DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.03.009

某液传轨道工程车动力传动系统扭振分析

徐　坤，雒耀祥，张亚禹，李华伟
（宝鸡中车时代工程机械有限公司 西安研发中心，陕西 西安 710000）

摘　要：扭转振动是动力传动系统重要的振动形式，特别是对于动力传递路径较长的轨道工程车。文章针对某液传轨道工程车的动力传动系统，建立多刚体扭振模型，分析了系统自由扭振和强迫扭振特性，对比了有无扭转减振器时曲轴的振动响应，研究了弹性联轴节参数对系统扭振响应的影响。结果表明，单节点弹联模态是频率最低的扭转模态，当联轴节扭转刚度小于0.005 7 MN·m/rad 时，单节点的联轴节扭振模态能避开工作转速范围内所有谐次的干扰力矩的共振点；曲轴前端扭转角位移、扭转应力随着发动机转速的升高而增大，加装扭转减振器可以明显减小曲轴扭振响应；怠速时(600 r/min)，联轴节相对阻尼系数在0.5~2.0范围内能明显改善输出力矩不均匀性，而高速时(1 800 r/min)，较小的联轴节阻尼系数有利于改善输出力矩不均匀性。为了兼顾怠速与高速工况，联轴节相对阻尼系数尽量取小一些，比如取0.5。

关键词：液力传动；轨道工程车；动力传动系统；扭振

中图分类号：U273；U262.32　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2024)03-0070-09

0　引言

轨道工程车的传动系统以发动机作为动力输入，经动力传动系统进入车轴齿轮箱，驱动车辆运行。发动机工作时，由于气缸内的燃气压力是近似周期性的[1]，使得作用在传动系统的扭矩也是近似周期性的，它可分解为多个简谐分量，当动力传动系统的某固有频率与某阶简谐分量的频率接近时，传动系统会发生扭转共振。扭转共振会增大车内噪声，增大扭转部件动应力，降低部件的使用寿命。

目前动力传动系统扭振分析多集中在汽车、轧机、船舶等领域。比如毕金亮[2]针对某款前置前驱乘用车的动力传动系统，计算了动力传动系统的固有频率、振型、扭振响应和刚度参数对系统的灵敏度。时培明[3]以某轧机传动系统为实际算例，分析了非线性刚度、阻尼、电机扰动力矩对传动系统超谐波共振、亚谐波共振及组合共振幅频特性的影响。宋大凤[4]基于AMESim仿真软件建立某混合动力运动型汽车扭振模型，分析了离合器刚度、阻尼对传动系统固有特性的影响。马相龙[5]针对船舶复杂轴系结构，提出一种基于能量法的轴系扭转振动建模及动力学分析方法，该方法的计算结果与有限元方法计算结果具有较高的一致性。黄丰云[6]针对某MPV车型传动系扭振过大的问题，对传动系扭振模型进行自由振动与受迫振动计算，分析共振的可能性并找出共振频率，并通过传动系扭振试验验证了模型的正确性。吕孟理[7]针对某车型建立了包含扭转减振器的传动系统动力学模型，分析了扭转吸振器的扭转刚度、外环惯量对扭振的影响，总结了其对系统自由模态的影响规律。闫明刚[8]建立某混合动力客车传动系统扭振力学和控制模型，以全工况下减振器最大扭转角为目标函数，对扭转减

通信作者：徐　坤，男，博士，高级工程师，主要从事轨道车辆设计及动力学研究；E-mail: xukun0622@126.com

引用格式：徐坤, 雒耀祥, 张亚禹, 等. 某液传轨道工程车动力传动系统扭振分析[J]. 机车电传动, 2024(3): 70-78.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.03.009.

Citation：XU Kun, LUO Yaoxiang, ZHANG Yayu, et al. Torsional vibration analysis of the power transmission system in a hydraulic rail engineering vehicle[J]. Electric drive for locomotives,2024(3): 70-78.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.03.009.

振器的刚度参数进行优化。张小婵[9]利用动态有限元方法建立某机车柴油机发电机组的柔性体动力学模型，对联轴节进行优化，避免出现轴向共振，保证了轴系工作的可靠性。范骏威[10]针对某船在低转速时发生齿轮箱齿面敲击现象，通过改变联轴节的刚度使共振转速降低，齿面敲击现象得到解决。以上动力传动系统大多是采用机械传动和电传动形式，采用液力传动形式的较少，并且轨道工程车由于空间布局限制，动力传动距离往往都比较长，在传动过程中更容易发生扭转振动。

基于此，本文以某液传轨道工程车动力传动系统为具体的研究对象，首先根据液力传动特点建立当量扭振力学模型，然后分别从自由扭振、强迫扭振两方面分析其扭振特性，并且对比了扭振减振器失效前后的曲轴振动响应，最后研究了联轴节刚度、阻尼分别对系统固有频率、输出扭矩不均匀性的影响。

1　液力传动扭振力学模型

某轨道工程车动力传动系统采用液力传动，动力经柴油发动机、联轴节、万向轴、液力传动箱，最后到达车轴齿轮箱，从而驱动车轮旋转，驱动工程车运行，见图1。

在液力传动箱中，由于液力变矩器和耦合器的泵轮与涡轮由液压油柔性连接，扭振不会继续传递，因此创建扭振方程时，最后的惯量体是液力变矩器和耦合器的泵轮（有时候还装有取力器，把动力输出给其他设备）。根据传动系统结构，依据简化原则[11]，扭振系统可简化成一系列具有转动惯量、刚度、阻尼的部件组成的系统，如图2所示。

根据扭振模型结构，可列出系统扭振方程如式(1)所示，扭振方程中的θ_i为各部件的扭转角位移，其中参数的意义及数值见表1。

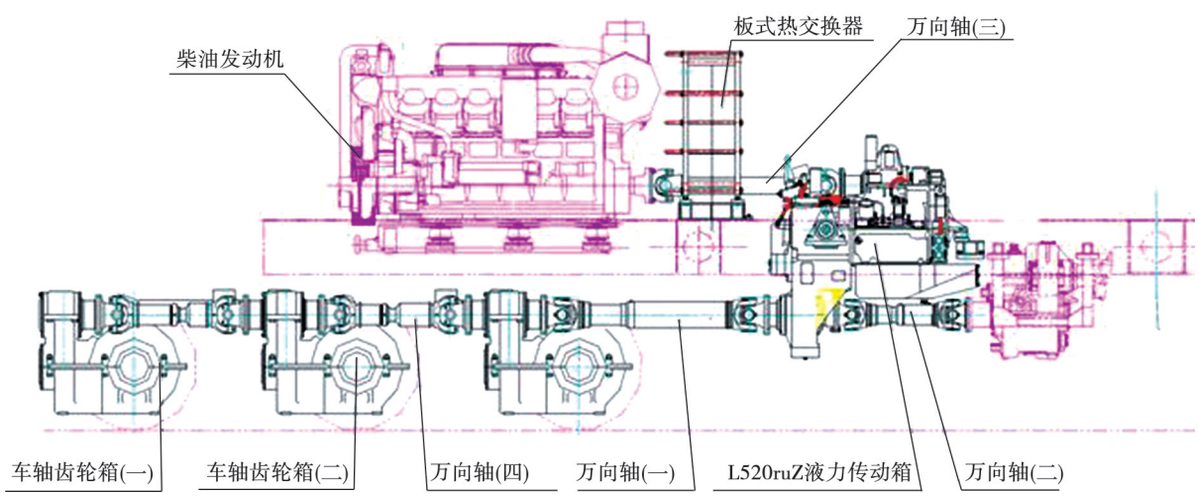


图1　动力传动系统

Fig. 1　Power transmission system

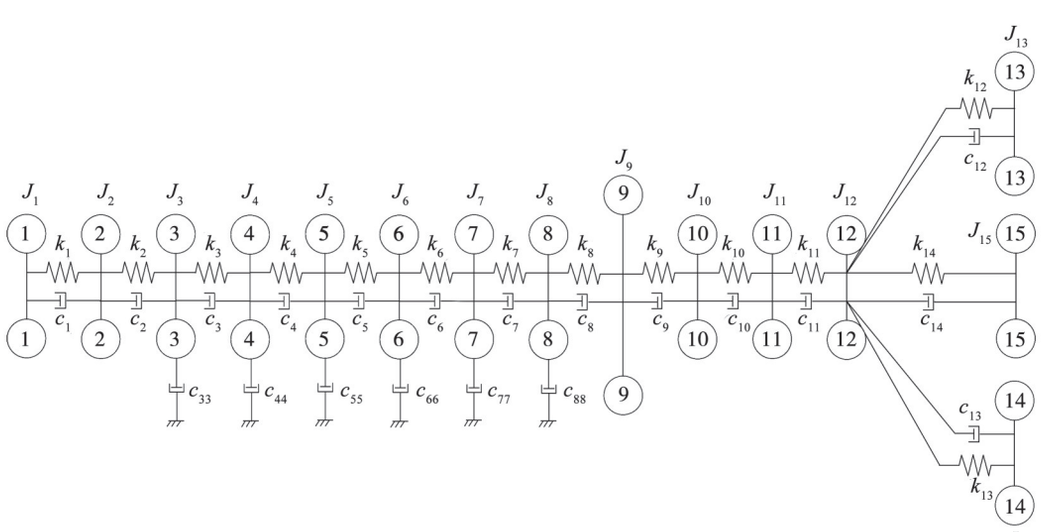


图2　传动系统扭振模型

Fig. 2　Torsion vibration model of the transmission system

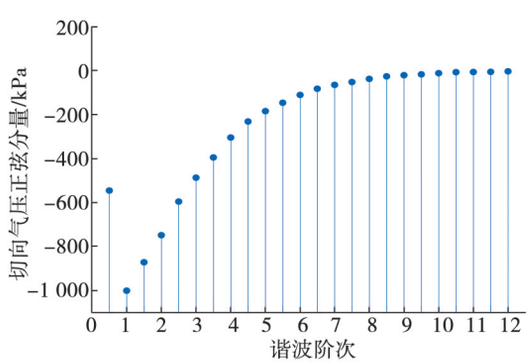
表1　参数意义及数值

Table 1　Parameter significance and numerical value

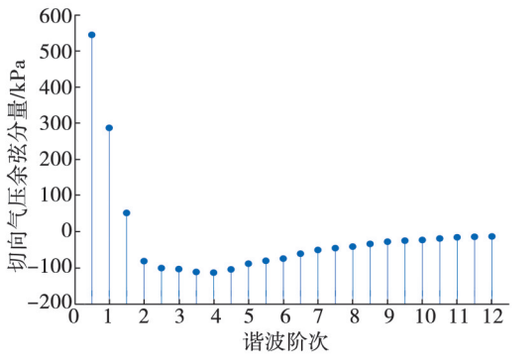
符号	部件	惯量/(kg·m^2)	刚度/(MN·m·rad^{-1})	内阻尼/ (N·m·s·rad^{-1})	外阻尼/ (N·m·s·rad^{-1})
J_1	扭转减振器惯量环	5.636			
k_1/c_1	橡胶圈		0.429	1 130	
J_2	扭转减振器轮毂+曲轴前端	3.542+0.463			
k_2/c_2	曲轴前端		12.742	0	
J_3	发动机气缸 1+2	0.844+0.844			
$k_3/c_3/c_{33}$	曲轴		8.626	0.04(R)	8.1
J_4	发动机气缸 3+4	0.844+0.844			
$k_4/c_4/c_{44}$	曲轴		8.626	0.04(R)	8.1
J_5	发动机气缸 5+6	0.846+0.846			
$k_5/c_5/c_{55}$	曲轴		8.626	0.04(R)	8.1
J_6	发动机气缸 7+8	0.846+0.846			
$k_6/c_6/c_{66}$	曲轴		8.626	0.04(R)	8.1
J_7	发动机气缸 9+10	0.844+0.844			
$k_7/c_7/c_{77}$	曲轴		8.626	0.04(R)	8.1
J_8	发动机气缸 11+12	0.844+0.844			
$k_8/c_8/c_{88}$	曲轴后端		12.742	0.04(R)	8.1
J_9	曲轴后端+飞轮+联轴节输入端	0.463+14.610+3.300			
k_9/c_9	联轴节		0.140	1.13(R)	
J_{10}	联轴节输出端+万向节法兰	2.000+1.200			
k_{10}/c_{10}	传动轴		1.247	0	
J_{11}	万向节法兰+传动箱输入轴	1.200+0.143			
k_{11}/c_{11}	传动箱输入轴		5.319	0	
J_{12}	齿轮	5.940			
k_{12}/c_{12}	轴		49.750	0	
J_{13}	变矩器泵轮	0.921			
k_{13}/c_{13}	轴		35.340	0	
J_{14}	耦合器泵轮	0.521			
k_{14}/c_{14}	轴		4.545	0	
J_{15}	取力器	0.016			

$$
\begin{aligned}
&J_1\ddot{\theta}_1=-k_1(\theta_1-\theta_2)-c_1(\dot{\theta}_1-\dot{\theta}_2)\\
&J_2\ddot{\theta}_2=k_1(\theta_1-\theta_2)+c_1(\dot{\theta}_1-\dot{\theta}_2)-k_2(\theta_2-\theta_3)-c_2(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_3)\\
&J_3\ddot{\theta}_3=k_2(\theta_2-\theta_3)+c_2(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_3)-k_3(\theta_3-\theta_4)-\\
&\qquad c_3(\dot{\theta}_3-\dot{\theta}_4)-c_{33}\dot{\theta}_3+T_1\\
&J_4\ddot{\theta}_4=k_3(\theta_3-\theta_4)+c_3(\dot{\theta}_3-\dot{\theta}_4)-k_4(\theta_4-\theta_5)-\\
&\qquad c_4(\dot{\theta}_4-\dot{\theta}_5)-c_{44}\dot{\theta}_4+T_2\\
&\qquad\vdots\\
&J_{12}\ddot{\theta}_{12}=k_{11}(\theta_{11}-\theta_{12})+c_{11}(\dot{\theta}_{11}-\dot{\theta}_{12})-k_{12}(\theta_{12}-\theta_{13})-\\
&\qquad c_{12}(\dot{\theta}_{12}-\dot{\theta}_{13})-k_{13}(\theta_{12}-\theta_{14})-c_{13}(\dot{\theta}_{12}-\dot{\theta}_{14})-\\
&\qquad k_{14}(\theta_{12}-\theta_{15})-c_{14}(\dot{\theta}_{12}-\dot{\theta}_{15})\\
&J_{13}\ddot{\theta}_{13}=k_{12}(\theta_{12}-\theta_{13})+c_{12}(\dot{\theta}_{12}-\dot{\theta}_{13})\\
&J_{14}\ddot{\theta}_{14}=k_{13}(\theta_{12}-\theta_{14})+c_{13}(\dot{\theta}_{12}-\dot{\theta}_{14})\\
&J_{15}\ddot{\theta}_{15}=k_{14}(\theta_{12}-\theta_{15})+c_{14}(\dot{\theta}_{12}-\dot{\theta}_{15})
\end{aligned}
\tag{1}
$$

T_1~T_6是6组（12个）气缸作用在曲轴上的周期性扭矩。单个气缸缸压可分解为一系列具有不同幅值、不同频率的正弦、余弦分量之和。比如：当转速为1 800 r/min、功率为1 500 kW时，单个气缸缸压的前24谐次正弦、余弦分量幅值如图3所示，不同的谐波对应不同的频率，比如1次谐波频率就是基频30 Hz，0.5次谐波频率为15 Hz，其他谐次的频率依次类推。得到单



(a) 正弦分量



(b) 余弦分量

图3　单个气缸缸压的简谐分量幅值

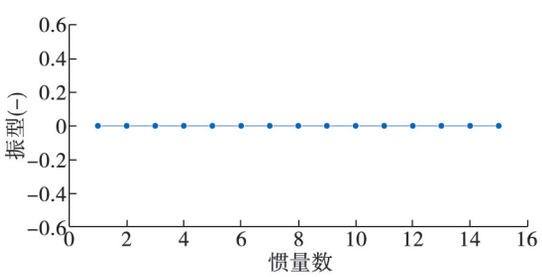
Fig. 3　Harmonic component amplitude of single cylinder pressure

个气缸缸压后，根据活塞面积、曲柄长度，考虑气缸发火顺序，即可得到各组气缸作用在曲轴上的扭矩[12]。

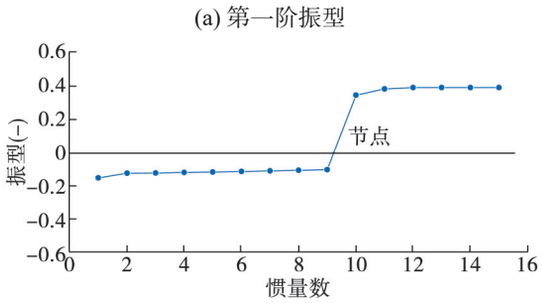
2　系统自由扭振分析

2.1　固有频率及振型

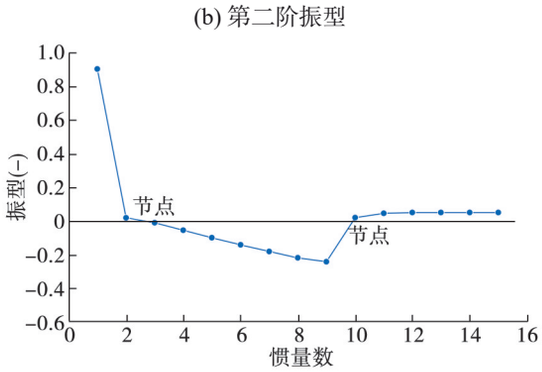
分析系统扭振特性，首先需要知道系统的固有频率。对扭振方程求特征值及特征向量，可得系统各阶振型及对应的固有频率。图4是系统前5阶振型及固有频率。



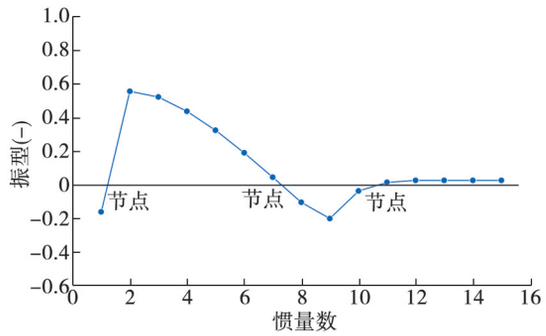
(a) 第一阶振型



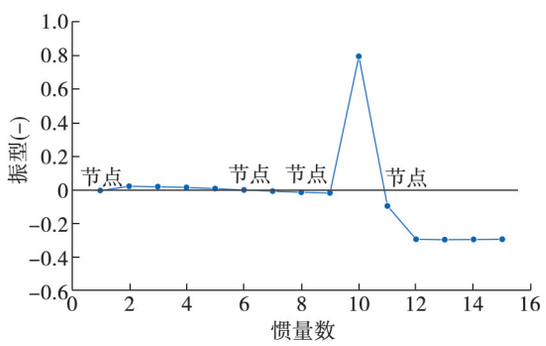
(b) 第二阶振型



(c) 第三阶振型



(d) 第四阶振型



(e) 第五阶振型

图4　系统固有频率及对应的振型

Fig. 4　Natural frequency and corresponding vibration mode of the system

由图4可知，传动系统轴系第一阶振型的频率为0 Hz，属于刚性同步转动模态，从第二阶振型开始属于弹性扭转模态。第二阶固有频率为18.83 Hz，只有一个振型节点（节点处的扭转剪切力较大），位于弹性联轴节主动端、被动端之间，是弹性联轴节扭转模态，一般也称为“弹联模态”振型。第三阶固有频率为43.45 Hz，含有2个振型节点，属于发动机曲轴扭转与联轴节扭转耦合模态。第四阶固有频率为92.05 Hz，含有3个振型节点，属于扭转减振器与曲轴前端之间扭转、曲轴扭转、传动轴扭转的耦合模态。第五阶固有频率为110.47 Hz，含有4个振型节点，属于扭转减振器与曲轴前端之间扭转、曲轴扭转、联轴节扭转、传动轴扭转的耦合模态。

2.2　共振转速分析

发动机工作时曲柄承受着一系列简谐力矩，这些力矩的圆频率为$N_v=v\times n$（v为激扰力矩的谐次，n为发动机转速），当激扰力矩的频率N_v与轴系的固有频率相等时，轴系会发生共振，引发传动系统剧烈振动，增大传动轴应力，甚至导致传动轴断裂。对应共振点的转速称为共振转速。在计算中，考虑转速的波动，通常将$0.8n_{\min}$~$1.2n_{\max}$作为扭振计算的工作转速范围。比如对于单节点的弹联模态，有：

$$v_{\min}=\frac{N_1}{1.2n_{\max}}=\frac{18.83\times 60}{1.2\times 1800}=0.523$$

$$v_{\max}=\frac{N_1}{0.8n_{\min}}=\frac{18.83\times 60}{0.8\times 600}=2.35$$

当v_{min}不是0.5的整数倍时，取下一谐次，当v_{max}不是0.5的整数倍时，取上一谐次，所以v_{min}=1，v_{max}=2。计算结果说明，发动机在工作转速范围内，发生单节点振动的激扰力矩的谐次范围为$1 \leqslant v \leqslant 2$。按照同样的方法可以算出双节点、三节点、四节点振动时简谐次数范围，如表2所示。

表2 不同节点振动谐次范围

Table2 Harmonic range of vibrations at different nodes

参数	单节点振动	双节点振动	三节点振动	四节点振动
v_{min}	1.0	1.5	3.0	3.5
v_{max}	2.0	5.0	11.5	13.5

把轴系的单节点、双节点、三节点、四节点自振频率绘入图5，它们与代表各谐次激扰力矩工作频率的射线相交，得到许多个交点，这些交点满足共振条件，称为共振点。

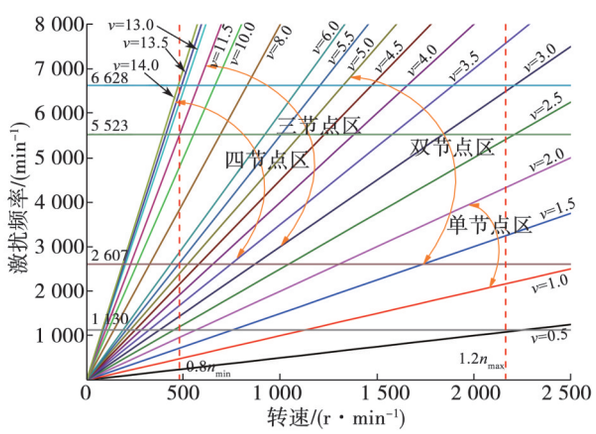


图5 发动机共振转速图

Fig. 5 Resonant rotational speed diagram of the engine

由图5可知，单节点的联轴节扭振模态频率(11.83 Hz，即1 130 min⁻¹)在工作转速范围内与谐次1.0、1.5、2.0的干扰力矩都有共振点，并没有有效地避开低谐次的共振，这可能是造成该产品在使用过程中联轴节更换频繁的原因。经计算发现，当联轴节扭转刚度小于0.005 7 MN·m/rad时，单节点的联轴节扭振模态频率能避开工作转速范围内所有谐次的干扰力矩的共振点，见图6所示。

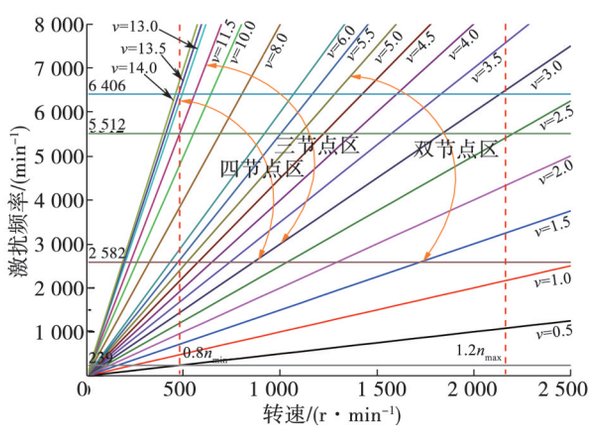


图6 改变联轴节刚度后的发动机共振转速图

Fig. 6 Resonant rotational speed diagram of the engine with adjusted coupling

应当指出的是，当联轴节扭转刚度过小时，在传递扭矩时联轴节扭转角度会较大，容易发生结构上的破坏，因此只需要避开产生最大应力的1.5谐次干扰力矩（3.2节会涉及）即可。计算发现，当联轴节扭转刚度取0.05 MN·m/rad时，单节点扭振模态频率能避开1.5谐次干扰力矩共振点。

3 曲轴强迫扭振分析

发动机曲轴上承受着周期变化的力矩，时刻承受扭转交变应力，过大的扭转振动可能导致曲轴的断裂失效。因此，需要校核曲轴动态响应是否超限，一般是从曲轴的扭转角位移和曲轴应力这两方面考虑的[13]。

3.1 扭转角位移分析

扭转振动时曲轴前端扭转角位移最大，常用它来评价曲轴扭转振动的剧烈程度，减少曲轴扭转振动最常用的方法就是在曲轴前端加装扭转减振器。卡特公司规定了该发动机曲轴端部各谐次的扭振振幅限值，如表3所示。

表3 发动机曲轴前端振幅限值

Table 3 Vibration amplitude limit for the front end of the engine crankshaft

谐次	0.5	1.0	1.5	>1.5
限值/(°)	±1.00	±1.00	±0.25	±0.15

为了校核曲轴前端扭转角位移振幅是否满足表3，计算了在整个转速范围内，曲轴前端在0.5~4.0（前8谐次）各个谐次及前8谐次之和的角位移振幅，结果如图7所示。从计算结果可知，单谐次中，1.5、2.5、3.5这3个谐次干扰力矩产生的扭振振幅较大，其中以1.5谐次最大，且振幅大致随着速度的升高而增大，但均未超过表3中的限值。

图7是在曲轴前端加装扭转减振器后的结果，为了直观对比加装扭转减振器（或者扭转减振器失效）前后的效果，图8是在取消扭转减振器后，曲轴前端的扭

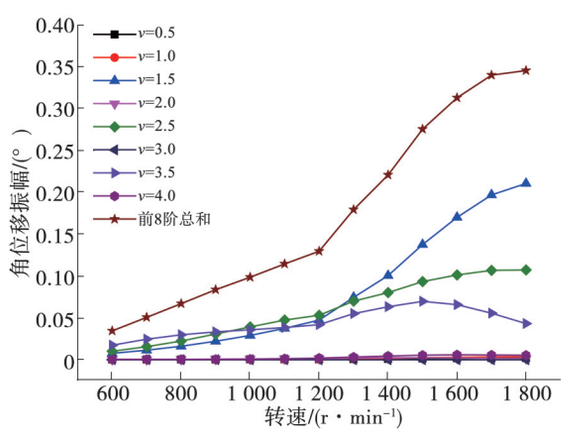


图7 加装扭转减振器的曲轴前端扭转角位移振幅

Fig. 7 Amplitude of torsional angular displacement at the front end of the crankshaft with the torsion damper

振角位移振幅。

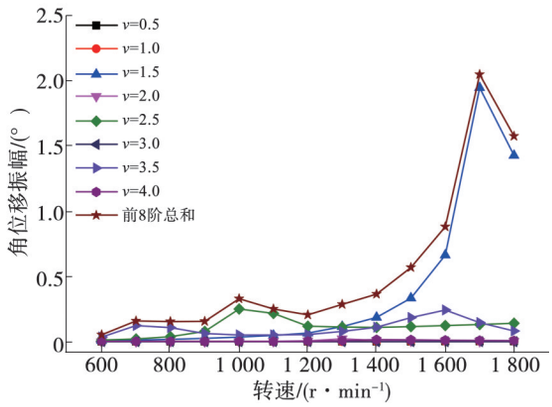


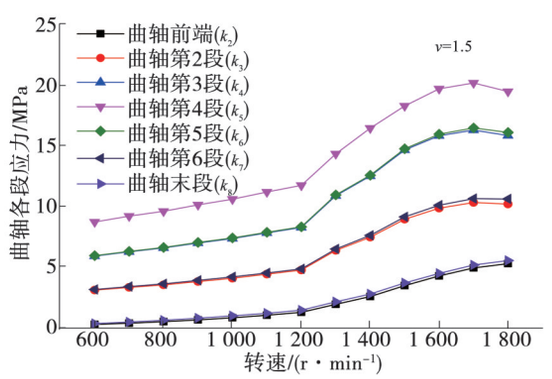
图 8　取消扭转减振器后曲轴前端扭转角位移振幅

Fig. 8　Amplitude of torsional angular displacement at the front end of the crankshaft without a torsion damper

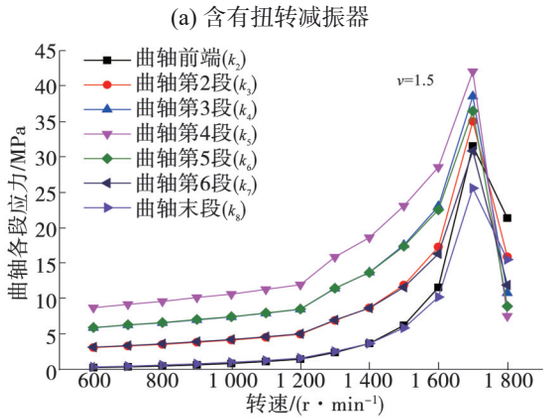
由图 8 可知，没加装扭转减振器时，曲轴前端角位移振幅随转速的增大急剧增大，与之前结果相比，最大增幅高达 10 倍。因此，加装扭转减振器可以大幅降低曲轴扭振烈度。

3.2　应力分析

卡特公司规定该型发动机曲轴应力单谐次幅值限值为 21 MPa。与上一小节相同，分别计算加装扭转减振器前后，曲轴在各谐次扭矩下的应力，最大应力出现在 1.5 谐次下，曲轴应力如图 9 所示。



(a) 含有扭转减振器



(b) 不含扭转减振器

图 9　曲轴各段所受扭转应力

Fig. 9　Torsional stress across crankshaft sections

由图 9 可知，与扭转角位移一样，也是在 1.5 谐次干扰扭矩下曲轴应力最大。加装扭转减振器时，随着转速的升高，应力也逐渐增大，但最大应力均未超过限值；取消扭转减振器后，随着转速的升高，应力也逐渐增大，但是存在一个较大的峰值，峰值应力约 43 MPa，大约是限值的 2 倍。因此，加装扭转减振器可以明显改善曲轴工作环境，提高曲轴使用寿命。

4　联轴节参数对系统的影响

在实际工程应用中，当使用与系统不匹配的弹性联轴节时，会造成传动轴振动过大、联轴节断裂等问题[14-17]。因此，需要分析联轴节参数对系统固有特性及输出扭矩的影响，并选择合适的参数。

4.1　联轴节扭转刚度对系统固有频率的影响

改变联轴节扭转刚度会改变系统刚度矩阵，影响固有频率与模态分布。当联轴节刚度分别为 0.05 MN·m/rad、0.10 MN·m/rad、0.20 MN·m/rad、0.50 MN·m/rad、1.00 MN·m/rad时，系统的前 6 阶固有频率如图 10 所示。

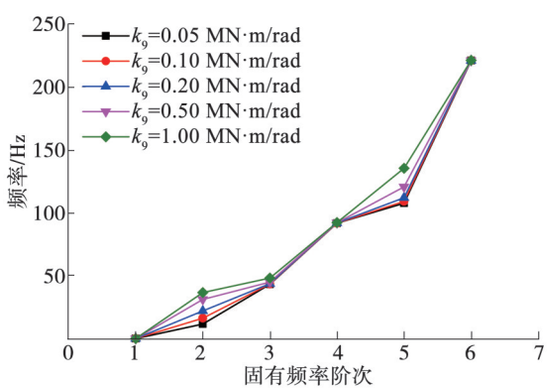


图 10　联轴节刚度对前 6 阶固有频率的影响

Fig. 10　Effect of coupling stiffness on the natural frequencies of the first six orders

由图 10 可知，联轴节刚度主要影响的是第二、第三、第五阶固有频率（特别是第二、第五阶），因为这 3 阶固有频率对应的振型都含有弹联模态，且频率随着刚度的增大而增大。因此，降低联轴节刚度可以降低弹联模态频率。

4.2　联轴节扭转阻尼对输出扭矩的影响

改变联轴节扭转阻尼并不会改变系统刚度矩阵，对系统固有频率几乎没有影响，但是对于经联轴节输入传动装置的简谐力矩影响很大。联轴节本身承载的振动扭矩 T_v 由两部分组成：弹性扭矩 T_k 和阻尼扭矩 T_c，三者的计算公式见式(2)，参数意义见表 1。

$$\left.\begin{aligned} T_k &= k_9(\theta_9-\theta_{10}) \\ T_c &= c_9(\dot{\theta}_9-\dot{\theta}_{10}) \\ T_v &= T_k+T_c \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

图 11 为当转速为 1 800 r/min，v=1.5 时，联轴节所受的弹性扭矩、阻尼扭矩及两者之和的振动扭矩。

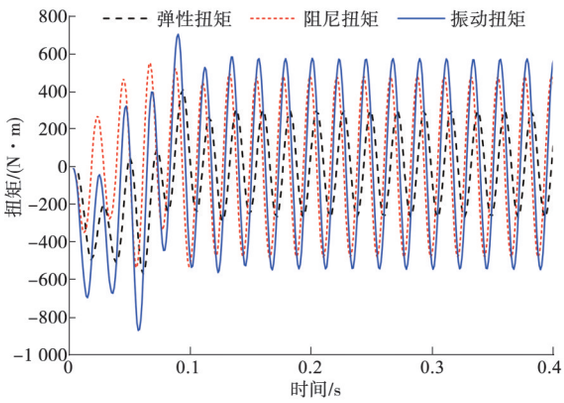
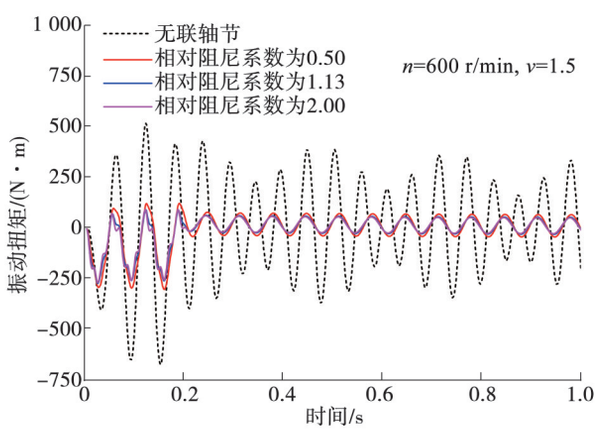


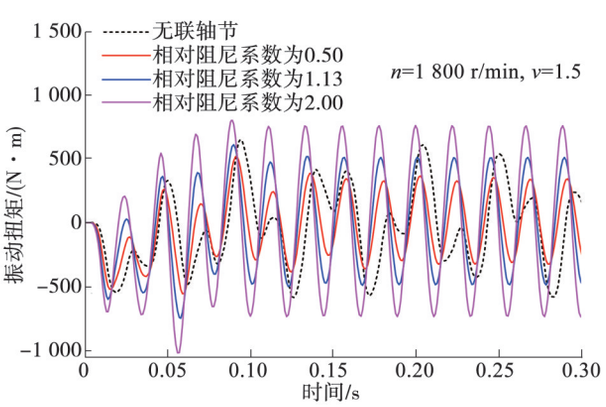
图 11　联轴节所受的简谐扭矩

Fig. 11　Harmonic torques acting on the coupling

由于发动机各缸不连续工作，输出力矩是由其平均值和一系列不同振幅、不同频率的简谐力矩叠加起来的，它的不均匀性是无法避免的。为了改善柴油发动机输出力矩的不均匀性，可以使用联轴节来降低输入到传动装置的力矩峰值，改善传动装置工作环境。图 12 为分别在怠速(600 r/min)、高速 (1 800 r/min)下，联轴节扭转阻尼对输出扭矩不均匀性的影响。



(a) 怠速时



(b) 高速时

图 12　联轴节阻尼对输出扭矩不均匀性的影响

Fig. 12　Effect of coupling damping on output torque inequality

由图 12 可知，发动机在怠速与高速下，联轴节阻尼对输出转矩的影响是有区别的：①怠速时，发动机产生的振动扭矩频率较低，联轴节相对阻尼系数取 0.5~2.0 均能降低振动扭矩幅值，改善输出力矩的不均匀性，且阻尼系数越大，效果越好。②高速时，发动机产生的振动扭矩频率较高，使用大阻尼的联轴节并不能降低振动扭矩幅值，反而会增大其幅值，使用小阻尼联轴节能降低振动扭矩幅值，改善输出力矩的不均匀性。因此，兼顾怠速与高速工况，联轴节相对阻尼系数尽量取小一些，比如取 0.5。

5　结论

本文以某液传轨道工程车动力传动系统为研究对象，建立了扭振力学模型，进行扭振特性分析与参数研究，得到以下结论：

①单节点弹联模态是频率最低的扭转模态，会与其他扭转模态耦合在多节点扭转模态中。

②曲轴前端扭转角位移、曲轴扭转应力随着发动机转速的升高而增大，加装扭转减振器可以明显减小曲轴扭振响应，改善其工作环境。

③当联轴节扭转刚度小于 0.005 7 MN·m/rad 时，单节点的联轴节扭振模态能避开工作转速范围内所有谐次的干扰力矩的共振点。考虑联轴节使用可靠性，其扭转刚度应取 0.05 MN·m/rad。

④怠速时(600 r/min)，联轴节相对阻尼系数在 0.5~2.0 范围内均能明显改善输出力矩不均匀性，而高速时(1 800 r/min)，较小的联轴节阻尼系数有利于改善输出力矩不均匀性。为了兼顾怠速与高速工况，联轴节相对阻尼系数尽量取小一些，比如取 0.5。

参考文献：

[1] 朱玉田, 苏健君, 刘钊, 等. 直列六缸发动机激振力分析与仿真[J]. 中国工程机械学报, 2018, 16(4): 327-331.
ZHU Yutian, SU Jianjun, LIU Zhao, et al. Analyzing and simulation of exciting forces of L6 engine[J]. Chinese journal of construction machinery, 2018, 16(4): 327-331.

[2] 毕金亮, 李静波, 李宏成, 等. 动力传动系统扭转模态及灵敏度分析[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 676-680.
BI Jinliang, LI Jingbo, LI Hongcheng, et al. Torsional vibration modal and sensitivity analysis of a drive-train system [J]. Journal of vibration engineering, 2010, 23(6): 676-680.

[3] 时培明, 夏克伟, 刘彬, 等. 多自由度轧机传动系统非线性非主共振扭振特性[J]. 振动与冲击, 2015, 34(12): 35-41.
SHI Peiming, XIA Kewei, LIU Bin, et al. Non-main resonance characteristics of nonlinear torsional vibration of rolling mill's multi-degree-of-freedom main drive system[J]. Journal of vibration and shock, 2015, 34(12): 35-41.

[4] 宋大凤, 高福旺, 曾小华, 等. 混合动力汽车传动系统扭振

建模与分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2020, 41(5): 679-685.
SONG Dafeng, GAO Fuwang, ZENG Xiaohua, et al. Torsional vibration modeling and analysis for hybrid vehicle transmission system[J]. Journal of northeastern university (natural science), 2020, 41(5): 679-685.

[5] 马相龙, 薛增喜, 李涛, 等. 船舶复杂轴系扭转振动建模及动力学分析[J]. 船舶工程, 2018, 40(6): 36-40.
MA Xianglong, XUE Zengxi, LI Tao, et al. Torsional vibration modeling and dynamic analysis of complex ship shaft systems[J]. Ship engineering, 2018, 40(6): 36-40.

[6] 黄丰云, 宋鹏程. 汽车传动系扭振数学模型的建立及验证[J]. 机械设计与制造, 2020(6): 43-47.
HUANG Fengyun, SONG Pengcheng. Establishment and verification of a vehicle driveline torsional vibration mathematical model[J]. Machinery design & manufacture, 2020 (6): 43-47.

[7] 吕孟理, 温敏, 邵文彬. 扭转吸振器特性对动力传动系统扭振影响[J]. 汽车制造业, 2022(2): 28-30.
LYU Mengli, WEN Min, SHAO Wenbin. Effect of torsional shock absorber characteristics on torsional vibration of power train system[J]. Automobil industrie, 2022(2): 28-30.

[8] 闫明刚, 侯之超, 杨福源, 等. 某型混合动力传动系统扭振减振器参数的优化设计[J]. 汽车技术, 2015(8): 1-5.
YAN Minggang, HOU Zhichao, YANG Fuyuan, et al. Parameter optimization on the torsional vibration damper in the drive line of a hybrid electric bus[J]. Automobile technology, 2015(8): 1-5.

[9] 张小蝉, 陆丹丹, 李钢, 等. 机车柴油发电机组传动轴系的轴向振动研究及优化设计[J]. 传动技术, 2018, 32(3): 27-30.
ZHANG Xiaochan, LU Dandan, LI Gang, et al. Research on axial vibration and optimization design of locomotive diesel generator set drive shafts[J]. Drive system technique, 2018, 32(3): 27-30.

[10] 范骏威, 杨卫英, 于姝雯. 低转速时推进系统扭转振动分析[J]. 船舶, 2018, 29(3): 52-59.
FAN Junwei, YANG Weiying, YU Shuwen. Analysis of torsion vibration of propulsion system at low speed[J]. Ship & boat, 2018, 29(3): 52-59.

[11] 卜东一. 汽车动力传动系统扭振及NVH性能影响[D]. 天津: 河北工业大学, 2016.
BU Dongyi. Automotive driveline torsional vibration and influence on the performance of NVH[D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2016.

[12] 张保成, 苏铁熊, 张林仙. 内燃机动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
ZHANG Baocheng, SU Tiexiong, ZHANG Linxian. Internal combustion engine dynamics[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2009.

[13] 张敬义. 内燃机轴系弹联参数设计方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
ZHANG Jingyi. Research of parameter design for combustion engine elastic coupling[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012.

[14] 张红学, 冷水红. 机车柴油机弹性联轴节弹簧片断裂原因分析[J]. 柴油机设计与制造, 2018, 24(3): 26-28.
ZHANG Hongxue, LENG Shuihong. Analysis of breakdown cause of elastic joint spring of locomotive diesel engine[J]. Design & manufacture of diesel engine, 2018, 24 (3): 26-28.

[15] 江国和, 王国治. 弹性联轴节对摆盘式发动机轴系振动的影响[J]. 华东船舶工业学院学报, 1997(1): 38-42.
JIANG Guohe, WANG Guozhi. Effect of elastic coupling on wobble plate piston engine shafting vibration[J]. Journal of east China shipbuilding institute, 1997(1): 38-42.

[16] 李和言, 马彪, 马洪文, 等. 弹性联轴器对车辆动力传动系统扭振特性影响研究[J]. 机械强度, 2003, 25(6): 596-603.
LI Heyan, MA Biao, MA Hongwen, et al. Study on torsional vibration performance of vehicle powertrain affected by elastic coupling[J]. Journal of mechanical strength, 2003, 25 (6): 596-603.

[17] 袁跃兰, 马彪. 弹性联轴器对车辆动力传动系统扭振影响研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2018, 56(2): 20-24.
YUAN Yuelan, MA Biao. Study on effect of elastic coupling on torsional vibration for vehicle power-train system [J]. Agricultural equipment & vehicle engineering, 2018, 56 (2): 20-24.

Torsional vibration analysis of the power transmission system in a hydraulic rail engineering vehicle

XU Kun, LUO Yaoxiang, ZHANG Yayu, LI Huawei

(Xi'an R&D Center, Baoji CRRC Times Engineering Machinery Co., Ltd., Xi'an, Shaanxi 710000, China)

Abstract: Torsional vibration represents a crucial aspect of vibration in power transmission systems, especially for rail engineering vehicles featuring long power transmission pathways. In this study, a multi-rigid-body torsional vibration model was created for the power transmission system of a hydraulic rail engineering vehicle. The analysis focused on the free and forced torsional vibration characteristics of the system. A comparison was conducted on the vibration responses of crankshafts with or without a torsional damper. Further study delved into the influence of elastic coupling parameters on the system's torsional vibration responses. The results highlight the single-node elastic coupling mode as the torsional mode with the lowest frequency. In the single-node torsional vibration mode, couplings with a torsional stiffness less than 0.005 7 MN·m/rad are determined to effectively avoid resonance points from disturbance torques across all harmonics within the operational speed range. Torsional angular displacements at the crankshaft front end and torsional stress levels exhibit an increase with rising engine speeds. The introduction of a torsional damper lead to a significant reduction in the torsional vibration responses of the crankshaft. At idle speed (600 r/min), controlling the relative damping coefficient of couplings between 0.5 and 2.0 significantly reduces the output torque inequality, while at high speeds (1 800 r/min), a lower damping coefficient is conducive to mitigating this inequality. In order to adapt to both idle and high-speed conditions, it is recommended to keep the relative damping coefficient of couplings as minimal as possible, such as 0.5.

Keywords: hydraulic; rail engineering vehicle; power transmission system; torsional vibration

收稿日期：2023-04-23；修回日期：2024-05-01