

某轻卡驾驶室怠速抖动原因及改进

汪会斌, 余磊, 樊士贡, 张永琪, 王洋

安徽全柴动力股份有限公司技术中心, 安徽 滁州 239500

摘要:为解决某轻卡空压机工作引起的驾驶室怠速抖动问题,测试座椅、发动机和空压机的振动加速度,分析怠速工况下驾驶室抖动的激励源、动力总成悬置系统隔振和空压机往复惯性力,通过仿真和试验结合设计改进方案,并进行试验验证。结果表明:空压机振动是驾驶室抖动的激励源,空压机工作频率与动力总成多个刚体模式的固有频率接近,振动隔振效果差;降低空压机往复惯性质量、优化曲轴过量平衡率降低空压机本体振动,确定最佳过量平衡率为0.25;将传动速比由0.68增大为1.00,空压机工作频率由8.5 Hz提高到12.5 Hz;优化后,怠速工况下座椅的振动加速度幅值由0.044g(g 为自由落体加速度)降低至0.019g,达到客户主观评价要求。

关键词:怠速抖动;空压机;刚体模式;往复惯性力;过量平衡法;空压机速比

中图分类号:U463

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)03-0073-08

引用格式:汪会斌,余磊,樊士贡,等.某轻卡驾驶室怠速抖动原因与改进[J].内燃机与动力装置,2024,41(3):73-80.

WANG Huibin, YU Lei, FAN Shigong, et al. Causes of the idle jitter of a light truck's cab and its improvement[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024,41(3):73-80.

0 引言

目前市场上轻卡多采用气体制动,空压机是制动的动力源。活塞式空压机为典型往复式结构,具有工作可靠、容积效率高、价格便宜等优点,但活塞往复惯性力不平衡,往复运动时产生振动^[1],尤其是发动机怠速工作时往复运动产生的振动频率较低,与动力总成刚体模式的固有频率接近,难以实现隔振^[2],振动传递到驾驶室引起驾驶员不适。

某轻卡搭载活塞式空压机,发动机怠速工作时,空压机向压力罐充气过程中驾驶室出现剧烈抖动,当压力罐达到最大压力,空压机停止工作后,不再充气,此时驾驶室抖动有所缓和。本文中根据源-传递路径-响应的分析方法^[3-4],分析怠速工况下驾驶室抖动原因,并提出改进措施。

1 驾驶室抖动原因分析

根据驾驶室抖动现象的主观感受,测试相应位置的振动信号,在空压机的缸盖、驾驶室座椅导轨、动力总成悬置主动侧与被动侧4个位置安装加速度传感器,传感器布置位置如图1所示。

采用ICP型加速度传感器,量程为0~500g(g 为自由落体加速度),精度为0.001g;数据采集系统型号为INV3062;由于怠速抖动为低频振动,采样频率设置为200 Hz。本文中测量方向定义为: x 向为车辆行驶方向, z 向为垂直于地面方向, y 向为垂直 xz 平面方向。

收稿日期:2024-03-24

基金项目:滁州市农业物质技术装备领域揭榜挂帅项目(S202320230906020018)

第一作者简介:汪会斌(1974—),男,安徽枞阳人,工程师,主要研究方向为小缸径柴油机设计研发,E-mail:huibin.wang@quanchai.com.cn。



图1 振动传感器布置位置图

1.1 激励源分析

发动机怠速转速为 750 r/min, 相应的 1、2 阶频率分别为 12.5、25.0 Hz, 空压机通过曲轴齿轮驱动, 曲轴齿轮和空压机齿轮的齿数为 30 : 44, 因此气泵的工作频率为 8.5 Hz (0.68 阶)。

实测得到的座椅、空压机、悬置振动加速度信号的频谱图如图 2 所示。由图 2 可知: 1) 座椅上的振动能量集中在 25.0 Hz (2 阶) 和 8.5 Hz (0.68 阶), 其中, 振动频率为 8.5 Hz 时座椅 z 向的加速度为 0.032g, 频率为 25.0 Hz 时座椅 z 向的加速度为 0.024g, 二者幅值基本相当。2) 发动机和空压机的振动能量集中在 2 阶, 0.68 阶能量很小; 频率为 8.5 Hz 时空压机 z 向的振动加速度为 0.053g, 频率为 25.0 Hz 时 z 向的振动加速度为 0.316g, 2 阶振动加速度远大于 0.68 阶。3) 频率为 25.0、8.5 Hz, 发动机悬置被动侧的振动能量分布规律与座椅相同; 频率为 8.5 Hz 时发动机悬置主动侧 z 向的振动加速度为 0.034g, 频率为 25.0 Hz 时 z 向的振动加速度为 0.279g; 频率为 8.5 Hz 时发动机悬置被动侧 z 向的振动加速度为 0.021g, 频率为 25.0 Hz 时 z 向的振动加速度为 0.04g。说明从发动机至座椅的传递路径内 0.68 阶的隔振效果远低于 2 阶。

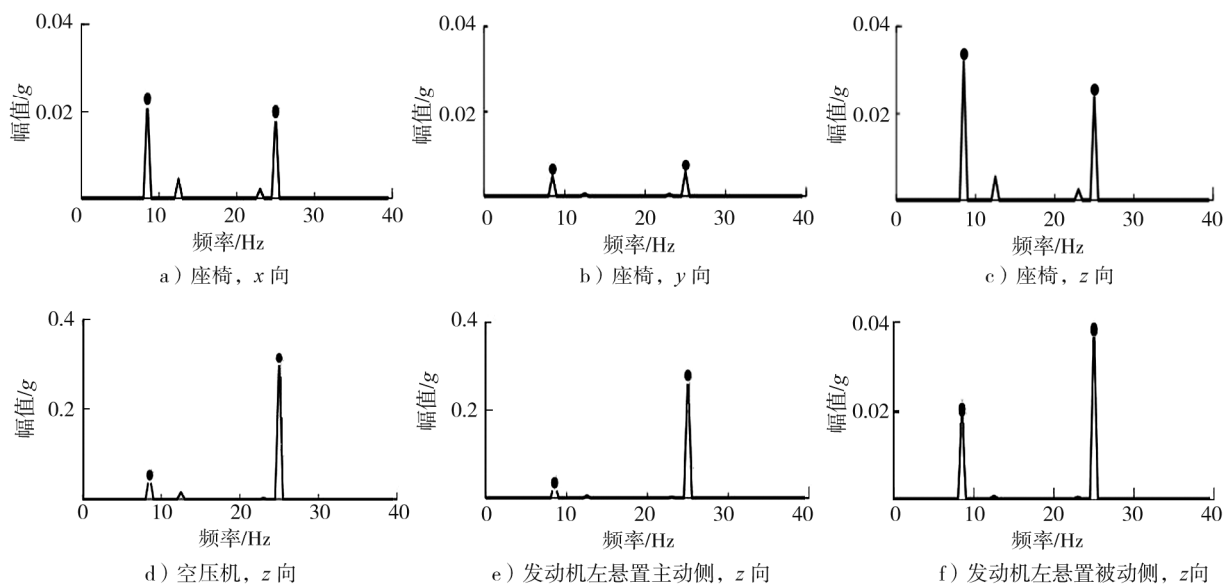


图2 振动加速度信号频谱分析图

为了进一步确认激励源, 拆除空压机验证驾驶室抖动现象。空压机拆除后, 驾驶室抖动明显降低, 主观感受大幅提高, 满足评价要求。因此可以确定空压机振动是导致驾驶室抖动的主要原因。

1.2 动力总成悬置分析

1.2.1 隔振分析

对发动机怠速工况下动力总成悬置的隔振情况进行分析, 激励频率分别为 25.0、8.5 Hz 时, 动力总成悬置不同方向的隔振效果如表 1 所示。

表1 怠速工况下动力总成悬置不同方向的隔振效果

位置	方向	激励频率为 25.0 Hz			激励频率为 8.5 Hz		
		振动加速度/(m·s ⁻²)		隔振率/%	振动加速度/(m·s ⁻²)		隔振率/%
		主动侧	被动侧		主动侧	被动侧	
发动机左悬置	x	1.0	0.1	91	0.04	0.02	50
	y	2.2	0.3	86	0.24	0.12	50
	z	2.8	0.4	86	0.34	0.21	38
发动机右悬置	x	0.9	0.1	89	0.03	0.01	67
	y	2.2	0.3	86	0.26	0.15	43
	z	3.0	0.4	87	0.35	0.20	43
变速箱左悬置	x	1.1	0.2	81	0.04	0.03	25
	y	2.7	0.4	85	0.28	0.15	46
	z	1.7	0.2	88	0.25	0.13	48
变速箱右悬置	x	0.9	0.1	88	0.24	0.20	17
	y	2.4	0.3	88	0.27	0.19	30
	z	1.8	0.1	94	0.16	0.10	38

注:隔振率为主动侧与被动侧振动加速度的差与主动侧振动加速度的比。

由表1可知:振动激励频率为25.0 Hz时,发动机悬置和变速箱悬置的隔振效果均较好,隔振率达到80%以上,但激励频率为8.5 Hz时的隔振效果很差。

1.2.2 刚体模态频率测试

动力总成由发动机和变速箱构成,安装在轻卡车架上,动力总成两侧对称安装4个悬置,悬置安装位置如图3所示。悬置采用传统的橡胶材料,设计计算时将动力总成看成一个刚度无限大的刚体,每个橡胶悬置被简化为3个相互垂直的带有阻尼的弹簧,模型如图4所示,图4中 R_x 、 R_y 、 R_z 分别为绕 x 、 y 、 z 轴转动。

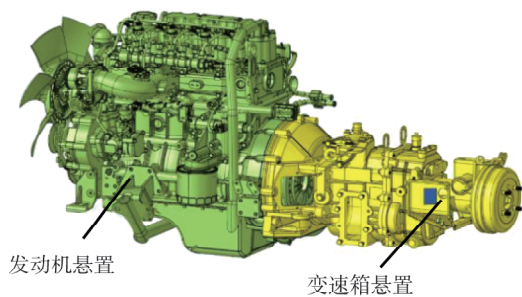


图3 动力总成及悬置位置示意图

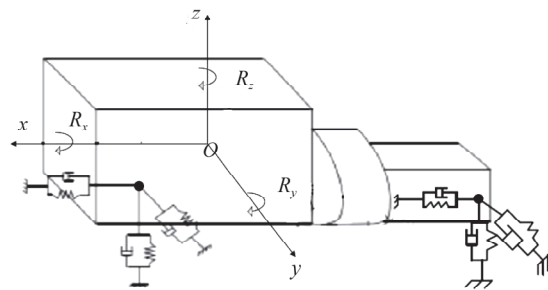


图4 动力总成悬置简化模型

动力总成在4组3向弹簧的约束下运动,运动系统具有6个自由度,即 x 、 y 、 z 3方向的平动和围绕3坐标轴的转动,因此该动力总成悬置简化模型是6自由度有阻尼的振动系统。在测试实际的6个自由度刚体模态时,在动力总成表面布置少量测点勾画出轮廓形状,本次测试在动力总成表面选择20个测点,其中在发动机缸体表面选取8个点,在飞轮壳选取4个点,在变速箱选取8个点。模态测试采用锤击法,由于动力总成质量较大,为400 kg,选用型号为INV9314的大号力锤,力锤质量为2.8 kg,量程为0~100 kN。测试得到的6个频响函数如图5所示,6自由度模态如图6所示,模态固有频率及阻尼如表2所示。

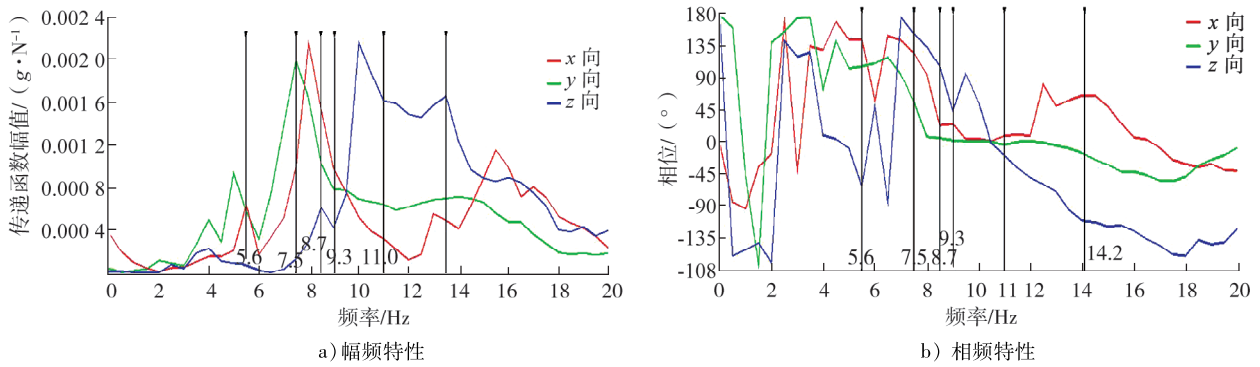


图5 刚体模态频率测试结果

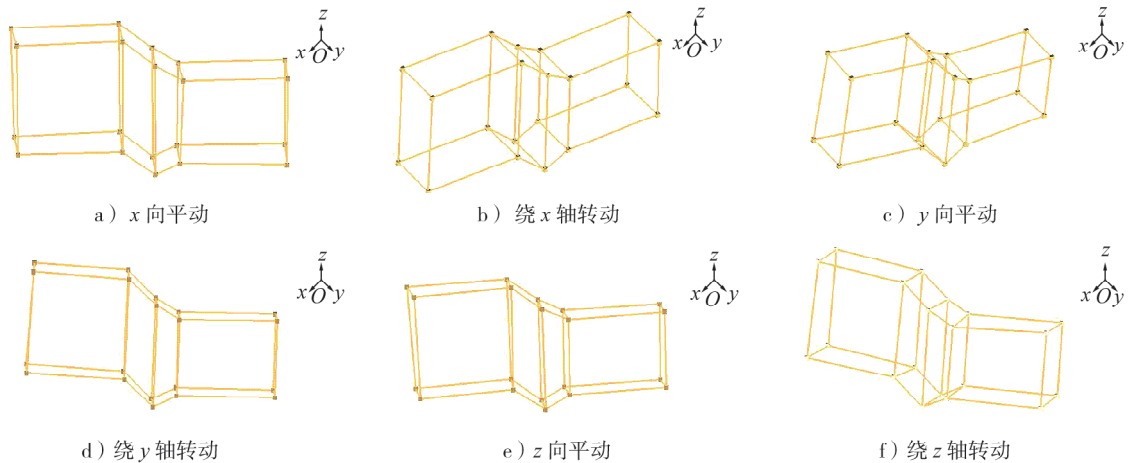


图6 刚体6自由度模态测试结果

由图5、6可知:模态解耦不彻底,存在模态间的耦合;此外,刚体的固有频率7.5、8.7、9.3 Hz与空压机工作频率8.5 Hz接近。

通过优化动力总成悬置从而改善驾驶室低频急速抖动的研究较多^[5-7],基于橡胶悬置自身特点和隔振的设计要求^[8],即保证发动机怠速2阶激励(发动机公告被允许的最高怠速转速800 r/min时的2阶频率为26.7 Hz)的隔振效果,动力总成6个刚体模态固有频率为5~15 Hz,因此空压机的工作频率必然落在该区间,空压机工作频率 f 与刚体模态频率 f_0 的比(简称频率比)应在 $(0, \sqrt{2})$ 内。根据隔振原理^[9],单自由度隔振系统幅频特性如图7所示,图中放大因子是响应体振动与激励源振动的幅值比。空压机工作频率位于振动放大区,因动力总成质量很大且无法改变,根据大量仿真计算结果,通过改进橡胶悬置刚度无法达到优化效果。为保证怠速2阶激励的隔振效果,只能通过降低空压机本体振动激励和改变工作频率进行优化。

表2 动力总成刚体模态固有频率及阻尼

方向	x	y	z	R_x	R_y	R_z
频率/Hz	8.7	9.3	11.0	7.5	14.2	5.6
阻尼/%	5.12	1.93	3.02	7.21	3.49	1.51

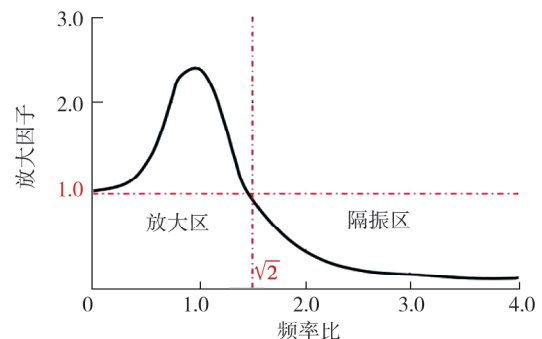


图7 单自由度隔振系统幅频特性图

2 空压机往复惯性力分析

往复活塞式空压机核心运动机构由活塞、连杆、曲轴等部件组成。

活塞在运动过程中的加速度可表示为2个三角函数相加组成的复谐函数,其计算式为:

$$a = r\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (1)$$

式中: r 为曲柄半径,m; ω 为曲轴运动角速度,rad/s; α 为曲柄与气缸轴线两向之间的夹角, $^\circ$; λ 为连杆比,是曲柄半径长度与连杆长度的比。

由式(1)可知:活塞的加速度随时间做周期性变化,这种变化是引起活塞往复惯性力和整机振动的根源。由式(1)推导出活塞往复惯性力^[10]

$$F_j = m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = F_{j1} + F_{j2}, \quad (2)$$

式中: m_j 为往复运动质量,kg,是活塞组质量与连杆小头的当量质量和; F_{j1} 为活塞1阶往复惯性力,N; F_{j2} 为活塞2阶往复惯性力,N。

活塞往复惯性力 F_j 的受力方向始终沿气缸轴线方向,由于 λ 一般为 $1/5 \sim 1/3$ ^[11],所以1阶往复惯性力比2阶往复惯性力大得多,故重点在于平衡1阶往复惯性力,忽略2阶往复惯性力。

为了平衡单缸空压机往复惯性力,常用的方法有双轴平衡法、单轴平衡法及过量平衡法^[12]。双轴平衡法和单轴平衡法对往复惯性力的平衡效果显著,但这2种方法需增设平衡轴,结构复杂且成本高。空压机体积小,增设平衡重会极大增加空压机体积,因此本文中选用过量平衡法平衡单缸空压机往复惯性力。该方法在平衡旋转惯性力的配重块上添加额外质量,产生离心力,转移部分1阶惯性力,空压机核心部件结构如图8所示。

转移1阶惯性力是将部分沿气缸轴线方向的1阶惯性力转移到与气缸轴线垂直的平面内,在一定程度上减轻沿气缸轴线方向的1阶惯性力。

过量平衡法受力分析如图9所示,图中 ξ 为过量平衡率, $C = m_j r \omega^2$, F_R 为离心力和往复惯性力的合力; F_{Rx} 、 F_{Ry} 分别为合力 F_R 在竖直方向和水平方向的分力,由于增加了过量平衡质量,该平衡质量在竖直、水平方向产生的2个离心力分别为:

$$F_x = -\xi C \cos \alpha, \quad (3)$$

$$F_y = -\xi C \sin \alpha. \quad (4)$$

与往复惯性力合成后,竖直、水平方向受力 F_{Rx} 、 F_{Ry} 分别为:

$$F_{Rx} = (1 - \xi) C \cos \alpha, \quad (5)$$

$$F_{Ry} = -\xi C \sin \alpha. \quad (6)$$

由式(5)(6)可得图9b)合力矢量的端点轨迹,合力按照椭圆规律变化,1阶惯性力的一部分转移到与气缸轴线垂直的平面内,可降低最大合力。

3 改进方案

通过三维软件计算原空压机三维模型中活塞往复运动质量、曲轴旋转运动质量、平衡往复惯性力增设平衡重的总质径积、平衡旋转惯性力质径积以及平衡往复惯性力质径积,原始空压机的相关参数如表3所示。

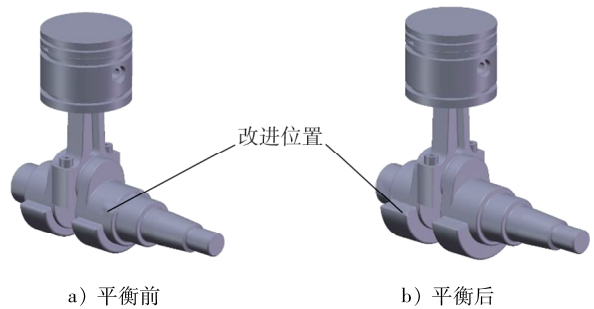


图8 空压机核心部件结构图

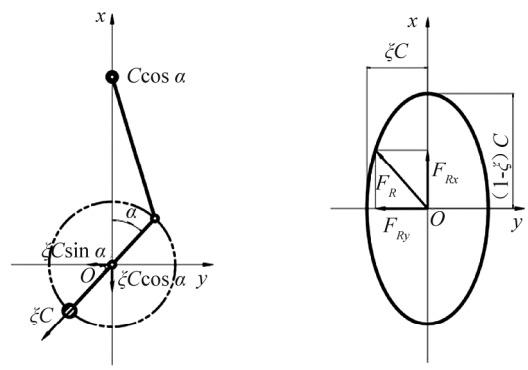


图9 平衡往复惯性力受力分析图

表3 原始空压机部分参数

活塞往复运动质量/g	曲轴旋转运动质量/g	平衡重总质径积/(g·m)	平衡旋转惯性力质径积/(g·m)	平衡往复惯性力质径积/(g·m)
248.88	329.69	7.868 47	6.264 11	1.604 36

由表3可得平衡往复惯性力质径积为1.604 36 g·m,增设平衡重质心距曲轴旋转中心的径向距离19.13 mm,可得为了平衡往复惯性力在曲拐处增加的质量为83.866 g,活塞往复运动质量为248.88 g,可得原始空压机过量平衡率为0.337。不考虑气缸内工质的压力影响,仅考虑活塞、连杆、曲轴、螺栓等部件的自身质量,利用MotionView动力学仿真软件,对原空压机工作时往复惯性力的作用效果进行仿真,根据力的传递特性,取原始空压机连杆轴颈中心处的受力进行验证,结果如图10所示。由图10可得:气缸轴线垂直方向的受力 F_{Ry} 幅值为12.56 N,由式(6)可得动力学仿真结果中过量平衡率为0.379,理论计算过量平衡率为0.337,拟合结果接近,仿真结果可近似反应真实情况。空压机原状态连杆轴颈所受最大合力为50 N。

3.1 优化过量平衡率

通过更改曲轴三维模型的尺寸,调整过量平衡率,利用动力学仿真软件MotionView进行仿真计算,以连杆轴颈中心处受力值为评判标准,优化原气泵的过量平衡率,通过仿真结果可得气泵的最优过量平衡率为0.31,过量平衡率优化前后空压机连杆轴颈中心受力仿真结果如图11所示,图中 F_R 、 F_{R1} 分别为原始和优化原过量平衡率后空压机连杆轴颈中心处的受力。由图11可知:优化后,连杆轴颈中心处的最大合力为45 N,优化过量平衡率对往复惯性力的降低效果不明显。

3.2 降低活塞组质量

空压机往复运动质量直接影响振动能量,为了有效降低空压机振动,尝试降低减小活塞总成质量。受强度限制,只能通过降低活塞直径的方式减小活塞质量。为了减少开发成本,在现有空压机产品进行了选择,确定活塞直径,发动机和空压机相关参数如表4所示。

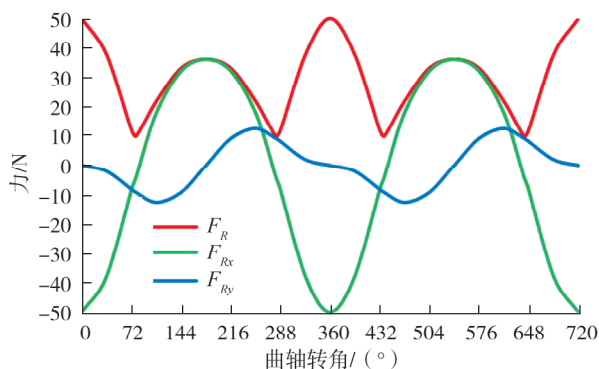


图10 原始空压机连杆轴颈中心受力图

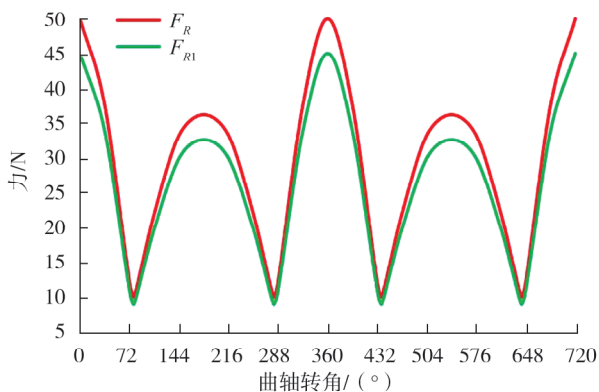


图11 过量平衡率优化前后空压机连杆轴颈中心受力图

表4 发动机和空压机相关参数

方案	缸径/mm	行程/mm	单缸排量/L	发动机额定转速/ (r·min ⁻¹)	速比	空压机额定转速/ (r·min ⁻¹)	排气效率	空压机排量/L
原方案	75	38	0.168	3 000	0.68	2 040	0.5	171.4
方案一	75	38	0.168	3 000	1.00	3 000	0.5	250.0
方案二	65	38	0.126	3 000	1.00	3 000	0.5	189.0

选用方案二的空压机进行优化。减小活塞直径,活塞往复运动质量 m_j 减小,需要更改空压机曲轴过量平衡重的质量,重新优化过量平衡率,空压机速比仍取 0.68,减小发动机排量,通过仿真分析验证,当过量平衡率为 0.25 时,往复惯性力平衡效果最好,减小活塞直径后空压机连杆轴颈中心受力仿真结果如图 12 所示,图中 F_{R2} 为减小活塞质量后空压机连杆轴颈中心处的受力。由图 12 可知:与原方案对比,连杆轴颈处最大受力由 50 N 降低为 33 N,降幅大于 30%,往复惯性力作用效果明显降低。

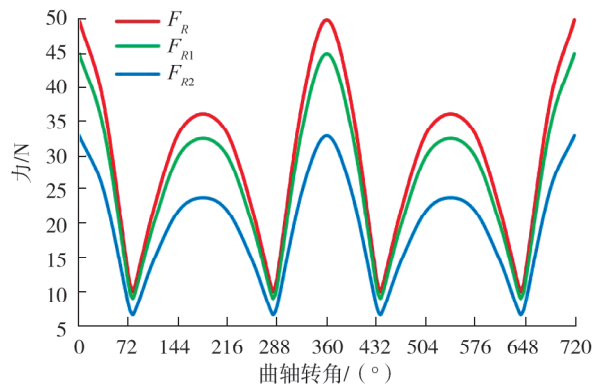


图 12 减小活塞直径后空压机连杆轴颈中心受力图

4 试验验证

由于动力总成到驾驶室经过的传递路径比较复杂,通过座椅的振动响应对比不同改进方案,可直观判定改进效果。

在测试振动时,加速度计测试 x 、 y 、 z 3 个方向的振动信号,为了评价振动总能量变化,利用合成的总振动幅度进行频谱分析。

座椅总加速度

$$a(t) = \sqrt{a_x^2(t) + a_y^2(t) + a_z^2(t)}, \tag{7}$$

式中: t 为时间, s ; $a_x(t)$ 为座椅 x 向加速度; $a_y(t)$ 为座椅 y 向加速度; $a_z(t)$ 为座椅 z 向加速度。

速比为 0.68 时,对 3 种空压机样件进行验证,车辆定置,通过对发动机加速实现振动的扫频功能,通过更改 ECU 控制数据使发动机的怠速转速为 700 r/min,因为发动机公告的怠速转速为 (750 ± 50) r/min,所以扫频转速范围为 700~900 r/min。按照式(7)对振动信号进行计算后再进行阶次分析,提取发动机转速为 700~900 r/min 时 0.68 阶振动如图 13 所示。由图 13 可知:只改进过量平衡率,座椅的振动能量降低不明显,主观感受改进效果不好;通过降低空压机排量使活塞质量降低的方案可使座椅振动能量大幅度降低,降低幅度达到 30% 以上;空压机频率为 14 Hz 附近振动最大,12~13 Hz 振动最小,因此怠速工况下空压机频率范围为 [12, 13]

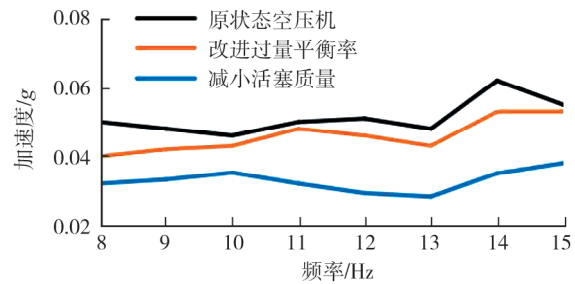


图 13 不同改进方案座椅 0.68 阶振动对比

Hz,怠速转速设为 750 r/min,此时发动机 1 阶频率为 12.5 Hz,正好落在该范围内,使空压机与发动机转速相同,速比调整为 1,空压机排量为 189.0 L,与原方案相比打气效率(每分钟注入压力罐的气体体积)略有增加,可保证轻卡的制动性能。空压机与发动机转速相同,空压机怠速工作频率为 12.5 Hz。改进前后座椅振动如表 5 所示。由表 5 可知,该方案实施后座椅振动加速度幅值下降 50%。主观评价抖动感大幅度下降,达到客户主观评价限值要求。

表 5 改进前后座椅振动对比

方案	x 向振动加速度/g	y 向振动加速度/g	z 向振动加速度/g	总振动加速度/g
原方案	0.023	0.008	0.036	0.044
轻量化方案	0.011	0.003	0.015	0.019

5 结论

分析空压机引起的驾驶室抖动的相关因素,通过激励源的优化改进和转速匹配降低了驾驶室抖动,主观感受得以改善。

1) 驾驶室内主观感受差、怠速抖动的根本原因是空压机工作频率与动力总成多个刚体模态频率接近,产生共振。

2) 优化空压机过量平衡率,得到最优过量平衡率为 0.31,连杆轴颈处得最大受力由 50 N 减小为 45 N,往复惯性力降低不明显。

3) 减小空压机活塞质量,调整过量平衡率,连杆轴颈处最大受力由 50 N 减小为 33 N,往复惯性力降低明显。

4) 更改空压机速比,将空压机工作频率由 8.5 Hz 提高至 12.5 Hz,增大频率差,降低共振幅值,试验验证座椅的振动加速度幅值由 0.044g 降低至 0.019g,达到主观评价的要求。

参考文献:

- [1] 张嘉睿,李浩亮,于友明,等.某轻型电动商用车打气泵的振动优化研究[J].专用汽车,2021(11):66-69.
- [2] 付江华.动力总成悬置系统工程设计及实例详解[M].重庆:重庆大学出版社,2022.
- [3] 钟秤平,刘剑,陈清爽,等.某气刹车型打气泵抖动分析与优化研究[J].噪声与振动控制,2019,39(6):246-250.
- [4] 王晓宏,陈文博,杨剑.某轻型商用车怠速低频振动的改善措施[J].专用汽车,2022(1):22-26.
- [5] 郭全法,冯程程,姚芳华,等.轻卡车身怠速振动分析及其悬置系统优化[J].拖拉机与农用运输车,2019,46(6):14-18.
- [6] 王康,沈保山,游专,等.某商用车动力总成系统隔振性能优化[J].汽车零部件,2022(1):64-66.
- [7] 王东亮,杜遥,孙玉华.轻型商用车动力总成悬置系统隔振优化研究[J].噪声与振动控制,2022,42(4):209-213.
- [8] 吕兆平.某大微客动力总成悬置系统优化设计研究[D].长沙:湖南大学,2010.
- [9] 贾启芬,刘习军.机械与结构振动[M].天津:天津大学出版社,2007.
- [10] 李秀山,黄克菲.单缸摩托车发动机动平衡计算的探讨[J].摩托车技术,2004(5):17-19.
- [11] 袁兆成,赵铁良.内燃机设计[M].北京:机械工业出版社,2019.
- [12] 陈红波.单缸摩托车发动机动活塞曲柄连杆机构过量平衡计算探讨[J].摩托车技术,2008(6):26-29.

Causes of the idle jitter of a light truck's cab and its improvement

WANG Huibin, YU Lei, FAN Shigong, ZHANG Yongqi, WANG Yang

Technology Center, Anhui Quanchai Engine Co., Ltd., Chuzhou 239500, China

Abstract: To find out the problem of cab idle jitter from the operation of a light truck air compressor, the vibration acceleration of the seat, engine and air compressor is measured. The excitation source of cab jitter under idle conditions, the vibration isolation of the powertrain suspension system, and the reciprocating inertial force of the air compressor are analyzed. An improvement scheme is designed via simulation and experimentation, and test verification is performed. The results indicate that the vibration of the air compressor serves as the driving source of cab jitter. The operating frequency of the air compressor approximates the natural frequencies of several rigid body modes of the powertrain, thus leading to a poor vibration isolation effect at this

(下转第 85 页)