

货车制动在公路长大下坡安全研究中的应用

杜博英¹, 方守恩¹, 迟爽²

(1. 同济大学 交通运输学院, 上海 200092, duboying@126.com;

2. 黑龙江省公路工程造价管理总站, 哈尔滨 150008)

摘要: 为了改善山区高速公路长大下坡的安全性能, 用能量守恒理论建立了长大下坡货车制动器变速温度模型. 通过野外试验和数理统计, 对模型的部分参数进行了标定和修正. 提出长大下坡临界坡度 I、II 的概念, 提出我国长大下坡安全风险分级指标. 结合运行速度和制动器温度对我国公路的长大下坡安全风险进行评价. 结果表明: 基于制动器温度的临界坡度是山区高速公路长大下坡缓和过渡段设计的控制坡度. 货车主制动器升温模型作为一种有效快速的道路安全评价手段, 可量化长大下坡安全风险等级, 有助于避险车道位置选定和其他安全辅助措施的实施.

关键词: 长大下坡; 变速温度模型; 临界坡度; 安全等级

中图分类号: TP242

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2010)04-0656-04

Using of truck braking in security research of long and steep downgrade on highway

DU Bo-ying¹, FANG Shou-en¹, CHI Shuang²

(1. School of Transportation Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China, duboying@126.com;

2. Cost Management Station of Highway Construction in Heilongjiang Province, Harbin 150008, China)

Abstract: To improve the security of long and steep downgrade in mountain highway, we establish a temperature model of truck brake speed on long and steep downgrade with the theory of energy conservation. Some parameters of the model have been modified through field tests and mathematical statistics. The critical gradient I and II concept of long and steep downgrade is proposed, and the security risk rating index of long and steep downgrade is proposed. The results show that the critical gradient based on the brake temperature is the control gradient of the smooth transition section design in the long and steep downgrade section of freeway in mountain areas. Brake temperature model for truck owners is as an effective means of rapid assessment of road safety. It can quantify the security risk rating of long and steep downgrade, which is helpful for the selection of hedge lane location and the implementation of other security support measures.

Key words: long and steep downgrade; variable temperature model; critical gradient; security level

公路长大下坡的恶性交通事故一直较为频发和集中, 据 2008 年事故白皮书^[1]统计, 发生在陡坡、连续下坡上的交通事故死亡率约为事故平均死亡率的 2 倍. 究其事故原因, 很大程度上是由于坡度较长、较陡, 汽车制动较为频繁, 制动器的摩

擦片温度过高而导致刹车失灵.

欧美发达国家在公路纵坡安全研究方面起步较早, 针对长大下坡路段货车制动失效专题制定了一些能够有效解决长大下坡安全问题的标准和指南. 美国联邦高速公路管理局 (FHWA) 研发了 GSRS^[2-7] 制动器温度的评估系统, 系统基于恒定的下坡速度和发动机最大功率而研发, 没有考虑近年来常用的辅助制动系统对制动器温度的影响. 法国的研究机构 SETRA 认为^[8]: 当坡长与坡度满足特定值时, 制动器 200 °C 可作为风险判定

收稿日期: 2009-12-30.

收稿日期: 国家科技支撑计划课题 (2007BAK35B03).

作者简介: 杜博英 (1979—), 女, 博士研究生;

方守恩 (1961—), 男, 教授, 博士生导师.

条件. 由于研究方法和国情的局限性,这些研究基本上都不能应用于我国.

目前在我国,有效、直观、量化的评价一条道路的安全性手段不多,指导性方法多以后期工程改善或交通工程辅助设施为主,安全性规范、指南一类的国家标准少之又少,而目前应用较为广泛的运行车速也存在着一定的局限性:在长直线、长大下坡路段,运行速度的上限无法真正反映出车辆的运行状况,在道路设计看来某些合乎规范、近乎“完美”的均衡设计往往是潜伏着重大安全隐患的死亡路段. 本文首次提出了变速制动器温度模型,将运行车速这一动态变化值纳入模型,为我国公路长大下坡的安全研究提出新的研究思路.

1 试验设计与实施

试验包括野外实测试验和室内发动机台架试验. 野外试验实施地点选择漳龙高速公路 K74 + 097.00 ~ K85 + 187.00,该路段是全国知名的长大下坡事故多发路段. 漳龙高速公路 04 年底全线开通,仅 78 天内,发生制动失灵冲出道路的交通事故 38 起,5 人死亡 6 人重伤. 仅在 K73 + 800 至 K78 + 800 下坡路段,2005 和 2006 两年共发生事故 72 起,全部因为制动失效引起. 本次野外试验包括下坡路段制动鼓升温试验和上坡路段制动鼓

降温试验,采用德国欧普士 (Optris CTLT20CB15) 非接触红外测温仪、CTM - 8C 机动车非接触测速仪及多功能测试车.

实验人员在驾驶室内,根据非接触式测速仪读数,对应 100 m 整桩号记录货车速度,同时记录试验车的变速器档位变化. 试验分别在满载、80%、70%、60% 荷载下,测定了 4 300 多个有效制动器升温数据,人工分为 26 组,平均每组 160 多个. 其中 14 组温度数据是在使用制动器和发动机制动时测得,其余 12 组是在使用制动器和排气制动条件下 (不一定全程都开排气制动) 测得. 降温数据 8 组,690 个温度数据. 试验数据充分,实时、连续,能够客观的反映制动器温度变化.

室内发动机台架试验利用同济大学汽车学院 AVL 发动机台架设备,将代表车型发动机 CA6DL1 - 26 与实验室现有发动机的指标逐项比对,采用各项指标与代表车型相似的发动机 YC6G270 - 20 进行发动机拖动力测定,量化代表车型发动机制动和排气制动时飞盘输出的制动扭矩和制动功率.

根据发动机台架试验,在各转速下,发动机制动和排气制动的制动力矩和制动功率如表 1 所示.

表 1 YC6G270 - 20 发动机制动和排气制动的制动指标表

发动机转速		制动扭矩/(N · m)		制动功率/W	
r/s	r/min	发动机制动	排气制动	发动机制动	排气制动
36.7	2200	172	251	39571	57744
33.3	2000	157	226	32897	47382
30.0	1800	143	205	27013	38562
26.7	1600	130	186	21819	31110
23.3	1400	118	170	17341	24854
20.0	1200	107	156	13389	19620
16.7	1000	97	145	10175	15236
13.3	800	90	138	7529	11528

2 货车变速制动器温度模型

在车辆在长大下坡的行驶过程中,若无驱动力作用,汽车处于无燃油燃烧状态,即汽车处于无化学能转化成汽车的动能等其他能量的阶段 (点刹车耗油忽略不计),所以在这个阶段,主要是汽车本身的下坡势能转化为动能和其他能量的问题. 汽车在下坡过程中,转化成的其他能量主要有汽车下坡时的克服滚动阻力做的功 (轮胎非报废),抵抗风阻做的功,发动机制动功以及制动器

的摩擦生热等能量. 其中发动机制动消耗的能量可用发动机台架试验得出. 因此根据能量守恒定律求出制动器制动吸热功率,进而求解温度方程.

大货车以速度 v 在坡度为 i 的坡度上下坡时,其制动鼓一方面由于制动摩擦力而吸热,另一方面由于热辐射和对流换热而散热,而制动鼓温度被近似视为是均匀的,因此制动鼓温度 T 是行驶时间 t 的函数,假设 $t = 0$ 时, $T = T_0$, 当 Δt 很小时,从 t 时刻到 $t + \Delta t$ 时刻,制动鼓温度从 T 升至 $T + \Delta T$, 建立方程:

$$m_g c_g \Delta T = (P_r - P_d) \times \Delta t.$$

滚动阻力、风阻、发动机制动或排气制动、制

$$T = \left(T_0 - \frac{P_r + h_R A_{g2} T_a}{h_R A_{g2}}\right) \exp\left(-\frac{h_R A_{g2} t}{m_g c_g}\right) + \frac{P_r + h_R A_{g2} T_a}{h_R A_{g2}} + \frac{\Delta E_D}{m_g c_g}.$$

其中, $P_r = 0.95 \times \frac{(1 - \beta) [Giv - 0.5AC_D \rho_a v^3 - G \times v \times (0.007\ 6 + 0.000\ 202v) - P_e]}{4},$

$$h_R = (5.224 + 5.589v \times e^{-0.01v}), P_e = \left[a + b\left(\frac{i_0 i_k v}{2\pi R_t}\right)^2\right].$$

式中: P_r 为货车制动器耗热能速率(W); P_r 为对流换热的热流量速率(W); P_e 为发动机飞盘消耗的制动功率(W); v 为运行车速(m/s); G 为车辆总重(N); i 为下坡坡度; T_0 为制动鼓初始温度(℃); β 为制动力分配系数; i_0 、 i_k 分别为主减速比及各档减速比; R_t 为后轮滚动半径(m); A_{g2} 、 m_g 分别为制动鼓外表面积(m²)和制动鼓质量(kg); T_a 为环境温度(℃); c_g 为制动鼓比热容(J·(kg·℃)⁻¹).

试验车不供油发动机制动时,

$$a = 2\ 492.864, b = 27.397.$$

不供油排气制动时,

$$a = 3\ 927.697, b = 39.254.$$

3 临界坡度 I、II 的确定

在下坡路段,货车存在两种临界坡度,当坡度等于临界坡度 I 时,货车可挂空档匀速行驶;当坡度等于临界坡度 II 时,货车仅依靠发动机制动或排气制动机可保持稳定行驶;坡度小于临界坡度 I 时,可认为不需要任何制动方式;当坡度超过临界坡度 II 时,需要依靠主制动器控制车速;当坡度介于二者之间,即为发动机制动或排气制动的坡度区间,此时,主制动器不但不吸热,若温度大于环境温度 T_a ,还存在热对流. 因此,本节首先确定临界坡度 I、II,然后遵照能量守恒理论,分别求解临界坡度 I、II 下的温升理论模型,最后再通过 8 组降温试验,进行此时的温度模型检验与修正. 必须要说明的是,临界坡度并不是一成不变的,与货车变速器档位、下坡车速及荷载等诸多因素都有密切的联系,本文仅提出各对应设计速度下的临界坡度,便于设计人员使用.

3.1 临界坡度 I 的确定

假设大货车在下坡时没有使用任何制动方式,挂空档滑行,此时大货车所受行驶阻力有风阻力和车轮滚动摩阻力,受力方程:

$$F_w + F_s = G \times i.$$

此时的下坡坡度本文定义为临界坡度 I. 当试验车满载时,带入参数计算可得在各种速度下

动器散热等功率计算不再赘述,只列出最终求解的变速制动器温度模型.

对应的临界坡度 I 如表 2 所示.

表 2 满载时的临界坡度 I

设计车速/(km·h ⁻¹)	40	60	80	100	120
临界坡度 I/%	1.152	1.473	1.877	2.366	2.937

3.2 临界坡度 II 的确定

显然,如果坡度大于临界坡度 I,但小于某个值,在发动机制动力(排气制动)、路面摩阻力和空气阻力的作用下大货车不使用主制动器也不会加速下坡. 本文将此时的最大值称为临界坡度 II. 临界坡度 II 与货车变速器档位、下坡车速及荷载有关.

理论上,根据汽车的动力性能,当大货车挂低档时,发动机将产生很大的制动力. 但在实际中,驾驶员并不会在连续下坡过程中挂低档,因为这并不符合驾驶员“多拉快跑”的期望. 根据对大货车驾驶员的问卷表明:类似试验车的 8 档位货车下坡时,一般情况挂 8 档,较少挂 7 档,挂 6 档及更低档的情况非常少. 因此,本节只计算大货车 8 档制动时的临界情况.

在满载情况下 8 档发动机制动、排气制动下各车速分别对应的临界坡度 II 如表 3 所示.

表 3 满载时发动机制动的临界坡度 II

设计车速/(km·h ⁻¹)	40	60	80	100	120
发动机制动 临界坡度 II/%	1.550	2.001	2.559	3.201	3.928
排气制动 临界坡度 II/%	1.780	2.307	2.939	3.664	4.476

4 我国公路长大下坡安全评价

4.1 安全评价指标

ΔV 为相邻路段运行速度差,km/h; T 为货车制动器温度,℃;运行车速主要针对平曲线小半径,货车制动器温度主要针对长大纵坡安全而提出,二者各有侧重,互为补充与制约. 这种结合对于平纵综合安全评价尤为重要.

当大货车在长大下坡行驶时,驾驶员会采取连续制动或点制动控制行车速度达到安全期望

值,制动器升温几乎不可避免,从而增加大货车发生事故的几率.关于制动器安全温度,在前述论述中,周荣贵等通过试验得出结论^[9]:制动器温度在200℃以内为安全,在200~300℃之间为较为安全,超过300℃为不安全;长安大学的研究^[10]认为:290℃时,制动器制动效能将为正常情况下的66%,300℃时将为60%,制动距离增加到1.67倍,290~300℃可作为制动效能下降的临界值比较合适;美国的相关研究^[2]将260℃作为制动器安全温度,法国的相关研究^[8]认为制动器温度超过200℃便会产生风险.本文采用300℃作为制动效能下降的临界值,即制动器的安全温度.

4.2 安全风险等级

长大纵坡安全风险等级对应表见表4.

表4 长大纵坡安全风险等级对应表

T/℃	$\Delta V/(km \cdot h^{-1})$		
	<10	10~20	>20
<300	0	I	II
>300	III	IV	V

注:纵坡安全风险为0,平纵设计指标协调流畅,行车安全.

纵坡安全风险为I,纵断线形良好,高差升降控制合理有序,平面线形设计一般,存在行车速度可容许波动;有条件应在设计阶段调整平面线形,以保持运行与设计的一致性和路段之间的一致性.

纵坡安全风险为II,纵断线形良好,高差升降控制合理有序,平面线形设计较差.高+低配合不协调的,建议调整路段平曲线指标;与设计初衷不相符的,建议作提高设计等级的比选.

纵坡安全风险为III,纵断升降坡过快,平面线形优良.建议设置减速带、交通标志以控制下坡车速,设置降温池等降低货车制动温度;视工程造价和周边地形作避险车道的设置比选.

纵坡安全风险为IV,纵断升降坡过快,平面线形一般.建议设置避险车道,并附以其它交通工程措施,如减速带、降温池、交通标志等,以策安全.

纵坡安全风险为V,平纵均严重超标,建议作重新展线处理.

5 结 语

变速制动器温度模型表明下坡坡度、车辆荷

载、运行速度、档位是引起制动器温度变化的重要原因.虽然得出了初步变速温度模型,但仍需不同区域的试验数据加以充实.变速制动器温度模型从理论上量化了我国公路长大下坡的安全评价指标,从平纵两方面对长大下坡的安全风险进行了评价.通过典型示范工程的安全评价可以看出,长大下坡的安全仅是道路设计者能够提出的工程、经济容许最大量化值,真正的安全在于各部门的联合治理、全社会的高度重视.

参考文献:

[1] 中华人民共和国公安部. 2008 年全国道路交通事故白皮书[R]. 北京:公安部,2009.

[2] BOWMAN B L. Grade severity rating system users manual [R]. [S. l]: Federal Highway Administration, 1989.

[3] HARWOOD D W, COUNCIL F M, HAUER E. Prediction of the expected safety performance of rural two-lane highways [R]. Washington DC: The U. S. Federal Highway Administration, 2000:15-25.

[4] Base models-Prediction of the Expected Performance of Rural Two-Lane Highways (FHWA-RD-99-207) [EB/OL]. [2009-10-10] <http://www.tfhrc.gov/safety/pubs/99207/03.htm#bsae>.

[5] BOWMAN B L, COLEMAN J A. Impact of fuel conservation measures on safe truck downgrade speed[J]. Journal of Transportation Engineering, 1989, 115(4): 351-369.

[6] FIRESTINE M, CUNNINGHAM D, MCGEE H. Reducing runaway truck accidents through weight-based advisory speeds [R]. McLean: Federal Highway Administration, 1989.

[7] BOWMAN B L, COLEMAN J A. Grade severity rating system [J]. ITE Journal, 1990, 60(7):19-24.

[8] 王佐,孙忠宁,张江洪. 欧洲高速公路长大纵坡设计技术[J]. 公路,2008(9):58-61.

[9] 周荣贵. 公路纵坡坡度与坡长限制的研究[D]. 北京:北京工业大学,2004.

[10] 刘浩学,周荣贵. 连续长大下坡路段安全保障技术研究[R]. 西安:长安大学,2007:7.

(编辑 赵丽莹)