DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2022.06.010

铁道机车车辆

基于制动安全的某工程车闸瓦与车轮选型分析

雷亚南[1]，黄志辉[1]，胡飞飞[1]，朱世昌[2]，张兵奇[2]，马　超[2]

（1.西南交通大学 牵引动力国家重点实验室，四川 成都　610031；
2.宝鸡中车时代工程机械有限公司 技术研发中心，陕西 宝鸡　721003）

摘　要：针对最高运行速度160 km/h、轴重21 t的工程车，从制动距离限值、轮轨黏着限度、车轮温度限值、车轮强度要求这4方面进行分析，确定了闸瓦类型、车轮单双侧制动型式和车轮轮径，并校核了选型方案中磨耗到限车轮在2种制动工况下受到热载荷与机械载荷共同作用时的强度。计算结果表明，制动初速160 km/h、轮径915 mm的工程车采用M型粉末冶金闸瓦、车轮双侧制动满足紧急制动距离和不滑行的条件，并且车轮踏面最高温度不高于使用要求的极限温度，同时磨耗到限车轮在2种制动工况下的最大应力满足强度要求。

关键词：有限元；制动距离；轮轨黏着；车轮温度；强度
中图分类号：U273　　**文献标识码：**A
文章编号：1000-128X(2022)06-0067-07

Analysis on the selection of brake shoe and wheel for an engineering train from the perspective of braking safety

LEI Yanan[1], HUANG Zhihui[1], HU Feifei[1], ZHU Shichang[2], ZHANG Bingqi[2], MA Chao[2]

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. Technology R&D Center, Baoji CRRC Times Engineering Machinery Co., Ltd., Baoji, Shaanxi 721003, China)

Abstract: For an engineering train with maximum running speed up to 160 km/h and axle load of 21 t, the brake shoe type, single and double side braking type and wheel diameter were confirmed by analysis in four aspects of braking distance limit, wheel-rail adhesion limit, wheel temperature limit and wheel strength requirement, and the strength of the wheels with the maximum wear was checked under the combined action of thermal load and mechanical load in two braking conditions under the proposed selection scheme. According to the results, for the engineering train with an initial speed at braking application of 160 km/h and 915 mm wheel diameter, the wheel configuration of the M-type powder metallurgy brake shoe and wheel clasp braking can not only meet the requirements of emergency braking distance and no sliding, but also maintain the maximum temperature of wheel tread less than the temperature limit required for service, and exert the maximum stress of the wheels with the maximum wear under the two braking conditions meeting the strength requirements.

Keywords: finite element; braking distance; wheel-rail adhesion; wheel temperature; strength

收稿日期：2021-02-26；修回日期：2021-04-06
基金项目：国家自然科学基金项目（U19A20109）
通信作者：黄志辉（1966—），男，博士，研究员，主要研究方向为铁道机车车辆结构设计与理论、结构强度分析；
E-mail: hzh_95@163.com

0 引言

铁路的快速发展使得铁路工程车朝着轴重大、速度高的方向发展。宝鸡中车时代工程机械有限公司以此研制一款新型工程车，该车轴重为21 t，最高运行速度为160 km/h。此工程车的研发借鉴了最高运行速度为160 km/h的DF_{11}型内燃机车的成功设计经验[1]，在满足UIC标准规定的情况下[2]，其基础制动方式采用成本和簧下质量均比盘形制动低的双侧踏面制动。当此工程车以160 km/h作为制动初速度，在满足紧急制动距离要求的情况下进行踏面制动，车轮可能会出现热斑、裂纹和剥离等情况[3]。为保证制动安全，有必要对此工程车闸瓦和车轮进行选型分析，并校核选型方案中磨耗到限车轮在不同制动工况下的强度。

1 热传导理论

1.1 温度场的导热微分方程

在温度场分析中，三维瞬态温度场可视为各向同性材料导热的温度场，其导热微分方程为[4]

$$\rho c\frac{\partial T}{\partial t}=\frac{\lambda\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\lambda\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\lambda\partial^2 T}{\partial z^2}+q_v \tag{1}$$

式中：ρ为材料密度；c为材料比热容；$T(x,y,z,t)$为瞬态温度场的场变量；t为时间；λ为材料的导热系数；q_v为内热源产生的热。

1.2 初始条件与边界条件

初始条件为物体在t=0时温度场分布情况，即

$$T_0=T(x,y,z,0) \tag{2}$$

边界条件为物体与外界环境之间热量传递的条件，边界条件包含3类边界条件[5]：

①第一类边界条件为物体边界上的温度分布，即

$$T=\bar{T} \tag{3}$$

式中：$\bar{T}$为边界上的给定温度。

②第二类边界条件为物体边界上的热流密度，即

$$q(t)=\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial x}m_x+\frac{\partial T}{\partial y}m_y+\frac{\partial T}{\partial z}m_z\right) \tag{4}$$

式中：m_x, m_y, m_z为边界外法线在3个方向的余弦值。

③第三类边界条件为与物体相接触的流体介质的温度和对流换热系数，即

$$\frac{\lambda}{h}\left(\frac{\partial T}{\partial x}m_x-\frac{\partial T}{\partial y}m_y-\frac{\partial T}{\partial z}m_z\right)=T_a-T \tag{5}$$

式中：h为对流换热系数；T_a为外界环境的温度；T为物体的温度。

2 闸瓦及车轮选型分析

工程车的制动初速度为160 km/h，为保证其制动安全，对制动性能和车轮轮径要求较高。摩擦制动材料应有稳定的摩擦因数、良好的耐磨性和足够的机械强度等，同时在制动过程中车轮踏面最高温度需不大于使用要求的极限温度400 ℃。

2.1 闸瓦选型分析

针对所研究的工程车，综合分析摩擦制动材料的各种技术要求，对比各种闸瓦材料性能[6]，选取粉末冶金闸瓦。粉末冶金闸瓦根据制动摩擦性能要求可分为3类：低摩擦因数闸瓦（L1型闸瓦和L2型闸瓦）、标准摩擦因数闸瓦（M型闸瓦）和高摩擦因数闸瓦（H型闸瓦）[7]。为选择合适的粉末冶金闸瓦类型，从满足制动距离与制动不滑行这2方面分别对L2型闸瓦、M型闸瓦和H型闸瓦进行分析。

依据标准《列车牵引计算规程》（TB/T 1407.1—2018）[8]，对160 km/h工程车紧急制动距离进行计算。对于采用不同类型粉末冶金闸瓦的工程车，当制动初速度为160 km/h时，其紧急制动距离应不大于1 400 m，并且紧急制动时不发生滑行。

2.1.1 紧急制动距离计算与校核

紧急制动距离计算所需参数如表1所示。

表1 制动距离计算所需参数

Table 1 Parameters needed for braking distance calculation

参数项目	参数值
制动初速度v_0/(km·h^{-1})	160
整备质量P/t	84
制动缸直径d_z/mm	178
制动倍率γ_z	2.2
传动效率η_z	0.9
制动缸压力P_z/kPa	450
粉末冶金闸瓦型式	L2型，M型或H型

当车辆紧急制动时，车辆的制动距离s_z为

$$s_z=\frac{v_0 t_k}{3.6}+\sum\frac{4.17\left(v_1^2-v_2^2\right)}{b+w_0+i_j} \tag{6}$$

式中：t_k为制动空走时间，按平直道取2.5 s；b为整车单位制动力；w_0为整车单位基本阻力；i_j为制动地段的加算坡度千分数，此处取0；v_1, v_2分别为车轮在t_1和t_2时刻的瞬时速度。

整车单位基本阻力w_0计算公式为

$$w_0=2.28+0.0293v(t)+0.000178v^2(t) \tag{7}$$

式中：$v(t)$为车轮瞬时速度。

整车单位制动力b的计算公式为

$$b=\frac{10^3\times\sum K\varphi_K(v)}{(P+M_g)g} \tag{8}$$

式中：M_g为牵引质量，取M_g=0；K为单个闸瓦压力；$\varphi_K(v)$为瞬时摩擦因数；g为重力加速度。

单个闸瓦压力K的计算公式为

$$K=\frac{\pi d_z p_z \gamma_z \eta_z n_z}{4n_k\times 10^6} \tag{9}$$

式中：n_z为 1 辆车的制动缸数量；n_k为 1 辆车的闸瓦数量。

在车辆制动过程中，粉末冶金闸瓦的摩擦因数会随着速度的变化而变化[9]，不同类型的粉末冶金闸瓦的瞬时摩擦因数基准值计算公式为[7]：

$$\varphi_{K_L2}(v)=0.35\times\frac{v(t)+70}{3v(t)+70} \tag{10}$$

$$\varphi_{K_M}(v)=0.475\times\frac{2v(t)+40}{5v(t)+40} \tag{11}$$

$$\varphi_{K_H}(v)=0.5\times\frac{10v(t)+150}{19v(t)+150} \tag{12}$$

式中：$\varphi_{K_L2}(v)$, $\varphi_{K_M}(v)$, $\varphi_{K_H}(v)$分别为踏面与 L2 型、M 型和 H 型粉末冶金闸瓦之间的瞬时摩擦因数。

基于式(6)~式(12)，当制动方式为单侧制动或双侧制动时，采用不同粉末冶金闸瓦情况下整车紧急制动距离如表 2 所示。

表 2　整车紧急制动距离

Table 2　Train emergency braking distance　m

闸瓦类型	紧急制动距离	
	单侧制动	双侧制动
L2 型	2 601.0	1 482.7
M 型	2 099.2	1 188.0
H 型	1 668.5	936.2

注：当制动方式为单侧制动时，1 辆车闸瓦数量为 8 个；当制动方式为双侧制动时，1 辆车闸瓦数量为 16 个。

由表 2 可知，当制动闸瓦采用 M 型闸瓦或 H 型闸瓦双侧制动时，制动初速度为 160 km/h 的整车紧急制动距离小于 1 400 m，满足制动距离要求。

2.1.2　紧急制动不滑行校核

根据黏着限制的要求，制动时不发生滑行的条件是制动力不大于黏着力[10]，即

$$\theta\leqslant\frac{\mu_z}{\varphi_k} \tag{13}$$

式中：θ为制动率；μ_z为轨面制动黏着因数，分干燥轨面黏着因数和潮湿轨面黏着因数；φ_k为闸瓦与车轮之间的瞬时摩擦因数，其大小根据闸瓦推力和制动瞬时的速度选取对应情况下瞬时摩擦因数的上限值。

制动率θ的公式为

$$\theta=\frac{K_Z}{Pg} \tag{14}$$

式中：K_Z为闸瓦总压力。

当轨面为干燥轨面时，制动时轮轨间的黏着因数μ_{z1}为

$$\mu_{z1}=0.0624+\frac{45.6}{260+v} \tag{15}$$

当轨面为潮湿轨面时，制动时轮轨间的黏着因数μ_{z2}为

$$\mu_{z2}=0.0405+\frac{13.55}{120+v} \tag{16}$$

基于式(13)~式(16)，在不同轨面情况下黏着力与制动力随制动初速度变化的曲线如图 1 所示。

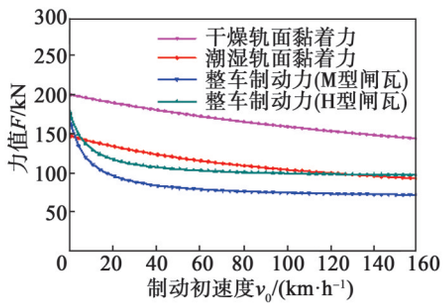


图 1　黏着力与制动力随制动初速度变化图

Fig. 1　Variation diagram of adhesion and braking force with braking initial speed

由图 1 可知，制动初速度的范围为 0~160 km/h，当轨面为干燥轨面时，工程车采用双侧 M 型闸瓦或双侧 H 型闸瓦制动不会出现滑行现象；当轨面为潮湿轨面时，采用双侧 M 型闸瓦制动的工程车在制动初速小于 2.4 km/h 时发生滑行现象，为避免此情况，在低速制动时应降低制动压力，同时由于制动速度极低，对制动距离影响较小；当轨面为潮湿轨面时，采用双侧 H 型闸瓦制动的工程车在制动初速度小于 5.5 km/h 或大于 128.5 km/h 时发生滑行现象，为避免此情况，低初速度与较高初速度制动时都需降低制动压力，而当制动初速度较高时，这种措施对制动距离影响较大。综合所述，工程车采用 M 型闸瓦双侧制动较为合适。

2.2　车轮轮径选型分析

在工程车采用 M 型闸瓦双侧制动过程中，工程车除了需满足制动安全距离与不发生滑行外，还需满足车轮踏面最高温度的使用要求，不能超过 400 ℃。在相同的制动初速度与制动负荷的情况下，不同的车轮轮径对踏面的最高温度影响较大，选择合适的车轮轮径显得非常重要，因此对轮径分别为 840 mm 和 915 mm 的车轮热负荷进行计算，并校核 2 种轮径车轮的最高踏面温度结果。

2.2.1　车轮有限元模型的建立

车轮采用 HFS 型车轮，利用 HyperMesh 有限元软件对车轮三维模型划分网格，有限元模型先采用 Solid 186 单元进行离散，然后在 ANSYS 软件中转换为具有温度自由度的 Solid 70 单元[11]，车轮有限元模型图如图 2 所示。

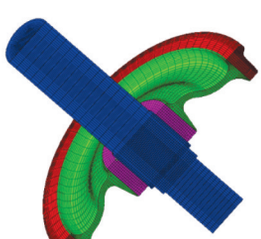


图 2　车轮有限元模型图

Fig. 2　Wheel finite element model diagram

2.2.2 车轮材料属性

车轮热负荷计算所需参数如表3所示。

表3 车轮热负荷计算参数

Table 3 Calculation parameters of wheel thermal load

参数项目	参数值或定义
材料	CL70
初始温度 T/℃	24
材料密度 ρ/$\left(\mathrm{kg\cdot m^{-3}}\right)$	7 833
弹性模量 E/GPa	200
泊松比 v	0.3
比热容 C/$(\mathrm{J\cdot kg^{-1}\cdot ℃^{-1}})$	$0.3919T+434.0204$
线热膨胀系数 α/$℃^{-1}$	$(0.0065T+10.6452)\times10^{-6}$
热传导系数 λ/$(\mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot ℃^{-1}})$	50

2.2.3 载荷及边界条件

车轮热分析只需确定2类边界条件：第二类边界条件与第三类边界条件，即车轮踏面上的热流密度、空气温度和换热系数。图3为车轮热负荷分析边界条件。

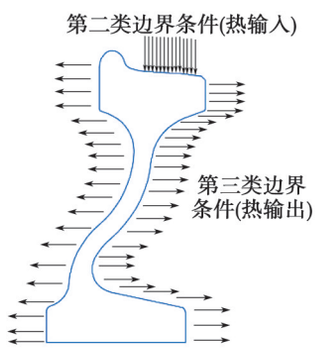


图3 车轮热负荷分析边界条件

Fig. 3 Boundary conditions of wheel thermal loading analysis

由摩擦功率法可得第二类边界条件热流密度，计算如下[12]：

$$q(t)=\frac{\eta F v(t)}{36.6S_{\mathrm{f}}} \tag{17}$$

式中：η为能量分配系数；F为踏面和1块闸瓦相互作用所产生的滑动摩擦力，其中闸瓦车轮间的瞬时摩擦因数选取其上限值；S_{f}为闸瓦在踏面上旋转1周扫过的面积。

工程车的运行速度是影响车轮表面对流换热系数大小的最主要因素，第三类边界条件对流换热系数h的经验公式为[13]

$$h=0.3828+14.39v(t) \tag{18}$$

2.2.4 仿真可靠度验证

为验证车轮热负荷有限元分析方法得到仿真结果的可靠度，利用上述有限元分析方法对某轮径为1 050 mm、轴重为23.4 t的机车车轮热负荷进行仿真，并与试验结果进行对比分析。某机车制动初始参数如表4所示，国家铁路产品质量监督检查中心通过试验得到的3组某型机车制动试验结果数据如表5所示，利用有限元方法得到的仿真结果如表6所示，试验与仿真所得到的踏面最高温度结果对比如表7所示。

表4 某机车制动初始参数

Table 4 Initial parameters at braking application of a locomotive

参数名称	参数1	参数2	参数3
闸瓦型号	M型	M型	M型
闸瓦推力/kN	43.0	43.0	21.5
制动初速度/$(\mathrm{km\cdot h^{-1}})$	160	160	160
室温/℃	16.7	19.1	19.4
踏面初始温度/℃	29.0	28.5	14.8
相对湿度/%	28	28	28

表5 某机车制动试验结果数据

Table 5 Result data of braking experiment of a locomotive

参数名称	结果1	结果2	结果3
紧急制动距离/m	1 331.4	1 319.6	2 348.2
制动时间/s	59.2	58.2	106.0
平均摩擦因数	0.205	0.207	0.230
踏面最高温度/℃	382.4	391.4	273.6

表6 有限元仿真结果数据

Table 6 Result data of finite element simulation

参数名称	结果1	结果2	结果3
紧急制动距离/m	1 327.9	1 327.9	2 347.8
制动时间/s	57.2	57.2	103.1
平均摩擦因数	0.289	0.289	0.322
踏面最高温度/℃	408.1	407.9	296.9

表7 试验与仿真所得的踏面最高温度结果对比

Table 7 Comparison of result of maximum tread temperature from experiment and simulation

组数	试验结果/℃	仿真结果/℃	误差/%
1	382.4	408.1	6.72
2	391.4	407.9	4.22
3	273.6	296.9	8.52

由表7可知，在相同的制动初始数据前提下，利用有限元方法所得的踏面最高温度结果与试验结果吻合较好，3组数据的误差都处于10%以内，这说明有限元方法得到的仿真结果可满足工程要求。

2.2.5 车轮踏面最高温度校核

使用上述有限元分析方法，对轮径分别为840 mm和915 mm的车轮建立有限元模型，赋予材料属性、载荷大小与边界条件，并将有限元模型导入到ANSYS软件中进行仿真计算。图4为在制动初速度160 km/h、制动缸压力450 kPa、环境温度与踏面初始温度均为24 ℃、采用M型闸瓦双侧制动初始条件下制动过程中2种轮径车轮踏面最高温度随时间变化图，表8为在制动过程中2种轮径车轮达到踏面最高温度的结果。

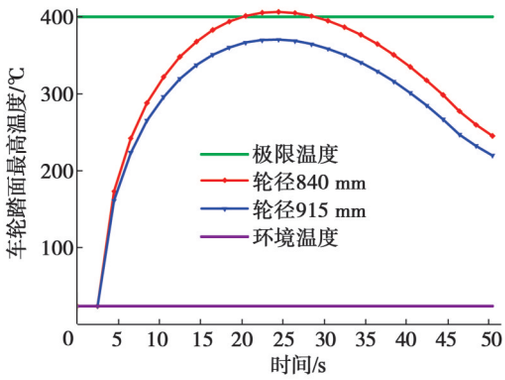


图4　制动时2种轮径车轮踏面最高温度随时间变化图

Fig. 4　Variation diagram of maximum temperature of wheel tread with time for two wheel diameters during braking

表8　2种轮径车轮的踏面最高温度结果

Table 8　Results of maximum tread temperature of two wheel diameters

车轮轮径/mm	踏面最高温度/℃	校核结果
840	406.3	不满足要求
915	368.5	满足要求

由图4可知，在制动开始的2.5 s内，由于工程车处于空走状态，闸瓦与车轮没有摩擦，踏面温度与环境温度相同，均为24 ℃。而2.5~50.5 s，踏面最高温度先逐渐增加，在24.5 s时达到最高值，随后下降。这是由于在制动的2.5 ~ 24.5 s，闸瓦与车轮摩擦产生的热量在踏面上积聚，导致踏面最高温度急剧上升，但热流密度随着速度的降低而减小，在24.5 s时，热量输入与热量输出处于平衡状态，此时踏面最高温度达到峰值；随后热量输入小于热量输出，但不为0，踏面最高温度开始缓慢下降[14]。

由表8可知，在相同的制动初速和制动负荷的情况下，车轮轮径越大，踏面达到最高温度时的温度越低；840 mm和915 mm轮径的车轮所对应的踏面最高温度分别为406.3 ℃和368.5 ℃；轮径为840 mm的车轮不满足踏面最高温度低于400 ℃的使用要求，而轮径为915 mm的车轮满足踏面最高温度的要求。因此，研制的工程车采用轮径为915 mm的车轮。

3　车轮强度计算与校核

在车辆紧急制动过程中，车轮的温度急剧上升，为保证工程车车轮强度要求，在考虑车轮机械载荷的基础上，还需考虑车轮的热载荷。采用间接耦合法对车轮进行“热–固”耦合分析，即不用新建有限元模型，在车轮完成热分析后，在ANSYS前处理模块中将热分析模型转换为结构分析模型，单元类型从Solid 70转换为Solid 45即可[15]。在满足紧急制动距离与热负荷情况下，以轴重21 t、制动初速度160 km/h、制动缸压力450 kPa、踏面初始温度与环境温度均为24 ℃作为初始条件，在ANSYS中以此条件下的车轮温度最高时刻的热负荷计算结果作为热载荷输入[16]，然后在其基础上施加相应的机械载荷，校核在2种载荷共同作用下磨耗到限车轮的强度。

3.1　载荷大小与边界条件

根据标准《铁道车辆车轮强度评定方法》（TB/T 3463—2016）[17]确定车轮强度分析的工况与载荷，拟定了2种制动工况：直线制动工况和曲线制动工况；同时，许用应力$[\delta]=390$ MPa。2种制动工况与载荷大小如表9所示，车轮机械载荷加载示意图如图4所示。

表9　2种制动工况及载荷大小

Table 9　Two braking conditions and corresponding loads

工况	载荷	备注
直线制动	$F_{z1}+\Delta+\omega+h$	$F_{z1}=0.625Pg$
曲线制动	$F_{z2}+F_{y2}+\Delta+\omega+h$	$F_{z2}=0.625Pg$，$F_{y2}=0.35Pg$

注：P为轴重；F_{z1}, F_{z2}为轮轨垂向力；F_{y2}为轮轨横向力；最大过盈量$\Delta=0.309$ mm；车轮角速度$\omega=104.58$ rad/s；h为热载荷。

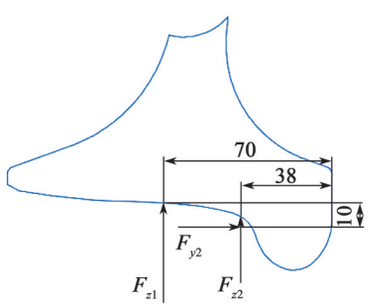


图5　车轮机械载荷加载示意图

Fig. 5　Schematic diagram of wheel mechanical loading

机械载荷以集中力形式加载在以载荷作用部位为中心的结点上，而固定约束则施加在轮缘内侧的车轴截面上的所有结点上[18]。

3.2　计算结果及校核

由于在制动工况下，车轮的辐板受力情况最为恶劣[19]，因此只列出了在热载荷与机械载荷共同作用下辐板的强度计算结果。辐板在直线与曲线制动工况下的应力云图如图6和图7所示。

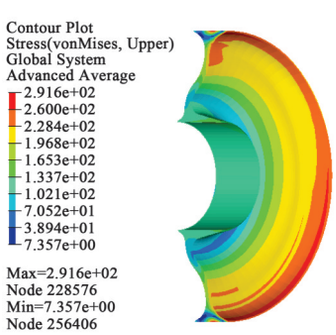


图6　直线制动工况应力云图

Fig. 6　Stress contour under linear braking condition

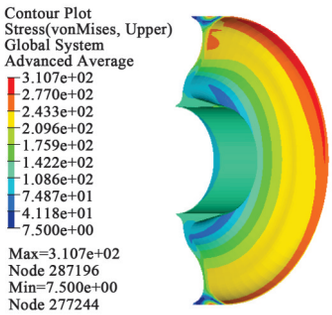


图 7　曲线制动工况应力云图

Fig. 7　Stress contour of curve braking condition

由图 6 和图 7 可知，在热载荷与机械载荷两者共同作用下，辐板的最大应力位置均出现在辐板与轮辋的过渡段外侧；在直线制动及曲线制动工况中辐板应力值最大为 310.7 MPa，小于最大许用应力值 390 MPa，辐板在制动时满足强度要求，这说明车轮在制动时满足强度要求。

4　结语

本文从制动安全的角度出发，对某型工程车的制动闸瓦和车轮选型进行了校核，通过仿真计算可得出以下结论：

①对于制动初速度 160 km/h、轴重 21 t 的工程车，在紧急制动时，采用双侧制动的制动距离满足要求，而采用单侧制动则不满足要求；采用 M 型粉末冶金闸瓦在制动不滑行方面优于采用 H 型粉末冶金闸瓦；采用轮径 915 mm 车轮的踏面最高温度不大于使用要求的极限温度，而采用轮径 840 mm 的车轮则不满足要求。

②通过对比分析，研制的工程车应采用 M 型闸瓦双侧制动与 915 mm 轮径的车轮。基于这种选型方案的工程车不仅能满足紧急制动距离与制动不滑行的条件，并且制动时车轮踏面最高温度小于使用要求的极限温度，同时车轮在 2 种制动工况的最大应力也满足强度要求。

③从制动距离限值、轮轨黏着限度、车轮温度限值、车轮强度 4 方面考虑，对该工程车闸瓦及其车轮选型进行了分析与校核，验证了 160 km/h 工程车基础制动采用踏面制动的可行性，为制动安全的选型设计提供了指导。

参考文献：

[1] 许人华. 东风 11 型内燃机车与中国铁路大提速[J]. 中国铁路, 2003(5): 23-27.
XU Renhua. DF11 diesel locomotive and the speed up of Chinese railways[J]. China Railway, 2003(5): 23-27.

[2] 黄志辉, 吕换小, 张红军. 高速动力车基础制动装置设计及计算[J]. 铁道学报, 1997(6): 31-35.
HUANG Zhihui, LYU Huanxiao, ZHANG Hongjun. Brake rigging device's design of first high speed power car[J]. Journal of the China Railway Society, 1997(6): 31-35.

[3] 李兰, 蔡园武, 郭刚. 轮轨滚动接触和制动热负荷耦合作用对重载车轮踏面裂纹萌生寿命的影响[J]. 中国铁道科学, 2019, 40(3): 89-96.
LI Lan, CAI Yuanwu, GUO Gang. Coupling effect of wheel-rail rolling contact and braking thermal load on crack initiation life of heavy haul wheel tread[J]. China Railway Science, 2019, 40(3): 89-96.

[4] 张琪. 车轮踏面制动热负荷仿真分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2016.
ZHANG Qi. Simulation analysis of the wheel tread braking thermal load[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2016.

[5] 陈倩. 40 t 轴重货车车轮热负荷性能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
CHEN Qian. Thermal load analysis of wheels for 40 t axle-load freight car[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013.

[6] 魏儒东. 铁道制动材料的测试分析和性能研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2008.
WEI Rudong. Test analysis and characteristic study on railway braking material[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2008.

[7] 内燃机车标准化技术委员会. 机车用粉末冶金闸瓦: TB/T 3005—2008[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2008.
Technical Committee for Standardization of Diesel Locomotives. Power metallurgy brake shoes for locomotive: TB/T 3005—2008[S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2008.

[8] 中国铁道科学研究院标准计量研究所. 列车牵引计算 第 1 部分: 机车牵引式列车: TB/T 1407.1—2018[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2018.
Institute of Standards and Metrology, China Academy of Railway Sciences. Railway train traction calculation—Part 1: Trains with locomotives: TB/T 1407.1—2018[S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2018.

[9] 张兴宝. 地铁列车制动距离及制动减速度相关问题研究[J]. 机车电传动, 2016(5): 98-101.
ZHANG Xingbao. Braking distance and deceleration related problems of metro trains[J]. Electric Drive for Locomotives, 2016(5): 98-101.

[10] 张建柏, 彭辉水, 倪大成, 等. 高速列车制动技术综述[J]. 机车电传动, 2011(4): 1-4.
ZHANG Jianbai, PENG Huishui, NI Dacheng, et al. Overviewing braking technology of the high-speed trains[J]. Electric Drive for Locomotives, 2011(4): 1-4.

[11] 文永蓬, 徐小峻, 尚慧琳, 等. 考虑热力耦合的轨道车辆车轮建模与仿真[J]. 交通运输工程学报, 2016, 16(5): 30-41.
WEN Yongpeng, XU Xiaojun, SHANG Huilin, et al. Modeling and simulation of railway vehicle wheel considering

thermo-mechanical coupling[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2016, 16(5): 30-41.

[12] 张萍. 地铁车轮踏面制动热负荷研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
ZHANG Ping. A study of thermal load of tread braking for metro wheel[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013.

[13] 张萍, 温泽峰, 吴磊, 等. 不同热流加载方式下车轮踏面制动温度和应力场模拟分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(5): 69-74.
ZHANG Ping, WEN Zefeng, WU Lei, et al. Temperature and stress field analysis of wheel tread braking process using different heat flux loading modes[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(5): 69-74.

[14] 陈倩, 李芾, 王军平, 等. 40 t轴重货车制动热负荷分析[J]. 铁道机车车辆, 2012, 32(4): 32-36.
CHEN Qian, LI Fu, WANG Junping, et al. Thermal load analysis of wheels for 40 t axle-load freight car under braking conditions[J]. Railway Locomotive & Car, 2012, 32(4): 32-36.

[15] 李金良, 肖楠, 谢基龙. 重载货车车轮踏面制动辐板热应力分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(12): 133-138.
LI Jinliang, XIAO Nan, XIE Jilong. Thermal stress analysis of the heavy-haul freight car's wheel web plate under the wheel tread braking[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(12): 133-138.

[16] 李芾, 安琪, 刘俊红, 等. 重载货车车轮温度场与应力场研究[J]. 系统仿真学报, 2010, 22(2): 344-347.
LI Fu, AN Qi, LIU Junhong, et al. Research on temperature and stress field of heavy-haul freight car wheel[J]. Journal of System Simulation, 2010, 22(2): 344-347.

[17] 中国铁道科学研究院标准计量研究所. 铁道车辆车轮强度评定方法: TB/T 3463—2016[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2016: 1-7.
Institute of Standards and Metrology, China Academy of Railway Sciences. Evaluation method for wheel strength of rolling stock: TB/T 3463—2016[S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2016: 1-7.

[18] 张澎湃, 刘金朝, 张斌, 等. 基于主应力法和修正的Crossland疲劳准则的动车组车轮疲劳强度评定方法[J]. 中国铁道科学, 2014, 35(2): 52-57.
ZHANG Pengpai, LIU Jinzhao, ZHANG Bin, et al. Assessment method for fatigue strength of EMU wheel based on principal stress method and amendatory Crossland method [J]. China Railway Science, 2014, 35(2): 52-57.

[19] 向阳, 傅茂海, 马鹏, 等. 30 t轴重货车车轮热应力分析[J]. 铁道机车车辆, 2010, 30(6): 29-32.
XIANG Yang, FU Maohai, MA Peng, et al. Temperature and stress analysis of wheels for 30 t axle-load freight car [J]. Railway Locomotive & Car, 2010, 30(6): 29-32.