



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(工程硕士)

重型卡车辅助制动系统的匹配研究

姓名：彭德彪

学号：1121180074

所在院系：汽车学院

职业类型：工程硕士

专业领域：车辆工程

指导教师：倪计民

副指导教师：姜锋

二〇一七年五月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of master of engineering

The Matching Research of Heavy Truck Auxiliary Braking System

Candidate: Peng Debiao

Student Number: 1121180074

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering Master

Major: Vehicle Engineering

Supervisor: Prof. Ph.D. Ni Jimin

Vice Supervisor: Jiang Feng

May, 2017

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版本；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

随着我国经济的发展，公路网的逐渐完善，公路运输得到了蓬勃的发展，但随之而来的交通事故不断出现。因此，公路交通安全也受到越来越多的关注，这使得辅助制动系统越来越受到重视。不同的辅助制动形式，其结构及制动原理均不同，制动功率也各有差异，这使得对重型卡车进行辅助制动系统选型匹配的过程非常复杂，延长了整车的开发周期。

本文通过对辅助制动系统的研究，提出了一种可以更加直观的判定所配辅助制动系统是否满足现行法规要求的匹配方法。论文的主要工作和成果包括：

1. 对国内外常用的辅助制动器类型进行了分析，总结出适合国内重型卡车使用的辅助制动类型，确立研究主体，明确本论文的研究方向。

2. 通过对 GB1589 等国标的解析，给出国标要求的全部重型卡车的总质量限值；建立数学模型，计算出各总质量限值下所需的辅助制动系统的制动功率，确立了本课题的边界条件。

3. 以理论计算和试验相结合的方法，对 4 种发动机辅助制动系统进行了研究。以制动升功率为关键要素，提出了使整车制动性能满足法规要求的发动机辅助制动类型及发动机排量的匹配方法。研究表明：匹配了减压制动、泄气制动的大排量的发动机可满足国标的需求；只装配排气制动等发动机辅助制动系统的小排量发动机，单独使用无法满足国标的要求。

4. 对液力缓速器在重型卡车上的匹配进行了研究。研究表明：目前适合重型卡车使用的主流液力缓速器在匹配 4 轴以下车型时，其制动性能均能满足国标要求；在 5 轴以上汽车列车上使用时，需要与发动机辅助制动系统联合使用才能够满足国标要求。

关键词：重型卡车，辅助制动，发动机制动，液力缓速器，匹配

ABSTRACT

With the development of China's economy, the highway network gradually improved, road transport has been rapid development, but the traffic accidents continue to occur. Therefore, more and more attention has been paid to road traffic safety, which makes the auxiliary braking system more and more attention. The auxiliary brake in different forms, the structure and principle of braking are different, the braking power is also different, which makes the heavy truck to the auxiliary brake system selection, the process is very complex, prolong the automotive development cycle. Based on the research of the auxiliary brake system.

This paper puts forward a kind of matching method which can judge whether the auxiliary brake system can meet the requirements of the current law. The main work and achievements of this paper include:

1. Based on the analysis of the common types of auxiliary brakes at home and abroad, this paper summarizes the types of auxiliary brake which is suitable for the use of heavy trucks in china.

2. Based on the analysis of national standard, such as GB1589, the total mass limits of different heavy trucks are given. The mathematical model is established to calculate the braking power of the auxiliary braking system required by the total mass limit. Establish the boundary conditions of the research content.

3. By means of theoretical calculation and experiment, 4 kinds of auxiliary braking system are studied. Based on the key factors of brake power per liter, the matching method of engine auxiliary braking type and engine displacement to meet the requirements of vehicle braking performance is put forward. The results show that the large displacement engine equipped with a pressure relief brake, frustrated brake can meet the requirements of national standard, small displacement engine equipped with exhaust braking alone cannot satisfy the requirement of national standard.

4. The matching of Hydraulic Retarder on heavy truck is studied. The results show that the common hydraulic retarder can meet the requirements for heavy truck with 4 axles or less .When used on the vehicle with 5 axles or more, it needs to be combined with the engine auxiliary braking system.

Key words: heavy truck ,auxiliary brake, engine braking, hydraulic retarder ,
matchin

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 我国公路交通安全现状分析	1
1.1.1 我国公路交通基础设施	1
1.1.2 我国道路安全	2
1.2 选题背景及课题研究目的	3
1.2.1 选题背景	3
1.2.2 国内外研究现状	4
1.2.3 本课题研究目的	6
1.3 课题的内容和技术路线	7
1.3.1 课题的内容	7
1.3.2 本文技术路线	7
第 2 章 辅助制动系统的技术特点及其工作原理	9
2.1 发动机辅助制动系统	9
2.2 液力缓速器	15
2.2.1 液力缓速器的结构及工作原理	15
2.2.2 液力缓速器的安装方式	16
2.2.3 液力缓速器的优缺点	17
2.3 电涡流缓速器	18
2.3.1 电涡流缓速器的结构及工作原理	18
2.3.2 电涡流缓速器的优缺点	19
2.4 本章结论	20
2.5 本章小结	20
第 3 章 重型卡车对辅助制动系统制动功率的要求	21
3.1 重型卡车的基本型谱及产品形式	21
3.1.1 重型卡车的基本型谱	21
3.1.2 重型卡车的产品形式	21
3.2 重型卡车的总质量限值	22
3.2.1 车辆总质量限值	22
3.3.2 重型卡车最大允许总质量	23
3.3 重型卡车所需辅助制动功率的数学模型	23
3.3.1 汽车的功率平衡	23
3.3.2 重型卡车所需辅助制动功率	27
3.4 重型卡车所需辅助制动功率的计算结果	28
3.5 本章小结	29

第 4 章 发动机辅助制动系统在重型卡车上的匹配研究	31
4.1 发动机制动的匹配研究.....	32
4.1.1 发动机转速对制动功率的影响	32
4.1.2 排量对发动机制动的制动功率的影响	34
4.1.3 发动机制动在重型卡车上的匹配	35
4.2 排气制动的匹配研究.....	36
4.2.1 排气背压对排气制动的的影响	37
4.2.2 排量对排气制动的制动功率的影响	41
4.2.3 排气制动在重型卡车上的匹配	42
4.3 泄气制动的匹配研究.....	43
4.3.1 气门升程对制动功率的影响	44
4.3.2 排量对泄气制动的制动功率的影响	45
4.3.3 泄气制动在重型卡车上的匹配	46
4.4 减压制动匹配研究.....	47
4.4.1 气门升程对制动功率的影响	47
4.4.2 排气背压对减压制动的制动功率的影响	48
4.4.3 排量对减压制动的制动功率的影响	49
4.4.4 减压制动在重型卡车上的匹配	49
4.5 重型卡车发动机辅助制动系统的匹配方案.....	50
4.6 本章小结.....	52
第 5 章 液力缓速器在重型卡车上的匹配研究	53
5.1 研究边界的设定.....	53
5.2 已知发动机制动性能条件下液力缓速器的匹配.....	54
5.3 单独液力缓速器在重型卡车上的匹配.....	56
5.3.1 理论分析	56
5.3.2 试验验证	57
5.3.3 单独液力缓速器制动的匹配研究	58
5.4 已知液力缓速器制动性能条件下发动机辅助制动系统的匹配.....	64
5.5 本章小结.....	66
第 6 章 结论与展望	69
6.1 结论.....	69
6.2 展望.....	72
致谢	74
参考文献	75
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果	78

第1章 绪论

随着汽车技术的发展和道路条件的改善,现代汽车的车速越来越高,发动机功率越来越大,汽车的载重能力即汽车质量也有了很大的增加,而汽车运行时的阻力以及车辆内部的摩擦损失越来越小,这就意味着车辆自身的减速能力降低。另一方面,随着汽车保有量的急剧增加,道路行车密度日益增大,导致交通事故不断发生,已引起了公众对道路交通安全的密切关注。这些因素对汽车制动装置提出了更加苛刻的要求。对整车质量较大的商用汽车而言,虽然 ABS、EBS 等先进技术的采用大大提高了制动系统的可靠性,但制动器的温度过高和制动片的磨损仍然是困扰其制动系统的两大问题,前者严重影响了制动效能,同时加速了制动器磨损;后者带来了使用成本的增加。尤其是频繁制动的城市公交大客车和长年行驶在山区的载货汽车,普遍存在制动器摩擦片使用寿命短,由于车轮轮毂发烫产生的热衰退致使制动性能下降以及轮胎易分层造成早期爆裂的弊病,严重者有时甚至危及乘客和财产的安全。因此,为了保证现代高速重载大功率车辆的制动安全性能,在大型商用车上增加辅助制动装置已不可或缺并成为一种发展趋势。

1.1 我国公路交通安全现状分析

1.1.1 我国公路交通基础设施

截止 2015 年年末全国公路总里程达 457.73 万公里,比上年末增加 11.34 万公里。公路密度为 47.68 公里/百平方公里,提高 1.18 公里/百平方公里,如图 1.1 所示。

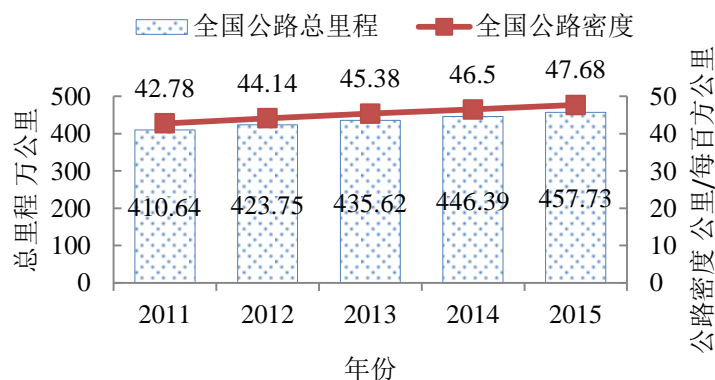


图 1.1 2011—2015 年全国公路总里程及公路密度

2015 年全国等级公路里程 404.63 万公里，比上年末增加 14.55 万公里。等级公路占公路总里程的 88.4%，提高 1.0%。其中，二级及以上公路里程 57.49 万公里，增加 2.92 万公里，占公路总里程的 12.6%，提高 0.3%。图 1.2 为 2015 年全国各技术等级公路里程构成示意图。

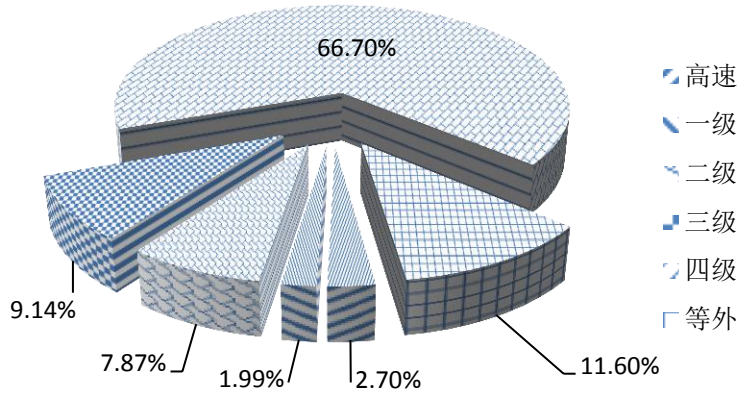


图 1.2 2015 年全国各技术等级公路里程构成

如图 1.3 所示，截至 2015 年底全国高速公路里程达 12.35 万公里，比上年末增加 1.16 万公里。其中国家高速公路 7.96 公里，增加 0.65 万公里。

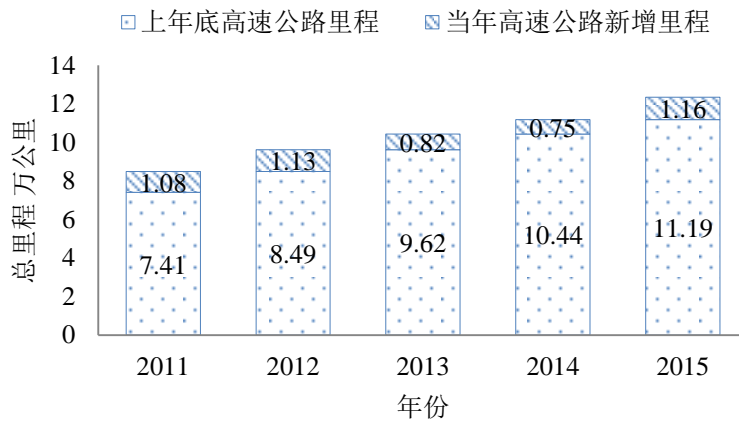


图 1.3 2011—2015 年全国高速公路里程

1.1.2 我国道路安全

图 1.4 为 2011~2015 年全国交通事故数据统计图表，从国家统计局的统计数据可以看出，2011 年全年发生交通事故 210812 起，62387 人死亡，直接财产损失 10.8 亿元；2015 年全年发生交通事故 187781 起，58022 人死亡，直接财产损失 10.4 亿元。从事故发生率来看，从 2011 年至 2015 年 5 年间，交通事故呈逐年下降趋势，但从死亡人数和直接财产损失来看，我国交通安全形势仍然十分严峻。

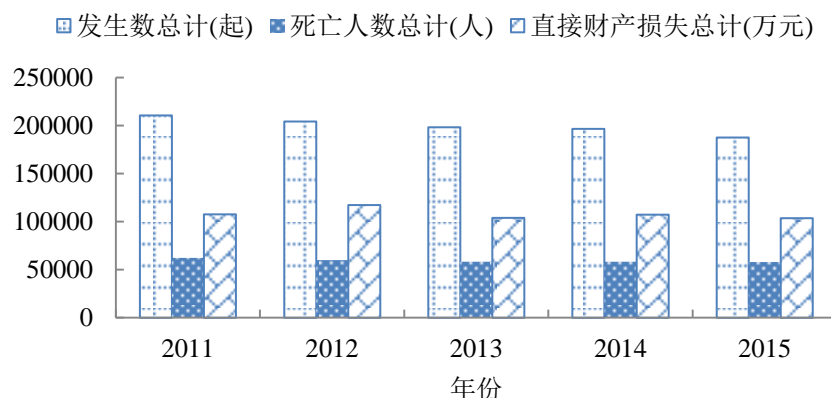


图 1.4 2011~2015 年全国交通事故数据统计

1.2 选题背景及课题研究目的

1.2.1 选题背景

随着我国经济的发展，公路网的逐渐完善，公路运输得到了蓬勃的发展，但随之而来的交通事故不断出现，因此，公路交通安全受到越来越多的关注，整车的行车安全配置已成为用户购买车辆时需要考虑的重要因素之一。辅助制动系统不同于 ABS 等主动安全控制系统，其可以在不使用行车制动器的情况下，使车辆行驶速度平稳下降或维持在一个特定车速范围内。汽车装上辅助制动系统后能明显降低制动毂温度，提高制动蹄片寿命，并始终使蹄片的摩擦系数处于较大值状态，避免了热衰退现象，使行车的安全性和车辆的可控制性得以提高。部分辅助制动类型，如发动机辅助制动系统、液力缓速器更能有效地在持续减速过程中发挥持续效力，并能在万一主制动器失灵的情况下有效、可靠地保证车辆的减速。在正常行驶情况下，由于大部分是以减缓速度为目的，所以辅助制动系统能代替大部分的制动动作，从而大范围延长制动蹄片的寿命，这种作用在城市车辆和山区车辆尤为明显。

国外汽车已经普遍使用缓速器。有些国家如法国，在二十世纪 70 年代就以立法形式要求：重量超过 8t 的车辆、经常在路况较差的道路上行驶的车辆、装载易燃易爆物品的车辆等都必须安装缓速器。二十世纪 80 年代，欧共体也出台相关法规，对缓速器的使用作了明确规定。2012 年国家出台了新的国家标准 GB7258《机动车运行安全技术条例》，新国标要求：车长大于 9m 的客车、总质量不小于 12000kg 的货车、所有危险货物运输车，应装备缓速器或其他辅助制动装置；辅助制动装置的性能要求应使汽车能通过 GB12676 规定的 II 型或 II A 型试验。新版 GB7258 于 2012 年 9 月 1 日正式实施，标准实施之日起第 25 个月开

始对新生产车实施。国家标准要点信息如表 1.1 所示。

表 1.1 国家标准要点信息

试验分类	II 型
适用车型	N ₃
GB 7258	车长大于 9m 的客车、总质量不小于 12000kg 的货车、所有危险货物运输车，辅助制动装置的性能要求应使汽车能通过 GB12676 规定的 II 型试验
GB 12676	30km/h 的平均速度、6% 的坡度、6km 的坡道
试验方法	坡道试验、模拟坡道试验和减速度测定

1.2.2 国内外研究现状

国外对汽车用辅助制动系统的研究比较早，现已经有较为广泛的应用。电涡流缓速器是较早被研究和使用的辅助制动系统，电涡流现象最早在法国被发现，1909 年，法国工程师 Steckel 就申报了世界上第一个电涡流缓速器专利^[1]。发动机排气辅助制动系统最初出现在美国，后逐渐进入亚洲和欧洲，20 世纪中叶，康明斯公司创始人 Clessie L. Cummins 等人对发动机工作过程进行调整，发明了发动机减压式辅助制动系统，并在 1959 年申请了专利^[2]。20 世纪末期，德国 MAN 公司、梅赛德斯奔驰公司、尼桑公司也相继开发出了自己的发动机辅助制动系统。1994 年，Thomas N. Schmitz 等人在 Sae Transactions 上发表了题为 The New Mercedes-Benz Engine Brake with Pulsed Decompression Valve -Decompression Valve Engine Brake (DVB) 的文章，文章中介绍了脉冲式减压阀，此减压阀并不是在发动机的所有循环内均开启，而是在压缩上止点附近约 90~120° 曲轴转角范围内开启，与当时已知的发动机辅助制动系统相比，这种减压阀的开启方式可以使发动机得到更大的制动功率^[3]；Yoshinari Imai 等人 1996 年在 Jsaе Review 上发表的文章 Development of new decompression brake for heavy duty diesel engine 中介绍了尼桑公司的一种减压式辅助制动系统，其制动功率比发动机排气制动提高 50% 以上^[4]。目前国外生产液力缓速器的企业主要有德国福伊特 (VOITH) 公司、美国艾里逊 (ALLISON) 公司、德国采埃孚 (ZF) 公司和瑞典斯堪尼亚 (SCANIA) 公司。VOITH 公司最早进行了液力缓速器的研究，1961 年，其生产的第一台液力缓速器成功装备在内燃机车上，并于 1968 年开发出了用于大客车的液力缓速器；ZF 公司是著名的变速器公司，其率先研发了与变速器集成的液力缓速器，用齿轮将液力缓速器直接与变速箱输出轴相连，结构的紧凑性大大加强。目前国外关于液力缓速器的研究仍然在继续，主要研究集中在工作介质、连接方式、控制方式等方面的研究。

国内对辅助制动系统的研究相对较晚，实际应用则更晚一些。从公开发表的文献来看，早期的文章以介绍辅助制动系统的基本结构、工作原理、控制方法等

为主。

从综合性文献看, 1999年马建等人发表的汽车缓行器辅助制动效果一文中介绍了电涡流缓速器、永磁式缓速器、液力缓速器的基本结构及工作原理, 同时对其适用范围、制动效果做了阐述^[5]; 2007年张炳荣在国内汽车缓速器行业标准现状及发展的文章中介绍了国内外汽车用辅助制动系统相关法规的对比, 同时阐述了汽车用辅助制动系统的发展状况及未来市场前景^[6]; 侯东在其发表的汽车缓速器技术的发展及其应用的文章中介绍了汽车用辅助制动系统的诞生、系统分类、结构特点及实际应用^[7]; 2008年刘成晔在汽车辅助制动装置发展综述一文中介绍了汽车用辅助制动系统的分类, 详细阐述了发动机辅助制动系统、电涡流缓速器、液力缓速器的结构特点、工作原理和制动特性, 并对辅助制动系统电子控制化的发展趋势进行了论述^[8]; 朱会田等人在汽车辅助制动系统综述一文中不但对发动机辅助制动系统、电涡流缓速器、液力缓速器等常用的辅助制动系统进行了介绍, 同时还介绍了牵引电动机缓速器和空气动力缓速器^[9]。其他一些综合性的文章同样对汽车用辅助制动系统的分类及机构等进行了介绍。如文献^{[10]-[11]}等。

从单一辅助制动系统的研究看, 国内对发动机辅助制动系统方面的研究比较早, 1993年李朝禄在汽车与配件上发表了发动机缓速制动的文章, 文中介绍了发动机排气制动、减压制动等发动机辅助制动系统的基本结构特点和工作原理^[12]; 王作函、董颖等人在各自发表的文章中详细介绍了发动机减压式辅助制动系统的结构及工作原理, 提出了实际使用过程中的注意事项, 展望了发动机辅助系统的发展^[13-14]; 何建清等人在其发表的文章中对电涡流缓速器的工作原理和使用效果进行了研究^[15]; 文献^{[16]-[20]}中介绍了液力缓速器的工作原理、应用现状、维护保养、技术发展等内容。

随着实际应用的增加, 国内的研究逐渐深入, 研究的内容主要集中在试验方法、制动性能提升、实际应用中的影响、某单一辅助制动类型有限元分析及优化策略等方面。

文献^{[21]-[22]}通过其所建立的数学模型, 对发动机辅助制动系统对整车制动性能的影响进行了仿真计算; 肖润谋等人在其发表的文章中, 通过试验测试和理论计算的方法研究了发动机制动工况下主制动器失效的坡长临界值^[23]; 文献^{[24]-[27]}分别研究了发动机辅助制动系统的台架测试方法, 制动气门间隙对发动机制动功率的影响, 发动机辅助制动系统在载货汽车上的应用及排气制动的制动性能及稳定车速; 文献^[28]主要通过整车试验的方法对电涡流缓速器在客车上的使用效果进行了研究, 通过研究表明, 电涡流缓速器的制动特性符合客车的使用需求, 在常用车速下使用时, 可以承担车辆减速时30%~80%的制动能量, 大大提高行车的安全性; 文献^[29]运用电磁场理论推导了电涡流缓速器的电流密度和制动力矩的计

算公式,其计算公式解释了电涡流缓速器各设计参数的相互关系,为电涡流缓速器的开发提供了理论依据;何仁等人采用标准 $k-\varepsilon$ 模型和SIMPLEC算法对液力缓速器内部流动进行了数值模拟,提出了液力缓速器性能预测的方法^[30]。

从学位论文看,浙江大学刘少林在电涡流缓速器性能测试系统的研究一文中研制出一种能够测试电涡流缓速器性能的系统,该系统可以模拟评价电涡流缓速器在不同车型上的工作情况,大大提高了应用范围和检测效率,填补了我国对电涡流缓速器性能检测方面的空白^[31];江苏大学吴佩珊通过试验与模拟计算相结合的研究方式对以上几种辅助制动的制动能力进行了研究,讨论了在不影响发动机正常工作的前提下提高制动功率的主要手段^[32];吉林大学宋建军在重型载重汽车液力缓速器及其控制系统研究一文中从液力缓速器的结构、液压控制系统、性能预测方法和下坡缓速性能等方面对液力缓速器进行了系统的研究^[33];通过对文献的检索,未发现有基于国标边界,针对不同载重量车型的辅助制动匹配方法方面的研究。

1.2.3 本课题的研究目的

车辆在长下坡或高速行驶时,制动系统在行车安全中扮演着重要角色,但频繁使用行车制动极易引起刹车片过热进而产生制动失灵等问题,造成安全隐患,这使得在实际的工程应用中,辅助制动越来越受到重视。新版《机动车运行安全技术条例》就是在这个背景要求下颁布实施,新国标的实施迫使各大汽车制造厂在最短的时间内找到适合自己产品特点,同时满足国标要求的辅助制动系统的匹配方案。辅助制动系统种类较多,各有优缺点,国内缓速器技术起步较晚,但近几年发展迅速,日渐成熟,如液力缓速器高速制动能力强,制动平稳,可长时间制动,非常适合路况较好的山区长下坡高速路段使用,但单台成本较贵,同时其制动能力受到轴速的影响,不适合在车速较低的工况下使用;发动机辅助制动系统易实现,且成本较低,但受到不同技术路线的影响,不同品牌发动机间的制动功率差异较大,且现阶段发动机排气式辅助制动的制动功率相对较小,大制动功率辅助制动技术,如减压式发动机辅助制动系统正在验证和推广阶段,同时受限于发动机本体结构差异、开发周期和成本等因素的影响,发动机泄气式和减压式辅助制动系统并不能在同一种类发动机上随意切换。本课题的研究目的是通过理论分析和试验相结合的方法,找出能够满足中国现阶段法规要求,且简单、直观的重型卡车辅助制动系统的匹配方法。

1.3 课题的内容和技术路线

1.3.1 课题的内容

1) 对国内外常用的辅助制动器类型进行分类,以具有代表性的产品为例,阐述各类型辅助制动系统的结构特点、工作原理、使用范围及其优缺点;结合国内道路特点及使用工况,总结出适合国内重型卡车的辅助制动类型,确立研究主体,明确本论文的研究方向。

2) 通过对 GB1589 等国标的解析,给出国标要求的全部重型卡车的总质量限值;建立数学模型,计算出各总质量限值下所需的辅助制动系统的制动功率,确立所研究内容的边界条件。

3) 以适用重型卡车使用的发动机辅助制动系统为研究主体,以国内典型发动机为研究样本,对4种发动机辅助制动系统进行研究,研究的发动机辅助制动形式为:发动机制动、排气制动、泄气制动、减压制动。

通过研究,给出使整车满足法规要求的发动机辅助制动系统的匹配方法

4) 以国标 GB 12676 中 II 型试验所规定的试验条件为基础边界条件,以合作车企主要车型的动力系统配置为统一的初始研究边界条件,以理论计算和试验相结合的方法,对液力缓速器在重型卡车上的匹配进行研究,研究的主要内容为以下3个方面:

- (1) 已知发动机制动性能条件下液力缓速器的匹配;
- (2) 单独液力缓速器制动在重型卡车上的匹配;
- (3) 已知液力缓速器制动性能条件下发动机辅助制动的匹配。

5) 对整体研究内容进行总结,给出重型卡车辅助制动系统的优化匹配方案。

1.3.2 本文的技术路线

本文的技术路线如图 1.5 所示,主要从以下四个方面展开:

1) 首先结合自身的研究情况和实际工程应用的需要,确定本文的研究课题;

2) 然后通过收集、查阅与课题相关的文献、著作等方式,了解国内外研究现状;

3) 之后根据实际研究情况制定具体工作计划,以现行法规为研究边界条件,通过理论计算与试验验证相结合的方法对课题进行研究;

4) 最后通过对研究结果的总结、分析给出研究结论。

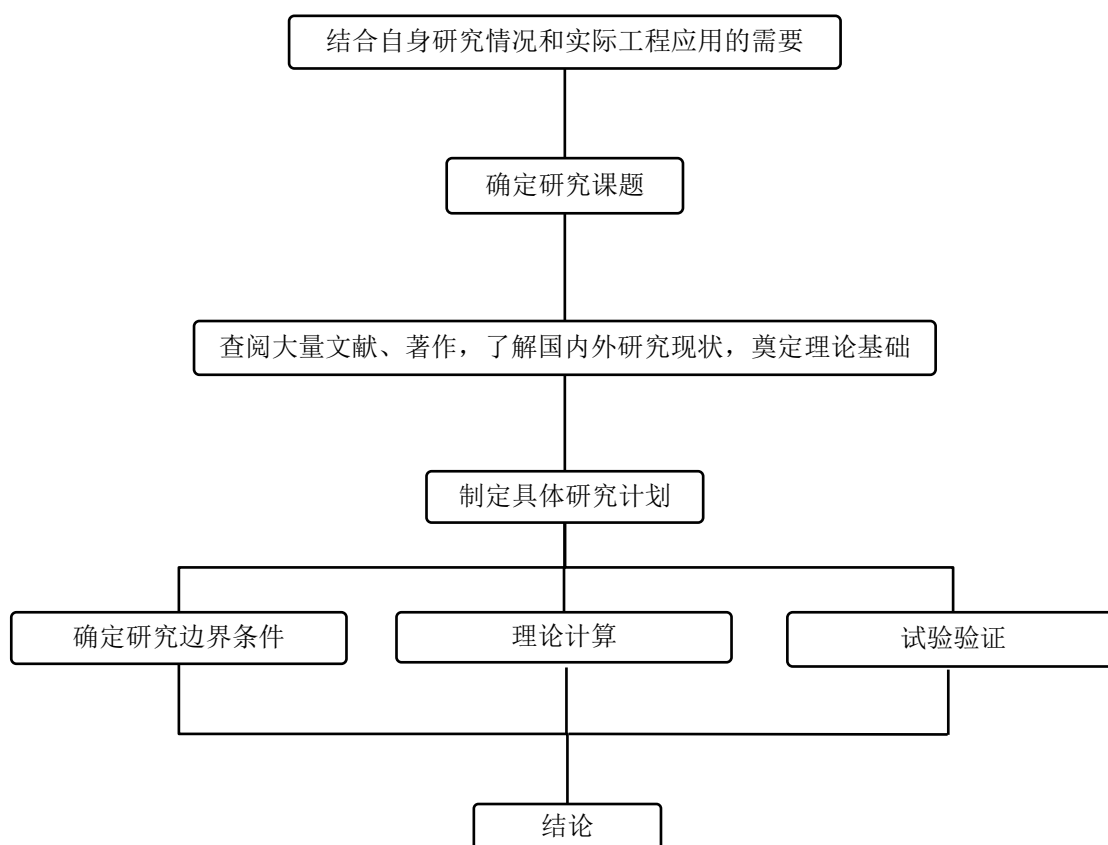


图 1.5 技术路线框图

第 2 章 辅助制动系统的技术特点及其工作原理

辅助制动装置的作用是在不使用或者减少使用行车制动器的情况下,使车辆缓慢降速或维持在一定车速行驶。由于其作用减少了行车制动的使用频率,在增加了整车行驶安全的同时,也增加了行车制动系统的寿命。但有别于传统行车制动系统的是,其不能使车辆实现紧急制动停车,因此业内把辅助制动装置俗称为缓速器,目前技术比较成熟,适合装车的辅助制动装置如图 2.1 所示。

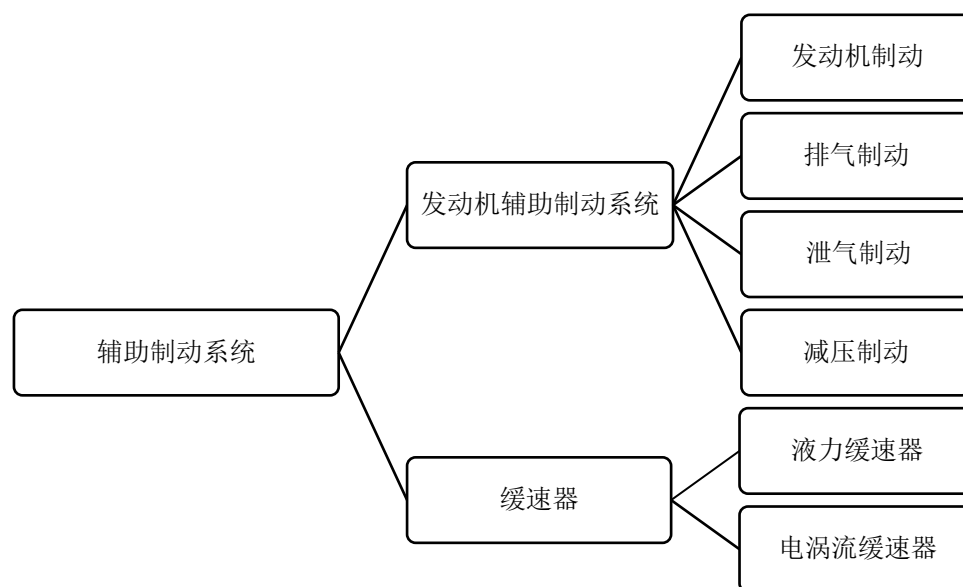


图 2.1 常用辅助制动系统分类

本章主要对上述常用的辅助制动系统的技术特点和工作原理进行分析,借以找出适合重型卡车工况使用的辅助制动系统类型。

2.1 发动机辅助制动系统

发动机辅助制动系统根据其工作原理及结构的不同可分为 4 种不同制动类型,4 种发动机辅助制动形式在制动时,其制动作用是互有交叉的。发动机制动是发动机本身摩擦功和附件耗功产生的制动功率,因此只要发动机被拖动运转,发动机制动就存在,本身不可消除。在其他制动形式,如排气制动起作用时,排气制动的制动功率包含了发动机制动的部分制动功率,如附件耗功所产生的制动功率是相对较为恒定的值。因此,发动机制动只有在没有其他制动形式存在时,才能单独显示出其制动能力。根据发动机辅助制动系统的制动原理,4 种发动机辅助制动系统的关系可简化为图 2.2 所示的关系图。由图 2.2 可以看出,发动机

制动是最原始的制动形式，而其他 3 种制动形式是对发动机制动某个特定制动状态的强化。

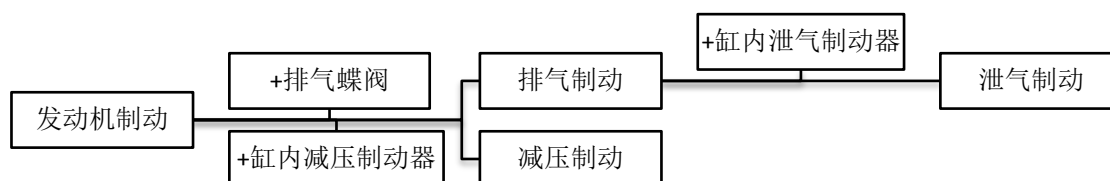


图 2.2 发动机辅助制动系统关系图

1) 发动机制动

发动机制动是利用发动机断油后，由汽车行驶的惯性来倒拖发动机，这时作为动力源的发动机变成了消耗汽车动能的空气压缩机，使得车速逐渐降低或维持在一定的车速，起到缓速的作用。单纯的发动机制动的制动功率比较小，这是因为倒拖发动机消耗的汽车动能主要用于发动机本身的机械摩擦损失、泵气损失、压缩气体不可逆损失、传动损失以及驱动发动机附属机构的功率损失（如：喷油泵、风扇、发电机，空气压缩机等）。发动机在正常工作过程中，这些损失越小越好，所以随着发动机技术不断的发展，机械摩擦损失逐渐减少，因此发动机制动的制动能力也逐渐降低。

2) 排气制动

由于发动机制动本身的制动功率过低，无法满足车辆的制动需求，为了增加发动机制动的效能，一般采用增加排气背压的方式提升发动机的制动功率，这种制动方式被称为排气制动。排气制动是在发动机排气管上增加一个蝶阀装置，蝶阀在发动机正常工作时处于开启状态。当需要进行排气制动时，由驾驶室的控制开关控制继电器导通控制高压气管，高压气体推动排气蝶阀上气缸内的挺杆，挺杆再通过杠杆机构推动阀片旋转将排气口堵住。发动机排气冲程时，排气门打开，缸内高压气体通过气门间隙排到排气管内，由于排气管内阀片的封堵，高压气体不能快速流出，排气管内压力上升，从而也导致缸内压力的上升，进而活塞上行的阻力增大，气体对活塞所做的负功增加，使得排气制动功率增加。排气蝶阀根据其控制结构的不同可分为普通蝶阀和恒压蝶阀两种。图 2.3 是普通蝶阀的三维截图；图 2.4 是恒压蝶阀的三维截图。从两张图的对比来看，恒压蝶阀比普通蝶阀多了压力控制元件，通过弹簧的原始预紧力控制蝶阀上面开孔盖板的开启压力。当排气背压大于设定值，气体推动盖板，盖板推动压紧杠杆，压紧杠杆克服弹簧弹力移动，盖板打开，将部分气体排出，使得排气管内压力降低；当排气背压下降到允许值时，弹簧预紧力对压紧杠杆产生的力矩大于排气管气体通过蝶阀开孔

盖板对压紧杠杆产生的力矩，盖板关闭。盖板开启、关闭的机械动作随着排气管内压力变化自动调节，从而达到了使排气管内压力保持在一个相对恒定的压力的目的。

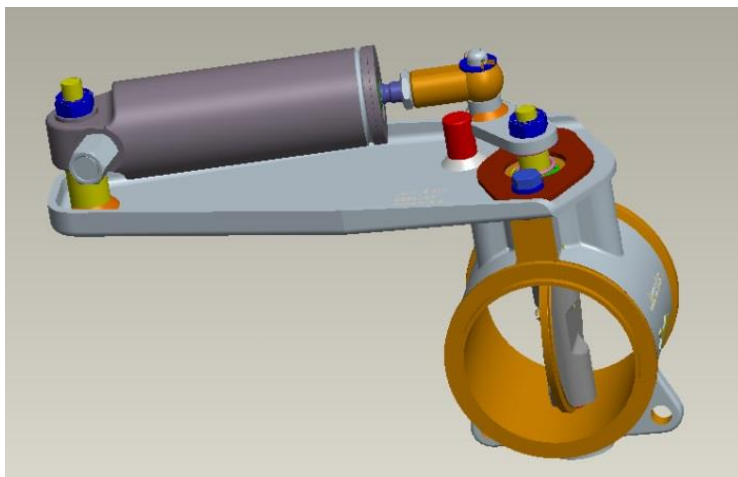


图 2.3 普通蝶阀

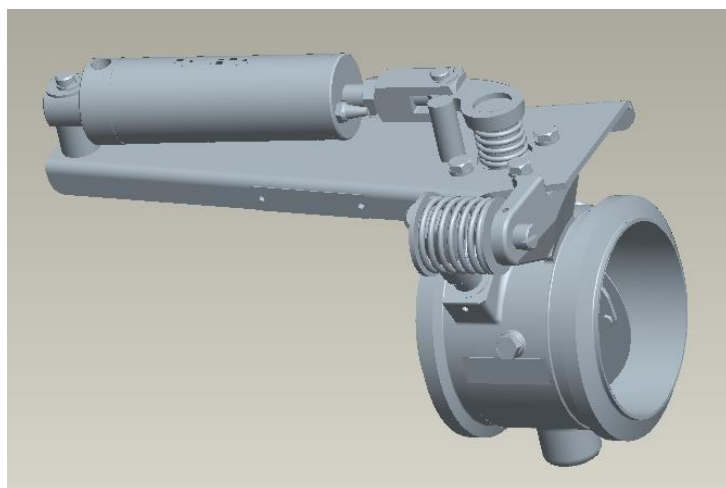
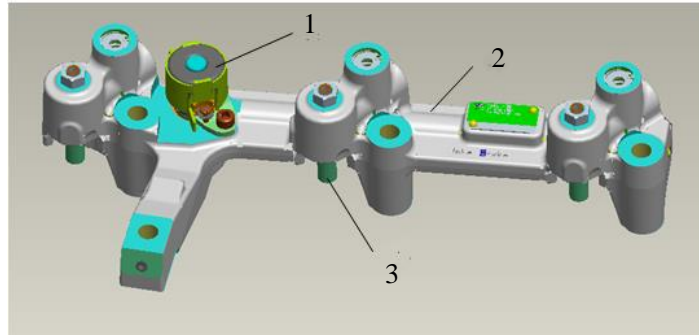


图 2.4 恒压蝶阀

3) 泄气制动

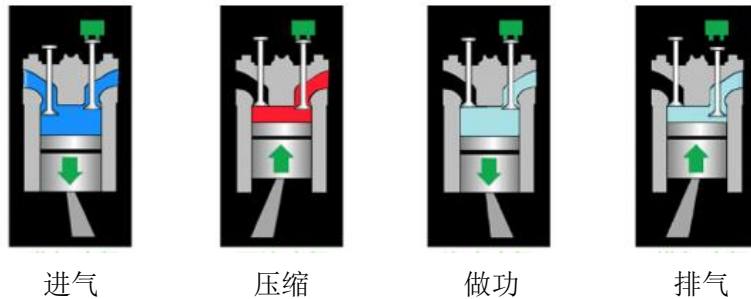
发动机制动和排气制动实现方式都比较简单，发动机制动只是利用了发动机本身的机械特性，排气制动也只是增加了缸外蝶阀机构，并未对发动机本体进行更改。随着发动机技术的发展，现今大部分发动机已经开始配置排气门控制机构，利用这些机构控制排气门在制动过程中的开启和关闭，缸内泄气辅助制动系统就是一种主动控制系统。图 2.5 为某公司排量为 8.82L 发动机所配泄气辅助制动系统的制动器总成，制动器主要由制动器主体、制动电磁阀、制动执行活塞组成。



1. 制动器主体 2. 制动电磁阀 3. 制动执行活塞

图 2.5 泄气制动制动器总成

图 2.6 为发动机泄气制动系统工作示意图。泄气制动是通过 ECU 来控制电磁阀的通断，进而控制制动摇臂内液压油的通断来控制排气门的开启和关闭。当整车制动开关闭合时，ECU 收到制动指令，在驾驶员操作满足制动逻辑时，ECU 发出控制电信号到控制继电器，继电器动作后打开高压油路，高压油克服制动器制动塞回位弹簧的阻力，将制动塞推出，制动塞压下排气门桥，排气门在气门桥的作用下开启。



进气

压缩

做功

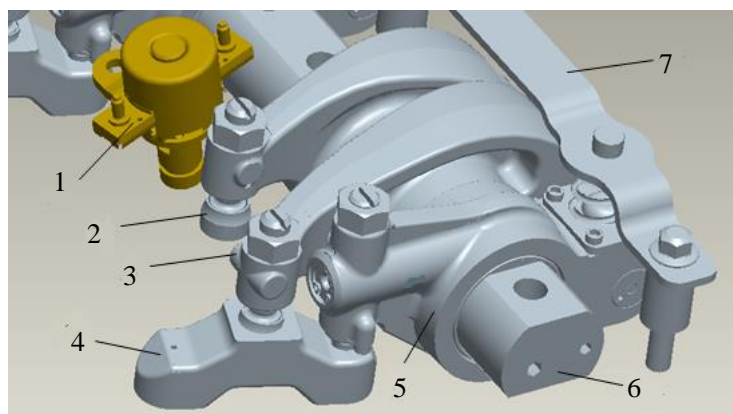
排气

图 2.6 泄气制动工作示意图

泄气辅助制动系统的特点是排气门在发动机的 4 个工作冲程内都开启一个微小的间隙，在没有排气蝶阀联合制动时，泄气制动主要依靠压缩、膨胀和排气冲程的泵气损失产生制动功率，因此单独的缸内泄气辅助制动系统工作时，产生的制动功率较低。为了增加泄气辅助制动系统的制动功率，通常情况下都要和排气蝶阀联合使用。在两者联合制动时，由于排气背压的上升，在压缩冲程缸内气体不能很顺畅的排出，缸内压力上升，缸内气体对活塞所做负功增加；在膨胀冲程活塞下行时，由于排气背压的升高，排气管内气体流回气缸内的气体增加，节流损失增加；排气冲程时，由于排气背压升高，缸内压力上升，缸内气体对活塞做负功增加。因此两者联合制动时，其制动功率较单独缸内泄气制动系统有大幅提升，基本可以达到发动机标定功率的 60%~70%。

4) 减压制动

图 2.7 为某公司 10.4L 发动机上减压制动制动器总成三维模型截图，制动器总成主要由电磁阀、制动摇臂、制动凸轮轴、制动摇臂回位支架等零部件组成。与上文所述的泄气辅助制动系统相比，两者在结构上有明显区别，首先泄气制动中的制动器主体被制动摇臂取代，制动执行活塞与制动摇臂集成，制动摇臂驱动凸轮与发动机整机凸轮轴集成，如图 2.8 凸轮轴总成的三维截图所示，制动摇臂的驱动完全由凸轮轴机械驱动，动作更加精确可靠。



1.电磁阀 2.进气门摇臂 3.排气门摇臂 4.排气门桥 5.制动摇臂 6.摇臂轴 7.制动摇臂支架

图 2.7 减压制动制动器总成

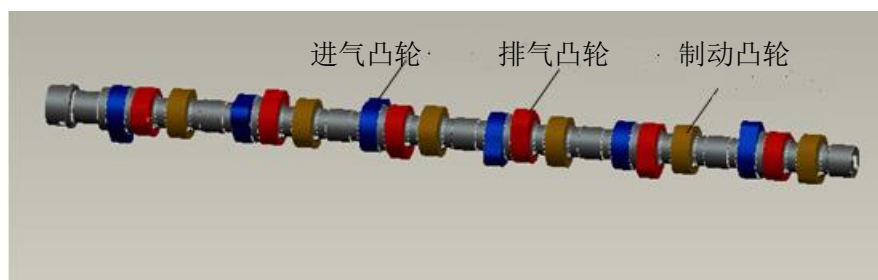


图 2.8 凸轮轴总成

图 2.9 为减压制动系统的工作原理图。从图中可以看出，与泄气制动相比，减压制动的工作原理与之完全不同。最大的不同点是制动排气门开启的时间，泄气制动是在发动机所有工作冲程内都开启排气门；而减压制动的排气门开启主要在压缩上止点附近，并且开启时间较短。这样的开启控制方式对制动功率的增加带来极大的好处，在压缩冲程开始后，排气门处于关闭状态，缸内气体随着活塞上行被压缩，由于气缸的密闭性较好，缸内气体可以被压缩到一个较高的压力，因此气体对活塞做的负功也较大。在活塞运行到上止点附近后，排气门在制动摇臂上执行活塞的作用下开启，缸内高压气体通过气门间隙迅速排出缸外，在活塞到达上止点后下行时，排气门仍然处于开启状态，缸内压力仍然大于外界压力，缸内气体在压力的作用下继续向缸外排出。由于大部分气体排出了缸外，缸内压

力快速下降,缸内气体对活塞做的正功有限。在膨胀行程的后半段活塞继续下行,排气门关闭,缸内气体将产生负压,缸内气体对活塞做负功。

从减压辅助制动系统的工作原理可以看出,其产生制动功率的工作方式主要产生在气缸内,因此减压制动不需要排气蝶阀进行辅助即可以获得较大的制动功率。单独的减压制动的制动功率可以达到发动机标定功率的 85% 以上。

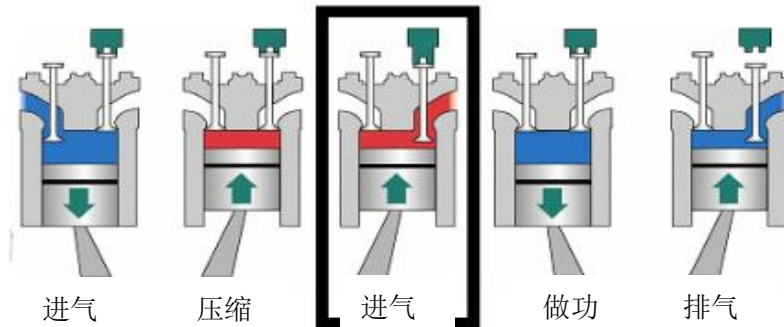


图 2.9 减压制动工作示意图

5) 发动机辅助制动系统的优缺点和适用范围

发动机辅助制动作为目前越来越常用的一种辅助制动形式,其优点非常明显:

(1) 与其它辅助制动系统相比,整车的成本不增加或者增加很少,整车重量也增加很少;

(2) 由于制动过程中没有大量集中的热量产生,不会对整车散热系统产生额外负担,整车散热系统不需要改变;

(3) 对于整车传动系统来讲,发动机辅助制动系统工作时与发动机正常工作时的受力基本一致,不会对其产生额外负担,整车传动系统不需要做出调整;

(4) 发动机辅助制动系统的后期维护也比较简单,除零部件意外失效或人为操作不当等情况出现外,基本可以视为免维护;

(5) 同时和其他辅助制动系统一样,发动机辅助制动系统的应用可以大大延长整车主制动器的使用寿命。

发动机辅助制动系统也有其自身的缺点:

(1) 首先与其他辅助制动系统直接装在整车传动轴上不同,发动机辅助制动系统是要先通过离合器、变速器再与传动轴相连。因此发动机所发出的制动转矩随变速器档位的变化而变化,档位越低,变速器传动速比越大,传递到轮胎的制动力矩越大;反之则越小;

(2) 同时发动机辅助制动的制动功率与发动机的转速有关,在发动机允许的转速范围之内,转速越高,发动机发出的制动功率越大,因此在使用发动机辅助制动系统时,变速器档位的选择尤为重要。档位选择过高,发动机转速较低,制动能力较差;档位选择过低,发动机超出了许用转速,很容易对发动机造成损

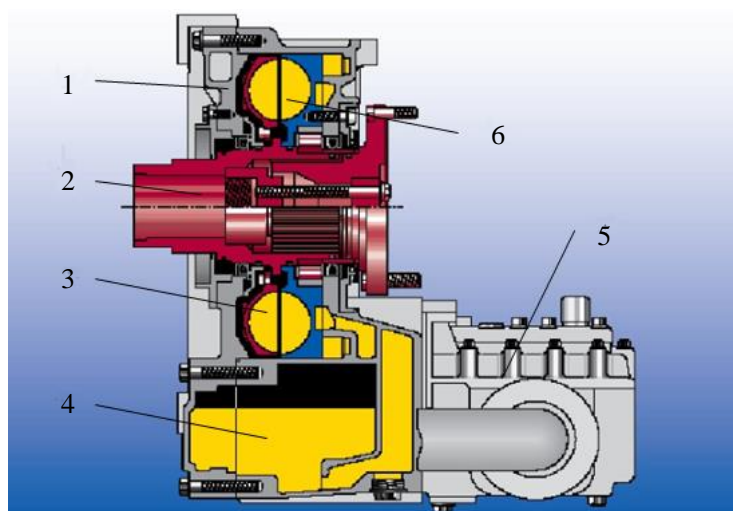
坏，这对驾驶员的驾驶素养提出了很高的要求；

(3) 其次与其他辅助制动相比，其制动噪音也比较大。

2.2 液力缓速器

2.2.1 液力缓速器的结构及工作原理

液力缓速器的结构大体相同，以 VOITH 串联式液力缓速器为例，如图 2.10 所示，主要由缓速器壳体、动轮、传动轴、油箱，散热器和定轮组成。其中缓速器壳体起到固定作用，可以固定在变速器壳体上或车架上；缓速器传动轴两端分别与变速器输出轴和整车驱动轴相连，用于整车所需要吸收的制动力矩的输入；动轮与缓速器传动轴相连，同时转动；定轮与壳体相连，固定不动；油箱储存着机油，在缓速器开启后进入到动轮及定轮叶片内，随着动轮的转动产生阻尼并产生热量；散热器外部与整车冷却系统相连，将内部吸收的热量通过整车冷却系统释放到大气^[34]。

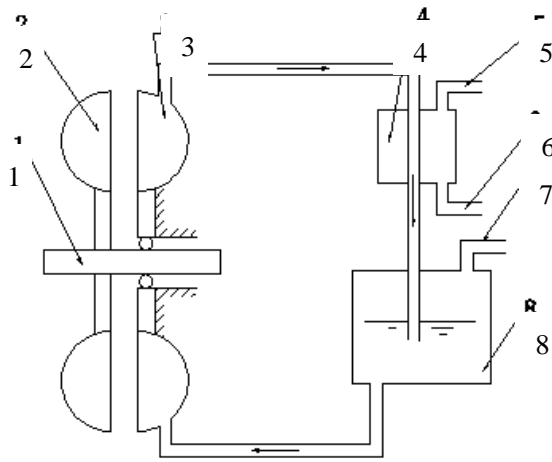


1.缓速器壳体 2.传动轴 3.动轮 4.油箱 5.冷却器 6.定轮

图 2.10 VOITH 液力缓速器结构示意图

图 2.11 为液力缓速器的工作原理图。液力缓速器开始工作时，气瓶内的压缩空气进入油箱内，将油箱内的油液经过油管压入液力缓速器内。此时，连接在车辆传动系统上的缓速器动轮高速转动，进入缓速器内的油液在动轮的带动下沿轴向和叶片方向运动，沿叶片方向运动的油液被甩向定轮；定轮叶片反作用于油液，流出定轮的油液再反过来作用于动轮，阻碍动轮的转动，产生制动力矩，达到使车辆减速的作用。在这个过程中，油液的温度不断升高，车辆的机械能被转

化为油液的内能。油液在运动的过程当中使得进出口产生压力差，高温的油液经过回油管返回储油箱内，在流经冷却器时，油液的热量被散热内的冷却液带走。



1. 传动轴 2.动轮 3.定轮 4.冷却器 5.冷却液进口 6.冷却液出口 7.压缩空气进出口 8.油箱

图 2.11 液力缓速器工作原理图

缓速器的制动力矩计算公式根据其布置形式的不同有所不同，其基本计算公式为

$$M = \lambda \rho g D^5 n^2 \quad (2.1)$$

式中：

- M ——制动力矩系数；
- ρ ——工作介质的密度；
- g ——重力加速度；
- D ——转子有效循环直径；
- n ——转子转速。

从式（2.1）可以看出，缓速器的制动力矩与转速的平方成正比，因此在高转速的情况下缓速器可以提供非常大的制动力矩；同时制动力矩与有效直径的五次方成正比，因此在工作腔的有效直径大的情况下可以提供很大的制动力矩。这一特点使得液力缓速器在高速大功率的车辆上可以起到很好的制动效果。

2.2.2 液力缓速器的安装方式

液力缓速器按照其在整车上的安装方式可分为串联式和并联式^[35]。

串联式液力缓速器是直接将缓速器串接在变速器输入轴或者输出轴上，按照其所在输出轴与变速器之间的位置又可分为独立式缓速器和贴附式缓速器。图

2.12 为串联式液力缓速器的两种安装方式。独立式安装方式是将液力缓速器独立安装在整车输出轴中间，由于其未和变速器连接，因此需要单独固定，一般固定在车架上；贴附式安装方式是将液力缓速器通过贴附支架安装在变速器上，其一端通过花键与变速器输出轴相连，另一端的输出轴直接与整车驱动轴相连。由于串联式液力缓速器占用了一部分传动轴的空间，因此在装配串联式液力缓速器的时候需要对其整车驱动轴进行更改。

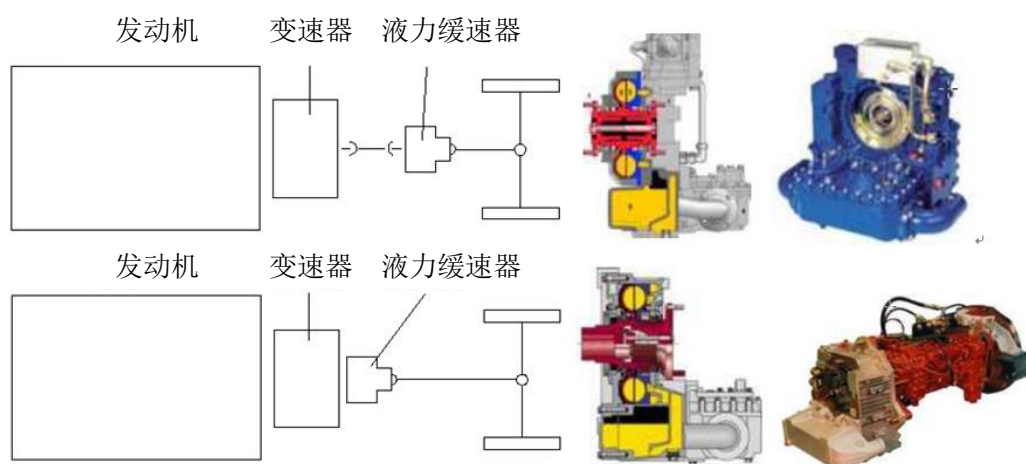


图 2.12 VOITH 串联式液力缓速器安装示意图

液力缓速器的制动能力和传动轴的转速有直接的关系，当车辆以较低车速行驶时，传动轴转速也较低，液力缓速器发出的制动功率也较低。为了增加其制动能力，现部分液力缓速器开始采用并联的连接方式，这种缓速器直接与变速器相联，并通过增速齿轮的配合，增加其转子的转速。图 2.13 为 VOITH 并联液力缓速器的连接方式示意图。由于并联式液力缓速器是直接固定在变速器上，并未占用整车驱动轴的空间，因此在装配并联式液力缓速器时整车不需要对驱动轴进行更改。

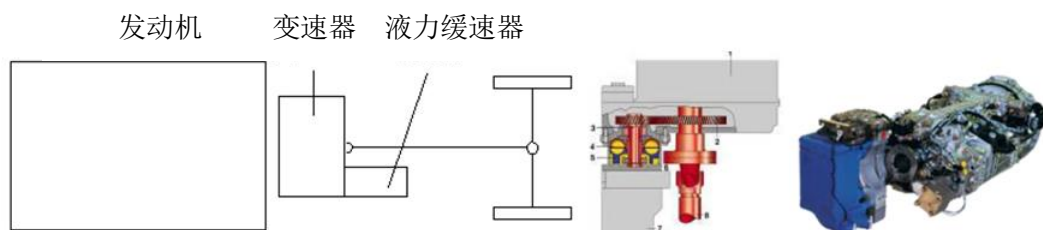


图 2.13 VOITH 并联式液力缓速器安装示意图

2.2.3 液力缓速器优缺点

与其他辅助制动系统相比，液力缓速器有其自身的优点：

1) 液力缓速器可以长时间制动。液力缓速器是通过工作介质搅动, 吸收整车机械能转化为内能, 工作介质在冷却系统中循环后又恢复到内能较低的状态, 通过油管再次回到缓速器内, 形成循环。在整车冷却系统配置合理的情况下, 液力缓速器可以在许用温度内长时间运行, 而不会出现热衰退的情况, 提高了车辆的安全性;

2) 液力缓速器提供了多种制动力矩输出模式。除手动调节模式外还提供恒定车速控制模式, 在此模式下, 液力缓速器控制系统会自动调节制动力矩, 同时车速越快, 液力缓速器的制动力矩越大。因此液力缓速器可以使车辆保持在相对较高的车速下恒速运行;

3) 由于液力缓速器的工作介质是液体, 没有直接的机械摩擦和冲击, 因此缓速器在工作时平顺、安静。这样不仅提高了车辆乘坐的舒适性, 更重要的是提高了车辆在制动过程中的平顺性, 使得车辆行驶更加安全。

由于其自身结构和制动特性, 液力缓速器也有其自身的缺点:

1) 首先是低速时制动能力差。因为液力缓速器的制动力矩是跟转速的平方成正比的, 所以在车辆速度较低的情况下液力缓速器能够提供的制动力矩非常有限;

2) 由于液力缓速器直接连接在整车传动系统中, 在其不工作的时候仍然会存在一定的制动力矩, 因此会对整车的经济性产生一定的影响;

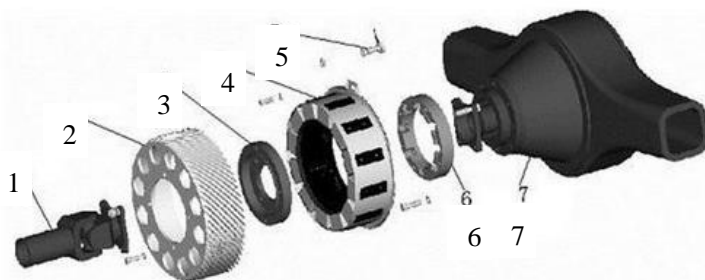
3) 相较于其他辅助制动系统相比, 液力缓速器冷却系统的布置非常复杂, 这是制约其快速推广的主要因素之一。

2.3 电涡流缓速器

2.3.1 电涡流缓速器的结构及工作原理

电涡流缓速器是利用电磁学原理, 将汽车的动能转化为热能, 从而达到使汽车降速的一种辅助制动装置。由电磁感应原理可知, 随时间变化的磁场可在其周围产生涡旋的电场, 当块状的金属置于变化的磁场中, 金属内的自由电子在涡旋磁场的作用下产生涡旋的电流, 即涡电流。这种电流会产生两个效应, 热效应和机械效应, 电涡流缓速器就是用这两个效应, 吸收整车的机械能转化为热能并散发到空气中。图 2.14 为电涡流缓速器的结构示意图, 从图中可以看出, 电涡流缓速器一般安装在变速器与驱动轴之间, 由转子、转子连接环、定子总成、速度传感器、定子连接环等零部件组成。转子一般与驱动轴固定, 并随驱动轴一起转动; 定子一般固定在车架或驱动桥上。

当缓速器的定子线圈通入直流电的时候，在定子线圈会产生磁场，该磁场在相邻铁心、磁极板、气隙、转子之间形成一个回路。此时如果转子和定子之间有相对运动，这种运动就相当于导体在切割磁力线。由电磁感应原理可知，这时候在导体内部会产生感生电流，同时感生电流会产生另外一个感生磁场，该磁场和已经存在的磁场之间会有作用力，而作用力的方向永远是阻碍导体运动的方向。ECU 通过采集车速、挡位和驾驶员的控制信息，改变涡流强度，实现制动力矩的变化。从能量守恒的角度上来说，当缓速器起作用时，是把汽车运动的动能转化为涡电流的电能，进而以热量的形式被消耗掉。电涡流缓速器在工作时会产生巨大的热量，因此，转子的散热能力和控制转子热变形成为转子结构设计的关键，也是电涡流缓速器的核心技术之一；而保持转子风叶等散热表面的清洁也成为缓速器保养的重要项目。



1.传动轴 2.转子 3.转子连接环 4.定子总成 5.速度传感器 6.定子连接环 7.车桥

图 2.14 电涡流缓速器结构示意图

2.3.2 电涡流缓速器的优缺点

电涡流缓速器是利用电磁学原理把汽车行驶的动能转化为热能散发掉，从而实现减速和制动作用的装置。相比传统制动装置，电涡流缓速器有着自身的优点：

1) 缓速器的转子总成与定子总成之间有很小的间隙，由于没有直接的机械摩擦，也无液力搅动，因此在车辆正常行驶时几乎没有机械损失；同时在正常制动时，零部件本身也无机械磨损存在；

2) 电涡流缓速器采用电流直接驱动，没有中间控制环节，因此其操纵响应时间非常短；

3) 如果电涡流缓速器在车辆行驶过程中出现故障，可直接关闭缓速器，几乎不对整车的正常行驶产生影响。

除了优点外，电涡流缓速器也有自身的缺点：

1) 体积比较大；

2) 制动减速能力和使用时间长短受转子温升的影响很大，随着转子温度的升高，制动力矩也会急剧下降；

3) 电涡流缓速器需要直流电驱动，因此需要消耗一部分电能。

2.4 常用辅助制动系统间的对比

本章主要对常用的辅助制动系统的技术特点和工作原理进行分析，如将所有发动机辅助制动系统简单归为一类，并与另外两种辅助制动系统进行横向对比，各辅助制动系统的特点和使用范围可以简单归纳为表 2.1 中的内容。

表 2.1 辅助制动系统的优缺点和适用范围

类型	优点	缺点	适用范围
发动机辅助制动系统	容易实现，无需更改整车结构，可长时间、大功率制动	种类较多，根据种类不同，制动效果参差不齐	各类车辆
液力缓速器	可进行长时间、大功率制动	冷却系统控制困难，响应时间有滞后	长途运输的重型卡车及城际客车
电涡流缓速器	响应快，无机械磨损	受制于散热问题，无法长时间、大功率制动	城市公交及城市周边的短途驳运车辆

结合中国的道路情况可以看出，相较于电涡流缓速器，发动机辅助制动系统和液力缓速器可长时间、大功率制动的特点更适合中国重型卡车的匹配要求。当然发动机辅助制动系统品类较多，不同品类的发动机辅助制动系统的使用范围也不同，因此后续章节主要针对发动机辅助制动系统及液力缓速器展开研究。

2.5 本章小结

本章对国内外常用的辅助制动器类型进行了归纳、分析，以具有代表性的产品为例，较为详细阐述了各类型辅助制动系统的结构特点、工作原理、使用范围及其优缺点。通过不同辅助制动系统间的对比，给出了适合重型卡车使用的辅助制动类型。

第3章 重型卡车对辅助制动系统制动功率的要求

中国地域广阔，地形也极为复杂，为满足不同地区的使用需求，国内汽车的种类也多种多样。为了规范汽车市场，国家相继出台多种法规，对汽车的品类、用途、载荷、轴数、驱动形式等做了详尽的规定。这些法规相互独立又相互补充，本章将对与研究相关的众多法规进行分析，从而确立本文研究的初始边界条件。

3.1 重型卡车的基本型谱及产品形式

3.1.1 重型卡车的基本型谱

重型卡车作为商用车辆产品，其产品型谱是产品的基本结构形式的描述，一般按驱动形式来组合产品系列，目前国内重型卡车的基本型谱如表 3.1 所示。

表 3.1 重型卡车基本型谱

分类	驱动桥数量						适用车型
	1	2	3	4	5	6	
二轴	4×2	4×4					载货汽车，牵引车
三轴	6×2	6×4	6×6				载货汽车，牵引车
四轴	8×2	8×4	8×6	8×8			载货汽车，牵引列车
五轴	10×2	10×4	10×6	10×8	10×10		牵引列车
六轴	12×2	12×4	12×6	12×8	12×10	12×12	牵引列车

3.1.2 重型卡车的产品形式

产品形式是产品型谱的具体表现，一个产品型谱下可以有多种表现形式。如 4×2 车型型谱下面就有两种产品形式，一种是常见的后桥驱动、前桥转向；另外一种则是前桥为转向驱动桥，后桥为随动桥。各型谱下常规重型卡车产品形式如表 3.2 所示。

表 3.2 重型卡车产品形式

产品型谱	产品形式			
4×2	⊙ ●	● ⊙→		
4×4	● ●			
6×2	⊙⊙ ●	⊙ ●⊙↑	⊙ ↑⊙●	⊙ ⊙→●
	⊙ ●⊙→			

产品型谱	产品形式			
6×4	⊙ ● ●	● ● ⊙ ↑	● ⊙ ↑ ●	● ● ⊙ →
	● ⊙ → ●			
8×2	⊙ ⊙ ⊙ ↑ ●	⊙ ⊙ ● ⊙ ↑	⊙ ⊙ ● ⊙ →	⊙ ⊙ ⊙ → ●
	⊙ ● ⊙ ⊙ 挂			
8×4	⊙ ⊙ ● ●	⊙ ● ● ⊙ ↑	⊙ ⊙ ↑ ● ●	⊙ ⊙ → ● ●
	⊙ ● ● ⊙ →			
10×2	⊙ ● ⊙ ⊙ ⊙ 挂	⊙ ⊙ ● ⊙ ⊙ 挂	⊙ ⊙ ↑ ● ⊙ ⊙ 挂	⊙ ● ⊙ ↑ ⊙ ⊙ 挂
12×2	⊙ ⊙ ● ⊙ ⊙ ⊙ 挂			
12×4	⊙ ● ● ⊙ ⊙ ⊙ 挂			

注：1. “⊙”代表转向桥或从动桥。2. “●”代表驱动桥。3. “⊙↑”代表浮动桥。
4. “⊙→”代表随动桥。5. “⊙⊙⊙挂”代表牵引列车中的挂车。

3.2 重型卡车的总质量限值

3.2.1 车辆总质量限值

当车辆沿坡道下行并进行制动时，整车重力沿坡道的分力是其下行的驱动力来源。因此，在作辅助制动系统研究时，车辆总质量是最重要的参数之一。重型卡车最大允许总质量不得超过表 3.3 规定的限值。

表 3.3 最大允许总质量

车辆类型		最大允许总质量(t)	
汽车	二轴货车及半挂牵引车	18	
	三轴货车及半挂牵引车	25 ⁽¹⁾	
	双转向轴四轴货车	31 ⁽¹⁾	
挂车	半挂车	一轴	18
		二轴	35
		三轴	40
	牵引杆挂车	二轴，每轴每侧为单轮胎	12 ⁽²⁾
		二轴，一轴每侧为单轮胎，另一轴每侧为双轮胎	16
		二轴，每轴每侧为双轮胎	18
	中置轴挂车	一轴	10
二轴		18	
三轴		24	
汽车列车	三轴	27	
	四轴	36 ⁽³⁾	
	五轴	43	

续表 3.3

车辆类型	最大允许总质量 (t)
六轴	49
(1) 当驱动轴为每轴每侧双轮胎且装备空气悬架时, 最大允许总质量增加 1000kg。 (2) 安装名义断面宽度不小于 425mm 轮胎, 最大允许总质量限值为 18000kg。 (3) 驱动轴为每轴每侧双轮胎并装备空气悬架、且半挂车的两轴之间的距离 $d \geq 1800\text{mm}$ 的铰接列车, 最大允许总质量的最大限值为 37000kg。	

3.3.2 重型卡车最大允许总质量

从重型卡车的基本型谱和产品形式看出, 按照不同的分类规则和使用条件, 重型卡车的分类多种多样, 国标对重型卡车的总质量限值也非常的详尽和严格, 这主要是出于对道路安全方面的考虑。本文研究的内容是重型卡车基于国标边界条件下辅助制动系统的匹配研究, 因此, 虽然国标规定的车型非常多, 如按实际使用分类, 经过归并、总结后, 计算重型卡车辅助制动系统制动功率所需要考虑的只有表 3.4 中所示的车型。

表 3.4 重型卡车最大允许总质量

车型	最大允许总质量 (t)	
2 轴货车	18	
3 轴货车	25	
	(26)	
4 轴货车	31	
	(32)	
汽车列车	3 轴	27
	4 轴	36
		(37)
	5 轴	43
6 轴	49	

3.3 重型卡车所需辅助制动功率的数学模型

3.3.1 汽车的功率平衡

1) 汽车的驱动力

汽车发动机产生的转矩, 经传动系统传至驱动轮上。此时作用于驱动轮上的转矩为 T_t , 车轮对地面产生圆周力 F_0 ; 而地面对车轮的反作用力 F_t 即为驱动汽车的外力, 此外力就称为汽车的驱动力, 其数值为

$$F_t = \frac{T_t}{r} \quad (3.1)$$

式中：

T_t ——作用于驱动轮上的转矩；

r ——车轮半径。

作用于驱动轮上的转矩 T_t 是由发动机产生的转矩经传动系传至车轮上的。若令 T_{iq} 表示发动机转矩； i_g 表示变速器的传动比； i_0 表示主减速器的传动比； η_T 表示传动系统的机械效率。则有

$$T_t = T_{iq} i_g i_0 \eta_T \quad (3.2)$$

对于装有分动器、轮边减速器、液力传动等装置的汽车，上式应计入相应的传动比和机械效率。因此驱动力为

$$F_t = \frac{T_{iq} i_g i_0 \eta_T}{r} \quad (3.3)$$

2) 汽车的行驶阻力

汽车在水平道路上等速行驶时，必须克服来自地面的滚动阻力和来自空气的空气阻力。滚动阻力以符号 F_f 表示；空气阻力以符号 F_w 表示；当汽车在坡道上上坡行驶时，还必须克服重力沿坡道的分力，称为坡道阻力，以符号 F_i 表示；汽车加速行驶时还需要克服加速阻力，以符号 F_j 表示。因此汽车行驶的总阻力为

$$\sum F = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (3.4)$$

上述诸阻力中，滚动阻力和空气阻力在任何行驶条件下均存在；坡道阻力和加速阻力仅在一定行驶条件下存在，在水平道路上匀速行驶时就没有坡道阻力和加速阻力。

(1) 滚动阻力

车轮滚动时，轮胎与路面的接触区域产生法向、切向的相互作用力以及相应的轮胎和支撑面的变形。滚动阻力等于滚动阻力系数与车轮负荷之乘积，即

$$F_f = Wf \quad (3.5)$$

式中的滚动阻力系数 f 与路面的种类、行驶车速及轮胎的构造、材料、气压等有关。滚动阻力系数由试验测得，表 3.5 中给出了汽车在不同路面上以中、低速行驶时，滚动阻力系数的大致数值。

表 3.5 滚动阻力系数

路面类型		滚动阻力系数
良好的沥青或混凝土路面		0.010~0.018
一般的沥青或混凝土路面		0.018~0.020
碎石路面		0.020~0.025
良好的卵石路面		0.025~0.030
坑洼的卵石路面		0.035~0.050
压紧土路	干燥的	0.025~0.035
	雨后的	0.050~0.150
泥泞土路(雨季或解冻期)		0.100~0.250
干砂		0.100~0.300
湿砂		0.060~0.150

针对于重型卡车，一般推荐用下式计算良好道路上轮胎的滚动阻力系数

$$f = 0.0076 + 0.000056u_a \quad (3.6)$$

(2) 空气阻力

汽车直线行驶时受到的空气作用力在行驶方向上的分力成为空气阻力。空气阻力分为压力阻力和摩擦阻力两部分。作用在汽车外表面上的法向压力的合力在行驶方向上的分力，称为压力阻力。在汽车行驶范围内，空气阻力的数值通常都总结成为与气流相对速度的动压力 $\frac{1}{2}\rho u_r^2$ 成正比例形式，即

$$F_w = \frac{1}{2} C_D A \rho u_r^2 \quad (3.7)$$

式中：

C_D ——空气阻力系数，一般讲应是雷诺数 Re 的函数，在车速较高、动压力较高而相应的粘性摩擦较小时， C_D 将不随 Re 而变化；

ρ ——为空气密度，一般 $\rho = 1.225 N \times s^2 \times m^{-4}$ ； A 为迎风面积，即汽车行驶方向的投影面积 (m^2)；

u_r ——为相对速度，在无风时即为汽车的行驶速度 (m/s)。

本文只讨论无风条件下汽车的运动， u_r 即汽车的行驶速度 u_a ，通过单位换算，空气阻力 (N) 为

$$F_w = \frac{C_D A u_a^2}{21.15} \quad (3.8)$$

(3) 坡道阻力

当汽车在坡道上行驶时，如图 3.1 所示，汽车重力沿坡道的分力表现为汽车坡道阻力，即

$$F_i = G \sin \alpha \quad (3.9)$$

式中：

G ——作用于汽车上的重力， $G = mg$ ；

m ——汽车质量；

g ——重力加速度。

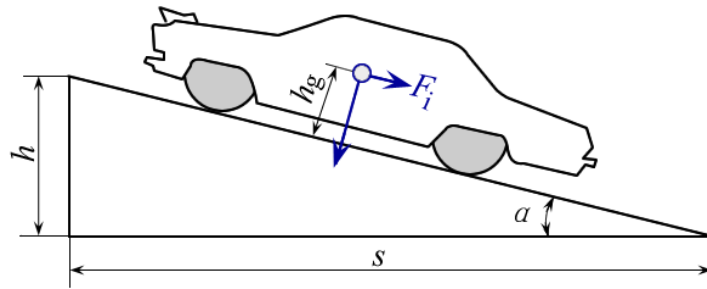


图 3.1 汽车的坡道阻力

道路坡度是以坡高与底长之比来表示的，即

$$i = \frac{h}{s} = \tan \alpha \quad (3.10)$$

在坡度较小时， $\sin \alpha \approx \tan \alpha = i$ ，故

$$F_i = G \sin \alpha \approx G \tan \alpha = Gi \quad (3.11)$$

(4) 加速阻力

汽车加速行驶时，需要克服其质量加速运动时的惯性力，就是加速阻力 F_j ，汽车的质量分为平移质量和旋转质量两部分，加速时，不仅平移质量产生惯性力，旋转质量也要产生惯性力偶矩。为了方便计算，一般把旋转质量的惯性力偶矩转化为平移质量的惯性力，对于固定传动比的汽车，常以系数 δ 作为计入旋转质量惯性力偶矩后的汽车旋转质量换算系数，因此汽车加速时的阻力 (N) 可写作：

$$F_j = \delta m \frac{du}{dt} \quad (3.12)$$

式中：

δ ——汽车旋转质量换算系数， $\delta > 1$ ；

m ——汽车质量 (kg)；

$\frac{du}{dt}$ ——行驶加速度 (m/s^2)。

3) 汽车的功率平衡

根据上面对汽车驱动力和汽车行驶阻力的逐项分析,可以得到汽车的行驶方程式为:

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (3.13)$$

或

$$\frac{T_{\text{q}} i_{\text{g}} i_0 \eta_r}{r} = Gf + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 + Gi + \delta m \frac{du}{dt} \quad (3.14)$$

汽车在行驶时,不仅驱动力和行驶阻力互相平衡,发动机功率和汽车行驶的功率也总是平衡的。就是说,汽车行驶的每一个瞬间,发动机发出的功率始终等于机械传动损失功率与全部运动阻力所消耗的功率,即:

$$P_e \eta_r = P_f + P_w + P_i + P_j \quad (3.15)$$

式中:

P_f ——滚动阻力功率;

P_w ——空气阻力功率;

P_i ——坡度阻力功率;

P_j ——加速阻力功率。

将汽车行驶方程式两边乘以行驶车速 u_a , 并经过单位换算整理出汽车功率平衡方程式(式中功率单位为 kW)如下

$$P_e = \frac{1}{\eta_r} \left(\frac{Gf u_a}{3600} + \frac{C_D A u_a^3}{76140} + \frac{G i u_a}{3600} + \frac{\delta m u_a}{3600} \frac{du}{dt} \right) \quad (3.16)$$

式中, η_r 为传动效率。

3.3.2 重型卡车所需辅助制动功率

根据汽车分类可知,重型卡车为 N3 类车型。按照国标 GB 12676《商用车辆和挂车制动系统技术要求及试验方法》的规定: N3 类整车需要满足 II 型试验的要求,即沿着 6% 的坡道匀速向下滑行。因此,功率平衡方程式中坡道阻力成为动力源做正功;加速阻力功率为零;发动机做负功。汽车功率平衡方程式可以简化成

$$P_e = -\eta_T \left(\frac{Giu_a}{3600} - \frac{C_D Au_a^3}{76140} - \frac{Gfu_a}{3600} \right) \quad (3.17)$$

将公式在 EXCEL 中制作成计算模板，表 3.6 是 6 轴汽车列车所需的辅助制动功率的计算模板。

表 3.6 6 轴汽车列车所需辅助制动功率的计算模板

注释	参数	II 型试验	
		值	单位
车辆满载质量	W	49000	kg
重力加速度	g	9.8	N/kg
重力	G	480200	N
下坡车速	u_a	30	km/h
坡度	i	0.06	--
传动系系数（经验值）	η_T	0.85	--
轮胎与地面摩擦系数	f	0.00928	--
车宽	a	3.05	m
车高	h	3.05	m
风阻系数（经验值）	C_D	0.85	--
车辆迎风面积	A	9.3025	m^2
坡道阻力功率	P_i	240.1	kW
滚动阻力	P_f	37.14	kW
风阻	P_w	2.8	kW
保持匀速下坡所需的 辅助制动功率	P_e/η_T	200.2	kW

3.4 重型卡车所需辅助制动功率的计算结果

从前文 6 轴列车所需发动机辅助制动系统制动功率的计算结果可以看出，在以国标 GB 12676 中 II 型试验为边界条件对不同重卡车型进行所需辅助制动功率计算时，由于试验条件车速较低，风阻对最后的计算结果影响很小，因此，针对不同车型可以使用同一模板进行计算。

将表 3.4 中不同重卡车型的最大总质量限值代入到计算模板中，可以得出不同重型卡车所需辅助制动功率，计算结果如表 3.7 所示。

表 3.7 重型卡车所需辅助制动功率

车型		最大允许总质量 (t)	辅助制动功率 (kW)
2 轴货车		18	71.8
3 轴货车		25	100.7
		(26)	104.9
4 轴货车		31	125.6
		(32)	129.7
汽车列车	3 轴	27	109.0
	4 轴	36	146.3
		(37)	150.5
	5 轴	43	175.3
	6 轴	49	200.2

3.5 本章小结

本章通过对 GB7258、GB1589、GB12676 等国标的解析、简化，按轴数和车型分类总结了国标对不同车辆的总质量要求；以汽车原理为基础，通过数学模型的建立，详细计算了不同总质量车型满足国标 GB12676 中规定 II 型试验所需辅助制动系统的制动功率。计算结果如表 3.7 所示，该结果是后面匹配研究的重要依据。

第4章 发动机辅助制动系统在重型卡车上的匹配研究

随着人们生活水平的提高及安全意识的提升,用户对整车的安全性的要求已经有了很大的提高,但受制于国内越来越大的市场竞争压力,整车动力性、经济性、可靠性仍然是大部分用户购车的首选。为了适应用户的需求,各大车企尽量压缩整车的研发周期,以最快的速度推出新产品来吸引客户。对于超大型车企来讲情况稍好,其可以用整体实力和品牌影响力对客户进行引导,但对于各中小型车企来讲,形式就不那么乐观。为了迎合市场,在开发同一款整车时,需要同时选配几款不同的发动机由客户根据其喜好自由选择。由于不同的发动机所配的辅助制动系统形式不尽相同,这就给整车辅助制动系统的匹配带来了极大的困难。

不同的发动机辅助制动形式,其结构及制动原理均不同,制动功率也各有差异。其中泄气制动和减压制动均为含有缸内制动系统,受限于制动器的结构差异及发动机的本体结构的不同,如果需要在一台发动机上装配另外一种缸内制动器,其开发成本不亚于重新开发一款新的发动机,因此国内的发动机基本上不存在可以同时适配两种不同缸内制动系统的情况。

几种发动机辅助制动形式,其制动作用是互有交叉的。如发动机制动是发动机本身摩擦功和附件耗功产生的制动功率,因此只要发动机被拖动运转,发动机制动就存在,本身不可消除。在其他制动形式,如排气制动起作用时,排气制动的制动功率包含了发动机制动的制动功率。因此,发动机制动只有在没有其他制动形式存在时,才能单独显示出其制动能力。

鉴于上述原因,整车厂在做发动机辅助制动系统匹配时,是在发动机及整车配置基本定型的情况下,再通过理论计算校核发动机辅助制动系统是否满足法规要求。一般是先通过理论计算,算出所配车型所需的制动功率;再与所配发动机的辅助制动系统的制动功率进行比较,如已满足法规要求,维持现有配置;如不满足再用其辅助制动手段对其进行补充或替代;最后通过整车试验对计算结果进行验证。这种匹配过程比较复杂,特别对同一种车型匹配多种发动机这一情况,需要对不同发动机的制动性能逐一进行计算,延长了开发周期。本章希望通过对发动机辅助制动系统的研究,找到一种直接根据某些特定参数,判定所配发动机辅助制动系统是否满足法规要求的匹配方法。

发动机辅助制动系统根据其工作原理及结构的不同可分为:发动机制动、排气制动、泄气制动、减压制动。本章将根据这4种分类,通过理论分析与试验相结合的方法对不同种类的发动机辅助制动系统在重型卡车上的匹配方法进行研究。

4.1 发动机制动的匹配研究

发动机制动是利用发动机断油后，由汽车行驶的惯性来倒拖发动机，这时作为动力源的发动机变成了消耗汽车动能的空气压缩机，使得车速逐渐降低起到缓速的作用。发动机制动的制动功率主要由发动机运行时的摩擦功、热力损失及附件耗功所组成，因此其制动功率的大小均受到下面 2 个方面因素的影响：发动机转速和发动机排量。本小节将主要围绕这 2 个影响因素进行研究。

4.1.1 发动机转速对制动功率的影响

由发动机的工作原理可知，当发动机被拖动运转做负功时，摩擦功、热力损失及附件耗功均是以发动机转速为自变量的函数。其中附件耗功较为规律，与附件本身性能相关，但仍然受到冷却液，润滑油等温度变化的影响；摩擦功及热力损失则更为复杂，热力损失随转速变化的趋势可以从缸内压力的变化进行分析，而摩擦功最终只体现在曲轴的输出功率，在没有基础数据作为参考时，无法用基础理论对其进行判定。

因此，为了后续研究的需要，选取一台 10.4L 发动机对其制动时的制动功率进行测试，所选发动机基本参数如表 4.1 所示。

表 4.1 测试样机基本技术参数

排量 (L)	10.4
气缸数	6
标定转速 (r/min)	1900
标定功率 (kW)	287

1) 试验设备

发动机制动试验均在上海柴油机股份有限公司技术中心试验室进行，图 4.1 为发动机制动试验的实物图。试验测量参数为表征发动机辅助制动系统制动能力的制动功率、转矩等。试验所用主要设备如表 4.2 所示。

表 4.2 主要试验设备

试验室	仪器名称	型号	生产厂家
B10	电力测功器	JDC400	启东联通测器
	冷却水恒温系统	LQH20	启东联通测器
	中冷恒温系统	ZLH20	启东联通测器
	信号采集仪	WAVEBOOK516E	HUNGARY



图 4.1 发动机制动试验实物图

2) 试验方案

有缸内制动器参与工作的制动类型里，如泄气制动，在发动机制动时，缸内制动的动作是通过 ECU 对外部条件进行判别并自动完成。因此，有两个非常重要的转速参数：起始制动转速和最高制动转速。起始制动转速为初始控制逻辑设定值，一般设为 1000r/min；最高制动转速的设定可以将发动机的标定转速作为一个参考，但由于两者的工作特性完全不同，并不是完全等同关系。发动机标定转速是表征发动机做正功时工作能力的一个重要参数，其参数的确定要考虑发动机的结构强度、压缩比、运动件的转动惯量等基本机械条件，同时还要考虑喷油量、爆发压力、排气温度等缸内燃烧特性，为了发动机的可靠性，发动机标定的制定都留有一定的余量；发动机最高制动转速同样受到上述基本机械条件的制约，但由于制动时不喷油，不需要考虑爆发压力等燃烧特性，最高制动转速一般为标定转速的 110% 左右。

发动机制动并不需要主动控制，不涉及初始制动转速的概念，但为了后续研究对比的需要，本次试验初始制动转速仍设为 1000r/min，具体试验方案如表 4.3 所示。

表 4.3 试验方案

测试项目	不同发动机转速下的制动功率
起始测试转速 (r/min)	1000
采样间隔 (r/min)	100
最高测试转速 (r/min)	2100

3) 试验结果

图 4.2 为发动机制动功率随转速变化的曲线图。从图中可以看出，发动机制动的制动功率随着转速的变化而升高，制动功率在最高许用制动转速达到最大值。

因此，在利用发动机制动对车辆进行缓速制动时，为了获得最大的制动功率，应该通过变速器档位的调节，使发动机尽量在最大许用制动转速附近运行。

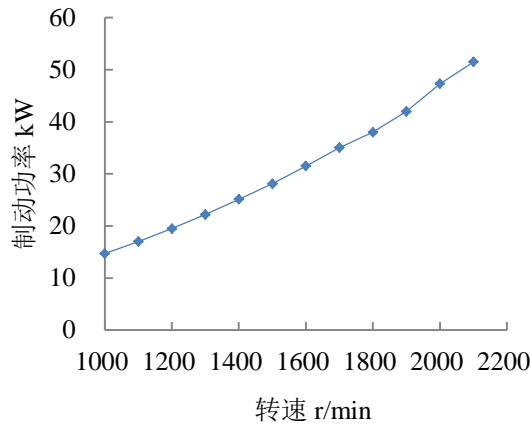


图 4.2 发动机制动工况下制动功率随转速的变化

4.1.2 排量对发动机制动的制动功率的影响

同一种发动机，其排量为定值，发动机制动的制动功率只与转速相关，要研究排量对制动功率的影响，需要多种不同排量的发动机进行横向对比。在没有基础数据作为参考时，无法用基础理论对其进行判定。因此需要用台架试验的方法尽可能多的采集数据样本，并根据数据样本进行进一步的研究。16t~49t 的整车所用的发动机排量一般为 6L~13L，为了与已测试的 10.4L 发动机的试验结果进行对比分析，选取了排量在 6L~13L 之间的另外 3 款发动机进行发动机制动的相关测试。3 款发动机的基本技术参数如表 4.4 所示。

表 4.4 试验样机技术参数

排量 (L)	11.8	8.7	6.5
气缸数	6	6	6
标定转速 (r/min)	1900	2100	2300
最高允许制动转速 (r/min)	2100	2300	2500

将试验结果进行汇总，并综合之前 10.4L 发动机的测试结果，以转速为横坐标，制动功率为纵坐标制图，可以得到不同排量的 4 款发动机制动功率随转速变化的曲线图，如图 4.3 所示。

通过对试验结果的分析可以得出：在同一转速条件下，发动机排量越大，制动功率越大。因此，如果以制动功率为首要条件对发动机进行选型时，为了获得更高的制动功率，应该尽量选取排量较大的发动机。

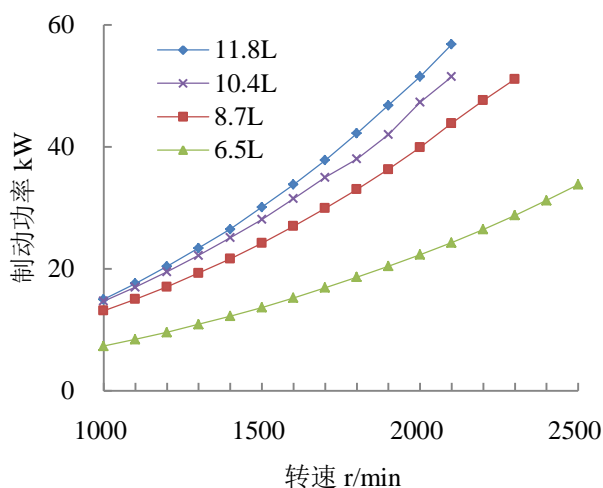


图 4.3 不同排量的发动机在发动机制动工况下制动功率随转速的变化

4.1.3 发动机制动在重型卡车上的匹配

从上文可知，发动机制动的制动功率随转速的升高而增大，因此，在进行发动机制动匹配时只需考虑最高制动转速时的制动功率。在最高制动转速条件下，将发动机的制动功率分别除以相应试验样机的排量，可以得到发动机的制动升功率，如表 4.5 所示。

表 4.5 最高制动转速条件下发动机制动的制动升功率

排量 (L)	11.8	10.4	8.7	6.5
最高允许制动转速 (r/min)	2100	2100	2300	2500
制动功率 (kW)	56.8	51.5	51.1	33.8
制动升功率 (kW/L)	4.8	5.0	5.9	5.2

从表 4.5 可以看出，在不同的最高许用制动转速条件下，发动机制动的最大制动升功率较为接近，其中 3 台样机的制动升功率均在 5kW 这一数值上下浮动，而离散度较大的 1 台样机的制动升功率与其相比也在 1kW 以内。

上述结论是在不同排量、不同最高许用制动转速的 4 款发动测试得出，具备一定的代表性。因此，可以将 5kW 作为发动机制动的参考制动升功率。

在对新的发动机制动进行选型匹配时，如没有相关制动数据，同时又没有条件进行实测，可以用各车型所需制动功率乘以整车传动效率再除以这一参数，进而得到各车型在匹配发动机制动时所需要的发动机的排量。其中不同车型的传动效率会有所不同，一般为经验值，本文取 0.85。发动机制动工况下，所需发动机排量计算结果如表 4.6 所示。

表 4.6 发动机制动工况下满足国标限值所需发动机的排量

车型		最大允许总质量 (t)	所需发动机辅助制动系统制动功率 (kW)	参考制动升功率 (kW/L)	所需发动机排量 (L)
2 轴货车		18	61.0	5.0	12.2
3 轴货车		25	85.6		17.1
		(26)	89.2		17.8
4 轴货车		31	106.8		21.4
		(32)	110.3		22.1
汽车 列 车	3 轴	27	92.7		18.5
	4 轴	36	124.4		24.9
		(37)	127.9		25.6
	5 轴	43	149.0		29.8
6 轴		49	170.1		34.0

表 4.6 所示的发动机排量为在各个最大允许重质量条件下，满足国标 GB12676 中规定 II 型试验要求的最小排量。在实际的工程应用中，16t~49t 的整车所用的发动机排量一般为 6L~13L，因此当计算所需排量大于 13L 时，可视为无法满足。

由此可见，由于发动机制动的制动功率比较小，重型卡车上常用的 6L~13L 排量的发动机只使用发动机制动时，除 2 轴货车外均无法满足国标 GB12676 中规定 II 型试验的要求，在 2 轴货车中所配发动机需要大于表中计算值时才能够满足国标要求。

4.2 排气制动的匹配研究

由于发动机制动本身的制动功率过低，无法满足国标 II 型试验的需求，为了增加发动机制动的效能，可以采用增加排气背压的方式提升发动机的制动功率，这种制动方式被称为排气制动。排气制动就是在发动机排气管外增加一个蝶阀装置，蝶阀在发动机正常工作时处于开启状态。当需要进行排气制动时，由驾驶室的控制开关控制继电器导通控制高压气管，高压气体推动排气蝶阀上气缸内的挺杆，挺杆再通过杠杆机构推动阀片旋转将排气口堵住。发动机排气冲程时，排气门打开，缸内高压气体通过气门间隙排到排气管内，由于蝶阀的封堵，高压气体不能快速流出，排气管内压力上升，从而也导致缸内压力的上升，活塞上行的阻力增大，气体对活塞所做的负功工增加，使得排气制动功率增加。

排气制动起作用时，发动机本体的摩擦功、附件耗电等仍然存在。与发动机制动相比，造成制动功率不同的主要原因是排气背压的上升所引起的热力损失及泵气损失的增加。这种影响与排气背压的大小相关，同时也与发动机的转速及发

发动机的排量密切相关，因此，影响排气制动制动功率的因素主要有3个方面：排气背压、发动机转速、发动机排量。发动机转速是影响其他制动因素的基础变量，其影响趋势前文已经明确，后面不再将其作为单独的影响因素进行研究。本小节将主要围绕排气背压和发动机排量这2个影响因素进行研究。

4.2.1 排气背压对排气制动的影响

排气制动是在发动机增压器废气蜗壳后端增加一个蝶形阀的结构，用以提升发动机的排气背压来提升发动机制动功率的一种制动方式，这种蝶形阀的装置俗称排气蝶阀。从排气制动的制动原理可知，一般情况下排气背压越大，得到的排气制动功率越大。但受限于发动机排气门气门弹簧的原始设计强度，排气背压不能无限制的增加。当排气背压超过许用设计值后，活塞下行时，排气门会在排气管压力的影响下出现不正常的开启，俗称气门反跳。气门反跳在两种特定工况下都会造成恶性的事故：一是当发动机在常用转速运转时，由于缺少排气门桥的缓冲，气门在再次落座时，会产生强烈的冲击；二是当发动机由于操作不当超出许用转速后，排气门来不及回位，当活塞上行时，活塞会与排气门相撞。这两种情况都会造成气门断裂、敲缸等严重故障。

为了验证排气背压过高对排气门的影响，对整车厂常用的普通蝶阀在发动机台架上进行模拟测试。测试发动机仍为10.4L发动机，排气背压限值为450kPa，具体发动机参数如表4.1所示。此次测试中除了测试排气制动的制动功率，还利用缸压传感器和激光测距仪重点监测了排气背压、缸内压力、气门升程等参数。图4.4为测试蝶阀关闭后排气背压随转速变化的曲线图。

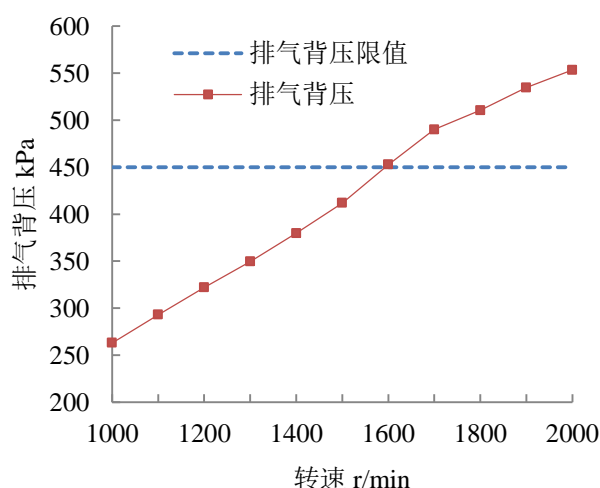


图 4.4 排气背压随转速的变化

从图 4.4 中可以看出，发动机超过 1600r/min 后，排气背压已经超过了所测

试发动机排气背压限值。此时，由于排气背压超过排气门设计许用背压，从理论上分析，排气门应该在排气管气体压力的作用下克服气门弹簧的作用力下行。

图 4.5 为 1900r/min 时缸内压力和气门升程随凸轮轴转角的变化。从排气门升程的监测结果来看，排气门确实出现了反跳的现象。这在发动机运行时非常危险的，极易产生敲缸等重大事故的发生。因此，满足排气背压限值要求是蝶阀匹配的基本要求。

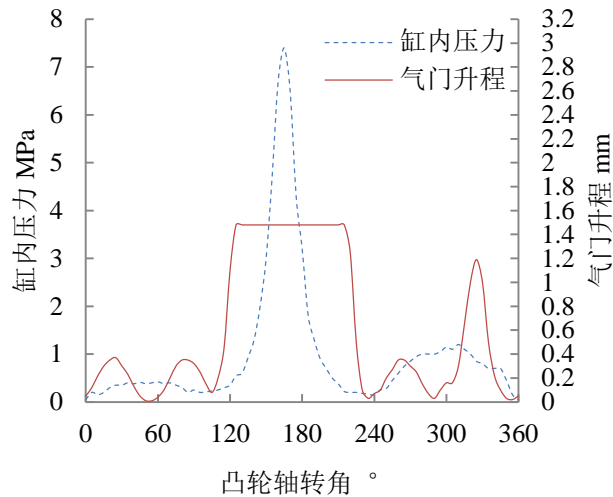


图 4.5 1900r/min 时缸内压力和气门升程随凸轮轴转角的变化

排气蝶阀根据其结构形式可分为普通蝶阀和恒压蝶阀两种，普通蝶阀只能人为地通过压缩气体的通断控制来实现关闭和回位，本身没有排气背压调节能力；恒压蝶阀是在蝶阀控制杆上增加一个控制弹簧，弹簧的弹力根据原始排气背压需求进行设定，从而达到压力调节的作用。两种蝶阀的基本结构及控制原理的不同导致两种蝶阀的匹配方法及使用时的注意事项也不同。

1) 普通蝶阀的匹配

普通蝶阀没有压力调节能力，在实际工程应用中，会采取在原有蝶阀上打孔的方法进行调节。打孔的位置及打孔方式如图 4.6 所示。

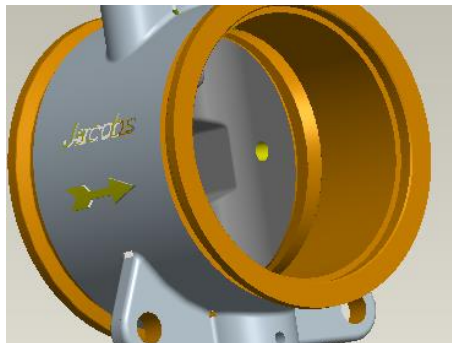


图 4.6 普通蝶阀打孔示意图

蝶阀的装配位置,管路的长度,发动机本身排气量等都将影响到排气背压峰值,因此蝶阀的打孔需要针对所配发动机的自身特点及排气管路的结构特点进行。由于影响因素较多,打孔的孔径及个数只能根据经验预估。

为了模拟普通蝶阀的匹配过程,将前文测试过的蝶阀进行打孔,并在发动机台架上进行测试。测试时主要采集制动功率、排气背压等参数。在蝶阀上打孔将对阀片进行破坏,这种破坏过程不可逆,因此试验前要做好规划。本次试验做了2种打孔状态排气蝶阀的测试,测试发动机最高制动转速为2100r/min。在实际使用中可能存在短暂超速的情况,因此一般匹配时排气背压的匹配点比发动机最高许用制动转速稍高,本次最高转速定为2200r/min,测试项目如表4.7所示。

表4.7 测试项目

测试顺序	1	2
打孔直径 (mm)	$\Phi 10$	$\Phi 10+\Phi 6$
排气背压限值 (kPa)	450	450
最高制动转速 (r/min)	2200	2200

将两种打孔状态蝶阀的测试结果与原始状态的测试结果综合,可以得到测试发动机装配不同打孔状态下的普通蝶阀时的排气背压随转速变化的曲线图,见图4.7;相对应的制动功率随转速的变化如图4.8所示。

由测试结果可以看出,打孔越大,排气管内压力建立越慢,在转速一定的情况下,排气背压峰值越低,相对应的制动功率越低。由此可以得出:排气背压随着发动机转速的升高而增大;在相同转速条件下,排气背压越大,制动功率越大。

综合图4.7和图4.8来看,原始蝶阀排气背压过大,而打孔 $\Phi 10+\Phi 6$ 的状态下排气背压过小,打孔 $\Phi 10$ 的状态排气背在许用背压范围之内。因此,打孔 $\Phi 10$ 状态的蝶阀应是最后整车匹配的蝶阀状态。

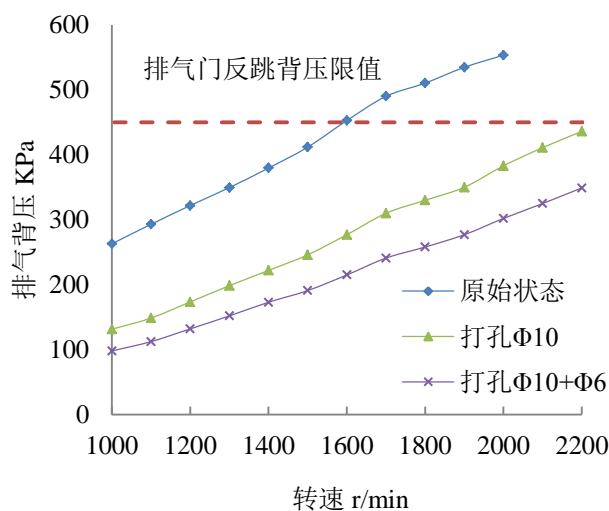


图 4.7 在不同状态的普通蝶阀的作用下排气背压随转速变化的曲线

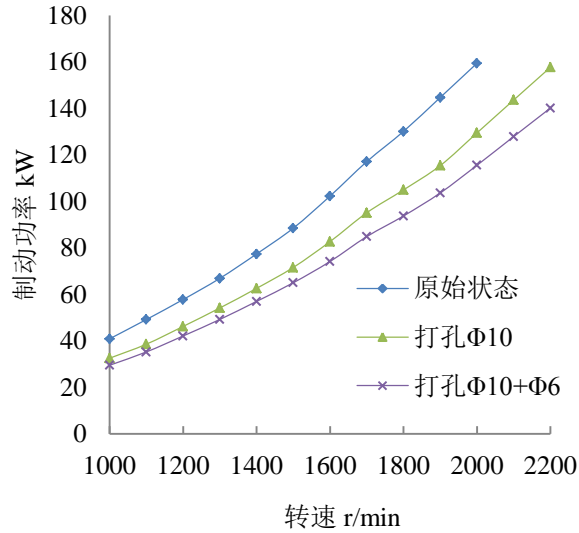


图 4.8 在不同状态的普通蝶阀的作用下制动功率随转速的变化

2) 恒压蝶阀的匹配

使用普通蝶阀需要考虑发动机最高允许转速下的最高排气背压峰值，需要在蝶阀上打孔，蝶阀打孔之后由于存在漏气，在低转速区时，发动机的排气背压较低，制动功率也较低。同时用户在实际使用时，由于操作不当会使发动机的转速短暂超过最高许用转速，此时配置普通蝶阀的发动机排气背压仍然会超出许用范围。为了解决这一问题，目前部分发动机厂家已经开始采用恒压蝶阀来实现排气背压的可控性，同时提升发动机低转速区域内的制动功率。恒压蝶阀预先在阀片上开孔，并用可活动的单向盖板盖住，恒压蝶阀拥有第二套控制杆，控制杆中间位置设有支点，一端压住单向盖板，另一端装有弹簧，弹簧的弹力根据原始排气背压需求进行设定。控制杆相当于有固定支点的杠杆，随着两端力的变化进行运动。当排气背压超过限定值时，排气管内气体推开单向盖板排出，排气管内压力开始下降；当压力下降到原始设定值以下时，单向盖板复位。

由恒压蝶阀的工作原理可知，恒压蝶阀的匹配比普通蝶阀简单的多，只需要根据所配发动机排气门弹簧的许用背压要求来对恒压蝶阀的控制杆弹簧进行设定，即可以满足匹配要求。为了检验匹配效果，将设置好的恒压蝶阀在同一台发 10.4L 发动机上进行了测试，测试结果如图 4.9 所示。

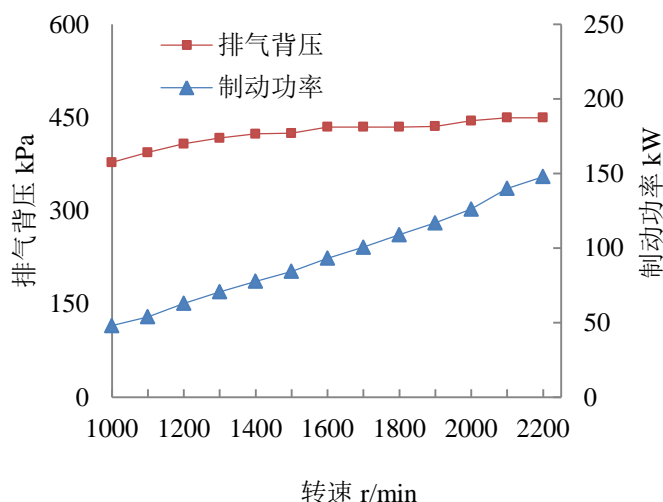


图 4.9 在恒压蝶阀作用下制动功率及排气背压随转速的变化

通过曲线图可以看出，在蝶阀关闭后，发动机转速 1000r/min 时排气压力已经达到 380kPa，在超过 2000r/min 后，排气背压始终维持在 450kPa 的许用范围之内，由于发动机低转速段排气背压的提升，制动功率也有明显的提升。

由上述研究结果可以看出，排气背压对排气制动的的影响非常大，影响主要有 2 个方面：一是对制动功率的影响；二是制动安全性的影响。综合这 2 个影响因素，与普通蝶阀相比，恒压蝶阀优势非常明显，将是排气制动的发展趋势。

4.2.2 排量对排气制动的制动功率的影响

由发动机制动的匹配研究可以看出，发动机的排量与制动功率成正比例关系，不同排量的发动机的制动功率存在明显差异，发动机排量对制动功率的贡献非常明显。那么在排气制动上是否也呈现出相同的趋势，本节将重点对发动机排量对排气制动制动功率的影响进行研究。

前文已经测试了 10.4L 排量发动机的排气制动的制动功率，为了研究不同排量对制动功率的影响，将另外一台配有恒压蝶阀的 6.5L 发动机进行制动功率的测试。测试样机参数如表 4.8 所示。

表 4.8 试验样机技术参数

排量 (L)	6.5
气缸数	6
标定转速 (r/min)	2300
最高允许制动转速 (r/min)	2500

将 6.5L 和 10L 发动机排气制动的测试结果放在一起，可得到制动功率随转速变化曲线图，如图 4.10 所示。从图中可以看出：不同排量的发动机的制动总

功率出现明显差异，12L 发动机排气制动的制动功率在各个转速段均明显大于 6.5L 的发动机。由此可以得出：在排气制动工况，发动机的制动功率与发动机的排量同样成正比例关系，并且制动功率随着转速的增加而增大。

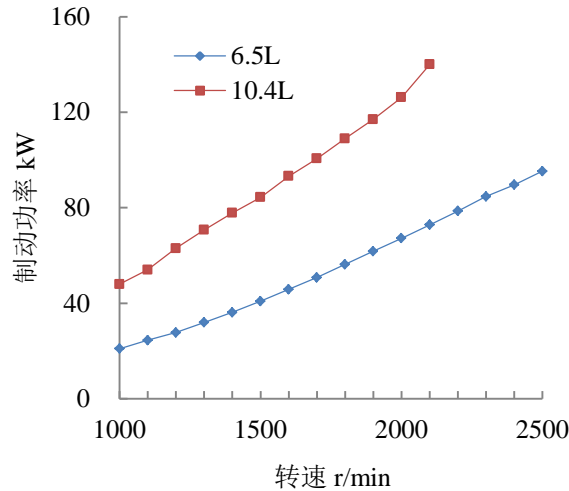


图 4.10 不同排量发动机在排气制动工况下制动功率随转速的变化

4.2.3 排气制动在重型卡车上的匹配

与发动机制动一样，排气制动的制动功率随着转速的升高而增大，因此，在重型卡车上匹配带有排气制动的发动机时，仍然可以只考虑发动机最高许用制动转速下的制动功率，将 10.4L 和 6.5L 发动机最高许用制动转速下的制动功率分别除以各自的排量，可以得到的相应发动机的制动升功率，如表 4.9 所示。

表 4.9 最高制动转速条件下排气制动的制动升功率

排量 (L)	10.4	6.5
最高允许制动转速 (r/min)	2100	2500
制动功率 (kW)	140	95.3
制动升功率 (kW/L)	13.5	14.7

由表 4.9 中的数据可以看出：由于发动机排量相差比较大，导致在各自最高允许转速下的制动功率相差非常大；当排除排量的影响后，发动机的制动升功率比较接近。如将两者制动升功率平均并取整为 14kW 后，2 台发动机的制动升功率与平均制动升功率的差值均在 1kW 以内。

因此，可以将 14kW 作为发动机排气制动的参考制动升功率，在对新的排气制动发动机进行匹配时，用各车型所需的发动机辅助制动功率除以这一参数，进而得到各车型在匹配排气制动时所需要的发动机排量，如表 4.10 所示。

表 4.10 排气制动工况下满足国标限值所需发动机的排量

车型	最大允许总质量 (t)	所需发动机辅助制动系统制动功率 (kW)	参考制动升功率 (kW/L)	所需发动机排量 (L)	
2 轴货车	18	61.0	14.0	4.4	
3 轴货车	25	85.6		6.1	
	(26)	89.2		6.4	
4 轴货车	31	106.8		7.6	
	(32)	110.3		7.9	
汽车列车	3 轴	27		92.7	6.6
	4 轴	36		124.4	8.9
		(37)		127.9	9.1
	5 轴	43		149.0	10.6
6 轴	49	170.1		12.2	

表 4.10 中的计算结果为各车型在匹配排气制动的发动机时满足国标要求的最小排量。16t~49t 的整车所用的发动机排量一般为 6L~13L，当计算结果小于 6L 时，表示所有发动机均满足；当计算结果介于 6L~13L 之间时，表明所配发动机排量需要大于表 4.10 中的数值时才能满足要求；而大于 13L 表示所配车型在匹配排气制动时，不满足国标 II 型试验要求的要求。

由表 4.10 的结果可以看出：2 轴以下的重型卡车所配发动机使用排气制动时，均可满足国标要求；而在 3 轴及其以上车型所配发动机使用排气制动时，发动机的排量需要大于表 4.10 中的数值才能够满足国标要求。

4.3 泄气制动的匹配研究

泄气制动是目前国内应用较多的一种带有缸内制动器的发动机辅助制动形式，泄气制动的主体结构分为缸内制动器和缸外的排气蝶阀两部分，在制动时缸内制动器和排气蝶阀可以分开控制也可同时工作，因此泄气制动有 4 种工作方式，如表 4.11 所示。

表 4.11 泄气制动的工作方式

制动方式	无主动制动	部分制动		完全制动
	发动机制动	缸内泄气制动	排气制动	缸内+排气
缸内制动器	×	√	×	√
排气蝶阀	×	×	√	√

从泄气制动的工作原理可知，与发动机制动和排气制动不同，泄气制动增加了缸内制动控制系统。这种缸内控制系统需要根据发动机的结构形式特点进行单独开发设计，不可简单替换和移植，开发定型后即成为所配发动机的专属系统。缸

内控制系统主要控制排气门的开闭，开启缸内制动器时，在发动机的四个冲程制动气门始终开启一个微小的间隙。缸内制动器单独工作时，制动原理与发动机制动过程比较相似，主要靠泵气损失、热力损失及附件耗功来产生制动功率。排气门的微小开启，增加了发动机 4 个冲程的泵气损失和节流损失，因此缸内泄气制动比发动机制动的制动功率要大，但由于排气背压较低，泵气损失和节流损失增加有限。为了增加这部分制动功率，一般都缸内泄气制动器与排气蝶阀联合使用，以达到较好的制动效果。本节主要针对完全制动工况进行匹配研究。

由于前文已经对排气蝶阀进行了单独的研究，同时发动机转速对制动功率的影响趋势基本相同，因此本小节主要研究另外两个影响泄气制动制动功率的因素：气门升程和发动机排量。

4.3.1 气门升程对制动功率的影响

泄气制动是通过 ECU 来控制缸内制动电磁阀的通断，进而控制制动摇臂内液压油的通断来控制排气门的开启和关闭。泄气辅助制动系统的特点是排气门在发动机的 4 个工作冲程内都开启一个微小的间隙，这一间隙的大小由排气门的升程决定。由于排气门在 4 个冲程内均开启，排气门开启的高度必须保证在活塞上行到上止点时不能与排气门相撞，否则将会出现敲缸事故。

为了研究不同气门升程对制动功率的影响，在发动机台架上对不同气门升程的制动功率进行测试。测试所用发动机基本参数如表 4.12 所示。

表 4.12 试验样机技术参数

排量 (L)	6.5
气缸数	6
标定转速 (r/min)	2300
最高允许制动转速 (r/min)	2500
排气门升程 (mm)	0.635、0.476

图 4.11 为不同排气门升程条件下制动功率随转速变化的曲线图，从图中可以看出：在整个测试转速范围内，不同排气门升程对制动功率均有一定的影响；0.635mm 排气门升程的制动功率小于于 0.476mm 排气门升程的制动功率；两者的差异随着转速的升高略有增加，但差异并不明显，最大制动功率差值在 5kW 左右。

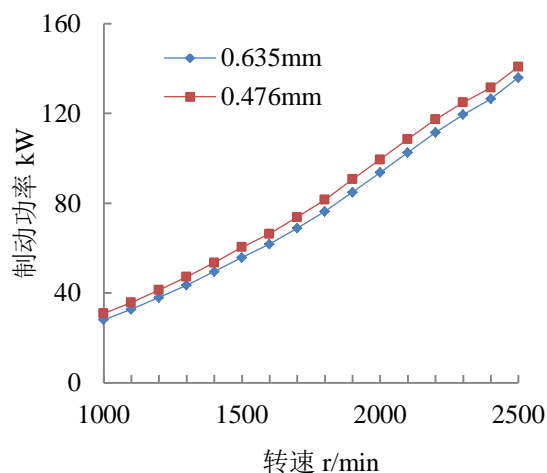


图 4.11 不同气门升程条件下制动功率随转速的变化

4.3.2 排量对泄气制动的制动功率的影响

由前文的研究可知，发动机的排量对制动功率有着非常重要的影响，不同排量的发动机的制动功率存在明显差异。

本节仍以发动机台架测试的方式，研究排量对制动功率的影响。测试样机技术参数如表 4.13 所示。

表 4.13 试验样机技术参数

排量 (L)	8.7	6.5
气缸数	6	6
标定转速 (r/min)	2100	2300
最高允许制动转速 (r/min)	2300	2500

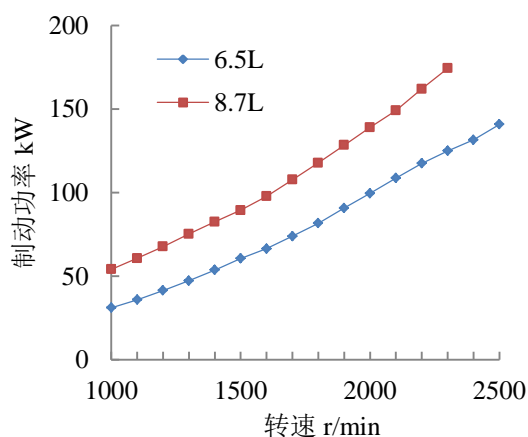


图 4.12 不同排量发动机在泄气制动工况下制动功率随转速的变化

图 4.12 为不同排量发动机制动功率随转速变化曲线图，从图中的曲线对比可以看出：排量对于泄气制动制动功率的影响非常大，大排量的发动机的制动功

率明显优于小排量的制动功率。

4.3.3 泄气制动在重型卡车上的匹配

为消除排量对制动功率的影响，将最大允许制动转速对应的制动功率除以各自的排量，可以得到测试发动机泄气制动的制动升功率，结果如表 4.14 所示。

表 4.14 最高制动转速条件下泄气制动的制动升功率

排量 (L)	8.7	6.5
最高允许制动转速 (r/min)	2300	2500
制动功率 (kW)	174.3	140.8
制动升功率 (kW/L)	20	21.7

当排除排量的影响后，发动机的制动升功率是比较接近的，如将两者制动升功率平均并取整为 21kW 后，2 台发动机的制动升功率与平均制动升功率的差值均在 1kW 以内。

将 21kW 作为发动机泄气制动的参考制动升功率，在对新的装有泄气辅助制动系统的发动机进行匹配时，用各车型所需制动功率除以这一参数，进而得到各车型在匹配泄气制动时所需要的发动排量，如表 4.15 所示。

表 4.15 泄气制动工况下满足国标限值所需发动机的排量

车型	最大允许总质量 (t)	所需发动机辅助制动系统制动功率 (kW)	参考制动升功率 (kW/L)	所需发动机排量 (L)	
2 轴货车	18	61.0	21	2.9	
3 轴货车	25	85.6		4.1	
	(26)	89.2		4.2	
4 轴货车	31	106.8		5.1	
	(32)	110.3		5.3	
汽车列车	3 轴	27		92.7	4.4
	4 轴	36		124.4	5.9
		(37)		127.9	6.1
	5 轴	43		149.0	7.1
	6 轴	49		170.1	8.1

表 4.15 中的计算结果为各车型在匹配泄气制动的发动机时满足国标要求的最小排量.16t~49t 的整车所用的发动机排量一般为 6L~13L，当计算结果小于 6L 时，表示所有发动机均满足；当计算结果介于 6L~13L 之间时，表明所配发动机排量需要大于表 4.15 中的数值时才能满足要求。

由表 4.15 的结果可以看出：4 轴以下的重型卡车车型所配发动机使用泄气制动时，均可满足国标要求；而在 5 轴及其以上车型所配发动机使用泄气制动时，

发动机的排量需要大于表 4.15 中的数值才能够满足国标要求。

4.4 减压制动的匹配研究

减压制动是目前量产发动机辅助制动类型中最为先进，也是控制逻辑最为复杂，参与零部件最多的一种制动类型。减压制动最晚在国内应用，因此是目前国内发动机应用较少的一种发动机辅助制动形式。鉴于减压制动控制零部件的结构特性，减压制动器需要在发动机开发时同步开发，当发动机的排量、燃烧室形式、凸轮型线及压缩比等参数确定后，减压制动的基本制动性能也随之确定。因此，能够影响制动功率的有 3 个因素：气门升程、排气背压、发动机排量。

4.4.1 气门升程对制动功率的影响

减压制动是在压缩冲程活塞运行到上止点附件后，缸内制动器通过制动摇臂将排气门开启，使缸内压力降低，从而减少活塞下行时缸内气体对活塞做功，进而达到增加制动功率的效果。在这个过程中，缸内压力峰值的大小及排气门打来后缸内压力降低的快慢均与排气门升程的大小有关。因此排气门升程的大小将对制动功率产生影响，并且这种影响随着发动的转速变化而变化。

减压制动排气门开启时在上止点附近，因此排气门的升程并不是无限的增加，而是与发动机压缩比，活塞顶部结构设计相关。为了更加深入的研究排气门升程对制动功率的影响，对配有缸内减压制动器的 10.4L 发动机进行台架测试。测试中以调节制动间隙的方式将排气门升程分别调整为 1.3mm、1.2mm、1.15mm、1.1mm。

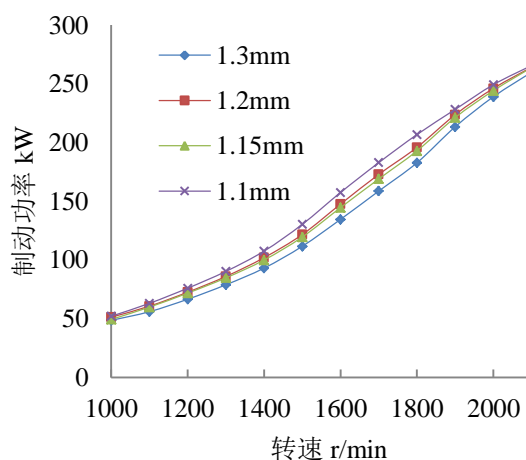


图 4.13 不同排气门升程条件下制动功率随转速的变化

图 4.13 为不同排气门升程条件下的测试结果。从图中可以看出：排气门升程对减压制动的制动功率产生一定的影响，这种影响在发动机中间转速时较为明显，制动率差值在 20kW 以上；在发动机最高允许制动转速附近的制动功率影响较小。

4.4.2 排气背压对减压制动的制动功率的影响

由减压制动的制动原理可知，减压制动制动功率主要产生在压缩和膨胀冲程，减压制动的制动功率大部分均由缸内压力变化产生，而与排气背压无关，通常情况下减压制动不需要提高排气背压进行辅助。

如果要提高排气背压，主要的方式是在缸外增加排气蝶阀装置。排气制动主要在排气冲程产生制动功率，两者的制动效果叠加后将相互产生影响。根据制动原理来看：排气制动的制动功率随排气背压的升高而升高；而减压制动的制动功率随排气背压的升高而降低。因此在减压制动和排气制动联合使用时，如果排气制动的总制动功率大于减压制动制动功率减小的部分，总的联合制动功率增加；如果减压制动功率减小的部分大于排气制动的总制动功率，则联合制动的总功率反而小于单独的减压制动。

为了更加深入的研究排气背压对减压制动的影响，以配置减压制动的 10.4L 发动机为试验样机，分别测试减压制动、排气制动及两者联合制动时的制动功率，用以分析增大排气背压后对减压制动的影响。

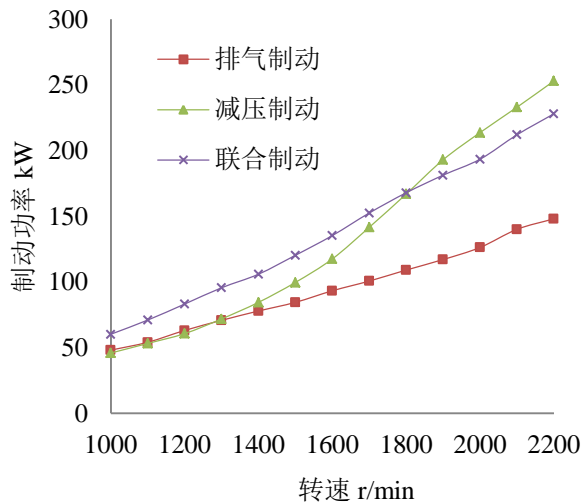


图 4.14 3 种制动工况下制动功率随转速的变化

图 4.14 是减压制动、排气制动、联合制动工况制动功率随转速变化的曲线图。从图中的曲线对比来看，单独减压制动时的制动功率曲线与联合制动时的制动功率曲线在 1800r/min 时有一个交点。由此可以看出：增加排气蝶阀对低转速

区域的制动功率有增效作用；但在发动机常用制动转速区域内，排气蝶阀对制动功率的贡献为负值。考虑到增加蝶阀将会引起排气门浮动的问题，因此减压制动不建议与排气蝶阀共同使用。

4.4.3 排量对减压制动的制动功率的影响

通过对其他发动机辅助制动系统的研究发现，除了转速、排气背压等对制动功率有影响外，发动机排量是影响发动机制动功率的重要因素之一。前面已经对配有减压制动器的 10.4L 发动机进行了试验测试，为了研究排量对减压制动制动功率的影响，对同样装有减压制动器的 11.8L 发动机的制动功率进行测试。试验样机参数如表 4.16 所示。

表 4.16 试验样机技术参数

排量 (L)	11.8
气缸数	6
标定转速 (r/min)	1900
最高允许制动转速 (r/min)	2100

将两种不同排量的发动机的测试结果综合，可以得到两种发动机制动功率随转速变化的对比曲线图，如图 4.15 所示。由图中曲线的对比可以看出，与其他发动机辅助制动系统相似，排量大的发动机制动功率大，且排量对制动功率的影响随着转速的升高而增大。

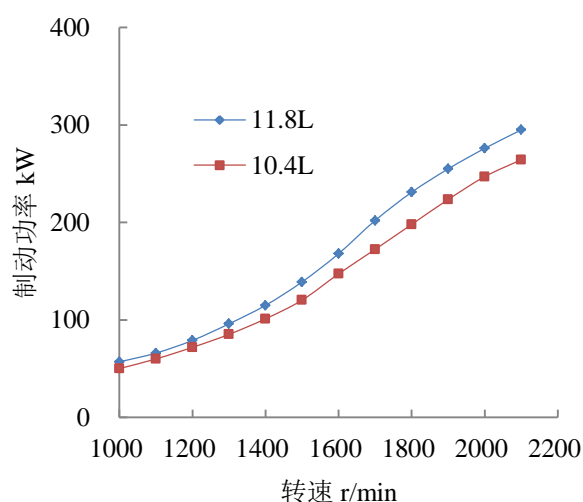


图 4.15 不同排量的发动机在减压制动工况下制动功率随转速的变化

4.4.4 减压制动在重型卡车上的匹配

与其他发动机辅助制动系统的匹配方法一致，为消除排量对制动功率的影响，

将最大允许制动转速对应的制动功率除以各自的排量，可以得到测试发动机泄气制动的制动升功率，结果如表 4.17 所示。

表 4.17 最高制动转速条件下减压制动的制动升功率

排量 (L)	11.8	10.4
最高允许制动转速 (r/min)	2100	2100
制动功率 (kW)	295.0	264.4
制动升功率 (kW/L)	25	25.4

当排除排量的影响后，发动机的制动升功率非常接近，因此可以将 25kW 作为发动机减压制动的参考制动升功率。在对新的装有减压辅助制动系统的发动机进行匹配时，用各车型所需发动机辅助制动系统制动功率除以这一参数，进而得到各车型在匹配发动机制动时所需要的发动排量，如表 4.18 所示。

表 4.18 减压制动工况下满足国标限值所需发动机排量

车型	最大允许总质量 (t)	所需发动机辅助制动系统制动功率 (kW)	参考制动升功率 (kW/L)	所需发动机排量 (L)	
2 轴货车	18	61.0	25	2.4	
3 轴货车	25	85.6		3.4	
	(26)	89.2		3.6	
4 轴货车	31	106.8		4.3	
	(32)	110.3		4.4	
汽车列车	3 轴	92.7		3.7	
	4 轴	36		124.4	5.0
		(37)		127.9	5.1
	5 轴	149.0		6.0	
	6 轴	170.1		6.8	

重型卡车所配发动机使用减压制动时，其制动能力是否满足国标要求的判定条件与前文一致，由表 4.18 的结果可以看出：5 轴以下的重型卡车所配发动机使用泄气制动时，均可满足国标要求；在 6 轴车型所配发动机使用减压制动时，发动机的排量需要大于表 4.18 中的数值才能够满足国标要求。

4.5 重型卡车发动机辅助制动系统的匹配方案

将 4 种发动机辅助制动系统的匹配结果进行整合，可以得到不同轴数分类下重型卡车发动机辅助制动系统的匹配方案，如表 4.19 所示。表中所示的匹配方案均为单一发动机辅助制动系统类型时的匹配方案，如：6 轴汽车列车，在使用配置减压制动的发动机时，发动机需要 $\geq 6.8L$ ；而在使用配置排气制动的发动机

时, 发动机排量需要 $\geq 12.2\text{L}$ 。由于实际工程应用中, 2轴货车至6轴汽车列车常用的发动机排量最大不超过13L, 因此将计算结果大于13L的配置方案视为不合格, 未在本匹配方案中列出。

表 4.19 重型卡车发动机辅助制动系统的匹配方案

车型		最大允许总质量 (t)	发动机辅助制动类型及其排量
2轴货车		18	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 或 发动机制动 ($\geq 12.2\text{L}$)
3轴货车		25	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 6.1\text{L}$)
		(26)	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 6.4\text{L}$)
4轴货车		31	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 7.6\text{L}$)
		(32)	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 7.9\text{L}$)
汽车列车	3轴	27	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 6.6\text{L}$)
	4轴	36	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 8.9\text{L}$)
		(37)	减压制动 或 泄气制动 ($\geq 6.1\text{L}$) 或 排气制动 ($\geq 9.1\text{L}$)
	5轴	43	减压制动 或 泄气制动 ($\geq 7.0\text{L}$) 或 排气制动 ($\geq 10.6\text{L}$)
	6轴	49	减压制动 ($\geq 6.8\text{L}$) 或 泄气制动 ($\geq 8.1\text{L}$) 或 排气制动 ($\geq 12.2\text{L}$)

从表 4.19 中的匹配方案可以看出: 在特定的车辆总质量的条件下, 并不是所有的发动机辅助制动系统都能够满足国标要求。如 6轴汽车列车, 在车辆总中 49t 的条件下, 如果发动机匹配了排气式辅助制动系统, 发动机的排量需要 $\geq 12.2\text{L}$ 。前文测试的 8.7L 发动机标定功率为 287kW, 如从动力性和经济性匹配来

看，完全能够满足 49t 汽车列车的使用需求；但在做制动能力匹配时，如其只配置了排气制动系统，其制动能力不能满足国标的要求。这时就需要与其他的辅助制动系统联合使用才能够满足国标 GB12676 中 II 型试验中的制动要求。

在本文第 2 章中详细介绍了常用的辅助制动系统的优缺点和适用范围，其中液力缓速器和电涡流缓速器的优缺点和适用范围如表 4.20 所示。

表 4.20 液力缓速器和电涡流缓速器的优缺点及适用范围

类型	液力缓速器	电涡流缓速器
优点	可进行长时间、大功率制动	响应快，无机械磨损
缺点	冷却系统布置困难，响应时间有滞后	受制于散热问题，无法长时间、大功率制动
适用范围	长途运输的重型卡车及城际客车	城市公交及城市周边的短途驳运车辆

从表 4.20 可以看出：鉴于中国道路情况的复杂性，同时考虑到重型卡车运行工况的特殊性，液力缓速器可长时间、大功率制动的特点使其更适合的重型卡车上使用。因此后续的章节将重点研究液力缓速器在重型卡车上的应用。

4.6 本章小结

本章用理论与台架试验相结合的方式对不同类型的发动机辅助制动系统的制动能力进行了研究。针对每一种制动方式，对其制动能力造成影响的因素进行了深入的分析和阐述。以制动升功率为突破口，以实测数据为基础数据边界，设定每一种发动机辅助制动系统的参考制动升功率。给出不同发动机辅助制动系统类型在重型卡车上应用时所需要的发动机排量。

第5章 液力缓速器在重型卡车上的匹配研究

发动机辅助制动系统除电子控制元件外，大部分零部件都集成在发动机上，相较于其他辅助制动系统，其机构简单，不需要增加额外的零部件；同时由于有变速器档位的调节作用，发动机可以在较为宽广的车速范围内维持在其最大制动功率转速附近运行；增加成本少、易实现、可长时间大功率输出的特点促使发动机辅助制动系统成为重型卡车匹配辅助制动系统的首选。

虽然发动机辅助制动系统在实际工程应用中有诸多优点，但由于发动机辅助制动系统的类型较多，由前文的结论可知，并不是所有的发动机辅助制动系统都能够满足整车的需求。如总重 49t 的汽车列车，当选择排气制动的发动机时，发动机的排量需要大于 12.2L 时其制动功率才能满足国标要求，因此需要其他辅助制动系统进行替代或与其配合使用。由第 4 章的结论可知，液力缓速器更适合重型卡车的运行工况，因此本章着重介绍液力缓速器在重型卡车上的匹配研究。

5.1 研究边界的设定

本章将以国标 GB 12676 中 II 型试验所规定的试验条件为基础边界条件，进行以下 3 方面的匹配研究：

- 1) 已知发动机制动性能液力缓速器的匹配；
- 2) 单独液力缓速器制动的匹配；
- 3) 已知液力缓速器制动性能发动机辅助制动系统的匹配。

在发动机辅助制动系统工作时，由于变速器的加入，其制动能力只与制动系统的类型和发动机的排量有关，而与整车的动力传动系统的配置无关；液力缓速器与之恰恰相反，液力缓速器基本上都安装在变速器和驱动轴之间或直接安装在驱动轴上，在相同条件下，其制动能力与变速器的档位无关，只与驱动轴的转速相关，驱动轴转速又与主减速比和轮胎滚动半径相关。因此，液力缓速器的制动能力除了与其自身的性能相关外，也与整车动力传动系统的配置密切相关。由于整车动力传动系统的配置多种多样，发动机辅助制动和液力缓速器本身的制动能力也各不相同，受研究条件限制，本章不能将其一一列举。为了后面的分析、对比，本小节的研究以合作车企主要车型的配置为统一的初始研究边界。整车初始边界参数如表 5.1 所示；液力缓速器制动特性曲线如图 5.1 所示。

表 5.1 整车初始边界参数

车辆类型	6 轴汽车列车
车辆总重 (t)	49
变速器型号	12JSD180TA
主减速比	4.11
轮胎型号	12.00R20
轮胎滚动半径 (m)	0.545
发动机排量 (L)	8.7
发动机辅助制动类型	排气制动
液力缓速器型号	FH400B

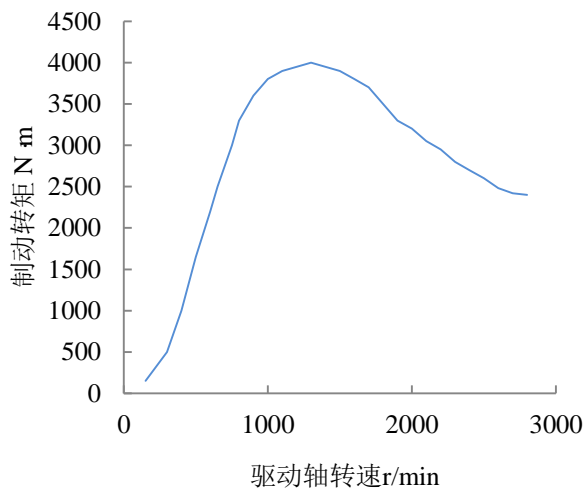


图 5.1 FH400B 型液力缓速器制动特性曲线

5.2 已知发动机制动性能条件下液力缓速器的匹配

在工程应用中，一般需要根据用户的需求选定适配车型，然后根据使用环境选定发动机及整个动力系统配置。因此，整车动力系统定型后再进行液力缓速器的匹配是比较常见的正向匹配方式。本小节所要研究的是已知发动机制动性能条件下液力缓速器的匹配，即通过理论计算的方式研究所选液力缓速器在初始整车边界条件下，与已确定发动机配合时是否满足国标 GB 12676 中 II 型试验的要求。

由表 5.1 中的基本车辆信息结合前文分析计算的结论，可以直接计算得到整车在 6% 的坡道上以 30km/h 的速度匀速滑行过程中，发动机制动功率、坡道阻力功率、风阻功率等相关参数，如表 5.2 所示。

表 5.2 根据初始边界计算所得相关参数

发动机制动功率 P_e (kW)	121.8
风阻功率 P_w (kW)	2.8
坡道阻力功率 P_i (kW)	240.1
滚动阻力功率 P_f (kW)	37.1
加速阻力功率 P_j (kW)	0

将汽车原理中功率平衡公式进行转换, 可得整车匀速滑行时所需液力缓速器的制动功率的计算公式

$$P_h = \eta_0 \left(P_i - P_f - P_w - P_j - \frac{P_e}{\eta_T} \right) \quad (5.1)$$

式中:

η_T 取 0.85;

η_0 取 0.98。

将表 5.2 中的数值代入式中, 可得所需液力缓速器的功率为

$$P_h = 0.98 \left(240.1 - 37.1 - 2.8 - 0 - \frac{121.8}{0.85} \right) = 56.9 \text{ kW}。$$

由汽车原理可知, 在整车行驶过程中驱动轴转速与车速之间的关系式为

$$n = \frac{u_a i_0}{2\pi r} \quad (5.2)$$

式中:

n —— 驱动轴转速;

u_a —— 当前车速;

i_0 —— 驱动桥主减速比;

r —— 轮胎滚动半径。

将整车的配置参数代入公式中, 再经过单位换算可以算出驱动轴的转速为

$$n = \frac{u_a i_0}{2\pi r} = \frac{30 \times 4.11}{2\pi \times 0.545} = 600 \text{ r/min}$$

已知驱动轴转速及制动功率, 可以通过公式计算出此时所需要的驱动轴制动转矩, 计算公式为

$$T_h = \frac{9550 P_h}{n} \quad (5.3)$$

式中：

P_h ——制动功率；

T_h ——驱动轴制动转矩；

n ——驱动轴转速。

将轴速和制动功率代入式（5.3）中，可以算出满足 GB12676 中 II 型试验条件下，所需液力缓速器的制动转矩为

$$T_h = \frac{9550 \times P_h}{n} = \frac{9550 \times 56.9}{600} = 905.8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

原始选定的液力缓速器为 FH400B，制动转矩随驱动轴转速变化的外特性曲线图见图 5.1 所示。以驱动轴转速 600r/min 为横坐标，查表可得此时液力缓速器的外特性制动转矩约为 2200 N·m。将计算所得制动转矩和查表所得制动转矩进行对比，如表 5.3 所示。

表 5.3 制动转矩对比表

项目	数值
计算所需制动转矩 (N·m)	905.8
液力缓速器特性制动转矩 (N·m)	2200

由表中数据对比可以看出，液力缓速器在轴速 600r/min 时的外特性转矩大于此时所需的制动转矩，表示所选液力缓速器在设定的整车边界条件下，在与选定发动机辅助制动系统配合后可以满足国标 GB 12676 中 II 型试验的要求。

上述的匹配计算过程设定了单一的整车边界，整个计算过程的整车边界可以根据工程应用中的实际情况进行更改、代入，当整车边界如整车总重、发动机排量、发动机辅助制动类型、主减速器等参数发生变化时，可根据上述计算过程重新计算得到匹配结果。

5.3 单独液力缓速器制动在重型卡车上的匹配

5.3.1 理论分析

液力缓速器的制动性能主要体现在不同轴速下的制动转矩，轴速与车速及主减速比相关。为了更好分析国标 GB12676 中 II 型试验对液力缓速器制动能力的要求，本小节将通过理论计算的方式分析在现有整车边界条件下，单独使用 FH400B 型液力缓速器是否能够满足国标 GB12676 中 II 型试验的要求；同时分析主减速比等边界参数的变化对液力缓速器制动性能的影响。

根据整车边界的设定及前文分析计算结果，可以得到以下初始计算参数，如表 5.4 所示。

表 5.4 已知计算参数表

项目	值
发动机制动功率 P_e (kW)	0
风阻功率 P_w (kW)	2.8
坡道阻力功率 P_i (kW)	240.1
滚动阻力功率 P_f (kW)	37.1
加速阻力功率 P_j (kW)	0
驱动轴转速 (r/min)	600
驱动轴 600r/min 时液力缓速器的特性制动转矩 (N·m)	2200

将表 5.4 中相关参数代入式 (5.1) 中，可以得到液力缓速器需求制动功率为 204.3kW；再将需求制动功率及传动轴转速代入式 (5.3) 中，可以得出液力缓速器需求制动转矩为 3251.5 N·m；最后将计算结果与已知液力缓速器制动特性参数进行对比，可以得到表 5.5 所示的对比结果。

表 5.5 制动转矩对比表

项目	数值
需求制动转矩 (N·m)	3251.5
液力缓速器外特性制动转矩 (N·m)	2200

从表 5.5 中的数据对比来看，在初始设定的整车传动系统边界的条件下，单独的液力缓速器制动无法满足国标 GB12676 中 II 型试验的要求。

5.3.2 试验验证

1) 试验目的

以国标要求的检测方法进行试验，通过试验的方式反向验证前文理论分析的正确性。

2) 试验准备

试验车辆：试验车辆的具体参数如表 5.1 所示。

试验场地：襄樊试验场。

试验仪器：VBOX-II SX 多功能测试仪，传感器，数据采集仪，笔记本电脑等。

3) 试验方案

本次试验测试车辆在液力缓速器开启状态下的滑行数据。试验在性能路上进行，液力缓速器 V 档、变速器空挡、初始车速 30km/h，记录车速下降 5km/h 时

的滑行时间和滑行距离。为尽量减少地势、风速等因素的影响，每次滑行均采用正反两个方向进行，最后数据处理采用平均值。

4) 滑行试验结果分析

表 5.6 为变速器空档、缓速器 V 档时，车速从 30km/h 滑行到 25km/h 的滑行试验结果。

表 5.6 30~25km/h 滑行试验结果

参数	车速 (km/h)	滑行时间 (s)	滑行距离 (m)
起始	30	0	0
结束	25	3.49	26.69

根据国标 GB12676 对缓速器试验的规定，减速度测定试验中，平均减速器的计算公式为

$$a_m = \frac{1.39}{T_0} \quad (5.4)$$

式中， T_0 为车速下降 5km/h 所用的时间。

将试验结果带入式中可得平均减速度 $a_m = 0.4\text{m/s}^2$ ，计算结果小于国标 0.5m/s^2 的要求，表明 FH400B 型液力缓速器在此次试验车型配置的条件下是无法满足国标要求的。试验的结果与上一小节理论计算的结果一致，证明了前文关于单独液力缓速器制动能力部分的理论分析是正确的。

5.3.3 单独液力缓速器制动的匹配研究

表 5.7 列举目前国内制动能力比较突出，适合重型卡车上使用的的 4 款液力缓速器的基本参数。结合表 5.5 和表 5.7 可以看出，在初始设定的整车传动系统边界的条件下，满足国标要求需求制动转矩已经大于两种并联式液力缓速器的最大特性制动转矩；另外一款串联式液力缓速器的基本参数与计算所选 FH400B 液力缓速器的基本参数一致。因此可以初步判定，在不更改整车动力传动系统的情况下，目前大部分的液力缓速器在单独制动时都无法满足国标要求。

表 5.7 不同型号液力缓速器的基本参数

缓速器型号	FH400B	FHB320B	VR133-2	VR115CT
连接形式	串联	并联	串联	并联
最大输出轴转速 (r/min)	2800	2500	2800	2650
输出轴最大制动转矩 (N·m)	4000	3200	4000	3200
速比	1	2	1	2

由汽车原理可知，使汽车匀速下行时的力学条件是轮边受力相等，即整车重力沿坡道向下的分力与各阻力之和相等，公式如下

$$F_i = F_f + F_w + F_h + F_j \quad (5.5)$$

经过公式转换，可以得出在车辆匀速下行时的液力缓速器的制动转矩的计算公式

$$T_h = \frac{(F_i - F_f - F_w - F_j) \cdot r}{i_0 \cdot \eta_0} \quad (5.6)$$

或

$$T_h = \frac{(Gi - Gf - \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 - \delta m \frac{du}{dt}) \cdot r}{i_0 \cdot \eta_0} \quad (5.7)$$

从式 (5.7) 中可以看出，车辆下坡时影响所需液力缓速器制动转矩 T_h 大小的主要参数为：车辆总质量 m 、车速 u_a 、主减速比 i_0 。

当车速 u_a 确定为 30km/h 后，风阻对整车制动能力的影响很小，暂不考虑；所需液力缓速器制动转矩 T_h 只与车量总质量 m 和主减速比 i_0 相关。

1) 已知车辆总重时主减速比的选择

将常用的主减速比代入公式 5.7 中，可得不同速比条件下整车所需的制动转矩，结果如表 5.8 所示。

表 5.8 以 30km/h 匀速下行时不同主减速比所需制动转矩

项目	计算结果						
主减速比	3.36	3.7	4.11	4.44	4.8	5.2	5.73
需求制动转矩 (N m)	3975.5	3610.2	3250.0	3008.5	2782.8	2568.8	2331.2

由式 (5.2) 可知，当主减速比变化时，相同车速的情况下，驱动轴的转速也将发生变化。将主减速比代入式中，可得到不同主减速比对应的驱动轴转速，结果如表 5.9 所示。

表 5.9 以 30km/h 匀速下行时不同主减速比对应驱动轴转速

项目	计算结果						
主减速比	3.36	3.7	4.11	4.44	4.8	5.2	5.73
驱动轴转速 (r/min)	491	540	600	648	701	759	837

根据表 5.9 中的计算结果，再对应 FH400B 型液力缓速器的特性曲线，查表可近似求得不同驱动轴转速下的液力缓速器特性制动转矩，结果如表 5.10 所示。

表 5.10 液力缓速器在不同驱动轴转速下的特性制动转矩

项目	计算结果						
驱动轴转速 (r/min)	491	540	600	648	701	759	837
特性制动转矩 (N·m)	1600	2000	2200	2500	2850	3000	3400

将表 5.8~表 5.10 的计算结果整合，可以得到表 5.11 所示的计算结果。

表 5.11 不同主减速比条件下的计算结果

主减速比	驱动轴转速 (r/min)	需求制动转矩 (N·m)	特性制动转矩 (N·m)
3.36	491	3975.5	1600
3.7	540	3610.2	2000
4.11	600	3250.0	2200
4.44	648	3008.5	2500
4.8	701	2782.8	2850
5.2	759	2568.8	3000
5.73	837	2331.2	3400

以主减速比为横坐标，需求制动转矩和特性制动转矩为纵坐标，可以得到图 5.2 所示的曲线图。

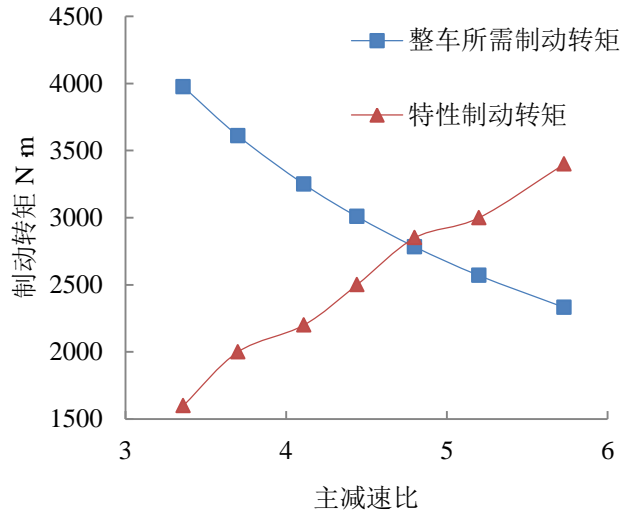


图 5.2 不同主减速比条件下需求制动转矩与特性制动转矩的关系

从图 5.2 可以直观的看出，整车需求制动转矩随主减速比的增大而减小，液力缓速器特性制动转矩在所列举的主减速比范围内，随着主减速比的增大而增大。图中两条曲线有一个交点，在交点之前整车的的需求制动转矩大于液力缓速器外特性制动转矩，此时液力缓速器单独制动时无法满足国标 GB12676 中 II 型试验的要求；在相交点之后整车的的需求制动转矩小于液力缓速器的特性制动转矩，此时液力缓速器单独制动时可以满足国标要求。由此可以得出结论，单独使用 FH400B

型液力缓速器进行制动的情况下，需要整车主减速比 ≥ 4.8 时，才可以满足 II 型试验的要求。

虽然通过理论计算，找到了解决所选液力缓速器匹配整车后无法满足国标要求的匹配方法，但从动力性和经济性匹配角度来看，4.8 及其以上的主减速比在牵引车上并不适用。因此，在牵引车 49t 整车边界条件下，液力缓速器时仍然需要与发动机辅助制动系统配合使用。

上述结论的得出基于初始整车边界，当整车边界如整车总重、整车外形、主减速比等参数发生变化时，可根据上述计算过程重新计算得到匹配结果。

2) 已知主减速比，所选液力缓速器可以满足的整车重量

表 5.11 的计算结果是以总质量 49t 为常量，主减速比为变量得出。如将总质量设为变量，主减速比设为常量 4.11，可以算出不同最大允许总质量下整车需求的制动转矩。结合第 3 章中介绍的不同车型最大允许总质量限值，同时代入主减速比 4.11 时所选液力缓速器的特性转矩，可以得到表 5.12 所示的汇总结果。

表 5.12 不同总质量条件下的计算结果

车型	最大允许总质量 (t)	需求制动转矩 (N·m)	特性制动转矩 (N·m)
2 轴货车	18	1165.1	2200
3 轴货车	25	1635.9	2200
	(26)	1703.1	2200
4 轴货车	31	1770.4	2200
	(32)	2039.4	2200
汽车 列 车	3 轴	27	2106.7
	4 轴	36	2375.7
		(37)	2443.0
	5 轴	43	2846.5
6 轴	49	3250.0	2200

以最大允许总质量为横坐标，整车需求制动转矩和外特性制动转矩为纵坐标，可以得到图 5.3 所示的曲线图。

由图 5.3 可以直观的看出，在总重 33t 及其以下的车型上使用时，其制动性能可以满足国标 GB12676 中 II 型试验的要求。

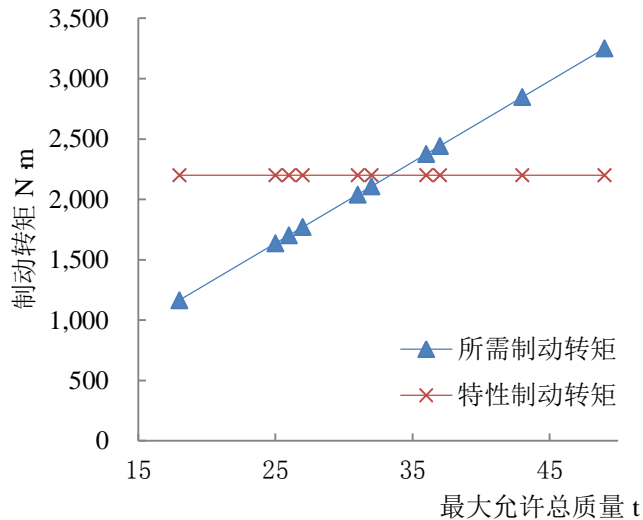


图 5.3 不同总质量条件下需求制动转矩与特性制动转矩的关系

3) 总质量与主减速比同为变量时液力缓速器的匹配

前文所有匹配计算均在一个变量的情况下进行，如主减速比的匹配也是在总重 49t 汽车列车的边界下进行。在实际的工程应用中，整车载重量、车辆类型与动力传动系统的配套有着密切的关系。第 3 章中已经明确了国标对汽车进行的分类：可简单分为汽车列车和载货汽车。不同的车型适用于不同的工作区域，同时其动力传动系统的配置也不尽相同。具体如表 5.13 所示。

表 5.13 重型卡车动力传动系统列表

汽车类型	汽车列车	载货车
轴（根）	3, 4, 5, 6	2, 3, 4
常用变速器	12 档	8 档, 9 档
常用主减速比	3.36, 3.7, 4.11, 4.44	4.8, 5.2, 5.73
适用区域	适合省际、城际等长途运输工况，高速公路或路况较好的省道	城际或城市周边，矿区、矿区周边及城市周边等短途运输

从表 5.13 中的内容可以看出，当整车功能不同，其轴数、变速器型号、主减速比等均不同；这导致整车最大允许总质量及驱动轴的转速也不尽相同。为了更进一步的研究，在复杂的边界条件下找出其相近点，可以分类对其进行研究。

根据公式 5.7 可以算出各总质量条件下，汽车列车满足 GB12676 中 II 型试验要求的需求制动转矩。结合前文已经得出的 FH400B 液力缓速器在相应主减速比下的特性转矩，可以得到表 5.14 所示的结果。

以同样的方法可以得各总质量条件下，载货汽车满足 GB12676 中 II 型试验的要求的需求制动转矩与所选液力缓速器特性转矩的汇总表，如表 5.15 所示。

表 5.14 汽车列车在不同主减速比条件下需求制动转矩

主减速比		3.36	3.7	4.11	4.44	
FH400B 液力缓速器特性转矩 (N·m)		1600	2000	2200	2500	
需求制动转矩 (N·m)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	3975.5	3610.2	3250	3008.5
	5 轴	43	3481.9	3161.9	2846.5	2634.9
	4 轴	(37)	2988.3	2713.7	2443	2261.4
		36	2906.0	2639.0	2375.7	2199.1
3 轴	27	2165.6	1966.6	1770.4	1638.8	

表 5.15 载货汽车在不同主减速比条件下需求制动转矩

主减速比		4.8	5.2	5.73	
FH400B 液力缓速器外特性转矩(N·m)		2850	3000	3400	
需求制动转矩 (N·m)	轴数	总质量 (t)			
	4 轴	(32)	1803.8	1665.1	1511.1
		31	1746.3	1611.9	1462.8
	3 轴	(26)	1458.3	1346.1	1221.6
		25	1400.7	1293	1173.4
2 轴	18	997.8	920.9	835.7	

通过对表 5.14 的计算结果的分析, 可得出如下结论:

(1) 当主减速比为 3.36, 所选液力缓速器 FH400B 单独制动时, 其制动性能均不能满足 GB12676 中 II 型试验的要求。

(2) 当主减速比为 3.7、4.11, 所选液力缓速器 FH400B 单独制动时, 只有匹配在 3 轴牵引列车上, 其制动性能才能够满足 GB12676 中 II 型试验的要求; 当其匹配在 4 轴及其以上的牵引列车上时, 其制动性能均不能满足 GB12676 中 II 型试验的要求。

(3) 当主减速比为 4.44, 所选液力缓速器 FH400B 单独制动时, 需要匹配在 4 轴以下牵引列车上时, 其制动性能能够满足 GB12676 中 II 型试验的要求。

汽车列车匹配结论汇总如表 5.16 所示。

表 5.16 FH400B 型液力缓速器在汽车列车上的制动能力

FH400B 型液力 缓速器单独制动 能否满足国标要 求	轴数	总质量 (t)	主减速比			
			3.36	3.7	4.11	4.44
	6 轴	49	×	×	×	×
	5 轴	43	×	×	×	×
	4 轴	(37)	×	×	×	√
		36	×	×	×	√
	3 轴	27	×	√	√	√

由表 5.15 的计算结果可以看出，主减速比为 4.8、5.2、5.73 的载货汽车，由于整车最大允许总质量较小，因此，所选液力缓速器 FH400B 单独制动时，其制动性能均能够满足 GB12676 中 II 型试验的要求。载货汽车匹配结果如表 5.17 所示。

表 5.17 FH400B 型液力缓速器在载货汽车上的制动能力

FH400B 型液力缓速器单独制动能否满足国标要求	轴数	总质量 (t)	主减速比		
			4.8	5.2	5.73
	4 轴	(32)	√	√	√
		31	√	√	√
	3 轴	(26)	√	√	√
		25	√	√	√
	2 轴	18	√	√	√

5.4 已知液力缓速器制动性能发动机辅助制动系统的匹配

由前一小节分析计算的结果可知，汽车列车最高允许总质量较大，同时使用工况决定了其所配主减速比较小，这使得其所配主流液力缓速器单独制动时，无法满足 GB12676 中 II 型试验的要求。这说明在某些特定配置车型上仍然需要将发动机辅助制动系统和液力缓速器组合使用。本章第二小节介绍了已知发动机辅助制动系统制动性能条件下液力缓速器的匹配方法，本小节将讨论已知液力缓速器制动性能条件下发动机制动系统的匹配方法。

前文表 5.14 中已经给出了汽车列车在不同主减速比条件下的需求制动转矩，将需求制动转矩减去对应轴速下液力缓速器的特性制动转矩，可以得到不同主减速比条件下制动转矩差值，如表 5.18 所示。

表 5.18 不同主减速比条件下制动转矩差值

主减速比		3.36	3.7	4.11	4.44	
传动轴转速		491	540	600	648	
不同最大允许总质量条件下，所需制动转矩差值 (N·m)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	2375.5	1610.2	1050.0	508.5
	5 轴	43	1881.9	1161.9	646.5	134.9
	4 轴	(37)	1388.3	713.7	243.0	-238.6
		36	1306.0	639.0	175.7	-300.9
3 轴	27	565.6	-33.4	-429.6	-861.2	

从表 5.18 中计算结果可以看出，有些差值为负，表示单独液力缓速器的制动能力已经能够满足国标要求，为无关项，后续分析将不再考虑。

已知驱动轴转速及制动转矩可以通过公式计算出此时需要的制动功率，计算公式为

$$P = \frac{T \cdot n}{9550} \quad (5.7)$$

式中：

P ——制动功率；

T ——驱动轴制动转矩；

n ——驱动轴转速。

将相关数值代入式中，除以后桥传动系统 0.98，再乘以车辆整体传动效率 0.85，可得各不同配置条件下所需发动机辅助制动系统的制动功率，如表 5.19 所示。

表 5.19 不同主减速比条件下所需发动机辅助制动系统制动功率

主减速比		3.36	3.7	4.11	4.44	
不同最大允许总质量条件下，所需发动机辅助制动系统制动功率 (kW)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	140.8	105.0	76.1	39.8
	5 轴	43	111.6	75.7	46.8	10.6
	4 轴	(37)	82.3	46.5	17.6	——
		36	77.4	41.7	12.7	——
3 轴	27	33.5	——	——	——	

本文第 4 章中已经给出了不同发动机辅助制动系统的平均制动升功率，如表 5.20 所示。

表 5.20 不同发动机辅助制动类型参考制动升功率

制动方式	参考制动升功率 (kW/L)
减压制动	25
泄气制动 (完全制动)	21
排气制动	14
发动机制动	5

表 5.21 匹配减压制动时所需发动机的排量

主减速比		3.36	3.7	4.11	4.44	
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	5.6	4.2	3.0	1.6
	5 轴	43	4.5	3.0	1.9	0.4
	4 轴	(37)	3.3	1.9	0.7	——
		36	3.1	1.7	0.5	——
3 轴	27	1.3	——	——	——	

将表 5.19 的计算结果分别除以各发动机辅助制动系统的平均制动升功率可

以得到配置不同发动机辅助制动系统时发动机的排量，结果如表 5.21~表 5.24 所示。

表 5.22 匹配泄气制动时所需发动机的排量

主减速比			3.36	3.7	4.11	4.44
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	6.7	5.0	3.6	1.9
	5 轴	43	5.3	3.6	2.2	0.6
	4 轴	(37)	3.9	2.2	0.8	——
		36	3.7	2.0	0.6	——
3 轴	27	1.6	——	——	——	

表 5.23 匹配排气制动时所需发动机的排量

主减速比			3.36	3.7	4.11	4.44
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	10.1	7.5	5.4	2.8
	5 轴	43	8.0	5.4	3.3	0.8
	4 轴	(37)	5.9	3.3	1.3	——
		36	5.5	3.0	0.9	——
3 轴	27	2.4	——	——	——	

表 5.24 匹配发动机制动时所需发动机的排量

主减速比			3.36	3.7	4.11	4.44
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	28.2	21.0	15.2	8.0
	5 轴	43	22.3	15.1	9.4	2.1
	4 轴	(37)	16.5	9.3	3.5	——
		36	15.5	8.3	2.5	——
3 轴	27	6.7	——	——	——	

表 5.21~表 5.24 中得出的计算结果是匹配不同发动机辅助制动系统类型时发动机的最小排量。实际工程应用中，如缓速器制动性能发生了变化，需要按照上述计算过程重新进行计算；然后根据所配发动机的缓速器类型，将发动机的排量与表中相应的排量进行对比，如发动机实际排量大于表中排量，表示所配发动机辅助制动系统与液力缓速器配合后能够满足国标 GB12676 中 II 型试验的要求。

5.5 本章小结

本章以国标 GB 12676 中 II 型试验所规定的试验条件为基础边界，并设定了理论研究的初始边界条件，在所设定边界条件下，对液力缓速器制动的匹配进行以下 3 方面的研究：

- 1) 已知发动机制动性能液力缓速器的匹配;
- 2) 单独液力缓速器制动的匹配;
- 3) 已知液力缓速器制动性能发动机辅助制动的匹配。

在已知发动机制动性能液力缓速器的匹配研究中,主要以功率平衡方程为支点,给出了液力缓速器的匹配方法及计算过程。当整车边界如整车总重、发动机排量、发动机辅助制动类型、主减速器等参数发生变化时,可根据计算过程重新计算得到匹配结果。

在单独液力缓速器制动的匹配研究中,通过理论计算和整车试验证明了在初始设立的边界条件下,现有液力缓速器均不能满足国标 II 型试验的要求。为寻求解决方法,本节以最大允许总质量和主减速比互为边界条件,分别研究了在最大允许总质量为定值时主减速比的匹配方法;主减速比为定值时整车能够满足国标要求的最大允许总质量限值。最后本章还将重型卡车按汽车列车和载货汽车进行分类,并给出了各车型中,单独液力缓速器制动条件下,满足国标要求的最大允许总质量及主减速比配置方案。

在已知液力缓速器制动性能发动机辅助制动系统的匹配研究中,通过理论计算,总结了不同最大允许总质量边界条件下,不同主减速比的整车所需要的发动机辅助制动系统的制动功率;按照不同的发动机辅助制动系统类型进行分类,详细计算了装配不同辅助制动系统时所需要的发动机的排量。在实际工程应用中可根据实际所配发动机的排量及辅助制动类型进行查表比较得出最终结论。

第6章 结论与展望

6.1 结论

本文在收集和整理前人对辅助制动系统研究成果的基础上,通过模拟计算和试验相结合的研究方法对重型卡车辅助制动系统的匹配进行了研究,本文主要完成了以下主要工作:

1) 通过资料收集和整理,对我国公路交通安全现状进行了分析,阐述了本文的选题背景和研究目的。详细介绍了各类型辅助制动系统的结构特点、工作原理,优缺点及适用范围,确定了研究主体。优缺点及适用范围对比如表 6.1 所示。

表 6.1 不同辅助制动系统间的对比

类型	优点	缺点	适用范围
发动机辅助制动系统	容易实现,可长时间、大功率制动。	种类较多,根据种类不同,制动效果参差不齐	各类车辆
液力缓速器	可长时间、大功率制动	成本高,冷却系统布置困难,响应时间有滞后	长途运输的重型卡车及城际客车
电涡流缓速器	响应快,无机械磨损	受制于散热问题,无法长时间、大功率制动	城市公交及城市周边的短途驳运车辆

2) 通过对国标 GB7258、GB1589、GB12676 的解析、简化,按轴数分类归纳总结了国标对不同轴数车辆的总质量要求;以汽车原理为基础,通过数学模型的建立,详细计算了不同总质量车型满足国标 GB12676 中规定的 II 型试验要求所需的制动功率,计算结果如表 6.2 所示。

表 6.2 不同重卡车型所需辅助制动功率

车型	最大允许总质量 (t)	所需辅助制动功率 (kW)	
2 轴货车	18	71.8	
3 轴货车	25	100.7	
	(26)	104.9	
4 轴货车	31	125.6	
	(32)	129.7	
汽车列车	3 轴	109.0	
	4 轴	36	146.3
		(37)	150.5
	5 轴	43	175.3
6 轴	49	200.2	

3) 以理论分析与试验相结合的方法,对发动机制动、排气制动、泄气制动、减压制动等制动工况进行了研究;以制动升功率为切入点,提出了整车满足II型试验的边界条件下,发动机辅助制动类型及发动机排量的匹配方法。匹配结果如表 6.3 所示。

表 6.3 重型卡车发动机辅助制动系统的匹配方案

车型		最大允许总质量 (t)	发动机辅助制动类型及发动机排量
2 轴货车		18	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 或 发动机制动 ($\geq 12.2L$)
3 轴货车		25	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 6.1L$)
		(26)	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 6.4L$)
4 轴货车		31	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 7.6L$)
		(32)	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 7.9L$)
汽车 列车	3 轴	27	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 6.6L$)
	4 轴	36	减压制动 或 泄气制动 或 排气制动 ($\geq 8.9L$)
		(37)	减压制动 或 泄气制动 ($\geq 6.1L$) 或 排气制动 ($\geq 9.1L$)
	5 轴	43	减压制动 或 泄气制动 ($\geq 7.0L$) 或 排气制动 ($\geq 10.6L$)
	6 轴	49	减压制动 ($\geq 6.8L$) 或 泄气制动 ($\geq 8.1L$) 或 排气制动 ($\geq 12.2L$)

4) 以国标 GB 12676 中 II 型试验所规定的试验条件为基础边界,以合作车企主销车型配置参数为初始研究边界,对液力缓速器制动的匹配进行了以下 3 方面的研究:

(1) 已知发动机制动性能液力缓速器的匹配研究。在此项研究中，主要以功率平衡方程为支点，给出了液力缓速器的匹配方法及计算过程。当整车边界如整车总重、发动机排量、发动机辅助制动类型、主减速器等参数发生变化时，可根据计算过程重新计算得到匹配结果。

(2) 单独液力缓速器制动的匹配研究。在此项研究中，通过理论计算和整车试验证明了在初始设立的边界条件下，现有大部分液力缓速器在单独使用时均不能满足国标 II 型试验的要求。为寻求解决方法，本节以车辆最大允许总质量和主减速比互为边界的条件下，分别研究的了在最大允许总质量为定值时主减速比的匹配方法；主减速比为定值时整车能够满足国标要求的最大允许总质量限值。研究表明：

在整车总重 49t 的边界条件下，单独使用 FH400B 型液力缓速器进行制动时，当整车主减速比 ≥ 4.8 时可满足国标要求。

在主减速比为 4.11 的边界条件下，在总重 33t 及其以下的车型上单独使用 FH400B 型液力缓速器，其制动性能可以满足国标要求。

本文将重型卡车按实际使用工况进行了分类，并给出 FH400B 液力缓速器单独制动条件下，汽车列车、载货汽车满足国标要求的总质量限值及主减速比配置，结果如表 6.4 和表 6.5 所示。

表 6.4 FH400B 型液力缓速器在牵引列车上的制动能力

	轴数	总质量 (t)	主减速比			
			3.36	3.7	4.11	4.44
FH400B 型液力缓速器单独制动能否满足国标要求	6 轴	49	×	×	×	×
	5 轴	43	×	×	×	×
	4 轴	37	×	×	×	√
		36	×	×	×	√
	3 轴	27	×	√	√	√

表 6.5 FH400B 型液力缓速器在载货汽车上的制动能力

	轴数	总质量 (t)	主减速比		
			4.8	5.2	5.73
FH400B 型液力缓速器单独制动能否满足国标要求	4 轴	32	√	√	√
		31	√	√	√
	3 轴	26	√	√	√
		25	√	√	√
	2 轴	18	√	√	√

(3) 在已知液力缓速器制动性能条件下发动机辅助制动类型的匹配研究中，通过理论计算，给出了最大允许总质量边界条件下，不同主减速比的整车所需要的发动机辅助制动系统的制动功率；按照不同发动机辅助制动系统类型进行了分

类，详细计算了满足上述边界条件下，装配不同辅助制动系统发动机所需要的排量。结果如表 6.6~表 6.9 所示。

表 6.6 匹配减压制动时所需发动机的排量

主减速比			3.36	3.7	4.11	4.44
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	5.6	4.2	3.0	1.6
	5 轴	43	4.5	3.0	1.9	0.4
	4 轴	(37)	3.3	1.9	0.7	——
		36	3.1	1.7	0.5	——
3 轴	27	1.3	——	——	——	

表 6.7 匹配泄气制动时所需发动机的排量

主减速比			3.36	3.7	4.11	4.44
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	6.7	5.0	3.6	1.9
	5 轴	43	5.3	3.6	2.2	0.6
	4 轴	(37)	3.9	2.2	0.8	——
		36	3.7	2.0	0.6	——
3 轴	27	1.6	——	——	——	

表 6.8 匹配排气制动时所需发动机的排量

主减速比			3.36	3.7	4.11	4.44
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	10.1	7.5	5.4	2.8
	5 轴	43	8.0	5.4	3.3	0.8
	4 轴	(37)	5.9	3.3	1.3	——
		36	5.5	3.0	0.9	——
3 轴	27	2.4	——	——	——	

表 6.9 匹配发动机制动时所需发动机的排量

主减速比			3.36	3.7	4.11	4.44
发动机排量 (L)	轴数	总质量 (t)				
	6 轴	49	28.2	21.0	15.2	8.0
	5 轴	43	22.3	15.1	9.4	2.1
	4 轴	(37)	16.5	9.3	3.5	——
		36	15.5	8.3	2.5	——
3 轴	27	6.7	——	——	——	

6.2 展望

本文的研究虽然取得了初步的成果，但依然任重道远，尚有许多有待进一步

深入进行的研究工作，这里择其要者简要讨论如下：

1)从目前的发动机辅助制动技术来看，减压制动技术的先进性非常的明显，但对于需要高车速缓速制动的车辆来讲，发动机辅助制动的制动总功率仍然偏小，目前包括减压制动在内的大部分的发动机辅助制动技术都主要用到了四个工作冲程中的一个冲程（压缩冲程或排气冲程），如果能将两个冲程都加以利用，发动机的制动功率将大大提升，这应该是后续研究的一个方向。

2) 发动机辅助制动系统匹配研究的基础试验样本较少，这对发动机辅助制动系统匹配的结论的精确性有一定的影响，后续可以增加采集样本，同时根据试验的结果对已有统计数据进行修正，增加本文匹配结论精确性。

3) 由于影响因素较多，本文对液力缓速器的匹配研究、发动机辅助制动系统和液力缓速器的联合工作的匹配研究，主要以合作车企单一车型的动力传动配置作为理论边界进行，并且给出的分析和讨论结果多为理论计算，并未进行试验验证，这需要在后续学习和工作中进一步的研究。

致谢

本文是在倪计民教授悉心指导与帮助下完成的，倪教授知识渊博、治学严谨同时又幽默风趣，富有实践精神。导师严谨的治学态度和真诚坦荡的人格使我终身受益，本文在撰写过程时，遇到了很多困难和问题，是倪教授乐观豁达的精神一直激励着我，在此仅表诚挚的谢意。

感谢教授级高级工程师姜锋在理论学习上的指导和实践、试验方面的帮助，本文在实践、试验中利用了很多公司的资源，感谢公司领导的大力支持，同时也感谢团队同事的辛勤付出，本文撰写时占用了许多业余时间，感谢家人一直以来的默默支持和鼓励。

2017年5月

参考文献

- [1] Steckel A P. Electrical Clutch and the Like.: US, US 908707 A[P]. 1909-01-05.
- [2] Cummins C L. Diesel Engine Braking Control: US, US 2876876[P]. 1959-03-10.
- [3] Schmitz T N, Holloh K, Fleckenstein G, et al. The New Mercedes-Benz Engine Brake with Pulsed Decompression Valve -Decompression Valve Engine Brake (DVB)[J]. Sae Transactions, 1994, 103(2):470-478.
- [4] Imai Y, Torii A, Kobayashi N, et al. Development of New Decompression Brake for Heavy Duty Diesel Engine[J]. Jsae Review, 1996, 17(2):213-217.
- [5] 马建,陈荫三,余强,等.汽车缓行器辅助制动效果分析[J].长安大学学报自然科学版, 1999(3):77-80.
- [6] 张炳荣.国内汽车缓速器行业标准现状及发展[J].时代汽车, 2007(11)
- [7] 侯东.汽车缓速器技术的发展及其应用[J].汽车运用,2007(8):22-24.
- [8] 刘成晔.汽车辅助制动装置发展综述[J].中国安全科学学报,2008, 18(1):105-111.
- [9] 朱会田,李俄收,许力.汽车辅助制动系统综述[J]. 重型汽车,2008(6):17-20.
- [10] 林伟财,张春雷.缓速器的分类及其在商用汽车上的应用[J].客车技术与研究,2008, 30(2):44-47.
- [11] 汤沛,熊永森.提高汽车主动安全性的新技术——辅助制动装置[J].中国农机化学报, 2008(1):75-78.
- [12] 李朝禄.发动机缓速制动[J].汽车与配件.1993(5):20-21
- [13] 王作函.Jake Brake 发动机辅助制动装置[J].商用汽车,2002(12):48-49.
- [14] 董颖,何仁.发动机制动技术的研究与展望[J].车用发动机,2006(3):1-5.
- [15] 何建清,何仁,衣丰艳.汽车用电涡流缓速器的工作原理及其使用效果[J].轻型汽车技术, 2002(11):17-24.
- [16] 吴修义.商用汽车液力缓速器[J].重型汽车,2001(6):14-17.
- [17] 黄榕清,吴磊,邵建华.汽车液力缓速器的原理及应用[J].汽车电器, 2006(11):6-8.
- [18] 陈峥峰,翟士勇.汽车液力缓速器的使用与维护[J].拖拉机与农用运输车,2007, 34(5):93-94.
- [19] 梁荣亮,过学迅.车辆液力减速器的应用现状与技术发展[J].上海汽车, 2008(2):28-31.
- [20] 吉国光.缓速器结构与使用维修[J].重型汽车,2008(3):44-46.
- [21] 李文辉,高全均,魏宏,等.发动机辅助制动作用及其对汽车制动性能的影响[J].内燃机工程,2002, 23(4):25-29.
- [22] 丁能根,朱建国.发动机制动对汽车制动性能的影响分析[J].汽车技术, 2002(6):26-28.
- [23] 肖润谋,叶燕仙,周晓悦,等.发动机制动失效的坡长临界值计算[J].交通运输工程学报, 2006, 6(4):122-126.
- [24] 孙卫静,唐金太.发动机制动技术解析及其间隙调整方法[J].内燃机,2009(4):18-20.
- [25] 惠鹏,顾永田,颜克亮.载重货车发动机制动和排气制动挡位选择研究[J].北京汽车, 2008(1):29-31.
- [26] 夏基胜.发动机辅助制动试验研究[J].车用发动机,2010(4):70-73.
- [27] 狄振华.排气门制动系统制动性能及稳定车速研究[J].科技风, 2013(16):34-34.
- [28] 罗治中.电涡流缓速器在城市公交车上应用效果的研究分析[J].人民公交, 2003(3):45-47.

- [29] 何仁,衣丰艳,何建清.电涡流缓速器制动力矩的计算方法[J].汽车工程,2004,26(2):197-200.
- [30] 何仁,严军,鲁明.液力缓速器三维数值模拟及性能预测[J].汽车工程,2009,31(3):250-252.
- [31] 刘少林.电涡流缓速器性能测试系统的研究[D].浙江大学,2004.
- [32] 吴佩珊.发动机辅助制动模拟研究[D].江苏大学,2009.
- [33] 宋建军.重型载重汽车液力缓速器及其控制系统研究[D].吉林大学,2013.
- [34] 范守林.福伊特液力缓速器(上)[J].商用汽车,2004(8):75-77.
- [35] 范守林.福伊特液力缓速器(下)[J].商用汽车,2004(9):75-79.
- [36] 赵旭日,刘春迎.商用车营销红宝书[M].机械工业出版社,2009.
- [37] 余志生.汽车理论.第5版[M].机械工业出版社,2009.
- [38] 何仁.汽车辅助制动装置(现代道路交通安全技术丛书)[M].化学工业出版社,2005.
- [39] 汪贵行,汪学慧.液力缓速器与电涡流缓速器[J].汽车维护与修理,2007(2):53-55.
- [40] 林彩霞,张建莉.液力缓速器制动性能分析[J].汽车与安全,2009(6):63-66.
- [41] 霍仕武,汪勇,张丽.电涡流缓速器的应用研究[J].淮海工学院学报:自然科学版,2004,13(4):17-19.
- [42] 刘成晔,沈建明,何仁,等.电涡流缓速器转子盘风道散热结构参数影响分析[J].兵工学报,2011,32(2):236-241.
- [43] 郭劲琰,胡立章,吕建刚,等.基于虚拟仪器技术的辅助制动实验台测控系统研究[J].工业仪表与自动化装置,2011(5):55-58.
- [44] 黄榕清,李刚营,胡宏.液力缓速器和电涡流缓速器[J].机电工程技术,2005,34(10):75-78.
- [45] 胡东海,何仁,顾晓丹.电涡流缓速器结构参数的节能优化设计[J].吉林大学学报(工),2014,44(5):1253-1257.
- [46] 韩云武,罗禹贡,赵峰,等.混合动力汽车发动机辅助制动控制方法[J].汽车工程,2014(12):1433-1438.
- [47] 王皆,季翔,靳小梅.传动系液力缓速器系统介绍[J].汽车实用技术,2015(8):128-130.
- [48] 孙鹏.液力缓速器的冷却水路布置[J].客车技术与研究,2010,32(6):39-40.
- [49] 余明敏.汽车电涡流缓速器试验[J].重型汽车,2004(1):18-19.
- [50] 廉保绪,丁守松.电涡流缓速器的工作原理及使用情况[J].合肥工业大学学报自然科学版,2000,23(s1):912-915.
- [51] 孙为民.电涡流缓速器的理论研究[D].北京工业大学,2005.
- [52] 焦治波.电涡流缓速器在汽车制动中的控制研究[D].长安大学,2006.
- [53] 张宁.电涡流缓速器磁场分析及运动学仿真研究[D].合肥工业大学,2007.
- [54] 何建清.车用电涡流缓速器的设计方法及其性能分析[D].江苏大学,2004.
- [55] Qiang Y U, Chen Y S, Jian M A, et al. Braking Ability of Engine Brake and Retarder Brake When Bus Downhill[J]. Journal of Changan University, 2004, 24(2):87-90.
- [56] Xiao R M, Ye Y X, Zhou X Y, et al. Critical Slope Length Computation of Engine Brake Inefficacy[J]. Journal of Traffic & Transportation Engineering, 2006, 6(4):122-126.
- [57] Yu Q, Chen Y, Jian M A, et al. A Research on Fuzzy Control System with Combination of Engine Brake, Exhaust Brake and Retarder[J]. Automotive Engineering, 2004, 26(4):476-480.
- [58] Zheng-yao, CHEN, Ru-wen, et al. Study on Braking Energy Regeneration System for City Bus[J]. International Journal of Plant Engineering & Management, 2011, 16(3):150-156.
- [59] ZHAO Guo-zhu, WEI Min-xiang. Stability of Composite Braking Produced by Retarder and Braking System[J]. Defence Technology, 2011, 07(1):42-46.
- [60] Iii H A. Control System for a Hydraulic Retarder[D]. US, 1989.

- [61] Song B, Lv J, Liu Y, et al. The Simulation and Analysis on Engine and Hydraulic Retarder Continual Braking Performance of the Tracked Vehicle on Long Downhill[C]// International Conference on Electronic Measurement & Instruments. IEEE, 2009:3-928-3-931.
- [62] Cooney T J, Mowatt J E. Development of a Hydraulic Retarder for the Allison AT545R Transmission[J]. Sae Transactions, 1995, 104:503-514.

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

彭德彪, 男, 1979年3月生。

2003年7月毕业于江苏科技大学 热能与动力工程专业 获学士学位。

2011年3月入同济大学读硕士研究生。

已发表论文:

[1] 彭德彪, 倪计民. 重型卡车发动机辅助制动系统匹配方法的研究. 柴油机设计与制造.