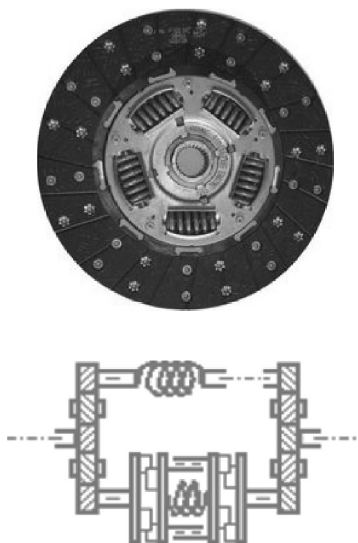


图 7 两级刚度离合器模型
Fig. 7 Two-stage stiffness clutch model

表 5 离合器一级刚度对应固有频率

刚度比例/%	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶
25	0.62	1.03	6.58	19.63	223.45
50	0.58	1.05	8.12	19.93	223.41
100	0.59	1.05	10.11	19.95	223.39
150	0.60	1.05	12.14	20.04	223.38
200	0.61	1.05	13.86	20.03	223.38

对高阶固有频率即表 5 中的四、五阶固有频率影响微弱. 同时对该结果进行时域分析,探究其对变速器输入轴转速和加速度的影响效果.

由图 8 可知,随着弹簧刚度的增加,变速器的转速和加速度的波动也越来越大,但是通过时域分析无法有效地彰显其振动特性,通过傅里叶变换,得到传动系统的频域响应特性图,如图 9 所示.

如图 9 所示,离合器一级刚度的改变导致四组较大的振动,第一组对应的振幅随着离合器刚度的加大而增加,即整个图形沿着 X 轴向右移动;而其余的三组振动响应随着离合器一级刚度的增加其振动幅值增加,表现为振动频率基本不发生变化,而整个曲线沿着 Y 轴向上移动.

如图 10 所示,在第一组频率响应曲线中,原始离合器一级刚度下对应的频率为 12.6 Hz,1.5 倍刚度下的振动峰值对应的频率为 15.2 Hz,双倍原始离合器刚度下对应的频率为 16.8 Hz,该频率对应该刚度下的系统固有频率,同时该频率随着刚度的增大而增大. 对比二、三、四组结果可得,其对应的波峰幅值是越来越小的,但与之对应

的频率却成比例增加.

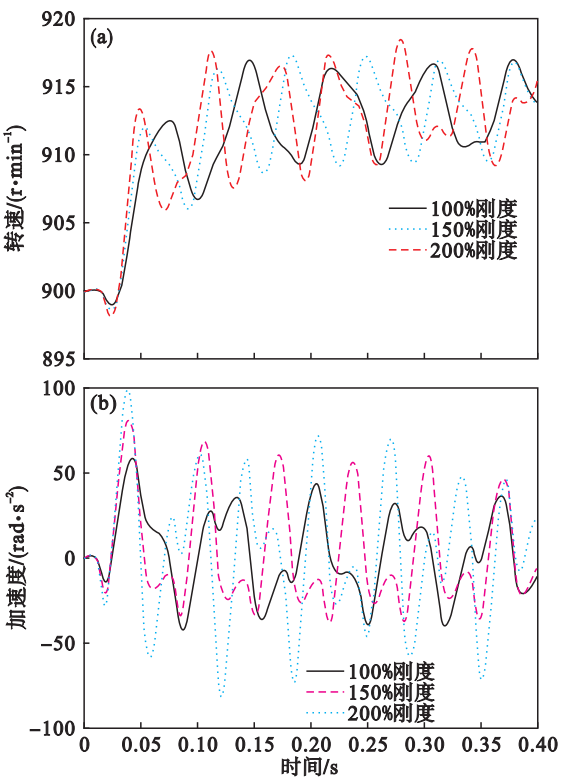


图 8 变速器输入轴转速与加速度
Fig. 8 Transmission input shaft speed and acceleration
(a)—变速器输入轴转速;(b)—变速器输入轴加速度.

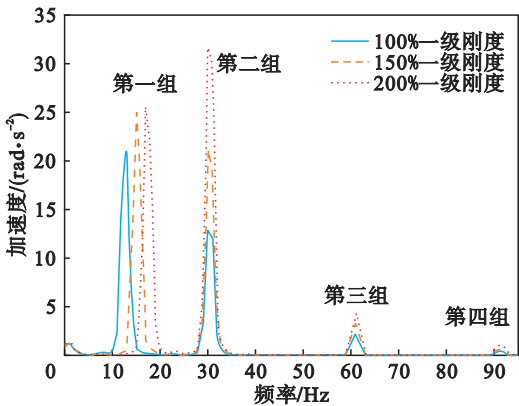


图 9 变速器加速度频率响应特性
Fig. 9 Transmission acceleration frequency response characteristics

3.2 离合器减振器二级刚度

为探究离合器二阶角刚度对系统的影响. 在原来的刚度条件下,按照新的幅值大小进行分析计算,具体参数如表 6 所示.

由表 6 可知,传动系统的三阶固有特性受刚度影响变化最大,在非第三阶的情况下,影响较小.

如图 11 所示,二级刚度的大小对加速度的波动影响是巨大的,在低负荷区域,二级刚度的取值不对加速度带来变化,但是在负荷比较大的工况下,随着二级刚度的递增,共振临界转速也随着变

化,其最大值也越来越大.

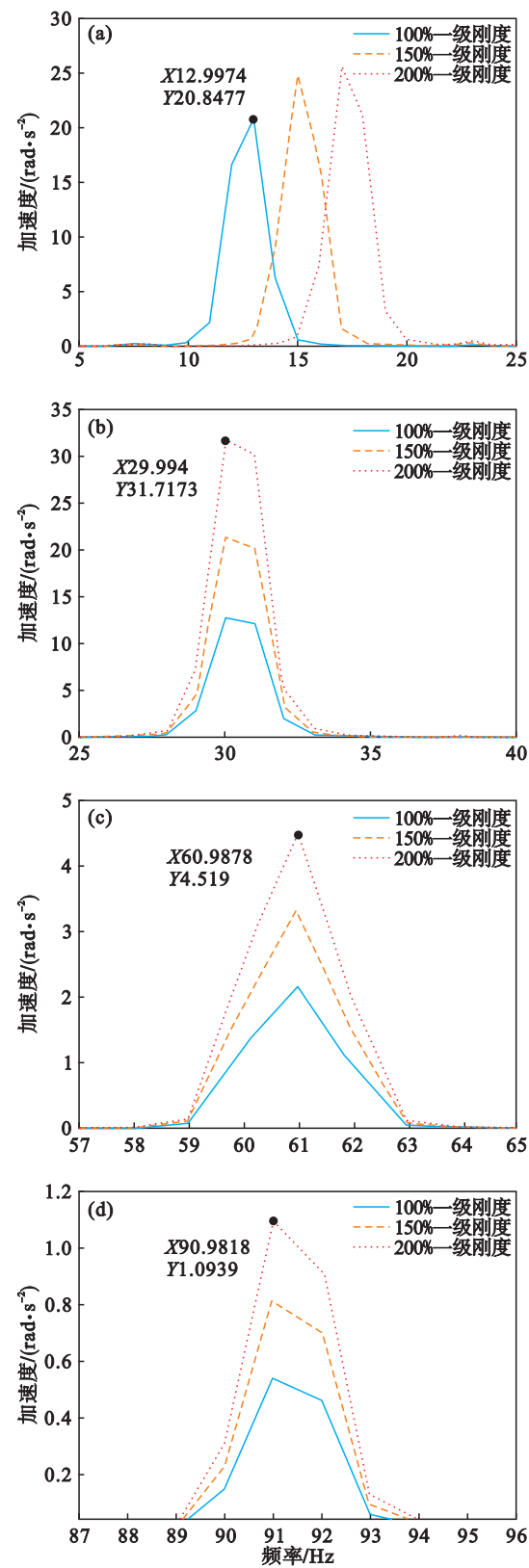


图 10 四组数据对比

Fig. 10 Four sets of data comparison

(a)—第一组;(b)—第二组;(c)—第三组;(d)—第四组.

表 6 二级刚度对固有频率的影响
Table 6 Effect of second-order stiffness on natural frequency

刚度/%	20	50	100	150	200
一阶	0.99	1.04	1.06	1.07	1.07
二阶	29.12	29.26	29.35	29.40	29.17
三阶	38.76	43.51	48.91	58.56	64.57
四阶	342.83	342.68	342.32	342.68	342.82
五阶	424.97	425.29	426.06	426.58	427.42
六阶	709.52	709.76	709.96	710.16	710.59

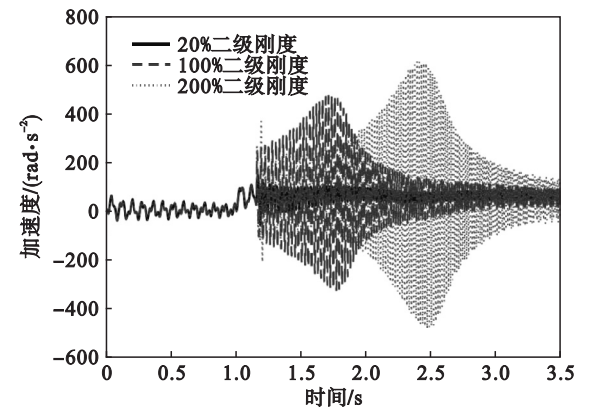


图 11 二级刚度对变速器输入轴加速度影响

Fig. 11 Effect of second-order stiffness on transmission output such as shaft acceleration

如图 12 所示,二级刚度在从小到大的过程中,系统共振时的临界转速越来越大.其峰值也会变高,扭振加剧,舒适性差.

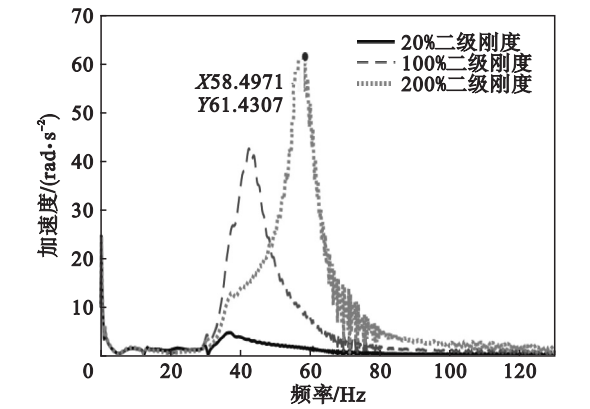


图 12 变速器输入轴加速度频域特性

Fig. 12 Frequency domain characteristics of the acceleration input shaft of the transmission

3.3 离合器阻尼

在 AMESim 中分别设置阻尼参数为 0.05, 0.25, 0.5 N·m/(r·min⁻¹), 计算在不同扭振工况下,变速器输出的时域特征及频域特征(图 13、图 14).

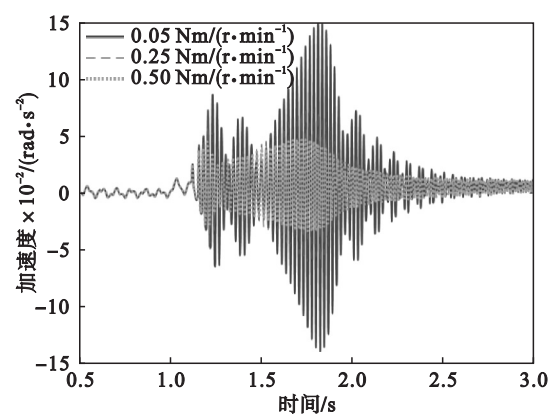


图 13 阻尼对角加速度的影响
Fig. 13 Effect of damping on angular acceleration

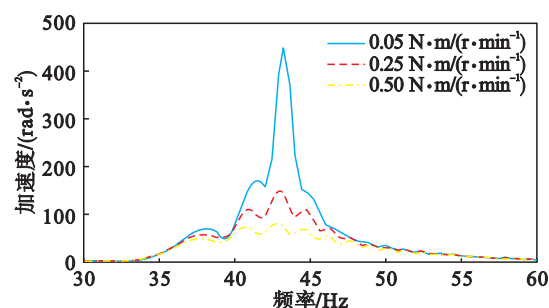


图 14 加速度频域变化
Fig. 14 Acceleration frequency domain change

对比两图可知,系统共振时,减振器阻尼可以最大限度地减小振动的幅值,所以选取合适的阻尼能有效衰减系统的共振.同时对比图 13 和图 14 中高速时的加速度,如图 15 所示,离合器阻尼的增大没有使振幅衰减,反而恶化.实际原因是此时的系统刚度大^[10],影响隔振性能.

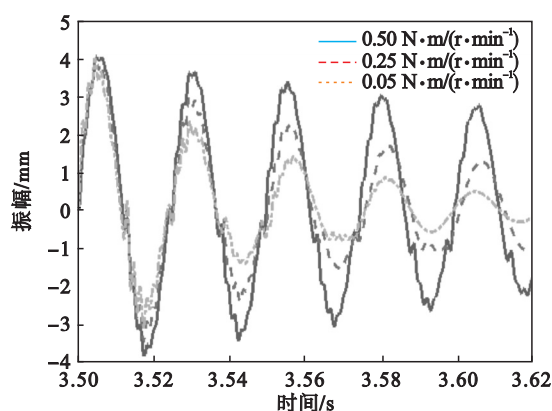


图 15 高速工况振动幅值的变化
Fig. 15 Variation of vibration amplitude at high speed conditions

共振的峰值及其持续时间与减振器的阻尼相关联,阻尼的增加会减小峰值并且缩短时间,与此同时带来的缺点是会造成高速扭振幅度增加,所以在选择阻尼时要兼顾减振性能和高速工作条件

下的振幅.

4 结 语

本文以 P2 构型的混合动力汽车为研究对象,对其传动系统扭振进行建模与扭振分析.获得发动机激振下的传动系统临界共振转速与共振频率;接下来进行激振响应特性分析,最后对主要参数进行了灵敏性分析,探究其对扭振的影响特性;降低离合器二级刚度有利于低负荷工况下的隔振;增大离合器阻尼有利于降低共振时的振动峰值,但是会导致高速工况时振动增大.

参考文献:

- [1] Haris A, Motato E, Theodossiadis S, et al. A study on torsional vibration attenuation in automotive drive trains using absorbers with smooth and non-smooth nonlinearities [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2017, 46: 674 – 690.
- [2] Liu X L, Shanguan W B, Jing X, et al. Vibration isolation analysis of clutches based on trouble shooting of vehicle accelerating noise [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 382: 84 – 99.
- [3] Wang Y, Qin X, Huang S, et al. Design and analysis of a multi-stage torsional stiffness dual mass flywheel based on vibration control [J]. *Applied Acoustics*, 2016, 104: 172 – 181.
- [4] Chen J S. Active control of torsional vibration for vehicle drive trains [C] // Proceedings of the 1997 American Control Conference. Albuquerque, 1997: 1152 – 1156.
- [5] Karikomi T, Itou K, Okubo T, et al. Development of the shaking vibration control for electric vehicles [C] // International Joint International on Sice-ICASE. Busan, 2006: 2434 – 2439.
- [6] Pham T, Seifried R, Scholz C. Anti-jerk control of a parallel hybrid electrified vehicle with dead time [J]. *IFAC – Papers on Line*, 2017, 50(1): 966 – 971.
- [7] Vadamalla R S, Beidl C. MPC for active torsional vibration reduction of hybrid electric power trains [J]. *IFAC – Papers on Line*, 2016, 49(11): 756 – 761.
- [8] 闫明刚. 混合动力客车传动系统扭振分析及控制 [D]. 北京: 清华大学, 2015.
(Yan Ming-gang. Analysis and control of torsional vibration of hybrid bus transmission system [D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.)
- [9] 张德久, 于海生, 张建武, 等. 混合动力汽车传动系统扭转振动分析及控制 [J]. *传动技术*, 2014, 28(4): 3 – 8.
(Zhang De-jiu, Yu Hai-sheng, Zhang Jian-wu, et al. Analysis and control of torsional vibration of hybrid electric vehicle transmission system [J]. *Journal of Transmission Technology*, 2014, 28(4): 3 – 8.)
- [10] 李伟, 史文库. 双质量飞轮 (DMF) 的研究综述 [J]. *噪声与振动控制*, 2008, 28(5): 1 – 5.
(Li Wei, Shi Wen-ku. A review of dual mass flywheels (DMF) [J]. *Noise and Vibration Control*, 2008, 28(5): 1 – 5.)