

# 汽车 发动机 原理

程 宏

清华大学出版社

## (京)新登字 158 号

### 内 容 简 介

本书是汽车发动机原理提高课程的教学用书。全书共分五章。第一章简述汽车发动机的循环分析,第二章从排放和油耗问题入手,介绍产品发展的各种探索;第三章介绍汽车发动机的性能比较试验;鉴于增压是大幅度提高内燃机性能的有效技术,是汽车发动机产品发展的一个方向,故在第四章和第五章重点介绍涡轮增压器的特性,增压系统的匹配及汽车发动机的增压技术。

本书可作为高等工科院校汽车工程专业、内燃机专业大学生及研究生的教学用书或教学参考书,也可作为相关专业工程技术人员了解汽车发动机近期科技成果,更好地消化引进技术和提高产品开发能力的参考用书。

### 图书在版编目(CIP)数据

汽车发动机原理/程宏编著. —北京:清华大学出版社,1994  
ISBN 7-302-01699-2

I. 汽… II. 程… III. 汽车-发动机-理论 IV. U464

中国版本图书馆 CIP 数据核字(94)第 14489 号

出版者:清华大学出版社(北京清华大学校内,邮编 100084)  
印刷者:北京市海淀区清华园印刷厂  
发行者:新华书店总店科技发行所  
开本:850×1168 1/32 印张:4.75 字数:121 千字  
版次:1995 年 4 月第 1 版 1995 年 4 月第 1 次印刷  
书号:ISBN 7-302-01699-2/TH·61  
印数:0001—5000  
定价:4.80 元

## 前 言

1988年由学术期刊出版社出版的《汽车发动机原理》一书,是在中国汽车工程学会的鼓励和支持下,按照当时的教学内容编写的。随着国际交流和技术引进的扩展,许多内容已无需在院校中讲授。于是教学内容不断改变,目标转向对于宏观发展形势的认识,特别偏重对于“科”、“技”有效结合的深入理解,以作为消化引进技术及提高产品开发能力的基础,至今内容已趋于稳定。

增压是大幅度提高内燃机性能的有效技术,在汽车发动机上的应用仍在扩展。为了以尽可能少的学时,从汽车发动机角度提供必要而系统的基础,经十余年的提炼,内容也基本确定。

本书是按照当前的教学情况重新编写的,偏重基本概念的表述,为说明概念而引用的实例及具体细节则不多赘述。这样便于在教师主导下作为教材,也便于技术人员以尽可能少的时间,了解一些有助于判断技术方向的基本概念。

时光流逝,人入晚年。若非陆际清与汤亚美两位同志的帮助和督促,此书尚难以完成,特此致谢。

# 目 录

<b>第一章 循环分析</b> .....	1
第一节 概述.....	1
第二节 空气标准循环.....	3
第三节 燃料空气循环(理想循环).....	6
第四节 循环模拟 .....	14
第五节 可用能分析 .....	30
<b>第二章 产品发展</b> .....	32
第一节 概述 .....	32
第二节 前期排放问题 .....	34
第三节 油耗问题 .....	45
第四节 产品发展探索 .....	50
第五节 产品的主要进展 .....	56
第六节 近期排放问题 .....	61
第七节 本世纪展望 .....	67
<b>第三章 性能比较试验</b> .....	70
第一节 概述 .....	70
第二节 误差概念 .....	72
第三节 汽车发动机性能比较试验 .....	78
第四节 关于动态测量的一些问题 .....	80
<b>第四章 增压</b> .....	85
第一节 概述 .....	85
第二节 离心式压气机与涡轮 .....	89
第三节 增压器与内燃机的匹配.....	103

第四节	脉冲系统.....	111
第五节	涡轮增压模拟.....	120
<b>第五章</b>	<b>汽车发动机增压.....</b>	<b>125</b>
第一节	概述.....	125
第二节	载重车柴油机的增压.....	128
第三节	轻型车发动机的增压.....	133
第四节	特殊增压系统.....	140

# 第一章 循环分析

## 第一节 概 述

内燃机循环进行的情况,决定着内燃机的指示性能——平均指示压力  $p_i$  和指示热效率  $\eta_i$ 。要改善发动机的性能,就需要深入分析整个循环以及各个过程,了解其各方面因果关系,据以明了怎样可以得到改善,改善的作用有多大。理论分析是技术进步不可缺少的基础。

但是实际事物牵涉很广,理论分析只能抽出要研究的已知因素来分析,不可避免地忽略其他因素,因而不论分析如何严谨,分析出发点的大前提必与实际有差别。于是分析所得的因果关系可以在定性上与实际不一致,即使在定性上一致,在定量上也必有差异。所以分析的结果,必须经过充分的实验验证,证明在定性上与实际一致,才能被认为有意义。这种验证工作常比分析工作本身的工作量大得多。如果分析结果与实际在数量上的差别小到已满足产品发展的技术需要,则该分析办法就被认为是有效而满意的分析手段。若在产品发展中没有发现新的需要,从既解决问题又成本最低的工程原则出发,就不会再浪费人力物力去追求更细致而无实益的分析办法。分析手段是产品发展需要所促进的,是明确针对产品发展中某方面具体需要的,满足了需要就达到了目的。

经过充分验证的分析结果,是否能用来改进产品,还要看对其他方面的影响如何,是否会产生难以解决的其他问题,必须全面考虑改进的现实性。即使上述情况完全满足,还要从收获与代价来看是否值得,否则就是所谓的学术上合理而技术上不合理。

总而言之,分析手段是技术进步不可缺少的基础。在国际汽车工程学会上,有文章声称,当前企业在激烈竞争中的成败,要看是否具备分析手段和运用能力,这突出表达了分析的重要。也有文章声称,单纯按科学(science)观点来进行产品设计,结果只能是灾难。理论上至是缺乏技术认识的表现。要正确运用分析手段于产品的改进和发展,需要正确认识分析的意义、作用和局限性。

在内燃机发展初期,循环的热力学概念就起过重大作用。随着产品的发展,以空气(按理想气体对待)为工质的简化热力循环,就用来研究提高内燃机性能的方向,至今仍用来作为理解内燃机的第一步,这种循环称为空气标准循环(air standard cycle)。到30年代,已将燃料及空气的物质本性计入,使分析判断能力大为提高,当时称为理想循环(ideal cycle),近来又称为燃料空气循环(fuel air cycle)。这种循环计算复杂,长期只能由专门人员进行,不能普遍应用。

到60年代计算机应用后,技术人员可以不必自己深入计算的细节,就可以运用既有的计算程序,按自己的情况进行燃料空气循环的计算。计算机的应用,使人们能够模拟实际事物机制,改变影响因素的数量,进行复杂的计算,从而了解改变的效应。于是在产品改进和开发工作中,可藉以使成本与时间消耗大为减少,这就是所谓的计算机辅助设计(CAD)。

如果循环有关各方面都能正确模拟,并综合在一起,则成为循环模拟(cycle simulation)。尤其是如果能与发动机的具体结构正确联系,改变结构即可预计循环的变化,则可在图纸设计阶段就能预计产品性能,将使产品发展工作大为改观。但是其中困难很多,至今不能解决,而且即使是目前情况,计算程序已很庞大,不能在产品发展中普遍应用,其中最困难的是燃烧模拟。不过各企业结合自己产品的经验资料,将某些方面或环节以经验资料代替,突出所要研究方面的模拟,仍可有效地运用来解决设计问题,这种灵活运

用需要具备学术和技术两方面的水平和经验。

近年来在燃烧模拟方面仍有所进展,但并不是为了解决传统燃烧系统的匹配设计问题,因为从性能角度来看,产品的燃烧过程已普遍达到很高水平,改进余地已很小。燃烧模拟的进展,主要是针对新型燃烧系统探索中的关键问题,特别是针对排放问题。

在70年代石油危机后,许多行业从热力学第二定律来分析节约能源的可能性。内燃机行业在80年代也开始进行循环的可用能分析,但这种分析未见对产品发展起到重要作用,随即趋于沉没,不过用可用能概念来理解某些局部情况,也有其方便之处。

## 第二节 空气标准循环

### 一、假定前提

循环功主要决定于示功图的上环,这里只考虑上环而忽略下环,如图1-1所示。

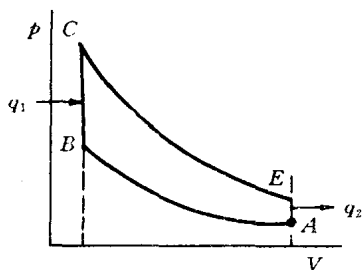


图1-1 等容加热空气标准循环

在压缩始点A处,缸内封闭有已知数量和状态的空气。在压缩过程中,由A按压缩比 $\epsilon$ 压缩到终点B,压缩中假定工质与缸壁无热交换。在B点附近由外界向空气加热,以代替燃烧放热(图中



所示是等容加热), 避开了燃烧过程的反应放热和工质变化的复杂问题。加热使缸内压力上升, 随后的膨胀过程中与外界也无热交换。到膨胀终点  $E$  处, 工质在等容状态下放热, 使空气恢复到压缩开始时状态。在全部过程中, 假定缸内工质状态总是均匀的, 压缩和膨胀的过程是等熵的。这样就形成以空气为工质的热力学封闭循环, 从实际循环中抽取出来的研讨对象是压缩比和燃烧放热的方式与时刻。

如果进一步假定空气的比热是定值, 情形更为简化, 可以用简单热力学进行分析, 具体分析计算及分析结果的情况是普遍熟悉的内容, 这里只提到定比热等容加热空气标准循环分析得出的循环热效率式

$$\eta_{\text{air}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (k \text{ 是空气的比热容比})$$

以说明一些问题。

## 二、局限性

由上式可知,  $\epsilon$  高则循环效率高, 但是在本世纪初时就发现, 汽油机在  $\epsilon$  为 4.5 以下时, 此结论定性上符合实际, 到 4.5 以上就不符合实际, 即定性上错误。所以任何理论分析的结论, 必须经过实验验证, 才可能有价值。如果证明在定性上符合实际, 则表明分析中已计入了主要有关因素, 可承认该规律, 但也只能肯定在验证范围内有效, 不能任意外延。如果在定性上不符合实际, 则表明有起重要作用的因素未予计入, 这时必须大力找出该因素, 再计入分析, 就使认识深入一步。

又从上式看来, 在工质量一定的情况下, 热效率与加热量无关。若据此认为热效率与混合气的浓稀无关, 则又是在定性上作出错误结论, 其原因在于忘却了得出上式时的假定前提。在比热一定时, 于  $B$  处每加热  $\Delta Q$ , 使温度和压力的升高量相同, 膨胀中增加

的作功量相同,效率相同,因而全循环的效率不因加热量不同而变。但是实际上空气的比热随温度的升高而加大,于是后加的  $\Delta Q$  比先加的  $\Delta Q$  使温度上升量减小,作功量减小,效率下降,因而总平均起来,加热量愈多,全循环的热效率愈低。在应用理论分析的结论时,必须清楚是在什么前提条件下得出的,并将该条件与自己的情况对比。这样不仅可以避免盲目误用分析的结论,还可以根据分析前提与实际的差别,修正结论而作出正确判断。燃料空气循环比空气标准循环深入了一大步,不仅计入了物质本性,并将混合气浓度作为研究分析的对象。由该循环分析可以明确,混合气浓度变化时,循环热效率如何改变,以及其改变的原因何在。

有一篇试验研究分层充气的国际论文,在其前言中写道,由于用稀混合气时  $k$  值改变,从  $\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$  可知  $\eta$  将提高,因而要研究分层充气。分层充气问题与均匀稀混合气问题又不同,实际与理论两方面都更复杂,后面将进一步介绍,这里只提出作为盲目运用理论分析结论的一例。另外,汽油机的压缩比高,可能热效率高,但并不一定高,更不一定使汽车的使用油耗低。人们追求的是可靠性和油耗,并不是压缩比。在 70 年代石油危机后,有人开发出 Fireball 燃烧室,标榜压缩比可到 12.5。其办法与柴油机的发展相反,是将汽油机原用的统一室改为分开室,以利用强紊流,不久即销声匿迹。在国外发表的论文中,不论其具体工作的技术价值如何,其前言与结论都是作者的主观见解,错误并不罕见,因而不可轻信,应自己作出判断。

理论分析的结论,即使在定性上正确,也不可能在定量上符合实际。多年前有人实验测定指示热效率  $\eta_i$  与压缩比  $\epsilon$  的关系,并据前式得出

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{1.3-1}}$$

这是一种所谓的半经验式, 1.3 并不代表工质的比热比, 而是未计入因素综合影响的表现。利用这种半经验式, 可以简便而更正确地估算数量关系, 在工程上是常用的办法。在产品发展工作中, 理论分析结合经验资料, 可以有效地解决很多问题。

但是结合经验资料的分析办法, 来源于确定的试验对象和试验范围, 对象和范围改变, 情况也将改变, 所以难以普遍适用。上述的半经验式, 是结合多年前产品得出的, 应用于现代产品则成问题。应用任何半经验式时, 需清楚其来龙去脉, 注意其适用对象和范围, 方不致错误而不自知。

### 第三节 燃料空气循环(理想循环)

#### 一、假定前提

与空气标准循环一样, 仍只考虑示功图的上环。但循环始点  $A$  处的工质, 按实际的空气与燃料量及其状态考虑。压缩过程仍按等熵计算, 但计及工质比热的变化, 这就不像定比热空气标准循环那样, 可用一个简单式得出压缩曲线, 而需要逐步计算。燃烧过程仍

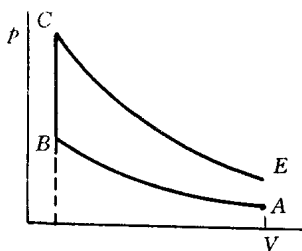


图 1-2 燃料空气循环

假定是定容或定容及等压, 但是在工质组成及状态总保持均匀而且符合化学平衡的假定条件下, 根据结构内能与工质显焓的变化来计算, 同时计及工质组成和其比热的改变。膨胀过程也要逐点计算, 并顾及化学平衡状态的变化。计算到膨胀末的  $E$  点为止, 如图 1-2 所示。

这样的循环已不是封闭工质的热力学循环, 但仍可据以计算循环功及热效率。

这种计算相当复杂,从 30 年代以来,只能由专门人员按不同始点情况及不同参数,计算出结果供方向性参考。随计算所用热力学系统以及所计入化学平衡反应的不同,计算结果不完全一致,但基本相同。到 60 年代后计算机普遍应用,技术人员才能结合自己的情况和需要进行计算。

Benson 著 *Advanced Engineering Thermodynamics* 一书,是专门为燃料空气循环计算的理论基础而编写的教材。

## 二、燃料空气循环的特点

### 1. 与空气标准循环比较

(1) 出发点是压缩始点处的工质组成及状态,因而可以分析不同燃料和不同混合气浓度对循环的影响。

(2) 全面计入了工质的物质本性,包括化学反应和工质组成及比热的变化。

### 2. 与实际循环比较,重要的有

(1) 不能知道出发点的工质组成和状态,这决定于进排气和供油状况。

(2) 工质与缸壁间总是有热交换的,而且使热效率下降。虽然热交换不可避免,但交换量可在设计中使之尽量减少。无交换的假定,是最高的理想状况。

(3) 实际燃烧过程需要时间,定容燃烧是不可能的,但在设计中可使之尽量缩短,定容燃烧是循环热效率最高的理想状态。针对柴油机的定容和定压燃烧假定,情况相似。

3. 燃料空气循环计入了更多的因素,特别是物质本性按实际计入,所以不仅可分析更多因素的影响,而且计算结果更接近实际。值得注意的是,其计算结果与空气标准循环计算结果相差很多,而与实际循环相当接近,如图 1-3 所示。

燃料空气循环将人力所不能改变的物质本性按实际计算,而

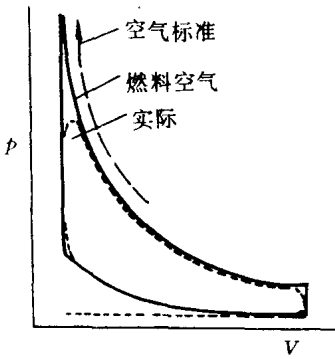


图 1-3 不同计算结果与实际示功图

将不可避免但人力可予以改变的因素按理想情况计算,所以这种循环从 30 年代开始就称为理想循环,德文为完善发动机。这种循环的计算结果, $\eta_{id}$ 是在循环形式、压缩比、燃料和混合气浓度确定的情况下,人力所能达到的最高极限。而  $\eta_{id}$  与实际循环指示热效率  $\eta_i$  之比称为相对效率  $\eta_{rel} = \eta_i / \eta_{id}$ ,  $\eta_{rel}$  可用来衡量实际发动机的设计水平。对比理想循环与实际循

环的各个方面,可以了解改进的可能及潜力大小。

曾经有一篇国际论文,以空气标准循环的  $\eta_{air}$  为基础,将  $\eta_{rel}$  定义为  $\eta_i / \eta_{air}$ 。由于  $\eta_{air}$  比  $\eta_{id}$  高不少,于是  $\eta_{rel}$  值较小,并据以讨论改进发动机的余地。幸而未见到追随者。

### 三、燃料空气循环分析

等容加热空气标准循环与燃料空气循环计算结果的情况如图 1-4。

由图可以看出:

(1)  $\eta_{id}$  与  $\eta_{air}$  相差甚多,这由图 1-3 也可看出,而且主要原因在于最高燃烧压力下降相当多。就  $\epsilon=8$  而过量空气系数  $\alpha=1$  的情形看, $\eta_{air}=0.566$  而  $\eta_{id}=0.444$ ,相差达 12.2 个百分点,相对差异在 20% 以上。

最高燃烧压力下降的原因,主要在于工质比热要随温度上升而变大。其次是工质在高温下要热分解,图 1-5 示出燃料空气循环计算中,按化学平衡计算与不计热分解的差别。

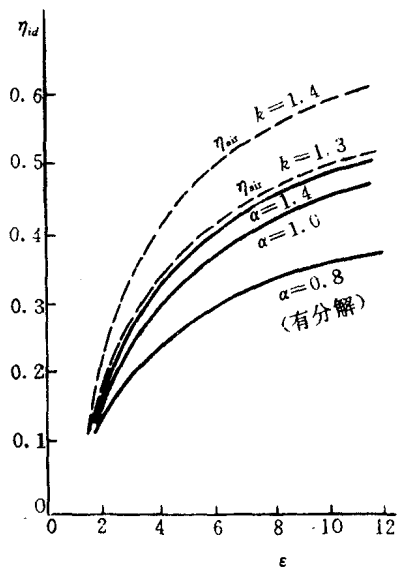


图 1-4 两种循环计算结果

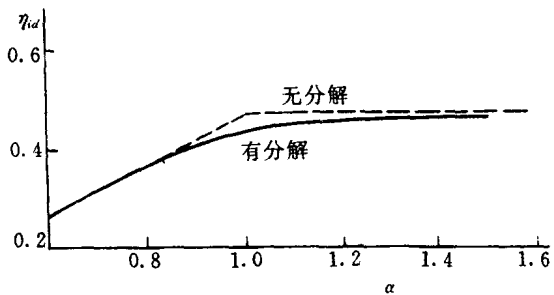


图 1-5 计入与不计入热分解的差别

(2) 压缩比增高时,  $\eta_{air}$  和  $\eta_{id}$  都增高, 但  $\eta_{id}$  增加较少。就  $\alpha=1.2$  的情形(目前一般可用的最经济混合气)看

$\epsilon=8$	$\eta_{id}=0.444$	}	相差 3.2 个百分点
10	0.476		
12	0.503	}	相差 2.7 个百分点

十余年前发表的文章中, 有不只一种燃烧室设计可用 12.5 压缩比而不爆震, 但产品所用压缩比至今在 8.5—10 之间。前面已提到, 压缩比并非追求目标。提高压缩比首先要看降低汽车油耗的效果究竟如何, 还要看对机件可靠性的影响如何, 现在更要看排放如何。柴油机所用压缩比, 一向是在保证冷起动和低负荷稳定条件下尽可能低。

(3) 由燃料空气循环可以分析并理解混合气浓度对循环效率的影响。就  $\epsilon=10$  的情形看

$\alpha=0.8$	$\eta_{id}=0.365$	}	相差 9.2 个百分点 相对差异 20%
1.0	0.457		
1.2	0.476	}	相差 1.4 个百分点 相对差异 3%
1.4	0.490		

在  $\alpha < 1$  时, 混合气浓度影响很大, 其原因是化学不完全燃烧。 $\alpha > 1$  时, 混合气变稀,  $\eta$  有提高, 但有限, 其原因只是由于温度较低时, 比热较小而且热分解较少。

前述以  $\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\alpha-1}}$  式为根据, 认为用稀混合气可提高  $\eta$ , 是盲目应用理论分析的结果。根据上述分析而提出用稀混合气的问题, 是无可指责的。但是汽油机在高负荷工况下, 一般皆可用到  $\alpha$  约 1.2, 使混合气再稀, 困难甚多而效果不大。用稀混合气问题还不是这样简单的问题。

#### 四、实际情况

图 1-6 所示是引用的资料,产品对象应是 70 年代的。经面询作者,已肯定都是汽车发动机,而且现代产品又稍有改善。图中曲线很易理解,只作如下说明。

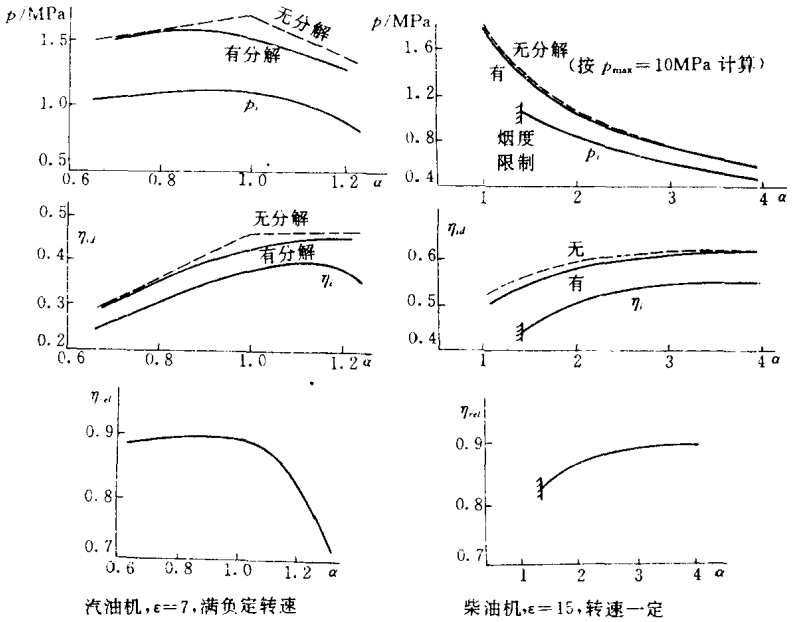


图 1-6 不同  $\alpha$  下的  $\eta$  值

在汽油机上,除去追求最大扭矩时应用  $\alpha < 1$  的混合气外,总是尽可能用最经济  $\alpha$ ,一般为 1.1—1.2,再稀则  $\eta_{id}$  虽稍有上升,但因  $\eta_{rel}$  下降使  $\eta_i$  下降,而且愈降愈快,稀到一定程度即失火。早期从烃与空气混合气的层流火焰传播速度的测定得知,  $\alpha$  约为 0.9 时速度最快,随  $\alpha$  变小则速度不断下降,小到一定程度则不能传播火



焰,长期曾以此作为  $\eta_{rel}$  下降的原因。但是烃与空气混合气的层流火焰传播速度不过 1—2m/s,速度的变化量更小。近年来在发动机上的测量表明,燃烧放热延续期随紊流强度和情况而变,查觉不出  $\alpha$  的影响。混合气变稀而  $\eta_{rel}$  不断下降的原因,在于循环不匀逐渐严重。

在柴油机上,曾致力于减小烟度所限  $\alpha$ ,以提高柴油机的最大性能,这种倾向早已改变。从文献中曾不止一次看到,试验室中已作到  $\alpha \approx 1$ ,产品中也有极个别的用到 1.05,但大多产品只用到 1.2—1.3,也有个别产品所用  $\alpha$  远大于烟度限制值,以求提高可靠性及寿命。从应用增压和满足排放法规出发,皆以用较大  $\alpha$  有利。

从图 1-6 上应当注意到,所示汽油机和柴油机(从压缩比可知是直喷式统一室)两者的  $\eta_{rel}$  都达到了约 90%,可见在燃烧延续时期、热交换以及其他人力可使之改变的方面(不包括  $\epsilon$ 、 $\alpha$  以及循环形式等),改进余地已不大,何况实际不可能实现理想情况。

现代汽油机全面工况中比油耗最低值约为 180 克/马力·小时,由下列简略计算,也可知  $\eta_{rel}$  的潜力不可能大。

		若 $\eta = 100\%$	$g = 63.2$ 克/马力·小时	} 热机
Carnot(300—2500K)	0.88	71.8		
otto( $\epsilon = 8$ )			循环(包括 $\epsilon$ )	
$\eta_{air}$	0.565	112	工质(包括 $\alpha$ )	
$\eta_{id}(\alpha = 1.1)$	0.435	145	燃烧期、热交换等	
$\eta_i(\alpha_{rel} = 0.9)$	0.39	162	机械损失	
$\eta_e(\eta_M = 0.9)$	0.352	180		

上述汽油机的情况,即用  $\alpha = 1.1—1.2$  时,  $\eta_{rel}$  近 90%,改进余地很小,再稀则因循环不匀使  $\eta_{rel}$  下降而  $\eta_i$  下降。若无循环不匀问题,则可用更稀混合气,但由  $\eta_{id}$  分析已知,即使如此,改善也很少。这些都是在油门大开下的情况,低负荷下则情况不同。