

# 分布式全液压压裂车驱动系统振动溯源及抑制

陈文婷<sup>1,3</sup> 张震<sup>1,3</sup> 王文龙<sup>1,3</sup> 艾超<sup>1,2,3\*</sup> 何一非<sup>1,3</sup> 钟宇航<sup>1,3</sup>

1.燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制实验室,秦皇岛,066004

2.燕山大学起重机械关键技术国家重点实验室,秦皇岛,066004

3.燕山大学机械工程学院,秦皇岛,066004

**摘要:**针对泵控马达液压系统因固有频率低、阻尼比低且较恒定导致的系统振动问题,以某公司的318E分布式全液压压裂车为研究对象,采用实验与经典控制理论相结合的方式对压裂车进行实验,通过频域特征分析,初步确定振动源于压裂泵激励频率与液压系统固有频率相近。进一步建立泵马达系统数学模型,确定液压系统固有频率。建立压裂泵理论模型,明确特定流量下压裂泵工作转矩波动频率与液压系统固有频率相近导致系统振动。通过引入蓄能器,降低液压系统固有频率至压裂车不常用流量以避免振动。现场测试结果表明,相较于未增加蓄能器的原系统,液压系统压力振动峰值降低了60%以上,液压系统的寿命及可靠性显著提高。

**关键词:**全液压压裂车;泵控马达液压系统;振动溯源;谐振抑制;蓄能器

中图分类号:TH137.1

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.03.024

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Resonance Tracing and Suppression for Drive Systems of Distributed Full Hydraulic Fracturing Trucks

CHEN Wenting<sup>1,3</sup> ZHANG Zhen<sup>1,3</sup> WANG Wenlong<sup>1,3</sup> AI Chao<sup>1,2,3\*</sup> HE Yifei<sup>1,3</sup> ZHONG Yuhang<sup>1,3</sup>

1.Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

2.State Key Laboratory of Crane Technology, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

3.School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

**Abstract:** The low intrinsic frequency and low constant damping ratio of the pump-controlled motor hydraulic systems resulted in system resonance. To solve the problem in hydraulic systems of 318E distributed fully hydraulic fracturing trucks, a resonance origin-tracing and suppression study was conducted through experiments and classical control theory. Firstly, experiments were carried out on the fracturing trucks, and through the frequency characterization, it was initially determined that the resonance originated from proximity of fracturing pump excitation frequency and hydraulic system intrinsic frequency. Further, a mathematical model of the pump-motor systems was established to determine the intrinsic frequency of hydraulic systems. A theoretical model of the fracturing pumps was established to clarify that under specific flow, the frequency of fracturing pump operating torque fluctuation was similar to the intrinsic frequency of hydraulic systems, leading to system resonance. The system resonant was then avoided by introducing an accumulator to reduce the inherent frequency to an uncommon flow. The experimental results show that compared with the original system without the accumulator, the peak pressure resonance of the hydraulic systems is reduced by 60%, and the life and reliability of the hydraulic systems are greatly improved.

**Key words:** full hydraulic fracturing truck; pump-controlled motor hydraulic system; resonance traceability; resonance suppression; accumulator

### 0 引言

近年国际石油能源价格出现大幅波动,同时受到能源供需矛盾的影响,油气,尤其是我国储量世界第一的页岩气,正逐渐成为推动国家未来工业发展的重要资源。我国页岩气储量达36.1万

亿立方米,但由于其藏地层压力复杂多变、天然裂缝发育、基岩渗透率低于常规气藏,不同于常规油气,其开采需要特定的设备,呈现出易发现、开采难的特点。气页岩的天然裂缝虽然对开采有一定的作用,但为了经济开采一般都需要压裂页岩,让更多的页岩范围暴露于井筒的压降条件下,从而获得渗透通道。压裂使用的主要设备为压裂车,工作时发动机通过传动系统驱动压裂泵,将大流

收稿日期:2024-12-31

基金项目:国家自然科学基金(U22A20178,52205071)

量氮泡沫压裂液以高压方式打入地下,在页岩中产生裂缝。

传统机械式压裂车主要通过一个大功率发动机加齿轮变速箱驱动压裂泵进行压裂作业,其优点是传动效率较高,整机工作稳定,但传动比固定,发动机油耗高,且大功率的发动机和齿轮变速箱依赖进口,成本高,整机质量大,对底盘要求高。而分布驱动的全液压压裂车使用几台小功率发动机进行分布式驱动,可在小流量下启动部分发动机降低成本。泵-马达传动系统代替齿轮变速箱系统,不仅可实现无极调速,还可同时让发动机工作在油耗经济区间,以更好应对压裂工况<sup>[1-5]</sup>。

虽然分布式液压驱动可以降低成本,但由于柔性液压传动系统与刚性齿轮变速箱系统相比,固有频率降低,使得全液压压裂车使用过程中易谐振,影响系统中的液压元件及密封元件的可靠性。尤其是液压高压管路易在谐振作用下发生破裂,出现开裂漏油现象,极易导致安全事故,因此亟需解决全液压压裂车的流体振动溯源与抑制问题。

已有研究表明,使用气缸式蓄能器可从源头上减少压裂泵的压力脉动<sup>[6-7]</sup>;车架悬架的刚度和阻尼对整车振动有影响<sup>[8]</sup>;利用多小波包、小波自编码器和长短神经网络记忆结合方法可实现传统压裂车动力系统振动信号的精细分解和有效特征提取与故障识别<sup>[9]</sup>。目前对于飞机液压系统谐振抑制,可采用机械校正、增加压差传感器抑制谐振峰值(动压反馈)以及数字陷波方式等。其中机械校正方式所需结构加工精度较高,动压反馈对低频相位影响较小,而数字陷波所需要的模拟电路非常复杂<sup>[10]</sup>,截至目前未见全液压压裂车整车谐振溯源及抑制的相关研究。

本文通过理论和实验研究了全液压压裂车的振动溯源及抑制。

### 1 全液压压裂车振动溯源实测分析

#### 1.1 分布式驱动全液压式压裂车

目前全液压压裂车已在三一石油智能装备有限公司实现国产化,318E全液压压裂车整机如图1所示。318E全液压式压裂车由4台6缸柴油发动机组成。每台发动机驱动2个比例变量泵,加上底盘发动机驱动1个比例变量泵,合流通过闭式液压系统带动12个比例变量马达。12个变量马达在齿轮作用下机械同步在一个大齿轮下,液压马达驱动压裂泵进行工作。泵的出口设有单向



图1 318E全液压压裂车

Fig.1 318E full hydraulic fracturing truck  
图,可单独开启任意数量的发动机。经过简化的压裂车液压原理图见图2。

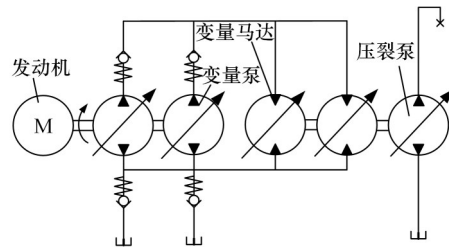


图2 318E全液压压裂车液压原理简化图

Fig.2 Simplified hydraulic schematic diagram of 318E full hydraulic fracturing truck

#### 1.2 振动溯源实测分析

全液压压裂车振动源分别为发动机、液压柱塞泵、液压柱塞马达和压裂泵等。发动机振动激励源于自身机械结构与调速特性产生的扭振现象。液压柱塞泵、马达激励源于柱塞机械结构以及柱塞腔反复变化产生的周期性流量脉动。压裂泵由于工作时负载变化产生转矩波动。因压裂车激励源较多且模型复杂,振动信号具有强时变性和强噪声性,本文首先通过测试压裂车流体压力信号及各部分机械振动加速度信号,进行频域特征分析,初步确定主要振动源。

在318E全液压压裂车上进行不同工况下的流体振动测试,测试原理如图3所示。压裂车的车载控制器通过CAN总线读取传感器数值,测试期间需要人工手动调整负载,此时MATLAB的XPC-Target模块采集传感器测量的流量、压力和转速信号。主要测试硬件如表1所示。现场测试及控制系统界面如图4所示。

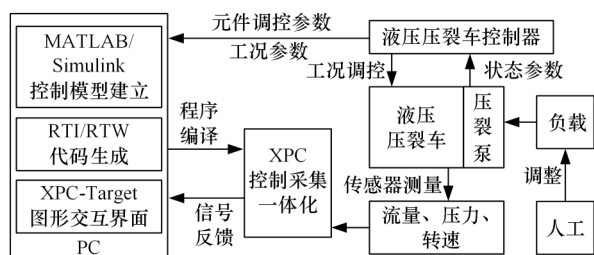


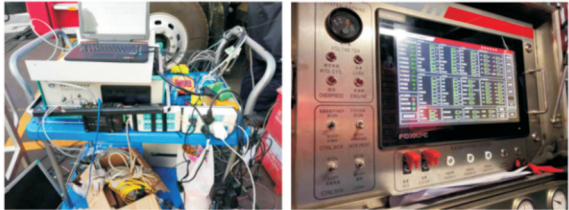
图3 测试原理简图

Fig.3 Schematic diagram of test principle

表 1 压裂车液压系统测试硬件表

Tab.1 Hardware for hydraulic system test of fracturing truck

测试所用硬件	用途
研华 PCI-1716 数据采集板卡	采集测试信号
测试工控机	安装采集板卡及采集系统
压力传感器	采集液压系统各点压力值
流量传感器	采集主泵出口及马达出口流量
+24 V/0 V 电源	传感器供电



(a)现场测试照片 (b)车载控制系统界面

图 4 现场测试与车载控制系统界面

Fig.4 Site testing and interface of on-board control system

压裂车流体振动测试需要覆盖压裂车所有常用工况,包括压力工况和流量工况,即压裂泵泵送的压裂液的压力和流量。基于选定的压力和流量工况,测试压裂车液压系统高压压力、发动机和液压马达转速、液压泵控制电信号和流量等。

压裂车在实际工作时的控制策略为:初始发动机的转速调整为恒定值 1750 r/min,控制液压马达排量保持在最大值;逐渐增大液压泵排量,从而使液压马达转速逐渐增大。此阶段称为泵控阶段,此时压裂泵流量在 0~1000 L/min 的范围内。当液压泵排量达到最大值后,开始减小液压马达排量,从而继续增大液压马达转速,此阶段称为马达控制阶段,此时压裂泵流量在 1000 L/min 以上。

施工现场反馈压裂车仅在泵控阶段下的大压力(90 MPa 以上)、600 L/min 的常用流量工况时出现流体振动,且流体振动会随着流量的升高迅速减轻,也会随着压力的降低而减轻。实地测试显示流体振动频率较低,振动幅度较大,通过液压表观察可达 10 MPa 以上。综上可知,全液压压裂车只有在特定工况下才会出现流体振动问题,且当负载压力恒定时,只与流量变化有关,因此可初步判定此现象为特定激励频率下的流体振动。

振动实验开始时,需要启动发动机,控制其以 800 r/min 的转速空载运行进行预热;预热完成后,将转速提升至 1750 r/min。随后借助压裂车的车载控制单元调节流量参数,逐步提高压裂泵出口流量,直至达到预设的转速、流量。通过手动操作逐步增大负载端溢流阀的开度,使负载压力缓慢上升至目标值。待系统运行趋于稳定后,维持该工况持续 3 min,并利用 XPC-Target 系统实

时采集与存储各项测试数据。每个工况均重复进行 3 次实验,以排除随机误差的影响,保证实验结果的可靠性。

压裂车流体振动溯源测试过程中设计选取振动剧烈的压力和流量工况共计 7 组。为安全起见,避开 90 MPa、600 L/min 这一实际工作过程中振动最为剧烈的工况,利用接近的工况进行测试,即压力为 95 MPa 和流量为 500 L/min 的 7 组工况:①负载压力  $p$  为 95 MPa,流量  $q_v$  分别为 200, 500, 800, 1100 L/min;②负载流量  $q_v$  为 500 L/min,负载压力  $p$  分别为 0、30、60、95 MPa。不同工况下的激励源频率如表 2 所示。

表 2 测试工况及激励信息表

Tab.2 Test conditions and excitation information table

序号	压裂泵			发动机频率/Hz	液压泵频率/Hz	液压马达频率/Hz
	流量/(L·min <sup>-1</sup> )	压力/MPa	频率/Hz			
1	194.5	95.8	2.0	87.5	320.8	36.2
2	514.8	4.6	5.1	87.5	320.8	92.1
3	514.8	30.2	5.1	87.5	320.8	92.1
4	514.8	60.8	5.1	87.5	320.8	92.1
5	514.8	96.4	5.1	87.5	320.8	92.1
6	789.4	96.0	7.8	87.5	320.8	141.9
7	1098.2	95.7	11.1	87.5	320.8	200.8

由表 2 的数据可知:

1)设计的负载变化时,发动机和液压泵的激励频率均不受影响,分别保持在 87.5 Hz 和 320.8 Hz。

2)负载流量保持在 514.8 L/min 不变,负载压力变化时,压裂泵、发动机以及液压马达各激励频率均不受影响。

3)压裂泵和液压马达的激励频率随负载流量变化而变化,且随流量增大而增大。

4)压裂泵激励频率一直保持在 2.0~11.1 Hz 低频范围内变化,其他激励源频率均在相对高频范围内。因液压系统固有频率较低,初步分析产生的谐振原因是压裂泵引起的系统级谐振。

考虑油液的可压缩性,液压系统柔性主要源于泵-马达之间的高压管路部分,最易受激励源影响引起系统谐振。测试工况下高压管路压力通过数据滤波算法消除发动机转速波动影响,随后进行频谱分析,分别得到高压压力频谱,见图 5 和图 6。

对比图 5、图 6 和表 2 可发现:

1)高压管路压力频谱在低频范围内,且和压裂泵低频段激励频率变化一致。在 95 MPa 的负载压力不变工况下,流量增大导致压裂车和液压系统压力频率也增大。

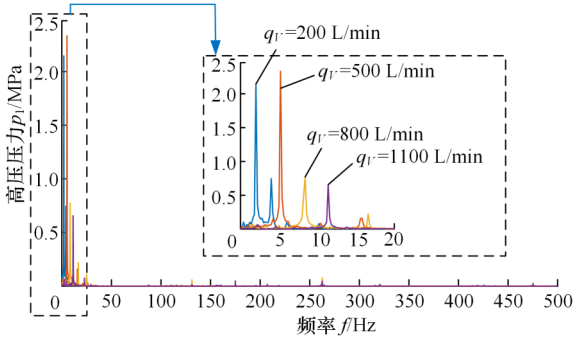


图5 95 MPa压力下高压管路压力频谱图

Fig.5 Pressure spectrum diagram of high-pressure pipeline under 95 MPa pressure

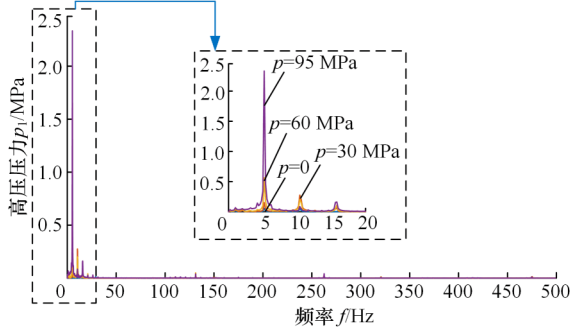


图6 500 L/min流量下高压管路压力频谱图

Fig.6 Pressure spectrum diagram of high-pressure pipeline under 500 L/min flow

2)95 MPa恒压力工况下,压力幅值在500 L/min之前较高,但在500 L/min后迅速降低,分析为压裂车激励频率低于但接近液压系统固有频率时,流体振动较为剧烈,但高于系统固有频率后,流体振动会迅速减弱。

3)在500 L/min流量不变情况下,压裂泵的低频激励频率不变,但液压系统压力振幅随负载压力提高而增大。结合现场反馈,在负载90 MPa以上的大压力工况出现较大振动,分析应为负载压力升高到一定值后,液压系统压力振幅才达到人员可观测的情况。且流体振动会随着压力的降低而减轻,分析应为负载压力降低后流体压力振幅降低。

综上,全液压压裂车系统振动可初步确定为压裂泵工作产生的流体受迫振动,且特定流量下压裂泵激励频率与液压系统固有频率一致导致系统产生了谐振。

## 2 全液压压裂车谐振溯源理论分析

### 2.1 液压系统固有频率分析

经过实测,压裂车液压系统参数实测值如表3所示,发动机的负载特性表现稳定,在大负载的条件下,转速波动不到1%,故在此忽略发动机的负载特性,假设比例变量液压泵的转速恒定。

表3 压裂车液压系统参数实测值

Tab.3 Measured values of the hydraulic system parameters of fracturing trucks

变量	数值
马达排量 $D_m / (\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1})$	$3.82 \times 10^{-4}$
总流量增益 $K_{qp} / (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	65.33
等效转动惯量 $J_t / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.47
等效黏性阻尼系数 $B_m / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	0.001
高压腔容积 $V_0 / \text{m}^3$	0.096
等效油液体积弹性模量 $\beta_e / \text{Pa}$	$1.4 \times 10^9$
总泄漏系数 $C_t / (\text{m}^3 \cdot \text{Pa}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$	$8 \times 10^{-10}$
等效总负载刚度系数 $G / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	0

第  $n$  个变量泵的排量  $D_{mp}$  为

$$D_{mp} = K_{mp} \gamma \quad (1)$$

式中:  $K_{mp}$  为第  $n$  个变量泵的排量梯度;  $\gamma$  为变量泵变量机构的摆角。

变量泵的总流量方程  $q_p$  为

$$q_p = \sum_1^n [D_{mp} \omega_{mp} - C_{nip} (p_1 - p_r) - C_{nep} p_1] \quad (2)$$

式中:  $\omega_{mp}$  为第  $n$  个变量泵的转速;  $C_{nip}$  为第  $n$  个变量泵的内泄漏系数;  $C_{nep}$  为第  $n$  个变量泵的外泄漏系数;  $p_r$  为低压管道的补油压力,为固定值;  $p_1$  为高压管道的压力。

将式(1)代入式(2),其增量方程的拉氏变换式为

$$Q_p = \sum_1^n K_{mp} \gamma - C_{tp} p_1 = K_{qp} \gamma - C_{tp} p_1 \quad (3)$$

式中:  $K_{mp}$  为第  $n$  个变量泵的流量增益,  $K_{mp} = K_{mp} \omega_{mp}$ ;  $K_{qp}$  为总的流量增益;  $C_{tp}$  为变量泵的总泄漏系数,  $C_{tp} = \sum_1^n (C_{nip} + C_{nep})$ 。

泵控阶段并联马达排量保持最大,转角机械同步,因此液压马达高压腔的流量连续性方程为

$$q_m = \sum_1^n [C_{nim} (p_1 - p_r) + C_{nem} p_1 + D_{nm} \frac{d\theta_m}{dt}] + \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \quad (4)$$

式中:  $C_{nim}$  为第  $n$  个液压马达的内泄漏系数;  $C_{nem}$  为第  $n$  个液压马达的外泄漏系数;  $D_{nm}$  为第  $n$  个液压马达的排量;  $\theta_m$  为液压马达的转角;  $V_0$  为各个腔室的总容积(包括所有液压泵和所有液压马达的高压工作容腔、一根相连的液压管道及其他连通液压油的区域);  $\beta_e$  为等效油液体积弹性模量。

液压马达高压腔流量连续性方程的增量方程拉氏变换式为

$$Q_m = C_{tm} P_1 + \sum_1^n D_{nm} s \theta_m + \frac{V_0}{\beta_e} s P_1 \quad (5)$$

$$C_{tm} = \sum_1^n D_{nm} s \theta_m + \frac{V_0}{\beta_e} s P_1$$

式中:  $C_{tm}$  为液压马达的总泄漏系数。

液压马达和负载的力矩平衡方程为

$$D_m (p_1 - p_r) = \sum_1^n D_{nm} (p_1 - p_r) = J_t \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G \theta_m + T_l \quad (6)$$

式中： $D_m$ 为液压马达的总排量； $J_t$ 为液压马达和负载压裂泵（折算到液压马达轴上）的总惯量； $B_m$ 为等效黏性阻尼系数； $G$ 为等效的总负载弹簧刚度； $T_L$ 为作用在液压马达轴上的总的等效任意外负载力矩。

其增量方程的拉氏变换式为

$$D_m P_1 = J_t s^2 \theta_m + B_m s \theta_m + G \theta_m + T_L \quad (7)$$

联立式(3)、式(5)、式(7)，消去中间变量  $Q_p$ 、

$\theta_m$ ，简化后可得

$$p_1 = \frac{K_{qp} (J_t s^2 + B_m s + G) \gamma + D_m s T_L}{\frac{V_0 J_t}{\beta_c} s^3 + (C_t J_t + \frac{B_m V_0}{\beta_c}) s^2 + (D_m^2 + C_t B_m + \frac{G V_0}{\beta_c}) s + G C_t} \quad (8)$$

式中： $C_t$ 为总的泄漏系数， $C_t = C_{tp} + C_{tm}$ 。

由于系统中  $C_t B_m \ll D_m^2$ ，同时假设  $G = 0$ ，则式(8)可简化为

$$p_1 = \frac{1}{D_m} \frac{K_{qp} (J_t s + B_m) \gamma - T_L}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1} \quad (9)$$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{\beta_c D_m^2}{V_0 J_t}} \quad \xi_h = \frac{C_t}{2D_m} \sqrt{\frac{\beta_c J_t}{V_0}} + \frac{B_m}{2D_m} \sqrt{\frac{V_0}{\beta_c J_t}}$$

式中： $\omega_h$ 为液压固有频率； $\xi_h$ 为液压阻尼比。

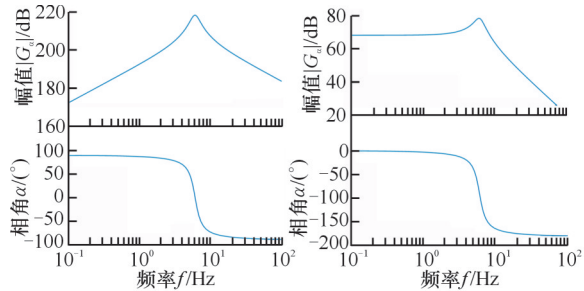
高压管路压力对变量泵摆角的传递函数为

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{K_{qp}}{D_m^2} \frac{J_t s + B_m}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1} \quad (10)$$

高压管路压力对任意外负载力矩的传递函数为

$$\frac{p_1}{T_L} = \frac{1}{D_m} \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1} \quad (11)$$

由于直接利用  $\omega_h$  公式计算系统的固有频率会涉及参数间的单位转化，导致计算复杂，因此，本文在 Simulink 中搭建式(8)的仿真模型，分别绘制液压系统高压管路压力对变量泵摆角和对外负载力矩的传递函数的伯德图，如图7所示，图7a、图7b中均在6 Hz处存在谐振峰值，可知液压系统理论固有频率为6 Hz。



(a)压力对变量泵开度伯德图 (b)压力对外负载力矩伯德图  
图7 高压管路压力对变量泵开度与外负载力矩伯德图  
Fig.7 Bode diagram of high-pressure pipeline pressure versus variable pump opening and external load torque

## 2.2 压裂泵激励频率分析

压裂泵的本质是一个往复柱塞泵，内部简化的三维模型如图8所示。液压系统中的马达通过图8中的小齿轮实现固连，6对小齿轮共同驱动大齿轮从而带动压裂泵主轴转动。主轴上是均布的5曲柄滑块机构，将主轴的转动转换为柱塞的往复运动。

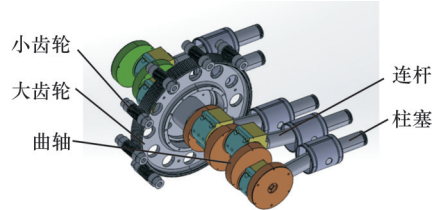


图8 压裂泵内部三维结构图

Fig.8 Three-dimensional structure diagram of the interior of a fracturing pump

压裂泵流量  $q_Y$  和大齿轮转速  $\omega$  之间的关系为

$$q_Y = V_Y \omega \quad (12)$$

式中： $V_Y$ 为压裂泵排量。

针对压裂泵主轴的曲柄-连杆单元，建立其动力学模型，运动示意图见图9。系统由曲柄1、连杆2及滑块3这三个刚体共同组成。曲柄偏心距  $AB=r$ ，连杆长度  $BC=l$ ； $T_1$ 为作用在泵主轴上的驱动转矩；各构件质量分别记为曲柄偏心段  $m_1$ 、连杆  $m_2$  及柱塞  $m_3$ ；曲柄与水平轴夹角为  $\theta$ ，连杆与水平轴夹角为  $\varphi$ ，两者满足运动约束；曲柄偏心部分及连杆绕其质心的转动惯量依次为  $J_1$  与  $J_2$ 。曲轴由压裂泵的大齿轮直接带动，并以恒定角速度  $\omega$  转动。A、B、C分别为各铰接点的中心，点  $S_1$ 、 $S_2$  则分别是曲轴偏心段和连杆的质心位置。

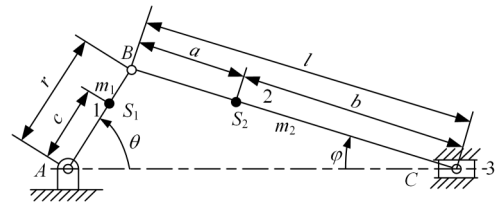


图9 曲柄滑块机构运动简图

Fig.9 Schematic diagram of the movement of the crank slider mechanism

对曲柄滑块机构进行运动学分析计算可以得到曲柄的角速度与各构件的转动速度及轨迹。

柱塞3的位移  $s$  为

$$s = r \cos \theta + l \cos \varphi \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} \sin \varphi &= \frac{r}{l} \sin \theta = \lambda \sin \theta \\ \cos \varphi &= (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中： $\lambda$ 为连杆比， $\lambda = r/l$ 。

对  $\cos \varphi$  进行泰勒级数展开可得

$$\cos \varphi = 1 - \frac{1}{2}(\lambda^2 \sin^2 \theta) - \frac{1}{8}(\lambda^4 \sin^4 \theta) - \frac{1}{16}(\lambda^6 \sin^6 \theta) - \dots \quad (15)$$

式(13)~式(15)联立可得滑块加速度

$$a_c = r\ddot{\theta}^2(-\cos \theta - A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta - A_6 \cos 6\theta + \dots) + r\ddot{\theta}(-\sin \theta - \frac{A_2}{2} \sin 2\theta + \frac{A_4}{4} \sin 4\theta - \frac{A_6}{6} \sin 6\theta + \dots) \quad (16)$$

$$A_2 = \lambda + \frac{1}{4}\lambda^3 + \frac{15}{128}\lambda^5 + \frac{35}{512}\lambda^7 + \dots$$

$$A_4 = \frac{1}{4}\lambda^3 + \frac{3}{16}\lambda^5 + \frac{5}{32}\lambda^7 + \dots$$

$$A_6 = \frac{9}{64}\lambda^5 + \frac{5}{16}\lambda^7 + \dots$$

$A_2$ 、 $A_4$ 和 $A_6$ 为三角函数的傅里叶展开结果。

曲轴偏心部分质心  $S_1$  水平方向位移  $X_{sx_1}$  与垂直方向的位移  $X_{sy_1}$  分别为

$$\left. \begin{aligned} X_{sx_1} &= c \cos \theta \\ X_{sy_1} &= c \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

根据  $\theta = \omega t$ , 可得曲轴偏心部分质心  $S_1$  在水平方向的加速度  $a_{sx_1}$ 、垂直方向的加速度  $a_{sy_1}$  以及总加速度  $a_{s_1}$ , 同理可得  $S_2$  加速度  $a_{s_2}$ 。

对压裂泵的单一曲柄滑块机构进行动力学分析, 各个构件的受力分析如图10所示。

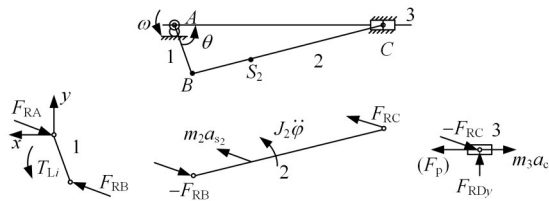


图10 曲柄滑块机构受力分析

Fig.10 Force analysis of the crank slider mechanism

根据压裂泵各个构件的受力分析, 可得到该结构的动力学方程:

曲柄  $AB$  的力与力矩平衡方程为

$$F_{RB} - F_{RA} = m_1 a_{s_1} \quad (18)$$

$$F_{RB_y} r \cos \theta - F_{RB_x} r \sin \theta + T_{L_i} = 0 \quad (19)$$

式中:  $F_{RA}$  为曲柄受到主轴的力;  $F_{RB}$  为曲柄受到连杆的力;  $T_{L_i}$  表示第  $i$  个曲柄负载扭矩与驱动力矩相同,  $i=1, 2, \dots, 5$ 。

连杆  $BC$  的力与力矩平衡方程为

$$F_{RC} - F_{RB} = m_2 a_{s_2} \quad (20)$$

$$F_{RC_y} b \cos \varphi - F_{RC_x} b \sin \varphi - F_{RB_y} a \cos \varphi + F_{RB_x} a \sin \varphi = J_2 \ddot{\varphi} \quad (21)$$

式中:  $F_{RC}$  为连杆受到滑块的力。

滑块的力平衡方程为

$$-F_{RC_x} + F_P = m_3 a_c \quad (22)$$

$$-F_{RC_y} + F_{RD_y} = 0 \quad (23)$$

式中:  $F_{RD_y}$  为滑块受到机体的正压力;  $F_P$  为压裂液作用于

柱塞上的力,  $F_P = pA_1$ ;  $p$  为压裂液的压力;  $A_1$  为压裂泵的柱塞面积。

使用表4中的参数在 MATLAB Simulink 环境中构建压裂泵的动力学数学模型, 用于计算其驱动力矩。各柱塞在曲轴上的安装位置具有固定的相位差, 最终集成为完整的压裂泵系统动力学仿真模型。对单个曲柄滑块单元进行建模, 其负载为压裂液, 直接作用于柱塞端面。实验中取最大常用工作压力 95 MPa; 假设配流阀理想启闭, 忽略高压腔泄漏与液体压缩。为保证泵具备自吸性能, 供液背压极低, 可视为零。仿真设定: 柱塞外推排液时, 负载压力取为  $p$ ; 回程吸液时, 负载压力置零。

表4 压裂泵关键参数

Tab.4 Key parameters of fracturing pumps

变量	数值
曲轴偏心质量 $m_1$ /kg	168.7
连杆质量 $m_2$ /kg	115.80
柱塞滑块质量 $m_3$ /kg	107.68
曲轴转动惯量 $J_1$ /(kg·m <sup>2</sup> )	77.9
曲轴偏心距 $r$ /m	0.1016
连杆转动惯量 $J_2$ /(kg·m <sup>2</sup> )	6.78
连杆长度 $l$ /m	0.6426
柱塞面积 $A_1$ /m <sup>2</sup>	$8.008 \times 10^{-3}$
$BS_2$ 长度 $a$ /m	0.2552
$S_2C$ 长度 $b$ /m	0.3874
$AS_1$ 长度 $c$ /m	0.0623

给定压裂泵的流量工况为 500 L/min, 分别计算单柱塞力矩后, 将 5 个柱塞驱动力矩进行叠加可得图 11 所示的驱动力矩。

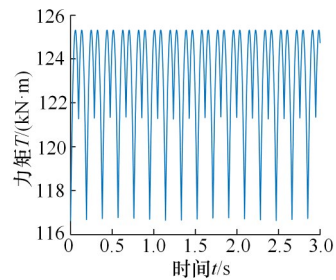


图11 500 L/min、95 MPa下的压裂泵主轴力矩  
Fig.11 Spindle torque of the fracturing pump at 500 L/min and 95 MPa

对驱动力矩实际值进行处理即可得到压裂泵转矩的激励频率。统计泵控阶段不同流量下压裂泵转矩激励频率, 可得压裂泵在 95 MPa 不同流量下的转矩激励频率, 如表 5 所示。由表 5 可知, 压力泵转矩激励频率在 600 L/min 下激励频率为 6.1 Hz 与液压系统固有频率 6 Hz 基本相符(考虑实际建模误差), 因此可以判定, 全液压压裂车实际使用过程中液压系统谐振源于此工况下压裂泵工作转矩波动频率与液压系统固有频率相近。

表5 压裂泵不同流量对应的激励频率

Tab.5 The corresponding excitation frequencies to different flow of fracturing pumps

压裂泵流量/(L·min <sup>-1</sup> )	压裂泵激励频率/Hz
100	1.0
200	2.0
300	3.0
400	4.0
500	5.0
600	6.1
700	7.1
800	8.1
900	9.1
1000	10.1

### 3 全液液压裂车谐振抑制分析

结合第2节分析可知,全液液压裂车在特定工况下液压系统压力产生谐振是由于压裂泵转矩激励频率与液压系统谐振峰值频率接近,因此可以通过调整液压系统的固有频率来改变谐振峰值位置,从而避免全液液压裂车系统谐振,降低特定工况下系统压力波动。

全液液压裂车因作业场景特殊,对车载空间的紧凑性要求与制造成本的敏感性远高于固定式液压装备。传统谐振抑制手段无论是被动式脉动缓冲结构,还是基于伺服阀的主动分流方案,大多面向50 Hz以上的中高频脉动设计,当面对压裂作业中2~8 Hz的低频流体振荡时,抑振有效性急剧下降,且伴随显著的能量耗散与额外热负荷。

鉴于此,本文提出一种“调频避振”策略:通过精准匹配皮囊式液压蓄能器的气体容积与预充压力,将系统固有频率迁移至压裂泵激励频带之外,从源头上规避谐振。该方案仅需在回路中增设蓄能器,除菌形阀局部压降外几乎无额外能量损失,兼顾了低成本、低功耗与车载空间限制,为移动式高压流体装备的振动控制提供了新的轻量化解决思路。

液压系统高压腔增加蓄能器会降低整个系统的弹簧刚度,从而降低固有频率。本文以蓄能器充液过程为例进行液压系统固有频率理论推导,蓄能器放液推导过程与充液过程相同。

当蓄能器内部压力降至充液阀的最低设定压力时,该阀开启并进行补液,其充液所需时间受蓄能器自身的充液特性影响,具体取决于结构参数、初始充气压力以及充液开始前的状态等因素。在此期间,蓄能器内流体的流动行为满足流量连续性方程<sup>[11]</sup>:

$$q_A = -dV_A/dt \quad (24)$$

式中:  $V_A$  为蓄能器气腔容积。

由热力学波义耳定律有

$$p_{A0} V_{A0}^k = p_A V_A^k \quad (25)$$

式中:  $k$  为气体的多变过程指数,充液等温过程取1,排液绝热过程取1.4<sup>[12]</sup>;  $p_A$  为蓄能器充液过程中压力,等于系统工作压力,即  $p_A = p_1$ ;  $p_{A0}$ 、 $V_{A0}$  分别为充液阀调定压力下限时蓄能器稳定工作点的压力及容积。

将式(25)在充液起始点  $p_{A0}$ 、 $V_{A0}$  附近泰勒展开,并略去高次项,有  $V_{A0}^k \Delta p_A + p_{A0} k V_{A0}^{k-1} \Delta V_A =$

$$0, \Delta p_A = -\frac{kp_{A0}}{V_{A0}} \Delta V_A, \text{ 即}$$

$$\frac{dp_A}{dt} = -\frac{kp_{A0}}{V_{A0}} \frac{dV_A}{dt} \quad (26)$$

由式(24)和式(26)得

$$q_A = \frac{V_{A0}}{kp_{A0}} \frac{dp_A}{dt} \quad (27)$$

将式(27)进行拉氏变换,并将  $p_A = p_1$  代入可得

$$Q_A = \frac{V_{A0}}{kp_{A0}} sP_1 \quad (28)$$

增加蓄能器后,并联马达高压腔的流量连续性方程(4)变为

$$q_m = \sum_1^n (C_{mm} (p_1 - p_r) + C_{nem} p_1 + D_{nm} \frac{d\theta_m}{dt}) + \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + q_A \quad (29)$$

其增量方程的拉氏变换式为

$$Q_m = C_{im} P_1 + \sum_1^n D_{nm} s\theta_m + \frac{V_0}{\beta_e} sP_1 + \frac{V_{A0}}{kp_{A0}} sP_1 \quad (30)$$

联立方程(3)、式(7)、式(30),消去中间变量  $Q_p$ 、 $\theta_m$ ,当  $C_t B_m \ll D_m^2$ ,代入  $G = 0$ ,简化后可得  $P_1 =$

$$\frac{1}{D_m^2} \frac{K_{\text{sp}}(J_t s + B_m)\gamma + D_m T_L}{\left(\frac{V_0 J_t}{\beta_e D_m^2} + \frac{V_{A0} J_t}{kp_{A0} D_m^2}\right) s^2 + \left(\frac{C_t J_t}{D_m^2} + \frac{B_m V_0}{\beta_e D_m^2} + \frac{B_m V_{A0}}{kp_{A0} D_m^2}\right) + 1} \quad (31)$$

由式(31)可知,全液液压裂车的液压系统固有频率由原来的  $\omega_h = \sqrt{\beta_e D_m^2 / (V_0 J_t)}$  变为

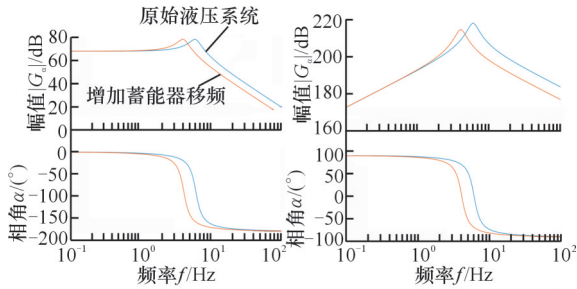
$$\omega_{h1} = \sqrt{\frac{1}{\frac{V_0 J_t}{\beta_e D_m^2} + \frac{V_{A0} J_t}{kp_{A0} D_m^2}}} \quad (32)$$

增加蓄能器后,利用表6参数在Simulink中建模,并获取系统伯德图,如图12所示。

表6 增加蓄能器系统的关键参数

Tab.6 Increase the key parameters of the accumulator system

参数	数值
蓄能器平均工作压力 $p_{A0}$ /MPa	26
剩余可压缩体积 $V_{A0}$ /m <sup>3</sup>	0.03



(a)压力对变量泵开度伯德图 (b)压力对外负载力矩伯德图

图12 增加蓄能器后压力对泵开度与负载力矩伯德图

Fig.12 Bode diagram of pressure versus variable pump opening and load moment with additional accumulator

增加蓄能器能够降低系统的固有频率,将固有频率向左移动,可移至压裂泵工作激励频率带之外,从而避开谐振频率,达到谐振抑制目的。由图12可知,增加蓄能器后,液压系统固有频率从原来的6 Hz变为4 Hz左右,参考表5,产生谐振的工况为400 L/min。压裂车实际工作过程中,此工况较不常用。通过增加蓄能器将液压系统谐振频率调整至不常用工况,避开常用谐振频率,即可达到谐振抑制的目的。

#### 4 谐振抑制实验

实验方案为对照实验,测试变量为是否安装蓄能器,在不同工况下测试液压压裂车液压系统高压压力。图13所示为测试现场和安装蓄能器现场。蓄能器容量为10 L,气腔压力为8 MPa,需要通过法兰直接安装在高压管路主管路一侧。

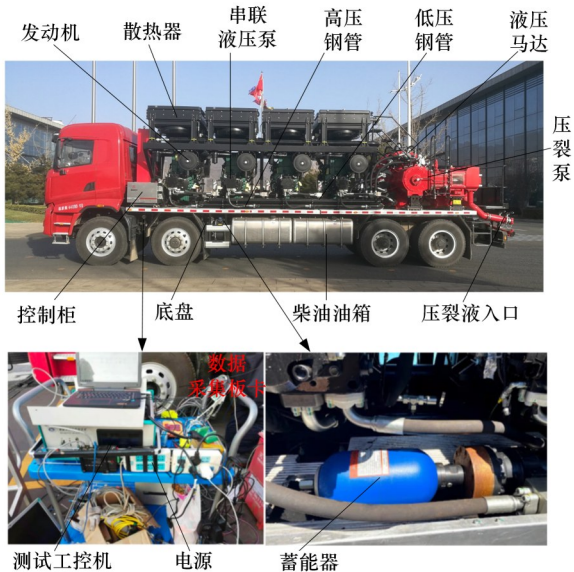


图13 测试及安装蓄能现场

Fig.13 Test and installation of energy storage site

压力负载设置为95 MPa,未加装蓄能器与加装蓄能器后,500 L/min振动最剧烈的工况的时域测试数据如图14所示。

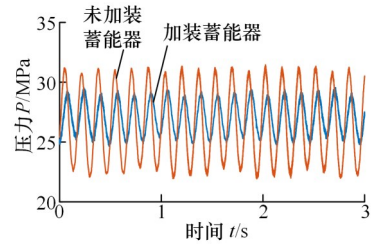


图14 液压系统高压压力时域图

Fig.14 Time domain diagram of high pressure of hydraulic system

增加蓄能器前后不同工况下的压力振动情况如图15所示,通过对比加装蓄能器前后振动情况,在增加蓄能器后,压力波动大幅度降低,峰值从9.3 MPa降至3.8 MPa,减振幅度60%。

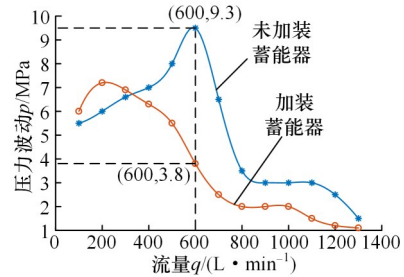


图15 增加蓄能器之后不同工况下的压力振动情况

Fig.15 Pressure vibration under different working conditions with accumulator

值得注意的是,增加蓄能器会降低系统的固有频率、降低系统刚度,在低速运行时压裂泵会出现爬行现象,且低速压力振动提高。实际使用时,可在蓄能器接口加装一个开关阀,在小排量如100~200 L/min时关闭,其他工况打开,这样既可以抑制谐振,又可避免低速爬行现象。

#### 5 结论

本文通过理论分析与实验验证确定了三一石油公司318E分布式全液液压裂车振动原因,主要为压裂泵激励频率在低频范围内波动,随压裂流量增大而增大,振动幅值随压力增大而增大。在600 L/min下与液压系统固有频率相近,产生谐振现象。通过增加蓄能器,将液压系统固有频率由6 Hz左右降到4 Hz左右,同时为蓄能器增设开关阀,使液压系统固有频率能够避开压裂泵工作激励频率。在初始测试振动最剧烈工况下,流体振动可下降60%以上。

#### 参考文献:

[1] 章卫兵,王一端,闫建文,等.吃干榨净的集群化大型压裂成套装备[J].石油知识,2021(2):8-9.  
ZHANG Weibing, WANG Yiduan, YAN Jianwen, et al.

- The Clustered Large Fracturing Equipment for Eating up [J]. Petroleum Knowledge, 2021(2): 8-9.
- [2] 吴汉川. 大型压裂装备应用问题解析及发展方向[J]. 石油机械, 2017, 45(12): 53-57.  
WU Hanchuan. Issue Analysis of Large Scale Fracturing Equipment Application and Its Development Trend [J]. China Petroleum Machinery, 2017, 45(12): 53-57.
- [3] 唐瑞欢. 川渝地区页岩气压裂设备发展新方向[J]. 石油机械, 2023, 51(9): 94-100.  
TANG Ruihuan. New Development Direction of Shale Gas Fracturing Equipment in Sichuan-Chongqing Area[J]. China Petroleum Machinery, 2023, 51(9): 94-100.
- [4] 彭俊威, 周青, 戴启平, 等. 国内大型压裂装备发展现状分析[J]. 石油机械, 2016, 44(5): 82-86.  
PENG Junwei, ZHOU Qing, DAI Qiping, et al. Development Status and Analysis of Domestic Large-scale Fracturing Equipment[J]. China Petroleum Machinery, 2016, 44(5): 82-86.
- [5] 杨波, 曹学鹏. 基于MFO算法的全液压压裂车功率节能匹配[J]. 西南石油大学学报(自然科学版), 2019, 41(2): 167-174.  
YANG Bo, CAO Xuepeng. Energy-efficient Power Matching for Fully Hydraulic Fracturing Truck Based on MFO Algorithm[J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2019, 41(2): 167-174.
- [6] 杨波, 安海超, 田文朋. 液压驱动压裂泵液压系统设计及其脉动的抑制[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(1): 44-48.  
YANG Bo, AN Haichao, TIAN Wenpeng. Hydraulic System Design and Pulse Suppression of Hydraulic Drive Fracturing Pumps[J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(1): 44-48.
- [7] 王川, 谢真强, 王国荣, 等. 压裂车作业过程耦合振动仿真分析[J]. 系统仿真学报, 2016, 28(7): 1586-1592.  
WANG Chuan, XIE Zhenqiang, WANG Guorong, et al. Simulation and Analysis on Coupled Vibration of Fracturing Truck Process[J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(7): 1586-1592.
- [8] 许旭, 陈志刚, 杜小磊, 等. 基于同步挤压S变换和DRN的压裂车故障诊断研究[J]. 机电工程, 2019, 36(12): 1325-1330.  
XU Xu, CHEN Zhigang, DU Xiaolei, et al. Fault Diagnosis of Fracturing Truck Based on SSST and DRN[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019, 36(12): 1325-1330.
- [9] 杜小磊, 陈志刚, 许旭, 等. 基于小波、WAE和LSTM的压裂车故障诊断[J]. 石油机械, 2019, 47(10): 88-93.  
DU Xiaolei, CHEN Zhigang, XU Xu, et al. Fracture Truck Fault Diagnosis Based on Wavelet, WAE and LSTM[J]. China Petroleum Machinery, 2019, 47(10): 88-93.
- [10] 滕怀海, 陈飞, 耿树鲲, 等. 液压伺服系统谐振峰抑制技术研究[J]. 液压气动与密封, 2021, 41(5): 44-46.  
TENG Huaihai, CHEN Fei, GENG Shukun, et al. Research on Reducing Resonant Peak Technology of Hydraulic Servo System [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021, 41(5): 44-46.
- [11] 于森, 石博强. 液压制动系统中蓄能器的优化设计与稳健分析[J]. 农业工程学报, 2011, 27(6): 132-136.  
YU Miaomiao, SHI Boqiang. Optimization Design and Robust Analysis of Accumulator in Hydraulic Brake System [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2011, 27(6): 132-136.
- [12] 裴然, 沈敏俭, 吴晓明. 皮囊式蓄能器工作参数在多变指数和温度变化时的选择与计算[J]. 液压与气动, 2014, 38(12): 96-99.  
PEI Ran, SHEN Minjian, WU Xiaoming. Working Parameter Selection of Bladder-type Accumulator Considering the Effects of the Poly Index and Temperature [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014, 38(12): 96-99.

(编辑 王旻玥)

作者简介: 陈文婷, 女, 1990年生, 讲师。研究方向为风力发电机组控制、流体传动与控制技术。E-mail: went\_chen@ysu.edu.cn。  
艾超\*(通信作者), 男, 1982年生, 教授、博士研究生导师。E-mail: aichao@ysu.edu.cn。

本文引用格式:

陈文婷, 张震, 王文龙, 等. 分布式全液压压裂车驱动系统振动溯源及抑制[J]. 中国机械工程, 2026, 37(3): 743-751.  
CHEN Wenting, ZHANG Zhen, WANG Wenlong, et al. Resonance Tracing and Suppression of Drive System of Distributed Full Hydraulic Fracturing Truck [J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(3): 743-751.