

基于悬架本征参数的商用车操纵稳定性分析

刘辉, 闫安, 韩振

山东交通学院汽车工程学院, 山东 济南 250357

摘要: 为了提高车辆操纵稳定性, 分析影响车辆操纵稳定性的因素, 采用降低前悬架参数高度、调整横向稳定杆外形和结构尺寸、降低钢板弹簧空载弧高等措施进行优化, 基于 ADAMS/Car 软件创建整车动力学模型, 仿真分析前悬架参数、横向稳定杆、后悬架参数优化前、后, 车辆在稳态回转工况、转向盘角阶跃工况下的操纵稳定性。仿真结果表明: 采用调整稳定杆径向截面直径的优化方案, 车辆稳态回转工况下, 随着侧向加速度增大, 前、后轴侧偏角绝对值的差均大于 0° , 车辆未出现过度转向, 减小车辆横向侧滑或甩尾风险, 提高车辆操纵稳定性; 最佳优化方案转向盘角阶跃工况横摆角速度响应时间为 0.24 s, 峰值响应时间为 0.51 s, 均满足行业要求。

关键词: 操纵稳定性; 动力学模型; 优化设计; 仿真分析

中图分类号: U463.33

文献标志码: A

文章编号: 1673-6397(2025)01-0051-06

引用格式: 刘辉, 闫安, 韩振. 基于悬架本征参数的商用车操纵稳定性分析[J]. 内燃机与动力装置, 2025, 42(1): 51-56.

LIU Hui, YAN An, HAN Zhen. Analysis of commercial vehicle handling stability based on suspension inherent parameters[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(1): 51-56.

0 引言

随着交通强国战略的提出和物流行业的快速发展, 商用车在交通运输领域的作用越来越重要。良好的操纵稳定性不仅可以保障行车安全、降低交通事故概率, 还可以有效提高车辆运输效率与驾驶舒适性、降低经济损失、减少经济风险, 对道路运输服务能力的可持续发展具有重要意义。

汽车操纵稳定性指汽车在驾驶者不感到过分紧张与疲劳的条件下能遵循驾驶者意愿通过转向系和转向车轮给定的方向行驶, 且当遭遇外界干扰时能抵抗干扰、保持稳定行驶的能力^[1]。操纵稳定性决定车辆行驶过程中的安全性和稳定性, 通常采用稳态响应和瞬态响应评价, 稳态响应采用不足转向、中性转向和过度转向表示。车辆过度转向时, 转弯半径减小, 可能出现侧翻; 车辆中性转向可能变成过度转向, 为不稳定工况; 车辆不足转向时, 转弯半径越来越大, 提高行驶稳定性。瞬态响应采用横摆角速度响应时间和横摆角速度峰值响应时间表示, 反映了车辆在转向过程中的动态特性和响应速度。

研究人员关于车辆操纵稳定性开展了大量研究: 张宝珍等^[2]采用 CarSim 建立车辆动力学模型, 结合 Simulink 仿真验证了后轮主动转向控制策略的可行性; 郭旭东等^[3]对比车辆实际横摆角速度和理想横摆角速度, 基于车辆操纵稳定性模型, 采用比例积分微分 (proportion integration differentiation, PID) 算法进行优化控制, 提高了车辆高速工况的操纵稳定性; 裴晓飞等^[4]设计了一种分层式差速转向控制器提高车辆中低速工况的操纵稳定性, 但未考虑质心侧偏角对车辆操纵稳定性的影响; 余卓平等^[5]将原有双线法与横摆角速度法结合, 计算车辆质心侧偏角和横摆角速度的稳定性边界, 通过控制稳定性边界限值, 保证车辆操纵稳定性。

收稿日期: 2024-12-13

基金项目: 山东省自然科学基金青年项目 (ZR2023QF028)

第一作者简介: 刘辉 (1990—), 男, 济南人, 工学硕士, 讲师, 主要研究方向为汽车动力学仿真及控制, E-mail: 202099@sdjtu.edu.cn。

本文中建立商用车动力学模型,选取 2 种典型工况进行车辆操纵稳定性试验,分析车辆悬架系统本征参数对车辆操纵稳定性的影响,并优化悬架参数,提高车辆操纵稳定性。

1 操纵稳定性影响因素

悬架本征参数是表征汽车悬架系统几何特性的关键指标,与操纵稳定性密切相关,包括前、后悬架物理特性及横向稳定杆的结构、尺寸等。

1.1 前悬架参数

车辆前悬架本征参数影响前轮定位,前轮定位参数包括主销后倾角、主销内倾角、前轮外倾角和前轮前束。主销后倾角产生的回正力矩与地面侧向力成正比,可增大不足转向;主销内倾角可减小转向力矩,改善轮胎回跳和跑偏现象;前轮外倾角可减小轮毂外端轴承载荷,防止因前轴变形、主销孔与主销间隙过大引起前轮内倾;前轮前束角能够减少轮胎侧滑,保证汽车操纵稳定性^[6]。车辆行驶过程中,如果前悬架本征参数不在合理范围,将影响车辆操纵稳定性。

1.2 横向稳定杆

横向稳定杆为悬架中横置扭杆弹簧,车辆转向过程中,稳定杆通过其弹性力抑制外侧车轮垂向抬起,保证车辆的横向稳定性与平衡状态^[7],横向稳定杆简化模型如图 1 所示,图中 A、D 为左、右悬架连接点,B、C 为左、右橡胶衬套支撑点,L 为横向稳定杆长度,a 为纵向连接杆长度, θ 为横向稳定杆和纵向连接杆的角度。

忽略横向稳定杆中过渡圆角和橡胶衬套弹性变形,以 N/m 为单位的横向稳定杆侧倾刚度 K_{if} 的数值^[8]

$$\{K_{if}\} = \frac{3\{E\}\{I\}(1-2\{a\}\cos\theta)}{\{a\}^2[3(1+\mu)\{I\}\sin\theta+2\{a\}]}, \quad (1)$$

式中: $\{E\}$ 为以 Pa 为单位的弹性模量 E 的数值, $\{I\}$ 为以 m^4 为单位的横向稳定杆截面惯性矩 I 的数值, μ 为泊松比, $\{a\}$ 为以 m 为单位的纵向连接杆长度 a 的数值。

以 N/m 为单位的车辆前悬架侧倾刚度 K_{if} 的数值

$$\{K_{if}\} = \{d_f\}^2(\{K_{sf}\} + \{K_{if}\})/2, \quad (2)$$

式中: $\{d_f\}$ 为以 m 为单位的车辆前轮距 d_f 的数值, $\{K_{sf}\}$ 为以 N/m 为单位的车辆前悬架中弹性元件侧倾刚度 K_{sf} 的数值。

车辆总体侧倾刚度

$$K_f = K_{if} + K_{bf}, \quad (3)$$

式中 K_{bf} 为后悬架侧倾刚度。

汽车转向过程中,车辆侧倾导致内、外侧轮胎载荷发生变化,而载荷变化量由悬架侧倾刚度决定,当前悬架侧倾刚度增大时,前轮侧偏角减小,车辆不足转向增加,有利于提高车辆稳定性^[8]。

由式(1)可知:若保持横向稳定杆材料属性不变,可通过调节纵向连接杆长度和横向稳定杆截面惯性矩改变横向稳定杆侧倾刚度,提高车辆操纵稳定性。由式(2)可知:增大前悬架中弹性元件及横向稳定杆的侧倾刚度可提高车辆操纵稳定性。弹性元件侧倾刚度过度增大会降低车辆平顺性、舒适性,因此可通过调整横向稳定杆侧倾刚度提高车辆操纵稳定性。

1.3 后悬架参数

后悬架结构参数对车辆操纵稳定性的影响近似于前悬架的“干涉转向”,即车辆转向过程中,车身相对于车轮发生一定程度的倾斜,侧倾造成内、外侧载荷变化,导致后轴轴线相对汽车纵向中心线发生偏转,产生轴转向现象^[9]。增大钢板弹簧刚度,可以增大车辆临界侧倾角;降低钢板弹簧总成弧高,可以减小悬架运动时轮心纵向位移,减小车辆轴转向,提高车辆操纵稳定性^[10]。

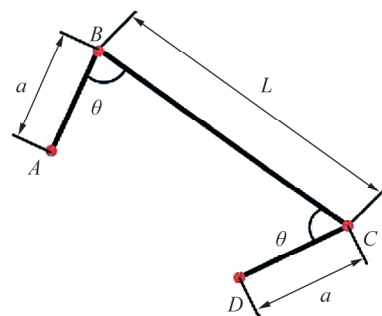


图 1 横向稳定杆简化模型

2 车辆动力学模型与仿真分析

2.1 车辆动力学模型

某商用车技术参数如表1所示。采用ADAMS/Car软件根据表1建立的商用车动力学仿真模型如图2所示。结合文献[11]分析车辆稳态回转工况时的转向、转向盘角阶跃工况的横摆角速度响应时间及峰值响应时间。

表1 车辆技术参数

轴距/mm	前轮距/mm	后轮距/mm	整车质量/kg	前悬质量/kg	后悬质量/kg	最小转弯 半径/m	最大设计 车速/($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	x 方向整车 惯量/($\text{km}\cdot\text{m}^2$)
2 870	1 520	1 540	1 580	830	750	5.5	120	920
z 方向 整车惯量/ ($\text{km}\cdot\text{m}^2$)	y 方向 整车惯量/ ($\text{km}\cdot\text{m}^2$)	前螺旋弹簧 刚度/ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	后钢板弹簧 刚度/ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	稳定杆 半径/mm	前束角/ ($^{\circ}$)	车辆外倾角/ ($^{\circ}$)	主销后倾角/ ($^{\circ}$)	主销内倾角/ ($^{\circ}$)
3 680	3 880	76	115	9	0.75	0.8	4.2	11.5

由图2可知:该模型包括前后悬架系统、转向系统、横向稳定杆及轮胎等关键部件子模型,采用质点质量模拟整车质量。基于仿真模型开展纵向、横向和垂向多维度动力学研究,采用稳态回转工况的稳态响应、转向盘角阶跃工况的瞬态响应评价车辆悬架本征参数与操纵稳定性之间的关系。

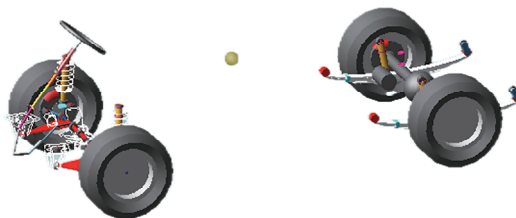


图2 商用车动力学仿真模型

2.2 整车仿真分析

2.2.1 稳态回转仿真试验

采用车辆前、后轴侧偏角绝对值的差 Δ_e 评价车辆稳态响应,当 $\Delta_e > 0^{\circ}$,车辆不足转向; $\Delta_e = 0^{\circ}$,车辆转向正常; $\Delta_e < 0^{\circ}$,车辆过度转向^[12-13]。

车辆稳态回转工况下,车辆以最低稳定车速行驶,车辆实时位置为 (x_1, y_1) ,定义初始位置为 $(0, 0)$,调整转向盘转角,使车辆沿半径为30 m的圆弧行驶稳定后,稳定加速踏板位置、转向盘角度,保持3 s,逐步增大车速,使车辆侧向加速度以不大于 0.5 m/s^2 的幅度增加,至侧向加速度为 6.5 m/s^2 ^[14-16]。车辆稳态回转工况行驶轨迹仿真结果如图3所示,侧向加速度与 Δ_e 的关系如图4所示。

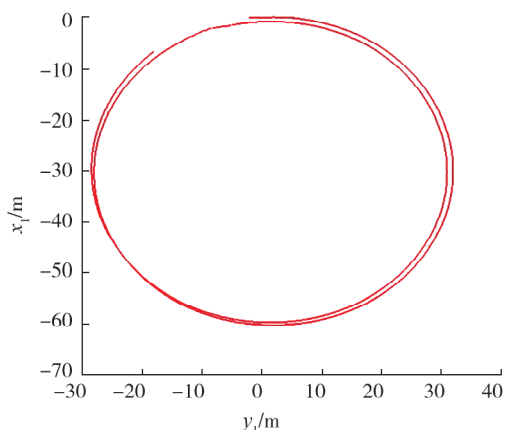


图3 稳态回转工况行驶轨迹

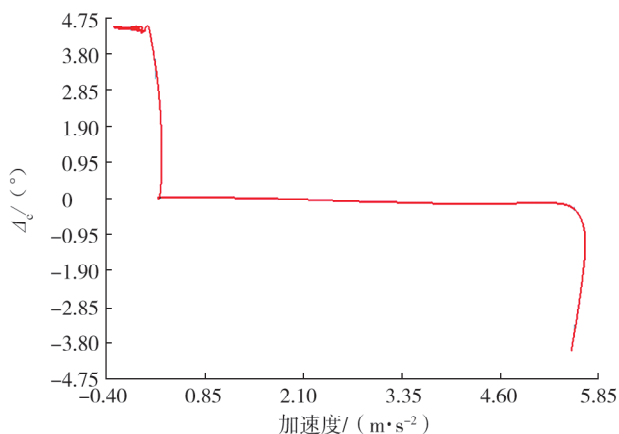


图4 侧向加速度与 Δ_e 的关系曲线

由图 3 可知:车辆从出发点稳定行驶一段时间后,车辆转弯半径减小,即车辆有一定的过度转向特性。由图 4 可知:车辆侧向加速度小于 0.25 m/s^2 时,车辆不足转向;随着车速增加,侧向加速度达到 1.75 m/s^2 时,车辆出现过度转向,极易出现侧滑或甩尾。

2.2.2 转向盘角阶跃仿真试验

车辆满载工况下,保持车速为 60 km/h 匀速直线行驶,行驶至 1 s 时,转动转向盘并保持转向角为 30° ,车辆做匀速圆周运动,至车辆加速度稳定。角阶跃工况的侧向加速度和横摆角速度如图 5 所示。

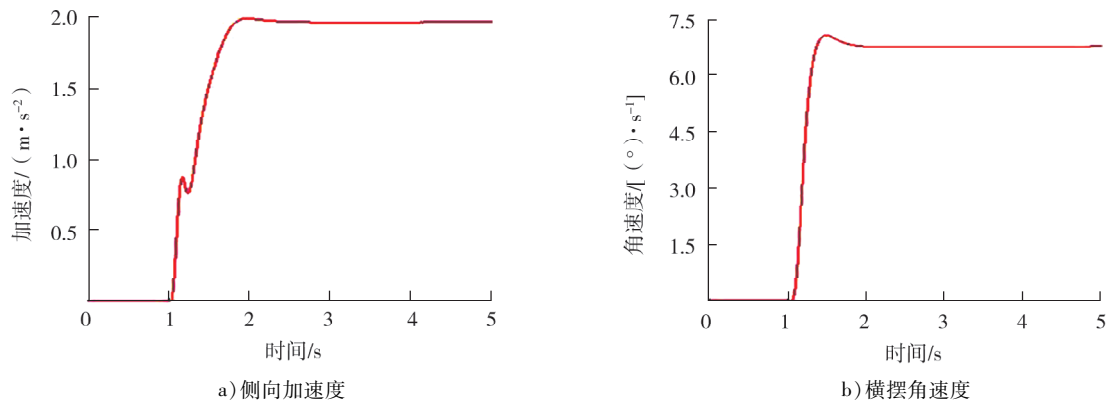


图 5 角阶跃工况的侧向加速度和横摆角速度

由图 5 可知:侧向加速度与横摆角速度的变化基本一致,侧向加速度超调量较小;横摆角速度逐渐增大,当转向角不再变化后,在悬架阻尼作用下,横摆角速度快速稳定;横摆角速度响应时间为 0.28 s ,满足相同类型车辆横摆角速度响应时间小于 0.34 s 的要求;横摆角速度峰值响应时间约为 0.50 s ,满足相同类型车辆横摆角速度峰值响应时间小于 0.56 s 的要求。

3 优化方案与验证

根据车辆悬架结构参数,结合仿真分析结果,对车辆前悬架结构参数、横向稳定杆结构参数和后悬架结构进行优化设计,并通过稳态回转、转向盘角阶跃工况仿真试验进行验证。

3.1 优化方案

3.1.1 前悬架参数优化

优化前悬架参数,降低摆臂衬套中心点 z 向高度,即降低车辆侧倾中心高度,改善整车垂向跳动过程中车轮外倾特性;降低摆臂压杆衬套中心点 z 向高度,减小车辆垂向跳动过程中主销后倾角和轮心位移,减少车辆转向滞后性和制动时的俯仰运动;增大转向横拉杆外球心 z 向高度,调整转向几何关系,提高车辆后轴转向跟随性,以质心点为原点,前悬架参数优化前、后坐标对比如表 2 所示。

表 2 前悬架参数优化前、后坐标对比

单位: mm

项目	优化前坐标	优化后坐标
摆臂衬套中心点	(-7.46, -333.23, -207.21)	(-7.46, -333.23, -227.21)
摆臂压杆衬套中心点	(-390.18, -366.86, -208.07)	(-390.18, -366.86, -248.07)
转向横拉杆外球心	(-123.13, -700.74, -226.23)	(-123.13, -700.74, -202.23)

3.1.2 横向稳定杆参数优化

为提高车辆横向侧倾刚度,调整横向稳定杆外形和结构尺寸,设计 2 种优化方案:1) 延长横向稳定杆防摆杆、缩短纵向连结杆,径向截面直径保持不变;2) 在第一种方案的基础上,将横向稳定杆的径向截面直径调整为 13 mm ,横向稳定杆优化前、后结构对比如图 6 所示。



图6 横向稳定杆优化前、后结构对比图

3.1.3 后悬架参数优化

因车辆转向时后轴内、外侧钢板弹簧载荷发生改变,后轴轴线相对汽车纵向中心线偏转一定角度,产生轴转向效应,使车辆产生过多转向趋势。调整后簧前安装点、后簧吊耳上安装点 x 、 z 方向坐标,将钢板弹簧空载弧高由 111.0 mm 减小为 81.5 mm,使钢板弹簧倾斜角度增大,钢板弹簧总成弧高降低,减小悬架运动时轮心纵向位移,降低车辆轴转向效应。后悬架参数优化前、后坐标对比如表 3 所示。

表3 后悬架参数优化前、后坐标对比

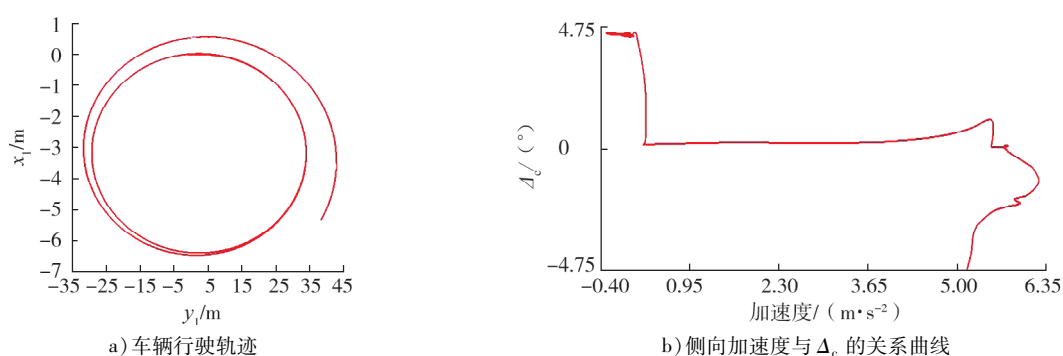
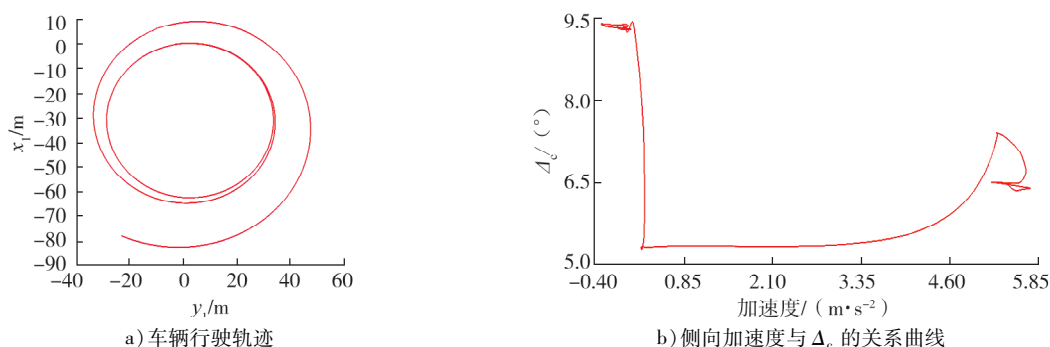
单位:mm

项目	优化前坐标	优化后坐标
后簧前安装点	(2 342.878, -535.0, -207.64)	(2 328.89, -535.0, -285.28)
后簧吊耳上安装点	(3 392.880, -535.0, -154.19)	(3 400.99, -535.0, -135.69)

选择优化后的前悬架、横向稳定杆、后悬架优化参数,设计优化方案 Y_1 、 Y_2 ,方案 Y_1 选择横向稳定杆第 1 种优化方案,方案 Y_2 选择横向稳定杆第 2 种优化方案,方案 Y_1 、 Y_2 的前悬架、后悬架优化参数均相同。

3.2 仿真验证

对车辆进行稳态回转工况、方向盘角阶跃工况仿真试验,优化方案 Y_1 、 Y_2 稳态回转工况仿真结果如图 7、8 所示。

图7 优化方案 Y_1 稳态回转工况仿真结果图8 优化方案 Y_2 稳态回转工况仿真结果

由图7、8可知:采用优化方案 Y_1 和 Y_2 ,在稳态回转工况仿真开始阶段,侧向加速度较小,车辆转向半径增大趋势缓慢,接近中性转向;随着侧向加速度增大,车辆转向半径增大,两种优化方案下,车辆均表现出不足转向特性;当侧向加速度约大于 5.00 m/s^2 时,优化方案 Y_1 中 $\Delta_c < 0^\circ$,存在过度转向风险;优化方案 Y_2 中 Δ_c 一直大于 0° ,不存在过度转向风险。

转向盘角阶跃工况仿真试验时,优化方案 Y_1 、 Y_2 的横摆角速度响应时间分别为0.22、0.24 s,横摆角速度峰值响应时间分别为0.42、0.51 s,两种优化后方案相较于优化前方案响应速度均有所提高,且均满足同类型车辆横摆角速度响应时间小于0.34 s、横摆角速度峰值响应时间小于0.56 s的要求。但考虑稳态回转工况仿真结果,选择优化方案 Y_2 为最终优化方案。

4 结论

本文中采用ADAMS/Car软件建立了商用车动力学模型,分析稳态回转工况和转向盘角阶跃工况下,悬架本征参数对整车操纵稳定性影响,结论如下。

1) 车辆稳态回转工况下,随着侧向加速度增大,前、后轴侧偏角绝对值的差由正变负,车辆特性由不足转向到过度转向,可能存在侧滑或甩尾风险。

2) 优化前悬架结构参数、横向稳定杆和后悬架结构参数,对不改变横向稳定杆径向直径的优化方案,优化后车辆稳态回转工况下,随着侧向加速度增大,车辆可能存在侧滑或甩尾风险。

3) 对改变横向稳定杆径向直径的优化方案,优化后车辆稳态回转工况下,随着侧向加速度增大,车辆特性未出现过度转向,不存在侧滑或甩尾风险。

4) 转向盘角阶跃工况下,车辆悬架本征参数优化前、后的瞬态响应均满足行业要求。

参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 3版. 北京:机械工业出版社,2022.
- [2] 张宝珍,谢晖,黄晶,等. 基于后轮主动脉冲转向的车辆稳定性分析与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(9):366-373.
- [3] 郭旭东,杨世春. 自动驾驶4WS车辆路径跟踪最优控制算法仿真[J]. 计算机仿真,2020,37(4):123-127.
- [4] 裴晓飞,刘志厅,陈祯福,等. 分布式驱动电动汽车的差速转向控制及其适用性[J]. 汽车安全与节能学报,2019,10(4):423-432.
- [5] 余卓平,冷搏,熊璐,等. 双线法与横摆角速度法联合的车辆稳定性判据[J]. 同济大学学报(自然科学版),2015,43(12):1841-1849.
- [6] 马涛锋,薛念文,李仲兴,等. 对汽车操纵稳定性的影响因素分析及对操稳性的研究评价[J]. 机械设计与制造,2005(4):122-123.
- [7] 王吉亮,李彦钊. 前悬架横向稳定杆对汽车操纵稳定性的影响[J]. 上海汽车,2016(12):3-5.
- [8] 潘筱,王玉民. 横向稳定杆刚度对汽车操纵稳定性的影响[C]//第四届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集. 焦作:河南省汽车工程学会,2007.
- [9] 曹卫,吴新辉,黄红武. 客车横向稳态侧倾稳定性的评价研究[C]//Proceedings of the 14th International Forum of Automotive Traffic Safety. 长沙,中国:湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室,2017.
- [10] 崔勇,陶德清,沙莎,等. 基于ADAMS/Car整车操纵稳定性仿真分析[J]. 机械制造与自动化,2017,46(6):110-113.
- [11] 全国汽车标准化技术委员会. 汽车操纵稳定性试验方法:GB/T 6323—2014[S]. 北京:中国标准出版社,2014.
- [12] 李艺璇,熊庆,朱颖谋,等. 多体动力学软件应用于汽车操纵稳定性研究综述[J]. 成都大学学报(自然科学版),2023,42(1):40-47.
- [13] 庞赞,周毅,徐刚. 基于悬架K&C试验预测汽车稳态转向特性[J]. 机电一体化,2016,22(3):67-69.
- [14] 张丽霞,葛小茜,潘福全,等. 悬架弹簧刚度对汽车操纵稳定性影响仿真研究[J]. 农业装备与车辆工程,2001(1):6-11.
- [15] 赵永强. 四轮轮毂驱动电动汽车扭矩优化分配方法的研究[D]. 长春:吉林大学,2021.
- [16] 郝海生. 某型营运客车的操纵稳定性仿真分析研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2009.

(下转第62页)

- [15] 张广峰,郭进举,胥晓琛,等. 190 系列发动机活塞连杆组工艺改进[J]. 内燃机,2021(2):5-8.
- [16] 周炎,张晓晨,马兴刚,等. 船用 2 MW 级天然气发动机及动力系统研发[J]. 柴油机,2019,41(4):1-4.
- [17] 刘圣华,周龙保. 内燃机学[M]. 4 版. 北京:机械工业出版社, 2017.

Development of Z180/T marine single LNG engine

ZHANG Hongxiang, LI Jie, XIAO Longbo, WEI Xuetao, YANG Shanggang, JING Tao

Zichai Machinery Co., Ltd., Zi bo 255086, China

Abstract: In order to meet the market demand for single gas marine engines with the cylinder diameter less than 200 mm and the power greater than 600 kW, the Z6180 dual fuel engine is used as the parent engine, based on modular design ideas, the air system, gas system, and control system of the engine are designed. A single fuel marine liquefied natural gas (LNG) engine with a cylinder diameter of 180 mm is developed. According to the requirements of “Emission Limits and Measurement Methods for Marine Engine Exhaust Pollutants (China Phase II)”, a 2 000 h emission durability test is conducted on the engine. The test results show that the developed LNG engine meets the design requirements, the natural gas supply system and the precise gas control strategy for the engine under all operating conditions are durable and reliable, and the emission indicators meet the requirements of the National Standard II for ship engines.

Keywords: gas supply system; durability test; LNG engine; control strategy

(责任编辑:刘丽君)

.....
(上接第 56 页)

Analysis of commercial vehicle handling stability based on suspension inherent parameters

LIU Hui, YAN An, HAN Zhen

School of Automotive Engineering, Shandong Jiaotong University, Jinan 250357, China

Abstract: In order to improve vehicle handling stability, the factors affecting vehicle handling stability are analyzed, the optimization measures such as reducing the height of front suspension parameters, adjusting the shape and structural size of the transverse stabilizer bar, and reducing the height of the steel plate spring in no-load condition are adopted. Based on ADAMS/Car software, a full-vehicle dynamics model is created to simulate and analyze the handling stability the vehicle before and after the optimization of front suspension parameters, lateral stabilizer bar, and rear suspension parameters under steady-state cornering conditions and steering wheel angle step conditions. The simulation results show that by using the optimization scheme of adjusting the diameter of the stabilizer bar's radial section, the absolute value of the difference between the front rear axle side slip angles under the vehicle's steady-state cornering condition is greater than 0° as the lateral acceleration increases, and the vehicle does not show oversteer, which reduces the risk of vehicle lateral skidding or tail wagging and improves the handling stability of the vehicle. The response time of the yaw angular velocity under optimal optimization scheme steering wheel angle step condition is 0.24 s, and the peak response time is 0.51 s, which meets the industry requirements.

Keywords: handling stability; dynamics model; optimization design; simulation analysis

(责任编辑:胡晓燕)