

目 录

摘要.....	I
Abstract.....	II
第 1 章 绪 论.....	1
1.1 课题研究前景.....	1
1.2 国内外研究现状.....	1
1.2.1 国外加热器研究现状.....	2
1.2.2 国内加热器研究现状.....	3
1.2.3 国内外的技术差距.....	4
1.3 课题研究主要内容.....	5
第 2 章 车用加热器简介.....	6
2.1 车用加热器工作原理.....	6
2.2 车用加热器的分类.....	8
2.3 车用加热器的用途.....	9
2.4 加热器在汽车上的安装.....	11
2.5 加热器的发展趋势.....	11
第 3 章 黄海客车加热器功率的匹配计算.....	13
3.1 车内空气升温所需加热器的功率.....	13
3.1.1 一般车辆加热器功率的计算方法.....	13
3.1.2 汽车加热器功率的计算方法.....	14
3.1.3 车窗玻璃散热量.....	15
3.1.4 车壁散热量.....	16
3.1.5 室内空气温升所需热量.....	16
3.1.6 小结.....	17
3.2 发动机冷起动所需加热器的功率.....	17
3.3 加热器功率的确定.....	18
3.4 冷起动所需时间的计算和验证.....	18
3.5 本章小结.....	19
第 4 章 加热器燃烧室配风及水泵、油泵的选取.....	20
4.1 燃烧室配风原则.....	20
4.2 燃烧稳焰原理及措施.....	20
4.3 助燃空气调整.....	21
4.4 水泵的选择原则.....	22
4.5 油泵的选取原则.....	22
4.6 本章小结.....	23
第 5 章 喷油嘴参数确定及点火方式分析.....	24
5.1 喷油嘴的几种类型.....	24

5.2 不同喷油嘴的性能对比.....	24
5.3 不同喷油锥体、喷油锥角对比.....	25
5.4 点火方式分析.....	26
5.5 本章小结.....	27
第 6 章 燃烧污染物的生成机理及防护措施.....	28
6.1 主要污染物及危害.....	28
6.2 污染物生成机理.....	28
6.2.1 HC 生成机理.....	29
6.2.2 CO 生成机理.....	29
6.2.3 NO _x 生成机理.....	30
6.2.4 炭烟生成机理.....	31
6.3 污染物减排措施.....	31
6.4 本章小结.....	32
第 7 章 车用加热器的改进与提高.....	33
7.1 尾气换热器.....	33
7.2 尾气换热器的设计方案.....	33
7.3 尾气换热器对加热器产生的影响分析.....	34
7.4 换热管的设计与改进分析.....	34
7.5 本章小结.....	35
第 8 章 结 论.....	36
致 谢.....	38
参考文献.....	39

第1章 绪 论

1.1 课题研究前景

随着社会的不断发展，人们对乘坐汽车的舒适性、安全性要求越来越高，作为独立热源的加热器得到了越来越广泛的应用。在我国东北和西北寒带地区，冬季室外温度一般会达到零下十几度甚至零下几十度。在这样的低温下，入进车后会感到很不适，人们往往会启动汽车让发动机怠速运转来进行取暖。然而随着燃油价格和燃油税的大幅度上升，人们不得不考虑减少燃油消耗，特别是减少发动机不必要的怠速运转。车用燃油加热器正好满足了这一需求，无论是在驻车发动机关闭期间还是在行车期间加热器均可可为车辆提供适宜的温度。车用加热器不仅可以在冬季或寒冷地区进行车内取暖，还可以对汽车驾驶室前窗玻璃进行除霜，并且在汽车低温冷起动时预热发动机等。加热器的取暖、除霜功能提高了乘车的舒适性和行车安全性。低温环境下预热发动机，则解决了低温起动难、起动慢的问题，同时还能有效地降低低温冷起动过程的排放，减少发动机冷起动磨损、延长发动机使用寿命、提高发动机燃油经济性等。基于以上种种优点，加热器得到了迅猛发展。目前，欧美日等发达国家生产的各种汽车以加热器作为必备的附属系统。夏天开空调，冬天就供暖气。我国加热器市场虽未完全成熟，但有越来越多的公交车、中高档客车、甚至轿车都装配了加热器产品。

目前国内加热器的市场状况，仍然是以客车和城市公交车以及军事用车配套为主。在此领域内，对加热器热功率的要求呈越来越大的趋势，热功率在 15KW 以上的加热器订货量大幅上升。当功率超过 15KW 时，由于油量比较大，雾化不良就会出现冒黑烟和集油网烧损严重等问题，离心雾化式和蒸发雾化式加热器已不能满足大功率加热器的技

术要求。喷雾雾化式加热器由于燃油跟空气混合充分，燃烧完全，热效率高，有害排放少，所以要重点研究喷雾雾化加热器来满足大功率加热的需要。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 国外加热器研究现状

在欧美发达国家，车用加热器已成为汽车的标准配置。现在国外的加热器技术已经发展到较高的水平。德国、美国、日本等都有专业的加热器公司及系列产品。例如德国 Eberspacher 公司和 Webasto 公司，日本的三国等。

德国的 Webasto 公司是一家具有百年历史的跨国企业，是世界汽车零部件百强企业之一。Webasto 公司自 1952 年设计发明第一台用于客车发动机的独立的汽车采暖系统后，1961 年发明了用于轿车上的泊车加热 (parking heater)，1999 年又推出了应用于卡车上的加热器 / 空调系统。Webasto 公司加热器自动化程度很高，其 Scholastic 系列产品采用单片机集中控制，可以实现自动换挡和自动诊断检测，从而可以提高乘坐舒适性，降低驾驶员疲劳。在产品的小巧美观方面 Webasto 也取得了突破，其研制的 Air Top 2000 S 气暖加热器的外型尺寸仅 $317 \times 121 \times 120\text{mm}$ ，外壳由塑料制成，轻巧别致。

德国 Eberspacher 公司是一家以发动机尾气处理与汽车采暖系统为主的跨国企业，也是世界汽车零部件百强企业之一。其早在 1993 年就与国内的河北宏业公司合作，共同开发了一系列加热器产品。目前已拥有 AIRTRONIC、D5 / 8 L、HYDRONIC 等多个系列十几种加热器产品。作为世界领先的车用加热器生产厂，Eberspacher 和 Webasto 都建有专门的研究中心，在燃烧技术，噪音控制，温度自动化控制及排放水平等方面具有很多成熟的经验和成果。

1.2.2 国内加热器研究现状

我国的车用燃油加热器与欧美相比起步较晚，1965 年才开始国内第一台加热器的研制。由于我国汽车工业整体技术水平较低，生产厂家对加热器技术的投入较少，因此在技术方面长期落后于发达国家。国内企业为了提高自身的技术水平和研发能力，不断地开展与国内高校的合作，共同进行车用加热器的开发与研究。其中河北宏业与山东大学合作，北京京威与长安大学合作。

长安大学在降低加热器工作噪音、提高点火性能以及排放水平等方面进行了相关的研究。长安大学与北京京威还合作开发出了 CNG 液体型车用加热器以及积燃料加热器。山东大学与河北宏业经过多年的研制开发目前已成功开发了小功率的蒸发雾化式燃油加热器、大功率的喷雾雾化式液体型燃油加热器。其中具有自主知识产权的 YJQ.5 小型液体加热器填补了国内在轿车、微型车及工程车等汽车上应用的空白。该加热器设计水平为国际先进,国内首创。

虽然现阶段我国的车用加热器市场还远没有成熟，市场规模也远没有欧洲市场大。但各中外加热器厂家已开始未雨绸缪，积极布局中国市场。目前我国国内生产加热器的厂家主要有河北宏业、北京京威、河北南风三家企业。和外资品牌相比，国产车用加热器产品性价比高。在本土市场具有比较大的价格比较优势。河北宏业公司依托多年的技术积累，凭借价格优势，逐渐开始在市场上发力。据统计河北宏业占据了国内加热器市场 65%—70% 的份额，拥有中通、宇通和黄海汽车加热器 100% 的订单，苏州金龙加热器 80% 的订单，厦门金龙加热器 60% 的订单。除此之外，河北宏业还积极拓展海外市场，连续三年参展俄罗斯车展，越来越多的加热器出口到俄罗斯、新西兰等国家。价格是把“双刃剑”，国内加热器厂家依靠价格优势取得了市场的成功。但价格优势不等于核心竞争力，国产加热器的定价已经偏低，有些型

号的产品利润率甚至降到了 1%，再降价空间不大，甚至有可能随着原材料价格的上涨而上涨。目前中国产品的可靠性、稳定性还没有得到国际市场的普遍认可，中国企业应该居安思危，在技术创新上下苦功，进一步提高自身的核心竞争力。

1.2.3 国内外的技术差距

(1) 控制系统方面：国外的控制电路的集成化程度较高，且防护措施较好。德国韦巴斯托公司研制的加热器的控制电路板全部采用集成电路，且外面有一个防水涂层，可靠性较高。而国内某些产品的控制电路仍然采用了很多接插件，结构较复杂，不便于拆装，可靠性也较差。在控制系统的智能化方面，也有待提高。应该采用先进的传感器技术和电子信息技术，进一步提高加热器的自动化水平。

(2) 结构布置方面：与国外产品相比，国内产品在结构的简单紧凑和轻巧方面还有很大的发展空间。应该不断采用新型轻质材料如合成塑料等，尽量用整体压铸部件代替装配件和焊接件。这些要求将随着我们的机械制造水平的提高而得以实现。

(3) 燃烧排放方面：国内研制的加热器总体排放不高，但部分产品（尤其是蒸发雾化式）存在燃烧室积炭的现象，热效率也有一定的提高空间。今后需要在助燃空气流动组织和燃油雾化方面不断改进，如合理高效的助燃空气导流结构，各级进气孔的布置方案，研究新的燃油雾化方法等。

(4) 另外还可以改进换热器的结构，通过提高高温燃气与换热介质（水或者空气）的换热效率来提高加热器的总体热效率。换热器的结构改进主要包括换热片的形状和布置方式，但燃气在其中的流动阻力不能太大，否则排气不畅，导致燃烧恶化。

总之，提高燃烧器的燃烧效率和降低排放关键要在燃烧器结构和

燃油雾化混合上做文章，以上各方面有望借助于新兴的数值模拟技术结合先进的试验手段较快地实现，本次的汽车加热器燃烧器设计和燃烧雾化结构分析及改进就是遵循这样一种思路完成的。

1.3 课题主要研究内容

本设计基于河北宏业 YJP-Q 系列燃油加热器为研究对象。首先对加热器进行了原理分析，并对黄海客车车厢热负荷计算合理匹配加热器，以摸清这些因素对加热器性能的影响，合理选择水泵、高压油泵、合理的进风量，然后对加热器进行了尺寸调研分析，换热管的方案分析；设计了不同规格的尾气换热器并进行了试验；对不同情况的加热器安装方案进行分析；对油嘴分别进行了不同喷油角度、不同喷油锥体、不同喷油量的分析，优化它们对加热器性能的最佳影响情况。最后对加热器所产生的燃烧污染物进行分析处理提出建议。

第2章 车用加热器简介

车用加热器历经近百年的发展，经历了几个不同的发展阶段，从最初的余热式到现在的独立燃烧式，产品种类越来越丰富，技术也越来越先进。汽车供暖设备按所使用的热源可分为：非独立式供暖系统和独立式供暖系统。非独立式供暖系统也称余热式供暖系统，热量来自于汽车发动机的冷却热水或废气。独立式供暖系统（即汽车加热器）的工作独立于发动机，有自己单独的供风、供油和控制装置。目前，国内加热器也逐渐成熟，形成了多个品牌，多种系列的产品。

2.1 车用加热器工作原理

车用加热器主要由五部分组成，包括：控制系统、燃料供给系统、配风系统、燃烧系统和热交换系统。

控制系统的功能是通过着火传感器、水温传感器等各种传感器的信号，控制加热器的点火、熄火过程，实现加热器的过热保护，并控制受热体、燃烧室及换热介质的温度。

燃料供给系统的作用是通过油泵将燃料以喷雾或燃油蒸汽的形式提供到燃烧室中。

配风系统主要由风扇和电机组成，其作用是配合燃烧室的形状以及燃料燃烧方式，提供助燃空气，使空气在进入燃烧室时具有一定的速度和紊流度来优化组织燃烧，保证燃烧的稳定性和连续性。

燃烧系统是燃料和空气混合并燃烧的场所，由燃烧室和点火装置组成。燃烧室的结构及大小因功率和燃料供给方式的不同而不同。点火装置（一般是点火电极）的作用是在加热器启动时迅速点燃可燃混合物。

换热系统作为加热器的重要组成部分，其作用是将燃料燃烧产生的热量传递到换热介质中。换热介质再通过管路将热量释放到应用场合。

工作过程：加热器启动时，风扇电机和水泵电机接通电源，带动助燃空气风扇和循环水泵转动，同时油泵开始给加热器供油，油在燃烧室进口处雾化并与从助燃空气进口进入的空气混合，由点火电极点火燃烧，着火传感器将信号传递给控制器，加热器开始正常工作，产生的高温燃气在燃烧室尾端折返 180 度后进入热交换体与燃烧器之间所形成的环形空间，与热交换体中换热介质换热。若是空气加热器，则空气吸热后直接进入车厢供暖；而对于液体加热器，热水还要进入另外的换热器将热量传递给空气后供车厢取暖和除霜用。整个加热器的运行过程由单片机内设定的控制程序控制。

加热器控制：针对加热器实际运行中的各种工况，设定了单片机中的加热器控制程序。加热器的运行控制包括开机程序、过热保护、故障停机和正常关机四个方面。

(1) 开机程序

按下开机按钮，加热器启动，风扇和水泵工作，控制器检测各元件工作是否正常，如发现任何故障则点火过程停止，并通过燃烧指示灯报警，用户可根据指示灯闪烁的情况对照说明书对加热器故障进行判断并予以排除。如若点火成功且着火传感器探测到火焰稳定后，点火电极停止跳火，燃烧指示灯亮，加热器进入正常工作状态。

(2) 过热保护

加热器正常工作时，对于液暖加热器，通过安装在水腔中的温度传感器对加热器进行过热保护。一般情况下设定水温不超过 800℃，当水温超过这一数值时，温度传感器将信号传递给控制器，加热器停机，而当水温低于 650℃时加热器又会自动重新启动。如果因为水路循环不畅而引起加热器过热，过热传感器动作，供油中断，加热器故障停机。

(3) 故障停机

加热器运行过程中出现故障自动熄火，控制程序会自动重新点火；当加热器的工作电压偏离正常范围（一般为 24V）时，加热器会停

机并报警；加热器运行时如果控制器检测到某一元件不正常时，也会自动停机并通过故障指示灯报警。

(4) 正常关机

在需要停机时按下关机开关，首先是油泵停止供油，而风扇电机和水泵继续运行，带动风扇继续供风和水路循环，直到加热器冷却后，系统彻底停止运行，燃烧指示灯熄灭，整个延时过程大约持续 3 分钟。

2.2 车用加热器的分类

(1) 按燃烧燃料分

按照加热器使用的燃料可将加热器分为燃油加热器、燃气加热器、燃油燃气双燃料加热器。燃油加热器主要以汽油或柴油为主，燃气加热器主要以压缩天然气或液化石油气为燃料。

(2) 按换热介质分

车用加热器按照换热介质的不同可以分为气暖加热器和液暖加热器两类。液暖加热器主要以循环水作为换热介质，水暖式加热器与发动机的冷却水管路、空调中的暖风芯子的水路相通，不仅可作为车厢采暖除霜用，而且可以预热发动机、润滑油，有利于低温条件下的发动机起动；气暖加热器一般采用空气作为换热介质，气暖加热器的换热器结构比水暖加热器的复杂，内表面和外表面均布满翅片状的换热片，可将被加热的空气直接送往受暖区域，其最大特点是供暖迅速及时，可适用于野外作业取暖之用。气暖加热器主要用于对空气分布质量要求不高的商用车辆如中巴车、卡车、货车、工程车，尤其是长途货运车等。

(3) 按燃烧室燃油雾化方式分

按照燃油雾化方式，又可将加热器分为蒸发雾化式、离心雾化式和喷雾雾化式三类。

喷雾式采用高压油泵通过喷嘴将燃油以油雾的形式喷入燃烧室，

雾化后的细小液滴通过蒸发扩散参与燃烧。与其他雾化方式相比，喷雾雾化的燃烧速度快，效率高，因此喷雾雾化式主要应用在大功率的加热器上，目前国外的汽车加热器多采用这种方式。缺点是小流量高压油泵制造困难且喷油孔过细容易堵塞，同时加热器的体积、重量和成本也会因此增加。

离心式采用低压油泵将燃油滴落到高速旋转的甩油盘上，利用离心力将燃油雾化并与空气混合燃烧。离心式加热器由于离心雾化油滴较大，且部分油滴先甩到甩油盘外围的石棉网上，再蒸发参与燃烧，因此其燃烧室单位体积的热功率会低于喷雾式加热器，离心式适合于 12—24kW 的中等热功率的加热器。同时油滴直径受到甩油盘的转速影响，容易随电机转速而产生波动，从而导致加热器的工作状态不稳定，存在低温启动困难和排放较高等问题，应用较少。

蒸发雾化式加热器的结构比较简单，一般采用流量很小的低压电磁泵将燃油输送到燃烧室头部的燃油吸附网上，燃油受热蒸发后被助燃空气卷吸进燃烧室参与燃烧。缺点是热功率较小，同时由于蒸发混合不均匀，局部燃油过浓，容易将燃油吸附网堵死并导致燃烧室积炭。

2.3 车用加热器的用途

(1) 低温启动

柴油发动机在低温环境中冷启动比较困难，在 -20°C 时采用常规手段几乎不能启动，而装配加热器后可保证发动机在 -40°C 低温环境下顺利可靠地启动，这对于冬季或高原严寒地区的车辆启动具有重要的意义。发动机经加热器预热后，可提高气缸、活塞、活塞环及各摩擦副和机油温度，由此能大大降低启动阻力。例如在 -40°C 时，M520B 型发动机预热后其发动机的热态启动阻力矩为 $220\text{N}\cdot\text{m}$ ，而进行冷启动时的阻力矩则为 $323\text{N}\cdot\text{m}$ ，热态启动时发动机的阻力矩下降 32%，启动转速增加 $20\text{r}/\text{min}$ ，因被预热的机体对所进冷空气也有一定的加热作用，从

而提高了缸内气体压缩终了的温度和压力：另外，加热器还可以加热蓄电池，从而提高蓄电池的输出功率，以增加起动电机的启动力矩，提高发动机启动转速。总之，装配加热器对发动机预热后，发动机在低温条件下的启动较为容易。

(2) 采暖

采暖是加热器的主要用途，是加热器研制的初衷，在低温或潮湿阴冷环境中，车辆运行时需要向车厢内供暖，一些专用运输车也需配置保温设施，由于加热器的体积小，结构紧凑，热效率高，因此采用独立式燃油加热器是最佳选择。目前加热器主要用于轿车，客车，以及花卉、鲜活鱼类等的运输车。此外，可结合特殊用途的需要，将加热器应用到军事灭菌车、救护车等车辆上，同时还可为野外帐篷供暖，由于体积小适合单兵携带，因此在军事上有着广泛的应用前景。

(3) 除霜

冬季当环境温度较低时，车内由于人呼吸等原因产生的温度相对较高的水蒸汽容易使汽车驾驶室前风挡玻璃处结霜，影响司机视线，导致交通事故的发生。加热器提供的热气可以使前风挡玻璃处形成一道热风幕，防止霜的形成，提高驾驶的安全性。

(4) 减少机件之间的摩擦力，延缓零件损坏

发动机启动磨损主要由分子机械磨损和腐蚀机械磨损引起。分子机械磨损指金属表面相互接触，发生相对运动时在金属零件表面发生的类似于金属切削的磨损。腐蚀—机械磨损是指发动机在低热状态工作，水蒸汽凝结在气缸壁上，其中溶有的酸气引起的磨损。发动机预热后，能够缩短形成油膜润滑所需的时间，使分子机械磨损量减小。另一方面，对发动机进行预热后，可以缩短发动机温度升高所需的时间，从而减少了腐蚀机械磨损量。

(5) 降低汽车冷起动时的有害排放

发动机冷起动时由于气缸壁和燃烧室壁面温度低，燃油雾化质量

差以及多个循环后才着火等一系列因素，使得发动机启动后及随后一段时间内排气中有害物 CO、HC 和微粒的排放浓度比正常工作时高出几十倍，而采用加热器预热后，能够提高缸壁温度，改善雾化质量，减少着火前的空循环次数，显著降低上述污染物的排放量。

2.4 加热器在汽车上的安装

如图 2-1 是客车中的加热器安装布置示意图。水暖式加热器有两种布置方式：串联式和独立式。串联方式不仅可以对发动机进行预热，又可以利用发动机的余热，具有节能优势。独立方式不能对发动机进行预热，但是控制较为简单。具体安装方案详见图纸。

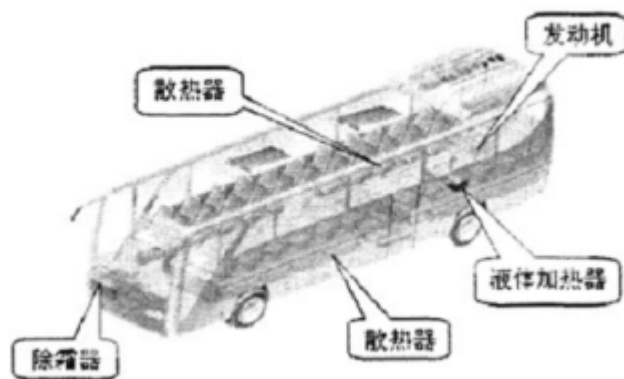


图 2-1 加热器安装布置示意图

2.5 加热器的发展趋势

当前国内外燃油加热器的发展趋势主要表现在以下几个方面：

(1) 燃料方面不再是单一的燃油加热器，开始采用排放低、经济性好的压缩天然气和液化石油气作燃料。目前已成功开发出燃气加热器及燃气燃油两用加热器，但相关技术还未成熟，所以产品还没有投入市场。

(2) 燃烧与换热方面燃烧系统和换热系统是加热器最为重要的部分，因此提高加热器的燃烧效率与换热效率是提高加热器整体热效率的最有效的两种途径。在提高燃烧效率方面，预蒸发燃烧是一种较为

先进的燃烧方式。热交换器方面，现在大多数加热器均采用螺旋式水腔进行换热，因加热器结构尺寸的限制使该类换热器换热面积受到制约，热量损失较大，加热器热效率较低，因此提高热交换器换热效率是很有意义的工作。

(3) 控制系统方面国内加热器控制电路集成化程度低，而且防护措施不到位，因此研制结构简单，操作方便，便于拆装，可靠性高的控制系统十分重要。通过引入单片机为控制核心，目前加热器控制器已成功集成了远程遥控启动、工作过程中对进、出水温度和棒气温度的实时监控等一系列功能。但是随着电路集成化程度的进一步提高，应该采用先进的传感器技术和电子信息技术，进一步提高加热器的自动化水平，目前国外加热器厂商在这方面做了许多研究。

(4) 数值模拟技术的应用起初在加热器的研制的过程中往往采用经验与试验相结合的方法，先凭借经验设计试制出样机，然后再对样机进行试验，根据试验的情况再做进一步改进，最后确定新产品的结构、尺寸等各项技术指标。这种研发模式成本高，并且设计周期长，一旦样机出现问题较多，就要对其进行大幅度的改动，甚至要重新制作样机，延长了产品从设计到问世的时间，不利于加热器产业的发展。近年来，随着计算机技术的不断发展和进步，数值模拟技术在各个工程技术领域得以应用，对新产品的设计和完善有重要的指导意义。采用数值模拟技术结合试验的方法可以大大降低新产品研发的成本，缩短设计周期。

第 3 章 黄海客车加热器功率的匹配计算

随着汽车工业的发展和人民生活水平的提高，为解决冬季汽车发动机的冷启动和司乘人员的取暖问题，降低启动与暖机过程中的排放，实现车窗除霜、车内取暖，目前加装独立式燃油加热器的车辆越来越多。如何给车辆匹配一台合适的加热器，是我们首先考虑的问题。

3.1 车内空气升温所需加热器的功率

当环境温度较低，车辆发动机的余热不能满足取暖空间的要求时，需要汽车加热器为车辆提供热能，以保证车内合适的温度。下面为丹东黄海某车型参数（表 3.1），确定加热器功率的计算方法。

表 3.1 丹东黄海客车技术参数

丹东黄海客车		
项 目	单 位	指 标
外形尺寸	mm	7990X2350X3240
轴距	mm	3800
额定乘员（含驾驶员）	人	19~33
车厢内高	mm	1920
最高车速	Km/h	≥ 120
发动机型号	YC4112ZLQ	
额定功率	kw/r	132/230
最大扭矩	N • m/r	660/1400
噪声	dB	≤ 115
质量	Kg	400

3.1.1 一般车辆加热器功率的计算方法

按交通部 JT/T325-2002《营运客车类型划分及等级评定》，乘客人均采暖量>1880 千焦/小时。

丹东黄海客车额定乘员（含驾驶员）19-33 人，则所需加热器发热量 $Q_{\max}=33 \times 1880=62040$ 千焦/小时=17.2kW。

3.1.2 汽车加热器功率的计算方法

由于车辆散热部位较多，外部环境差别较大，热量损失的计算比较复杂，国内厂家在为车辆选配加热器时，往往根据国外类似车型配备加热器功率的大小或按客车等级评定人均取暖量要求，估计确定。由于实际车辆在车速范围、车厢保温材料以及车厢密封情况等的差别，往往会造成加热器选配不合理、不科学的问题，因此通过计算分析，得出不同车辆配备加热器的通用公式，将是极有意义的。

车辆运行时，加热器主要为加热车厢中的空气提供热量，要在克服通过车辆外表向外界环境散热的同时，使车厢内空气温度保持在一个合理的范围内，这时的热平衡关系可表示为：

$$W_k \cdot t - C_p \cdot m \cdot \Delta T = K \cdot F \cdot \Delta T \cdot t \quad (3-1)$$

其中： W_k 为加热器功率 (Kw)

C_p 为空气的定压比热 (KJ/Kg·K)

m 是客车内部的空气质量 (Kg)

ΔT 为客车的内外温差 (K)

$$F \text{ 为当量散热面积, } F = \sqrt{F_n \cdot F_w} \quad (3-2)$$

F_n 和 F_w 分别为车厢的内外散热面积 (m²)

t 是加热时间 (s)

K 是厢体的总传热系数 (W/m²·K)

厢体的总传热系数 K 由下式计算：

$$K = K_0 + K_\mu \quad (3-3)$$

K_0 是车厢的传热系数，公式为：

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (3-4)$$

式中 α_n 为厢体内壁散热系数, $\alpha_n \approx 60 \text{KJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$,
 α_w 为厢体外壁散热系数, 与车速有关,
当车速为 40 km/h , $\alpha_w \approx 146 \text{KJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$,
 δ_n 为汽车厢体隔热材料厚度 (m),
 λ_n 为汽车厢体隔热材料传热系数 ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
 K_μ 代表因车厢漏气而影响散热量所对应的传热系数
 $K_\mu = (0.2-0.6) K_0 \quad (3-5)$

由以上关系可确定加热器功率 W_k 。

表 3.2 计算参考参数

丹东黄海客车		
外形尺寸 (车外)	mm	7990×2350×3240
外形尺寸 (车内)	mm	6990×2200×1920
外部散热面积 F_w	m^2	105
内部散热面积 F_n	m^2	66
玻璃窗面积 $F_{\text{玻}}$	m^2	18
内外最大温差 ΔT	K	55
加热时间 t	min	30
车速	km/h	40

3.1.3 车窗玻璃散热量

$$Q_1 = K_{\text{玻}} \cdot F_{\text{玻}} \cdot \Delta T \cdot t \quad (3-6)$$

式中

- $K_{\text{玻}}$ —玻璃窗的传热系数 (一般取 $K_{\text{玻}}=23 \text{KJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- $F_{\text{玻}}$ —玻璃窗的面积 (m^2)
- ΔT —车内外最大温差 (K)
- t —加热时间 (h)

将表 3.2 中所给值代入式 (3-6) 计算得 $W_1=11385 \text{ kJ}$

3.1.4 车壁散热量

车壁散热量 Q_2 的计算式为 $Q_2=K \cdot F \cdot \Delta T \cdot t$ (3-7)

为计算方便可将全部壁面都简单地按多层均匀平壁计算

由表 3.2 和式 (3-2) 可得当量散热面积 (不包括车窗玻璃),

$$F=\sqrt{F_n \cdot F_w}=64.6 \text{ m}^2$$

已知所选隔热材料聚苯乙烯泡沫塑料的厚度

δ_n 为 0.04m, λ_n 为 0.1254 KJ/h · m · °C

由前面已知厢体内壁散热系数 $\alpha_n \approx 60 \text{ KJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$; 在车速 40km/h 时取厢体外壁散热系数 $\alpha_w \approx 146 \text{ KJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 将以上已知数值代入式 (3—4) 可得车厢的传热系数为

$$K_0=1/(0.024+0.32)=2.91 \text{ KJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

再将 K_0 值代入式 (3—3) 得厢体总传热系数为

$$K=K_0+K_\mu=1.4 \text{ K}_0=4.07 \text{ KJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

车壁散热损失为

$$Q_2=K \cdot F \cdot \Delta T \cdot t=7230 \cdot 36 \text{ kJ}$$

3.1.5 室内空气温升所需热量

$$Q_3= C_p \cdot m \cdot \Delta T \quad (3-8)$$

式中 C_p 为空气比热, 1.005KJ/(kg · K);

m 为车内空气质量, kg;

ΔT 为温差, K;

其中车内空气质量 m 用密度 1.205kg/m³ 与体积的乘积计算, 考虑新风换热, 每人所需新风量为 11m³/h,

总空气体积为 $V=V_1+V_2$

V_1 为车室内空气体积 29.5m^3 ;

V_2 为新风量, 30 分钟的进风量为 $V_2=11\times 33/2=181.5\text{m}^3$

$V=V_1+V_2=29.5+181.5=211\text{m}^3$, 将以上各值代入式 (3-8) 得

$$Q_3= C_p \cdot m \cdot \Delta T=1.005\times 211\times 1.205\times 55=14054\text{KJ}$$

则所需热量为 $Q_{\text{需}}=Q_1+Q_2+Q_3=32669\text{kJ}$

若需要 30 分钟加热到设定温度, 其所需加热器功率为

$$W_k=Q_{\text{需}}/t=32669/1800=18.15\text{ KW}$$

3.1.6 小结

以上给出了车内空间加热的加热器功率选择的计算方法, 实际计算结果比按《营运客车类型划分及等级评定》计算出的结果较大, 《营运客车类型划分及等级评定》选择的加热器功率并不能满足车辆取暖要求, 实际加热时间要大于 30 分钟, 在实际应用中需要等待温升的时间较长, 因此汽车加热器的选择需要根据具体车辆的具体情况进行详细计算。

3.2 发动机冷起动所需加热器的功率

自从利用汽车加热器对发动机预热以来, 虽然各种发动机的材料和结构各有不同, 但可根据发动机的基本情况确定选用多大功率的加热器, 以便对发动机预热时间进行计算, 这对于军用车辆在低温下迅速进入战备状态有积极意义。

发动机冷起动时, 燃油加热器的发热量主要用来加热冷却液和发动机机体。一般车辆发动机要求在 30 分钟以内将发动机机体温度升高到指定的温度水平 ($+40^\circ\text{C}$ 以上), 即可轻松起动成功。加热器所需功率可采用以下计算方法:

加热循环系统冷却液所需热量

$$Q_1 = C_{p1} \cdot m_1 \cdot \Delta T_1 \quad (3-9)$$

式中 C_{p1} 为冷却液的比热, $4.2 \text{ KJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

ΔT_1 是冷却液加热前后温差, K ;

m_1 为冷却液的质量, kg 。

假设水温同样升高 55K , 冷却液容积 30 升, 密度 $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$,

$$\text{则 } Q_1 = 4.2 \times 1000 \times 0.03 \times 55 = 693 \text{ kJ}$$

预热发动机机体所需热量

$$Q_2 = C_{p2} \cdot m_2 \cdot \Delta T_2 \quad (3-10)$$

式中 C_{p2} 为发动机材料的比热, $0.47 \text{ KJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

ΔT_2 是加热前后材料的温差, K ;

考虑到发动机缸体不能全部加热到设定温度, 温差按中间值选取

m_2 为发动机的质量, kg 。

$$Q_2 = 0.47 \times 400 \times 55/2 = 5170 \text{ kJ}$$

加热器的热功率

$$W_F = (Q_1 + Q_2) / t \quad (3-11)$$

式中 t 为加热到设定温度所需时间 (秒)

将计算所得 Q_1 、 Q_2 值代入式 (3-11) 得

$$W_F = (Q_1 + Q_2) / t = 3.26 \text{ kw}$$

3.3 加热器功率的确定

根据上述计算关系, 可确定与客车相匹配的加热器热功率

$$W = \max (W_k, W_F)$$

取空气加热和发动机预热所需加热器功率的最大值, 为 18.15 kw 。根

据以上计算分析本次设计的加热器功率为 20 Kw 。

3.4 冷起动所需时间的计算和验证

选好加热器功率后, 即可计算出发动机低温起动加热到设定温度所需时间。

按发动机从-25℃升到+45℃

$$Q_1 = C_{p1} \cdot m_1 \cdot \Delta T_1$$

$$= 4.2 \times 1000 \times 0.010 \times 70 = 2940 \text{ kJ}$$

$$Q_2 = C_{p2} \cdot m_2 \cdot \Delta T_2$$

$$= 0.47 \times 400 \times 70 / 2 = 6580 \text{ kJ}$$

$$Q_F = Q_1 + Q_2 = 9520 \text{ kJ}$$

所需加热时间 $t = Q_F / W_{\text{加}} = 6580 / 20 = 476 \text{ s} \approx 8 \text{ min}$

3.5 本章小结

实际测试结果和计算值误差在 2%之内，说明采用这种计算方法对于发动机低温起动的计算具有一定的实际意义。

这种方法在实际中另一次应用是，原印度产 NT743 Cummins 发动机，在青海锡铁山二矿安装了 16kW 的液体加热器，从-2℃加热到 78℃自动停机，用时 29 分钟。加热器停机时发动机外表温度在 40℃左右。其发动机内装 18 升防冻液，净重 1190kg，按上面的计算方法所需时间为 29.6 分钟。说明该方法是有用的。

第 4 章 加热器燃烧室配风及水泵、 油泵的选取问题

一个完整的燃烧过程包括着火、燃烧和燃尽三个阶段。三个阶段没有明显的界限,但是在整个燃烧过程均需要合理的配风,以强化混合和燃烧。合理的配风对各次配风量和空气的流动方式均有严格的要求,以达到着火快速,燃烧充分的目的。

4.1 燃烧室配风原则

(1) 总供风量分多次进入燃烧室,即多次供风。为了避免结构过于复杂,通常采用一、二次风的两次供风方式。一次风也称为根部风,位于喷雾锥的根部,目的是在喷雾着火前强化燃油和空气的混合。一次风约占总风量的 15%~30%,风量太大可能破坏着火条件。视燃油密度大小取得恰当的值,如若燃用重油应取上限值。

(2) 在燃烧的前期和后期均需要达到燃料和空气的强烈混合。燃烧前期,除了一次风外的其他供风应在燃烧室前端就能与燃油喷雾均匀而强烈的混合,空燃比满足燃料的可燃极限。气流的扩散角度应小于燃油雾化角度,以使空气能够切入油雾,与燃油掺混。要达到这一目的,通常采用气流与喷雾射流交叉流动或者组织旋流“卷吸”燃料。在燃烧后期的火焰扩展过程中,燃料与空气的混合也应该强烈,以保证燃烧充分,这也要求较高的二次或三次风流速。

(3) 在距离喷嘴一定距离处应该组织一个高温燃气的回流区,以使火焰稳定。该回流区的流速应该与火焰传播速度相适应才能既保证稳焰又不将火焰吹灭,因此通常为低速回流区。

4.2 燃烧稳焰原理及措施

为了使火焰稳定,必须有一个稳定的着火热源。燃烧室内部必须要有有

一个低速区，该区域的气流速度与火焰传播速度接近，才能确保火焰稳定燃烧。气体流速过高会造成脱火，即火焰被吹灭；反之，会造成回火凹引。因此，任何一种燃烧装置都需要设计相应的稳焰结构。稳焰措施如下：

(1) 直流环状射流稳焰：即在燃烧筒内放置一块挡板使气流在挡板后形成低速回流区，其流场为环状喷出流束包围着的一个负压区，气流呈涡旋状态。此种类型的稳焰器有平板型和锥型。

(2) 旋转环状射流稳焰：是由于流束中心位置的诱导流股不足，而产生负压环流区。该形式的旋流可以通过蜗壳式配风器或切向叶片旋流器产生，而且可以通过改变旋流器的旋度而形成不同大小和旋度的回流区。

(3) 同轴射流稳焰：它是在环形射流内侧，中心射流外侧，两股射流边界层的连接处，产生两个旋转方向相反的涡流。同轴射流产生的关键是两股射流要有速度差。

(4) 反向射流稳焰：是由两股逆向射流形成低速回流区。但是反向射流稳焰技术尚处于试验研究阶段，还未推广使用。

4.3 助燃空气调整

(1) 在允许的范围内增加一次风供风量有助于缩短火焰，这是因为增加了燃烧初期参与燃烧的燃料的比重，缩短了火焰传播距离。这可以通过增大一次风进气孔或者增加孔数来实现。

(2) 增强助燃空气的旋流度是非常有效的缩短火焰长度的措施，这可以通过改变切向进气孔的布置来实现。不过助燃空气旋流程度也不能太大，否则气流扩张角过大，不利于与燃油喷雾的混合，还会造成过大的压力损失。

综上所述：本设计采用助燃空气进口是一个 210° 的扇形气口，气口开度的大小是由 180° 扇形调风板调节，其可调开口范围为 $30^\circ \sim 180^\circ$ ，最大开口 180° 的有效进气面积为 2682.5 m^2 。选用的风扇转速 4400 r/min 、 120° 开度向下，脱开机头时空气流量为 140.9 Kg/h 。

4.4 水泵的选择原则

泵选型的的主要内容是根据工程所需要的扬程、流量及其变化规律,确定合适的泵类型,选型的依据是根据规划设计中确定的设计参数。泵的选型是配套的动力机、传动及辅助设备的主要依据,必须十分重视。泵选型的基本原则:

- (1)、必须根据生产的需要,充分满足生产过程中流量和扬程的要求。
- (2)、选用性能良好,并与工程要求的流量、扬程变化具有较强的适应性与保证性的泵型。
- (3)、应尽量使所选用泵在其高效区范围内即设计工况点附近运行。
- (4)、所选泵在长期运行中平均装置效率较高,能量消耗低,运行费用较低。
- (5)、所选泵的型号是整个系统的投资最省。
- (6)、易于操作,便于运行、管理和维护。

水泵的型号有很多,在设计当中,要选择无论在经济还是效率上都能充分体现价值的水泵,所以,我选择离心泵。水泵的泵水量 1400L/h,加热器中至少同水量 500L/h。

4.5 油泵的选取原则

齿轮油泵选型的基本原则,应根据工艺流程,给排水要求,从五个方面加以考虑,既液体输送量、装置扬程、液体性质、管路布置以及操纵运转前提等

- (1)、流量是选齿轮油泵的重要机能数据之一,它直接关系到整个装置的的出产能力和输送能力。如设计院工艺设计中能算出齿轮油泵正常、最小、最大三种流量。选择齿轮油泵时,以最大流量为依据,兼顾正常流量,在没有最大流量时,通常可取正常流量的 1.1 倍作为最大流量。
 - (2)、装置系统所需的扬程是选齿轮油泵的又一重要机能数据,一般
-

要用放大 5%—10%余量后扬程来选型。

(3)、液体性质，包括液体介质名称，物理性质，化学性质和其它性质，物理性质有温度 c 密度 d ，粘度 u ，介质中固体颗粒直径和气体的含量等，这涉及到系统的扬程，有效气蚀余量计算和合适齿轮油泵的类型：化学性质，主要指液体介质的化学侵蚀性和毒性，是选用齿轮油泵材料和选用那一种轴封型式的重要依据。

(4)、装置系统的管路布置前提指的是送液高度送液间隔送液走向，吸如侧最低液面，排出侧最高液面等一些数据和管道规格及其长度、材料、管件规格、数目等，以便进行系统扬程计算和汽蚀余量的校核。

(5)、操纵前提的内容良多，如液体的操纵 T 饱和蒸汽力 P 、吸入侧压力 PS （绝对）、排出侧容器压力 PZ 、海拔高度、环境温度操纵是间隙的仍是连续的、齿轮油泵的位置是固定的仍是可移的。

综上所述本设计选取河北宏业公司生产齿宽为 2.5mm 转子油泵，油泵压力 10bar 以上。以下是具体参数：

齿廓曲线：变态摆线

啮合方式：内啮合

齿 宽：2.5mm

小齿轮数：6

大齿轮数：7

大齿轮外圆：21.4

大小齿轮齿顶啮合间隙：0.02-0.03

大齿轮外圆径向间隙：0.065

转速：3800-4400r/min

4.6 本章小结

经过查阅相关资料得出上述结论，但是由于本人知识有限尚不能做出最合理的选择，希望老师给予指点建议。此外，本设计采用的滤清器为 CX0606 型专用旋装式柴油滤清器。

第 5 章 喷油嘴参数确定及点火方式分析

5.1 喷油嘴的几种类型

本次设计所采丹佛斯(Danfoss)产 0.75USgal/h,0.85USgal/h 和 1.00 USgal/h 三种油量的单路喷嘴；其喷油锥角有 45° 、 60° 和 80° 三种；而油雾锥体是实心，半实心和空心三种。

5.2 不同喷油嘴的性能对比

(1) 0.75USgal/h、 80° 、空心喷油嘴在调风板较小的开度（ 45° 左右）下有最大热功率，此后随着调风板开度的增大，热功率和热效率均呈下降趋势，可能是由于燃烧室内风量加大，低温助燃空气吸热耐火焰的冷却作用加强，使燃烧内温度下降，使换热温差减小，影响了换热量，同时因燃气流量增大使其流速升高，导致高温燃气与换热器之间的热交换时间缩短，导致功率、效率下降。

(2) 0.85 USgal/h、 60° 、空心喷油嘴在调风板较小开度下因供气不足排气口出现冒黑烟现象，故试验从大于 60° 开始做起。开始时功率较小，随着调风板开度的加大功率迅速上升，但开度选 120° 后因供气量随开度的增大增量很小而使功率上升变缓，至最大开度 180° 时功率仍无最大值出现。结果知，0.85 USgal/h 嘴的实际供油量（实际供油量平均值 3.17kg/h）比 0.75USgal/h 嘴（实际供油量平均值 2.74kg/h）高 15.7%，但最大功率却仅高 12.3%，而排气温度反而高 15.5%。

(3) 1.00 USgal/h、 80° 、实心喷油嘴的供油量（实际供油量平均值 3.36kg/h）比 0.85 USgal/h 嘴的实际供油量高 6%，然而二者的功率在开度达 120° 后却几乎相当，甚至还略低于 0.85 USgal/h 嘴。即便是调风板全开达到 180° ，其功率 P_e 和热效率 η_e 仍呈上升趋势而无最大值出现，且整个曲线上升缓慢，还低于 0.75USgal/h 嘴和 0.85USgal/h 嘴许多。可见加热器的供风量和热交换器的吸热能力对 1.00 USgal/h 嘴均有所不足，

从而造成燃烧不充分排气烟度高，致使热效率较低。

综上所述：初选 0.75 USgal/h 型喷油嘴较为适宜。

5.3 不同喷油锥体、喷油锥角对比

单路压力雾化喷嘴又称为简单离心式喷嘴，它是利用喷嘴内旋流件产生液体旋转，在收敛通道内加速喷出空心扩散锥状油膜，利用液体与外界空气的高速差而破碎、雾化(41)。所谓喷雾锥体就是垂直喷雾锥的截面上燃油分不同，大体上可以区分为实心(或称弥散型)、半实心和空心三种。不同的喷雾方式与供油量、喷雾锥角要求有关，有的与点火、燃烧噪音及污染性能有关。一般空心喷雾的火焰短，实心的火焰长。实心锥形雾化区的液滴均匀的分布在一个设定的锥形区域内；空心锥形雾化区的液滴大多集中在一个环形雾化带中；而半实心形则介入二者之间(如图 5-1 所示)。试验中选用喷油量 0.75USgal/h，喷油锥角 80° ，实心、半实心和空心三种油雾锥体形式的油嘴进行了性能对比分析。

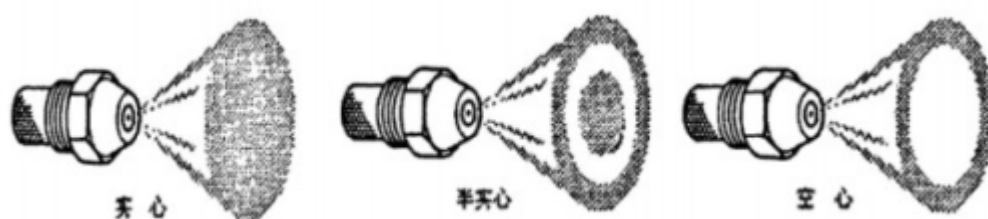


图 5-1 不同形式喷雾锥体示意图

喷雾锥角的定义有两种规定：一是将喷嘴出口中心点到喷雾距外包络线的两条切线之间的夹角定义为雾化角；另一种工程上常用的表示法是以喷口为中心，在距喷嘴端面与喷雾曲面的交点连线的夹角成为条件雾化角，为了与配风系统相匹配，油嘴所喷油雾不仅具有上述不同形式的油雾锥体，同时还具有各种不同的喷油锥角(如图 5-2 所示)以满足不同场合的需求，喷嘴的喷雾质量除了人们熟知的雾滴尺寸及其分布外，还包括雾滴速度，雾滴数密度，液雾体积流量，雾雾体积通量等。喷雾的不均匀度会导致燃烧室内油气比分布失调，局部富油会增大排气冒烟，过于贫油则

不利燃烧稳定性，两者均会恶化出口温度场品质和降低燃烧效率。大型燃烧室所用油嘴的喷油锥角为 $90^{\circ} - 120^{\circ}$ 。小型燃烧室喷嘴的喷油锥角为 $50^{\circ} - 80^{\circ}$ 。

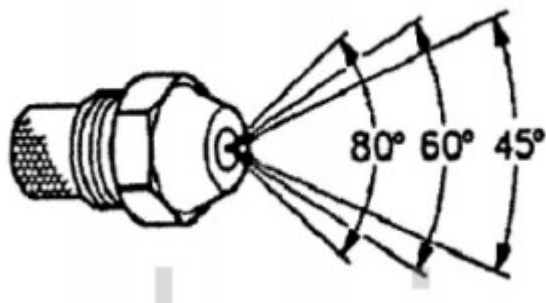


图 5-2 不同喷油锥角示意图

相关实验表明燃烧室内的温度基本上是 80° 实心油嘴的最高，且更靠近导流体大端，即更接近喷油嘴，这或许是 80° 喷油锥角的油气混合、燃烧速度更快些所致。增大喷雾锥角可以使燃烧火焰缩短，不过喷雾锥角的增大也受燃烧室空间结构的限制，应该避免严重的喷雾撞壁现象，否则会导致雾化不良，使燃烧情况恶化，产生冒黑烟的现象。

5.4 点火方式分析

电阻丝点火塞点燃式（通称为炽热物点火），这种形式结构简单、运行可靠，但是点火性能差，供油不迅速导致在使用过程中会出现点火失效或勉强燃烧后产生浓烟。

此外，炽热物点燃可燃混合气最低温度 750°C 左右，通常在温度达到 1250°C 以上均能点燃可燃混合气。由于电阻丝点火塞的材料为金属材料，所以通常不能达到足够高的温度（ 1000°C ），且耐腐蚀度也较低，采用电阻丝点火会出现以下问题：

(1) 因电阻丝占用整体空间较大，升温速度慢，当燃烧室预热不够充分，电阻丝附近油雾过浓时，因油雾蒸发而吸收大量的热量，致使点火塞的表而温度急剧下降而出现点火失效。

(2) 由于电阻丝点火塞在点火过程中，需燃烧室内有一定量的已预热

的可燃混合气,因此在预热前需提前向燃烧室供油。但提前供油量的大小很难控制,过多将造成燃烧室积油过多,燃油蒸发时需吸收大量的热量,从而导致点火失效,或勉强点火而产生滚滚浓烟且滴油严重。

(3)在实际使用中,由于操作不当或电压过低,则点火塞的表面温度仅有 600℃左右。因此电阻丝点火塞操作要求较高。

为此,采用全陶瓷点火塞装机进行了多种工况试验。结果证明使用全陶瓷点火塞可避免上述不足,其原因如下:

(1)全陶瓷点火塞升温迅速(在 4s 内能达到 1 000℃)且表面温度最高可达 1300℃。只要在运行前预热燃烧室壁和点火塞体,当雾化器产生的油雾散布到灼热的燃烧室内壁、点火塞体附近后,会迅速蒸发成一定浓度的可燃混合气并被点火塞顺利点燃,火焰在很短时间即可波及整个燃烧室,完成点火过程。

(2)因在运行前无须提前供油,所以操作简单方便。且几乎没有滴油现象,不会出现因操作不当而点火失效或浓烟滚滚。

5.5 本章小结

通过燃油加热器上对喷油量 0.75USgal/h 嘴、0.85USgal/h 嘴和 1.00USgal/h 嘴配机分析看,供油量 0.75USgal/h、80°、实心的油嘴基本适合于现用加热器,0.85USgal/h 嘴较勉强,1.00USgal/h 的油嘴因供气不足和热交换器吸热能力不够而不适合配用,应另配热变换器。油嘴的喷油锥体形式及喷油锥角,对现用加热器用结构形式的燃烧器性能影响不大,其排放指标也相差无几。

由于条件原因不能做出上述实验,导致分析的数据误差较大。

第 6 章 燃烧污染物的生成机理及防护措施

6.1 主要污染物及危害

汽车加热器的主要作用之一是降低汽车冷启动阶段的排放,但是它自身也会产生少量的有害排放物,不到发动机排放量的 5 %。汽车加热器的有害排放物主要是 HC、CO 和 NO_x, 他们产生的主要原因是局部高温和混合不均匀。这些有害排放物造成的空气污染能够对生态环境和人类健康带来很大危害。因此,如何在合理利用能源的同时降低有害物的排放一直是能源科技领域的重要课题。

(1) HC 包括未燃和未完全燃烧的燃油及其裂解和部分氧化的产物,包括烷烃、烯烃、芳香烃、醛、酮、酸等数百种成分。其中的烯烃经代谢转化会变成对基因有毒的环氧衍生物。烯烃与氮氧化物一起在太阳光的紫外线作用下能够引起光化学烟雾。芳香烃对血液和神经系统有害。醛类是刺激性物质,对眼、呼吸道、血液有害。

(2) CO 是无色无味的有毒气体,它与血液中氧的载体血红蛋白的亲合力是氧的 240 倍。空气中 CO 的体积分数超过 0.1%时,就会导致人体中毒;超过 0.3%时可在 30 分钟内致命。

(3) NO_x 的绝大部分是 NO,少量是 NO₂。NO 是无色气体,本身毒性不大,但在大气中能被缓慢氧化成 NO₂。NO₂ 呈褐色,具有强烈的刺激性气味,对肺和心肌有很强的毒害作用。NO_x 还参与了从大气平流层消除臭氧的链锁反应,能引起臭氧层空洞。

(4) 炭烟粒子中直径小于 0.1 μm 的为可吸入颗粒,容易沉积在人的肺部,对健康危害很大;直径介于 0.1~1 μm 之间的则可降低能见度;直径大于 1 μm 的为可沉降颗粒,危害较小。

6.2 污染物生成机理

6.2.1 HC 生成机理

一般情况下，H C 化合物的形成是由于局部火焰熄灭。造成熄火的主要原因有三种：一是火焰拉伸，二是在壁面或缝隙处的熄火。另外，可燃混合物的局部过浓或过稀也会引起熄火。

(1) 火焰拉伸引起熄火与气体的混合过程有关。强湍流引起的火焰锋面的过度拉伸将引起火焰的局部熄灭，若混合物不能被重新点燃，滞留在反应区的燃料就不会燃烧，这对贫油和富油混合物非常重要。

(2) 火焰在壁面和缝隙处熄火，是由于热量传递冷却了反应区及表面反应引起反应介质的减少。当火焰放出的热量小于壁面散出的热量并最终导致可燃混合气的温度降到其自燃温度以下，火焰就会熄灭。当缝隙小到一定程度，火焰就无法在其中传播，碳氢燃料进入时就会停留在里面。如果这部分混合气不能被氧化，就会造成高的 HC 排放。

(3) 如果可燃混合物的浓度在燃料的可燃极限附近，也会造成火焰不稳定，容易熄火而产生较高的 HC 排放。

6.2.2 CO 生成机理

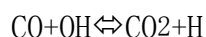
一般认为，燃料分子经高温燃烧生成 CO 要经历如下步骤：



式中：R 代表碳氢根。

CO 在火焰中的初始浓度可以接近平衡浓度，其值取决于局部温度、压力和空燃比。火焰所生成的 CO 在以后的氧化过程中由于受化学动力学因素的控制，其浓度会偏离平衡值，因此即使稀燃混合物仍有 CO 排出。

CO 在火焰中及火焰后的主要氧化反应为：



CO 的产生与燃烧不完全直接相关，例如：在燃烧室中可燃混合物进

入靠近壁面的冷却层，或者过早进入掺混降温空气中，使化学反应淬熄，均会产生 CO。降低 CO 排放主要应该提高燃烧效率。

6.2.3 NO_x 生成机理

通过深入研究 NO_x 生成的化学动力学机理以及化学动力学与流体力学的相互作用，到目前为止已经建立了四种 NO_x 生成模型，分别是热力型、瞬发型、燃料型和通过 N₂O 生成 NO。

(1) 热力型

研究表明 NO 生成反应明显滞后于燃烧放热反应，NO 的生成主要在焰后区。前苏联科学家泽尔道维奇提出了热 NO 生成的链锁反应模型。影响 NO 生成的主要因素是焰后区温度、氧原子浓度和反应时间。

(2) 瞬发型

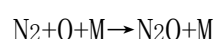
瞬发型 NO_x 一般发生在燃烧火焰中。它的生成机理是：燃料中的 CH 或者 C 与空气中的 N 反应生成氢氰酸 (HCN)、N 或 CN，再进一步反应生成 NO_x。瞬发反应机理在火焰温度较低的浓混合物下成立。

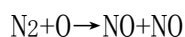
(3) 燃料型

这种 NO 的生成主要是指固化在燃料中的 N 在燃烧中转化成 NO，主要出现在煤的燃烧中。实验表明，燃料中氮的氧化特征时间与燃烧放热反应的特征时间处于同一数量级。因此难以用使反应系统激冷或稀释的方法降低 NO 的生成量。燃料中的氮在火焰面处快速转化为 CN，然后又瞬变为氮类物质 NH。氧原子浓度成为反应发生的主导因素，因此对温度较低的稀混合物 NO 生成量仍较大。

(4) 通过 N₂O 生成 NO

在氧原子与氮气的反应中，随着第三种分子 M 的出现，造成了 N₂O 的生成。由 N₂O 生成 NO 的反应机理如下：





由于上述反应的 NO 生成量较少，所以经常被忽略。然而对于贫油条件 CH 的生成较少进而减少瞬发型 NO 产生，低温条件也会抑制热力型 NO 产生，此时通过 N₂O 生成 NO 就变得比较重要。因此对于贫油预混情况通过 N₂O 是生成 NO 的主要来源。

6.2.4 炭烟生成机理

碳烟是燃油在高温、高压、缺氧的环境下发生裂解、脱氢而形成的，它经历成核、表面增长、凝聚、集聚和氧化等一系列过程，分为气相析出型和残炭型两种生成方式。气相析出型是已蒸发的燃料蒸汽在高温缺氧情况下发生气相分解产生的，在气、液、固体燃料的燃烧过程中都会产生。残炭型是液体燃料燃烧时，油滴在低于蒸发温度下由于燃烧室内高温或者油滴周围火焰的传热而分解形成的炭烟。炭烟的生成有一个冒烟极限，超过该极限就会产生炭烟。炭烟再进一步吸附未燃烧或不完全燃烧的碳氢化合物，就会形成排气微粒。

6.3 污染物减排措施

针对以上各污染物的生成机理，总结出几条降低污染物生成及排放的措施。由形成机理不难看出，降低 HC、CO 排放和同时降低 NO_x 排放存在矛盾，但是随着技术进步也出现了几种可以同时降低以上几种排放物的措施。

(1) 设计形状紧凑的燃烧室，加速混合燃烧过程，这有利于降低上述各种污染物的生成。快速混合能够避免局部过浓或过稀现象，从而降低污染物生成。这需要能使燃油快速蒸发雾化和合适的燃烧室内部空气流动相结合来实现。比如采用高压或超高压喷雾结合燃烧室内较强的涡流或滚流来实现。

(2) 安装排气催化转化器，该转化器可有效地同时转化 CO、CH 和

NO_x 三种污染物。另外，排气催化转化器还可以作为一个传感器检测排气中的 O₂ 浓度，结合 ECU 控制系统可以使燃烧在化学恰当比下进行。但是催化转化传感器在富氧环境下灵敏度不高。

(3) 内燃机燃烧中采用增压中冷技术，可以在提高 $\phi\alpha$ 的同时降低进气温度。 $\phi\alpha$ 提高有利于降低 HC、CO、炭烟和瞬发型 NO_x 生成，降低进气温度能够降低最高燃烧温度有利于减少热力型 NO_x 生成。

(4) 通过向燃料中掺混一定比例的水制成乳化油，或者向燃烧室中引入少量水蒸气，来降低有害排放，尤其是 NO_x 和炭烟。一方面水的沸点很低只有 100℃，水蒸发时能够促进油滴的雾化；另一方面水和水蒸气的比热容较大，且又不参与燃烧放热，能够降低最高燃烧温度，从而减少热力型 NO_x 的形成。

6.4 本章小结

综上所述，混和气过浓或过稀会使燃烧火焰不稳定，都容易产生大量的 CO 和 HC，有一个最佳空燃比的范围。高温富氧容易导致产生大量的热力型 NO_x，高温缺氧则会造成炭烟排放的升高。低温的浓混合物燃烧火焰还能产生较高的瞬发型 NO_x 排放。可见，降低污染物排放需要从空燃比、燃油空气的混合均匀程度、燃烧火焰的快速稳定传播及最高燃烧火焰温度几方面入手

第 7 章 车用加热器的改进与提高

7.1 尾气换热器

加热器排放的尾气温度比较高，一般在三四百度左右，有的机器高达五六百度，高温尾气带走了大量的热量，造成燃料的浪费，本设计旨在利用高温尾气的热量加热换热介质，提高热效率。

7.2 尾气换热器的设计方案

折流板管壳式尾气换热器示意图

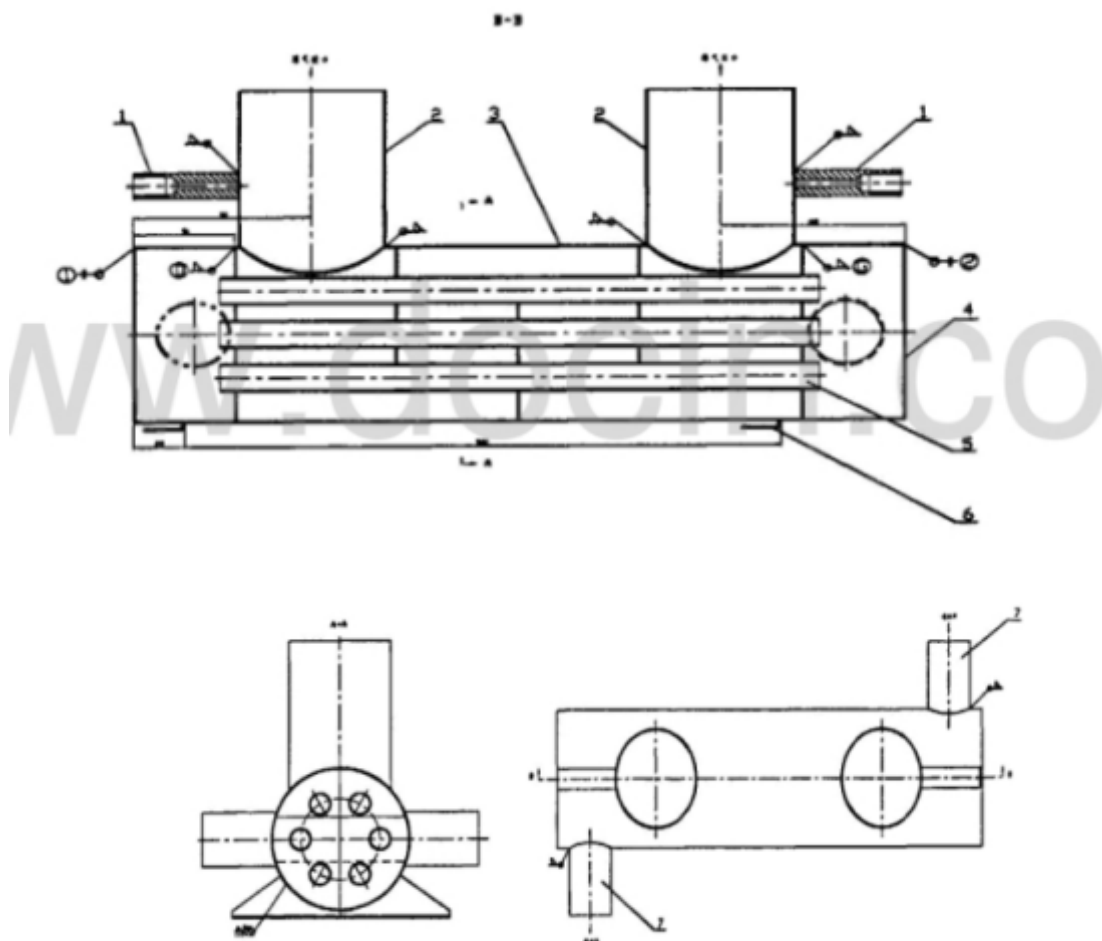


图 7-1 折流板管壳式尾气换热器示意图

1-热电偶座 2-燃气进出管 3-外壳 4-封头 5-管板组合 6-支架 7-水进出管

折流板管壳式尾气换热器是将尾气通过里面的热交换管,把热量传输回加热介质当中。可通过改变折流板的数目来合理优化此款尾气换热器。可以利用它预热加热器进气、蓄电池或者重复预热加热器里的循环介质,当然此方案有待于改进提高。

目前,国外一些国家研制出一种温差电池,可以利用在尾气的循环利用上。此种设计在国内尚不完善,此处不做过多说明。

7.3 尾气换热器对加热器产生的影响分析

相关实验表明在加装尾气换热器后,加热器的热功率和热效率都有了明显的提高,热效率最高可达到 94%以上,随着过量空气系数的不断加大,在水流量 2000kg/h 的时,加热器的热功率、热效率变化均不大,随着水流量的增大,进气量对加热器热功率的影响加大,基本呈不断下降的趋势。在同一进气量下,随着水流量的加大,加热器热功率、热效率不断加大,在水流量为 3600kg/h 时热效率最高,比水流量 2000kg/h 时提高了 5.7%。加热器排气温度趋势及换热管排气温度趋势与热功率热效率变化趋势正好相反,呈不断下降趋势。

在过量空气系数约为 1.4 左右的时候,单管程 4 折流板尾气换热器的热功率、热效率最高,随着过量空气系数的增大,热功率、热效率呈下降趋势,可能是随着进气量加大,空气的冷却作用加强,随流量增大,在流通截面不变的情况下流速增大,缩短了换热时间,使其下降。

7.4 换热管的设计与改进分析

热交换器作为加热器的重要组成部分之一,其换热效率的高低对加热器的热效率以及其它性能有重要的影响。目前,液体型燃油加热器一般采用螺旋式水腔进行换热,水腔中有螺旋导流片或者导流肋。但是由于加热器体积有限使该类换热器的换热面积受到制约,故换热效率不高,热量损失较大,从而影响了加热器的功率、效率,因此设计一种换热效率高的加

热器十分重要。本次设计了一种换热效率更高的带换热管的燃油加热器用热交换器。该种热交换器不仅可以明显节约燃油,而且可满足安装空间小、热功率需求高的受热设备。

换热管的具体设计详见图纸说明,此处不在过多叙述。

7.5 本章小结

(1) 经过有效试验尾气换热器以 4 折流板单管程尾气换热器性能最好,对加热器的功率、效率有较大的提高;同时它还可以用来加热助燃空气,下一步可以考虑其应用。

(2) 加热器配粗 U 形换热管时较细换热管效果更为明显,较普通热交换器具有更高的换热效率,不仅可以显著节约能源,而且可满足安装空间小、热功率需求高的受热设备。

第 8 章 总 结

8.1 本次设计工作总结

经过了这段时间的学习和设计，通过书籍、网络上的查阅和在老师的指导下，总结了以下结论：

(1) 在以往的学习中涉及很少有关燃油加热器方面的知识，加上燃油加热器相对而言是一个新兴的产业，在书籍和网络上有很少的相关资料，从陌生到熟悉，我遇到了很多困难，经过了大量的市场调查，和有关厂商的交流，我学到了不少知识，对燃油加热器有了初步的了解，但是在落实到设计上时，依然觉得储备的知识不足以能够将其体现在图纸上，后来老师告诉我：“不落笔永远不知道自己错在哪”，我开始了我的设计。

(2) 在设计中，我逐渐的学习，逐渐的完善，将燃油加热器不理想的地方进行改进优化，主要是将燃油加热器的燃烧室进行改进，安装方案的布置，尾气的利用，尾气的排放措施等并对客车车厢的热负荷进行计算，同时也对水泵、油泵的选取行改进，让其满足经济性的同时，提高工作效率，联系实际情况，结合自己的想法，在老师的指导下完成设计。

(3) 毕业设计虽已完成了，但由于实际经验缺乏，知识水平的局限，加上时间较仓促，实验设备有限。设计中还存在很多不足之处，有许多地方需要改进，在此感谢老师的批评指导，并给出有关意见和建议。

(4) 经历了这段时间的设计，我学会了如何在生活中发现问题，如何去解决问题，如何让自己在遇到困难时，保持冷静，用一颗清醒的头脑去正视问题，最终达到解决的目的，一切的成长，来源于生活，来源于你身边的人的感化，所以，我要感谢我的指导老师吴柏宇，他让我明白了，没有落实的想法，永远只是想法，只有勇于尝试，才会发现问题，才会解决问题。

8.2 不足与展望

由于时间和设备所限，本次设计所做的工作也存在一些不足，有许多大量的后续工作可做，总结如下：

1、由于实验条件有限，燃烧室的尺寸只能根据现有的加热器进行分析选取尺寸，不能通过良好的实验来最合理的设计尺寸。

2、对于水泵、油泵、燃烧室的配风量的分析，也只是根据相关经验来确定，不能够令人折服，总体来说还是实验条件有限。

3、本设计只进行了三种喷雾锥角的计算对比，可以进行更加具体的喷雾参数计算对比，如相同喷雾锥角下不同喷雾形式如实心、半实心、空心的喷雾燃烧计算对比。

4、有关换热管的计算缺乏，只是设想出几种换热管的方案，不能够具体的计算其尺寸规格。此外，采用较大的换热管，加热器的功率和效率有所提高，但是如果采用更大的换热管是否还可以提高、是否会对燃烧室的燃烧温度场产生影响，有待于进一步实验验证。

致 谢

在设计完成之际,我要感谢我的指导教师吴柏宇老师,在这段时间里,他对我们尽心的指导,在我盲目没有目标的时候,他该我希望,教我如何去了解,去布图,如何从生活中,找出解决的方法,在我迟迟不该落笔画图时,在我害怕出现错误,害怕积累的知识不足以把设计体现在图纸上时,老师的一番话,点醒了我,同时也对我在以后的工作中产生深刻的影响,他说“没有落实的想法,永远只是想法,不动手做,永远不知道自己错在哪更谈不上如何去解决问题”。所以我相信只有勇于尝试,才会发现问题,才会解决问题。

同时,我也要感谢学校给我们这次机会,让我们参加设计,这是对我们大学生活的一个总结,也是我们对大学学习的一个汇总,经历了这段时间的设计,我学会了如何在生活中发现问题,如何去解决问题,如何让自己在遇到困难时,保持冷静,用一颗清醒的头脑去正视问题,最终达到解决的目的,一切的成长,来源于生活,来源于你身边的人的感化,所以,在这里我由衷的感谢,帮助我的老师和同学。

相信在老师的指导和学院的关怀下我们一定能交上一份满意毕业设计,最后,希望所有的老师和同学身体健康,事业顺利,学院桃李满天下。

参考文献

- 【1】梁荣光主编. 现代汽车空调技术. 广州: 华南理工大学出版社, 2003.
 - 【2】赵重文, 谢幼华, 客车采暖技术的现状与发展趋势, 客车技术与研究. 2000, 22
 - 【3】李国祥. 山东科学技术奖申报书(液体型汽车加热器的研制), 2004.
 - 【5】张勇, 赵重文等. 国内外汽车燃油加热器技术比较及发展. 客车技术与研究, 2001
 - 【6】巩厅房. YJP-Q 系列燃油加热器的试验研究. 济南: 山东大学, 2009.
 - 【7】潘世艳, 王伟, 毛华永等. 小型车用液体燃油加热器性能影响因素的试验研究. 内燃机与动力装置, 2008 年第 5 期
 - 【8】王伟, 小型液暖燃油加热器的设计与开发. 济南: 山东大学, 2006.
 - 【9】郭金刚, 檀荣科, 一种新型燃油喷射式液体加热器, 客车技术与研究. 2005 年第一期. 刘海涛. 车用燃油加热器的优化设计与计算, 济南: 山东大学.
 - 【10】申福林, 郭金刚. 汽车燃油空气加热器噪声性能, 交通运输工程学报. 2004
 - 【11】张勇, 申福林, 赵重文. 改进国产汽车燃油加热器点火性能. 长安大学学报(自然科学版). 2002
 - 【12】申福林, 张勇, 郭金刚. 汽车燃油空气加热器燃烧捧放控制研究. 中国公路学报. 2005
 - 【13】郭金刚, 赵重文等, 车用 CNG 液体加热器的研发, 客车技术与研究: 2005
 - 【14】毛华永, 李国祥, 王伟等. 一种燃油加热器的锥盖形燃烧器. 2006-11-7.
 - 【15】毛华永, 李国祥, 王伟等. 车用燃油加热器燃烧性能的试验研究.
-

汽车工程, 2006,

- 【16】郑满宁. 驻车加热器市场步入红海. 零部件市场
 - 【17】潘世艳. 喷雾式汽车加热器燃烧器的流动和燃烧研究, 济南: 山东大学, 2007.
 - 【18】周永刚, 汽车加热器的应用计算及对发动机排放的影响. 济南: 山东大学, 2006.
 - 【19】毛华永, 李国祥, 王伟等. 一种带换热管的燃油加热器用热交换器.
 - 【20】侯凌云, 侯晓春. 喷嘴技术手册. 北京: 中国石化出版社, 2007: 73.
 - 【21】毛华永, 陆辰, 李国祥等. 车用燃油加热器喷射雾化式燃油泵试验, 2008-03-12.
 - 【22】Webasto AG, Heater with an atomizer nozzle[P]. United States Patentand
 - 【23】N. A. Henein and M. K. Tagomori et al. Cycle by Cycle Analysis of HC Emissions During Cold Start of Gasoline Engine. SAE Trans. 952402.
 - 【24】Andreas Ludwig. Air Heater for A Motor Vehicle. United States Patent and Trademark Office, US2008/0128525, 2008-07-05.
 - 【25】Leoshepard. Engine-Independent Heaters in Heavy Duty Applications: The European[C].SAE Paper 89467.
 - 【26】解茂昭. 内燃机计算燃烧学. 大连: 大连理工大学出版社, 2005.
 - 【27】曹建明. 喷雾学. 北京: 机械工业出版社, 2005.
 - 【28】成晓北. 柴油机燃油喷射雾化过程的机理与试验研究. 武汉: 华中科技大学, 2002.
 - 【29】万吉安. 喷雾撞壁模型的发展. 柴油机设计与制造, 2004 年第 2 期.
 - 【30】凌育仁. 燃油式和尾气式加热器混合装车的可能性. 客车技术与研究, 2003.
-