

恶劣工况下人机共驾效果影响机理分析及应用

王宪彬, 包文龙, 李麟, 张英哲

(东北林业大学 土木与交通学院, 黑龙江 哈尔滨 150040)

摘 要: 针对恶劣工况下人机共驾过程中存在的共驾效果即汽车路径跟踪精度与侧向稳定性影响机理探究不系统、不充分的问题,在双驾双控串联式人机共驾框架的基础上,建立了包含驾驶员状态的人机共驾模型,并且设计了基于模型预测控制(MPC)的人机共驾方法;深入研究了驾驶员预瞄时间、车速、路面附着系数、驾驶员状态参数和控制器参数对人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性的影响.结果表明:恶劣工况下人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性是相互耦合制约的,人机共驾汽车抵抗影响共驾效果因素的扰动能力越强,所设计的人机共驾车辆控制器性能越好.

关键词: 人机共驾;路径跟踪精度;侧向稳定性;机理分析;模型预测控制

中图分类号: U 471.15 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)12-0066-12

Mechanism Analysis and Application of Human-Machine Co-driving Effect Under Severe Driving Conditions

WANG Xian-bin, BAO Wen-long, LI Lin, ZHANG Ying-zhe

(College of Civil Engineering and Transportation, Northeast Forestry University, Harbin 150040, China. Corresponding author: WANG Xian-bin, E-mail: xbwang10@163.com)

Abstract: The mechanism for the co-driving effect (i. e., the accuracy of vehicle path tracking and lateral stability) during human-machine co-driving under severe driving conditions is not systematic and insufficient. To address this issue, a human-machine co-driving model was established that incorporated driver state based on the dual-driving dual-control tandem human-machine co-driving framework. Moreover, a method for human-machine co-driving based on model prediction control (MPC) was designed. An in-depth study was conducted on the influence of the driver's preview time, vehicle speed, road adhesion coefficient, driver state parameters, and controller parameters on the path tracking accuracy and lateral stability of human-machine co-driving vehicles. The results show that the vehicle path tracking accuracy and lateral stability control of human-machine co-driving vehicles under severe working conditions are mutually constrained, and a stronger ability of human-machine co-driving vehicles to resist the perturbation of factors affecting the co-driving effect means a better performance of the designed human-machine co-driving vehicle controller.

Key words: human-machine co-driving; path tracking accuracy; lateral stability; mechanism analysis; model prediction control(MPC)

无人驾驶技术可以提高交通效率、保障交通参与者安全.然而,由于技术难点多,且受限于相关法律法规的不完善,完全无人驾驶在短期内仍无法实现.驾驶人在实际驾驶过程中所面临的问题具有不确定性、脆弱性和开放性,决定了在短期内任何智能程度的系统都无法完全取代驾

驶人驾驶车辆^[1-2].因此,作为补充过渡阶段,人机共驾技术成为当下的研究热点.

人机共驾控制系统作为实现共驾任务的核心模块,其性能的好坏直接影响路径跟踪过程中的跟踪精度及整车侧向稳定性,进而影响驾驶效率和驾驶安全.尤其是对处在高速、低附着的极

收稿日期: 2024-06-18

基金项目: 黑龙江省重点研发计划项目(JD22A014); 国家自然科学基金资助项目(52175497).

作者简介: 王宪彬(1980—),男,黑龙江哈尔滨人,东北林业大学副教授,博士生导师.

限恶劣工况下的汽车,因高速低附着容易发生侧滑、甩尾,这不仅会在一定程度上降低路径跟踪精度,还会导致车身不稳定,诱发行车危险^[3].针对此类恶劣工况下的路径跟踪问题,由于路径跟踪精度与侧向稳定性存在制约关系,现有研究对两者进行协调控制还很不成熟.其中,一定程度归因于目前对恶劣工况下跟踪精度与侧向稳定性的影响机理的研究聚焦不足.

人机共驾汽车路径跟踪控制实际上是驾驶员与自动化系统之间的协同转向控制问题^[4].Flad等^[5]针对人机共驾协同转向控制问题,设计了一种合作最优共驾控制策略.Na等^[6-8]基于博弈论,研究了驾驶员和主动前轮转向(active front steering, AFS)之间的共驾控制问题,但并未对其路径跟踪精度与侧向稳定性的影响因素进行探究.潘学军等^[9]基于模糊PID方法控制车辆,使车辆能够在不同工况下对参考路径进行准确跟踪,但并未涉及稳定性控制研究.

汽车路径跟踪过程中的运动稳定性会影响驾驶的主动安全性,进而限制路径跟踪的精度.为此,众多学者对运动稳定性进行了深入研究.赵艳娥等^[10]针对分布式驱动电动汽车稳定性控制问题,提出了一种滑模控制方法,取得了理想的效果,但未涉及跟随控制研究.针对跟踪精度与操纵稳定性耦合机理,李炜等^[11]面向无人驾驶汽车,在车辆2自由度模型基础上,设计了基于传统预瞄误差模型的PID控制方法,探究了路径跟踪精度和操纵稳定性的影响因素,以及车辆路径跟踪精度和操纵稳定性之间的关系,但研究并未面向人机共驾汽车.

针对上述研究中存在的不足,本文首先建立了经典的单轨2自由度车辆动力学模型,其次,引入车辆在大地坐标系下的横向位移与横摆角,并结合动力学模型,建立“车-路”模型.然后,考虑驾驶员的预瞄跟随特性、稳态驾驶需求以及驾驶员状态,建立人-车-路系统模型,基于模型预测控制理论设计驾驶员和AFS共驾控制器,以实现路径跟踪任务.最后,针对跟踪精度及侧向稳定性的影响因素,进行不同恶劣工况下的仿真实验,以分析人机共驾汽车的路径跟踪精度与侧向稳定性影响机理,并为恶劣工况下车辆共驾控制器设计及判别提供思路.

1 人机共驾框架

人机共驾根据控制模式可以分为单驾双控、

双驾单控和双驾双控^[12].由于框架结构的不同,虽然单驾双控可以较好地补偿驾驶员在控制层的不足,但单驾双控将驾驶员操作视为理想状态,这大大增加了安全隐患.有关智能汽车事故的研究表明,在自动驾驶系统完全成熟之前保证驾驶员始终在环是非常重要的^[13-14],双驾单控虽然能最大限度减轻驾驶员操纵负担,但存在控制权切换的“空窗期”,其无法保证驾驶员始终在环进行车辆控制.不同于双驾单控通过切换控制权的方式,双驾双控得益于通过共享汽车控制权的方式,可以保证驾驶员始终在环,同时又可以在驾驶员操作失误时在一定程度上予以纠正,兼顾驾驶主权与行车安全性.

通过对驾驶员控制输入的处理,文献[15]又将双驾双控式人机共驾结构分为串联式和并联式(直接型和间接型),与并联式人机共驾相比,串联式框架(图1)将驾驶员前轮转角作为控制器的输入,共驾控制器通过追踪道路目标轨迹和驾驶员转角得出车辆前轮转角,不需要将驾驶员与控制系统的驾驶权重进行额外分配,以反馈补偿的形式实现人机共驾^[16],无需考虑人机冲突和驾驶权分配问题,控制效果良好且十分可靠.

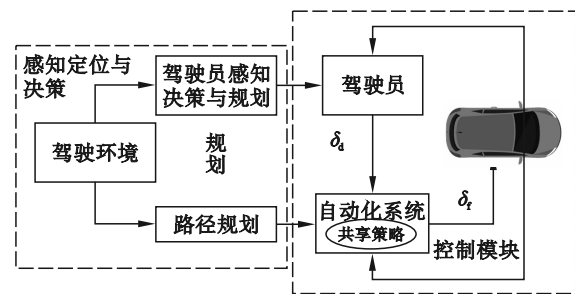


图1 双驾双控串联式人机共驾框架

Fig. 1 Dual-driving and dual-control tandem human-machine co-driving framework

图中, δ_d 为驾驶员前轮转角, δ_r 为共驾控制器输出的前轮转角.

对此,本文以双驾双控串联式人机共驾框架为基础,基于MPC算法,设计人机共驾策略,以实现人机共驾车辆的路径跟踪控制.

2 人机共驾系统模型及策略

2.1 人机共驾系统模型

2.1.1 驾驶员模型

驾驶员模型是对驾驶员实际操纵汽车的行为进行建模,本文建立考虑驾驶员的预瞄跟随特性^[17],

以及稳态驾驶需求的驾驶员模型,如式(1)所示:

$$\delta_d = \frac{2}{(t_p \times v_x)^2} \times y_L \times \left(L + \frac{mv_x^2(l_f C_{af} - l_r C_{ar})}{LC_{af} C_{ar}} \right). \quad (1)$$

式中: t_p 为预瞄时间; y_L 为预瞄偏差; v_x 为 x 轴纵向速度; l_f 为质心到前轴的距离; l_r 为质心到后轴的距离; C_{af} 为前轮等效侧偏刚度; C_{ar} 为后轮等效侧偏刚度; L 为轴距; m 为汽车质量.

考虑到驾驶员实际驾驶行为并非理想状态,其驾驶能力具备多样性,同时个性化的驾驶员各项反应参数、调整参数并非一致,对此在驾驶员模型(式(1))的基础上,获得改进的驾驶员模型,如图2所示.其中: s 为传递函数中的复频率变量; t_h 为动作反应滞后系数; t_d 为神经反应滞后系数; t_c 为微分校正系数^[18].不同的滞后系数表示驾驶员不同的驾驶能力.

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_y \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(C_{af} + C_{ar})}{mv_x} & \frac{(C_{af} l_f - C_{ar} l_r)}{mv_x} - v_x \\ \frac{(C_{af} l_f - C_{ar} l_r)}{I_z v_x} & \frac{(C_{af} l_f^2 + C_{ar} l_r^2)}{I_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{C_{af}}{m} \\ -\frac{C_{af} l_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f \quad (2)$$

式中: v_y 为 y 轴侧向速度; ω 为横摆角速度; I_z 为汽车绕 z 轴的转动惯量.

车辆模型如图3所示,其中, XOY 为大地坐标系, xoy 为车辆坐标系.

车辆在路径跟踪过程中的横向位移以及横摆角的获取对控制是非常重要的,假设汽车运动过程横摆角较小,则简化的车辆运动学模型如式(3)所示.

$$\left. \begin{aligned} \dot{L}_Y &= v_x \phi + v_y, \\ \dot{\phi} &= \omega. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: L_Y 为大地坐标系下的横向位移; ϕ 为车辆横摆角.联立式(2)、式(3),得到车-路模型,如式(4)所示:

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega} \\ \dot{L}_Y \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(C_{af} + C_{ar})}{mv_x} & \frac{(C_{af} l_f - C_{ar} l_r)}{mv_x} - v_x & 0 & 0 \\ \frac{(C_{af} l_f - C_{ar} l_r)}{I_z v_x} & \frac{(C_{af} l_f^2 + C_{ar} l_r^2)}{I_z v_x} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & v_x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \times$$

$$\begin{bmatrix} v_y & \omega & L_Y & \phi \end{bmatrix}^T + \begin{bmatrix} -\frac{C_{af}}{m} \\ -\frac{C_{af} l_f}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f \quad (4)$$

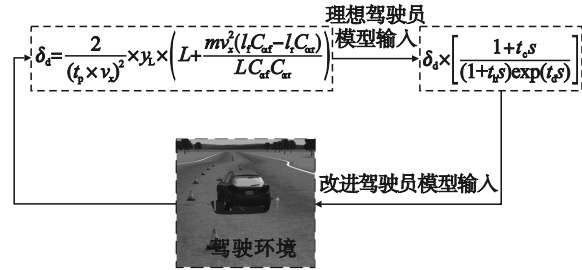


图2 改进的驾驶员模型
Fig. 2 Improved driver model

2.1.2 车路模型

人机共驾汽车的路径跟踪精度和侧向稳定性重点关注的是汽车的侧向运动.因此,本文建立经典的单轨车辆2自由度动力学模型并将其表达为状态空间方程,如式(2)所示,能够准确地反映车辆侧向运动时的横向和横摆运动特性.

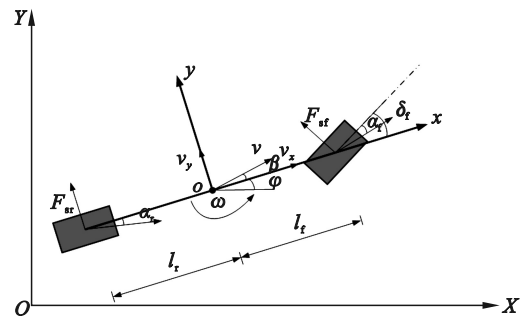


图3 车辆模型
Fig. 3 Vehicle model

为了便于表述该车-路模型的状态方程,将此系统记为

$$\dot{x}_1 = A_1 x_1 + B_1 u. \quad (5)$$

其中:

$$A_1 = \begin{bmatrix} \frac{(C_{af} + C_{ar})}{mv_x} & \frac{(C_{af} l_f - C_{ar} l_r)}{mv_x} - v_x & 0 & 0 \\ \frac{(C_{af} l_f - C_{ar} l_r)}{I_z v_x} & \frac{(C_{af} l_f^2 + C_{ar} l_r^2)}{I_z v_x} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & v_x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} -\frac{C_{af}}{m} \\ -\frac{C_{af} l_f}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix};$$

\mathbf{x}_1 为状态变量, $\mathbf{x}_1 = [v_y \ \omega \ L_y \ \varphi]^T$; \mathbf{u} 为系统输入, $\mathbf{u} = \delta_f$.

2.2 基于 MPC 算法的人机共驾策略

本文以双驾双控串联式人机共驾框架为基础, 基于 MPC 算法, 设计人机共驾策略, 如图 4 所示, 以实现人机共驾车辆的路径跟踪. 其中, t_p 为预瞄时间.

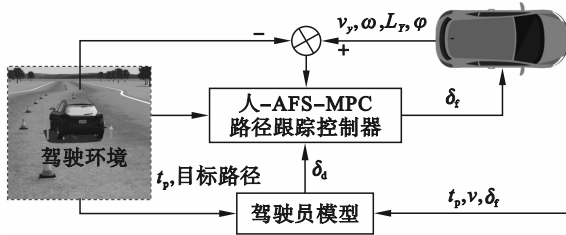


图 4 人机共驾策略

Fig. 4 Human-machine co-driving strategy

以式(4)作为共驾控制器的基础模型, 共驾控制器通过处理参考路径和驾驶员的输入, 进行人机交互, 得到最优的前轮转角, 作用于车辆实现人机共驾下的路径跟踪. 由于控制器的设计适用于离散状态空间方程, 定义系统输出向量 $\mathbf{y}_1 = [v_y \ \omega \ L_y \ \varphi]^T$, 采用一阶差商法将连续状态空

间方程离散化, 得到如式(6)所示的离散状态空间方程:

$$\begin{cases} \mathbf{x}_1(k+1) = \mathbf{A}_k \mathbf{x}_1(k) + \mathbf{B}_k \mathbf{u}(k), \\ \mathbf{y}_1(k) = \mathbf{C}_1 \mathbf{x}_1(k). \end{cases} \quad (6)$$

式中: $\mathbf{A}_k = T\mathbf{A}_1 + \mathbf{I}$; $\mathbf{B}_k = T\mathbf{B}_1$; T 为采样周期, \mathbf{I} 为单位矩阵; $\mathbf{x}_1(k) = [v_y(k) \ \omega(k) \ L_y(k) \ \varphi(k)]^T$; $\mathbf{C}_1 =$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \mathbf{u}(k) \text{ 为系统离散化后的第 } k \text{ 步输入, 为前轮转角 } \delta_f.$$

设定 MPC 共驾控制器的预测时域为 N_p , 控制时域为 N_c , 且 $N_c \leq N_p$. 为便于控制器设计, 优化控制变量, 构造新的 t 时刻的状态变量和输出为^[19]

$$\begin{cases} \mathbf{x}(k+t|t) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1(k+t|t) \\ \mathbf{u}(k+t-1|t) \end{bmatrix}, \\ \mathbf{y}(k|k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k|k). \end{cases} \quad (7)$$

式中: $\mathbf{u}(k+t-1|t)$ 为 t 时刻向前 $(k-1)$ 步的输入, 即 δ_f 值; $\mathbf{C} = [\mathbf{C}_1 \ \mathbf{0}_{n \times m}]$.

基于式(7), 通过迭代输出方程, 得到 N_p 的输出为

$$\mathbf{Y}(k) = \Psi \mathbf{x}(k) + \Theta \Delta \mathbf{U}(k). \quad (8)$$

其中:

$$\mathbf{Y}(k) = \begin{bmatrix} y(k+1) \\ y(k+2) \\ \vdots \\ y(k+N_c) \\ \vdots \\ y(k+N_p) \end{bmatrix}; \Psi = \begin{bmatrix} \mathbf{C}\mathbf{A} \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_c} \\ \vdots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_p} \end{bmatrix}; \Delta \mathbf{U}(k) = \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) \\ \Delta \mathbf{u}(k+1) \\ \Delta \mathbf{u}(k+2) \\ \vdots \\ \Delta \mathbf{u}(k+N_c-1) \\ \Delta \mathbf{u}(k+N_c) \end{bmatrix};$$

$$\Theta = \begin{bmatrix} \mathbf{C}\mathbf{B} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \mathbf{C}\mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{C}\mathbf{B} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & 0 & 0 \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_c-1}\mathbf{B} & \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_c-2}\mathbf{B} & \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_c-3}\mathbf{B} & \dots & \mathbf{C}\mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{C}\mathbf{B} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_p-1}\mathbf{B} & \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_p-2}\mathbf{B} & \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_p-3}\mathbf{B} & \dots & \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_p-N_c}\mathbf{B} & \mathbf{C}\mathbf{A}^{N_p-N_c-1}\mathbf{B} \end{bmatrix}.$$

其中: $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_k & \mathbf{B}_k \\ \mathbf{0}_{m \times n} & \mathbf{I}_m \end{bmatrix}$; $\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_k \\ \mathbf{I}_m \end{bmatrix}$; m 为控制变量维度; n 为状态变量维度; \mathbf{I}_m 为阶数为 m 阶的单位矩阵.

建立 MPC 共驾控制器目标函数如下:

$$V(k) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{N_p} [(\mathbf{y}(k+j) - \mathbf{r}(k+j))^T \mathbf{Q} (\mathbf{y}(k+j) - \mathbf{r}(k+j))] + \frac{1}{2} \sum_{j=0}^{N_c-1} [\mathbf{u}^T(k+j) \mathbf{R} \mathbf{u}(k+j)] + \rho \varepsilon^2. \quad (9)$$

式中: \mathbf{Q} 和 \mathbf{R} 分别为状态变量和控制变量的权重

矩阵; $\mathbf{r} = [v_{y,\text{ref}} \ \omega_{\text{ref}} \ L_{y,\text{ref}} \ \varphi_{\text{ref}}]^T$ 为系统的参考输出量; ρ 为权重系数; ε 为松弛因子; j 为控制步数, $k+j$ 表示第 $k+j$ 步.

在设计控制策略时, 本文考虑控制过程中的控制变量、控制增量约束, 其表达式为

$$\begin{cases} \Delta \mathbf{u}_{\min}(k) \leq \Delta \mathbf{u}(k) \leq \Delta \mathbf{u}_{\max}(k), \\ \mathbf{u}_{\min}(k) \leq \mathbf{u}(k) \leq \mathbf{u}_{\max}(k). \end{cases} \quad (10)$$

在每个控制周期内, 求解如下约束优化问题:

$$\min_u V(k) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{N_c} \left[(y(k+j) - r(k+j))^T \right] + \left. \begin{aligned} & \frac{1}{2} \sum_{j=0}^{N_c-1} [\mathbf{u}^T(k+j) \mathbf{R} \mathbf{u}(k+j)] + \rho \varepsilon^2, \\ & \Delta \mathbf{u}_{\min}(k) \leq \Delta \mathbf{u}(k) \leq \Delta \mathbf{u}_{\max}(k), \\ & \mathbf{u}_{\min}(k) \leq \mathbf{u}(k) \leq \mathbf{u}_{\max}(k). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

得到的最优控制增量序列为

$$\Delta \mathbf{U}(k) = [\Delta \mathbf{u}(k|k), \Delta \mathbf{u}(k+1|k), \dots, \Delta \mathbf{u}(k+N_c|k)]. \quad (12)$$

当前时刻系统控制输入为

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{u}(t-1) + \Delta \mathbf{u}(k). \quad (13)$$

3 仿真分析

为了验证上述所设计的人机共驾策略的有效性,本文采用 MATLAB/Simulink 和 CarSim 进行联合仿真.同时,为了探究恶劣工况下人机共驾效果的影响机理,选用车辆紧急避障或换道超车的双移线工况,以 ISO/TR3888-1 规定的双移线道路为测试道路,其参考轨迹如图 5 所示,设计不同的驾驶员参数、车辆参数、道路参数及控制器参数进行仿真对比分析.以某款 C 级人机共驾轿车作为研究对象,其基本参数如表 1 所示.

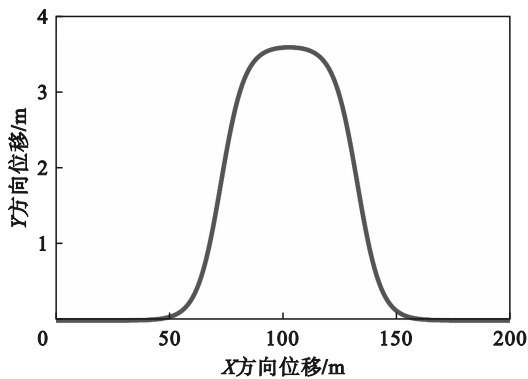


图5 参考轨迹

Fig. 5 Reference trajectory

表 1 车辆参数(以某款 C 级人机共驾轿车为例)

Table 1 Vehicle parameters (taking a certain C-class human-machine co-driving sedan as an example)

参数	数值
车辆质量 m/kg	1 412
l_f/m	1. 015
l_r/m	1. 895
$C_{af}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-112 600
$C_{ar}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-94 568
$I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 536. 7

3.1 人机共驾效果影响因素及评价参数

本文通过选取包括车速、驾驶员预瞄时间、路面附着系数、驾驶员能力参数及控制器参数等影响汽车典型驾驶效果的因素,以分析恶劣工况下对人机共驾效果、路径跟踪精度和侧向稳定性的影响.

本文以横向位移偏差和方向位移偏差作为表征路径跟踪精度优劣的评价参数^[11].此外,评价汽车典型行驶工况与极限行驶工况下的操纵稳定性好坏的参数有横向加速度、横摆角速度、车速等,其中在极限行驶工况下,横向加速度能更直观有效地表征汽车操纵稳定性的好坏^[20].基于此,综合本文所涉及各类工况,以车身实际横向加速度、横摆角速度同理想横向加速度、横摆角速度的趋近程度作为表征侧向稳定性的评价参数.

人机共驾汽车的理想横摆角速度 ω_d 可由 2 自由度车辆模型得到:

$$\omega_d = \frac{v_x}{L(1 + K v_x^2)} \delta_r \quad (14)$$

式中, K 为稳定性因素,

$$K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{l_r}{C_{ar}} - \frac{l_f}{C_{af}} \right). \quad (15)$$

由于车辆的最大轮胎力受地面附着系数的限制,车辆所能达到的最大横向加速度 $a_{y,\max} = \omega_{\max} v_x = \mu g$, 结合实际情况,进行 15% 的稳定裕量处理,则实际的理想横摆角速度最大值为^[21]

$$|\omega_{\max}| \leq \frac{0.85 \mu g}{v_x}. \quad (16)$$

其中: ω_{\max} 为横摆角速度的最大值; μ 为路面附着系数; g 为重力加速度.

结合式(14)~式(16)可得最终的理想横摆角速度、理想横向加速度为

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\text{des}} &= \min(|\omega_d|, |\omega_{\max}|) * \text{sgn}(\delta_f), \\ a_{y,\text{des}} &= \omega_{\text{des}} v_x. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: ω_{des} 为理想横摆角速度; $a_{y,\text{des}}$ 为理想横向加速度.

进一步即可得到实际横向加速度、横摆角速度同理想横向加速度、横摆角速度的趋近程度.

3.2 结果分析

3.2.1 不同预瞄时间工况

为分析恶劣工况下驾驶员预瞄时间对人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性的影响,设置仿真工况为高速低附着双移线恶劣工况,车速为 90 km/h,路面附着系数为 0.4,假设驾驶员各项反应能力均为理想状态,统一控制器参数为初始状态.试验设定 3 组驾驶员预瞄时间分别为 $t_p=0.6, 0.8, 1.0$ s,基于 MPC 算法实现人机共驾,并对不同预瞄时间下的评价路径跟踪精度有关的横向位移

偏差、方向角度偏差与评价侧向稳定性相关的横向加速度、横摆角速度等状态参数进行对比分析。

图 6 为不同预瞄时间下评价路径跟踪精度的横向位移偏差和方向角度偏差响应曲线。

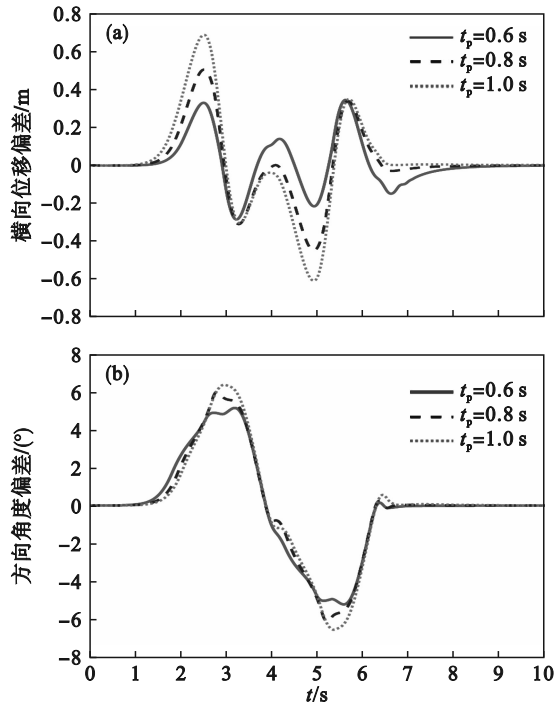


图 6 不同预瞄时间下跟踪精度

Fig. 6 Tracking accuracy at different preview time

(a) 一横向位移偏差; (b) 一方向角度偏差。

图 7 为不同预瞄时间下评价侧向稳定性的横向加速度、横摆角速度响应曲线。

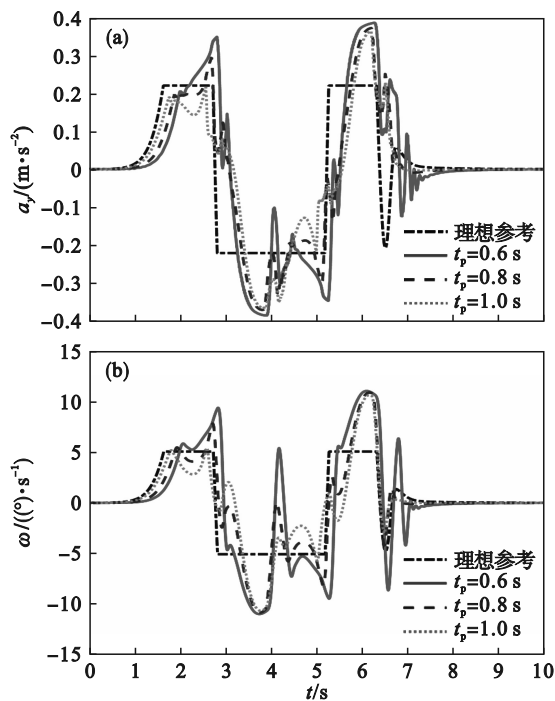


图 7 不同预瞄时间下侧向稳定性

Fig. 7 Lateral stability at different preview time

(a) 一横向加速度; (b) 一横摆角速度。

从图 6 可以看出, 驾驶员预瞄时间 $t_p=0.6$ s 时, 横向位移偏差的峰值为 0.346 m, 平均值为 0.085 m; 方向角度偏差的峰值为 5.198° , 平均值为 1.637° 。相比于 $t_p=0.6$ s, 当预瞄时间 $t_p=0.8$ s 时, 其横向位移偏差与方向角度偏差的峰值将增加, 且波动范围也更大, 具体位移峰值与平均值分别为 0.505, 0.109 m, 方向角度偏差峰值与平均值分别为 6.097° , 1.647° 。进一步增加预瞄时间当 $t_p=1.0$ s 时, 其横向位移与方向角度偏差的峰值将进一步增加, 且波动范围也会更大, 具体位移峰值与平均值分别为 0.688, 0.144 m, 方向角度偏差峰值与平均值分别为 6.531° , 1.712° , 但数值均在合理的范围内。通过对比可以发现, 人机共驾汽车的路径跟踪精度随着驾驶员预瞄时间的增加略有减小, 即预瞄时间越短, 路径跟随的精度越好。从图 7 可以看出, 最佳跟踪精度所对应的预瞄时间 ($t_p=0.6$ s), 其车辆的横向加速度与横摆角速度峰值最大, 整体波动范围、剧烈程度也最大, 且收敛速度也比 $t_p=0.8$ s 与 $t_p=1.0$ s 慢, 但数值也在合理的范围内。这表明, 该控制器对不同的预瞄时间均有良好的适应性, 稳定性控制效果理想; 且人机共驾汽车侧向稳定性的控制效果随着预瞄时间的增加而更理想。

因此, 对于人机共驾汽车, 驾驶员预瞄时间越长, 汽车行驶越平缓, 稳定性越好, 而驾驶员预瞄时间越短, 汽车路径跟踪精度越好, 但稳定性会变差。

3.2.2 不同车速工况

为分析恶劣工况下车速对人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性的影响, 设置车辆以不同速度行驶在路面附着系数为 0.4 的道路上, 驾驶员预瞄时间 $t_p=1.0$ s。试验设定 3 组车速分别为 $v=72, 90$ 和 100 km/h, 仿真结果如图 8, 图 9 所示。

从图 8 可以看到, 随着车速的增加, 人机共驾汽车的横向位移偏差、方向角度偏差也将增大, 即路径跟踪精度将会降低。由图 9 可看出, 随着车速的增加, 人机共驾汽车的横向加速度峰值将会增大, 且波动更为剧烈; 横摆角速度的波动收敛速度也呈现一样的现象, 但数值均在合理范围内。由上述试验结果可知, 人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性随着车速的增加而降低。

3.2.3 不同路面附着系数工况

为了研究路面附着系数对人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性的影响, 设定车辆以 90 km/h 的速度行驶在不同路面附着系数的双移

线道路上,驾驶员预瞄时间 $t_p=0.8$ s. 设定 3 组路面附着系数分别为 $\mu=0.30, 0.50, 0.85$, 仿真结果如图 10, 图 11 所示.

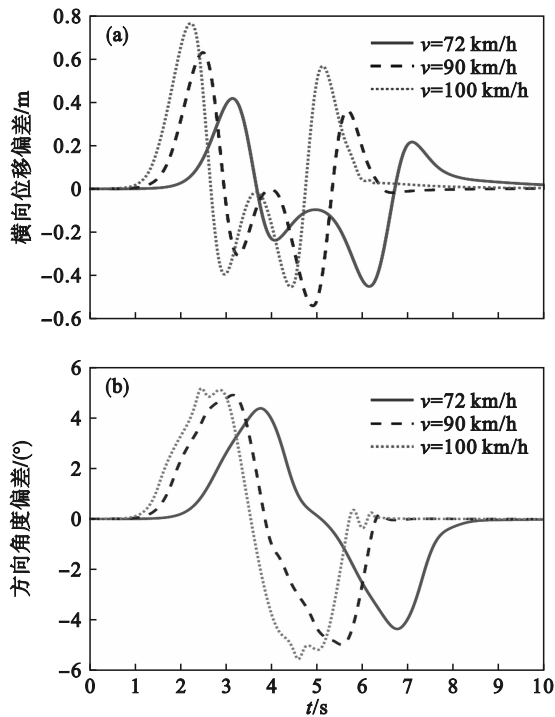


图 8 不同车速下跟踪精度

Fig. 8 Tracking accuracy at different speeds

(a) — 横向位移偏差; (b) — 方向角度偏差.

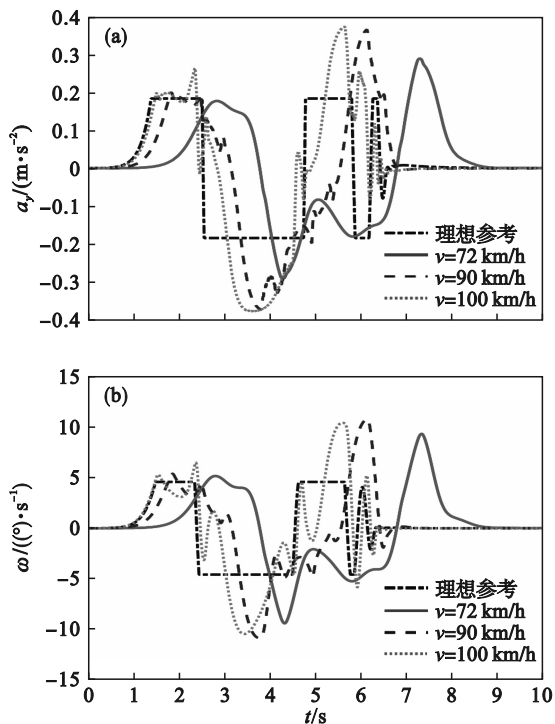


图 9 不同车速下侧向稳定性

Fig. 9 Lateral stability at different speeds

(a) — 横向加速度; (b) — 横摆角速度.

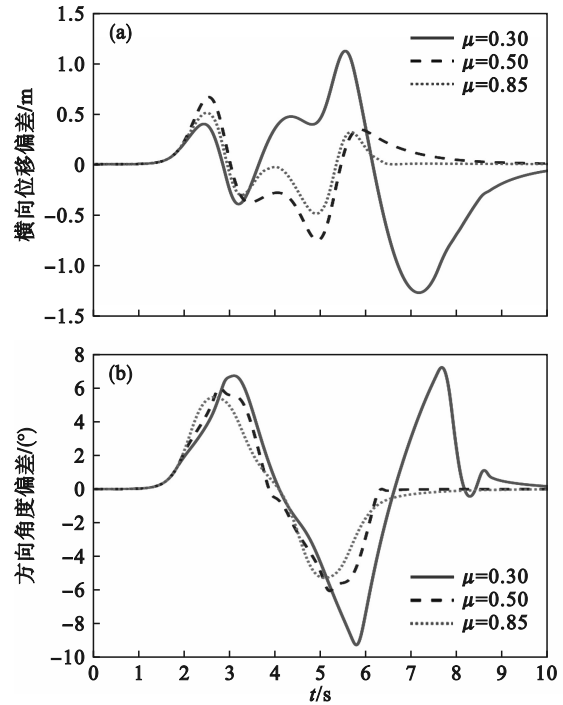


图 10 不同路面附着系数下跟踪精度

Fig. 10 Tracking accuracy under different road adhesion coefficients

(a) — 横向位移偏差; (b) — 方向角度偏差.

从图 10 可以看出,当驾驶环境比较恶劣时,即 $\mu=0.30$ 时,汽车在弯道转向处即时间约为 5 s 和 7 s 左右,横向位移偏差大大增加,峰值已经超过了 1.3 m,出现了较大的超调量,并且无法收敛,方向角度也一直处于波动状态,无法快速收敛.这表明,此时汽车已经偏离了目标路径且超出了行驶车道,人和控制系统已经无法控制住车辆;相比于极端的路面附着条件,随着路面附着情况得到改善,即当 $\mu=0.50$ 和 0.85 时,横向位移偏差与方向角度偏差均处在合理范围,能够迅速收敛,且路面附着系数越大,偏差越小,即路径跟踪精度越好.由图 11 可见,在极端的路面附着条件,即 $\mu=0.30$ 时,横向加速度与横摆角速度一直处于较大的波动状态,且无法收敛,说明此时车辆已经失稳,其稳定性无法得到有效控制,这也影响了路径跟踪时偏离目标路径,跟踪精度很差.通过对比可以发现,相较极端路面附着条件($\mu=0.30$),在较高路面附着系数,即当 $\mu=0.50$ 和 0.85 时,人机共驾汽车横向加速度与横摆角速度均在合理范围,波动较小,能够迅速收敛.结合上述试验结果可知,路面附着系数越小,人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性越差.

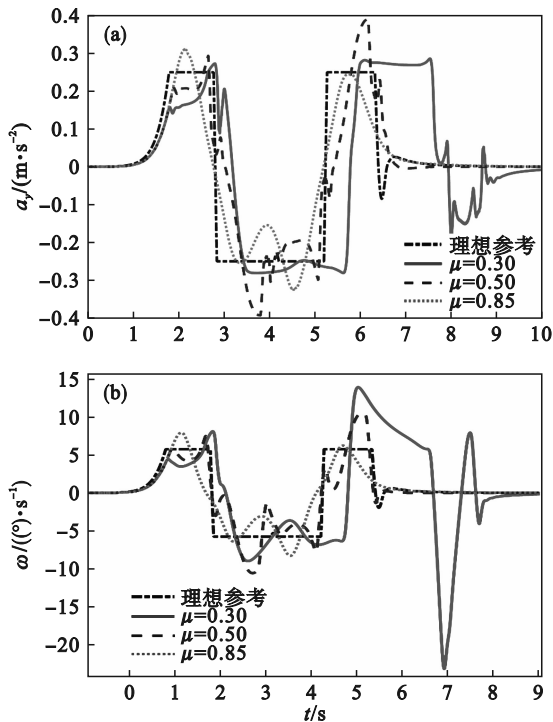


图 11 不同路面附着系数下侧向稳定性

Fig. 11 Lateral stability under different road adhesion coefficients

(a)—横向加速度; (b)—横摆角速度.

3.2.4 不同驾驶员参数工况

为了研究恶劣工况下驾驶员不同状态即不同能力的驾驶员对人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性的影响,设定车辆以 90 km/h 的速度行驶在路面附着系数 $\mu=0.40$ 的双移线道路上,驾驶员预瞄时间 $t_p=1.2$ s,结合文献[21]中对图 2 改进的驾驶员模型所涉及的驾驶员参数取值情况,试验设置了 5 种不同驾驶员状态,如表 2 所示(驾驶员参数具体含义见文献[22]).仿真结果如图 12,图 13 所示.

表 2 驾驶员状态参数
Table 2 Driver state parameters

参数	状态 1	状态 2	状态 3	状态 4	状态 5
t_d	0.1	0.2	0.2	0.2	0.3
t_h	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2
t_c	0.4	0.4	0.4	0.3	0.3

从图 12 可知,状态 1 各项偏差相较于其他状态输出峰值更小,波动也更平缓,而随着 t_d, t_h 变大, t_c 变小,其各项偏差将变大,状态 5 的偏差波动最为剧烈且很难收敛,表明此类驾驶员很难跟踪上目标轨迹.

由图 13 可以发现,不同驾驶员状态之间的参数输出峰值、波动情况和收敛趋势的对比与跟踪

精度输出一致.在状态 5 下,横向加速度和横摆角速度输出峰值最大、波动也最为剧烈,且收敛情况明显落后于其他状态,其原因在于此状态驾驶员无法对道路情况快速做出合理反应,修正驾驶效果,极大影响路径跟踪精度与侧向稳定性.

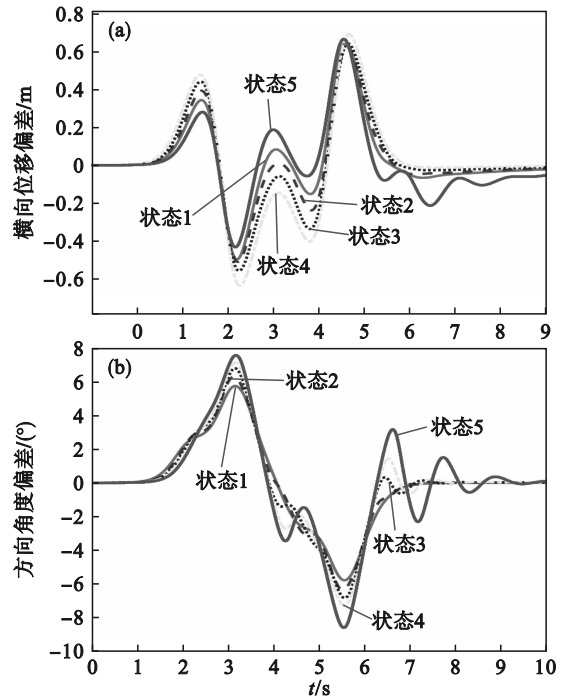


图 12 不同驾驶员状态下跟踪精度

Fig. 12 Tracking accuracy under different driver states

(a)—横向位移偏差; (b)—方向角度偏差.

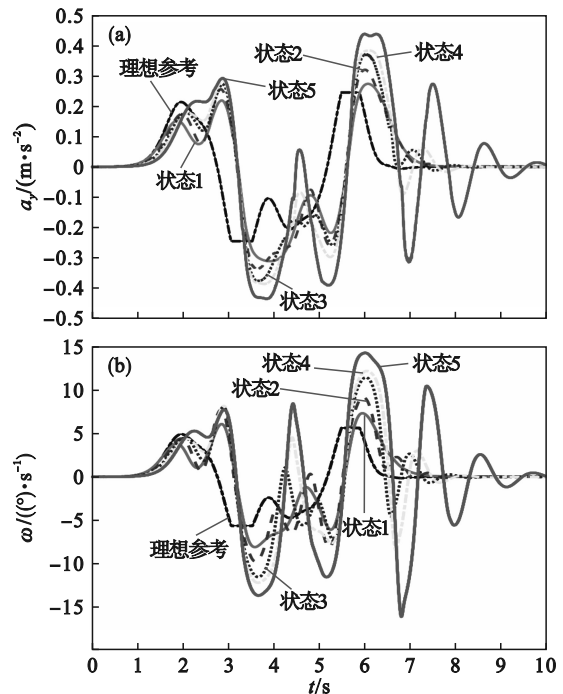


图 13 不同驾驶员状态下侧向稳定性

Fig. 13 Lateral stability under different driver states

(a)—横向加速度; (b)—横摆角速度.

从以上结果可知,驾驶员神经反应、动作反应滞后系数越小,微分校正系数越大,人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性越好.

3.2.5 不同控制器参数工况

为了研究恶劣工况下控制器参数对人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性的影响,设定车辆在固定的恶劣工况下,以 100 km/h 的速度行驶在路面附着系数 $\mu=0.5$ 的双移线道路上,驾驶员预瞄时间 $t_a=1.0$ s. 试验设定 3 组控制器参数,分别为以路径跟踪精度参数权重为主的工况 1,平衡两者权重的工况 2,以稳定性参数权重为主的工况 3,如表 3 所示. 仿真结果见图 14, 图 15.

表 3 控制器参数
Table 3 Controller parameters

工况	N_p	N_c	状态权重 Q	控制权重 R
工况 1	80	60	[1000;0100;0020;0005]	[1]
工况 2	80	60	[1000;0100;0010;0001]	[1]
工况 3	80	60	[2000;0500;0010;0001]	[1]

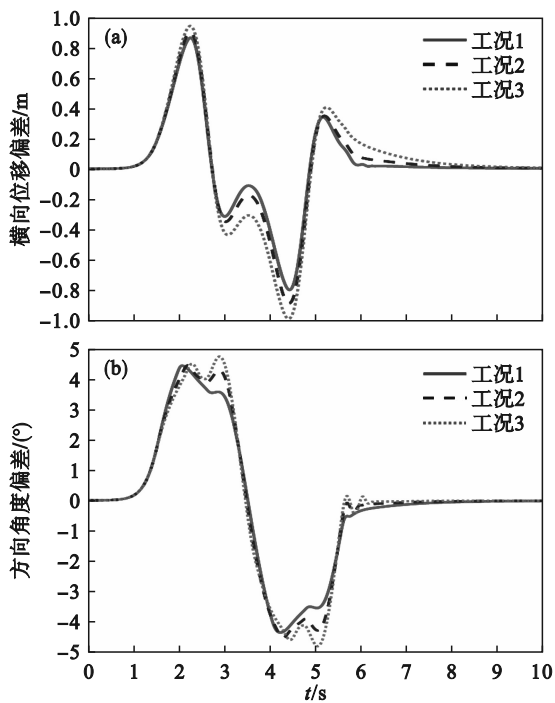


图 14 不同控制器参数下跟踪精度
Fig. 14 Tracking accuracy under different controller parameters
(a)—横向位移偏差; (b)—方向角度偏差.

从图 14 中可以看出,在工况 1 条件下,人机共驾汽车的横向位移偏差较工况 2、工况 3 输出峰值更小,曲线波动也更平缓,同时,收敛时间也更快;图 14 中的方向角度偏差输出峰值及波动趋势同位移偏差一致. 在工况 2 条件下,横向位

移偏差与方向角度偏差较工况 1 有所增加,但整体响应情况适中. 在工况 3 条件下,输出的横向位移偏差和方向角度偏差均较工况 1、工况 2 有所增加,且此时由于设置稳定性权重为主,在转向处方向角度偏差曲线波动更为剧烈. 由图 15 可以发现,工况 2 和工况 3 的横向加速度与横摆角速度输出峰值明显低于工况 1,且波动也平缓,且以稳定性参数权重为主的工况 3 的收敛速度最快.

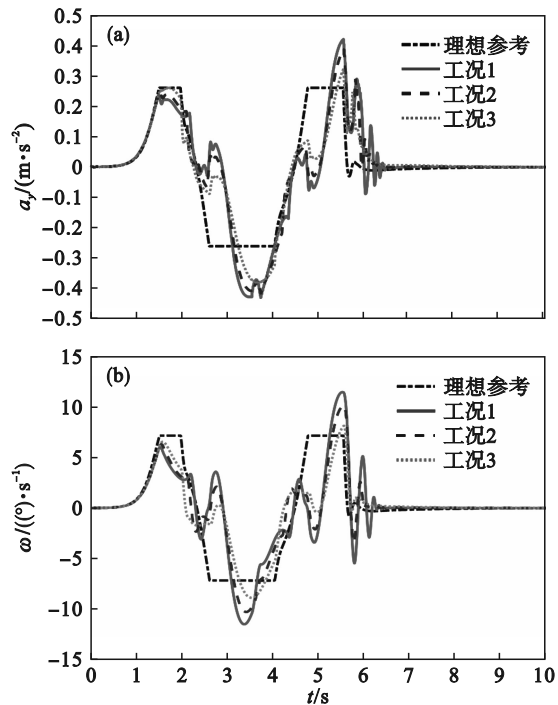


图 15 不同控制器参数下侧向稳定性
Fig. 15 Lateral stability under different controller parameters
(a)—横向加速度; (b)—横摆角速度.

表 4 给出了不同控制器参数下的人机共驾效果具体对比情况,可以看出,与工况 2(初始控制器参数权重)和工况 3 相比,提高跟踪精度参数权重的工况 1 的跟踪精度有明显提升,尤其是侧向位移误差绝对值均值相较于工况 2 和工况 3 分别减小了 12.85% 和 28.29%;但是其侧向稳定性是最差的,具体体现在提高稳定性参数权重的工况 3 相较于工况 1 和工况 2 的横摆角速度误差绝对值均值却又分别减小了 13.55% 和 5.98%.

结合上述仿真结果可以得到,人机共驾汽车路径跟踪精度与共驾控制器精度参数权重正相关,侧向稳定性与控制器稳定性参数权重正相关,且两者相互耦合制约;调参过程发现,恶劣工况下车辆对控制器跟踪参数权重非常敏感,权重

过大将导致车辆失稳,而控制器对稳定性参数有更强的适应性.

表 4 不同控制器参数的人机共驾效果对比
Table 4 Comparison of human-machine co-driving effects with different controller parameters

控制器 参数工况	侧向位移误差 绝对值均值	方向角度误差 绝对值均值	侧向加速度误差 绝对值均值	横摆角速度 误差绝对值均值
	m	(°)	$m \cdot s^{-2}$	$(^\circ) \cdot s^{-1}$
工况 1	0.169 7	1.386 0	0.853	1.988 7
工况 2	0.194 7	1.441 6	0.839	1.828 5
工况 3	0.236 7	1.468 7	0.834	1.719 2

4 应用分析

通过对恶劣工况下人机共驾汽车路径跟踪精度与侧向稳定性影响机理的揭示,本文给出一种恶劣工况下人机共驾车辆控制器设计判据:控制器抵抗影响共驾效果因素的扰动能力.

本文以抗路面附着系数扰动能力为例,通过对比分析基于 MPC 的共驾控制器与基于 LQR 的共驾控制器共驾效果,以判别所设计的人机共驾车辆控制器性能.设定车辆以 90 km/h 的速度行驶在不同路面附着系数的双移线道路上,预瞄时间 $t_p=0.8$ s. 试验设定 3 组路面附着系数分别为 $\mu=0.35, 0.50, 0.85$. 仿真结果如图 16, 图 17 所示.

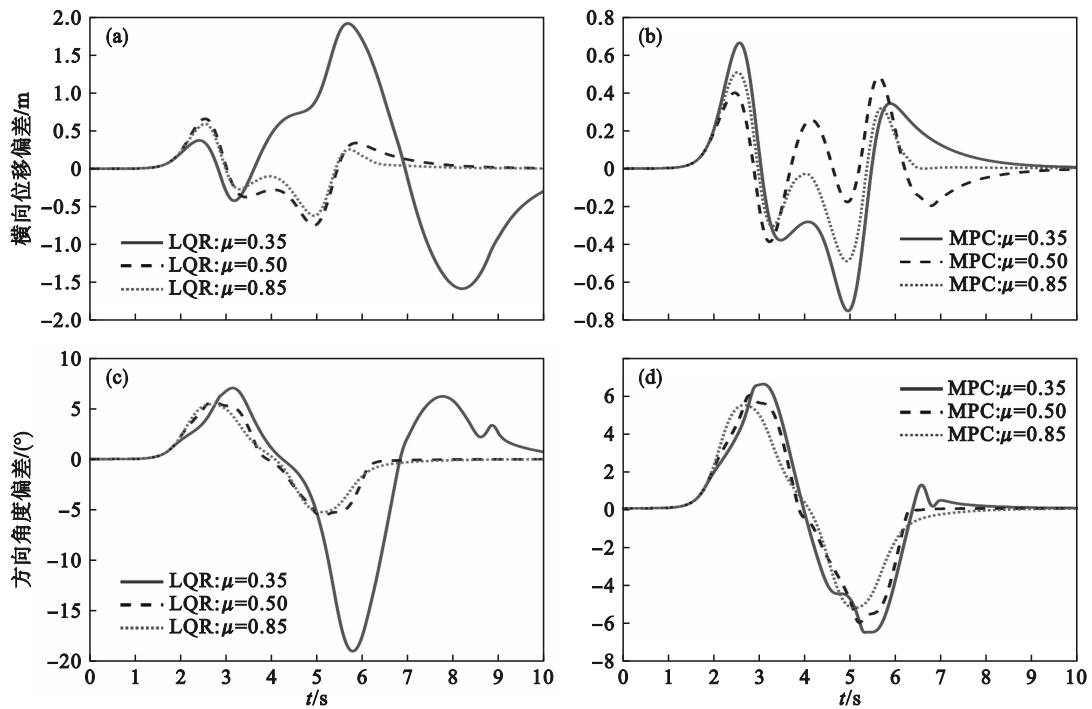


图 16 抗路面附着系数扰动能力:跟踪精度

Fig. 16 Resistance to road adhesion coefficient disturbance: tracking accuracy

(a)—基于 LQR 控制器的横向位移偏差; (b)—基于 MPC 控制器的横向位移偏差;
(c)—基于 LQR 控制器的方向角度偏差; (d)—基于 MPC 控制器的方向角度偏差.

通过对比可以发现,基于 LQR 控制器与基于 MPC 控制器在 $\mu=0.85, 0.50$ 时均能保持合理的跟踪精度与侧向稳定性,表明此时两者在路面附着系数 $\mu \geq 0.50$ 时均能有理想的抗路面附着系数扰动能力.而当路面附着系数 $\mu=0.35$ 时,LQR 控制器已不能将横向位移偏差、方向角度偏差,横向

加速度、横摆角速度控制在合理范围,并使其收敛;与 LQR 控制器相比,所设计的基于 MPC 的共驾控制器仍能有较理想的路径跟踪精度与侧向稳定性,这表明 MPC 控制器较 LQR 控制器有更好的抵抗低附着路面的能力,即有更好的抗路面附着系数扰动能力.

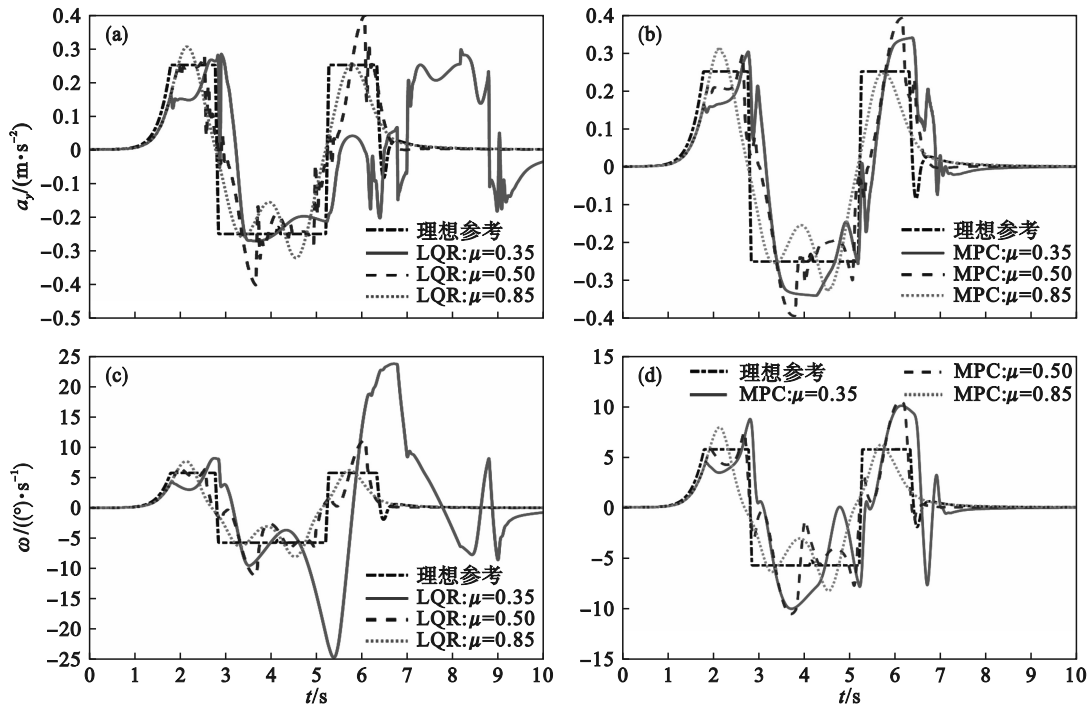


图 17 抗路面附着系数扰动能力:侧向稳定性

Fig. 17 Resistance to road adhesion coefficient disturbance: lateral stability

(a) — 基于 LQR 控制器的横向加速度; (b) — 基于 MPC 控制器的横向加速度;
 (c) — 基于 LQR 控制器的横摆角速度; (d) — 基于 MPC 控制器的横摆角速度。

5 结 论

1) 本文系统分析了恶劣工况下驾驶员预瞄时间、车速、路面附着系数、驾驶员状态参数和控制器参数对人机共驾效果(汽车路径跟踪精度与侧向稳定性)的影响.结果显示,驾驶员预瞄时间越短,路径跟踪精度越好,但侧向稳定性越差;车速越高,路面附着系数越低,路径跟踪精度与侧向稳定性越差;驾驶员神经反应、动作反应滞后系数越大,微分校正系数越小,路径跟踪精度和侧向稳定性越差.

2) 提高跟踪精度参数权重的工况 1 相较于权重不变的工况 2 和提高稳定性参数权重的工况 3 的侧向位移误差绝对值均值分别提高了 12.85% 和 28.29%;而提高稳定性参数权重的工况 3 相较于工况 1 和工况 2 的横摆角速度误差绝对值均值却又分别提高了 13.55% 和 5.98%,两者相互耦合制约.

3) 恶劣工况下,人机共驾汽车抵抗影响共驾效果因素的扰动能力越强,所设计的人机共驾车辆控制器性能越好.

参考文献:

[1] Nunes A, Reimer B, Coughlin J F. People must retain control of autonomous vehicles [J]. *Nature*, 2018, 556

(7700): 169-171.

- [2] Zheng N N, Liu Z Y, Ren P J, et al. Hybrid-augmented intelligence: collaboration and cognition [J]. *Frontiers of Information Technology & Electronic Engineering*, 2017, 18(2): 153-179.
- [3] 熊璐, 杨兴, 卓桂荣, 等. 无人驾驶车辆的运动控制发展现状综述[J]. *机械工程学报*, 2020, 56(10): 127-143. (Xiong Lu, Yang Xing, Zhuo Gui-rong, et al. Review on motion control of autonomous vehicles [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(10): 127-143.)
- [4] Mars F, Chevrel P. Modelling human control of steering for the design of advanced driver assistance systems [J]. *Annual Reviews in Control*, 2017, 44: 292-302.
- [5] Flad M, Otten J, Schwab S, et al. Steering driver assistance system: a systematic cooperative shared control design approach [C]//2014 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC). San Diego, 2014: 3585 - 3592.
- [6] Na X, Cole D J. Game-theoretic modeling of the steering interaction between a human driver and a vehicle collision avoidance controller [J]. *IEEE Transactions on Human-Machine Systems*, 2015, 45(1): 25-38.
- [7] Na X, Cole D J. Linear quadratic game and non-cooperative predictive methods for potential application to modelling driver-AFS interactive steering control [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2013, 51(2): 165-198.
- [8] Na X, Cole D J. Application of open-loop Stackelberg equilibrium to modeling a driver's interaction with vehicle active steering control in obstacle avoidance [J]. *IEEE Transactions on Human-Machine Systems*, 2017, 47(5): 673-685.
- [9] 潘学军, 张兆惠. 基于模糊PID的智能汽车控制系统[J]. *控制工程*, 2009, 16(5): 618-622. (Pan Xue-jun, Zhang Zhao-hui. Fuzzy PID control system

- for intelligent vehicle [J]. *Control Engineering of China*, 2009, 16(5): 618-622.)
- [10] 赵艳娥, 张建武. 基于滑模控制的四轮驱动电动汽车稳定性控制[J]. 上海交通大学学报, 2009, 43(10): 1526-1530.
(Zhao Yan-e, Zhang Jian-wu. Stability control for a four-motor-wheel drive electric vehicle based on sliding mode control[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2009, 43(10): 1526-1530.)
- [11] 李炜, 吴麟麟, 汪若尘, 等. 智能汽车路径跟踪精度及操纵稳定性耦合机理分析[J]. 汽车工程学报, 2021, 11(5): 346-353.
(Li Wei, Wu Lin-lin, Wang Ruo-chen, et al. Mechanism analysis of the coupling between intelligent vehicle path tracking accuracy and steering stability[J]. *Chinese Journal of Automotive Engineering*, 2021, 11(5): 346-353.)
- [12] 刘瑞, 朱西产, 刘霖, 等. 基于非合作模型预测控制的人机共驾策略[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2019, 47(7): 1037-1045.
(Liu Rui, Zhu Xi-chan, Liu Lin, et al. Cooperative driving strategy based on non-cooperative model predictive control [J]. *Journal of Tongji University(Natural Science)*, 2019, 47(7): 1037-1045.)
- [13] Khosravani S, Khajepour A, Fidan B, et al. Development of a robust vehicle control with driver in the loop [C]// 2014 American Control Conference. Portland: IEEE, 2014: 3482-3487.
- [14] Li R J, Li S B, Gao H B, et al. Effects of human adaptation and trust on shared control for driver automation cooperative driving [R]. Kunshan: Kunshan Economic and Technological Development Zone Management Committee, 2017.
- [15] Li R J, Li Y N, Li S E, et al. Driver-automation indirect shared control of highly automated vehicles with intention-aware authority transition [C]//2017 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Los Angeles, 2017: 26-32.
- [16] Liu J, Guo H Y, Song L H, et al. Driver-automation shared steering control for highly automated vehicles [J]. *Science China Information Sciences*, 2020, 63(9): 190201.
- [17] 郭孔辉. 驾驶员-汽车闭环系统操纵运动的预瞄最优曲率模型[J]. 汽车工程, 1984, 6(3): 1-16.
(Guo Kong-hui. Drivers-vehicle close-loop simulation of handling by preselect optimal curvature method [J]. *Automotive Engineering*, 1984, 6(3): 1-16.)
- [18] 陈无畏, 谈东奎, 汪洪波, 等. 一类基于轨迹预测的驾驶员方向控制模型[J]. 机械工程学报, 2016, 52(14): 106-115.
(Chen Wu-wei, Tan Dong-kui, Wang Hong-bo, et al. A class of driver directional control model based on trajectory prediction [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(14): 106-115.)
- [19] Falcone P, Borrelli F, Asgari J, et al. Predictive active steering control for autonomous vehicle systems [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2007, 15(3): 566-580.
- [20] 余志生. 汽车理论 [M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2009.
(Yu Zhi-sheng. *Automobile theory* [M]. 5th ed. Beijing: China Machine Press, 2009.)
- [21] Rajamani R. *Vehicle dynamics and control* [M]. Boston: Springer, 2012.
- [22] 郭孔辉, 马凤军, 孔繁森. 人-车-路闭环系统驾驶员模型参数辨识[J]. 汽车工程, 2002, 24(1): 20-24.
(Guo Kong-hui, Ma Feng-jun, Kong Fan-sen. Driver model parameter identification of the driver-vehicle-road closed-loop system [J]. *Automotive Engineering*, 2002, 24(1): 20-24.)