

双桥驱动车辆寄生功率的产生机理及控制方法

任志勇

(中国煤炭科工集团太原研究院有限公司 山西 太原 030006)

摘要:在分析双桥驱动车辆寄生功率产生原因的基础上,推导出了双桥驱动车辆运动学方程与寄生功率判别公式,并对寄生功率流向进行判断,进一步提出了寄生功率的定量计算方法和消除与降低寄生功率的控制策略。结合双桥驱动车辆的整车参数,利用 MATLAB 软件编制了计算程序,并以 WC5E(B)煤矿井下防爆无轨胶轮车为例进行了分析计算,验证了文中提出的计算方法,同时采用无线遥测信号测试分析系统进行了对比分析试验。结果表明,该方法能够很好地对双桥驱动车辆的寄生功率进行定量分析计算。

关键词: 双桥驱动; 防爆无轨胶轮车; 寄生功率; 滑转率; 控制方法

中图分类号: TD525 文献标志码: A 文章编号: 0253-2336(2016)02-0158-06

Generated mechanism and control method of parasitic power in double axle drive vehicle

Ren Zhiyong

(Taiyuan Research Institute Company Limited, China Coal Technology and Engineering Group, Taiyuan 030006, China)

Abstract: Based on the analysis on the generation factor of a parasitic power in the double axle drive vehicle, the kinematics equation and parasitic power judgement formula of the double axle drive vehicle were derived. The judgement was conducted on the flow direction of the parasitic power and a quantitative calculation method of the parasitic power and the control tactics to eliminate and reduce the parasitic power were further provided. In combination with the whole vehicle parameters of the double axle drive vehicle, a MATLAB software was applied to write the calculation program. An analysis calculation was conducted on the WC5E (B) mine explosion proof trackless rubber tyre vehicle as a case. The paper verified calculation methods mentioned in the paper, meanwhile, the wireless remote signal monitoring and analysis system was applied to comparison and analysis test. The results showed that the method could well make quantitative analysis and calculation on the parasitic power of the double axle drive vehicle.

Key words: double axle drive; explosion proof trackless rubber tyre vehicle; parasitic power; slip rate; control method

0 引言

煤矿井下车辆通常在崎岖不平,多粉尘、瓦斯和煤泥,常有积水的巷道路面上作业,因此对车辆的转弯半径、附着能力和通过能力等有着严格要求,而铰接式车辆以转弯半径小、操作灵活等诸多优点而被广泛使用。此类车辆为了改善牵引附着能力和通过能力,基本都采用双桥驱动。据统计,目前使用双桥

驱动铰接式车辆的矿井有 500 余处,使用总量在 4 000 台以上。有研究表明,若该类车辆不安装“脱开”某一驱动桥的机构或无桥间差速器,则很难避免产生寄生功率。由于寄生功率的存在,加速了车辆轮胎磨损,从而使功率损失和油耗增加,同时也增大了传动系负荷,降低了传动系寿命。如何准确分析车辆作业时寄生功率的产生机理及流动方向,并定量计算出其大小,以及如何降低和消除寄生功率,对

收稿日期: 2015-06-07; 责任编辑: 赵瑞 DOI: 10.13199/j.cnki.cst.2016.02.030

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2013AA06A409); 中国煤炭科工集团有限公司科技创新基金青年基金资助项目(2014QN025)

作者简介: 任志勇(1983—),男,山西浑源人,助理研究员,硕士。Tel: 18003512990, E-mail: aye1211021@163.com

引用格式: 任志勇. 双桥驱动车辆寄生功率的产生机理及控制方法[J]. 煤炭科学技术, 2016, 44(2): 158-163.

Ren Zhiyong. Generated mechanism and control method of parasitic power in double axle drive vehicle [J]. Coal Science and Technology, 2016, 44(2): 158-163.

双桥驱动车辆而言意义重大。基于此,笔者通过对双桥驱动车辆寄生功率的产生机理及控制方法进行研究,以期有效避免或减小寄生功率,有效降低车辆的功率损失和油耗,提高车辆传动件寿命,提升煤矿车辆品质。

1 寄生功率的产生机理

在双桥驱动车辆中,如无桥间差速器,则产生寄生功率的主要原因有^[1]:①前、后桥车轮间的运动不协调,引起车轮滑转或滑移。②车辆运行路面条件较好,外阻力较小的工况。首先对原因1进行分析,双桥驱动的车辆中,前、后桥间通过传动链相联,视为刚性联接,为了使前后轮运动协调,前、后车轮的理论速度必须相等,即 $v_{T1} = v_{T2}$, $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ 。式中: ω_1 、 ω_2 为前、后车轮角速度; r_1 、 r_2 为前轮静力半径平均值和后轮静力半径平均值。车辆设计过程中通常保证理论速度必须相等,如设 $\omega_1 = \omega_2$,则必须保证 $r_1 = r_2$,但实际车辆运行中是不可能实现的,主要原因如下:①由于前后轮胎的充气程度、载荷、磨损程度不同及制造误差等原因,使得 $r_1 \neq r_2$ ^[2];②在不平坦的路面上,前后车轮不可能同时通过凹凸处,造成前后车轮单位时间内通过的路程不等,导致 $v_{T1} \neq v_{T2}$ ^[3]。

但实际车辆前、后车轮安装在同一个车体上,其实际速度完全相等,即 $v_1 = v_2 = v$,根据实际速度与理论速度的表达式可知: $v_1 = v_{T1}(1 - \delta_1)$, $v_2 = v_{T2}(1 - \delta_2)$ 。其中: v_{T1} 、 v_{T2} 为前后车轮的理论速度; δ_1 、 δ_2 为前后车轮的滑转率。联立方程得:

$$1 - \delta_1 = (1 - \delta_2) v_{T1} / v_{T2} \quad (1)$$

由于前后轮的角速度相等,故前后轮的理论速度之比可表示为 $v_{T1} / v_{T2} = \omega_1 r_1 / (\omega_2 r_2) = r_1 / r_2 = (1 - \delta_1) / (1 - \delta_2)$,则有:

$$1 - \delta_1 = (1 - \delta_2) r_1 / r_2 \quad (2)$$

式(1)和式(2)称为双桥驱动车辆运动学方程^[10]。在车辆行驶过程中,由于不能确保 $r_1 = r_2$,说明车轮滚动时,一定伴随有车轮与路面接触面上各点间的相对移动(滑转或滑移),根据运动学方程式(2)推导出:

$$\delta_1 = (1 - r_2 / r_1) + \delta_2 r_2 / r_1 \quad (3)$$

根据式(3)绘制出 $\delta_1 - \delta_2$ 的关系曲线如图1所示,图中:截距 $l_{OA} = 1 - r_2 / r_1$;斜率 $K = r_2 / r_1$ 。结合前后轮滑转率曲线及滑转率与牵引力之间的关系,不难分析前后轮牵引力的变化规律。

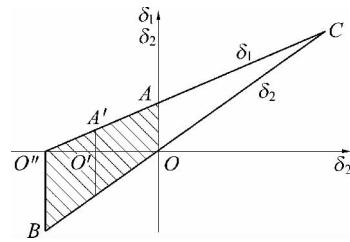


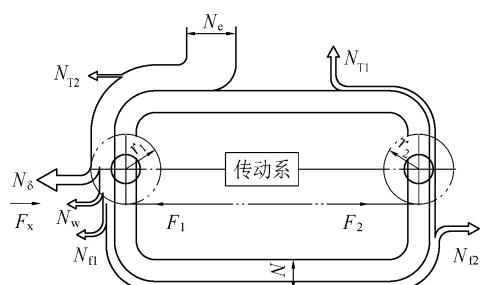
图1 $\delta_1 - \delta_2$ 的关系曲线

Fig.1 Relationship curve of $\delta_1 - \delta_2$

假设 $r_1 > r_2$,根据运动学方程 $\delta_1 > \delta_2$,当外阻力 F_x 较大时,前后车轮的驱动力都以较大的牵引力来克服外阻力 δ_1 、 δ_2 均为正值,如图1所示的第1象限内,此时无寄生功率产生。

当 F_x 增加到 $\delta_1 = 100\%$ 时, δ_2 也一定为100%,前后轮同时滑转,前后轮都发挥出100%换转时的牵引力,如图1的C点,此时无寄生功率产生。

以下仅研究 F_x 较小的情况,根据运动学方程可知^[14] $0 < \delta_1 < 1 - r_2 / r_1$,则 $-(r_2 / r_1 - 1) < \delta_2 < 0$ 。此时 δ_1 为正值, δ_2 为负值(图1所示 $OBO''A$ 的阴影线区),前桥车轮的牵引力为正值,后桥车轮的牵引力为负值,前桥车轮发生滑转,产生驱动力,而后桥车轮在车体的作用下一边向前滚动,一边向前滑移,并且产生制动力(与驱动力方向相反)起制动作用。此时车辆的行驶方程式为^[10] $F_x = F_1 - F_2$,式中: F_1 为作用在车辆前轮的驱动力; F_2 为作用在车辆后轮上的制动力。这时传递至前驱动轮上的功率 $N_1 = N_\delta + N_w + N_{fl} + N$,式中: N_δ 为前轮发生滑转所消耗的功率; N_w 为车辆克服空气阻力所消耗的功率; N_{fl} 为克服前轮滚动阻力所消耗的功率; N 为克服后驱动轮上的制动力所消耗的功率。具体功率流动如图2所示。



N_e —车辆的总牵引功率; N_{T1} 、 N_{T2} —传递至前轮、后轮的功率损失;

N_{fl} 、 N_w —克服前轮、后轮滚动阻力所消耗的功率

图2 功率流动示意

Fig.2 Sketch of power flow

由图2可知:①后轮发生滑移,产生制动力,它所造成的力矩通过传动系传给前轮。②传往前轮的

动力由发动机和后轮产生,使前轮的驱动力增大,其增大部分仍将通过机体传给后轮,用以克服后轮制动所需的力。(3)由后轮制动力所形成的功率 N 作为前轮功率的一部分,通过地面(实际为车架)又传给后驱动轮,并返回传动系,即由前驱动轮→地面→后驱动轮→传动系→前驱动轮,周而复始传递。

在仅考虑附着条件允许,驱动轮发挥最大功率的情况下,用MATLAB/SIMULINK仿真得出寄生功率与各相关参数的关系曲线^[11],如图3所示。由图

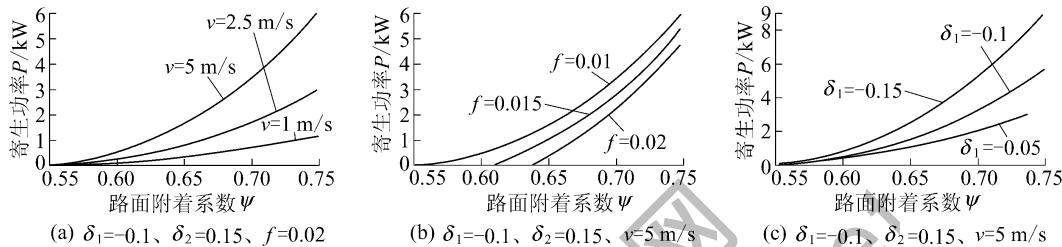


图3 路面附着系数与寄生功率的关系

Fig.3 Relationship between tire road friction coefficient and reactive power

2 寄生功率流动方向判断

从双桥驱动车辆运动学方程可知,当 $0 < \delta_1 < 1 - r_2/r_1$ 时,有寄生功率产生。当 F_x 已知时,假设车辆的行驶阻力完全由前轮滑转产生的驱动力所克服,前轮发挥的牵引力与负荷相平衡,即 $F_x = F_1 = G_1x$,此时: $\delta_1 = 1 - r_2/r_1$, $\delta_2 = 0$,式中: G_1 为前桥载荷; x 为前轮的相对驱动力。

此时 δ_1 处于图1的A点, δ_2 处于图1的O点。该条件下前轮滑转率可表示为 $\delta'_1 = A(F_x/G_1) + B(F_x/G_1)^n$ 。式中 A 、 B 、 n 为附着系数表达式中的系数。对前轮滑转率进行分析可知:

1) 当 $\delta'_1 \geq \delta_1$ 时,前后轮都滑转,产生驱动力共同克服外阻力,所以不产生寄生功率。

2) 当 $\delta'_1 < \delta_1$,一定产生寄生功率,寄生功率产生的判别式为

$$A(F_x/G_1) + B(F_x/G_1)^n < 1 - r_2/r_1 \quad (4)$$

对于直线行驶的双桥驱动车辆,寄生功率是从半径大的驱动轮,通过地面流向半径小的驱动轮,再到传动系,最后传回到半径大的驱动轮,周而复始地循环传递。

对于转向行驶的铰接式车辆,根据图4易求出前后桥中点转弯半径 R_1 、 R_2 分别为

$$R_1 = (L_2 + L_1 \cos \gamma) / \sin \gamma$$

$$R_2 = (L_1 + L_2 \cos \gamma) / \sin \gamma$$

3 仿真结果可知,随着路面附着性能的改善,寄生功率会增大。由图3a可知,在 δ_1 、 δ_2 、滚动阻力系数 f 均为定值时,随着车辆行驶车速的增加,寄生功率也增加。由图3b可知,在前后驱动轮的滑转率一定时,路面行驶阻力系数大,车辆行驶过程中产生的寄生功率较小。由图3c可知,滑转率为正的驱动轮滑转率、牵引车行驶车速 v 、路面的滚动阻力系数一定时,滑转率为负的驱动轮的滑转率滞后越多产生的寄生功率越大。

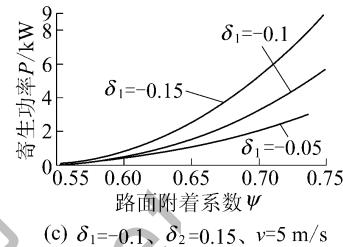


图4 铰接式车辆运动示意

Fig.4 Movement diagram of articulated vehicle

若 $L_1 = L_2 = L/2$,则 $R_1 = R_2 = R = L(1 + \cos \gamma) / (2 \sin \gamma)$;若 $L_2 > L_1$,则 $R_1 > R_2$ 。式中: γ 为车辆转向角; L 为轴距; L_1 、 L_2 分别为铰接点距前轴和距后轴的水平距离; R_1 、 R_2 为前桥中点和后桥中点的转弯半径。

假设前后轮半径相同,即 $r_1 = r_2$,则此时前后桥中点处实际车速为

$$v_{01} = \Omega R_1 = v_{T1}(1 - \delta_1)$$

$$v_{02} = \Omega R_2 = v_{T2}(1 - \delta_2)$$

式中 Ω 为车辆绕转向中心转角角速度。

而 $v_{T1} = v_{T2}$,则 $R_1/R_2 = (1 - \delta_1)/(1 - \delta_2)$,即转向行驶时铰接式车辆的运动学方程为^[5]

$$1 - \delta_2 = R_2(1 - \delta_1)/R_1 \quad (5)$$

笔者针对 $R_1 > R_2$ 情况进行分析,设转向行驶时外阻力为 F_x 且较小时,同理推导出转向行驶时铰接式车辆寄生功率判别式为

$$A(F_x/G_1) + B(F_x/G_1)^n < 1 - R_2/R_1 \quad (6)$$

$0 < \delta_2 < 1 - R_2/R_1$, 则 $-(R_2/R_1 - 1) < \delta_1 < 0$, 由此可知: δ_2 为正值, 后轮发生滑转, 产生驱动力; δ_1 为负值, 前轮发生滑移, 产生制动力, 起制动作用。寄生功率从后轮流向前轮, 即从转弯半径小的车桥流向转弯半径大的车桥。

如转向销轴位于轴距的中点, 即 $L_1 = L_2 = L/2$, $R_1 = R_2 = R = L(1 + \cos \gamma) / (2 \sin \gamma)$ 。不考虑车轮半径的差异, 车辆在转向行驶过程中无寄生功率产生。对于整体式车架采用偏转车轮转向时, 按照上述铰接式车辆同样的方法进行分析, 如图 5 所示。

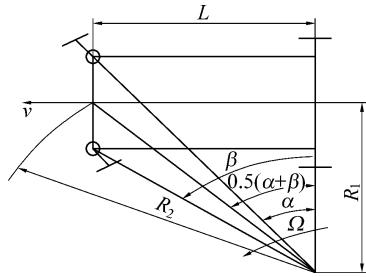


图 5 整体式车架车辆运动示意

Fig.5 Movement diagram of integrated frame vehicle

$R_1 = L / \sin [(\alpha + \beta) / 2]$, $R_2 = L / \tan [(\alpha + \beta) / 2]$ 。若 $R_1 > R_2$, 则寄生功率从转弯半径小的车桥流向转弯半径大的车桥, 即从后轮流向前轮。

3 寄生功率的计算和控制策略

由于寄生功率是从驱动轮通过地面输送到产生制动力(因滑移形成的)车轮的功率, 若要计算寄生功率, 则需计算车轮上的制动力, 为此作如下假设: ①寄生功率仅因前后驱动轮半径不等(或转弯半径不等)造成, 而不考虑地面凹凸不平等因数^[4,15]。②滑转率曲线 δ_1 与滑移率曲线 δ_2 形状完全相同, 仅符号相反。③仅研究外阻力较小的情况, 即滑转率曲线在 $0 < \delta_1 < 1 - r_2/r_1$ 区间内^[6]。

根据以上假设, 列出此时车辆运动、受力和附着力计算公式为^[2]

$$1 - \delta_2 = r_2(1 - \delta_1) / r_1 \quad (7)$$

$$F_x = F_1 - F_2 = G_1 x - G_2 y \quad (8)$$

$$\delta_1 = Ax + Bx^n \quad (9)$$

$$\delta_2 = -|Ax + Bx^n| \quad (10)$$

式中: G_1, G_2 为前、后桥载荷; x, y 为前、后轮的相对驱动力。

联立式(7)、式(8)、式(9)和式(10), 推导出寄生功率数学计算模型。

对于 $r_1 > r_2$ 的情况, δ_2 为正值, 此时 $\delta_2 = -|Ax +$

$Bx^n|$, 即

$$\begin{cases} 1 - \{A[(F_2 + G_1\psi + G_2\psi)/G_1] + B[(F_2 + G_1\psi + G_2\psi)/G_1]^n\} = [1 + |A(F_2/G_2) + B(F_2/G_2)^n|]r_2/r_1 \\ N = G_2 y v \end{cases}$$

其中 ψ 为路面附着系数。对于 $r_1 < r_2$ 的情况, δ_1 为负值, 此时 $\delta_1 = -|Ay + By^n|$, 即

$$\begin{cases} 1 + |A(F_2/G_2) + B(F_2/G_2)^n| = [1 - A(F_2 + G_1\psi + G_2\psi)/G_1 + B(F_2 + G_1\psi + G_2\psi)/G_1^n]r_2/r_1 \\ N = G_2 x v \end{cases}$$

上述方程为非线性高次方程, 笔者采用数值分析中的牛顿法求解, 并通过数学计算软件 MATLAB 进行编程求解^[8]。寄生功率与双桥驱动车辆行驶的速度, 所受阻力, 所行驶路面的附着情况, 以及牵引车前后驱动桥载荷分布是有一定关系的^[6]。

寄生功率并不能增加驱动功率或驱动力, 而且会使传动系零件过载, 使轮胎因过多滑动而加速磨损, 同时也降低了传动系效率及牵引效率。所以在设计和使用时, 要尽量防止产生寄生功率。目前为了防止双桥驱动车辆产生寄生功率, 可采用以下 3 种方案。

1) 在分动箱(或变速箱)通往某个驱动桥的传动路线上加装 1 个超越离合器。超越离合器的主动部分连接分动箱(或变速箱), 从动部分联接驱动桥。超越离合器的特点是: 在正常情况下, 动力可由主动部分传往从动部分(通过超越离合器); 当从动部分的转速超过主动部分时, 从动部分可自由转动, 不受主动部分转速的限制。因此, 当车辆的实际速度大于理论速度时, 其车辆车轮可按实际速度自由滚动, 这时如同从动轮一样, 因而避免了寄生功率的产生。

设计时需要注意, 通往某一驱动桥装有超越离合器时, 必须保证该驱动桥的理论车速小于另 1 个驱动桥的理论车速, 同时安装超越离合器时超前率也不宜取得过大, 否则, 当后轮滑转率已经很大时, 前轮仍自由滚动, 而不能发挥驱动作用, 这样就失去了四轮驱动的优越性。

2) 在前后桥间安装轴间差速器。当前后桥间装有轴间差速器时, 如果前后桥的车轮间有速度差, 便可自动适应, 因而也不产生寄生功率。但是装设轴间差速器会降低牵引附着性能, 因为当有一个驱

动桥陷入附着系数很低的土壤时,另一个驱动桥上驱动力的发挥也受到限制。

3) 安装脱桥结构,实现双桥驱动与单桥驱动的分时切换,当外阻力较小时,切换至单桥驱动;当外阻力较大时,切换至双桥驱动。该种措施需要对脱桥点控制策略进行准备把握。

4 实例计算

笔者以典型的双桥驱动铰接式车辆WC5E(B)防爆柴油机无轨胶轮车为例判断寄生功率的存在与否,并对其进行定量计算及试验测定。该车传动系统主要由防爆发动机、液力变矩器、动力换挡变速箱、传动轴、中间过桥、驱动桥和轮胎等组成,前后桥完全通过传动系刚性联接,如图6所示,具体计算参数如下:机重、前桥荷、后桥荷分别为7500、5700、7800 kg,主减速器传动比和效率分别为13.714、0.900,铰接点距后桥和前桥距离分别为1.975、1.475 m,前轮和后轮静力半径平均值分别为0.52、0.51 m,轴距3.45 m。

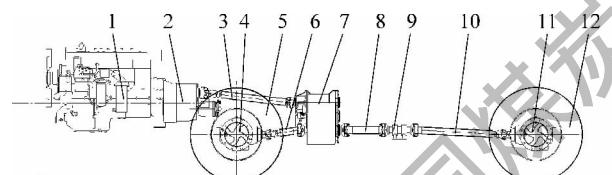


图6 WC5E(B)防爆无轨胶轮车传动系统结构
Fig.6 Transmission system structure of WC5E(B)
explosion-proof diesel engine

车辆在平坦干燥的路面上进行试验,取滚动阻力系数 $f=0.03$,车辆为低速行驶,忽略空气阻力,因此外阻力只考虑滚动阻力^[7]。 $A=0.09$; $B=2.34$; $n=8(A(F_x/G_1)+B(F_x/G_1)^n)=0.036$, $1-R_2/R_1=0.0192$ 。

由 $A(F_x/G_1)+B(F_x/G_1)^n < 1-R_2/R_1$,可知WC5E(B)防爆柴油机无轨胶轮车有寄生功率产生,输入该车的计算参数,利用MATLAB计算程序,计算得 $x=0.1468$, $y=0.0726$ 。则易求得: $\delta_1=Ax+Bx^n=0.013212$, $\delta_2=Ay+By^n=0.006534$ 。

在车速为5 km/h左右情况下,将表1相关参数代入计算程序后,计算出产生的寄生功率 N ,并利用无线遥测信号测试分析系统测试车辆前后驱动的转矩 T_1 和 T_2 ^[8],利用式(11)计算实际寄生功率 N ,结

果见表1。

$$N'=v[Ti/(1000\eta r)+fG] \quad (11)$$

式中: $T=\min(T_1, T_2)$ 为寄生功率计算取值; i 为轮边减速器速比; $r=\min(r_1, r_2)$ 。

表1 寄生功率计算结果与试验数据对比

Table 1 Contrast calculated result and experimental data of parasitic power

序号	计算结果		试验数据		$\Delta/\%$
	N/kW	$M_1/(N\cdot m)$	$M_2/(N\cdot m)$	N'/kW	
1	7.71	11 235.8	11 024.5	7.54	2.2
2	7.86	11 358.5	11 089.6	7.68	2.3
3	7.83	11 389.6	11 045.8	7.70	1.7
4	7.54	11 185.6	10 985.7	7.35	2.5
5	7.96	11 425.2	11 256.3	7.75	2.6
6	7.89	11 298.5	11 245.6	7.66	2.9

注: $\Delta=|(N-N')/N|$,为寄生功率计算值与测试值的误差。

5 结 论

1) 如已知外阻力 F_x ,前后轮静力半径的平均值 r_1, r_2 及滑转率 δ 时,即可判断有无寄生功率产生。如存在寄生功率,可定量计算其数值。

2) 寄生功率的方向:对直线行驶的车辆是从半径大的车轮流向半径小的车轮;对转向行驶的车辆(假设前后轮半径相等)是由转弯半径小的车桥流向转弯半径大的车桥。

3) 对于双桥驱动铰接式车辆在运输工况下,通常行驶阻力较小,同时又很难保证前后车轮静力半径相等,所以不可避免地要产生寄生功率。消除运输工况寄生功率可以采用脱桥,即行驶在良好路面上脱开一驱动桥,而由单桥驱动,另外也可以在分动箱通往某个驱动桥的传动路线上,加装1个超越离合器,最后也可在前后桥间安装轴间差速器。

4) 本文计算方法同时也适合整体式车架,或多桥驱动车辆。

参考文献(References)

- [1] 周志立,方在华,张文春.驱动轮牵引性能的计算机仿真分析[J].洛阳工学院学报,1994,15(4):6-11.
Zhou Zhili, Fang Zaihua, Zhang Wenchun. Computer simulation analysis of driving wheel traction performance [J]. Journal of Luoyang Institute of Technology, 1994, 15(4): 6-11.
- [2] 郭凌汾.铰接式双桥驱动低比压运盐车的循环功率[J].吉林工业大学学报,1995,25(4):9-15.
Guo Lingfen. Articulated double axle drive cycle power car is lower

- than the pressure of salt [J]. Journal of Jilin Industrial University , 1995 ,25(4) :9-15.
- [3] 方在华,张文春,曹乃珍.驱动轮滑转率曲线的一种统计方程 [J].农业机械学报 ,1992 ,23(1) :80-84.
Fang Zaihua Zhang Wenchun ,Cao Naizhen.Driving a statistical e- quation slip rate curve [J].Agricultural Machinery for the Journal , 1992 ,23(1) :80-84.
- [4] Piotr A Dudzinski.The problems of multi-axle vehicle drives [J]. Journal of Terramechanics ,1986 ,23(2) :85-93.
- [5] 王其东.四轮驱动车辆牵引效率的计算与试验研究 [J].安徽工学院学报 ,1995 ,14(1) :78-83.
Wang Qidong.The calculation and experiment analgsisof 4WD Ve- hicle tractiveefficiency [J].Journal of Anhui Industry Technology , 1995 ,14(1) :78-83.
- [6] 甘建国.多轴驱动的寄生功率循环研究 [J].建设机械技术与管 理 ,1995 ,40(2) :8-10.
Gan Jianguo.Study on parasitic power cycling with multi axis drive [J].Construction Machinery Technology and Management ,1995 , 40(2) :8-10.
- [7] 宋仍群.港口牵引车牵引性能分析 [J].港口装卸 ,1996(3) : 10-15.
Song Qiqun.Traction performance analysis of port tractor [J].Har- bour Handing ,1996(3) :10-15.
- [8] 柴盛典.路面条件对双桥驱动车辆寄生功率的影响 [J].农业工 程学报 ,1997 ,23(1) :140-142.
- Chai Shengdian.Effect of road conditions on the vehicle driving parasitic power bridge [J].Journal of Agricultural Engineering , 1997 ,23(1) :140-142.
- [9] Piotr A Dudzinski.Wheel slips and slides during turning in articu- lated vehicles [J].Int J of Vehicle Design ,1981 ,24(4) :182-190.
- [10] Piotr A Dudzinski.Design characteristics of steering systems for mobiles wheeled earthmoving equipment [J].Journal of Terra- mechanics ,1989 ,26(1) :25-82.
- [11] 李竟成,曹秉刚,康龙云 等.电动汽车运动学仿真与模糊控制 [J].系统仿真学报 2003 ,15(3) :372-374.
Li Jingcheng Cao Binggang Kang Longyun et al.Dynamics mod- eling and fuzzy control of electric vehicle [J].Journal of Sys- tem Simulation 2003 ,15(3) :372-374.
- [12] 于 英,孟 峰,贾会星 等.电动车辆双桥驱动寄生功率特性 仿真 [J].系统仿真学报 2007 ,19(21) :5015-5019.
Yu Ying Meng Feng JiaHuili et al.Simulation of reative power characteristic in electric vehicle with two driven motors [J].Jour- nal of System Simulation 2007 ,19(21) :5015-5019.
- [13] 姚怀新,陈 波.工程机械底盘及其液压传动理论 [M].北京: 人民交通出版社 2002: 48-53.
- [14] 余志生.汽车理论 [M].3 版.北京: 机械工业出版社 ,2004: 17-20.
- [15] 吉林大学工程机械教研室.轮式装载机设计 [M].北京: 中国 建筑工业出版社 ,1982: 20-70.