机车电传动 2018 年第 5 期 (2018-09-10)
ELECTRIC DRIVE FOR LOCOMOTIVES №5, 2018(Sep. 10, 2018)

文章编号：1000–128X(2018)05–0089–05

一种带悬浮车体的有轨电车轴重及轮重计算方法

李　稳[1, 2]，韩俊臣[1]，王文华[1]，李　诺[1]

（1. 中车长春轨道客车股份有限公司，吉林 长春　130062；
2. 同济大学 铁道与城市轨道交通研究院，上海　201804）

摘　要：为保证一种带悬浮车体的 100% 低地板有轨电车轮重及轴重的合理分配，通过对车体与转向架的受力分析，针对该车型研究一种轴重及轮重的理论计算方法，并以现有车型为例，使用 SIMPACK 仿真分析软件建立轴重及轮重仿真分析模型，将理论计算结果与仿真分析结果比对，验证理论计算方法的正确性。

关键词：轮重；轴重；悬浮车体；有轨电车；受力分析

中图分类号：U282.1　　**文献标识码：**A

doi：10.13890/j.issn.1000-128x.2018.05.020

Axle Load and Wheel Load Calculation Method for a Tram with Float Carbody

LI Wen[1, 2], HAN Junchen[1], WANG Wenhua[1], LI Nuo[1]

(1. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun, Jilin 130062, China;
2. Railway and Urban Rail Transit Research Institute, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In order to guarantee the reasonable distribution of wheel load and axle load for a 100% low floor tram with float carbody, a theoretical calculation method of wheel load and axle load was studied for the tram by force analysis of carbodys and bogies. Taking the existing tram as an example, the wheel load and axle load simulation and analysis model was established by using SIMPACK software, and the theoretical calculation results were compared with the simulation analysis results to verify the correctness of the theoretical calculation method.

Keywords: wheel load; axle load; float carbody; tram; force analysis

0　引言

100% 低地板有轨电车以其低碳环保、成本低、运量大、乘坐便捷、外形美观等特点，在国内市场迅速兴起。车辆的结构型式有单车型、铰接型、悬浮型等[1]。所谓单车型即每节车体下方均设置有转向架来支撑车体，每节车所配置的转向架数量为 1 个或 2 个，具体根据车体长度确定；所谓铰接型即相邻两节车体之间共用同一个转向架，这与单车型相比，减少了转向架数量，降低了车辆成本；悬浮型指的是车辆配置有悬浮车体，悬浮车体下方没有转向架，通过车体两端的铰接装置连挂在相邻车体上[2]。本文主要对一种带悬浮车体的 100% 低地板有轨电车轴重及轮重分配的计算方法进行介绍。轴重和轮重是车辆设计前期就必须明确的关键技术指标，它们影响牵引系统、制动系统相关参数的设计，车辆关键零部件的结构设计及车辆设备的布置，同时，对整车的安全性也有很大影响[3]。另外，轴重的合理均衡分配，有助于轨道的选型或对既有轨道的充分利用。

收稿日期：2017–12–23；修回日期：2018–07–01

1　结构介绍

本文所要介绍的一种带悬浮车体的 100% 低地板有轨电车的配置情况如图 1 所示，整车共设置有 5 个模块，包括 2 个带司机室的头车动车模块（Mc1/Mc2），1 个带受电弓的拖车模块（Tp）以及 2 个浮车模块（F1/F2）。每个动车模块配置有 1 个动车转向架，拖车模

?1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

块配置有 1 个拖车转向架，浮车模块没有转向架。每个转向架的二系悬挂采用螺旋钢弹簧组来支撑车体。2 个相邻车体通过布置在车体纵向中心线上的上、下铰接连挂在一起，整列车共有 3 种车体铰接型式，分别为固定铰、弹性铰及自由铰[4]。所有车体下铰均为固定铰，Tp 车与 F2 车之间的上铰为自由铰，其他车体间的上铰均为弹性铰。固定铰与弹性铰的配合使用，使相邻车体之间仅有相对摇头自由度；固定铰与自由铰的配合使用，使相邻车体之间既有摇头自由度，同时又有点头自由度，该设置有助于车辆通过竖曲线[5]。相邻模块间的载荷通过车体上的铰接相互传递。

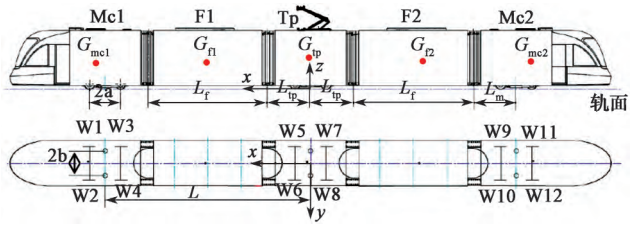


图 1　车辆配置及参数定义示意图

2　理论计算

2.1　参数定义

为便于后续的计算分析，现定义整车坐标系如下：以拖车模块几何中心在轨道上的投影为坐标原点，x 轴与车辆的纵向中心线重合，y 轴平行于轨面并垂直于车辆纵向中心线，z 轴垂直于轨面向上，如图 1 所示。计算过程中需要用到的车辆主要参数及数学符号定义详见表 1。

表 1　车辆参数表

车辆参数	符号
固定轴距	$2a$
二系簧横向跨距	$2b$
滚动圆跨距	$2c$
相邻转向架中心距	L
动车转向架中心距相邻铰接中心的纵向距离	L_m
浮车模块两端铰接中心纵向距离	L_f
拖车转向架中心距相邻铰接中心的纵向距离	L_{tp}
车上各设备重力	G_i（i=1, 2, 3, …）
车上各设备重心	（x_i, y_i, z_i）（i=1, 2, 3, …）
车间上、下铰接垂向距离	H
轮位序号	W1~W12

其中，每节车体的重力（G）为本节车体上所有设备重力之和，重心（x，y，z）可根据力矩平衡方程计算求得，具体计算方程组如式（1）所示[3, 6-7]。

$$\left.\begin{aligned} G &= \sum G_i \\ x &= \frac{\sum (G_i \cdot x_i)}{G} \\ y &= \frac{\sum (G_i \cdot y_i)}{G} \\ z &= \frac{\sum (G_i \cdot z_i)}{G} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

2.2　受力分析

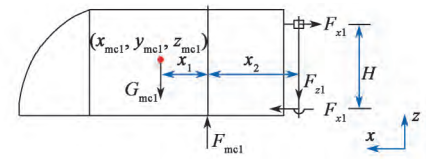
本文所研究的是车辆在静止状态下轴重及轮重的分配情况，静止的车辆仅承受重力作用。为便于受力分析和计算，将整列车分解成车体和转向架两部分进行考虑，分别建立车体受力分析模型和转向架受力分析模型，计算车体重力和转向架重力对车辆轴重和轮重的影响。

2.2.1　车体受力分析

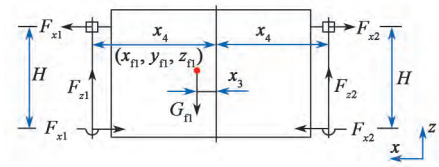
车体重力对轴重及轮重的影响主要取决于转向架对车体的支撑点，在这里，根据轨道车辆的一般特点，假定转向架对车体的支撑点位于转向架左右二系弹簧中心的连线上。同时，为简化计算，在整车坐标系下，将每节车体的受力分解到 xz 平面和 yz 平面进行分析。xz 平面上的力主要影响轴重分配，yz 平面上的力主要影响轮重分配。

1）各车体在 xz 平面上的受力分析

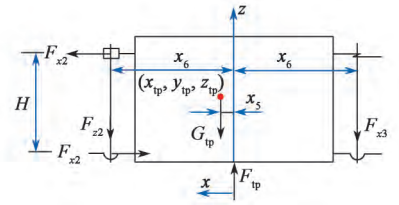
对于各节车体而言，在 xz 平面上普遍存在自身重力及相邻车体之间的相互作用力，同时，在 Mc1、Mc2、Tp 车体下方还存在转向架提供的支撑力。相邻车体之间的相互作用力与铰接组合形式相关，当固定铰与弹性铰组合使用时，相邻车体在铰接处仅存在相对摇头自由度，故相邻车体之间将在铰接处产生纵向力和垂向力；当固定铰与自由铰组合使用时，相邻车体在铰接处既存在相对摇头自由度又存在相对点头自由度，故相邻车体之间将在铰接处仅产生垂向力而不产生纵向力。据此，可对各节车体建立受力分析模型（如图 2 所示），并列出各节车体的力平衡和力矩平衡方程组，如式（2）~式（6）所示。



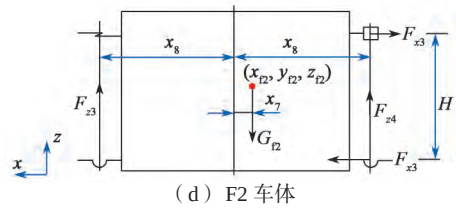
（a）Mc1 车体



（b）F1 车体

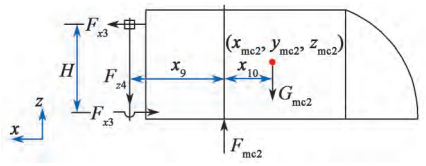


（c）Tp 车体



（d）F2 车体

?1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



（e）Mc2 车体

图 2　车体在 *xz* 平面上的受力分析模型

$$\left.\begin{aligned} &G_{mc1}+F_{z1}=F_{mc1}\\ &G_{mc1}\cdot x_1=F_{z1}\cdot x_2+F_{x1}\cdot H\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

$$\left.\begin{aligned} &G_{f1}=F_{z1}+F_{z2}\\ &G_{f1}\cdot x_3+F_{z2}\cdot x_4+F_{x1}\cdot H=F_{z1}\cdot x_4+F_{x2}\cdot H\end{aligned}\right\} \tag{3}$$

$$\left.\begin{aligned} &G_{tp}+F_{z2}+F_{z3}=F_{tp}\\ &G_{tp}\cdot x_5+F_{z2}\cdot x_6+F_{x2}\cdot H=F_{z3}\cdot x_6\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

$$\left.\begin{aligned} &G_{f2}=F_{z3}+F_{z4}\\ &G_{f2}\cdot x_7+F_{z3}\cdot x_8+F_{x3}\cdot H=F_{z4}\cdot x_8\end{aligned}\right\} \tag{5}$$

$$\left.\begin{aligned} &G_{mc2}+F_{z4}=F_{mc2}\\ &G_{mc2}\cdot x_{10}=F_{z4}\cdot x_9+F_{x3}\cdot H\end{aligned}\right\} \tag{6}$$

式中：G_{mc1}、G_{f1}、G_{tp}、G_{f2}、G_{mc2} 分别为 Mc1、F1、Tp、F2、Mc2 车体的自身重力；F_{mc1}、F_{tp}、F_{mc2} 分别为 Mc1、Tp、Mc2 车体下方相应转向架对相应车体的支撑力；F_{z1}、F_{z2}、F_{z3}、F_{z4} 分别为相邻车体在铰接处产生的垂向力；$\pm F_{x1}$、$\pm F_{x2}$、$\pm F_{x3}$ 分别为相邻车体在铰接处产生的纵向力；x_1、x_2、x_5、x_6、x_9、x_{10} 分别为 Mc1 车体、Tp 车体及 Mc2 车体上各力作用点距相应转向架中心的纵向距离；x_3、x_4、x_7、x_8 分别为 F1 车体和 F2 车体上各力作用点距相应车体中心的纵向距离。

式（2）~式（6）中的 x_1~x_{10} 可通过车体几何尺寸（见表 1 和图 1）及各节车体重心求得，此处不再罗列求解 x_1~x_{10} 的方程。联合式（2）~式（6），即可求出 F_{mc1}、F_{tp}、F_{mc2}、F_{z1}、F_{z2}、F_{z3}、F_{z4}、F_{x1}、F_{x2}、F_{x3}。

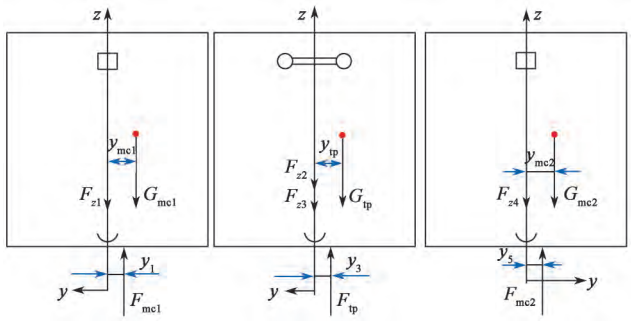
2）各车体在 *yz* 平面上的受力分析

根据车辆的设计原则，车辆静止于平直轨道上时，整列车体处于水平状态。该水平状态的保持，可分解成两方面进行考虑。

①浮车（F1/F2）车体重心位于整车的 *xz* 平面上（$y_{f1}=y_{f2}=0$），此时，浮车重力不会在其两端的上、下铰接处引起横向力。在此情况下，分别对 Mc1、Tp、Mc2 车体在 *yz* 平面上进行受力分析，如图 3 所示。根据受力分析，可列出每节车在 *yz* 平面上的力矩方程，由此，可求出各转向架对车体的支撑点偏离 *xz* 平面的距离 y_1、y_3、y_5：

$$\left.\begin{aligned} &G_{mc1}\cdot y_{mc1}=F_{mc1}\cdot y_1\\ &G_{tp}\cdot y_{tp}=F_{tp}\cdot y_3\\ &G_{mc2}\cdot y_{mc2}=F_{mc2}\cdot y_5\end{aligned}\right\}\Rightarrow \left.\begin{aligned} y_1&=\frac{G_{mc1}\cdot y_{mc1}}{F_{mc1}}\\ y_3&=\frac{G_{tp}\cdot y_{tp}}{F_{tp}}\\ y_5&=\frac{G_{mc2}\cdot y_{mc2}}{F_{mc2}}\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

式中：y_{mc1}、y_{tp}、y_{mc2} 分别为 Mc1 车体、Tp 车体和 Mc2 车体重心距 *xz* 平面的横向距离。



（a）Mc1 车体　　（b）Tp 车体　　（c）Mc2 车体

图 3　Mc1、Tp、Mc2 车体在 *yz* 平面上受力图

②考虑浮车 F1 和 F2 重心至少有一个偏离整车的 *xz* 平面，即 y_{f1} 和 y_{f2} 至少有一个值不为 0，此时，由浮车重心偏移引起的整车扭矩 M_y 为

$$M_y=G_{f1}\cdot y_{f1}+G_{f2}\cdot y_{f2} \tag{8}$$

由于车体间铰接的作用，相邻车体无相对侧滚自由度，故因浮车重心偏离而产生的整车扭矩在 Mc1、Tp、Mc2 车体上的分配比例与这 3 节车体的自重比例相同，即：

$$M_{mc1}:M_{tp}:M_{mc2}=G_{mc1}:G_{tp}:G_{mc2} \tag{9}$$

式中：M_{mc1} 为因浮车重心偏移在 Mc1 车体上产生的附加扭矩；M_{tp} 为因浮车重心偏移在 Tp 车体上产生的附加扭矩；M_{mc2} 为因浮车重心偏移在 Mc2 车体上产生的附加扭矩。

联合式（8）、式（9），可计算出附加扭矩 M_{mc1}、M_{tp}、M_{mc2}：

$$\left.\begin{aligned} M_{mc1}&=\frac{G_{mc1}}{G_{mc1}+G_{tp}+G_{mc2}}\cdot\left(G_{f1}\cdot y_{f1}+G_{f2}\cdot y_{f2}\right)\\ M_{tp}&=\frac{G_{tp}}{G_{mc1}+G_{tp}+G_{mc2}}\cdot\left(G_{f1}\cdot y_{f1}+G_{f2}\cdot y_{f2}\right)\\ M_{mc2}&=\frac{G_{mc2}}{G_{mc1}+G_{tp}+G_{mc2}}\cdot\left(G_{f1}\cdot y_{f1}+G_{f2}\cdot y_{f2}\right)\end{aligned}\right\} \tag{10}$$

通过力矩平衡方程，可计算出因附加扭矩而产生的转向架对车体支撑点在 *yz* 平面上的位置变化，具体计算如式（11）：

$$\left.\begin{aligned} &M_{mc1}=F_{mc1}\cdot\Delta y_1\\ &M_{tp}=F_{tp}\cdot\Delta y_3\\ &M_{mc2}=F_{mc2}\cdot\Delta y_5\end{aligned}\right\}\Rightarrow \left.\begin{aligned} \Delta y_1&=\frac{M_{mc1}}{F_{mc1}}\\ \Delta y_3&=\frac{M_{tp}}{F_{tp}}\\ \Delta y_5&=\frac{M_{mc2}}{F_{mc2}}\end{aligned}\right\} \tag{11}$$

综合以上两点分析，联合式（7）和式（11），可得出 Mc1 车转向架、Tp 车转向架及 Mc2 车转向架分别对其车体的支撑点在 *yz* 平面上的位置 y_{Fmc1}、y_{Ftp}、y_{Fmc2}：

?1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$\left.\begin{aligned} y_{F\mathrm{mc1}} &= y_1+\Delta y_1=\frac{G_{\mathrm{mc1}}\cdot y_{\mathrm{mc1}}+M_{\mathrm{mc1}}}{F_{\mathrm{mc1}}}\\ y_{F\mathrm{tp}} &= y_3+\Delta y_3=\frac{G_{\mathrm{tp}}\cdot y_{\mathrm{tp}}+M_{\mathrm{tp}}}{F_{\mathrm{tp}}}\\ y_{F\mathrm{mc2}} &= y_5+\Delta y_5=\frac{G_{\mathrm{mc2}}\cdot y_{\mathrm{mc2}}+M_{\mathrm{mc2}}}{F_{\mathrm{mc2}}} \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

通过对各车体在 xz 平面和 yz 平面的受力分析和计算，可得出每个转向架对其车体的支撑点位置和支撑力，由此可求出由车体重力而产生的轮重 $F'_{\mathrm{w}j}$（j=1,2,…,12），计算公式如式（13）所示。由车体重力而产生的轴重则可通过同一根轴左右 2 个轮重的和求而得到。

$$\left.\begin{aligned} F'_{\mathrm{w1}}=F'_{\mathrm{w3}}&=\frac{1}{2}\left[\frac{F_{\mathrm{mc1}}}{2b}\cdot\left(b-y_{F\mathrm{mc1}}\right)\right]\\ F'_{\mathrm{w2}}=F'_{\mathrm{w4}}&=\frac{1}{2}\left[\frac{F_{\mathrm{mc1}}}{2b}\cdot\left(b+y_{F\mathrm{mc1}}\right)\right]\\ F'_{\mathrm{w5}}=F'_{\mathrm{w7}}&=\frac{1}{2}\left[\frac{F_{\mathrm{tp}}}{2b}\cdot\left(b-y_{F\mathrm{tp}}\right)\right]\\ F'_{\mathrm{w6}}=F'_{\mathrm{w8}}&=\frac{1}{2}\left[\frac{F_{\mathrm{tp}}}{2b}\cdot\left(b+y_{F\mathrm{tp}}\right)\right]\\ F'_{\mathrm{w9}}=F'_{\mathrm{w11}}&=\frac{1}{2}\left[\frac{F_{\mathrm{mc2}}}{2b}\cdot\left(b-y_{F\mathrm{mc2}}\right)\right]\\ F'_{\mathrm{w10}}=F'_{\mathrm{w12}}&=\frac{1}{2}\left[\frac{F_{\mathrm{mc2}}}{2b}\cdot\left(b+y_{F\mathrm{mc2}}\right)\right] \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

2.2.2　转向架受力分析

整车处于静止状态下，转向架的受力情况比车体受力情况简单得多，且每个转向架的受力相似，故本处仅以 Mc1 车转向架为例进行详细受力分析，计算转向架重力而产生的轮重 $F''_{\mathrm{w}j}$，其他转向架重力产生的相应轮重可直接写出计算公式。

同样，对转向架的受力分析也分成 xz 平面和 yz 平面，受力分析模型如图 4、图 5 所示。转向架只承受自身重力 G_{mb1} 和 4 个车轮处的支撑反力 $F''_{\mathrm{w}j}$，据此，可列出转向架力平衡和力矩平衡方程组，从而求出转向架重力产生的轮重：

$$\left.\begin{aligned} F''_{\mathrm{w1}}+F''_{\mathrm{w2}}&=\frac{G_{\mathrm{mb1}}}{2a}\cdot\left(a+x_{\mathrm{mb1}}\right)\\ F''_{\mathrm{w3}}+F''_{\mathrm{w4}}&=\frac{G_{\mathrm{mb1}}}{2a}\cdot\left(a-x_{\mathrm{mb1}}\right)\\ F''_{\mathrm{w1}}&=\frac{F''_{\mathrm{w1}}+F''_{\mathrm{w2}}}{2c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{mb1}}\right)\\ F''_{\mathrm{w3}}&=\frac{F''_{\mathrm{w3}}+F''_{\mathrm{w4}}}{2c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{mb1}}\right) \end{aligned}\right\}\Rightarrow\left\{\begin{aligned} F''_{\mathrm{w1}}&=\frac{G_{\mathrm{mb1}}\cdot\left(a+x_{\mathrm{mb1}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{mb1}}\right)\\ F''_{\mathrm{w2}}&=\frac{G_{\mathrm{mb1}}\cdot\left(a+x_{\mathrm{mb1}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c+y_{\mathrm{mb1}}\right)\\ F''_{\mathrm{w3}}&=\frac{G_{\mathrm{mb1}}\left(a-x_{\mathrm{mb1}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{mb1}}\right)\\ F''_{\mathrm{w4}}&=\frac{G_{\mathrm{mb1}}\left(a-x_{\mathrm{mb1}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c+y_{\mathrm{mb1}}\right) \end{aligned}\right. \quad (14)$$

式中：x_{mb1} 为 Mc1 车转向架重心距转向架中心的纵向距离；y_{mb1} 为 Mc1 车转向架重心距转向架中心的横向距离。

通过式（14）即可直接写出 Tp 车转向架和 Mc2 车转向架各车轮由转向架重力引起的支撑反力方程组：

$$\left.\begin{aligned} F''_{\mathrm{w5}}&=\frac{G_{\mathrm{tpb}}\cdot\left(a+x_{\mathrm{tpb}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{tpb}}\right)\\ F''_{\mathrm{w6}}&=\frac{G_{\mathrm{tpb}}\cdot\left(a+x_{\mathrm{tpb}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c+y_{\mathrm{tpb}}\right)\\ F''_{\mathrm{w7}}&=\frac{G_{\mathrm{tpb}}\left(a-x_{\mathrm{tpb}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{tpb}}\right)\\ F''_{\mathrm{w8}}&=\frac{G_{\mathrm{tpb}}\left(a-x_{\mathrm{tpb}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c+y_{\mathrm{tpb}}\right) \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

$$\left.\begin{aligned} F''_{\mathrm{w9}}&=\frac{G_{\mathrm{mb2}}\cdot\left(a+x_{\mathrm{mb2}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{mb2}}\right)\\ F''_{\mathrm{w10}}&=\frac{G_{\mathrm{mb2}}\cdot\left(a+x_{\mathrm{mb2}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c+y_{\mathrm{mb2}}\right)\\ F''_{\mathrm{w11}}&=\frac{G_{\mathrm{mb2}}\left(a-x_{\mathrm{mb2}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c-y_{\mathrm{mb2}}\right)\\ F''_{\mathrm{w12}}&=\frac{G_{\mathrm{mb2}}\left(a-x_{\mathrm{mb2}}\right)}{4a\cdot c}\cdot\left(c+y_{\mathrm{mb2}}\right) \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

式中：x_{tpb}、x_{mb2} 分别为 Tp 车转向架重心距该转向架中心的纵向距离和 Mc2 车转向架重心距该转向架中心的纵向距离；y_{tpb}、y_{mb2} 分别为 Tp 车转向架重心距该转向架中心的横向距离和 Mc2 车转向架重心距该转向架中心的横向距离。

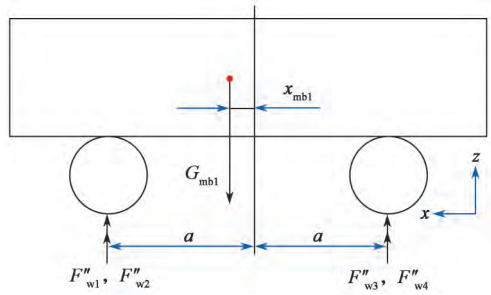


图 4　转向架在 xz 平面上受力分析图

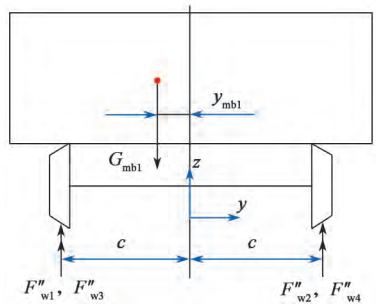


图 5　转向架在 yz 平面上受力分析图

综合车体及转向架的受力分析，联合式（13）~式（16），即可求出带悬浮车体的 100% 低地板有轨电车整车的轮重分配，如式（17）所示，从而可通过同一轴上的 2 个轮重之和求出整车的轴重分配。

$$F_{\mathrm{w}j}=F'_{\mathrm{w}j}+F''_{\mathrm{w}j}\quad (j=1,2,\cdots,12) \quad (17)$$

3　分析验证

现以一种整车理论质量为 47.646 5 t 的带悬浮车体

?1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

的 5 模块 100% 低地板有轨电车为例，分别采用本文所述的理论计算方法和 SIMPACK 软件仿真分析方法计算该车的轴重和轮重，以验证本文所述计算方法的正确性。SIMPACK 仿真分析模型如图 6 所示。使用以上 2 种方法计算出转向架对车体的支撑力、各车体间铰接装置的垂向力、纵向力、轮重分配及轴重分配，如表 2 所示。

表 2　计算结果对比分析表

名称	参数	理论计算值 /N	仿真分析值 /N	偏差 /%
转向架对车体的支撑力	Mc1 车（F_{mc1}）	115 218.9	115 346.3	−0.110
	Tp 车（F_{tp}）	113 753.7	113 836.9	−0.073
	Mc2 车（F_{mc2}）	114 845.7	114 954.6	−0.095
铰接垂向力	Mc1 车与 F1 车之间（F_{z1}）	33 937.67	33 972.38	−0.102
	F1 车与 Tp 车之间（F_{z2}）	31 447.93	31 467.80	−0.063
	Tp 车与 F2 车之间（F_{z3}）	31 821.05	31 823.11	−0.006
	Mc2 车与 F2 车之间（F_{z4}）	33 564.55	33 580.72	−0.048
纵向力	Mc1 车与 F1 车之间（$\pm F_{x1}$）	± 1 812.864	± 1 814.600	−0.096
	F1 车与 Tp 车之间（$\pm F_{x2}$）	± 996.721	± 1 012.974	−1.604
	Mc2 车与 F2 车之间（$\pm F_{x3}$）	± 2 125.847	± 2 143.112	−0.806
轮重	一位车轮（F_{w1}）	40 517.818 4	40 565.68	−0.118
	二位车轮（F_{w2}）	39 931.607 9	39 843.41	0.221
	三位车轮（F_{w3}）	40 263.482 9	40 417.05	−0.380
	四位车轮（F_{w4}）	39 683.965 6	39 694.78	−0.027
	五位车轮（F_{w5}）	36 807.249 7	36 855.51	−0.131
	六位车轮（F_{w6}）	36 632.296 7	36 517.60	0.314
	七位车轮（F_{w7}）	36 625.241 9	36 775.69	−0.409
	八位车轮（F_{w8}）	36 450.288 9	36 437.78	0.034
	九位车轮（F_{w9}）	39 465.955 1	39 596.88	−0.331
	十位车轮（F_{w10}）	40 294.930 0	40 319.16	−0.060
	十一位车轮（F_{w11}）	39 713.597 5	39 745.51	−0.080
	十二位车轮（F_{w12}）	40 549.265 4	40 467.79	0.201
轴重	一轴（$F_{w1}+F_{w2}$）	80 449.43	80 409.09	0.050
	二轴（$F_{w3}+F_{w4}$）	79 947.45	80 111.83	−0.205
	三轴（$F_{w5}+F_{w6}$）	73 439.55	73 373.11	0.090
	四轴（$F_{w7}+F_{w8}$）	73 075.53	73 213.47	−0.188
	五轴（$F_{w9}+F_{w10}$）	79 760.89	79 916.04	−0.194
	六轴（$F_{w11}+F_{w12}$）	80 262.86	80 213.30	0.062
整车重量	G	466 935.7	467 236.8	−0.064

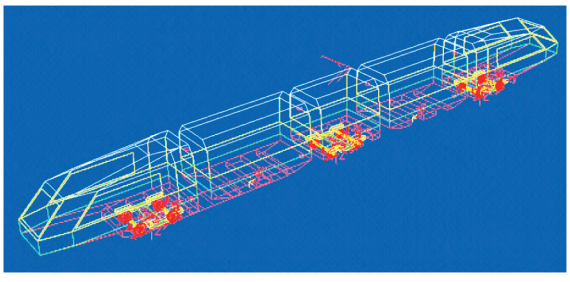


图 6　SIMPACK 仿真分析模型

从表 2 的计算结果对比来看，理论计算出来的整车重量（所有轮重之和）与原型车的理论重量一致，而通过 SIMPACK 仿真软件计算出的整车重量略高于整车理论重量；理论计算出来的轮重、轴重与 SIMPACK 仿真软件计算出来的轮重、轴重偏差很小，轮重最大偏差为 0.409%，轴重最大偏差为 0.205%。由此可见，本文所述的轴重及轮重的计算方法是正确的。

4　结语

本文给出了一种带悬浮车体的 5 模块 100% 低地板有轨电车轴重及轮重理论计算方法，并已验证其正确性。在车辆设计过程中，可使用该方法计算轮轴及轴重的分配，从而指导车上设备的布置及整车重量的控制。同时，使用该方法还可以计算出车间铰接装置的受力情况，有助于铰接装置的受力分析与优化。但是，该计算方法方程较多，计算较为繁琐，后续将针对该方法编制计算程序，以提高计算效率。

参考文献：

[1] 马喜成，刘家栋，张艳萍，等 .100% 低地板现代有轨电车的性能分析 [J]. 机车电传动，2016（2）：52–54.

[2] 孙效杰，邓彭明 .100% 低地板有轨电车技术概况 [J]. 应用技术学报，2017，17（2）：178–181.

[3] 韩云杰 . 一种低地板有轨电车的重量管理计算方法研究 [J]. 现代城市轨道交通，2017（2）：13–15.

[4] 李玉青，陈康，张江，等 .100% 低地板轨道车辆的动力学分析 [J]. 铁道机车车辆，2016，36（4）：67–71.

[5] 黄磊，任利慧，牛锡平，等 . 低地板轻轨车辆车体固定铰强度分析 [J]. 铁道机车车辆，2008，28（6）：44–46.

[6] 王永，谢红兵，林文君，等 . 铰接式动车组轴重与轮重计算方法 [J]. 电力机车与城轨车辆，2017，40（1）：39–42.

[7] 张宇，刘劲，邓谊柏 . 储能式现代有轨电车轴重与轮重计算 [J]. 电力机车与城轨车辆，2015，38（4）：20–23.

作者简介：李　稳（1985–），男，博士研究生，工程师，主要从事城轨铁路车辆设计及车辆系统动力学研究。

?1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net