运动-力解耦的多维轮力传感器研究*

冯李航,王 东,徐 扬,林国余,张为公
(东南大学仪器科学与工程学院 南京 210096)

摘 要:介绍了一种具有运动-力解耦功能的多维车轮力传感器。基于车轮力传感器的特殊安装与实用环境的测量误差,在常规轮力传感器力-力维间解耦与测量的基础上,引入运动测量技术与校正方法,提出了一种联合的解耦方法,能够对运动场下传感器测量的旋转耦合误差和惯性耦合误差进行补偿,同时还兼顾初值误差校准,进一步提高了车轮力的测量精度和稳定性,即实现运动-力解耦。

关键词: 车轮力传感器;运动-力解耦;多维力传感器;惯性耦合;旋转耦合
中图分类号: TH89 **文献标识码**: A **国家标准学科分类代码**: 460.4025

Motion-force decoupling wheel force transducer

Feng Lihang, Wang Dong, Xu Yang, Lin Guoyu, Zhang Weigong
(*School of Instrument Science and Engineering, Southeast University, Nanjing 210096, China*)

Abstract: This work presents a new designed wheel force transducer which can decouple between the motion and force. Since the wheel force transducer is specially-designed and installed on the spinning wheel of a vehicle, the rotation and inertial couplings cause errors into the force measurement. With the introduced the motion measurement technique such as a MEMs unit, these errors can be eliminated with the combined algorithms including the rotation decoupling, inertial decoupling, and the initial error calibration, so the precision of force measurement can be improved for the transducer.

Keywords: wheel force transducer; motion-force decoupling; multi-axis force sensor; inertial coupling; rotation coupling

1 引 言

车辆运动是车轮与地面相互作用的结果,轮力信息对车辆主动安全的分析和评价起到至关重要的作用[1-4]。车轮力传感器(wheel force transducer,WFT)为实时轮力测量提供了一种直接、有效的手段。目前,该产品主要由 Kistler、MTS、PCB 等为代表的国外大公司把持;国内东南大学对 WFT 较早地开展了研究[4],并积累了经验,但仍有差距。

WFT 属于多维力传感器范畴,在多维力传感器领域,力的解耦分析至关重要,主要用于解决由于弹性体结构、加工、贴片等因素引起的传感器各个力的测量通道之间相互影响、相互耦合问题,称为力-力维间耦合。目前,国内外学者对该问题已取了大量的研究成果[5-11],并成功应用于各种传感器中,如基于神经网络[5,10]、支持向量机[6]的静态解耦算法,自动控制理论的不变性动态解耦[7]、迭代动态解耦、静动态联合解耦[8]以及对角优势化补偿解耦[9]等方法。

与一般多维力传感器相比,WFT 特点如下:1)自身结构尺寸大,与车轮装配体一起引入了较大质量和刚性;2)安装在高速旋转车轮上,并随车辆运动,因此传感器同时具有滚动和平动,使其测量始终处于一个复杂的运动场中。运动场使得 WFT 的耦合不仅包含通道间的力-力耦合,还包含与运动相关的惯性耦合和旋转耦合(在此统称为运动-力耦合),它们在一定程度上影响车轮力的测量精度。

首先,依据牛顿运动定理,运动中的加速度将会给传感器带来附加的惯性力,该惯性力将影响传感器的测量精度。Rupp A 等人[12]最早注意到 WFT 自身附加质量/

收稿日期:2016-12 Received Date: 2016-12
* 基金项目:国家自然科学基金(51305078,61663027)、中央高校基本科研业务和江苏省普通高校研究生科研创新计划(KYLX_0107)项目资助

惯性垂向力 F_z 的影响;Deodhar C. A. 等人[13]则对该通道输出进行了一个定向的惯性力补偿,认为惯性载荷误差与加速度相关;Herrmann M 等人[14]对其两种不同型号的 WFT 多个机械参数进行了评估,研究了传感器质量/惯性对 X 和 Z 分力测量的影响;随后,Kistler 公司与 Daimler Chrysler Stress Lab 进行了一项联合研发项目,基于不同的操作行为,采用了诸如加速度计、速度传感器、车轮角速度传感器、车轮车身位移传感器等对车辆行驶状态监测,分析 WFT 自身质量/惯性与路面载荷谱的关系[15];2012 年,MTS 公司 You S. S. 等人[16]则通过虚拟建模的方法研究了 WFT 主轴附加质量对车辆动力学影响以及可能出现的部件疲劳损伤。上述为目前仅有的 WFT 惯性解耦方面的报道;在产品方面,从已公开的手册上可知,MTS 已尝试将运动量检测技术融入 WFT 轮力测量中,可部分实现惯性解耦,但细节的方案和算法并未可知。国内方面,东南大学对 WFT 进行了大量研究,但以往的工作并未涉及此方面问题。张小龙等人[17]对八梁式和四梁式的两种 WFT 进行了模态分析,主要用于研究 WFT 附加质量对整车稳定性的影响;吴宝元等人[18-19]则以大量程多维力传感器为例,研究加速度场中传感器的惯性耦合。该法可借鉴参考,但又与 WFT 存在不同。

其次,由于 WFT 随车轮旋转,其直接输出通道对应的是车轮坐标系下的轮力,通常为交变信号,还需转换为可用的汽车坐标系。交变信号使得其幅值随旋转呈周期性变化,且存在相位差。因此,实际车轮力还涉及旋转解耦,需要对车轮转角进行实时测量[20-24]。然而,测量的偏差常严重影响旋转解算的精度,因此还需对转角和轮力初值进行校准。针对该问题,瑞士 Kistler 公司的 Lin G 等人[21]采用了一种基于杠杆平衡原理来推算出竖直方向的角度值,这种方法要求对 WFT 内部结构进行特殊设计;MTS 公司的 Sommerfel J. L. 等人[23]采用将编码器与车轮转向节固连的方法,使初值角固定并进行测量,但仍需要较高的安装要求;张为公[20]根据 WFT 的输出波形特点,提出一种称为滑行法的角度初值测量,该法手动方式使车辆缓慢前进来模拟纵向力为 0 的情况,为一种理想近似,且手动方式亦不通用;刘广孚等人[24]提出一种称重式实车标定方法,该法在实际中取得较好的效果,但过程费时费力,且人工判断弹性梁水平也存在误差。

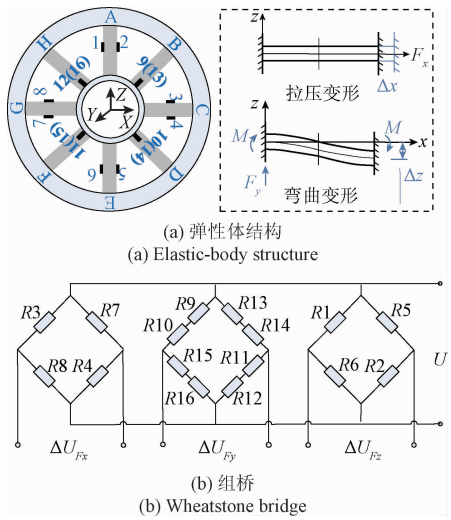
综上所述,针对 WFT 的运动-力耦合问题,现有的技术还远不足或未见公开,且研究多是针对某一方面的某些参数进行的,或是存在测量误差、或是难以适用。由于惯性解耦与旋转解耦是同时存在且需要解决的,完整的方案或方法描述显得尤为重要。因此,本文基于车轮力传感器的特殊安装与实用环境,研究一种具有运动-力解耦功能的车轮力传感器,以期能够兼顾惯性解耦、旋转解耦、及其初值补偿的联合解耦方法,进一步地提高 WFT 的轮力测量精度和稳定性。

2　WFT 运动-力解耦理论解析

2.1　力-力维间解耦与测量原理

车轮力传感器设计源于车轮的轮辐式结构,通过改制而成的弹性体在感受外部载荷时产生变形,通过应变组桥电路输出电压值,实现多维力的测量。

图 1(a)所示为东南大学自行研制的三维轮力传感器弹性体结构示意图,主要由连接车轴的刚性内环、连接轮辋的刚性外环以及 8 个弹性主梁组成,结构对称。由力学叠加原理,弹性梁变形分为拉压、弯曲、扭转 3 种基本变形或叠加,考虑扭转测量常需采用 45°应变花,复杂且存在累积误差较大,该 WFT 选择拉压和弯曲变形为指导。



(a) 弹性体结构
(a) Elastic-body structure

(b) 组桥
(b) Wheatstone bridge

图 1　三维 WFT
Fig. 1　3-axis WFT

1)拉压变形。此时,弹性梁均匀对称,表面单元为单向应力状态,式(1)为其应力变形关系。考虑后续使拉压测量与弯曲测量分开布置,应变片可选择在变形梁中部的侧表面。

$$F = EA \cdot \Delta x/l = \sigma_x A \tag{1}$$

式中:E 为弹性模量,l、b、h 分别为梁参数长宽高,截面积 $A = bh$,σ_x 为应力。

2)弯曲变形。此时,外力于弹性体上使得内环与外环的相对垂直位移,忽略刚性约束下轴向位移,弹性梁两端只有相对线位移,无角位移。梁两端外载荷反对称,中点处截面弯矩为 0。即中间截面上仅有反对称的剪力 Q 作用;弯矩 M 最大值位于梁根部表面。因此,弯曲变形的测量点可考虑测量选择在弹性梁的根部。

$$M = -\frac{6EI}{l^2}\Delta z, \quad Q = \frac{12EI}{l^3}\Delta z \tag{2}$$

式中:I 为惯性矩,EI 为弯曲刚度。

借助于有限元分析和验证[25-26]，基于上述两种变形设计的三维力 WFT 应变排布和组桥如图 1(b)所示，由此得到的多维力各个通道的输出如式(3)所示。

$$\begin{cases} F_x = G_1(\varepsilon_3 + \varepsilon_4 - \varepsilon_7 - \varepsilon_8) \\ F_y = G_2(\varepsilon_9 + \varepsilon_{10} + \varepsilon_{11} + \varepsilon_{12} - \varepsilon_{13} - \varepsilon_{14} - \varepsilon_{15} - \varepsilon_{16}) \\ F_z = G_3(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_5 - \varepsilon_6) \end{cases} \tag{3}$$

式中：$G_i(i=1,2,3)$ 为放大系数，可通过力标定，并由最小二乘求解；$(i=1,\cdots,16)$ 为与 i 序号相对应的应变量。

该组桥实现了 WFT 力-力维间的结构自解耦：当单独加载某一分量载荷时，主通道输出电压将对应其应力变形，其余通道的输出被认为是维间耦合，通常较小，接近于 0。

2.2 惯性耦合效应与分析

考虑实际安装，WFT 自身质量以及外部附加载荷(轮辋、轮胎等)可认为叠加作用于其弹性体外环，这些外部质量为阻碍运动、保持原有运动状态的惯性所在，他们将给弹性梁带来附加的惯性，从而引入耦合误差。多维加速度作用可等效为相对于车轮坐标系的三轴加速度 (a_x, a_y, a_z) 以及这它们之间不同的线性组合为输入，与三维力输出构成对应的关系[18]。

$$(a_x, a_y, a_z)^{\mathrm{T}} = \boldsymbol{C} \cdot (\Delta F_x, \Delta F_y, \Delta F_z)^{\mathrm{T}} \tag{4}$$

式中：$\boldsymbol{C}$ 为惯性载荷的耦合矩阵，$\boldsymbol{a}$ 为各向加速度。

1)惯性载荷分布。依据牛顿定律对惯性附加力作用进行等效，分析弹性梁上的载荷分布。

加速度场 a_y 单独作用。如图 1(a)所示，此时，相当于在弹性体外环沿 Y 方向施加惯性载荷，以均布形式由 8 根梁共同承担，引起侧弯曲变形。若传感器附加质量为 m，则任一弹性梁承受的惯性载荷可表示为：

$$f_i = \Delta F_y/8 = ma_y/8 \tag{5}$$

式中：i 表示任意弹性梁。

加速度场 a_x 单独作用。此时，相当于在 X 方向加载惯性力，如图 1(a)所示，该载荷将分布如下：梁 C、G 为拉压变形的等值载荷(记为 f_C)，梁 A、E 为弯曲变形(记 f_A)，其余 4 梁均为组合变形(记 f_B)，则存在：

$$\Delta F_x = ma_x = 2f_C + 2f_A + 4f_B \tag{6}$$

由胡克定律，梁 C、G 在载荷 f_C 作用下的 X 方向位移：

$$\Delta l_C = f_C l/(EA) \tag{7}$$

类似，可计算梁 A、E 沿着 X 方向位移为：

$$\Delta l_A = f_A l^3/(12EI) \tag{8}$$

梁 B、D、F、H 为以上两种的组合变形，可计算梁 B 外端面在 X 方向的变形位移为：

$$\Delta l_B = \Delta l_{拉} \sin\theta + \Delta w_{弯} \cos\theta = \frac{f_B l}{2EA} + \frac{f_B l^3}{24EI} \tag{9}$$

式中：梁倾角 $\theta=45°$。由变形协调及约束关系可知，弹性梁 A、B、C 在 X 轴向的位移相等，即：

$$\Delta l_A = \Delta l_B = \Delta l_C \tag{10}$$

联立方程(6)－(10)，便可求得惯性载荷的各梁分力 f_A、f_B 和 f_C 之间关系为：

$$f_C = Al^2 f_A/(12I) = (12I + Al^2) f_B/(24I) = \lambda m a_x \tag{11}$$

式中：λ 为与梁结构参数 b、h、l 相关的系数。

加速度场 a_z 单独作用。由于弹性体对称结构，Z 方向可视为绕 Y 轴旋转 90°，与加速度场 a_x 作用相似。

2)惯性耦合分析。基于上述各梁载荷分布，可分析单维加速度场下的耦合输出。

加速度场 a_y 下的惯性耦合 ΔF_y。此时，如式(5)各梁相等且均布，结合组桥式(3)，该载荷将仅在 Y 通道产生附加的耦合输出，其他通道的耦合理论上将互相补偿掉，其大小为 8 倍于单梁应变 $\Delta\varepsilon_{Fy}$，其中：

$$\Delta\varepsilon_{Fy} = \Delta\sigma_{Fy}/E = 3ma_x l/8Ebh^2 \tag{12}$$

加速度场 a_x 下的惯性耦合 ΔF_x。类似地，通过组桥公式计算，可得加速度场 a_x 产生的惯性载荷仅对自身通道 X 产生附加输出，其大小为 4 倍的单梁(C、G)的应变 $\Delta\varepsilon_{Fx}$，其中：

$$\Delta\varepsilon_{Fx} = \Delta\sigma_{Fy}/E = \lambda m a_x/Ebh \tag{13}$$

加速度场 a_z 的惯性耦合。该方向大小将与 a_x 相同，方向绕 Y 轴旋转 90°。

综上可见，惯性耦合主要影响当前的主通道测量，对其他通道的附加影响理论上可自行补偿。这与设计的轮辐式 WFT 结构相关，力-力维间自解耦的组桥排布还同时消除了附加惯性力的维间影响，他们具有同性特征，但对各自通道产生的耦合误差量却不同；该分析还可通过有限元分析进行校验[18,27]。

因此，要实现 WFT 惯性耦合误差的补偿，不仅需要进行维间解耦矩阵 $\boldsymbol{G}$ 的标定，还需对附加质量的惯性耦合矩阵 $\boldsymbol{C}$ 进行标定，用于剔除耦合影响，即：

$$\boldsymbol{F}_t = \boldsymbol{F}_o - \Delta\boldsymbol{F} = \boldsymbol{F}_o - (\boldsymbol{C}^{-1} \cdot \boldsymbol{a}) \tag{14}$$

式中：$\boldsymbol{F}_t$ 为较为精确的真值，$\boldsymbol{F}_o$ 为 WFT 输出的力观测值。惯性耦合标定可通过建立外部的加速度场平台实现[27]，而 WFT 的加速度场测量则可在弹性体中心集成一块三轴加速度计的微惯性单元，将运动测量技术引入轮力测量。

2.3 旋转解耦与初值校准

事实上，上述分析均是基于局部轮心坐标系(记为 $O^w - X^w Y^w Z^w$)。由于 WFT 安装于汽车车轮上并随其旋转，传感器的直接输出矢量与汽车坐标系(记为 $O^c - X^c Y^c Z^c$)中定义的矢量是不同的，即：

$$\begin{bmatrix} X^w \\ Y^w \\ Z^w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X^c \\ Y^c \\ Z^c \end{bmatrix} \tag{15}$$

式中：θ 为车轮的实时转角。X、Y、Z 表征力或加速度矢

量。因此,WFT 的多维力信号以及惯性单元的加速度信号在解耦后,还需经过式(15)的坐标变换。这也引入了 WFT 传感器内部需要一个角度传感器如编码器,以便实现旋转解耦。

然而,由于实际装配原因,角度测量常存在偏差:1)弹性体主轴与编码器之间的偏角 $\Delta\alpha$,如图 2 所示;2)加速度计主轴与编码器之间同样存在类似的偏角 $\Delta\beta$。实际上,还应包括相应的预应力初值或者加速度计安装位置的初始误差。这些偏差均需要进行标定和校准。

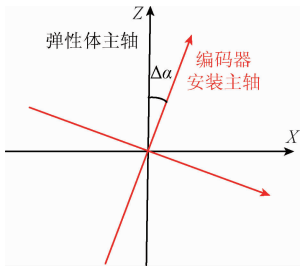


图 2　编码器初值偏差示意图

Fig. 2　The initial error of encoder

以偏差 $\Delta\alpha$ 为例,假设角度真值为 $\theta=\theta'-\Delta\alpha$,$\theta'$ 为测量值,式(15)可改写为:

$$\begin{cases} F_x^w - F_{x0} = F_x^c\cos(\theta'-\Delta\alpha) - F_z^c\sin(\theta'-\Delta\alpha) \\ F_z^w - F_{z0} = F_x^c\sin(\theta'-\Delta\alpha) + F_z^c\cos(\theta'-\Delta\alpha) \end{cases} \tag{16}$$

式中:F_x^w 和 F_z^w 是轮心坐标系下的力观测值,为已知量;$\Delta\theta_1$ 为求解量,F_{x0}和 F_{z0}为安装引起的预应力,F_x^c 和 F_z^c 是旋转解算后含误差的力,均为未知量。

可采用如下求解方法:使车辆在水平路面停车,此时车轮受到的牵引力 F_x^c 显然为 0;而正压力 F_z^c 恒定,数值由车重决定。式(16)简化为:

$$\begin{cases} F_x^w - F_{x0} = -F_z^c\sin(\theta'-\Delta\alpha) \\ F_z^w - F_{z0} = F_z^c\cos(\theta'-\Delta\alpha) \end{cases} \tag{17}$$

消去 F_z^c,可得:

$$(F_x^w - F_{x0})/(F_z^w - F_{z0}) = -\tan(\theta'-\Delta\alpha) \tag{18}$$

式(18)仅含有需要标定的 3 个未知数。当在不同位置进行 n 次水平路面停车,即可得方程组:

$$\begin{cases} (F_{x1}^w - F_{x0})/(F_{z1}^w - F_{z0}) = -\tan(\theta'_1 - \Delta\alpha) \\ (F_{x2}^w - F_{x0})/(F_{z2}^w - F_{z0}) = -\tan(\theta'_2 - \Delta\alpha) \\ \vdots \\ (F_{xn}^w - F_{x0})/(F_{zn}^w - F_{z0}) = -\tan(\theta'_n - \Delta\alpha) \end{cases} \tag{19}$$

式(19)为三元非线性超越方程组,理论上 $n\geqslant 3$ 时方程组有解,可对 n 次试验值采用牛顿迭代的方法进行求解[28],再将初值代回式(16),实现偏差补偿。

类似地,针对加速度计主轴的偏角 $\Delta\beta$,该法同样可行,停车状态下 $\alpha_x^c=0$ 和 $\alpha_z^c=g$,只需将相应的力替换为加速度,预应力初值则可改为加速度计主轴的初始位置偏差,便可进行初值校准。

3　运动感知功能的 WFT 设计与实现

3.1　系统架构与总成

通过引入运动测量技术,本文研制的运动-力解耦 WFT 系统架构包含 4 个主要环节,如图 3 所示。感知环节中,弹性体及其组桥电路实现原始三分力的测量,核心弹性体可通过优化设计以减小维间耦合[26];加速度信息由一块集成于弹性体中心处的微惯性测量单元提供;车轮转角由光电编码器测量,需安装一致。信号采集环节实现对电桥差分信号的调理放大,以及角度、加速度信号的采集,将其打包后形成报文通过蓝牙传输到数据传输模块。数据传输环节主要实现对蓝牙信号的接收,以串口形式传输给集成终端,由终端将多路输入信号打包,再以网口形式传至上位机存储和分析。信息处理环节对接收的多通道轮力、转角、载体运动信号进行解算,包括原始车轮力的旋转解耦和惯性耦合误差补偿,最终使得解算出的轮力最大程度接近真实轮力。

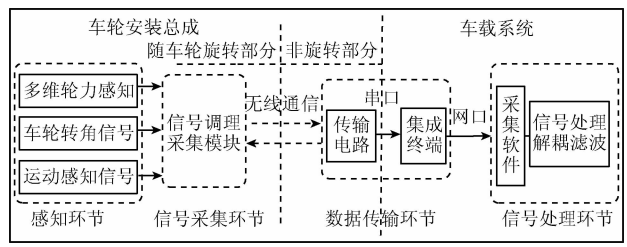
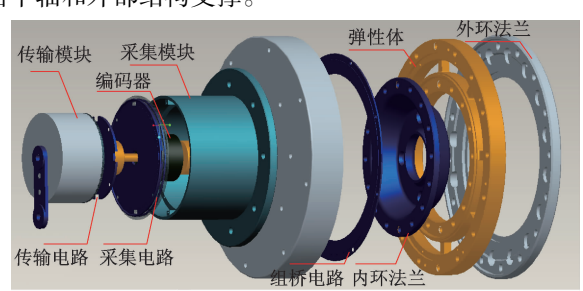


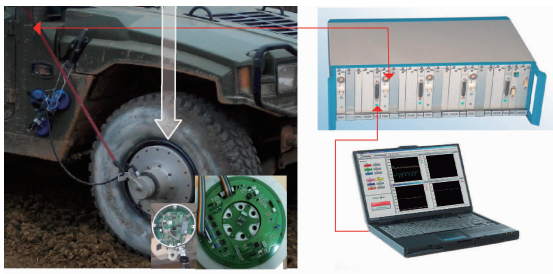
图 3　WFT 系统架构

Fig. 3　Diagram of the WFT system

按照图 3 所示系统架构,设计的车轮力传感器系统可分为安装于车轮的 WFT 总成和安置于车内的车载终端。图 4 所示为系统各部件,其中弹性体、组桥电路、编码器、集成有惯性模块的采集电路、锂电池、内外连接法兰由一安装罩防护并构成感知环节,该环节固定于车轮,将随车轮旋转。传输模块安装部件则相对于车辆静止,由中轴和外部结构支撑。



(a) WFT



(b) 车轮总成
(b) Wheel assembly

(c) 终端显示
(c) Terminal display

图 4 WFT 安装

Fig. 4 WFT assembly

3.2 运动-力联合解耦方法

基于上述系统架构,按照耦合误差的影响程度和解耦优先级顺序,本文的运动-力联合解耦与补偿方法如图 5 所示。首先,安装完成后进行多次水平停车,对编码器初值、安装预应力、加速度计角度安装误差等进行校准。其次,维间解耦实现基本的多维力测量。其中,解耦矩阵 $\boldsymbol{G}$ 表征电压 $\boldsymbol{u}^w$ 与力值 $\boldsymbol{F}^w$ 的关系,由线下静态标定获取;加速度 $\boldsymbol{a}^w$ 与附加惯性 $\Delta\boldsymbol{F}^w$ 的关系 C 由稳态加速度场的标定获得,所需的 WFT 物理参数如质量、转动惯量等可预先测得。再次,依据式(20)分别进行同步坐标系旋转解算,轮力 $\boldsymbol{F}^w$ 和角度信号解耦为 $\boldsymbol{F}^c$,附加惯性力 $\Delta\boldsymbol{F}^w$ 与角度信号解耦为 $\Delta\boldsymbol{F}^c$。最后,剔除惯性耦合误差,得到更加精确的轮力值。

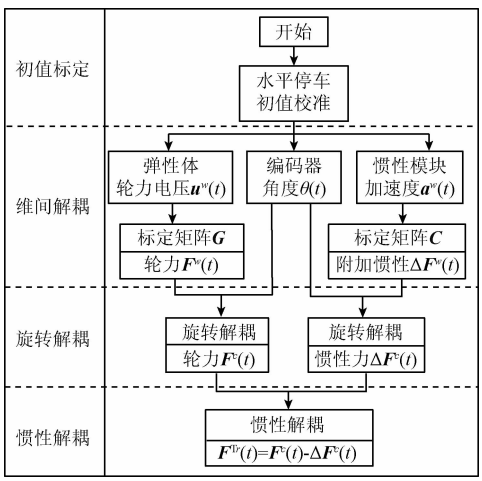


图 5 WFT 运动-力解耦流程

Fig. 5 The flowchart of WFT motion-force decoupling

4 实验与结果分析

4.1 旋转解耦测试

为了对旋转解耦和角度补偿进行验证,采用 MTS 动态测试台[28]对 F_x 和 F_z 通道进行测试。该台架由主动轮 A 和从动轮 B 组成,如图 6 所示。主动轮绕其中心以额定速度转动,可对从动轮施加不同载荷并驱动从动轮转动,所加载荷 F_{mts} 和转速 ω_{mts} 则由台架内置传感器反馈,实验时 WFT 安装于从动轮上。

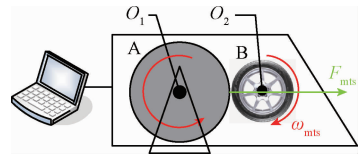
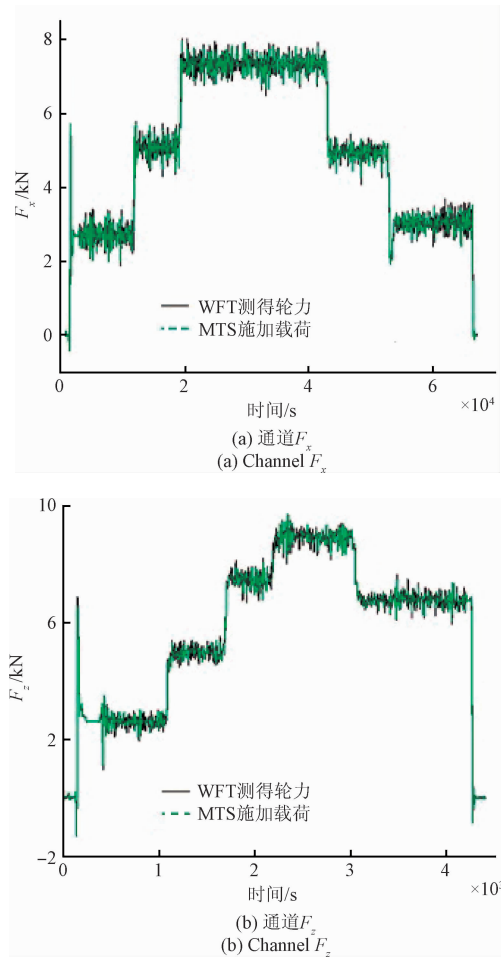


图 6 MTS 测试平台原理

Fig. 6 Scheme diagram of MTS testing platform

利用台架施加不同载荷,并依据 2.3 节方法对初值校准并进行旋转解耦,图 7 所示为解耦后轮力与台架施加载荷对比,可见 WFT 测得轮力与台架自身反馈力相一致。可取每次加载的平均值为真值,WFT 旋转解耦的相对误差约为 3.8%。考虑到台架自身力反馈也存在误差,实际效果可能更好。



(a) 通道F_x
(a) Channel F_x

(b) 通道F_z
(b) Channel F_z

图 7 旋转解耦

Fig. 7 The rotation decoupling tests

4.2　惯性解耦测试

惯性解耦为运动-力解耦的最后一步,因此可直接进行实车路试。图 8 所示为测试车辆平稳路面正常行驶,并进行两次加减速过程。可见,解耦后轮力更为平滑稳定,输出值略低于解耦。以解耦前轮力为参考,其中,纵向力 F_x 在匀速行驶的惯性耦合误差约为 1.3%,而加减速过程的最大误差可达约 8%,解耦对误差的抑制也更为明显;侧向力 F_y 稳定接近于 0,与该方向加速度较小相关;垂向力 F_z 较不平滑,可能受路面不平激励和 WFT 附加载荷测扭方面的干扰影响。

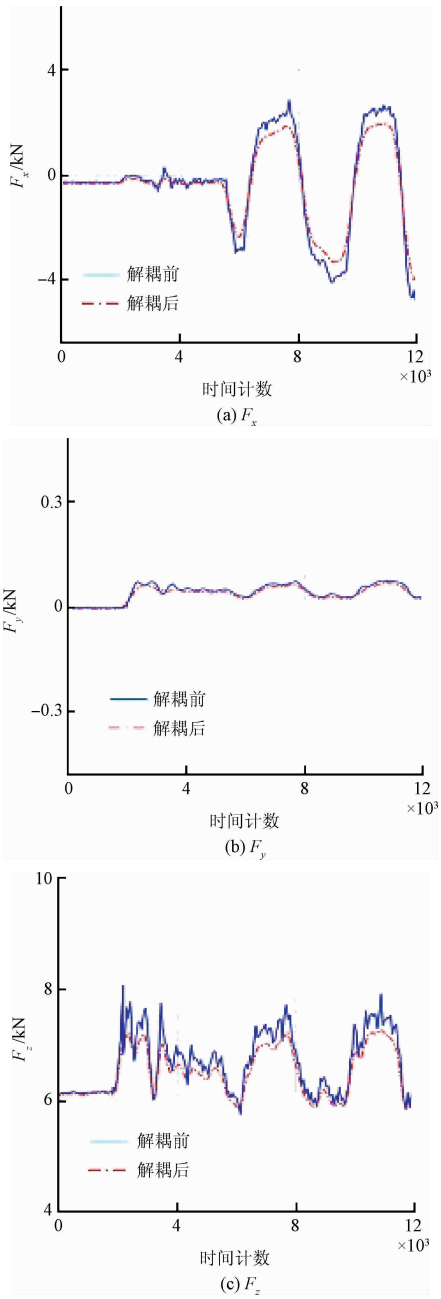


图 8　惯性解耦结果

Fig. 8　The result of inertial decoupling

4.3　传感器综合性能

基于静态标定台对 WFT 单通道的静态特性指标线性度,重复性和迟滞进行测试[25-26],如表 1 所示。参考课题组以往经验,经过了旋转解耦的校准和二是惯性解耦的误差抑制,该传感器性能得到了很大的提升。力-力测量的维间耦合度指标也有所提高。

表 1　传感器静态性能

Table 1　The static performance of the transducer

通道	维间耦合度			线性度/(FS%)	重复性/(FS%)	迟滞/(FS%)
	S_{Fx}	S_{Fy}	S_{Fz}			
F_x	0.5	1.0	0.6	0.7	0.6	0.8
F_y	0.4	0.4	0.4	1.0	0.4	0.6
F_z	0.5	0.6	0.9	0.6	0.4	0.9

4.4　综合对比实验

4.4.1　旋转解耦对比实验

为了验证本文方法,将其与其他方法进行对比。其中,旋转解算校准部分可采用传统的滑行法作为对比参考[20],该法原理为取轮心坐标系下垂直力分量在一个车轮旋转周期内的最大值所对应的编码器输出作为初始角,然后进行解算。以轮力-角度解算为例,同样利用前述 MTS 实验台,进行恒定轮力 F_{mts} 恒定转速 ω_{mts} 实验:将 F_{mts} 看作水平停车时的恒值正压力,在转动过程中选取停止点来模拟停车。实验中,载荷 F_{mts} 保持在 20 kN 作为参考真值,ω_{mts} 约为 4.3 rad/s。图 9 所示为两种不同解算方法的结果:传统方法最大误差为 1.09 kN,平均误差为 −0.21 kN;新方法最大误差为 0.54 kN,平均误差为 0.03 kN,误差大幅降低。这是由于传统方法仅考虑了角度补偿,新方法不仅通过迭代得到了更加准确的初始角,还消除了部分预应力误差。

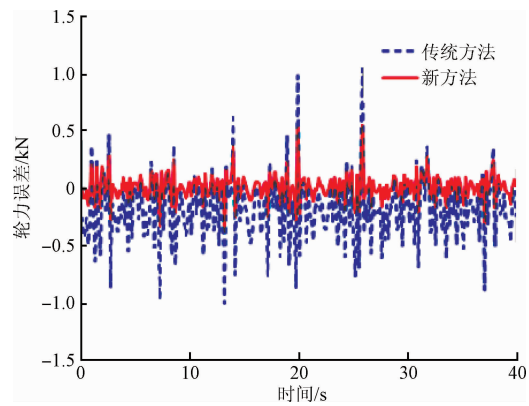


图 9　旋转解算精度对比

Fig. 9　Accuracy comparison of rotation and initial decoupling

4.4.2 惯性解耦对比实验

针对惯性解耦,目前还缺乏直接有效的验证手段,尤其是动态情况下更为困难。传统的轮力测量技术如 Weigh-in-Motion 法和台架称重法需要在特定路面(布置了传感器)或台架上完成,灵活性受限。借鉴文献[14-15]方法,假设轮力 $\boldsymbol{f}(t)$ 和加速度 $\boldsymbol{a}(t)$ 存在一种正相关关系,即 $\boldsymbol{f}(t)=\boldsymbol{H}[\boldsymbol{a}(t)]$,且 $\boldsymbol{H}$ 可逆,将加速度作为一种轮力参考。方法如图 10 所示,1)对仅安装了车轮加速度计测试,可得"无 WFT"加速度 $\boldsymbol{a}_0(t)$;2)基于相同的路面和驾驶行为,测试得"有 WFT"的加速度 $\boldsymbol{a}(t)$ 和轮力 $\boldsymbol{f}(t)$;3)多次测试取均值,对步骤 2)中模型 $\boldsymbol{H}$ 辨识或训练;4)将 $\boldsymbol{a}_0(t)$ 代入模型 $\boldsymbol{H}$,求得"无 WFT"的 $\boldsymbol{f}_0(t)$。由于 WFT 安装前后的加速度是可比较的,则可认为 $\boldsymbol{f}_0(t)$ 为无 WFT 自身惯性影响的轮力,为一种间接测量法。

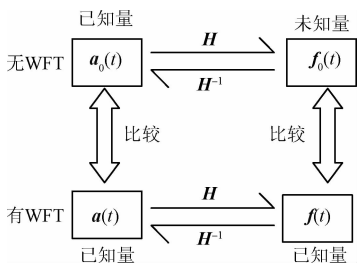
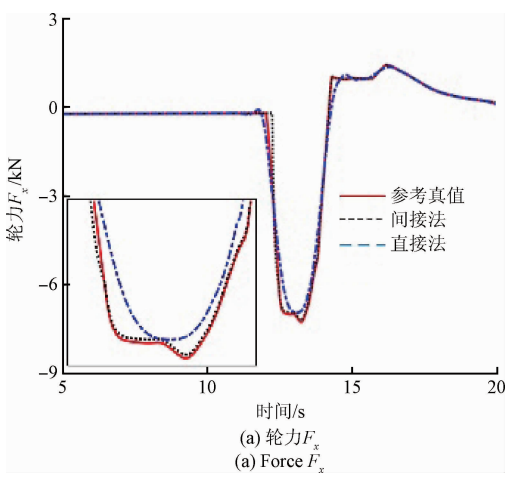


图 10 惯性解耦的加速度参考模型

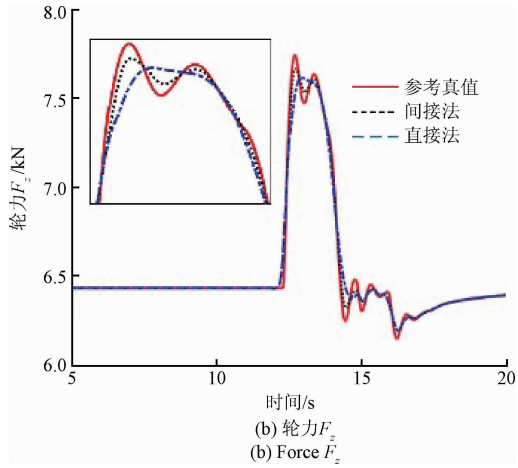
Fig. 10 Acceleration reference for inertial decoupling

基于 CarSim8.02 环境以平稳路面的直线制动工况进行测试,通过改变车轮附加载荷模拟传感器附加惯性。结果如图 11 所示,本文直接解耦法则更接近于模拟轮力,间接加速度法在制动段出现了一定失真,部分抖动信号被抹除。这可能受模型 $\boldsymbol{H}$ 的精度影响,且加速度表征轮力存在本质缺陷,如驱动车辆运动的为地面摩擦,与滑移率密切相关,存在纵向力可能很小而加速度却很大的情况。



(a) 轮力 F_x

(a) Force F_x



(b) 轮力 F_z

(b) Force F_z

图 11 惯性解耦对比结果

Fig. 11 Comparison for the inertial decoupling

5 结 论

基于车轮力传感器的特殊安装与实用测量的误差问题,本文在引入运动测量技术与校正方法,提出了一种兼顾旋转解耦、惯性解耦以及初值校准的联合方法,可进一步提高车轮力的测量精度和稳定性。

参考文献

[1] WEIBLEN W, HOFMANN T. Evaluation of different designs of wheel force transducers [R]. SAE Technical Paper, 1998: 980262.

[2] CORNO M, GERARD M, VERHAEGEN M, et al. Hybrid ABS control using force measurement [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2012, 20(5): 1223-1235.

[3] NAM K, OH S, FUJIMOTO H, et al. Estimation of sideslip and roll angles of electric vehicles using lateral tire force sensors through RLS and kalman filter approaches [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(3): 988-1000.

[4] 张小龙, 张为公, 董晓马. 汽车轮力测量方法[J]. 仪器仪表学报, 2004, 25(增刊 3): 63-65.
ZHANG X L, ZHANG W G, DONG X M. Measurement methods for wheel Force of motor vehicle [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2004, 25(Suppl. 3): 63-65.

[5] 姜力,刘宏,蔡鹤皋, 等. 基于神经网络的多维力传感器静态解耦的研究[J]. 中国机械工程, 2002, 13(24): 2100-2103.
JIANG L, LIU H, CAI H G, et al. Study on static decoupling of multi-axes force sensor based on neural network [J]. China Mechanical Engineering, 2002,

13(24): 2100-2103.

[6] MA J, SONG A, XIAO J. A robust static decoupling algorithm for 3-axis force sensors based on coupling error model and ε-SVR [J]. Sensors, 2012, 12(11): 14537-14555.

[7] XU K J, LI C. Dynamic decoupling and compensating methods of multi-axis force sensors [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2000, 49(5): 935-941.

[8] 徐科军,李成. 多维力传感器静动态联合解耦补偿方法[J]. 应用科学学报, 2000, 18(3): 189-191
XU K J, LI CH. The stationary and dynamic united decoupling and compensating method in a multi-axis force sensor [J]. Journal of Applied Sciences, 2000, 18(3): 189-191.

[9] 宋国民, 张为公, 翟羽健. 基于对角优势化补偿的传感器动态解耦研究[J]. 仪器仪表学报, 2001, 22(4): 165-167.
SONG G M, ZHANG W G, ZHAI Y J. Study of dynamic decoupling of sensor based on diagonal predominance compensation [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2001, 22(4): 165-167.

[10] 金振林, 岳义. Stewart 型六维力传感器的静态解耦实验[J]. 仪器仪表学报, 2006, 27(12): 1715-1717.
JIN ZH L, YUE Y. Static decoupling experiment for a 6-axis force transducer based on stewart platform [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2006, 27(12): 1715-1717.

[11] 石中盘, 赵铁石, 厉敏 等. 大量程柔性铰六维力传感器静态解耦的研究[J]. 仪器仪表学报, 2012, 33(5): 1062-1069.
SHI ZH P, ZHAO T SH, LI M, et al. Research on static decoupling of large range flexible joint six-axis force sensor[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2012, 33(5): 1062-1069.

[12] RUPP A, GRUBISIC V, NEUGEBAUER J. Development of a multi-component wheel force transducer-a tool to support vehicle design and validation[C]. SAE Technical Paper, 1993:930258

[13] DEODHAR C A. Vehicle dynamic tire force measurement using a bolt-on wheel force transducer [D]. The Pennsylvania State University, 2002.

[14] HERRMANN M, BARZ D, EVERS W, et al. An evaluation of the mechanical properties of wheel force sensors and their impact on to the data collected during different driving manoeuvres[C]. SAE World Congress & Exhibition, 2005: 2005010857

[15] HERRMANN M, TEMKIN M, BLACK L, et al. The mechanical properties of wheel force sensors and their impact on to the data collected-a detailed consideration of specific tests[C]. SAE World Congress & Exhibition, 2006: 2006010734

[16] YOU S S. Effect of added mass of spindle wheel force transducer on vehicle dynamic response[C]. SAE World Congress & Exhibition, 2012: 2012010210

[17] 张小龙, 李亮, 姜山, 等. 轮胎力传感器质量对测量精度和整车稳定性影响[J]. 机械工程学报, 2012, 48(22): 121-126.
ZHANG X L, LI L, JIANG SH, et al. Effect of wheel force transducer´s mass on measurement precision and whole vehicle stability [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(22): 121-126.

[18] 吴宝元, 吴仲城,申飞. 多维加速度场中六维力传感器惯性耦合特性研究[J]. 传感技术学报, 2009, 21(10): 1686-1690.
WU B Y, WU ZH CH, SHEN F. Study on inertia coupling characteristics of 6-Axis force sensor in multi-dimensional acceleration field [J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2009, 21(10): 1686-1690.

[19] 吴宝元, 申飞, 任阳, 等. 加速度场离心试验用一体化大量程六维力传感器的研制[J]. 宇航学报, 2011, 32(9): 2081-2087.
WU B Y, SHEN F, REN Y, et al. Development of an integrated large range six-axis force sensor for centrifuge test in acceleration field [J]. Journal of Astronautics, 2011, 32(9): 2081-2087.

[20] 张为公. 汽车车轮多维力测量关键技术[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2004, 25(1): 25-28.
ZHANG W G. Study on multi-component wheel force measurement technology [J]. Journal of Jiangsu University :Natural Science Edition, 2004, 25(1): 25-28.

[21] LIN G, WANG D, ZHANG W, et al. Research on the online initial value calibration method for the wheel force transducer [J]. IEEE Sensors Journal, 2015, 15(2): 1043-1054.

[22] LIN G, ZHANG W, YANG F, et al. An initial value calibration method for the wheel force transducer based on memetic optimization framework [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013(6):1-10, doi:10.1155/2013/275060.

[23] SOMMERFEL J L, MEYER R A. Correlation and accuracy of a wheel force transducer as developed and tested on a Flat-Trac® tire test system [J]. SAE World Congress & Exhibition, 1999: 1999010938.

[24] 刘广孚, 李水根, 张为公, 等. 车轮力传感器称重式

标定装置的采集系统设计[J]. 测控技术, 2007, 26(10): 18-20.
LIU G F, LI SH G, ZHANG W G, et al. Design of acquisition system of weighing calibration equipment for wheel force transducer [J]. Measurement and Control Technology, 2007, 26(10): 18-20.
[25] FENG L, LIN G, ZHANG W, et al. Design and optimization of a self-decoupled six-axis wheel force transducer for a heavy truck [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2015, 229(12): 1585-1610.
[26] LIN G, PANG H, ZHANG W, et al. A self-decoupled three-axis force sensor for measuring the wheel force [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2014, 228(3): 319-334.
[27] FENG L, LIN G, ZHANG W, et al. Inertia coupling analysis of a self-decoupled wheel force transducer under multi-axis acceleration fields [J]. PloS One, 2015, 10(2): e0118249.
[28] WANG D, LIN G, ZHANG W, et al. The new method of initial calibration with the wheel force transducer [J]. Sensor Review, 2014, 34(1): 98-109.

作者简介

冯李航,分别在 2009 年和 2012 年于南京航空航天大学获得学士学位和硕士学位,现为东南大学博士研究生,主要研究方向为车轮力传感器、机器人与传感技术。
E-mail:fenglihang330@163.com

Feng Lihang received his B. Sc. and M. Sc. degrees both from Nanjing University of Aeronautics and Astronautics in 2009 and 2012, respectively. Now he is a Ph. D. candidate in Southeast University. His main research interests include wheel force transducer, sensor technology and robotics.

王东,分别在 2008 年、2011 年和 2016 年于东南大学获得学士学位、硕士学位和博士学位,现为东南大学仪器科学与工程学院讲师,主要研究方向为车轮力传感器、信号传输、传感器技术与系统控制。
E-mail:kingeast16@163.com

Wang Dong received his B. Sc., M. Sc. and Ph. D. degrees all from Southeast University in 2008, 2011 and 2016, respectively. Now he is a lecturer in School of Instrument Science and Engineering, Southeast University. His main research interests include wheel force transducer, signal processing, sensor technology, and system control.

张为公,分别在 1982 年和 1986 年于南京航空航天大学获得学士学位和硕士学位,2001 年于东南大学获得博士学位,现为东南大学教授,研究方向汽车电子与测控技术、机电一体化。
E-mail: zhangwg@seu.edu.cn

Zhang Weigong received his B. Sc. and M. Sc. degrees both from Nanjing University of Aeronautics and Astronautics in 1982 and 1986, respectively, and received his Ph. D. degree in 2001 from Southeast University. Now he is a professor in Southeast University. His main research interests include the direction of automotive electronics and measurement control technologies, and integration of mechanical and electrical instrument.