Qiche Fadongji Dongtai Guocheng Jiqi Kongzhi

汽车发动机动态过程及其控制

黎 苏　黎晓鹰　黎志勤　著

人民交通出版社

内 容 提 要

本书较系统地论述了汽车发动机非稳定工况及其控制的基本理论和方法,着重阐明有关非稳定工况的基本概念和各种因素对汽车发动机非稳定工况下动力性、经济性和排气品质的影响,并附有许多试验和模拟计算的数据、图表以及微机控制实例,向读者提供了较为完整的研究成果。

本书可作为高等院校动力机械和车辆工程专业高年级本科生与研究生的教学参考书,也可供从事汽车、内燃机与机械学等相关学科的工程技术人员参考。

汽车发动机动态过程及其控制

黎 苏　黎晓鹰　黎志勤　著

版式设计: 刘晓方　责任校对:刘高彤　责任印制:

人民交通出版社出版发行

(100013　北京和平里东街 10 号　010-64216602)

各地新华书店经销

印刷厂印刷

开本:787× 1092　$\frac{1}{16}$　印张:10　字数:160 千

2001 年 1 月　第 1 版

2001 年 1 月　第 1 版　第 1 次印刷

印数:0001—2000 册　定价:20.00 元

ISBN 7-114- 03698-1

U · 02675

前　言

在运营条件下,汽车发动机大多处于非稳定工况下工作,其在非稳定工况下的行驶时间、燃油消耗量和有害排放等均占主导地位。在电控技术广泛应用于汽车发动机的今天,对发动机在非稳定工况下的工作过程进行研究和控制,已越来越多地引起人们的关注。但是,在国内现有的汽车发动机专著或教科书中,尚无系统论述非稳定工况下发动机工作过程的内容。写作本书的目的,正是为了适应当前我国汽车发动机行业发展的需要,起到一点抛砖引玉的作用,给探讨研究这一领域的读者提供一本较为系统的参考书。

本书着重于汽车发动机非稳定工况(以加速工况为主)的基本概念、基本理论和基本控制技能的阐述,力求反映该领域的当前科技发展水平。全书共分九章:第一章综述了汽车发动机非稳定工况的基本概念及其工作特点;第二章介绍了非稳定工况下汽车发动机的测试技术;第三章详细论述了加速工况下传统化油器式发动机的混合气形成与充气过程及其影响因素;第四章对加速工况下汽车发动机的循环指标和示功图进行了试验研究和理论分析,并在此基础上提出了评价缸内过渡过程的分析方法;第五章通过对试验结果的分析,详细论述了非稳定工况下汽车发动机动力性和经济性的变化特性及其基本影响因素;第六章阐述了非稳定工况下发动机工作过程的数值计算和过渡过程动力性、经济性的模拟评价问题,以及汽车动力性和燃油经济性的模拟计算;第七章分别讨论了汽车发动机在启动、怠速、强制怠速和加速等工况下排气品质的变化情况;第八章介绍了汽车发动机电控燃油喷射系统与点火系统的构成和基本控制方法;第九章概述了汽车发动机动态过程的现代控制理论,给出了应用电控技术对 492Q 汽油机非稳定工况及过渡过程控制的实践研究成果。

本书以作者 10 多年来在该领域的研究成果为主,同时消化吸收了国内外有关优秀科技成果。作者及其所在课题组在汽车发动机动态过程的研究和控制方面,先后完成了包括国家自然科学基金和国家教育部博士点基金在内的多项研究课题,并在此基础上开展了卓有成效的国际合作。此书凝聚了课题组内诸位中外专家、学者的智慧,由黎苏、黎晓鹰和黎志勤执笔撰写;参加本书工作的还有:王向东、陈浚华、何若天、张泰民及陈家和等。在编写过程中得到了俄罗斯和白俄罗斯合作伙伴,尤其是技术科学副博士 С.А.Пришвин 技术科学博士 О.С.Рукшель教授和 И.Я.Райков教授的大力支持和帮助。

全书由李德桃教授主审,作者衷心感谢他为提高本书质量所付出的辛勤劳动。此外,还要感谢吉林大学的同行多年来对作者在科研工作中的支持和帮助。

书中疏漏与不足之处在所难免,谨请读者批评指正。

作　者

2000 年 6 月

目　　录

第一章　汽车发动机非稳定工况的概念及其工作特点 …… 1
§ 1.1　汽车发动机的性能及其影响因素 …… 1
§ 1.2　汽车发动机在运营条件下工作的基本特点 …… 11
§ 1.3　发动机非稳定工况和过渡过程的概念 …… 13
§ 1.4　非稳定工况下汽车发动机工作过程的特点 …… 16
§ 1.5　发动机非稳定工况的分析方法 …… 18
第二章　非稳定工况下汽车发动机的测试技术 …… 21
§ 2.1　概述 …… 21
§ 2.2　发动机缸内参数的动态数据采集处理系统及其精度分析 …… 21
§ 2.3　汽车转鼓测功器 …… 26
§ 2.4　发动机整机性能的动态仿真试验系统 …… 26
§ 2.5　发动机的负载模型 …… 29
第三章　汽车发动机非稳定工况下的混合气形成与充气过程 …… 32
§ 3.1　概述 …… 32
§ 3.2　非稳定工况下化油器式发动机的混合气形成 …… 34
§ 3.3　非稳定工况下化油器式发动机可燃混合气的分配不均匀性 …… 35
§ 3.4　非稳定工况下发动机的气缸充量 …… 38
§ 3.5　电控汽油喷射系统的混合气形成 …… 44
第四章　加速工况下发动机的指示指标 …… 47
§ 4.1　加速工况下发动机循环指标的理论分析 …… 47
§ 4.2　汽车发动机加速工况下的示功图分析 …… 49
§ 4.3　加速工况下发动机的指示指标 …… 56
§ 4.4　非稳定工况下缸内过程的评价问题 …… 61
第五章　加速过程中发动机的有效指标 …… 64
§ 5.1　加速工况下发动机有效指标的理论分析 …… 64
§ 5.2　加速工况下影响发动机转矩的基本因素 …… 66
§ 5.3　化油器式发动机节气门急速全开加速过程中的动力性指标分析 …… 72
§ 5.4　加速过程中汽车发动机的燃油经济性 …… 74
第六章　汽车发动机非稳定工况的数值计算 …… 76
§ 6.1　汽油机准维燃烧模型 …… 76
§ 6.2　加速工况下汽油机燃烧放热率的计算问题 …… 81
§ 6.3　汽油机非稳定工况的循环模拟程序 …… 83
§ 6.4　汽车动力性、燃油经济性的模拟计算与加速过程发动机性能的模拟评价 …… 86
第七章　过渡过程汽车发动机的排放与控制 …… 95

§ 7.1 过渡过程化油器式发动机的排气污染物 …… 95
§ 7.2 汽车排放法规及其发展 …… 99
§ 7.3 汽车发动机的排放对策 …… 101
第八章 汽车发动机电控技术 …… 107
§ 8.1 概述 …… 107
§ 8.2 汽车发动机点火与汽油喷射电控系统 …… 108
§ 8.3 电控节气门体汽油喷射系统 …… 126
§ 8.4 电控汽车发动机的性能 …… 133
第九章 汽车发动机非稳定工况的电子控制 …… 136
§ 9.1 汽车发动机现代控制理论概述 …… 136
§ 9.2 高压缩比紧凑型快速燃烧系统点火的爆震动态反馈控制 …… 140
§ 9.3 492Q 电控节气门体单点喷射汽油机的动态空燃比控制 …… 142
§ 9.4 丰田汽车 TCCS 多点汽油喷射系统的加速空燃比控制 …… 149
参考文献 …… 151

第一章　汽车发动机非稳定工况的概念及其工作特点

§ 1.1　汽车发动机的性能及其影响因素

在大规模和超大规模集成电路等电子技术飞速发展的今天,电子计算机已经闯入一切需要控制的领域,汽车也不例外。电控汽车的目的在于追求控制的范围、精度、适应性与智能性,以实现汽车的全面优化运行。因为现代社会对汽车排气净化和节约能源的要求十分迫切,故电子计算机在汽车行驶控制中的应用首先是从发动机的喷油系统和点火系统控制开始的,目的是在汽车行驶时,使发动机尽可能在最佳的工况范围内运行。

汽车发动机与其他用途的发动机相比,其使用工况变化更大,加速、减速,急剧增减转矩,从冷机突然启动进入行驶状态等多为非稳定工况。在这样剧烈变化的工况条件下,要使其热效率、输出功率、行驶性和排气清洁性经常都处于最佳状态,电控技术有着明显的优势。因此,近20年来欧美、日本的汽车生产厂家均已逐渐用电控汽油喷射发动机取代传统的化油器式发动机,使汽车发动机控制电子化的速度突飞猛进。随着电子技术的应用,在现代汽车发动机上,高压缩比稀混合气的燃烧系统、四气门配气机构、可变配气定时与可变进气涡流系统以及增压技术均得到实际应用,使发动机的动力性、经济性、排放及其他综合性能进一步提高。与此相适应,微机控制系统在发动机上也不仅按稳定工况控制点火定时与喷油空燃比,而扩展到控制非稳定过渡工况、控制爆燃、废气再循环、怠速转速及增压压力等多个方面。

一、发动机的性能与特性曲线

汽车发动机的性能包括动力性、经济性、生态特性——排放与噪声、可靠性及耐久性等多个方面,由发动机原理可知有如下量化的性能指标:

1.有效功率

有效功率表示发动机单位时间内对外输出的机械功。发动机的有效功率 N_e 可以利用各种形式的测功机和转速计分别测出发动机在某一工况下的曲轴输出转矩 T_e 及在同一工况下的发动机转速 n,按以下公式求得:

$$N_e = \frac{2\pi n}{60} T_e \times 10^{-3} = \frac{T_e n}{9550} \quad (kW)$$

式中:T_e——发动机曲轴输出的转矩,经汽车传动系传至车轮,N·m;

n——曲轴转速,r/min。

在研究中经常引用气体工质在气缸中对活塞发出的功率,它被称为指示功率 N_i。

$$N_i = \frac{W_i (n/2) i}{60} \times 10^{-3} \quad (kW)$$

式中:W_i——气缸内完成一个工作循环气体对活塞所作的有用功,即指示功(W);

i——发动机的气缸数目。

指示功率与有效功率之差被称为机械损失功率 N_m:

$$N_m = N_i - N_e$$

有效功率与指示功率之比称为机械效率 η:

$$\eta = N_e / N_i$$

2.平均有效压力

若发动机一个气缸的工作容积为 V_h,则平均有效压力 p_e 是指发动机单位气缸工作容积在一个循环内由曲轴所输出的功。它与有效功率的关系如下:

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{120} \quad (kW)$$

式中:p_e——平均有效压力,MPa;

V_h——气缸工作容积,L。

平均有效压力 p_e 反映出发动机单位气缸工作容积输出转矩的大小,它可以用来评价不同排量发动机的动力性。p_e 越高,发动机的动力性就越好。

同理,发动机单位气缸工作容积一个循环所作的指示功被称为平均指示压力 p_i,即

$$p_i = W_i(kJ) / V_h(L) \quad (MPa)$$

平均指示压力 p_i 与平均有效压力 p_e 的关系为:

$$p_e = p_i \eta$$

3.有效热效率与有效燃油消耗率

衡量发动机经济性的重要指标是有效热效率 η 和有效燃油消耗率(或称比油耗)g_e。

有效热效率 η 是发动机输出的有效功率与输入发动机的热能之比。有效燃油消耗率 g_e 是指单位有效功的耗油量,通常用每千瓦小时所消耗的燃油量来表示。

设燃油的低热值为 H_u(kJ/kg),当测得发动机有效功率 N_e(kW)和小时耗油量 G_T(kg/h)以后,根据定义可以得到:

$$\eta = \frac{3.6\times 10^3 N_e}{G_T H_u}, g_e = \frac{G_T}{N_e}\times 10^3 = \frac{3.6\times 10^6}{H_u \eta} \quad [g/(kW\ ¡¤h)]$$

4.发动机的性能曲线

汽车发动机性能指标随工况参数的变化关系称为性能曲线或特性曲线。表示发动机性能的基本参数即为前面所述的有效功率 N_e、转矩 T_e、比油耗 g_e 和转速 n。

当汽油机节气门开度固定不动时,其有效功率 N_e、转矩 T_e、比油耗 g_e 随转速 n 的变化关系,称为速度特性。节气门保持全开,所测得的速度特性称为外特性。图 1-1 为 492Q 型车用汽油机外特性曲线。从外特性曲线上可以看出该发动机的最大功率、最大转矩及其相应的转速,它们代表了发动机的最高动力性能;同时还可以指出发动机在全负荷工况运行时的最低燃油消耗率。

当转速不变,发动机的燃油消耗率 g_e 和小时耗油量 G_T 等参数随功率 N_e(转矩 T_e 或平均有效压力 p_e)变化的关系称为负荷特性。图 1-2 所示为 492Q 汽油机负荷特性实例。发动机沿负荷特性运行时相当于汽车以等速在不同阻力的道路上行驶时的情况。负荷特性通常用来评价发动机的运行经济性,指出最低燃油消耗率时的负荷状态。图 1-2 负荷特性曲线的规律表明,汽车发动机在大负荷率下运行时可以提高燃料的经济性。

负荷特性和速度特性只能表示某一速度或节气门开度时发动机的性能变化规律。而汽车发动机的工况变化范围很广,要分析各种工况下发动机的性能就需要许多张负荷特性或速度

特性图,这样既不方便也不清楚。为了能在一张图上较全面地表示汽车发动机的性能,经常应用图 1-3 所示被称为万有特性的多参数特性曲线。图中横坐标为发动机转速 n,纵坐标可以表示为平均有效压力 p_e 或转矩 T_e,像地图上等高线那样互不交叉的曲线为等燃油消耗率 g_e 曲线,同时还把等功率 N_e 曲线一同表示出来。从万有特性图中,可清晰地了解发动机在各种工况下的性能,很容易找出最经济的负荷和转速。例如在等燃油消耗率曲线的最内层相当于

图 1-1　492Q 汽油机外特性
实线—单点汽油喷射;
虚线—化油器

图 1-2　492Q 汽油机负荷特性
单点汽油喷射式发动机,n= 2400r/min

图 1-3　万有特性曲线

发动机最经济的工作区域,曲线越向外,经济性越差。万有特性上等燃油消耗率曲线的形状及分布对发动机的使用经济性有重要影响。如果等油耗曲线的形状在横向上较长,则表示发动机在负荷变化不大,而转速变化较大的情况下工作时,比油耗变化较小。如果比油耗曲线形状在纵向较长,则表示发动机在负荷变化较大,而转速变化不大的情况下工作时,比油耗变化较小。对汽车发动机,其最经济区域大致应在万有特性的中间位置,使常用转速和负荷落在最佳经济区内,并希望等比油耗曲线在横向较长。如果发动机的万有特性不能满足使用要求,则应重新

选择发动机或对发动机进行适当调整,以改变其万有特性。

5.排气污染的限制

从20世纪60年代末期开始,汽车排气污染产生了令人烦恼的问题。汽车排气中所含的碳氢化合物(HC)和氮氧化物(NO_x),在大气中发生光化学反应,生成如臭氧(O_3)、PAN等氧化剂,对人体和动植物造成危害。汽车排气净化成了整个人类社会不可回避的课题,正是这个问题促进了计算机控制进入汽车发动机领域。

车用汽油机排气中的有害物质有碳氢化合物(HC)、氮氧化物(NO_x)、一氧化碳(CO)等,HC和CO是不完全燃烧产物,在气缸内氧气不足时大量产生;NO_x是氮和氧在高温燃烧时的化合物,在空气和燃料的比例(简称空燃比)稍大于理论空燃比时燃烧最易产生。

根据现代汽车排放限制法规,通常要求进行以下三种检测:

(1)工况法检测HC、CO和NO_x,要求待检测的汽车在转鼓试验台上,按在一定道路的实际行驶情况所编制的试验程序进行运转,并采集排气样品加以测定,用单位行驶距离的有害成分排放量作为评定指标。

(2)怠速法检测排气中的HC和CO浓度。

(3)检测曲轴箱的HC排放量。这种检测应紧接在(1)、(2)项检测之后,按一定的工况进行采样与测定,一般要求平均的HC排放量不超过燃料量的0.15%。

6.噪声污染的限制

随着城市交通现代化程度的提高,由各种汽车所产生的交通噪声,已成为现代城市中主要的环境公害之一。噪声指标已成为衡量汽车产品质量的一项重要指标,直接影响到其市场的竞争能力。

汽车噪声分为车内噪声与车外噪声,车内噪声与汽车用户的疲劳及安全有关,是汽车生产厂家十分关注的问题;车外噪声则严重骚扰城市居民的日常生活,是社会普遍关注的问题。汽车在加速工况行驶时所产生的噪声最大,其噪声源来自发动机本体、进排气系统、风扇与冷却系、传动系、轮胎以及车体产生的空气动力噪声等。轿车各部分噪声所占比例大体如表1-1所列,可以看出发动机是汽车的主要噪声源。

轿车各部分噪声的比例(%)　　表1-1

发动机	排气管系	冷却系	轮胎	其他
46	8	14	18	14

我国已制定了《机动车辆容许噪声》标准(GB 1495—79)和《机动车辆噪声测量方法》(GB 1496—79),对各类汽车的噪声加以限制。其中在加速行驶时《机动车辆容许噪声》的具体规定见表1-2。

机动车辆加速行驶时车外最大容许噪声级dB(A)　　表1-2

车辆种类		车外最大容许噪声级不大于
载货汽车	8 t≤装载质量< 15 t	89
	3.5 t≤装载质量< 8t	86
	装载质量< 3.5 t	84
轻型越野车		84

续上表

车　辆　种　类		车外最大容许噪声级不大于
公共汽车	4 t< 总质量< 11 t	86
	总质量≤4t	83
轿　　车		82
摩　托　车		84
轮式拖拉机(45 kW 以下)		86

7.汽车的道路性能

(1)动力性　汽车的动力性系指汽车在良好路面上直线行驶时由汽车受到的纵向外力决定的,所能达到的平均行驶速度。从获得尽可能高的平均行驶速度的观点出发,汽车的动力性主要由三方面的指标来评定,即最高车速、加速时间和最大爬坡度。

最高车速是指在水平良好的路面上汽车能达到的最高行驶车速。加速时间表示汽车的加速能力,它对平均行驶车速有很大影响,特别是轿车对加速时间更为重视,常用原地起步加速时间与超车加速时间来表示汽车的加速能力。爬坡能力是用满载时汽车在良好路面上以Ⅰ挡行驶时的最大爬坡度表示的,轿车最高车速较大,加速时间短,且经常在较好路面上行驶,一般不强调其爬坡能力。

汽车行驶时发动机的输出功率 N_e 除了消耗在克服传动系统的摩擦功率之外,还要克服行驶时各种阻力所需的功率消耗,包括滚动阻力功率 N_f、空气阻力功率 N_ω 和爬坡阻力功率 N_j 等,即有如下的汽车功率平衡方程:

$$N_e = (N_f + N_\omega + N_j)/\eta_T$$

式中:η_T——汽车传动系的机械效率,约为 0.88～0.95,它除与变速器和主减速器的机械损失有关外,还与汽车的行驶挡位有关。

汽车的功率平衡图可从发动机的功率特性曲线中将发动机的转速转换成车速后得到,如图 1-4 所示。图中发动机功率曲线(最高挡即直接挡)与阻力功率曲线相交点处的车速,便是在良好水平路面上汽车的最高车速。

(2)燃料经济性　汽车的燃料经济性常用一定运行工况下汽车行驶百公里的燃料消耗量或一定燃料量能使汽车行驶的里程来衡量。在我国及欧洲,燃料经济性指标的单位为 L/100km ,即行驶 100km 所消耗的燃料升数,其数值越大汽车燃料经济性越差。在美国则用每 gal(加仑)燃料能行驶的英里数(mile/gal)表示,这个数值越大,汽车燃料经济性越好。

图 1-4　汽车的功率平衡图

汽车以等速 v_a 在道路上行驶时,发动机相应工况下的燃料消耗率为 g_e,输出功率为 N_e,则汽车等速百公里油耗为:

$$Q = \frac{N_e g_e}{10 v_a \rho_T} \quad (L/100km)$$

车速 v_a 与发动机转速 n 的对应关系为:

$$v_a = 0.377 \times \frac{nr}{i_g i_0} \quad (km/h)$$

代入上式整理得到百公里油耗的公式:

$$Q = \frac{i_g i_0 i V_h}{452.4 r \rho} p_e g_e \qquad (L/100km)$$

式中: i_g —— 变速器的传动比;

i_0 —— 汽车主减速比;

i —— 发动机的气缸数目;

V_h —— 发动机的气缸工作容积,L;

p_e —— 发动机的平均有效压力,MPa;

g_e —— 发动机的比油耗,g/(kW·h);

r —— 汽车轮胎的有效半径,m;

ρ —— 燃油密度,kg/L;

由上式可知,在一定工况下行驶时,汽车等速百公里油耗 Q 取决于乘积 $i_g p_e g_e$。它与当时的汽车行驶阻力、传动效率、发动机节气门开度和转速等因素有关,只有在 $i_g p_e g_e$ 为最小时,百公里油耗才最低。汽车行驶时的燃料消耗量随车速的变化如图 1-5 所示,汽车的等速油耗随车速的增加而增大,高速行驶时,燃料消耗较大。

等速行驶工况并不能全面反映汽车的实际运行情况,特别是在市区行驶中频繁出现的加速、减速、怠速停车等行驶工况。因此各国都制定了一些典型的行驶试验工况来模拟实际汽车运行状况,并以其百公里油耗来评定相应行驶工况的燃料经济性。图 1-6 中给出了欧洲经济委员会、美国及我国法定的测定燃料经济性的循环行驶工况图。我国规定以等速百公里油耗和最高挡全油门加速行驶 500m 的加速油耗作为汽车燃料经济性的单项评价指标,以循环工况燃油耗作为综合性评价指标。

图 1-5 燃料消耗量随车速的变化关系

a-汽油喷射;b-化油器

二、影响发动机性能的主要因素

1.压缩比与爆燃

发动机气缸中气体工质的实际工作情况,通常用气体压力 p 随气缸容积 V 或曲轴转角 φ 而变化的图形来表示,称为示功图。图 1-7 所示,即为发动机的 p-V 示功图和 p-φ示功图,p-V 图和 p-φ图两者可以相互转换。

根据热力学原理,表征汽油机工作循环的 p-V 示功图(图 1-7a)可以抽象为热力学中的等容加热理论循环图 1-8。等容理论循环的热效率公式为:

$$\eta = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$$

式中:k —— 气体的比热比;

$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$ 为压缩比。

由热效率公式可知,随着压缩比 ε的提高,循环热效率 η 增大;当燃料空气混合气变稀(空燃比增大)时 k 值变大,可以获得较高的热效率。一般压缩比在 10 以下时,每增加一个压缩比单位,热效率大致可提高 2% 。但热效率的提高随压缩比的增大而逐渐降低。

压缩比提高使热效率增加,在循环供油量不变(加热量不变)的情况下,可以使发动机功率

图 1-6　测定汽车燃料经济性的循环行驶工况图

有所增加;其缺点是发动机的爆发压力变大、燃烧噪声增加,同时要求用辛烷值高的燃料,否则

图 1-7　p - V 示功图和 p - φ示功图

a) p - V 示功图;b) p - φ示功图

V_c-压缩终了气缸容积;V_h-气缸工作容积;V_a-气缸总容积

易于增加爆燃倾向。现代车用汽油机的压缩比 ε 8～11。

爆燃是汽油机燃烧室中末端混合气的自燃现象,它是汽油燃料的缺点之一,通常用辛烷值来表示汽油的抗爆性。汽油机工作仅有轻微爆燃发生时,输出功率和热效率都有所提高;但当爆燃强烈时,会带来各种各样的危害。爆燃与压缩比和点火时刻有很大关系,是发动机的控制目标之一。

2.点火时刻

理论上,发动机的热效率在定容燃烧(即整个燃烧过程在活塞处于上止点时全部进行完毕)时为最大。但实际上,燃烧需要一定的时间,如果用气缸压力示功图来表示,从点火到压力开始上升这一时期,称为着火延迟期。因此,要求在活塞位于上止点时,火焰已扩展到约半个燃烧室,此时气缸内燃烧最高压力出现在上止点后 10 °～15 °曲轴转角,发动机的动力性和燃料经济性都最好。根据这一要求而选定的点火时刻,就是最佳点火时刻。

图 1-8　等容加热理论循环

点火时刻是燃烧过程的起点,它一般用发出电火花的时刻比活塞到达上止点时提前或落后多少曲轴转角来表示,称为点火提前角。点火过早,就会有相当部分可燃混合气在压缩过程中燃烧,使压力升高过早,最高压力增加,活塞所消耗的压缩功增大,热损失增大,效率降低;同时,由于气缸内最高压力和温度增大,使爆燃倾向加大,噪声加剧,NO_x 的生成量也增加。反之,点火过迟,大部分混合气的燃烧延迟到膨胀过程中进行,燃烧的最高压力与温度都将降低,使发动机的热效率降低,排气温度升高,但 HC 的排放量将减少。

最佳点火时刻(点火提前角)与发动机的很多因素有关,其中最主要的是转速与进气管压力(即负荷)。发动机转速升高时,使着火延迟期所占的曲轴转角加大,为保持最大热效率,点火提前角需加大。发动机负荷降低时,节气门开度减小,进气管内压力下降,气缸充气量减少,上循环剩余的残气对新鲜充气的稀释程度增加,且在部分负荷下供给的是稍稀的经济混合气,这种混合气燃烧较慢,因此为保证热效率应加大点火提前角。

基于上述情况,向来在汽车发动机上都装有随转速自动调节的离心式点火提前装置和随负荷自动调节的真空式点火提前装置。但是,若考虑到排气清洁问题,这种一维调节的离心式

或真空式点火提前装置就不能满足要求;如果再加上废气再循环,情况就变得更加复杂。因此,必须实施电子控制。

图 1-9～图 1-11 给出了点火提前角与发动机动力性、经济性和排放的关系。

与点火时刻并列,空燃比是发动机控制的另一重要因素。

图 1-9　点火调整特性(25Y—6100Q 汽油机)

a)节气门全开;b)n= 1600r/min

图 1-10　NO_X 浓度与点火时刻及空燃比的关系

发动机压缩比 6.7;进气管压力 91kPa;转速 1000r/min

图 1-11　NO 和 HC 浓度与点火时刻的关系

3.空燃比

空气和燃料的质量混合比例被称为空燃比,通常用 AF 表示。空燃比支配着发动机的动力

性、经济性和排气清洁性,是发动机最重要的控制参数。

要使 1kg 汽油完全燃烧理论上所需要的最低空气量约为 14.7kg,它被称为理论空气量,其数值即是理论空燃比。发动机工作时的实际空燃比与理论空燃比的比值称为过量空气系数 α 若 α＞1,表示所供给的空气量大于理论空气量,这种混合气叫作稀混合气;若 α＜1,表示空气量不足以使燃料完全燃烧,这种混合气叫作浓混合气。

当实际空燃比比理论空燃比稍浓(AF= 13.5～14)时,燃烧火焰的温度最高。燃烧速度最大时的空燃比,比火焰温度最高时的空燃比更小一点(AF= 12～13)。燃烧速度越快,燃烧压力越高,发动机的输出功率越大,因此 AF= 12～13 的稍浓的空燃比被称为功率空燃比。但是,燃油消耗率最低时的空燃比,要比理论空燃比稍稀,AF= 16 左右,这种稍稀的空燃比称为经济空燃比,以上关系如图 1-12 所示。由图可知,当要求大功率(节气门全开)时,需供给功率空燃比;当要求低油耗(发动机处于经济行驶状态)时,则需提供经济空燃比。

在 1/4 负荷以下的轻负荷区,由于节气门开度很小,气缸充气量减少,压缩压力和温度较低,使发动机的燃烧容易变得不稳定。为了防止出现这种情况,应像图 1-13 所示那样加浓混合气,怠速时将空燃比修正为 12 左右。

冷启动时发动机气缸壁温度与大气温度差不多,因此压缩温度上升很少,汽油难以汽化。为了向火花塞电极处供给易燃混合气,必须尽量加浓混合气。阻风门系统正是起这样的作用。

图 1-12　空燃比与火焰温度、输出功率和比油耗的关系

图 1-13　汽油机理想空燃比特性

在限制排气污染问题后,需要考虑的因素就更多了。空燃比与汽油机排气有害成分的关系如图 1-14 所示。当供给浓混合气时,空气不足,燃烧不完全,NO_x 排放不多,但 CO、HC 的排放增多。供给稍稀的混合气时,燃烧完全,CO、HC 的排放减少,但 NO_x 增加很多。供给更稀的混合气时,燃烧速度下降,容易产生不稳定燃烧,这时 NO_x、CO 的排放减少,而 HC 排放却增加。

综上所述,为了使发动机的动力性、经济性、排气清洁性、燃烧稳定性、启动性与加速性等获得最佳效果,发动机的控制系统必须随时自动调整发动机的空燃比,而电子控制则是使发动机得到最佳调节的最好方法。

4.充气效率

同样大小的气缸容积在相同的进气状态下,若能吸入更多的新鲜空气,则容许喷入更多的燃油,在同样的燃烧条件下,可以获得更多的输出功。

发动机每循环吸入气缸的空气量若将其换算成进气口大气状态的体积 V_1,其数值一般要比气缸

排量 V_h 小,二者的比值被定义为充气效率 η,即 $\eta = V_1 / V_h$。

充气效率 η 是表征发动机换气过程进行完善程度的一个重要参数。改善换气过程,不仅可以提高 η,而且可以减少进排气功损失。为此,现代汽车发动机上普遍采用多气门技术。

5.热力状态

我们知道,在汽车驾驶室内除安装有车速表和里程表外,还装有水温表、机油温度表与机油压力表,用以监控发动机的工作状态。也就是说,汽车使用过程中,发动机应严格保持一定的水温、油温和油压(一般要求保证水温:80～90℃,油温:70～90℃,油压:294～392kPa),即将发动机限制在正常的热力状态下工作。

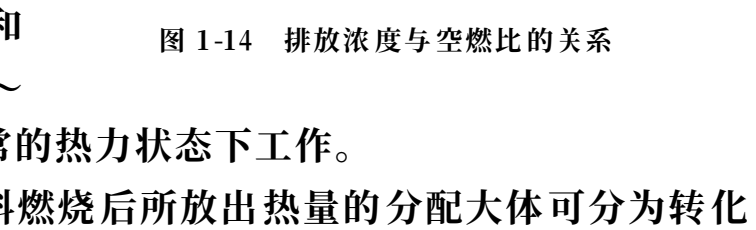


图 1-14　排放浓度与空燃比的关系

按照发动机的热平衡关系,进入气缸中的燃料燃烧后所放出热量的分配大体可分为转化成有效输出功的热量 Q_e、传递给冷却介质如冷却水和润滑油等损失的热量 Q_c、随废气排出而损失的热量 Q_r 以及其他热量损失 Q_s(包括不完全燃烧损失、辐射热损失等)四大项。只有当发动机的点火时刻与空燃比控制在最佳,且机体处于正常热力状态范围内工作时,才能得到最高的热效率和最大的输出功。现代汽油机在获得最大输出功时热平衡的分配比例大致如下:Q_e= 25% ～30% ,Q_c= 25% ～40% ,Q_r= 30% ～40% ,Q_s= 5% ～10% 。若发动机的热力状态不正常,则转化成有效功的热量 Q_e 将要减少,而热量损失 Q_c 或 Q_r 或 Q_s 会增加。

汽车发动机在冷启动后便处于水温、油温很低的非正常热力状态,为使其进入正常热力状态,发动机必须经历一定时期的暖车。此时,发动机的电子控制系统通过水温调节对空燃比和点火时刻进行控制,以使其达到最佳的暖车过程。

§ 1.2　汽车发动机在运营条件下工作的基本特点

在运营条件下,汽车发动机的工况总是处于经常而急促地变化之中,即处于非稳定工况下工作,其转矩和转速在相当大范围内不断变化。

对汽车运行试验结果的分析表明,当汽车在畅通的公路上行驶时,每千米平均操纵汽车作业次数(如变速、离合器的结合和分离、制动等)为 1～2 次;在交通繁忙的市区行驶时的作业次数可达到 16 次。沿着畅通而平坦的道路以不变速行驶时,由于道路覆盖层的不均质性造成路面的波浪起伏,使得供油控制机构仍处于不断的运动状态,并在相当大的范围内移动。甚至当汽车沿水平而平坦的沥青路段以接近最大速度行驶时,由于车身相对底盘的周期振动,也会引起负荷和曲轴转速产生周期性波动。图 1-15 给出了某柴油车沿平坦的沥青道路以 65km/h 的车速行驶时,柴油机的曲轴角速度 ω、转矩 T_e、供油拉杆位移 h 和车身相对汽车底盘位移 a_k 的变化特性。由图可知,上述指标在相当大的范围内约以 2Hz 频率,相对各指标的

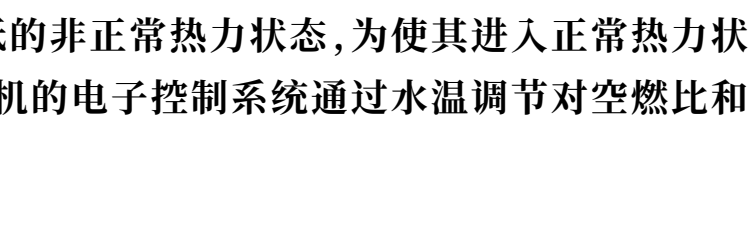


图 1-15　载货汽车沿平坦的沥青道路行驶时,柴油机工况的变化

平均值变化,角速度的变化幅度为±1.5% 、转矩的变化幅度为±30% 、油泵拉杆位移的变化幅度为±20% 。

表 1-3 是一装有化油器式发动机的载货汽车,在不同道路条件下的试验结果,其中 $T_{e_{max}}$ 和 n_e 为发动机的最大转矩和标定转速。它指示出了汽车行驶 100km ,发动机的平均统计负荷 T_{e_m} 和曲轴平均统计转速 n_m 的最大值是在沿国际级公路行驶时出现的,而最低 T_{e_m} 出现在交通繁忙的市区公路;曲轴平均统计转速 n_m 最低是在沿土路行驶时出现;汽车换挡次数 Z 分别是在沿国际级公路和交通繁忙的市区公路行驶时达到最少和最多。

载货汽车在不同道路条件下的行驶试验结果　　表 1-3

道路条件	T_{em}/T_{emax}	n_m/n_e	Z
国际公路	0.61～0.84	0.68～0.75	38～56
交通繁忙的市区	0.32～0.51	0.53～0.72	400～580
土路	0.39～0.56	0.32～0.55	290～460

根据有关统计资料,汽车在市区运营条件下的行驶时间,约占其总运行时间的 50% ～70% ,且具有下述基本特点:

(1)节气门开启次数,每 100km 达 1500～3000 次,比郊区行驶高 10～30 倍。

(2)换挡次数每 100km 达 400～800 次,比郊区行驶时高出约 10 倍。

(3)曲轴平均转速约为 1500～2000r/min,比郊区行驶时约低 25% ～50% ,汽车行驶速度低,使用效率降低。

(4)行驶每单位里程的曲轴转数增加 30% ～80% ,加速了发动机的磨损。

(5)由于汽车常被迫停车,故发动机怠速运转的比例达到 30% 。

(6)发动机平均负荷(转矩)不大,较郊区行驶时低 30% 。

(7)随着交通干扰密度的增加,使得冷却系统的温度较低,从而造成发动机的热力状态不正常。又由于发动机零部件的热惯性,即使在正常冷却液温度下,也会出现热力状态的偏移。

(8)单位里程的平均燃料消耗量,随不稳定运行平均速度的降低和工况变化强度与频率的增加而上升,从而导致汽车的运输成本增加约 25% 。

(9)市区非稳定运行条件与稳定运行条件相比,有害排放物增加。其中 CO 增加约 0.5～1.0 倍,HC 增加约 1.1～1.3 倍。

(10)汽车在市区行驶时非稳定工况约占 50% ～90% ,其中 30% ～50% 为加速工况。

综上所述,在运营条件下,汽车发动机的工作特点,是曲轴转速和发动机控制机构位置不断变化。这对发动机的动力性、经济性、生态性、可靠性和耐久性等诸方面都将产生不良的影响。所以对汽车发动机非稳定工况的研究,应当看作是汽车运行优化控制问题的一个重要组成部分。研究发动机非稳定工况的重要性可以从上述汽车的运营状况看出,也可由评价汽车尾气排放或燃油经济性的法定行驶循环(如图 1-16 所示的 15 工况循环)中看出。在世界各地的法定行驶循环中 40% ～75% 为非稳定工况,其中 25% ～40% 是加速工况。汽车有害排放和燃油消耗的 40% ～80% 来自非稳定工况,其中加速工况

图 1-16　15 工况行驶循环