

闭锁式液力变矩器扭转减振器扭转刚度设计

马腾堃¹ 章勇华² 孙有平¹ 余晓波²

(1 广西科技大学 广西 柳州 545000; 2 柳州柳州传动件有限公司 广西 柳州 545008)

摘要: 为了降低闭锁式液力变矩器在闭锁工况下发动机激振对整车造成的损伤, 需要在液力变矩器的罩轮与涡轮之间加入具有一定扭转刚度的扭转减振器。本文以国产某型号履带式推土机为例, 建立其整车动力与传动系统动力学模型, 根据模型利用 Amesim 软件对其动力传动系统进行模态分析, 探索随着扭转减振器刚度的改变系统共振振幅的变化规律, 为设计扭转减振器时扭转刚度的选定提供参考。根据仿真结果, 扭转减振器的扭转刚度在一定范围内变化时, 系统的共振振幅呈现出递增或递减规律, 找到不同固有频率处共振振幅共同的最小值点即可确定出扭转减振器表现出最佳减振效果时的扭转刚度。

关键词: 闭锁式液力变矩器; 动力学模型; 扭转减振器; 扭转刚度

0 引言

履带式推土机在进行作业时可视作为一个多自由度的振动系统, 而引发整车振动的主要来源是为其提供动力的发动机^[1]。由于该推土机的传动系统内包含闭锁式液力变矩器, 当罩轮与涡轮闭锁后, 涡轮和涡轮轴之后的传动系统直接与发动机输出轴相连, 如果没有在罩轮与涡轮之间加装扭转减振器, 发动机激振与系统产生共振带来的破坏是十分严重的^[2]。因此, 为了减少推土机因共振受到的损伤, 提高推土机的使用寿命, 有必要在变矩器的罩轮与涡轮之间设计适当的扭转减振器。由此, 本文基于有关假设和等效计算原理, 建立整车的简化动力学模型, 而后基于该模型利用 Amesim 软件进行建模与仿真分析, 通过调整扭转减振器的扭转刚度, 观察系统共振幅值的变化情况, 以期得到最佳减振效果下的扭转减振器的扭转刚度。

1 整车扭转振动动力学模型的建立

1.1 整车扭振系统的架构与建模方法

作为研究对象的该型履带式推土机的动力与传动系统大致可分为五部分: 发动机、变矩器、变速器、差速器与部分整机。模型架构如图 1 所示。

其动力传递路径大致如下: 动力源为某品牌六缸

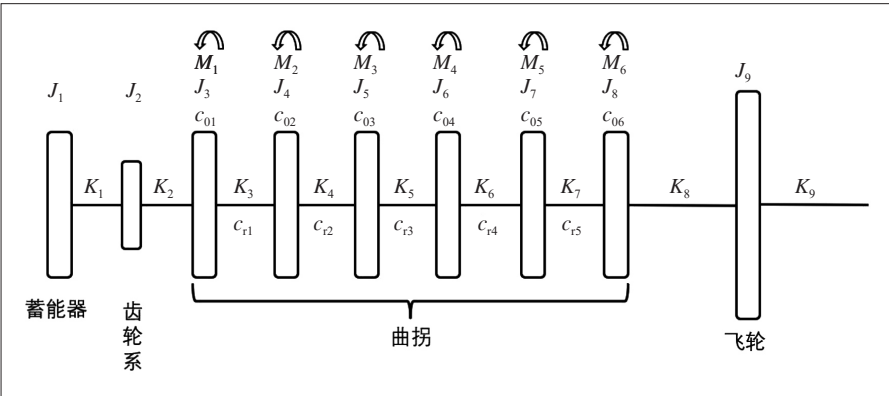


图 1 整车扭转振动模型架构

四冲程柴油发动机, 发动机起机后活塞推动发动机曲轴转动, 液力变矩器的罩轮与泵轮固连, 并直接与发动机曲轴的输出端相连。在液力工况下, 发动机驱动罩轮与泵轮高速旋转, 泵轮叶片搅动变矩器壳体内油液, 带动涡轮低速旋转; 当罩轮与涡轮闭锁时, 涡轮通过罩轮直接与发动机曲轴相连, 发动机直接驱动涡轮高速旋转, 而后由涡轮轴输出的动力通过变速器与差速器输送至整机。

由于构成整车动力传动系统的零部件种类繁多且数量巨大, 不可能将其全部展示在模型中, 因此在构建动力学模型时遵循如下原则:

- (1) 将自身转动惯量较大、扭转弹性小的部件视为无弹性惯量体;
- (2) 将自身扭转弹性较大、转动惯量小的部件视为无惯量弹性体;
- (3) 忽略发动机整机振动对扭转振动系统的影响^[3]。

1.2 发动机动力学模型

建立发动机动力学模型时，可将曲拐、飞轮等部件视为集中惯量体，由于曲拐之间的轴段转动惯量较小，因此可以忽略其转动惯量，将其视为仅带有扭转刚度的弹性连接件。建立如图 2 所示的发动机动力学模型。



图 2 发动机动力学模型

1.3 液力变矩器动力学模型

液力变矩器结构主要包含罩轮组件与涡轮组件。其中：罩轮组件主要包括泵轮、罩轮和分动齿轮；涡轮组件主要包括涡轮、涡轮轴和涡轮轴承。扭转减振器需要安装在罩轮与涡轮之间。其三维模型如图 3 所示。

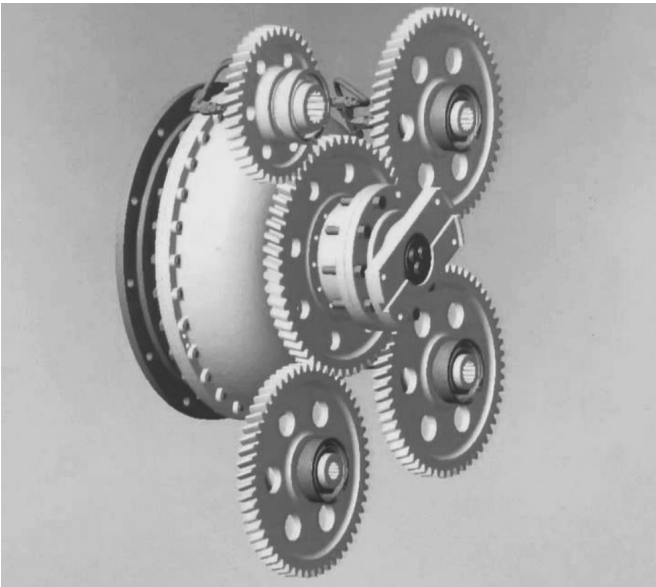


图 3 液力变矩器三维模型

扭转减振器集成在液力变矩器内部，位置在罩轮与涡轮之间，建立模型时，可将罩轮组件作为减振器主动端，涡轮组件视为减振器从动端，未在罩轮与涡轮之间加入含有扭转减振器待定扭转刚度的弹性元件。液力变矩器动力学模型如图 4 所示。

当系统中未加入扭转减振器时可将转动惯量 J_{10} 与 J'_{10} 叠加，合并为一个惯量体。

1.4 变速器动力学模型

变速器的内部构造主要包含齿轮对与齿轮轴，其三维模型如图 5 所示，根据变速器的三维模型画出变速器传动简图（图 6）。

图 6 中齿轮轴自上而下分别为 I ~ IV 轴，其中 I 轴为变速器输入轴，IV 轴为输出轴，Z1 ~ Z9 分别为安装在齿轮轴上的齿轮。

对变速器的转动惯量进行等效计算时遵循“自下而上”的原则，即从变速器的输出轴开始，逆传动方向向变速器的输入轴进行，采用文献 [4] 中所述的等效方法，最终将变速器的转动惯量集中等效至变速器的输入轴。

F2 挡、F3 挡时齿轮箱转动惯量的等效计算方法与 F1 挡相同，其动力传递路线分别为：输入轴 -CV-Z2-Z4-Z7- 输出轴；输入轴 -CV-Z2-Z5-Z8- 输出轴。经计算求得 F1、F2、F3 挡下齿轮箱当量转动惯量均为 0.45974kgm^2 。

变速器内弹性较大的无惯量弹性体为齿轮轴，可利用能量守恒定理计算变速器轴系的等效刚度，忽略变速器齿轮轴在进行扭转时，轴上齿轮相对于齿轮轴产生的微小扭转角位移，以图 7 为例，图中 I 轴与 II 轴通过轻质薄齿轮 1、2 啮合传动，齿轮转动惯量不计，齿轮齿数分别为 z_1 、 z_2 ，I 轴 II 轴的扭转刚

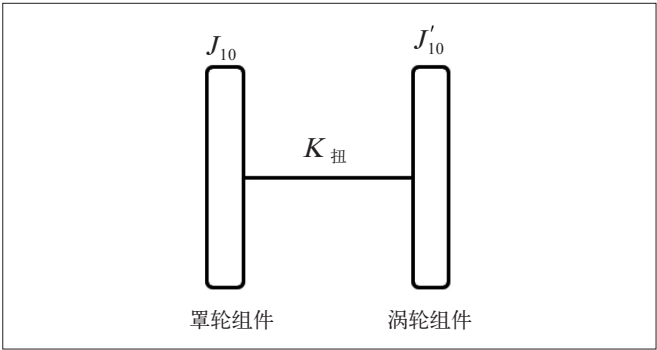


图 4 液力变矩器动力学模型

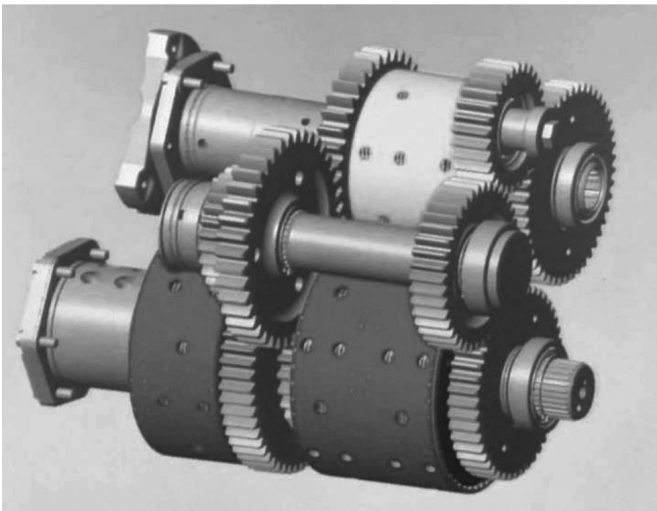


图 5 变速器三维模型

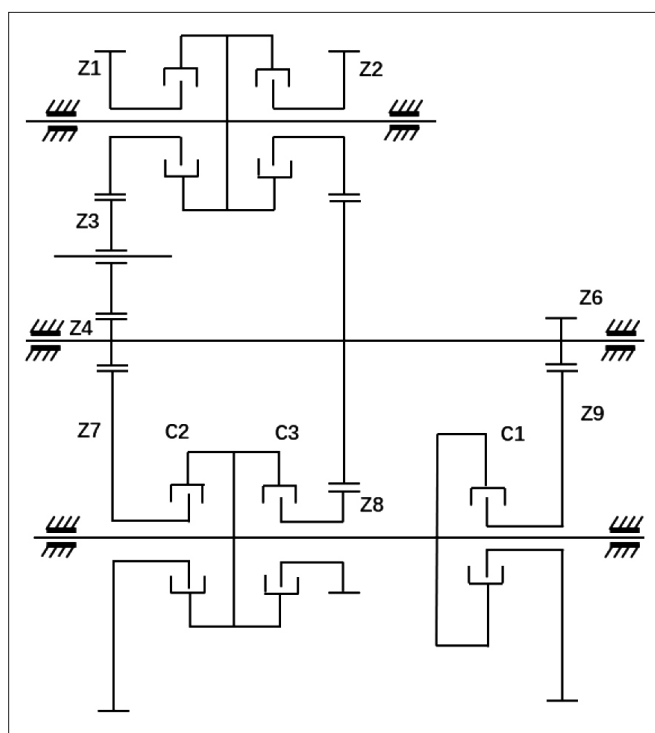


图6 变速器传动简图

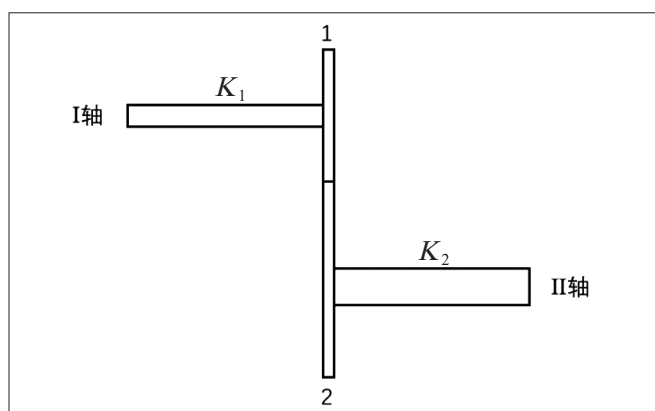


图7 传动系统示意图

度分别为 K_1 、 K_2 ，扭转角位移分别为 θ_1 、 θ_2 。

等效计算前系统的势能：

$$U_1 = \frac{1}{2} (K_1 \times \theta_1^2 + K_2 \times \theta_2^2)$$

两轴间的速度比：

$$i = \frac{\theta_1}{\theta_2}$$

则：

$$U_1 = \frac{1}{2} \times (K_1 \times i^2 \times \theta_2^2 + K_2 \times \theta_2^2)$$

此时，相当于将扭转刚度为 $K_1 \cdot i^2$ 的轴段I'与II轴固连在一起以同角速度进行旋转，如图8所示。

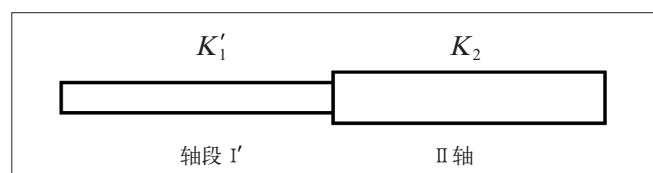


图8 等效后的传动系统示意图

则等效后的势能：

$$U_2 = \frac{1}{2} \times (K_1' \times \theta_2^2 + K_2 \times \theta_2^2)$$

根据能量守恒，令 $U_1 = U_2$ ，由此推出I轴等效后的刚度：

$$K_1' = K_1 \times i^2 = K_1 \times \left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)^2 = K_1 \times \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)^2$$

此时刚度分别为 K_1' 、 K_2 的两轴段串联，根据刚度计算公式，两轴段的扭转刚度分别为：

$$K_1' = \frac{G \times \pi \times D_1^4}{32 \times l_1}$$

$$K_2 = \frac{G \times \pi \times D_2^4}{32 \times l_2}$$

令两轴的直径相等同为 D_1 ，则第二轴段的长度 l_2 变为：

$$l_2' = l_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4$$

切变模量 G 相同时，经过变换的两直径相同的轴段可合为同一根轴计算其扭转刚度，得到轴系串联扭转刚度计算公式为：

$$K_{\text{串联}} = \frac{G \times \pi \times D_1^4 \times D_2^4}{32 \times (l_2 \times D_1^4 + l_1 \times D_2^4)}$$

以F1挡为例，F1挡时齿轮箱传动路径为输入轴-CV-Z2-Z5-Z6-Z9-输出轴，则参与传递动力的轴段为：Z9至输出轴、Z5与Z6之间、输入轴至Z2。根据上述原理，将各轴段的扭转刚度自输出轴至输入轴逆传动方向进行集中等效，最终计算得到F1挡下齿轮变速器输入轴的当量扭转刚度 $K_I = 267725.973 \text{ Nm/rad}$ 。F2、F3挡的计算过程同理，经过计算得到当量扭转刚度分别为 $K_{II} = 221420.616 \text{ Nm/rad}$ ， $K_{III} = 245397.236 \text{ Nm/rad}^{[5]}$ 。

根据上述变速器转动惯量与扭转刚度的简化结果，得到变速器简化模型如图9所示。

图9中， K_I 为变速器输入轴的当量扭转刚度， J_{I1} 为变速器当量转动惯量。

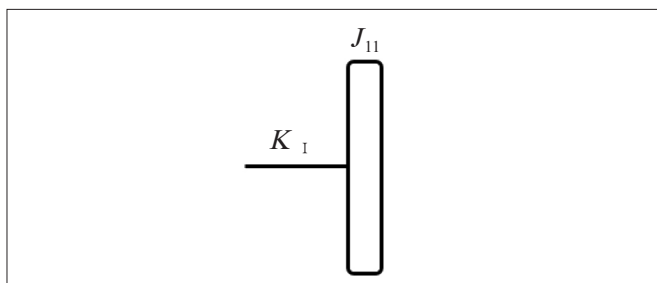


图 9 变速箱简化动力学模型

1.5 差速器及部分整机的动力学模型

推土机差速器至履带驱动轮部分的三维模型如图 10 所示。

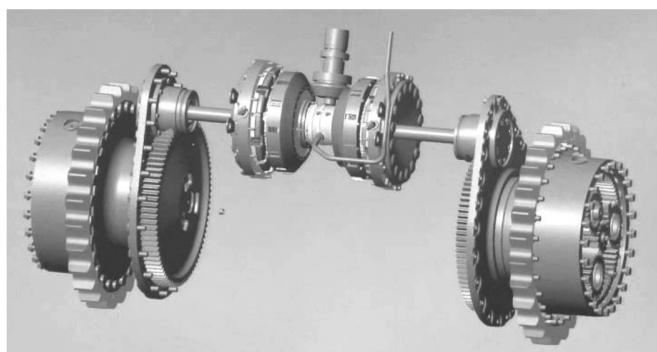


图 10 差速器及部分整机三维模型

由图 10 可知，自变速器输出轴至推土机履带驱动轮之间主要包括三部分：差速器部分、大传动比齿轮和行星轮系。

由于该部分的传动方式与齿轮箱类似，主要部件为齿轮对与齿轮轴，因此，将齿轮作为集中惯量，将齿轮轴视为带有扭转刚度的弹性杆件，建立如图 11 所示的动力学模型。

图 11 中， K_{11} 、 K_{13} 分别为差速器输入轴当量扭转刚度， K_{12} 、 K_{14} 分别为左右中间轴当量扭转刚度， J_{12} 、 J_{14} 分别为左右差速器当量转动惯量， J_{13} 、 J_{15} 分别为左右齿轮系及部分整机的当量转动惯量。

该部分与变速器同样都是以齿轮传动为主的传动方式，因此其等效计算方法与齿轮箱一致，具体计算步骤不再赘述。计算得到差速器部分的当量转动惯量为 2.015kgm^2 ，整机部分的当量转动惯量为 3.467kgm^2 ，差速器输入轴的当量扭转刚度为 156595.566Nm/rad ，中间轴的当量扭转刚度为 110228.283Nm/rad 。

1.6 整车动力学模型

将各部分动力学模型进行组合后即可得到的整车总体动力学模型，如图 12 所示。

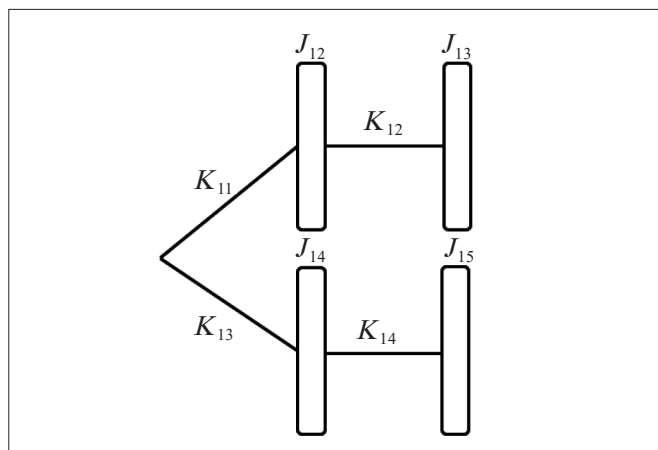


图 11 差速器及部分整机简化模型

经过等效处理后建立的整车动力学模型为 16 自由度，其中，变速器模型与变矩器模型相连时，变矩器涡轮轴与变速器的输入轴直接串联，其扭转刚度 K_{10} 随挡位发生变化，根据 1.4 推导的轴系串联刚度计算公式，求得到 F1、F2、F3 挡下两轴串联后的刚度 K_{10} 分别为 121720.449Nm/rad 、 111152.173Nm/rad 、 116885.113Nm/rad 。简化后整车动力学模型中各个元件的名称及相关数据如表 1 所示^[6]。

2 仿真模型与分析

2.1 未安装扭转减振器的模型与分析

根据 1.6 中建立的整车简化模型，去掉其中扭转减振器的扭转刚度 K_{11} ，即将模型中的罩轮组件与涡轮组件直接固连在一起，此时转动惯量 J_{10} 为二者惯量之和，忽略发动机内外阻尼对仿真结果的影响，利用 Amesim 软件建立仿真分析模型如图 13 所示。

图中 J_{10} 为罩轮组件与涡轮组件的转动惯量之和，其余元件代码与动力学模型中的代码意义完全一致。

已知该推土机使用的发动机型号为六缸四冲程柴油发动机，在此引入发动机轴系振动阶次与发动机转速、频率之间的关系式：

$$f = \frac{n \times i}{60}$$

其中， f 为发动机频率、 n 为发动机转速、 i 为阶次，由于该发动机六个气缸的点火顺序为 1-5-3-6-2-4，点火间隔为每隔 120° 点火一次，相当于曲轴每旋转一圈，发动机气缸点火爆炸 3 次。因此六缸发动机振动的主谐次频率是转速的 3 倍频，即阶次 $i=3$ 。已知该发动机正常工作转速为 $800 \sim 2000\text{r/min}$ ，则

其工作转速对应的频率范围为 40 ~ 100Hz^[7]。

由于 F1 挡下发动机处于提速阶段，速度变化较快不容易发生共振，因此以 F2 挡为例，将各个元件的参数输入 Amesim 仿真模型，发动机转速设置为 700 ~ 2000r/min 逐步提高，仿真时间为 4s，仿真结

果如表 2 和图 14 所示。

根据仿真结果可以明显看出在未安装扭转减振器的情况下，系统在 F2 挡下运行时，发动机激振频率与系统 1 阶、3 阶、5 阶和 6 阶固有频率产生共振，其中 3 阶、5 阶固有频率处产生的共振处于发动机工

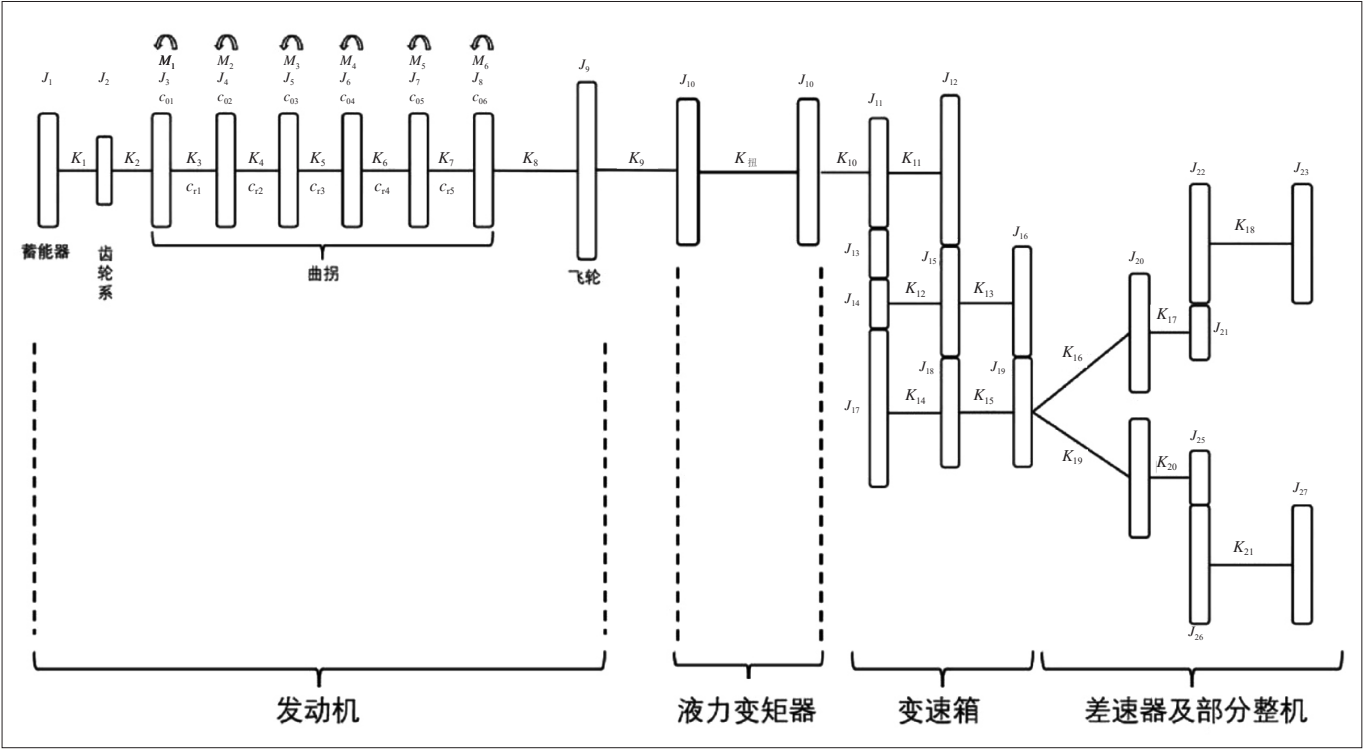


图 12 整车总体动力学模型

表 1 整车简化动力学模型中元件名称及参数

元件名称	转动惯量 / (kgm ²)		元件名称	刚度 / (Nm/rad)	
蓄能器	J_1	0.1095	蓄能器至齿轮系	K_1	7500000
齿轮系	J_2	0.04	齿轮系至曲拐 1	K_2	3700000
曲拐 1	J_3	0.1029	曲轴轴段 1	K_3	2500000
曲拐 2	J_4	0.0671	曲轴轴段 2	K_4	2500000
曲拐 3	J_5	0.0998	曲轴轴段 3	K_5	2500000
曲拐 4	J_6	0.0968	曲轴轴段 4	K_6	2500000
曲拐 5	J_7	0.0671	曲轴轴段 5	K_7	2500000
曲拐 6	J_8	0.129	曲轴轴段 6	K_8	4900000
飞轮	J_9	1.1069	飞轮至变矩器	K_9	2700000
罩轮组件	J_{10}	0.1879	扭转减振器	$K_{扭}$	待定
涡轮组件	J'_{10}	0.9035	涡轮轴及变速器输入轴	K_{10}	随挡位变化
齿轮箱	J_{11}	1.259	变速器输出轴至左差速器	K_{11}	156596
左差速器	J_{12}	2.015	变速器输出轴至右差速器	K_{12}	110228
左齿轮及部分整机	J_{13}	3.4667	左侧中间轴及太阳轮轴	K_{13}	156596
右差速器	J_{14}	2.015	右侧中间轴及太阳轮轴	K_{14}	110228
右齿轮及部分整机	J_{15}	3.4667	—	—	—

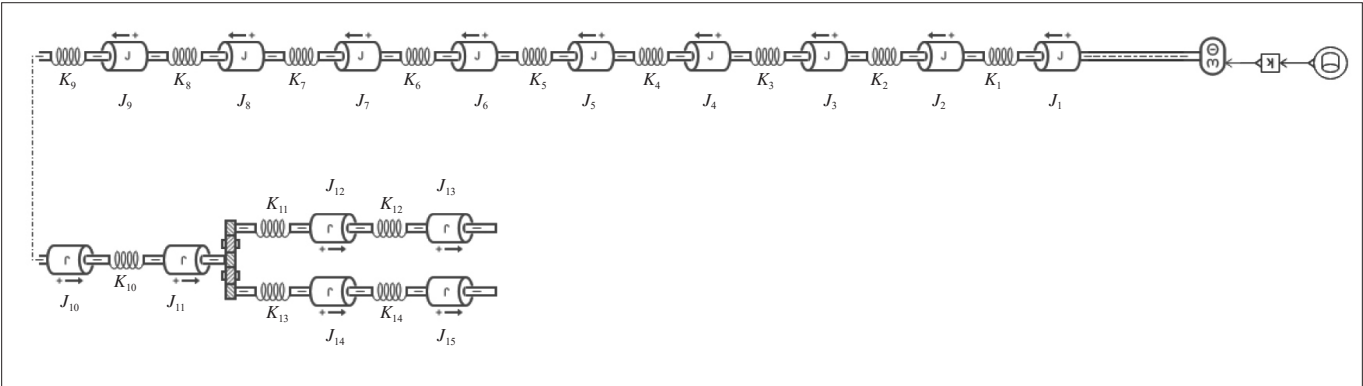


图 13 仿真分析模型

表 2 未安装扭转减振器时系统固有频率

阶次	固有频率 /Hz
1	11.11
2	20.60
3	46.52
4	61.12
5	62.35
6	151.10
7	280.28

作转速范围内，其频率响应峰值由仿真结果可知分别达到 317.886rad/s/s、491.5275rad/s/s，这将对整车的传动系统造成损害，因此必须要加装适当的扭转减振器来降低共振带来的破坏。

2.2 安装扭转减振器的模型与分析

在 2.1 建立的仿真模型的基础上，于仿真模型的罩轮与涡轮之间中加入含有扭转刚度 $K_{\text{扭}}$ 和阻尼系数 $c_{\text{扭}}$ 的扭转减振器元件，由于本次研究对象为扭转减振器扭转刚度，扭转减振器阻尼选取参考某重型车辆离合器扭转减振器扭转刚度范围 10 ~ 17Nm/rad，将模型中减振器扭转刚度设置为 15Nm/rad^[8]，同时忽略发动机轴段阻尼对仿真结果的影响，建立如图 15 所示的仿真模型。

扭转减振器的扭转刚度的选取范围，可根据如下经验公式进行初选：

$$T_f=1.2 \sim 1.4T_{\text{emax}}$$
$$K \leqslant 13T_j$$
$$K \geqslant T_j/\phi_e$$

式中： T_{emax} — 发动机的最大转矩；

T_j — 扭转减振器最大转矩；

K — 扭转减振器最大扭转刚度；

ϕ_e — 扭转减振器转动角度的极值，范围一般为 $12^{\circ} \sim 20^{\circ}$ ^[9]。

已知该型号履带式推土机所使用的柴油发动机最大输出转矩为 1825Nm，取 T_j 为 2555Nm，取 $\phi_e = 12^{\circ}$ ，则扭转减振器的扭转刚度范围为：

$$12201.53\text{Nm/rad} \leqslant K_{\text{扭}} \leqslant 33215\text{Nm/rad}$$

在此范围内选取 5 组减振器扭转刚度：12300 Nm/rad、17475Nm/rad、22650Nm/rad、27825Nm/rad、33000Nm/rad，以 F2 挡为例，将参数分别导入模型中进行仿真分析，分析方法与 2.1 同理，得到系统的固有频率和不同扭转刚度下飞轮处的加速度及频率响应。表 3 为 5 组不同扭转减振器扭转刚度下对应的系统固有频率。

从不同刚度下系统固有频率的分析结果中可知，扭转减振器扭转刚度的变化对系统固有频率的影响不大。由飞轮处的加速度及频率响应可知，系统在 4 阶和 6 阶固有频率处产生共振，振幅如表 4 所示，但是相比未安装扭转减振器时的振幅大大降低。同时，随着扭转减振器扭转刚度的不断提高，4 阶固有频率处的共振幅值不断增大，6 阶固有频率处的共振幅值不断减小。4 阶、6 阶固有频率处共振的幅值随扭转刚度变化的曲线如图 16 所示^[10]。

曲线的交点的纵坐标为 4 阶和 6 阶固有频率处产

表 4 系统 4 阶、6 阶固有频率处共振振幅

扭转减振器刚度 / (Nm/rad)	4 阶共振振幅 / (rad/s/s)	6 阶共振振幅 / (rad/s/s)
12300	6.79	18.26
17475	11.53	15.56
22650	21.23	13.55
27825	36.27	11.81
33000	53.67	10.41

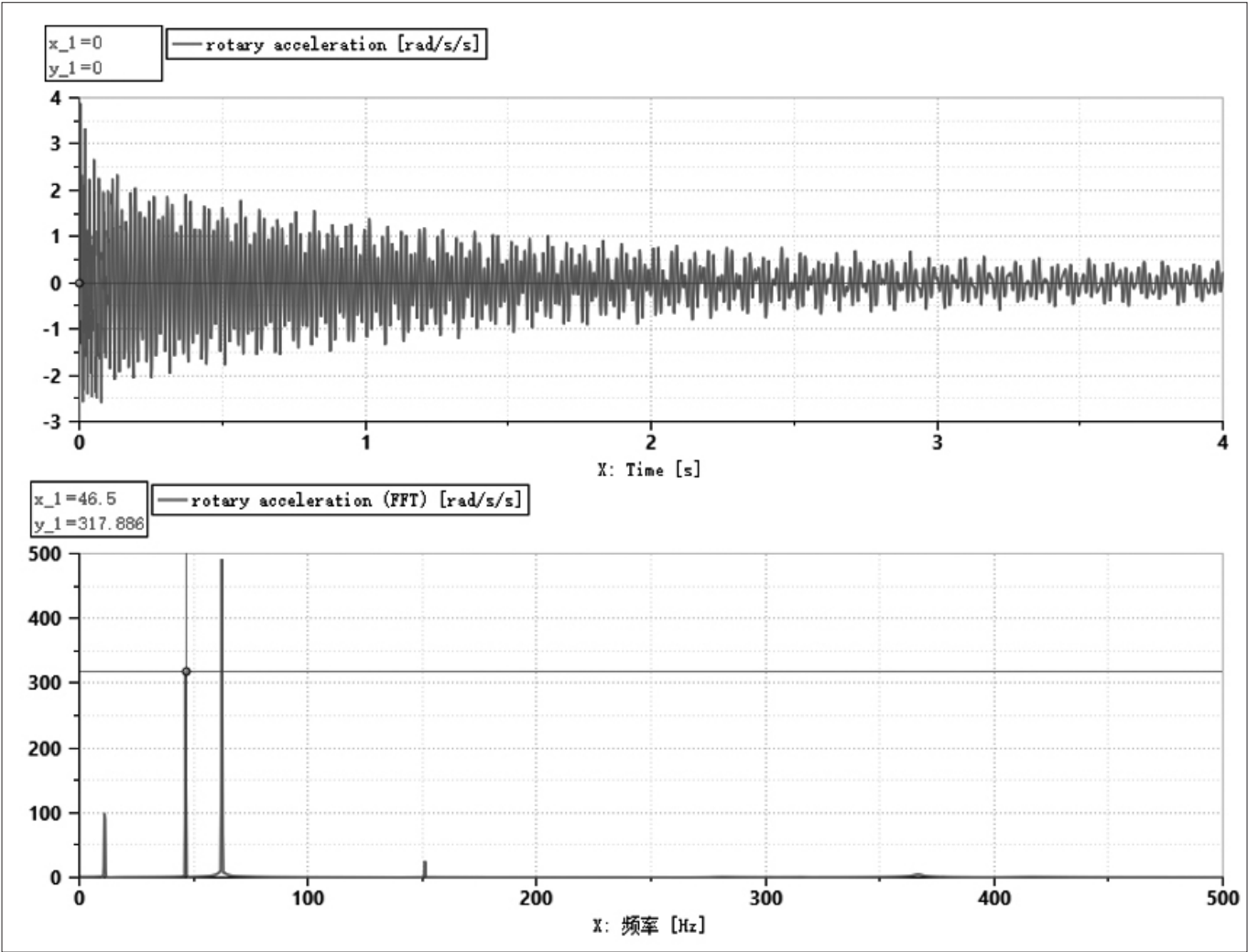


图 14 飞轮处加速度及频率响应

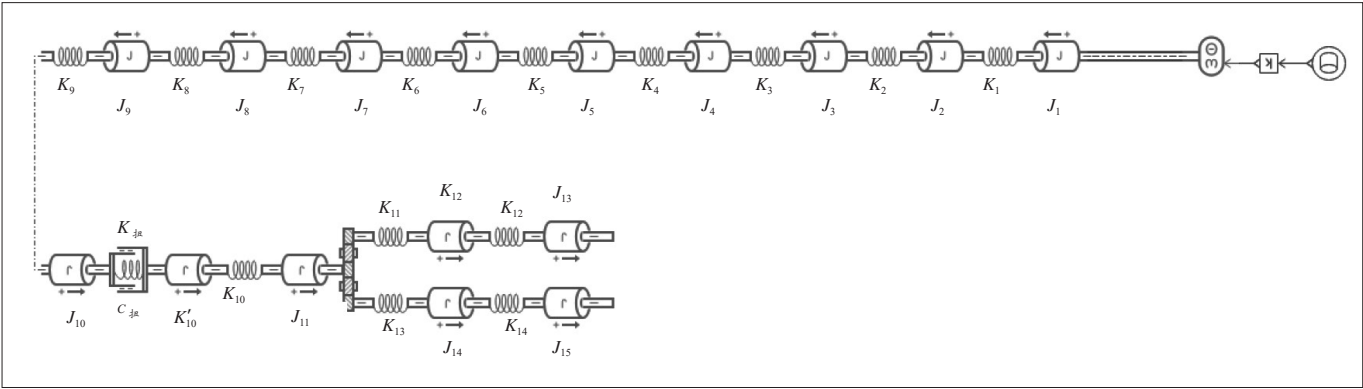


图 15 安装减振器的系统仿真模型

生共振时二者振幅的最小值，且二者振幅相等，交点横坐标即为扭转减振器减振效果最佳时的减振器扭转刚度，由图 16 可知，振幅最小值为 14.868rad/s/s ，扭转减振器的最佳扭转刚度应取 13867.00Nm/rad 。

将仿真模型中减振器扭转刚度设置为

19255.98Nm/rad 再次进行仿真分析，得到 4 阶固有频率处共振幅值与 6 阶固有频率处对应的加速度振幅分别为 14.96881rad/s/s 和 14.89577rad/s/s ，二者没有完全相等，存在微小误差。这是由于本次仿真实验中只选用了 5 组扭转刚度数据进行仿真

表 3 安装扭转减振器时系统固有频率

阶数	K 为 12300Nm/rad 时的固有频率	K 为 17475Nm/rad 时的固有频率	K 为 22650Nm/rad 时的固有频率	K 为 27825Nm/rad 时的固有频率	K 为 33000Nm/rad 时的固有频率
1	4.59	5.29	5.84	6.28	6.65
2	20.60	20.60	20.60	20.60	20.60
3	40.37	40.88	41.33	41.72	42.06
4	59.53	59.90	60.21	60.46	60.67
5	61.12	61.12	61.12	61.12	61.12
6	67.94	68.88	69.89	70.96	72.08
7	153.00	153.02	153.04	153.06	153.08
8	302.67	302.70	302.73	302.76	302.78
9	574.27	574.33	574.38	574.44	574.49
10	656.60	657.00	657.41	657.81	658.22
11	931.89	931.89	931.89	931.89	931.89
12	1148.68	1148.68	1148.68	1148.68	1148.68
13	1316.76	1316.76	1316.76	1316.76	1316.76
14	1622.53	1622.53	1622.53	1622.53	1622.53
15	1698.39	1698.39	1698.39	1698.39	1698.39
16	2938.01	2938.01	2938.01	2938.01	2938.01

分析，数据密度较低从而导致拟合曲线存在一定误差，曲线交点对应的坐标也相应地发生一定的偏差。

得到理想的扭转减振器扭转刚度，从而提高设备的使用寿命。

扭转减振器的设计者可根据自身需求，通过不断增加区间内选用数据的密度提高拟合曲线的精度，

3 结语

本文以某型号履带式推土机为研究对象，建立了整车扭转振动动力学模型，然后基于 Amesim 软件为系统搭建仿真模型，并在不同扭转减振器扭转刚度下对模型进行仿真分析，得出以下主要结论：

（1）在闭锁式液力变矩器的罩轮与涡轮之间加入扭转减振器，可以有效降低发动机激振与动力传动系统的共振振幅；

（2）扭转减振器扭转刚度的改变对系统固有频率的影响不大；

（3）在一定范围内，随着扭转减振器扭转刚度的变化，减振器对系统的减振效果呈现出一定的规律，可为液力变矩器扭转减振器的扭转刚度选取提供参考。

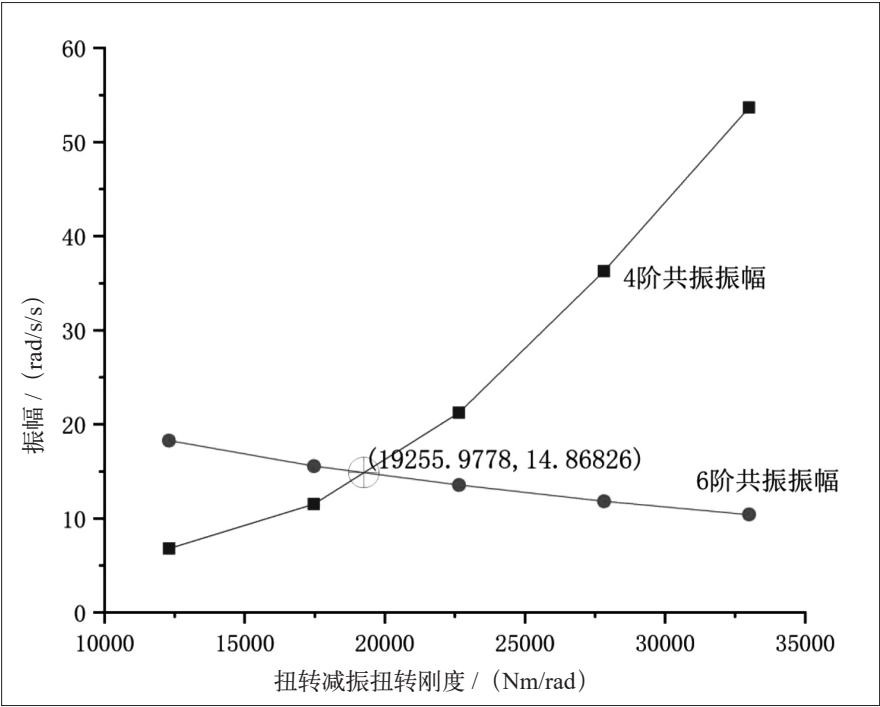


图 16 共振幅值随减振器刚度变化曲线

(下转第 17 页)

表 1 触点材料性能对比表

材料规格	电阻系数 / ($\mu\Omega\cdot\text{cm}$)	密度 / (g/cm^3)	维氏 硬度 HV	熔点 / $^{\circ}\text{C}$
Ag	1.6	10.5	85	961
AgCu	1.9	10.3	120	890
AgPd	5.9	10.6	100	1000
AgCe	1.8	10.45	105	960
AgNi	1.96	10.24	94	950
Au	2.4	19.3	60	1064
Pt	9.85	21.4	110	1772
Pd	10.8	12.0	120	1554
AgCdO	2.1	9.95	118	960
AgSnO ₂ In ₂ O ₃	2.4	9.7	110	970

种现象在低电平电路中尤为突出。

金具有较好的导电性、导热性、化学稳定性，在空气中不易氧化，工艺性好，硬度低，但价格昂贵，不适合批量生产。金、钯、铂属于贵金属，价格昂贵，成本较高，不适用于一般场合的开关，只有特殊用途的开关，才可能用到。

银合金具有较高的导电性、导热性，工艺性较好，在空气中抗氧化能力比纯银强。

经综合对比，并结合工厂多年的开关生产成功经验，本开关选用银氧化镉合金 AgCdO 作为触点材料。其工艺为：调直→用模具打头成型→检验→电镀。为

提高开关抗氧化能力和开关适用范围，表面电镀金，经验证能满足使用要求。

6 结语

本文对多方向扳动钮子开关的结构特点、工作原理进行分析，对设计参数进行计算、论证。在设计研制过程中，充分借鉴了多年积累的设计各种开关的宝贵经验，采用了多项成熟技术，运用计算机软件优化设计，缩短了研制周期。产品经过第三方试验，其性能指标完全达到了产品技术要求，满足了用户的使用需求。

参考文献：

[1] 王其平. 电器电弧理论 [M]. 北京：机械工业出版社, 1991:123-124.

[2] 电子元器件专业技术培训教材编写组. 接插件工艺学 [M]. 北京：电子工业出版社, 1985:213-214.

[3] 周茂祥. 低压电器设计手册 [M]. 北京：机械工业出版社, 1992:48-49.

[4] 罗依金. 小型密封电磁继电器 [M]. 王蓉芳, 译. 北京：人民邮电出版社, 1980:200-204.

作者简介: 蒋天诗 (1966.09-), 男, 苗族, 贵州黔东南州人, 本科, 高级工程师, 研究方向: 机电元件。

(上接第 12 页)

参考文献：

[1] 李卫荣, 付秀霞, 程石鑫, 等. 履带式推土机动力传动系统扭转振动分析 [J]. 建筑机械化, 2017, 38(8):17-20.

[2] 吕振华, 冯振东, 程维娜, 等. 汽车传动系扭振噪声的发生机理及控制方法述评 [J]. 汽车技术, 1993(2):1-4.

[3] 张立军, 阚毅然, 孟德建, 等. 内燃机式增程器扭转振动的建模与分析 [J]. 汽车工程, 2018, 40(9):1101-1109.

[4] 李智钦, 叶丁, 蓝健, 等. 关于变速器各挡位转动惯量的一种计算方法 [J]. 科学与财富, 2019(6):31-32.

[5] 张洪飞, 闫守成. 直列四缸发动机曲轴扭转振动固有特性分析 [J]. 机械设计与制造, 2018(08):240-243.

[6] 吕峰, 李文睿, 王东. 汽车动力传动系扭转振动仿真模型

简化方法 [J]. 科学技术创新, 2018(6):179-183.

[7] 程力. 汽车传动轴扭转减振器设计及应用 [D]. 广州：华南理工大学, 2017:11-14.

[8] 谢大鹏. 装载机闭锁式液力变矩器传动系统扭振特性研究 [D]. 长春：吉林大学, 2022:35-37.

[9] 闵海涛, 王建华. 汽车设计 [M]. 5 版. 北京：机械工业出版社, 2021:75-79.

[10] 彭卉. 装载机液力传动系统扭振特性及动态闭锁品质优化研究 [D]. 北京：北京理工大学, 2018:22-27.

作者简介: 马腾堃 (1994.09-), 男, 汉族, 山东烟台人, 本科, 硕士研究生在读, 研究方向: 机械设计与仿真。