

哈尔滨工程大学

硕士学位论文

提高底盘测功机测试精度的研究

姓名：袁诚坤

申请学位级别：硕士

专业：动力机械及工程

指导教师：滕万庆

20090301

摘 要

汽车动力性不仅是汽车性能评价的一个重要指标，也是各发达国家所关注的一个世界性的问题，世界各国竞相研制种类繁多的测试设备，面对如此众多汽车检测设备，如何判定其测试性能的精确性，也是世界各国研究热点题目之一。

我国在汽车检测技术方面起步较晚，与世界发达国家的技术水平还存在着较大的差距，在使用设备中，汽车底盘测功机存在着较大的测试精度误差，如何将产生测试误差的部位、原因，量化的分析并能够解决部分难点问题是一篇所研究的内容，旨在提高其测试精度。本文从以下几方面为解决问题的着眼点：

一、受诸多因素的影响，测试精度低，所损耗功率约占 30~50%。通过理论分析与对比实验，找出切实可行的办法来提高其测试精度。

二、本文在提高底盘测功机测试精度的各种实验中，归纳总结出一套具有参考价值的方法，在测试过程中引入拟合实验法，对底盘测功机监控软件内的修正系数进行了修改，结果显示，修改后的测试精度有了明显的提高。

三、本文从损耗功率入手，将各部位所产生的损耗进行了量化分析，从而对底盘测功机有了较深刻的了解。

四、通过修正系数，使底盘测功机测试精度提高了 25%，较好的完成了论文研究内容。

关键词：底盘测功机；测试精度；拟合试验

Abstract

Automotive power of not only automotive performance evaluation are an important indicator, is also of concern to developed countries, a worldwide problem, countries around the world competing for the development of a wide variety of test equipment, in the face of so many automotive testing equipment, how to determine the performance of its test accuracy, is also a hot topic around the world, one of study.

Our country in the automotive technology Detect a late start with the technical level of developed countries in the world there is still a big gap in the use of equipment, automobile chassis dynamometer test the existence of a larger precision error, how to generate test error site, the reasons, quantitative analysis and be able to solve some difficult problems are studied in this article is designed to improve its measurement accuracy. In this paper, the following areas of focus to resolve the problem:

First, by many factors, to test the accuracy of the low power loss by about 30 ~ 50%. Through theoretical analysis and comparison of experiments, to identify practical ways to improve its measurement accuracy.

Two, in this paper improve chassis dynamometer to test the accuracy of the various experiments, summarized a set of reference values, in the course of testing the introduction of fitting the experimental method, on the chassis dynamometer monitoring software for the correction factor the changes showed that the modified test significantly improve accuracy.

Three, the paper loss of power from the start, will be generated by various parts of a quantitative analysis of wear and tear, which chassis dynamometer with a more profound understanding.

Four, through the correction factor, so that chassis dynamometer test improve accuracy by 25%, better content completion of dissertation research.

Key words: Chassis dynamometers; Test accuracy; Fitting test

哈尔滨工程大学 学位论文原创性声明

本人郑重声明：本论文的所有工作，是在导师的指导下，由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献的引用已在文中指出，并与参考文献相对应。除文中已注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经公开发表的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者（签字）：袁以坤

日期：2009年3月13日

哈尔滨工程大学 学位论文授权使用声明

本人完全了解学校保护知识产权的有关规定，即研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于哈尔滨工程大学。哈尔滨工程大学有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件。本人允许哈尔滨工程大学将论文的部分或全部内容编入有关数据库进行检索，可采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文，可以公布论文的全部内容。同时本人保证毕业后结合学位论文研究课题再撰写的论文一律注明作者第一署名单位为哈尔滨工程大学。涉密学位论文待解密后适用本声明。

本论文（在授予学位后即可 在授予学位12个月后 解密后）由哈尔滨工程大学送交有关部门进行保存、汇编等。

作者（签字）：袁以坤

导师（签字）：王红波

日期：2009年3月13日

2009年3月13日

第 1 章 绪论

我国研发汽车检测诊断技术开始于 20 世纪 60 年代, 1977 年下达了“汽车不解体检验技术”的研究课题, 标志着我国汽车检测设备的研发和诊断技术步入了新的时代; 进入 20 世纪 80 年代, 汽车检测及故障诊断技术随着得到迅速发展, 国民经济的发展, 科学技术, 装备等各个领域都有了较快的提高, 与同时, 我国的汽车制造业和公路交通运输业迅速发展, 对汽车检测与故障诊断技术、检测设备的需求量与日俱增。然而我国机动车保有量迅猛增加, 带来了较为严重的交通安全和环境保护等问题, 被列为政府有关部门的议事日程, 促进了汽车故障诊断与检测技术的发展。

1.1 汽车检测的意义

通过在实验室模拟试验与道路试验相比, 在费用、周期、数据稳定性、参数的可靠性等方面均达到较为理想的状态, 计算机技术提高和广泛的参与实际测量, 其直观性、工作效率、控制精度等上了一个新的台阶, 开创了汽车检测技术的新纪元, 作为汽车重要的检测诊断设备, 应用汽车制造厂、维修厂、汽车性能研究中心等场所, 乃至成为汽车更新报废、汽车性能判定等方面不可缺少的检测设备, 成为世界上各国技术领域内技术竞争的一个重要环节, 在我国, 大型的汽车维修企业、汽车综合性能 A 级检测站、在公安部门的汽车安全检查、交通部门的汽车性能检测、科研单位的新技术、新成果鉴定等单位均必须配置底盘测功机。随着我国交通运输事业的发展、公路等级和汽车性能的提升, 汽车的行驶速度、可靠性等愈来愈高的情况下, 汽车的使用时间的延长, 在用汽车动力性能的下降, 严重影响了汽车作为运输装备的工作效率和汽车的通过性, 所以应对汽车动力性、安全性、环保性等方面进行定期检测。

汽车动力性是汽车在行驶中能达到的最高车速^[1]、最大加速能力和最大爬坡能力, 是汽车的基本使用性能之一。是汽车发动机、汽车传动系等总成

工作能力的体现。据最新统计,到2006年底,我国公路里程达到348万公里,其中高速公路总里程达4.54万公里^[3]。由于汽车在高等级公路和高速公路上行驶速度都在80km/以上^[4],汽车动力性差的在高等级公路上行驶时车速慢,在长时间地满负荷高速工况下行驶,因发动机过热导致的故障率增加、故障周期缩短,严重影响了汽车长距离运输的基本要求,汽车在使用过程,发动机由于相对运动而产生磨损、变形和老化影响,导致零部件和总成的配合发生变化,削弱发动机和传动系总成的工作能力,甚至使其丧失工作能力。

动力性差的车辆运行时燃油消耗明显增加,增大排放污染物的含量^[5],不利于节能和环保等方面的要求。因此,有必要对汽车进行定用或不定期的综合性能检测,从而延长了汽车的使用寿命,提高运输能力、降低运营成本、节约能源,减少污染物的排放。

我国交通部令第13号《汽车运输业车辆技术管理规定》、1995年颁布的JT/T198-95《汽车技术等级评定标准》、交通部29号令《汽车运输业车辆综合性能检测站管理办法》、GB7258-2004《机动车运行安全技术条件》和GB/T15746.2-1995《汽车修理质量检查评定标准 整车大修》将动力性作为在用车辆主要性能进行评定。通过检测汽车的动力性,与其设计的动力性量值进行对比,可以判定汽车的技术等级^[6]。

整车输出功率的测定是汽车综合性能检测的必检项目^[7]。汽车整车的输出功率(即驱动轮输出功率)是评价汽车技术状况的基本参数之一。检测汽车整车的输出功率,是为了获得汽车驱动轮的输出功率或牵引力,以评价汽车动力性,也可以用测得的驱动轮输出功率与发协机输出功率进行对比,求出传动效率,以判定底盘传动系的技术状况^[8]。

截止2007年,根据世界汽车制造商协会(OICA)统计数据全世界年产汽车7310.17万辆,保有量达8.512亿辆。随着汽车保有量的增加,人们愈来愈看重汽车的动力性、安全性、经济性和环保性,满足人们日益提高的需求,汽车检测专业研发人员不停地探索与尝试能进行汽车性能试验或检测的各种新方法、新计术。在研发的最初阶段,主要进行道路试验,但受到天气、道路

路面质量等各种客观因素的制约,不仅需要建设专用的汽车试验场地,或在郊外人比较少的道路上进行测试,这样做的结果就是投入大量的资金、人员和占有专用道路,造成了经济的浪费,而且研发出来的技术不能够运用于实际检测中,在诸多因素的影响下,人们开始尝试着进入实验室内来模拟真实道路情况,模拟出汽车在各种运行工况下汽车各个参数来进行实验。汽车底盘测功机诞生就是汽车检测与故障诊断技术发展史上一个重要的里程碑,标志着汽车检测技走向成熟阶段。

汽车底盘测功机是在室内模拟汽车道路试验的一种常用的整车性能试验装置,用以模拟汽车在道路上直线行驶的状况。其基本特点是起活动路面作用的滚筒机构,此外还有功率吸收装置。利用它在室内可完成汽车动力性试验、经济性试验、可靠性试验、环保排放检测项目及与汽车传动系有关的各种专项试验和研发。

1.2 国内外相关技术的发展现状

汽车动力性检测方法、手段、检测设备和检测标准制定,经过近一个世纪的研究与发展,取得了许多重大的科技成果。汽车动力性检测技术和检测原理不断提高和完善,检测设备制造和技术应用性达到前所未有的程度,得到了广泛的发展。我国汽车检测技术起步较慢,20世纪80年代后期,国民经济的发展,特别是汽车制造业、公路交通运输业的发展以及进口车辆的增多,机动车保有量迅速增加,因此,促进了在用车辆检测技术的发展,作为衡量汽车检测技术现代化的一项重要标准^[7]。我国的汽车检测技术正迈向应用高新技术,加速汽车检测技术的进步与设备智能化^[8]、汽车检测诊断技术向人工智能专家系统化、汽车检测管理网络化、汽车检测设备向综合化、检测线浓缩化方向发展,目前国外基本上都不再进行汽车的整车大修,只是按检测、诊断设备提供的检测报告,对车辆进行有针对性的调整和维修作业,以恢复汽车的技术性能、消除隐患,保证汽车的良好使用性能。近年来,我国汽车检测、诊断设备和技术的飞速发展使维修制度逐渐发生了变化。现在,不解体检测的

自动诊断技术在检测项目、测试精度、检测速度、检测工艺性、可靠性、可信度、设备的价格等方面,均已达到可以实际应用的水平。“定期检测、视情维修”已经成为维修体制的基本原则,获得日益广泛的应用,但仍与世界先进水平相比,还有一定的差距。

我国早在20世纪80年代初由国家交通部公路科学研究所首先在国内开展了汽车底盘测功机的研究与开发。其原理是根据测功器吸收功率大小来评定发动机动力性。通过在底盘测功机上安装有加载装置来模拟汽车行驶阻力,采用理论计算方式来计算功率的大小,美、德、日等发达国家起步较早,研制出能模拟道路行驶阻力的底盘测功系统,但其理论基础模型是通过某一款车型的动力模型,设计思路窄,针对目前车型种类多,更新频繁的汽车制造市场是无法测出各种车型发动机或底盘输出的实际功率,其通用性差,所以只能用于汽车制造厂在推出某车型出厂检验或修理厂的对比检验上。都是相对值,很难符合实际使用要求。汽车底盘技术状况关系到整车的动力性、行驶操纵稳定性、安全性,同时还影响到发动机的动力传递消耗和燃油的消耗^[9]。用来诊断汽车底盘技术状况种类参数中,要通过选取与汽车的动力性、经济性、操纵稳定性和安全性相关的参数进行检测分析与判断,从主要性能方面入手来确定汽车底盘的技术状况。国家制定了相应汽车动力性检测的标准,通过国家科研机构研究开发和国家政策的带动下,汽车检测设备生产企业的技术不断更新和提高,在汽车动力性检测技术方面取得了重大的科研成果,但问题依然存在^[10],主要有原因是由于电子技术的落后,造成检测技术与发达国家相比差距大,借鉴发达国家技术,不能适应车型的多样性,检测方法不科学,检测误差大,对汽车技术等级造成误判。

1.3 车辆动力性指标

汽车多种动力性评价的指标^[11],如汽车发动机输出功率、比功率、动力因数、最高车速、加速性能、最大爬坡度、驱动比功率、驱动轮输出功率等参数。汽车检测部门一般常用汽车的最高车速^[11]、加速或滑行能力、最大爬

坡度、发动机最大输出功率^[12]、底盘输出最大驱动功率^[13]等作为动力评价指标。

最大爬坡度是指在良好的混凝土或沥青路面的坡道上，汽车按额定载荷装载，汽车以最低前进档能够爬上的最大坡度。通过汽车定型时需做最大爬坡度试验，以确定汽车的最大的爬坡能力。汽车综合性能检测站一般不做汽车爬坡测试。但利用惯性模拟加载，可实现模拟爬坡测试。

最高车速 V_{\max} (km/h) 是指汽车在平直良好、干燥的水泥或沥青路面上满载、无风条件下，变速器挂入最高档，发动机节气门全开(汽油机)，或高压油泵在最大供油位置(柴油机)，此时车辆所能达到的最高车速。通过汽车定型试验，可以在汽车检测台架上进行对比试验。一般都做该车的最高车速的道路试验，以确定最高车速是否达到设计要求。在室内的汽车底盘测功机上亦可做汽车的最高车速试验，但因试验条件与道路试验不同，所以在台架上试验的结果不能完全代替路试。

加速时间 t (s)是指车辆在干燥、清洁、平坦的混凝土或沥青路面上，以厂定最大总质量状态下，在风速小于或等于 3m/s 的条件下，由原地或某一预定车速加速至最高车速 0.7 倍额定转速时车辆所能达到最高车速所需的时间。

做为汽车定型试验评价动力性的指标，最大爬坡度、加速性能和最高车速是采用车辆在额定载荷状态下进行道路试验的方式进行标定。

1.4 本文研究的目的

根据交通 13 号令、29 号令和国家及部级、地方颁布标准中，汽车整车动力性是评价汽车技术性能最主要指标之一。对在用汽车在检测线上快速、科学、准确测试和评定汽车整车动力性等级有着严格技术要求。但目前全国近千家汽车检测站在贯彻执行部令和相应标准中，都因使用的汽车底盘测功机功能不全，以及检测理论和方法不完善等因素难以准确、有效、快速地检测和准确评定汽车动力性，原因是在汽车底盘测功机上所指示的功率只是测

功器吸收的功率，发动机功率输出路线为：发动机→传动系→驱动轮→滚筒→增速器→测功器，从发动机输出到测功器吸收功率传递过程中，受到众多因素的影响，主要两方面的影响：1.汽车自身因素如车型、轮胎气压、轮胎结构与花纹深度、车轮直径、传动系技术状况和工作温度，制动器技术状况、轮毂轴承预紧度、发动机技术状况等；2.底盘测功机滚筒直径和间距、传动系技术状况、环境状态参数等，这些综合损耗功率约占发动机标牌功率 30~50%。由实验得知，即使同一种车型各辆车之间的损耗功率差别也占发动机标牌功率的 10~15%。通过测试显示，测试条件，新捷达 CLX 发动机标定功率 53kW，根据汽车制造出厂标准，其传动系损耗功率范围应 5%以内，经多次测试得出功在 30-40kW 之间，由于测试结果与标定值相差甚远，说明此 CG-10 型底盘测功机产生的误差较大，其检测精度只达到了 60%~80%，在底盘测功机上出现了较大的测试误差，若不进其损耗功率确定，就不可能准确评定汽车动力性。因此必需对影响底盘测试精度的因素进行分析，测试出各部位损耗功率，找出切实可行的办法进行改善，再经过修正，使最终得出的功率值，达到提高测试精度的目的，对在用底盘测功机的修订参数的标定具有重要的意义。

1.5 本文研究的内容

基于上述研究目的，本文在实验的基础上，从理论上分析影响底盘测试精度的一些因素，进而提出解决办法，从而解决测试精度问题。为此，进行了如下研究内容：

- 1.利用理论分析和计算在测试过程中，底盘测功机主要部位产生误差的原因，并研究制定出可行的措施提高底盘测功机测试精度。

- 2.采用功率平衡理论，指出了目前测试中存在的问题，分析了问题产生的原因，并提出了改进方法，以提高测试精度。

- 3.通过对环境状态分析，修正验证性实验后得出的结果，最终达到提高汽车底盘测功机的测试精度的目的。

第 2 章 车辆在滚筒上受力分析

车辆在底盘测功机上进行等速运转时，受到来自实验台的各部位传递的阻力，根据力学原理，对车轮在底盘测功机上的运动分析，建立受力模型：

$$\sum F = F_f + F_m + F_{dy} + F_w + F_j \quad (2-1)$$

式中： F_f ——滚筒表面的滚动阻力，N；

F_m ——底盘测功机的机械阻力，N；

F_{dy} ——测功器制动阻力，N；

F_j ——惯性阻力，N。

2.1 实验台施加的滚动阻力

车辆不论是在道路上还是在滚筒上滚动时，轮胎与道路和滚筒接触的区域产生法向力、切向力的相互作用，以及产生的轮胎变形力。此时由于轮胎有向内摩擦产生弹性迟滞损失，使轮胎因变形，对它所做的功不能全部回收。

在测试过程中，当车轮滚动时，在车轮中心与测功机主滚筒中心连线 $O_1 - O_2$ 前后相对应点变形虽然相同，但由于弹性迟滞现象，处于压缩过程的前部点的法向反力就大于处于恢复过程的后部点的法向反力，由于分布不均，反作用的合力 F_N 就会以滚筒中心向前偏移了一定角度，如图 2.1 所示。

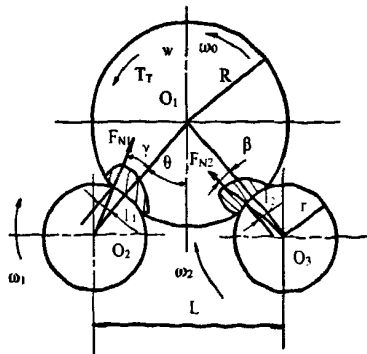


图 2.1 车轮在滚筒上滚动时接触面受力分布

这样使得滚筒对轮胎法向反作用力的分布前后并不对称，反作用力的合力 F_N 、以滚筒中心为原点向前偏斜了一定角度。后滚筒偏斜了 β 角，前滚筒偏斜了 γ 角，当轮胎变形增大时偏斜角也随着轮胎弹性迟滞损失的增大而变大。其偏斜角度的大小与轮胎结构、气压、材质、轮胎磨损程度和运转车速有着直接关系，轮胎气压低，变形量就大，轮胎的磨损越大，胎面变薄，产生的变形也大。由于偏斜角的存在使接触面上的合力 F_{N1} 和 F_{N2} 的作用点相对于 $O_1 - O_2$ 和 $O_1 - O_3$ 连线向前分别移动的距离为 l_1 、 l_2 ，由于 γ 、 β 相对于滚筒半径较小，故可近似计算为：

$$l_1 = \gamma \cdot r \text{ 和 } l_2 = \beta \cdot r$$

在进行分析时，可将滚筒和车轮做为单元体来进行细致的分析，现将三者划分为三个单元体，进行放大处理后，对受力情况就能分析得较为透彻，如图 2.2 所示。

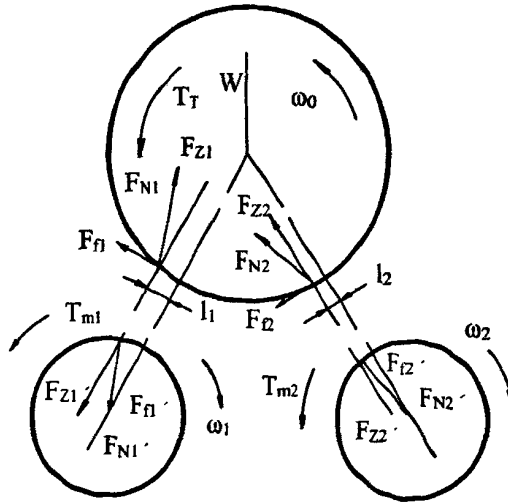


图 2.2 驱动轮与滚简单元体受力分析

将合力 F_{N1} 和 F_{N2} 分别分解成平行于车轮与主滚筒 $O_1 - O_2$ 和连 $O_1 - O_3$ 线的支反力 F_{Z1} 和 F_{Z2} ，以及垂直于 $O_1 - O_2$ 和 $O_1 - O_3$ 连线的滚动阻力 F_{f1} ，和 F_{f2} ，为使车轮能在滚筒上匀速滚动，必须在车轮上施加驱动力矩 T_i 以克服上述的滚动阻力和支反力对车轮造成的阻力矩。由平衡条件得：

对车轮中心 O_1 计算力矩:

$$T_t = F_{f1}R + F_{z1}l_1 + F_{f2}R + F_{z2}l_2 \quad (2-2)$$

对主滚筒 O_2 计算力矩:

$$F_{z1}l_1 = F_{f1} \cdot r \quad (2-3)$$

对副滚筒 O_3 计算力矩:

$$F_{z2}l_2 = F_{f2} \cdot r \quad (2-4)$$

又由于力的三要素, 以下四对反力作用点相同, 受力相反, 故

$$F_{f1} = -F_{f2} \quad (2-5)$$

$$F_{z1} = -F_{z2} \quad (2-6)$$

$$F_{z1} = -F_{z2} \quad (2-7)$$

$$F_{z2} = -F_{z1} \quad (2-8)$$

将上述各方程联立, 求得:

$$T_T = (F_{f1} + F_{f2})(R + r) \quad (2-9)$$

令 $(F_{f1} + F_{f2}) = F_f$ 为车轮滚动的总阻力。根据汽车理论, 汽车在滚筒上受到的滚动阻力为:

$$F_f = (F_{z1} + F_{z2})f \quad (2-10)$$

支撑反力与轴重有如下关系:

$$F_{z1} = F_{z2} = W / 2 \cos \theta \quad (2-11)$$

$$\theta = \arccos \left(\sqrt{1 - \left(\frac{L}{2(R+r)} \right)^2} \right) \quad (2-12)$$

则

$$F_f = W f / \sqrt{1 - \left(\frac{L}{2(R+r)} \right)^2} \quad (2-13)$$

式中: W ——轴重, N

L ——滚筒中心距, m

R ——轮胎静力半径, m

r ——滚筒半径, m

θ ——滚筒中心距与滚筒径向载荷作用方向之间的夹角，即安置角

f ——台架滚动阻力系数

将上式各参数代入具体车型参数，就可计算出轮胎的滚动阻力。

能量主要消耗在轮胎各组成部分相互之间的摩擦以及橡胶、帘线等物质的分子间的摩擦，最后转化为热能一部分被滚筒吸收，而一部分则消失在空气中。而在冬季，这种现象就更为明显，其影响因素将在下一章节里进行研究。如图 2.3 所示，OHS 这条曲线相当于车轮与主滚筒连线的支撑前点，SYO 曲线相当于车轮与主滚筒连线的支撑后点，这两分别为加载变形曲线和卸载变形曲线，同一变形 δ ，压缩时的受力为 HO，恢复时的受力为 YQ，而 HO 大于 YQ。由数学知识可进行判断，OHS 加载曲线所覆盖的投影面积显然大于 SYO 曲线，两曲线并不重合，面积之差 OHSYQ 则为加载与卸载过程之能量损失。这种损失即为弹性物质的迟滞损失和热量损失。这种损失表现为阻碍车轮滚动的一种阻力，同时也是在测试驱动功率时所消耗的一部分功率，就是汽车的滚动阻力。

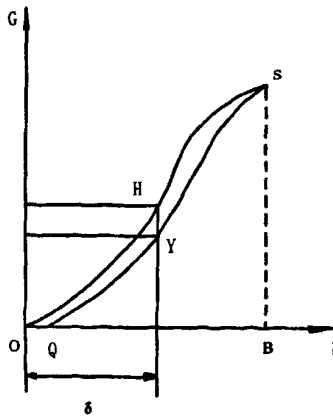


图 2.3 轮胎弹性迟滞曲线

2.2 滚动阻力

为使所研究的问题简化，采用单位轮荷的滚动阻力 f 进行分析研究。汽车车轮与底盘测功机滚筒之间消耗的功率等同于汽车在道路上行驶时的滚动

阻力功率，它与被测汽车驱动轴轴荷、汽车轮胎型号、轮胎气压、测功机滚筒直径和测试车速等有关，底盘测功机内部消耗的功率是由测功机内部零件的摩擦引起的，它主要受被测汽车驱动轴轴荷、轮胎直径、测功机滚筒直径和测试车速等影响。车轮滚动时的滚动阻力与车轮负荷成正比^[16]。这样同规格轮胎的滚动阻力便随负荷而异，即

$$f = F_f \cdot W^{-1} \quad (2-14)$$

式中： W —— 轮胎所受的法向载荷，N。

当汽车测试条件和轮胎发生变化时， f 值也随之变化。对同一规格和同样结构的轮胎在一定条件相下是定值轮胎滚动阻力系数，它不随车轮负荷的变化，滚动阻力系数与行驶车速、接触面的种类以及轮胎的构造、气压、材料等有关。对同一辆车来说，相同车速下滚动阻力系数的差异主要是轮胎地面的接触面的种类的不同。接触面的种类的不同可以分为表面坚硬程度和表面粗糙度的不同。表面材质的不同主要影响表现在轮胎在两种接触面上运行时两者与轮胎的热交换不同，那么测试的结果就显示两者的滚动阻力系数就有着较大的差异，进一步导致轮胎滚动阻力不相等，根据这一测试原理可以得出轮胎的滚动阻力是随时发生变化的结论。汽车行驶过程中，路面粗糙度和软硬程度不仅影响到轮胎滚动过程中的变形所引起迟滞损失，对传递给轮胎振动也会产生的迟滞损失，所以路面越粗糙，软硬度变化大，因轮胎振动造成的迟滞损失也越大，滚动阻力也同样增大。

在模拟实验和道路实验中，当测试环境参数发生改变，主要包括环境温度的改变和空气流动速度两个方面因素发生变化。当在测试时环境温度的不同，直接影响到轮胎散热的快慢，同时也影响轮胎温度发生变化，与散热性好的材质接触，轮胎升温慢，反之，与散热性差的材质接触时，轮胎升温快，轮胎长时间运行时还影响轮胎的平衡温度，由于汽车在底盘测功机台架和道路上运行时环境条件不同^[17]，因此对轮胎的滚动阻力系数存在影响。最终影响滚动阻力。研究表明，测试环境温度每上升 10°C ，滚动阻力约降低4.5%左右。汽车在台架上检测时是在室内进行的，基本没有空气流动，空气流动

完全由轮胎的运转产生。而汽车在道路上行驶时，空气对流和紊流不仅由轮胎、车体运动产生，而且受到空气本身的流动状态的影响，风速越大，空气与轮胎的热交换速度越快，轮胎稳态时的平衡温度降低，因此空气流动状态对滚动阻力产生较小的影响。双滚筒台架测试的支承条件又不同于路面。为探求汽车在双滚筒台架测试的滚动阻力的规律性，提出以下的滚动阻力系数的一元二次方数学模型，对已取得的常用规格轮胎滚动阻力的测试数据，用最小二乘法进行回归分析。

$$f = M + N \times V + Q \times V^2 \quad (2-15)$$

式中：

- M —— 不随测试速度变化的滚动阻力系数；
- N —— 滚动阻力的一次项速度影响系数, $(\text{km/h})^{-1}$ ；
- Q —— 滚动阻力的二次项速度影响系数 $(\text{km/h})^{-2}$ ；
- V —— 测试速度, km/h 。

由上式可判断出

1. 各车型的试验数据与回归曲线吻合很好，除个别数据点外，回归曲线均穿过数据点，回归曲线相关性显著，建立的轮胎滚动阻力系数模型切合汽车台架检测的实际，滚筒底盘测功机上轮胎的滚动阻力系数随速度变化的规律不因轮胎规格而异，均服从一元二次方的数学表达式，且相关性显著，相关性系数接近1。但系数项的系数值取决于轮胎规格和结构，不同规格轮胎滚动阻力系数模型的系数项的数值差异明显，随轮胎直径减小而增大。这种规律性变化正是汽车动力性检测中轮胎滚动阻力特点的体现，因为轮胎在双滚筒上的安置角随轮胎直径减小而增大，轮胎在两滚筒间承受挤压变形的阻力和摩擦力均随之明显增大，是可信的。

2. 双胎和单胎的滚动阻力系数模型基本一致，模型的系数值相离越近，轮胎的滚动阻力系数不随汽车单轴轮胎的多、少而发生变化。各种规格轮胎在双滚筒的台架动力性检测中，滚动阻力系数均明显大于道路测试和大直径单滚筒台架的测试值，这也是双滚筒、双支承测试轮胎滚动阻力的特点所致。

3. 同规格轮胎滚动阻力系数在同一测试场地和不同测试场地均有差异见表2.1, 这是场地、检测车辆差异等随机因素包括测试的场地环境温度、底盘测功机测量的随机误差、轮胎老化程度、胎面花纹磨损程度、轮毂轴承调整和润滑状况等) 影响的体现, 属于正常现象。这种现象在同规格轮胎滚动阻力系数道路测试和大直径单滚筒的台架测试中也存在。

表2.1 用规格轮胎滚动阻力系数测试数据的处理结果

轮胎规格	a	b	c	R(相关系数)
5.00-12	2.897×10^{-2}	5.11×10^{-5}	4.73×10^{-7}	0.9916
6.50-16	1.494×10^{-2}	4.67×10^{-5}	3.26×10^{-7}	0.9419
7.50-16	1.846×10^{-2}	5.26×10^{-5}	3.74×10^{-7}	0.9983
7.50-20	2.212×10^{-2}	9.47×10^{-5}	7.77×10^{-7}	0.9984
9.00-20	7.960×10^{-2}	2.66×10^{-5}	1.92×10^{-7}	0.9184
165/70R13	2.097×10^{-2}	1.25×10^{-5}	1.25×10^{-7}	0.9686

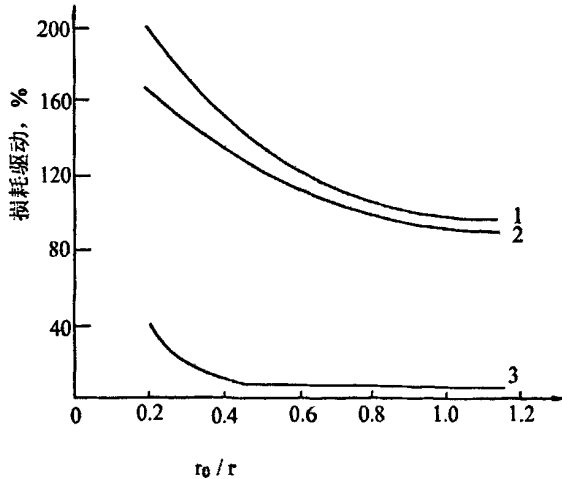
3.表2.1中的9.00-20 轮胎滚动阻力系数模型的各系数项的数值是在几个不同场地的5辆不同技术状况的1090系列汽车全部测试数据回归处理的结果, 测试中存在的各种随机因素的影响, 虽建立的数学模型的相关系数只有91.84%, 却是十分正常的, 它真实的反映了汽车的使用实际, 从而表明所进行的滚动阻力测试高度可信。

2.3 结构参数对测试的影响

1. 测功机滚筒半径 r 对滚动阻力的影响

滚筒半径 r 对于车轮在滚筒上滚动时的滚动阻力有相当大影响。 r 太小时, 车轮与滚筒接触面积减小, 比压增大, 轮胎变形和滑移增大, 汽车试验时的滚动阻力增大, 温升加快。目前普遍应用的滚筒半径在180-450mm之间, 试验结果(见图2.2) 表明: 滚筒半径 r 与车轮半径 R 的比值小于0.35~0.40 时, 滚筒曲率增大使车轮在滚筒上滑移产生的损耗剧烈增加, 同时由于轮胎变形量

太大使车轮滚动的迟滞损耗有较快增长。因此，为减小滚动阻力， r 不应小于 $0.4r_0$ 。



1. 总滚动阻力系数 2. 迟滞损耗 3. 由于滑移引起的损耗

图2.4 滚筒半径对滚动阻力的影响

2. 滚筒加工精度及表面

在加工过程中滚筒的椭圆度、同轴度误差越小，轮胎在滚筒上的运转就越平稳，当车速一定时滚动阻力系数的波动范围就越小，因此滚动阻力系数随滚筒加工精度的提高而减小。

底盘测功机滚筒附着系数的大小表征了滚筒与车轮附着性能的好坏。它影响着整车性能测量的范围和精度。当附着系数太小时，造成滚筒与车轮间有相对滑移，无法测取最大牵引力或最大制动力，最终使台试模拟道路实验精度降低，在底盘测功机上无法反映出路试的真实情况。

一般底盘测功机采用表面喷涂技术，将滚筒表面的附着系数提高到0.9左右，接近于一般水泥路面的附着系数，则可避免拖滑现象。

采用双滚筒试验台，滚筒用铸钢空心结构。滚筒是模拟路面的装置，不仅在强度、刚度、动平衡方面要保证要求。滚筒的表面的状况应能产生干燥道路与轮胎接触时的附着系数，但是随着使用过程的磨损，造成滚筒表面材料产生脱落(如图 2.5)，降低了附着系数，使测试误差加大，通过测试，此滚

筒在使用 2 年内，附着系数降低 20%，同时也造成车轮在滚筒上产生滑移，使测量车轮转速发生 10% 的变化，使其测试精度下降 10%。应对滚筒进行定期保养，对于提高测试精度是可行的。

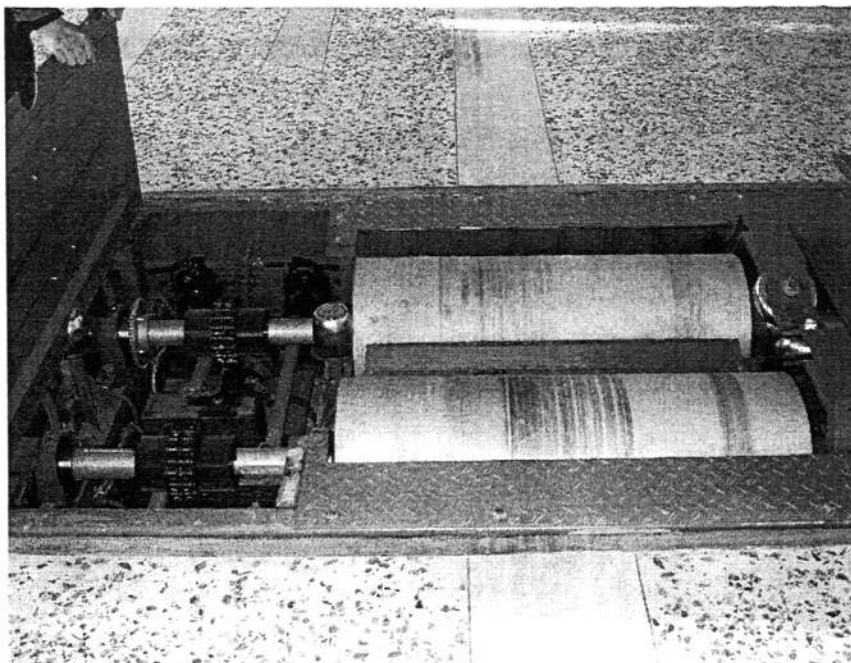


图 2.5 滚筒表面涂层磨损状态

用底盘测功机测试汽车性能和检测汽车的技术状况，就必须能模拟汽车在道路上行驶时所受的各种阻力，这些外部阻力就靠测功机加载装置来模拟，以使汽车在台架上受到的阻力接近道路上的行驶阻力。

底盘测功机采用较多的是电涡流测功器：调整激励电流的大小，可以获得不同的阻力矩。该种测功器利用了电磁原理。当带有励磁线圈的定子通电后产生磁场，转子转动切割磁力线从而在转子上产生电涡流，形成阻力矩。

电涡流测功机调节励磁电流即可改变制动力矩的大小，从而改变被测汽车的外部阻力。主要由定子和转子两部分组成。定子四周装有励磁线圈，励磁线圈通直流电时，定子铁心与转子间隙处就有磁力线通过，转子转动时就形成波幅脉动磁场，并在转子或定子上产生感应电动势，并产生感应电流即电涡流。该电涡流与它产生的磁场相互作用，使转子受到一个负荷力矩，

力矩的方向与滚筒旋转方向相反，成为制动力矩以起到加载作用。与此同时，定子也受到一个与制动力矩大小相等、方向相反的力矩。由于定子浮动装置于支承座上，受外力作用后定子便可转动。故此反力矩使定子绕其轴摆动并经一定长度的杆臂传给测力传感器，测量装置便将测定的力矩及车轮相应的转速换算为驱动轮的输出功率或驱动力^[9]，如图 2.6 所示。

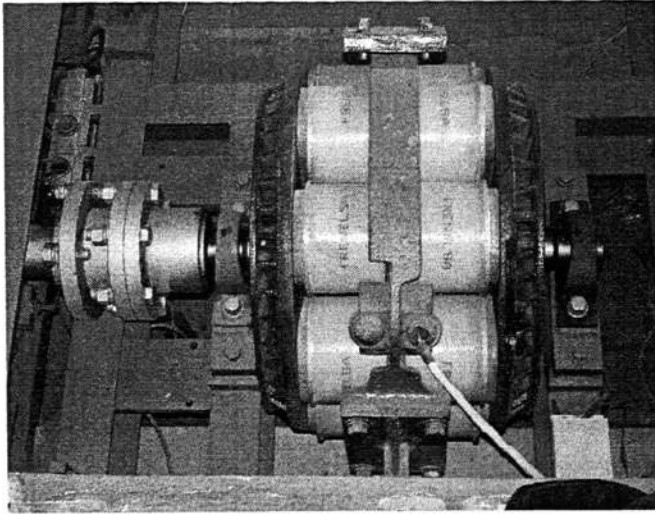


图 2.6 电涡流测功器示意图

2.4 测试中消耗的功率

这部分功率由风扇运转阻力造成。风冷式电涡流功率吸收装置采用冷却风扇给励磁线圈散热，由于冷却风扇与转子为一体，当转子转动时，通过周围的空气把热量带走，冷却风扇自身将消耗一定的驱动功率，从而增加了测功机功率消耗，且与转子转速的三次方成正比，如图2.7。因此，当底盘测功机安装有风冷式电涡流功率吸收装置时，必须给出风扇消耗功率与转子转速(或车速)的数学模型，以便计入底盘输出功率中。

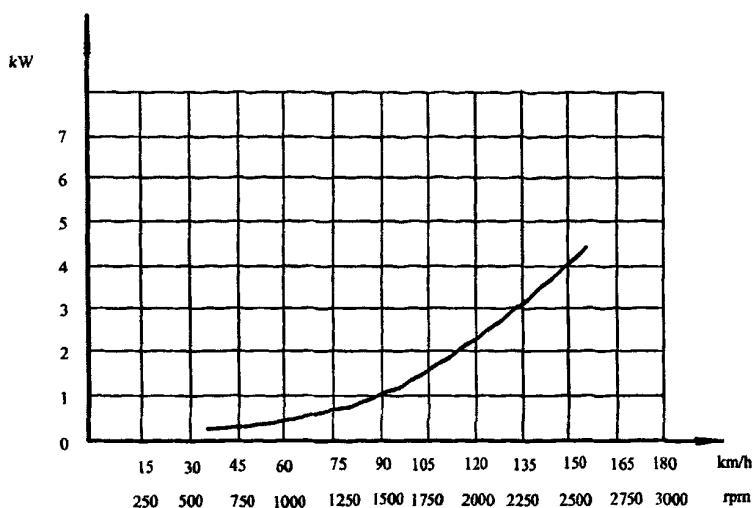


图2.7 风冷式涡流机风阻损耗图

利用反拖方法测知整个系统的阻力和系统损耗功率。底盘测功机系统（包括底盘测功机的传动机构和风扇）消耗功率的测试首先测试底盘测功机在不同速度下阻力及损耗的功率。系统损耗功率的测取方法是利用变频调速器控制反拖电机驱动测试系统空转，记录反拖力及反拖功率大小，这时的测试结果系统不包括后滚筒消耗的功率。为测试整个系统消耗功率，将一橡皮绳做成皮带，实现前后滚筒皮带传动，表 2.2 为测试结果。

表 2.2 底盘测功机系统消耗功率

测试速度 (km/h)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
系统阻力 (N)	62.9	73.4	80.5	85.1	90.9	97.1	104.5	113.8	128.8
系统损耗功率 (kW)	0.175	0.407	0.671	0.957	1.263	1.619	2.032	2.529	3.220

在实验中，通过对励磁线圈电流的调整，可使测试精度提高 15%，汽车

驱动轮输出的功率被电涡流器吸收，转化为电涡流，在涡流器的转子或定子中转变为热能散发。因此，为使转子或定子处于正常的工作温度，必须尽快使其将热量排出，迅速冷却。风冷式电涡流测功机不能测量较大的持续功率，涡流机连续工作的转速越高，最大制动力矩下降值就越大，如图 2.8 所示。但产生大量的热量，对定子和转子的影响较大，故建议在测试过程中，在测功器侧加装功率 3kW 以上的风扇，否则在使用中因其温度对测试结果产生较大的影响

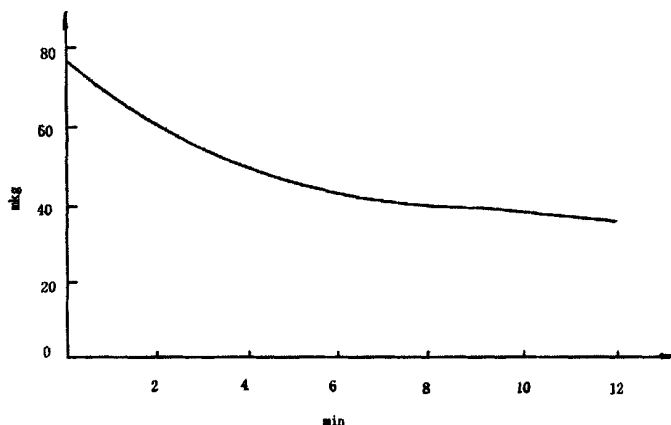


图 2.8 涡流机的热态特性曲线图

定子的转子的间隙又叫气隙，为 1mm 间距，在使用过程中，由于车辆在摆放中造成也测功机轴线产生的角度，使车轮与滚筒不能达到测试要求，在这种情况下，车轮在滚筒上会做往复回旋运动，车轮对切向力对滚筒产生轴向冲击，对支承测功器的轴承冲击较大，进而对定子与转子的间隙产生影响，使两端定子与转子间隙不一致，造成一定的测试误差。鉴于本人对机械工艺了解不够，未进行此项改进。

2.5 其它装置产生的误差对精度影响

速度是影响轮胎滚动阻力的一个重要参数。图2.9是三种不同车型，速度对滚动阻力影响的试验结果^[9]。曲线1，车型为捷达轿车；曲线2，车型为奥迪A6；曲线3，车型为CA1092货车，轮胎在滚筒上滚动时，滚动阻力大体随

速度的升高而增加,不同型号的轮胎增加的趋势不同,但有一个共同点,在低速区间内,滚动阻力随速度升高增加缓慢。上述结论说明,随着速度的升高,轮胎受离心力作用增加(离心力大小与轮胎的初始几何特征以及轮胎变形有关),轮胎内部的应力场发生变化,则滚动阻力增加。

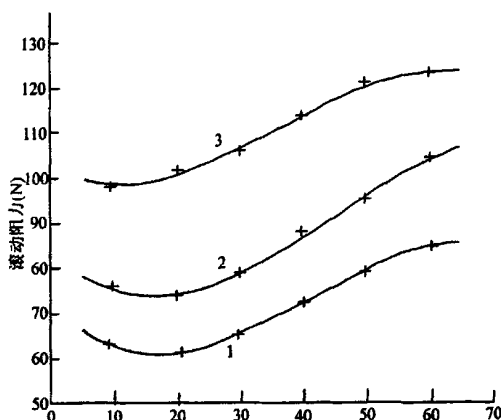


图2.9 滚动阻力随速度的变化

若与滚筒串接的加载装置进行加载,则增加滚筒转动的阻力,这样汽车驱动轮带动滚筒转动时,检测时,被测汽车驱动轮支承在双滚筒上,驱动轮带动滚筒转动,滚筒就相当于活动路面。必须输出相应的动力以克服滚筒转动的阻力,该阻力就是汽车行驶阻力,由测力传感器测出。当驱动轮输出的动力与滚筒的转动阻力平衡时,汽车等速运转。汽车加速、滑行时的惯性阻力由滚筒串接的飞轮组来模拟。在汽车轮胎和滚筒表面没有滑移的情况下,滚筒表面线速度就是汽车的行驶速度,驱动轮的转速由测速传感器测取。测量滚筒的转速就可以换算出汽车的行驶速度。根据有关物理定理在已知车速(或转速)和牵引力(或扭矩)的情况下,可求出加载装置吸收的功率 P :

$$P = \frac{1}{9550} F \cdot L \cdot n = \frac{1}{9550} M \cdot n \quad (2-16)$$

式中: P —— 加载装置所吸收的功率, kw

F —— 行驶阻力, N

L —— 测力臂长度, m

M —— 加载装置吸收的力矩, Nm

n —— 滚筒转速, r/min

n 由图 2.10 所示霍尔转速传感器测出。

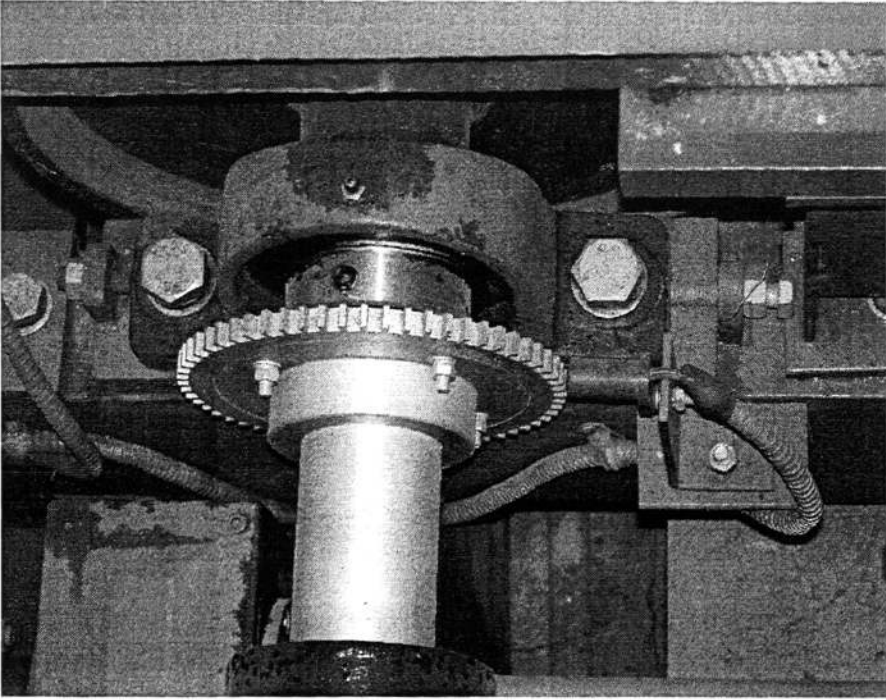


图 2.10 底盘测功机测速传感器

根据测力和测速传感器反馈的信息, 向加载装置发出加、减滚筒系统转动阻力的指令, 增减汽车行驶阻力, 以调节和控制汽车驱动轮输出的功率, 不计底盘测功机传动系统的机械损失, 加载装置所吸收的力矩、功率即为汽车驱动轮的输出转矩和输出功率。控制系统按照检测的需要, 进而实现运行工况的模拟。在测试过程中, 由于车轮、滚筒自身的圆柱度的不同, 会造成在测试过程中车轮与滚筒产生滑移, 造成车轮与滚筒的线速度不同步, 在测试过程中会发生“丢转”现象, 用两块 260A 高精度转速表(光电型)对 n 进行周期数测试, 如图 2.11 所示, 滚筒与车轮转速最大差值 10%, 从而造成测试精度的下降, 通过大量的测试, 其测试精度下降 10%。

$$i_{\max} = \frac{n_{\text{车轮}} - n_{\text{滚筒}}}{n_{\text{车轮}}} \times 100\% = 10\% \quad (2-17)$$

式中： i_{\max} ——最大差值与车轮转速比值(%)

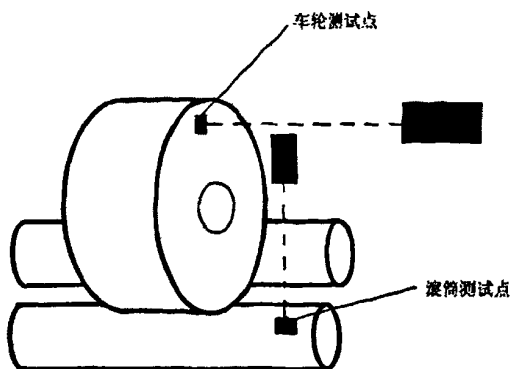


图 2.11 滚筒与车轮转速周期数测试

通过对捷达 CLX 型汽车进行大量的试验,从实验数据得知,底盘测功机测试装置对测试精度的影响占功率损耗的 10%,为消除其对测试精度的影响,在原测功机上加车轮测速传感器,在测试中取两个传感器数值的平均值做为式 2-16 的转速参数,通过改进参数数量,使计算机在过程中对两参数取平均值,也可通过增加车载质量,使车轮与滚转速一致,可使其测试精度提高 2% 以上。

2.6 本章小结

本章在经过大量实验的基础上,对影响底盘测功机在结构和测试装置上对测试精度的影响,对在测试中测试装置的影响做了主要的研究,并提出改进措施,经实验验证,可提高测试精度 2%,这种改进措施是可行的。

第 3 章 测试精度提高及改进措施

发动机输出功率 P_e 可表示为^[10]：

$$P_e = P_{TP} + P_f + P_t + P_{dy} + P_w + P_s \quad (3-1)$$

式中： P_{TP} —— 汽车传动系中消耗的功率

P_f —— 车轮在滚筒上克服滚动阻力消耗的功率

P_t —— 底盘测功机传动机构所消耗的功率

P_{dy} —— 测功器所吸收的功率

P_w —— 风冷测功器风扇所消耗的功率

P_s —— 驱动轮与滚筒打滑损失的功率

测试发动机性能时，用底盘测功机测出发动机输出功率。但事实上，底盘测功机显示“功率”仅仅反映的是 P_{dy} 一项内容，它并非是汽车驱动轮输出功率，更不是发动机的输出功率，其存在偏差为：

$$P_{er} = P_e - P_{dy} = P_{TP} + P_f + P_t + P_w + P_s$$

所以

$$P_e = P_{er} + P_{dy}$$

必须测出 P_{er} 这部分功率，再加上测功机测试功率 P_{dy} ，才能准确反映发动机发出功率 P_e 。由于 P_{er} 中车轮打滑损失功率 P_s 可以通过改装后的测功机（以后会介绍到）直接测出，只要利用正确方法再测出 $P_{TP} + P_f + P_t + P_w$ ，就能达到测试目的。

令

$$P_{TP} + P_f + P_t + P_w = P_r$$

$$P_{er} = P_r + P_s$$

$$P_e = P_r + P_s + P_{dy} \quad (3-2)$$

3.1 机械系统消耗功率

汽车传动系阻力是在传递动力的过程中体现为功率损耗，使输出功率小于输入的功率，通常用传动效率表征。一般传动效率取为定值。虽然同型汽车在出厂时新车状况有确定的、同一的传动效率值，但在使用过程中，由于组成传动系运动副的磨损、老化、变形等因素的影响，又在导致传动效率不断变化。故在用汽车传动系阻力在使用过程中是变化的，而非定值。所以传动系功率损失也就可以分为机械损失和液力损失两大类。机械损失就是指由机械阻力所引起的损失，机械损失与啮合齿轮的对数、传递的扭矩等因素有关。液力损失指由液力阻力所引起的功率损失。液力损失与润滑油的品质、温度、箱体內的油面高度以及齿轮等旋转零件的转速有关。考虑到传动系中各个轴承、油封及齿轮与齿轮接触处的摩擦所引起的阻力主要与传递扭矩大小有关，齿轮等搅油阻力主要与速度有关，所以可将传动系阻力^[1]表示为：

$$F_t = F_{t0} + K_{rv} \quad (3-3)$$

式中： F_{t0} —— 与速度无关的传动系阻力

K_{rv} —— 传动系阻力的速度影响系数

传动系损耗功率可表示为：

$$P_t = P_{t0} + a_t V + b_t V^2 \quad (3-4)$$

式中： P_{t0} —— 与速度无关的损耗功率

a_t 、 b_t —— 待定系数

同样传动系中的功率损耗也可以分从这三方面来表示：

1. 变速器和主减速器中搅油损耗功率，它与传递功率大小无关，与车速的立方成正比，记为 P_O 。

2. 齿轮啮合面及万向节传递功率损耗，它与传递功率的大小成正比，记为 P_N 。

$$P_N = P_{Tr} \times (1 - \eta_{Tr}) \quad (3-5)$$

式中： η_{Tr} —— 传动系齿轮啮合面及万向节传递效率 (0.9~0.95)

P_{Tr} ——汽车传动系所传递功率即发动机发出功率 P_e

P_N 可表示为:

$$P_N = P_e \times (1 - \eta_{Tr}) \quad (3-6)$$

3. 轴承装配紧度和齿轮啮合紧度造成的功率损耗. 对于一个确定的车和车速, 它是一个常数, 记为 P_Z 。

传动系总消耗功率为:

$$P_{TP} = P_N + P_O + P_Z \quad (3-7)$$

3.2 拆下半轴测定传动系消耗功率

反拖状态下测取传动系阻力及损耗功率的方法有两种, 一种方法是在和不拆半轴两种情况下进行反拖试验, 既可求出传动系的损耗功率。这种方法虽然繁琐, 但测试比较准确。另一种方法是分别测出汽车驱动轮和从动轮的反拖阻力和反拖功率, 两者之差即为传动系阻力, 这种方法操作简单, 但误差较大。因为驱动轮和从动轮的轮胎气压、轮胎磨损、轮胎花纹、轴荷等不一定相同, 既使对误差进行修正也很难保证传动系阻力测试的准确性。

本试验用第一种方法进行。表 3.1 是试验结果, 表中 V_{max} , 代表最大扭矩点时的传动系损耗功率占反拖功率的比值(曲线拟合结果),

表 3.1 传动系(反拖状态)测试消耗功率

轮胎 气压 (kPa)	后轴 轴荷 (kg)	速度(km/h)	10	20	30	40	50	60	V_{max}
450	1284	半轴未拆	0.94	2.09	3.35	4.48	5.82	6.94	10.66
		半轴拆下	0.88	1.77	2.90	4.05	5.37	6.17	
		传动系损耗功率	0.06	0.32	0.42	0.43	0.45	0.77	
	1434	半轴未拆	0.98	2.11	3.41	4.61	6.62	7.58	12.99
		半轴拆下	0.90	1.95	3.05	4.03	5.42	6.62	
		传动系损耗功率	0.08	0.16	0.36	0.58	0.84	0.96	
	1583	半轴未拆	1.02	2.20	3.60	4.79	6.35	7.69	10.08
		半轴拆下	0.96	2.03	3.18	4.52	5.79	7.04	
		传动系损耗功率	0.06	0.17	0.42	0.27	0.56	0.65	

	1734	半轴未拆	1.11	2.37	3.72	5.21	6.80	8.00	12.22
		半轴拆下	1.01	2.37	3.53	4.86	6.30	7.54	
		传动系损耗功率	0.10	0.59	0.19	0.35	0.50	0.55	
	1884	半轴未拆	1.18	2.50	3.80	5.40	7.33	8.85	12.24
		半轴拆下	1.07	2.26	3.54	5.06	6.47	7.98	
		传动系损耗功率	0.11	0.24	0.26	0.34	0.86	0.87	
	传动系平均损耗功率		0.078	0.223	0.365	0.425	0.678	0.813	
传动系损耗功率占输入功率的比值(%)(按平均方式算)		11.84	11.93	11.45	12.12	11.66	11.56		
轮胎 气压 (kPa)	后轴 轴荷 (kg)	速度(km/h)	10	20	30	40	50	60	V_{max}
360	1284	半轴未拆	1.12	2.42	3.73	5.23	6.51	7.83	15.25
		半轴拆下	0.89	1.88	3.06	4.26	5.16	6.46	
		传动系损耗功率	0.23	0.54	0.67	0.97	1.35	1.37	
	1434	半轴未拆	1.03	2.35	3.66	4.27	6.42	7.98	13.20
		半轴拆下	0.94	2.02	3.11	4.26	6.08	6.75	
		传动系损耗功率	0.09	0.33	0.55	0.01	0.34	1.23	
	1583	半轴未拆	1.12	2.37	3.68	5.20	6.81	8.30	13.1
		半轴拆下	1.00	2.12	3.34	4.63	6.10	7.01	
		传动系损耗功率	0.12	0.25	0.34	0.57	0.71	1.29	
	1734	半轴未拆	1.18	2.58	3.93	5.46	7.60	9.03	12.4
		半轴拆下	1.08	2.31	3.64	5.01	6.90	8.00	
		传动系损耗功率	0.10	0.27	0.29	0.45	0.70	1.03	
	1884	半轴未拆	1.25	2.76	4.31	6.02	7.74	9.36	11.2
		半轴拆下	1.17	2.46	3.90	5.40	7.81	8.56	
		传动系损耗功率	0.08	0.30	0.41	0.62	0.07	0.80	
传动系平均损耗功率		0.124	0.338	0.452	0.653	0.920	1.144		
传动系损耗功率占输入功率的比值(%)(按平均方式算)		10.88	13.54	11.70	12.47	13.20	13.45		
轮胎 气压 (kPa)	后轴 轴荷 (kg)	速度(km/h)	10	20	30	40	50	60	V_{max}
280	1284	半轴未拆	1.20	2.50	3.96	5.38	6.93	8.45	15.19
		半轴拆下	0.99	2.05	3.23	4.40	5.48	6.96	
		传动系损耗功率	0.21	0.45	0.73	0.98	1.45	1.49	
	1434	半轴未拆	1.23	2.59	4.01	5.59	7.49	9.10	13.52

	半轴拆下	1.03	2.18	3.34	4.73	6.52	7.76	
	传动系损耗功率	0.20	0.41	0.67	0.86	0.97	1.34	
1583	半轴未拆	1.30	2.72	4.23	6.01	7.92	9.65	12.49
	半轴拆下	1.13	2.40	3.62	5.24	6.36	8.62	
	传动系损耗功率	0.17	0.32	0.61	0.77	1.56	1.03	
1734	半轴未拆	1.42	2.96	4.71	6.65	8.53	10.54	12.61
	半轴拆下	1.25	2.62	4.05	5.66	7.61	9.05	
	传动系损耗功率	0.17	0.34	0.66	0.99	0.92	1.49	
1884	半轴未拆	1.50	3.20	4.94	6.88	9.05	11.12	12.81
	半轴拆下	1.33	2.80	4.32	5.87	7.84	9.66	
	传动系损耗功率	0.17	0.40	0.62	1.01	1.21	1.46	
传动系平均损耗功率		0.184	0.384	0.658	0.922	1.222	1.445	
传动系损耗功率占输入功率的比值(%)(按平均方式算)		12.83	12.74	13.06	14.11	14.31	13.78	

3.3 车辆运转测定消耗功率

同一型号汽车刚出厂时，其阻力大致相同，即传动效率基本一致，所以阻力及损耗功率可用传动效率来计算，但在用车因技术状况发生了不同的变化，所以同一型号的在用车因行驶里程和使用条件的不同，在用车传动系阻力不同于新车出厂时的阻力，其传动系阻力往往不同。测功时传动系阻力及其损耗功率根据上述试验结果即可求出，整车动力性能试验结果列在表 3.2 中。

表 3.2 测功状态下整车动力性能试验结果

	各项参数	发动机最大扭矩点	发动机最大功率点
节气门开度为 70° 时发动机	发动机输出功率(kW)	39.6	52.5
	测功器吸收功率(kW)	29.6	36.1
	传动系损耗功率(kW)	4.2	6.1
	传动系损耗功率占测功器吸收功率比例(%)	14.19	16.90
	传动系损耗功率占发动机输出功率比例(%)	10.61	11.62
	轮胎损耗功率(kW)	4.7	7.9

性能	轮胎损耗功率占测功器吸收功率比例(%)	15.87	21.88
	总损耗功率占发动机输出功率比例(%)	33.78	45.4
节气 门开 度为 80° 时发 动机 性能	发动机输出功率(kW)	44.2	57.4
	测功器吸收功率(kW)	33.2	39.8
	传动系损耗功率(kW)	4.9	7.2
	传动系损耗功率占测功器吸收功率比例(%)	14.75	18.09
	传动系损耗功率占发动机输出功率比例(%)	11.09	12.54
	轮胎损耗功率(kW)	5.1	7.9
	轮胎损耗功率占测功器吸收功率比例(%)	15.36	19.85
	总损耗功率占发动机输出功率比例(%)	33.13	44.2
节气 门开 度为 90° 时发 动机 性能	发动机输出功率(kW)	46.8	57.9
	测功器吸收功率(kW)	35.3	40.3
	传动系损耗功率(kW)	5.1	7.5
	传动系损耗功率占测功器吸收功率比例(%)	14.45	18.75
	传动系损耗功率占发动机输出功率比例(%)	10.90	12.95
	轮胎损耗功率(kW)	5.3	7.9
	轮胎损耗功率占测功器吸收功率比例(%)	15.01	19.75
	总损耗功率占发动机输出功率比例(%)	32.57	43.75

3.4 其它消耗功率测定

采用反拖方法可以测出不同车速下底盘测功机台架的机械阻力所消耗的功率(不含升速器的机械损耗),汽车底盘测功机的传动机构损失主要包括支承轴承、联轴器、差速器等,这些部件在车轮带动滚筒旋转过程中,由于摩擦力的存在将消耗一定的功率,如图 3.1 所示。

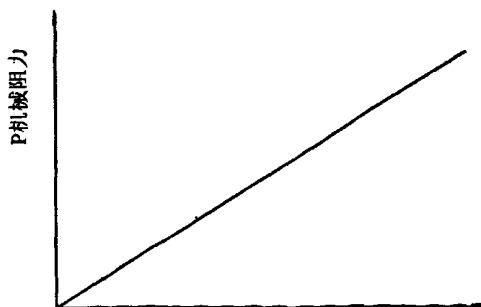


图 3.1 底盘测功机台架机械阻力所消耗的功率与车速的关系

由于台架阻力消耗了汽车部分驱动功率，因此，在检测汽车底盘输出功率时，必须计入机械阻力所消耗的功率。

另外，底盘测功机在滚筒与功率吸收装置之间安装有升速器，要求升速器外壳必须是浮动的，并安装拉压传感器以检测传动扭矩。由于升速器的搅油损失和机械损失不仅与加注润滑油量的多少有关，而且还随温度的变化而变化，使台架机械损失难以测得，增大了检测误差。

这部分功率与测功机传动机构传递效率有关，设传递效率为 η_T ，则：

$$P_i = P_{Dr} \times (1 - \eta_T) \quad (3-8)$$

式中： P_{Dr} —— 在测功状态下由车轮向测功机输入功率

因 $P_{Dr} \cdot \eta_T = P_{dy}$ ， P_i 可表示为：

$$P_i = P_{dy} \times (1 - \eta_T) / \eta_T \quad (3-9)$$

1. 车辆在滚筒上克服滚动阻力所消耗功率

在之前运转阻力的分析中，车轮克服滚动阻力的力矩为 T_T ，则

$$P_f = T_T \cdot \omega_w \quad (3-10)$$

式中： ω_w —— 车轮旋转角速度

通过公式 (3-10) 可以看出，车轮在滚筒上克服滚动阻力消耗功率 P_f 的大小主要是由滚动阻力的力矩决定的，也就是由滚动阻力决定的。

2. 影响滚动阻力的因素

在测试中应准确的测量轮胎气压，并及时对达不到测试要求的轮胎进行充气。

1) 轮胎压力的影响

目前，一些汽车检测站经常忽视汽车胎压的影响。为了研究方便，下面的试验只检测汽车整体的阻力功率消耗，因为试验时只是改变汽车的胎压，故可以看出胎压的变化对汽车动力性的影响。试验中设置汽车胎压分别为：430 kPa、350 kPa、250 kPa。从图3.2可知，测试速度为20 km/h 时的功率损失不是很大。汽车胎压从430 kPa 降低到350 kPa时，汽车底盘输出功率降低

1.47%；胎压从350 kPa降低到250kPa时，底盘输出功率降低1.49%。但随着汽车检测速度的增加，底盘输出功率的减小也逐渐增大，如40km/h时，汽车胎压从430kPa 降到350 kPa时，底盘输出功率降低1.9% ，胎压再降低到250kPa 时，底盘输出功率降低2.8% 。因此，胎压的降低对汽车的动力性有很大的影响。

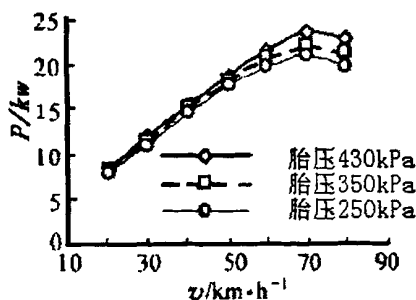


图3.2 底盘输出功率数据对比

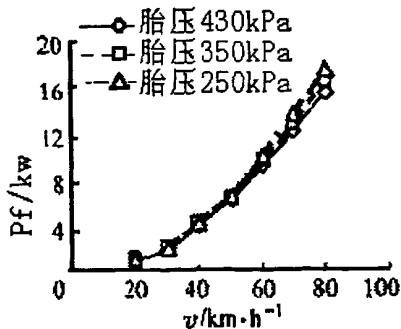


图3.3 汽车功率损失对比

由于目前检测站制定的汽车动力性检测的车速基本上都在50 km/h以上，所以在检测时，对检测汽车非正常胎压应给以修正，以减小测量误差，提高检测效率和精度。由图3.2可看出，汽车功率损失随着汽车胎压的减小而逐渐增加，图4.3更加清楚地显示了这种变化。可清楚地看出汽车功率损失的走势及同一胎压、不同车速下的功率损失情况。汽车胎压从430 kPa降低到350 kPa时的滑行功率损失从0.94% 逐渐增加到6.15% 。这种增加基本上与底盘输出功率的减小相对应。此外，从图3.3 中还可以看到汽车在低速时滚动损失功率

并不是很大,只有在55km/h以上时,变化才比较明显。胎压对汽车滚动阻力的影响实质上是滚动阻力系数的影响。阻力系数由两部分组成:一部分是低速时阻力系数与胎压成反比,另一部分是在既定的胎压时阻力系数随车速变化的增量。为此,本文根据经验关系式及试验得:

$$P_f = \frac{\omega[(D_1 - D_2 p) + (D_3 - D_4 p)v]mgv}{3600 \sqrt{1 - (\frac{L/2}{R+r})^2}} \quad (3-11)$$

式中: $D_1 = 8.575 \times 10^{-3}$

$D_2 = 1.625 \times 10^{-7}$

$D_3 = 2.195 \times 10^{-4}$

$D_4 = 2.72 \times 10^{-7}$

ω —— 温度系数, $\omega = 1 + 0.00864(t - 20)$

t —— 环境温度, $^{\circ}\text{C}$

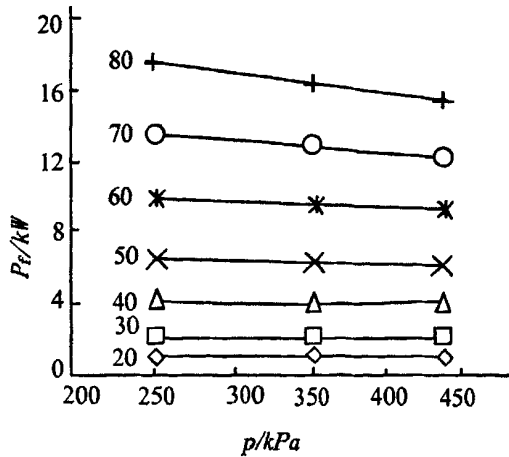


图3.4 汽车胎压与损失功率关系图

2) 摩擦产生热量的影响

由于轮胎在滚动过程中各个部位的温升并不相同,本文所指的轮胎温度实为胎面温度,这种表述已经足能阐明实质的问题。轮胎滚动过程中,由于轮胎变形时材料的内摩擦损失,以及胎面在接触区域的摩擦损失,必然伴随着热量的产生,导致轮胎温度升高。相反,轮胎温度的变化,对轮胎滚动过程中迟滞损失产生影响,继而对轮胎滚动阻力产生影响,其影响规律从下列试验中可以看出。

下面是两组轮胎温度对滚动阻力影响的试验结果。图3.5是在其他条件不变的情况下轮胎滚动阻力随轮胎温度的变化曲线^[17]。1.速度为30km / h时的滚动阻力曲线；2.速度为60km / h时的滚动阻力曲线。图3.5表明：随着轮胎温度升高，轮胎滚动阻力降低；当轮胎温度超过40℃时，轮胎滚动阻力下降速率趋于缓慢。

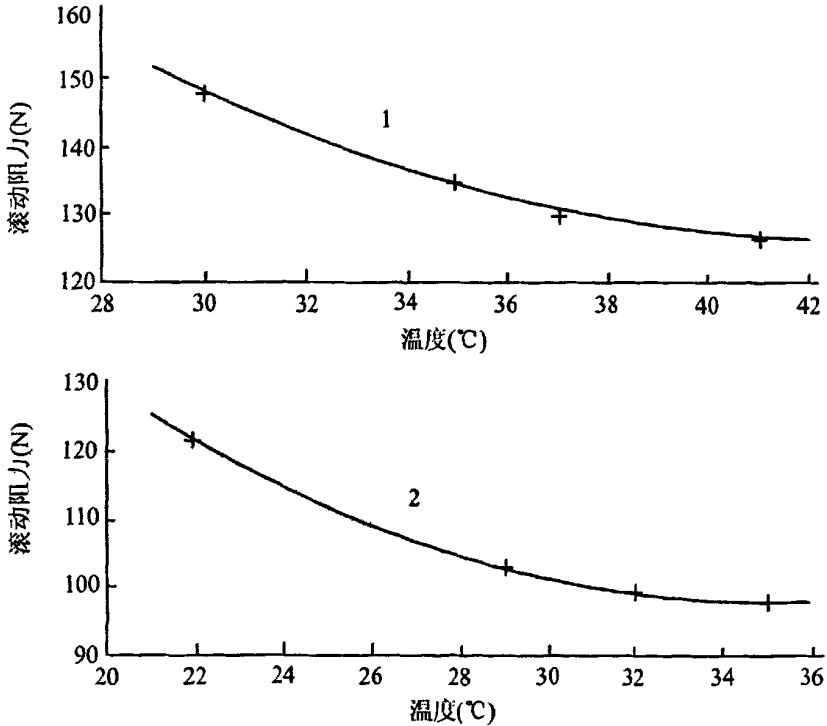


图3.5 轮胎温度对滚动阻力的影响

3) 轮胎结构形式

相同的轮胎型号，在轴荷等使用条件相同的情况下具有不同的滚动阻力。轮胎滚动阻力随轮胎断面宽度的增加而增加，这主要是由于轮胎断面宽度越大，轮胎变形越大^[18]。图3.6中，画出了三种轿车用子午线轮胎不同速度下的滚动阻力。曲线1轮胎型号为65 / 70R13，曲线2轮胎型号为175 / 70R13，曲线3轮胎型号为185 / 70R13。

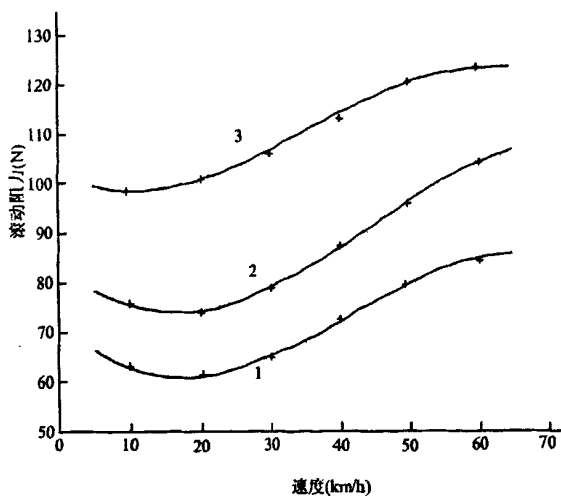


图3.6 不同结构轮胎滚动阻力的变化

4)滚动阻力消耗功率的测试

检测轮胎滚动阻力的方法很多，在此探讨另一种方法^[3]，即通过加载的方式测算出轮胎滚动阻力。在其他条件保持不变的情况下，只改变车辆载荷，这时测功器吸收功率的变化量即可认为是轮胎损耗功率将被测车辆的驱动轮置于底盘测功机滚筒上，挂上直接挡，固定油门开度(90°)，然后分别测取车速为18, 36, 54, 72km/h时的测功器吸收功率随载荷的变化关系，见表3.3其滚动阻力随载荷基本呈线性变化的。根据这一特性可求得轮胎滚动阻力损耗功率，见表3.4。其误差与其他方法求得轮胎滚动阻力损耗功率相比不大于4%。

表3.3 滚动阻力测试实验结果

试验条件	车型	发动机型号	轮胎型号	轮胎气压	节气门开度
	CA104612	CA488	6.50-16	450kP	90°

试验结果

后轮载荷(kg)		1163	1463	1763	2063
		车速(km/h)			
测功器吸收功率	18	10.3	10.1	9.8	9.4
	36	17.47	16.4	16.1	15.4

表3.4 轮胎滚动阻力的消耗功率

发动机转速rpm	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
轮胎损耗功率 kW	1.2	2.0	2.7	3.4	4.2	4.9	5.7	6.5	7.3

5)打滑损失功率测试

目前,汽车上所使用的离合器多为摩擦离合器,摩擦离合器在使用一段时间后必然会磨损,使其技术性能下降,从而在发动机全负荷、大扭矩时离合器出现打滑的现象,产生离合器打滑损耗功率,使发动机的有效功率不能完全被利用。

汽车在底盘测功机上进行动力性测试时,其打滑损耗功率主要来源于汽车本身的离合器打滑和车轮与滚筒之间的打滑损耗。在底盘测功机上,汽车牵引力是由驱动轮胎通过摩擦力的形式传递给施力滚筒的。在测量发动机输出功率的过程中,当测功机加载时,就有可能使测功机施加在滚筒上的制动力大于车轮与滚筒之间的附着力,而使施力滚筒与驱动车轮之间产生打滑,从而造成驱动轮与施力滚筒打滑损失功率。

设轮胎滚动半径上的线速度为 V_w ^[23],此参数由副滚筒测出,滚筒周边线速度为 V_r ,此参数由前滚筒测出,驱动测功系统运转的滚筒切向作用力为 F_D 则:

$$P_S = F_D(V_w - V_r) \quad (3-12)$$

6) 降速法测试消耗功率

其原理可用公式(3-13)说明,在车辆用直接档驱动轮驱动测功机达到最高转速后,利用离合器自由降速至最低测功转速,从自由降速过程中测系统的消耗功率 P_D ,

$$M_D = I\varepsilon \quad (3-13)$$

式中: M ——运转系统的当量阻力矩;

I ——运转系统的当量转动惯量;

ε ——滚筒的角减速度。

由于在测试某一汽车时当量转动惯量 I 是一定值通过传感器测出滚筒在减速过程中各种转速下的角速度及其变化量, 算出角减速度 ε , 由公式(3-13)求得各转速下的系统阻力矩 M_D , 进而求出系统阻力损失功率:

$$P_D = M_D n / 9549$$

在测功机中附加一阻力矩为恒定值的 M_{D0} , 测得 ε , 即可求得 M_D , 其测试方法是加和不加阻力矩 M_{D0} , 两种状态下, 自由降速, 分别测出滚筒在两种状态下的角减速度 ε_1 和 ε_2 ,

某些汽车的当量转动惯量 I , 使其作为已知量, 只要在测功机上测出 ε , 即可求得 M_D , 这种方法虽然简单, 但只适用于已知转动惯量的汽车。于是得联立方程:

$$M_D + M_{D0} = I \varepsilon_1 \quad (3-14)$$

$$M_D = I \varepsilon_2 \quad (3-15)$$

由于 M_{D0} 为已知数, 解联立方程 (4-14) 与 (4-15) 即可得 I 和 M_D , 进而计算出 P_D 。

这种方法结构比较简单, 成本增加不多, 不仅能测出 M , 还可测出当量转动惯量 I , 若将测得的某车型的 I 存入微机, 再测量时便可直接调用, 按公式(3-14)或公式 (3-15)一次自由降速便可测得 M_D 。

在加与不加转动惯量 I_0 两种状态下, 自由降速, 分别测出滚筒在两种状态下的角减速度 ε_1 和 ε_2 , 在普通双滚筒测功机中附加一定值的转动惯量 I_0 与加定值阻力矩 M_D 所述力方法相同,, 得联立方程

$$M_D = (I + I_0) \varepsilon_1 \quad (3-16)$$

$$M_D = I \varepsilon_2 \quad (3-17)$$

由于 I_0 已知, 解联立方程 (3-16), (3-17) 得 M_D 和 I , 进而计算出 P_D , 这种方法的优点与加定值阻力矩 M_{D0} 相同。

由于测功机不加载, 上述诸方法中存在的一个共同问题是反拖或自由降速过程中, 其消耗的功率均小于测功时 P_D 值, 再加汽车传动系特别是主减

速器中的机械损失也是反拖或自由减速时的值小于测功时的值,使测得的 P_D 值小于测功时的值。

由于发动机功率是根据 $P_e = P_{dy} + P_D$ 计算而得,实践证明,在双滚筒测功机上测功过程中,车轮会在两滚筒之间前爬后撞,造成 P_f 和 P_l 的波动而使测功过程中 P_D 产生误差,导致 P_{dy} 产生检测误差。进而会使上述因素累计误差过大影响 P_e 值的可信度。

7) 用综合性能测试仪测试

这种无加载装置的测试平台的测试仪是采用大直径单滚筒,带附加转动惯量,其基本功能不仅能如加定值阻力矩 M_D 所述原理自测系统的当量转动惯量 I 和系统阻力损失功率 P_D ,且能在此基础上利用无负荷加速测功原理测出底盘输出功率 P_{dy} 和发动机功率 P_e ,并具有测试制动性、滑行性和校验车速表等功能,且造价较低,测试精度高,极大地提高了性能价格比。

用无负荷测功原理检测汽车功率测试仪在加与不加附加转动惯量 I_0 两种状态下,汽车直接档将油门急踏到底,使其驱动轮驱动滚筒从某一设定车速所对应的转速 n ,加速到最高车速所对应的转速 n_{max} ,踏下离合器。在测得四个过程中滚筒的角速度及其变化量进而计算出其角加减速度 $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ 后,将不同转速的 P_e, P_{dy}, P_D 各点分别进行拟合就可得出,根据联立方程组可解得 M_e, M_D, I_e, I_d , 计算出 $P_e, P_{dy}, P_D, P_e-n, P_{dy}-n, P_D-n$, 曲线。其中 P_e-n 为发动机的使用外特性,可与发动机使用手册中的使用外特性进行对比检验。由于其结构设计简化从理论上消除了两次自由降速过程中影响 M_D 误差的因素,附加转动惯量阻力损失极小,且已预先测出其值 M_{D0} ,提高了所求 I_d 的检测精度。由于采用大直径单滚筒,测试时车轮在滚筒上消耗的 P_f 与在平路上相近,而较在小直径双滚筒时小得多且稳定;单滚筒及无加载装置,也就没有传动装置阻力损失,不仅消除了造成 P_l 误差的主要成分,且使其值减小到几乎可以忽略不计;采用大直径滚筒,系统的转动惯量 I_d 可根据需要设计的足够大,从而延长了加速测功时间,使操作等短时间内起作用的因素对测试结果的影响不敏感了,基本上解决了发动机无

负荷测功中重复性差的问题。

3.5 测试中应注意事项

1. 受检车的测试状态要保证

1) 在进行测试前应对车辆进行预热,使发动机的水温、油温达到正常工作 的要求并满负荷运转;

2) 被测车辆一般应为空载状态,不允许轴载质量大于 10t 的车辆进行检测 或通过;

3) 检查系统内有无松旷,要及时调整,调整后才可进行测试;

4) 保证车辆干净,检查轮胎气压并使胎压达到汽车制造厂的规定;

5) 前轮驱动的汽车,处于直线行驶状态。对前、后桥驱动的车辆,测试 时,必须将非测试桥(不在滚筒上的桥)与动力源脱离开,否则不允许测试为 保证测试精度,仪器箱必须预热20min以上,达到正常测试温度,如果是后轮 驱动车辆,车辆运转时会出现向一侧滑动的趋势,会损坏测功机和车辆。因 此必须保证车桥放置在滚筒中央,否则必须移动车辆。重新定位车辆位置;

6) 底盘测功机举升下降,引车员根据提示信息起动汽车,缓缓加速接近 测试速度,此时使汽车挡位置于直接挡(一般为汽车最高挡),在确保安全 的前提下将油门踏板踩到底;

7) 当进行高速(80 至 100km / h)检测时,应注意安全操作,且每次高速 检测时间不得超过 2min, 30min 后再进行下一轮测试。

2. 对机构的调整

调整、校正主要是针对底盘测功机机械以及电气方面的来进行的,合格 后方可测试。在检定过程中或使用中,常发现汽车底盘测功机零位不准确, 也就是不回零,出现这种情况时,应首先检查滚筒机构是否正常,磁电机工 作是否正常,如不正常应对其进行调整。然后,打开控制柜后门,调整主板 上的零位电位器,反复调整,直到合格为止。

3.6 本章小结

本章详细分析了影响底盘测功机测试精度的性能参数。着重分析了影响测试精度的车轮滚动阻力系数，和与之有关的一些项目测试，在通过这些理论上的分析是为下一步的提高测试精度提供理论基础。并在分析过程中对测功机进行了简单的调整，使其控制更加精确和灵敏。

第 4 章 实验研究

4.1 对比实验

1. 试验条件

试验用车情况：捷达 CLX 型轿车；轮胎型号 175/70R13，轮胎气压 0.20MP，自重 1030kg，通过增加乘员数量改变两次测量，分别为 $G_1=1470\text{kg}$ (满载)， $G_2=1100\text{kg}$ ，试验条件为哈阿公路，天气情况良好，道路平直，微风。实验车速 85km/h，在两种情况下驱动车轮输出功率平均值分别为 $P_{G1}=10.05\text{kW}$ 和 $P_{G2}=9.32\text{kW}$ ；测试结果：该试验车况在该试验路面以 85 km/h 的车速行驶时的滚动阻力系数值为 $f=0.0165$ 。

2. 功率平衡法测试的依据

$$P_d = P_f + P_i + P_w + P_j \quad (4-1)$$

式中： P_d ——驱动车轮的输出功率，kW；

P_f ——滚动阻力功率，kW；

P_i ——坡度阻力功率，kW；

P_w ——空气阻力功率，kW；

P_j ——加速阻力功率，kW。

在实验中由于路面平直，可近似认为坡度 $\alpha = 0^\circ$ ，由于是采用 85 km/h 匀速行驶，故式 (4-1) 中坡度阻力功率和加速阻力功率为 0。

故式 (4-1) 可变为

$$P_d = P_w + P_f \quad (4-2)$$

根据汽车理论可知：

$$P_f = G \cdot f \cdot V / 3600 \quad (4-3)$$

式中： G ——汽车总重力，N；

V ——汽车行驶速度，km/h；

$$P_w = C_D \cdot A \cdot V^3 / 76140 \quad (4-4)$$

式中： C_D ——空气阻力系数；

A ——汽车迎风面积， m^2 。

由 GB7258-2004 《机动车运行安全技术条件》可知：

$$A = B \cdot H \quad (4-5)$$

式中： B ——汽车轮距， m ；

H ——汽车高度， m 。

通过实际测试， $B=1674mm$ ， $H=1415mm$ ，该车型 C_D 为 0.30~0.50，计算中取 C_D 为 0.30、0.35、0.40、0.45、0.50，将以上参数代入式（4-2）中，见表 4.1。

表 4.1 试验汽车驱动车轮的输出功率及误差计算

$G(N) = G \times 9.8$	C_D	P_f	P_w	理论 P_D	实测 P_D	绝对误差(kW)	相对误差 (%)
14406	0.50	5.61	9.56	15.17	10.05	5.12	33.75
	0.45		9.08	14.69		4.64	31.59
	0.40		8.60	14.21		4.16	29.28
	0.35		8.17	13.78		3.73	27.07
	0.30		7.74	13.35		3.30	24.72
10780	0.50	4.20	9.56	13.76	9.32	4.44	32.27
	0.45		9.08	13.28		3.96	29.82
	0.40		8.60	12.80		3.48	27.19
	0.35		8.17	12.37		3.05	24.66
	0.3		7.74	11.94		2.62	21.94

通过上述理论分析和实验对比结果可知，在底盘测功机进行测试的示值偏小，误差达 22%以上，说明此型号汽车底盘测功机存在着较大的测试误差，有必要对其进行深入研究并找出功率消耗的影响因素，对并产生误差进行修正，以达到较高的测试精度。

4.2 功率损耗拟合试验

对于由功率消耗而导致的测试精度不够，可以分别测试出各消耗功率，再根据之前内容把各消耗功率相加即可。在原有硬件条件下，通过改善测试软件的相关参数，可以将部分消耗的功率进行弥补。在采用工业控制计算机为核心的多功能测试系统中，检测站检测单元及业务节点采用 Windows2000Server 和 Microsoft Windows2000Professional 标准版本。

在室内进行拟合试验与实际道路度不同，为获得接近实际的测试结果，须通过计算机控制系统对影响其测试精度因素进行拟合试验，重现汽车在道路上的行驶工况，通过修正影响测试精度较高的轮胎温度、滚动阻力系数，拟合出适当参数，并以此来标定底盘测功机的修正系数，为进行其他试验做准备。

1. 轮胎温度的拟合

在测试过程中，根据测试软件及使用说明书的要求，轮胎温度要求高于室温 20℃，由于此实验台在测试时，要求轿车行驶速度为 95km/h，载货汽车 65 km/h，随着测试时间的推移，汽车驱动轮轮胎表面温度已接近 80℃，如果测试时间超过 2 分钟，那么极易发生爆胎的危险，故在进行此项拟合试验中，将拟合温度分为三个梯次，即 0-30℃、30-60℃、60-90℃来进行拟合试验，在进行前两个梯次的试验中，测试结果与发动机标牌功率相差较大，然后在将最后一个梯次同样划分为三个小的梯次来进行拟合，测试结果在 60-70℃之间较前两梯次变化不大，在 70-80℃范围进行测试和在 80-90℃范围测试时，得出表 4.2 所示结果：

表 4.2 轮胎温度拟合梯次试验

拟合梯次	车型	发动机 标定功 率(kW)	测试功率		相对误差 (%)	备注
			测试 结果	平均值		
30℃	捷达 CLX(新)	53	21.1	22.58	57.4	5 次，均不符合

哈尔滨工程大学硕士学位论文

			23.4				
			20.4				
			18.8				
			22.7				
	解放 CA1091(新)	99		49.1	48.4	51.1	5次, 均不符合
				48.2			
				47.4			
				47.8			
				49.5			
	60℃	捷达 CLX(新)	53	20	19.6	63	5次, 均不符合
19.4							
18.9							
19.6							
20.1							
解放 CA1091(新)		99		45.1	45.1	54.4	5次, 均不符合
				44.8			
				44.3			
				46.1			
				45.2			
90℃	捷达 CLX(新)	53	54.5	54.8		5次, 超过	
			55.2				
			54.9				
			54.3				
			55				
	解放 CA1091(新)	99		100	101.4		5次, 超过
				101			
				101.9			
				102			
				102.1			

70℃-80℃	捷达 CLX(新)	53	40.1	39.8	25	5次, 接近
			39.9			
			38.9			
			40			
			40.3			
	解放 CA1091(新)	99	73	72.8	26.4	5次, 接近
			72.8			
			72.9			
			72.3			
			73.1			
80℃-90℃	捷达 CLX(新)	53	46	46	13.2	5次, 接近
			46.2			
			46.1			
			45.7			
			46			
	解放 CA1091(新)	99	84.2	85	14.1	5次, 接近
			84.1			
			84.9			
			85			
			84.7			

由于在轮胎温度修正时, 有两个小梯次比较接近, 故无法判断, 但缩小了拟合参数的范围。

2. 滚动阻力系数的拟合

汽车在测试时始终受到滚筒阻力的影响, 在进行拟合试验时, 将分两步进行, 即两次轮胎温度修正接近值入手, 对车轮滚动阻力进行拟合。

根据车轮在滚筒上滚动所受阻力为公式 (2-13) 可知:

$$F_f = W_f / \sqrt{1 - \left(\frac{L}{2(R+r)}\right)^2}$$

滚动阻力与滚筒附着系数有关，其他参数均可通过测试可知。

根据底盘测功机厂家标定在滚筒上的附着系数为 0.95，加之滚筒表面涂层磨损，附着系数也应下降，由于其材质因素最小附着系数不低于 0.75，那么在进行试验时，以 0.8、0.9 两个系数进行计算，式中：L 为 550mm、捷达轮胎型号为 185/60R14，CA1091 轮胎型号为 6.50-16， $r_{\text{滚}}$ 为 300mm。

由表 4.3 可看出，在附着系数为 0.8，轮胎温度修正为 70-80℃时测试最为接近汽车底盘实际输出功率。

表 4.3 滚动阻力拟合试验

车型	测试轴重(kg)	附着系数	修正后测试温度	测试结果(10次)平均值	标准值(kW)
捷达 CLX	440	0.8	70-80℃	45	53
		0.9		50	
		0.8	80-90℃	53	
		0.9		58	
CA1091	550	0.8	70-80℃	88	99
		0.9		98	
		0.8	80-90℃	110	
		0.9		114	

3 测试过程

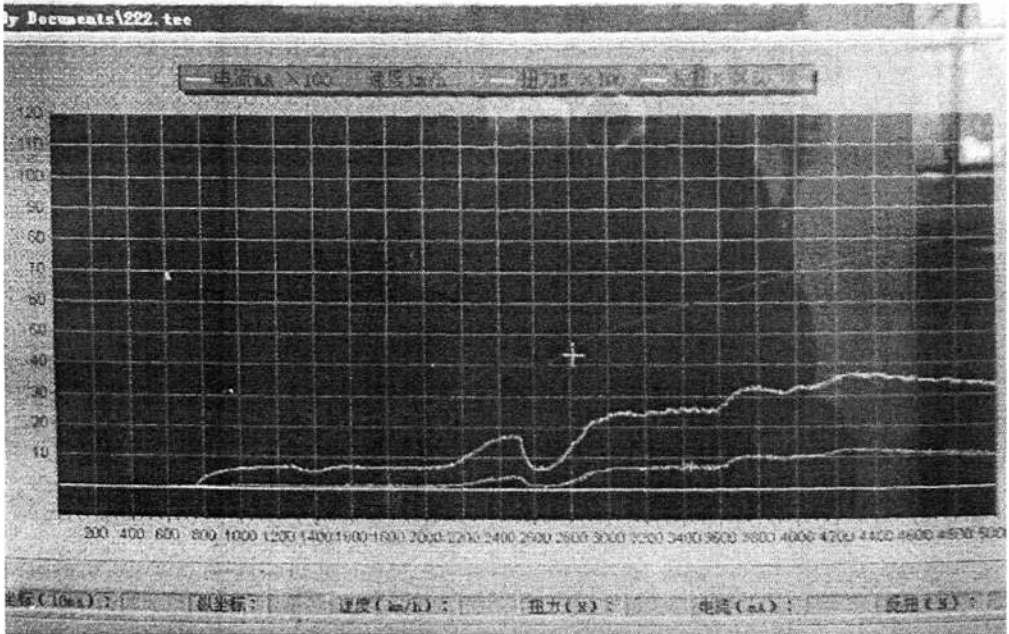


图 4.1 测试过程 电流-速度-扭力-反扭关系

通过拟合试验，在测试过程中将电流、速度、扭力、反扭这四条曲线拟合为运动趋势相同，只有这四条曲线越接近，测试的精度越高。

4.3 驱动轮输出功率的校正

在汽车使用手册中提供的额定功率(最大功率)和额定转矩(最大转矩)均是指发动机在标准环境状态和规定的额定转速下输出的功率和转矩。标准环境状态是，大气压力 $P_0=100\text{kPa}$ ，相对湿度 $\phi_0=30\%$ ；环境温度 $T_0=298\text{K}(25^\circ\text{C})$ 。

由于实际测试环境状态与标准环境状态差别较大，使得同一辆汽车在不同的测试环境下驱动功率将明显不同，如：在高原、热带和寒带地区工作时，汽车发动机功率显著下降，同一辆汽车在冬季和夏季发动机性能也差别明显，如以实测汽车驱动轮输出功率与额定输出功率比较就将导致错误的检测结论。为此，必须将实测驱动轮输出功率校正为标准环境状态下的功率，即使其转换为与额定功率相同的环境状态下的功率，然后再与客车输出功率进行

比较, 这样就避免误判, 保证动力性检测作业的公正性和科学性。

实测环境状态下的输出功率校正为标准环境状态下的输出功率, 是采用校正系数的方法解决, 即

$$P_0 = \alpha \times P \quad (4-6)$$

式中 P_0 ——校正功率(即标准环境状态下的功率), kW;

α ——校正系数(汽油车 α_g ; 柴油车 α_d)

P ——实测功率, kW。

$$\alpha_g = (99/p_s)^{1.2} \times (T/298)^{0.6} \quad (4-7)$$

式中 T ——测试环境温度, K;

p_s ——测试时的干空气压, kPa。

式中的 99(kPa)为标准环境状态下的干空气压, 298(K)为标准环境状态下的环境温度。测试环境的干空气压(p_s)可据下式计算

$$p_s = p - \phi \times p_{sw} \quad (4-8)$$

式中 p ——测试环境状态下的大气压, kPa;

ϕ ——测试环境状态下的相对湿度, %;

p_{sw} ——测试环境状态下的饱和蒸气压, kPa。

$\phi \times p_{sw}$ 可通过查表 4.4 进行查询。

表 4.4 汽车驱动轮输出功率的限值

汽车类别	汽车型号		额定扭矩工况		额定功率工况	
			直接挡检测车速 v_M (km/h)	校正驱动轮输出功率/额定扭矩功率的限值 η_{Ma} (%)	直接挡检测车速 v_P (km/h)	校正驱动轮输出功率/额定扭矩功率的限值 η_{Pa} (%)
载货汽车	1010、1020 系列	汽油车	60	50	90	40
		柴油车	60	50	90	40
	1030、1040 系列	汽油车	55	50	90	45
		柴油车	60	50	90	40
	1050、1060 系列	汽油车	50	50	80	45
		柴油车	50	50	80	45
	1070、1080 系列	汽油车	40	50	80	45
		柴油车	55	50	80	45

	1100、1110、1120系列	柴油车	50	45	80	40
	1140、1150、1160系列	柴油车	50	50	80	40
	1170、1190系列	柴油车	55	50	80	40
半挂汽车	10t半挂列车系列	汽油车	40	50	80	45
		柴油车	50	50	80	45
	发5、20t半挂列车系列	柴油车	45	45	70	40
	25t半挂列车系列	柴油车	45	50	75	40
汽车类别	汽车型号	额定扭矩工况		额定功率工况		
		直接挡检测车速 v_M (km/h)	校正驱动轮输出功率/额定扭矩功率的限值 η_{Ma} (%)	直接挡检测车速 v_p (km/h)	校正驱动轮输出功率/额定扭矩功率的限值 η_{Pa} (%)	
客车	6600系列	汽油车	60	45	85	35
		柴油车	45	50	75	40
	6700系列	汽油车	50	40	85	35
		柴油车	55	45	75	35
	6800系列	汽油车	40	40	85	35
		柴油车	45	45	75	35
	6900系列	汽油车	40	40	85	35
		柴油车	60	45	85	35
	6100系列	汽油车	40	40	85	35
		柴油车	40	45	85	35
	6110系列	汽油车	40	40	85	35
		柴油车	55	45	80	35
6120系列	柴油车	60	40	90	35	
轿车	夏利、富康		95/65	40/35	-	-
	桑塔纳		95/65	45/40	-	-

表 4.5 不同湿度和温度下的 $\phi \times p_{sw}$ 值

T (°C)	ϕ				
	1	0.8	0.6	0.4	0.2
	$\phi \times p_{sw}$ (kPa)				
-10	0.3	0.2	0.2	0.1	0.1
-5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.2
0	0.6	0.5	0.4	0.1	0.2
5	0.9	0.7	0.5	0.2	0.4
10	1.2	1.0	0.7	0.2	0.5
15	1.7	1.4	1.0	0.7	0.5

20	2.3	1.9	1.4	0.9	0.5
25	3.2	2.5	1.9	1.3	0.6
27	3.6	2.9	2.1	1.4	0.7
30	4.2	3.4	2.5	1.7	0.9
T (℃)	ϕ				
	1	0.8	0.6	0.4	0.2
	$\phi \times p_{SW}$ (kPa)				
32	4.8	3.8	2.9	1.9	1.0
34	5.3	4.3	3.2	2.1	1.1
36	6.0	4.8	3.6	2.6	1.2
38	6.6	5.3	4.0	2.7	1.3
40	7.4	5.9	4.4	3.2	1.5
42	8.2	6.6	4.9	3.3	1.6
44	9.1	7.3	5.5	3.6	1.8
46	10.1	8.1	6.1	4.0	2.0
48	11.2	8.9	6.7	4.5	2.2
50	12.3	9.9	7.4	4.9	2.5

通过对环境状态下，驱动轮输出功率的校正，测试结果应为校正后的结果

$$P_0 = \alpha_a \times P_s$$

式中 P_0 ——校正后底盘输出功率

P_s 可通过测试可知。

要注意的是，在计算中要将表 5.2、表 5.3 的拟合功率作为 P_0

在进行测试时，大气压 $p=98\text{kPa}$ ，温度 303K ，相对湿度 $\phi=0.8$ (80%) 的环境状态下，测得捷达 CLX 汽油车驱动轮输出功率 $P_s=25\text{kW}$ ，来计算汽油机校正系数。

由公式 5-2

$$\alpha_a = (99/p_s)^{1.2} \times (T/298)^{0.6} = [99/(p - \phi \times p_{sw})]^{1.2} \times (T/298)^{0.6}$$

通过查表可知在 T=303K (30℃)，后计算可知

$\alpha_a = 1.086$ 。那么测试精度可再提高 8.6% (系统默认 $\alpha_a = 1$)

4.4 本章小结

本章主要介绍了如何进行对比实验，将误差值进行了分析，对现有汽车底盘测功机的软件环境，通过对解放 CA1092 型汽车、捷达 CLX 型汽车进行拟合试验，测试结果如表 4.6 所示。

表 4.6 拟合试验后数据统计表

车型	标定发动机功率(kW)	未调整参数测试结果(kW)	调整后参数测试结果(kW)	测试精度提高(%)	测试次数	精度稳定率(%)
CA1092	99	67	85	23	35	90%
捷达 CLX	53	35	45	28	20	92%

通过拟合试验，将所测试汽车底盘测功机所消耗的最大的两个参数设定为底盘测功机标定参数，在进行拟合试验后，从结果可以看出这两个参数的调整对其具有标定作用，说明通过对对提高测试精度是有效的。

通过计算可得出环境状态校正参数，通过校正参数的校正，与测得数值来计算底盘输出功率

结 论

论文所研究内容与本人从事专业相关，在论文写作过程中，有便利的实验条件和先进的实验设备，通过实验能够在大量实验和测试数据的基础上认真总结和归纳了在底盘测功机精度提高方面的具有一定的经验性、规律性和具有一定推广价值的成果，使汽车底盘测功机测试精度有了较大的提高，使其测试精度提高了 25%，满足了较高的测试要求。本文结合实验数据和理论分析，得出以下几方面结论：

1. 在实验过程中所掌握的数据，找出具有价值的参数作为本文研究的对象，在理论上分析和在实验中验证，影响测试精度的参数中轮胎温度参数和相对湿度参数，通过对这两个参数验证、和校正，使底盘测功机测试精度有了较大的提高。

2. 通过对底盘测功机的理论研究和对比试验，修正轮胎工作温度和轮胎的滚动阻力系数，可使测量提高精度和系统内参数的标定，能够达到较高的测试要求。

3. 通过对环境状态的校正，可使测量结果更加接近真实值，这种通过拟合试验和校正系数，得出修正后汽车底盘输出功率，使底盘测功机计算机控制系统满足测试要求，使其性能更加完善。

本文的研究由于受条件所限一些问题还有待进一步研究：

1. 因受学科领域的限制，在测功机滚筒制造和选材上如何能提高测试精度。

2. 通过研究取得了阶段性的成果，提高了测试精度，在实际检测时，数据采集时间的长短对底盘测功机测试精度的影响将做下一步研究。

另外，由于受作者的知识经验和经验所限，本论文一定还有一些缺点和不足之处，敬请各位专家和同行批评指正。

参考文献

- [1] 沈辉.汽车检测技术.中国电力出版社, 2007: 1-2页
- [2] 杨柏青.汽车使用与技术管理.北京大学出版社, 2007: 40-43页
- [3] 邱宗敏.汽车动力性台架检测与评定方法的研究.长安大学硕士论文.2006: 2-8页, 38-49页
- [4] 宋新民.汽车底盘测功机市场瞭望.汽车与驾驶维修.2008(6): 54-57页
- [5] 龚标.底盘测功机浅议.中国汽车保修设备.2007(4): 15-17页
- [6] 张建俊.汽车检测与故障诊断技术.机械工业出版社, 2007: 144-149页
- [7] 陈焕江.主编.汽车检测与诊断.机械工业出版社, 2001: 39-40页
- [8] 王建国.底盘测功机无法自动取值原因分析.汽车维修与保养.2006(9).73-74页
- [9] 卫修敬, 邓武达.道路与滚筒上汽车滚动阻力的试验研究.江苏理工大学学报.1994,15(4):27-32页
- [10] 吴桂中, 郑光亮, 曲学新.影响轿车子午线轮胎滚动阻力的因素初探.轮胎工业.2001, 21(3): 131-134页
- [11] The Engineering Society for Advancing Mobility Land Sea Air and Space. Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance[S]. SAE J2452, 1996
- [12] 张景海, 戴建国, 王建强.台式轮胎滚动阻力试验研究.农业与技术.2004, 24(6): 183-185页
- [13] 张学利.汽车底盘测功机存在的问题及其解决途径.济南交通高等专科学校学报.2007, 9(3): 11-14页
- [14] 岳崇平, 何勇.在用汽车传动系阻力的研究.公路交通科技.2001(6): 91-93页
- [15] 肖文.底盘测功机的工作原理及使用维护.汽车维修.2002(7): 45-46页
- [16] 陈宪明.影响汽车底盘测功机试验的原因分析.机械科学与技术.2007(4): 20-23页

- [17] 王建国.底盘测功机无法自动取值原因分析.汽车维修与保养.2006(9).73-74页
- [18] 刘卷仓, 张庆余.底盘测功机指示值与车辆发动机实际功率关系.陕西汽车.2005 (1) : 5-10页
- [19] CLARK S K.Rolling resistance of pneumatic tires[J] .Tire Science and Technology.1997, 6(3):163-175P
- [20] SCHL RING D J.The rolling loss of pneumatic tires[J] .Rubber Chemistry and Technology.2000, 48 (3): 600-727P
- [21] 吴明. 底盘测功机标定方法存在的问题.汽车维护与修理.2002 (3): 10-11页
- [22] Schuring D J. Effect of Ambient Temperature on Tire Rolling Loss. Rubber Chemistry and Technology.2002(54): 1113-1123P

攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果

- [1]康国初, 袁诚坤.《汽车整车检测》教材. 北京大学出版社.已通过审稿, 于2009年7月出社;
- [2]袁诚坤等.《汽车整车检测》院级精品课, 国家级示范院校建设项目之一. 2008年10月。
- [3]袁诚坤等.《基本工作过程汽车整车检测课程开发》校级示范性建设之一. 2008年3月。

致 谢

在论文完成之际，我要特别感谢我的指导老师滕万庆教授老师的热情关怀和悉心指导。在我撰写论文的过程中，滕老师倾注了大量的心血和汗水，无论是在论文的选题、构思和资料的收集方面，还是在论文的研究方法以及成文定稿方面，我都得到了滕老师悉心细致的教诲和无私的帮助，特别是他广博的学识、深厚的学术素养、严谨的治学精神和一丝不苟的工作作风使我终生受益，在此表示真诚地感谢和深深的谢意。

在论文的写作过程中，也得到了许多同学的宝贵建议，同时还得到许多许多同事的支持和帮助，在此一并致以诚挚的谢意。

感谢所有关心、支持、帮助过我的良师益友。

最后，向在百忙中抽出时间对本文进行评审并提出宝贵意见的各位专家表示衷心地感谢！

个人简历

1.1996.9—2000.7 东北林业大学 载运工具运用工程专业 工学学士。

2.2000.7—至今 黑龙江农业工程职业学院 汽车工程系 教师。从事教学工作。

3.2002.7 参加教育部《现代职业教育远程技术》培训班学习。

4.2005.3 被评为讲师

5.2008.4—6 赴韩国大邱工业大学 学习深造

提高底盘测功机测试精度的研究

作者: [袁诚坤](#)
学位授予单位: [哈尔滨工程大学](#)

相似文献(10条)

1. 会议论文 [吴明](#) 底盘测功机上汽车动力性检测综述 2005

随着我国汽车检测技术的发展以及动力性检测实践的深入,根据目前我国动力性检测的现有技术以及在动力性检测实践中出现的问题,本文对底盘测功机上汽车动力性检测进行分析,与同行们共同探讨。一、目前底盘测功机上汽车动力性检测的特点,二、目前动力性检测方法的局限性,三、按额定扭矩车速点检测的操作性分析,四、试验数据和分析,五、底盘测功机系统惯量,六、动力性检测的几点建议。

2. 学位论文 [张越](#) 汽车动力性测试软件的开发 2001

该文的主要内容是汽车动力性测试软件的研制。研究人员的课题采用底盘测功机进行汽车动力性各项指标的测定。该文详细介绍了底盘测功机的结构和工作原理,对底盘测功机的主要组成部分如滚筒、电涡流功率吸收装置、传感器、控制系统、安全保障系统都作了重点介绍。该文阐述了研究人员课题的研究成果:汽车底盘测功机摩擦损耗功率的计算;最佳底盘输出功率测试档位和车速的选取。该文的研究重点是改进目前国内产底盘测功机测试软件的不足,提高测试精度,完善和扩展测试功能。研究人员通过使用计数板卡,解决了一般测功机软件不能计算加速度的难题。

3. 期刊论文 [蔡晓宇](#)、[刘阿男](#)、[郭威](#)、[赵平平](#)、[CAI Xiao-yu](#)、[Liu Ar-nan](#)、[Guo Wei](#)、[Zhao Ping-ping](#) 应用反拖式底盘测功机快速检测汽车动力性 -交通标准化2002(2)

反拖式底盘测功机快速检测汽车动力性是一项新技术,其应用前景良好。

4. 会议论文 [孙艳华](#)、[张欣欣](#)、[王小椿](#) 汽车底盘测功机模糊控制系统研究 2005

汽车底盘测功机是不解体测试汽车动力性参数的重要设备。通过在室内台架上模拟道路行驶工况的方法来检测汽车动力性。汽车底盘测功机是一个具有大滞后特点的系统。单纯采用模糊控制或PID控制均不易取得较好的控制效果。

典型Fuzzy控制器不要求掌握受控对象的精确数学模型,具有类似常规PD控制器的作用,有良好的动态特性,但静态性能不能令人满意,传统PIET控制器是最早发展起来的工业控制算法,原理简单,鲁棒性好,可靠性高,被广泛应用于工业过程控制,但常规PID调节器受参数整定方法繁杂的困扰,往往整定不良,性能欠佳,对工况的适应性很差。论文在对典型Fuzzy控制器和传统PID控制器两者优缺点进行深入分析的基础上,提出了对汽车底盘测功机采用Fuzzy-PI的控制策略。系统中速度或扭矩设定值与采样值之间的差值作为典型模糊控制器的输入偏差 e , e 的变化率为 \dot{e} , 输出值为 u 。 E 、 \dot{e} 和 u 分别表示 e 、 \dot{e} 、 u 的模糊语言变量,构成一个典型的双入双出模糊控制器,经模糊决策输出的控制量,作为PI控制器的输入量,利用PI控制器的比例和积分环节提高汽车底盘测功机的响应速度和控制精度。现场运行表明,系统稳定性好,抗干扰能力

5. 学位论文 [张鑫](#) 在用汽车动力性和经济性检测规范的研究 2000

今天,随着汽车数量的增加,交通状况的不断恶化,使汽车的动力性越来越受到人们的重视。良好的汽车动力性,有助于加快交通流,减少交通堵塞。因此,对汽车动力性的检测尤为重要。同时,为了节约能源,保护环境,汽车的经济性和汽车废气的检测对社会发展有重大意义。目前,对汽车动力性的检测主要是用底盘测功机检测,底盘测功机有方便,快捷的优点,但它所检测的是汽车轮输出功率,要检测汽车发动机功率,就得安装反拖装置,而一套反拖装置价值二三十万,因此为了节约资金,能充分利用现有设备,该文从汽车动力性检测的基础原理出发,对无反拖的测功机的检测进行深入分析,结合中国汽车检测行业的现状,力求简化而具有指导作用。

6. 期刊论文 [马强骏](#)、[MA Qiang-jun](#) 汽车动力性检测中路试与台试的差异性分析 -中国测试技术2006, 32(4)

本文针对目前在用汽车检测站在同一底盘测功机上对多种车型车辆进行动力性检测,造成测试结果可信度低、数据重复性差的现象。从研究道路试验和台架试验检测方法差异出发,分析了造成不同车型台试和路试检测结果差异的原因,为汽车动力性的台架试验提供理论分析依据。

7. 期刊论文 [刘平](#) 基于测功机的汽车动力性评价误差分析 -公路与汽运2006(2)

分析了在底盘测功机上测试汽车动力性时的误差,阐述了由于用测力方式进行计算引起的计算误差和由于未正确修正实测结果引起的修正误差,并给出了减少误差的方法。

8. 期刊论文 [蔡晓宇](#)、[刘阿男](#)、[郭威](#)、[赵平平](#) 在综合性能检测站应用反拖式底盘测功机快速检测汽车动力性 -黑龙江交通科技2002, 25(3)

从理论实践两方面阐述了汽车动力性能检测新技术(反托式底盘测功机应用)。

9. 学位论文 [李世伟](#) 汽车底盘测功机测控系统的设计与实现 2003

测控系统是计算机自动测量和控制(Computer Automated Measurement and Control, CAMAC)系统的简称。它是自动控制技术、计算机科学、微电子学和通讯技术有机结合、综合发展的产物,是一门新兴的技术。它包括各种数据采集和处理系统,自动测量系统,过程控制系统等等,广泛地应用于国防、科学研究和工农业生产的各个领域。汽车底盘测功机是整车台架实验设备,其关键部分是行驶的精确模拟与控制。该自动检测系统建立了反拖测功和对飞轮组的科学设计,实现了对发动机输出功率较准确的检测,从而达到辨识发动机和传动系技术状况的目的。设计了汽车底盘测功机的自动控制与自动测试系统,介绍了其硬件系统的组成和软件的设计。试验证明,能够有效地对汽车动力性,燃油经济性及多工况排放进行测试,该系统用户界面好,工作可靠,操作方便,功能完善。

10. 期刊论文 [吴明](#) 汽车动力性检测存在的几个重大问题 -汽车维修与保养2005(10)

汽车动力性检测主要是检测汽车底盘输出指示功率,即汽车和底盘测功机整个系统处于相对平衡状态时的涡流机指示功率。目前我国在底盘测功机上进行汽车动力性检测的准确性和可靠性太低,重复性也太差,为此我们进行了有关试验和分析,认为存在以下几个重大问题:

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_Y1655047.aspx

授权使用: 黑龙江工程学院(hljgcy), 授权号: 20106cea-77ed-46cd-b7c2-9e9a012baa46

下载时间: 2011年3月2日