汽车先进技术译丛

Springer



车辆动力技术

——热力驱动、电驱动、混合驱动与能量管理

（原书第3版）

Alternative Antriebe für Automobile

[德] 康奈尔·斯坦（Cornel Stan） 著
周苏 译

机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

汽车先进技术译丛

车辆动力技术

——热力驱动、电驱动、混合驱动与能量管理

[德] 康奈尔·斯坦（Cornel Stan）著
周　苏　译

机 械 工 业 出 版 社

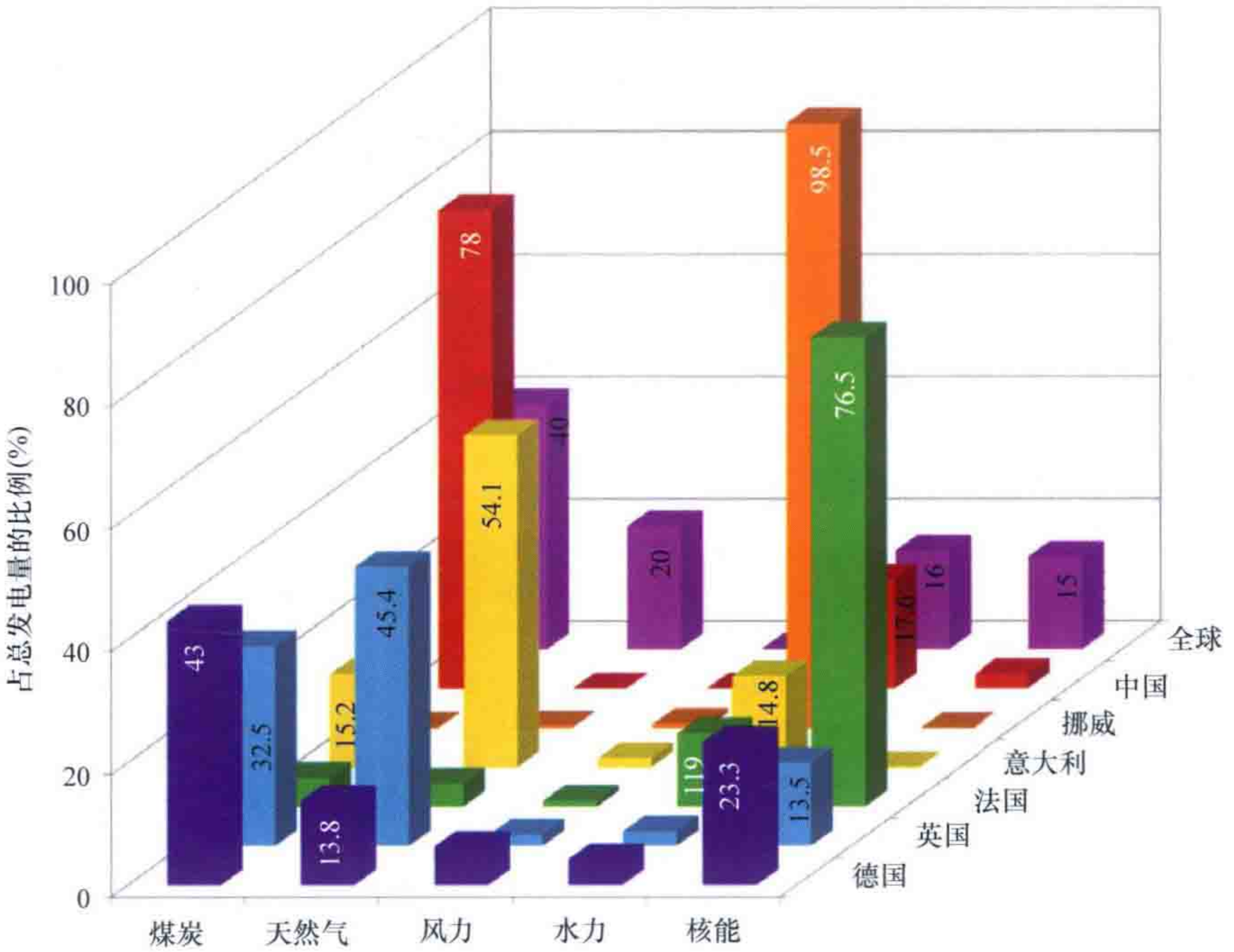


图 4　世界电能主要能量载体比例



图 16　同能量值下车用能量载体的存储质量和存储体积比较

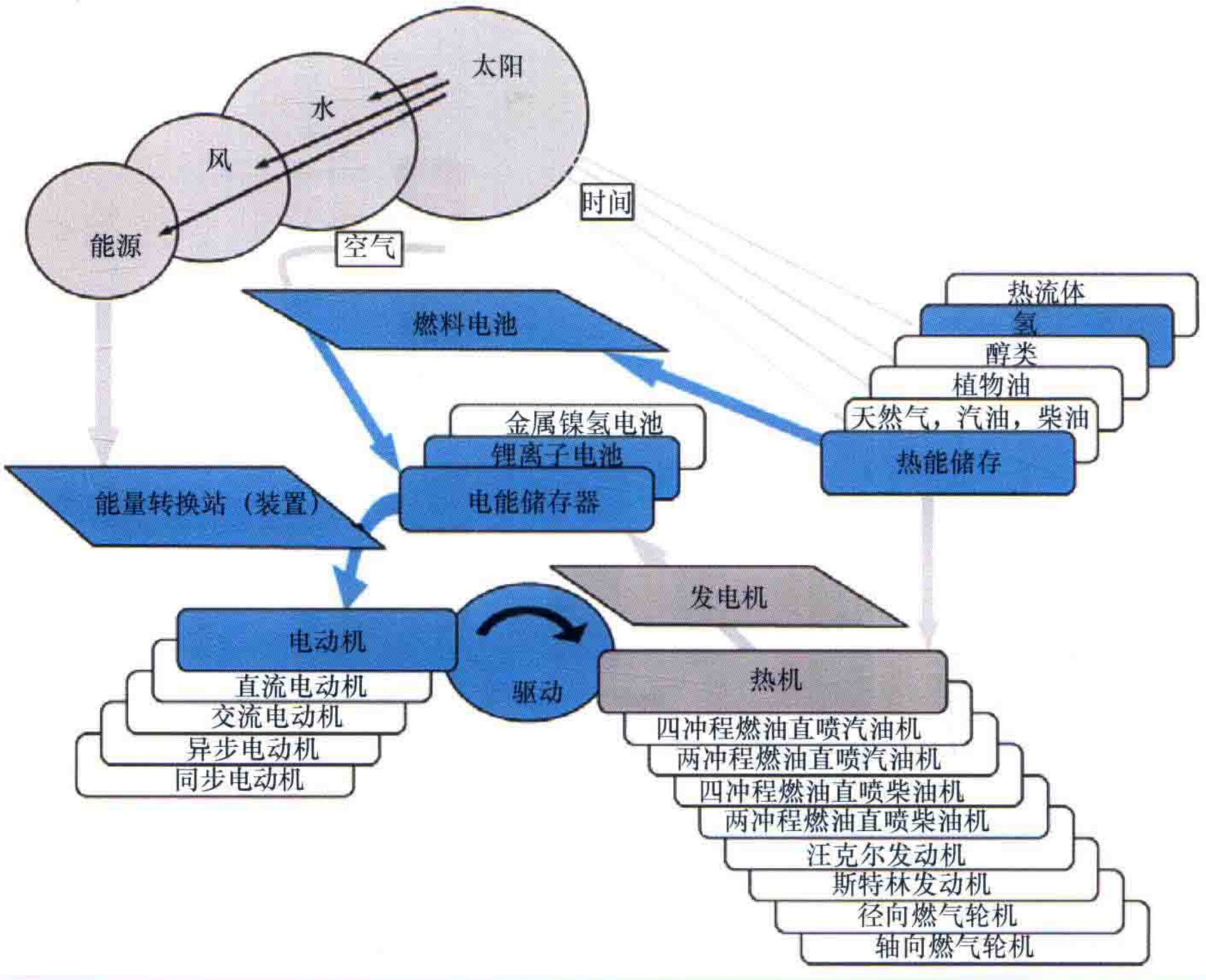


图 17a　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：燃料电池

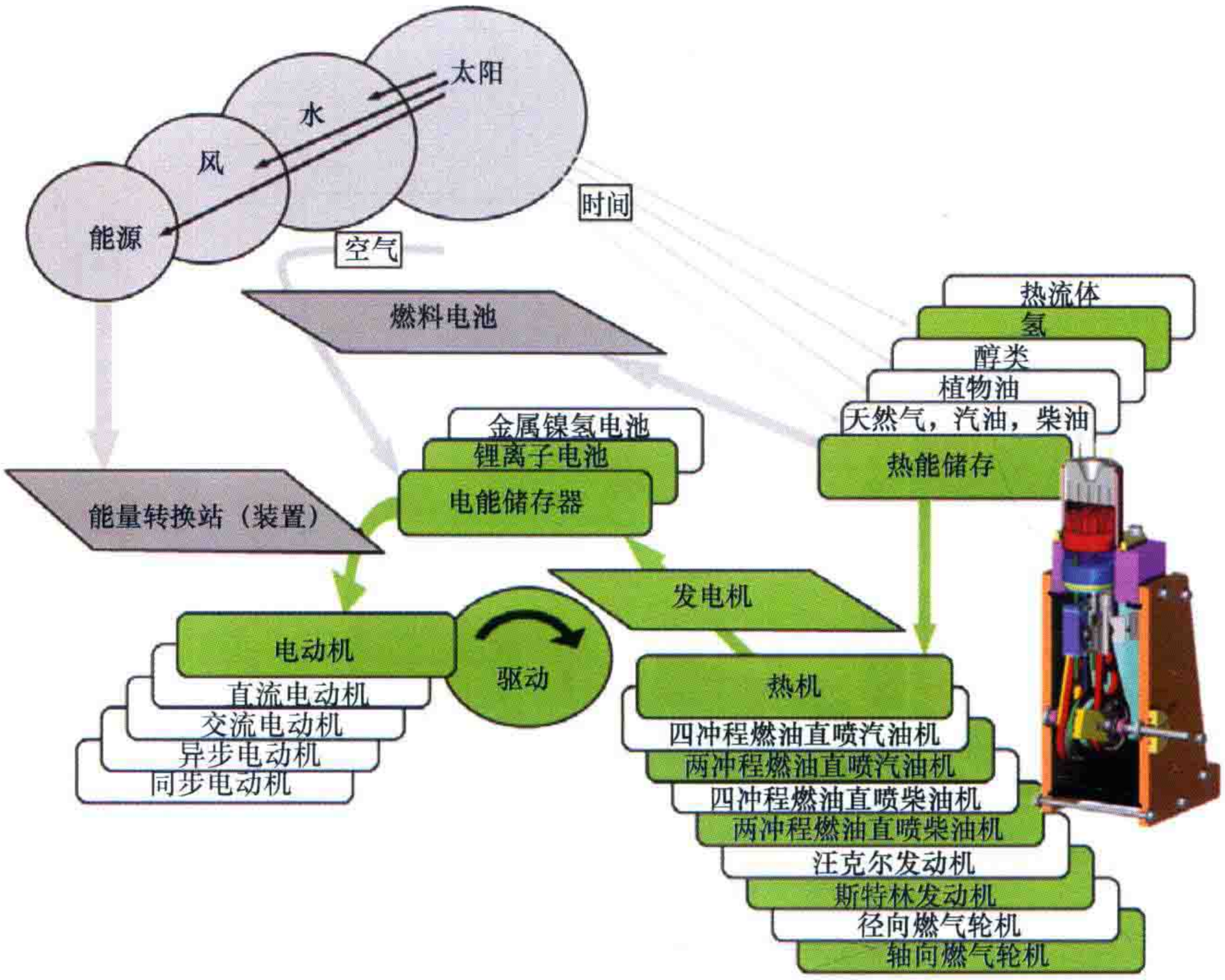


图 17b　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：燃料电池 - 增程器

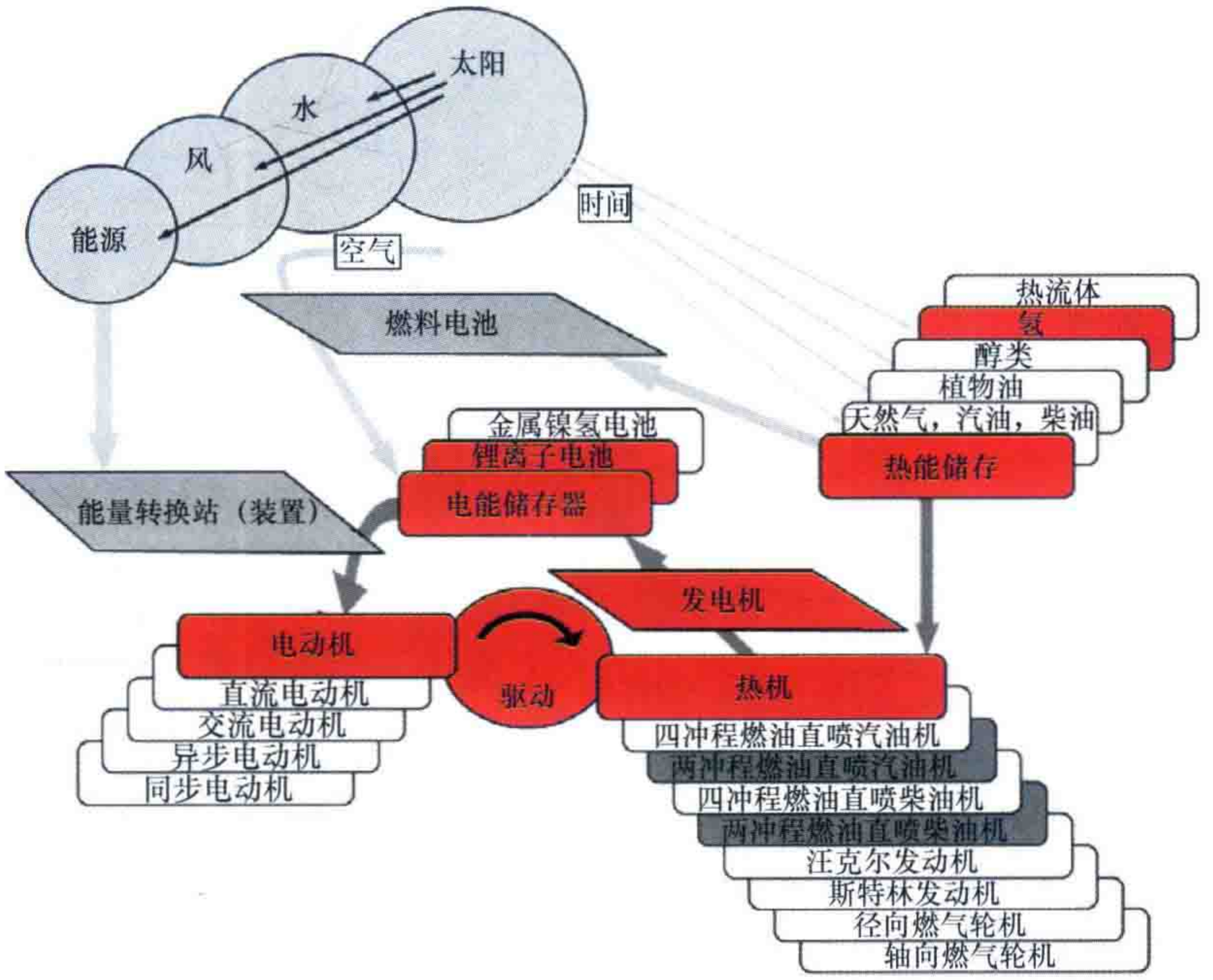


图 17c 车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：燃料电池 - 混合动力

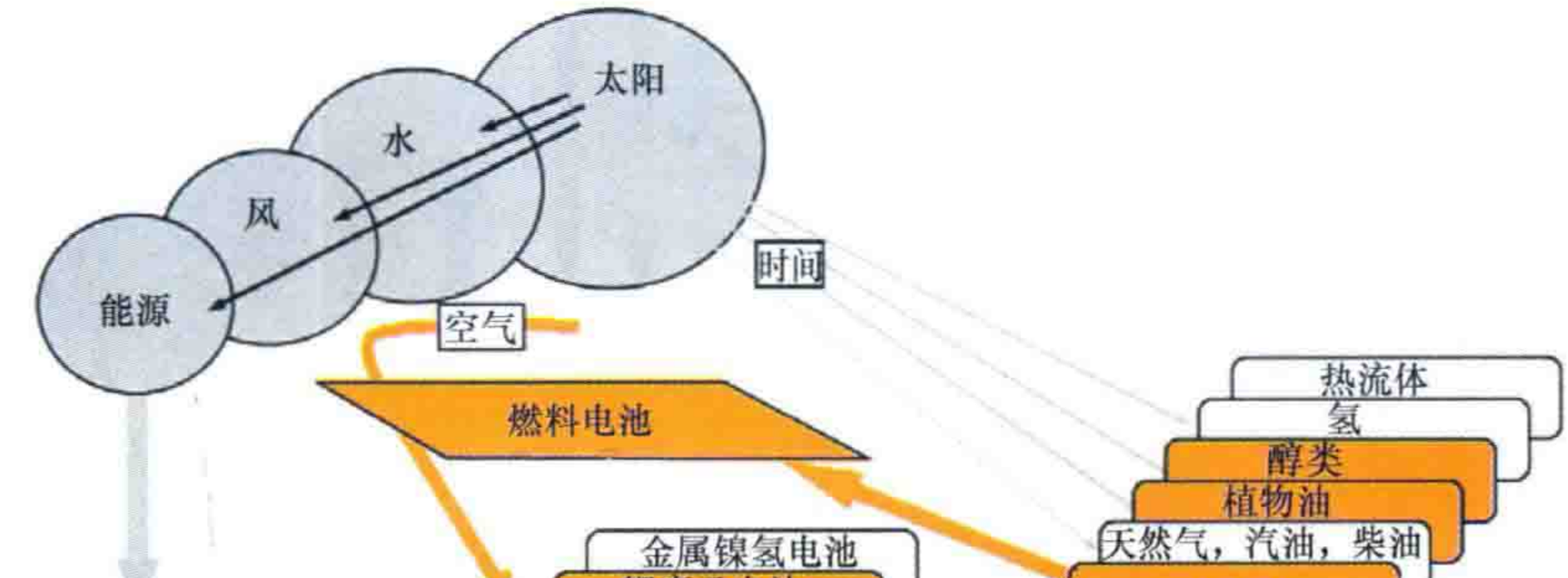


图 17d 车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：同一燃料既供驱动发动机也供燃料电池发电之用

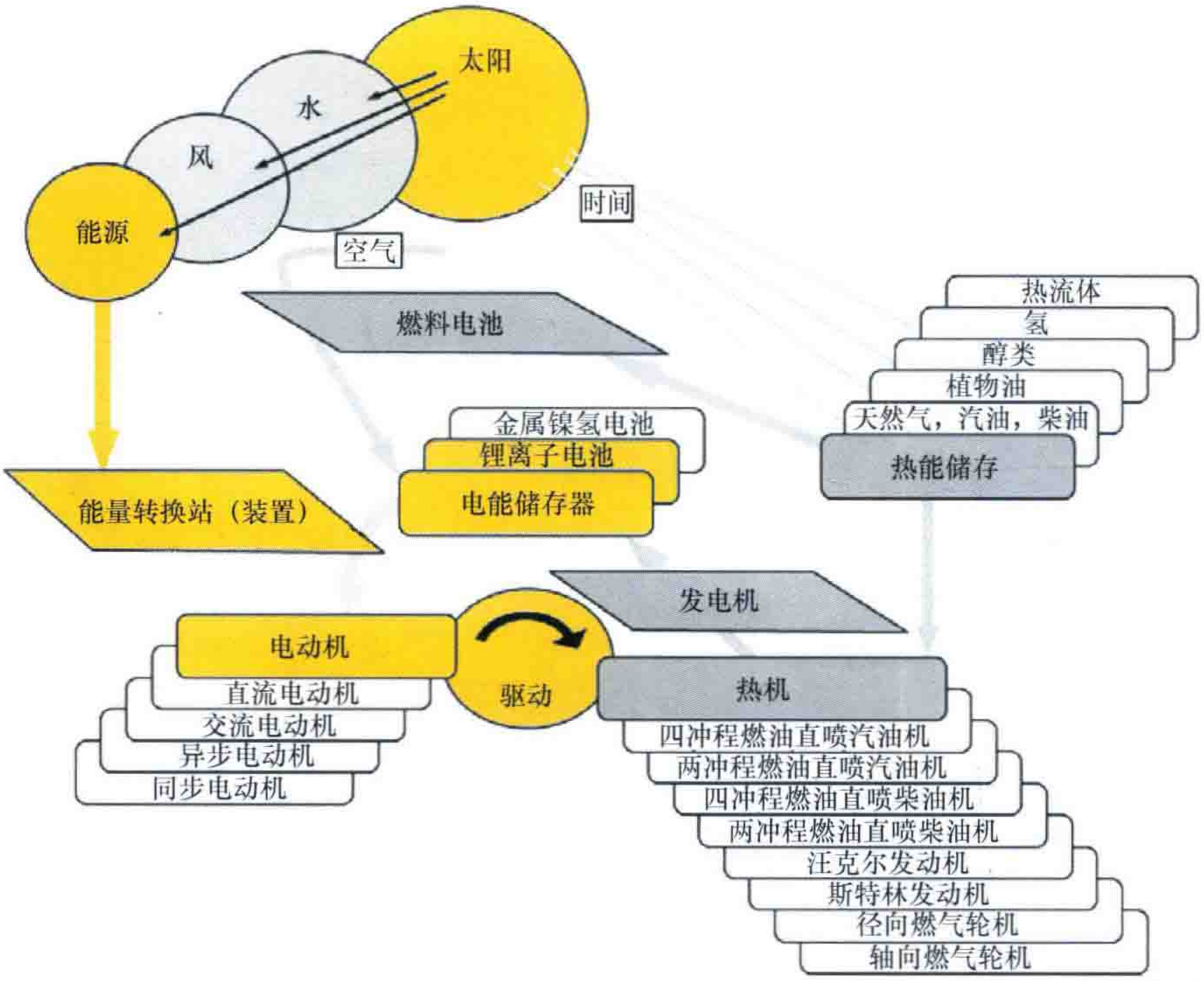


图 17e 车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：电动机驱动，太阳能、风能和水力发电，电池



图 18 德国 Zwickau 一所大学应用太阳能给电动车供电的实例

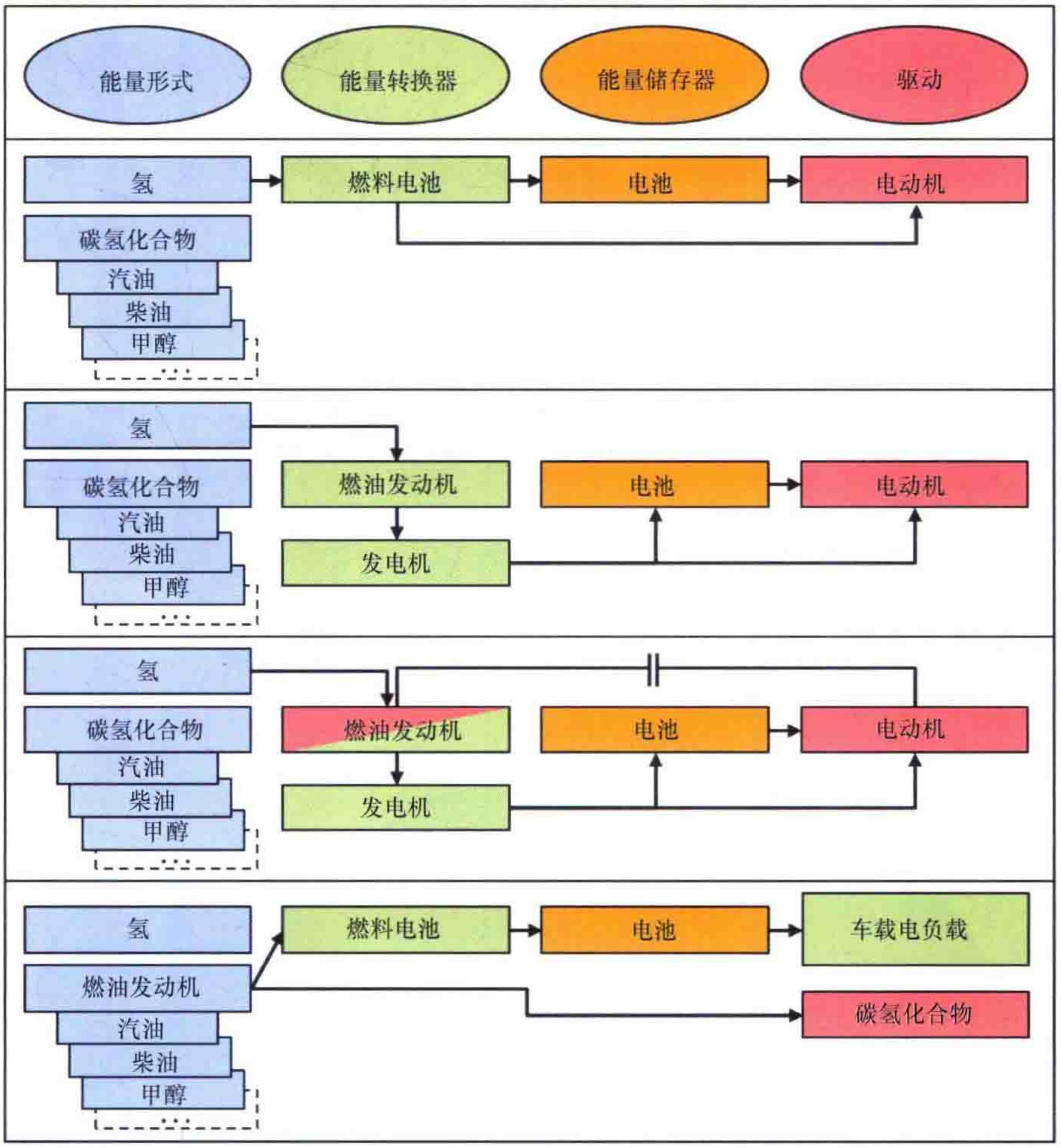


图 19　从能量载体至驱动模块的各种可供选择的动力系统



图 27　缸内燃油直喷发动机燃烧室中燃油油滴分布和相关变量的仿真结果

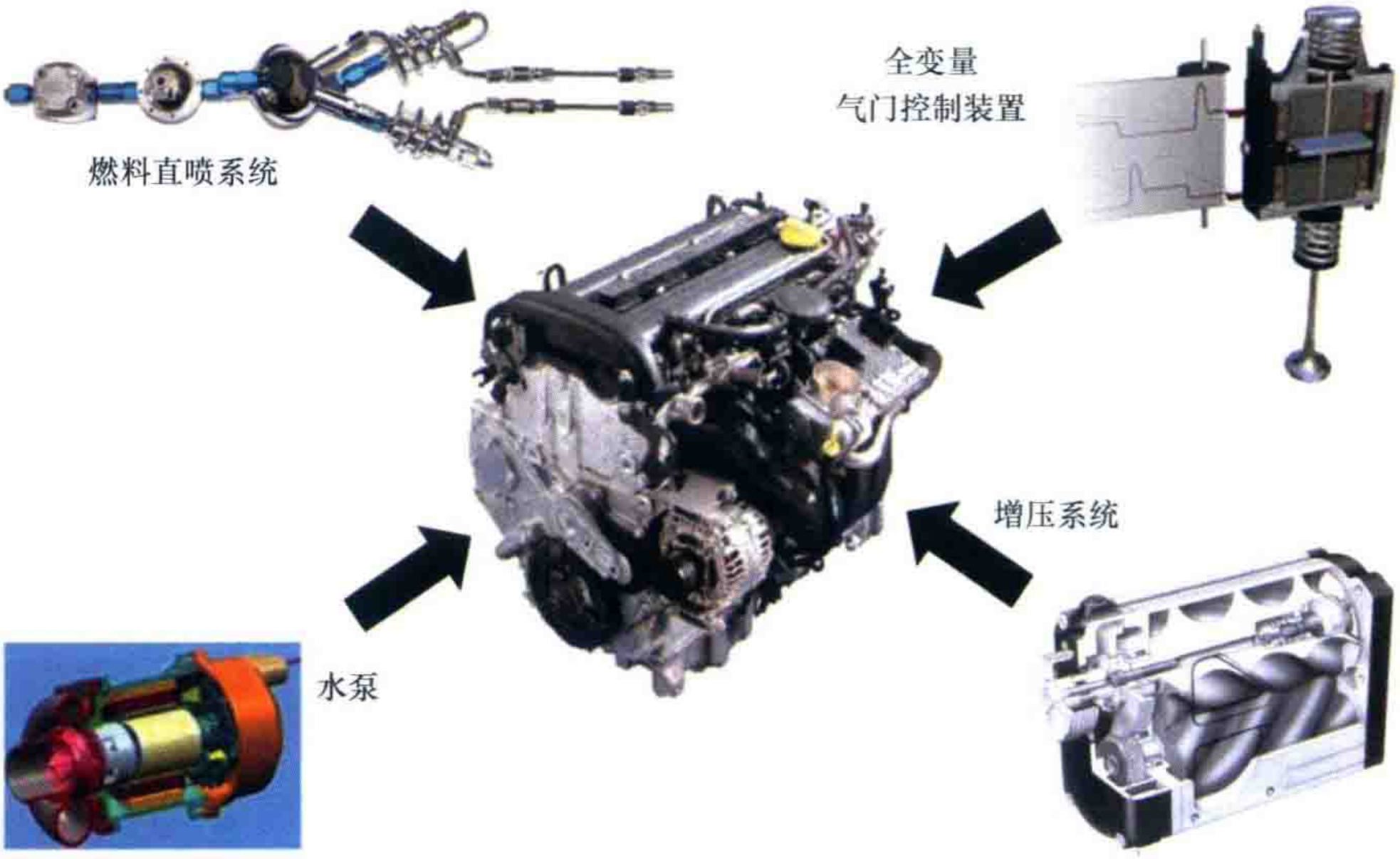


图 28　燃油发动机的功能模块

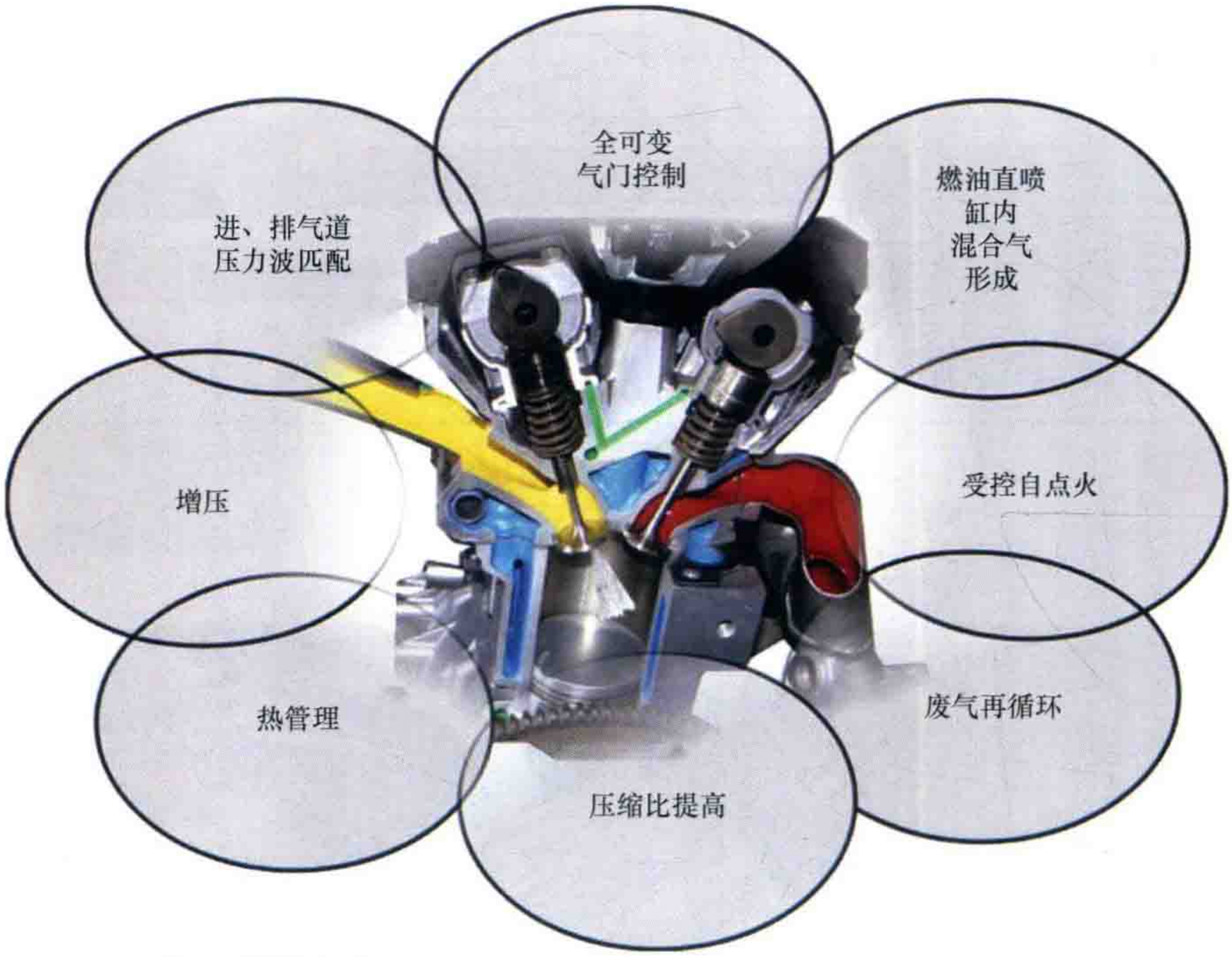


图 29　车用内燃机过程功能模块的优化



图 34　西门子的电动脉冲增压（来源：西门子）

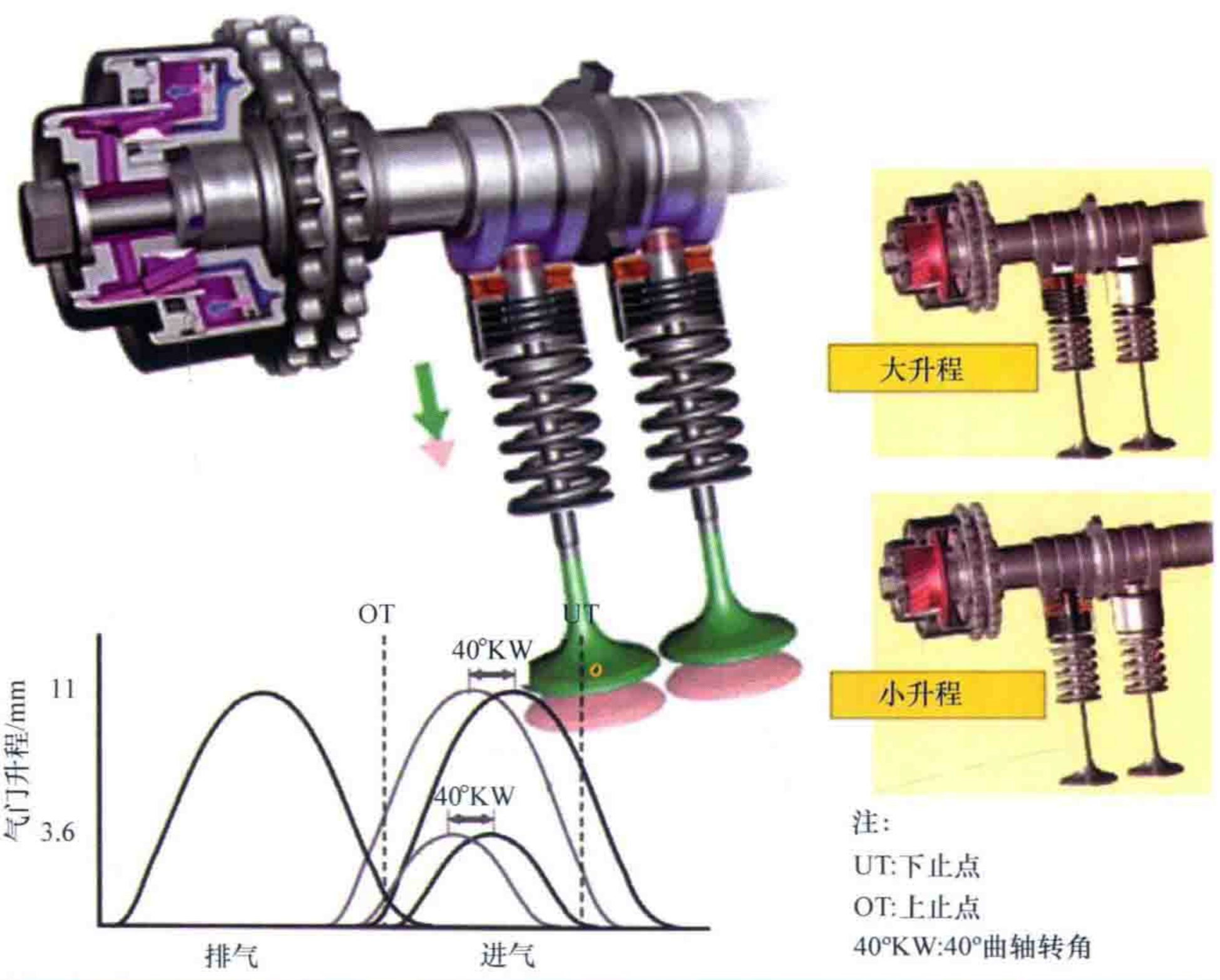


图 41　保时捷 Variocam-Plus：气门开度及角度的机械控制（来源：Porsche）

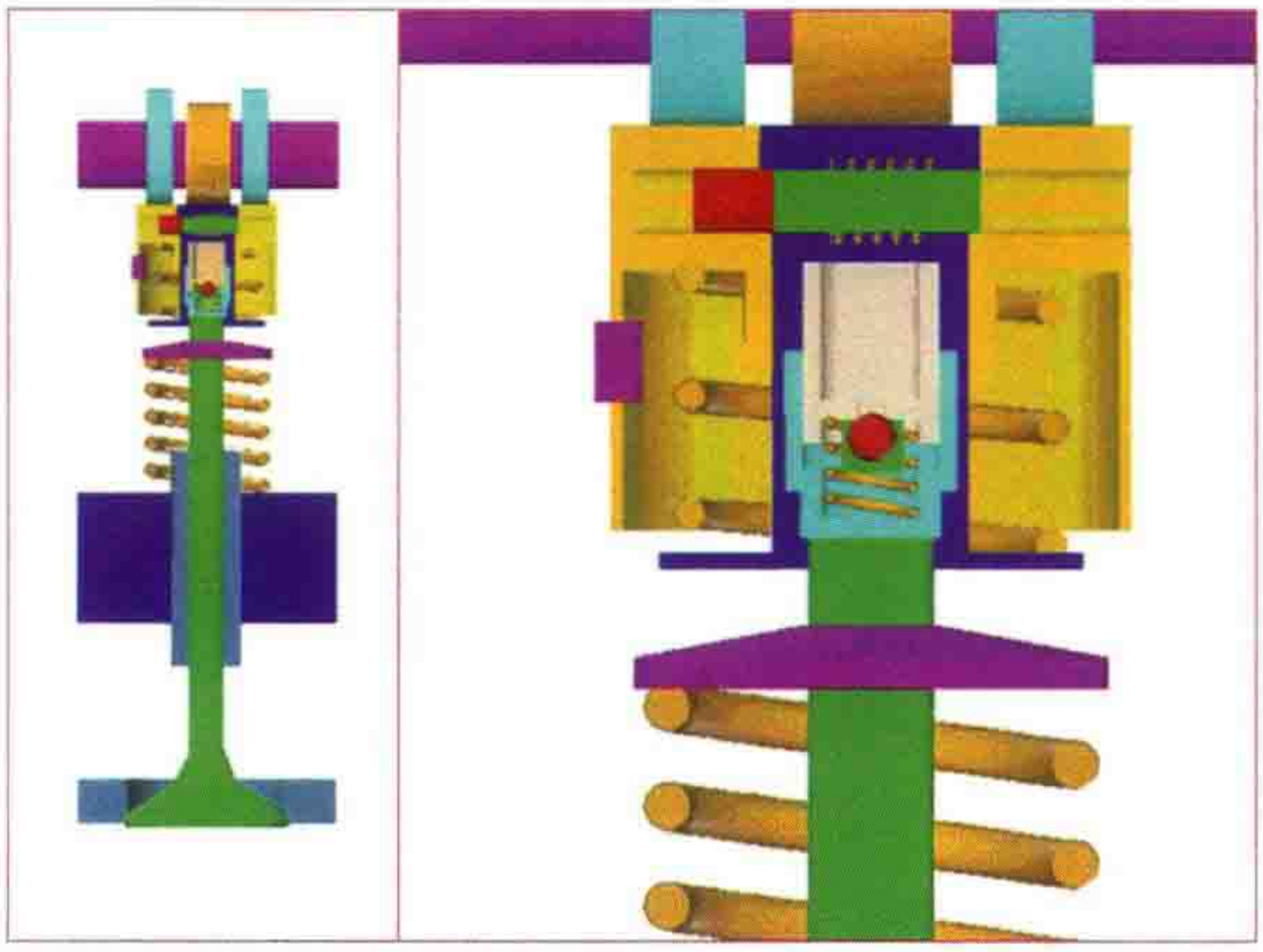


图 42　保时捷 Variocam-Plus：凸轮与气门接触的变化（来源：Porsche）

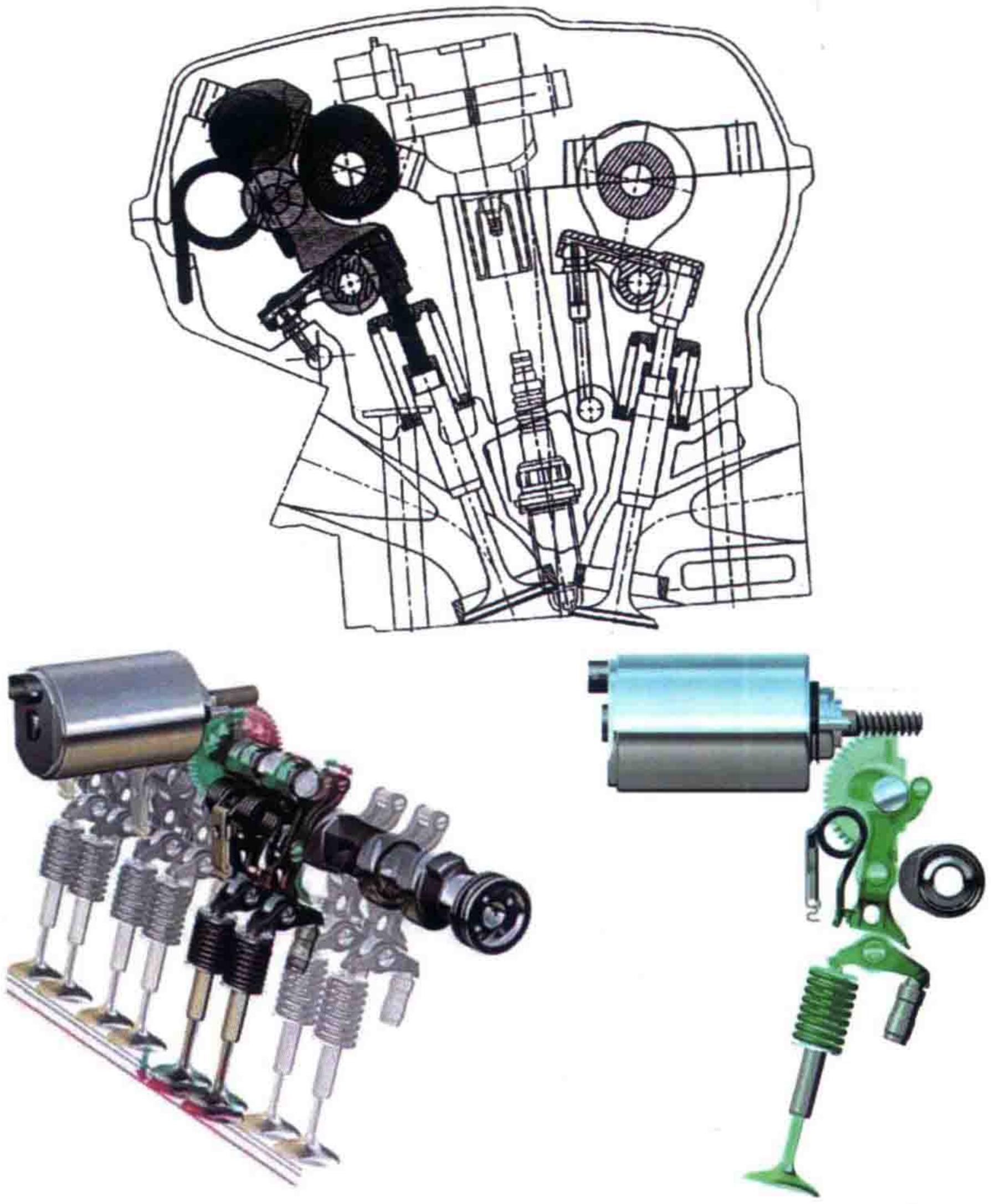


图 44　宝马 Valvetronic：气门升程及角度的机电控制（来源：BMW）

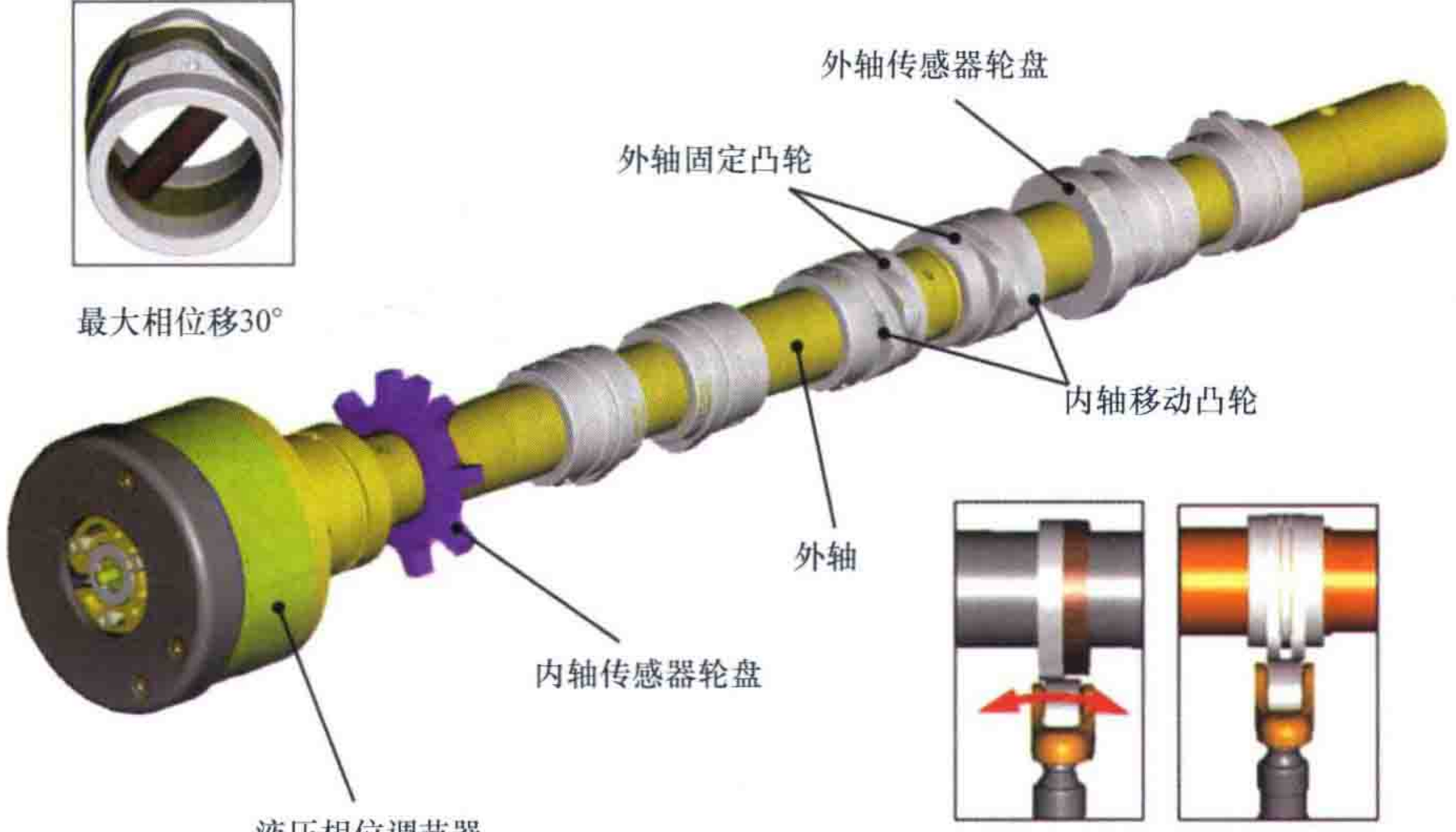


图 46 CONCENTRIC CAM TYP II：气门角机械控制（来源：ThyssenKrupp Presta）

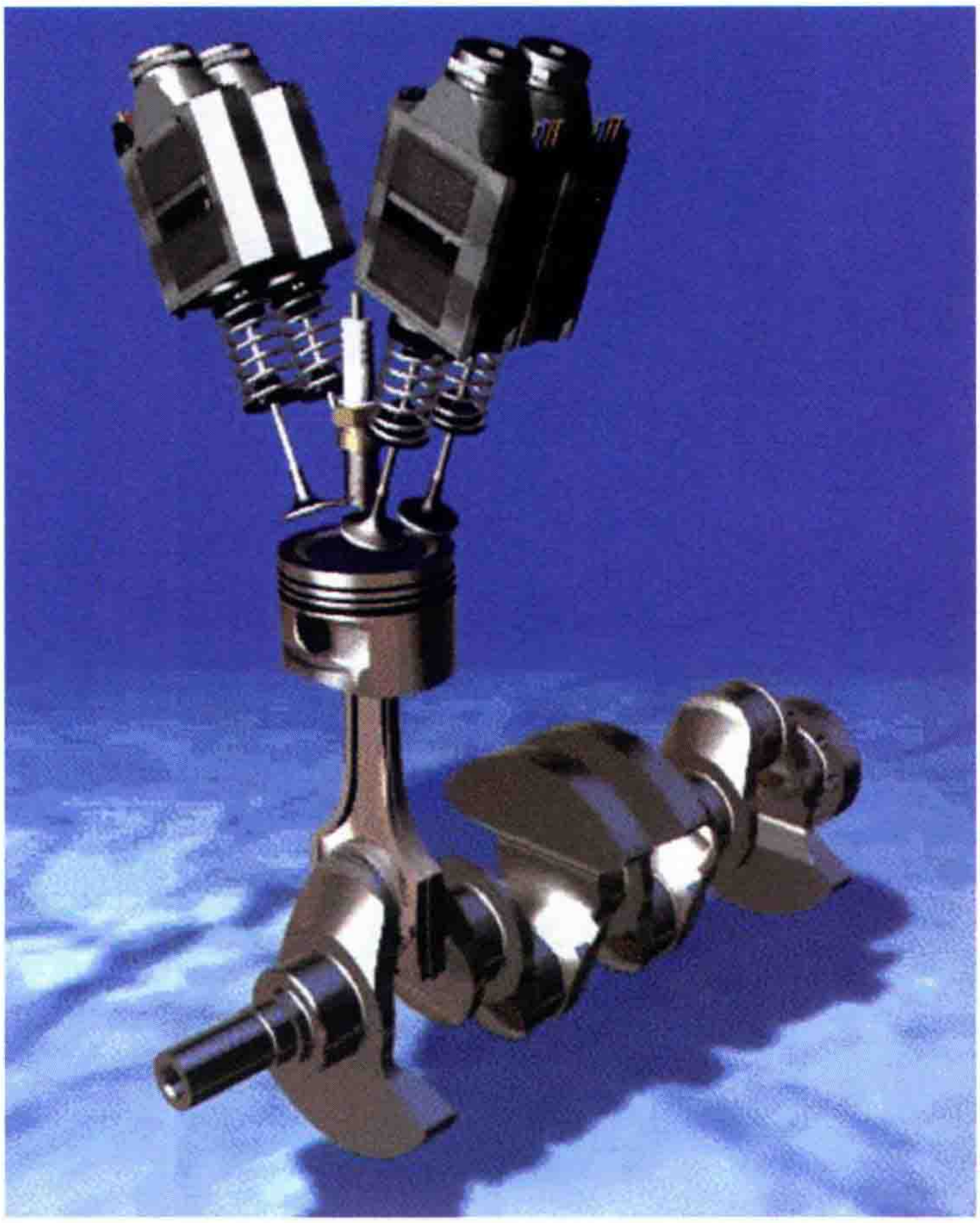


图 50 电磁气门控制

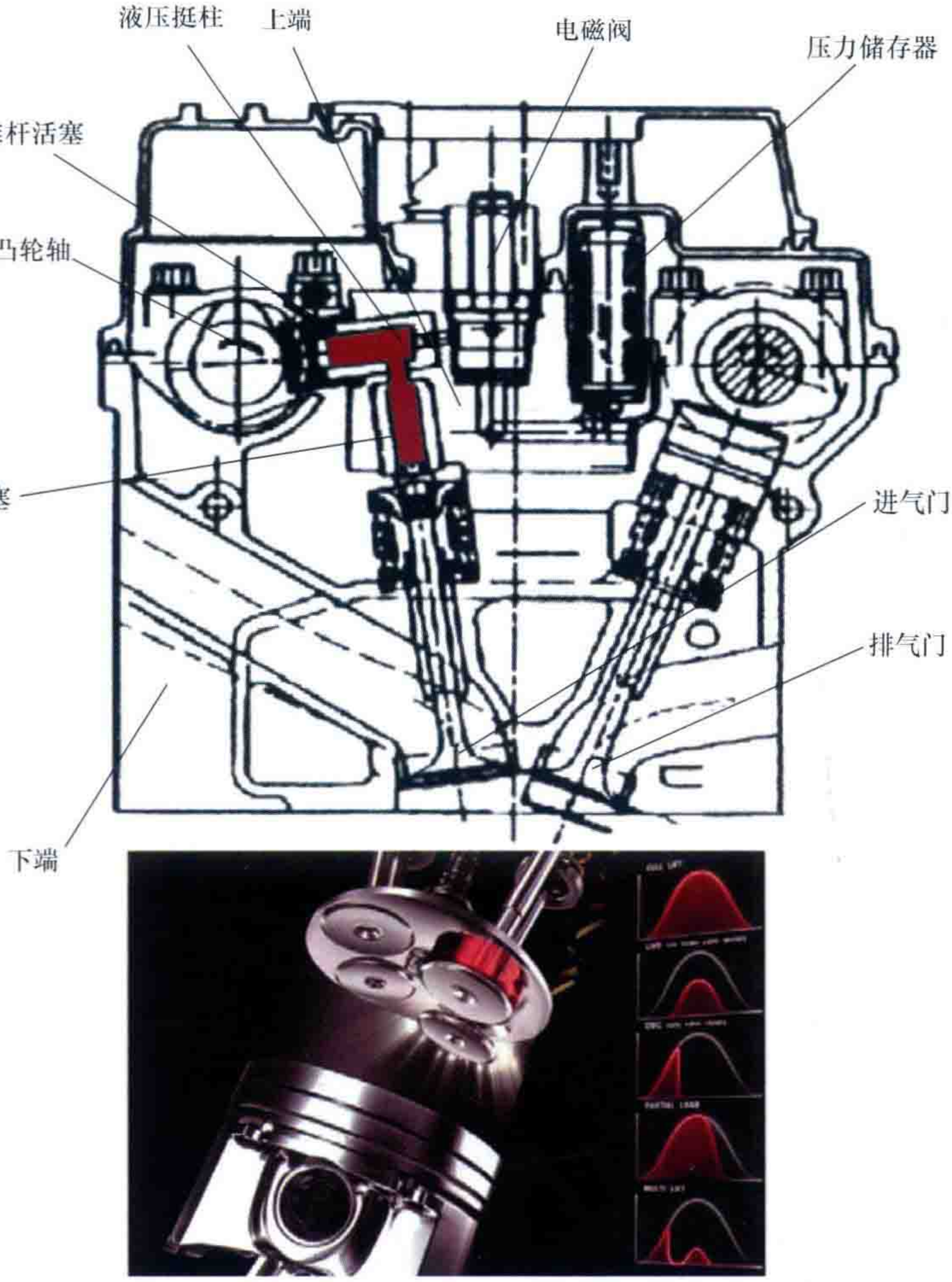


图 51　液压 / 电磁组合气门控制

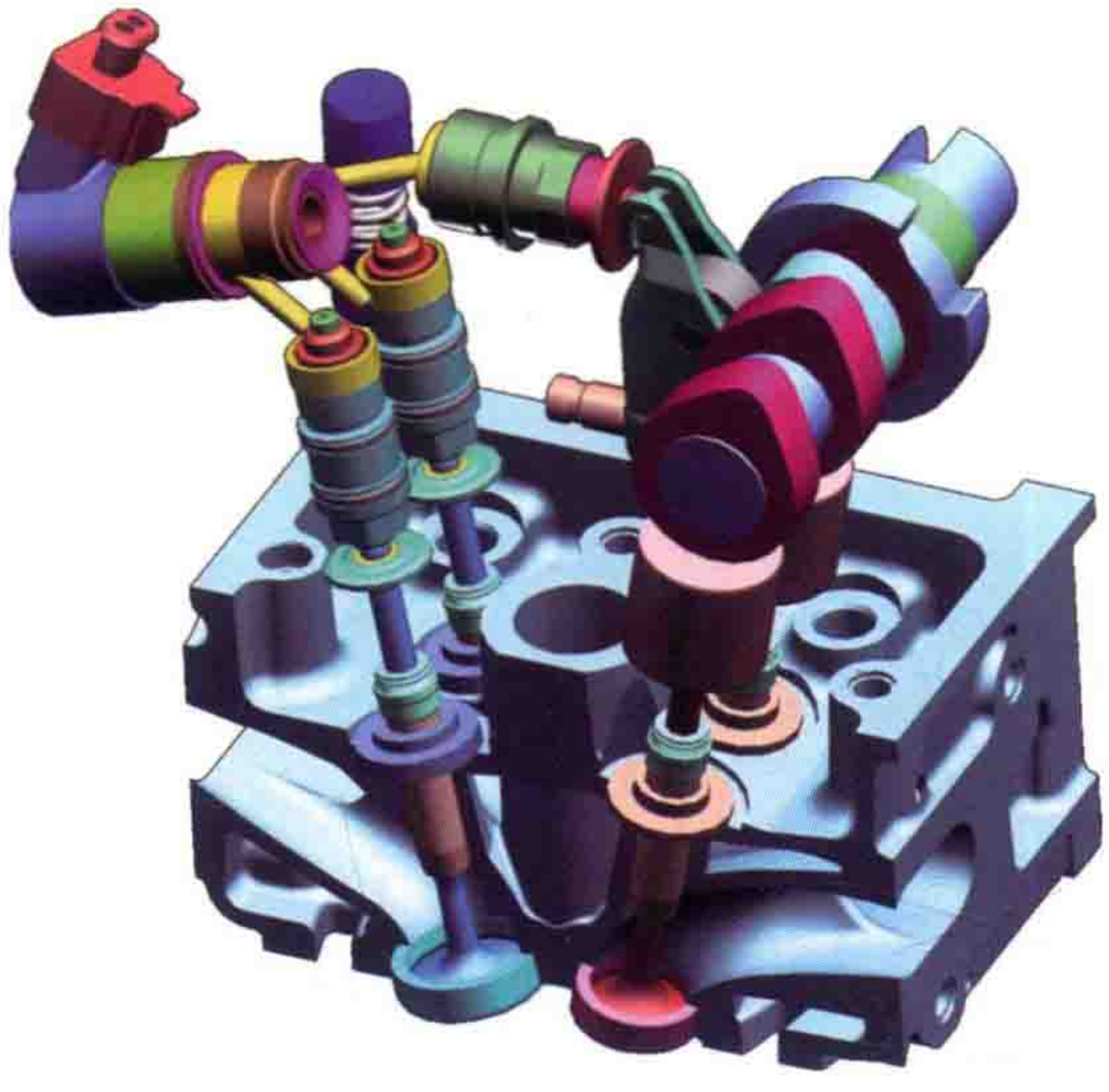


图 52　液压 / 电磁组合气门控制（来源：MTZ）

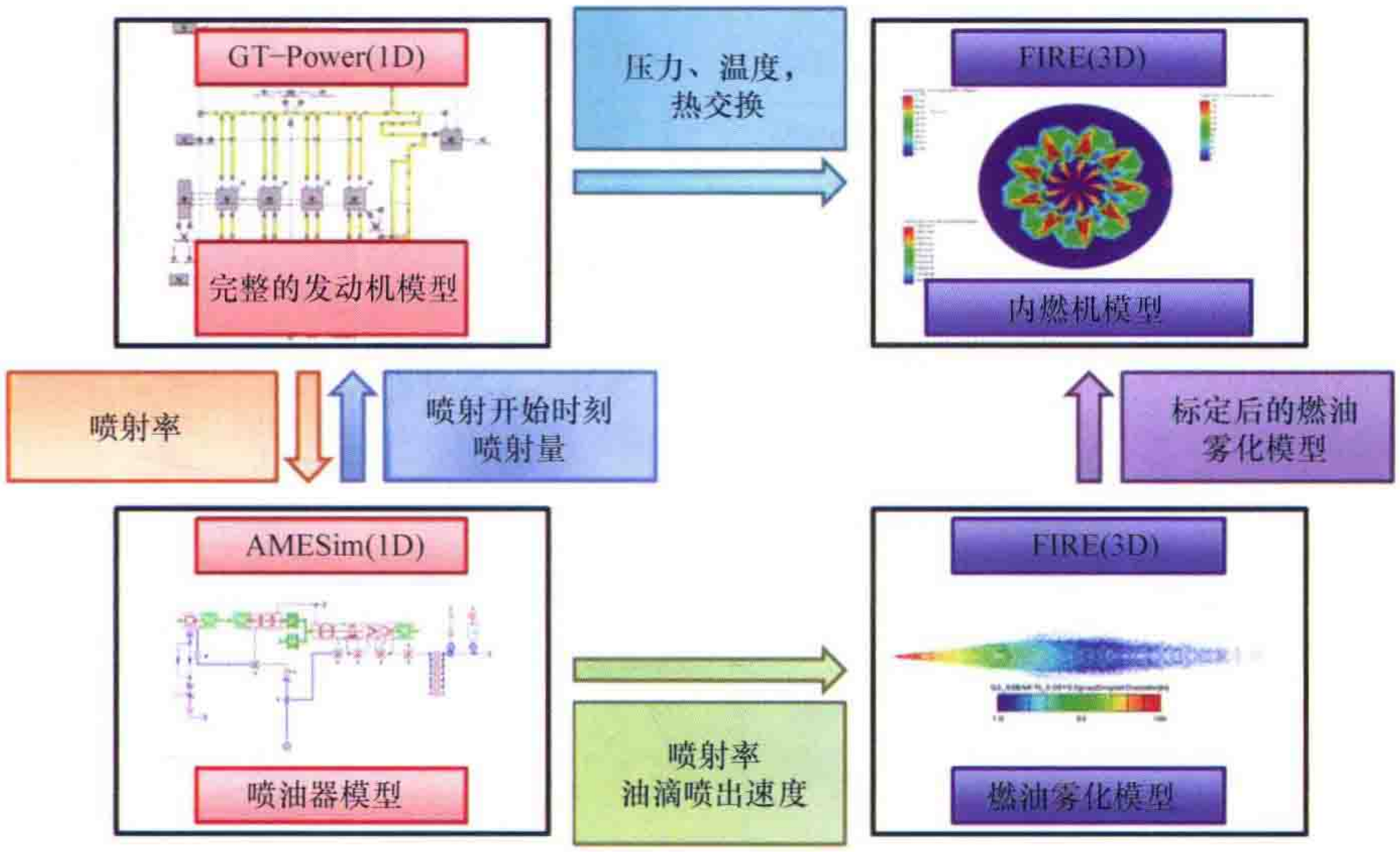


图 53 模拟内燃机涉及的换气过程、喷射过程、混合气形成过程及燃烧过程的一维和三维 CFD 软件的相互联系 [27]

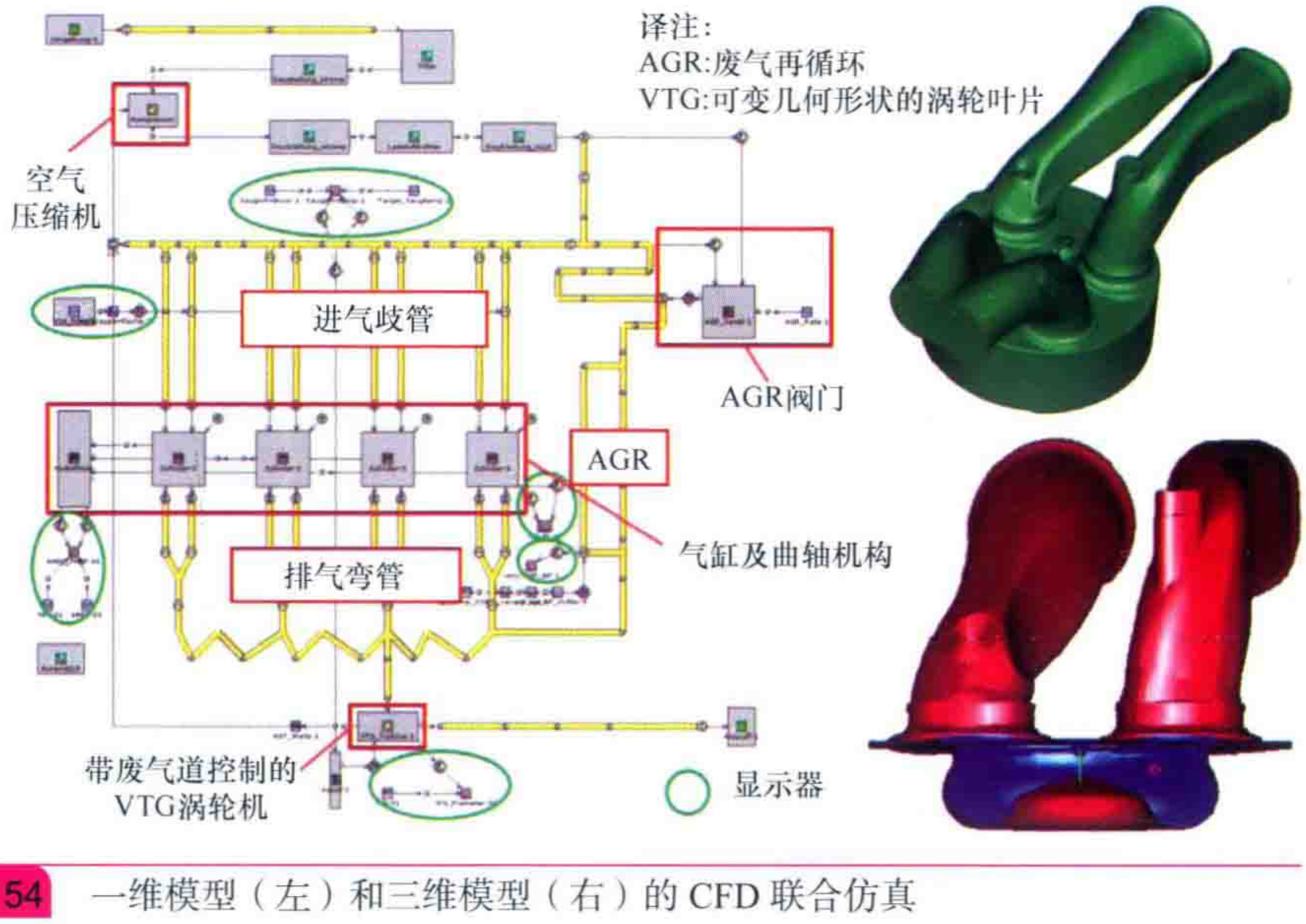


图 54 一维模型（左）和三维模型（右）的 CFD 联合仿真

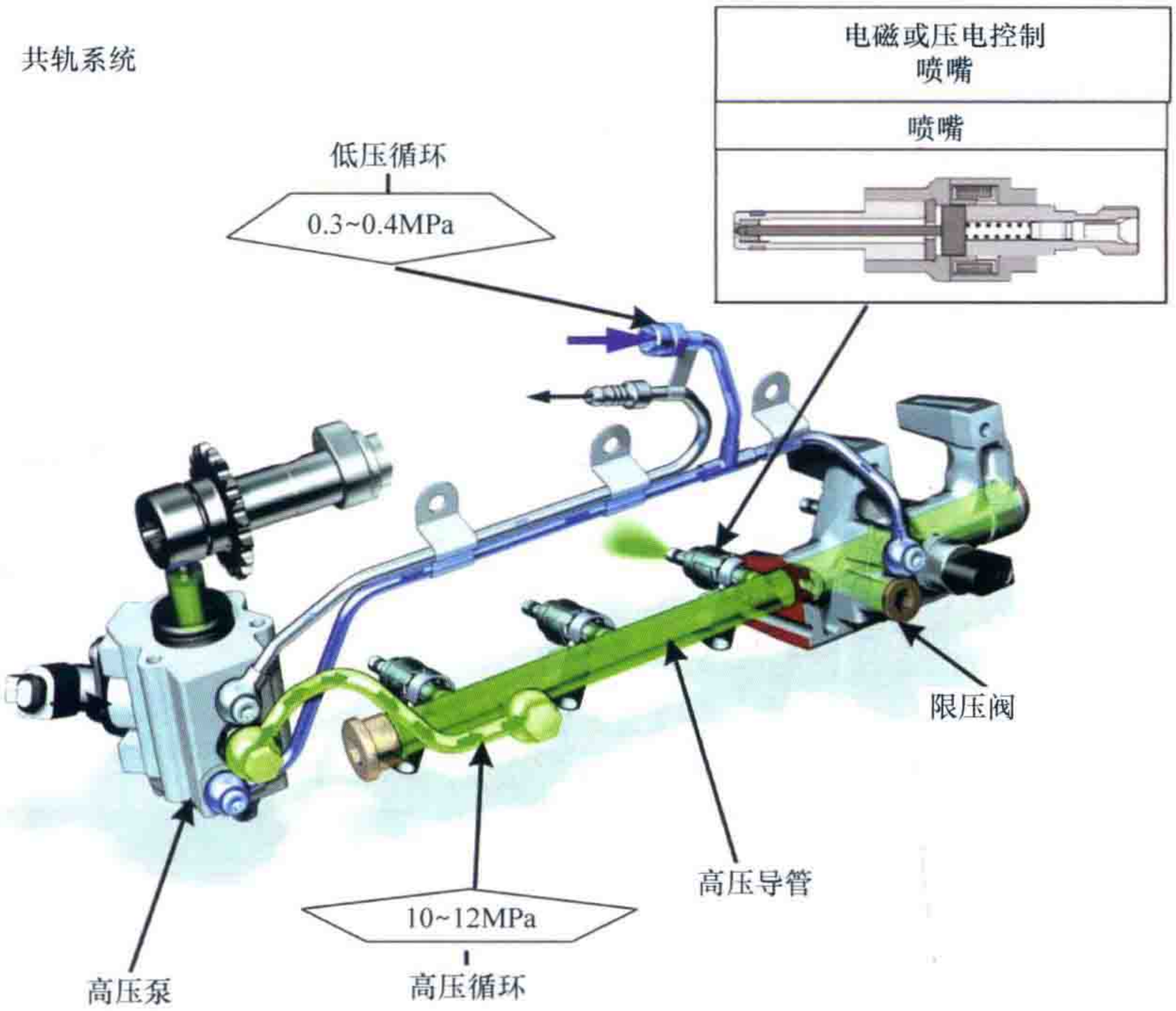
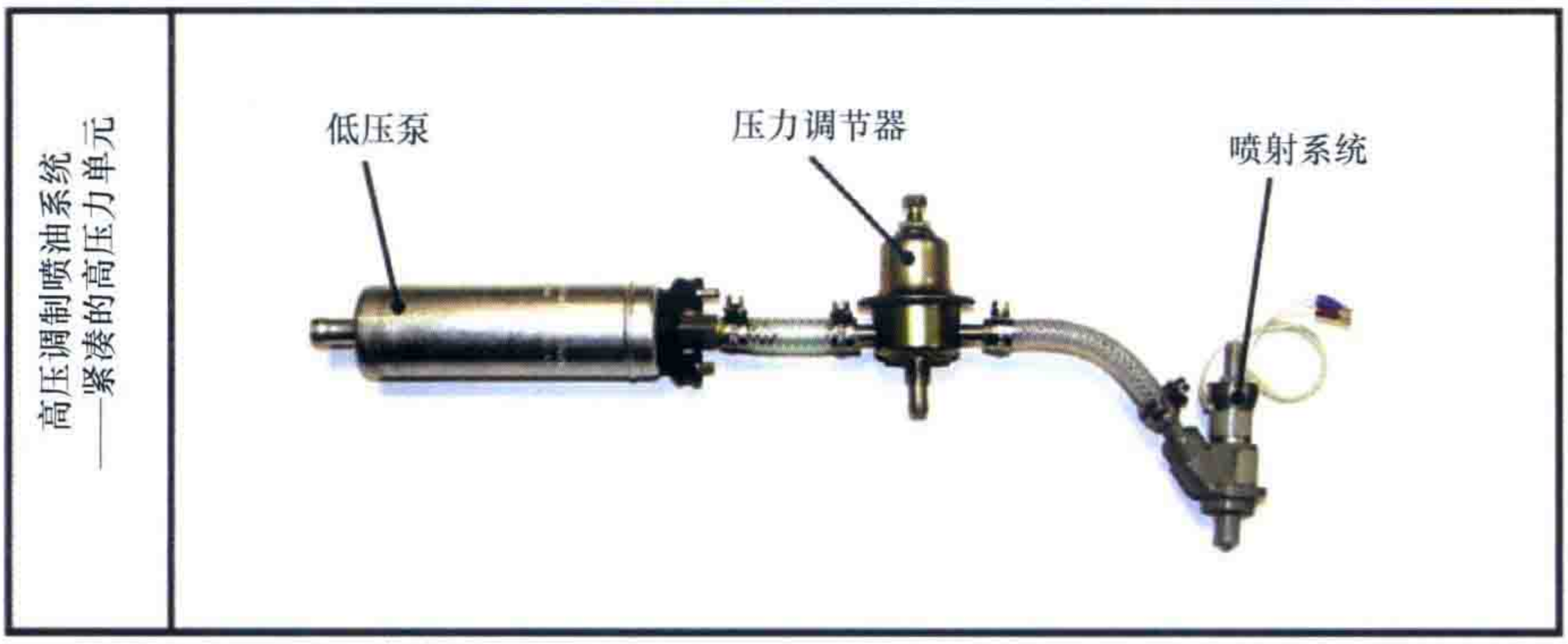


图 65　液体燃料的常高压缸内直喷技术（BOSCH 共轨系统）



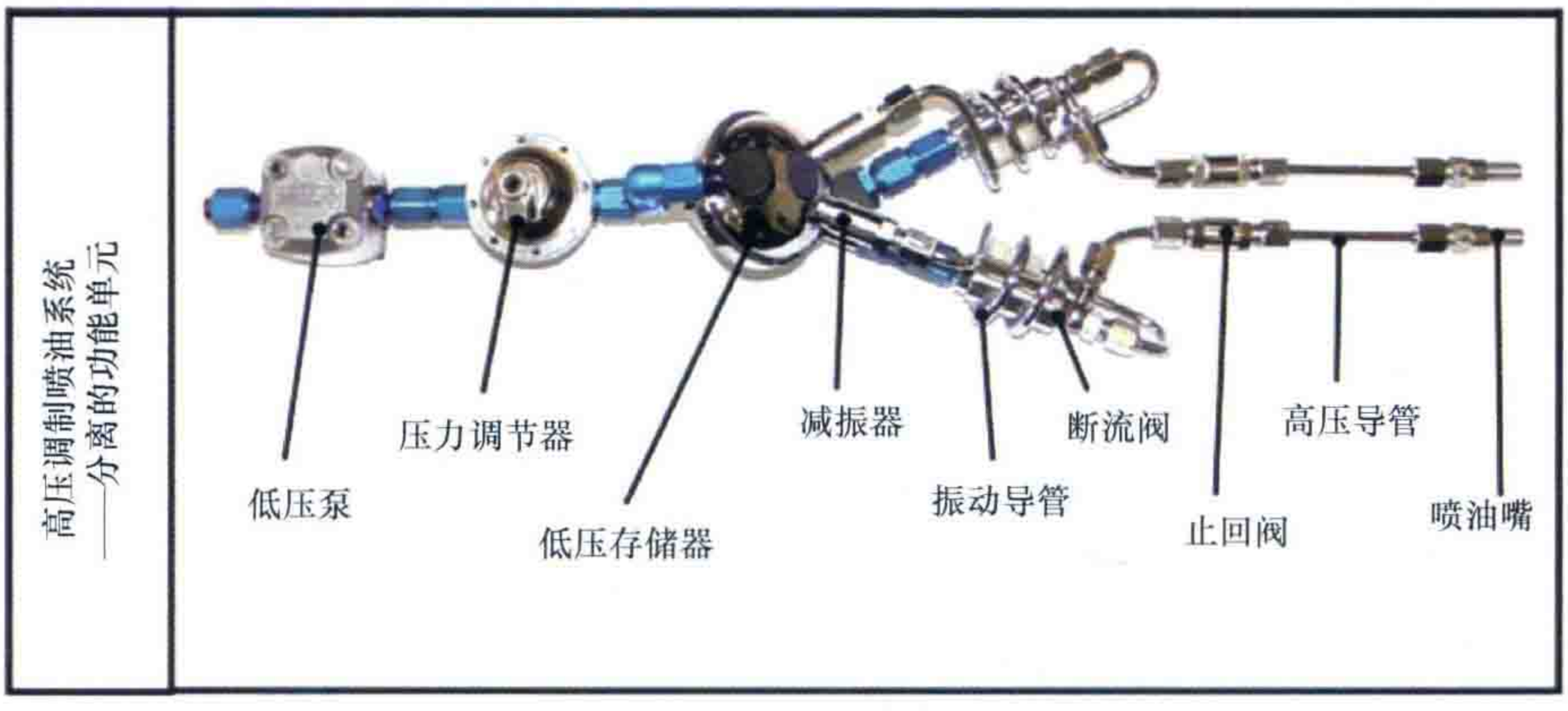
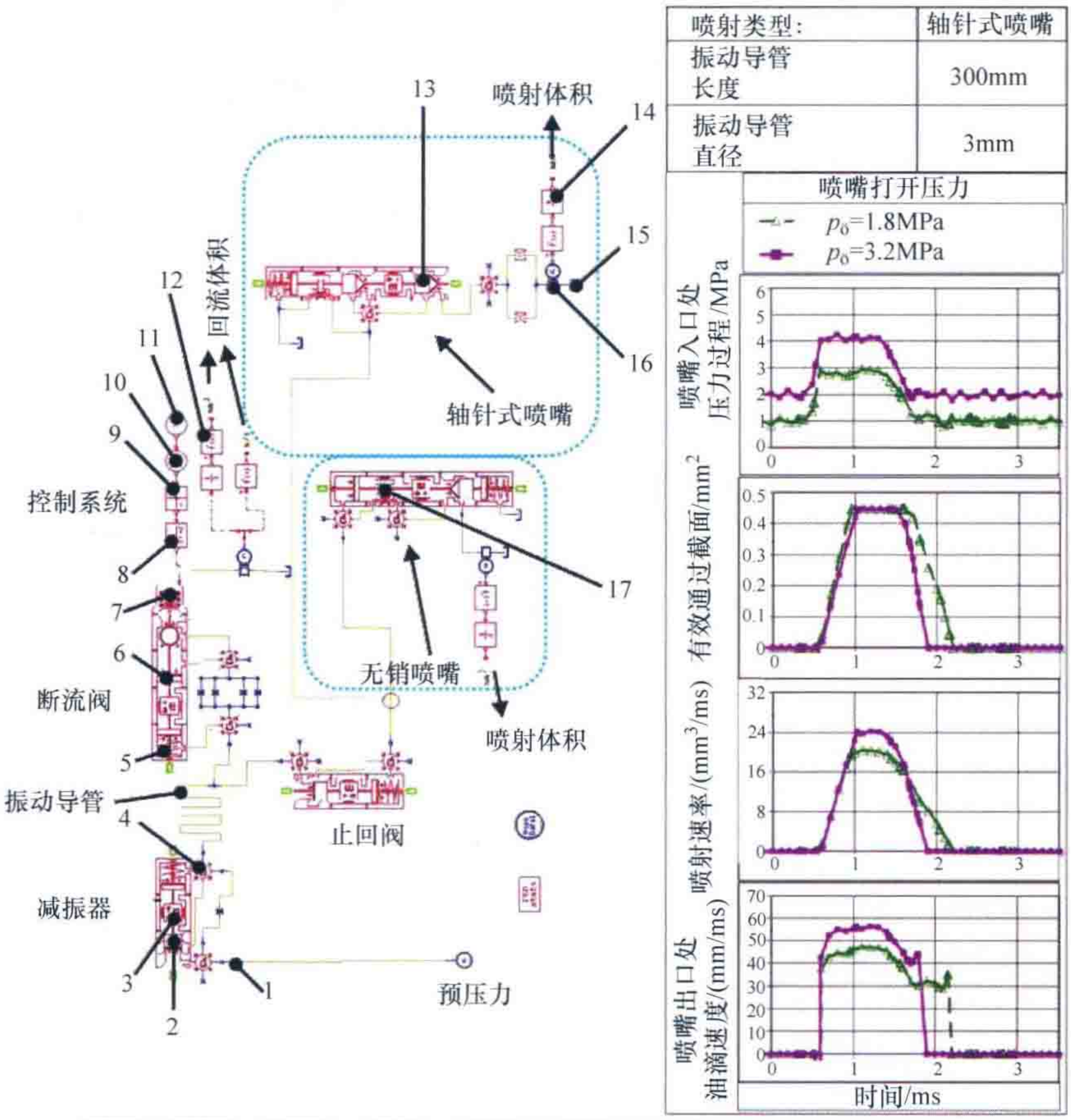


图 67　采用高压力调制的液体燃料直喷系统：用于紧凑型批量生产的发动机和用于高性能发动机的两种系统结构方案



根据AMESim软件功能单元
对仿真模型的设置

1. 节流位置
2. 带座针阀
3. 具有摩擦和开度限制作用的搭铁
4. 液压体积部件
5. 弹簧针阀
6. 轴杆
7. 电磁线圈
8. 压力变换器
9. 饱和部件
10. 脉冲信号
11. 常量信号
12. 用户定义的功能
13. 带锥座的针阀
14. 集成模块
15. 油箱
16. 流量信号
17. 泄漏量

图 69 燃油直喷系统功能模块结构和对应的过程特性曲线：仿真案例

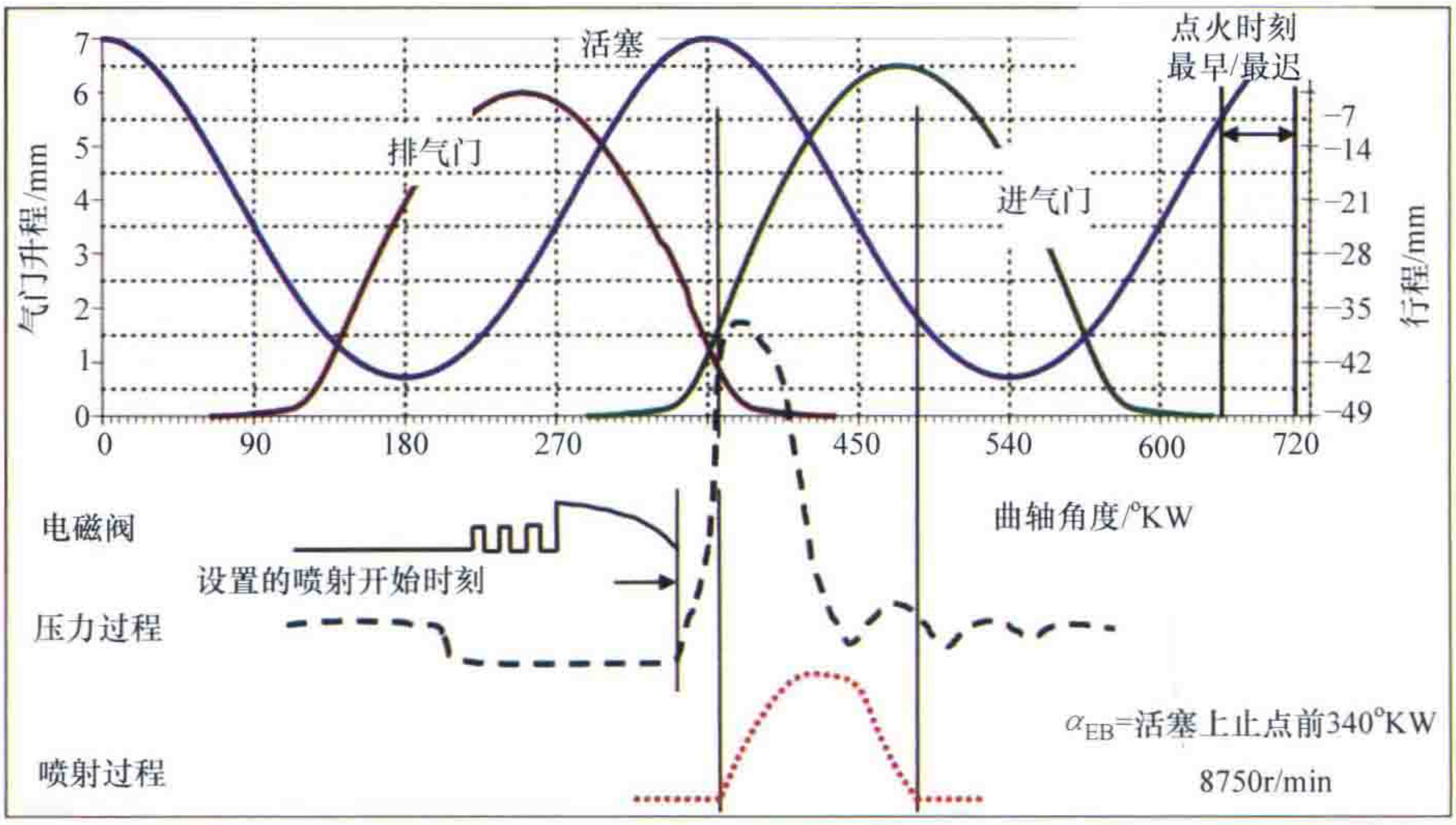


图 70 采用高压力调制的液体燃料直喷系统：汽油发动机在转速 8750r/min 下进 / 排气门、活塞和燃油喷束的相对运动

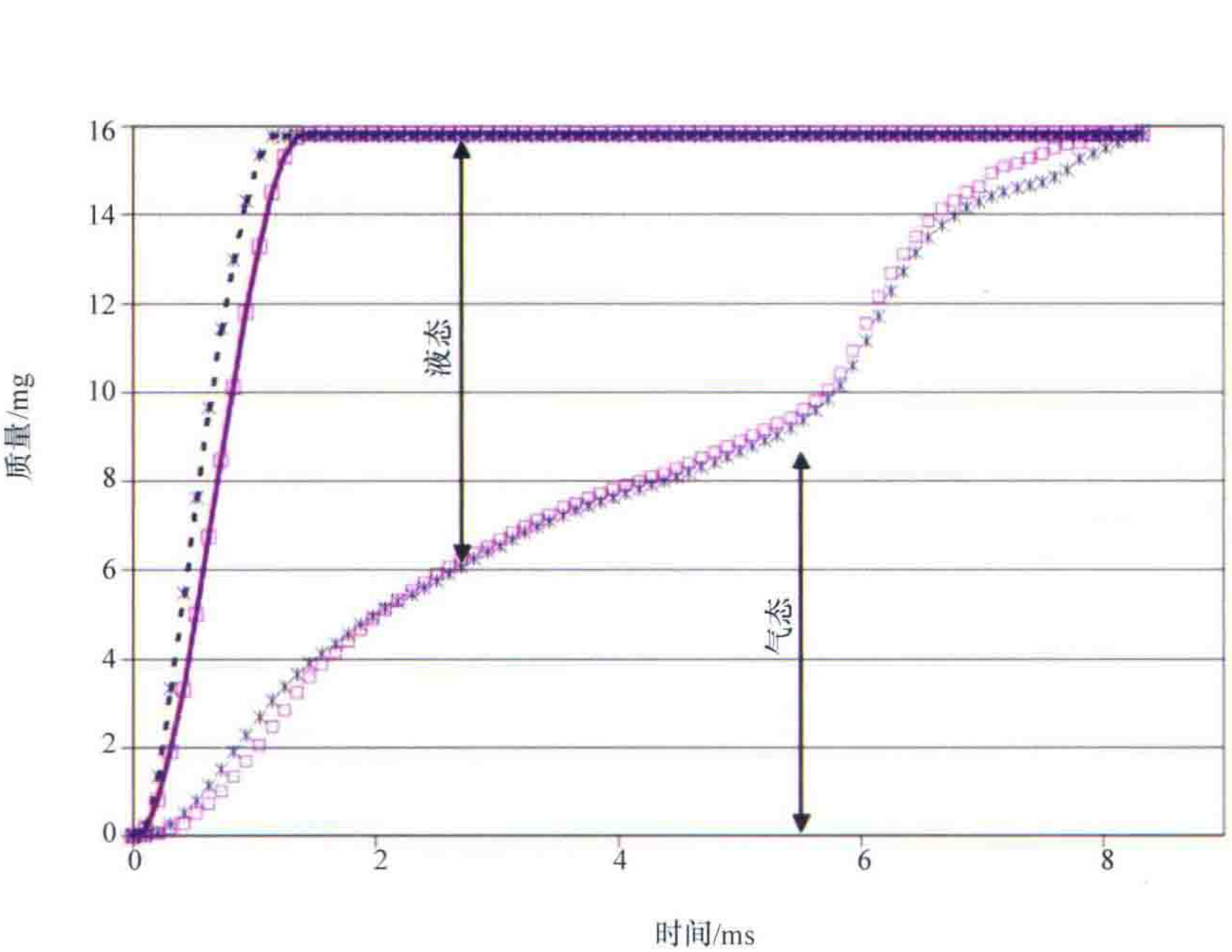


图 71 采用高压力调制的液体燃料直喷系统：汽油直喷过程中两种不同直喷形式下燃料的雾化动态描述

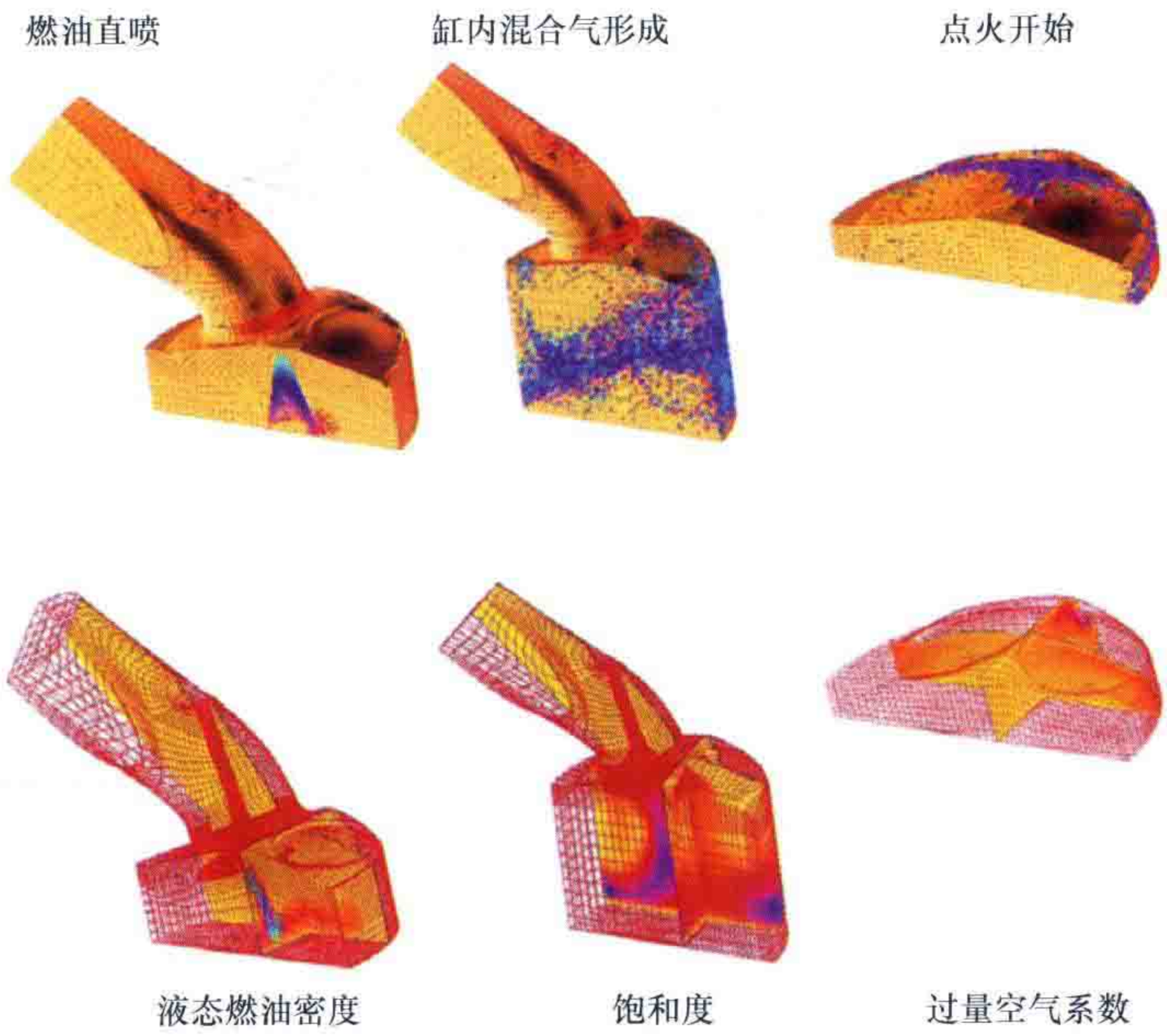


图 72　分析缸内混合气形成和燃烧过程的主要特征参数

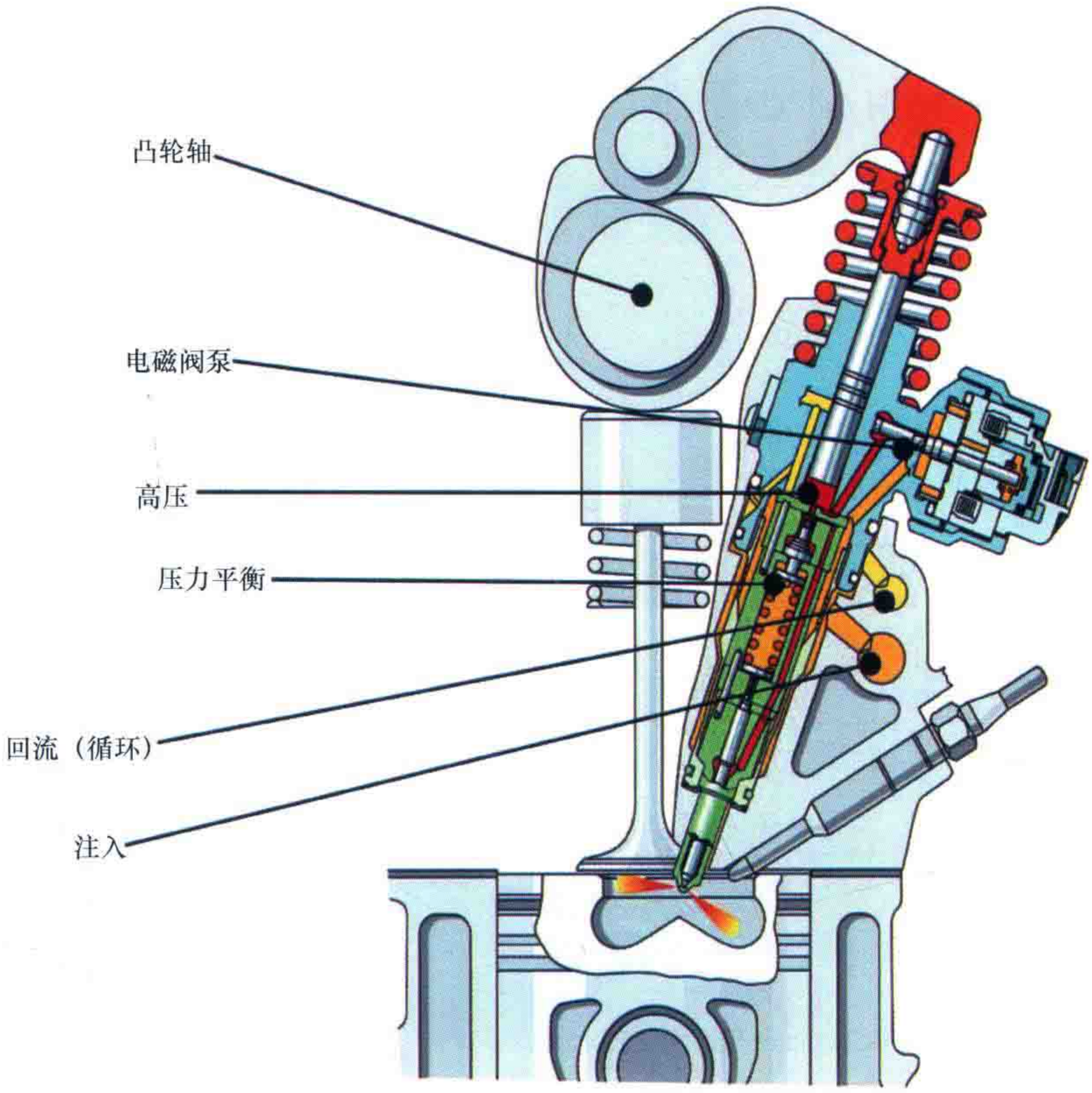


图 79　电子控制的泵 - 喷嘴单元

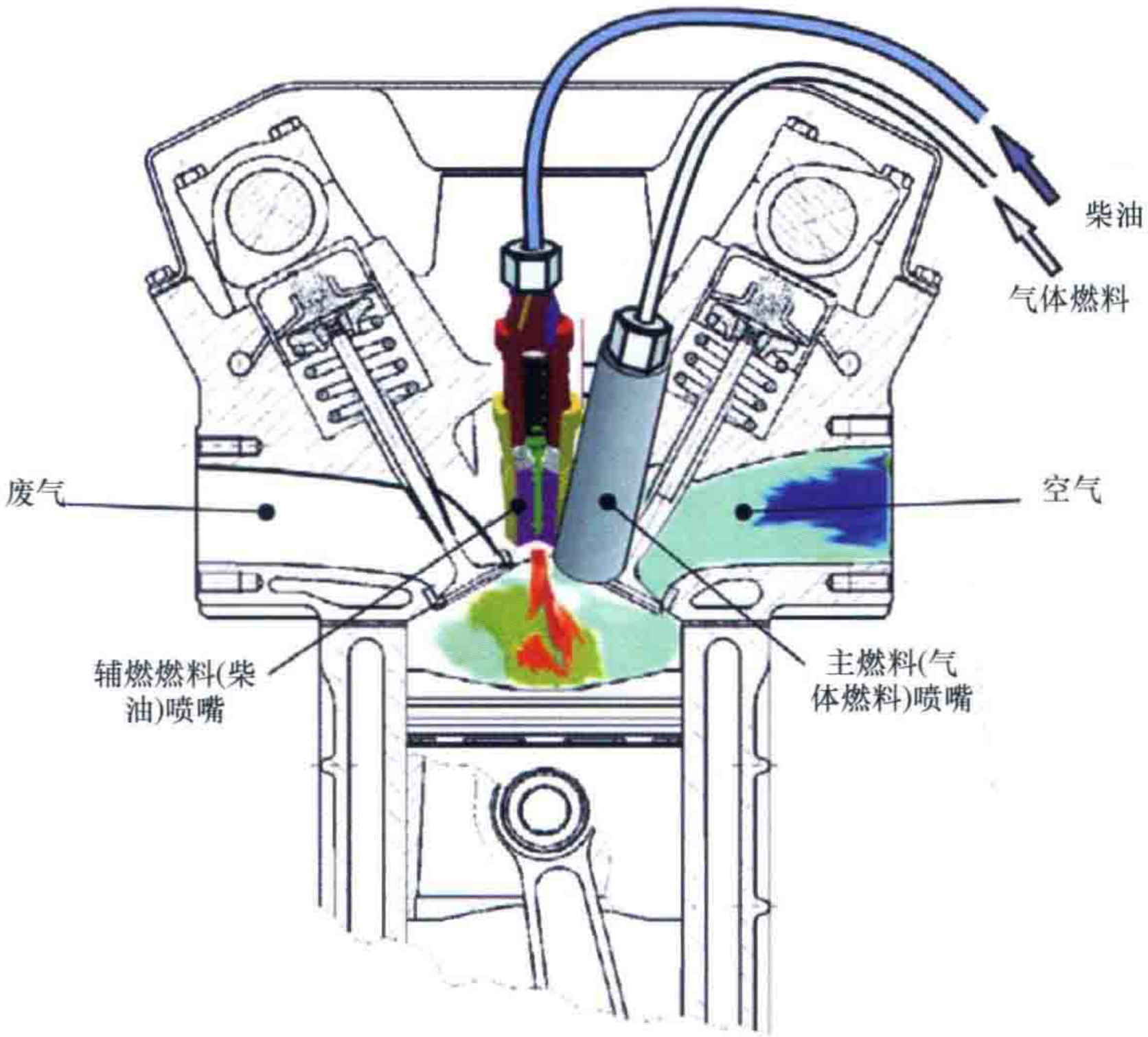


图 83 气体燃料 / 空气混合气中柴油辅燃喷射方法

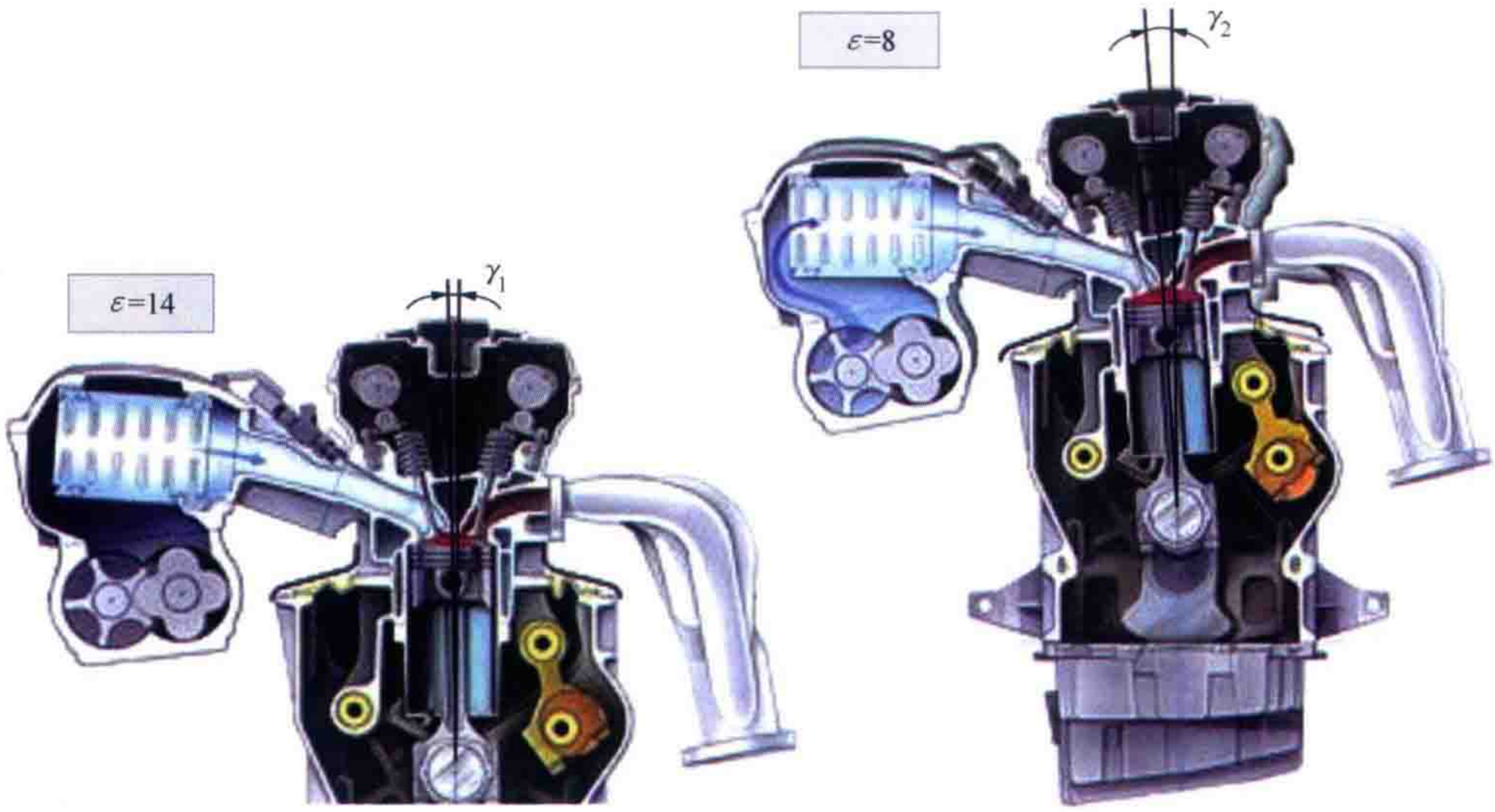


图 87 可变压缩比 SVC（Saab Variable Compression）

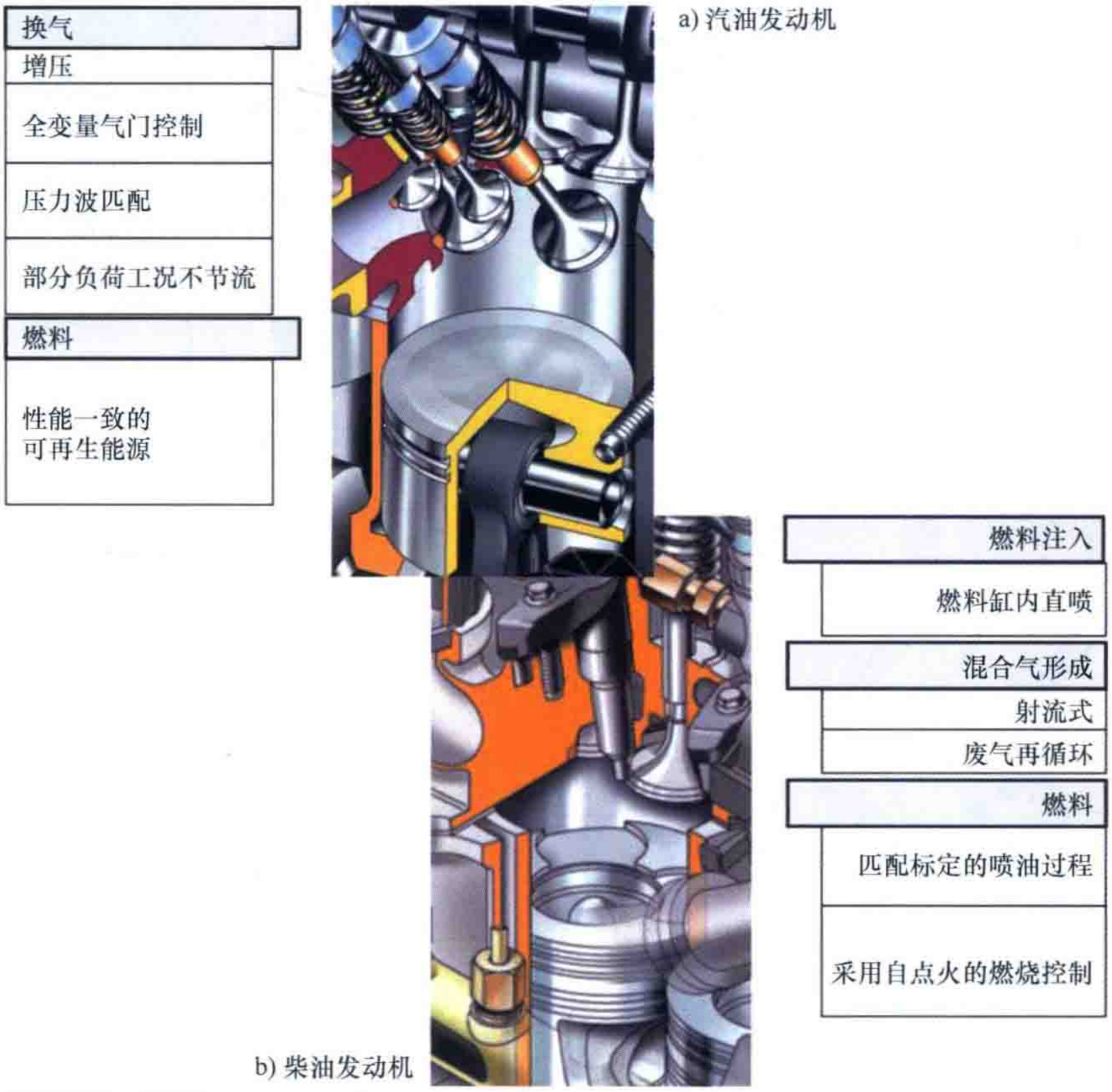


图 89　汽油机和柴油机过程趋同的判据

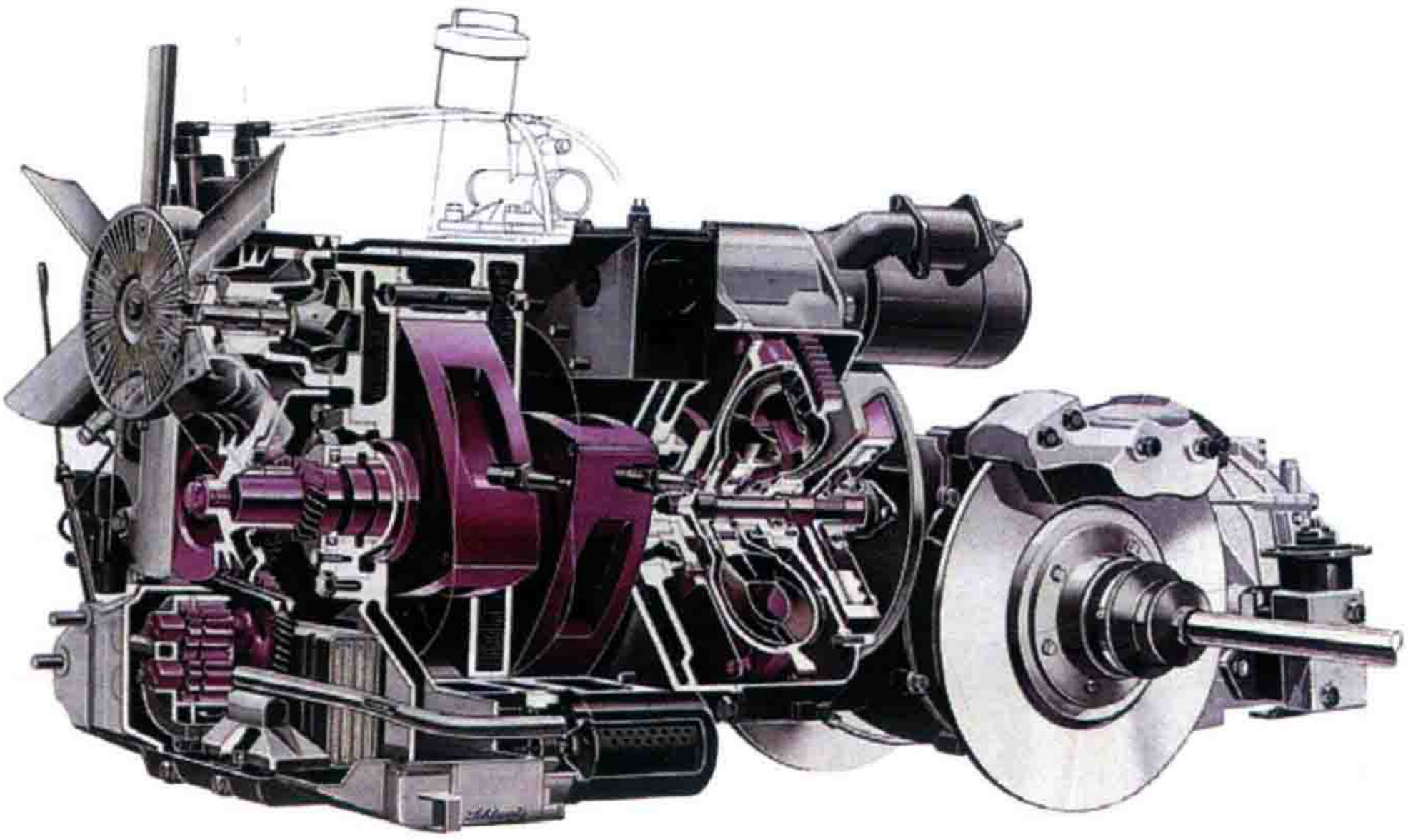
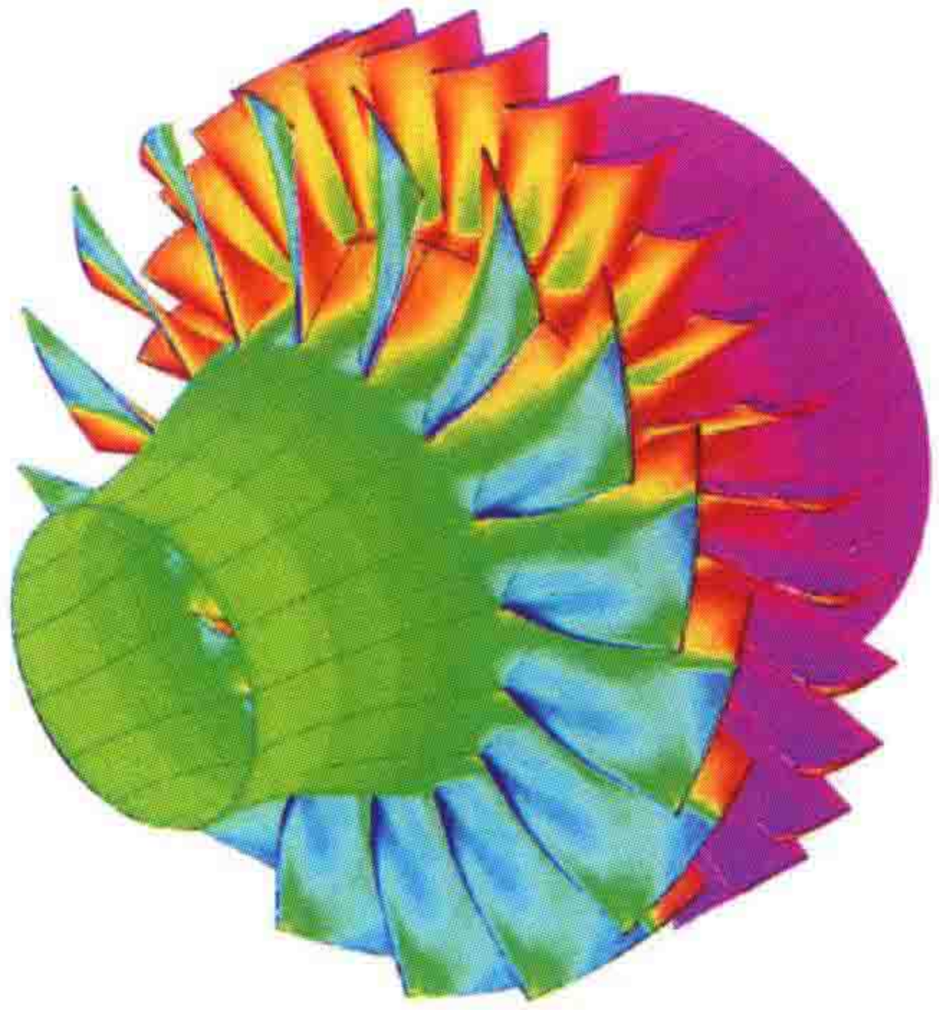
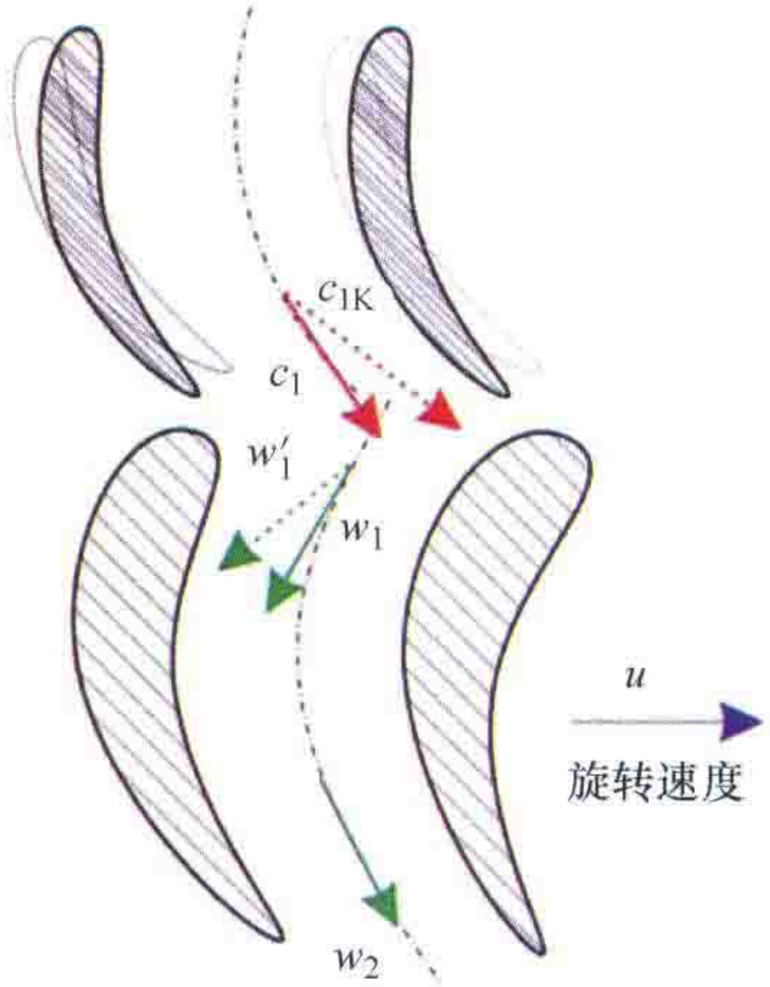


图 101　1967 年 NSU Ro 80 型轿车所用汪克尔发动机（双列式旋转活塞发动机）



涡轮导叶片



转子叶片

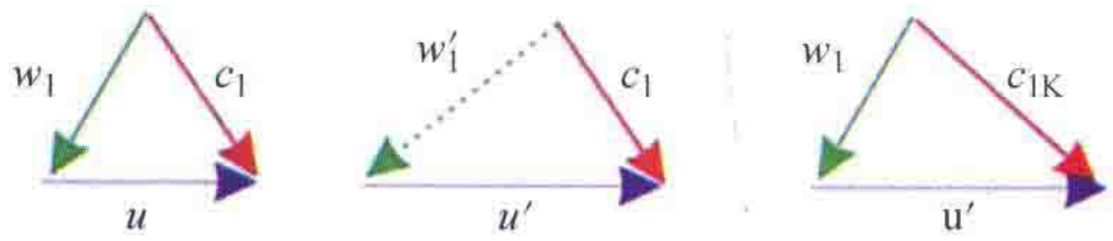




图 106 轴向增压器导叶片和转子叶片间的速度矢量和通过导叶片位置实现的可变旋转速度 u 补偿可能性

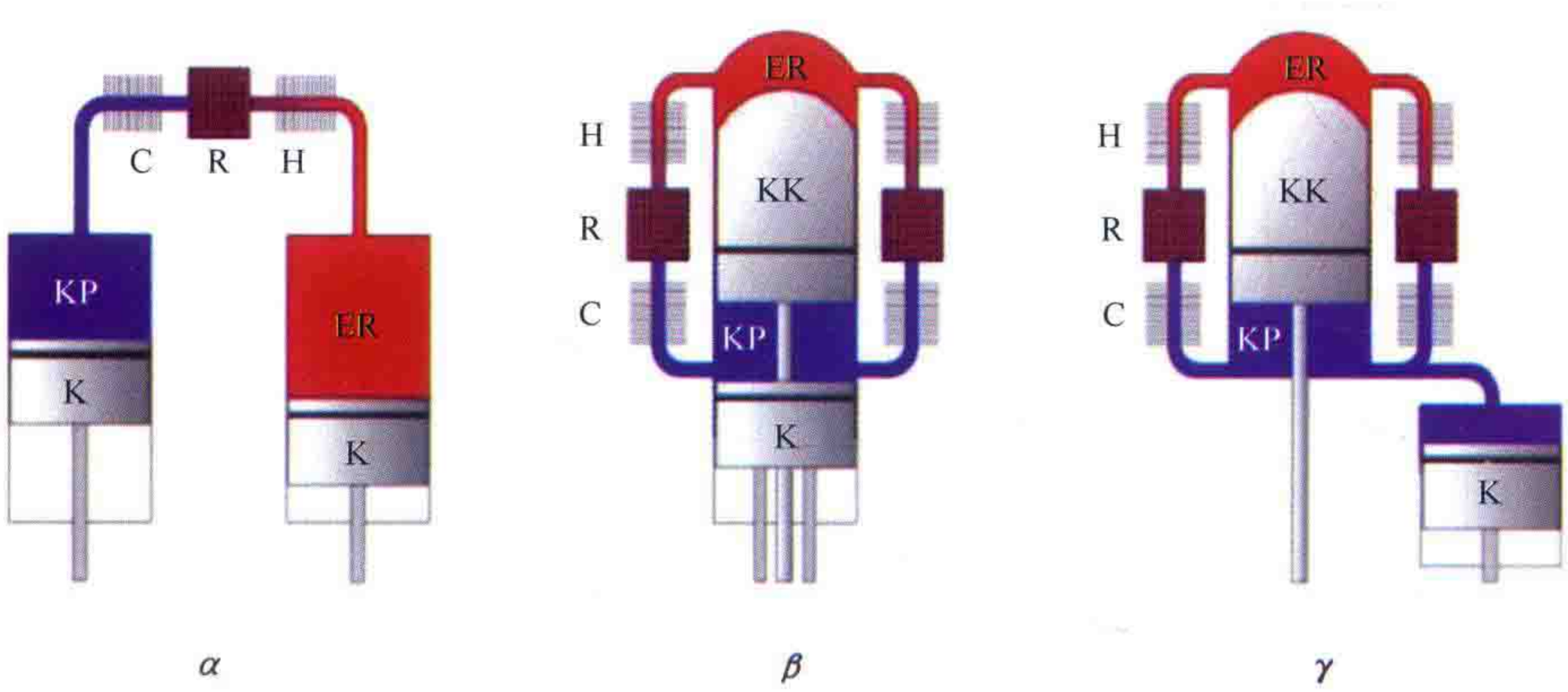


图 110 斯蒂林发动机的三种结构

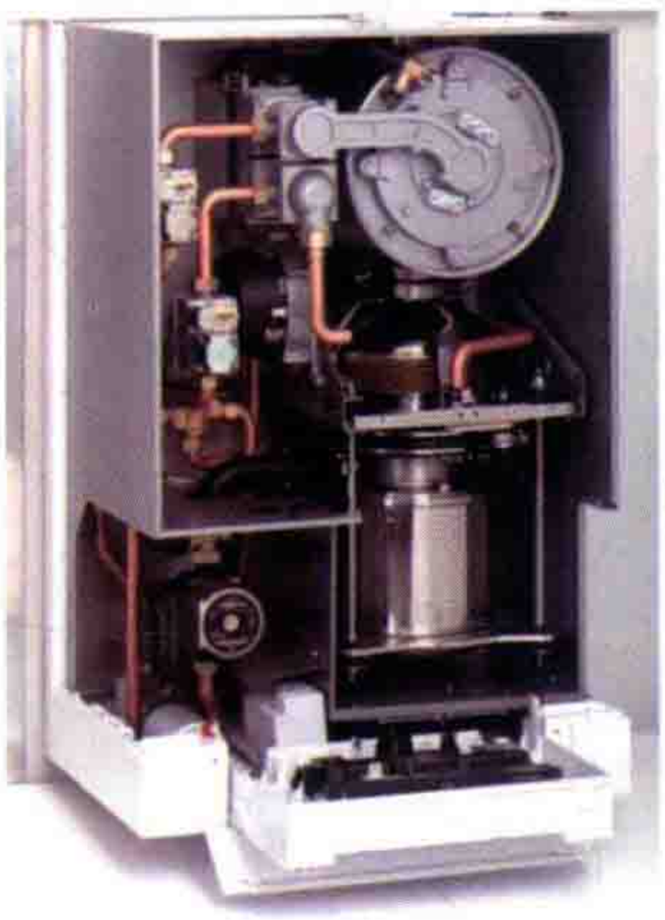




图 111 Viessmann 公司的微热电联供装置

（来源：Viessmann 公司）

1—斯特林发动机气缸盖　2—散热片　3—交流换热器　4—柱塞　5—水冷区域　6—工作活塞　7—磁卷带　8—铜线圈

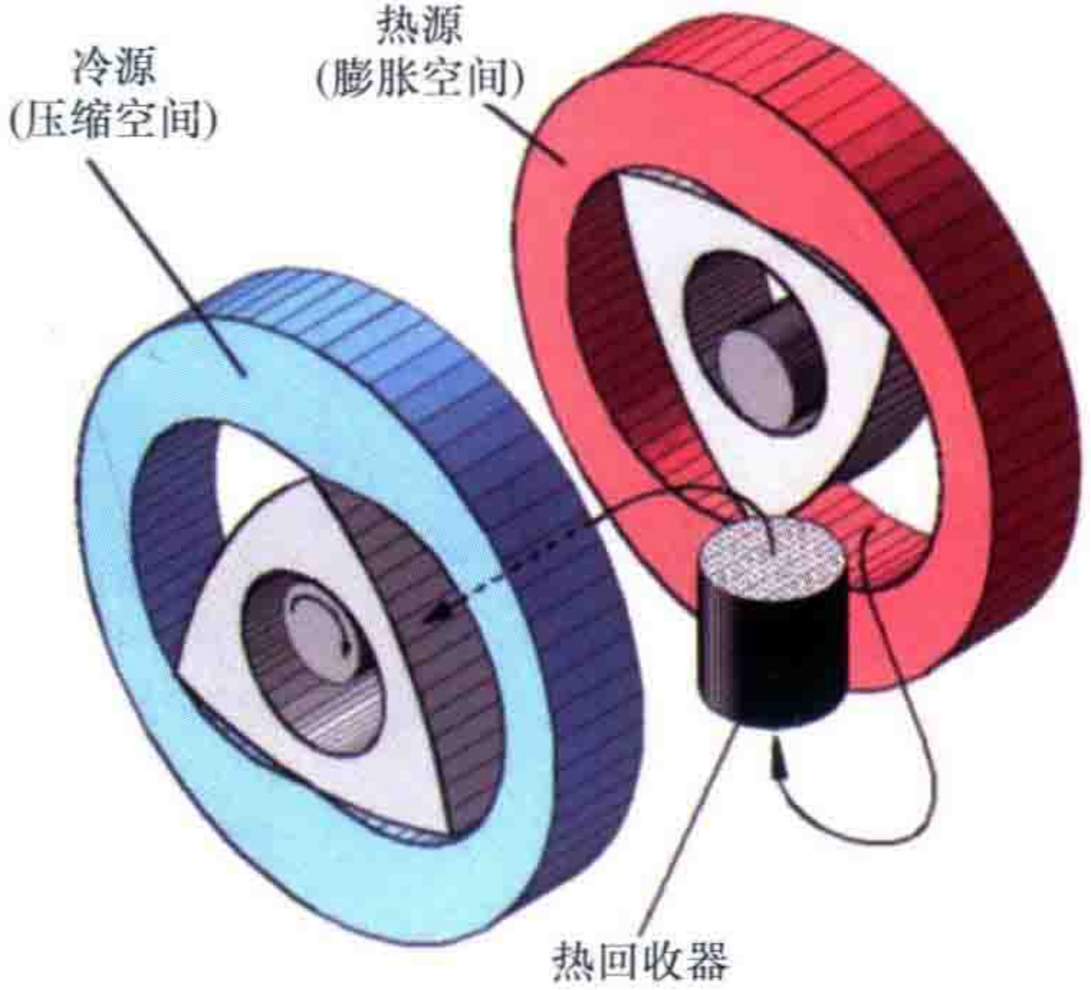


图 112 在一个配有转子活塞和热回收装置的双腔汪克尔发动机（转子发动机）上实现的斯特林过程

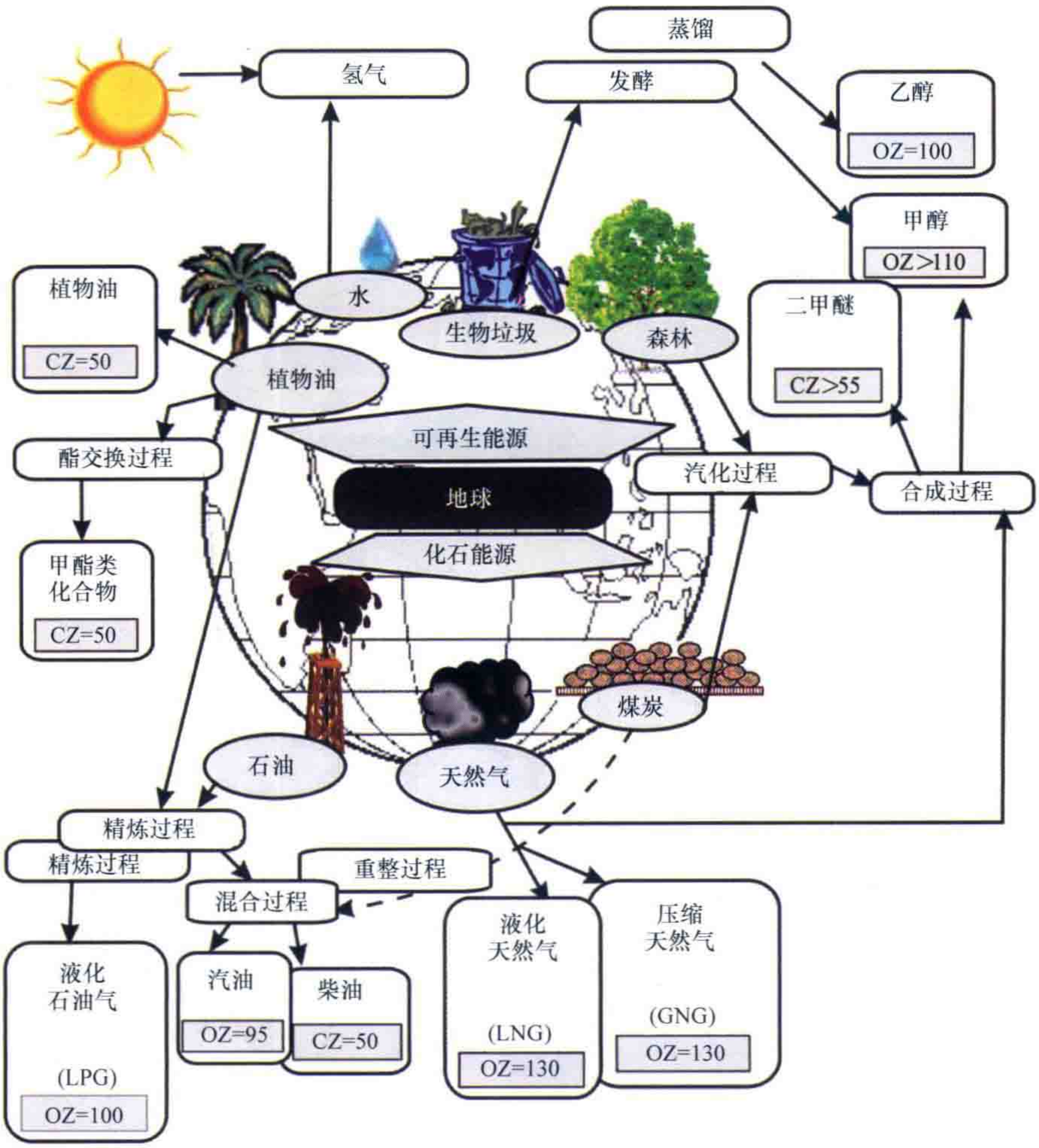
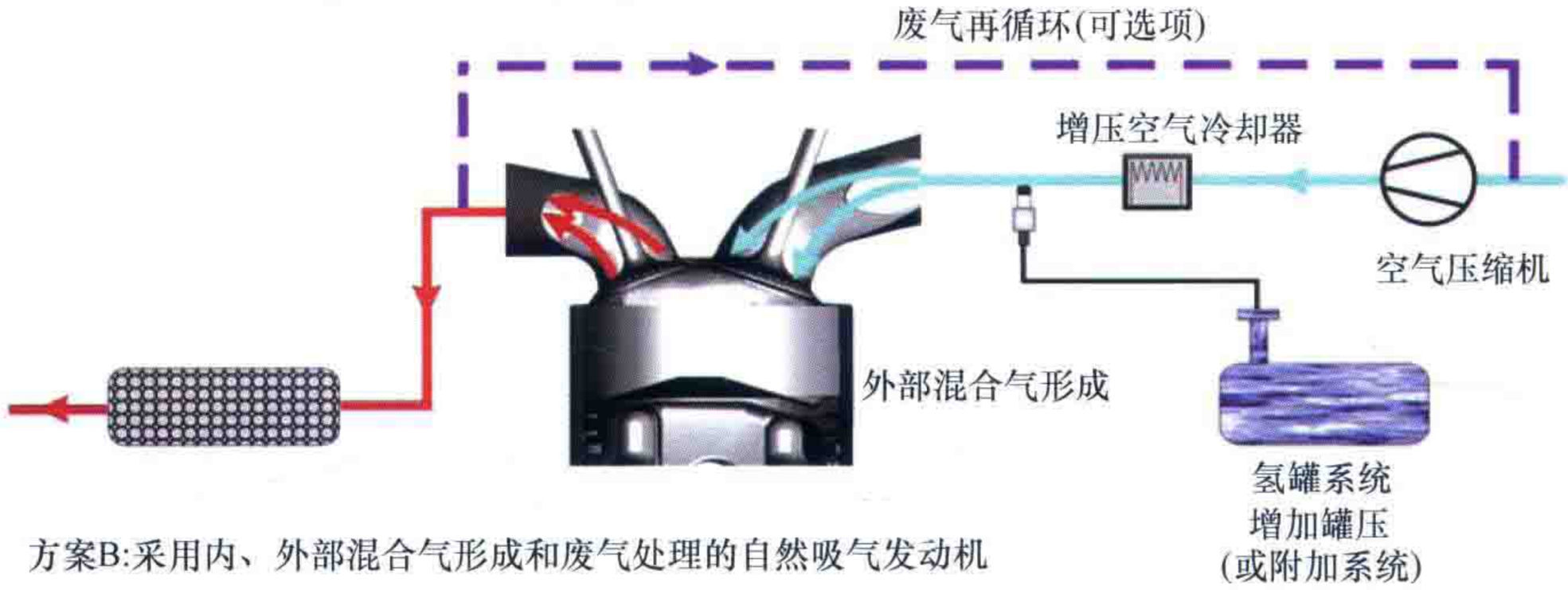


图 113 能源及能量载体

方案A:采用外部混合气形成和废气处理的增压发动机



方案B:采用内、外部混合气形成和废气处理的自然吸气发动机

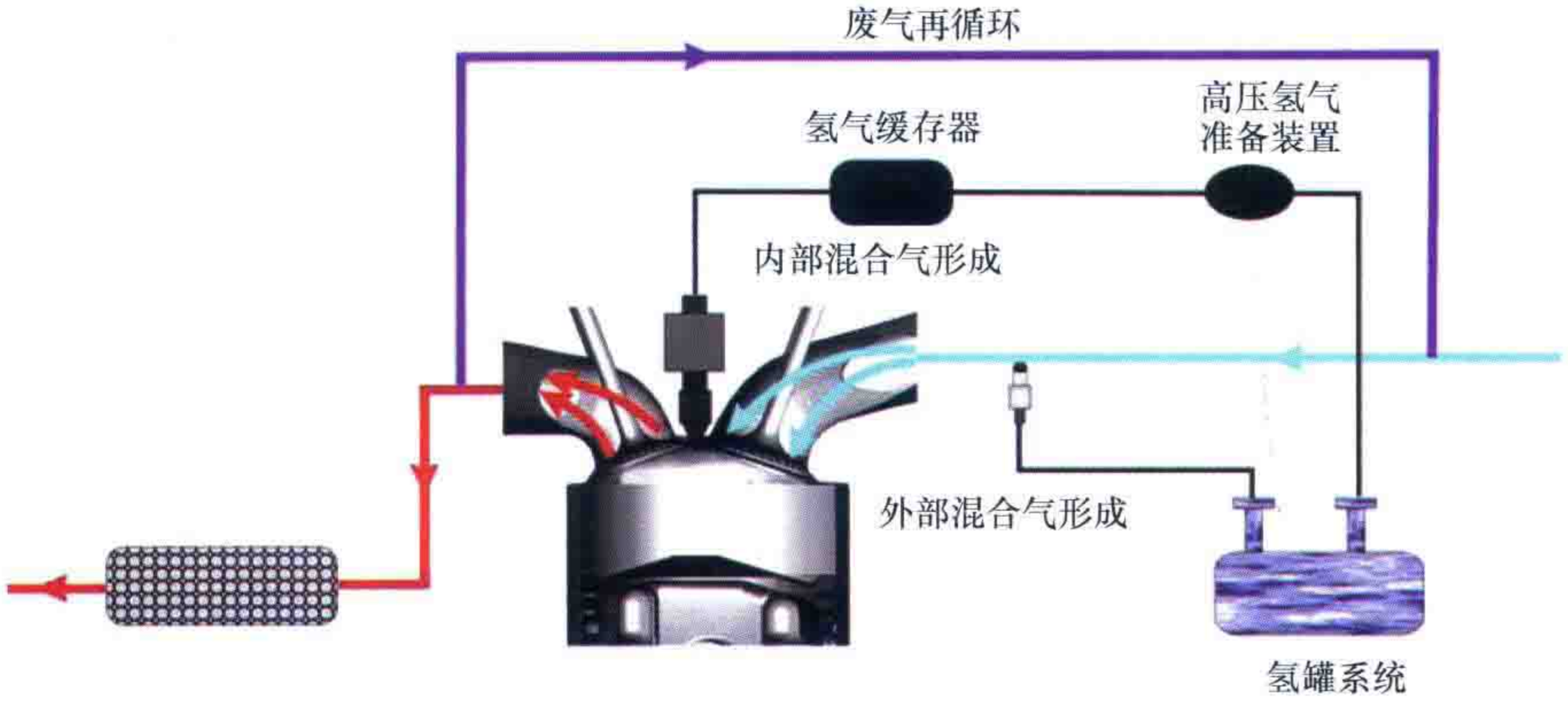
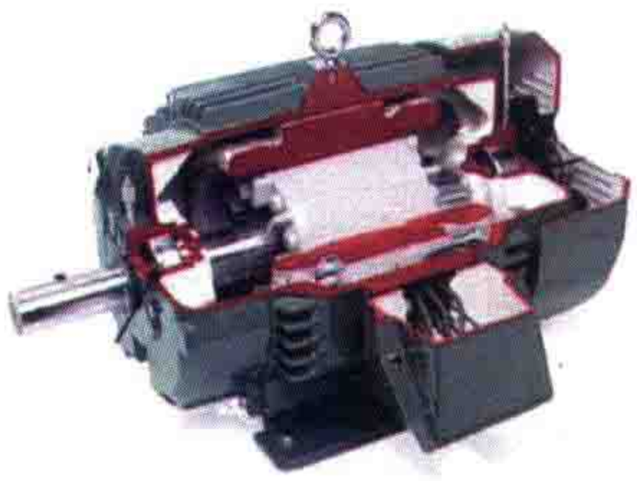
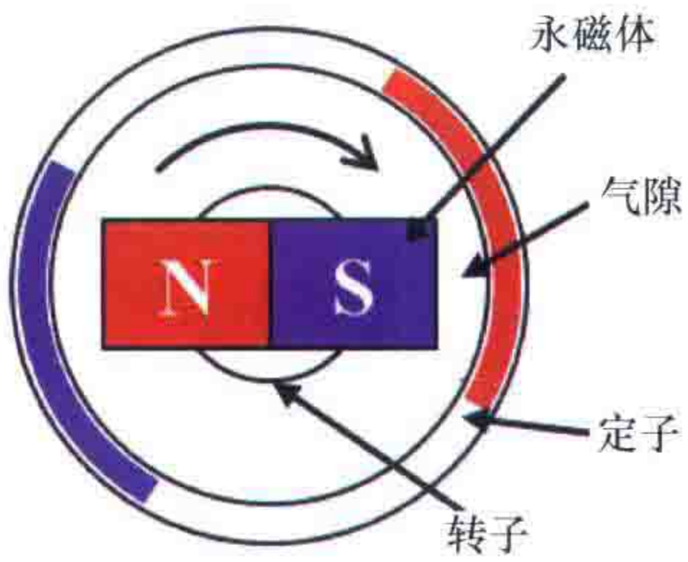


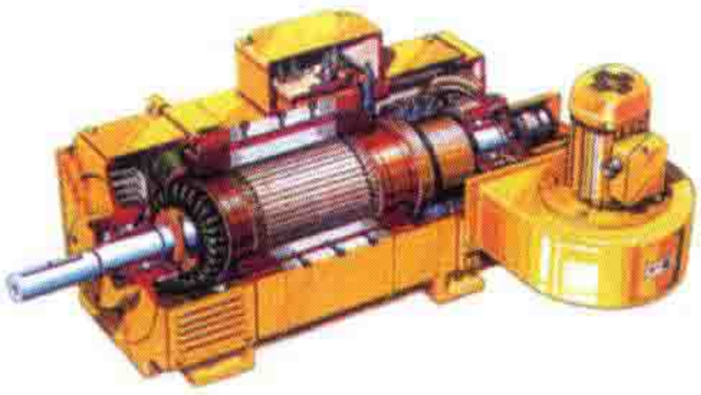
图 143 燃烧氢气的奥托发动机：混合气形成的不同方法（来源：BMW）

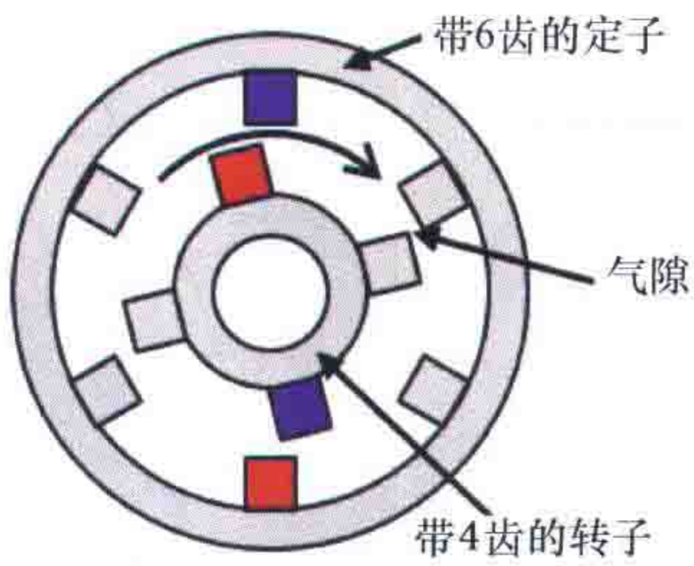
直流电动机



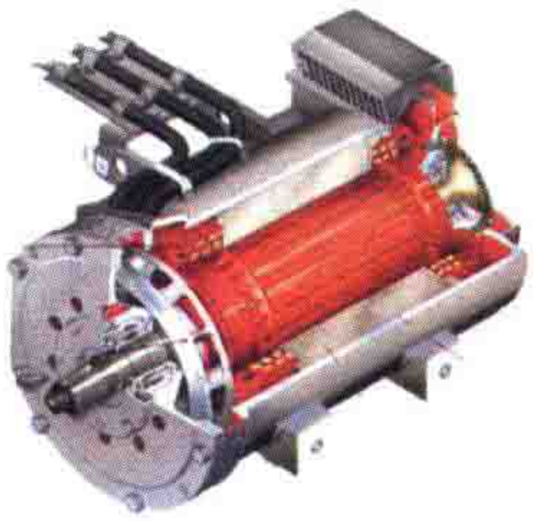


磁阻电动机





异步电动机



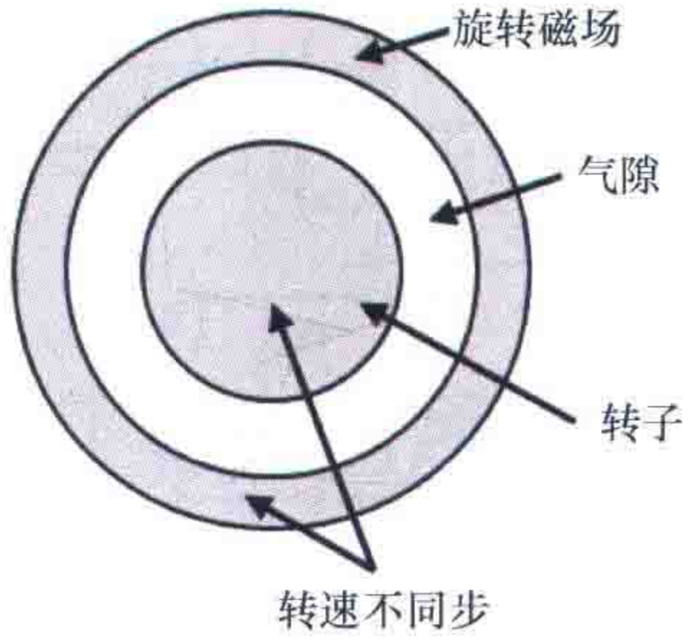


图 155 用于汽车驱动的电动机种类

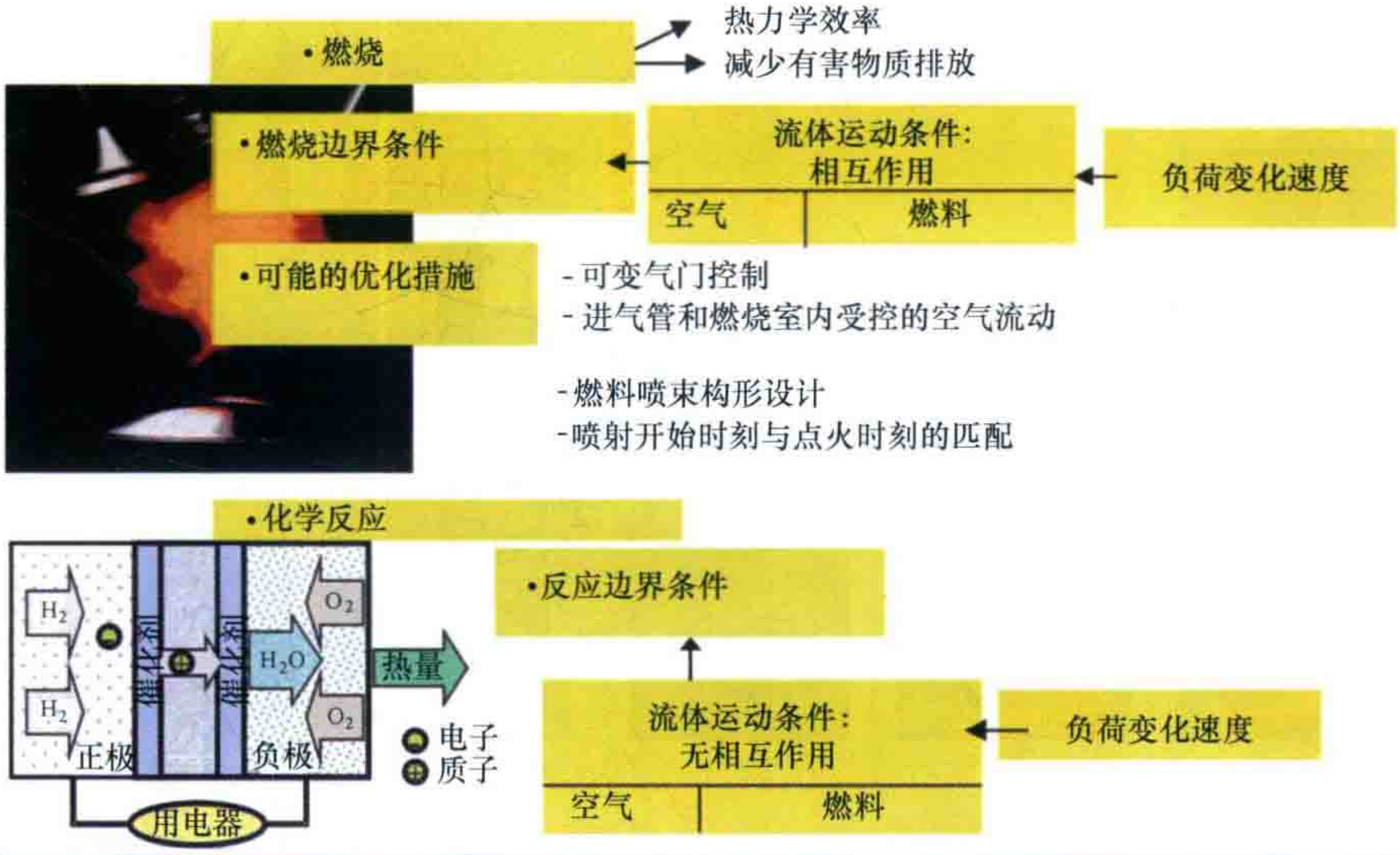


图 163 活塞式内燃机的燃烧过程与燃料电池的电化学反应过程之间的区别

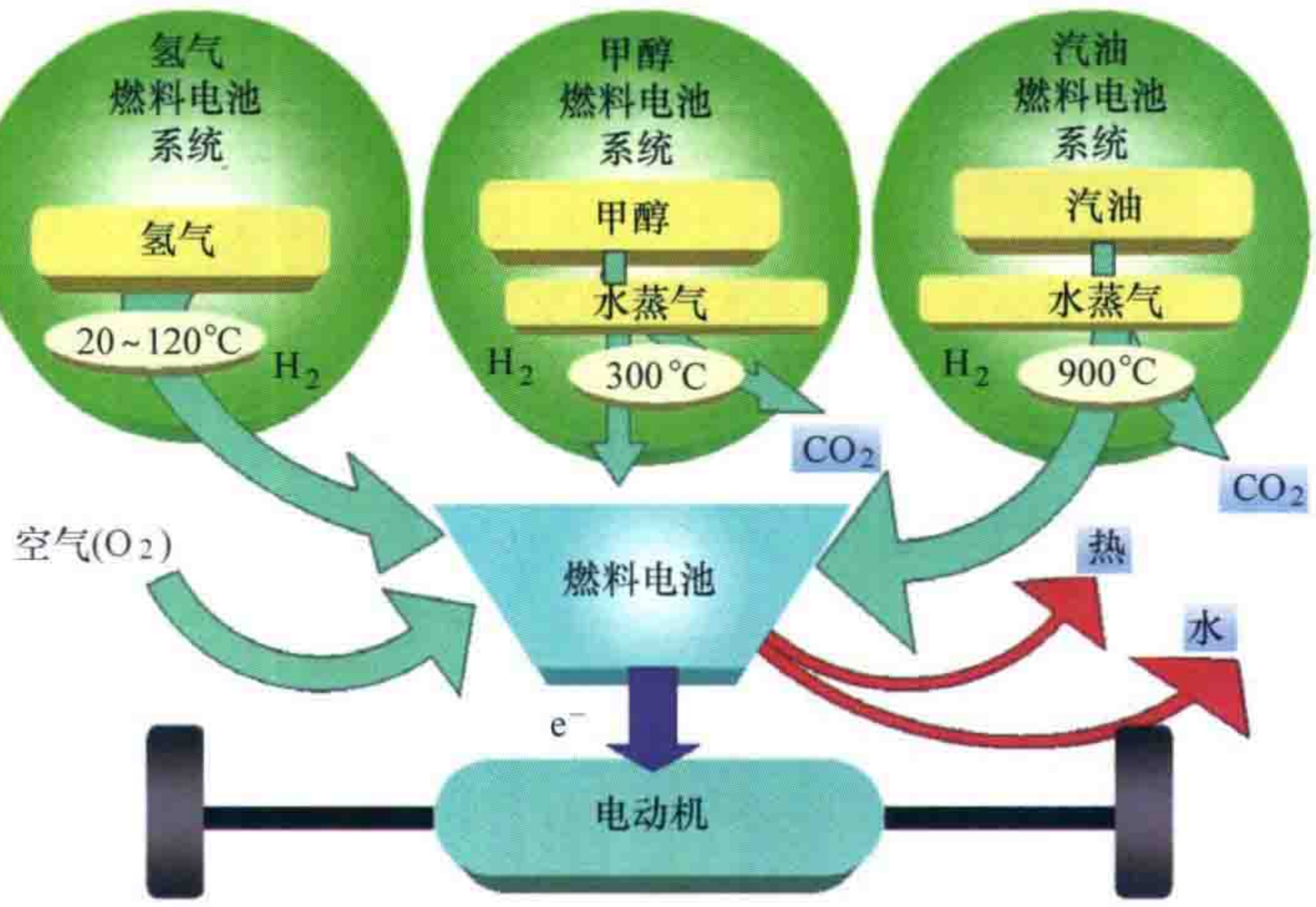


图 168 采用与内燃机一样的能量载体作为反应物运行的燃料电池：反应生成物

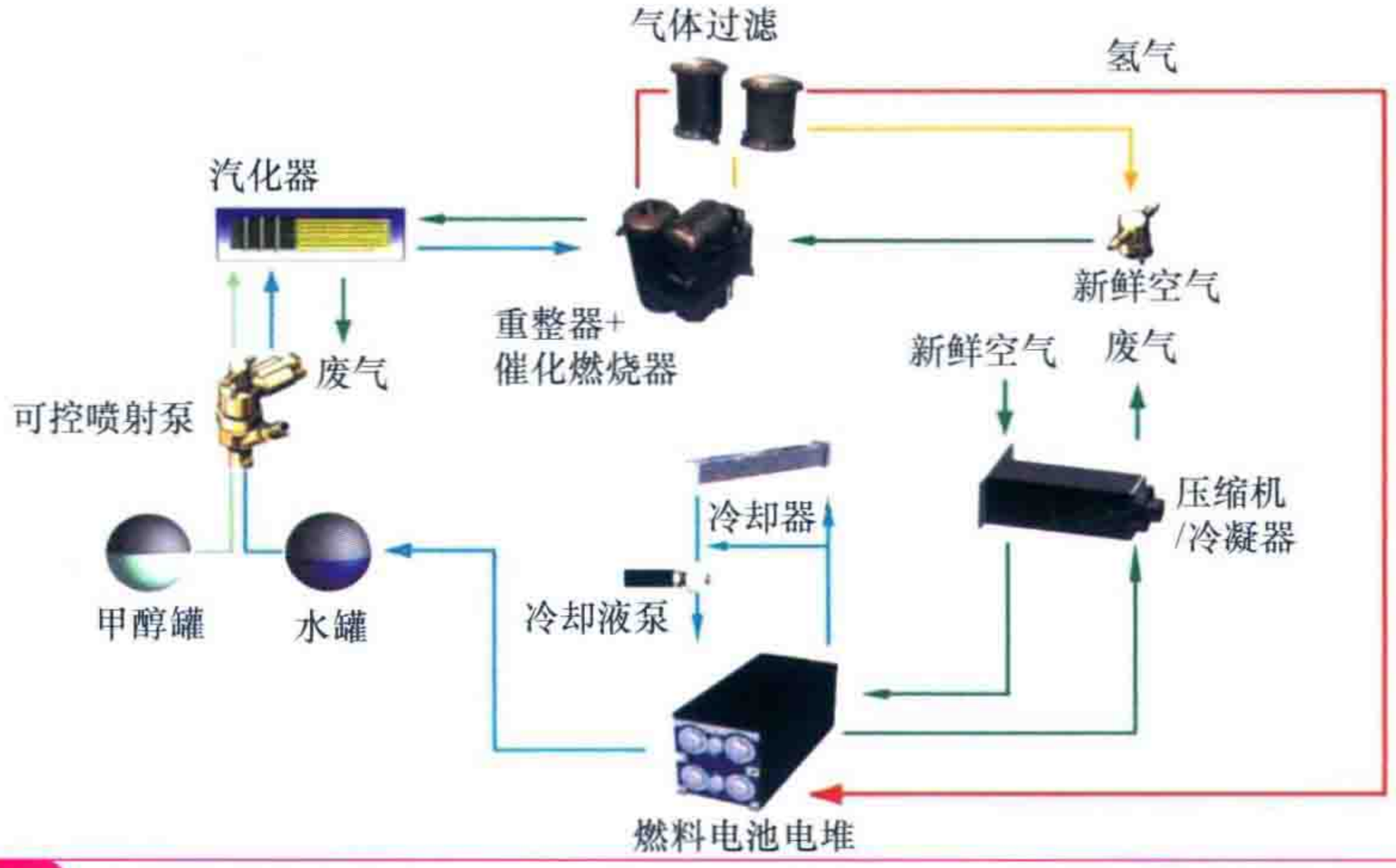


图 169 采用甲醇运行的燃料电池系统功能结构

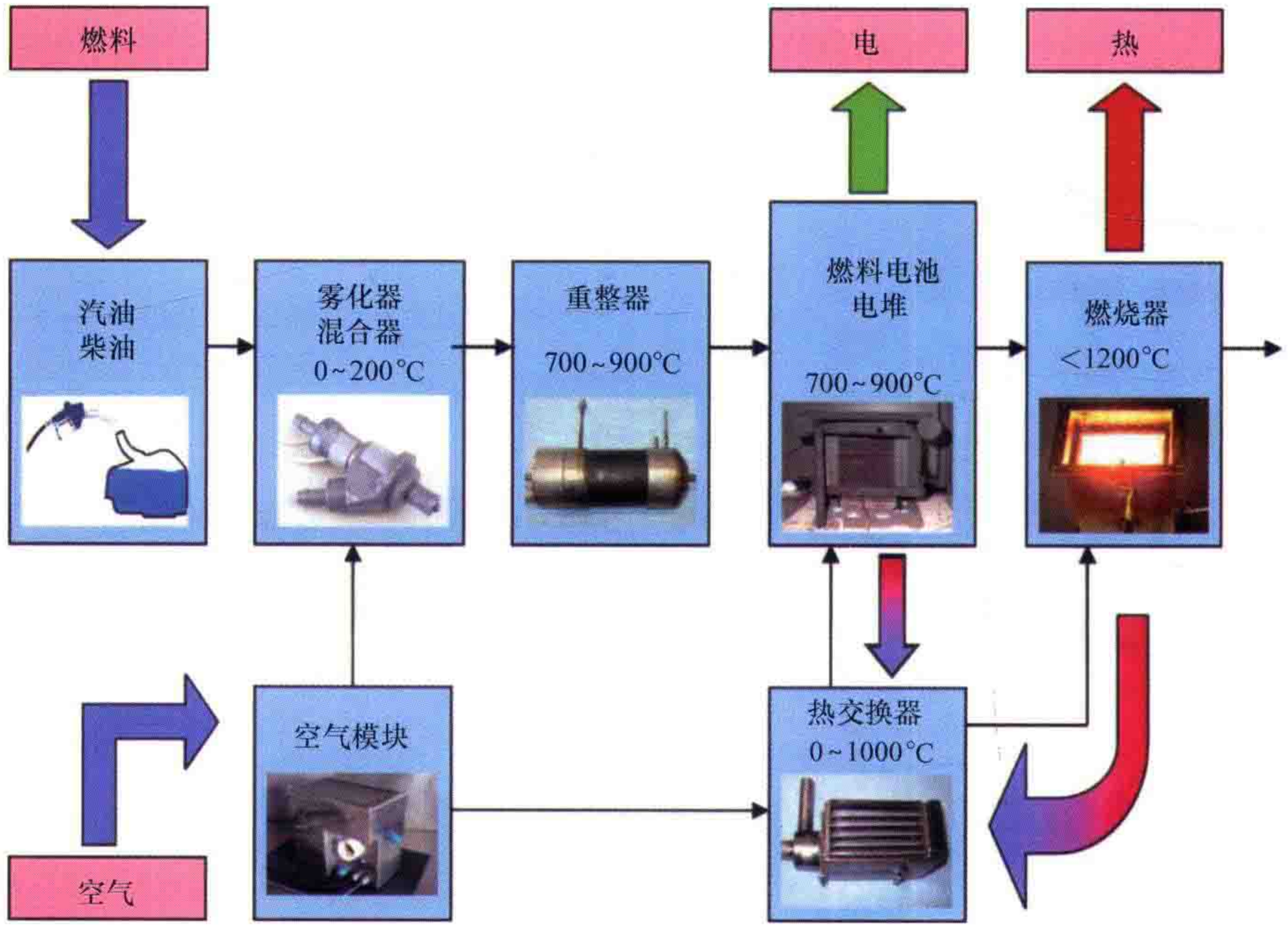
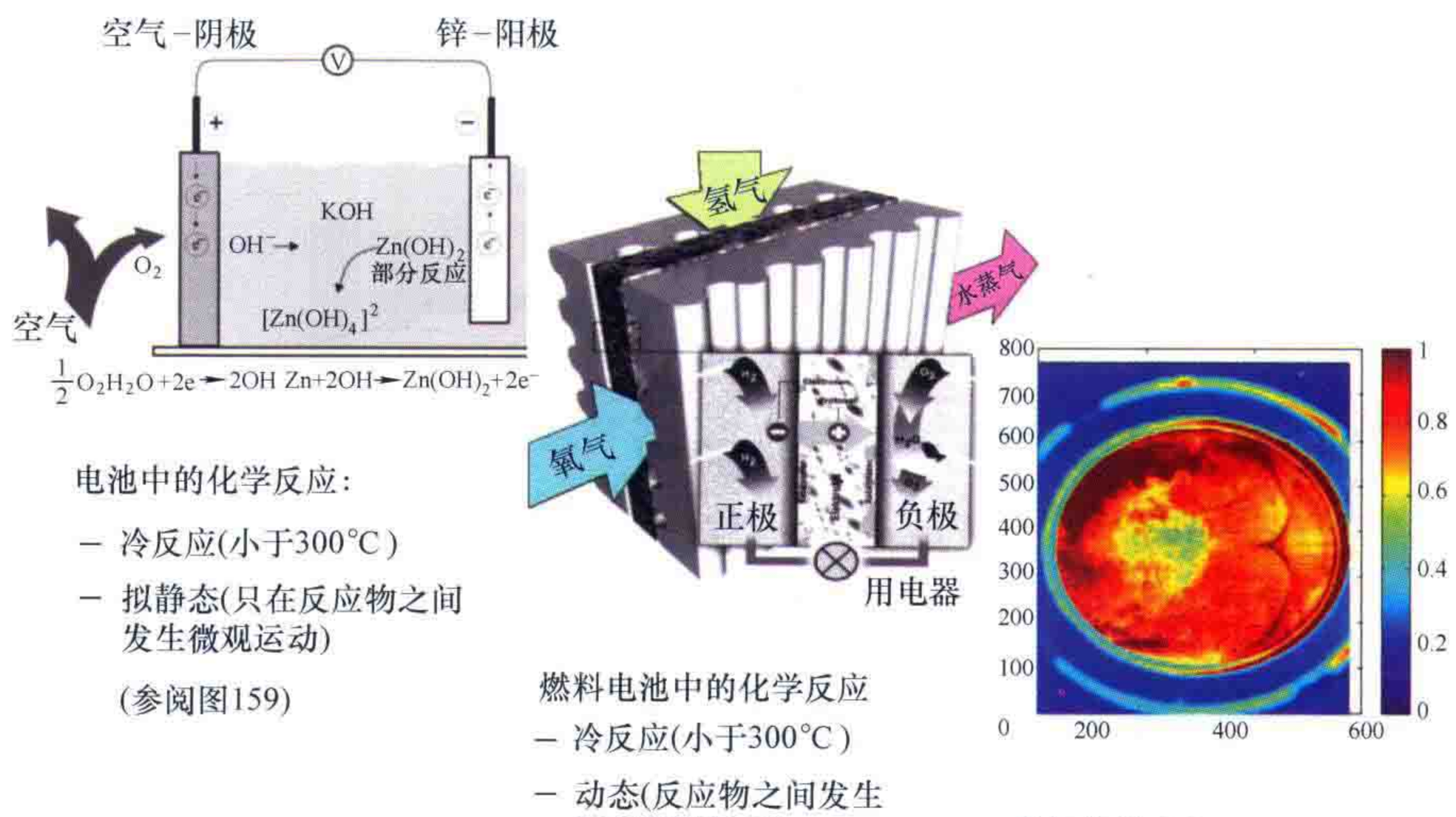


图 175 采用汽油或柴油作为能量载体的燃料电池系统：车载发电机应用 [21]



电池中的化学反应：

- 冷反应(小于300°C)
- 拟静态(只在反应物之间发生微观运动)

(参阅图159)

燃料电池中的化学反应

- 冷反应(小于300°C)
- 动态(反应物之间发生宏观流体运动)

(参阅图162)

燃烧化学反应

- 热反应(1800~2000°C)
- 动态(反应物之间发生湍流式混合运动)

(参阅图73)

图 178 通过化学反应获取能量的不同过程



电动机

— 111kW/370N · m

锂离子电池

— 200单电池，180kg

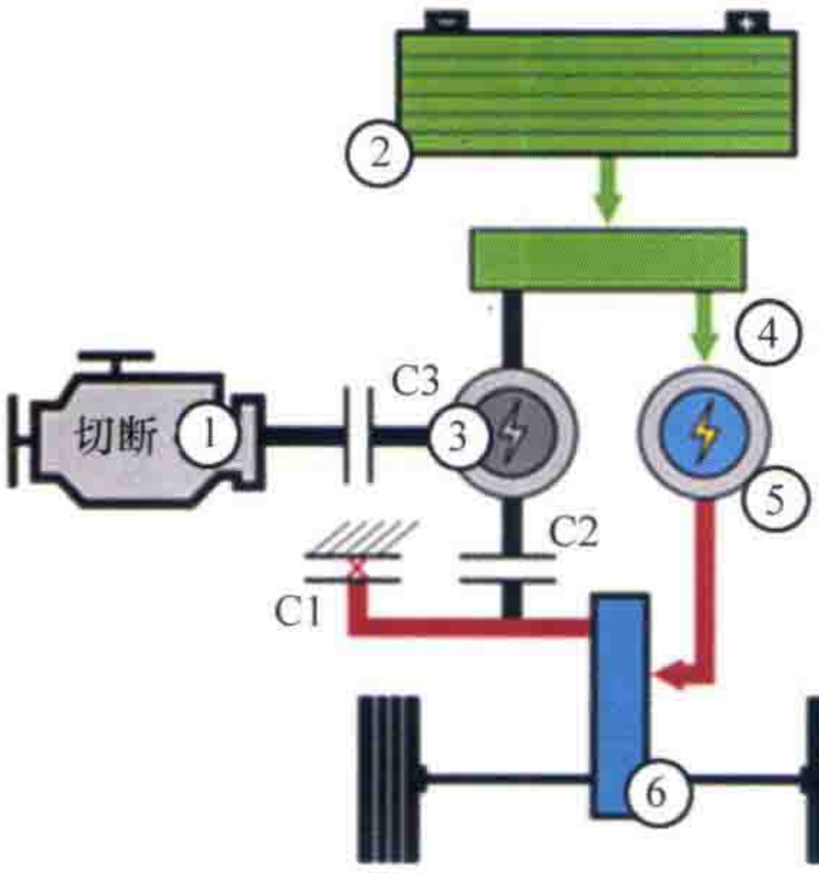
— 16kW · h

内燃机

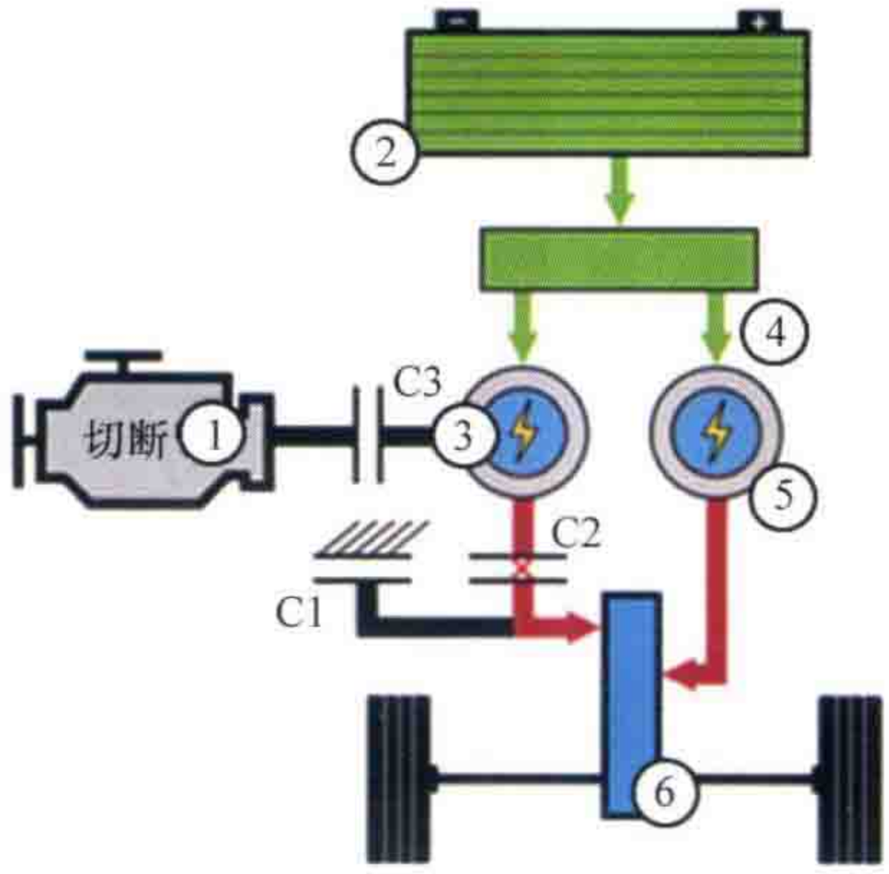
— 1.4L DOHC

— 4800r/min下63kW

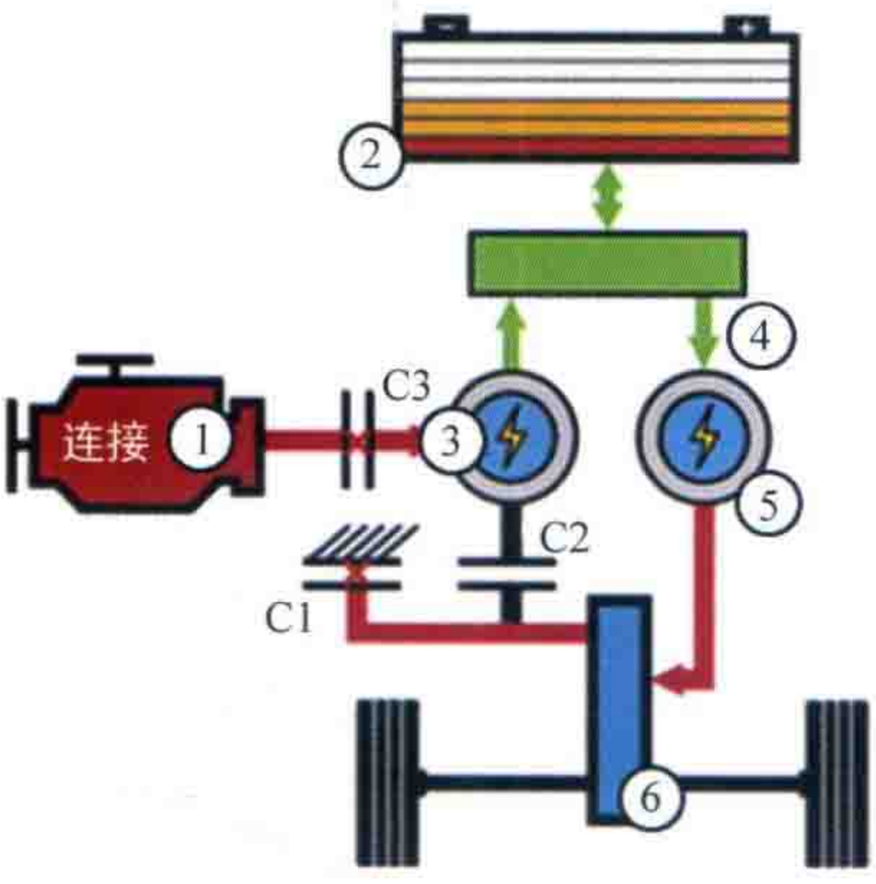
电池供电行驶
(低速工况)



电池供电行驶
(高速工况)



发电机供电行驶
(低速工况)



发电机供电行驶
(高速工况)

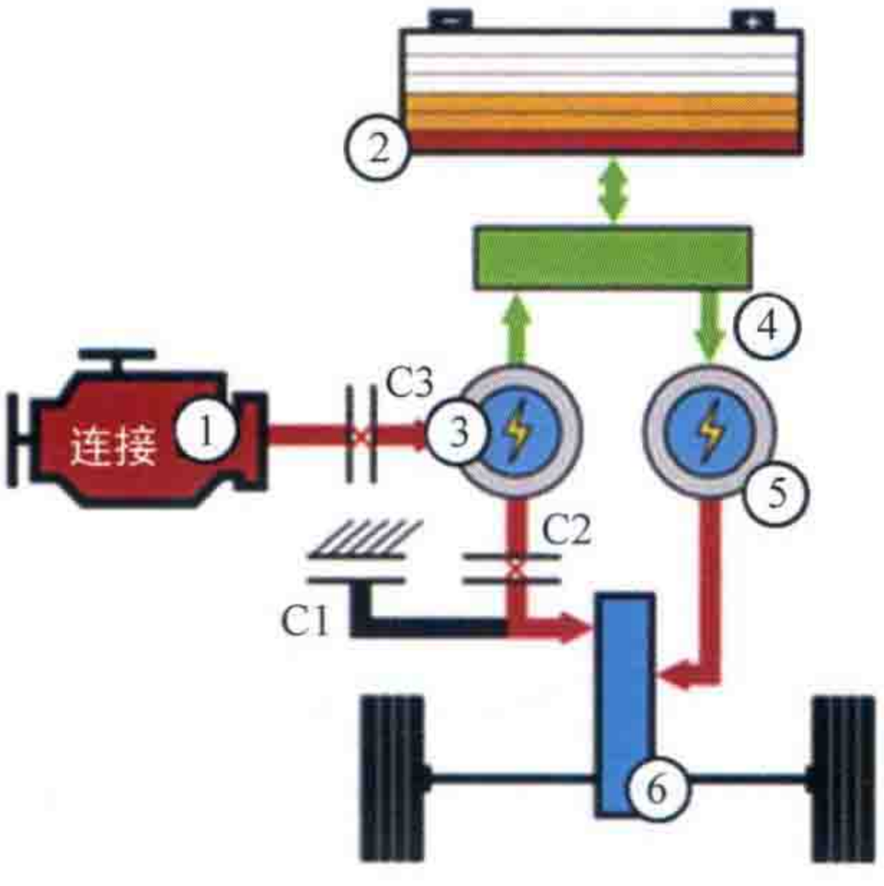


图 189 欧宝公司原型概念车 Ampera：传动系（上左图），性能指标（上右图）和行驶状态（来源：Opel 公司）

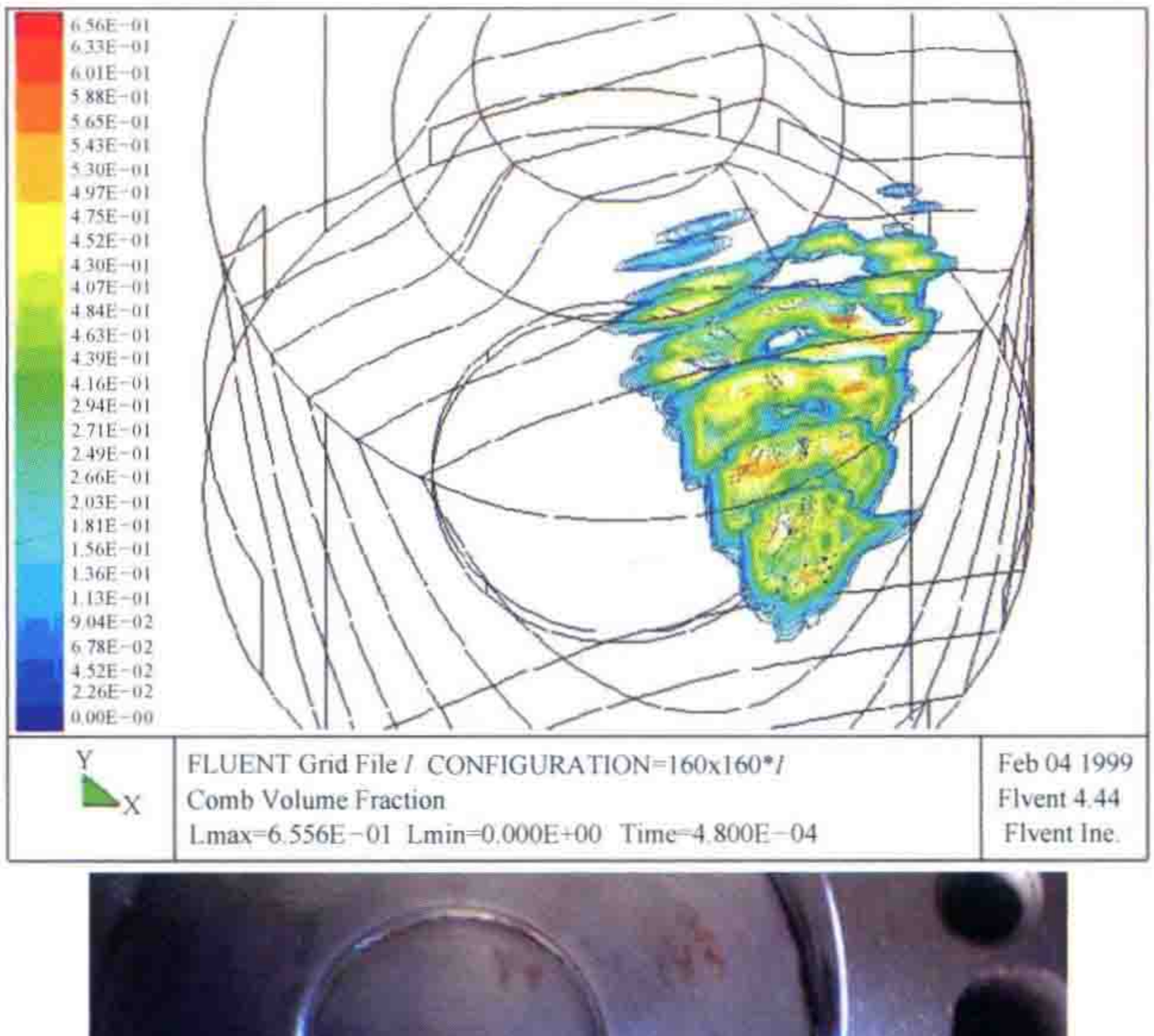


图 199 汽油直喷技术实现的二冲程发动机缸内混合气形成（计算结果和实测结果）

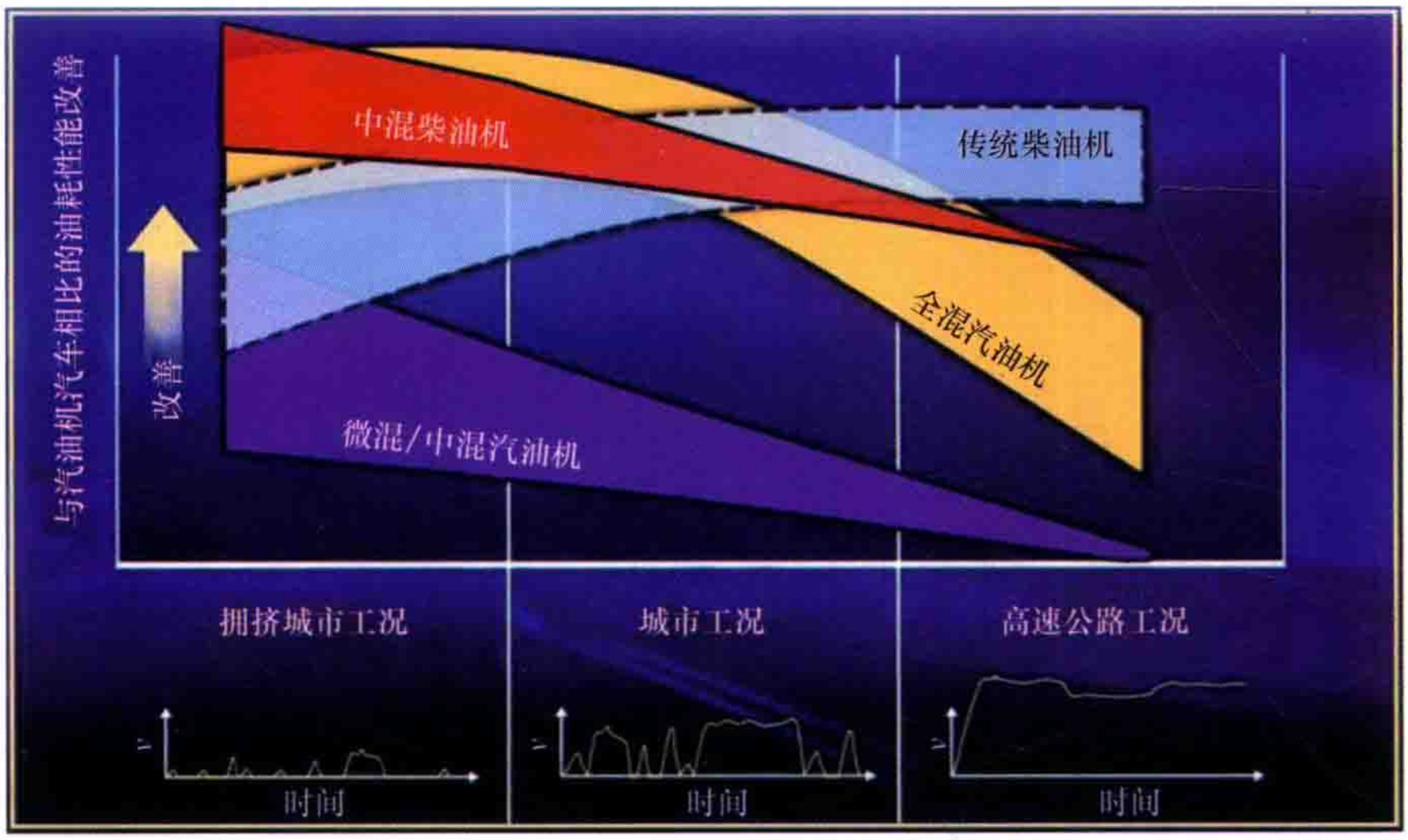


图 209 行驶工况对行驶油耗减少的影响：微混类、中混类和全混类动力系统与柴油发动机动力系统的比较

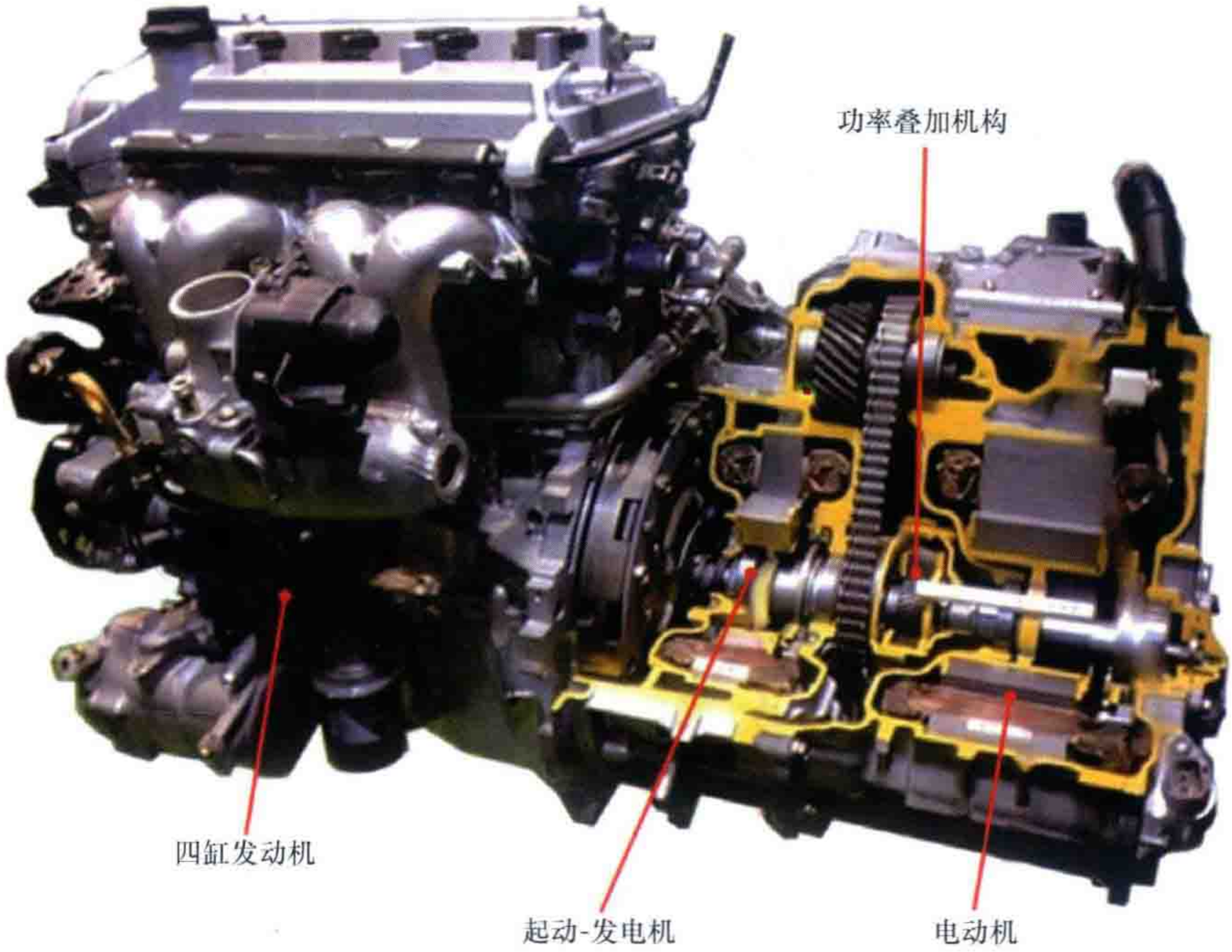


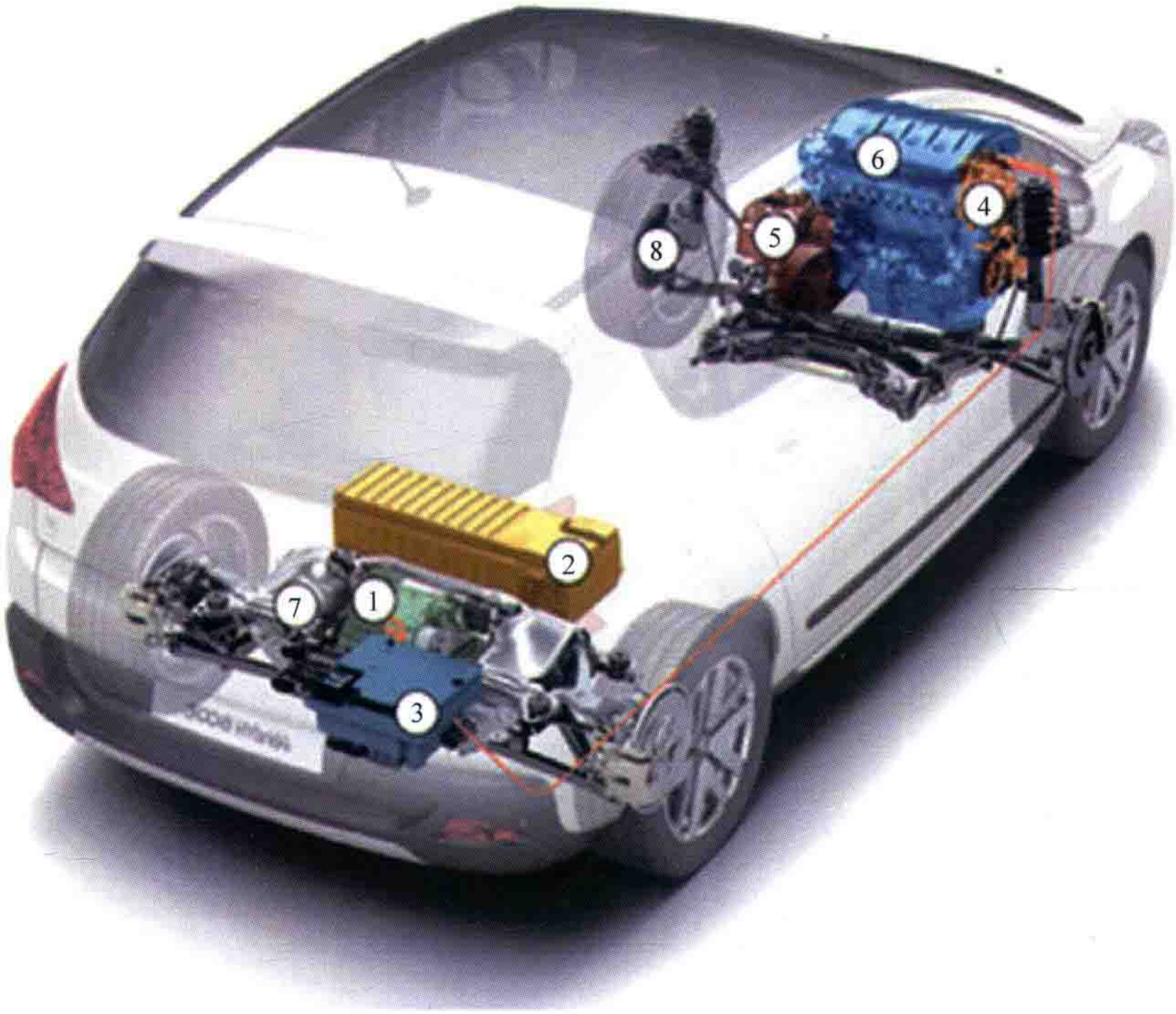
图 216 汽油发动机 - 电动机并联式混合动力系统的部分剖视图：第二代 Prius 车（来源：Toyota）



图 233 双模主动混合动力传动：宝马 Active Hybrid X6（来源：BMW）

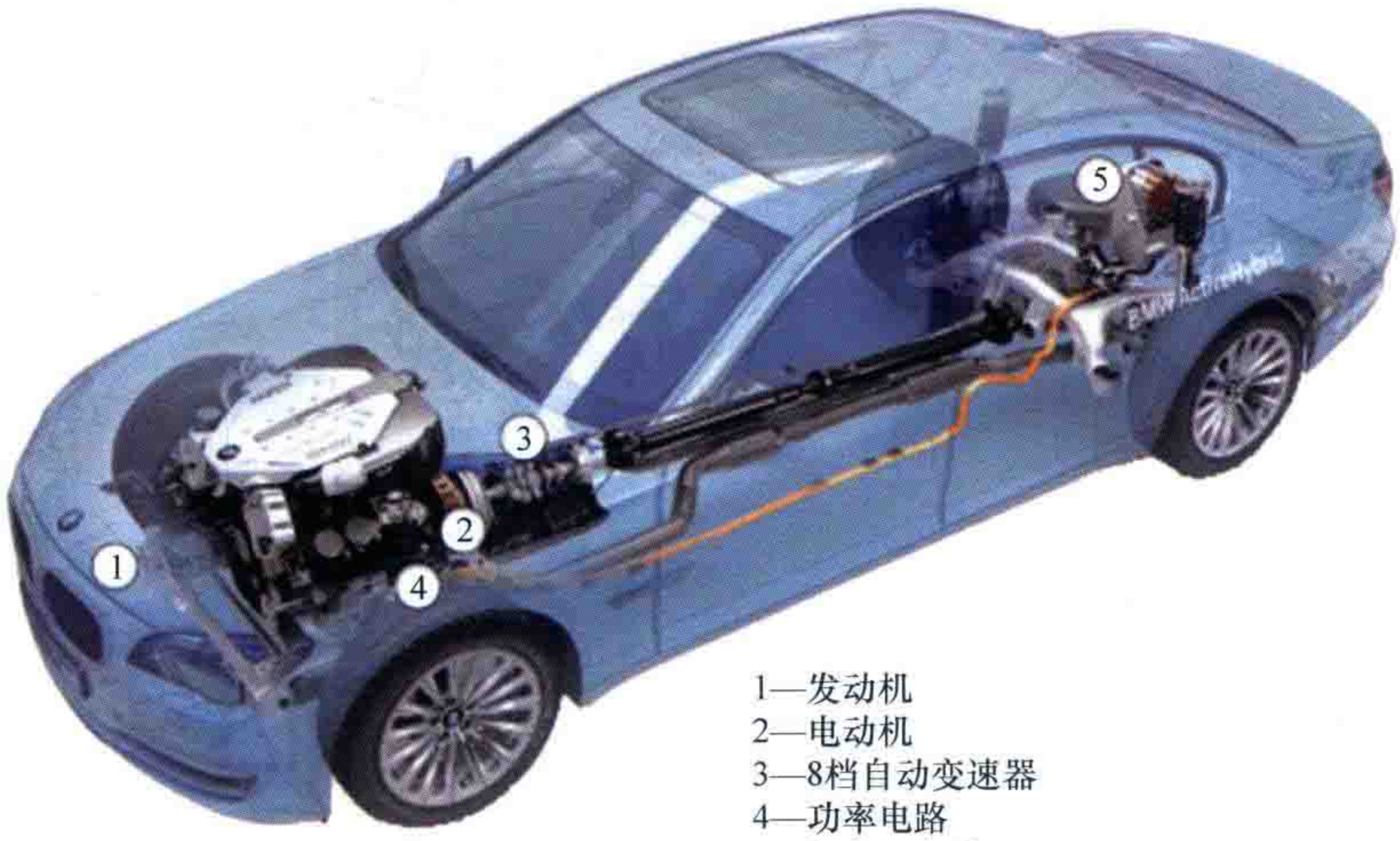


图 234 全混类动力驱动结构的功能模块：道奇 RAM（来源：GM）



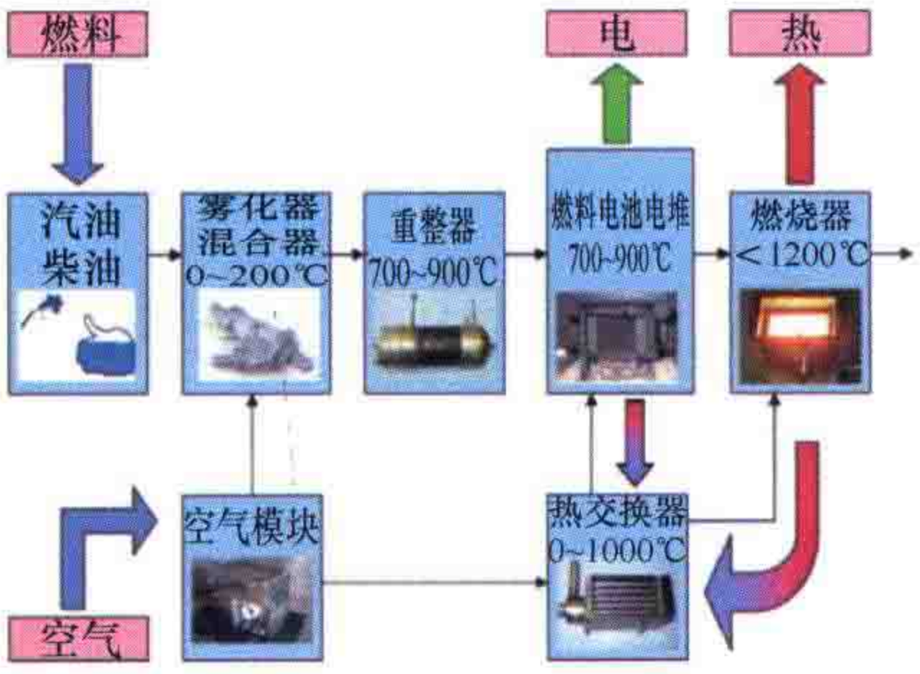
1—电动机
2—高电压电池
3—混合驱动控制器
4—Start Stop Boost
5—电控6档变速机构
6—内燃机
7—后轴驱动
8—前轴驱动

图 235 混合动力车：标致 3008 Hybrid4（来源：PSA）



1—发动机
2—电动机
3—8档自动变速器
4—功率电路
5—锂离子电池

图 238　高级车 /SUV 的车例 : 宝马 Active Hybrid 7



燃料电池车载发电
(共用发动机燃料)

热机驱动



图 239　中级车：内燃机驱动和燃料电池车载供电的方案

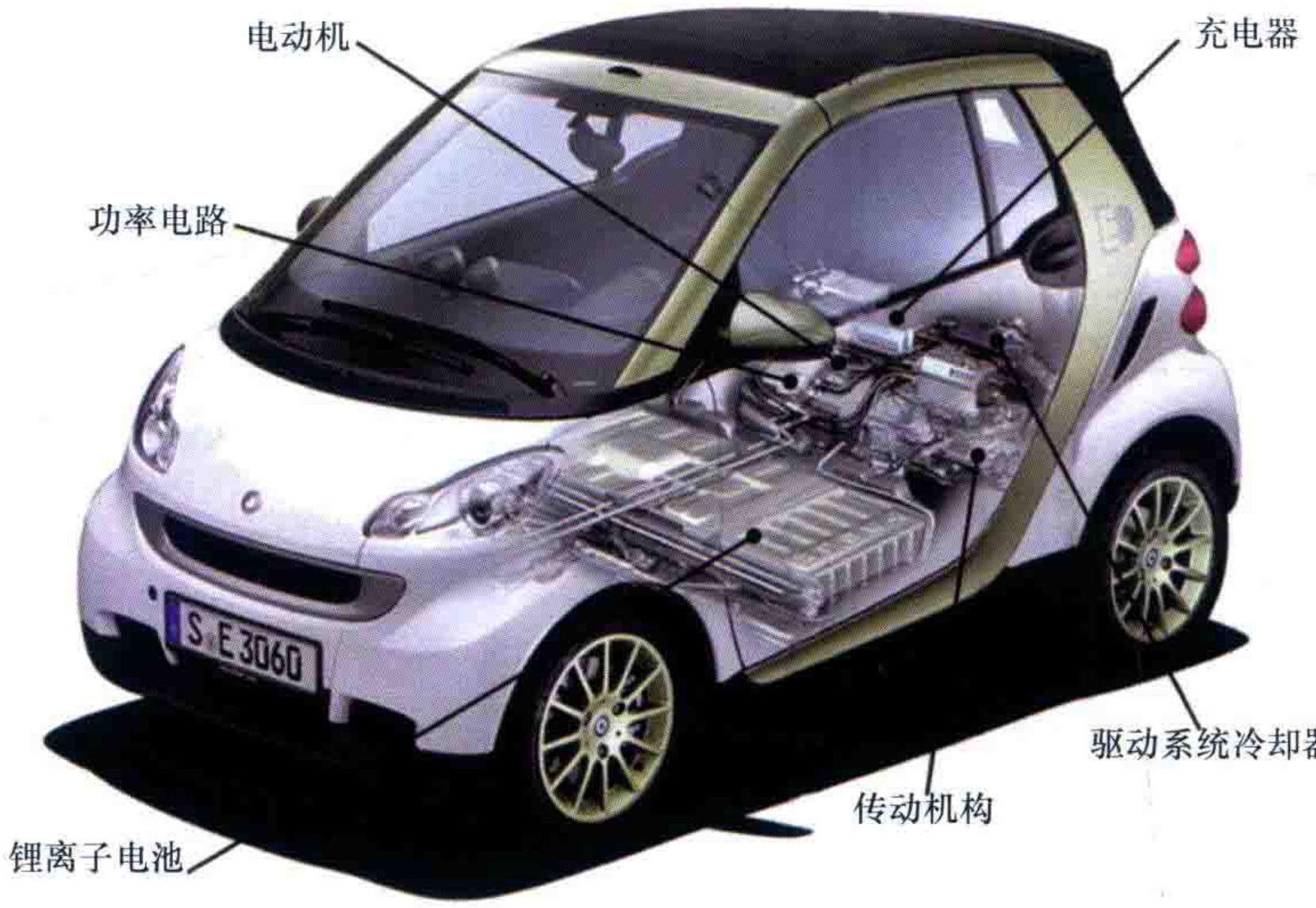


图 240　紧凑型城市轿车：车载电池供电的纯电动驱动（来源：Daimler）



图 243　全球化的汽车制造：性能要求与制约条件

本书以评价、设计和优化可选用（也称可替代）车辆动力驱动技术方案为主要内容。在内容安排上，本书从水平与垂直两个维度对车辆动力技术进行描述。水平维度主要是对驱动模块、能量体、能量转化和存储进行描述，包括从环境影响和技术实现角度进行评价。垂直维度主要是从功能和技术角度进行过程分析，对应用前景和结果进行描述。

通过对理论基础知识、应用潜力、局限性分析和大量实际案例的关联学习，汽车行业的研发工程师、车辆工程专业的学生以及对汽车感兴趣的非专业技术人士都可以从中获得有关车辆动力驱动的知识和评价、分析其发展趋势的能力。

第3版前言

过去几十年内，生态的、经济的、技术的和社会的环境条件发生了很大变化，汽车车型和档级的多样化趋势也随之愈加明显。这样的发展趋势要求动力驱动技术（系统）能够量体裁衣地适应不同的车辆应用，而不是追求一种万能的动力驱动形式。作者在过去的20年里通过广泛、深入的教学和科研实践亲历了这一不断持续的发展过程。

在此期间，正值“可选用车辆动力驱动”第1版酝酿之中，人们都在关注3L油耗汽车和低油耗驱动发动机，那时未来动力驱动的多样化还不是一个热门话题。

在本书第2版酝酿期间，在许多经济圈、政治圈和部分技术圈内混合动力驱动俨然成了汽车技术的万能解决方案。

在本书第3版撰写过程中，电动汽车在上述同一批人士和同样的圈内又被视为市内交通的救世主。与此同时，经验与教训也让人们一点点地更加客观一些、更加理智一些。现在回过头来看，许多车辆动力驱动方案往往曾经被误判过，要么被赞为灵丹妙药，要么被贬为异想天开。

因此，在构思本书第3版时特别考虑了采用一些新的描述方法和范例，针对一类具有应用潜力的动力驱动系统，重点强调其技术实施的原因、优点和经济效益。

与前两版相比，第3版更清晰、更详细地介绍了可选用动力驱动技术的发展愿景。内燃机作为未来汽车动力驱动的载体和共同作用者，其进一步的发展情况在这里以大量最新的范例予以介绍。有关未来燃料的内容主要沿用前两版已有的叙述，因其间出现了唯一、通用能量载体（氢）的观点，第3版充实了从经济、生态角度论述的内容。

电驱动是目前的一个热门话题，本版更详细地介绍了相关内容并提供了大量当前的实施案例。

汽车技术领域目前出现了种类繁多的能量载体和驱动系统，不免会有各种不切实际的推测或臆想，可选用的方案太多也会导致不知所从。因此，本版对能量载体与驱动系统的组合予以了更明确地解释，同时辅之大量当前的实施案例进行说明，希望读者从中能获得一种对应于汽车类型和汽车应用领域的清晰分类。

第3版虽然在内容上做了较大改动和扩展，但最初的断言没有改变而且还进

一步予以强调，即汽车未来多样化决定了其动力驱动形式多元化、驱动系统模块化设计和相互关联的模块功能。

衷心感谢斯普林格出版社容许本书能够配上许多具有说服力的、复杂的彩色插图。

康奈尔·斯坦（Cornel Stan）于2011年10月

第2版前言

在本书第1版和第2版之间的3年里，可选用车辆动力驱动领域有了长足的发展，其间出现的大量新概念和技术解决方案很好地说明了这一点。拟出台的法律法规将对降低二氧化碳排放和限制有害物质排放提出越来越严格的要求，燃料价格增长迅速，汽车节能减排的话题成为这一期间公众关注的焦点。

最新的研发结果，以及从政治、经济及社会三方面展开的分析和得到的趋势预测都印证了本书在第1版前言中的断言：企望一种通用的动力驱动方式，和企望一种满足所有需求的万能汽车一样，是不可能实现的，从紧凑型至豪华型的车型多样化趋势反而会更明显，这也意味着相应的动力驱动形式多样化。过去3年举办的各类国际专业活动显示，动力驱动形式除了与汽车等级相适应之外，其适应各地区特点的因地制宜发展趋势也很明显。

2007年，本书作者与通用公司G. Cipolla教授在柏林共同主办了第一届“可选用车辆动力驱动”国际会议，与会汽车制造公司发表的一些信息也证实了上述趋势：

- Toyota：全混驱动在城市工况下具有优势，柴油汽车更适合于市郊和高速行驶。

- Ford：公司生产的混合动力汽车只投放美国市场。柴油汽车在美国不适用，然而在欧洲却具有优势。

- General Motors：General Motors、Daimler和BMW三家公司联合研发的双模混合动力汽车只投入美国市场。柴油汽车在欧洲具有优势，在印度值得推荐使用，但是不适用于中国和美国市场。

- AUDI，BMW，Daimler，Ford，General Motors：微混和中混动力驱动汽车将占领市场，其中价格差别会很明显，5~6kW电驱动的微混汽车加价300~800欧元，10~20kW电驱动的中混汽车加价1000~2000欧元。全混汽车其价格太贵（加价4000~8000欧元），只适用于一些利基市场。

基于提及的发展趋势，在本书第2版中增加了大量具有代表性的最新数据，其中涉及动力驱动系统和组合应用，也涉及能量载体、能量转换器和能量储存器。

此外，本版各章节还更新了与时间有关的数据和趋势预测。

康奈尔·斯坦（Cornel Stan）于2008年6月

第1版前言

每一个力都有其对应的反作用力，此理亘古不变。

列奥纳多·达·芬奇（1452—1519 年）

在汽车技术领域里近年讨论最多的是有关未来驱动的话题。

不同的学派、不同的利益团体甚至不同的国家对未来驱动的认识呈现出几乎难以超越的分歧。一种有代表性的观点是，传统的、成熟的活塞发动机作为车辆动力以目前的形式还将再存在至少 30～40 年。这种观点与有些预测至少是一致的，这些预测仿佛视石油是一种几乎用之不竭的资源，尽管有一种对石油资源可用年限的悲观估计是 30～36 年。与此相反的另一种有代表性的观点则将氢作为未来动力的终极方案，尽管目前氢气制取几乎都源于某一化石能量载体。不过，氢应该用于内燃机还是燃料电池，持上述观点的人员也有分歧。还有一种观点认为醇类和植物油是更好的替代燃料。电动机/汽油发动机混合动力驱动技术在美国和日本甚为流行，这可以由那里日益增多的车型和销售量佐证。混合动力驱动技术在欧洲则几乎没有市场，进一步发展柴油发动机技术作为替代方案是欧洲的特点，而柴油发动机在美国和日本又几乎没有市场接受度。

各种不同观点在未来动力驱动技术的性能指标方面倒是一致的，即追求高功率、大转矩、低能耗、有害物质排放的极端限制、轻量化与紧凑和低成本。

企望一种通用的未来动力驱动方式，和摈弃目前从紧凑型至豪华型的多样化而企望一种满足所有需求的万能汽车一样，是不可能实现的。然而，可以觉察到的一个明显趋势是，车载动力驱动与车载能量供应之间的能量管理受到越来越多的关注，研发的核心在于改善能量管理的效率和效益。对能量管理进行模块化功能划分并进行相应的功能交换，这往往有可能挖掘和发现新的应用潜力：以燃料电池作为电驱动的先进发电装置为例，这样一个功能角色也可以非常有效地由固定工况下运行的转子发动机（汪克尔发动机）或二冲程发动机承担；或者采用车载醇类制氢很可能比低温储氢更为有效。

基于广泛采用的、现有的车辆动力驱动技术性能评价刚性指标，如功率密度、转矩特性、加速特性、比能耗、化学物质排放和噪声等，同时也考虑柔性指标，如资源可用性、环境可承受性、能量载体可储存性、技术复杂程度、成本、安全性和辅助设施/服务等，本书以评价、设计和优化可选用（也称可替代）车辆动力驱动技术方案为主要内容。

本书以水平面和垂直轴的交叉结构组织各章节的内容：

- 水平面的内容覆盖驱动模块、能量载体、能量转换器和能量储存器以及四者的可选用组合，按所列的评价指标（从环境可承受性至技术可实现性），介绍、分析不同的解决方案。

- 垂直轴的内容针对某一特定动力驱动方案，介绍其结构、功能特征和技术特点并分析相应的应用范例和结果。

这样的内容组织结构旨在使读者对复杂的车辆能量管理系统有一个足够的概貌。自1992年以来，作者在欧洲和美国多所大学都开设了一门名为“可选用车辆动力驱动”的课程，本书中水平面的内容，其定义、重点和相互之间的基本关联，来源于与学生们的交流和沟通，也是讲授这门课长期积累并不断更新的一些结果。垂直轴的内容大部分是从企业委托的合作研发项目中归纳总结的，有些例子可参阅书后的参考文献。这方面的知识和经验对开展类似的项目具有借鉴和参考价值。

通过理论基础知识、应用潜力、局限性分析和大量实际案例的关联学习，汽车行业的研发工程师、车辆工程专业的学生以及对汽车感兴趣的非专业技术人士都可以从中获得有关车辆动力驱动的知识和评价、分析其发展趋势的能力。除此之外，一些为人熟知的功能模块以有些出人意料的形式在本书中予以介绍，并由此衍生了一些新颖的应用可能性。作者在这些地方有意点到为止，虽然只介绍了必要的内容，但作者坚信其实际应用的可行性。更进一步的、具体的构思和设计就交给读者，需要读者发挥创造力将其作为对未来的投资予以完成。

康奈尔·斯坦（Cornel Stan）于2005年1月

字母符号含义

A	$[m^2]$	面积
b_c	$\left[\frac{g}{kW \cdot h}\right]$	比燃料消耗
c	$\left[\frac{m}{s}\right]$	速度
c	$\left[\frac{kg\ 碳}{kg\ 燃料}\right]$	燃烧时燃料中的碳比例
c_p	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	定压热容
c_V	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	定容热容
d	$[m]$	直径
E	$[J,\ kJ]$	能量
F	$[N]$	力
f	$[Hz]$	频率
G	$[J,\ kJ]$	燃烧自由焓
H	$[J,\ kJ]$	焓
H^*	$[J,\ kJ]$	静止焓
H_U	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	燃烧时燃料的低热值
H_G	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	燃烧时混合气单位质量的混合热值
H_g	$\left[\frac{kJ}{m^3}\right]$	燃烧时混合气单位体积的混合热值
h	$\left[\frac{J}{kg},\ \frac{kJ}{kg}\right]$	比焓
h^*	$\left[\frac{J}{kg},\ \frac{kJ}{kg}\right]$	比静止焓
I_λ	$\left[\frac{W}{m^3}\right]$	热辐射强度
k	$[-]$	等熵指数

L_{st}	$\left[\frac{\text{kg 空气}}{\text{kg 燃料}}\right]$	化学计量空燃比
I	[m]	长度
$\overline{M}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\right]$	摩尔质量
n	[r/s，r/min]	转速
P	[W，kW]	功率
p	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$	压力
Q	[J，kJ]	热量
$\dot{Q}$	[W，kW]	热功率
q	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	比热容
$\overline{R}$	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}\right]$	摩尔通用常数气体
R	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$	比气体常数
r	[m]	半径
r	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	比汽化焓
S	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}, \frac{\text{kJ}}{\text{K}}\right]$	熵
s	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$	比熵
T	[K]	温度
t	[℃]	温度
t	[s]	时间
U	[J，kJ]	内能
u	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	比内能
V	[m^3]	体积或容积
V_n	[m^3]	排量或工作容积
v	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$	比容积
W	[J，kJ]	功
w	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	比功

α	[rad]	转角，角度
α	[–]	斯特林发动机结构
β	[–]	斯特林发动机结构
γ	[–]	斯特林发动机结构
ε	[–]	压缩比
η	[–]	效率
η_{th}	[–]	热效率
λ	$\left[\frac{\text{kg 空气}}{\text{kg 燃料}}\right]$	燃烧空燃比
λ	[m，μm]	辐射波长
λ	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$	热导率
π	[–]	压力比
ρ	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	密度
ω	[s^{-1}]	角速度

目　录

第 3 版前言
第 2 版前言
第 1 版前言
字母符号含义
第 1 章　移动性（交通）：发展条件、要求和愿景 …… 1
1.1　发展条件 …… 1
1.2　发展要求 …… 12
1.3　能量管理的研发愿景（路径） … 22
第 2 章　热动力驱动 …… 30
2.1　热力学过程——可实现性与局限性 …… 30
2.2　四冲程活塞式发动机——应用潜力与发展趋势 …… 46
2.2.1　发动机过程的匹配与优化 … 46
2.2.2　汽油机和柴油机的工作过程趋同 …… 110
2.3　可供选用的热机 …… 116
2.3.1　二冲程发动机 …… 116
2.3.2　汪克尔发动机 …… 126
2.3.3　流体机械（燃气轮机） …… 129
2.3.4　斯特林发动机 …… 135
第 3 章　替代燃料 …… 139
3.1　能量载体（能源）：资源、潜力和特性 …… 139
3.2　天然气 …… 146
3.3　石油气 …… 156
3.4　醇类燃料：甲醇和乙醇 …… 158
3.5　氢气 …… 176
3.6　植物油 …… 185
3.7　二甲醚 …… 190
3.8　合成燃料 …… 192
第 4 章　电驱动 …… 196
4.1　电动汽车 …… 196
4.2　电动机 …… 198
4.3　电能储存器：电池 …… 203
4.4　车载发电装置：燃料电池 …… 205
4.5　电驱动汽车 …… 223
第 5 章　动力系统、能量载体、能量转换器和能量储存器的组合 … 230
5.1　动力结构 …… 230
5.2　热机作为发电装置的电驱动（串联式混合动力） …… 232
5.3　通过内燃机和/或电动机的驱动（并联式和混联式混合动力） … 252
5.3.1　混合度分级 …… 252
5.3.2　内燃机 - 行星齿轮 - 电动机组合的并联式全混类动力（丰田 Prius，本田 Insight） …… 254
5.3.3　内燃机 - 行星齿轮 - 电动机组合加配后驱电动机的并联式全混类动力（雷克萨斯 RX 400h 车） …… 260
5.3.4　内燃机 - 电动机同轴全混类动力（保时捷） …… 261
5.3.5　内燃机 - 双电动机同轴全混类动力（戴姆勒） …… 264
5.3.6　双模混合动力（即电动机集成于内燃机变速器之中的全混类动力）（宝马 - 戴姆勒 - 通用） …… 265
5.3.7　无机械连接的内燃机 - 电动机分轴混合动力（标致） …… 271
5.3.8　并联式和混联式混合动力驱动系统信息汇总 …… 273
第 6 章　作为复杂系统的汽车能量管理 …… 285
参考文献 …… 296

第1章　移动性（交通）：发展条件、要求和愿景

1.1　发展条件

2011年10月的数据显示，全球人口为70亿，车辆保有量约为10亿辆。地球上大部分人口居住在城市，这也导致了人口超过一千万的超大城市数骤增。图1是目前全球超大城市分布的示意图。

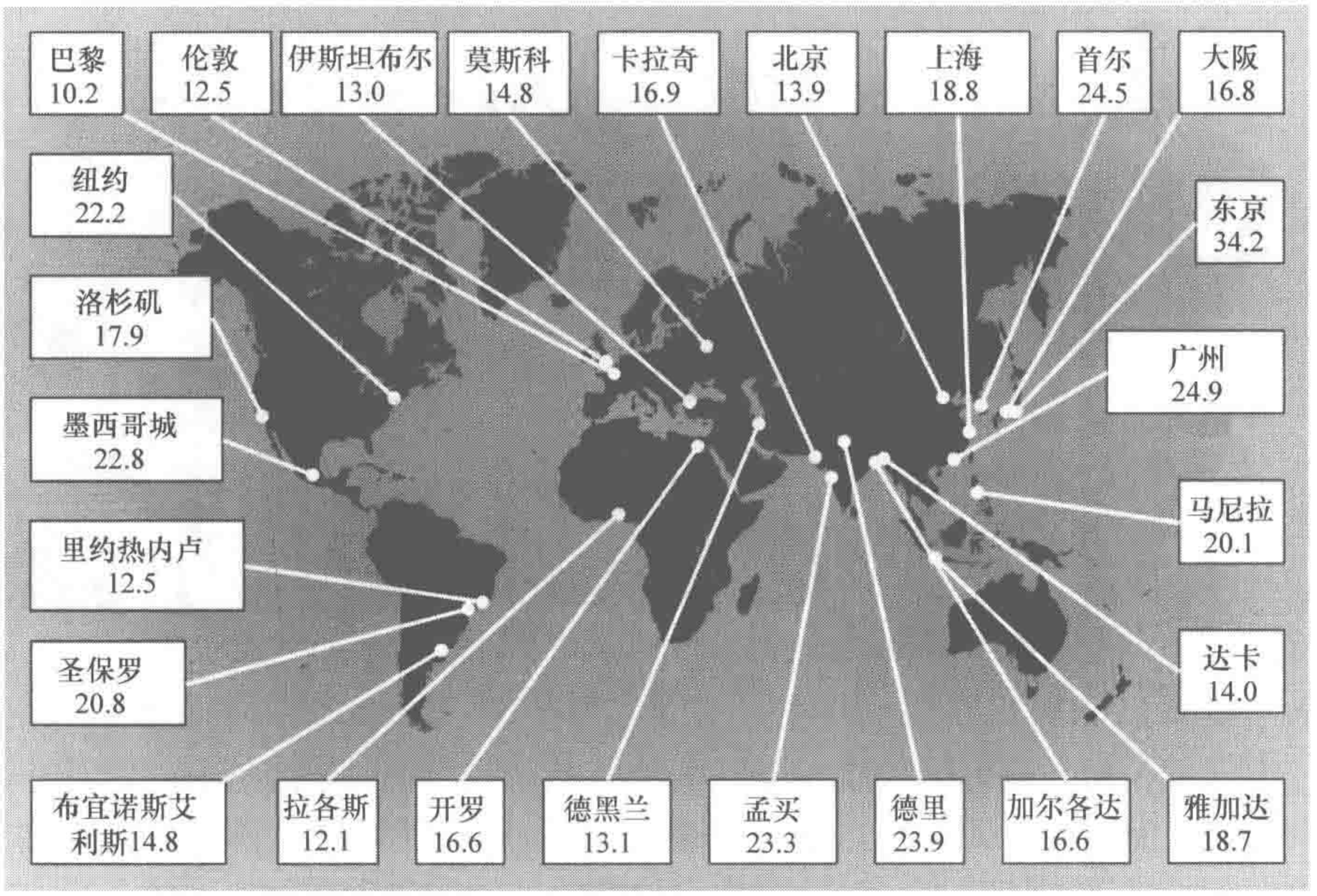
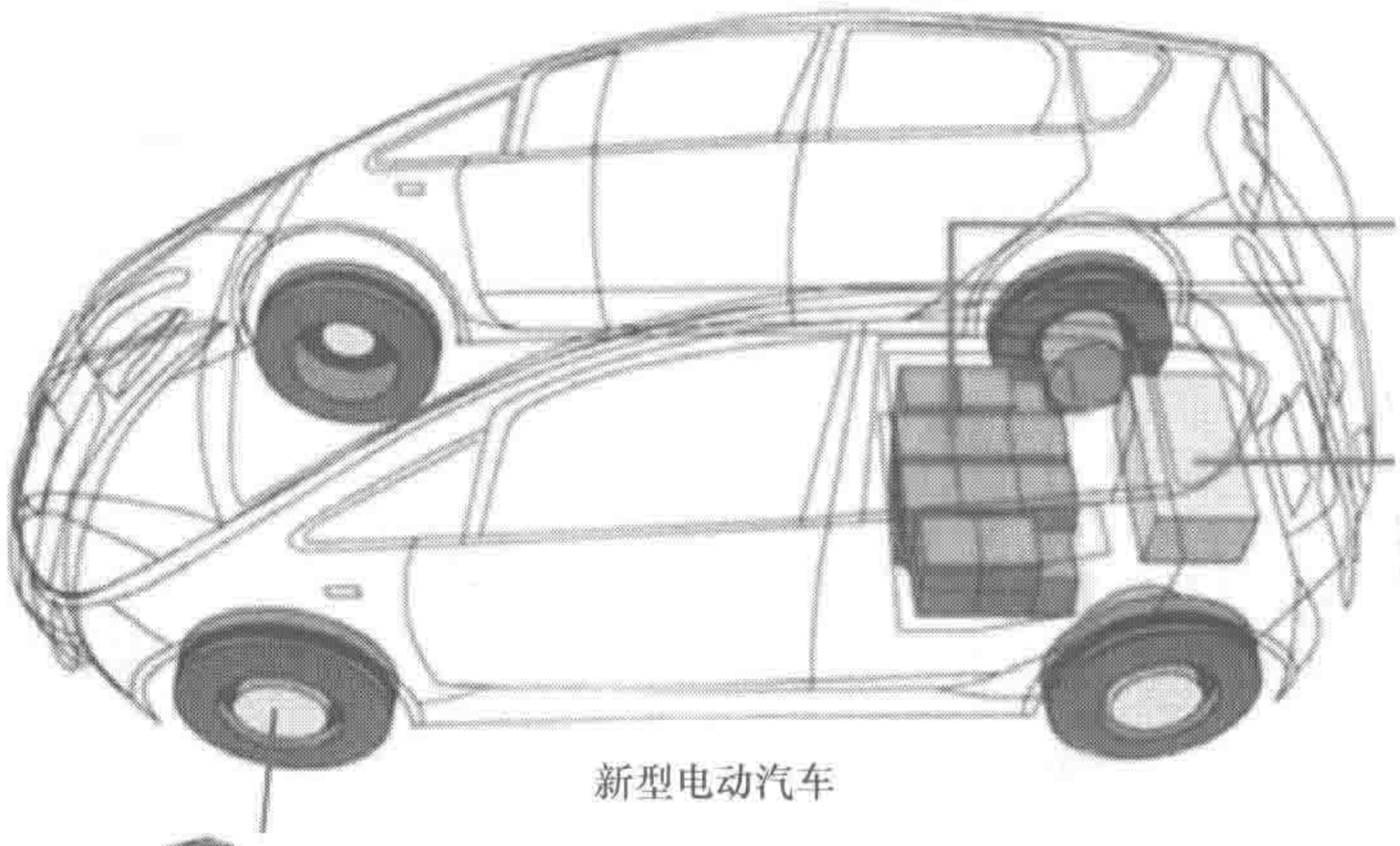


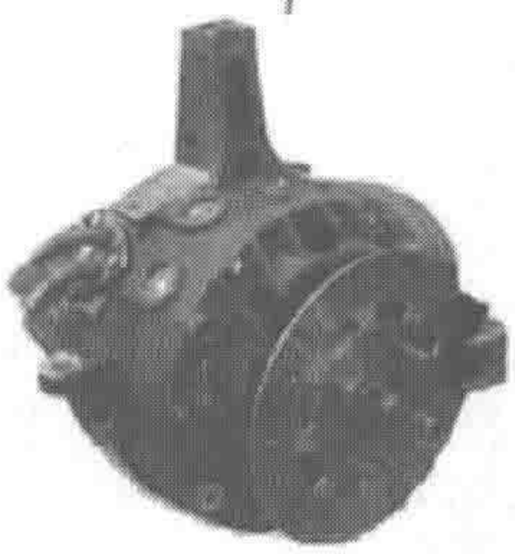
图1　全球超大城市分布示意图（其中单位为［百万人口］）

与城市人口集中分布相关的交通需求（移动性）导致了城市无法承受的交通密度和发动机废气排放物（如二氧化碳、有害物质、微粒和噪声等）浓度增加。因其结构紧凑、噪声小和局部零排放等特征，电动交通工具是未来交通发展远景中的一种理想的可选方案。驱动电机与车轮集成一体（如图2所示），是目

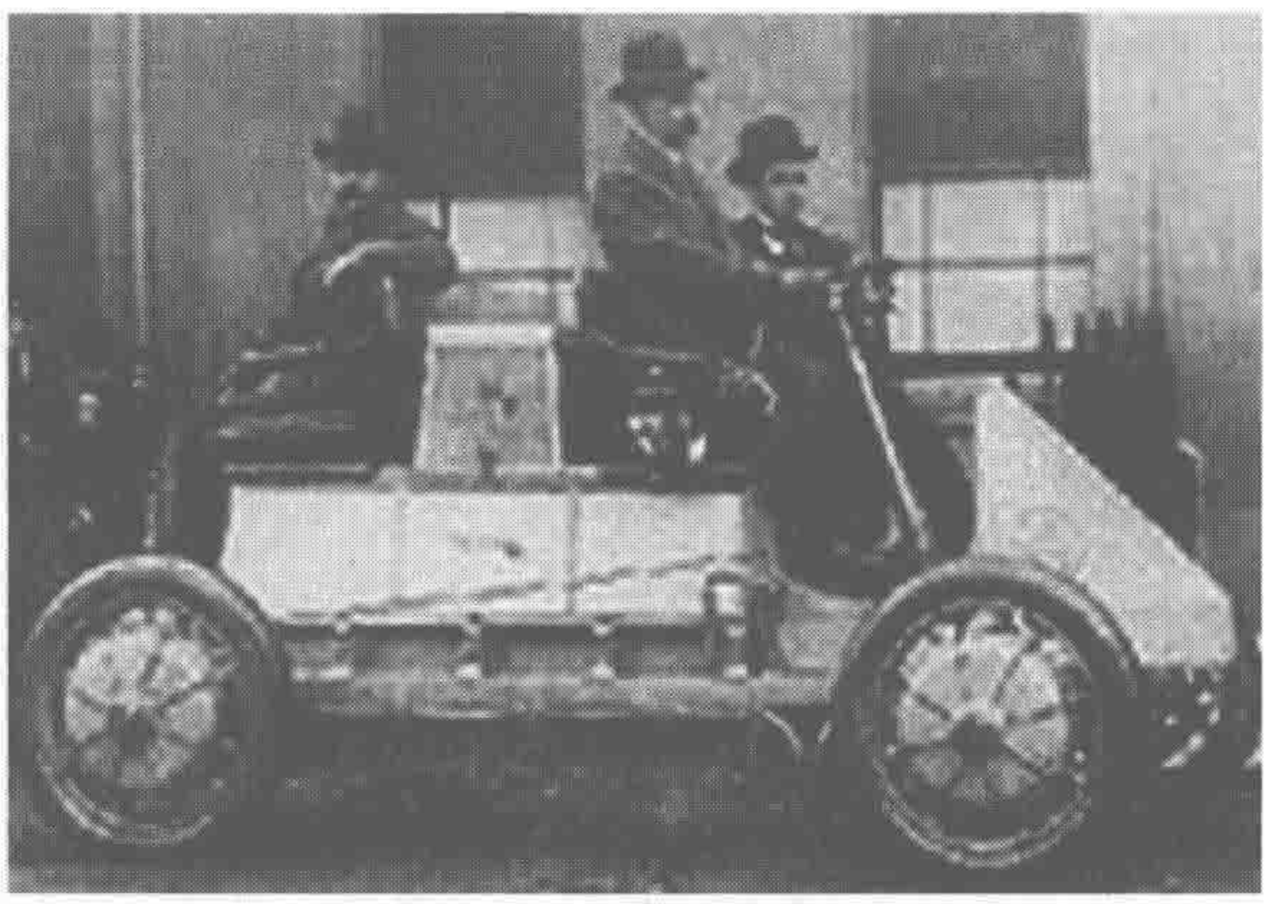
前电动汽车样车流行的技术方案。早在 1899 年，德国工程师 Ferdinand Porsche 就在他开发的电动车上实现了这种轮毂电机驱动技术。因为轮毂电机驱动技术的应用，未来汽车的行驶运动学特性和与之相关的城市交通系统很可能发生革命性的变化。



新型电动汽车



与车轮集成
一体的电机



Lohner Porsche电动汽车(1899)

图 2　带轮毂电机的电动汽车

单独一个与轮毂电机集成一体的车轮可以看做是一个智能机器人，其方向自由度几乎不受限制。四轮独立驱动/转向的电动车可以实现全新的运动形式，如侧向停车、绕轴旋转和具有自适应能力的四轮转向的弯道行驶，如图 3 所示。

电驱动面临的基本问题是车载电能的充足可用性（电能量密度）和来源。为此，全球范围内各国正在大力开展与车载电能存储器（如电池和超级电容）或者车载氢能转换装置（如燃料电池）相关的电驱动技术研发工作。与汽油或柴油相比，电池和氢瓶的能量密度（单位：W · h/kg）在数量级上要少许多，同时其系统的复杂性高、可靠性低，这些因素一方面导致车辆续驶里程短，另一方面也使得能量存储器的成本、重量和体积居高不下。电动汽车上要存储

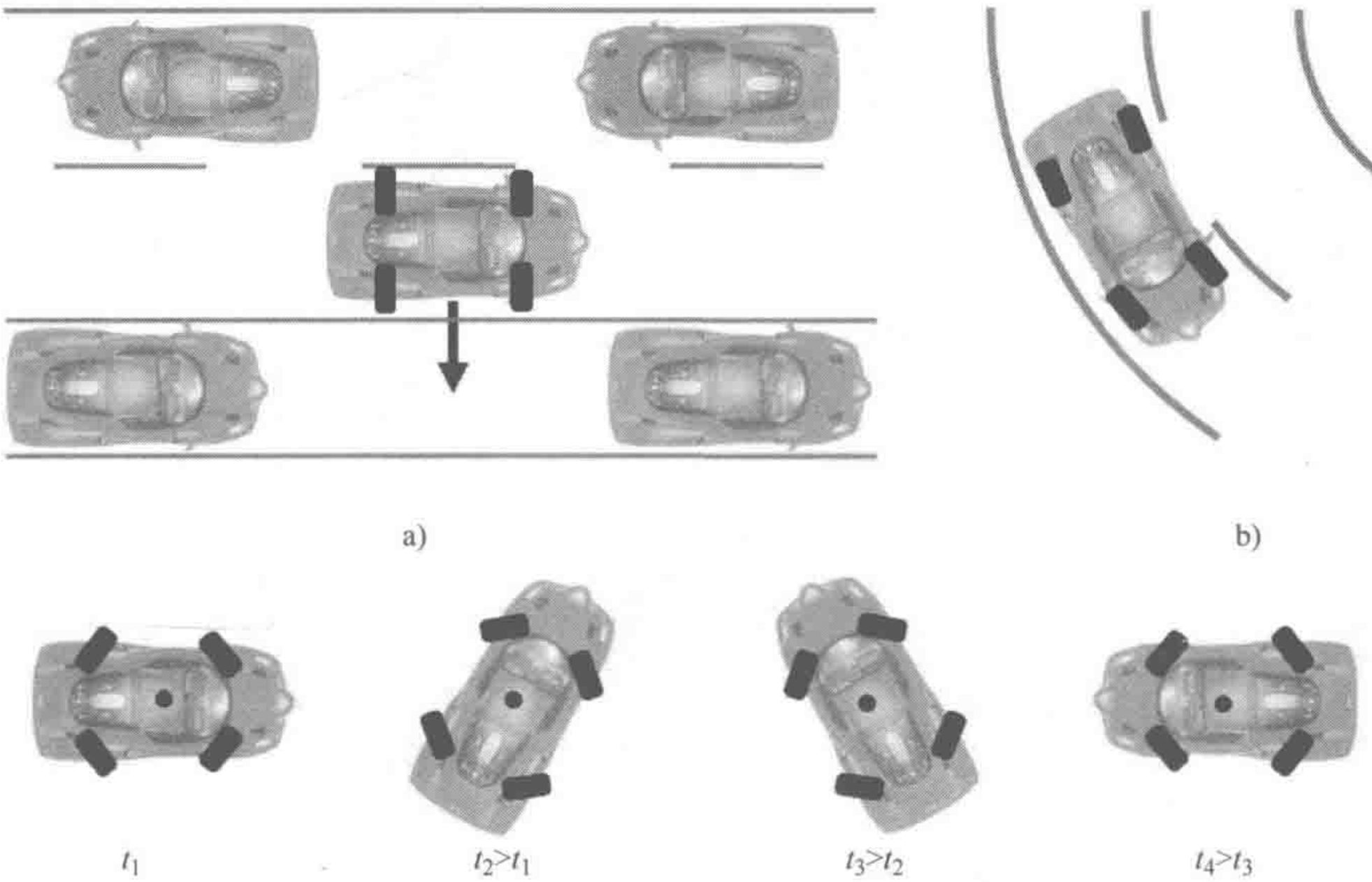


图3　带智能驱动轮的电动车可实现的行驶自由度：
a）侧向停车　b）具有自适应能力的四轮转向的弯道行驶　c）绕轴旋转

10kW·h的电能，即使采用最先进的锂电池其重量也必须大于100kg。同样存储10kW·h的能量，柴油的重量仅需0.84kg，所占体积只有1.005L。这两种存储技术涉及的能量密度有百倍之差，仅仅通过技术进步的手段去消除如此大的差别，可能性甚微。另外，车载储电或储氢技术方案解决不了二氧化碳排放问题，充其量只是实现了二氧化碳排放的转移。全球消耗的电能大部分来源于火力发电厂，氢气由天然气加工生产获取，无论是发电还是制氢过程在生产现场（当地）都会产生二氧化碳排放。

图4（见彩插）描述了2011年代表性国家和全球生产电能的主要能量载体的比例。挪威电能的98.5%来源于自然水力资源，这是一种理想的发电模式，但只可能在合适的地理环境条件下实现。中国电能的78%由煤获取，德国目前约为43%（关闭核电站后这个比例将会有所提高），美国和俄罗斯的比例介于中国和德国之间。鉴于进口天然气较为经济，意大利和英国以天然气发电为主。法国是德国的邻国，其发电以核能为主，比例高达76.5%，它是世界上核能发电比例最高的国家。从全球看，天然气发电、水力发电和核能发电占总发电的平均比例约为15%~20%，而煤炭作为主要能量载体用于发电（火力发电）的比例保持在40%左右。

交通工具的理想愿景（或理想技术路径）与电驱动技术密切相关，这使得人们越来越多地关注以动力为核心的整车结构设计，并且设法优化与动力单元相

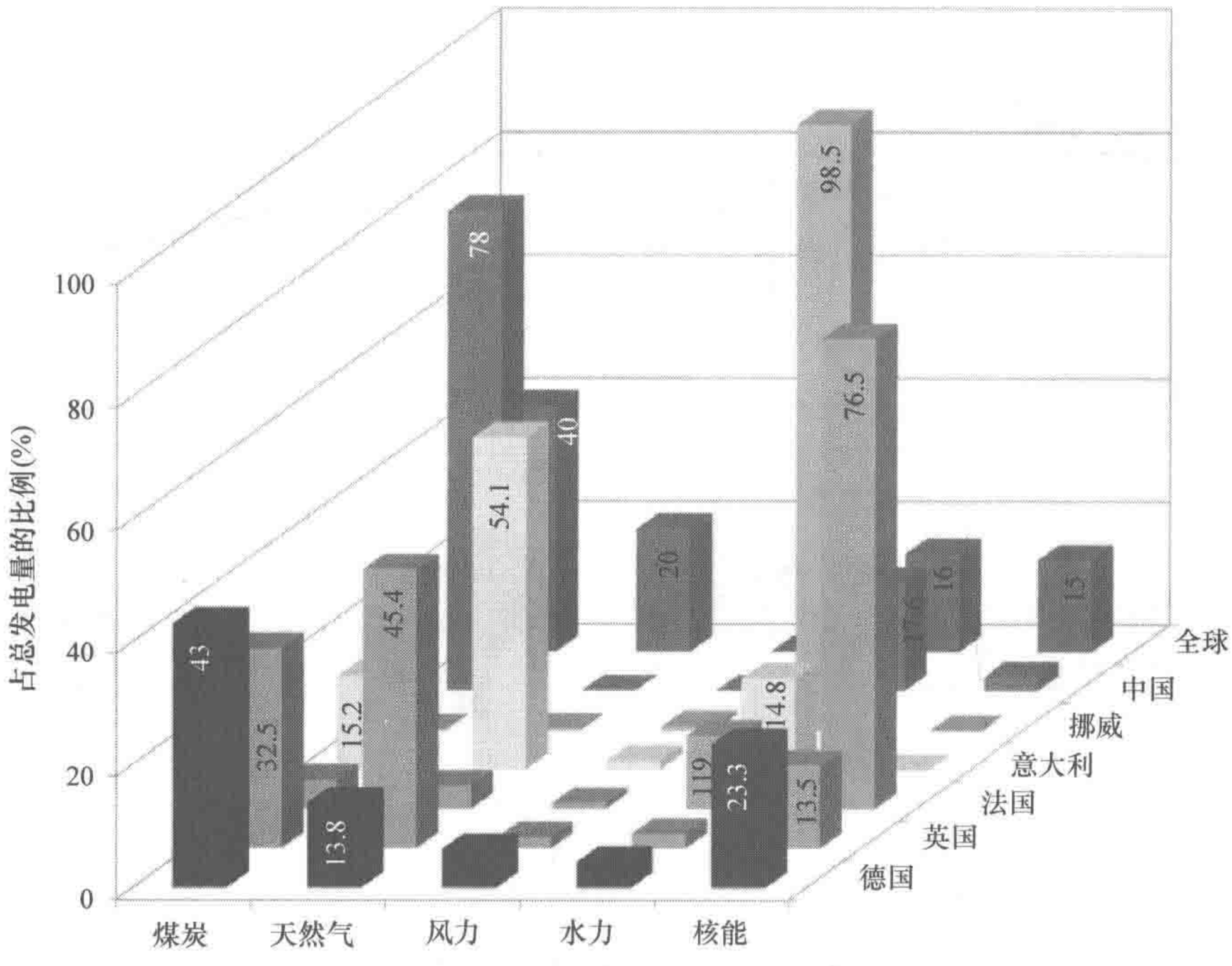


图4　世界电能主要能量载体比例

关的其他零部件。由于车载可存储或可转化的电能较少，整车结构的优化目标顺理成章地设定为“小型化、轻量化和紧凑化”。图5描述了相关概念。

质量 × 加速度 = 力

力 × 距离 = 做功（能量）

能量 = 功率 × 持续时间

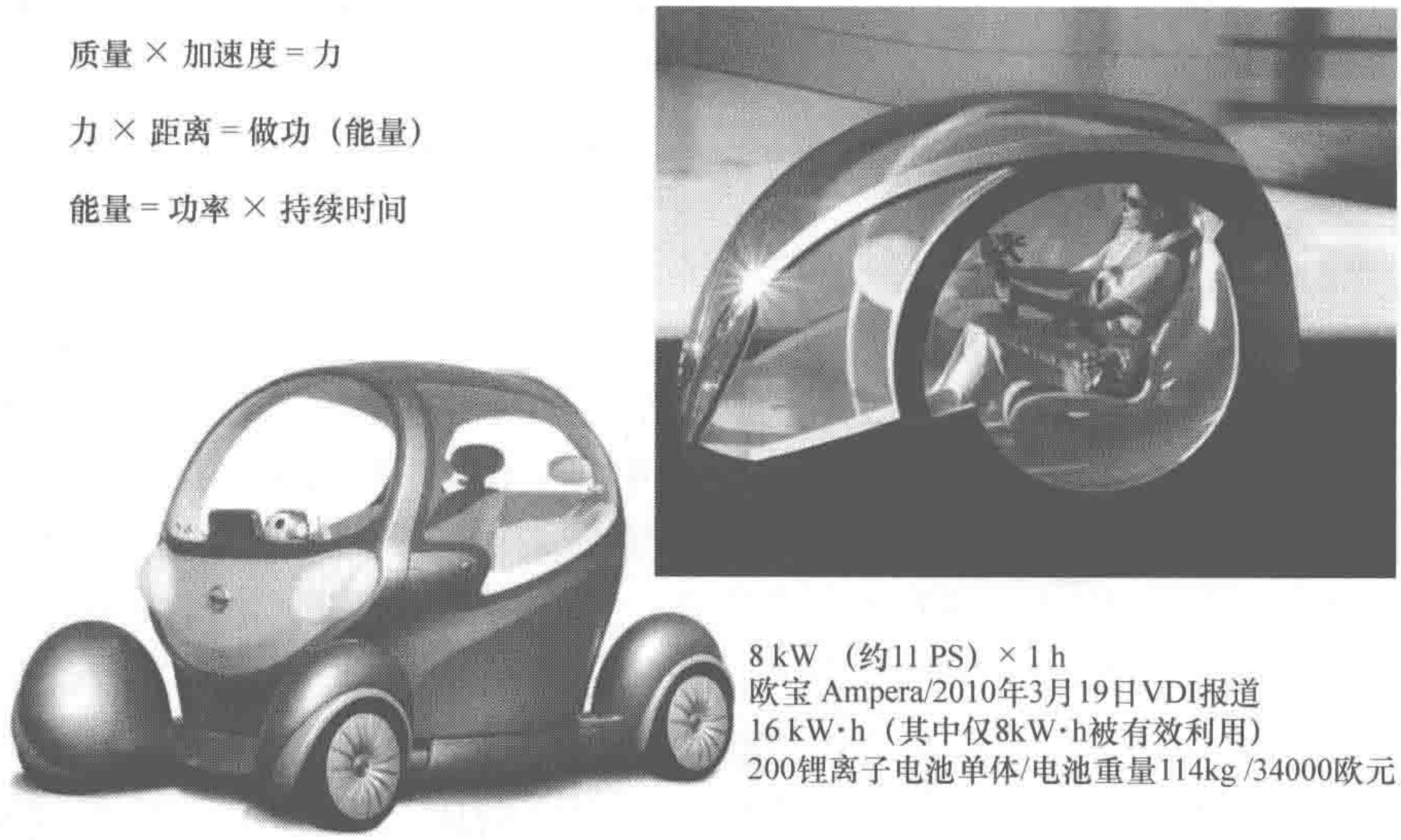


图5　电动汽车：整车质量与储存能量之间的关系

电动汽车因其动力电池质量 m_{BATT}(kg)较大，存储能量 E(kW · h)较少，要满足目标续驶里程数 s(km)，一方面必须减小整车质量 m(kg)，另一方面必须

降低加速度 $a(m/s^2)$。但是，减小整车质量将降低车辆的安全性和舒适性，而降低加速度又会对交通通畅性产生负面影响。

即使电动汽车实现了“小型化、轻量化和紧凑化”，由于动力电池重量和体积的限制，电动汽车的续驶里程数依然远远达不到目标要求，这种状态估计将延续十几年。虽然统计数据显示，电动汽车每天需要行驶的距离不长，但是，其续驶里程数这个短板会影响市场对电动汽车的接受程度。电动汽车内室的制热/制冷（空调）仍然是一个未解的问题，当环境与内室的温差达30℃（如 -10℃/+20℃）时，即使一辆十分紧凑的电动汽车，其加热所需的电功率也至少为4kW。按目前市场上电动汽车常用的车载锂电池参数进行估算，电动汽车行驶1h因制热消耗的电能几乎占了锂电池储存电能的30%～50%（见第4章）。为了解决这个问题，动力电池供电的电动汽车甚至会配置一个每小时耗油0.7L的汽油加热器！电动汽车采用这种组合能耗，只能是一种权宜之计。为了减少碳氢化合物的排放，大众公司提供了一种很好的可能性：2013年拟批量推出的一款100km耗油1L的柴油发动机汽车，这是小型轿车轻量化的一个建设性解决方案。

一辆现代化的汽车（如图6所示）除了动力性外还必须满足主动/被动安全性、舒适性和通信的要求。

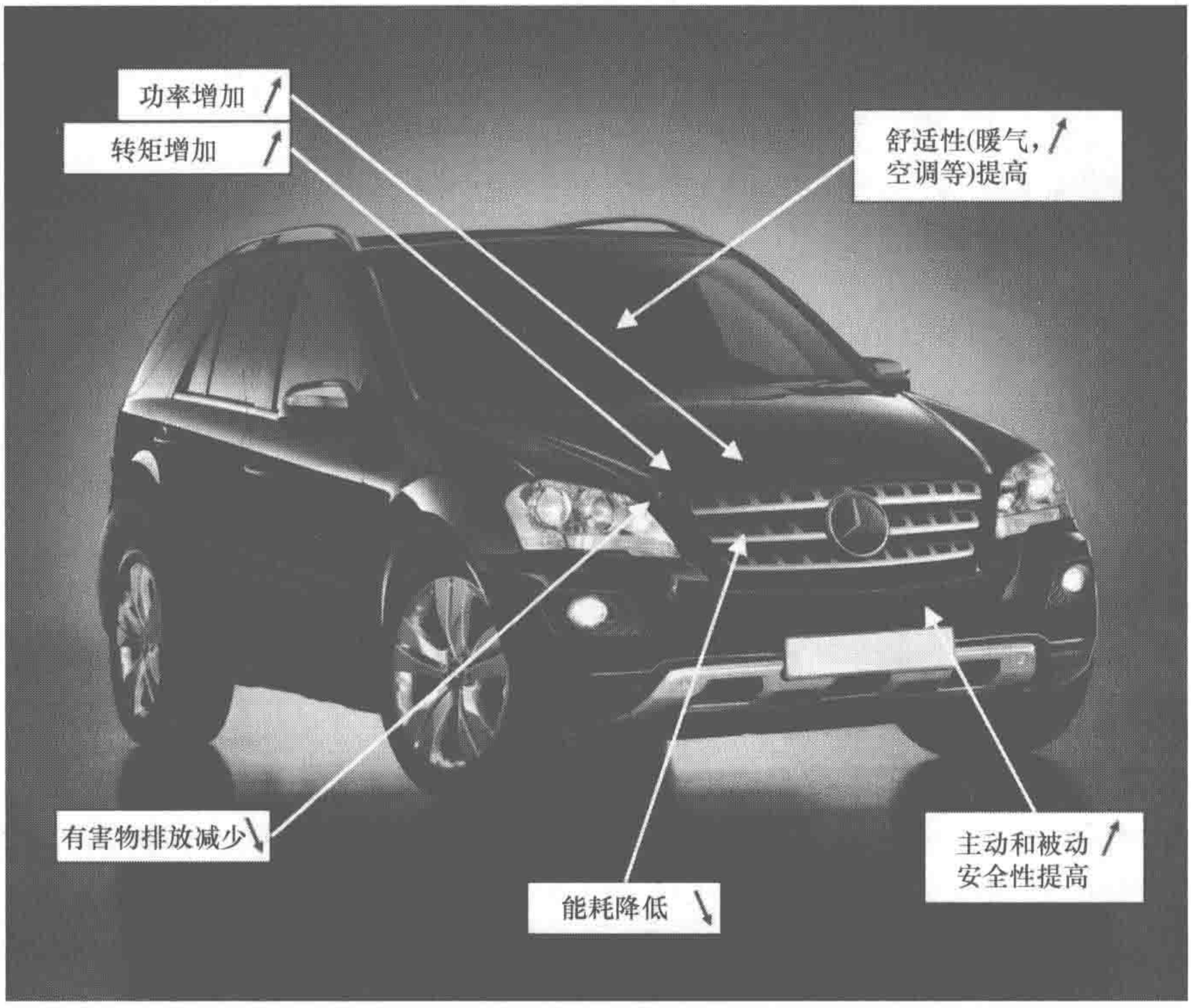


图6　电动汽车的主要性能要求

自然、经济、技术和社会环境条件不同，市场上出现的汽车和用户需求也就不同。统一的动力系统和统一的车型是乌托邦的幻想。未来汽车市场将是一个模块化的多元市场，有紧凑型轿车至豪华型轿车的多种系列，有在印度出现的价廉的皮卡车，也有在柏林和伦敦零排放区域的豪华型电动汽车，有运动型多功能车（SUV）、高级轿车（Limousine）、双门跑车（Coupé）和敞篷轿车（Cabriolet）。

如图7所示，在不同的地理、经济或生态条件下，用于野外、人口密集市区和家庭出行的车辆类型（从最简单的小皮卡至家庭组合汽车）也不同。要求个人交通出行仅有一种统一的模式，这是一种不现实的想法。豪华型轿车、中档轿车和价廉的其他机动车辆将会一如既往地分布在不同的住宅区。另外，个人喜好也是一个决定性的因素，因生理或心理原因导致的主观喜好相异，或纯粹的客观喜好相异，用户可能会选择运动型多功能车、高级轿车、双门跑车或敞篷轿车。尽管SUV的越野性能与其外观并无太大关联，2000年至2010年全球SUV市场份额从9.55%增长至13.5%。2010年估计卖出了1600万辆SUV，这是2020年预估乘用车总量的15%。高级轿车和豪华型轿车在2010年的市场份额中占的比例近10%。



图7　当前和未来汽车的多样化

所有类型的车辆都有对功率和转矩的指标要求，所以，引入一种以功率区分汽车类型的判据也是合理的。

功率和转矩是汽车涉及的性能指标，但是，降低油耗和减少有害物质排放也很重要。对主动/被动安全性、舒适性和通信要求的日益提高，使得汽车的动力

系统也要与这些要求相适应。从下面的一个例子中可以看出上述因素之间的关系。1983 年大众公司的 Golf II 型轿车，其车重 790kg，功率 70PS（1PS = 0.735kW），柴油耗油 5.5L/100km。最新款 Golf 配置了防抱死系统（ABS）、电子稳定程序（ESP）和安全气囊，车重达 1314kg，比 Golf II 足足重了 524kg! 但是，这款 Golf 车的功率提高至 105PS，而其柴油油耗却降至 4.5L/100km!

借助于统一的电控平台对车辆各功能模块进行复杂的管理，是汽车研发的一个明显趋势，其中动力系统的管理尤为重要。统一的电控平台有利于整合研发资源和提高研发效率，能迅速将目前已作为车辆动力的燃油发动机和电机的研发能力转化为实际产品。

随着对移动性（交通）和车辆性能的要求不断提高，世界上大部分国家也引入了日益严格的有害气体排放法规、标准，如在美国引入的低排放车辆 LEV（Low Emission Vehicles）、超低排放车辆 ULEV（Ultra Low Emission Vehicles）和极低排放车辆 SULEV（Super Ultra Low Emission Vehicles）等标准，在欧洲引入的 EU1 至 EU5 标准，如表 1 和表 2 所示。过去三十年在活塞式内燃机取得了卓有成效的研发成果，很大程度上减少了有害气体排放，如碳氢化合物（HC）和氮氧化合物（NO_x）排放减少了 86%，一氧化碳（CO）排放减少了 84%，而柴油发动机的微小颗粒排放减少了 97%。但是，要达到既定的减排目标，任重而道远，还要采取更严格的措施。

表 1　燃油发动机有害气体排放的欧洲标准

（来源：欧标 91/441/EWG，94/12/EC，98/69/EC，2002/80/EC，2007/715/EC）

废气排放标准生效日期	CO /(g/km)		$HC + NO_x$ /(g/km)		微粒 /(g/km)	
	汽油机	柴油机	汽油机	柴油机	汽油机	柴油机
Euro1 1992.1.7	3.16	3.16	1.13	1.13	—	0.18
Euro2 1997.1.7	2.2	1	0.5	0.7 (0.9*)	—	0.08 (0.1*)
Euro3 2000.1.4	2.3	0.64	0.2 + 0.15	0.56 (x + 0.5)	—	0.05
Euro4 2005.1.4	1	0.5	0.1 + 0.08	0.3 (x + 0.25)	—	0.025
Euro5 2009.1.9	1	0.5	0.1 + 0.06	0.23 (x + 0.18)	0.005*	0.005
Euro6 2014.1.9	1	0.5	0.1 + 0.06	0.17 (x + 0.08)	0.0045*	0.0045

* 适用于直喷发动机

表 2　同时考虑行驶公里数的燃油发动机有害气体排放的美国标准

（来源：Environmental Pollution Agency，Air Resources Board of California）

废气排放标准 USA *	行驶里程 [km]/[a]	CO /(g/km)	HCHO /(g/km)	NO_x /(g/km)	微粒 /(g/km)	NMOG /(g/km)
LEV Ⅱ	80467/5	2.113	0.009	0.031	—	0.047
	160934/10	2.610	0.011	0.043	—	0.025
ULEV Ⅱ	80467/5	1.056	0.005	0.031	—	0.025
	160934/10	1.305	0.007	0.043	0.006	0.034
SULEV Ⅱ	80467/5	—	—	—	—	—
	160934/10	0.621	0.002	0.012	0.006	0.006

* 限值与工作循环无关（汽油机/柴油机）

HCHO – 甲醛。

NMOG – 非甲烷有机气体。

工业二氧化碳排放对环境气候变化产生日益增加的影响，这也要求引入相关的减排措施。所以，欧洲汽车制造商协会自发承诺，至 2008 年每个制造企业将其生产的所有车辆发生的平均二氧化碳排放降至 140gCO_2/km。随后，出台了减至 130gCO_2/km 的法规。欧盟也制定了二氧化碳减排目标，由 2012 年的 120gCO_2/km 逐渐过渡到 2020 年的 95gCO_2/km。2050 年全球环境气候升温幅度必须低于 2℃，八个主要工业国家（G8）一致同意将 2050 年款轿车的二氧化碳排放降至 20gCO_2/km。汽车的二氧化碳排放与耗油量是成一定比例的。但是，以活塞式内燃机理想燃烧过程为例，碳氢化合物（如汽油）和空气中的氧气完全燃烧，仅生成二氧化碳和水，不生成一氧化碳或无残留未燃烧的碳氢化合物，耗油 0.88L/100km，相当于排放二氧化碳 20gCO_2/km。

普通汽油分子结构决定了如下关系：碳质量比 $c = 0.847\text{kgC/kg}$ 汽油，氢质量比 $h = 0.153\text{kgH/kg}$ 汽油。根据完全燃烧的化学反应计量系数[1]可得：

$$\frac{c}{12}\mathrm{C} + \frac{c}{12}\mathrm{O_2} \rightarrow \frac{c}{12}\mathrm{CO_2}$$

$$\frac{h}{2}\mathrm{H_2} + \frac{h}{4}\mathrm{O_2} \rightarrow \frac{h}{2}\mathrm{H_2O}$$

上式中碳质量比 c 和氢质量比 h 分别除以各自的摩尔质量 12kgC/kmolC 和 2kgH/kmolH，得到对应的摩尔数 c/12kmolC/kg 汽油和 h/2kmolH/kg 汽油，这样才能建立微观级的化学反应平衡方程。

从质量比例看，燃烧后的其他有害物质 CO、C_mH_n和 NO_x的总量小于废气总量的 2%，实际上是可以忽略不计的。但是，为了分析这些物质的危害作用，精确测量 CO、C_mH_n和 NO_x在废气中的比例又是十分重要的。考虑耗油量和二氧化碳排放之间关系，根据以下的化学平衡方程式可以计算出如下废气排放量：

$$CO_2:\frac{0.847}{12}\times(1\times12+2\times16)=3.1$$

$$\left[\frac{\text{kmol } CO_2}{\text{kg 汽油}}\right]\qquad\left[\frac{\text{kg } CO_2}{\text{kmol } CO_2}\right]\quad\left[\frac{\text{kg } CO_2}{\text{kg 汽油}}\right]$$

（CO_2 摩尔质量）

$$H_2O:\frac{0.153}{2}\cdot(2\cdot1+1\cdot16)=1.38$$

$$\left[\frac{\text{kmol}H_2O}{\text{kg 汽油}}\right]\qquad\left[\frac{\text{kg}H_2O}{\text{kmol}H_2O}\right]\quad\left[\frac{\text{kg}H_2O}{\text{kg 汽油}}\right]$$

（H_2O 摩尔质量）

根据化学反应计量系数，燃烧反应所需要的空气量为：

$$\left(\frac{L}{K}\right)_{st}=4.31\ (2.664c+7.937h)$$

考虑到空气中的氧气含量和化学反应平衡所必需的氧气量，可以得到如下结果：

$$\left(\frac{L}{K}\right)_{st}=14.96\left[\frac{\text{kg 空气}}{\text{kg 汽油}}\right]$$

燃烧反应仅需要来自空气中的氧气，忽略氮气对形成氮氧化物的贡献，氮氧化物在燃烧产物中的体积分数仅 1×10^{-6}范围内，所以每千克汽油燃烧涉及的氮气量为：

$$N_2=0.768\left(\frac{L}{K}\right)_{st}=11.48\left[\frac{\text{kg 氮气}}{\text{kg 汽油}}\right]$$

由此，得到 1kg 汽油燃烧前后各成分的质量守恒关系，见下表：

汽油：	1	[kg]	CO_2：	3.1	[kg]
空气：	14.96	[kg]	H_2O：	1.38	[kg]
			N_2：	11.48	[kg]
	15.96	[kg]		15.96	[kg]

按照汽油密度为0.736kg/L来计算，每燃烧1L汽油所产生的CO_2排放量为：

$$3.1 \times 0.736 = 2.28$$

$$\left[\frac{kgCO_2}{kg\ 汽油}\right]\left[\frac{kg\ 汽油}{升汽油}\right]\left[\frac{kgCO_2}{升汽油}\right]$$

从5.7L/100km或者0.057L/km的路段油耗值，可以得到如下结果：

$$2.28 \times 0.057 = 0.13 \rightarrow 130$$

$$\left[\frac{kgCO_2}{升汽油}\right]\left[\frac{升汽油}{km}\right]\left[\frac{kg\ CO_2}{km}\right]\left[\frac{gCO_2}{km}\right]$$

油耗为12L汽油/100km或者说排放为274gCO_2/km的、3L排量以上的轿车在市场上的销售情况很好，在不久的将来（约2020年）其销售量有可能是目前轿车销售量的两倍。但是，以碳氢化合物作为燃料的能量转换过程必须被弃用，无论是内燃机的燃料或是电动机所用的来自火力发电厂的电能，其原料若仍然为碳氢化合物，轿车2020年95gCO_2/km的二氧化碳排放目标就很难达成。针对一台固定工况下运行的发动机设定二氧化碳排放量的上限，这样做毫无疑问是有意义的，但是，对一辆在各种路况下行驶的汽车给出相应的上限，要考虑的因素就相当复杂。下面给出两个值得一提的具体例子。

- 新欧洲行驶工况由某一特定的行驶工况构成，如图8所示。这个循环工况基于统计数据产生，然而，该循环工况只对应于汽油机特性曲线或者柴油机特性曲线的中低转矩或者低转速范围，不在最小燃料消耗或者最大转矩的工况区域。在台架上按给定的测试条件去匹配油耗和二氧化碳排放量，这项工作相对容易，然而这会对其他工况区域内的性能指标产生不利影响。新欧洲循环工况对所有车辆级别和类型具有多大程度的代表性，将会是未来研究分析的课题。

- 另一方面，统计分析显示，一辆豪华汽车平均每年行驶大约8000km，而一辆家用高级轿车每年行驶大约30000km。豪华汽车拥有更高的驱动功率，其对应的二氧化碳排放较高，其中在行驶的部分载荷范围内功率与排放两者之间的关系因特性参数不同而不同。然而，每年二氧化碳排放的绝对量若按该车当年排放量（g/km）（其值与负载相关）与总行驶公里数相乘计算，豪华汽车的年总排放量一般却小于家用高级轿车。

功率和转矩之间以及有害气体排放和油耗之间的矛盾和挑战促使人们寻找新的动力驱动解决方案。图9总结了汽车动力驱动系统发展的条件。

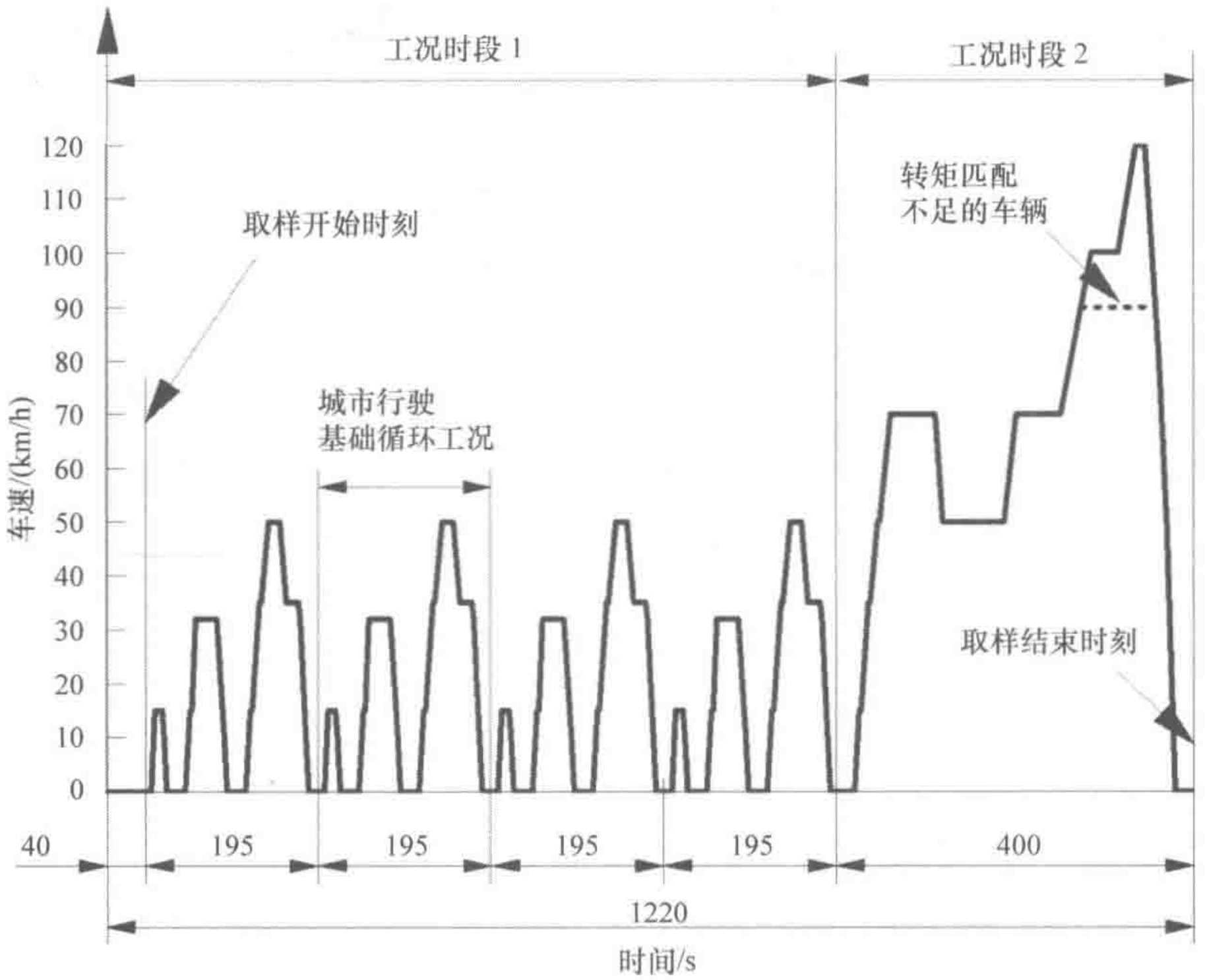


图 8　新欧洲行驶工况（NEFZ，来源：欧标/91/441/EWG）

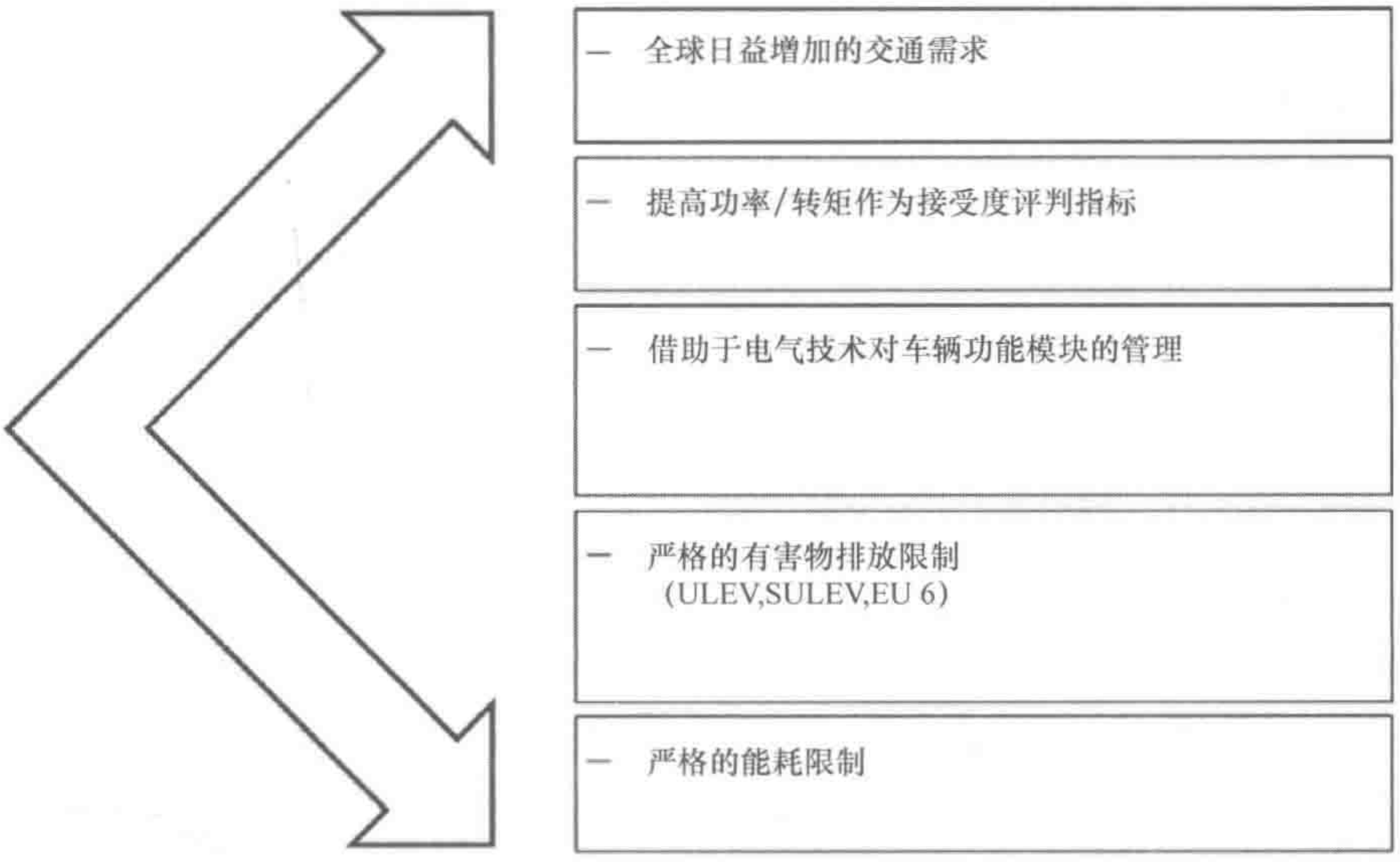


图 9　汽车动力驱动系统发展的条件

1.2 发展要求

汽车制造商的大量研发方案都各有其优缺点和局限性。基于汽油发动机的混合动力在美国或日本有较好的市场接受度，但是与现代柴油发动机相比，这类混合动力方案在新欧洲汽车循环工况测试中没有优势，在高速公路行驶的性能表现甚至处于劣势。因柴油发动机和电动机的转矩特性相似，基于柴油发动机的混合动力本身没有改进之处。柴油发动机采用双增压，即配置电机驱动和涡轮增压器的压缩机，在技术和经济性两方面显得更有优势。对于在城市中心区域行驶的汽车，额外配置一个小的驱动电机，可以实现零排放行驶。

氢燃料电池目前正经历一个真正意义上的技术研发热潮。在活塞发动机或者转子发动机中燃烧氢气依然是一个具有现实意义的课题，如同燃烧乙醇、植物油和液化石油气一样。

当前汽车的发展绝不是方向不定、无所适从，而是这样的趋势越来越明显，即车辆动力或车载能量管理从技术和经济性两方面适应未来车辆多样化发展。

针对这种趋势的动力驱动系统研发，通常必须考虑以下三方面的评判要求：

- 拟用能量载体的实际可用性。
- 每一种能量转换过程的生态影响。
- 能量转换的技术可实现性，具体表现为技术复杂度、尺寸、重量、价格、安全性或者必要的基础设施。

能源实际可用性

移动性（交通）是近百年来衡量社会文明发展程度的一个重要尺度。技术进步推动交通工具的发展，如同一直以来推动工艺过程、经济结构和政治的发展一样。2012 年到 2015 年间，世界范围内的汽车生产量持续增长，从每年 5700 万辆增加到之后的每年 7600 万辆（来源：汽车产业联盟报告）。这意味着，大约每年的行业产值从 6450 亿增长到 9030 亿欧元，其中汽车整车制造商（OEM）在产值中所占比例由 35% 降至 23%，零配件商、模块或系统供应商和服务提供商所占比例大幅提升。

根据 2002 年 NAFTA（北美自由贸易协定）的数据，北美经济在汽车行业产值上仍稍多于欧洲，即美国 2271 亿欧元，欧洲 2040 亿欧元和日本 1154 亿欧元。对 2015 年的预测表明了交通发展对经济和政治结构的影响：欧洲将增长 56%，美国增长 17%，也就是说欧洲大约为 3181 亿欧元而北美是 2666 亿欧元。日本预计将增长 11%。汽车行业产值结构性变化、百分比增长最大的市场分别为中国（增加 260%）、南美洲（增加 109%）和印度（增加 328%）（数据来自德国汽

车工业协会）。

零配件商、模块或系统供应商和服务提供商在行业产值所占比例的增长，显而易见地说明了汽车工业的技术和工艺发展对其他产品的大范围影响；另一方面，汽车产业每创造一个工作岗位，其相关行业将至少诞生三个工作岗位。

汽车行业不断加大的研发投入是汽车工业更进一步发展的推动力。德国汽车工业对研发的投入费用远超德国研发总投入的30%（德国研发总投入为615亿欧元，占德国2010年国内生产总值的2.46%），是国家对所有研发领域投入的三倍多。

其他行业如机械、化学工业、电子产业、数据处理和光学产业对各自研发投入的总和才相当于一个汽车产业对研发的投入。

德国的研发优先级与结构层次反映了其在世界范围内的研发潜力。根据德国汽车工业协会发布的数据，2002年世界范围内申请的专利中36%来自德国，19%来自日本，17%来自美国，8%来自法国，剩下的20%来自世界其他国家。

在不断增强的国际化趋势下，工业生产不可避免向低工资区域转移。只有具备创造与创新潜力的国家，才能增强出口竞争力，保障持续的就业水平。

经济发展趋势对能源需求的影响是显著的。如图10所示，地球上个人平均消耗的能源为21600kJ/h·人，这相当于持续的人均消耗功率6kW/人，这个功

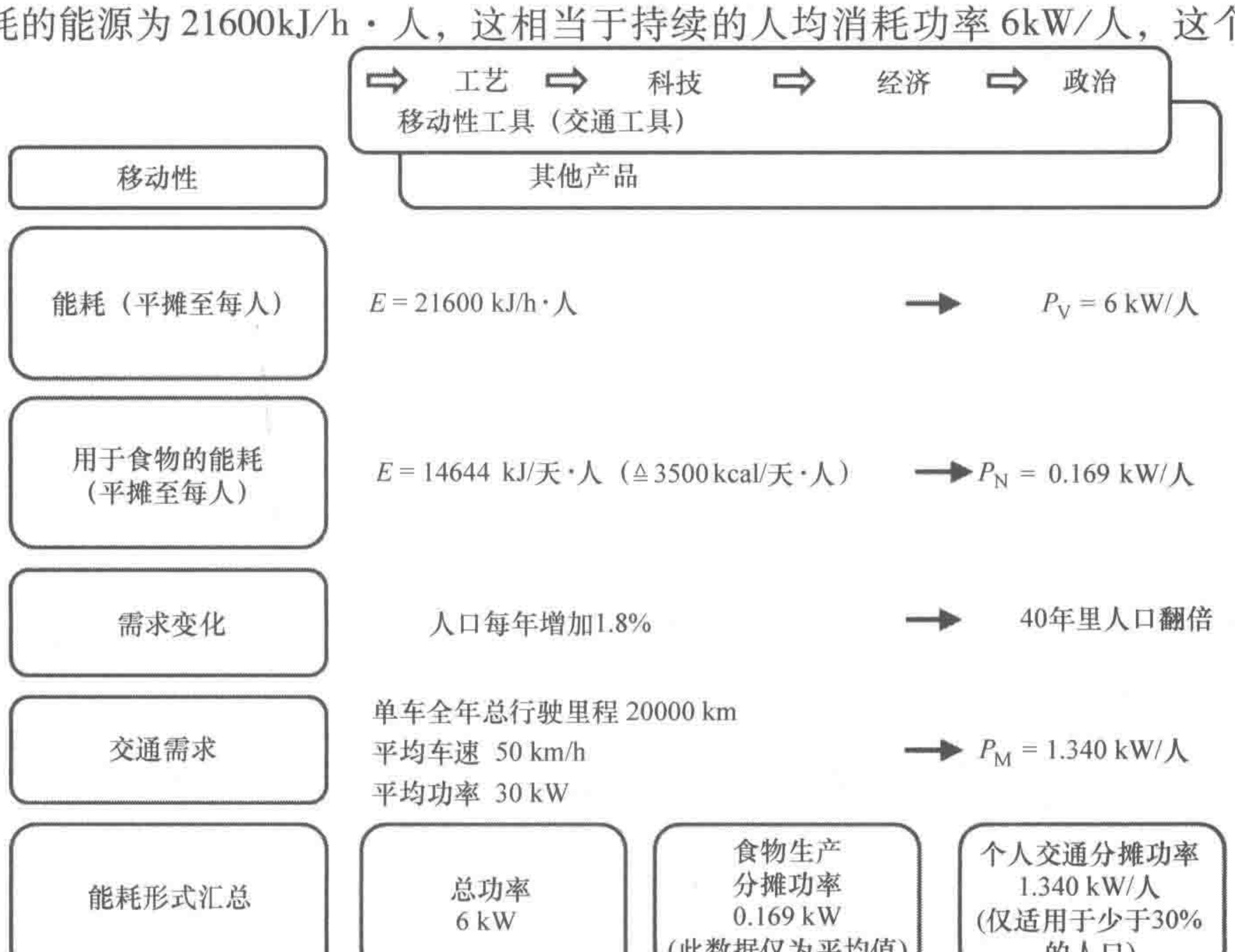


图10　移动性（交通）：趋势和要求

率包括进行房屋建造、道路建设至营养摄取或交通的需要。与之相对的是，纯粹为维持生命的食物供给所需的人均功率却很少，仅为总人均消耗功率的 1/35 或更少，这从图 10 的数据中可算出。

由以上关系可以推知，虽然世界人口预测增长率为每年 1.8%，也就是说到 2020 年地球上将有 90 亿人口，但是这个因素不是未来能源需求的决定性因素。移动性模式（或交通模式）对此具有大得多的影响。

通常的个人交通模式，即一个人驾驶一辆额定功率 30kW 的车以 50km/h 的平均速度一年平均行驶 20000km，意味着每天额外功率消耗约 1.368kW，但是目前只有不超过世界人口 20% 的人可以享受这种交通模式。然而，在主要工业国家的那些面向出口的汽车整车生产商的全力支持下，这种个人交通模式正在全世界迅速蔓延。图 11 根据汽车预测保有量展示了上述交通模式的发展趋势。

当今全球汽车保有量已达 10 亿辆，这是在过去一百年里才达到的数量。根据 Ward 汽车集团 R. L. Polk 市场系统的预测，未来三十年里汽车保有量有望翻倍。2008 年全世界大约 5700 万人购买汽车，其中大约有 10% 人购买高级车。美国每千人大约有 700 辆汽车（数据来源：美国交通运输部门），但是中国的千人汽车保有量仅为 27，印度大约只有 10。所以，大多数汽车生产商的发展战略尤其关注金砖四国即巴西、俄罗斯、印度和中国的需求。

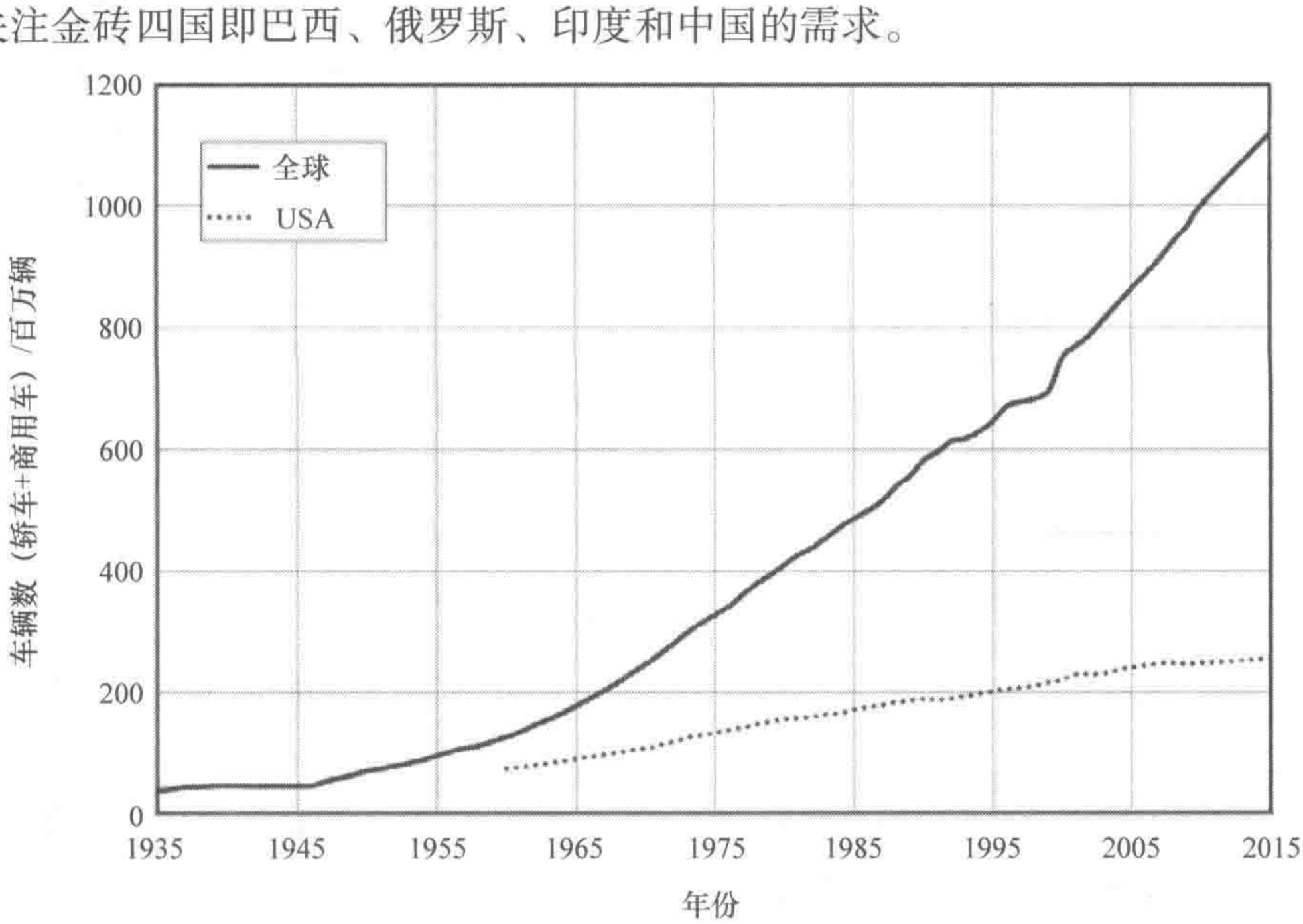


图 11　世界和美国历年轿车和商用车的保有量

（来源：worldwide 1935 – 2009 Ward's Automotive Group，worldwide 2015 R. L. Polk Marketing Systems，USA U. S. Department of Transportation – Federal Highway Administration）

鉴于以上情况，人们不得不考虑能源的实际可用性。以石油为例，可以解释清楚这个问题的重要性。

石油：按照目前的消耗水平（即不考虑预期的明显增长），现已探明的和估计的石油资源大约可以覆盖80年的能源需求。如果只根据目前已知储量来计算，石油消耗只能维持30年（根据乐观的石油公司例如BP公司的估计，石油消耗大约可以维持36年）。图12给出了针对石油的可替代方案和相应的实际应用。

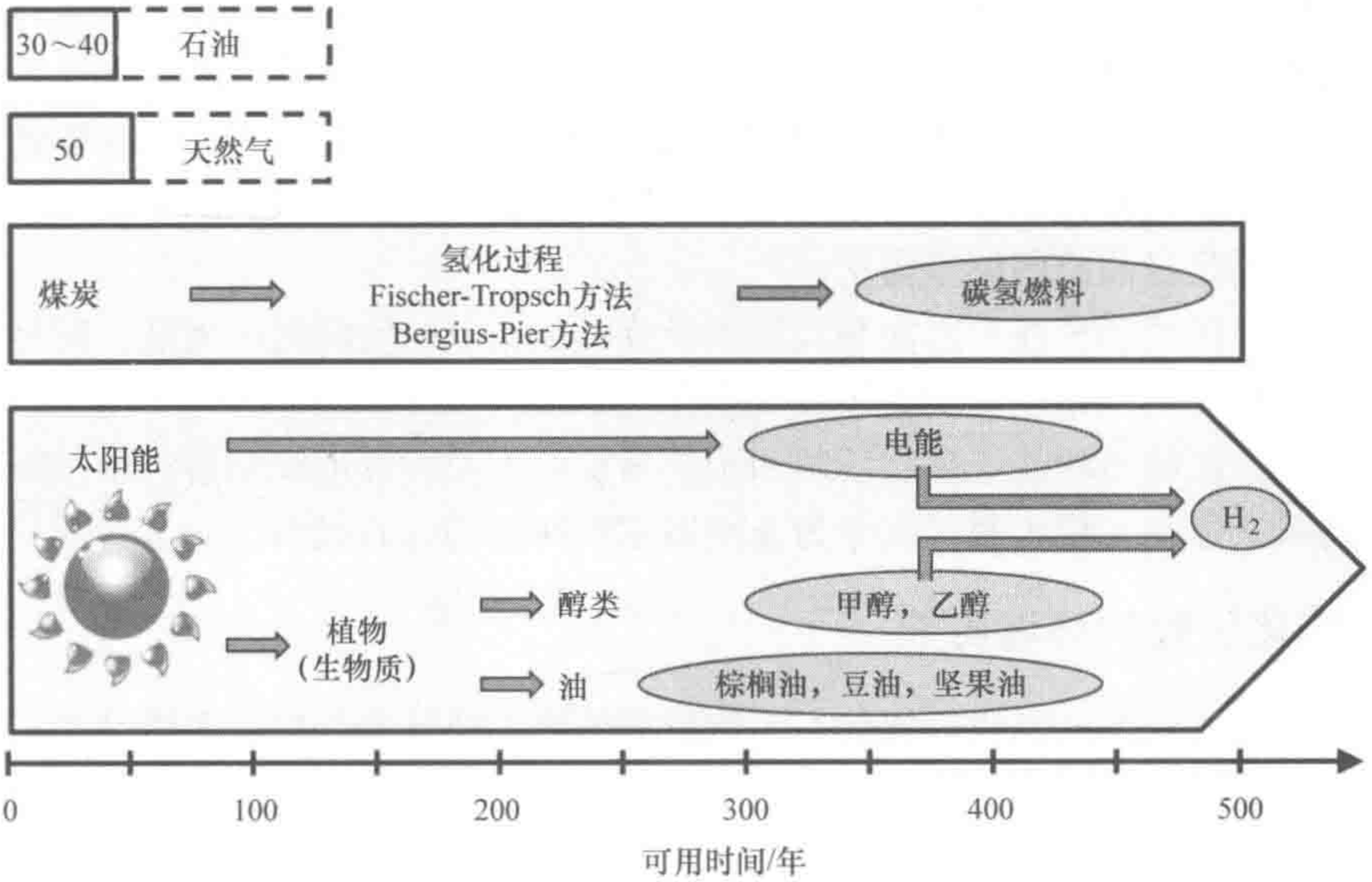


图12　车辆动力实际可用的能源

天然气：作为一种化石能量载体，天然气的实际可利用期也是有限的。据预测，天然气大约可资使用60年。越来越多的汽车配置天然气发动机，拓宽替代能量载体的应用，这是一个很有意义的措施。但是，石油和天然气都是有限资源，这是一个不可避免的问题。

煤炭：按照目前的消耗速度，煤炭还可以继续使用500年。通过相应的转化过程将煤炭汽化成水煤气，从中还可以获得氢气，或者通过进一步的催化过程转化成碳氢化合物如汽油和柴油，并生成有用的副产物如液化气和石蜡，这是目前最常用的煤转化技术。伴随着煤炭的大量开采，这样的技术除了成本高昂外，还带来了二氧化碳排放、大量的基础设施建设、地缘政治和社会危机等一系列问题。

植物、生物质：植物和生物质具有储存和转化太阳能的功能，所以，这类资源的可用性实际上是无限的。不需依赖特别的技术它们就能应用于汽油机（醇类如乙醇或甲醇）和柴油机（油或者来自油菜籽、椰子、大豆、棕榈和其他植

物提取的生物油脂）。按能量值计算，全世界每年可利用的生物质能相当于目前每年石油开采量的22倍多。

地热：地热的密度只有0.05W/m^2，要作为交通工具的能量来源，这个值就太小了。世界范围内可以利用的地热有效面积为2000万km^2（这相当于约90个国家总的种植面积），其总能量值仅为11.4MW·h/年，相较于石油超过38000000MW·h/年的能量值来说，地热能可以忽略不计。

太阳能：太阳对地球的辐射功率每年大约为1750亿MW·h，比石油和天然气输出的功率总和高出多个数量级，大约24000倍！仅在中欧地区太阳能平均强度就达114W/m^2。在理想条件下，若在地球沙漠地区应用太阳能发电装置发电或制氢，那么约12%的沙漠面积（总计1900万km^2）以3%的转化效率获取的能量就能满足目前总的能量需求。

水能、风能和核能：水能和风能用于发电或制氢的实际效率太低，而另一方面是否将核能利用拓广至交通领域一直存在争议。

来源广泛的植物能、生物质能和预期增加的太阳能发电或制氢提供了环境可承受的可选途径，用于替代迄今为止交通工具所用的化石燃料。

能量转化引起的环境影响

环境影响目前已经成为评估车用能量载体的主要标准。自工业化以来，全球的大气温度上升了1℃左右；同时，大气中的二氧化碳体积分数从280×10^{-6}（每百万单位体积空气中二氧化碳单位数）提升到385×10^{-6}。然而，二氧化碳对于大气变暖的贡献一直没有定论。IPCC（Intergovernmental Panel for Climate Change）的气候研究人员认为，人口密度的提高至少是最近50~60年内大气温升的原因之一。然而，其他的科学家认为变化的太阳辐射强度导致了大气温升，并且质疑“温室效应是人为造成”这种观点。

根据目前的排放水平，预计到本世纪末全球气候将升温5.8℃，这不得不使人关注和重视人为的二氧化碳排放对气候变化的影响。在这样的大背景下，世界各国达成如下共识，通过二氧化碳排放的骤减使得大气升温的幅度至2050年不超过2℃，这是一个与人类生存攸关的行动纲领。

地球气候取决于众多相互耦合的复杂调节机制。参与这些调节机制的主要有生物圈、海洋和低温圈（冰极圈）。即使环境气候升温过程异常复杂，任何一个基本的平衡关系被破坏都可能成为影响大气温度的主要因素。地球大气平均温度（约15℃）是由几种温室气体综合作用产生的。

计算表明，如果没有这些气体引起的自然温室效应，地球的平均气温将会下降33℃（33K），降至-18℃。图13简单描述了自然温室效应对地球环境气候的可能影响。

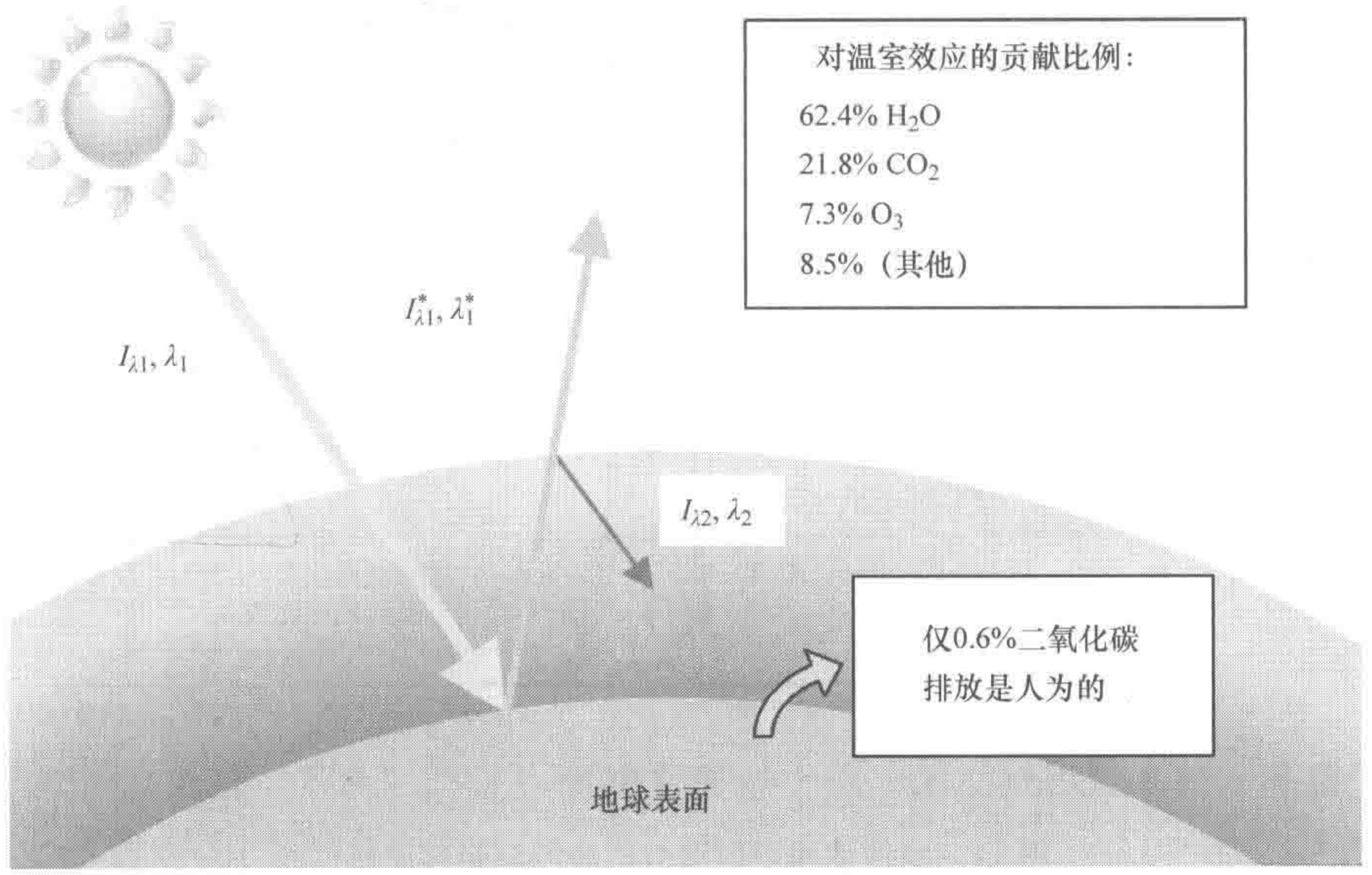


图13　温室效应：自然平衡状态

太阳辐射大部分是热辐射，其波长范围为 $\lambda = 0.35 \sim 10\mu m$。其中，波长范围为 $\lambda = 0.35 \sim 0.7510\mu m$ 的太阳辐射就是光辐射。在大气气体中，由一个原子或者两个对称的原子构成分子的气体可以使所有波长范围的电磁辐射很容易穿透而过，即具有强穿透性特征，由两个不对称原子或者超过三个原子构成分子的气体则对电磁辐射呈选择性的反应，具有弱穿透性特征。太阳对地球高强度的辐射主要由短波长的可见光导致的，如图14所示，紫外线光和X射线对此的贡献相比之下要小很多。变量为波长 λ 的光强 $I_\lambda(W/m^3)$ 对 λ 积分可得到热通量密度 $\dot{q}(W/m^3)$，其作用在大气以及地球面积 $A(m^2)$ 就是热功率 $\dot{Q}(W)$，即：

$$\dot{q} = \int_0^\infty I_\lambda \cdot d\lambda \text{ 或 } \dot{Q} = \dot{q}A \tag{1.1}$$

部分辐射能传递至地球大气层的物体内转换成内能形式，从而使地球表面的太阳辐射强度减弱、波长增加。完成向气体物质传递热之后，穿过大气层的太阳辐射其波长从可见光范围向红外光范围变化。太阳光再进行一次热传递后，从地球表面反射回空中，一般发生镜面反射（即入射角和反射角相同的反射），也有一部分反射是至表面的漫反射。镜面反射光给出热量的同时其波长发生变化，可以无阻碍地穿过大气层中由一个或者两个对称原子构成分子的气体进入高空。然而，大气层中还有不少多原子分子结构的气体成分，很大一部分光遇到这样的气

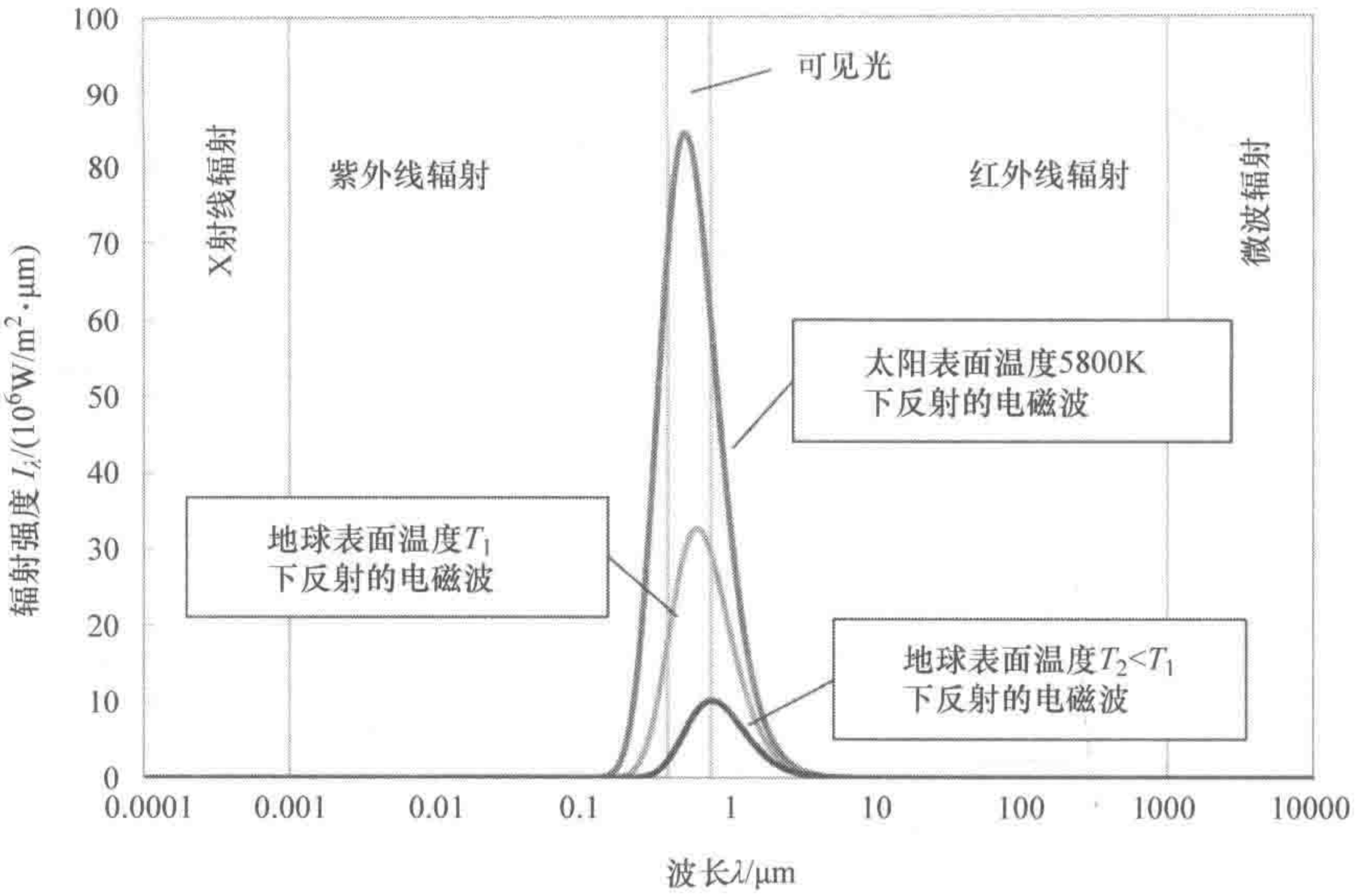


图 14　穿透型和反射型电磁波的辐射频谱特性

体成分又会反射回大气层。每一次反射都伴有一次热传递，反射光的强度和波长也会相应发生一次改变。通过这样的反射与吸收的能量平衡过程，地球大气及周围环境物体的内能和与内能关联的温度就随之提高。地球大气环境发生的这种自然温室效应主要是由水蒸气、二氧化碳和臭氧导致的，三者各自的贡献如图 13 所示。其中，二氧化碳对温室效应的作用排在第二位。任何一种通过含碳燃料完全燃烧实现的能量转换过程都会产生二氧化碳，燃烧化石燃料每年产生的二氧化碳排放量多于 200 亿 t，相当于自然界循环过程中发生的二氧化碳排放总量的 0.6%。但是，自然循环过程发生的二氧化碳排放可以通过光合作用被转化掉。大多数的气候研究人员预测，由于这些化石燃料燃烧后不断积累的二氧化碳的作用，到 2100 年大气的平均气温会提高 5.8℃。较短时间段的预测已被证实，大气平均气温会有 2 ~3℃的升高趋势。欧洲冬天的气温在过去 50 年里已经提高了 2.7℃，这个事实支持了上述预测。持相反观点的人士则认为，另外一些自然因素，如变化的太阳辐射强度或者火山活动，对过去 150 年全球变暖过程具有决定性的影响。另外，现有的生物圈、海洋和低温圈（冰极圈）二氧化碳循环过程模型、二氧化碳辐射吸收特性模型和二氧化碳寿命估计模型并没有使人深信不疑。尽管有这些不一样的观点，人们还是达成了这样一个共识，即人为造成的二氧化碳排放增加过快，在全球范围内必须采取措施使其大幅度减少。

燃烧化石燃料产生的二氧化碳排放主要来自交通或者更准确地说来自汽油机和柴油机车辆。所以，欧洲的法律制定者计划，到 2020 年将前文提及的整车厂

出厂汽车的平均二氧化碳排放限制值进一步下降到 95gCO_2/km。美国以路段油耗作为法定限制值，2020 年以后整车厂出厂汽车的平均路段燃油消耗须进一步下降到 7L/100km，这相当于 160gCO_2/km。在日本，2015 年已实现了 5.9L/100km 或 135gCO_2/km 的节能减排目标。然而，节能减排问题必须考虑从能量载体（燃料）制备，一直到最后的做功环节的整个能量转换链的能量平衡和排放平衡。一个有代表性的例子是，石油到汽油再到汽油发动机做功的整个能量转换链。

石油作为原材料其 100% 的能量值在整个能量转换链中主要消耗在如下几个环节：

- 10% 消耗在从石油中制备汽油的环节（包括石油勘探、开采/远距离运输、精炼过程和汽油至加油站配送）。
- 10% 损失于有效载荷。
- 2% ~3% 传动损失。
- 剩余能量（77% ~78%）中的 70% 以上用于发动机做功、冷却和废气排放过程发生的无用损耗。

石油能量从勘探、运输直至转换为机械功均有损耗，真正能转化为汽车动力的比例很小。二氧化碳排放如前述，实际上是与能量消耗直接成正比的。设定的汽车二氧化碳排放目标限定值（欧洲 2020 年的目标限定值为 95gCO_2/km）并非不可企及，有些汽车已经很接近上述指标。如图 15 所示，大众 1.6L 排量高尔夫 Blue Motion 柴油车（99gCO_2/km）与大众高尔夫 Blue “e - motion” 锂电池电动汽车相比，二氧化碳排放就不分伯仲，后者的二氧化碳排放量因电能来源不同而不同。电能若来源于欧盟 Strommix 2007，其发电构成为 25% 煤、4% 石油、22% 天然气，15% 水力、29% 铀和 5% 其他能量载体（来源：Energy Information Administration，International Energy Annual），那么电驱动取代燃油发动机其二氧化碳排放则较低（电驱动 89gCO_2/km，燃油发动机 99gCO_2/km）。电能若来源于德国 Strommix 2010，如图 4 所示，其煤电比例较大（由 25% 增至 43%），这种情况下电动汽车的二氧化碳排放则较多（由 89gCO_2/km 上升至 115gCO_2/km）。其中，必须要注意的是，德国 Strommix 2010 电能结构的 23% 来自核电。这部分核能发电量未来几乎无法由风力发电或水力发电来替代，从图 4 的世界发电构成信息中可以非常清楚地看出这一点。煤电比例的增加对电动汽车的二氧化碳排放影响很大。如图 15 所示，基于褐煤发电的电驱动导致二氧化碳排放高达 188gCO_2/km，这个值远远超过了目前汽油车和柴油车的限值 130gCO_2/km。电驱动若使用低能量密度电池，如不用锂电池而采用铅电池，实际的二氧化碳排放还要高得多。

电驱动零排放现在是、将来也是人口密集地区交通需要实现的目标，但是电

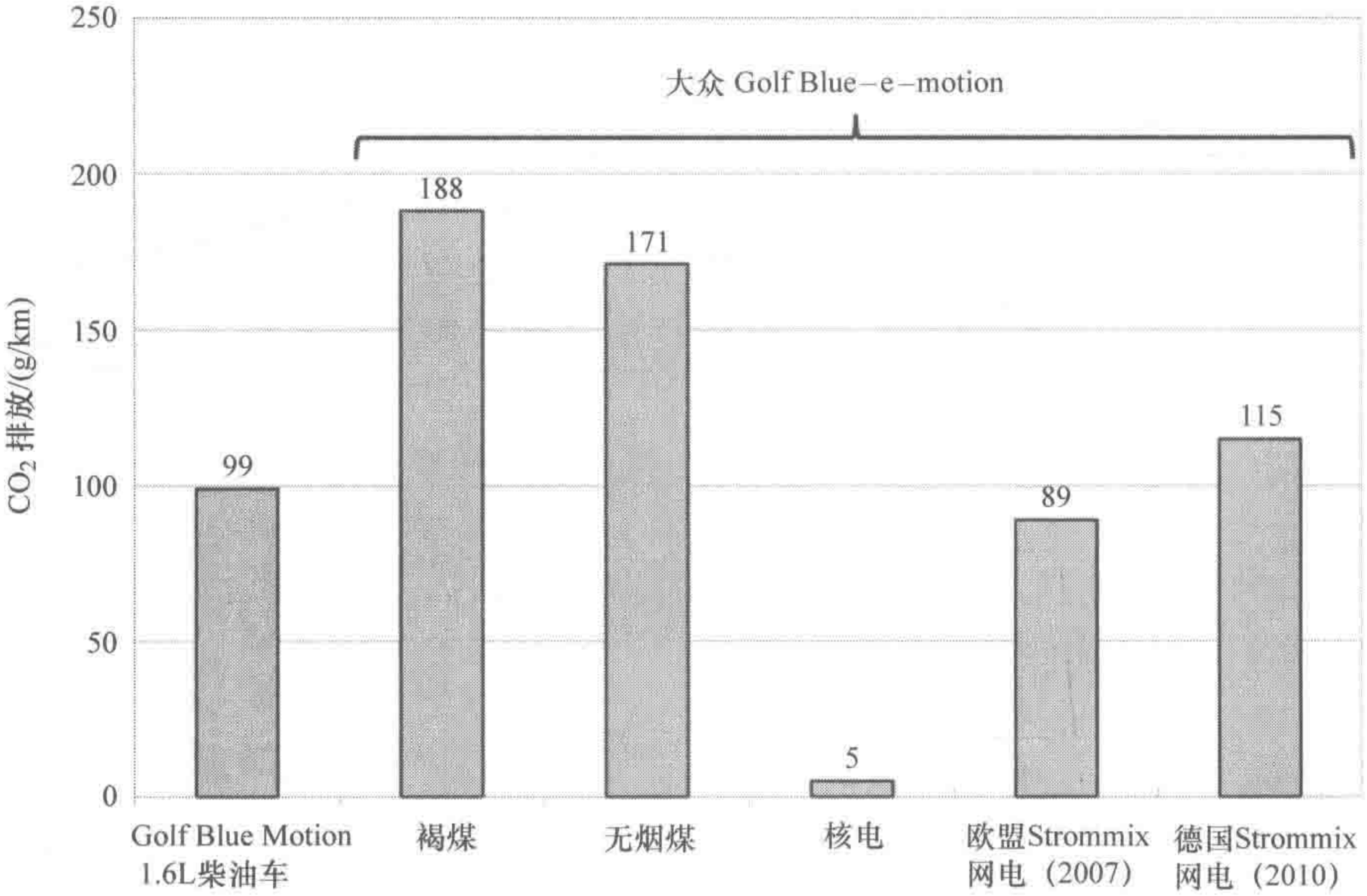


图 15　整个转换链的能量效率对二氧化碳排放的影响

（来源：Hadler，J.，Mobilität im Spannungsfeld globaler Energieketten，Int. Wiener Motorensymposium 2011，ISBN 978 - 3 - 18 - 373512 - 9）

驱动只是将二氧化碳排放转移到人员稀少地区的火力发电厂，解决不了全球大气变暖这个问题。为人口密集区交通工具提供电能的分布式、模块化的零排放发电系统，如在本章末节描述的一种光伏发电装置，为我们提供了一个大有前途的可选择的解决方案。鉴于世界道路交通所需能量仅为全球产出的总能量值的十分之一，这些独立的解决方案应该是完全可行的。

技术可实现性

如果一种具有优势的能量载体，其车载储能或能量转换在技术上难以实现，那么，用上文谈及的能源实际可用性和能量转化引起的环境影响这两项因素作为主要依据，去评估相应的能量载体是否适用于车辆动力，就没有多大实用价值。技术可实现性包括安全性评估、用于储能或能量转换装置的特殊材料、拟用能量载体的本地价格、储存装置或能量转换装置的本地价格或供应拟用能量载体的基础设施成本等。

一个更简单的、但更务实的评估指标是拟用能量载体的存储质量和存储体积，其中包括储存装置（罐，容器）本身的质量和体积。

以一辆中级汽车续驶里程 500km 消耗 37L 柴油等值能量作为比较基准值，图 16 给出了一些能量载体的存储质量和存储体积以及存储器之间的比较。由于

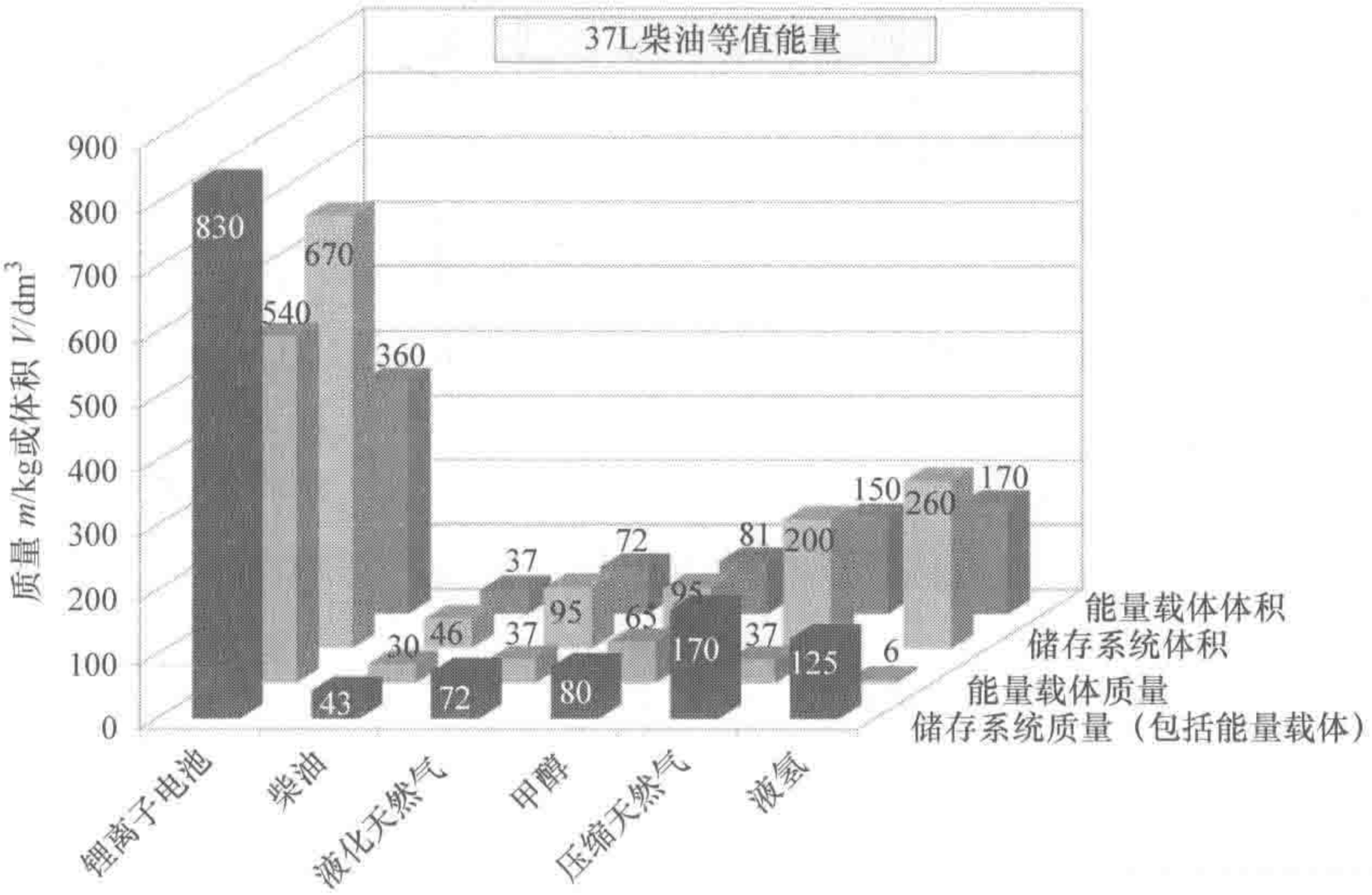


图16　同能量值下车用能量载体的存储质量和存储体积比较

考虑了油箱体积，这个例子中柴油的存储体积增至46L，根据柴油密度可计算出柴油净质量为30kg和存储总质量43kg。汽油的情况与柴油类似，其比体积油耗通常高于柴油，但因汽油密度较低，所以比质量油耗与柴油相差不大。液化石油气（在精炼过程中形成的丙烷/丁烷混合物，有时俗称汽车煤气）相对于汽油来说其密度很小（前者密度为0.00235kg/m^3，后者密度为0.72~0.78kg/m^3），尽管在0℃和1MPa条件下通过液化可将液化石油气密度提升至0.5kg/m^3，同时也使压力容器中的燃料质量增加至37kg，但充满液化石油气的燃料罐总重量高达72kg（包括罐自重）。

结论：在具有相等能量值的条件下，使用液化石油气时油罐的质量和体积比使用柴油时会增加2倍。甲醇和柴油具有可比的密度，也能够在大气环境下以液体方式被存储，这一点具有很大的技术优势。

甲醇的单位质量热值大约是柴油燃料的一半不到，燃料的热值与比能量值是相关的，也是决定续驶里程数的参数，所以在相同续驶里程数条件下，甲醇汽车搭载甲醇的质量是柴油汽车搭载柴油的两倍。如图16（见彩插）所示，这也使得车载甲醇的存储质量和存储体积几乎是车载柴油的两倍。

CNG（Compressed Natural Gas，压缩天然气，其主要成分是甲烷）的密度很低，这个缺点一般可通过高压储存的方式弥补。在压力20MPa和温度0℃条件下，CNG的密度仅达到0.141kg/L，这使得储存CNG的压力罐不仅体积大，还很重，如图16所示。通过冷凝过程（温度-150℃和压力0.1MPa），其密度可以提高到0.409kg/L，但这项技术会产生相当多的额外费用。如图所示，氢的存

储质量相比较而言还勉强能够接受，考虑到其非常低的密度就不难理解这一点：气体氢在压力 0.1MPa 和温度 -200℃条件下其密度仅为 0.009kg/L，液态氢密度提高至 0.071kg/L，但这要付出高昂的技术成本将存储温度降至要求的 -253℃，尽管如此，这个密度值也才是汽油密度的十分之一。对于同样的续驶里程数，氢的存储体积与柴油相比要大得多，如图 16 所示。对于给定的续驶里程数，根据车载储能评估判据，电池没有实际应用前景：要存储与 37L 柴油一样多能量值的电能，即使采用目前最先进且昂贵的锂电池，电池的体积和重量相当于一台紧凑型轿车。

车载储能技术对未来可替代燃料的应用具有重要的影响。

1.3 能量管理的研发愿景（路径）

围绕能量需求、能量载体的实际可用性、对环境的影响、技术复杂性、车辆的特殊应用形式、局限和接受度等方面，一直以来人们不间断地设计、研发和测试各种新型车辆动力系统。综合考虑上述影响因素，除了动力性指标外，评估一种车辆动力系统是否适用，研发人员的主要判据包括车载储能和转换器模块的以下性能指标：

- 比质量功率或比体积功率。
- 转矩特性或者加速特性。
- 比能耗（比油耗），化学物质的比排放，噪声强度和频率。
- 拟用能量载体的实际可用性和可储存性。
- 技术复杂性、成本和安全性。
- 基础设施，维修保养服务的可能性。

图 17 概括显示了未来各种可能的汽车动力驱动系统、储能形式和能量转换过程。根据上述的性能指标，可以组合得到针对不同应用的系统方案。从中不仅可以看到一些现在的研发趋势，而且还能重温一些历史上曾有过的特殊解决方案。

车辆动力驱动基本上采用热能（热机）和电能（电机）这两种形式。迄今为止应用广泛的车辆动力 - 车载储能的组合有以下经典形式：

- 活塞式发动机 - 液体燃料（汽油机 - 汽油或柴油机 - 柴油），最新的还有汽油机 - 天然气或汽油机 - 液化石油气以及柴油机 - 生物柴油。
- 直流电机 - 电池或交流电机 - 电池（其中电池主要是锂电池或金属镍氢电池）。

第一种形式无疑在汽车结构中占主导地位，第二种形式虽经过大量实验验证，但仅有一些特定应用。从能源到驱动的有效能量管理在一定程度上将促使能

量载体、储能、能量转换装置和驱动各模块之间相应组合的更新并产生新的动力结构。

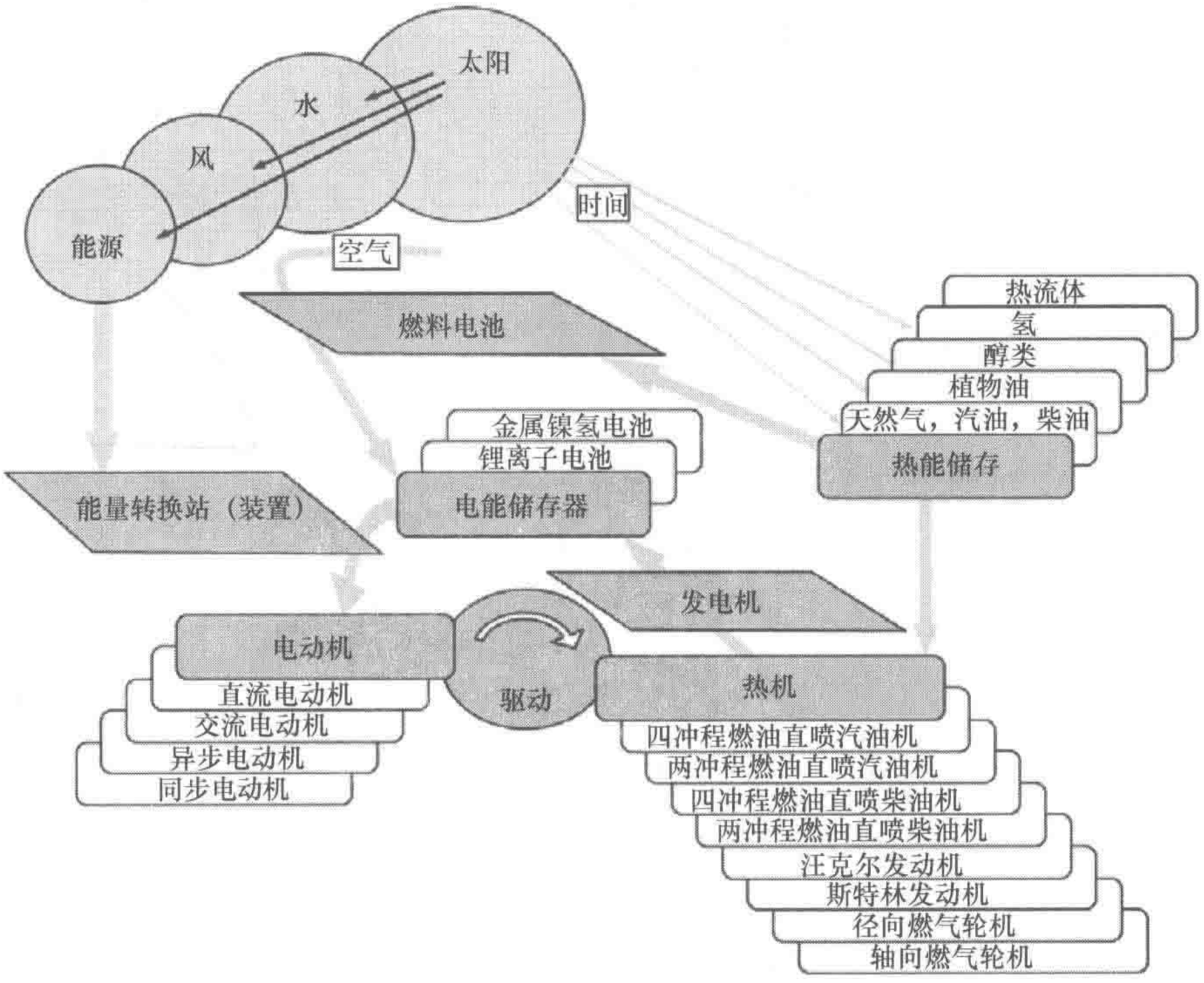


图 17　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意

研究以下一些案例可以从中获得一些有益的启发。

● 驱动电机与作为电能储存元件的电池组合的动力方案一般都有续驶里程短的缺陷。便于添加的、可储存的能量载体通过一种能量转换装置（如燃料电池）发电，可以替代电池功能并提高续驶里程数。如图 17a（见彩插）所示，环境空气和车载储存氢气导入燃料电池后发生电化学反应，可输出电能。

驱动电机 - 氢燃料电池这样的组合方案因此近年来获得了人们的关注。但是，尽管采用车载超低温储氢或高压储氢，得到的能量密度还是较小，相比之下柴油、汽油和甲醇的优势是显而易见的。这样就产生了以上组合方案的一种变形，即驱动电机 - 氢燃料电池 - 液体燃料储存器/反应器（重整器）的组合方案，其中车载氢气可以由相应的碳氢化合物燃料经直接重整反应或经水蒸气重整反应获取。此外，在这一动力组合方案中还可以配置一个较小容量的电池作为能量缓冲器使用。

● 在驱动电机 - 能量载体氢气或碳氢化合物的组合中还可以考虑另一种可选择的方案，如图 17b（见彩插）所示，即燃料通过热机燃烧发电，而不是通过燃料电池发电。

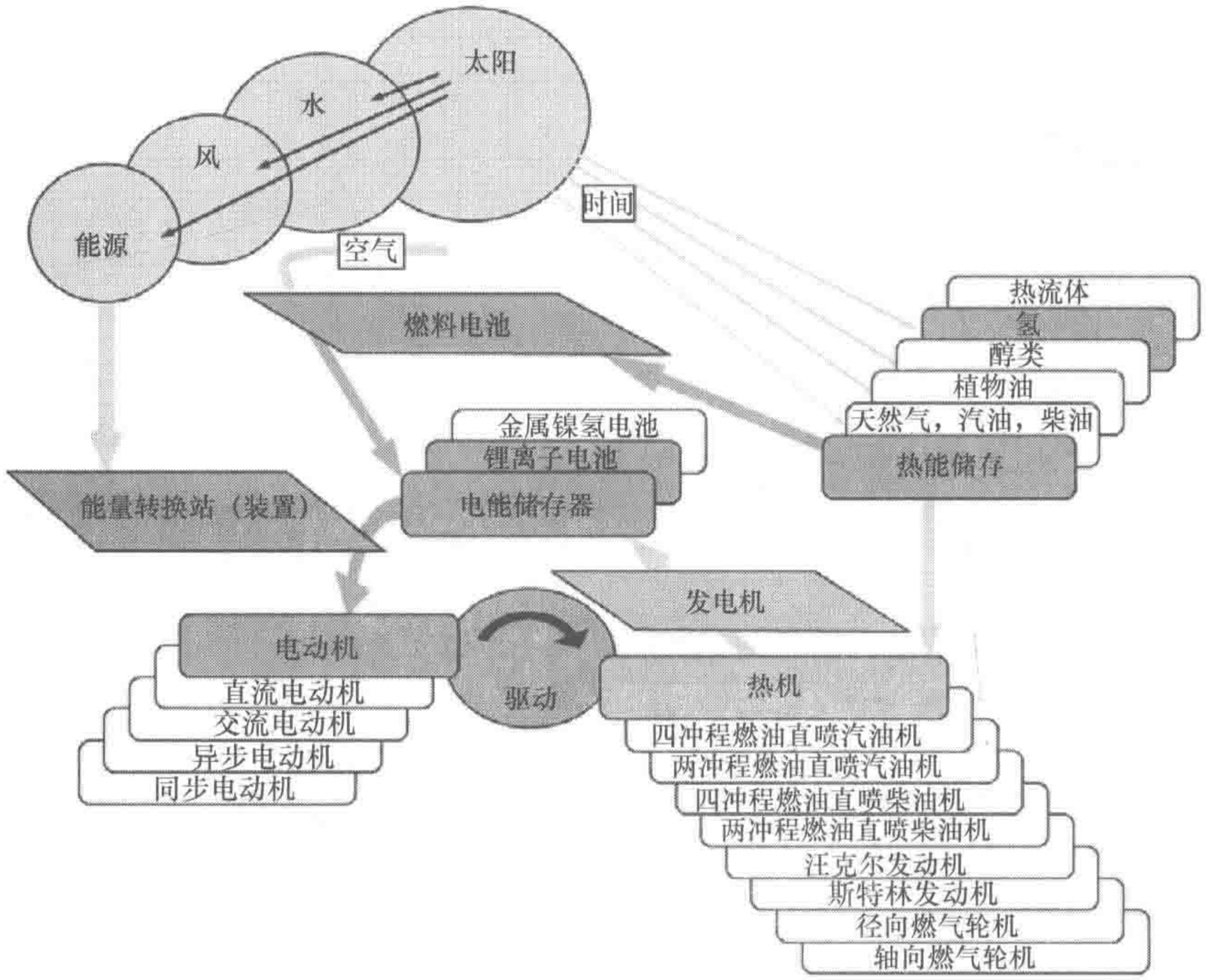


图 17a　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：燃料电池

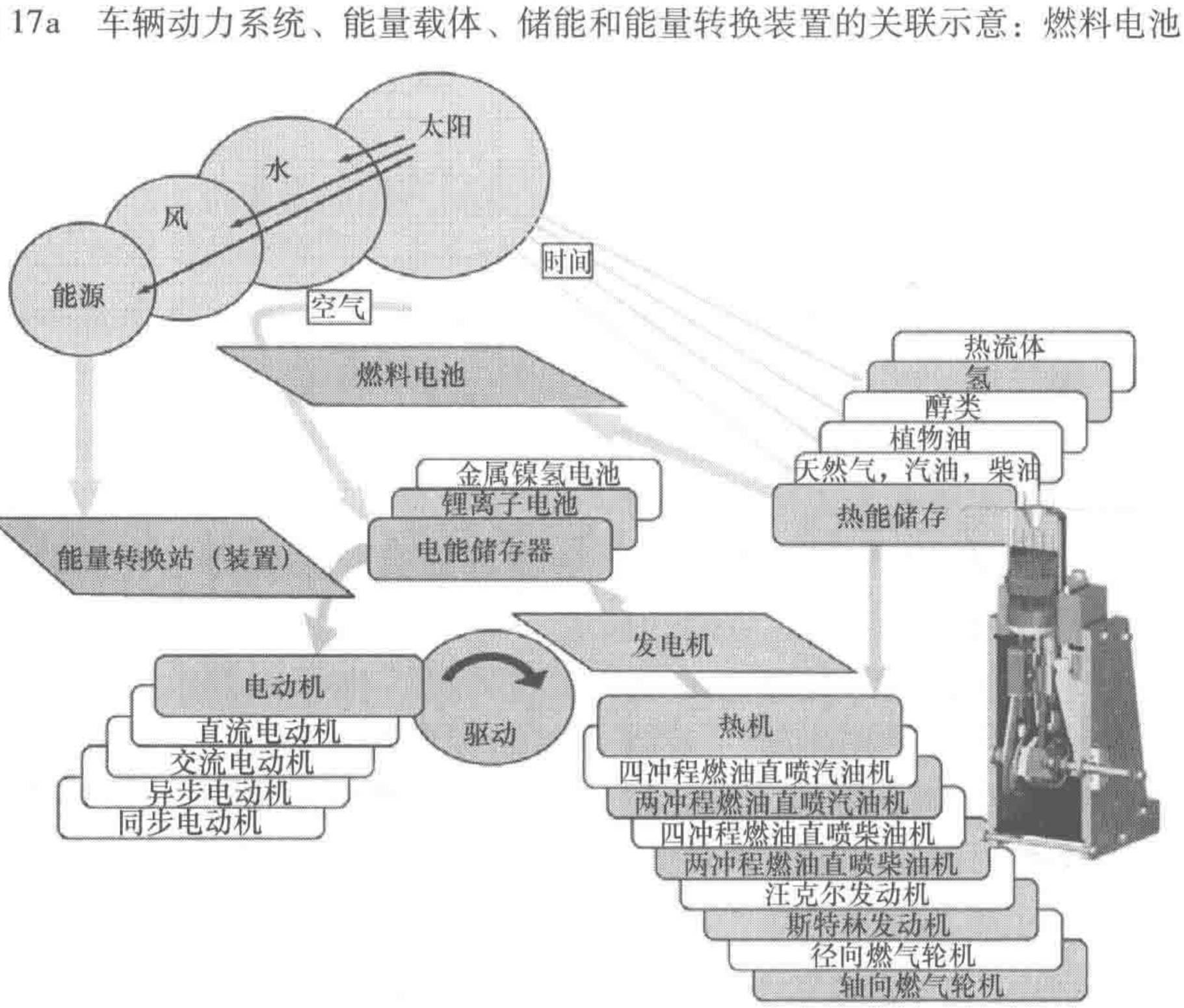


图 17b　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：燃料电池 - 增程器

作为发电机的热机不再需要运行在其作为汽车发动机必须遍历的完整的转速-转矩工况区域，只需工作在一个有限的工况区域。在这个比全工况区域小得多的工况区域内，可以更有效地设计从换气、燃料/空气混合气形成到燃烧的所有工作阶段，从而大幅度提高燃料能量转换效率。在与车速无关的定转速下运行，这一特殊的工作要求使人们将应用的关注点从四冲程发动机拓宽至两冲程发动机、汪克尔发动机、斯特林发动机和燃气轮机，这些热机在车辆非动力电能需求范围内完全可以作为紧凑型发电机高效运行。根据之前提及的评估指标，同样作为增程器，与燃料电池发电相比热机发电更占优势，不失为未来可选择的一种技术方案。不仅如此，在带电池能量缓冲器的动力系统中，作发电机之用的热机可以是一种有益的补充。

● 以固定或变化的比例将热机和电动机组合构成动力系统可以满足与汽车级别相对应的高功率需求，如图17c（见彩插）所示，其中电动机的电流可以按前述途径获得。

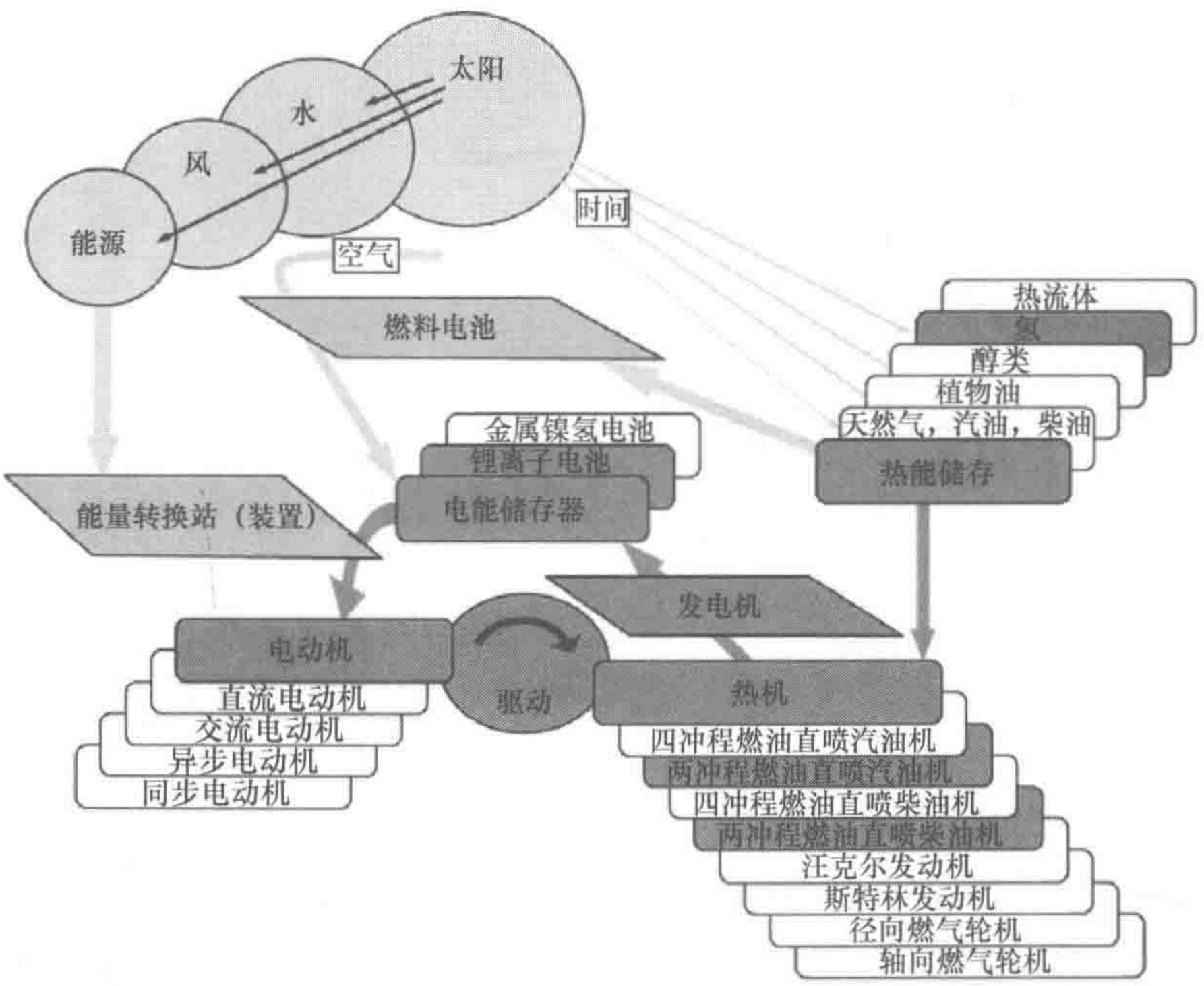


图17c　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：燃料电池-混合动力

● 现代汽车对舒适性和安全性要求不断提高，这导致了电功率需求不断增长（4~7kW），传统的车用发电机已满足不了这个功率需求。无论是电机或者

热机驱动，为驱动所存的车载能量载体（燃料）也可以用于发电，给车载电源供电，如通过一个恒工况运行的燃料电池发电或通过一个恒工况运行的热机发电，如图 17d（见彩插）所示。

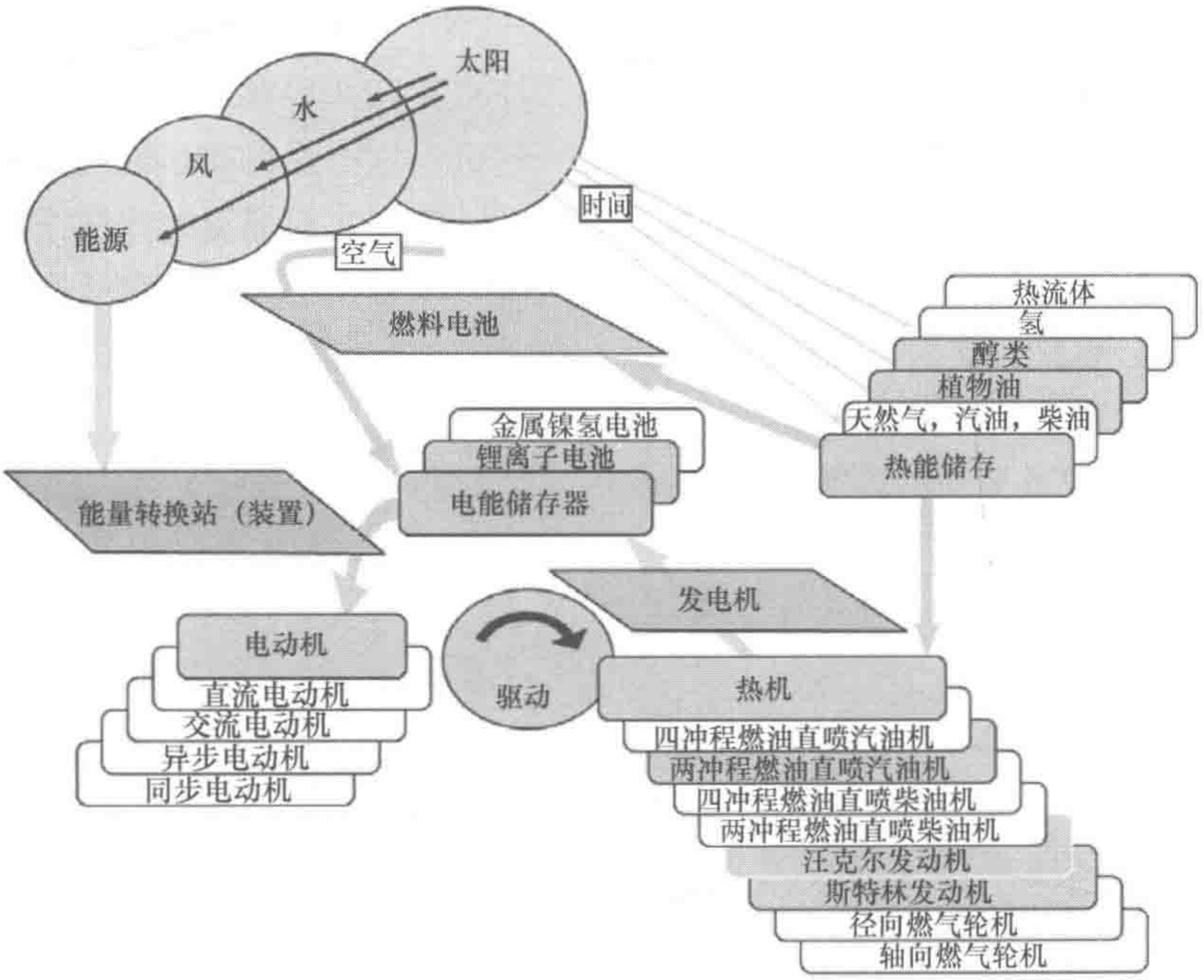


图 17d　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：同一燃料既供驱动发动机也供燃料电池发电之用

● 针对人口稠密地区且续驶里程要求不高的情况，图 17e（见彩插）描述了一种合理的车辆动力系统应用方案。依靠小型的分布式太阳能、风能或水力发电装置可以获得一定量的电能，然后将电作为能量载体储存于车用电池，供电动汽车使用。

图 18（见彩插）显示了德国 Zwickau 一所大学应用太阳能发电的实例，该太阳能发电装置的瞬时功率可达 1.5kW。所获得的电能足够一辆来往学校各计算中心间的电动公共汽车每天的供电需求。白天在政府机构工作的职员其上下班交通用这样的太阳能电动车，就是一种切实可行的、真正意义上的零排放动力解决方案。

这种交通动力模式有可能广泛应用于一些特殊区域。在如以色列这样的国家，那里一方面常年阳光辐射强度很高，另一方面较大比例的沙漠地带可以大面积应用光伏发电装置。与美国和欧洲相比，那里的车行距离不长，所以，配电池

的电动汽车其续驶里程短就不是劣势了。基于其地域特点，以色列不久前启动了采用先进电池的电动汽车推广应用项目，给电动汽车提供的电能全部来自光伏发电装置。

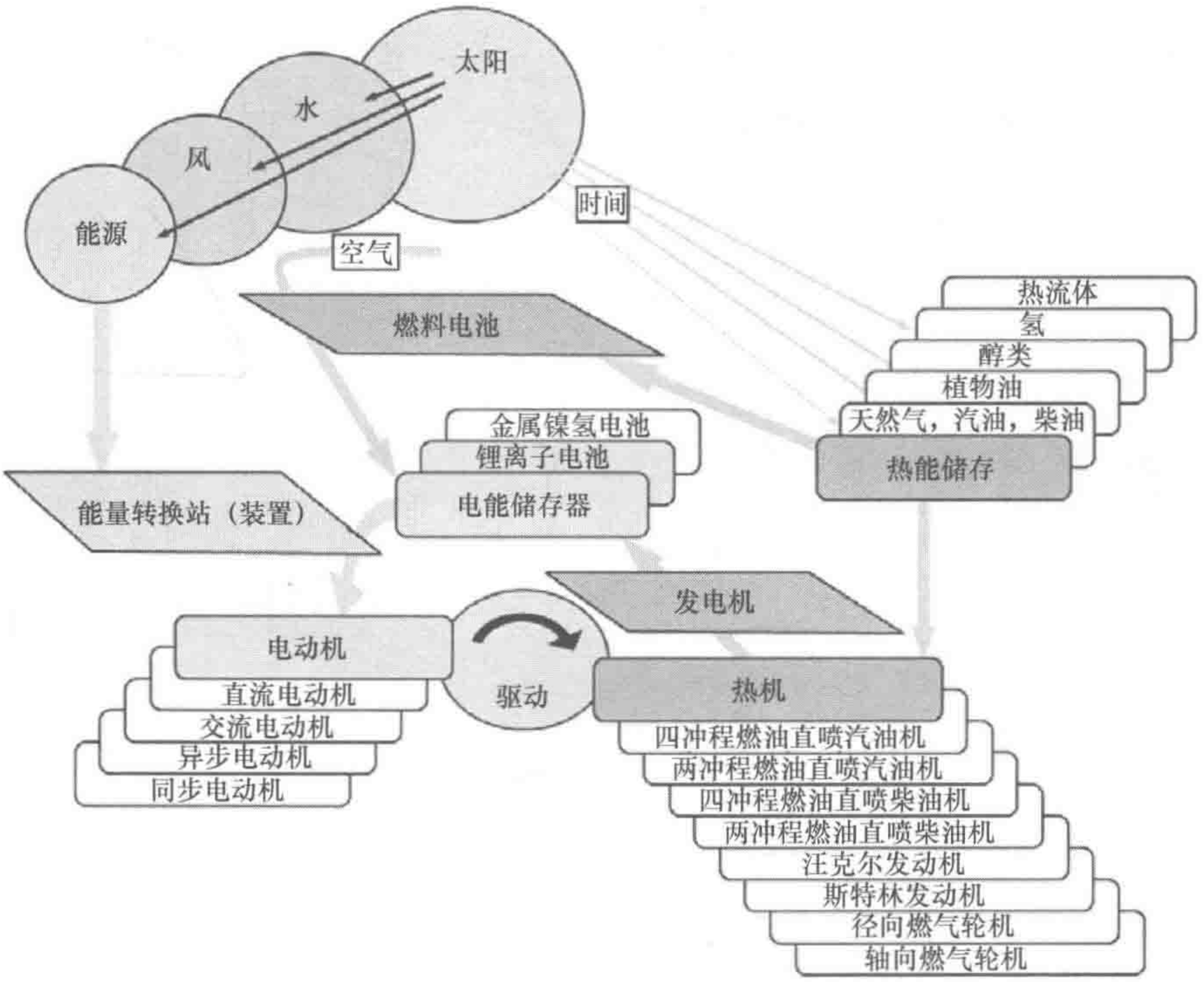


图17e　车辆动力系统、能量载体、储能和能量转换装置的关联示意：
电动机驱动，太阳能、风能和水力发电，电池

图19（见彩插）按能量载体、能量转换器、储能和驱动类型，完整地展示了图17a～图17e介绍的车用动力方案路径。

从能量载体到驱动整个动力链上去评判局部零排放的解决方案，这始终存在争议。以热机作为例子，热机的工作介质可以是储存的压缩空气或热流体。图17也包含了这种技术路径。最新一些报道将类似这样的解决方案视为革命性的车辆动力方案，但是这些报道没有提及：①工作介质压缩空气或热流体是采用何种能量载体制备的；②从工作介质制备至运输和密封到车载储存这样一个过程的总效率多大。这样的动力方案仅适合于一些利基应用场合，如常年太阳光辐射强度大的区域和具有很大面积车顶的车辆。澳大利亚的公路列车就可采用这种动力方案，公路列车的车顶面积很大，较容易以相对低的成本获取升压的热水或热空气。当然这种形式获得的能量远远不足以用以驱动车辆，但这提供了一种可用于



图 18　德国 Zwickau 一所大学应用太阳能给电动车供电的实例

车载供电的简单有效的发电循环过程。通过光伏发电装置也可以实现上述车载供电功能，到底哪种方案合适，还需综合考虑技术复杂度、重量、价格、比功率等指标后才能做出选择。不同地区相应的基础设施、技术水平、实际可用的能源形式、交通特点和购买力不一样，车辆动力驱动系统多样化趋势也越来越明显，未来的系统应该是适合于车载的能量载体、驱动机、能量储存器和能量转换器的模块化、量体裁衣式设计的结果。

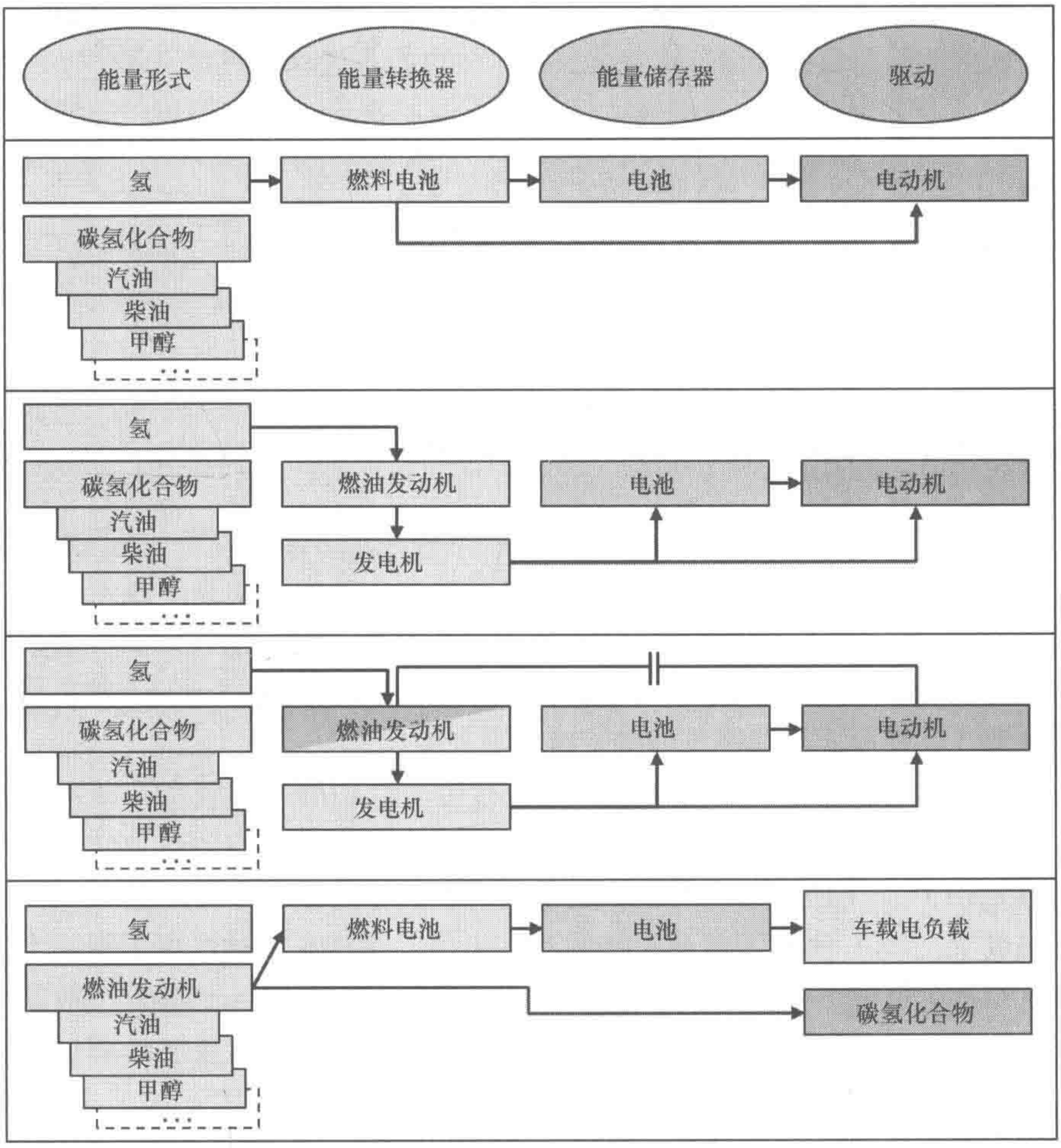


图 19　从能量载体至驱动模块的各种可供选择的动力系统

第 2 章　热动力驱动

2.1　热力学过程——可实现性与局限性

热力学过程是将热能转换为功的过程。本章首先结合 1.3 节中提到的能量管理研发路径，根据热机功能（即用于直接驱动源、动力驱动模块或发电的能量转换器），叙述有关热力学过程可实现性和局限性的内容。这样，热机效率可看作是动力系统中一个组件的效率，独立于功率范围或转速范围。只有热机作为直接驱动源，其效率才与功率范围或转速范围有关。

热机中热功转换涉及的量（即获得的有用功）和质（即效率）基本上依赖于每个过程中吸热或排热的温度极值[1]。如果热机工作介质的热力学参数如热容系数 c_p(T)、c_v(T)（kJ/kg · K）已知，那么其中热源的最低温度 T_{min}(K) 和最高温度 T_{max}(K) 实际上就是上述的温度极值。在汽车的热机应用中，大气环境通常被视为低温热源（冷源）。热力学过程中的高温热源（热源）一般取决于所用燃料的最高燃烧温度。因此，在体积相似的热机中，不是燃料本身的热值 H_U（kJ/kg），而是燃料/空气混合气的热值 H_G(kJ/kg)对热源起决定性的作用。针对所有可应用的燃料，相应的燃料/空气混合气热值将在第 3 章表 3 中给出。然而，值得注意的事实是，燃料不同，其热值 H_U差别虽然可能很大，但是，不同的燃料配以不同的空气量进行符合化学计量比的燃烧，其相应的燃料/空气混合气热值 H_G的差别通常就会减小。在混合气燃烧构成热源的过程中（这比借助热交换器的热传递方式效率更高），燃料不论是汽油、酒精、石油或者氢气，由于混合气热值大小非常接近，燃烧过程达到的最高温度实际上都在一定的可比范围内。热力学循环过程在大约相同的温度界限［T_{min}，T_{max}］内实现热机的热功转换，由此衍生了相应的比功 W_k(kJ/kg)、可表征比燃料消耗率 b_e(g/kW · h)的能量转换热效率 η_{th}和燃烧产物如 CO_2、CO、C_mH_n、H_2O、NO、NO_2、SO_2的比排放量（g/kW · h）等性能指标。因此，在同样的温度范围内，首先不考虑实现热功转换的发动机类型，针对可实现的各种热力学循环过程进行上述指标的对比分析显得尤为重要。

在比较各种循环过程时，通常会出现最大可获得的比功与最高可达到的热效率之间的矛盾。这种矛盾关系增加了工况在全负荷至部分负荷之间变化时的复杂性。实现热功转换的热力学典型循环过程有卡诺循环、斯特林循环、奥托循环（又称汽油机循环）、狄塞尔循环（又称柴油机循环）、Seiliger 循环、焦耳循环和 Ackeret – Keller 循环。以上述这些典型循环过程为例，下面对循环过程的可实现性和局限性进行评估、分析。为了清晰明了起见，所有用于比较的循环过程都被看做理想过程，即工作介质是理想气体，其状态变化为可逆变化，质量和化学结构在整个循环过程中保持不变。

此外，每个循环过程被认为是由一些导致状态发生变化的步骤组合而成的，与基本状态变化的特定形式无关。循环过程中导致状态发生变化的步骤有四种基本类型，即压缩、吸热、膨胀和排热。用于分析比较时，假定工作介质是理想气体，初始状态为具有代表性的大气环境状态（即 $p_{atm} = 0.1\text{MPa}$，$T_{atm} = 273.15\text{K} + 10\text{K}$）。根据所用燃料可能达到的燃烧温度，同时前文提及的分析比较应该覆盖全负荷范围，最大燃烧温度值按下式取用：全负荷时 $T_{maxV} = 273.15\text{K} + 1900\text{K}$，部分负荷时 $T_{maxT} = 273.15\text{K} + 1100\text{K}$。

为了使分析适用于大部分的汽油发动机和柴油发动机，工作介质的质量按参考体积 $V_H = 1.8\text{dm}^3$ 计算。根据循环过程的不同压缩比：

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} \tag{2.1}$$

和如下关系式：

$$V_H = V_{max} - V_{min} \tag{2.2}$$

可以得到循环过程不同的体积极值：

$$V_{max} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_H,\ V_{min} = \frac{1}{\varepsilon - 1} V_H \tag{2.3}$$

如果再假定过程初始状态为大气环境温度、大气环境压力和最大体积，就可以计算工作介质的质量，即根据 $p_{atm} \cdot V_{max} = mR_{air}T_{atm}$，得到

$$m = \frac{p_{atm} \cdot V_{max}}{R_{air} \cdot T_{atm}} \tag{2.4}$$

卡诺循环

在所有循环过程中，卡诺循环具有在相同温度条件下热效率最高的优点，也就是说，进行理想状态下的某一可能的能量转换，其相应的燃料消耗量最小。卡诺循环过程由等温吸热、等温排热和等熵压缩、等熵膨胀四步骤组成，通常用 $p - V$图和 $T - s$ 图表示（图 20）。

进一步分析可知，这个过程也可认为是由压缩过程 CDA 和膨胀过程 ABC 构

成。压缩过程 CDA 包含两种不同的基本状态变化，即一个等温变化 CD（此过程同时排热）和一个等熵变化 DA；然而，两种不同的基本状态变化在这条曲线上仅呈现出些微的差异。

压缩过程 CDA 中压力 p 和体积 V 的关系由以下方程描述：

- 等温变化 CD，pV^1 = 常数。
- 等熵变化 DA，pV^k = 常数。

其中工作介质假定为理想气体，$k(T)$取值 $k = 1.33 \sim 1.4$。

膨胀过程 ABC 中压力 p 和体积 V 的关系与压缩过程 CDA 类似：

- 等温变化 AB（该过程吸热），pV^1 = 常数。
- 等熵变化 BC，$pV^{1.33 \sim 1.4}$ = 常数。

涉及卡诺循环过程的计算和后文介绍的狄塞尔循环过程一样，全负荷和部分负荷下的比功都取用以下数值，即 $w_{kV} = 783.3\text{kJ/kg}$，$w_{kT} = 275.5\text{kJ/kg}$。

AB	等温变化	→	吸热/膨胀	q_{zu}/W_{Entl}
BC	等熵变化	→	－/膨胀	$-/W_{Entl}$
CD	等温变化	→	排热/压缩	q_{ab}/W_{Verd}
DA	等熵变化	→	－/压缩	$-/W_{Verd}$

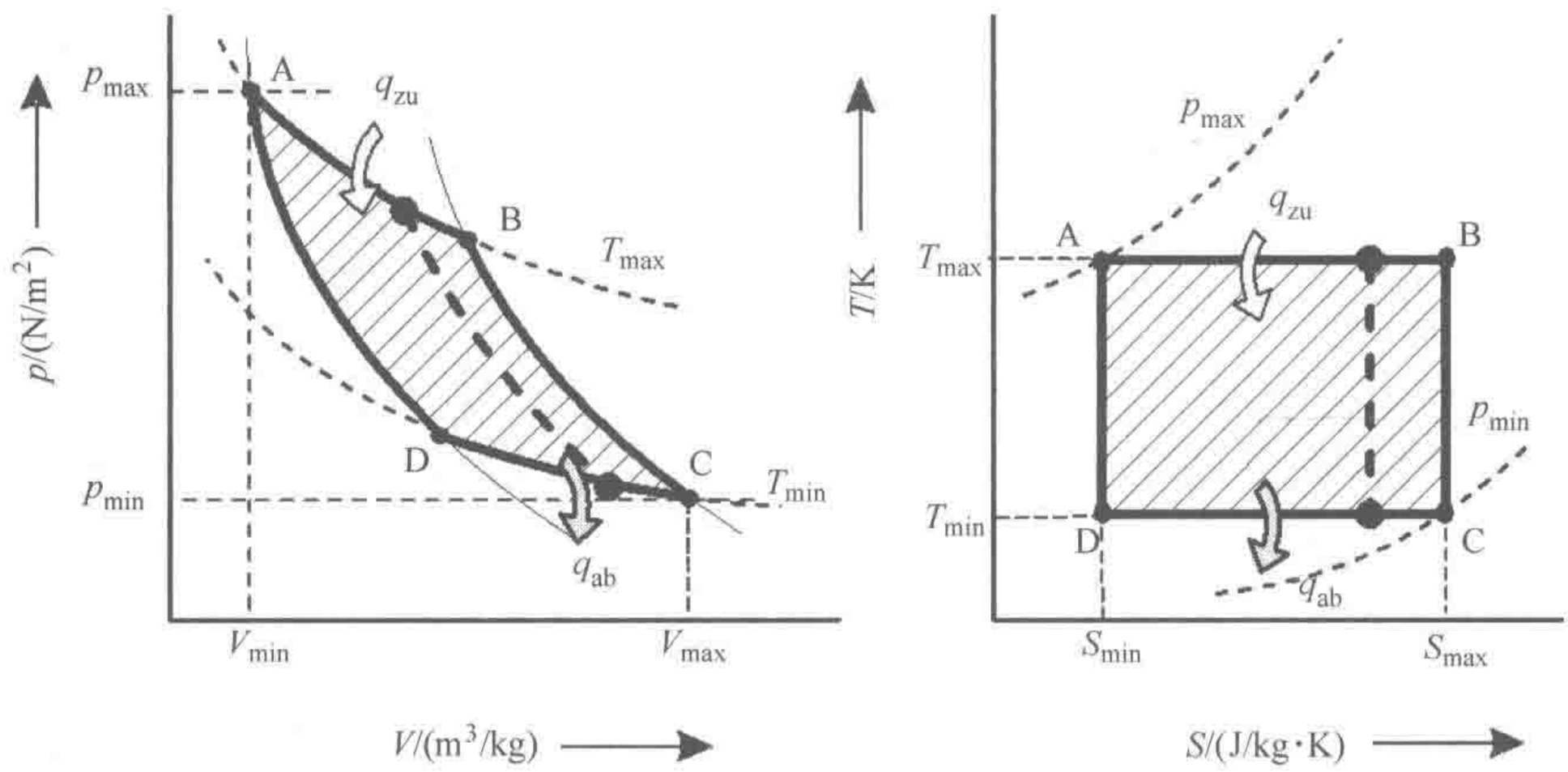


图 20　卡诺循环过程

按照以上给出的数据可计算该过程关键节点的状态变量（见下表），其中所有用于比较分析的过程都假定状态 A 是吸热起始状态点。

	A	B	C	D	
$p/(10^5\mathrm{N/m^2})$	5322.7	1255.8	1	4.24	全负荷工况 $\eta_{th}=0.87$
$V/10^{-3}\mathrm{m^3}$	0.00272	0.01153	1.886	0.44	
T/K	2173.15	2173.15	283.15	283.15	

		A	B	C	D
部分负荷工况 $\eta_{th}=0.79$	$p/10^5\mathrm{N/m^2}$	607.1	251.7	1	2.41
	$V/10^{-3}\mathrm{m^3}$	0.01506	0.03634	1.886	0.78
	T/K	1373.15	1373.15	283.15	283.15

原理上讲，由压缩和膨胀形成的卡诺循环过程在以下应用形式中是可实现的：

● 以封闭系统的形式应用于活塞式发动机。

– 等温压缩步骤 CD 应该伴随相应的冷却，通过选择合适的冷却剂和流量实现等温压缩步骤是可能的。

– 进一步的等熵压缩步骤 DA 不应该发生热交换。

– 等温膨胀步骤 AB 应该在气缸中发生吸热，在大致相同的活塞往返行程段 DA – AB 理论上以向活塞裙部注入热流的方式是可能实现这种吸热的。

– 等熵膨胀步骤 BC 还是不发生热交换，在与 CD 大致相同的活塞行程段 BC 内只要隔断来自步骤 CD 的冷流即可。

● 应用于流体机械，即通过两个压缩机和两个涡轮机（或者两级压缩机和涡轮机）输送流体的机械系统。

– CD：伴随强冷却的压缩机或者压缩机级。

– DA：绝热压缩机或压缩机级。

– AB：发生强吸热的涡轮机或涡轮机级，比如可通过喷油嘴引入热源。

– BC：绝热涡轮机或涡轮机级。

卡诺循环是一个理想过程，原因不在于其技术的可实现性，而在于要达到狄塞尔循环实现的比功，卡诺循环在一个同样的气缸工作容积 $1.8\mathrm{dm^3}$ 内必须具有的压力及体积压缩比太大。以下数据说明了上述原因：

– 最大压力：5322.7（$10^5\mathrm{N/m^2}$）。

– 压缩比：全负荷时 $\varepsilon=693.38$，部分负荷时 $\varepsilon=125.23$。

这里不仅压缩比值本身而且其变化也是无法实现的。

如果卡诺循环的最大压力取用狄塞尔循环的最大压力 $p=75.7\times10^5\mathrm{N/m^2}$，其获得的比功则会下降至很低的水平，即 $w_{\mathrm{kV}}=150.02\mathrm{kJ/kg}$ 和 $w_{\mathrm{kT}}=120.27\mathrm{kJ/kg}$。这意味着，全负荷时卡诺循环过程的输出功率只有狄塞尔循环过

程的五分之一。最大压力下降导致最高温度下降，从这个角度看，与狄塞尔循环相比卡诺循环热效率也更低，这个结论适用于满负荷和部分负荷的所有工况。

在上述条件下，卡诺循环的热效率为

$$\eta_{thV} = 0.638,\ \eta_{thT} = 0.561 \tag{2.5}$$

斯特林循环过程

斯特林循环（如图 21 所示）由两个等容步骤和两个等温步骤组成，每个状态变化（步骤）都伴有热交换，在等温步骤中还额外发生气体的压缩和膨胀。

AB	等容变化	→	吸热/–	q_{zu}/ –
BC	等温变化	→	吸热/膨胀	q'_{zu}/ W_{Entl}
CD	等容变化	→	排热/–	q_{ab}/–
DA	等温变化	→	排热/压缩	q'_{zu}/ W_{Verd}

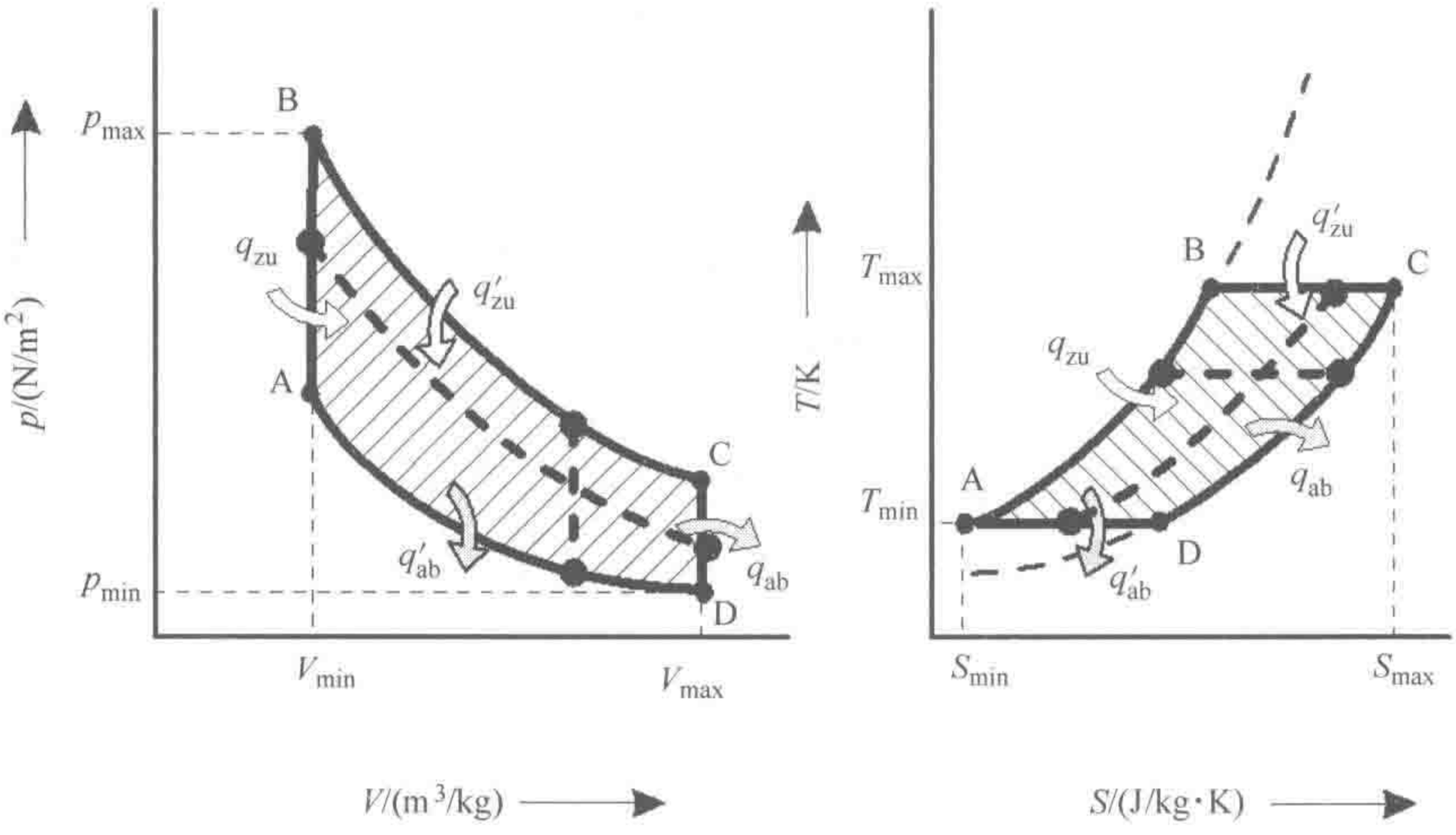


图 21　斯特林循环过程

斯特林发动机具有不同的构造（2.3 节将描述相应的细节），涉及斯特林发动机的研发和生产始终没有停止过。1960 年至 1970 年间，作为直接驱动系统的斯特林发动机不仅应用于客车（通用汽车、MAN 集团、DAF），还应用于轿车（福特 Torino 车，功率 125kW）。

基于相同的条件参数（即气缸工作容积 1.8dm^3 和压缩比 11），与上述提到的其他循环过程作比较分析时，斯特林循环过程的工作介质质量取值 2.436g。全负荷时，最大燃烧温度值取 T_{maxV} = 273.15K + 1900K，部分负荷时 T_{maxT} = 273.15K + 1100K。这样，就可以计算得到下表内的状态参数、效率和比功。

在全负荷和部分负荷下，如图 20 和图 21 中 $T-s$ 曲线描述的状态参数变化

所示，斯特林循环过程具有与卡诺循环过程相同的热效率，这是一个显著的优点。实现斯特林循环的一个前提条件是，等容步骤 CD 排出的热在等容步骤 AB 中完全被循环过程回收，这对自然发生的不可逆的热传递过程而言是一个理想的假设。

如果在部分负荷工况下不减少等温步骤 BC 的吸热量（这种情况下 CD 至 AB 的热回收平衡条件依然有效），热效率甚至能够在全负荷工况和部分负荷工况之间保持不变。负荷变化时，这种改变等温步骤而不改变等容步骤的运行类型，其技术实现时似乎较繁琐，然而考虑到其效率优势，还是不应该被舍弃的。

	A	*B*	*C*	*D*	
$p/(\times 10^5 \mathrm{N/m^2})$	11	84.42	7.67	1	全负荷 $\eta_{th}=0.87$
$V/10^{-3}\mathrm{m^3}$	0.18	0.18	1.98	1.98	
T/K	283.15	2173.15	2173.15	283.15	

		A	B	C	D
部分负荷 $\eta_{th}=0.79$	$p/(\times 10^5 \mathrm{N/m^2})$	11	53.35	4.85	1
	$V/10^{-3}\mathrm{m^3}$	0.18	0.18	1.98	1.98
	T/K	283.15	1373.15	1373.15	283.15

斯特林循环过程的显著优点是，与卡诺循环相比，在相同热效率下其比功要大得多。

在选定的、与通常奥托发动机（汽油发动机）相对应的工作条件下，即给定过程的一个压缩比和一个最大压力，斯蒂林循环过程的比功在全负荷工况下为 $w_{\mathrm{kV}}=1300.9\mathrm{kJ/kg}$，在部分负荷工况下为 $w_{\mathrm{kT}}=750.02\mathrm{kJ/kg}$。

此外，在相同温度和相同工作容积条件下，斯蒂林循环过程的比功几乎是奥托循环和狄塞尔循环过程的两倍，如后文给出的数据所示。另一方面，必须提到一个与上述结论有关联的事实，即因为吸热方式不同（斯特林发动机采用热传递，奥托发动机和狄塞尔发动机采用气缸内直接燃烧），斯特林发动机的转速比其他两种发动机的都要低。由于比功和转速在功率方程中是在同一相乘项上，各自的优点又被抵消了。

在奥托发动机和狄塞尔发动机通常具有的工作容积、温度关系和压力关系的相似条件下，斯特林发动机在相对低的转速下通过均匀的、有效的热传递可以输出相当大的功率，由于这个特点斯特林发动机可以作为大有前途的发电机模块（增程器）应用于混合动力系统。2.3 节将涉及这方面内容。

奥托循环过程（汽油发动机循环过程）

奥托循环过程由等容吸热、等容排热以及等熵压缩、等熵膨胀四步骤组成，如图 22 所示。

AB	等容变化	→	吸热/ −	q_{zu}/ −
BC	等熵变化	→	− /膨胀	−/W_{Entl}
CD	等容变化	→	排热/ −	q_{ab}/ −
DA	等熵变化	→	− /压缩	−/W_{Verd}

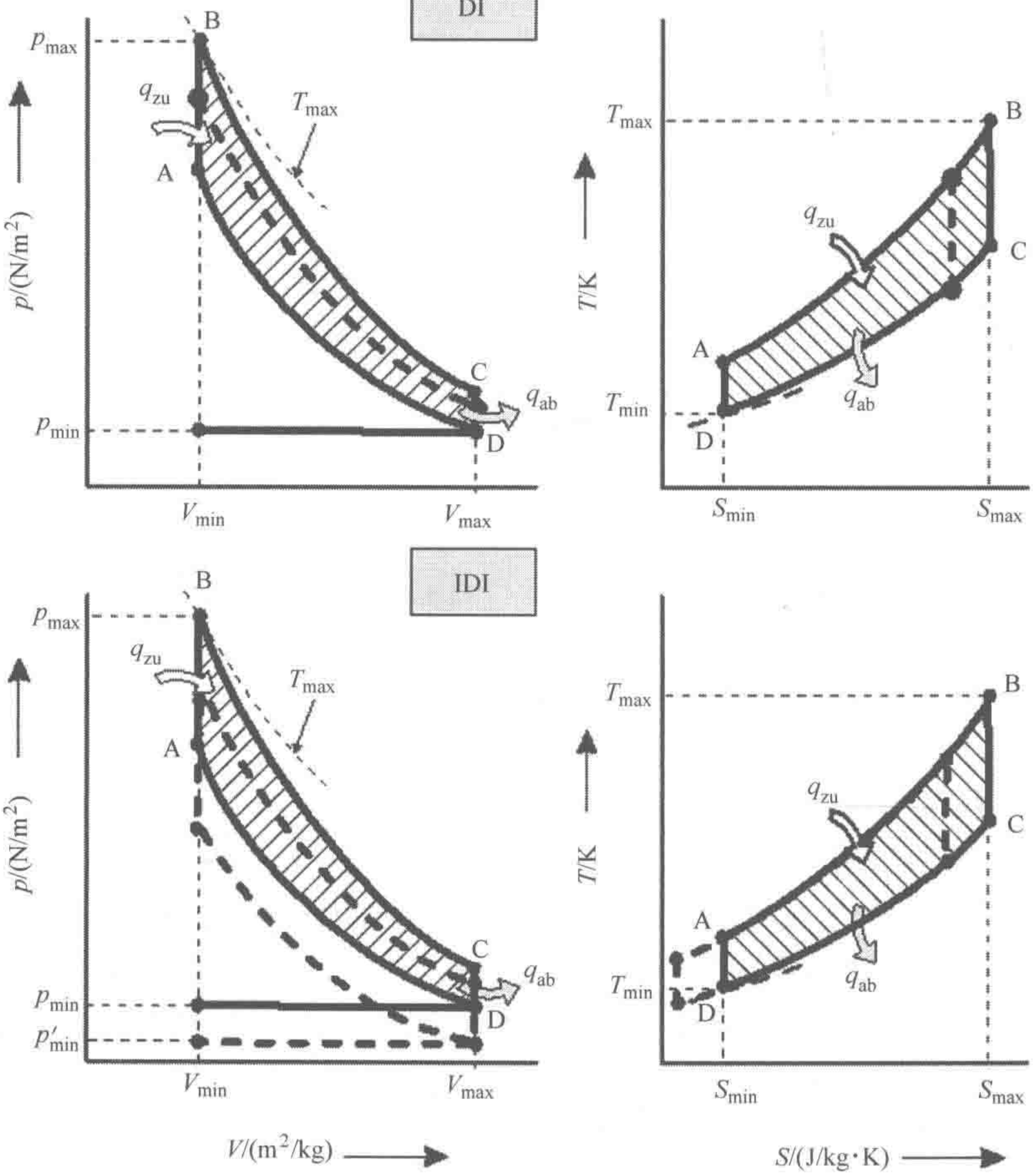


图 22　奥托循环过程

将理想的奥托循环过程与其他形式的循环过程对比分析时，假定气缸工作容

积取值1.8dm^3，压缩比采用燃油直喷技术目前可能实现的值12，每个循环的工作介质质量取用与其他形式循环过程可比性强的值2.416g。全负荷时的最大燃烧温度T_{maxV}和部分负荷时的最大燃烧温度T_{maxT}取用与卡诺循环和斯特林循环一样的值。根据以上数据，就可以计算得到下表内的状态参数和效率。

	A	B	C	D	
$p/(\times 10^5 N/m^2)$	32.41	92.1	2.84	1	全负荷 $\eta_{th}=0.63$
$V/10^{-3}m^3$	0.164	0.164	1.964	1.964	
T/K	764.67	2173.15	804.7	283.15	

		A	B	C	D
部分负荷 $\eta_{th}=0.63$	$p/(\times 10^5 N/m^2)$	32.41	58.19	1.8	1
	$V/10^{-3}m^3$	0.164	0.164	1.964	1.964
	T/K	764.67	1373.15	508.47	283.15

上表中全负荷和部分负荷下计算得到的热效率相等，原因如下：

一是没有考虑部分负荷工况下进气节流导致的负循环功。这种假设符合全工况无节流运行的普遍趋势，通过燃油直喷技术对内部混合气形成的进一步优化可以实现全工况无节流运行。作比较之用，图22也展示了有进气节流的进气歧管直喷的循环过程。

二是在计算全负荷和部分负荷下的热效率时，在定容条件下的比热容c_{vm}(kJ/kg)取用的是温度范围T_{min}至T_{max}的平均值。在真实情况下比热容随着温度升高而升高，由此，可计算等熵指数κ：

$$\kappa = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} = \frac{c_v(T) + R}{c_v(T)} \tag{2.6}$$

比热容随温度的增大导致等熵指数κ的减小。这意味着，全负荷时的膨胀过程计算应取用相应较小的等熵指数值（膨胀过程中随温度降低该值又会增大）。由全负荷至部分负荷工况的、考虑了温度因素的修正计算结果是，即使是理想循环过程的热效率也会有所下降。在真实循环过程中吸热量是会变化的（在理想循环过程中这种变化只是假定发生在纯等压条件下），由此热效率值受影响更大。2.2节将更详细地阐述相关内容。

与Seiliger过程相比，奥托循环过程的比功要小许多，其全负荷和部分负荷下的比功分别为$w_{kV}=638.8kJ/kg$和$w_{kT}=275.1kJ/kg$。

就像已经提到过的，与斯特林发动机相比，现代汽油发动机具有较高的转速

水平，所以在可比的气缸体积条件下其可达到的有效功率也大些。功率大小还取决于，一个工作循环是两个来回的过程（四冲程发动机）还是一个来回的过程（两冲程发动机）。这两种构造的循环过程因扫气方式不同在同样气缸体积下进气量也不同。因此，两冲程发动机的比功会小许多。

在下文将要进行的理想狄塞尔循环过程分析之前，希望通过奥托循环过程压缩比的进一步增大（这可以借助爆燃极限下的汽油直喷予以实现），看看是否可以达到狄塞尔循环过程的热效率。

用于计算的数据设定如下，奥托循环过程的压缩比 $\varepsilon = 13.8$，狄塞尔循环过程的压缩比 $\varepsilon = 22$。虽然这里取用的压缩比值对于汽车柴油发动机来说很高了，但用于评价奥托循环过程的潜力更具说服力。热效率值大小相似基本上代表了比燃料消耗差别不大。

技术复杂程度的区别（尤其是因直喷压力大小差别导致的直喷技术区别）、因压缩过程差别导致的机械损耗区别和废气成分的区别，这三方面的比较结果是，奥托循环过程比狄塞尔循环过程占有一定的优势。

具有高压缩比的奥托循环过程的状态参数见下表。

	A	*B*	*C*	*D*	
$p/(\times 10^5\,\mathrm{N/m^2})$	39.41	105.91	2.69	1	全负荷 $\eta_{th} = 0.65$
$V/10^{-3}\,\mathrm{m^3}$	0.141	0.141	1.941	1.941	
T/K	808.61	2173.15	760.97	283.15	

		A	B	C	D
部分负荷 $\eta_{th} = 0.65$	$p/(\times 10^5\,\mathrm{N/m^2})$	39.41	66.92	2.69	1
	$V/10^{-3}\,\mathrm{m^3}$	0.141	0.141	1.941	1.941
	T/K	808.61	1373.15	760.97	283.15

与之前的奥托循环过程相比，这里得到的全负荷和部分负荷下的比功几乎没有变化，因为最高温度是一样的。其全负荷和部分负荷下的比功分别为 $w_{\mathrm{kV}} = 636.6\mathrm{kJ/kg}$ 和 $w_{\mathrm{kT}} = 263.4\mathrm{kJ/kg}$。

狄塞尔循环

不考虑压缩比的不同，奥托循环过程和狄塞尔循环过程的唯一区别在于吸热的类型，前者为等容吸热，后者为等压吸热。和所有活塞发动机一样，在理想循环过程中假定等熵压缩、等熵膨胀和等容排热。理想狄塞尔循环过程如图 23

所示。

AB	等压变化	→	吸热/膨胀	q_{zu}/W_{Entl}
BC	等熵变化	→	-/膨胀	$-/W_{Entl}$
CD	等容变化	→	排热/-	$q_{ab}/-$
DA	等熵变化	→	-/压缩	$-/W_{Verd}$

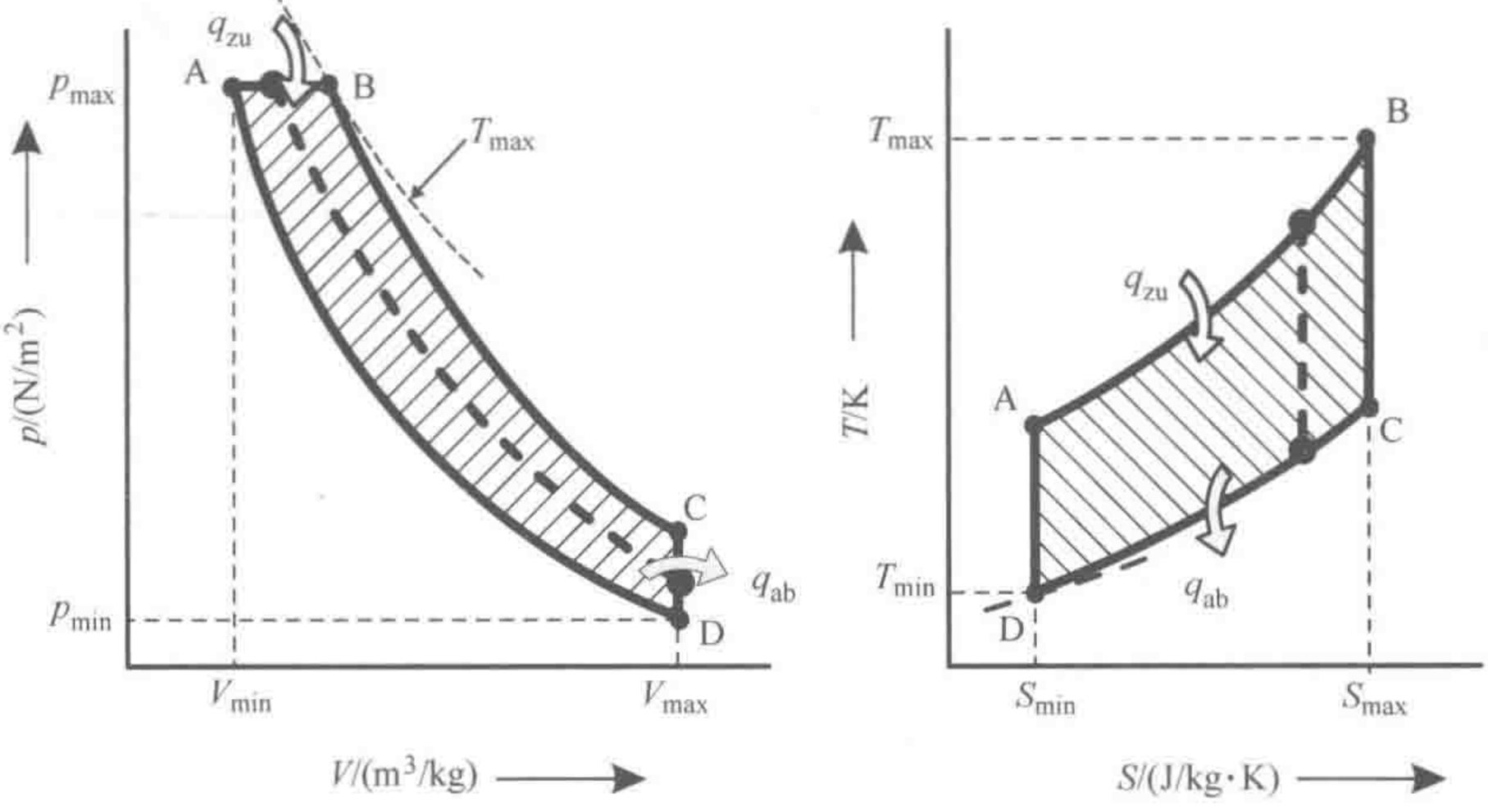


图 23　狄塞尔循环

从热效率的角度看，在相同初始状态（大气环境）、相同排量和相同压缩比的条件下，等容吸热（如奥托循环）与等压吸热（如狄塞尔循环）相比占有明显的优势。也就是说，在真实的狄塞尔循环中，只要最高温度和 NO_x 排放量在允许的范围内，应该尽可能加速燃烧过程，这完全可能通过喷油过程和新的燃烧方法予以实现。

在可比较的温度界限内，用于狄塞尔循环过程计算的压缩比和工作介质质量分别取值 $\varepsilon = 22$ 和 $m = 2.33\text{g}$，计算结果如下表所示。

	A	*B*	*C*	*D*	
$p/(\times 10^5 N/m^2)$	75.7	75.7	3.07	1	全负荷 $\eta_{th} = 0.65$
$V/10^{-3} m^3$	0.086	0.191	1.886	1.886	
T/K	974.32	2173.15	870.31	283.15	

		A	B	C	D
部分负荷 $\eta_{th}=0.69$	$p/(\times10^5\mathrm{N/m^2})$	75.4	75.7	1.62	1
	$V/10^{-3}\mathrm{m^3}$	0.191	0.121	1.886	1.886
	T/K	2173.15	1373.15	457.72	283.15

如 $T-s$ 图定性描述的、热交换平衡可定量推导出的过程特征所决定的，随工况从全负荷降到部分负荷狄塞尔循环过程的热效率由小变大。其比功相对于奥托循环过程更高，全负荷和部分负荷下的比功分别为 $w_{kV}=783.3\mathrm{kJ/kg}$ 和 $w_{kT}=275.5\mathrm{kJ/kg}$。

这里必须要说明的是，在实际过程中狄塞尔循环的最高温度通常超过奥托循环的最高温度，这既影响热效率值也影响比功值。尽管如此，比较不同循环过程最关键的是，热源具有恒定的最高温度。

Seiliger 循环过程

如上所提及的，假定为理想循环过程的所有活塞发动机都具有等熵压缩、等熵膨胀和等容排热步骤。奥托循环和狄塞尔循环的不同之处主要在于吸热步骤是等容的还是等压的。Seiliger 循环过程采用一种等容吸热和等压吸热的组合（途径），如图 24 所示。

AB	等容变化	→	吸热/–	q_{zu1}/–
BC	等压变化	→	吸热/膨胀	q_{zu2}/W_{Entl}
CD	等熵变化	→	/膨胀	–/W_{Entl}
DE	等容变化	→	排热/–	q_{ab}/W_{Verd}
EA	等熵变化	→	–/压缩	–/W_{Verd}

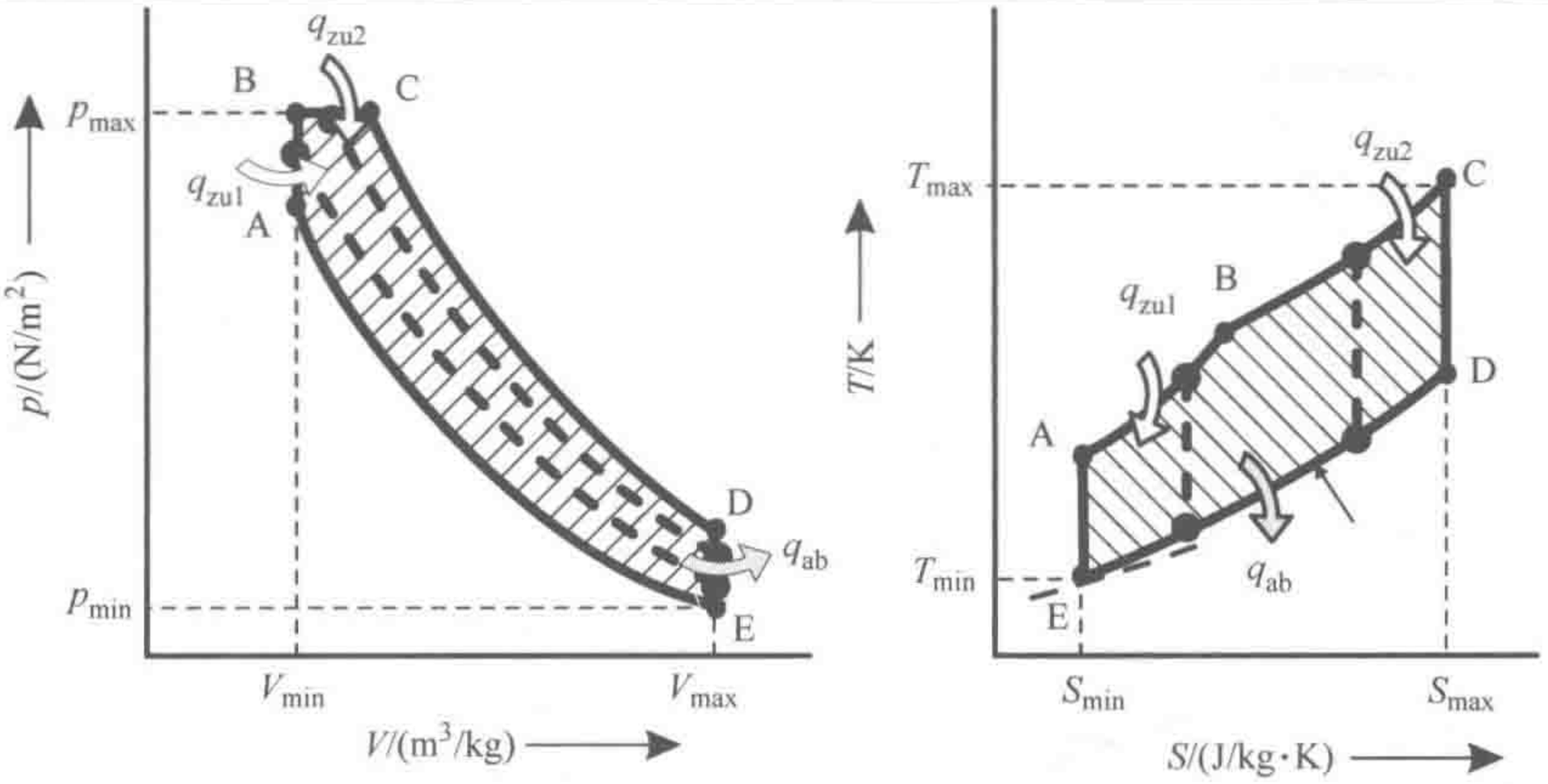


图 24　Seiliger 循环过程

从图中可以很明显看出，与理想奥托循环过程一样，在部分载荷区域根据载荷需求也可以仅发生等容吸热。

相应调整等容吸热段和等压吸热段的比例，Seiliger 循环过程可以近似描述汽油发动机和柴油发动机的实际吸热过程。

优化等容吸热段和等压吸热段的比例，可以提高热效率和比功。下面选取30%等容吸热段和70%等压吸热段的循环过程用于分析比较。压缩比取之前奥托循环所用的值 $\varepsilon=12$，工作介质质量 $m=2.416\text{g}$。气缸工作容积及全负荷和部分负荷下的最高温度取值也与奥托循环相同。下表是相应的计算结果。

	A	*B*	*C*	*D*	*E*	
$p/(\times10^5\text{N/m}^2)$	32.41	54.79	54.79	3.5	1	全负荷 $\eta_{th}=0.61$
$V/10^{-3}\text{m}^3$	0.164	0.164	0.275	1.964	1.964	
T/K	764.64	1292.78	2173.15	990.41	283.15	

		A	B	C	D	E
部分负荷 $\eta_{th}=0.61$	$p/(\times10^5\text{N/m}^2)$	32.41	42.08	42.08	2.04	1
	$V/10^{-3}\text{m}^3$	0.164	0.164	0.226	1.964	1.964
	T/K	764.64	992.81	1373.15	578.86	283.15

值得一提的是，在考虑的温度范围内 Seiliger 循环过程的热效率比奥托循环和狄塞尔循环的热效率都低。

这个事实可以这样解释：

- 与奥托循环相比，在相等的压缩比下，Seiliger 循环过程有一等压吸热段，这使得热效率变小。

- 与狄塞尔循环相比，Seiliger 循环过程的压缩比明显更低，这对热效率也有负面影响。

另外，Seiliger 循环过程的比功介于奥托循环过程和狄塞尔循环过程的比功之间，全负荷和部分负荷下的比功分别为 $w_{kV}=756.2\text{kJ/kg}$ 和 $w_{kT}=333.7\text{kJ/kg}$。

焦耳循环过程

焦耳循环过程应用于燃气轮机（流体机械）。这类机械在 50 年前就已经作为直接动力驱动装置在汽车上被测试过。比如通用发动机公司曾经建造了功率分别为 147kW 和 271kW 的两种不同的火鸟燃气轮机动力装置。在未来驱动系统中人们更感兴趣的是，流体机械应用于车载发电机和应用于电动机驱动的动力源。

这样的混合动力已有成功测试的样机。焦耳循环过程由等压吸热/膨胀 AB、等熵膨胀 BC、等压排热/压缩 CD 和等熵压缩 DA 四个步骤组成。这个循环过程如图 25 所示。

AB	等压变化	→	吸热/膨胀	q_{zu}/W_{Entl}
BC	等熵变化	→	－/膨胀	$-/W_{Entl}$
CD	等压变化	→	排热/压缩	q_{ab}/W_{Verd}
DA	等熵变化	→	－/压缩	$-/W_{Verd}$

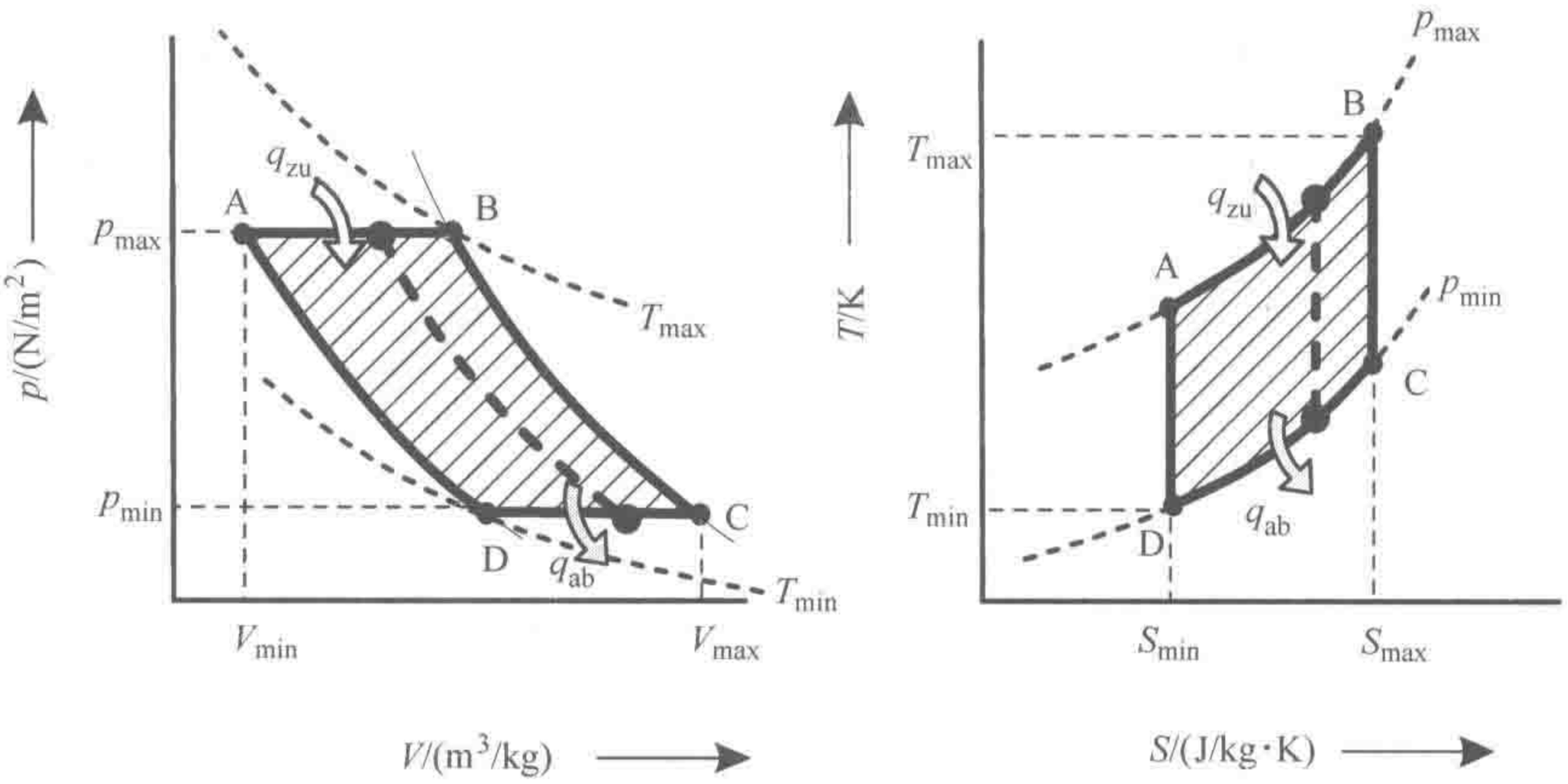


图 25　焦耳循环过程

作为比较基础，如之前的循环过程一样，假定工作介质是理想气体，初始状态为大气环境状态，同时还要假定一个工作介质流量。取分析柴油发动机所用的工作介质质量 $m = 2.33\text{g}$，转速设为 $n = 3000\text{r/min}$，可以算得工作介质流量。

如图 25 所示，与狄塞尔循环过程类似，在焦耳循环过程中也是通过减少等压步骤 AB 的吸热量实现部分载荷工况。

除压缩、膨胀以及吸热步骤通过相似的基本状态改变外，焦耳循环过程与狄塞尔循环过程主要区别在于其具有的等压排热步骤，即通常采用在大气环境压力下的排热步骤。这个差异导致了焦耳循环过程的一个显著优势，即工作介质的膨胀可以进行至大气环境压力。活塞式发动机具有压缩行程和膨胀行程相等的结构特征，所以柴油发动机和汽油发动机都不可能通过等容排热过程完成至大气环境压力的完全膨胀；然而，在活塞式发动机后串接一个通常用来带动压缩机的涡轮机，就可以实现上述的完全膨胀。

因此，与狄塞尔循环过程相比，焦耳循环过程的一个主要优点是，在对应的

压缩比条件下可以实现完全膨胀，进而具有较高的比功值。然而，对于一般的燃气轮机就另当别论了。为了便于对比，可选定压缩段的压力比 $p_A/p_D=7$（该压力比可以看作对应于一个很小的空间压缩比）；燃气轮机通过工作介质流做功，这个特点导致无法精确描述焦耳循环过程，但是，对于等熵压缩段 DA，选定的压力比可以作为相似指标，用于比较狄塞尔循环过程在压力比 $p_A/p_D=75.7$ 和压缩比 $\varepsilon=v_A/v_D=22$ 条件下的情况。

据此，可以得到焦耳循环过程的主要状态参数（见下表）。此外，全负荷和部分负荷下的比功分别为 $w_{kV}=719.9\text{kJ/kg}$ 和 $w_{kT}=275.5\text{kJ/kg}$。

	A	*B*	*C*	*D*	
$p/(\times10^5\text{N/m}^2)$	7	7	1	1	全负荷 $\eta_{th}=0.427$
$V/10^{-3}\text{m}^3$	0.2025	0.891	3.564	0.8127	
T/K	493.69	2173.15	1246.35	283.15	

		A	B	C	D
部分负荷 $\eta_{th}=0.427$	$p/(\times10^5\text{N/m}^2)$	7	7	1	1
	$V/10^{-3}\text{m}^3$	0.2025	0.563	2.252	0.8127
	T/K	493.69	1373.15	787.5	283.15

与狄塞尔循环过程相比，尽管取用的压缩比低很多（注：状态 A 处的压力 $75.5\times10^5\text{N/m}^2$ 和 $7\times10^5\text{N/m}^2$ 的差别也描述了两种不同循环过程压缩比之间的差别），燃气轮机循环过程实现的比功完全可以与狄塞尔循环过程的相比较，如全负荷下前者的比功为 719.9kJ/kg，后者的比功为 783.3kJ/kg。工作介质的膨胀可以进行至大气环境压力是以上结果的原因。

然而，一般来说燃气轮机做功介质（工作介质）的流量要高于以上估算的值（该值是基于 1.8dm^3 排量柴油发动机的工作介质质量估算得到的）。燃气轮机一般可以实现更高的转速，从而可能提供更大的流量。

下面的例子可以很好地解释以上分析结果。在较高的做功介质（工作介质）流量 376g/s 条件下，之前提到的通用公司 271kW 火鸟燃气轮机动力装置可实现理想焦耳循环过程。下面的关系式可以推出上述结论：

$$P(\text{kW})=m\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)\cdot w_{KV}\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\rightarrow 271(\text{kW})=0.376\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)\cdot 719.9\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (2.7)$$

这相当于燃气轮机在大气环境下［气压 $1\times10^5\text{N/m}^2$ 和温度(273.15+20)K］，以体积流量 5.27L/min 吸入空气，小型燃气轮机的转速通常与这个空气体积流量值

相对应。

由之前的分析结果可知，与狄塞尔循环过程和其他循环过程相比，焦耳循环过程因其压缩比低具有较低的热效率。但是，提高压缩比还是有可能提高热效率的。

Ackeret – Keller 循环过程

Ackeret – Keller 循环过程（又称 Ericsson 循环过程）是用作分析、比较发电站性能的理想参考过程。本文涉及的虽然是与车辆动力系统相关的循环过程，但在此处介绍 Ackeret – Keller 循环过程的目的不在于分析其是否可能应用于车辆动力系统，而在于其可以分级趋近燃气轮机焦耳循环过程的潜在可能性。

焦耳循环过程和 Ackeret – Keller 循环过程的主要区别仅仅在于，后者的压缩步骤与膨胀步骤不再是无热交换的等熵步骤，而是伴有强烈热交换的等温步骤。其余的吸热、排热，如同焦耳循环过程一样，还是等压吸热和等压排热。

图 26 给出了 Ackeret – Keller（Ericsson）循环过程的状态图，并标出了与焦耳循环过程的不同之处，用虚线 BC′和 DA′分别表示焦耳循环过程的等熵膨胀步骤和等熵压缩步骤。

AB	等压变化	→	吸热/膨胀	q_{zu}/W_{Entl}
BC	等温变化	→	吸热/膨胀	q'_{zu}/W_{Entl}
CD	等压变化	→	排热/压缩	q_{ab}/W_{Verd}
DA	等温变化	→	排热/压缩	q'_{ab}/W_{Verd}

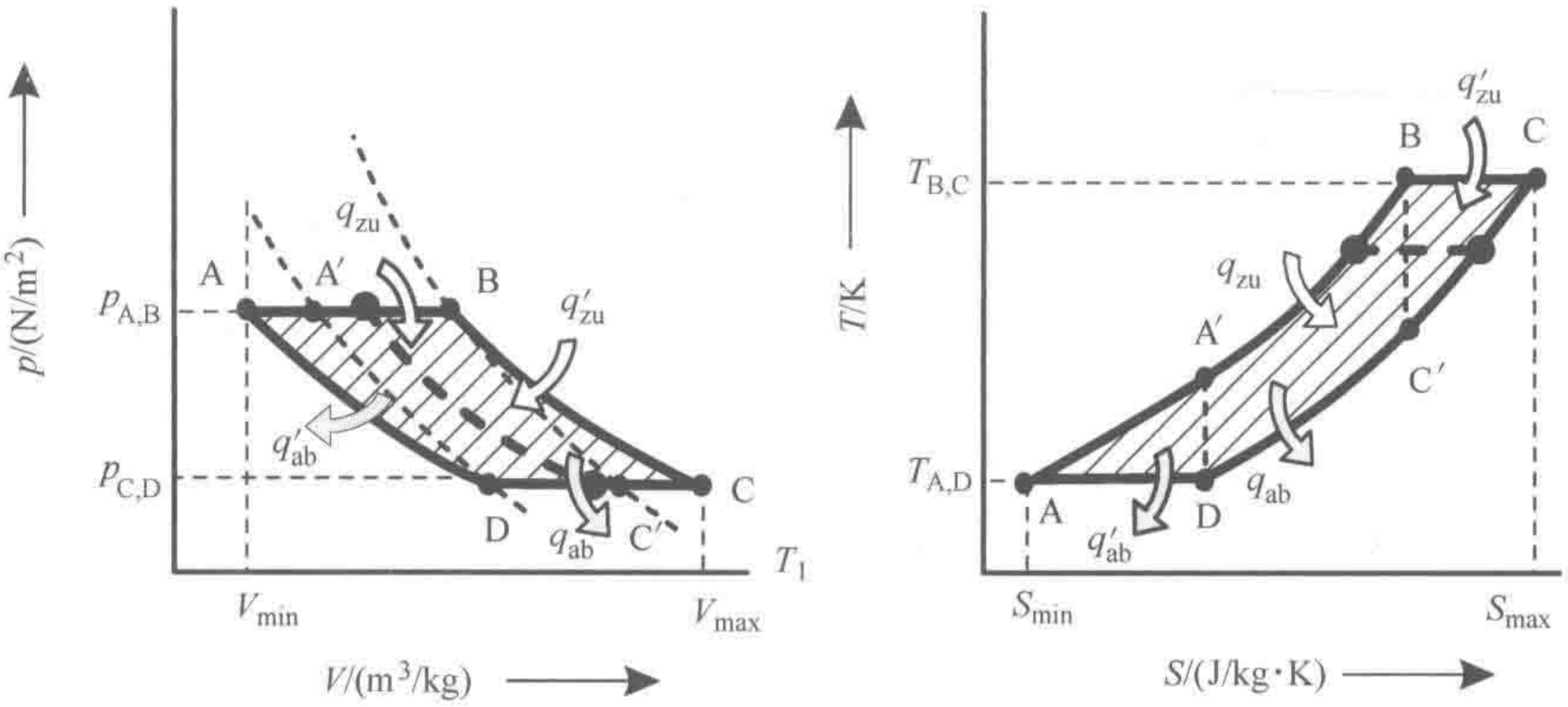


图 26　Ackeret – Keller 循环过程

从 $p-V$ 图可以看出，在同样的极限温度之间（即在 $T_{max}=T_B$ 和 $T_{min}=T_A$ 之间），等温压缩和等温膨胀可增加循环过程的功。另一方面，从 $T-s$ 图可以得出，与斯特林循环过程的区别在于，Ackeret－Keller（Ericsson）循环过程采用等压膨胀 AB 和等压压缩 CD 替代了等容吸热 AB 和等容排热 CD。

因此，以上两种不同循环过程的相应状态曲线也是类似的，区别在于斜率不同，相差倍数因子为 $k=c_p/c_v$。这意味着，在相似的热回收步骤 CD→AB 中（对自然的、不可逆的热传递而言是一个理想假设），热效率在可比的极限温度范围内是保持不变的。

假定全负荷下卡诺、斯特林和 Ackeret－Keller 三个循环过程的热效率相等，即

$$\eta_{thCarnon}=\eta_{thStirling}=\eta_{thAcker\ et-Keller}=\eta_{th} \tag{2.8}$$

为了计算比较，在极值温度 $T_{max}=2173.15K$ 和 $T_{min}=283.15K$ 的情况下，$\eta_{th}=0.87$。

压力与温度值可以从 $p-V$ 图以及 $T-s$ 图导出，比体积可借助状态方程推导出来。相应的状态参数见下表。全负荷和部分负荷下的比功分别为 $w_{kV}=1055.7kJ/kg$ 和 $w_{kT}=608.8kJ/kg$。

正如所预期的，由于具有相似的热平衡，Ackeret－Keller 循环过程也具有与斯特林循环过程可比的比功值。这两个循环过程的比功都大于焦耳循环过程的比功。

由此可以得出如下结论，在燃气轮机（流体机械）应用中，不论是其可达到的比功还是热效率，与焦耳循环过程相比，Ackeret－Keller（Ericsson）循环过程具有明显优势。在活塞发动机应用中，与其他循环过程相比，斯特林循环过程也类似具有同样的优势。

不论是作为直接动力还是作为发电机，Ackeret－Keller（Ericsson）循环过程都不适用于汽车技术，原因在于其必要的过高强度的热交换以及由此产生的对于一个相对紧凑的机器而言过大的热负荷。即使在大型发电装置中，也难以实现 Ackeret－Keller（Ericsson）循环过程，但是，在期望的等温压缩段通过分级冷却或者在期望的等温膨胀段通过分级吸热可以分级逼近予以实现。

	A	B	C	D	
$p/(\times10^5 N/m^2)$	7	7	1	1	全负荷 $\eta_{th}=0.87$
$V/10^{-3}m^3$	0.1161	0.891	6.237	0.8127	
T/K	283.15	2173.15	2173.15	283.15	

		A	B	C	D
部分负荷 $\eta_{th}=0.79$	$p/(\times 10^5 N/m^2)$	7	7	1	1
	$V/10^{-3}m^3$	0.1161	0.563	3.941	0.8127
	T/K	283.15	1373.15	1373.15	283.15

应用于航天技术的燃气轮机（流体机械）有时会实现 Ackeret－Keller（Ericsson）循环过程的部分步骤（有时甚至仅实现其中一个步骤），如在压缩段 DA 采用喷水的等压过渡冷却可使等熵压缩变为等温压缩，或者在膨胀段 BC 采用等压后燃烧同样可以实现由等熵膨胀至等温膨胀的状态变化。对汽车技术而言，虽然给压缩机喷水冷却和在燃气轮机两级之间加装后燃烧器这样的措施看起来像杀鸡用牛刀似的，但其中的原理给人以启迪，即利用发动机已有的余热回收机并且通过合适的热交换机实现循环过程的部分步骤，发动机效率能够得到显著提高。

通过比较热机的可实施循环过程可以看出，在理想范围内应用于车辆技术时，它们具有大小差别明显的比功（它取决于功率密度）和热效率（它影响比燃油消耗）。能否实现某一循环过程，关键之处还在于实现技术的复杂程度和成本。

上述循环过程在现今的汽油发动机和柴油发动机基础上的应用潜力在于其部分步骤的技术实现。一个最好的佐证是涡轮增压器，它实现了活塞发动机与燃气轮机过程之间的部分步骤的组合运行。

2.2 四冲程活塞式发动机——应用潜力与发展趋势

2.2.1 发动机过程的匹配与优化

大幅度减少燃油消耗、二氧化碳排放和有害物质排放是决定活塞式发动机未来生死存亡的节能减排目标。要达到这一目标，必须对能量转换过程（从燃料的化学能至热再至功）进行系统分析，并对其加以改善和控制。其中，燃烧过程具有中心作用：燃油油滴在燃烧室空气中的分布、与空气混合过程伴随的迅速汽化（或雾化）和形成的湍流，这些因素确定了在燃烧室的每一个体积单元中（如图 27 所示，见彩插）的能量转化效率、随时间和空间变化的温度/压力值和与此相关的燃烧生成物，如充分燃烧生成物 CO_2、H_2O 和 N_2，或者非充分燃烧生成物 CO 和 C_mH_n，或者高温燃烧分解物 NO、NO_2、OH、H 和 O。

在特定的输入条件下，如何控制和优化燃烧过程，即在每一个载荷/转速组合下、在变化的环境条件（压力、温度和湿度）下和在动态工况下如何保持已达到的性能指标参数值，这是发动机技术中的一个至关重要的问题。解决此问题

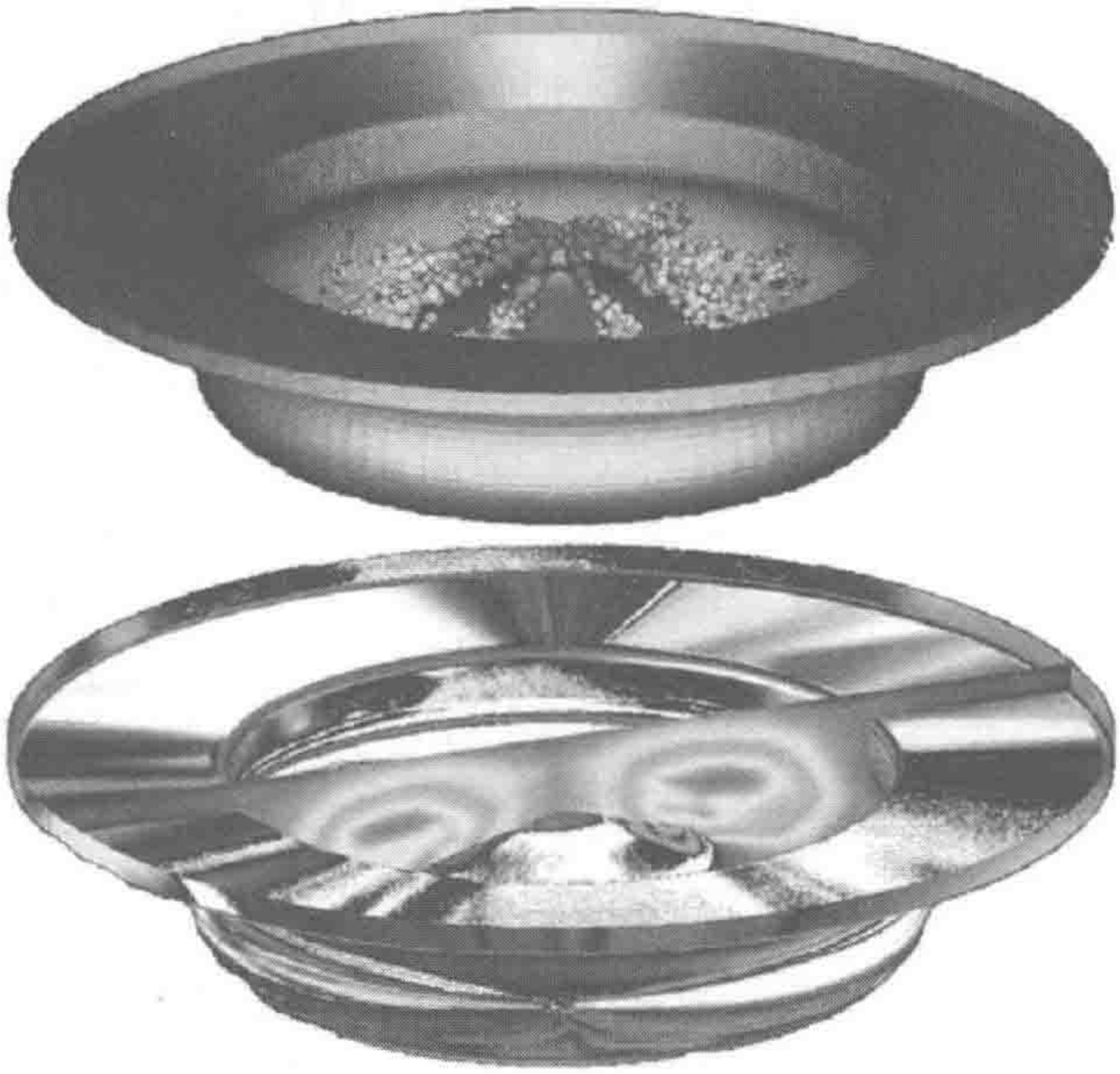


图 27　缸内燃油直喷发动机燃烧室中燃油油滴分布和相关变量的仿真结果

的基本原理是，在上述条件的每个组合情况下，针对起动、动态运行和稳态运行，设定相应的空气和燃油输入量。因此，空气供给模块（增压系统、气门控制机构和进/排气管）和燃油供给模块（直喷系统）是服务于燃烧过程的功能模块，如图 28（见彩插）所示。

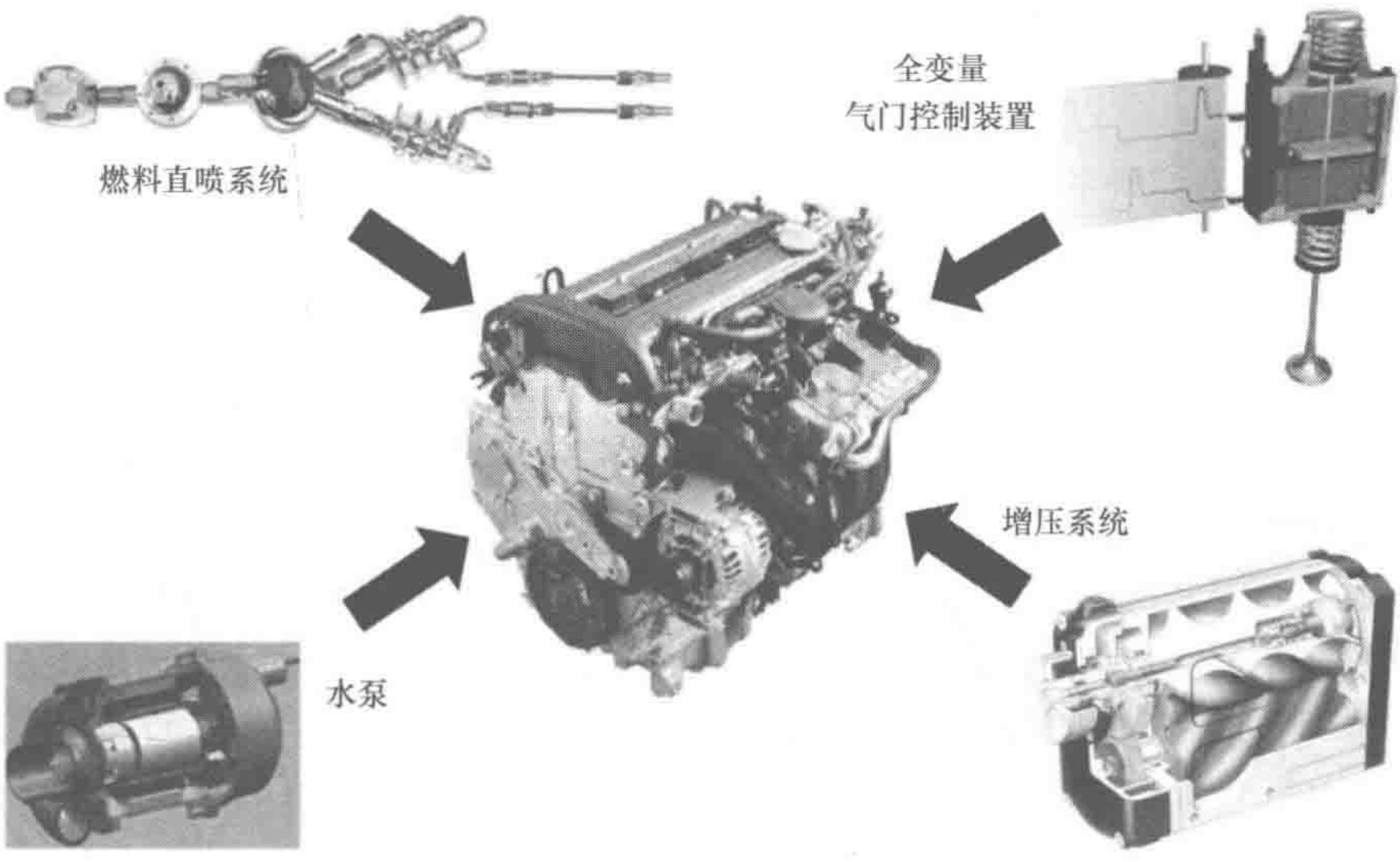


图 28　燃油发动机的功能模块

为了实现燃烧过程的控制与优化，对应于前述的条件组合，需要实现对功能的（前馈/反馈）控制，而仅对应于发动机转速的驱动不再适合了。与燃烧相关的热动力学子过程（换气、混合气形成和热传导）从而变成了一个模块化的角色。

图29（见彩插）描述了未来活塞式发动机运行总过程的主要模块，即单级或多级增压，进/排气歧管内压力波调整，全可变气门控制，通过燃料直喷实现的燃烧室混合气形成，受控自点火，废气再循环，热管理，空气/燃料混合气有效压缩比提高。

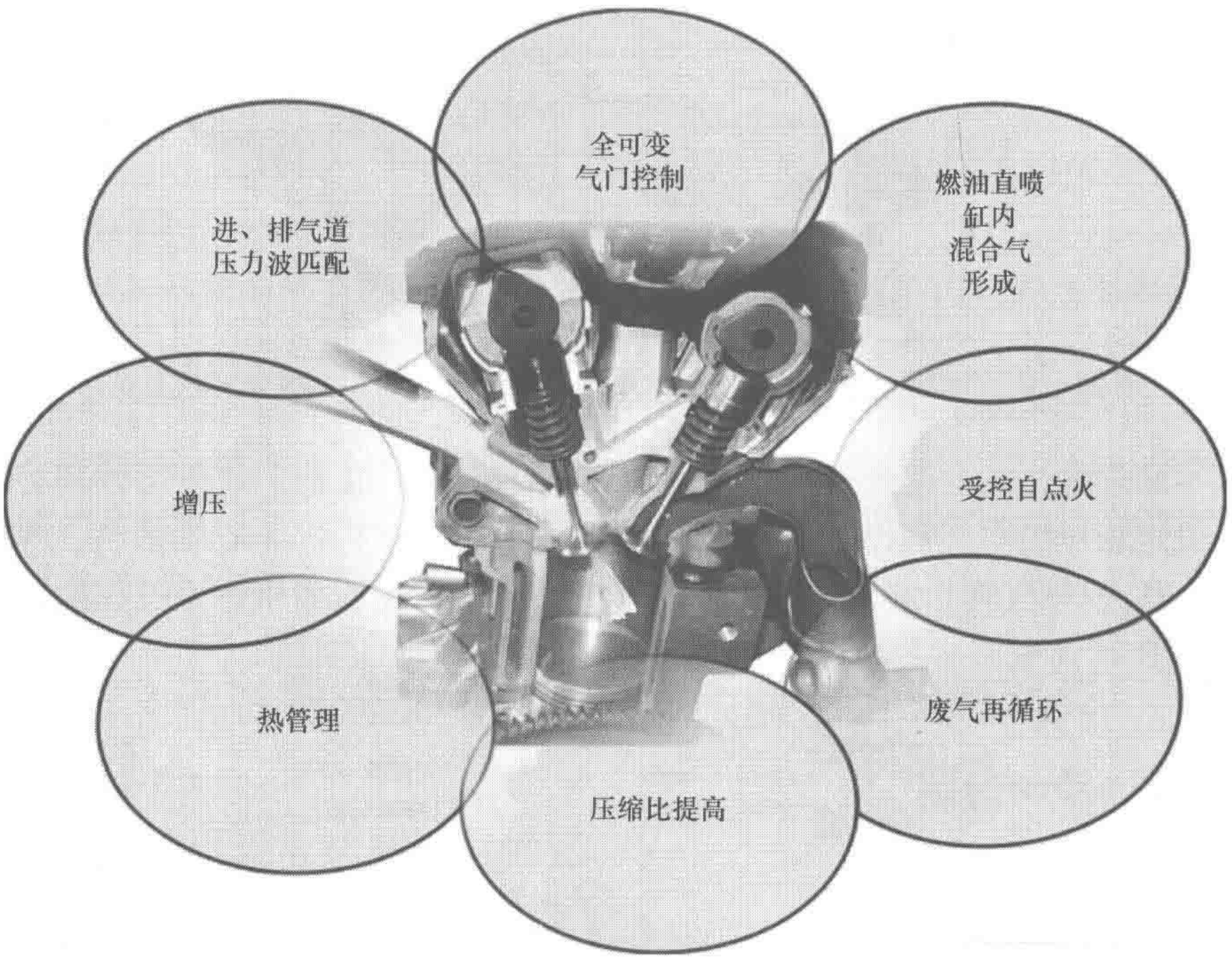


图29　车用内燃机过程功能模块的优化

进一步减少摩擦损失和发动机重量、持续研发催化器技术也一直是内燃机工作过程优化的主要内容。

对循环过程的所有途径（或步骤）进行优化（标定），实现尽可能的高效燃烧，就是拓展内燃机的工作特性区域至最优区域，使发动机的比燃料消耗率和比有害物质排放量最小。然而，要使内燃机在所有负荷/转速工况下的上述指标都为最优值，这几乎是不可能的。图30是某一现代活塞发动机的万有特性图。在功率20～40kW/转速1500～2700r/min的工况范围内（典型的市郊工况），发动机的比燃油消耗保持在210～215g/kW·h，这说明该发动机循环过程的实现和标

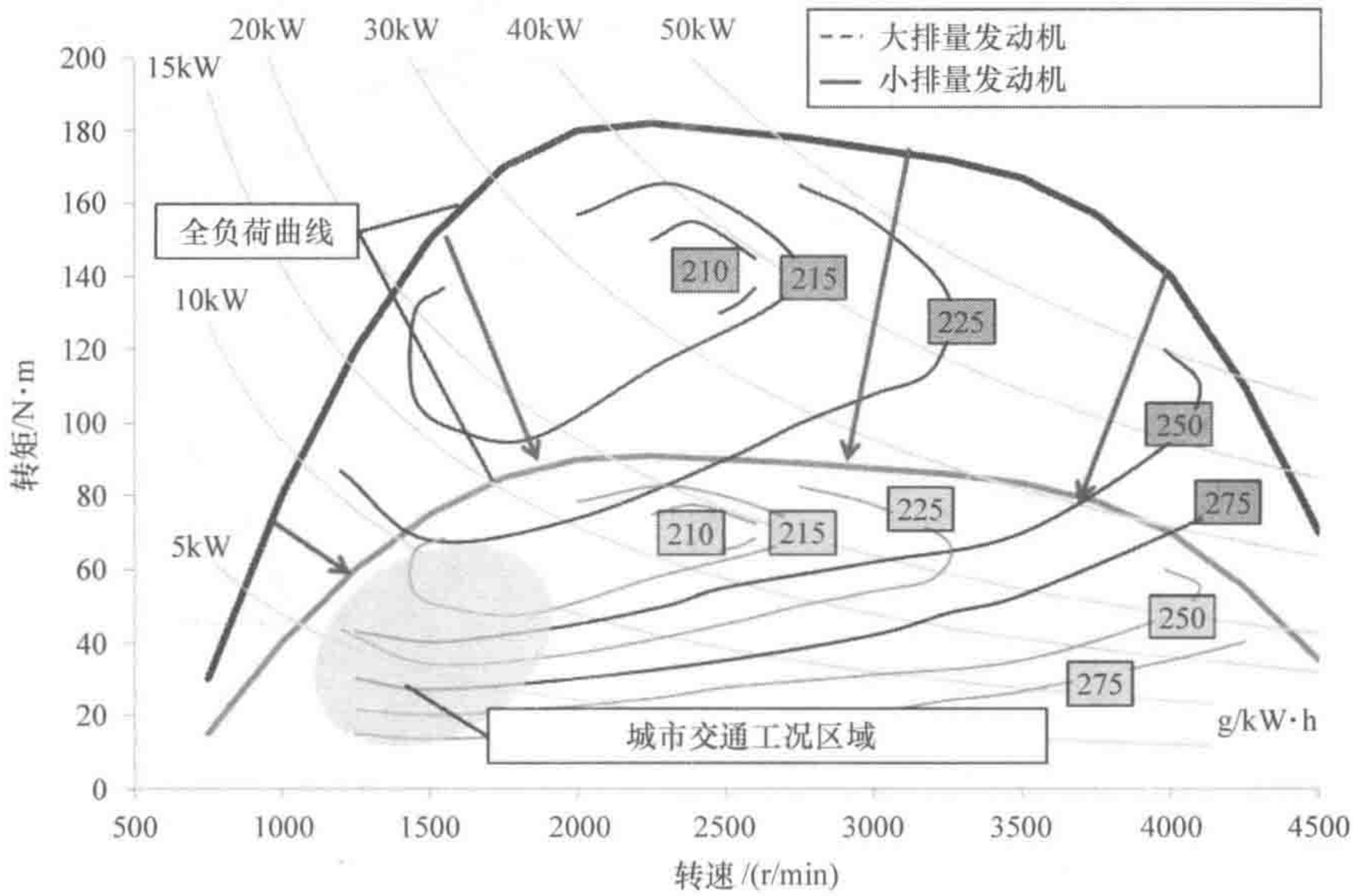


图30　小型化实现的特性图改变

定水准相当高了。但是，在交通密度更大的城市环境下，发动机的期望工作区域是功率5～7kW/转速1200～2000r/min的城市工况。发动机工作点挪至这样的城市工况（部分负荷区），导致比燃油消耗增加（如图30中所示该增加量高达30%）。

导致比燃油消耗增加的原因与发动机过程的实现有关，具体解释如下：

- 负荷减小，要求的燃料供给量必然相应减少，从而导致混合气体密度的降低，这样就使燃烧过程变慢，并且降低燃烧过程的最高温度。由此导致了热效率降低，由于比燃料消耗与热效率成反比，所以，比燃料消耗增加。
- 转速降低导致输入空气的动能降低，从而降低混合气的湍流度，由此影响燃烧过程，使其热效率下降。

一个有效的应对措施是，将发动机的工作特性曲线整体挪至更低的功率/转速区域，如图30所示。

为了解释这个措施，引入以下公式：

$$P_e = w_e \cdot V_H \cdot n \cdot \frac{T_U}{T_A} \tag{2.9}$$

式中，P_e 为有效功率，(kW)；V_H 为工作容积，(m^3)；w_e 为有效能量密度，(kJ/m^3)；n 为活塞式发动机转速，(r/min)；T_U 为活塞式发动机每转的行程数；T_A 为活塞式发动机每工作循环的行程数。

有效能量密度与最大热效率相关，在高有效能量密度条件下要实现一个较低的功率，基本只能采取降低内燃机工作容积的措施。这个策略就是最近汽车行业中被追崇和熟知的“小型化”（Down Sizing）。如果提出相反的要求，即实现一个较大的功率，应该采取什么措施呢？除了转速有限提高的可能性外，如公式（2.9）所示，只能采取增大能量密度的措施。

增大能量密度

提高能量密度可通过内部措施和外部措施两种途径实现。能量密度与发动机比循环功相关，具有以下关系：

$$w_e = \frac{w_k}{V_H} \tag{2.10}$$

式中，w_k 为比循环功（kJ/kg）；V_H 是活塞式发动机的比工作容积（m^3/kg）；$v_H = V_H / m_{Gemisch}$。能量密度概念上相当于“有效平均压力”：

$$p_{me} = w_e$$

$$\left(\frac{kN}{m^2}\right) = \left(\frac{kJ}{m^3}\right) \rightarrow \left(\frac{kN \cdot m}{m^3}\right) \tag{2.11}$$

另外，有效功率 P_e（kW）：

$$P_e = M_d \cdot \omega \xrightarrow{\omega = 2\pi n} P_e = M_d \cdot 2\pi n \tag{2.9a}$$

式中，ω 为角速度。由公式（2.9）和（2.9a）可得：

$$w_e \cdot n \cdot \frac{T_U}{T_A} \cdot V_H = M_d \cdot 2\pi n \tag{2.11a}$$

由此，可推导出转矩：

$$M_d = w_e \cdot V_H \cdot \frac{T_U}{T_A} \cdot \frac{1}{2\pi} \tag{2.12}$$

其中，M_d 为转矩，（N·m）。

提高发动机能量密度的内部措施着眼点在于各个热力学循环过程的实现手段，可参照2.1节的分析、比较内容。当发动机在输出功率较小的全负荷工况下，即在较小的工作容积下输出最大比功的情况下，这种提高发动机能量密度的方式就不适用了。通过降低比循环功降低有效能量密度，这种措施等同于典型的部分负荷调节。

因此，提高发动机能量密度只能采用外部措施。外部措施就是，从外部给发动机增加供热（即发动机吸热量）。增加发动机吸热量，意味着增加燃料供给，同时也必须相应增加燃烧室内的空气量。对于给定的工作容积，只有通过增压措施才能实现上述目的。在当前的活塞式发动机研发中，增压手段实际上是所有发

动机小型化设计的基础。

紧凑型汽油发动机可以通过机械压缩和涡轮增压两级增压提升转矩，如图31所示。类似的应用中转矩可增加至2.5倍之多。

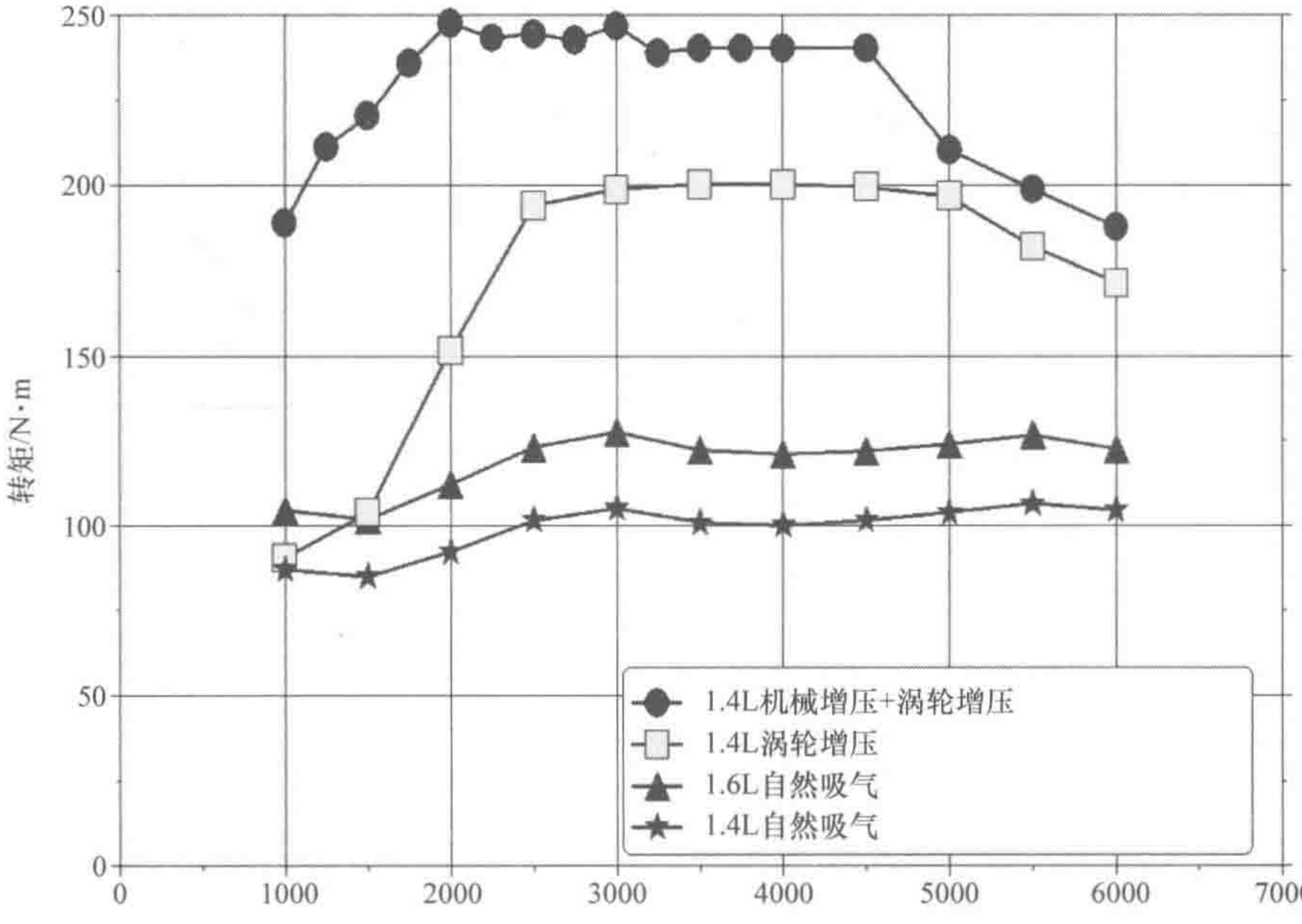


图31　通过增压实现紧凑型汽油发动机的小型化

在发动机负荷/转速主要工作区域内实现增压，是与调节换气特征值（如空气消耗量或容积效率）相关的，换句话说，是与调节气缸换气结束后发动机内实际的新进气量与扫气损失的比例相关的。

通过增压产生更高的气体流动强度是以一个全负荷转速范围内尽可能灵活的换气管理为前提的，而灵活的换气管理则意味着进/排气门机构的完全可控，即开启时刻、持续时间和升程的完全可控。由于发动机有害物质排放限制极严，虽然气缸内新鲜进气与燃烧剩余气体混合之后的换气可能会有一定的稀释效果，但是，仅仅这一个措施还远远不够。通过发动机缸内燃油直喷技术，换气过程中可以将燃料损失完全排除在外。

在部分负荷工况下，尤其在燃烧剩余气体区域内，燃油直喷技术实现的燃烧室内充气分层可以实现混合气的可控自点火，从而影响发动机的热效率和有害物质排放。增大压缩比也可实现同样效果，再配合燃油直喷技术的应用将使效果更加明显。

发动机小型化一方面可以实现整体的能量密度提升，另一方面也使得因冷却

和废气排放导致的热损失问题更加突出。在液压冷却系统中采取合适的控制措施，实现对燃烧室内壁的热传导管理，将是活塞式发动机未来的研发重点之一。除此之外，通过废气涡轮增压实现废气焓的利用，这也将是必要的研发内容。总而言之，小型化概念是一些具有因果关系的模块化研发概念的集合，从基于可变气门控制的增压，到基于缸内混合气形成的增压、基于可控自点火的增压和基于提高压缩比的增压，再到燃烧热管理。

增压

根据期望的转矩特性，可采取机械增压、涡轮增压或者压力波增压方式实现增压。图 32 展示了目前通常采用的增压方法。

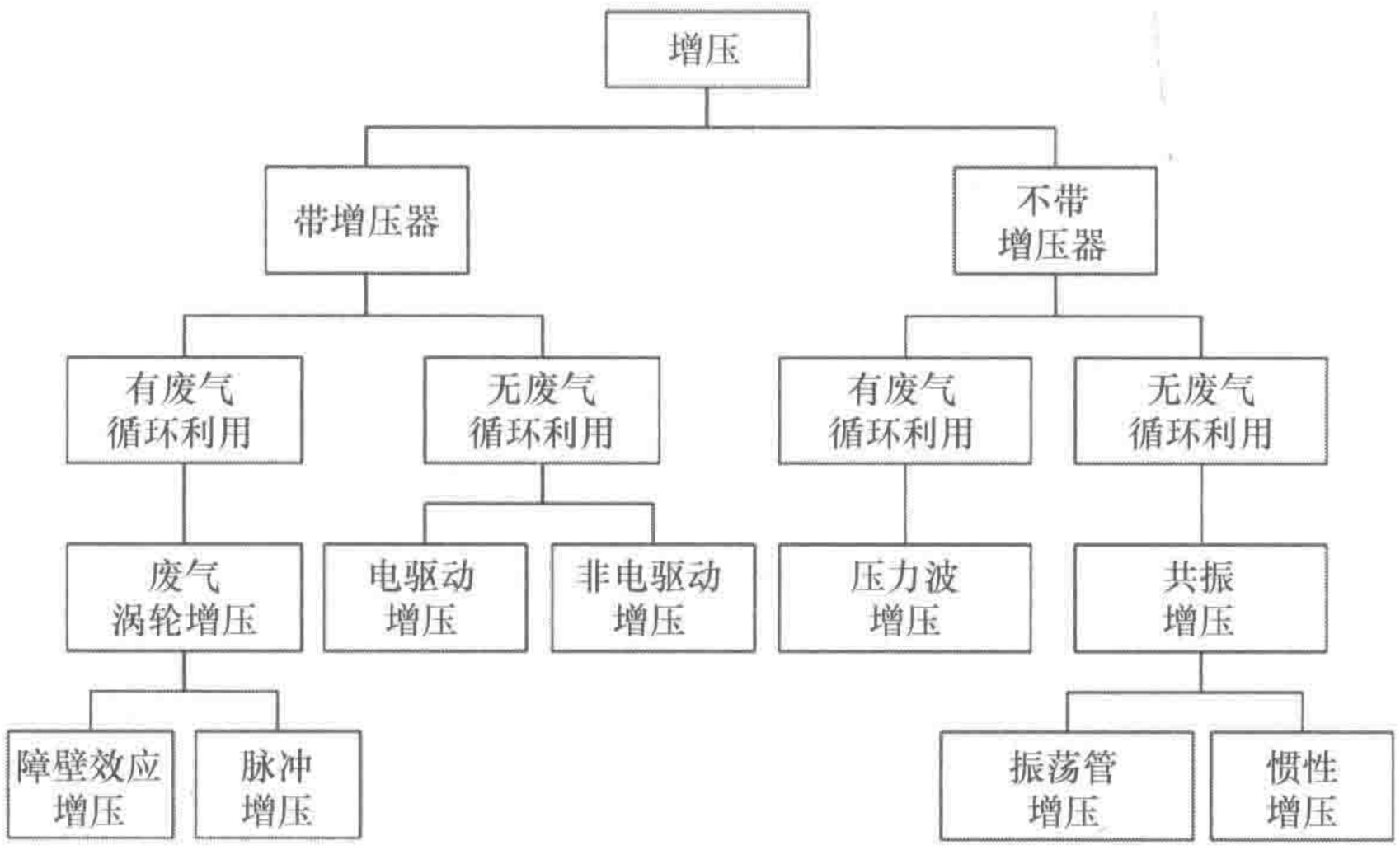


图 32　活塞式发动机增压方式

机械增压因其动力源来自发动机本身，虽会导致效率损失，但是，在先进汽油发动机上尤其在其低转速区域，机械驱动的增压器（目前越来越多被应用的螺旋增压器）仍然用于增加发动机的转矩。由此实现的转矩特性缩短了发动机过渡到目标工况点（目标功率）的时间，从这方面看算是部分弥补了所致的效率损失。柴油发动机在低转速区域已有一个很好的转矩特性，所以不再需要机械增压用于缩短加速时间。

虽然涡轮增压（尤其是应用在带有节流器的汽油发动机上的涡轮增压）相比机械驱动的增压器具有更大的惯性，但是，涡轮增压具有更高热效率这个明显优势，即通过涡轮回收利用废气能量来驱动增压器实现增压。汽油发动机增压时希望避免进气歧管节流效应，结合分层燃烧的燃油直喷技术已部分实现了上述目标，涡轮增压在这方面的应用也是值得关注的，相关内容可参见 2.2.2 小节。鉴于响应特性和效率的要求，一个增压系统往往由不同的、可接入或断开的增压模

块组合而成，图 33 展示了这样一个例子。

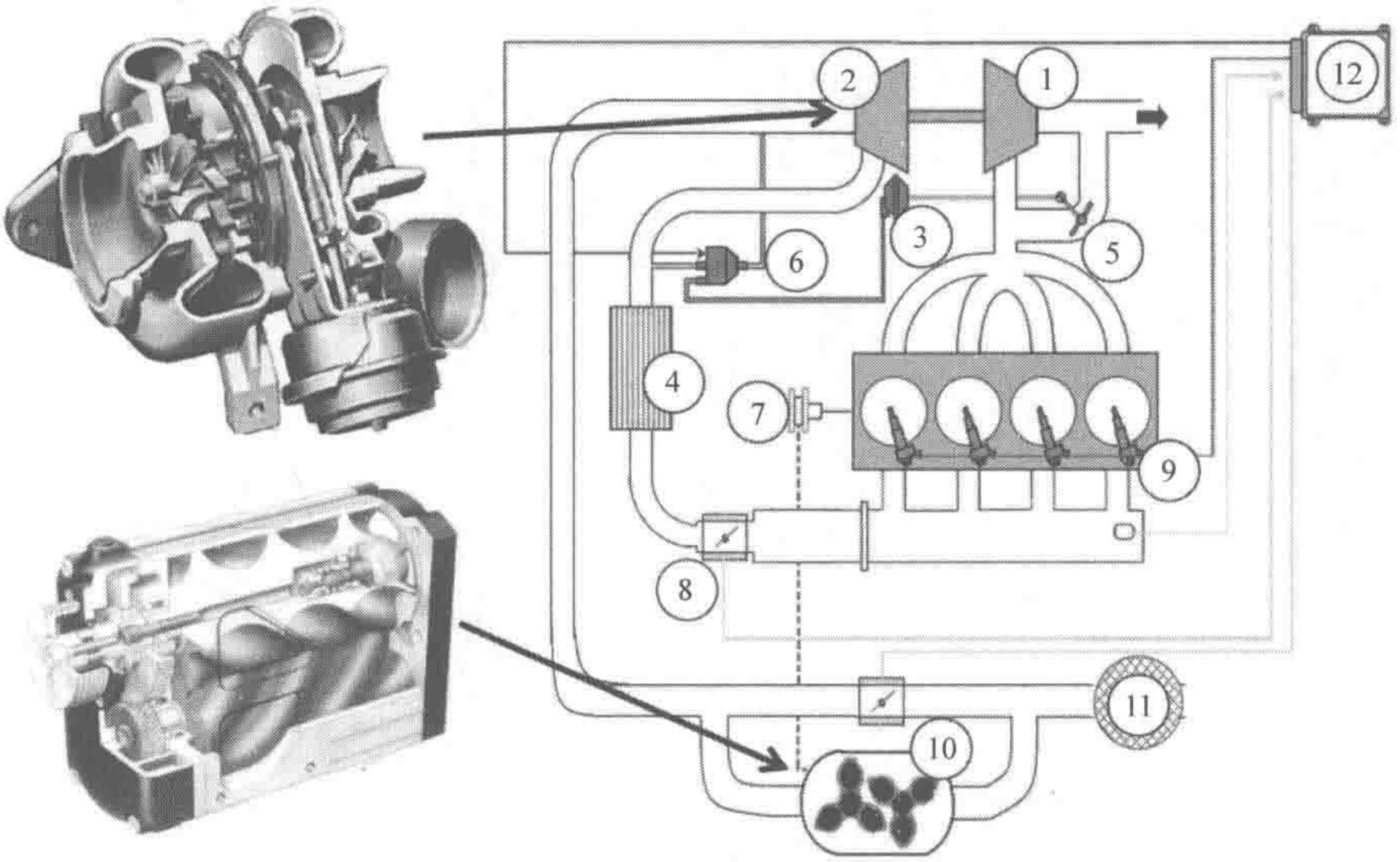


图 33　带有压缩机增压器和涡轮增压器的汽油发动机

1—涡轮机　2—压气机　3—废气道　4—中冷器　5—废气门　6—旁通阀　7—电磁离合器
8—节气门　9—汽油直喷装置　10—压缩机　11—空气滤清器　12—发动机控制器

原则上，有无压缩机均可实现不同模块的组合增压：

- 有压缩机的情况：利用涡轮回收废气能量或者由发动机驱动，或是由独立的电动机驱动。
- 无压缩机的情况：废气利用（压力波增压器）或无废气利用，即利用共振波实现的增压，如进气管振动增压、脉冲增压（又称惯性增压）和共振增压。

图 34（见彩插）为一个脉冲增压系统的示意图。进气门开启时，每个歧管中的电磁阀门都保持关闭状态。只有当活塞移动至气缸容积最大时，电磁阀门才开启。借助于压力差引起的空气柱脉冲，这样的气缸充气过程比正常完全开启进气门时的充气过程更有效率，因为后者活塞运动过程中的压力差很小。

图 35 展示了将活塞式发动机容积效率收益考虑在内的脉冲增压效果。采用脉冲增压可以提高容积效率，其效果与采用压缩机增压的效果相当。

车辆动力越来越多地配有这样的附加增压系统，它由一个电动机驱动的增压器（其中电动机控制基于特性参数曲线）和 1 ~2 个涡轮增压单元（视运行效率而定）构成。

无论采用什么增压方式，涉及发动机小型化的、随负荷和转速变化的缸内新鲜充气量调节都离不开这样的一种高效增压系统管理，用于实现如下指标：①全

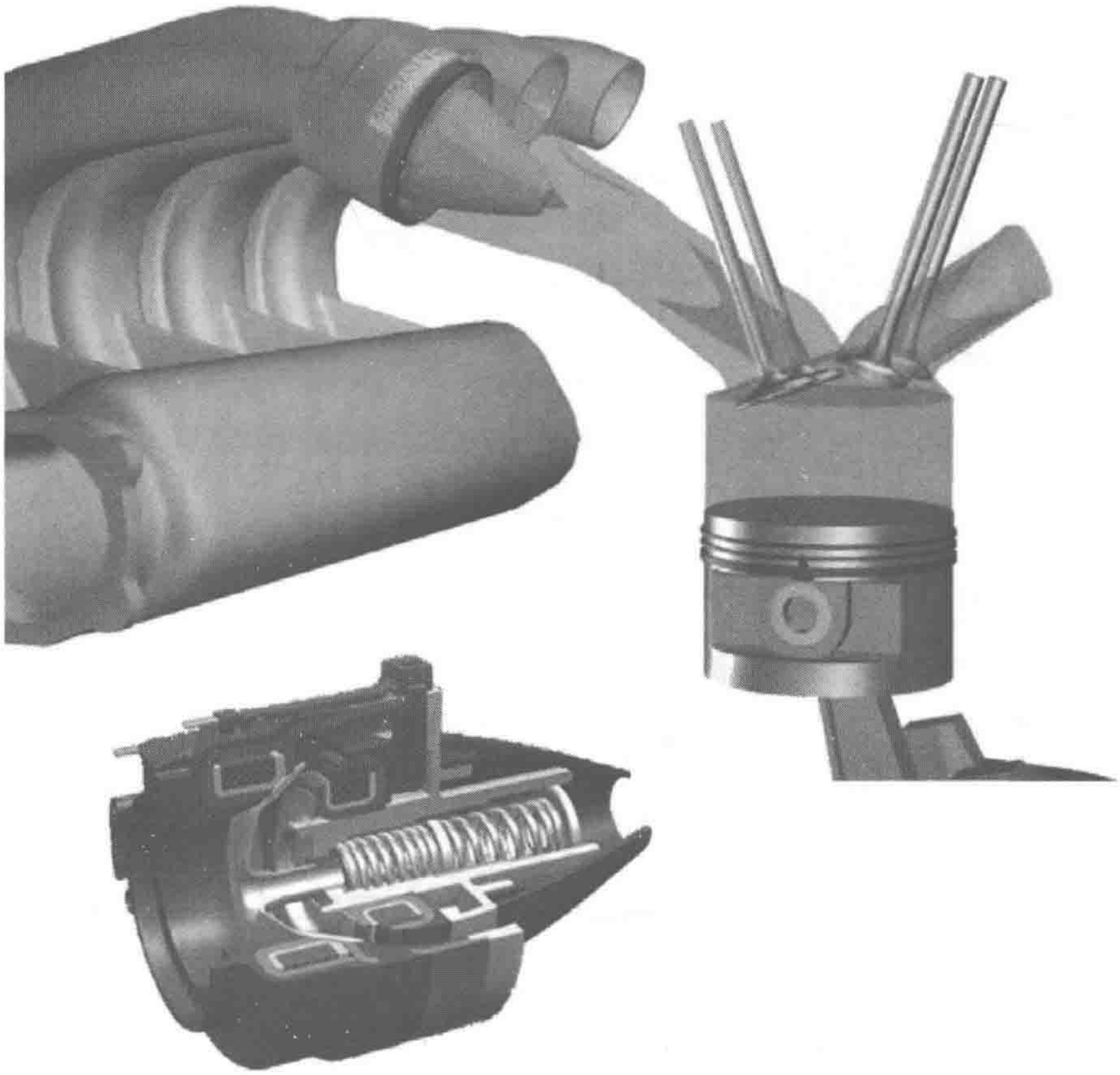


图 34　西门子的电动脉冲增压（来源：西门子）

负荷时缸内新充气量最大或者部分负荷下缸内新充气质量与燃烧剩余气质量之比例最优；②全部转速范围内全负荷及部分负荷条件下扫气损失最小；③增压系统所耗功率最低（尤其是在只需部分新充气量的部分负荷情况下）。

作为例子，图 36 与图 37 显示了现代螺旋压缩机的匹配和可能的管理策略。由图 36 可知，压缩机的压力匹配和压缩机与发动机传动比的匹配是第一级的优化。

为此，通常通过数值仿真或试验获取内燃机每一转速下的 $p - \dot{m}$ 曲线（吸收曲线），另一方面，对于已经安装的增压器，则通过试验数据获取相应曲线。每个工作点由内燃机曲线与增压器曲线在某转速下的重合点确定。由工作点可以确定增压系统的工作特性曲线。选择不同的内燃机与增压器间的传动比，可以校正工作特性曲线，使其整体向下或向上移动，或者配置一种可改变增压器与内燃机

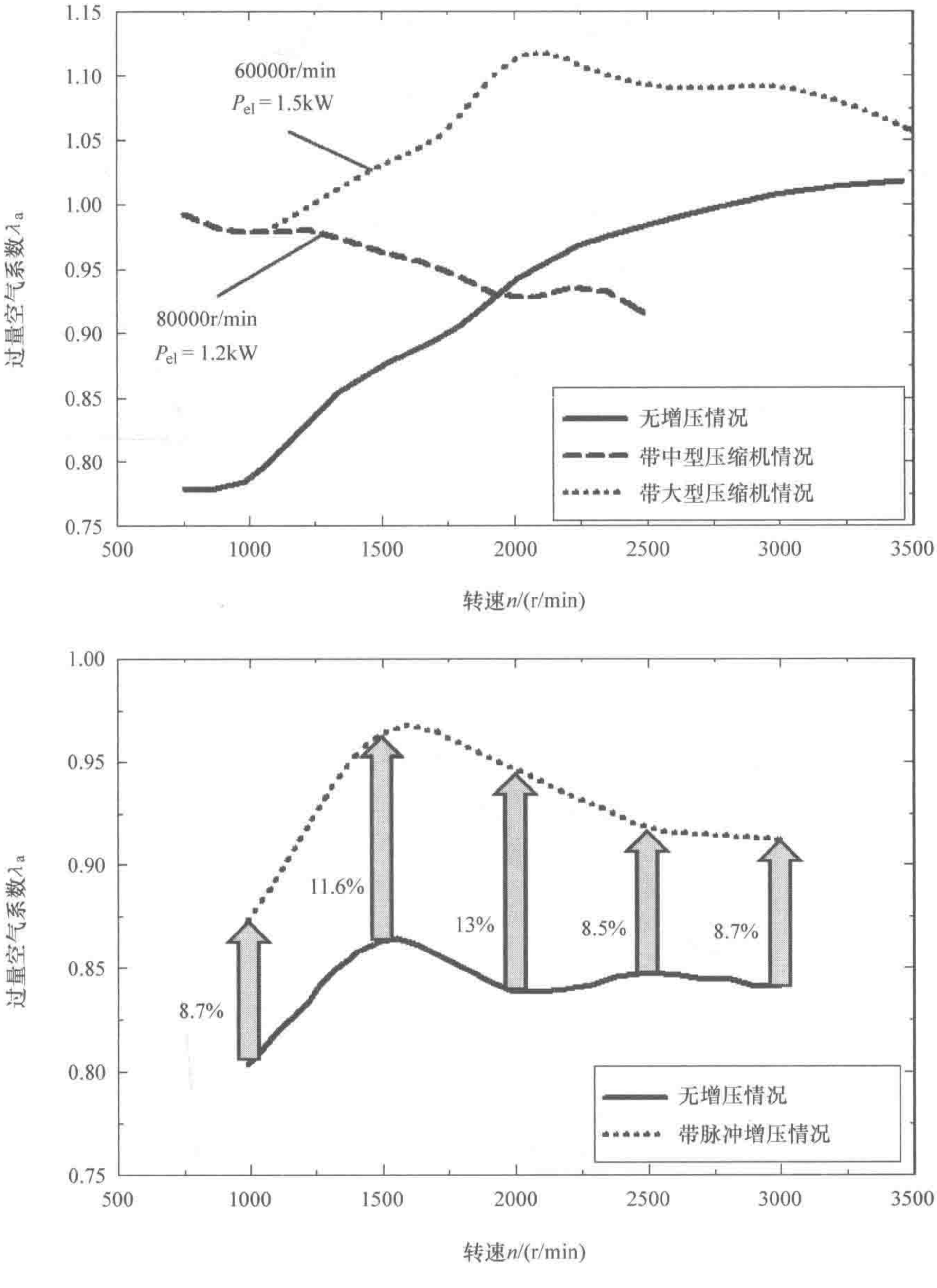


图 35　脉冲增压的效果

间传动比的增压驱动单元也可达到相同的效果。

涉及部分负荷工况下新鲜充气量和增压器功率的增压系统管理则是更棘手的内容。

图 36 只是原理上描述了匹配的工作特性曲线。图 37 汇总了实现工作特性曲线匹配的可能措施。具有可变传动比的、可快速离合的内燃机/增压器系统从功

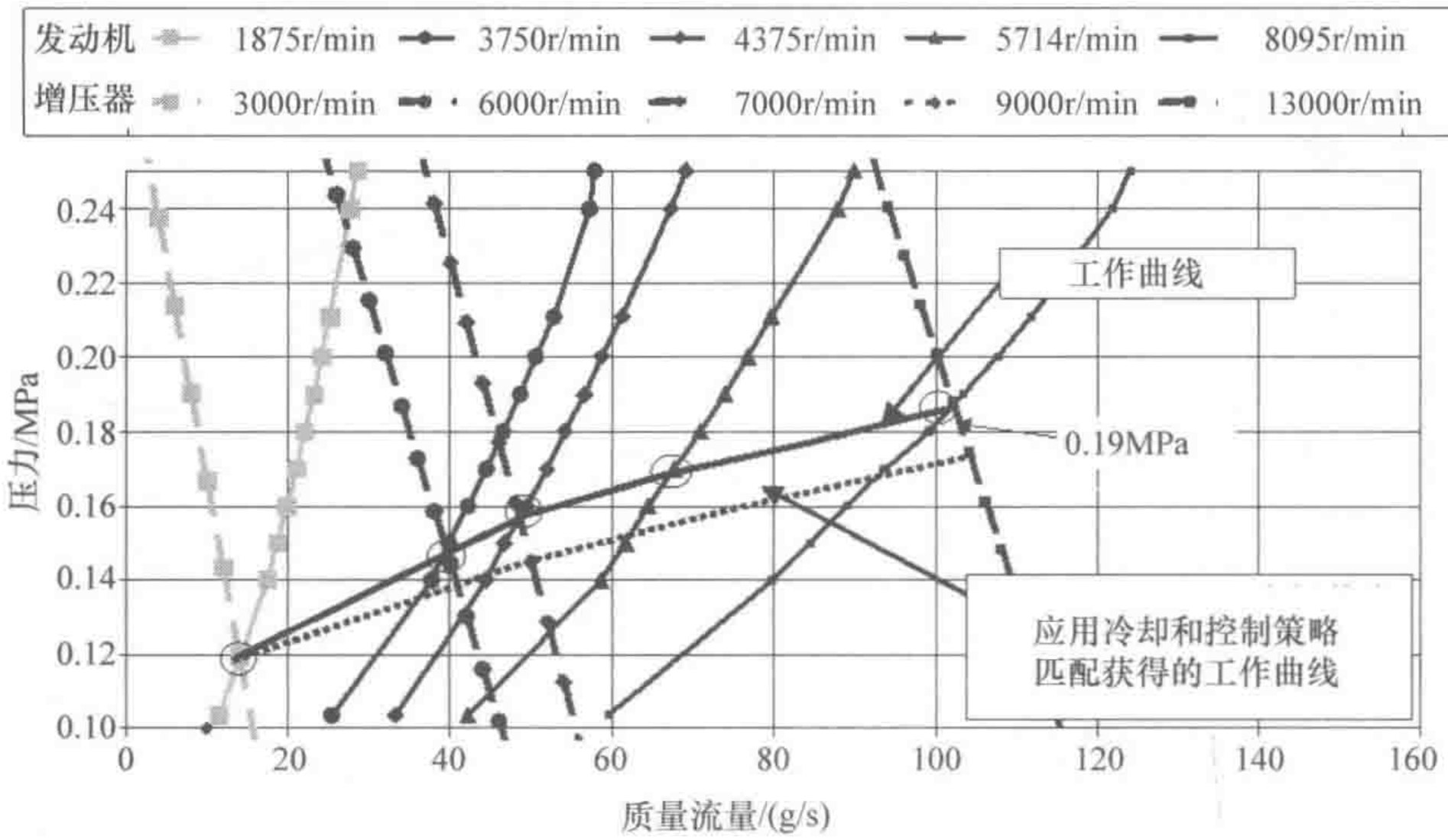
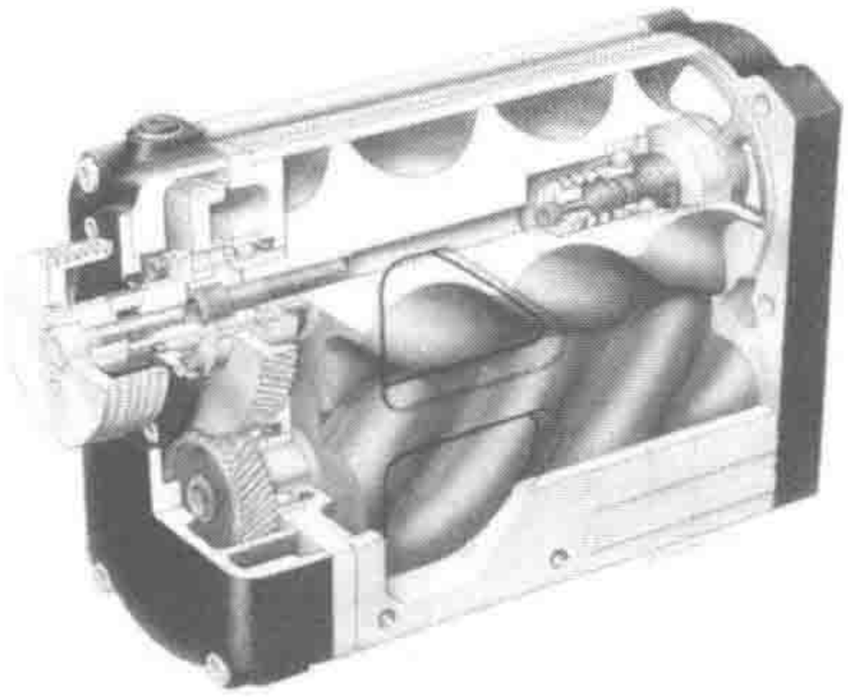


图 36　装有机械增压的活塞式内燃机工作特性曲线



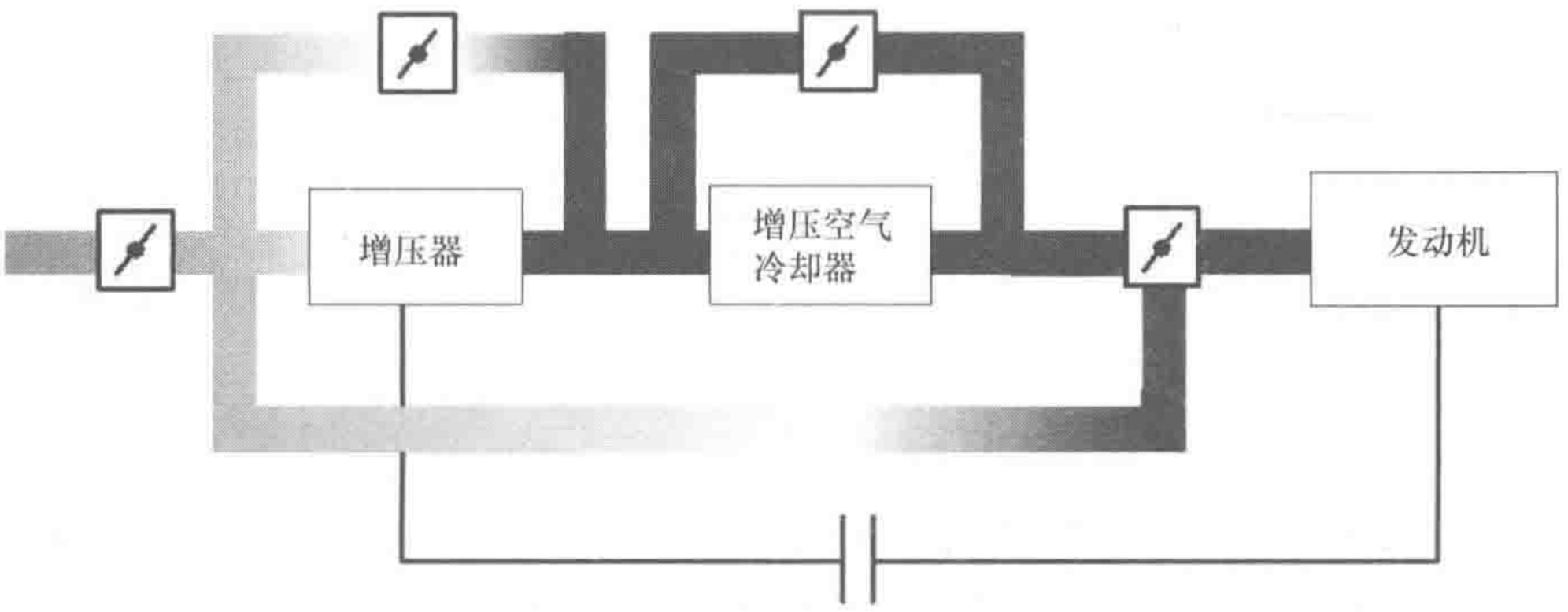


图 37　活塞式内燃机的机械增压控制策略

能上看效果不错，但是代价高且非常复杂。对增压器前的进气或者内燃机前已增

压的进气施加一个节流措施（伴有附加的回流）虽然实现了一定的功能，却在很大程度上影响了系统的效率。在增压器或者空气冷却器上并联安装一个旁通管，其作用也与上述措施相仿。

一个务实的解决方案是，借助数值仿真对节气门、增压器和发动机组合的系统进行优化，例如，基于不同负荷及转速可对节气门进行大量的标定仿真计算，从而找出节气门、增压器和发动机三者最合适的匹配参数。另一个更合适的方案上文已经提及，即由一个电动机驱动的机械增压器（其中电动机控制基于特性参数曲线）和1～2个涡轮增压单元的组合系统，涡轮增压单元根据工况需要具有接入/断开功能。在整个负荷/转速工作区域内新进气量、增压压力和增压系统效率是系统优化的性能指标。

基于转速的压力波空间动态分布

与转速对应的吸气与排气系统的压力波设计（压力波空间动态分布）是在尽可能宽泛的负荷/转速范围内换气时缸内新进气量最优管理的内容之一，是进/排气门调节和可能选配的增压措施的补充。例如，在全负荷条件下要争取达到最小的扫气损失和最大的缸内新进气量；然而，在部分负荷条件下，缸内保持一定量的剩余废气有利于降低换气功，有利于新鲜混合气的部分可控自点火。

以进气系统为例，进气门在给定的控制时间内的关闭状态会造成气流延迟，这就是压力波产生的原理。朝关闭的气门方向而来的气流导致了气体的压缩，这一状态变化是反向传播的，也就是朝着进气管入口的方向传播的，而进气管入口还有气体源源不断地进入，如图38所示。压力波由气门传播至管道入口处所需时间为 t_R：

$$t_R = \frac{l}{c_S} \tag{2.13}$$

$$c_S = \sqrt{\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\rho}} = \sqrt{\kappa RT} \tag{2.14}$$

其中

$$\kappa = \frac{c_p(T)}{c_V(T)}$$

式中，l 为进气管长度，（m）；c_S 为声速，（m/s）；κ 为等熵指数；c_p、c_V 分别是等压、等容条件下的比热容，（kJ/kg·K）。

进气管入口处的压力比产生了朝向进气门的低压波，这一低压波的持续时间与高压波相同。在入口处的低压波又与大气压一同作用，将管道口新进气流推向仍然关闭的进气门，并通过与气门的碰撞（反射）产生新的高压波，该高压波重复反向朝进气管入口处传播。

如果进气门在此时打开，同时又正好与发动机新循环开始的换气时刻相重叠，对进气是有利的，因为这一动态增压有助于充填缸内气体。如图 38 所示，这一压力周期过程与管道长度 l 和声速 c_S 相关。图 39 显示了汽油发动机两种转速下在有无节流的进气管内气流压力的典型分布。

可以看出，内燃机转速对压力波周期长短不起决定性的作用。在凸轮形状固定的情况下，气门开闭与凸轮转角位置（角度）相关。因此，转速既对气门开启时刻也对开启持续时间有很大的影响。转角位置（角度）与转速和时间的关系如下：

$$\alpha = 2\pi nt \tag{2.15}$$

在一定的转速范围内，如 $n = 800 \sim 8000\text{r/min}$，压力波的改变非常显著。气门开启时间不同，压力波空间动态分布需作相应的调整，这可以通过改变管道长度实现。例如，在低转速下需要周期较长的压力波，这可以通过加长进气管道实现。当然，加长进气管道只能以增加一段或两段的方式实现。

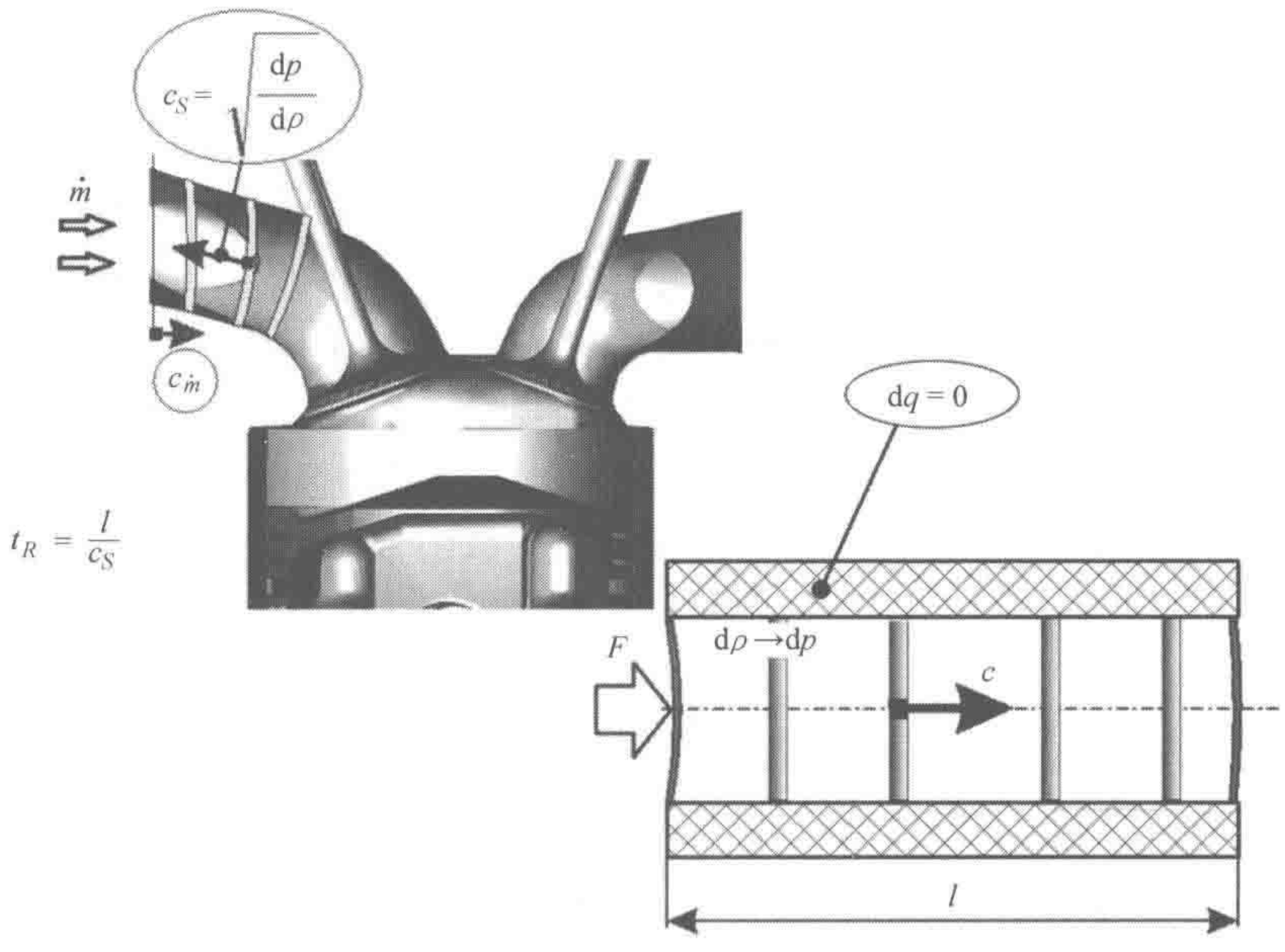


图 38　活塞式内燃机进气或排气管道内工作介质以声速传播的压力波

除了改变进气管道的长度，还可以改变声速。可能性之一是通过冷却液体介质（有些情况下也可以用水）在管内的直喷，发生汽化降温，根据公式(2.14)，较低温度导致较低声速，这与加长进气管具有相同的效果。

排气端采取的相应措施当以二冲程内燃机采用反射波控制换气过程的例子最为人所熟知，即在排气管内某一长度位置设置一反射面，同时配置可接入的管段，另外为了调节声速也可采取对高热废气喷水降温的措施。

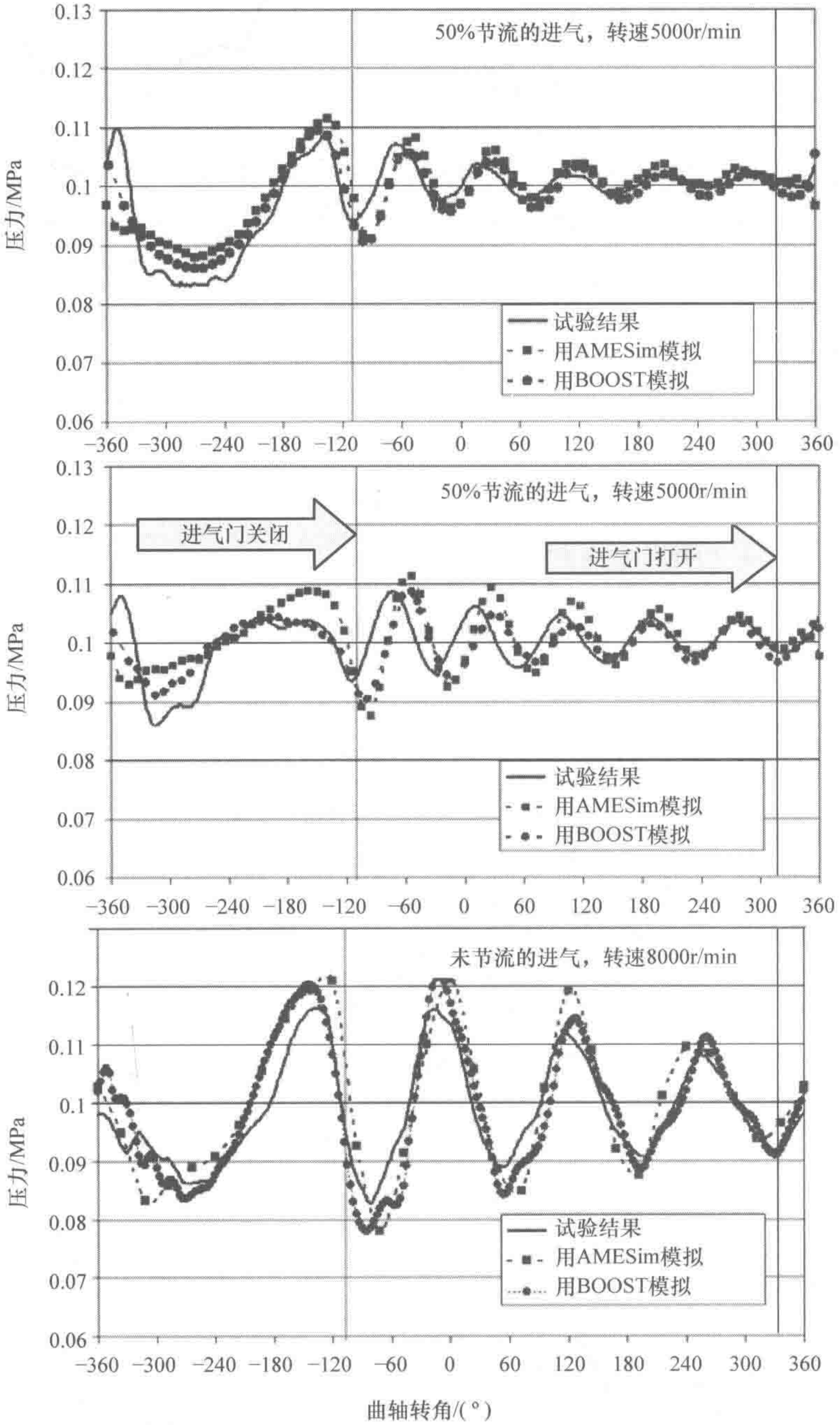


图 39　不同负荷/转速下活塞式内燃机进气管道内气流的压力波分布

这些概念也可应用于四冲程内燃机，排气气流的控制效果无疑还可以通过可调气门的数量和调节予以改善。

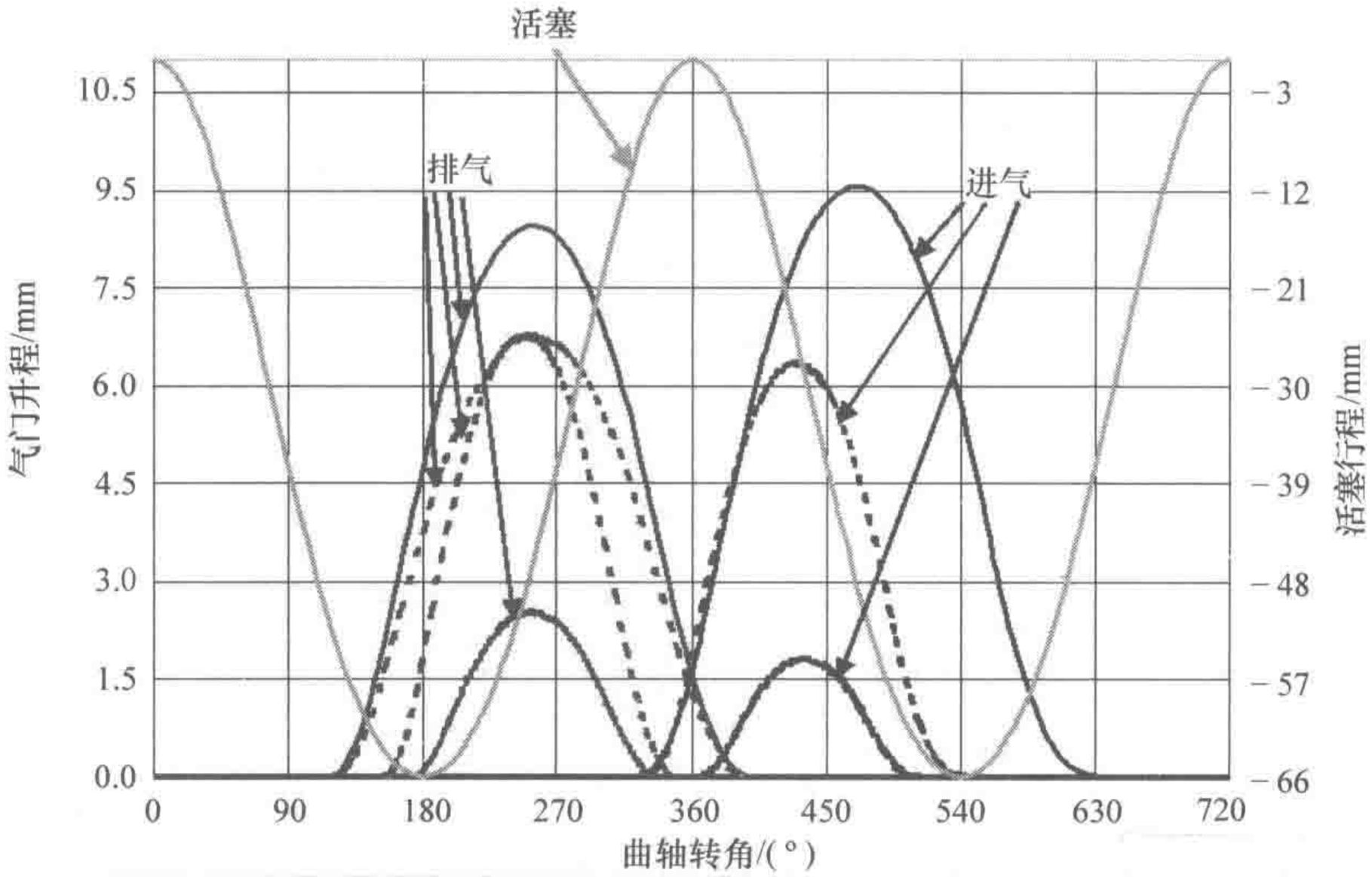
全可变气门控制

全可变气门控制是针对全部负荷/转速范围内（尤其是在增压导致气流强度增大的情况下）的动态换气管理策略。

这一管理策略的目的是：①全负荷工况下在所有转速范围内达到最大的新鲜充气量；②在部分负荷和不同转速工况下由混合气形成与燃烧确定的缸内新鲜充气质量与废气质量的比例达到最优；③所有负荷/转速工况下达到因换气所致的新鲜充气量损失最小。

四冲程活塞式内燃机的换气管理策略也涉及全可变气门控制，即对进气门与排气门的开启时间、持续时间和升程进行控制。

在图 40 中以图表的形式给出了期望的控制参数随活塞行程变化的动态过程。进气门与排气门的控制可通过机械式、电磁式、液压式或组合方式来实现。下面介绍几个有助于了解以上内容的实例。



控制参数	控制器形式
—气门升程	— 机械式
—气门开启持续时间	— 电磁式
— 进、排气门叠开时间	— 液压式
	—组合式

图 40　全变量阀门控制的形式

图 41（见彩插）展示了 VARIOCAM 系统（保时捷）中进气门开启时刻、持续时间和升程按照设定程序的机械式控制方法。原理上凸轮应有两个不同外轮廓，用于改变其与环形挺杆的接触：横向销推动较大的凸轮侧，使气门杆向环形挺杆传送或中断相应的作用力，如图 42（见彩插）所示。

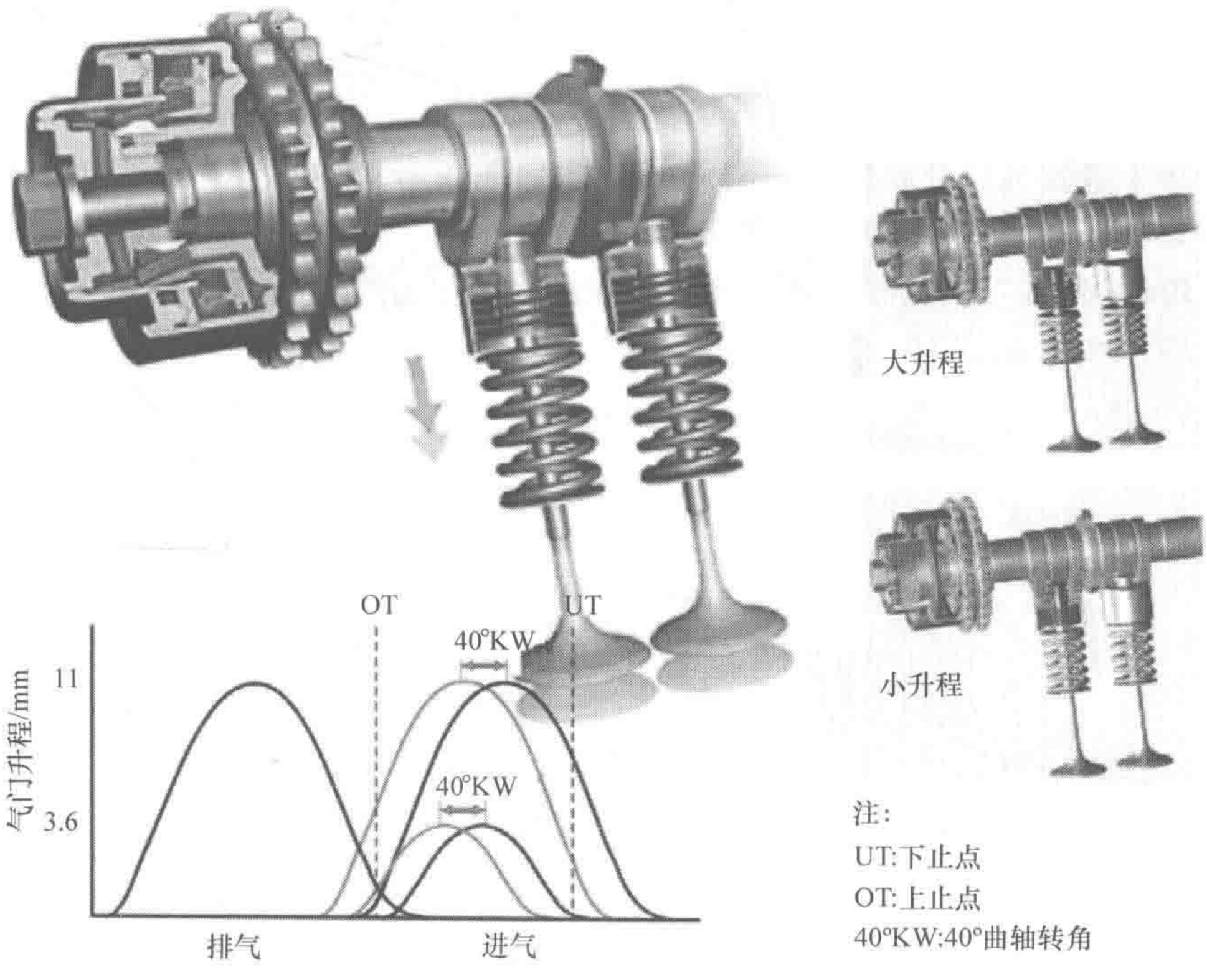


图 41　保时捷 Variocam – Plus：气门开度及角度的机械控制（来源：Porsche）

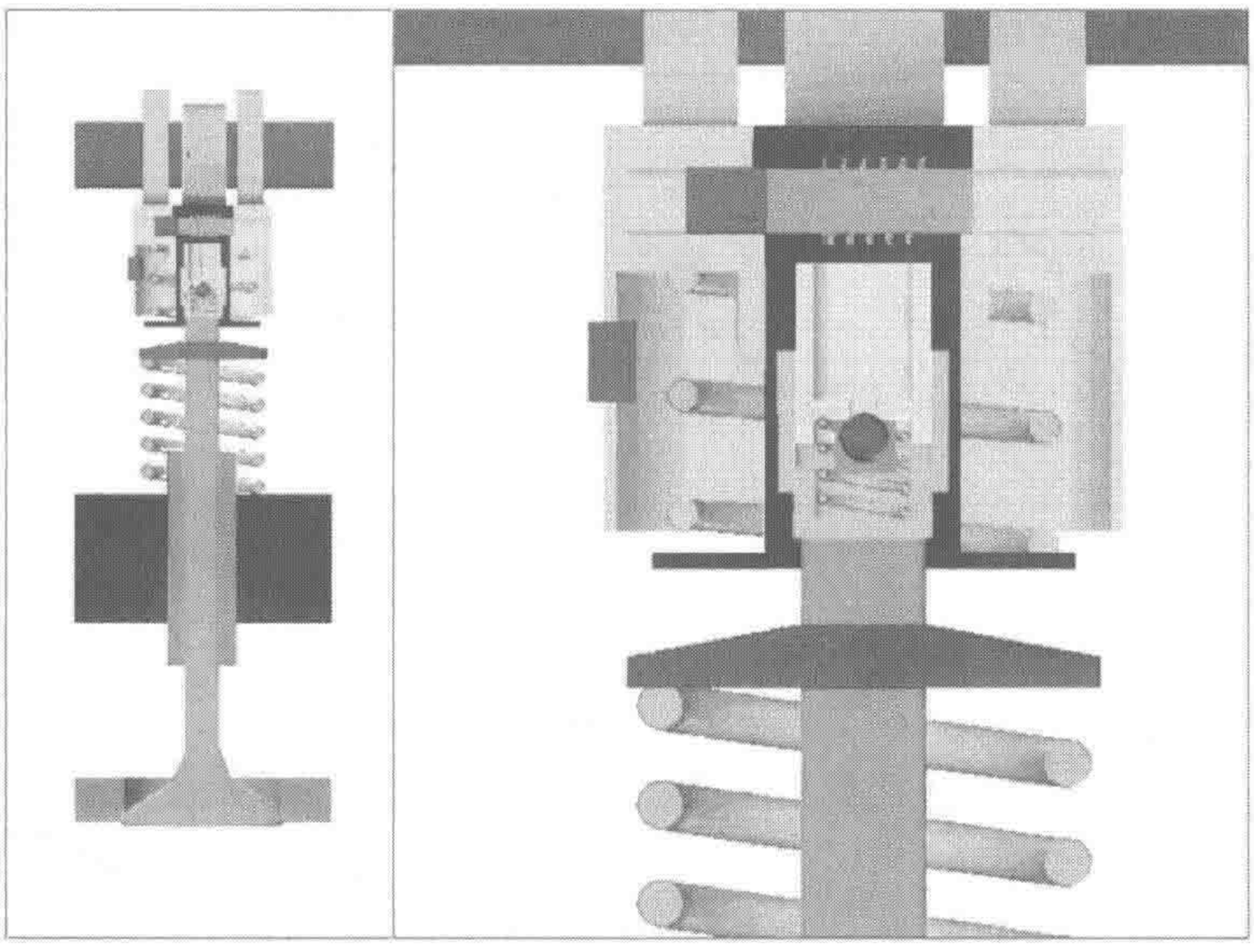


图 42　保时捷 Variocam – Plus：凸轮与气门接触的变化（来源：Porsche）

在第二种情况中，气门弹簧压紧气门杆，使其与中间的小凸轮直接接触。虽然气门挺杆在其受限的轨道内运动，但是不与气门杆相接触。这种气门调节在节省燃油和减少转矩损失方面的效果相当不错。

为了改善气门开启角随转速变化时的匹配，Toyota 采用了一种类似的机械解决方案 VVTLi，其工作原理如图 43 所示。

BMW 公司 VALVATRONIC 系统控制进气门的方法是组合应用机械力和电气力，原理如图 44（见彩插）所示。

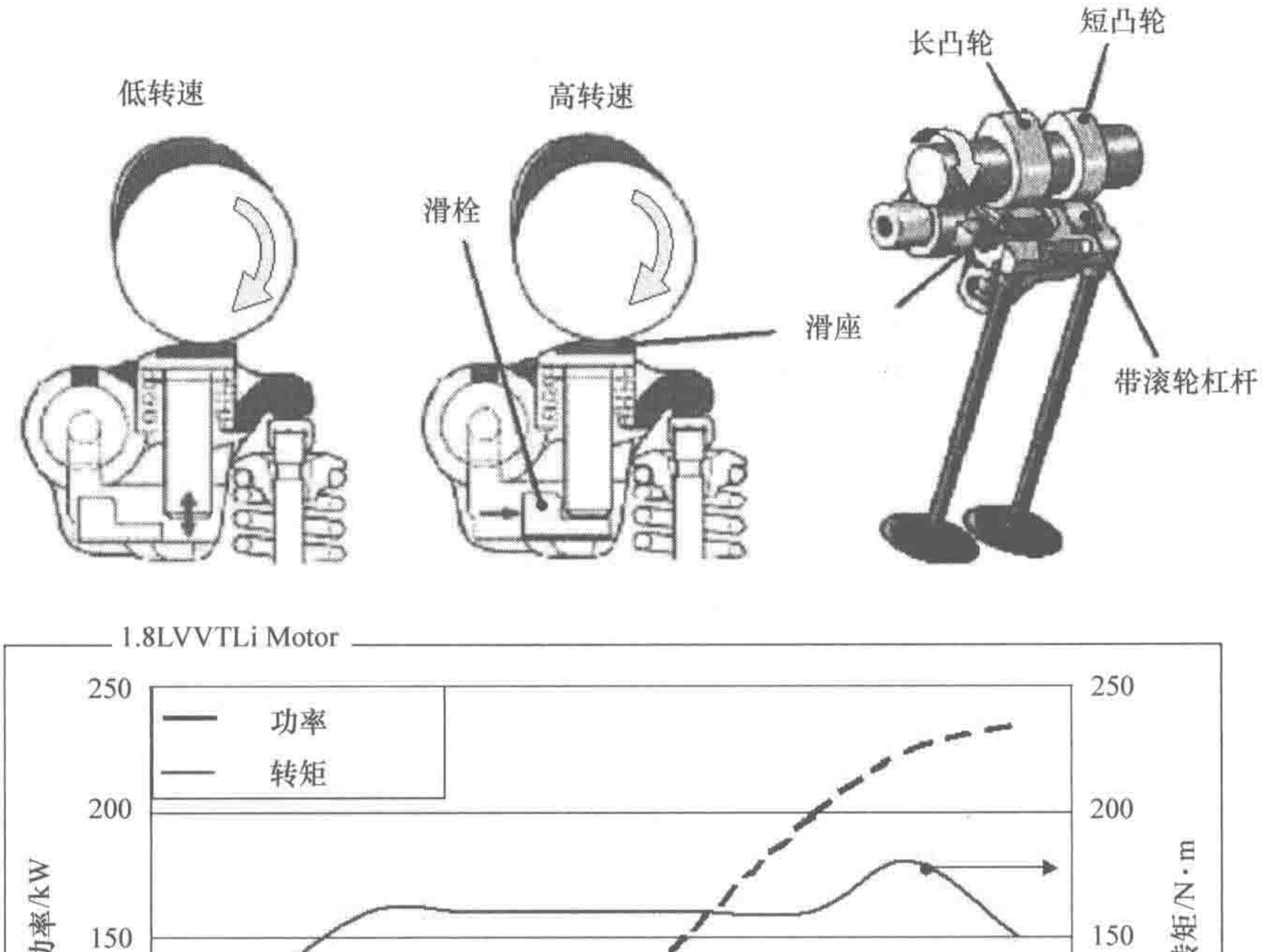


图 43　基于发动机特性的气门升程及角度的机械控制和效果（来源：Toyota）

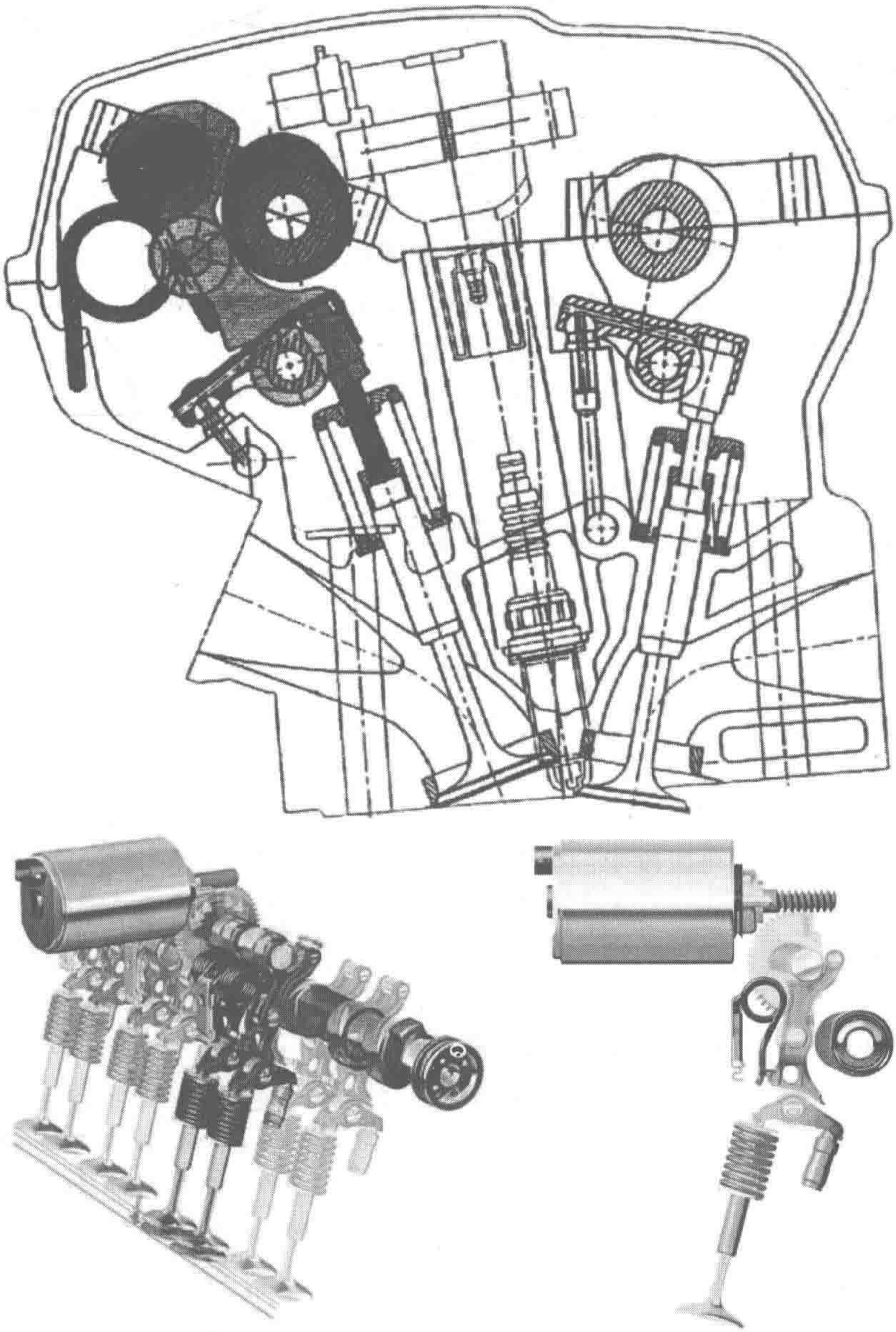


图 44　宝马 Valvetronic：气门升程及角度的机电控制（来源：BMW）

进气门和相应的凸轮之间配置一种具有特殊形状的新式摇臂，作为力传递单元；通过电动机带动其旋转，这可以改变凸轮与摇臂接触和摇臂与气门杆接触的几何行程，由此产生一个变化的力臂比。通过这种方式，既可以调节气门升程也

可以调节气门开启持续时间。

通过电动机调节，控制行为（改变量）不仅能断续作用，而且还能连续作用。这种方式效果不错（如 VARIOCAM 系统），全负荷工况下增加同样大小的转矩，比燃油消耗率可以下降 15%。部分负荷运行下减小进气门升程可以减小比燃油消耗率，这一点不难解释。由全负荷工况过渡至部分负荷工况对应着吸热量的减少，对进气管喷油的汽油机来说，为了在均匀的混合气中保持必要的空燃比，燃料和空气的质量都必须减小。VALVETRONIC 系统不是通过进气管中的节气门而是通过进气门升程来减小进气量，即改变有效气流横截面积，但是保持进气管和气缸间压降不变，这样气流速度和空气密度的减少量就非常小。

发动机空气进气量由进气门控制和由节气门控制这两种不同方式得到的结果几乎没有区别，由此在循环过程中压缩换气的内容也基本不变。通过合适的气门可以在燃烧室入口处产生节流作用，使混合气在缸内一个确定的充气层（火花塞附近）的密度升高。较高的火焰传播速度和在这种混合气中较短的燃烧路程可以提高燃烧效率，由此也实现了一种近似等熵吸热，从而提高了循环过程的热效率。

一种类似的方案是 Mahle 公司的 MV^2T 技术，如图 45 所示。凸轮运动通过三个中间传动单元传递至摇杆。凸轮运动的位置由一个电动机决定，并且影响摇杆的摇摆运动，摇杆与凸轮轴直接接触。通过这样的结构可以同时改变气门升程和开启持续时间，如图 45 的上图所示。通过额外再调节凸轮轴的某一个参数，气门的开启时刻也可以改变，如图 45 的下图所示。

ThyssenKrupp Presta 公司推出的 CONCENTRIC CAM 系统，采用两根同心的凸轮轴取代一根凸轮轴的结构，用于调节进气门。每一根凸轮轴通过相位调节器使其旋转，并引导各自的凸轮。每个凸轮有自己的外轮廓。图 46（见彩插）描述了一种称为 CONCENTRIC CAM TYP II 的系统。

每一个进气门原则上配有两个凸轮，每一个凸轮对应一根凸轮轴，如图 46 所示。为了避免不易调节的摇摆力矩，在一些设计中采用两个具有相同外轮廓的凸轮，两者之间再加一个具有另一种外轮廓的凸轮。两根凸轮轴之间的相对旋转运动导致气门升程的变化，这和可变的凸轮外轮廓具有异曲同工之效。三种凸轮转角设置 0°、15°和 30°（对应于曲轴转角 0°、30°和 60°）的情况如图 47 所示。

进气门升程的改变除了影响流入空气的质量，还影响气缸内的空气流动，从而影响燃烧室的空气涡流，在燃油直喷的情况下，更进一步还影响油滴分布和汽化持续时间。

上述影响因素对燃烧过程产生的相应作用会导致比循环功和废气产物浓度的改变。

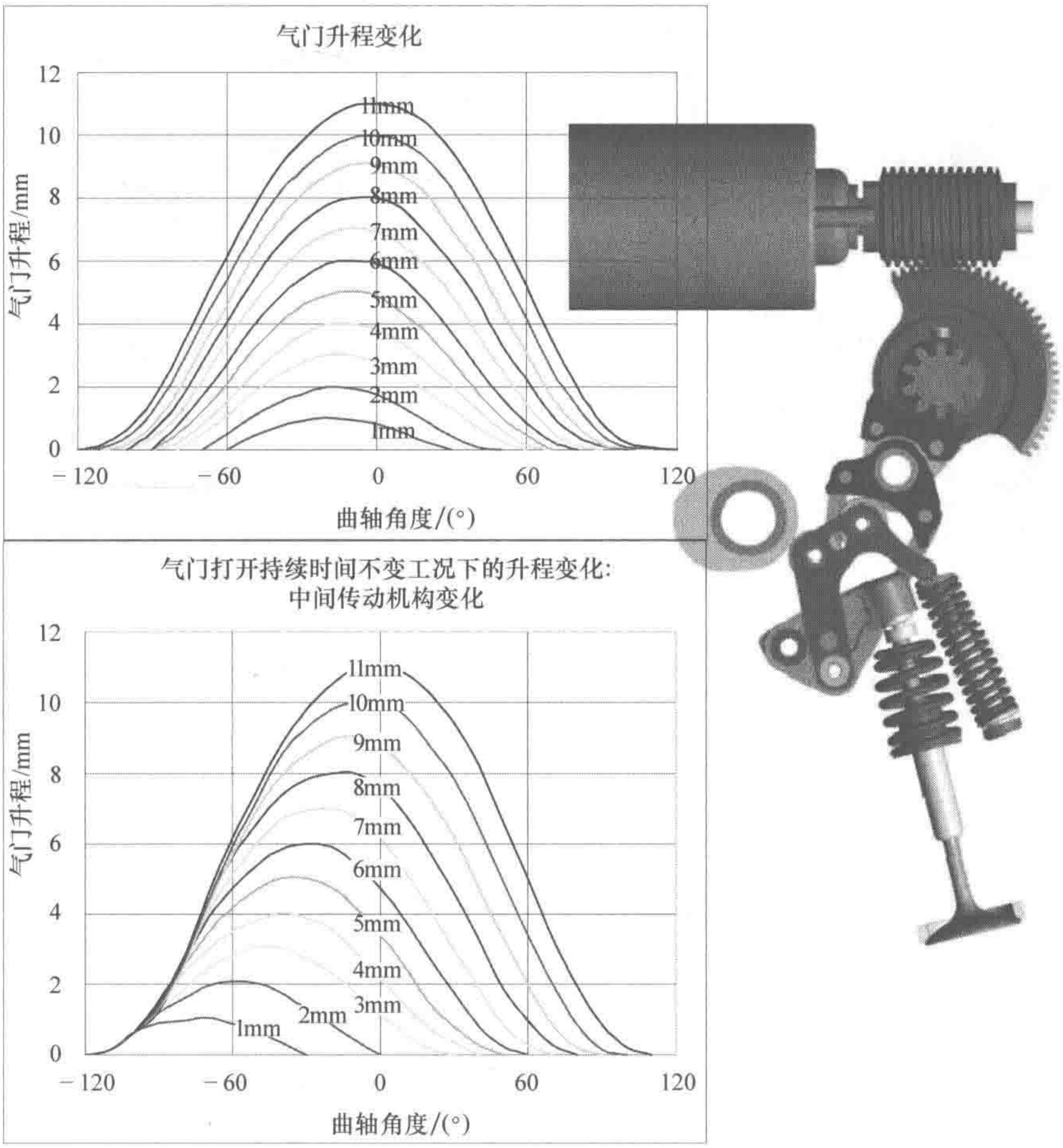


图45　Mahle公司的MV^2T技术：气门升程及角度的机电控制（来源：Mahle）

在一台车用柴油发动机上可以配置废气涡轮增压器、带七孔喷嘴的共轨直喷，同时可以为每个气缸各配置两个进气门和两个排气门。文献［27］中借助试验标定过和验证过的三维过程仿真，对CONCENTRIC CAM系统应用于上述柴油发动机的效果进行了深入的研究。

图48列出了一些挑选的研究结果。凸轮轴运行至转角15°~30°时拓宽的气门开启行程增强了气缸中的空气涡流（图48a），另一方面由于存在回流，较长的气门开启持续时间必然导致一定程度的进气损失。增强的涡流使得燃烧室中油滴（燃油颗粒）分布更合理，同时也有缩短汽化时间的作用。采用标准凸轮，油滴集中分布在活塞凹坑，这比采用长轮廓凸轮更快发生自燃，这个结论不难从

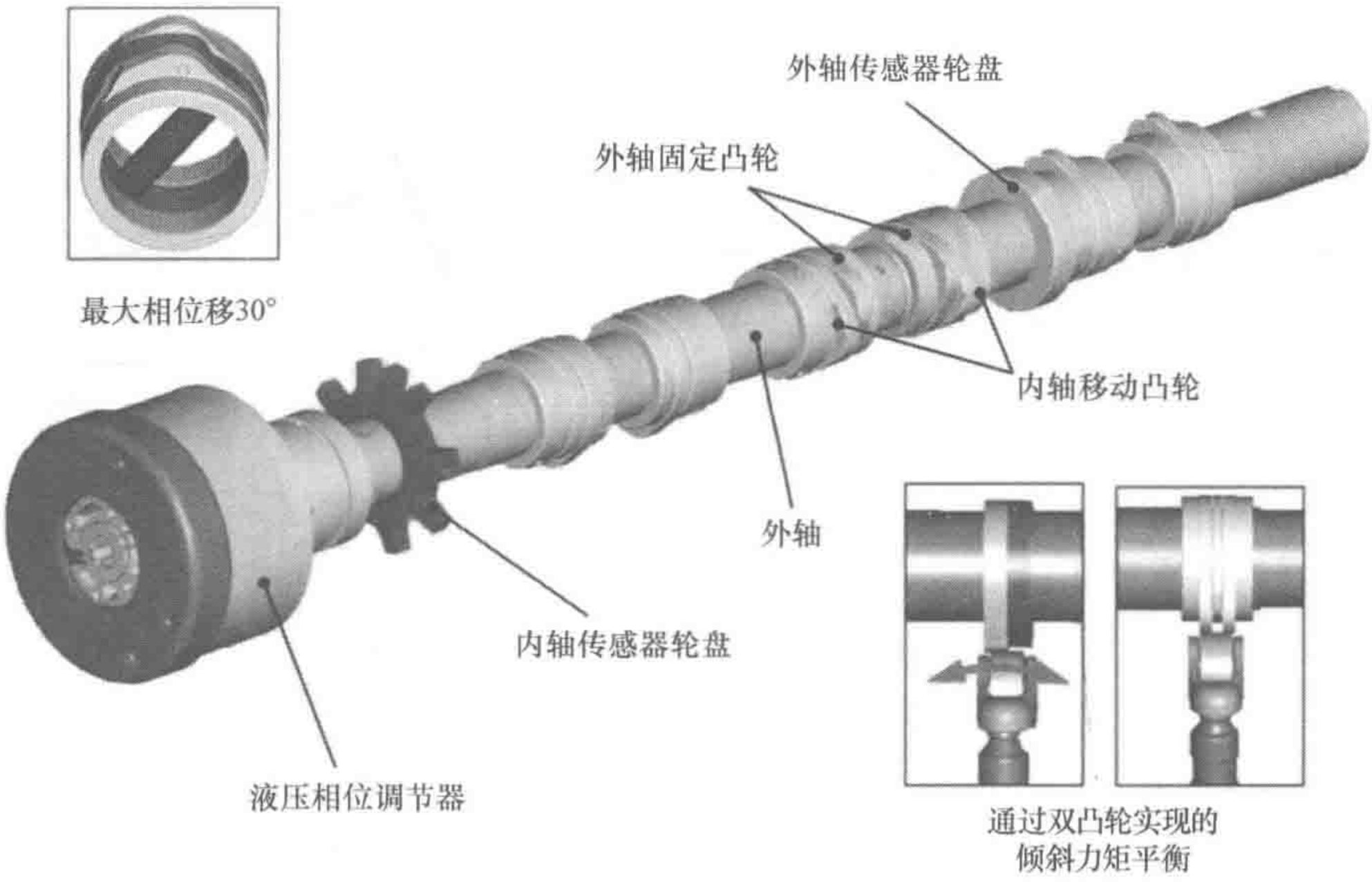


图46　CONCENTRIC CAM TYP II：气门角机械控制（来源：ThyssenKrupp Presta）

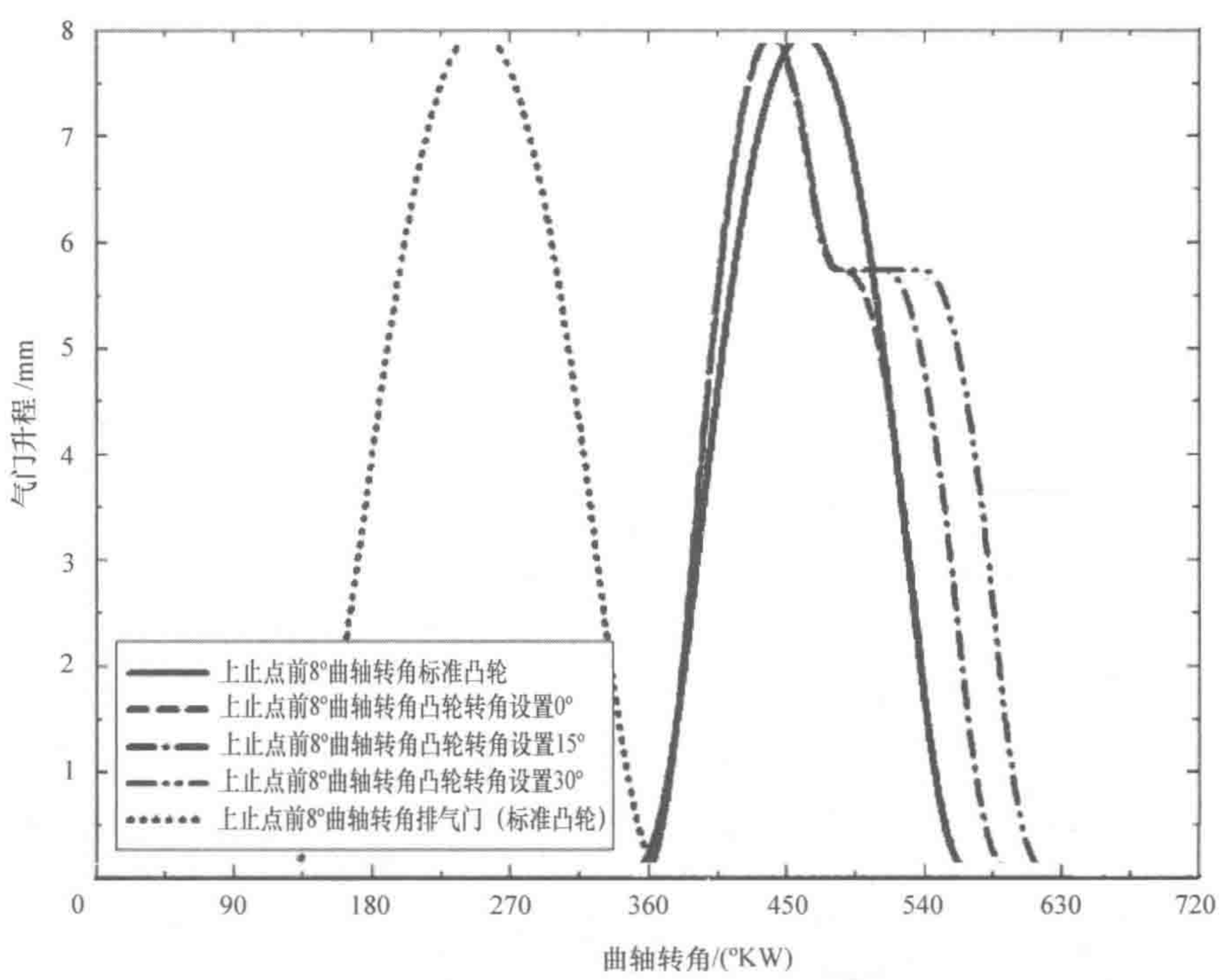


图47　CONCENTRIC CAM TYP II 系统气门开启持续时间的可变性

图48b中的温度动态过程中得出。燃烧室内油滴均匀分布，尽管这会延迟发生自燃，但是燃烧时油滴汽化过程较快，从而使得温度上升较快，这是燃烧较充分的一个标志。较充分燃烧其最主要优点是提升了热循环效率，从而可减少燃油消耗和CO_2排放。尽管采用长轮廓凸轮会导致燃烧温度增高，有可能造成氮氧化物排放增加，但是，前述的进气回流使得燃烧室中空气量较少，即使燃烧温度增高，氮氧化物排放也有可能减少。采用长轮廓凸轮导致氮氧化物排放明显减小的效果如图48c所示。另一方面，空气涡流增强使得油滴分布更合理，可以降低微粒排放量。燃烧室中的空气量减少反过来会在一定程度上增加微粒排放量。在所示的研究案例中15°凸轮转角最优。

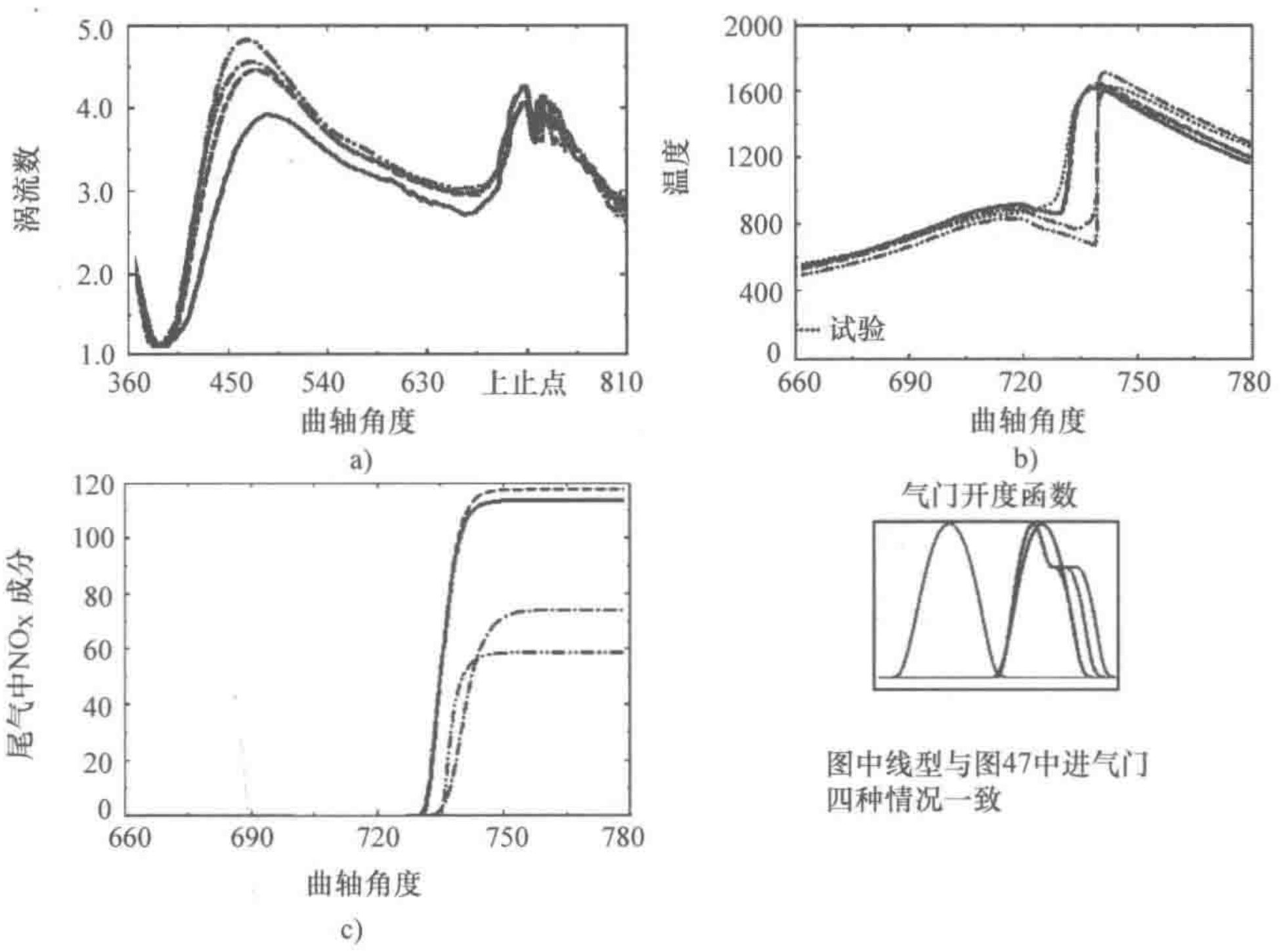


图48　气门升程改变时涡流数、平均燃烧温度和氮氧化物形成三者之间的关系

原理上，要实现气门的开启时刻和开启持续时间随转速的连续变化，必须弃用凸轮驱动。第一种可能的解决方案是采用电磁力驱动，因为电流大小可以不依赖凸轮轴转角或转速自由调节，如图49的例子所示。

在电磁线圈中，衔铁在两个运动方向通过两端的线圈绕组或磁回路与磁力线相连；预紧弹簧确保有相应的回程力。衔铁在两个方向的运动实现气门的开启和关闭，这可以方便地通过峰值电流和保持电流予以控制。

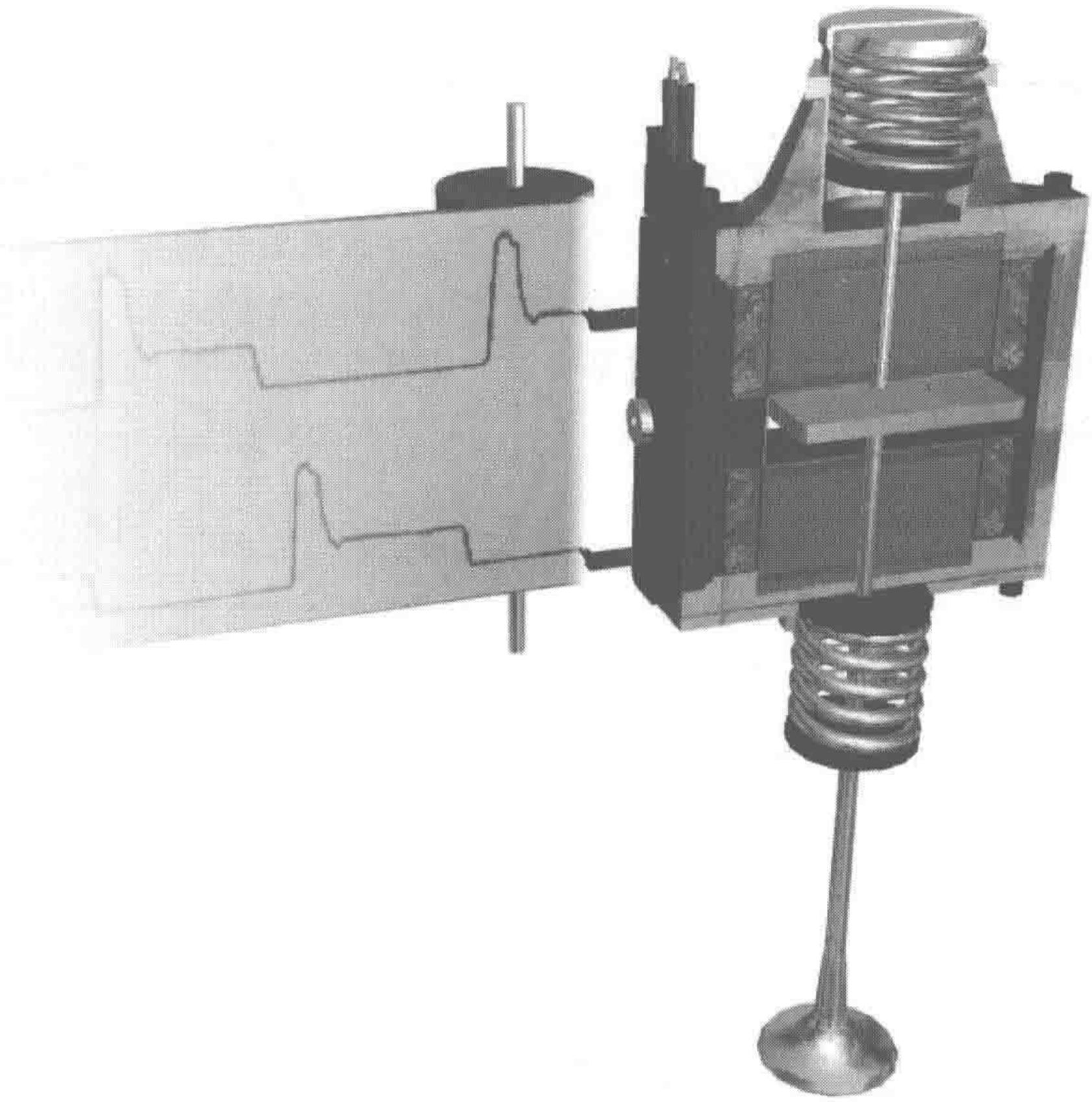


图 49　电磁气门控制

现有技术可以实现紧凑的气门磁控单元，用于每个气缸配四个气门的轿车发动机上控制进气门和排气门，其可行性已经在一些完成的样车上得到了验证。图 50（见彩插）展示了一种气门电磁控制。

电磁控制虽然与发动机转速无关，可以自由调节，但衔铁来回运动的距离（衔铁行程）一般是固定的。通过一个中间制动器，可以分段调节衔铁行程。

前文曾经提及应用进气门升程实现新进气节流的优势；应用排气门升程变化去调节气缸内剩余气体量的控制方式也有类似的优势。两个进气电磁阀或两个排气电磁阀可以只打开其中一个（这类似于节流效应），而这对于机械式气门控制来说是不可能的。进/排气门电磁控制衍生的一个问题是其相对较高的电能消耗。正因为有这样的利弊矛盾，基于同一车储燃料的车载能量管理（即驱动和用于类似耗电负载的电能之间的能量管理）尤其值得关注，正如 1.3 节中图 17d 所示。

电磁 - 液压组合方案（如图 51 和图 52 所示，见彩插）既可以降低所需电

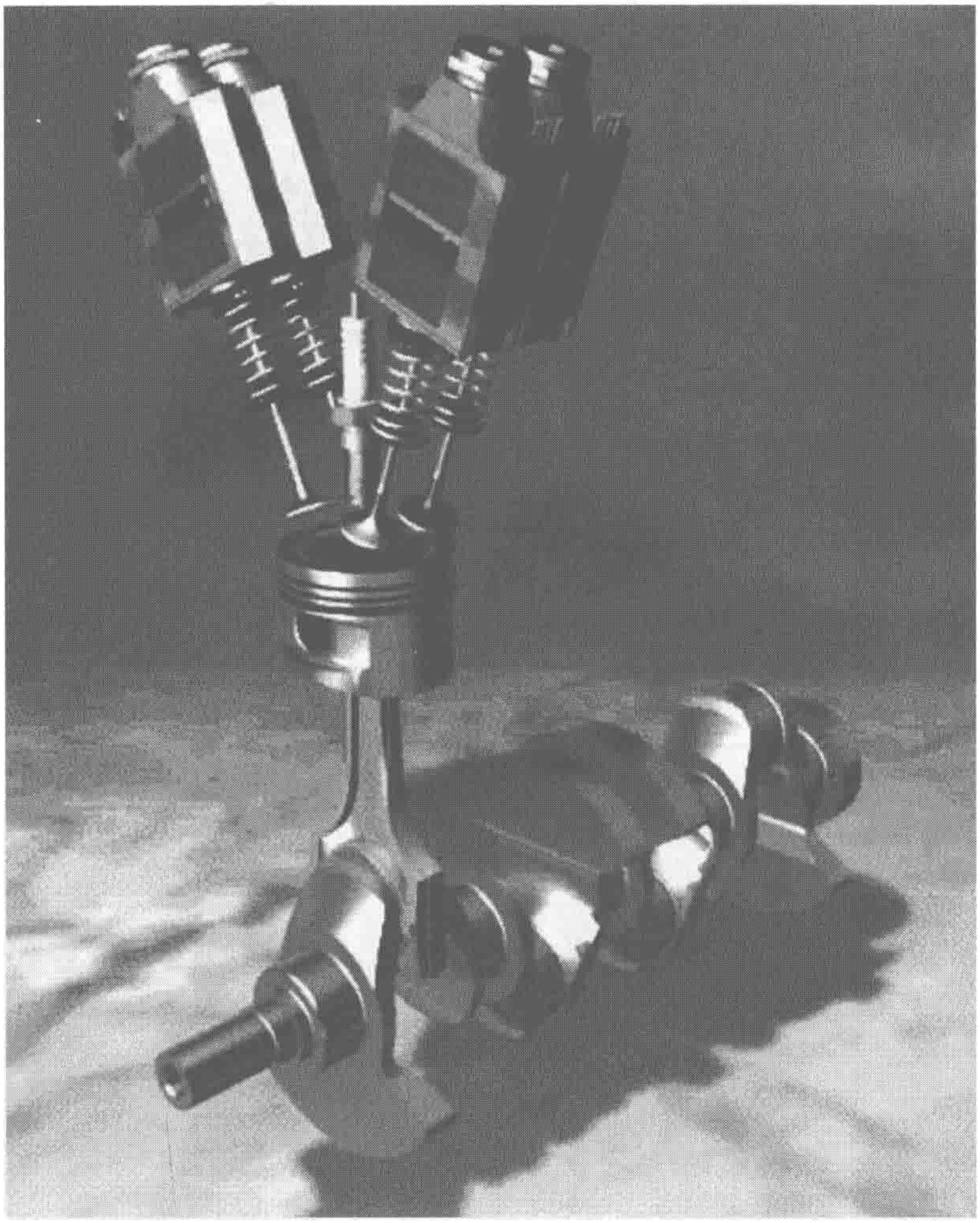


图 50　电磁气门控制

磁力，也能实现气门升程可调。驱动气门运动的初始力若由凸轮提供，如 INA 舍弗勒公司开发的 MULTIAIR 系统，这还是与系统的转速有关。上述的力传递路径为凸轮至液压挺柱至气门挺杆。液压油流道配有一个可以实现液压油回流的电磁阀。凸轮外轮廓是根据气门最大升程和最长开启持续时间设计的，凸轮外轮廓特定区域至液压挺柱至气门挺杆的力传递路径可以实现较小的气门升程、较短的开启持续时间和不同的开启时刻，与此同时电磁铁控制液压油回流的开/闭。这种方案其结构紧凑，而且通过电磁控制其实现的气门特性曲线可调性好。

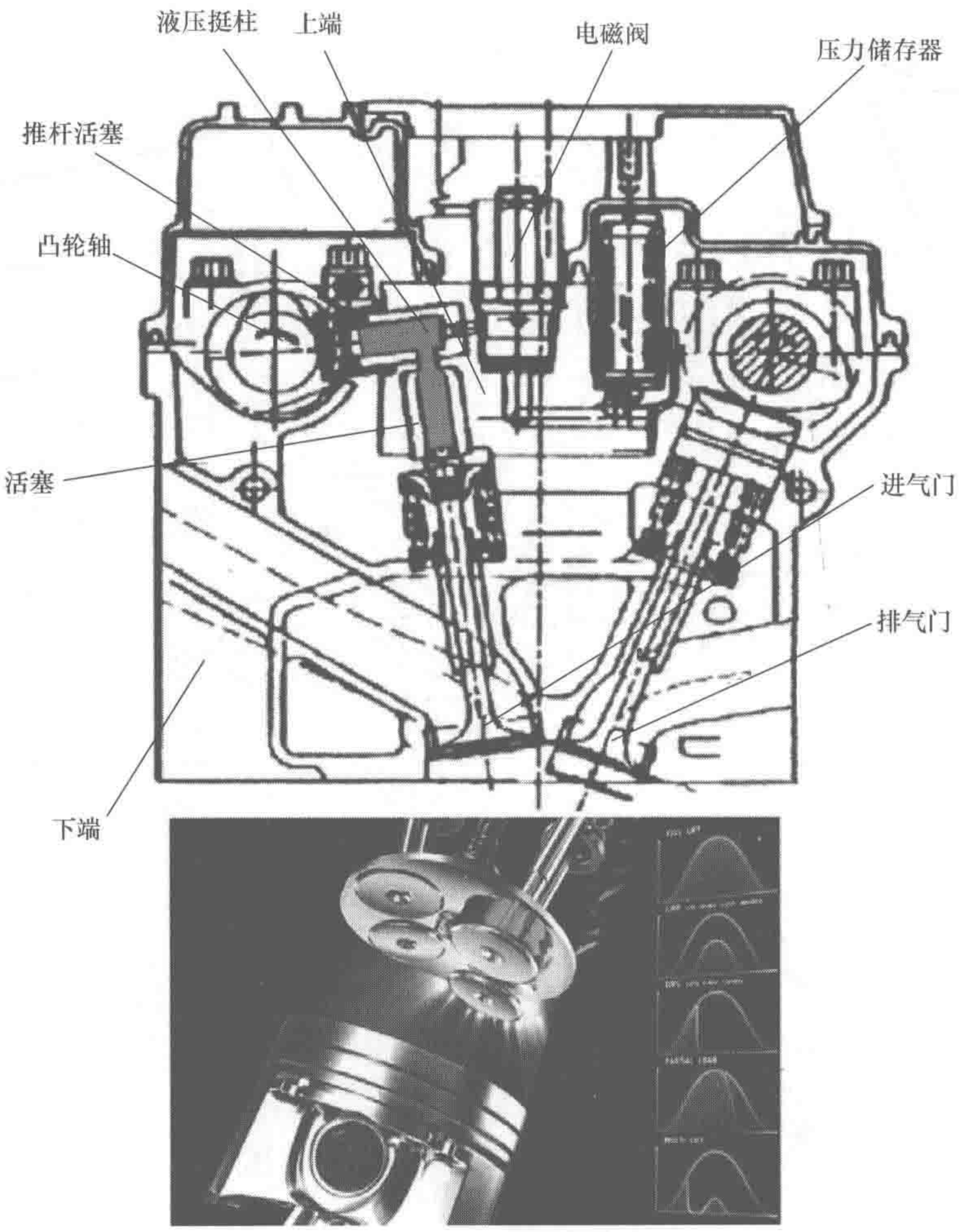


图 51　液压/电磁组合气门控制

无论采用何种气门控制方案，如果没有准确的、覆盖所有关键变量组合或参数组合的过程数值仿真，在每种负荷/转速组合下、同时还要考虑进气管和排气管的压力波动态分布过程，要研究进/排气门的开启时刻、开启持续时间和升程与新进气量、剩余气体量和气缸内气流之间的关系，实际上是不可能的。

一维模型适用于最初的近似估计，如图 53（见彩插）所示（左上角）。在更进一步的数值仿真中必须考虑如下事实：换气通道和气门的几何形状、气门升程或气流管道节流件的节流比例、燃烧室的几何形状、被交换气体的状态参数和燃烧室内壁上的温度分布等因素对气流动态分布的影响都很大。另外，燃料喷射

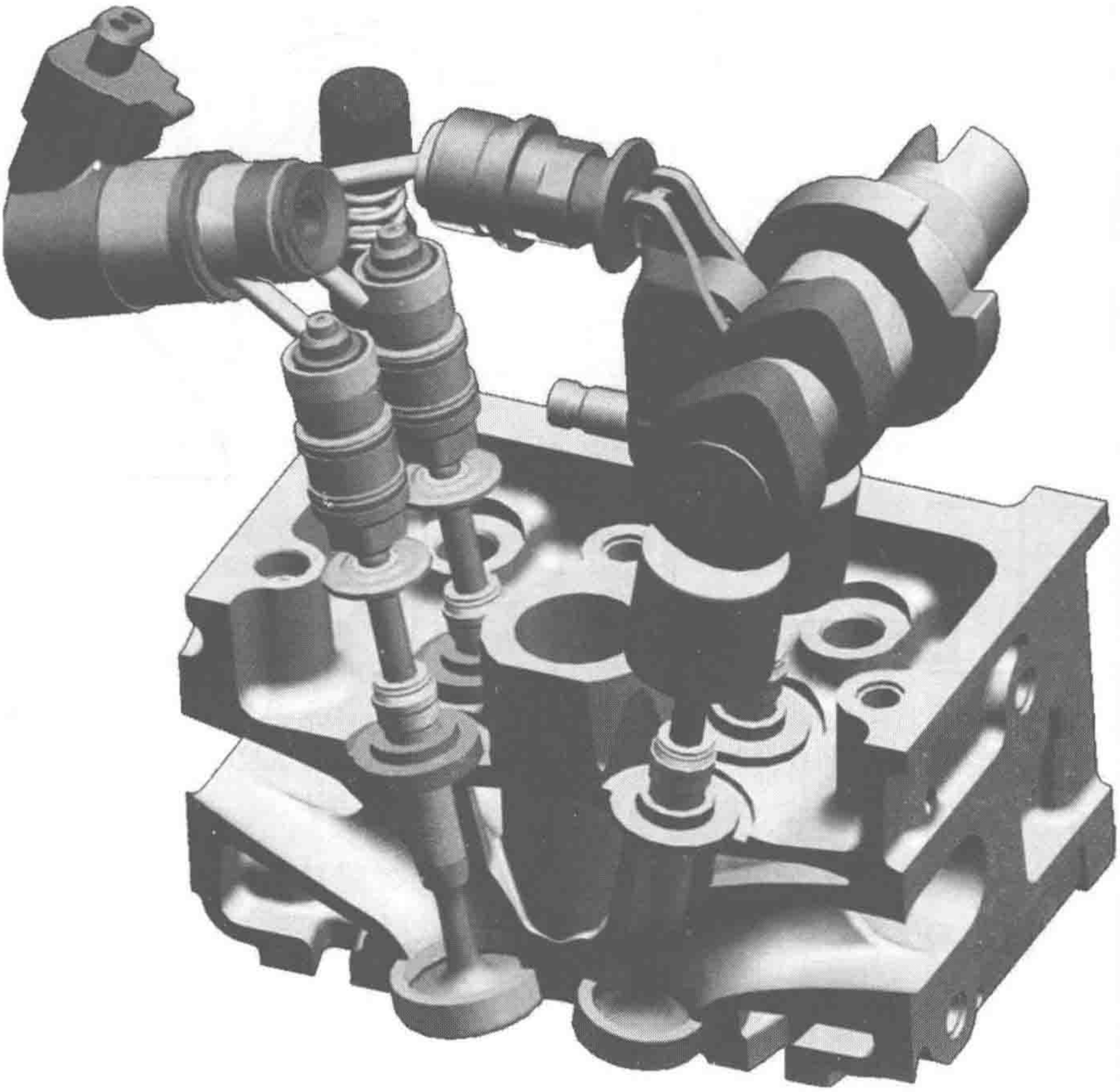


图 52　液压/电磁组合气门控制（来源：MTZ）

过程对空气/燃料混合气形成也有影响。一维模型能以足够高的精度模拟喷射系统用于混合气形成这样的类似过程，如图 53（左下角）所示。如果要对燃烧室内喷入气流的动态空间分布、与时间和空间相关的混合气形成过程和燃烧过程进行详尽的分析，那么只能通过三维仿真。

图 54（见彩插）给出了一个同时采用一维和三维模型模拟活塞式发动机相关过程的联合仿真例子。一维仿真允许在相对较短的时间内进行包括很多参数组合的扩展分析。三维仿真反过来可以精确分析一维仿真得到的最有意义的结果。通过三维仿真，可以观察空气和燃料的空间流场，从而进一步观察混合气形成和燃烧的动态空间分布。例如，这样的模型可以是一个柴油机模型，由部件的子模型组成，这些部件包括进/排气通道、气门、滤清器、空气压缩机、涡轮机、中冷器、废气再循环阀门和气缸等。这个模型应考虑每个气缸的两个进气通道的不

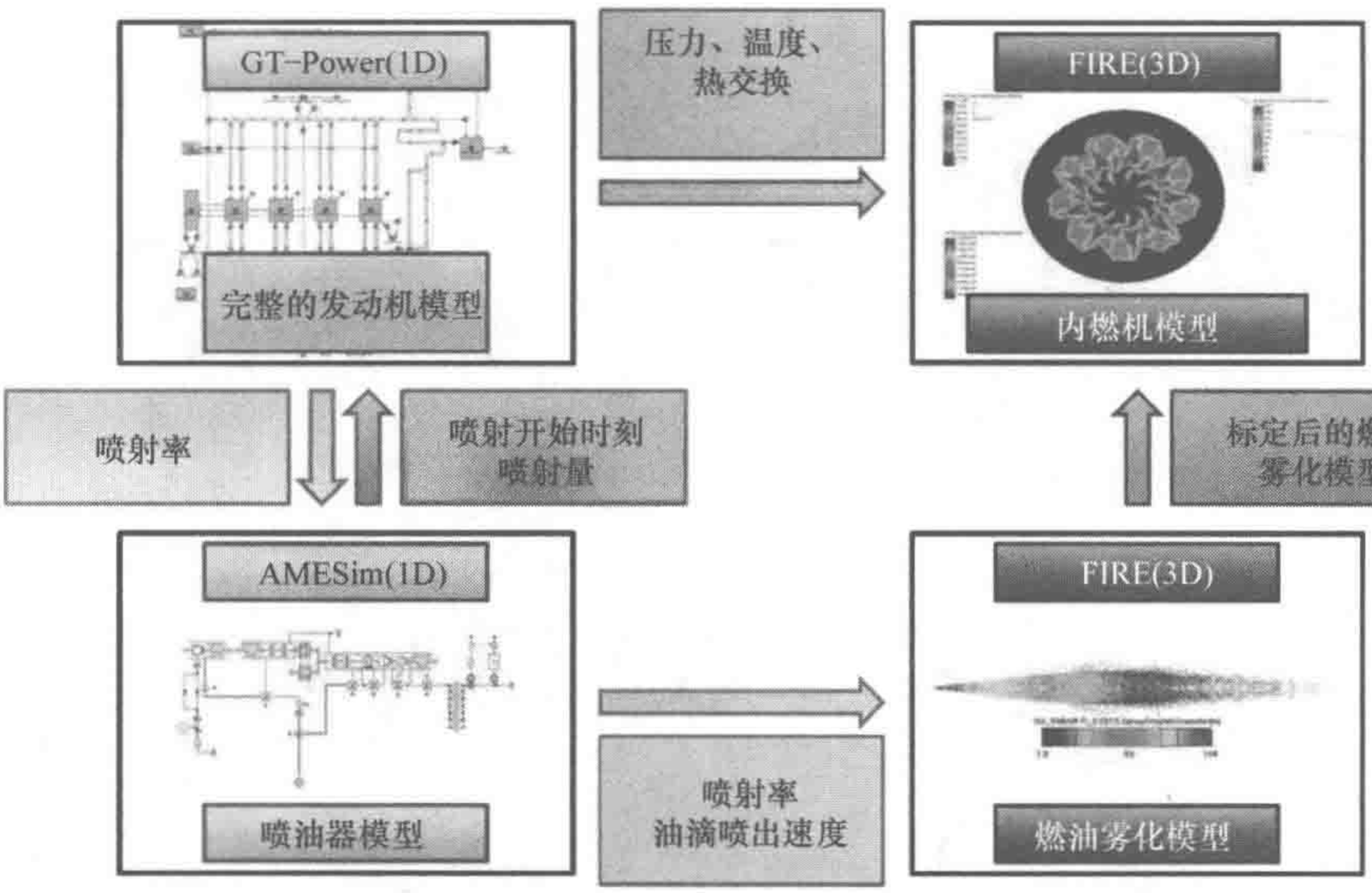


图 53　模拟内燃机涉及的换气过程、喷射过程、混合气形成过程及燃烧过程的一维和三维 CFD 软件的相互联系[27]

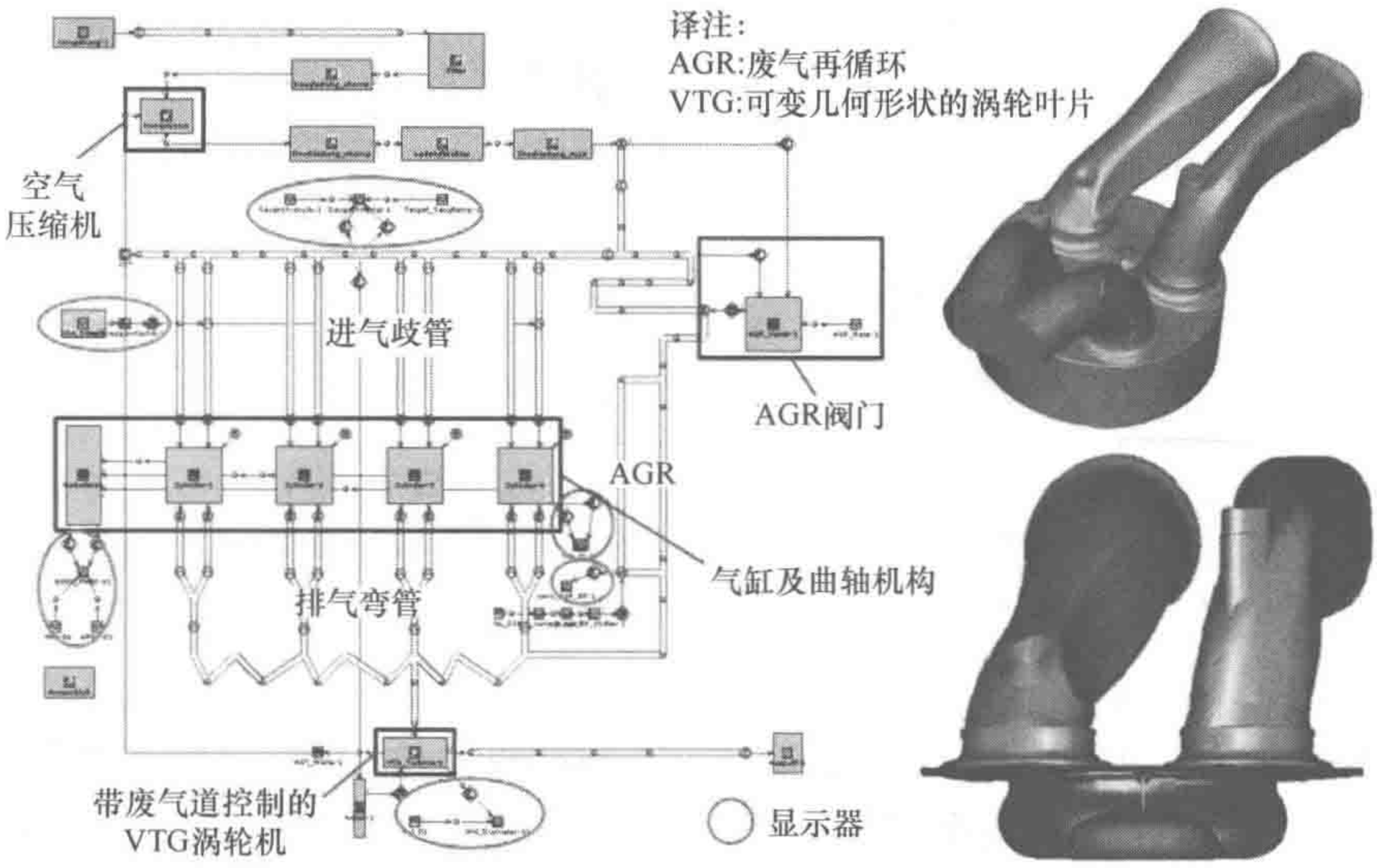


图 54　一维模型（左）和三维模型（右）的 CFD 联合仿真

同构形和燃烧室的几何形状（尤其是活塞凹坑的形状），如图 54 所示。其中，

喷嘴位置和喷束角度对仿真尤为重要。混合气形成过程和燃烧过程的三维仿真基于相应物理现象的模型集，这个模型集包括描述燃油油滴形成和雾化的子模型，描述燃油和空气湍流、燃油和燃烧室内壁之间相互作用的子模型，描述受空气流动影响的燃烧室内壁燃料油膜形成的子模型，描述燃烧过程的子模型，以及描述燃烧产物形成的子模型。

基于图53和图54的这些例子表明，通过可变气门控制实现的换气变化与燃料喷射、混合气形成和燃烧过程共同作用，可以产生复杂多样的解决方案。

燃油直喷实现的汽油发动机/柴油发动机缸内混合气形成

通过燃油直接喷射实现缸内混合气形成的技术，目前越来越多地应用于汽油发动机。这种技术能减少燃料消耗和有害物质排放，和增压措施相互作用还可增加单位气缸工作容积的功率，所以被视为是一种在未来大有前途的技术。20世纪90年代对各种各样直喷系统的研发方兴未艾，此背景下汽油直喷技术也处于刚刚起步阶段，但是因为混合气形成设计存在显著问题其进展不大。20世纪90年代之后，汽油直喷技术有了许多实验和测试的成功案例，由此开启了继化油器和进气管喷射技术之后的汽油发动机混合气形成技术新时代[2]。

汽油直喷技术通过受控的缸内混合气形成（如部分负载工况下图55所示），一方面可以避免吸入空气量的节流，另一方面可以显著提高爆燃界限值和压缩比。这两方面的效果都导致热效率的显著提高，即提高热效率最大值或整体提高特性曲线区域内所有工况的热效率，这也意味着减少比燃料消耗。在将要燃烧前燃料以相对较高的速度喷射到已压缩的空气中，形成局部湍流中心，可以加速燃烧过程。除了其实现的近似等容吸热过程可提高热效率外，在缸内空气量相同的条件下和进气管喷射技术相比，采用缸内直喷技术类似的发动机可以产生的转矩一般会大8%~10%。增压加载是一种外部措施，随燃料加载量的增加给缸内提供更多的空气量，其效果是提高气缸单位工作容积的功率。在部分负荷工况下，缸内混合气形成的理想分布（如图55所示）原则上是一个均质的、符合燃烧反应方程式要求比例的空气/燃料混合气层，这个混合气层中空气气泡、燃料油滴和剩余废气三者在燃烧室内的空间分布是连续的，并且在任何负荷/转速工况下这个混合气层都保持和点火装置的直接接触。这个混合气层一方面被过量空气局部地围裹（无节流运行方案下过量空气的多少取决于负荷大小），另一方面和气缸剩余气体有一定程度的面接触，这有利于自燃（具体原理将在2.2节后续内容中详细讲解）。这些被围裹的新进空气和废气可以部分阻碍燃烧热由混合气层向缸壁或更确切地讲向冷却液的传递，这样可以更有效地实现温度至压力的转换。全负荷工况下燃烧室内必须充满均匀的、几乎符合燃烧反应方程式要求比例的（燃油比例稍微多一点点）混合气，无节流的进气管喷射也能做到这一点。

两者不同之处在于涡流是在燃烧前还是在燃烧过程中形成，如前文已提及的，汽油直喷技术中燃料喷束在缸内直喷形成涡流。

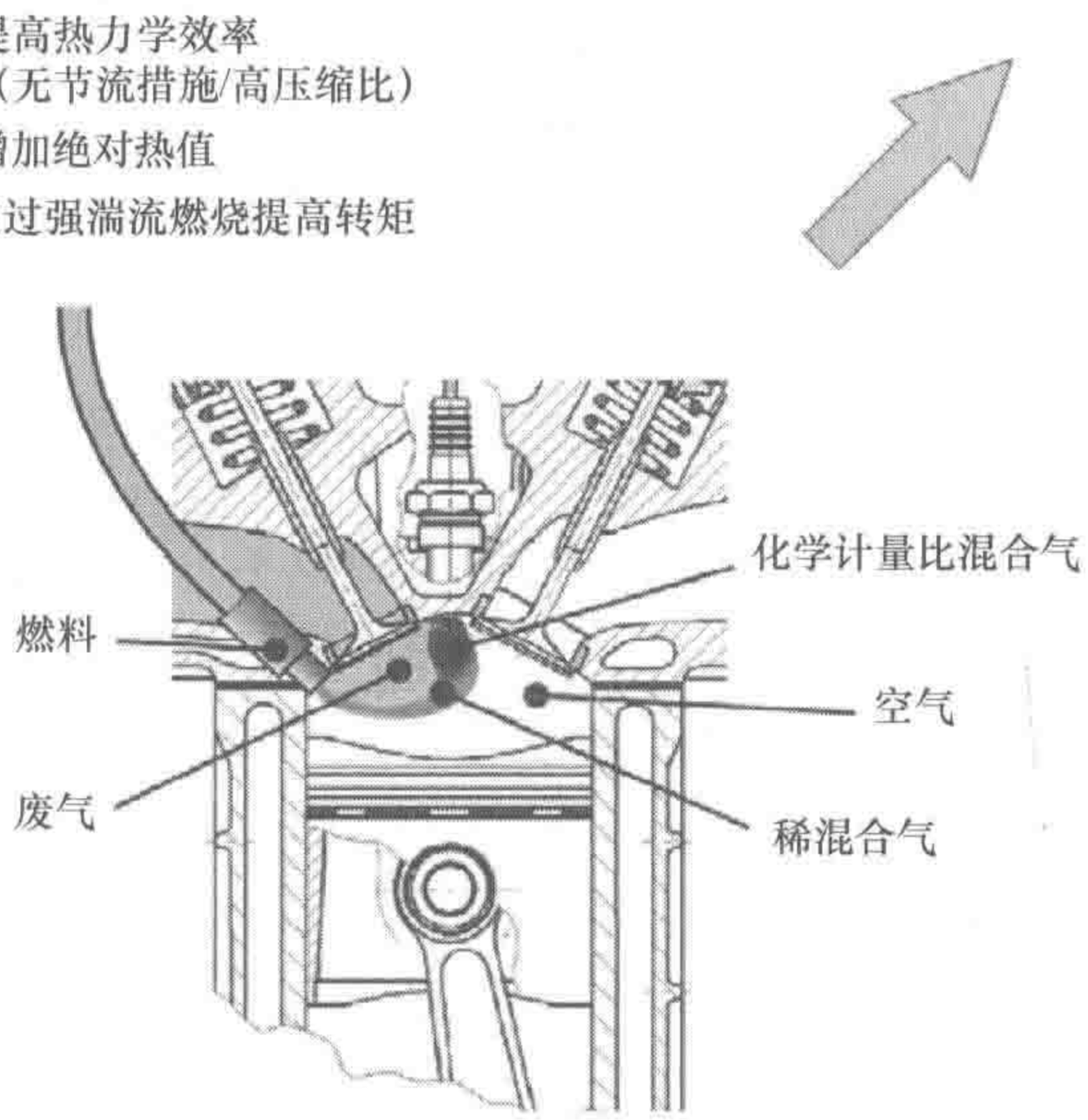


图 55　燃油直喷实现的汽油发动机缸内混合气形成

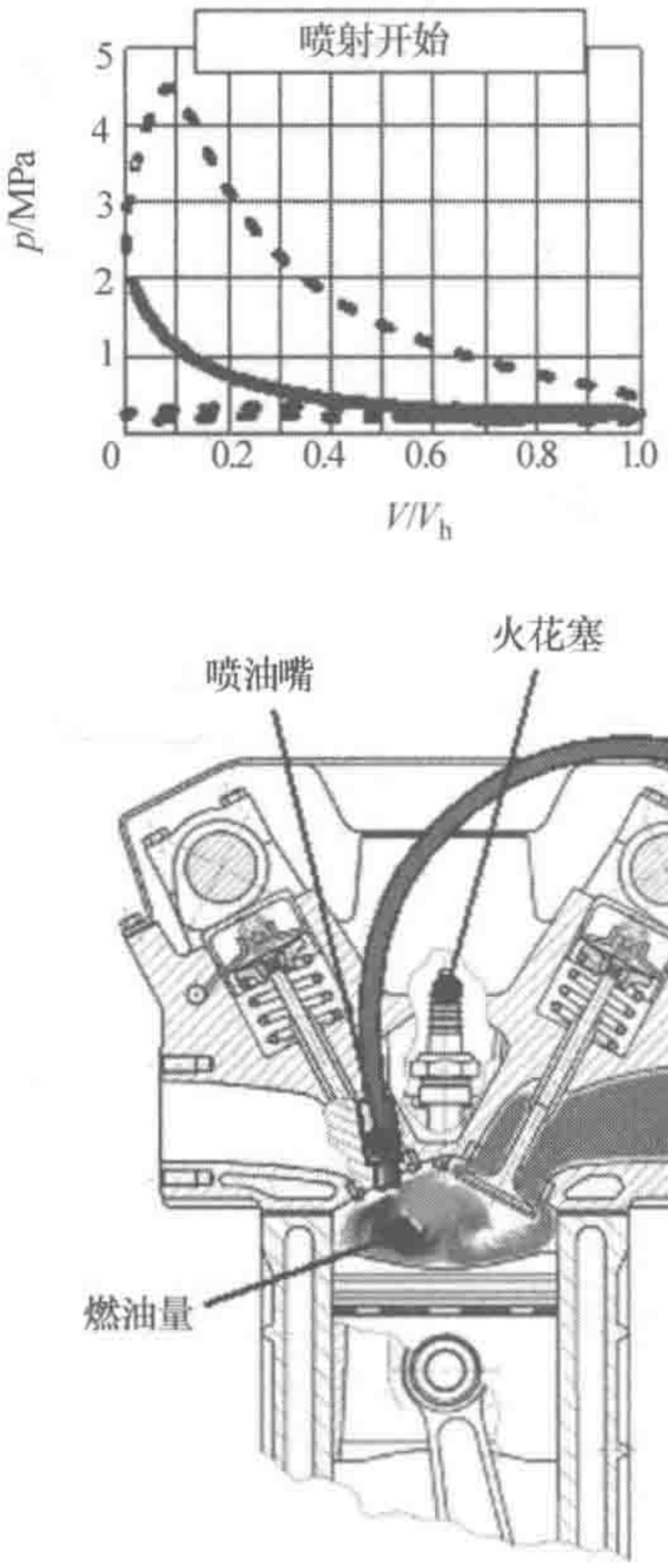
上述的燃烧室内混合气形成机理描述的是一种理想化的形式，通过不同的技术措施可以或多或少地实现满足一定要求的混合气形成。图 56 总结了这些技术措施。

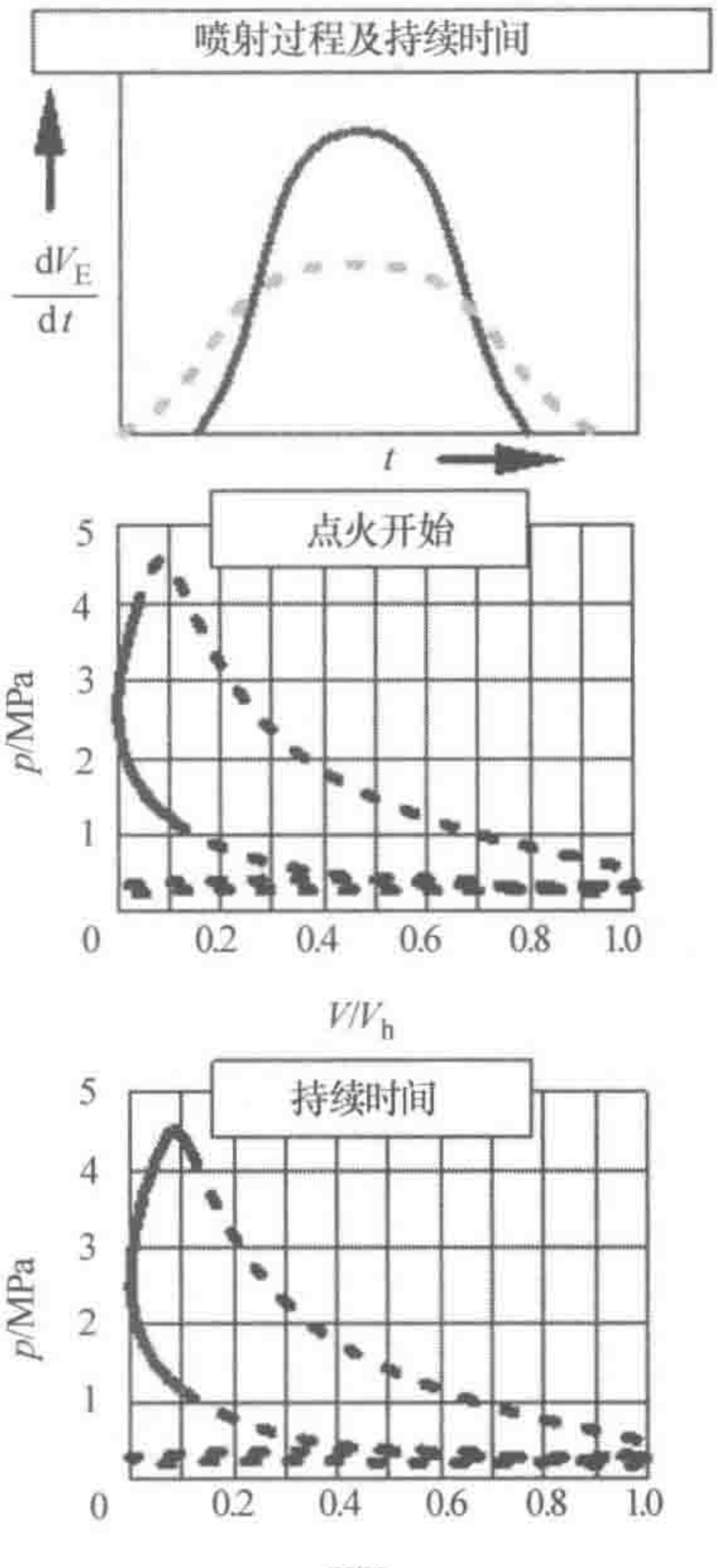
在发动机某一工况点或某一较窄的工况区域，对燃烧室内混合气形成有交互作用的因素参数之间的关联匹配一般是可实现的；困难的是，将获得的匹配结果拓展至更宽的工况区域或在动态运行时的参数动态匹配。关联匹配不可能在所有因素参数之间进行，图 56 中用 K 标注了用于关联匹配的关联参数（变量）。

以理想的缸内混合气形成为目标，人们已经研发了汽油机燃油直喷实现的各种不同技术方案。总的来讲，这些技术方案都可归类为壁流式、空气流式和射流式缸内混合气形成设计的其中一类。

这些技术方案（设计）如图 57 所示。可以发现，每种设计中燃烧室的几何形状（尤其是活塞在室内部分的形状，即活塞凹坑）具有重要的作用。

• 射流式方法，如读者可能预期的，是最具应用潜力的。早在其发动机量产应用之前的 20 世纪 50 年代，这种方法就已经出现在第一代汽油直喷设计之中。与空气相比，燃料的密度和速度要大很多，燃料和空气之间的热焓值差也很大，这就使得燃料对混合气形成的作用更大。图 57a 所示的这种设计已被广泛应





燃料	● 喷射过程: 调节及喷油量		Ⓚ
	● 喷油嘴位置/喷束形状		
	● 喷油开始时刻及持续时间		Ⓚ
空气	● 进气道	→ 空气流体	Ⓚ
	● 气门控制时间		Ⓚ
结构	● 燃烧室		
	● 火花塞位置		
点火	● 点火时刻及持续时间		Ⓚ

Ⓚ 关联因素:
- 负荷
- 转速
- 动态过程
- 大气环境

图 56　用于优化汽油发动机缸内混合气形成的可调参数之间的相互关系

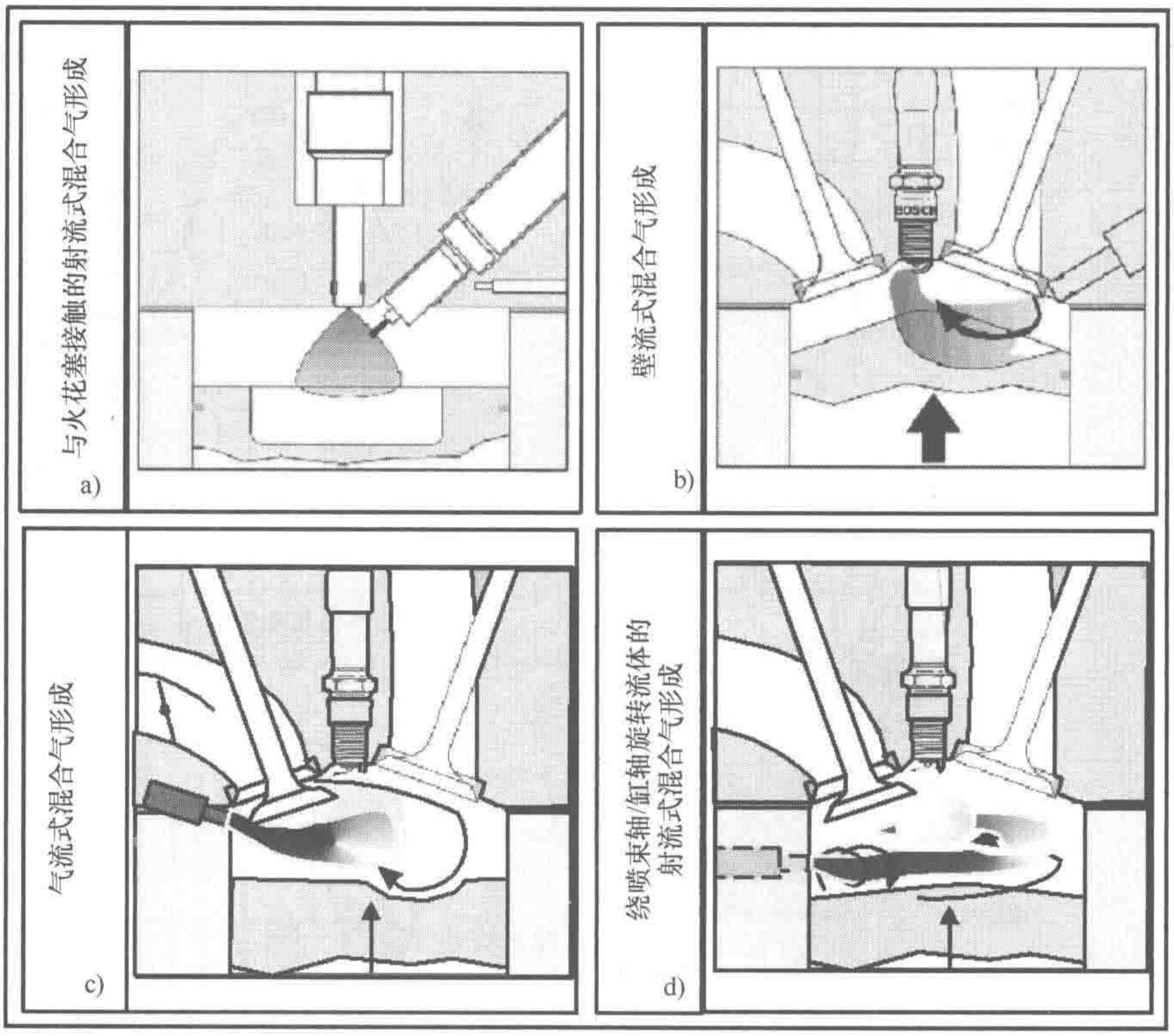


图 57　汽油发动机通过燃油直喷实现的射流式、壁流式和空气流式缸内混合气形成

用，但它具有不可忽视的缺点：充分的燃油雾化要求燃油在喷射的时候有尽可能高的压力，而高压力必然增加油滴速度。其结果是，随与负荷关联的燃油喷射量大小不同，燃油喷束射入深度可达到 20 ~ 80mm。尽管预设了活塞凹坑，这个射入深度还是大大超过了喷嘴前部到活塞顶部之间的距离。还未雾化的燃油液滴将不可避免与活塞顶部发生碰撞，由此导致的不充分燃烧会产生碳氢化合物排放。与此类似，柴油发动机射流直喷的这种缺陷也是显而易见的。热力学差异还可以产生其他结果。目前柴油直喷与汽油直喷可达到的压力之比约为 2000: 100，柴油机中直喷装置的喷嘴孔要小很多，因此，与汽油机相比燃油液滴在与活塞顶部撞击之前的雾化要快很多。另外，柴油机在压缩过程中其燃烧室内空气温度要高出约 200℃，活塞顶部温度至少要高出 100℃。对燃烧过程更有影响的是燃油喷束流形与火花塞之间的接触。在不同负荷与转速下对这个接触的要求是不一样的：这个接触就是厚度仅有零点几毫米的、火花首先点燃的混合气区域，因燃油喷射量不同导致的喷束锥或者喷束几何形状的不同，因工况不同空气流动不同，以及各种其他关联参数的公差不同，这些因素使得接触区域内的空燃比变化很

大。当接触区域内的空燃比过大或者过小，这样的火焰传播对燃烧过程尤其对减少有害气体排放是非常不利的。

● 壁流式方法（图57b）通过活塞在燃烧室内的相应形状为混合气层构造了一个稳定的火焰传播通道，并且借助几何方式使接触区域内的空燃比保持在一个合理范围内。由此产生的混合气滚流运动既有利于燃料/空气混合气形成，也有利于随后的燃烧过程。除了火花塞之外，这种技术方案与柴油机的Meurer方法类似。和上文提及的射流式方法一样，汽油机和柴油机过程的热力学差异依旧存在。由于燃油压力大小的差异，汽油机燃油的雾化程度以及其在活塞凹坑的相对速度要小很多，这就导致活塞凹坑的表面温度至少低100℃。燃油会在活塞顶部形成一层薄膜，导致燃油在相对较大面积上的不充分燃烧，从而对减少碳氢化合物排放和降低油耗产生不利影响。

● 气流式方法（图57c）涉及空气从进气管至燃烧室内活塞凹坑的受控流动（动态空间分布），这也使我们联想到柴油机的Meurer方法。图示的情况是，仅在部分负荷工况下通过进气管的部分节流实现了空气滚流运动。这个气流层将燃油往火花塞的方向带动。根据得到的比燃油消耗量和比有害物排放量，可以证明空气导流比活塞凹坑导流效果更好。根据之前提到的燃油和空气之间的热焓差，气流式方法只有在一个相当局限的负荷-转速工况区域才能实现空气在燃烧室内的受控流动。

● 图57d所示的是射流式方法的一种可选形式，辅之以实现混合气层在燃烧室内火花塞周围相对稳定分布的措施，可缓解燃油液滴大小和燃油喷束长度之间的矛盾。此方法的原理是，将燃油喷束的动能由喷束平动形式转化为喷束转动形式。借助于合适的喷嘴结构，迫使燃油喷束绕轴转动，从而缩短喷束在燃烧室内最初可达的穿透深度（即直线轨迹）。与气缸相切的喷嘴布置以及合适的活塞凹坑这两者的组合效果就得到燃油喷束绕气缸垂直轴向的转动。以火花塞为中心，不与气缸内壁和活塞接触的、一定厚度的混合气层也随之发生旋转运动。喷油量的变化仅仅改变燃油喷束绕自身轴或者混合气层（云）绕气缸轴的旋转强度。这种技术方案应用于紧凑型发动机，在很宽的转速区域内其优势尤其明显。

如前所述，功率的提高不仅取决于能量密度，还取决于转速：

$$P_e = w_e \cdot V_H \cdot n \cdot \frac{T_U}{T_A} \tag{2.9}$$

在其他参数不变的情况下，只有提高转速才能提高功率。然而，鉴于活塞/活塞环和气缸套之间可能的摩擦副和发动机的期望寿命，活塞的平均速度受到限制。

活塞平均速度：

$$c_m = 2Hn \tag{2.16}$$

其中H(m)为行程。在活塞平均速度保持不变的条件下，提高转速n就必须缩短

行程 H。当气缸工作容积一定时，行程缩短将导致活塞直径变大，如下式所示：

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \tag{2.17}$$

式中，V_h(m^3)为单个气缸的工作容积；D(m)为活塞直径。汽车发动机短行程与大缸径的这个趋势已经很明显，尤其这样结构配置的进气门/排气门的直径较大，还有利于换气。

另一方面，高的压缩比有利于热效率，并且借助直喷技术在很大程度上是能够被实现的。我们知道，压缩比：

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_h + V_b}{V_b} \tag{2.1}$$

式中，V_{max}(m^3)为气缸最大体积；V_{min}(m^3)为气缸最小体积；V_b(m^3)为气缸燃烧室体积。气缸直径的普遍增大导致燃烧室形状向更宽、更短变化。活塞顶部与气缸盖的间距在最窄的位置现在可以小到 1mm 左右。考虑公差要求的安全间距，活塞顶部普遍都有气门袋，这使得燃烧室体积 V_b增加，压缩比 ε 明显减小。

如上述（见图 57a、b、c 或者 d）的缸内混合气形成方法（即射流式、气流式和壁流式方法）或多或少地都利用了突出的活塞盆形燃烧室（活塞凹坑）。这不可避免地导致了燃烧室体积的增加（如图 58 所示），实际的压缩比也因此远小于燃油直喷所能达到的理论值。

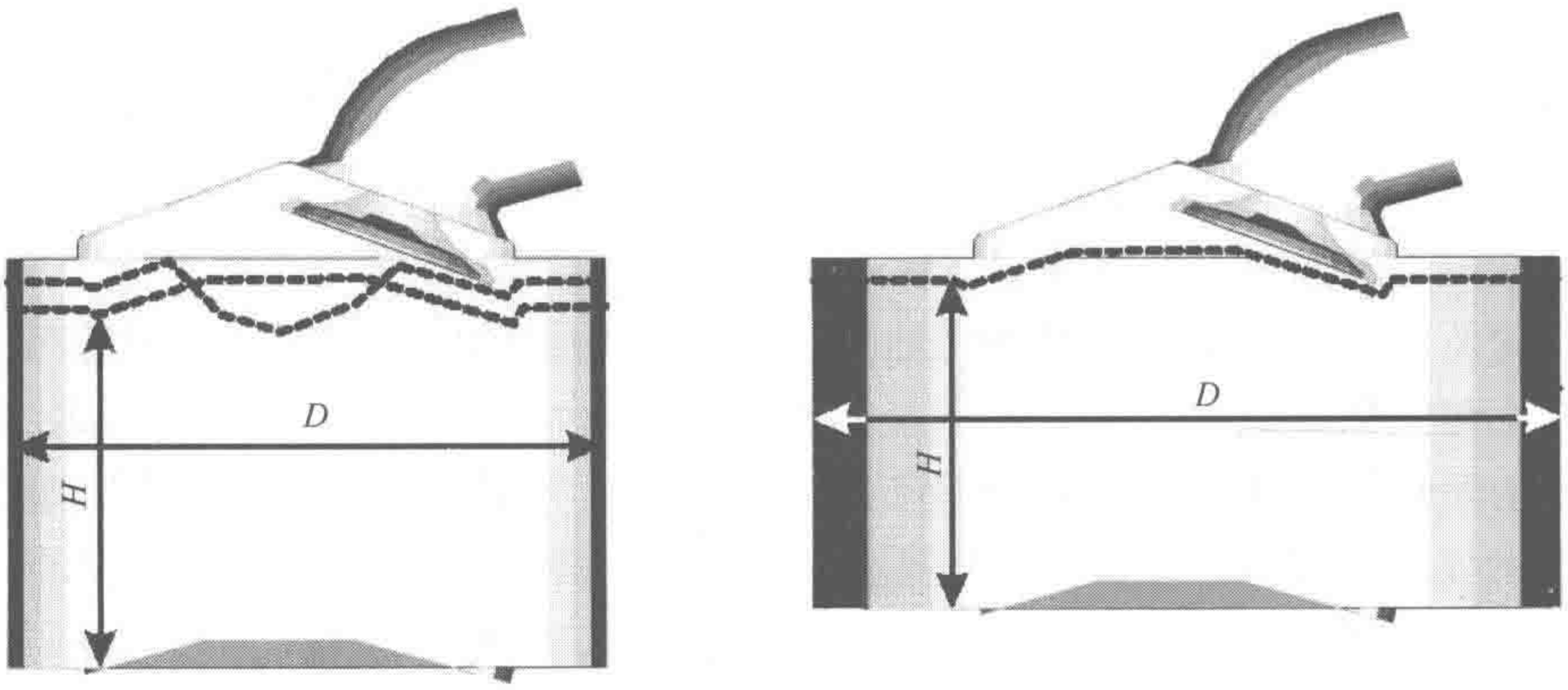


图 58　行程/缸径比对燃烧室形状的影响

因此，最好在不调整燃烧室的前提下，燃油也能充分分配在燃烧室可控区域的空气中，并且在任何负荷/转速工况下燃油都尽可能不与燃烧室内壁接触。与此同时，必须避免液态燃油芯的形成。

对应的一种设计原理是，在保持气体总通过容量不变的条件下，每个燃烧室

安装两个或多个喷嘴以增加气体通过截面的数量。每个燃烧室喷嘴数量的增加使得气体总通过截面积增加。对于一个给定的喷油量，通过此方法既可以降低喷油速度和与喷油速度有关的每个喷嘴的喷束长度，也可以缩短喷油间隔。而且，空气与燃油的接触面积也可以通过两个或多个喷油束成倍增加。原理上这种喷嘴可以通过多孔喷嘴或轴针式喷嘴来实现。轴针式喷嘴出口具有开度很小的优点。在紧凑的汽油发动机气缸盖上安装至少两个喷嘴，像具有高压调制装置的系统一样，通过燃油自身实现喷嘴控制，省去压电或者电磁调节模块，可降低不少成本。图59是这种安装方式的一个例子。

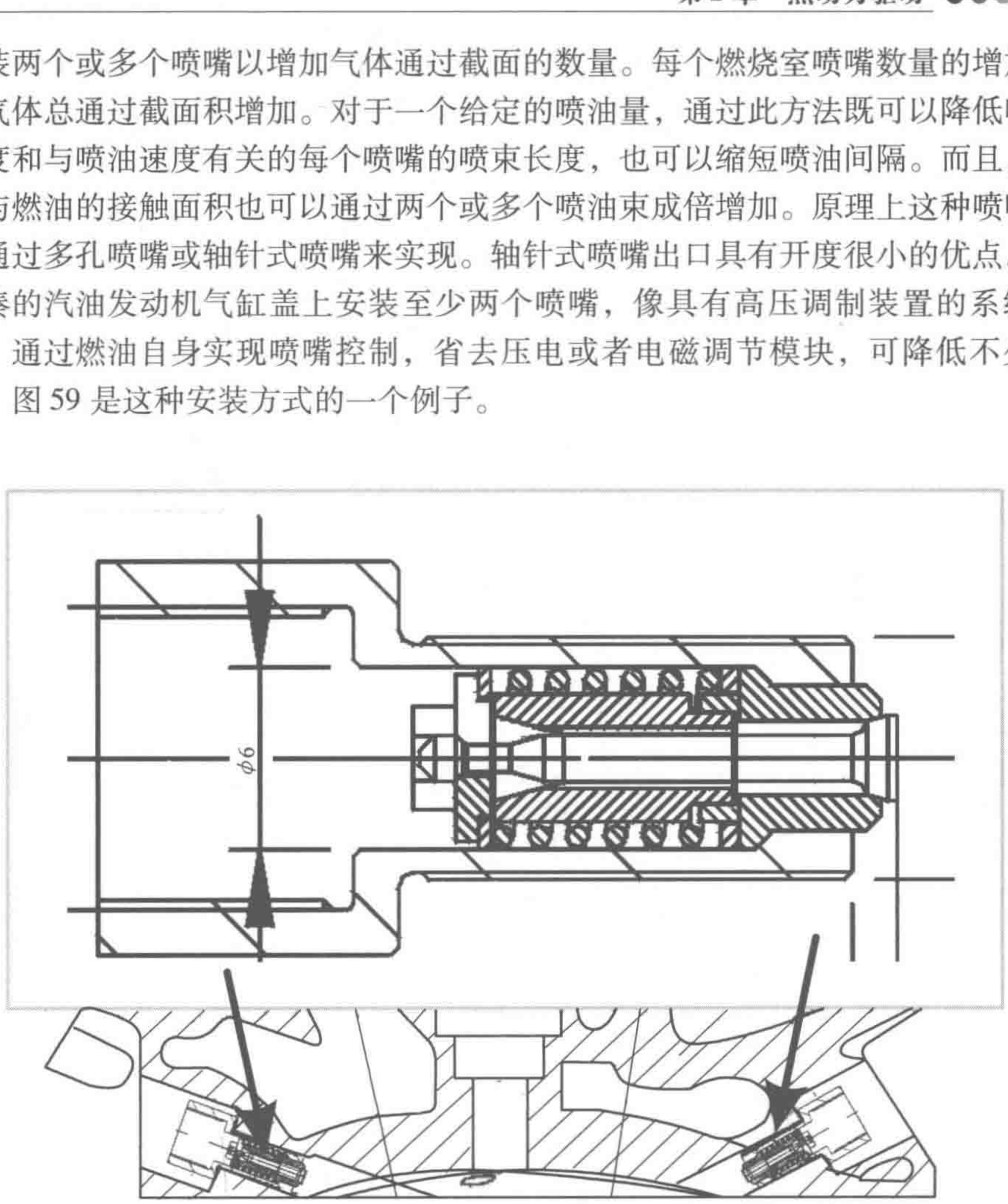


图59　汽油发动机缸盖处具有高压调制功能的直喷系统的双喷嘴布置示意图

在汽油发动机紧凑燃烧室内两个喷嘴直喷有利于混合气形成，即每个喷嘴燃油束以一个特定角度或者以一个相对于对称轴的特定分布穿透另一个喷嘴燃油束构成的部分或者全部外轮廓面。当一个喷嘴的喷油横截面积不变时，燃油雾化质量也保持不变。

在多孔喷嘴中以喷束流或者在轴针式喷嘴中以连续轮廓面构成的燃油外轮廓面，一般是以空锥形由近向远扩散的，中间以空气为内核。如图59所示的喷嘴布置可以形成燃烧室内燃油空锥形束的重叠（见图60），即不同喷束或者不同空锥形的燃油液滴相交在不同的椭圆面上。通过这种方式可以形成一个封闭的燃油

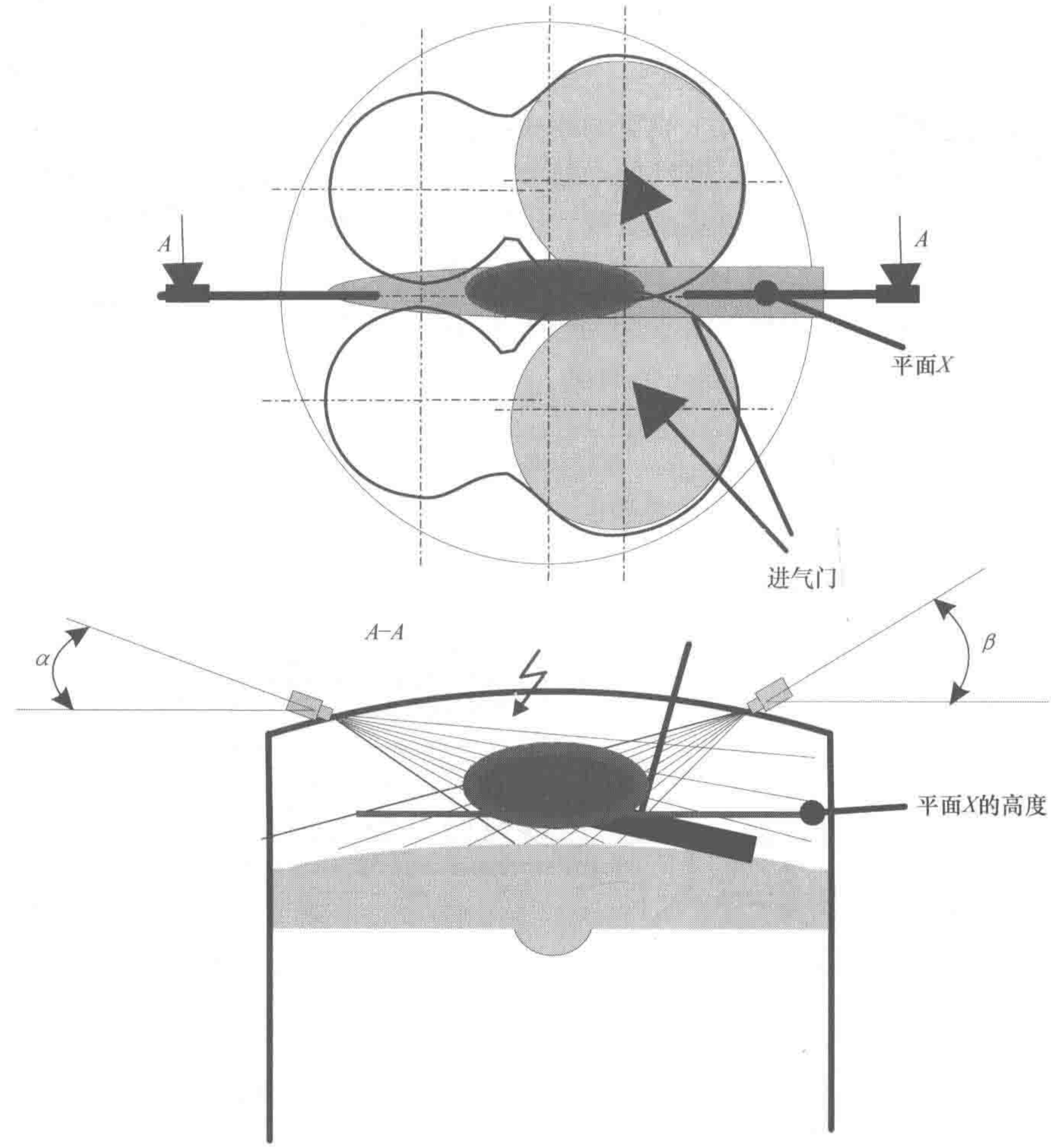


图 60　形成空气内核燃油外表层体的两个锥形燃油喷束的布置图

表面，它由不同形状的外壳组成，中间以空气为内核。不同喷嘴燃油束的相交明显降低了燃油液滴的速度，这可以有效阻碍喷油束与缸壁的接触。

通过燃油空锥形束的形成，由此导致的燃油空锥形束接触（碰撞）以及在接触处燃油液滴速度的降低，这两个因素促成了一个稳定的空气内核，而且避免了液态燃油芯的形成，如图 60 所示。

在燃烧室的特定区域，首先在火花塞的周围，两个喷嘴的燃油空锥形束以对称轴的撞击角在缸内直喷形成了一个封闭的空气内核燃油外表层体。由此，因为实现了进气分层，所以可以弃用节气门装置，这对加速工况和降低比燃油消耗都非常有利。

对此的解释是，在空气内核燃油外表层体之外的过量空气能保持不变，从而

过量空气不直接影响燃油的燃烧。封闭的空气内核燃油外表层体在燃烧室内的分布始终保持不变，即使由喷油量变化引起喷束长度改变时也是如此。另一方面，从燃油能量的角度来说，空气流动几乎不影响这个分布。因此，空气内核燃油外表层体在燃烧室内的分布很大程度上仅与负荷/转速工况有关。通过微调两个燃油喷束的轴差，不同燃油喷束液滴之间碰撞的可能性被进一步降低。这就形成了燃油在已经形成的表面上的运动，这进一步促进了混合气的形成。

图 61 展示的是试验获得的两个锥形燃油喷束在燃烧室内碰撞前后的动态过

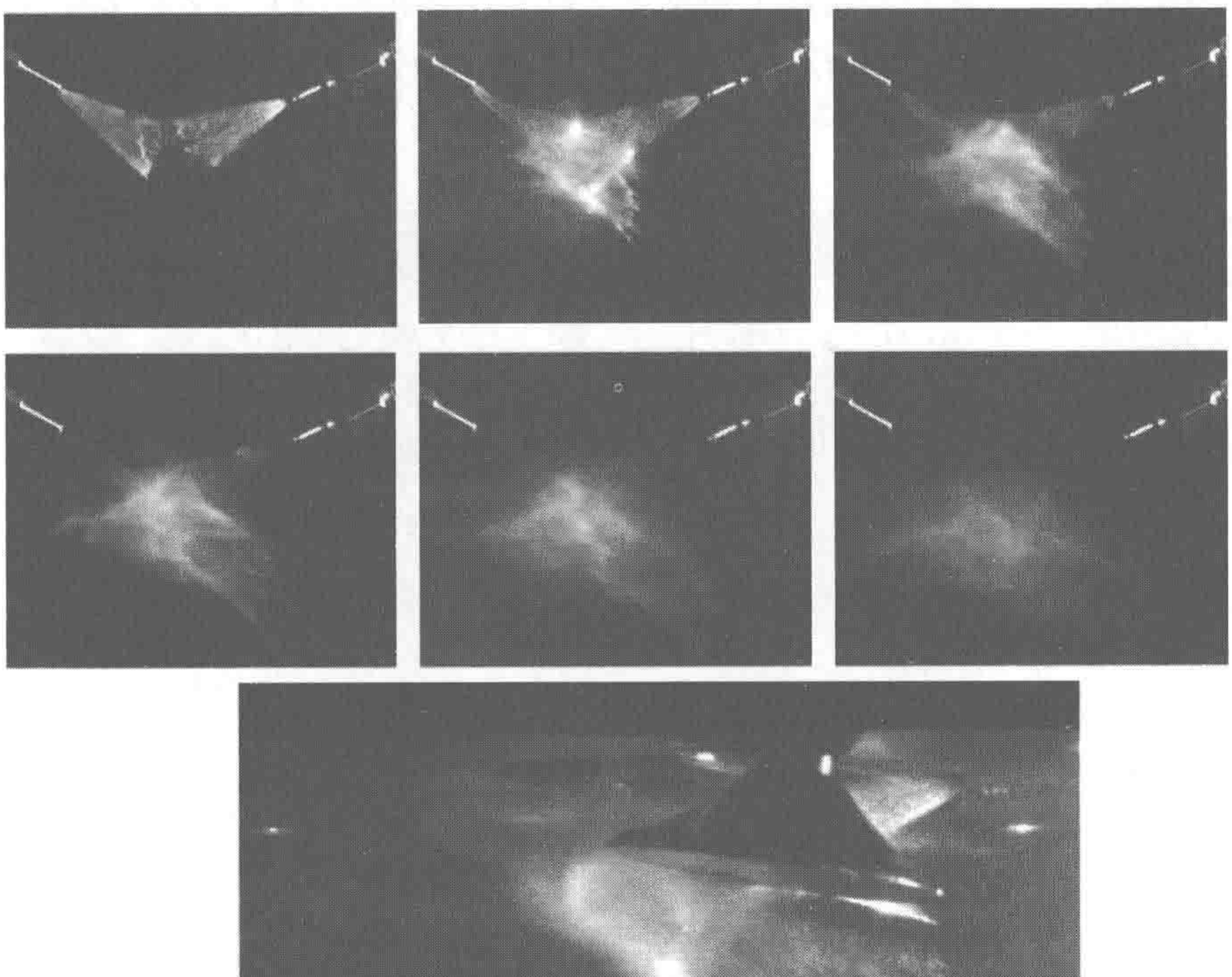


图 61　两个锥形燃油喷束在碰撞前后的动态
轨迹以及此方法在大功率发动机中的应用——高速摄像截图

程图。燃油的雾化质量没有受到喷束碰撞的不利影响，喷束碰撞后也没有发生液体燃油聚集。在很大的喷油量范围内都可以得到类似的结果。在高速摄像机的捕捉下，在碰撞之后燃油喷束速度的突然降低尤为引人注意。因此，燃油喷束与活塞或气缸体间的碰撞几乎可以完全被避免。

图62展示了配置两个喷嘴的射流式汽油直喷方法相对于配置一个喷嘴的传统混合气形成方法在比油耗方面的优势，这个比油耗差示特性曲线簇是在一台具有很紧凑燃烧室的单缸试验发动机上通过测试获取的、最高转速至10000r/min的数据。配置一个喷嘴的情况下根据化学计量空燃比采用节气门调节空气进气量，配置两个喷嘴时在全转矩/转速工况区域内对空气进气不采取节流。复杂的参数组合优化可以改善图62所示的结果。

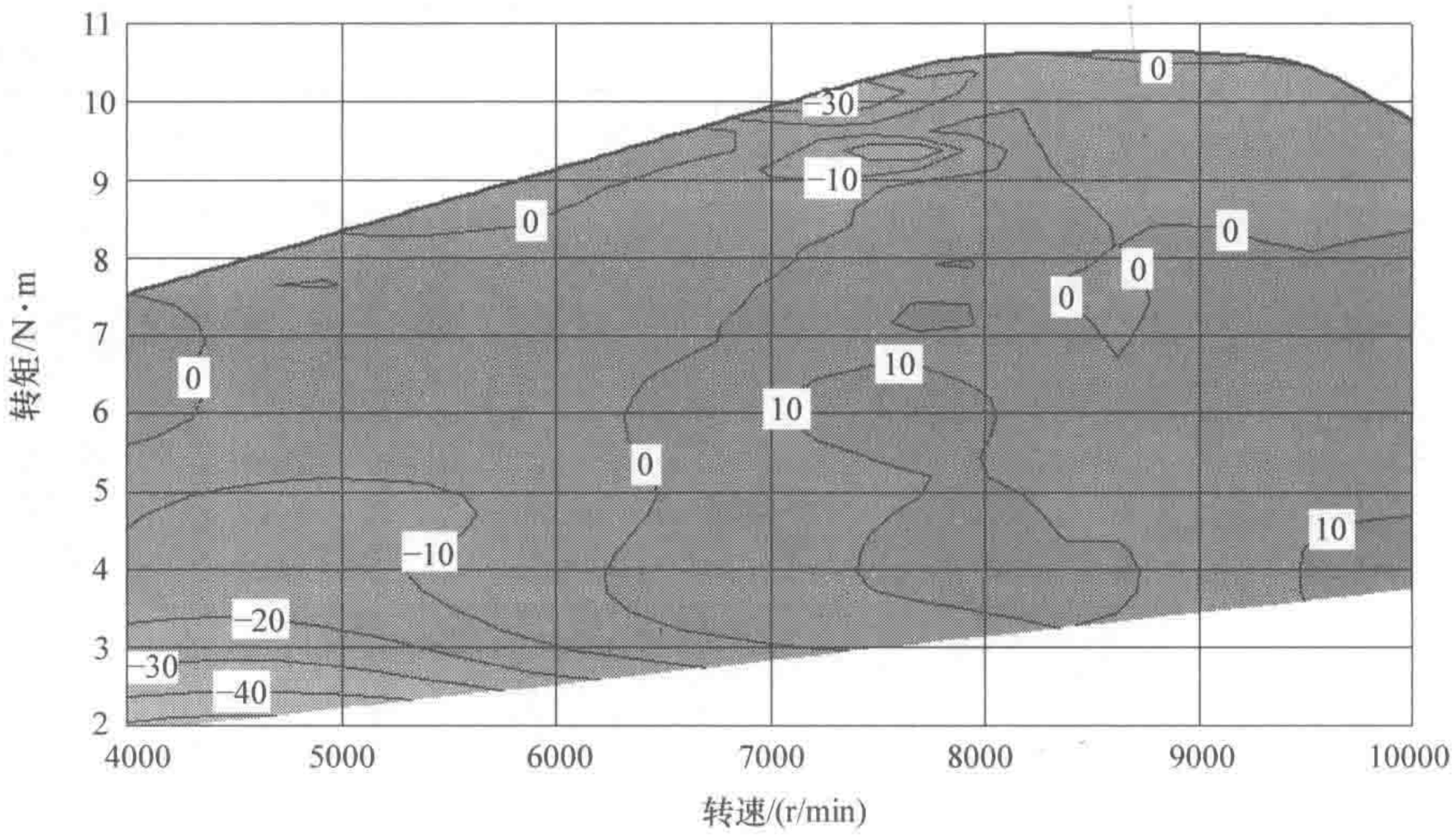


图62　配置一个喷嘴（有节气门的发动机）与两个喷嘴（没有节气门的发动机）的射流式汽油直喷实现的比油耗差示特性曲线簇

图62的转矩/转速特性曲线也适用于在外部形成混合气的两种直喷形式。缩短的喷射持续时间，减小的喷束穿透深度，在燃烧室中心区域形成的空气内核燃油外表层体表面，以及进气过程中不需要燃烧室凹坑或者螺旋气道，具有上述特性的直喷解决方案尤其适用于转速高的大功率发动机。

缸内混合气形成必需的燃油喷束特性在很大程度上是由燃油喷嘴的类型决定的。图63描述了当前一些用于汽油直喷的喷嘴设计方案。

多孔喷嘴：这种喷嘴过去主要用于柴油直喷技术，但其具有良好的燃油雾化和充分的燃油分配等优点，也适用于汽油直喷。喷嘴孔开口通常情况下是由喷嘴针阀朝里动作形成的。为了实现喷嘴打开时必需的力平衡，在喷嘴针阀前部要有

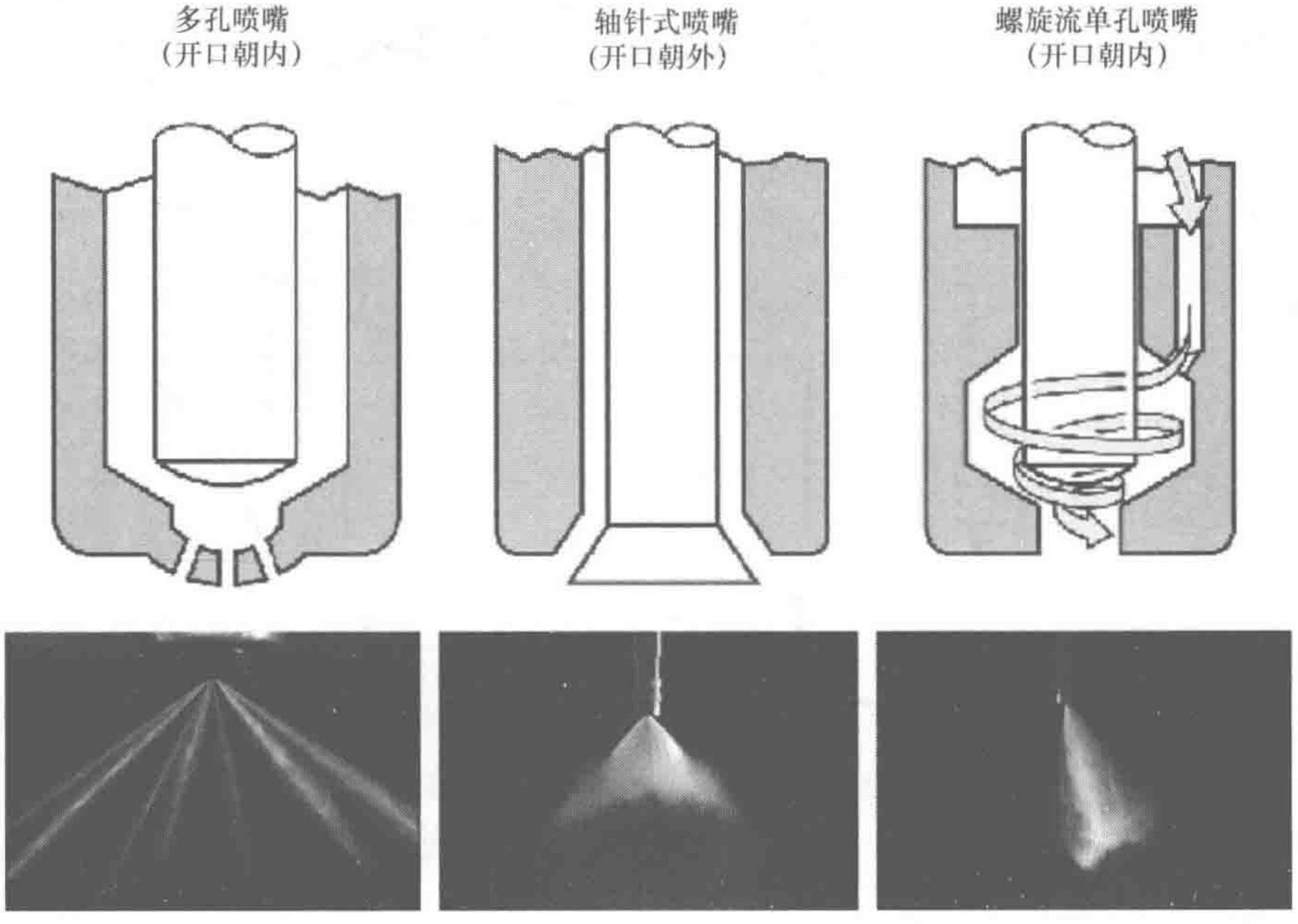


图63　用于汽油直喷的喷嘴

一个压力差推其朝里有一行程（开度），而在喷嘴针阀后部不容许形成燃油压力，这样就必须在喷嘴针阀周围配置一个最小的密封面（其值取决于针阀的直径和长度）。由此便增加了喷嘴针阀的重量，在同样大小的调节力作用下，这会对喷嘴针阀的开/闭动作产生不利影响。

轴针式喷嘴：采用喷嘴开口朝外的措施可以解决上述问题。在这种结构下，开口是一个环形缝隙，可视为多孔喷嘴结构下喷嘴孔数最大化的一种实现。束角和开度的调节与多孔喷嘴结构下的类似。喷嘴环形缝隙开口形成的较多的喷束数，导致形成了较多的锥体状燃油外表层，这样两个喷嘴喷束流相交的通过截面也会增大。在喷射量相同的情况下，可以减少喷射持续时间和减低，从而减小喷束穿透深度。转速高、燃烧室紧凑是现代汽油发动机的基本要求，轴针式喷嘴上述的特性使其独具应用的优势。

螺旋流单孔喷嘴：为了进一步减小穿透深度和改善混合气形成，在以上两种喷嘴结构中绕喷嘴针阀轴线可以增设螺旋流道，构成螺旋流单孔喷嘴。

用于汽油发动机的直喷系统虽有多种形式，但是，其发展至今已显现出一些明确的聚类方向，可分为以下两大类[2]：①在进气系统已部分形成的燃料/空气混合乳液向缸内的直喷技术；②液体燃料向缸内的直喷技术。这两种技术依其独特的优势，已应用于不同的批量产品中。

已部分形成的燃料/空气混合乳液向缸内的直喷技术其原理是，将混合气形成过程的一部分从燃烧室（缸内）前移至喷射系统，这样总的混合气形成过程在缸内的完成时间就减少了。已部分形成的燃料/空气混合乳液中的燃料压力或空气压力由喷射系统的相应功能模块分别实现，如图 64 所示。

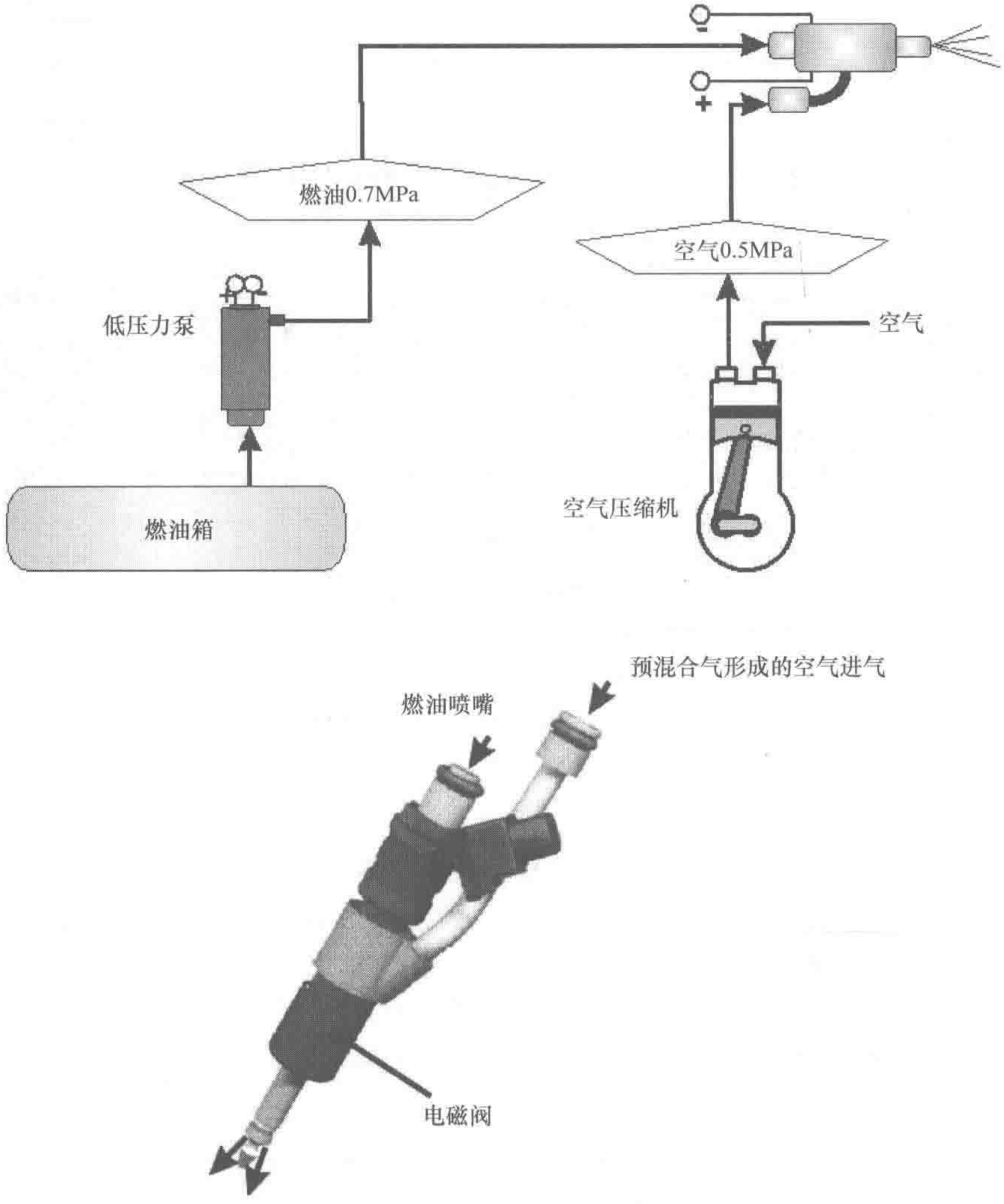


图 64　已部分形成的燃料/空气混合乳液向缸内的直喷技术（ORBITAL 系统）

空气部分由一个专用的压缩机提供。燃料部分由一个普通的低压泵将其压力升至相应的设定值，然后送入喷射喷嘴前的一个腔室，其中喷射喷嘴由其电磁阀

控制。电磁阀或压电阀控制喷射喷嘴的开闭，将产生的一定量的燃料/空气混合乳液以近似恒定压力喷入燃烧室内。与负荷相关的喷射量随喷嘴打开持续时间的变化而变化。

燃料/空气混合乳液的缸内直喷技术具有使燃料在缸内汽化和分布更快的优点；此外，较低的喷射压力会大幅降低喷束流的穿透深度。由此实现的缸内混合气形成和过程中喷束流与燃烧室内壁的免碰撞效果，这两者为缸内的燃烧过程提供了很好的先决条件。但是，高性能发动机要求在极短的喷射持续时间内能提供较大量的喷射量，而燃料/空气混合乳液的喷射压力非常低，以上要求从物理上讲几乎不可能达到。燃料/空气混合乳液中燃料分压只有伴随其中空气分压的提高而有所提高，在技术上要实现这一点是非常复杂的。

汽油发动机液体燃料的直喷技术通常是在高压下实现的，其压力比混合乳液直喷技术所用的压力要高出一个数量级。燃油喷射压力可以设定为具有最大值的常压波或具有给定幅值和持续时间的压力方波。两种不同的喷射压力实现方案源于不同的研发角度，但燃油喷射压力或压力动态过程都与发动机转速无关。

用于汽油发动机燃油共轨系统的工作压力为 10 ~ 15MPa 之间的某一定常值，该压力由带一个或多个柱塞的机械泵实现，相应的系统配置如图 65（见彩插）所示。通过待供燃料的存储方式维持某一恒定压力，其中待供燃料就存储在用于所有喷嘴的高压共轨管道中。电磁阀或压电阀控制喷嘴的开闭，从而实现燃料向缸内的喷射。如混合乳液的缸内直喷技术一样，通过调节喷嘴打开的持续时间，随负荷变化可以调节燃料喷射量。

上述的液体燃料缸内直喷系统结构与进气管喷射的结构类似，只是其工作压力要高得多。采用压电喷嘴控制，可以有效加速喷嘴针阀运动，从而在批量应用中发动机每个工作循环有可能实施多次燃油缸内直喷。在给定载荷/转速工况下，这种多次燃油缸内直喷方法有利于通过调节喷油过程达到形成合理的混合气分布的目的，因常压的要求，在燃油共轨系统或混合乳液直喷技术中都采用压电或电磁喷嘴控制，在汽油发动机上沿用迄今没有出现严重的设计问题。与此相反，在一个紧凑型发动机的气缸盖上如何布置、安装带控制模块的喷嘴，却颇有难度。从图 63 所示的喷嘴结构可以得知，控制部件如果没有安装在关键位置，喷嘴针阀就得加长，导致其动作的惯性延迟会更严重。采用压电或电磁喷嘴控制就是用于改善喷嘴针阀的动态响应性能。

采用高压力调制（即压力脉冲波）的液体燃料直喷是基于对燃料高压波的流体动力学特性的准确控制，即对压力脉冲波的幅值和宽度（持续时间）的准确控制。选定某一宽度后，通过调节压力脉冲波的幅值可以调节与负荷相关的燃料喷射量。这种控制策略其基本特征是，喷嘴针阀的控制可以由燃料压力波自身实现，而不需要外部执行器（如压电或电磁阀）。例如，基于压力冲击效应，这

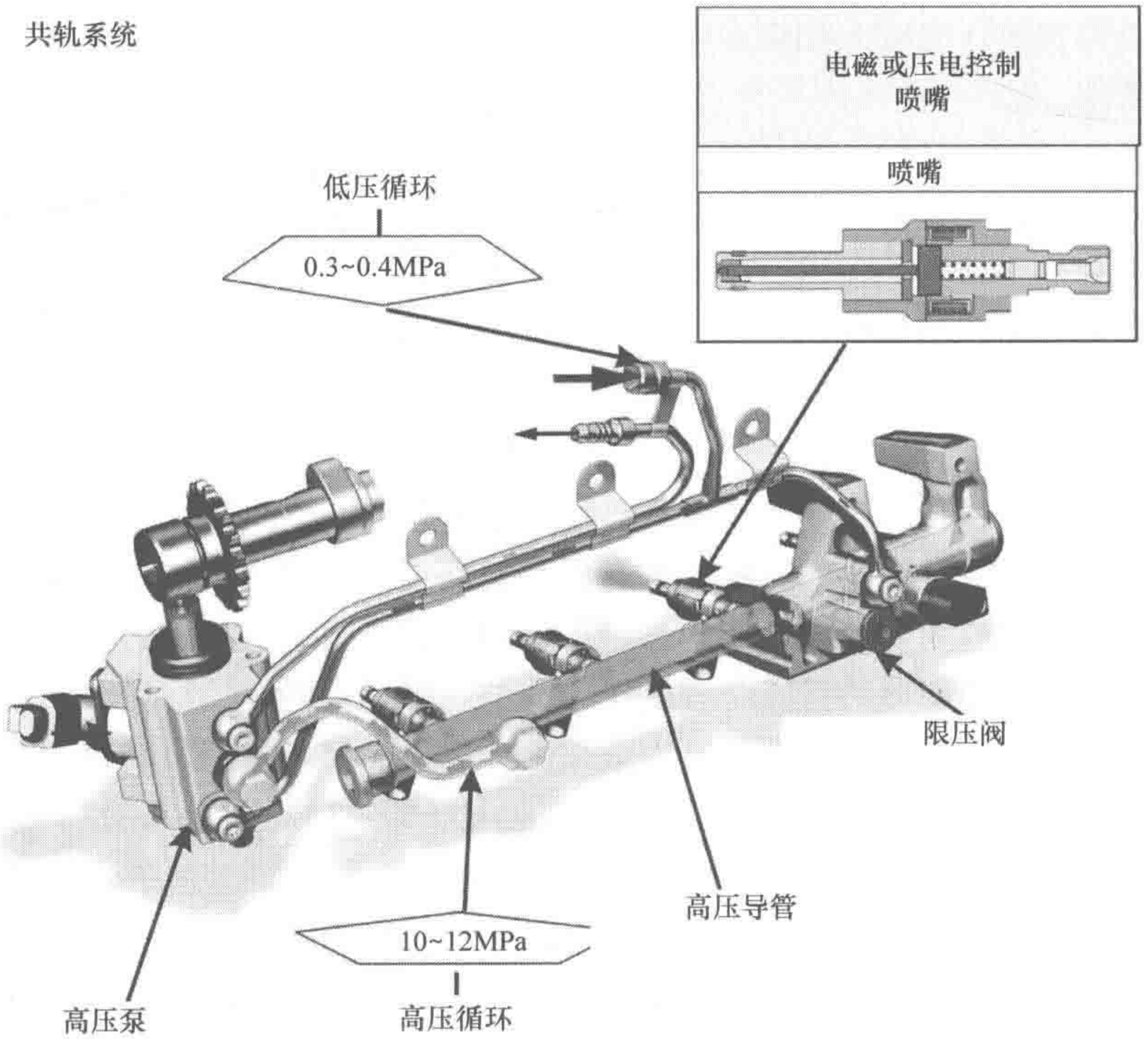


图 65　液体燃料的常高压缸内直喷技术（BOSCH 共轨系统）

样的高压脉冲波是能够实现的。相应系统的功能和控制方案见图 66。

图 66 所示系统由一个常规的燃油泵（其将燃油从油箱输送至燃油缓存器并使燃油具有一个预压 p_0）、一段加速管道、一个电磁控制断流阀和一个喷嘴组成。当断流阀打开后，在加速管道中具有预压 p_0 的燃料流回油箱。断流阀打开期间，在预压和油箱压力的压力差作用下，燃油流速增至 v_1。如果电磁阀突然关闭，被加速的燃油与阀门发生碰撞，燃油会发生一定程度的压缩并导致压力增加。压力增加伴随着压缩波的形成，压力最大值可达预压值的 10 ~ 15 倍。压缩波以声速沿加速管道朝燃油流动的相反方向传播，直至燃油缓存器。根据设置的反向传播条件，理想状况下反向传播的压缩波至燃油缓存器其压力正好衰减到预压值。照此分析，压缩波的高压部分应该正好发生在断流阀处，高压部分的持续时间与燃油压力正向波和反向波在加速管道内的传播时间有关。这个压力波在断流阀附近被导向至一个由弹簧力控制的喷嘴。压力波的幅值或者喷流动态过程既可以通过燃料运动加速度的持续时间 t_1，也可以通过预压值 p_0 确定。如图 66 所示，当预压值 p_0 不变而开口持续时间由 t_1 缩短到 t_2，或者预压值由 p_{01} 降至 p_{02} 而

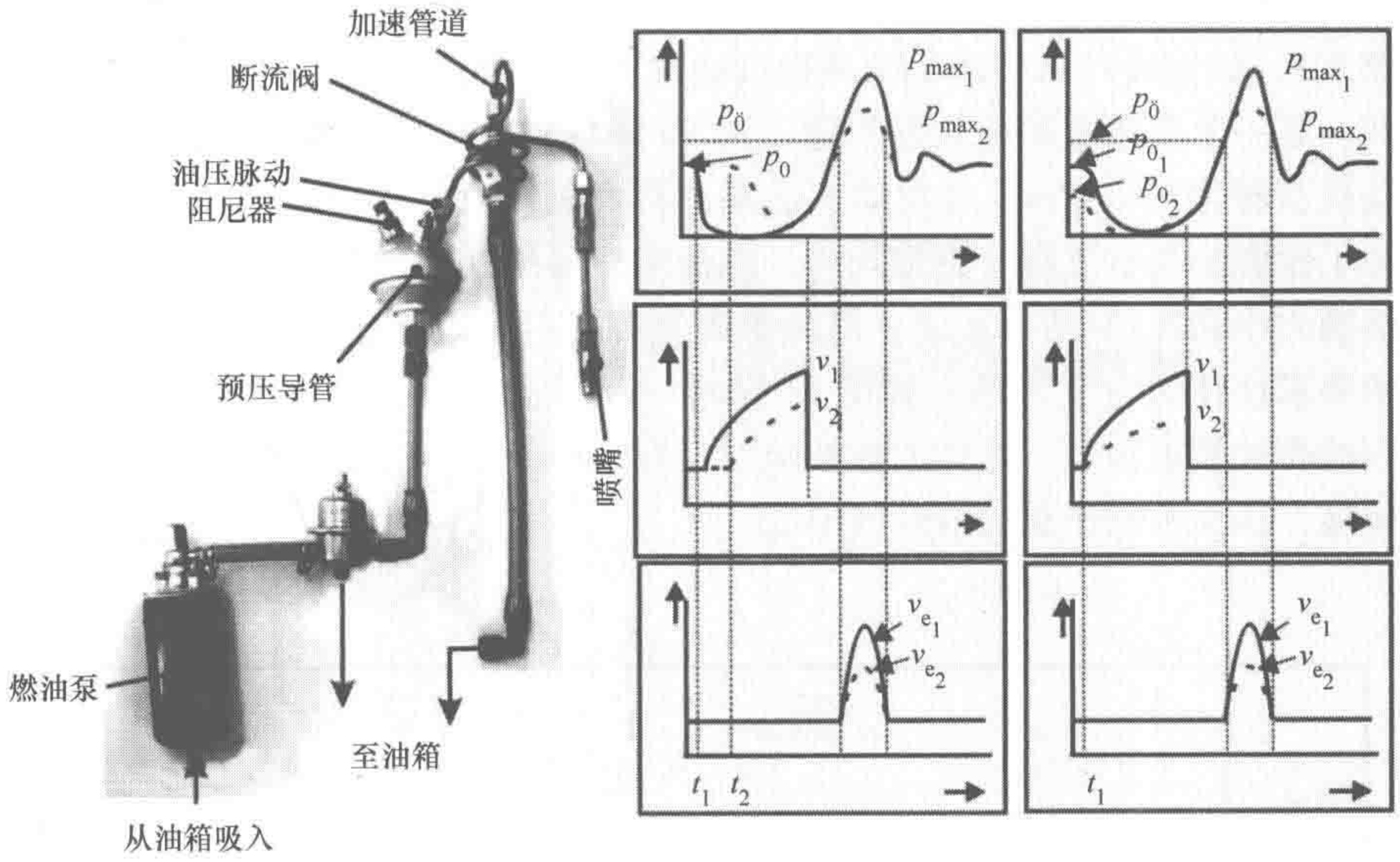


图 66　采用高压调制（茨维考压力脉冲）的液体燃料直喷系统的主要模块和运行过程

开口持续时间 t_1 不变，两者都导致燃料在碰撞前（电磁阀突然关闭之前）速度 v_1 下降为 v_2。据此，压力波的振幅（幅值）也由 p_{max1} 减小到 p_{max2}。最后，导致燃料喷射体积量（即对相应燃料喷射体积流量的时间积分）从 ve_1 降至 ve_2。在以上系统设计中，压力波的持续时间或喷射的持续时间在不同燃料喷射体积量下几乎没有改变。实现的压力动态分布以及由其获得的燃料喷射动态过程不依赖于喷射频率，从而也不依赖于发动机转速。因此，燃油喷束特性，如穿透深度、油滴直径和油滴速度，在发动机很宽的工作范围内都能保持不变。

用于紧凑型发动机，除了预压单元外可以将其他所有功能模块集成在一个紧凑系统中，而预压力由电驱动的标准燃油泵实现。用于高性能发动机，因所用喷油器紧凑性极高的特点，应该采用模块化的直喷系统结构。鉴于在非常短的打开持续时间内要提供高幅值压力，高性能发动机的直喷系统也需要一个预压单元，相应的预压可以较容易地由机械驱动的预压泵实现。图 67（见彩插）给出了两种不同应用的液体燃料直喷系统结构方案。

图 68 展示了上述系统在转速 6000r/min 和 18000r/min 两种工况下的压力曲线。采用这样的汽油直喷系统，在 1ms 内燃料压力的最大幅值可达 46MPa。

对喷射系统各个模块的动态过程进行数值仿真，可以有效地优化缸内直喷过程的设计和控制。图 69（见彩插）提供了一个针对采用高压力调制的液体燃料直喷系统的仿真案例。这个案例中，仿真计算是在专业软件 AMESim 平台下以其

中的一维仿真功能模块为基础开展的[4]。

无论采用何种直喷系统、喷油嘴和混合气形成方法（壁流式、空气流式和射流式），如何设计高转速下四冲程汽油发动机缸内燃油直喷的开启时刻与持续时间，是一个至关重要的共性问题。图 70 解释了其中的原因，并描述了紧凑型发动机在转速 8750r/min 时发动机活塞冲程和进/排气门冲程的动态过程。一方面为了使燃油与空气混合更加均匀，燃油喷束的角度要足够大，另一方面因必要的油滴大小和阀门/活塞运动，燃油喷束又不可避免地形成一定的穿透深度，两者的要求往往会发生矛盾。如图 61 所示（见该图底部），气门打开时，在某个较大的燃油喷束角下，这样的燃油喷射会导致部分燃油喷束与气门头部的顶面发生碰撞，从而不利于总的混合气形成。

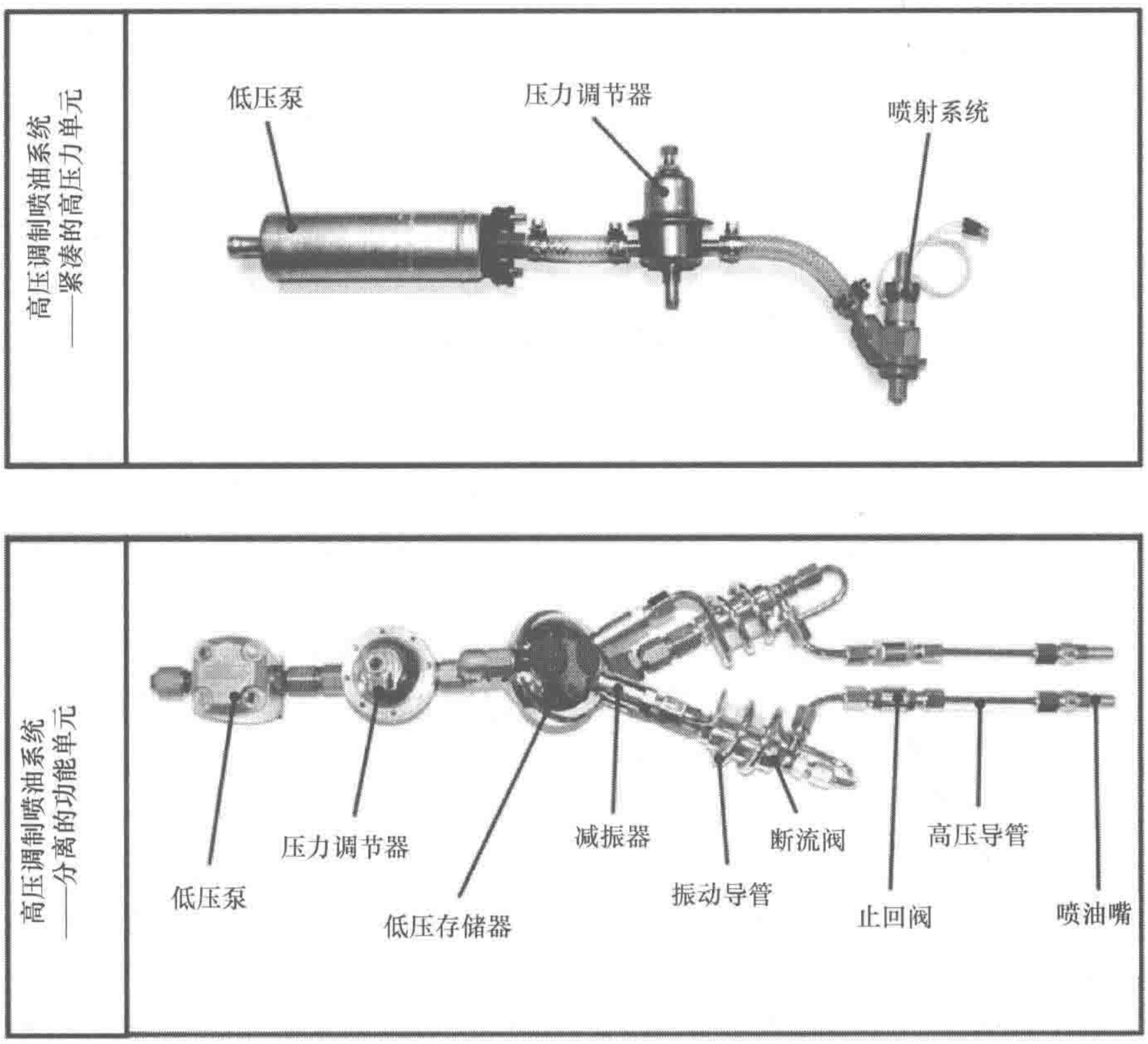


图 67　采用高压力调制的液体燃料直喷系统：用于紧凑型批量生产的发动机和用于高性能发动机的两种系统结构方案

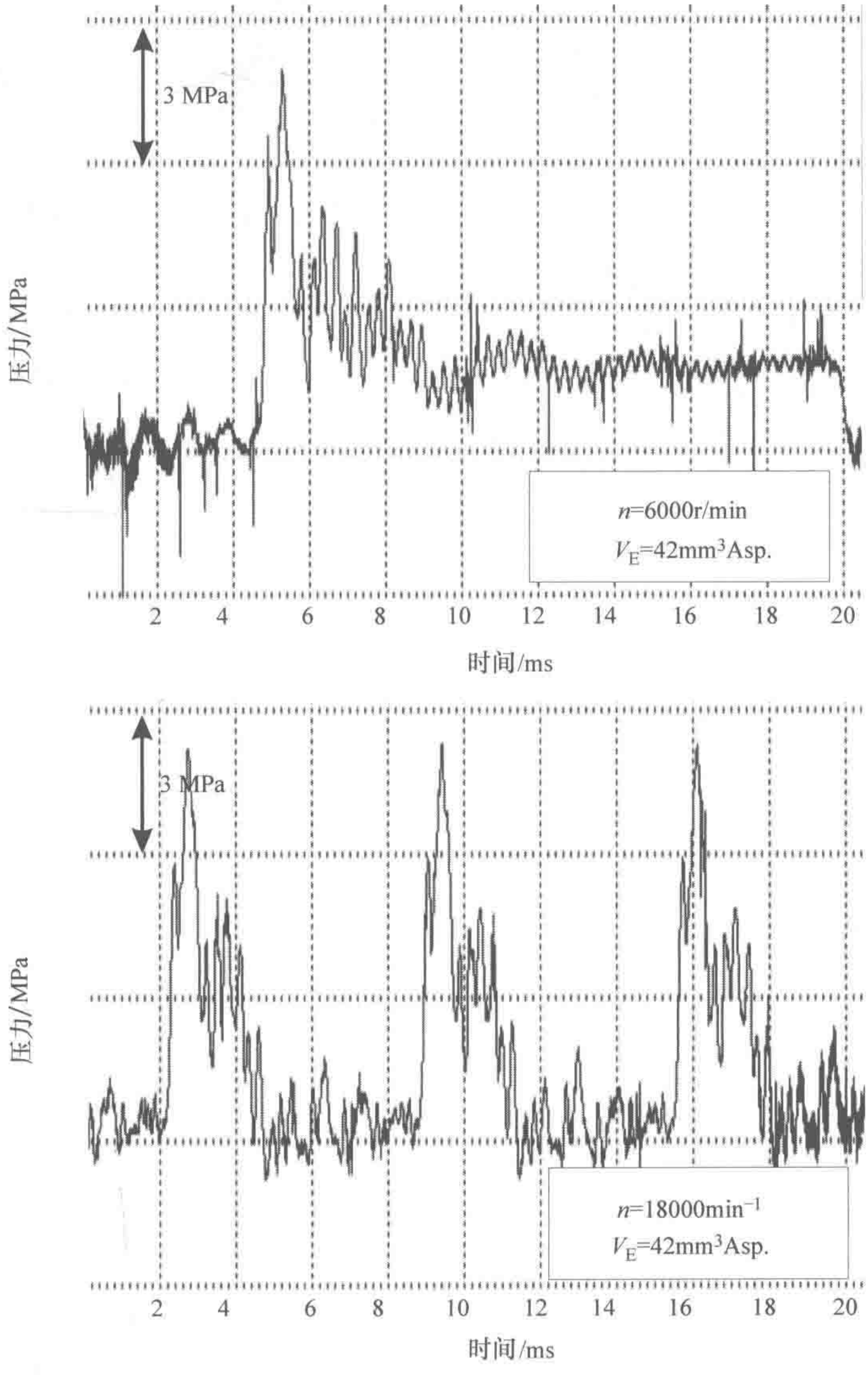
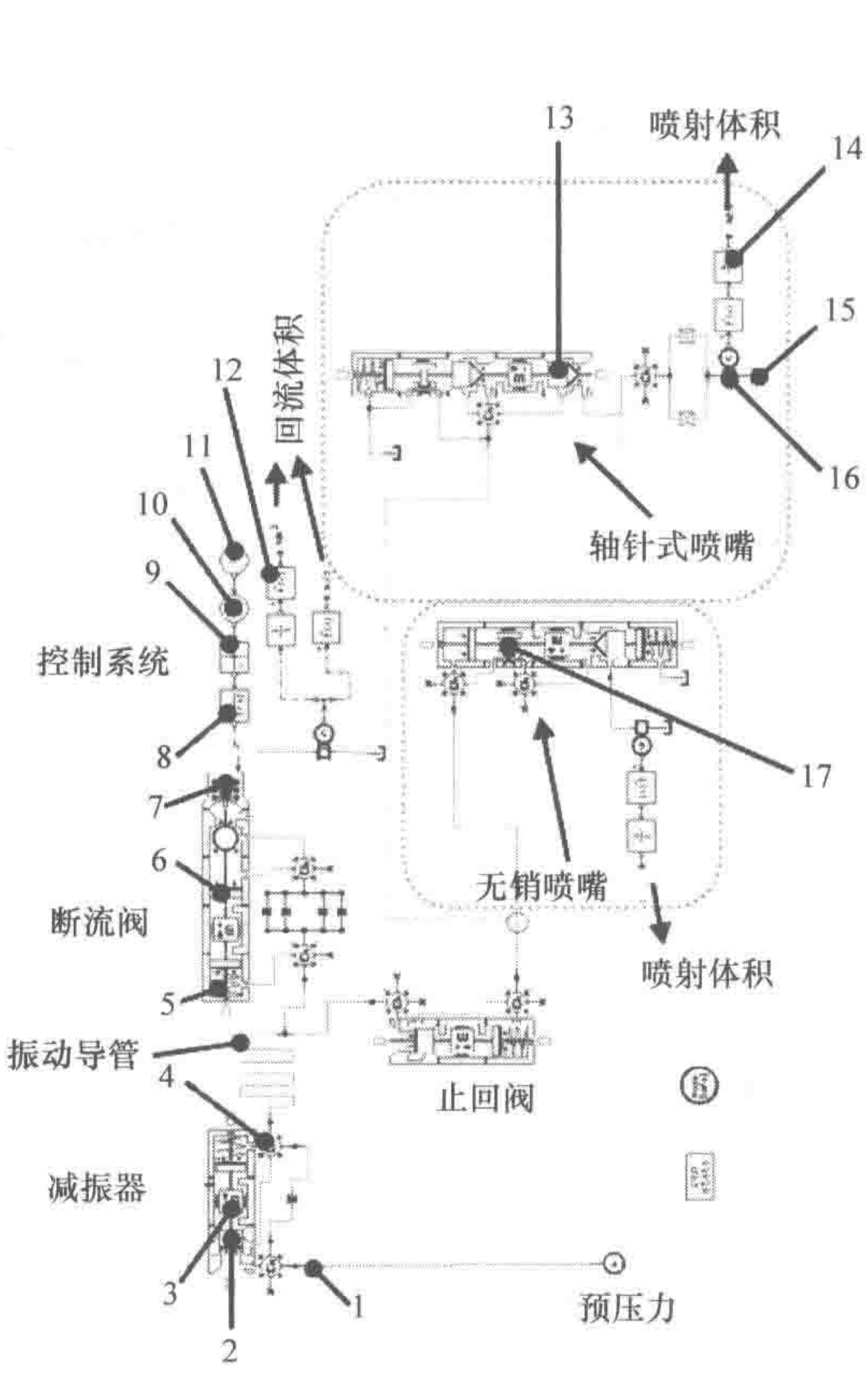
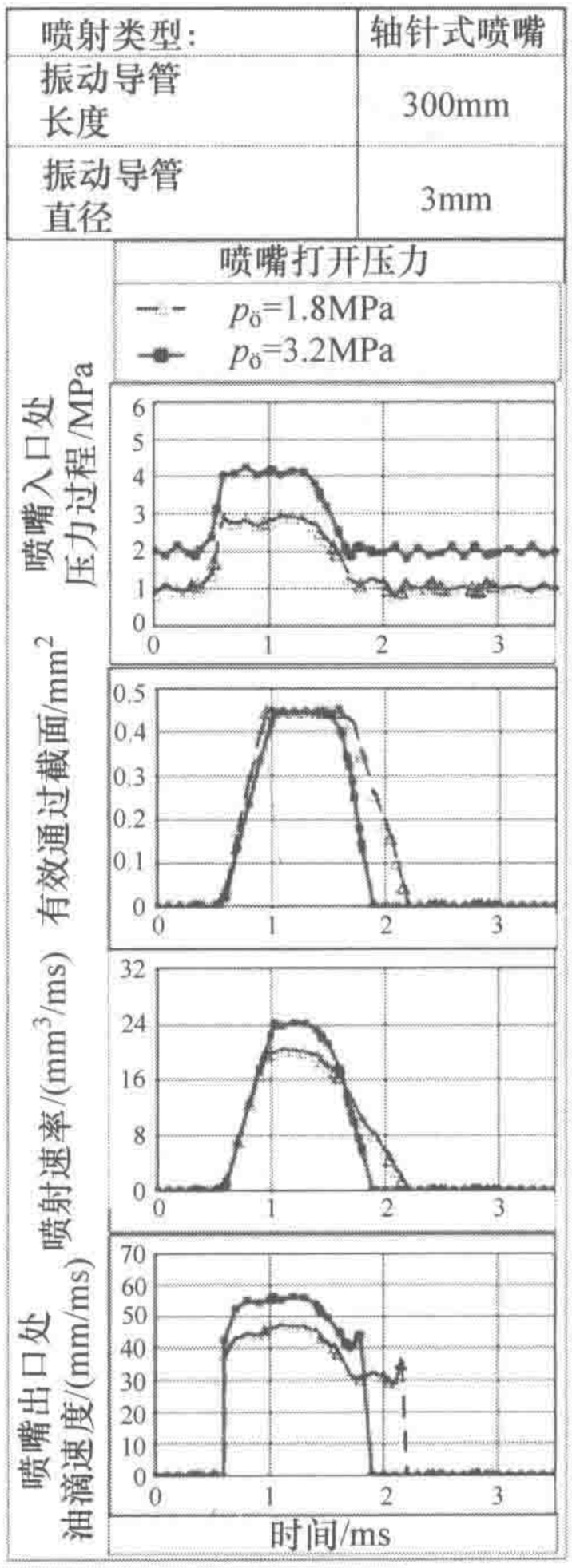


图68　采用高压力调制的液体燃料直喷系统：两个转速工况下试验获取的压力曲线

此外，活塞运动至上止点附近时喷油可能导致喷束与活塞顶发生碰撞。因此，理想的喷油开始时刻应该在进气门关闭且活塞在下止点附近时。图70（见彩插）描述了做功行程内活塞在曲轴角600°KW（译注：°KW为曲轴角度单位），即活塞达到上止点前处于曲轴角120°KW的情况。发动机转速为8750r/min时，转过120°曲轴角的耗时只需要2.28ms。若在上止点前20°KW开始点火，可用于整个燃油/空气混合气形成过程即喷油的喷射、雾化和分布的时间只剩下1.9ms。





根据AMESim软件功能单元对仿真模型的设置

1—节流位置
2—带座针阀
3—具有摩擦和开度限制作用的搭铁
4—液压体积部件
5—弹簧针阀
6—轴杆
7—电磁线圈
8—压力变换器
9—饱和部件
10—脉冲信号
11—常量信号
12—用户定义的功能
13—带锥座的针阀
14—集成模块
15—油箱
16—流量信号
17—泄漏量

图 69　燃油直喷系统功能模块结构和对应的过程特性曲线：仿真案例

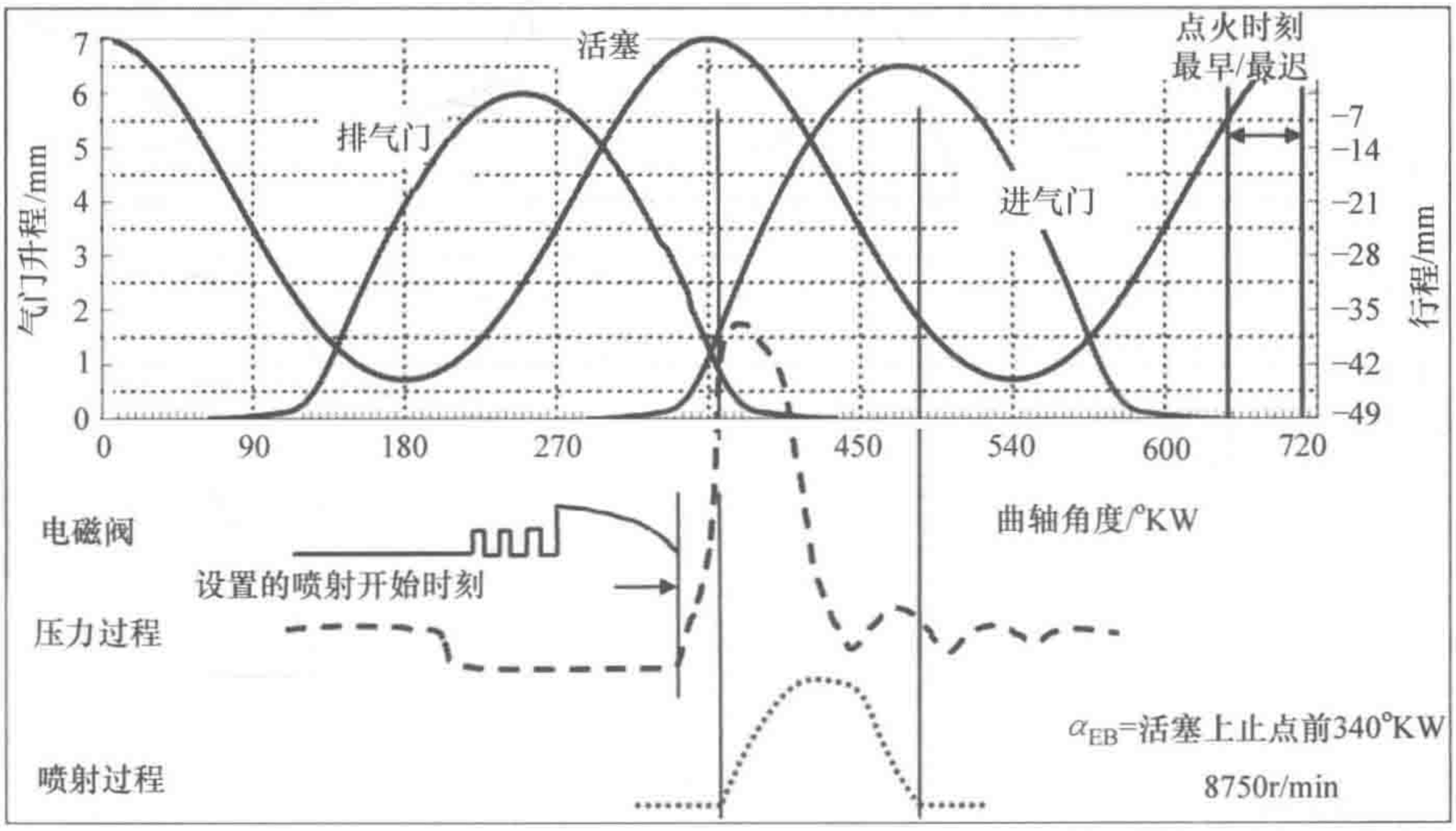


图70　采用高压力调制的液体燃料直喷系统：汽油发动机在转速8750r/min下进/排气门、活塞和燃油喷束的相对运动

作为例子，图71（见彩插）只是描述了一个最高压力为12MPa的高压直喷系统中其喷油持续时间和雾化持续时间的差别。该系统雾化持续时间约为喷油持续时间的五倍。因此，喷油开始时刻的设置必须满足下列要求，即进气门尚未完全关闭且活塞位于离喷油嘴的最大和最小距离之间。

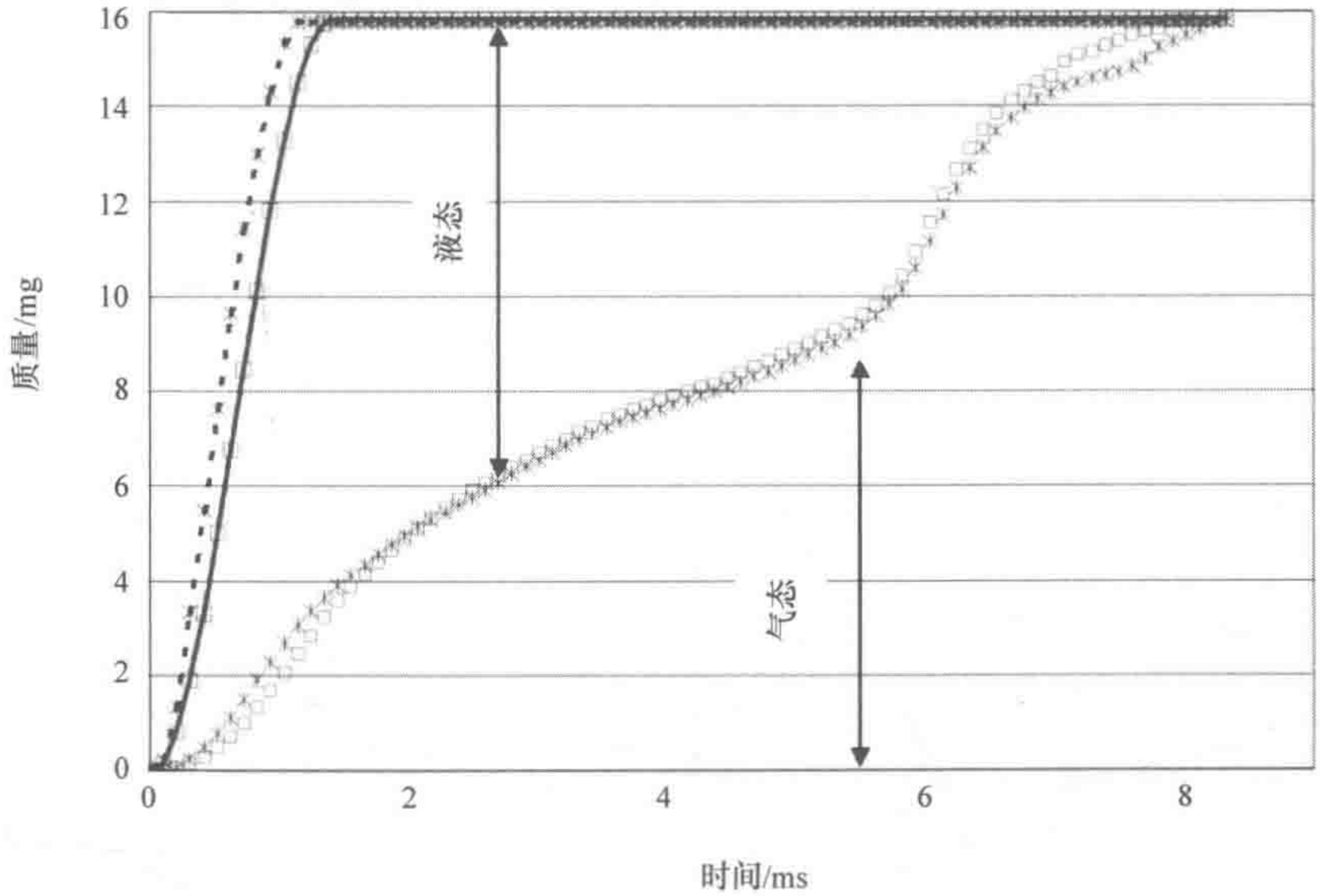


图71　采用高压力调制的液体燃料直喷系统：汽油直喷过程中两种不同直喷形式下燃料的雾化动态描述

在图59、图60和图61描述的两级喷射方法中，采用减小燃油喷束角与降低燃油喷束穿透深度的组合措施，是一种具有代表性的妥协设计。汽油机通过燃油直喷实现的缸内混合气形成过程非常复杂，对其的研究不仅需要大量的实验性工作，还需要全面的复杂的数值仿真计算，在许多情况下针对专门问题，如可变气门控制章节中所述，还要联合应用CFD软件中的一维和三维仿真工具[5]。

作为例子，图72（见彩插）给出了缸内混合气形成过程中涉及状态的仿真结果截图和表征主要特征参数的示意图。通过这样的仿真方法，在不同负荷/转速组合工况下，可以优化燃油喷束特性、喷油嘴位置、大致的燃烧室形状和喷射/点火的开始时刻和持续时间等。在这类数值仿真建模过程中，迄今为止沿用的对内部混合气形成和燃烧过程进行了简化的理论假设，如两区域燃烧模型，大部分已不适用了[6]。

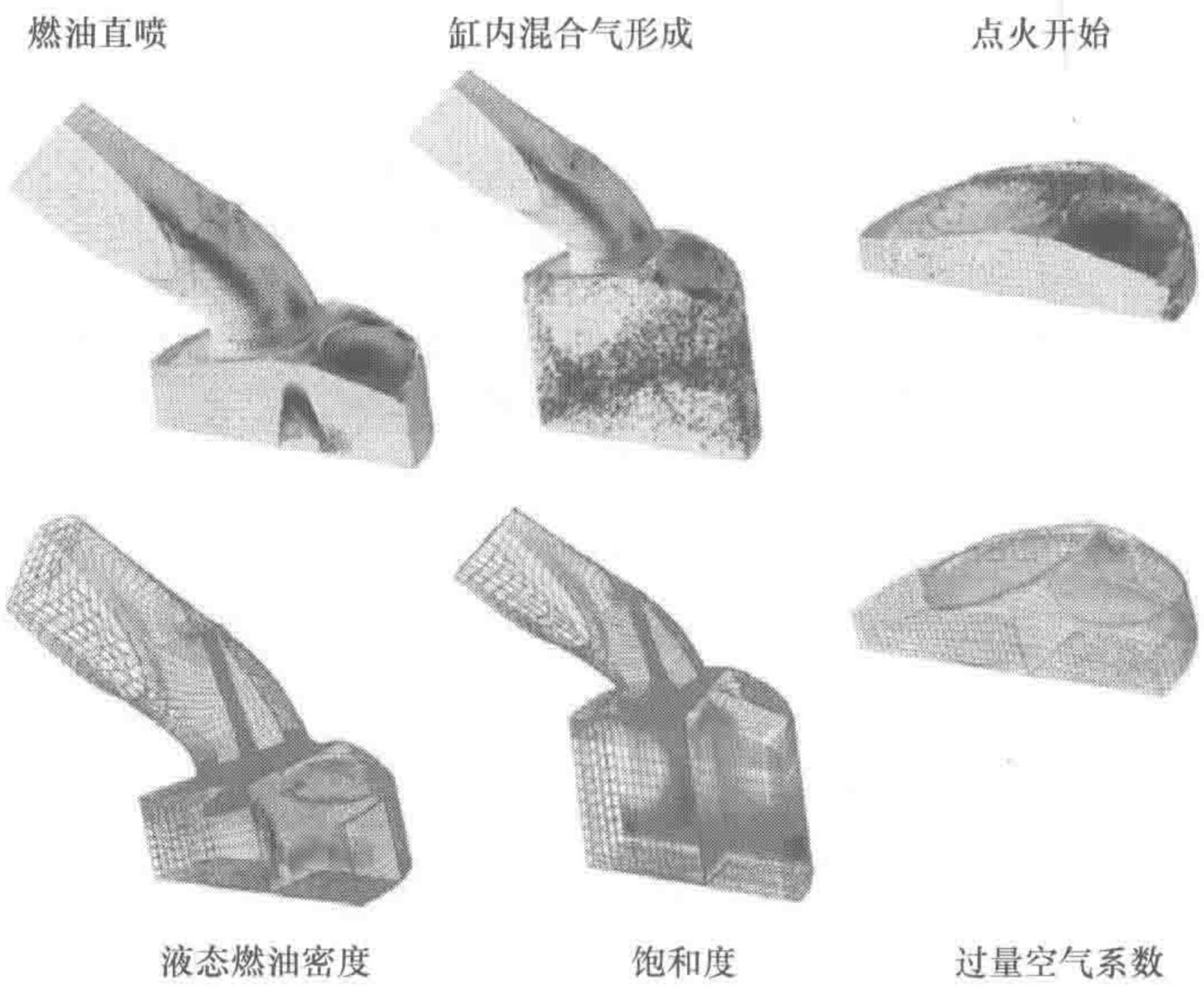
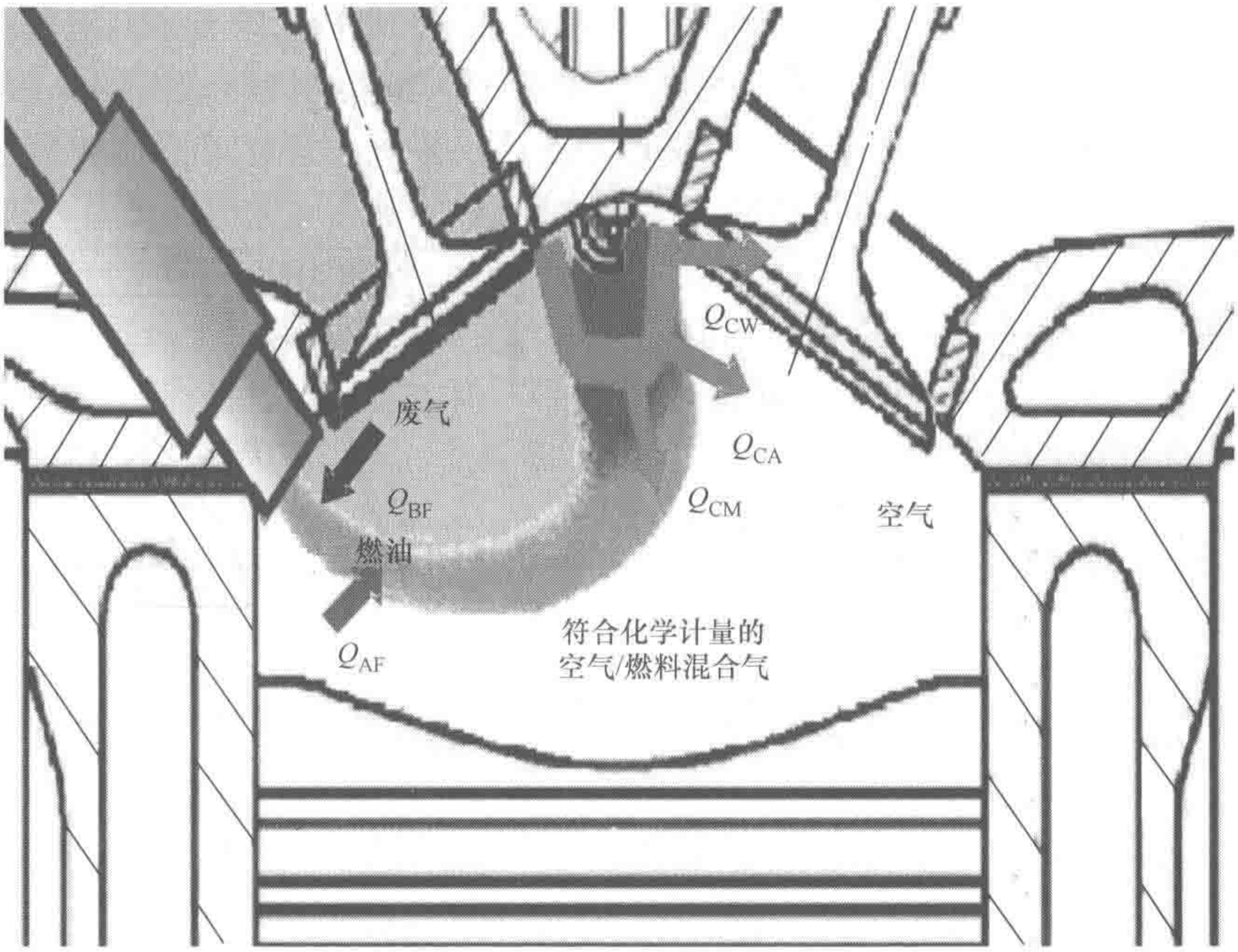


图72　分析缸内混合气形成和燃烧过程的主要特征参数

如图73所示，缸内直喷时混合气形成过程的一些步骤与稍后发生的燃烧过程大部分是相重叠的。因此，在缸内不同的物质组分和物相之间还会发生相应的热交换，如缸内燃烧剩余废气与燃油、空气与燃油、火焰前锋与混合气层之间或火焰前锋与燃烧室壁之间的热交换。作为热交换影响的例子，缸内燃油雾化导致燃烧剩余废气与空气的焓降。

优化汽油发动机缸内混合气形成过程的现实需要是导致直喷技术快速发展并得到广泛应用的重要因素。

柴油发动机的缸内直喷技术由来已久，属于已有技术，因此，它不属于汽车新型（可供选择的）动力的相关技术。在此处简短归纳一下柴油发动机缸内直喷



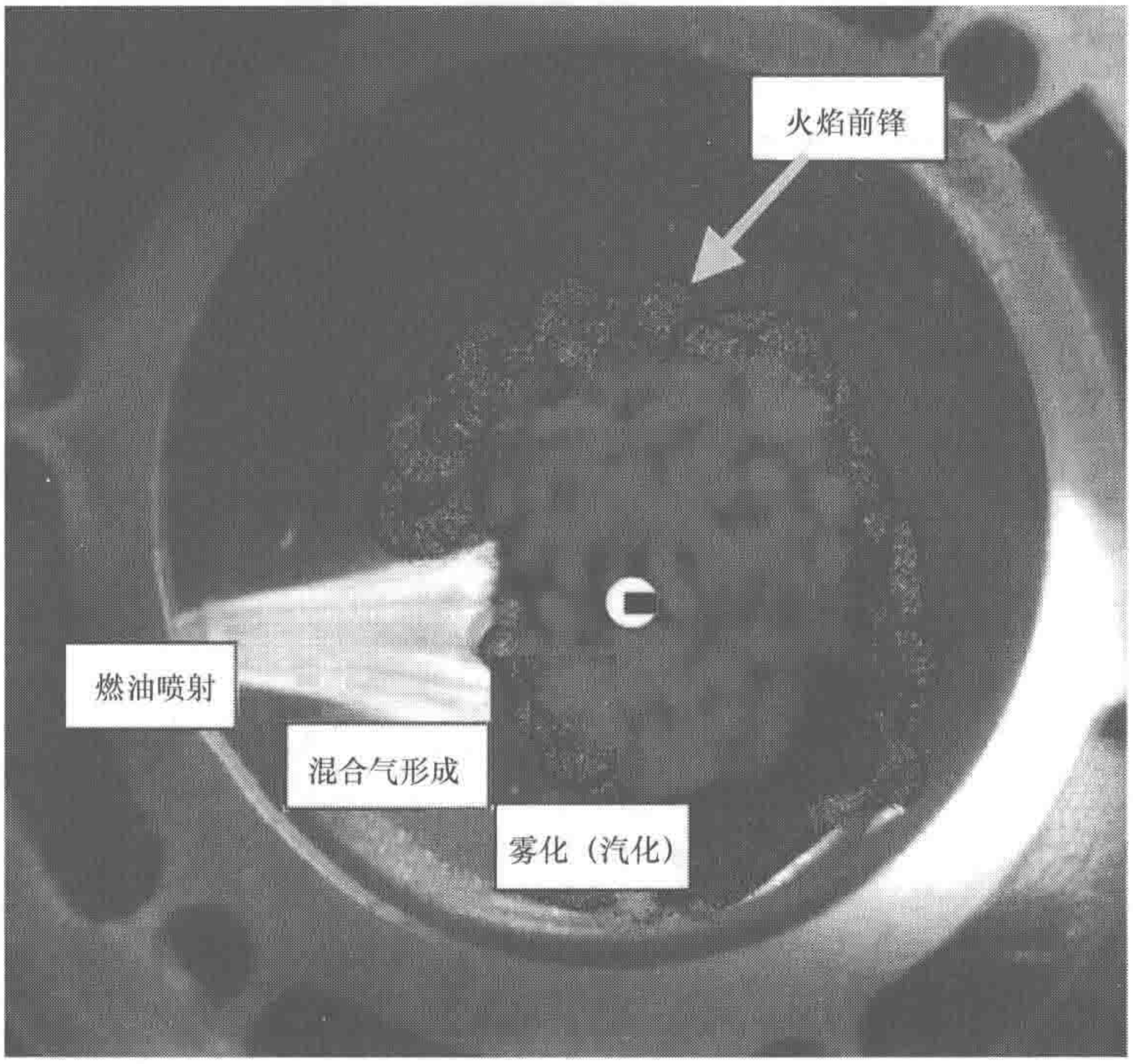
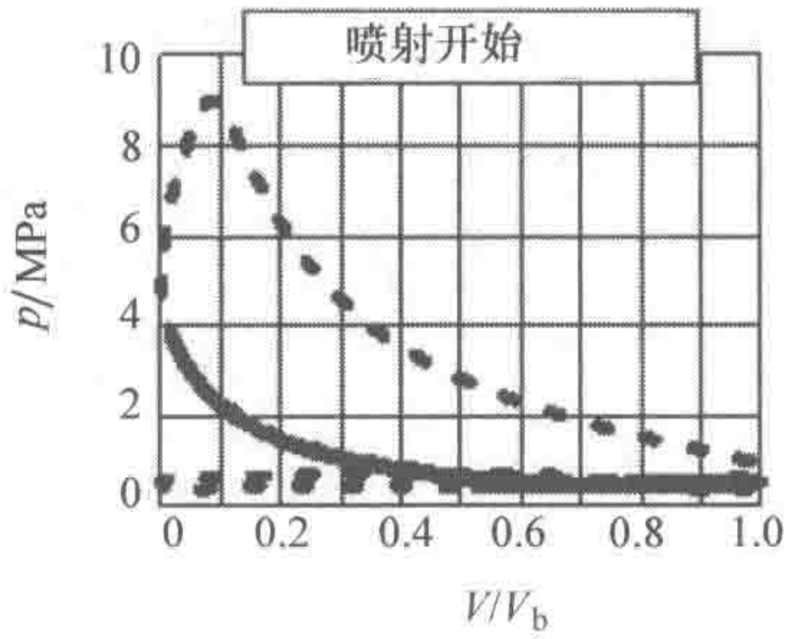
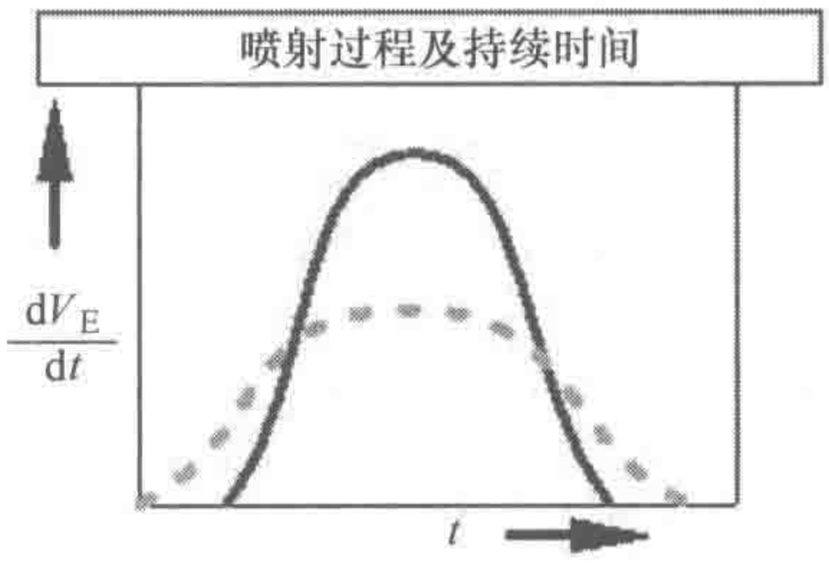
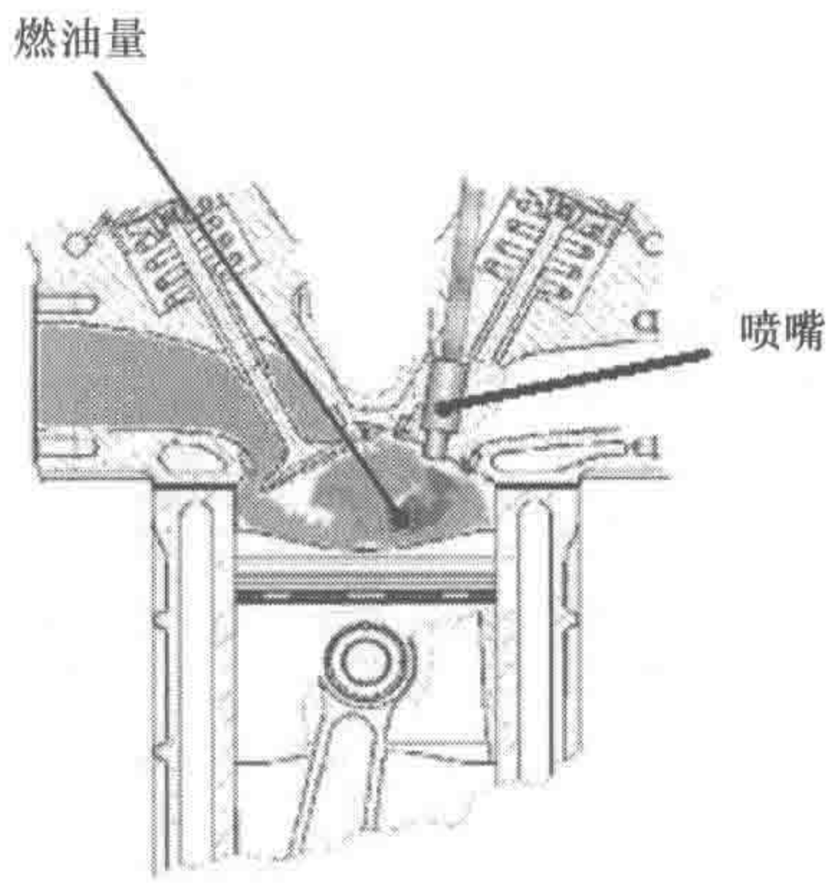


图 73　缸内混合气形成过程与燃烧过程的重叠

技术的要点（见图 74），一方面可作为与汽油发动机缸内直喷技术的比较，另一方面可作为现代自燃法（汽油机和柴油机的一种新型燃烧形式）的分析基础。另外，从柴油发动机缸内直喷技术要点中还可以得到一些支持“汽油机和柴油机循环过程殊途同归”预言的重要论据。







燃料
- 喷射过程:调制与喷油量 Ⓚ
- 喷嘴位置/喷油束形状
- 喷油开始时刻及持续时间 Ⓚ

空气
- 进气道 → 气流 Ⓚ
- 气门控制时间 Ⓚ

结构
- 燃烧室

Ⓚ 关联因素:
- 负荷
- 转速
- 动态过程
- 大气环境

图 74　柴油机燃油直喷技术用于优化缸内混合气形成过程的可调参数匹配

比照图 56 所示的汽油机缸内直喷，图 74 简短归纳了柴油发动机缸内直喷技术的要点，给出了描述缸内混合气形成过程的特征参数。除了点火之外，柴油机和汽油机涉及的参数种类基本相同，但是，因自燃的特征，燃油喷射过程对于柴油机的作用更为重要。实际上只有近乎理想的射流式直喷技术才能实现车用柴油机内部混合气形成。

图 75 列出了用于柴油机混合气形成的喷油技术，其中的一些设计与现代汽油机直喷技术有相似之处。比如，喷嘴几乎都采用多孔喷嘴，具有 7 ~ 12 个喷孔且每个孔径不大于 0.08mm。如图 76 所示，喷嘴的执行器采用电磁式或压电式控制。

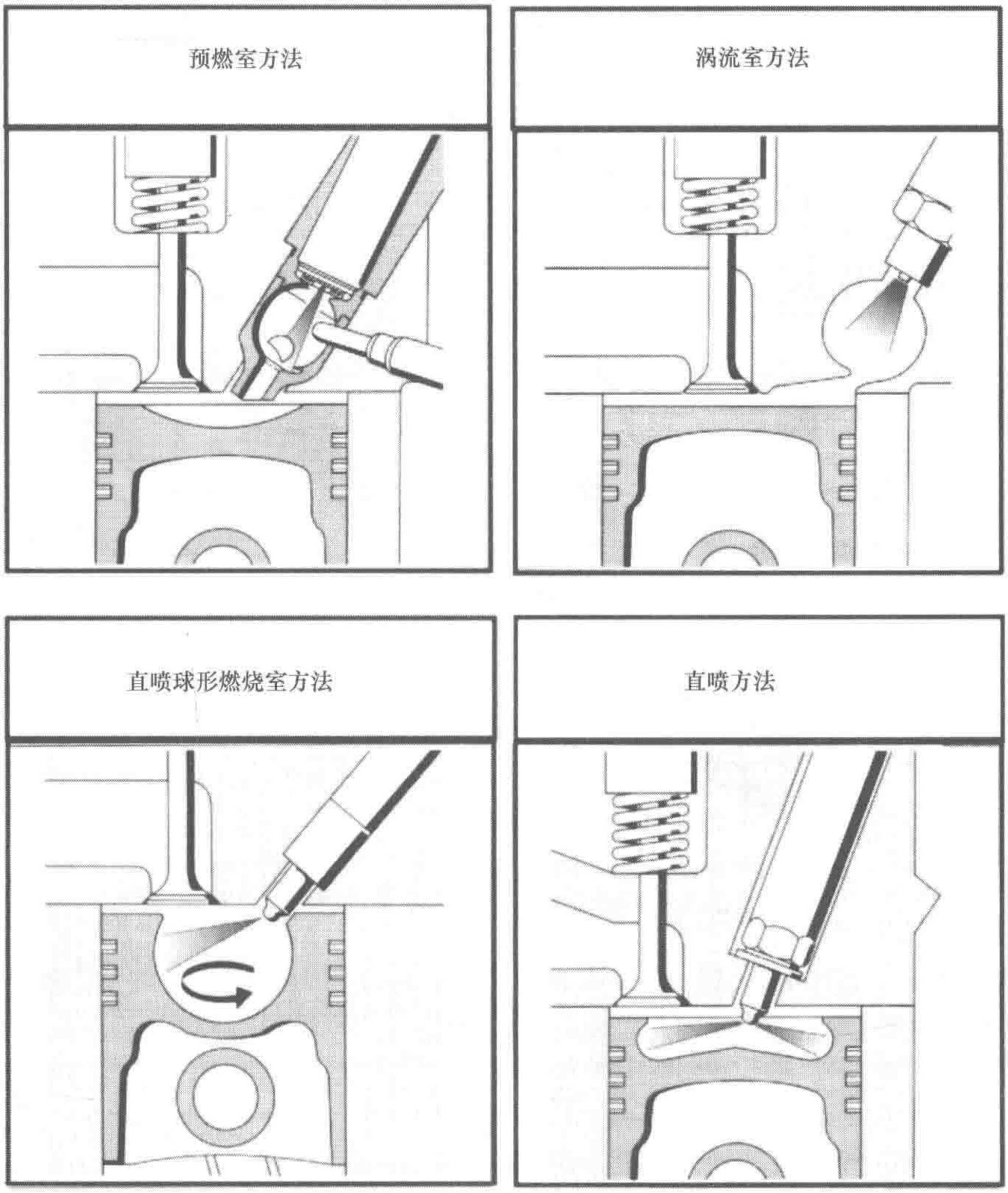
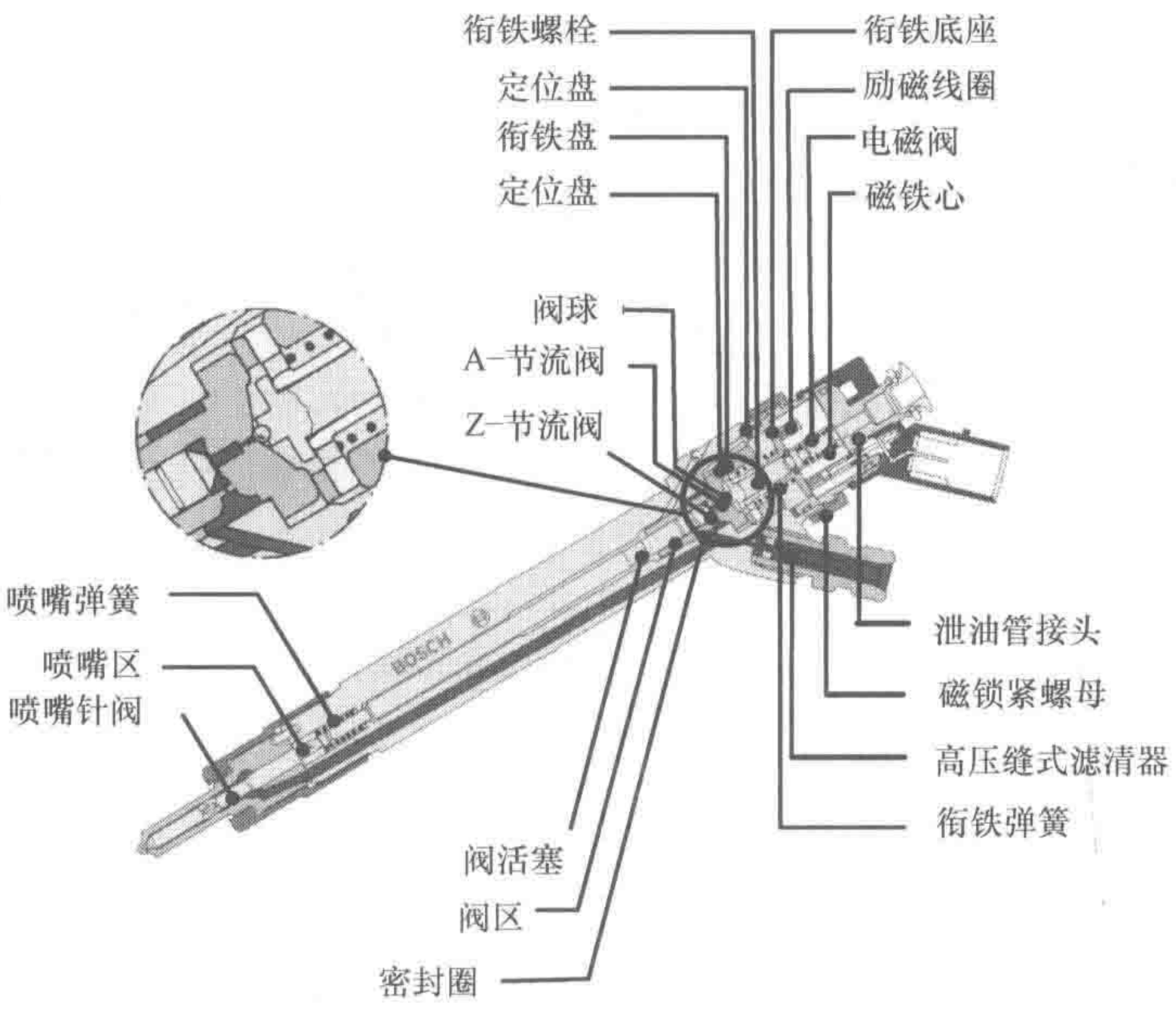


图 75　柴油机混合气形成技术



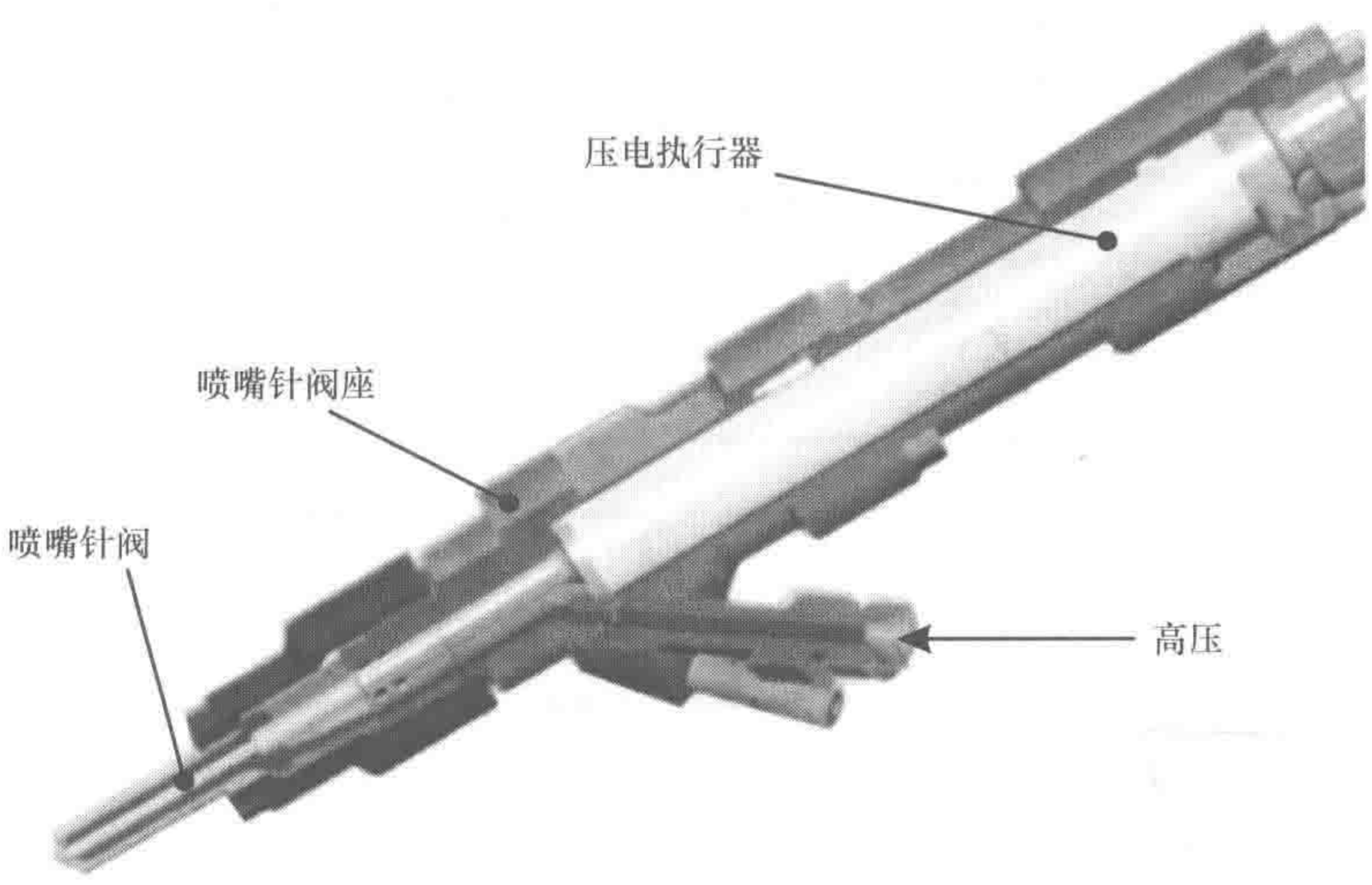


图 76　柴油机燃油共轨直喷技术中液压喷嘴的电磁式和压电式控制

压电式控制比电磁式控制要快五倍之多，可以喷射更多燃油以及根据不同负荷和转速实现喷油过程的优化调整。如之前提及的汽油机直喷过程可知，全负荷工况通常需要两个燃油预喷、一个主喷和两个后喷。喷嘴针阀的动作由液压回路实现，通过调节液压回路的压力大小压电控制模块实现对喷嘴针阀的控制。最新的技术采用喷嘴针阀经一个杠杆传动件与压电晶体模块直接连接的设计，如图 77 所示。压电晶体膨胀与控制电压成比例，用于喷嘴的控制电压范围为 0 ~

160V。通过调节控制电压的大小可以调节喷嘴针阀的开度。因此，不需要喷嘴针阀的多次开/闭，可调的喷嘴针阀开度可以实现和构造喷油过程。

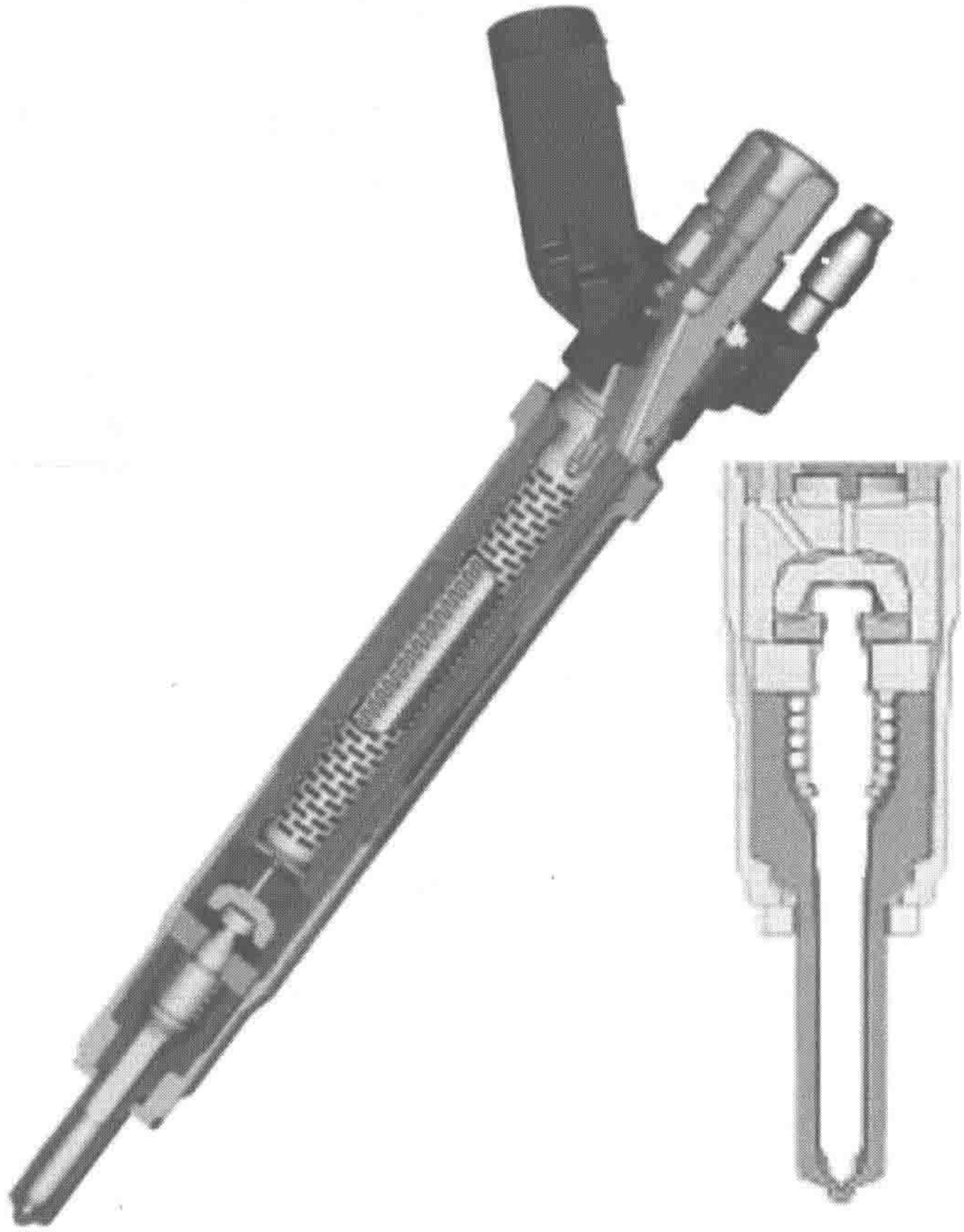


图77　压电晶体单元/喷嘴针阀机械直连式喷嘴（CONTINENTAL）（来源：VDI报告）

至2008年，喷油系统采用了共轨、泵－喷嘴这两种设计方案。柴油发动机燃油直喷共轨系统可以实现高压160～200MPa。柴油发动机燃油直喷共轨系统如图78所示，其工作原理与之前提及的汽油发动机燃油直喷共轨系统相同。泵－喷嘴系统（如图79所示，见彩插）是一个集油泵、喷嘴和电磁或压电控制装置三者为一体的功能单元。

因此，每个发动机气缸都需要一个泵－喷嘴单元。与共轨系统相比，泵与喷嘴之间可容纳燃料的空间要小很多，所以该空间的压力通常会更高些，可达220MPa。可以达到这样的高压一方面是因为压缩功发生在一个更小的燃料空间内，另一方面是因为导油管空间布局的限制使得与燃料空间接触的面积更小。但是，更高的压力也意味着相关连接件之间的间隙精度要求更高，与共轨系统相比

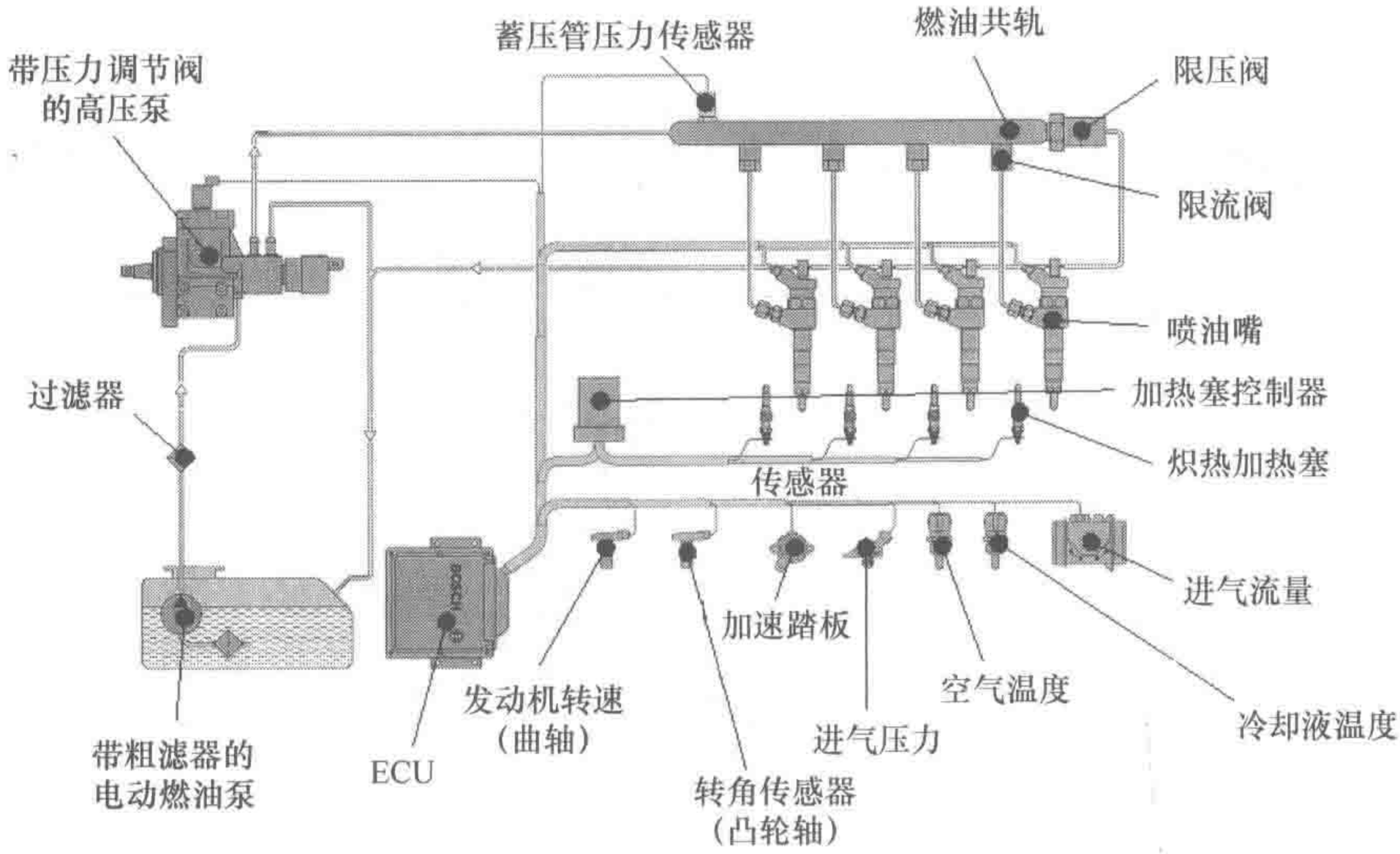


图 78　柴油发动机恒定高压燃油直喷系统（共轨系统）

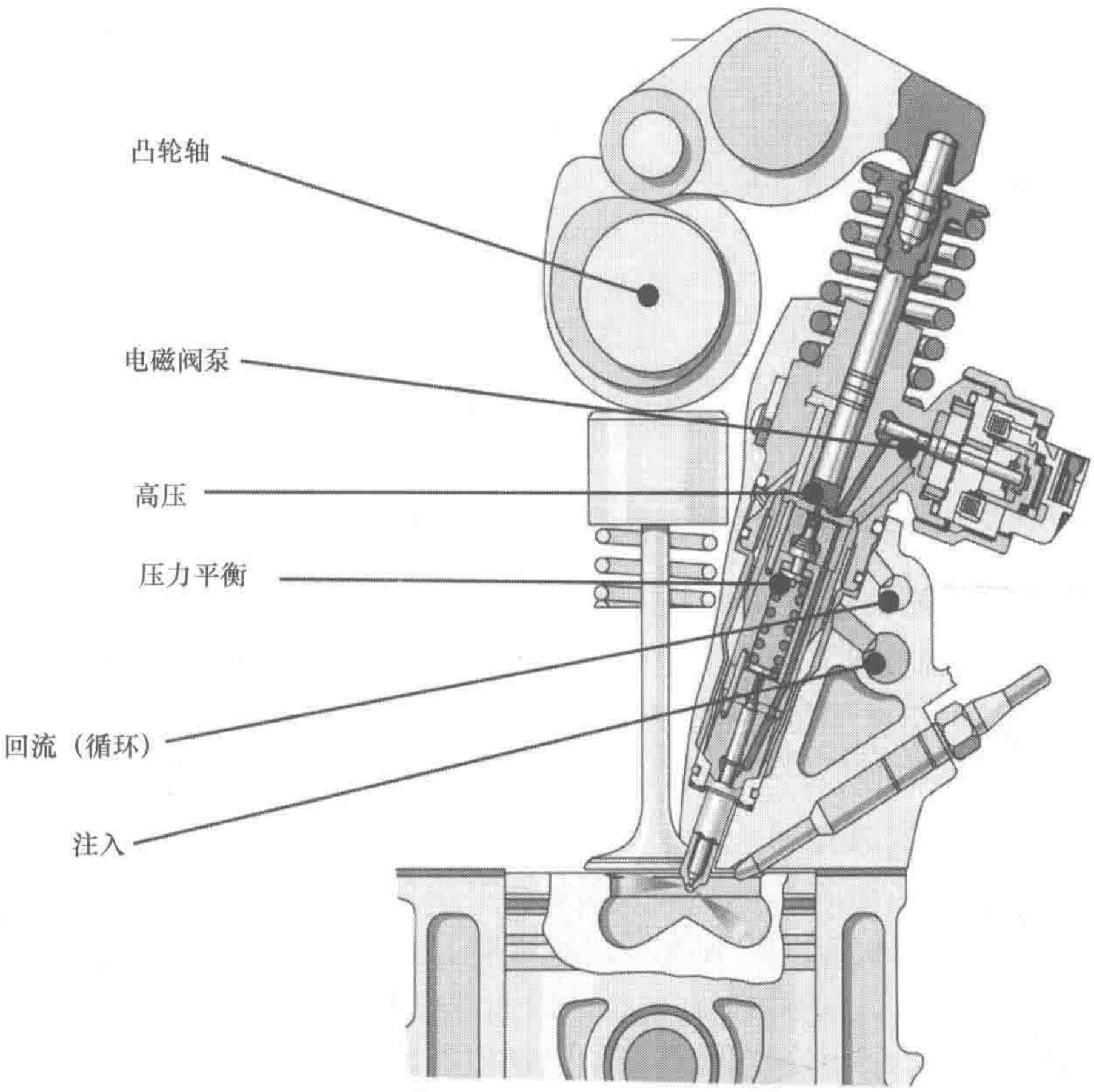


图 79　电子控制的泵 – 喷嘴单元

泵－喷嘴系统的加工难度更大。每个气缸配置一个泵－喷嘴单元，从成本比较上看，这种设计方案并不占优势。燃烧室内燃料压力更高些，这无疑有利于燃油的雾化和汽化，从而也有利于降油耗、减排放。根据负荷和转速对喷油过程进行调节，例如燃油共轨直喷技术在全负荷工况下实现的两次燃油预喷、一次主喷和两次后喷，配置固定凸轮外轮廓的发动机中泵－喷嘴系统因其高压设置则不能实现上述功能。但是，要满足已有的有害气体排放限制法规，必须采用喷油调节对燃烧过程进行精确控制。因此，大众公司将泵－喷嘴系统应用于车用柴油发动机共轨装置。

随负荷变化的瞬时空燃比调节

在负荷变化过程中，实时调节空气量与燃料量之比（空燃比），可以有效改善混合气形成和燃烧过程。

在采用进气管内喷油的汽油机中，对应于负荷的突变，节气门必须与之相应快速开启。汽油和空气的密度差别很大（约600:1），当进气管和气缸之间的压力差瞬时变化时油滴和空气不同的气体动力学特性使得燃料和空气相应的气流加速度不同，从而导致混合气形成的差异。结果是，负荷变化对燃烧过程产生不利影响，使得油耗和排放性能变差。相应的应对措施是，在动态工况条件下根据仿真或实验结果采用节气门开度和燃油喷量之间比例的可变调节。

在采用缸内燃油直喷技术的柴油机和部分最新研发的汽油机中，吸入的空气量与转速对应，不随负荷变化。从一个工作循环转换到另一工作循环间发生的负荷变化可能会很大（如10:1或更大），燃料喷量必须成比例随之变化，这对燃烧过程有可能造成干扰，类似于消化过程因胃中食物量突然变化受到干扰。多次少量的进食通常比一次暴食更易消化。同样的道理，柴油机在每一个工作循环向缸内进行5次喷油，工作循环始末各2次少量喷油，中间1次喷油量比例最大的主喷。如何确定这5次喷油量的比例、每次喷油持续时间和各次喷油的间隔时间，这是一个涉及发动机负荷变化动态过程、噪声、废气排放、转速和热力学状态的优化问题。

废气再循环

按占新鲜充气量的5%～70%比例，汽油发动机和柴油发动机都实施废气再循环。一般来讲，柴油机的废气再循环量要大些。负荷变化时除了待燃烧的新鲜燃料/空气混合气外缸内还保留或循环再输入一定量的燃烧剩余混合气（废气），这样的措施具有以下优点。

汽油机在部分负荷工况下吸入的空气量和燃料量必须节流，以使混合气保持可燃性，这也是进气管燃油喷射的情况。汽油机缸内保持一定比例的废气量，可

以补偿因节流产生的低压。吸气时缸内压力上升可以减少负换气功，这可以提高部分负荷工况下的热效率。通过进气口控制吸入量的二冲程发动机在部分负荷工况下原理上具有较高热效率的优点，这是其缸内自然保留了部分废气所致。活塞控制的进气口和排气口的重叠使得废气与被节流的新鲜进气之间的压力差能够保留部分废气。

无论是在柴油机中还是在采用缸内混合气形成的汽油机中，燃烧室内一定量的废气都会对火焰蔓延产生部分的抑制作用，使得在最为有效的发热中心处的部分最高燃烧温度降至低于这样的一个温度，只有高于这个温度氮气 N_2 才能分解、氧化生成氧化亚氮 NO 和二氧化氮 NO_2。

汽油机或柴油机燃烧室内具有高温的废气区域还可导致受控的自燃，并激活潜在的发热中心，从而减少废气排放（尤其是氧化亚氮和二氧化氮的排出）。下一章节将介绍涉及自燃过程的机理。

实现废气再循环，一种方式是缸外措施，即通过进气管中的循环阀将废气掺合在新鲜充气之中；另一种方式是缸内措施，即通过特定的进气门和排气门的开/闭组合，例如，与二冲程发动机活塞控制的开口机理类似，通过设置较小的气门重叠角。通过精准的参数匹配，废气再循环虽是一种传统的方法，也能非常有效地改善油耗和排放性能。

采用自燃技术的汽油机和柴油机燃烧过程控制

采用自燃技术的汽油机和柴油机燃烧过程控制可以提高热效率和过程稳定性，减小氮氧化物 NO_x 排出[7]。

燃烧过程及其控制是能量转换的一个主要环节，在燃料至车轮动力的能量转换和传递链中具有决定性的作用。无论是在汽油机还是在柴油机中，传统的燃料引燃（点火）和传播形式愈来愈多地被自燃技术代替。图 80 给出了各种不同的自燃技术方案。

基于废气循环再利用、燃油添加剂或进气管加热的不同自燃方式在部分负荷工况下已经成功地进行了试验。要量化不同自燃方式的效果和控制可能性，就必须对自燃的燃烧控制过程进行相关的热力学分析。通过深入的试验研究或发动机测试，可以验证热力学分析的结果，从而进一步改善自燃燃烧这项深具潜力的技术。

至燃料/空气混合气的燃烧反应链式裂变和传播是通过外部能源（如火花塞）起动汽油发动机燃烧过程的机理，其中缸内燃料/空气混合气或多或少是符合燃烧反应方程式要求比例的且是各向均质的。从起燃中心开始的、至均质媒介的传播过程是以前端扩散的方式进行的，如燃烧过程的传播是以火焰正前扩散的方式进行的。火焰正前是一个非常薄的区域，其放热中心的密度很高，如图 81

ATAC　– Active Thermo – Atmosphere Combustion（活化热氛围燃烧）(Nippon Clean Engine)
TS　– Toyota Soken（TS燃烧）
ARC　–Activated Radical Combustion(Honda)（活化基燃烧）
FDCCP　– Fluid Dynamically Controlled Combustion(IFP)（流体动态控制燃烧）

二冲程发动机

* 长溢流管
* 溢流管和排气管中节流
* 汽油或燃油中可添辅燃燃料

已实施

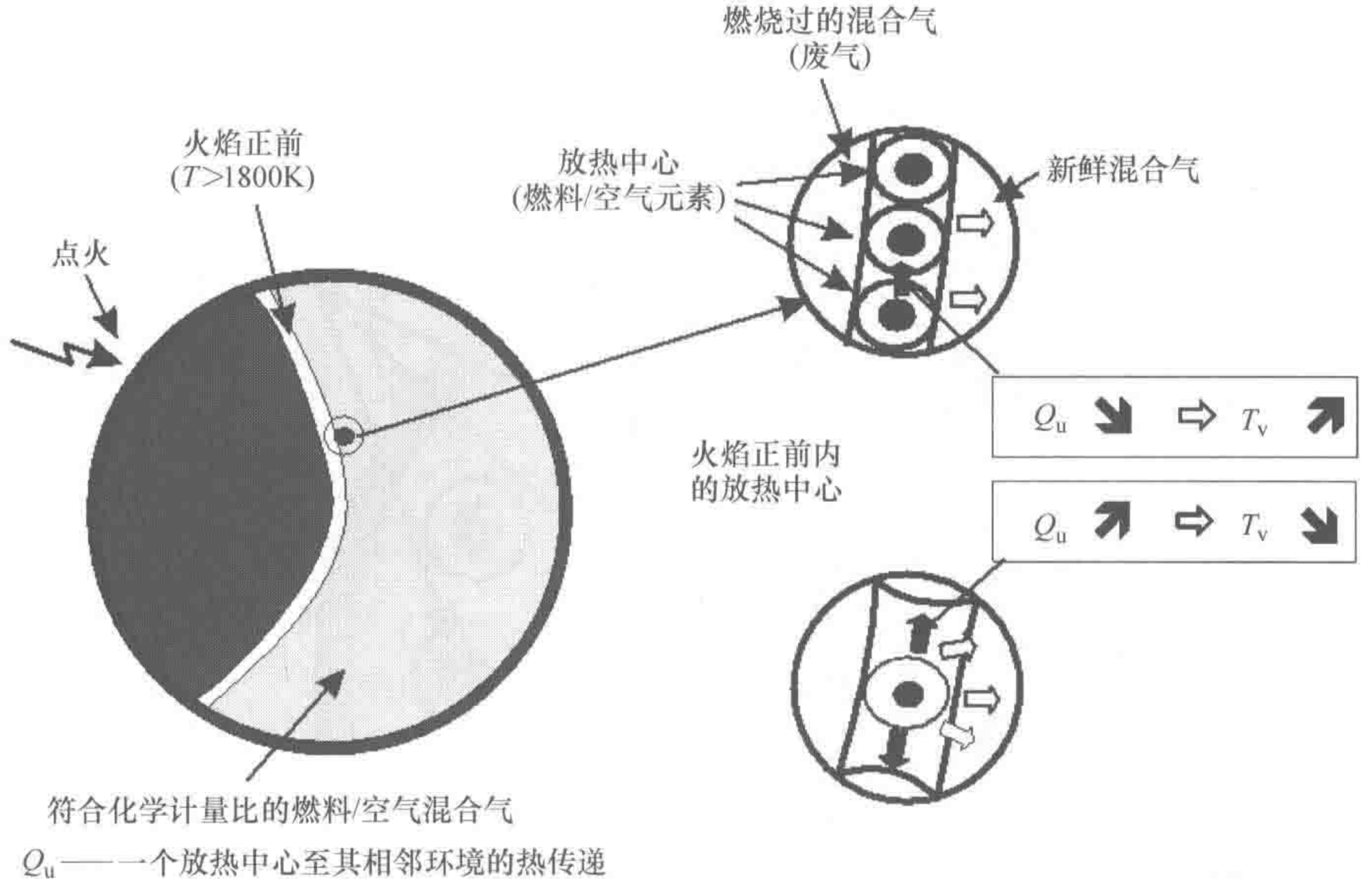
CIHC　– Compression Ignited Homogeneous Charge（威斯康星大学的均质充量压燃）(Univ.Of Wisconsin)
HCCI　– Homogeneous Charge Compression Ignition(SWRI)（SWRI的均质充量压燃）
PCCI　– Premixed Charge Compression Ignition(Toyota)（预混合压燃）

四冲程发动机

* 进气管侧加热
* 可变压缩比
* 废气循环再利用
* 汽油或燃油中可添辅燃燃料

已实施

图 80　受控的自燃：典型的技术方案



Q_u——一个放热中心至其相邻环境的热传递

T_v——放热中心燃烧后的温度

图 81　在各向均质的、符合燃烧反应方程式要求比例的燃料/空气混合气中的火焰传播

所示，在等温环境的各个方向上热传递（火焰传播）更容易往新鲜混合气方位进行，因而也导致了火焰正前区域温度陡升。与此对应的高内能（表征分子动能）有时会将燃烧产生的反应物分子分离为可以构成新分子（如一氧化氮 NO 和

二氧化氮 NO_2）的离解原子团。

因此，如图 81 所示，在各个放热中心之间存在的、由符合燃烧反应方程式要求比例的燃料/空气混合气构成的间隙有利于各个放热中心向其周围进行的热传递过程。火焰正前这些间隙内的温度可以保持在低于离解温度的范围内。但是，每个解决了的问题在大部分情况下都可能引出一个新问题：火焰正前的内能一方面可以部分导致离解反应，另一方面作为启燃能量形式也是使其他发热中心发生燃烧反应的动力源。放热中心之间的间隙如果增大，那么，放热中心之间媒介的温度随之降低，从而导致放热中心相互之间的热传递强度就会减弱。因此，燃烧过程的理想条件是，放热中心之间媒介的温度既应足够高，使得燃烧反应能够在放热中心之间传播，又应足够低，使得避免发生离解反应。显然，通过采用对燃烧反应敏感的燃料或添加剂有可能实现这样一种燃烧过程。在这个意义下，自燃技术方案是有其理论根据的。

此外，如图 82 所示，要实现自燃就必须提供均匀分布的燃烧反应传递媒介物。最直接的一种做法是，在放热中心的间隙填满已经燃烧过的混合气（废气），其温度一般来讲大于 1000K，足以发生燃烧反应链式传播。如图 80 介绍的，人们冠于不同的名称研发了这类自燃方法。

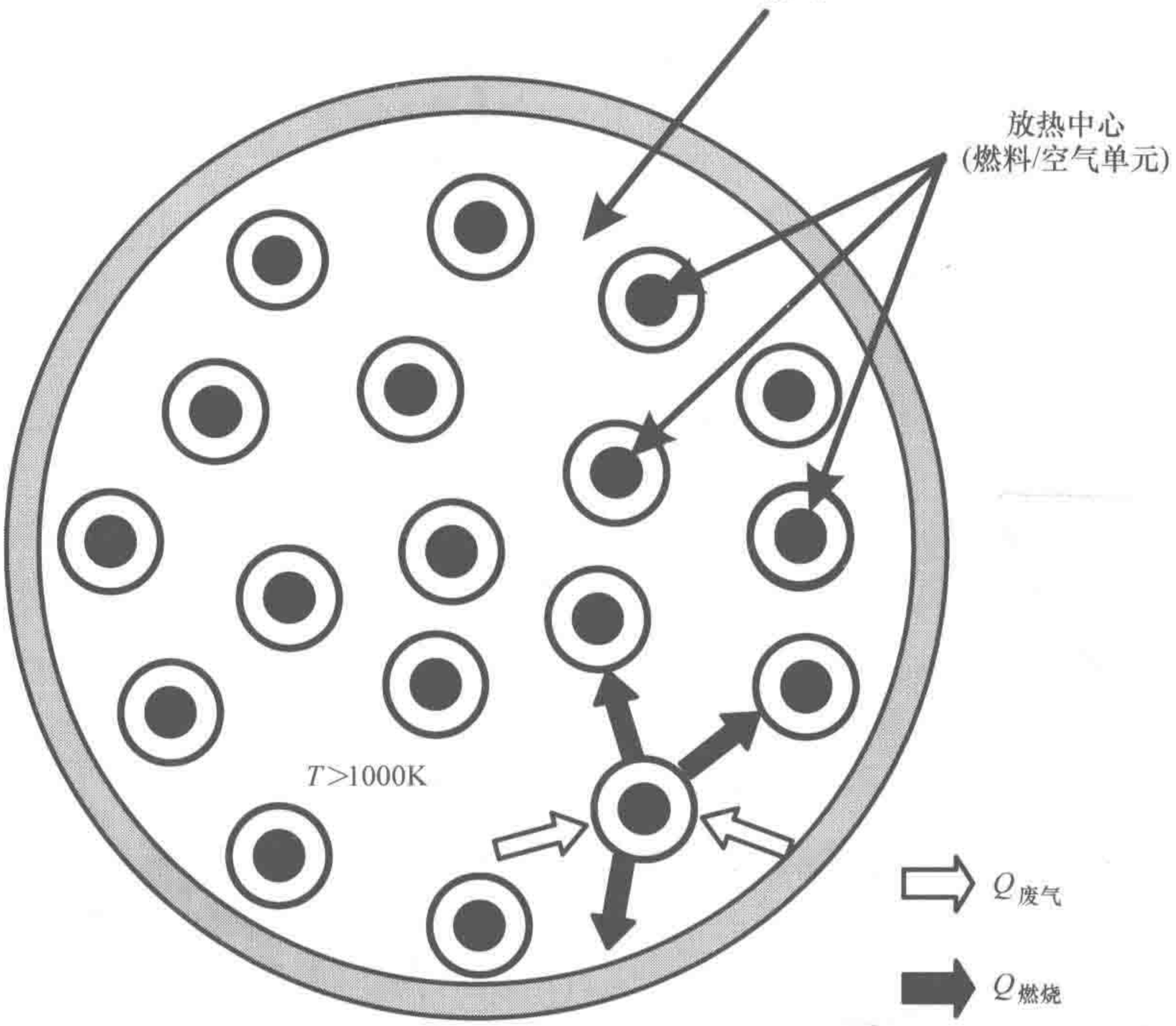


图 82　均匀分布在废气中的放热中心间通过自燃方式的燃烧控制

无火焰正前扩散和传播的自燃（或自点火）燃烧过程其物理和化学机理虽然与其他过程相同，但是，这一过程发生在明显不同的压力和温度范围。HCCI（Homogeneous Charge Compression Ignition）英文的原意为均质充量压燃，这项原用于柴油机的技术如此冠名虽广为人知，但就其实际内容而言却是有些名不符实。最初 HCCI 技术实现的是发热中心在缸内剩余废气中的均质分布，而不是充量的均质分布。关键词压燃很显然不是这项技术原有的重点内容。将 HCCI 称之为“发热中心在缸内热废气中均质分布的点火”可能更贴切些，如图 82 所示。但是，这样的名称太过冗长，同时又有限制性，将能量传递的媒介物仅限定为废气。

“自点火（自燃）燃烧控制”这样的命名包含了更多的过程设计可能性。借助于缸内剩余废气，不论是汽油机还是柴油机过程其缸内发热中心随机分布（理想情况是均质分布）导致起燃（点火）就是一种可能性。另一种可点燃分布在缸内的发热中心的方法是，往燃料/空气混合压缩气中喷掺少量的易燃燃料（而不是废气）[8]。这个方法有时被称为辅燃喷射法，如在气体燃料/空气混合气中喷入少量的柴油，如图 83（见彩插）所示。采用自燃的这种发动机燃烧控制具有显著减少氮氧化物 NO_x 排放的优点。

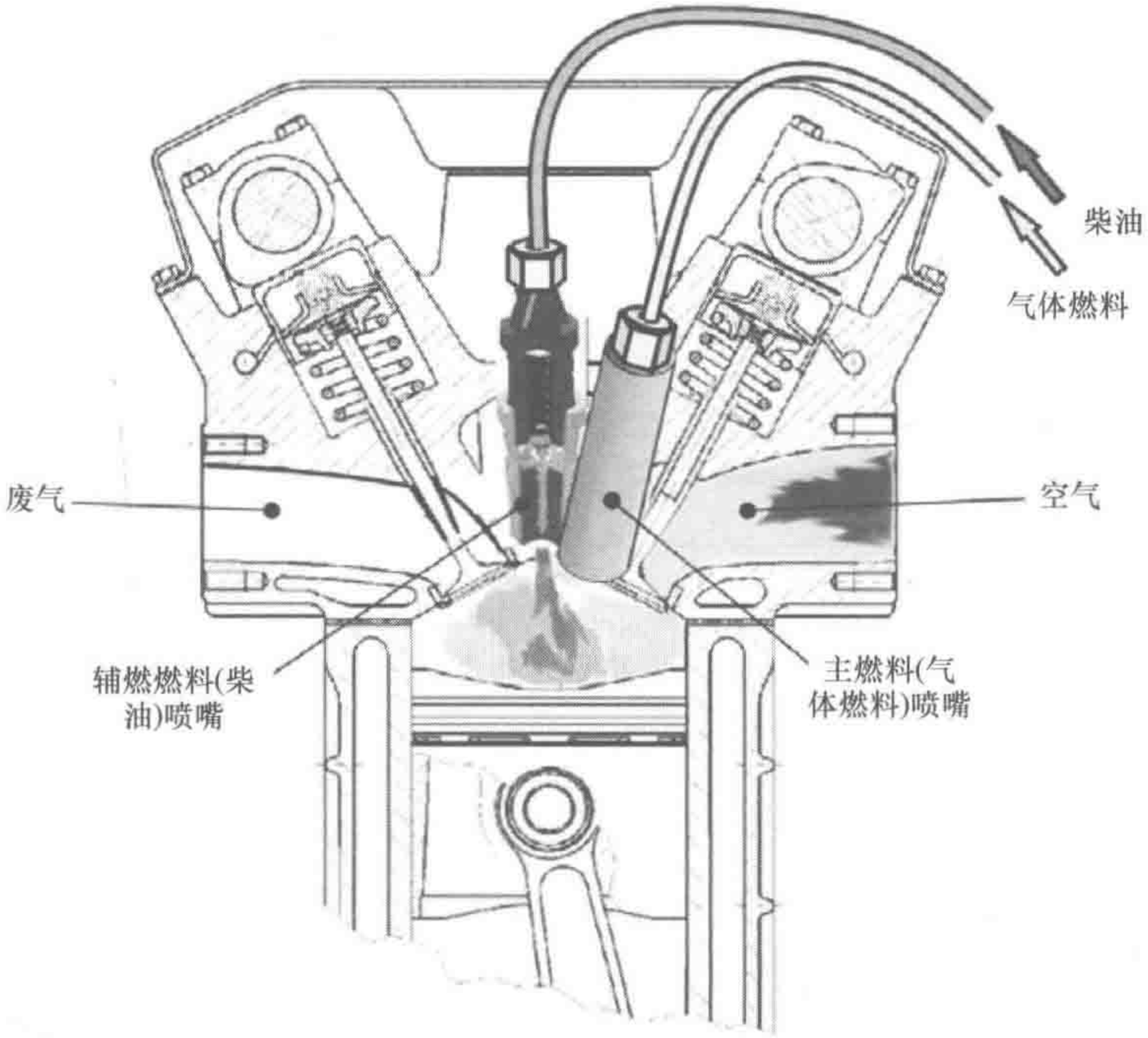


图 83　气体燃料/空气混合气中柴油辅燃喷射方法

由燃烧室内壁粗糙度、形状和材料化合物引起的燃烧室高温内壁表面同样也构成了大面积的点火源。将开始燃烧时相同的温度作为比较的基础，与之前介绍的火焰正前面分布相比，放热中心火源空间均质分布（如采用废气和引燃添加剂喷射）的自燃效果更好些。火焰正前传播仅保证放热中心火源之间的面接触。两种方法结合起来使用，自燃效果可能会更好。

一种经典的自燃方案是，使放热中心火源置于高温的新进空气中，如柴油发动机采用压缩空气的方法。与循环再利用废气的温度相比，空气温度显然要低些，这会在微粒排放和碳氢化合物 HC 排放方面对燃烧过程产生不利影响。另一方面，在汽油发动机上，利用高温的新进气体受爆燃性能限制。在不破坏空间均质分布的情况下，在所有提及的方法中围绕放热中心火源的介质形成的强涡流都是有利于燃烧过程的。就燃烧过程本身而言，与由一个火源出发的火焰传播相比，放热点的自燃至少在汽油发动机上显得不具优势，如图 84 所示。

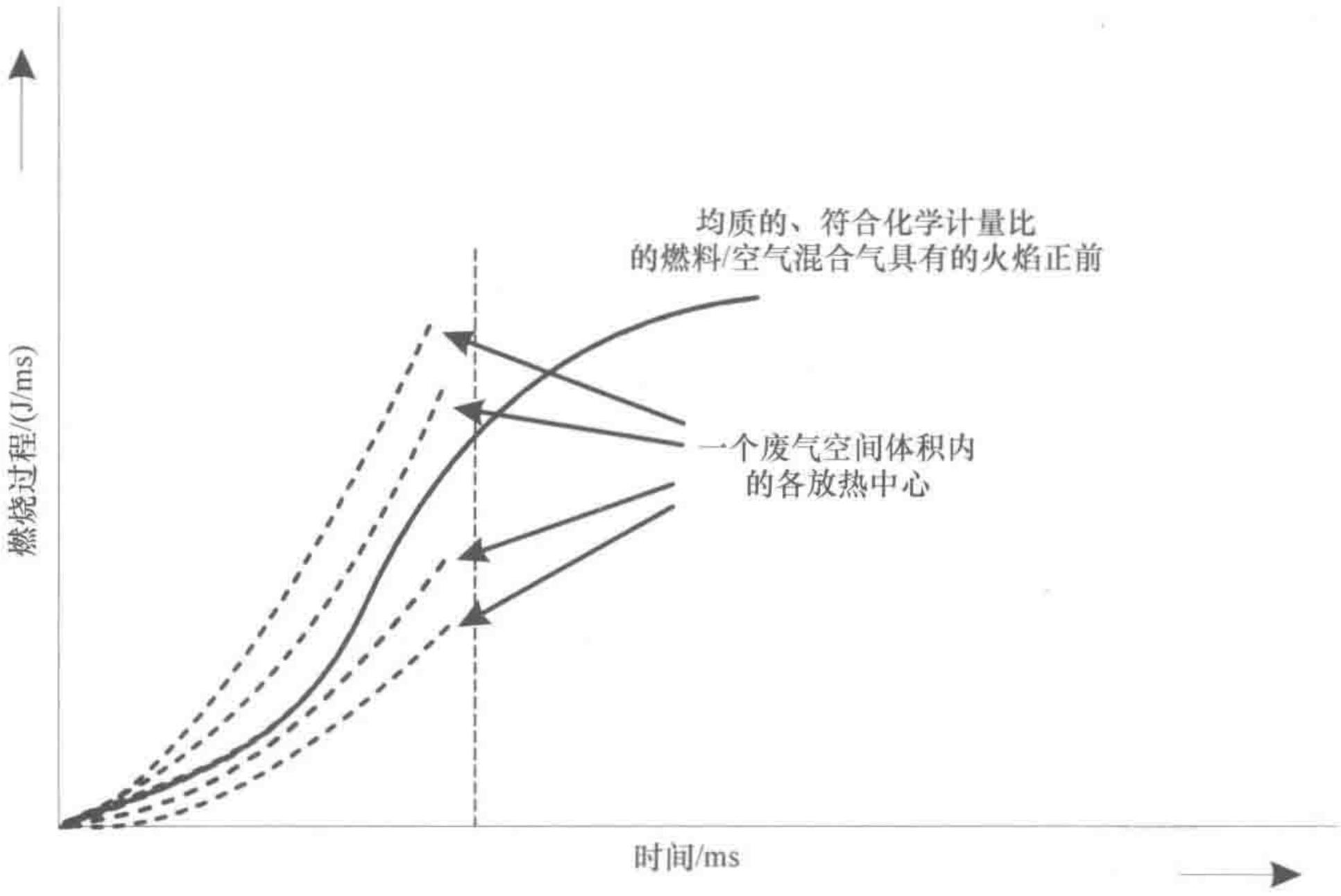


图 84　火焰传播和放热点自燃燃烧过程的动态进程比较

与外部火源引燃相比，通过热传递（如通过周围废气的热传递）的放热点引燃的温度较低，这将导致热化学反应速度也较低。汽油机和传统柴油机的不同燃烧过程都可以作为例证说明下面的一个结论，即较慢的燃烧过程导致每一个由等容向等压的热力学状态变化的延迟。在可比条件下（如大气环境状态、压缩比和发动机转速）这个延迟导致燃烧过程热力学效率降低。另一方面，当活化能在每一个放热点起作用时，整体状态变化与每一个放热点的状态变化不同：与火焰正前相比每一个放热点的反应速度肯定要低些，但是燃烧反应却是同时发生

在所有放热点的，如图 82 所示。

因此，相比较而言，每个发热点的燃烧过程要快些。所有这些快燃烧过程的叠加效果不同于由火花塞单个发热点产生的燃烧过程，前者整体的状态变化主要趋于等容变化，而各个发热点的状态变化趋于等压变化。与传统的火焰正前传播燃烧相比，自燃的所有放热点同时燃烧的热力学效率较高。另外，发热点之间的距离较大（这是由周围导热媒介物如燃烧剩余废气所致），使得在燃烧过程中每个放热点会发生向其周围环境的热传递，从而抑制燃烧的升温过程。较高的反应速度和较慢的升温过程这两者的组合效果是，与火焰正前传播燃烧过程相比自点火燃烧过程在较低的比容积条件下至少可以得到同样大小的最大压力，如图 85 所示。

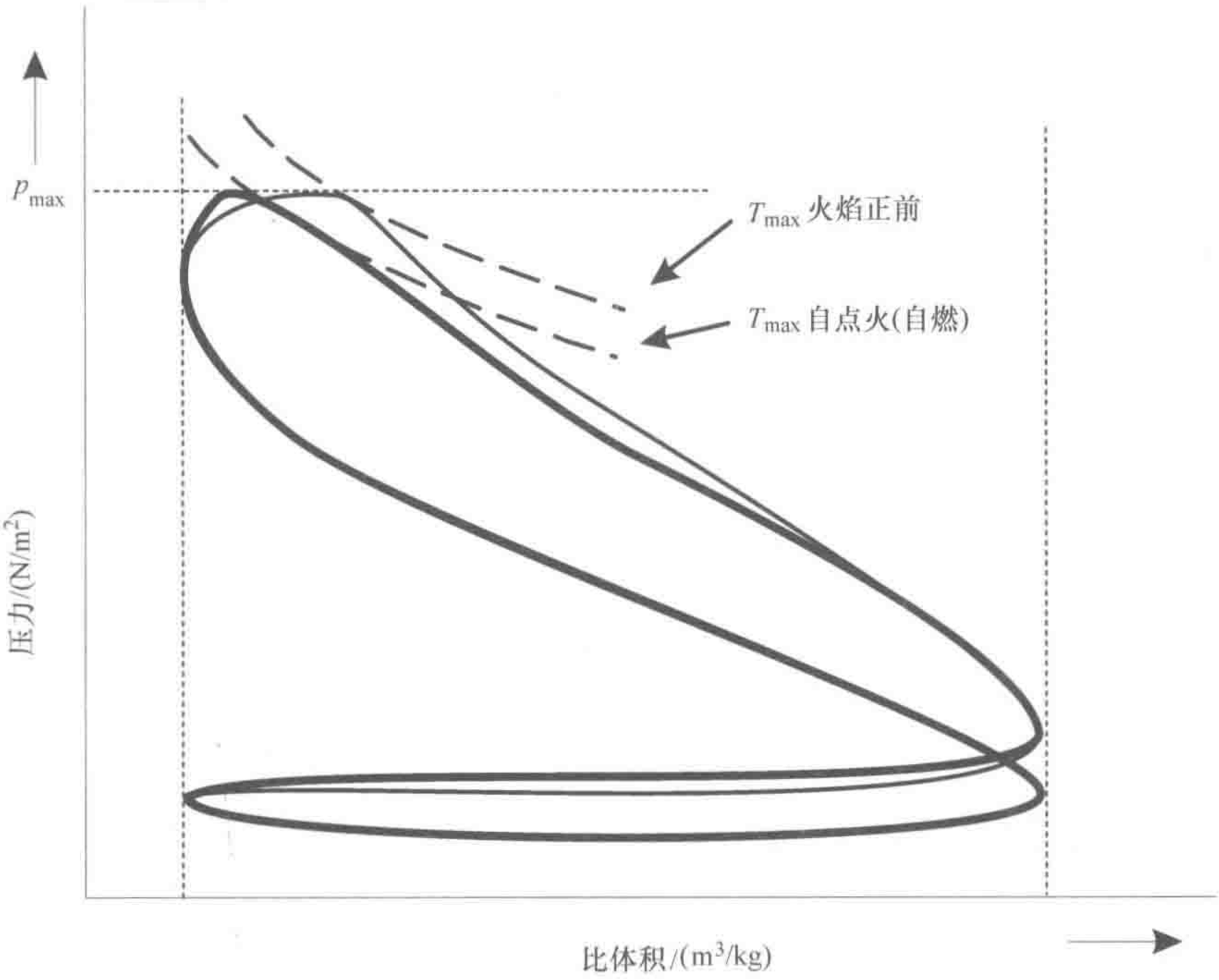


图 85　燃油发动机采用火焰传播和自燃方式的燃烧热力学过程比较

因此，在低于最小离解温度的某一燃烧温度下，自点火燃烧过程可以产生实际相同的比功。自燃的燃烧控制不仅可以限制离解反应，而且与火焰正前传播相比因其发热点与周围传热媒介的接触概率较高，还可以限制温度在气缸内的周期性波动。在不同负荷/转速工况下充量气流变化对火焰正前传播燃烧过程会产生不利影响。汽油发动机采用直喷技术时其自燃方式在部分负荷工况下尤其具有优势：与燃料/空气混合气通过废气媒介源去寻遇燃烧室内壁远处的微小火花而发生的燃烧相比，缸内燃料通过与空气相接触而发生的自燃更为简单。

在工况从部分负荷过渡到缸内需要更多新鲜充量的全负荷时，借助于废气媒介的自燃方法呈现其一定的局限性。至全负荷工况的动态变化中，放热点与废气或热空气的接触越来越弱。全负荷时，即缸内新鲜充量最大时，上述接触达到零点。对此的可能解决方案是，往缸内喷掺具有一定压力的添加燃料，即辅燃喷射法。通过这种方法可先引燃缸内的部分空间，再从已燃空间中大量的发热点出发传播燃烧过程。图 86 比较了部分负荷时采用废气媒介的自燃方法和汽油机传统的点火方法。

对导至缸内新鲜混合气进行节流的典型作用是降低缸内混合气密度。均质的、符合燃烧反应要求比例的燃料/空气混合气因密度降低而呈现的特征是，缸内发热点间距增大（如图 86a 所示），从而对燃烧过程产生不利影响。通过排气管对废气的节流可以改善这种状况：在缸内保留一定量的废气可以增大新鲜充量的密度，从而改善燃烧反应的传播，如图 86b 所示。自燃现象至少会发生在新鲜充量和废气之间的接触面。加大新鲜充量和废气之间的接触面，可以显著改善自燃过程。理论上可行的一个方案是引入一种可实现的、可控的强涡流。

另外一个有趣的替代方案是，进气门形成特殊的进气道槽或条纹通道，使吸入的新鲜充量易于挤入缸内均匀分布的废气间隙之中。上述特殊设计的进气门通道应该实现新鲜充量与废气之间的最大接触面，如图 86c 所示。试验研究显示，这个方案具有很大的优化潜力。

对自燃燃烧过程有促进作用的参数通常都与废气的热焓值相关。此外，燃料类型作为一个参数对自燃有直接的影响。与采用汽油相比，发动机采用含氧多的燃料，如二甲基乙醚和酒精（甲醇和乙醇），其自燃过程可以发生在更低的部分负荷工况范围。涉及发动机对自燃的影响因素，可以确定的是，较高的压缩比有利于自燃过程，也能更有效地提高热力学效率。因为热传递持续时间缩短导致燃烧室壁的热传递减弱，所以较高的发动机转速同样有助于自燃。研究废气对自燃的影响是数值仿真和实验分析的一个热点。基于参考燃料（如氢气、天然气、庚烷、异辛烷或者乙醇），通过反应动力学数值仿真可以推导出以下影响自燃的重要参量：吸入新鲜充量的温度、燃料/空气比、废气循环比率和燃料分子结构[9]。

因此，基于自燃的燃烧控制可以改善汽油机和柴油机的热力学过程，提高热效率，降低氮氧化物 NO_x 排放。

压缩比提高

2.1 节从热动力学角度阐述了特别是对于汽油机而言提高压缩比的益处。2.2 节介绍了提高压缩比的实现途径，即通过燃油直喷实现的缸内混合气形成。另外，增加发动机转速的趋势要求行程/缸径比缩小，这将限制压缩比的增加。

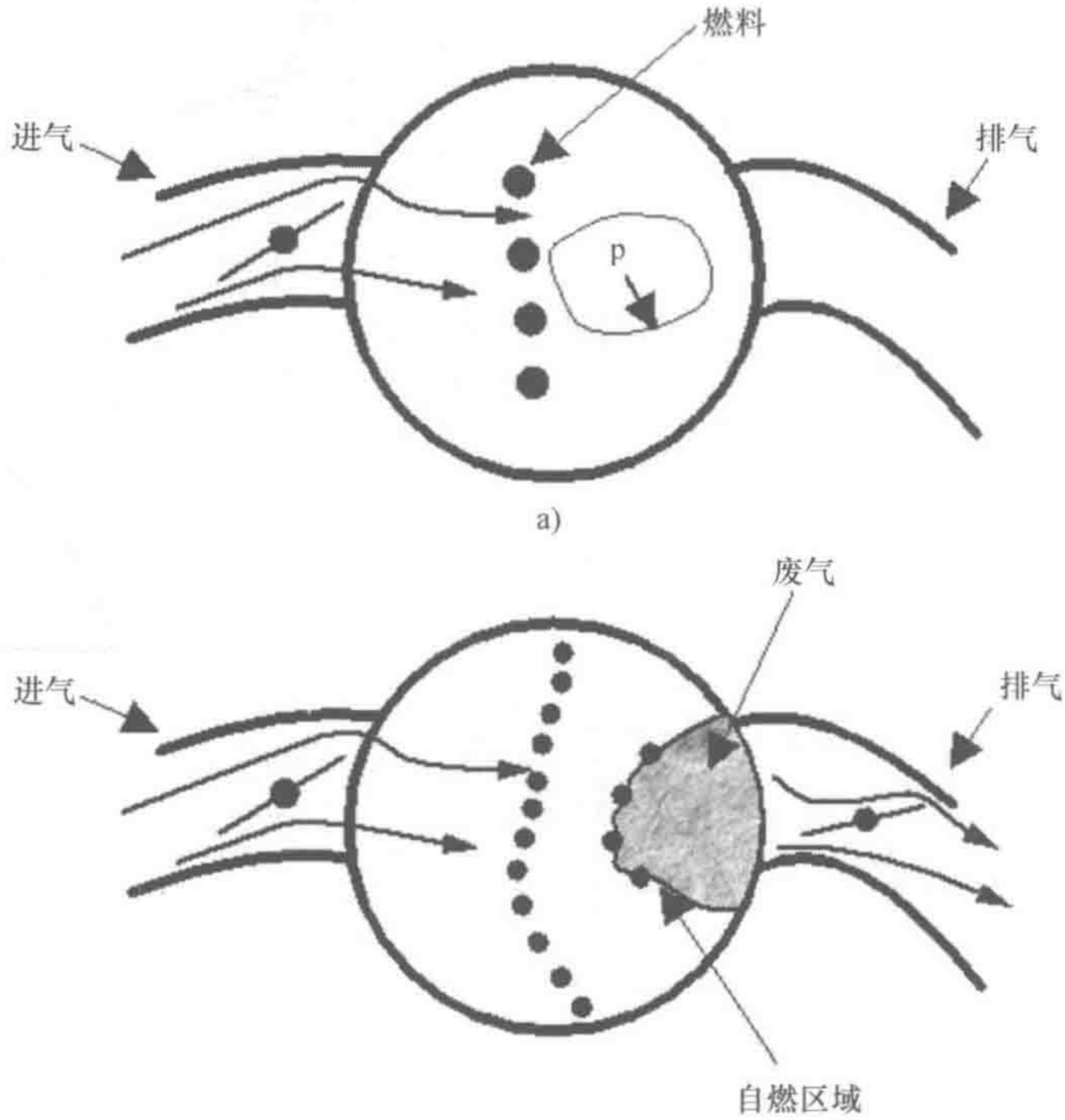


图 86　部分载荷工况下的混合气形成：（a）新鲜充量节流，（b）排气管节流的废气再利用，（c）新鲜充量束在废气空间的占位

柴油发动机燃烧过程在部分负荷工况区域具有明显优势。人们也开展了在汽油发动机的部分负荷工况区域提高压缩比的试验研究，希望抵消因节流导致的缸内混合气密度低对燃烧过程造成的不利影响。

图 87（见彩插）描述的一种解决方法是，通过一种倾斜装置使得包括气缸

盖的发动机缸体向曲柄连杆机构倾斜，在相同的活塞行程和排量情况下实现可变的燃烧室高度和燃烧室体积。这样一种倾斜装置（如图 88 所示）说明了在技术上实现上述方法太过复杂。

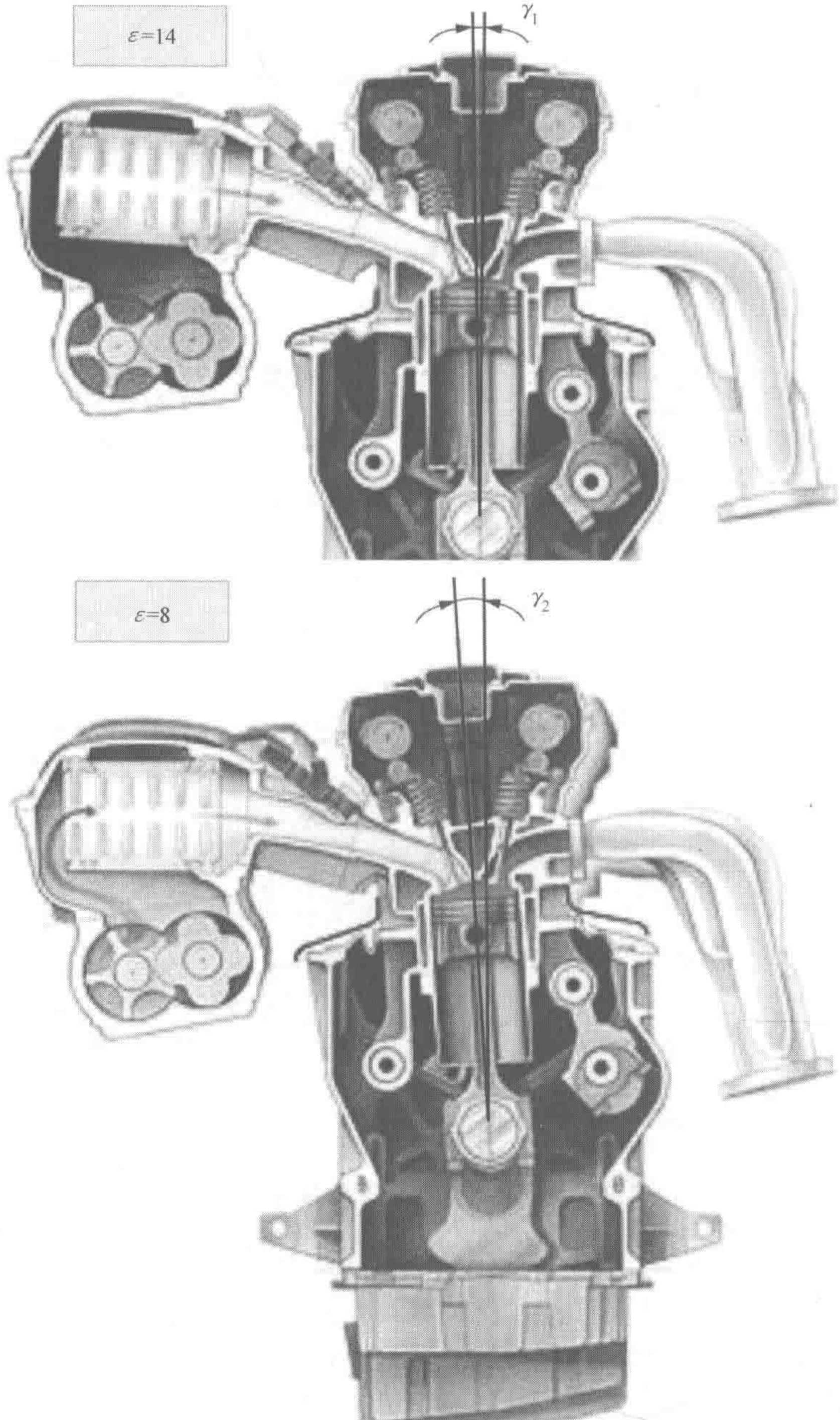


图 87　可变压缩比 SVC（Saab Variable Compression）

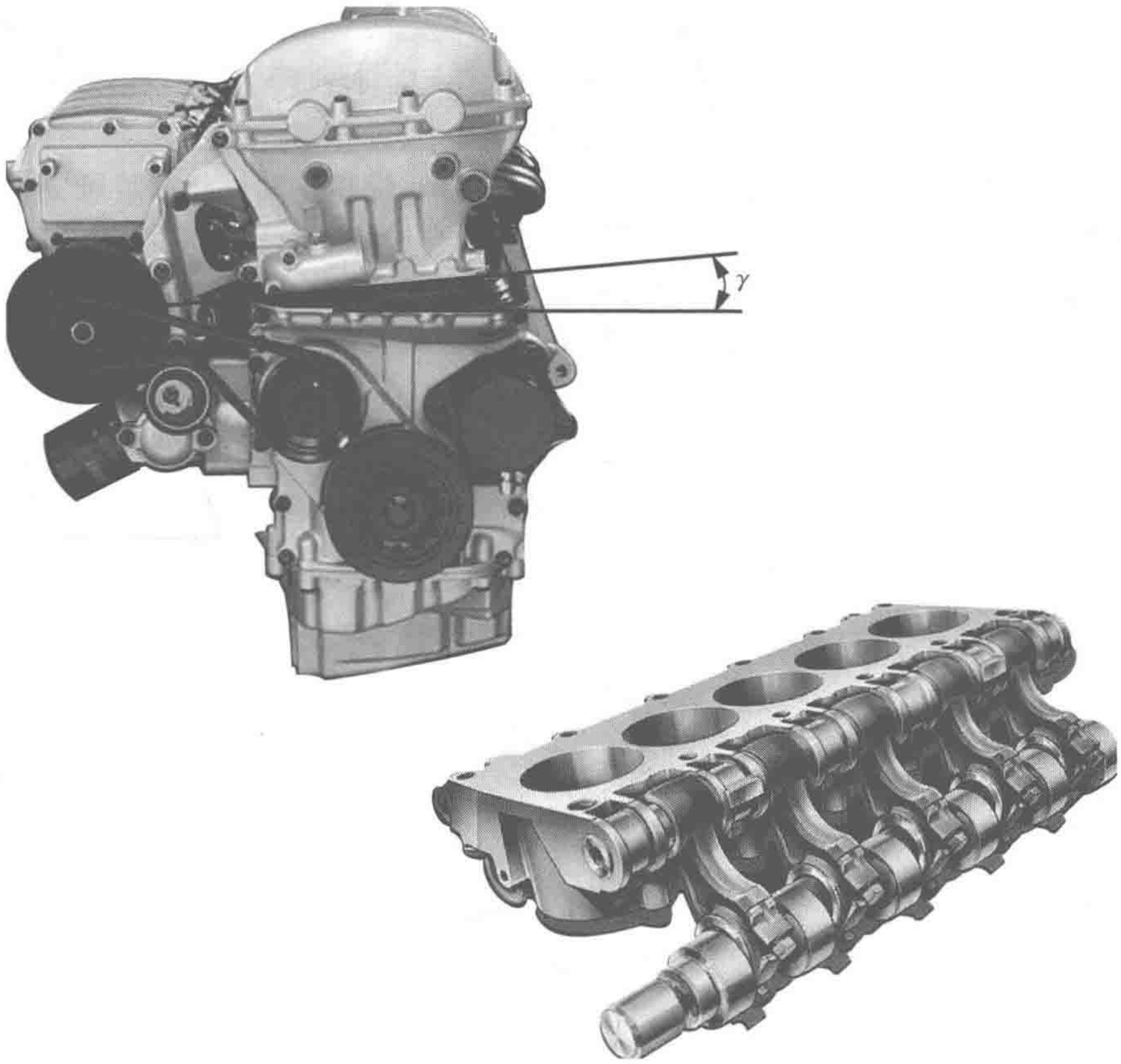


图 88　可变压缩比 SVC（Saab Variable Compression）

其他解决方法的思路与上述方法相反，其中发动机缸体位置固定，通过曲轴主轴承在水平方向的位移改变曲柄连杆机构位置，要实现这些方法的复杂程度看起来一点也不小。

为了增加在部分负荷工况下减少的新鲜充量的密度，实际上只要增加缸内剩余废气量就可以达到目的。前文描述的换气管理的副效应就可以达到增加缸内新鲜充量密度，不需要额外的代价昂贵的结构变化。

热传递管理

根据基本符合实际的共识，导入活塞式发动机的热其三分之一转化为功，另三分之一被废气带走，最后三分之一被冷却液吸收并以热的形式排至大气环境。迄今为止的分析结果表明，采取的技术措施在第一个三分之一热的利用效益最高，在第二个三分之一热的利用效益因涡轮机的废气热焓回收也较为可观。最后的三分之一热到目前为止是通过散热器作为热损失排至大气环境，没有得到任何

利用。现在的一些研究计划主要涉及热至功的高效转化和废气热的循环再利用，而依然忽略冷却所致热损耗的利用，这从比例上看不合理，同时也没有与时俱进。在发动机和冷却液之间施予一定的热管理，通过冷却环加热发动机的反向过程，可以达到保护发动机的目的：新近采用外部燃烧在发动机起动阶段快速加热冷却系统中的冷却液，可以使发动机尽可能快地升温至运行温度，这有利于改善发动机转矩、燃料消耗和有害物排放等指标，同时对减少发动机机械磨损肯定也有裨益。达到发动机运行温度后，如何利用经散热器拟向大气环境排出的那三分之一排热量，便是热管理待解决的问题。

下面一个简单的算例可说明热损耗的影响。假定水泵供冷却液量为 60L/min，冷却液的密度 1kg/L，冷却液的等容比热 $c_p = 4.19\text{kJ/kgK}$，可以计算冷却液温度通过散热器降低 $\Delta T = 10$［℃］需要排出的热功率：

$$\underset{(\text{kW})}{P} = \underset{(\frac{\text{L}}{s})}{\dot{V}} \cdot \underset{(\frac{\text{kg}}{\text{L}})}{\rho} \cdot \underset{(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}})}{c_p} \cdot \Delta \underset{(\text{K})}{T} = \frac{60}{60} \cdot 1 \cdot 4.19 \cdot 10 \tag{2.19}$$

$$P = 41.9\text{kW}$$

一个本质的问题在于，水泵的驱动是通过发动机本身实现的，从而与发动机转速有关。因此，冷却液的体积流量主要取决于发动机转速，仅在很小的负荷工况范围随工况大小可调。明显更好的替代方法是，水泵的驱动采用电驱动，而电动机由与电参数有关的综合特性曲线查表控制。类似的应用在汽车工业中日益获得青睐。在过去的几年里相应的替代方法已应用于批量生产的四缸和六缸发动机。驱动水泵需要的功率约为 200～400W。不论发动机自身的散热需求多大，采用综合特性曲线查表控制的水泵电动机驱动可以将水泵的驱动功率减少 90%。

另一方面，在次循环过程中通过热回收器利用这类功率或热流可以显著改善热力发动机的总效率，这也是有待优化的可选研发内容。

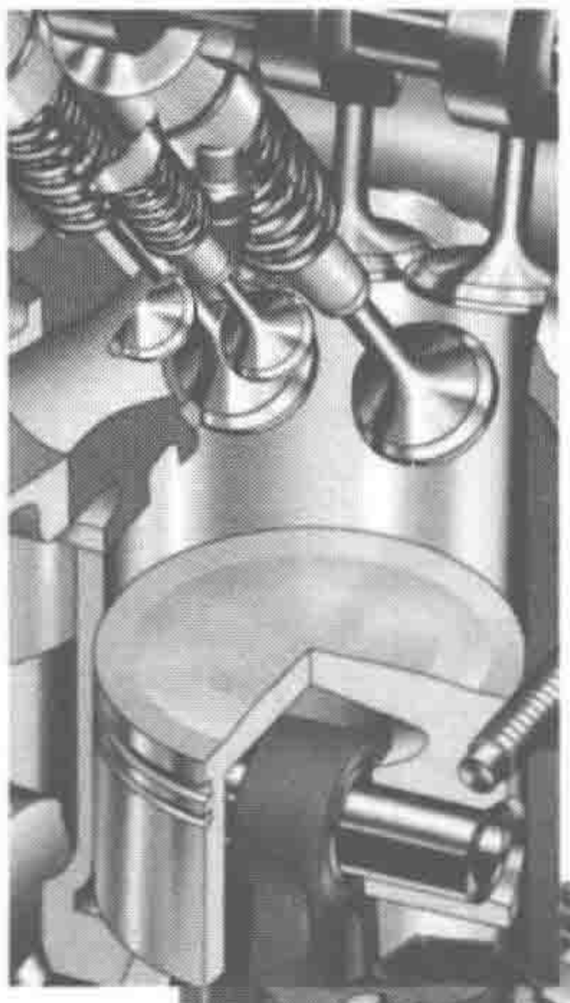
采用上述汽油发动机和柴油发动机热力学过程的优化措施和随负荷/转速组合工况变化的参数适配，这些技术手段有望将今后十年的燃料消耗降低 30%～50%。

2.2.2 汽油机和柴油机的工作过程趋同

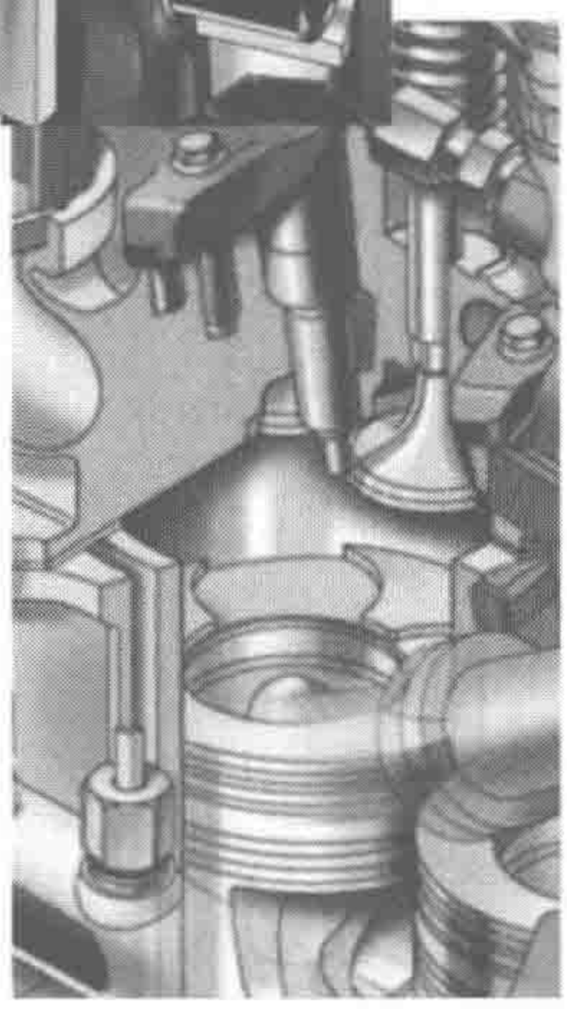
汽油发动机和柴油发动机具有共同的研发目标，即在燃油消耗和排放值显著降低的同时不断提高发动机单位排量的比功率，但是，这还不能顺理成章地推断这两类不同发动机今后发展的趋同。汽油机具有良好的转速特性，而现代柴油机呈现出良好的转矩特性，两者殊途同归都可以得到良好的功率指标；汽油机运转平稳但碳氢化合物排放性能较差，而柴油机燃油消耗低但固体颗粒物排放性能较差。两类发动机这些鲜明的特征导致人们对两者的接纳呈两极分化。另一方面，不论有无科学依据人们根据经验都会将每一项发动机的革新技术（如增压系统、

燃油直喷、废气再循环或者自点火装置等）交换应用于两类发动机中。因此，不仅每种热力学过程的每个步骤，而且相互作用的每种途径都会受到影响，从而使整个燃烧过程发生质变[10]。涉及评估技术方案和方法的革新动态，应该依据热力学标准去分析汽油机和柴油机可能受到的影响。这些标准源于燃烧过程所有的步骤（从充量交换和燃油供给至混合气形成和燃烧）。燃烧过程的步骤中一些颇有应用前景的功能见图89（见彩插）。一个富有启发性的例子是涡轮增压和直接喷油间的耦合，描述了汽油机和柴油机的一些共同步骤之间的功能可转换性。作为充量交换的一个元件，涡轮增压机是柴油机的现有技术，在早期仅有的几次成功试验之后，它就被视为是汽油机发展的趋势。其中一个主要原因是，涡轮增压可以避免进气节流，但是，如果没有燃油直喷技术获得的缸内混合气充量分层，就不可能避免进气节流。

换气
增压
全变量气门控制
压力波匹配
部分负荷工况不节流
燃料
性能一致的 可再生能源



a) 汽油发动机



b) 柴油发动机

燃料注入
燃料缸内直喷
混合气形成
射流式
废气再循环
燃料
匹配标定的喷油过程
采用自点火的燃烧控制

图89　汽油机和柴油机过程趋同的判据

这些耦合措施的因果影响就是两类发动机热力学过程的相互趋近，由此衍生的技术发展潜力值得期待。在2.1节中，比较汽油机压缩比为13.8时和柴油机

压缩比为22时的理想循环过程，得到的热效率是相等的。进气分层实现的缸内混合气形成和自燃的燃烧控制是汽油机具有应用前景的混合气形成和燃烧方法，二者的组合应用可以得到上述比通常情况下大得多的压缩比。

图90展示了汽油机采用缸内直喷技术和进气管喷油技术两种情况下表征热效率单位千瓦时的燃油消耗量和 CO_2、CO以及HC单位千瓦时的排放量，其中射流方式实现的混合气形成过程可以获得充分的进气分层[10]。在此基础上可以将压缩比从11.5提高至15.4。随着汽油机的压缩比提高至这样的水平，奥托循环的等容吸热步骤可以抵消现代柴油机和汽油机之间尚存的压缩比差对热效率的影响。在汽油机中实现的缸内燃油直喷在一定程度上使其理想等容吸热步骤向柴油机过程的等压吸热步骤趋近。汽油机和柴油机热效率等同的趋势十分明显，二者采用缸内燃油直喷的比燃油消耗值佐证了这一点。此外，当前研究的自点火燃烧控制改善了汽油机的燃烧过程，使其吸热向等容吸热靠近。

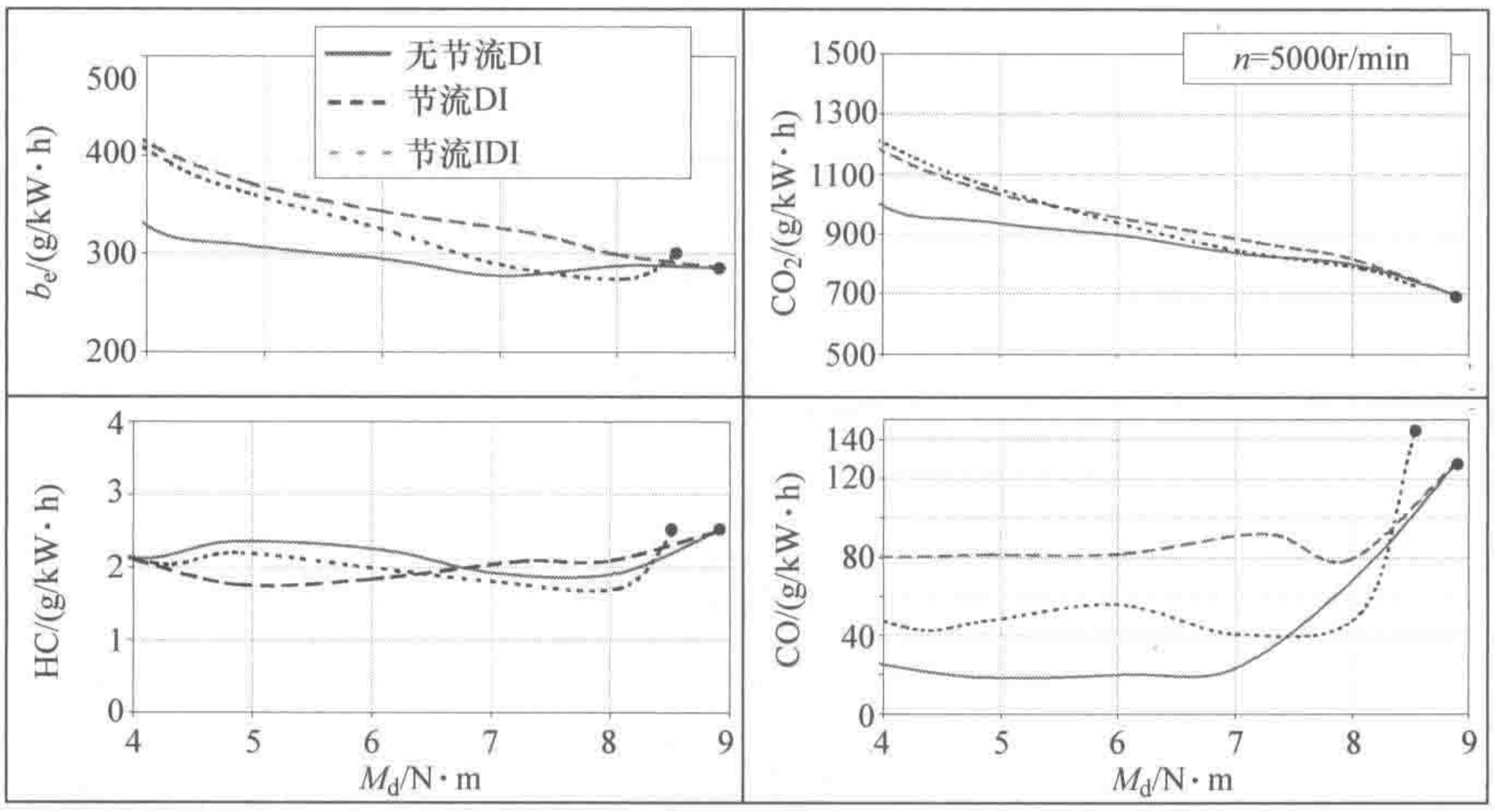
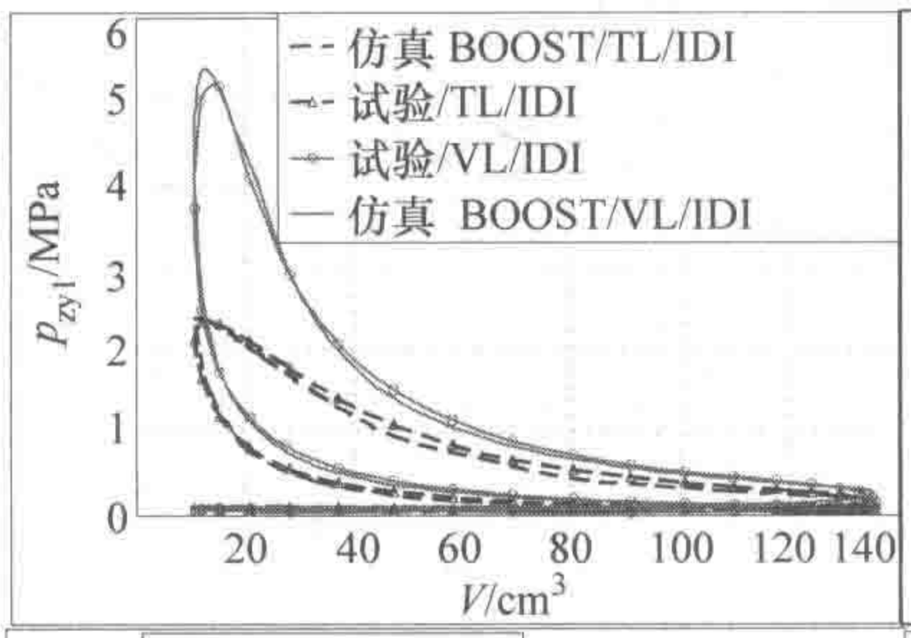
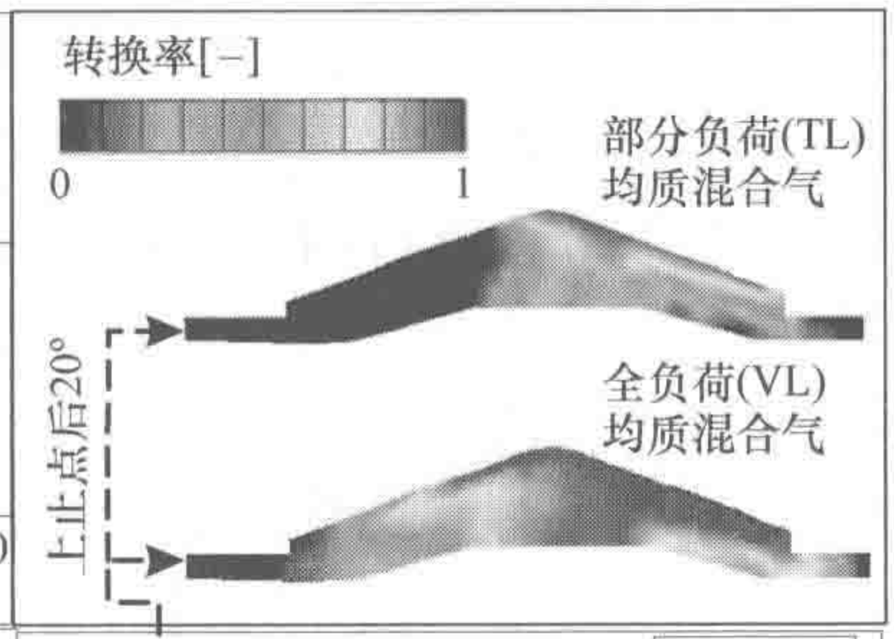
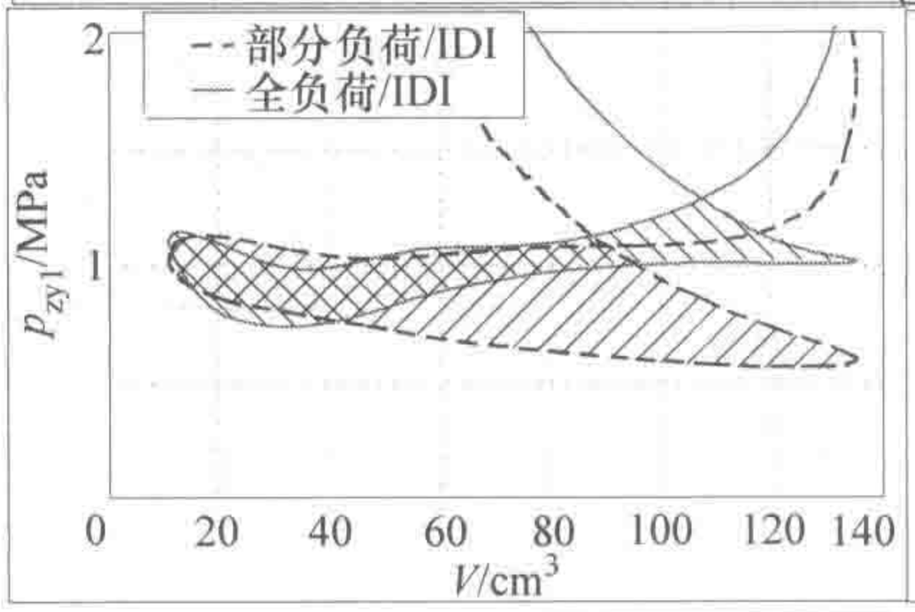


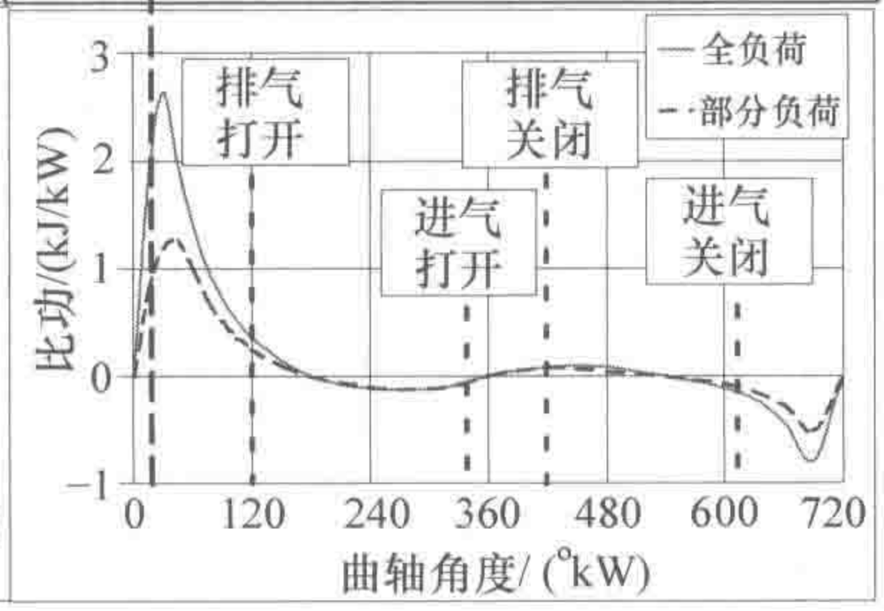
图90　汽油机采用缸内直喷技术DI（压缩比15.4）和进气管喷油技术IDI（压缩比11.4）两种情况下随负荷变化（转速保持不变）的单位千瓦时的燃油消耗量 b_e 和 CO_2、CO以及HC排放量

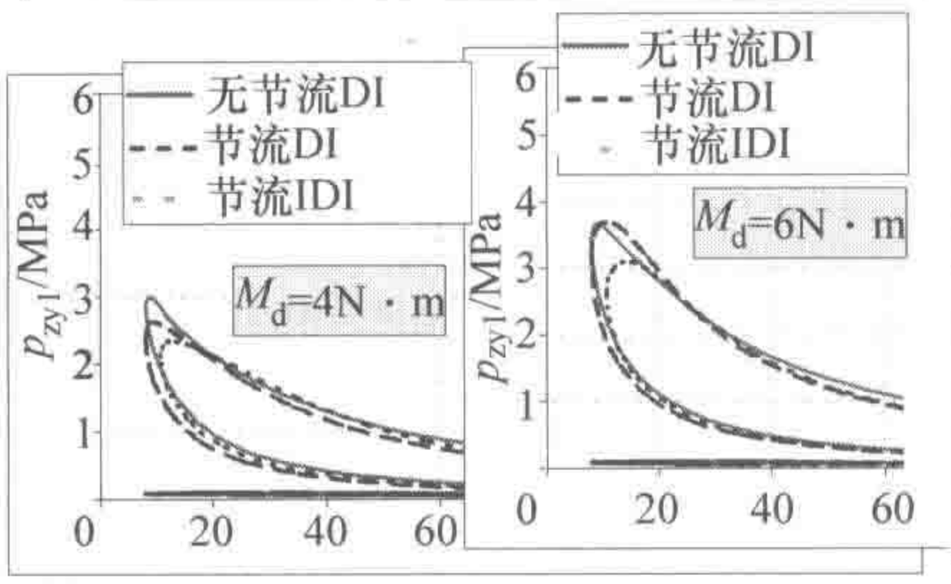
汽油机工作过程迄今为止的一个显著缺点是部分负荷工况下对吸入充量的节流。节流一方面升高换气功，另一方面因燃烧室内混合气体密度降低导致燃烧条件恶化，使得理想等容供热曲线趋于平坦。以燃烧室外、通过进气管喷射实现的均匀混合气形成为例，图91展示了节流对换气功和燃烧过程的影响。相比较而言，节流导致热效率的损失，其主要原因是较低密度混合气的燃烧过程，而不是换气做功，这从图91中可以看出：压力－容积图的放大部分清楚显示了在对应于换气的那段曲线上虽然由全负荷过渡至部分负荷时换气做功平缓增加，但是，和负荷变换时（上止点之后20°kW～30°kW）热功转换相比，与曲柄角度相关的

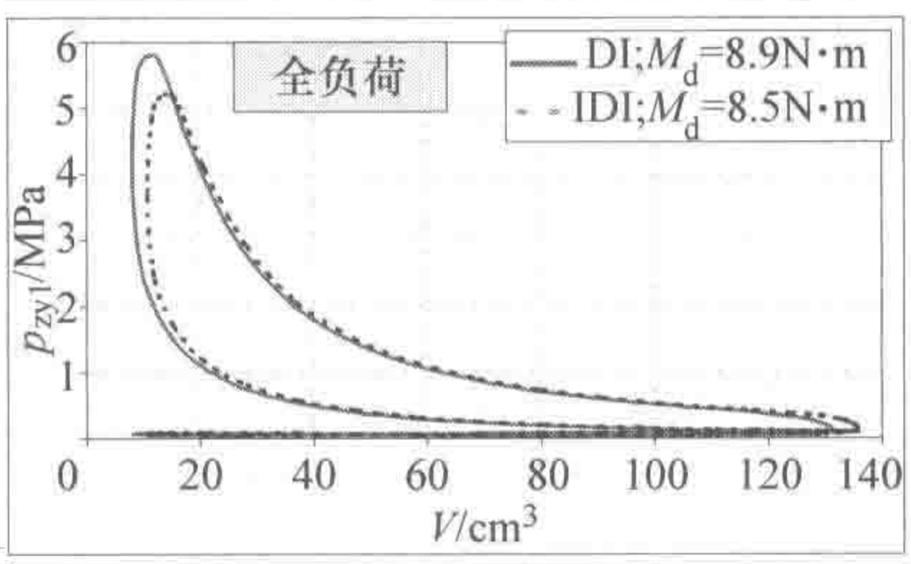












			b_e /(g/kW · h)	M_d/N·m	b_e /(g/kW · h)	M_d/N·m	b_e /(g/kW · h)	M_d/N·m
无节流	DI	—	333	4.0	284	6.0	285	8.9
节流	DI	— -	417	4.0	343	6.0	285	8.9
	IDI	- -	407	4.0	325	6.0	302	8.5

图91　全负荷和部分负荷工况下采用节流的燃烧过程和换气做功对汽油机热效率的影响
（采用5000r/min进气管喷射装置）

做功对该过程部分的影响要小得多。在图91中，全负荷或部分负荷工况下（上止点之后20°kW）的燃烧状态空间分布显示了密度较低的混合气是燃烧传播变缓慢的原因，功-曲柄角曲线平缓的斜率说明了这一点。如图91的结果所示，即使采用缸内直喷混合气形成，部分负荷下进气的节流也会对发动机性能参数产生不利影响。在上述情况下，起决定性作用的是均匀的混合气中空气和燃油的精确配比，而不是混合气较低的密度。另一方面，节流对转矩特性是不利的，尤其在加速过程中不利影响更甚。从部分负荷工况变化到全负荷工况时，要满足一个突然增加的质量流量需求，只能借助于进气口和气缸间些微的压力差，几次循环后的压力差才能实现上述更大的质量流量。负荷升高时通常也要求转速升高，这

同样会要求增加新鲜充气流量，但是，无论在汽油机还是柴油机工作过程中，由于进气管和气缸之间存在的压力差，新鲜充气流量增加过程都会有一定的迟滞。汽油机原有节流的叠加效应额外加剧上述迟滞过程。这也解释了相对于柴油机来说为什么带进气节流的汽油机更难配装涡轮增压机：燃烧腔中延滞实现的负荷增加只能缓慢地提供所需的涡轮功和作为反馈的压缩机功能。不论实时的负荷多大都保持燃烧室内最大的空气量，这可以明显缩短负荷变化时的响应延滞：这样直接注入燃烧室的燃油量，因压缩过程中直喷燃油和缸内空气间自然形成的压力差，从一个工作循环过渡到下一个工作循环时就可以完全自适应调节。因此，汽油机如果采用了燃油缸内直喷的进气分层，就可以弃用进气节流，而柴油机弃用进气节流的前提条件是采用有效的废气涡轮增压器。图 90 展示了带有缸内直喷装置的汽油机完全无节流运行的示范性结果，其中采用的一种新型混合气形成方法（如图 61 所示）实现了进气分层。另一方面，作为小型化的基础，涡轮增压对汽油机和柴油机两种工作方式来说都意味着热效率的额外增加，它是一种对两类发动机都适用的模块化技术。考虑到涡轮增压会产生强烈的缸内气流，精确的负荷变换管理是必不可少的，因此，可变的或基于转速的气门控制越来越多地被应用于两类发动机。由此也可以预测正在研发的发动机控制技术的趋同。

如 2.2.1 小节所提及的，无论燃油压力高低，汽油机和柴油机的缸内燃油直喷方法和技术都显示了众多的趋同特性：

喷油蓄压共轨的压力可供所有气缸使用（见图 65 的喷油蓄压共轨），要在共轨中保持恒定的最大压力，只能通过喷射持续时间去控制喷油量。要达到这一点，喷油嘴的控制必须与压力无关，通常采用电磁或者压电控制。尽管目前汽油机和柴油机燃油共轨压力存在量级差异（从 10MPa 到 200MPa），元件、执行器、传感器和控制技术对两个应用领域来说是相似的。

燃油高压波的空间动态分布和转速无关（见图 66 和图 67 的高压波调制），高压波的持续时间通常保持不变。这种情况下采用调节压力峰值的方法控制喷油量。燃油雾化主要取决于压力上升率，与压力峰值大小本身关系不大，所以，改变压力峰值对燃油喷束特性几乎没有不利影响。另一方面，增加喷射量时保持喷油持续时间不变，这是有利于混合气形成的。在这种情况下，压力波本身承担了喷油嘴的控制，不需要电磁或者压电控制模块，而元件、执行器、传感器和控制技术对两种发动机类型来说也是相似的。

在过去的 5～10 年里，柴油机燃油直喷技术对汽油机燃油直喷技术发展的示范性作用是不容忽视的。射流式方法实现的缸内混合气形成占主导的研发趋势也提出了这样的趋同判据，即通过建模和实验分析的协同效应有望获得明显的技术进步。

柴油机燃烧过程的优化主要针对热效率、NO_x 排放量和噪声等级这三项指

标。与此相关的有效措施是，在不同的负荷/转速工况区域调节相应的喷油过程和适配相应的废气回流率。燃油直喷技术引入汽油发动机之后，上述两个措施也被认为是汽油机的潜在优化措施。反之亦然，汽油机的自点火燃烧控制相当快地作为 HCCI（均质充量压燃）方法移植到柴油机过程，用于进一步降低 NO_x 排放。放热中心是燃油和空气按燃烧化学反应计量比构成的、边缘与热气体接触的微空间，其自燃的原理最先是从柴油机中得来的。事实上，燃烧腔的总过量空气系数比放热中心的过量空气系数大得多，因此，汽油机缸内燃油直喷技术的应用发展顺理成章：一方面，可以通过这种方式在一定程度上规避难以实现的进气分层；另一方面，点火不再依赖于以下条件，即每种负荷/转速工况下符合燃烧化学反应计量比的、封闭的分层气体必须和火花塞接触。

涉及燃烧室内基于剩余气体焓值的放热中心自燃，至少在部分工况下可以发现以下汽油机和柴油机的趋同点：

- 不需外部能量的、以无线通信形式控制的引燃（在两类发动机中不排除炽热引燃）。

- 由于类似可比的喷油过程和无焰锋放热中心的燃烧反应而相似的燃烧过程。

- 独立于负荷的、无新进空气量节流的、仅通过调节燃油量的吸热控制。

全负荷工况下对汽油机和柴油机而言，通过喷入并燃烧额外的易燃燃料的引燃方法（如天然气发动机采用的柴油辅燃喷射方法）不仅可以加速燃烧过程，还能降低 NO_x 排放量。

汽油机和燃油机的燃料是碳氢化合物，虽然沸点、黏度或密度不同，它们都具有相似的化学结构。前文介绍了用于两类发动机的混合气形成和燃烧新方法，其中涉及的点火性能和抗爆燃性能应予以全新角度的理解。不像在炼油厂的分馏工艺中，燃油分子结构取决于化石燃料结构以及加热和冷凝时的压力和温度条件，用于发动机的合成燃料的分子结构则可以有针对性地予以构造。因此，燃油特性，如热值、点火性能、抗爆燃性能以及黏度、密度和沸点等，可被设定至期望值范围内。

燃料发展过程的第一阶段是，以天然气为原料应用燃气液化技术生产合成燃料。汽车行驶测试显示，与传统燃料相比，使用这种燃料后，HC、CO 和颗粒物排放量急剧较少。下一阶段是，以可再生能源载体和废品（如废木材和废纸张）为原料生产合成燃料。将这类能源载体转化成燃料的中间步骤是合成燃气的制取，合成燃气随后会在一个反应器中形成期望的分子结构。燃料发展的这种途径正变得越来越清晰，这也是汽油机和柴油机趋同的另一个论据。

未来汽车发动机必须满足愈来愈高的性能要求，即提高单位排量的功率、明显降低燃油消耗和急剧降低有害物质排放，这导致将汽油机和柴油机的优点集成

于一体的趋势。不论是主要部件的设计还是附加模块（如增压器、可变气门控制、燃油直喷装置或废气再循环技术）实现的功能都在促进这样的发展趋势。

企望有一款通用型活塞式发动机能适用于所有类型和等级的汽车，这在可预见的未来几年是不现实的，因为不同汽车对转矩特性、价格和燃油消耗等指标的要求差异还是很大的。尽管汽油发动机和柴油发动机有着很相似的发展水平，但是，在过去的十年里相同功率等级的柴油发动机的价格大约是汽油发动机的2倍。与汽油发动机相比，柴油发动机达到最大转矩时的转速要低得多，通常只有2000r/min，而汽油发动机相应的转速则为4000r/min。柴油发动机价格高且重量大，转速稍大于怠速即可达到较大的转矩，具备这样特征的柴油发动机显然适用于重量大且昂贵的车，能满足在频繁变速的城市和国道工况下既要加速性能好还要公里耗油数低的要求。由此导致柴油发动机顺理成章地应用于豪华型汽车，这在20年前几乎不可想象，那时柴油发动机应用的对象是拖拉机。对于其他级别的汽车，比如对轻量型或者经济型汽车而言，还是紧凑的、质量轻的而且又经济的汽油发动机更值得推荐，因为转矩随转速而升高的特性有益于轻量型汽车的加速性能。一个集中了汽油机和柴油机两者优点的发动机平台在中级汽车中具有广阔的应用空间。

下面给出三档汽车未来可能的发动机配置类型和参数：

- 豪华型轿车：2.5~3.0L排量的4~6缸柴油发动机。
- 中级轿车：1.5~2.0L排量的3~4缸汽油发动机或者柴油发动机。
- 经济型或紧凑型轿车：0.8~1.0L排量的2~3缸汽油发动机。

2.3 可供选用的热机

2.3.1 二冲程发动机

提高活塞式发动机单位排量功率可以通过提高能量密度和速度予以实现，但是，原理上也可以通过增加气缸内做功行程数予以实现，如下式所示：

$$P_e = w_e \cdot V_H \cdot n \cdot \frac{T_U}{T_A} \tag{2.9}$$

其中，对于二冲程发动机

$$\frac{T_U}{T_A} = \frac{2}{2}$$

对于四冲程发动机

$$\frac{T_U}{T_A} = \frac{2}{4}$$

理论上来说，在同样能量密度和转速情况下，四冲程发动机换成二冲程发动机之后其单位排量功率应该增大一倍。

在过去20年批量生产的两轮车中取201台四冲程发动机和99台二冲程发动机进行比较，可以发现如下两类发动机有关能量密度和转速的明显异同点：

- 四冲程和两冲程发动机的转速范围，或者更准确地说，对应于最大转矩和最大功率的转速基本上是相同的。
- 与四冲程发动机相比，用于两轮车的二冲程发动机（不远的将来也会用于轿车）其能量密度在最大转矩和最大功率下都要低20%～30%。

根据公式：

$$\left(\frac{P_e}{V_H}\right)_{2T} = (0.7 \sim 0.8)\ w_{e4T} \cdot n, \quad \left(\frac{P_e}{V_H}\right)_{4T} = (0.5)\ w_{e4T} \cdot n \tag{2.19}$$

可以得到如下结果：

$$\left(\frac{P_e}{V_H}\right)_{2T} = (1.4 \sim 1.6) \left(\frac{P_e}{V_H}\right)_{4T} \tag{2.20}$$

与四冲程发动机相比，二冲程发动机单位容积功率要高40%～60%，这也是其广泛应用于摩托车、助力车、舷外发动机和手动设备（如电锯）的原因。

在相关应用领域（不包括运行相对缓慢的、大体积柴油机的船用动力或者恒工况运行），与四冲程发动机相比，二冲程发动机具有换气时其扫气损失要大得多的明显缺点，这也说明了其能量密度较低。

如果采用化油器或进气歧管燃油喷射实现进气管燃油/空气混合气形成，发动机的扫气损失还包含未燃烧的燃油，这是目前不再容许的有害物排放。一种根本的避免手段是在换气后通过缸内燃油直喷形成燃油/空气混合气，可以使得扫气损失仅包含空气。二冲程发动机的换气常常也称为气缸扫气，即缸内部分或全部的废气被新鲜充量代替，主要有以下三种方法可实现这种换气过程[11,12]：

- 直流扫气：根据结构设计不同有两种形式，一种是沿气缸轴平行向下一直到下止点，通过气缸盖部进气门进气和气缸排气开口排气的扫气过程；另一种是，由下止点沿气缸轴平行向上一直到气缸盖部，通过气缸进气开口进气和气缸盖部排气门排气的扫气过程。对置活塞发动机通过进、排气开口进气和排气的方案是直流扫气的一种变化形式。
- 横流扫气：与直流扫气一样基本可看作是一维气流运动，不同的是其方向垂直于气缸轴。这种扫气方式一般要求设置气缸进、排气开口。
- 回流扫气（或者以发明人命名的施努勒回流扫气，见图92）：二冲程发动机的这种扫气方式广泛应用于摩托车和舷外发动机，也被视为轿车发动机可选用的一种扫气方式，下文将对其进行较为详细的介绍。

如图92所示，新鲜充量通过布置在气缸侧面的溢流管充入气缸。二冲程发

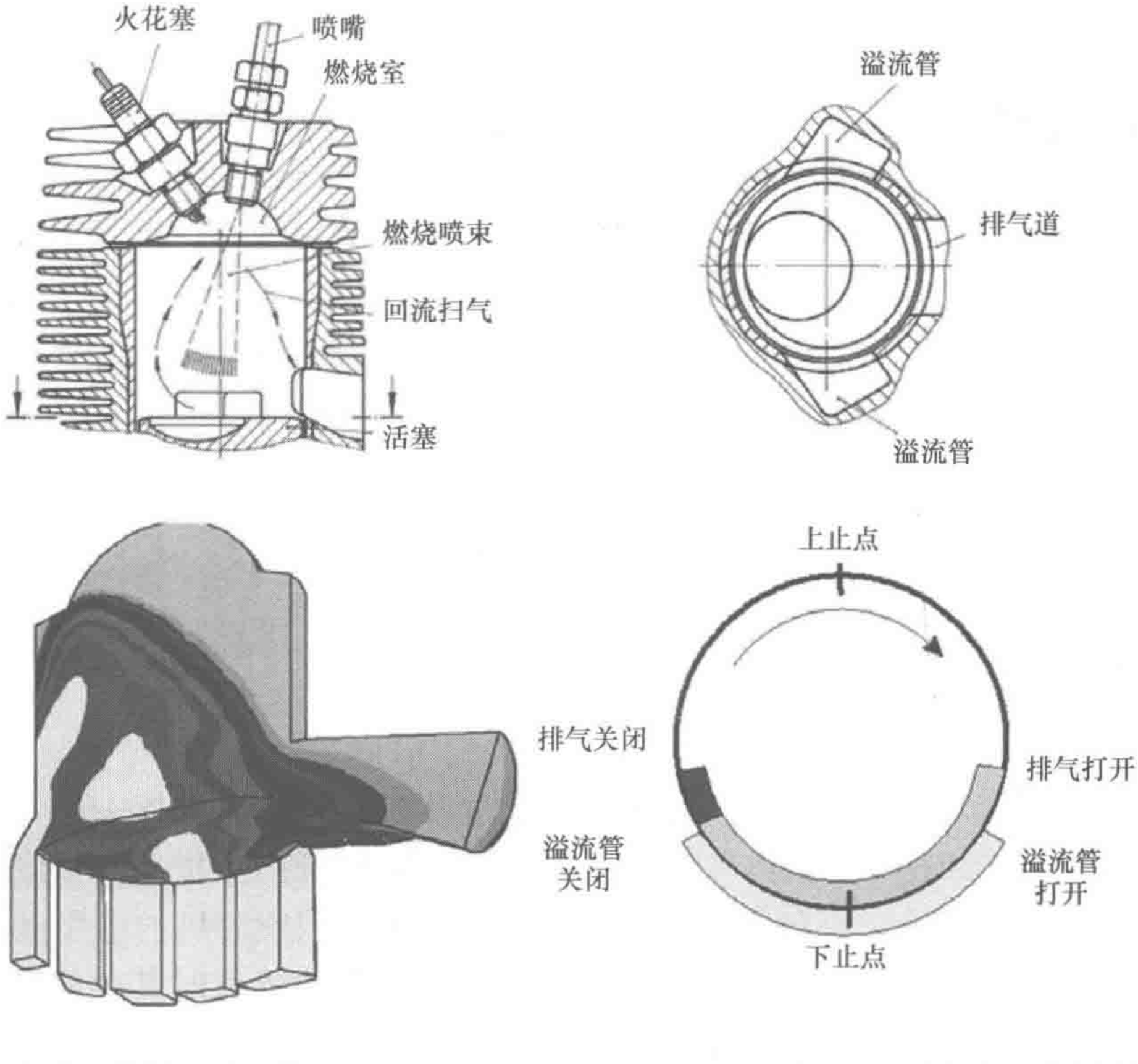


图 92　带气缸进、排气开口的二冲程发动机和换气控制图：回流扫气工作原理

动机没有四冲程发动机的换气行程，即先排出废气（废气）、然后吸入新鲜充量的换气行程，其换气则通过以下两个措施予以实现：

– 如图 92 所示的换气控制图，在溢流管打开之前打开排气道，使得废气压力先降低。

– 新鲜进气必须具有相应的压力才能将废气排出气缸。原理上可以在缸外通过一个气体压缩机产生这个进气压力，但是在提及的应用场合，绝大多数二冲程发动机因难度和成本原因没有采用这种方法，而是利用活塞下面或曲轴箱的空间构成一个曲轴箱扫气泵实现换气。

图 93 展示了一台传统二冲程发动机与图 92 配气时刻相对应的截面图，其中描述了新鲜进气途径，即由进气道经活塞底侧的进气开口至曲轴箱一直到溢流管（其只能在活塞上侧的燃烧室壁被打开）的途径。增压后的新鲜充量在气缸内将废气挤出气缸，其具体过程是，新鲜充量由曲轴箱溢流管以向上陡峭的角度进入气缸，同时也以水平倾斜角进入气缸，进气压力达到一定要求时在缸内形成回流的新鲜进气首先到达气缸顶的燃烧室凹腔，然后反弹将废气往下推压至气缸底部的排气开口排出气缸。一方面借此新鲜进气可进入气缸燃烧室，另一方面借此尽

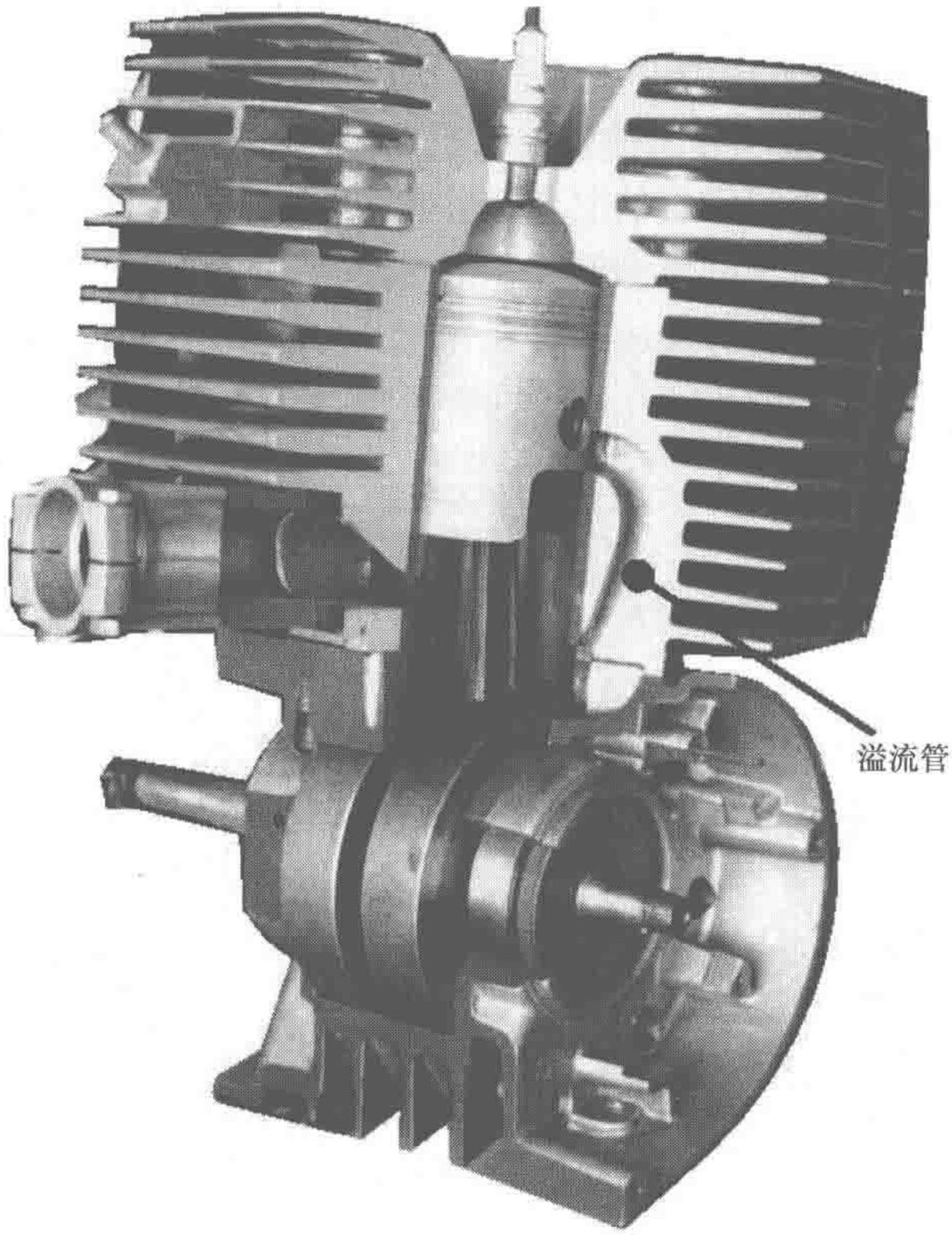


图 93　带回流扫气装置的二冲程发动机：剖面图

可能避免新鲜进气在溢流管和排气开口之间的直接短路流动。部分负荷工况下通过进气道节流措施可减少排入缸内的新鲜充量，同时也导致较少的废气被排出气缸外。这种自然形成的废气再循环不仅有助于之前提及的自燃过程，而且在部分负荷工况下使得二冲程发动机具有比四冲程发动机更高效率的优势，借此活塞运动过程中不会出现进气低压阶段。

回流扫气采用开口控制气流的一个明显缺点是，其产生的配气相位图是对称的，如图 92 所示。在进气闭合和排气闭合之间的缸内气体压缩过程中气缸排气开口有一段时间是敞开的，这是造成扫气损失的主要原因。通常情况下，排气口回流波对上述气缸排气开口效应具有部分的抑制作用，原理与 2.2.1 小节中图 39 阐述的进气流波类似。解决这个问题的可能方案是，配装一种机械“遮光板”，它在活塞运动每个循环都能够遮住缸内气体压缩过程中不宜敞开的气缸排气开口。在二冲程发动机发展过程中这方面的研发由于各种原因可惜都未成功。

上述问题可以在低速工况下予以解决。低速工况下，气缸排气开口敞开的时间较长，这样就会造成更多的气流损失。图 94 给出的一个解决方法是，在二冲程

发动机上配装一个滑阀，它正好在气缸排气开口不宜敞开的时间段能关闭排气开口。图 94 中还额外配装了一个进气膜片，用于避免在曲轴箱压缩过程中新鲜充量的回流现象。采用回流扫气的二冲程发动机通过上述方法可以改善换气过程，然而，换气之后缸内燃油直喷实现的混合气形成才使得二冲程发动机在提及的应用领域具有与四冲程发动机可比的燃油消耗和排放性能，同时还保留其较大单位排量功率这样一个固有优势。已部分形成的混合气向缸内的直喷和液态燃油向缸内的直喷（如 2.2.1 小节中图 64 和图 67 所示）这两种技术都可用于二冲程发动机。

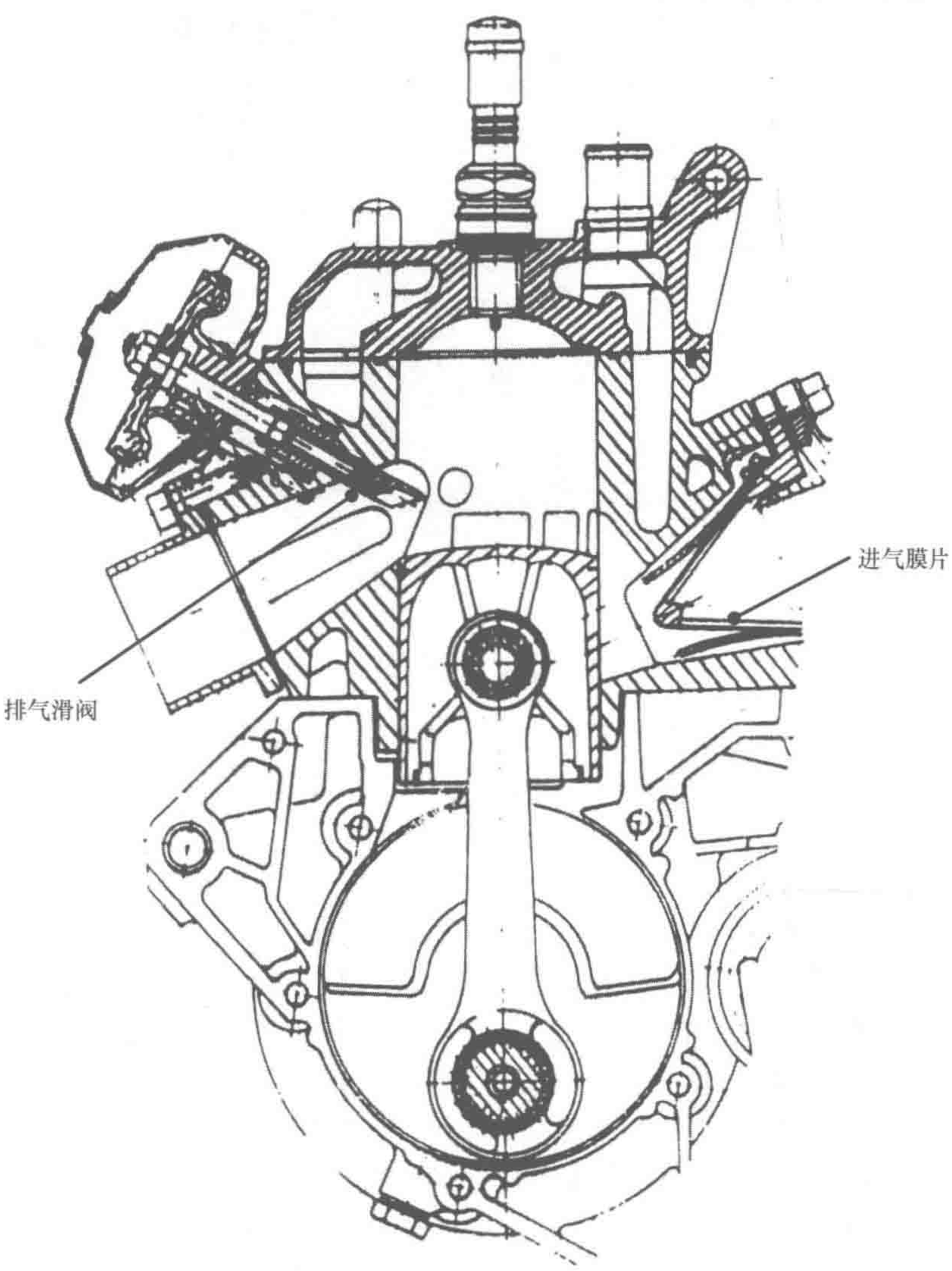


图 94　带有回流扫气装置、进气膜片和排气滑阀的二冲程发动机

图 95 描述了一种和图 64 相仿的、用于二冲程发动机的已部分形成混合气向缸内的直喷装置（ORBITAL 方法）。20 世纪 90 年代福特汽车公司曾经将这种方案应用于二冲程的三缸发动机，并成功进行了较大规模的实车测试。

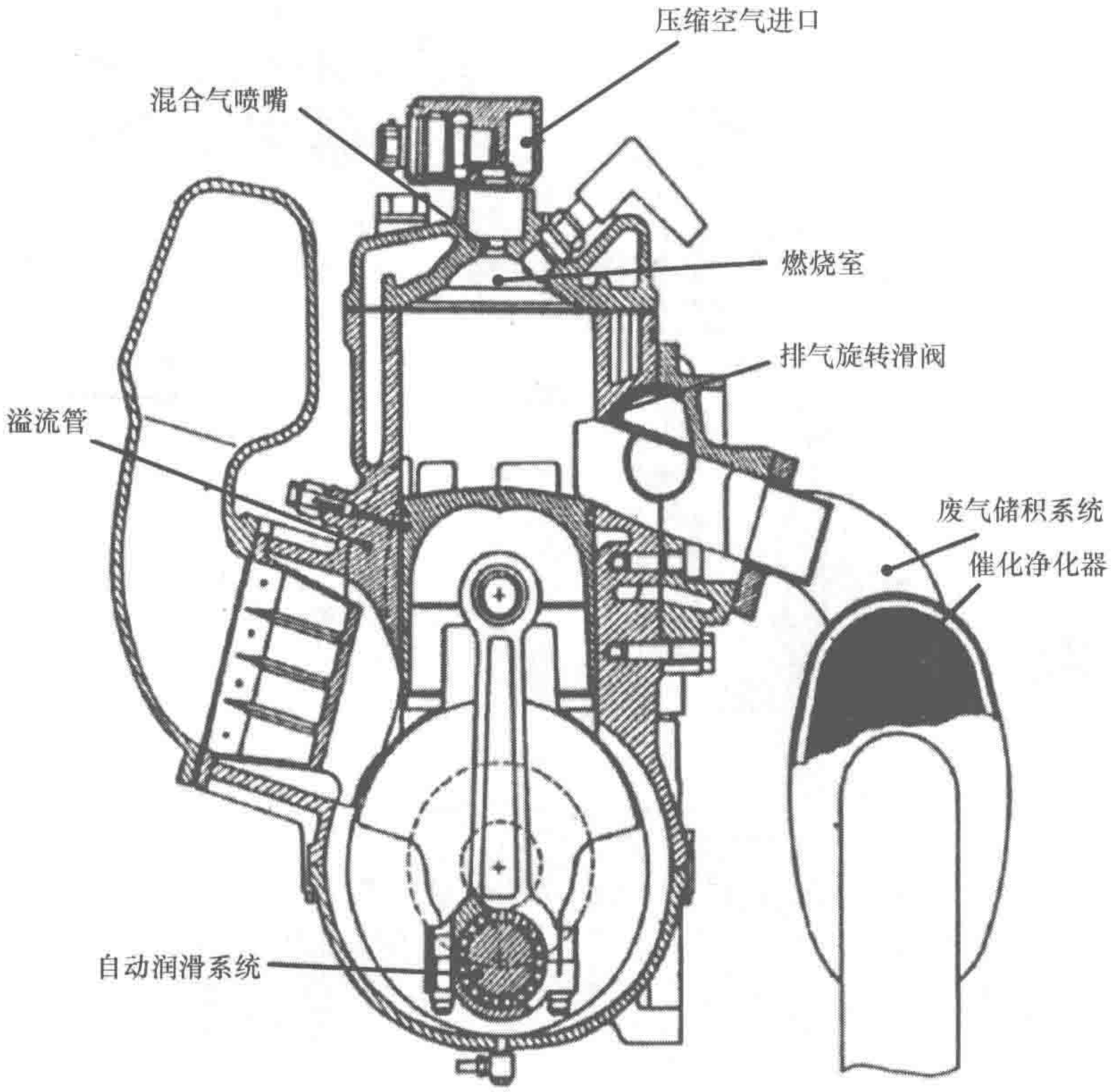


图 95　二冲程发动机：已部分形成的燃料/空气混合气向缸内的直喷装置（ORBITAL 技术）

图 96 描述的是一台搭载汽油直喷装置（见图 67）的、用于摩托车的二冲程发动机，该直喷装置采用燃油高压调制方法（茨维考高压调制方法）。与携带化油器的 50cm^3 基本型二冲程发动机相比，这种为标致摩托车公司开发的技术方案取得了令人瞩目的数据：发动机转矩提高近 10%，比燃油消耗下降了 35% ~ 45%，未反应的碳氢化合物排放下降了近 94%，未反应的一氧化碳排放下降了 90%。就绝对值来说，其最小的比燃油消耗达到 308g/kW · h，最小的碳氢化合物排放量和一氧化碳排放量分别下降到 13g/kW · h 和 10g/kW · h，这和当今 50cm^3 四冲程发动机的数据相比还要略小些，但是其功率输出却提高了近 60%！

用于某一混合动力汽车的一台 200cm^3 的二冲程卧式对置气缸发动机也采用了类似的高压调制燃油直喷装置。第 5 章在分析混合动力方案时将给出此案例的分析结果。尽管在摩托车和舷外动力应用领域这些分析结果展示的优点已经普遍

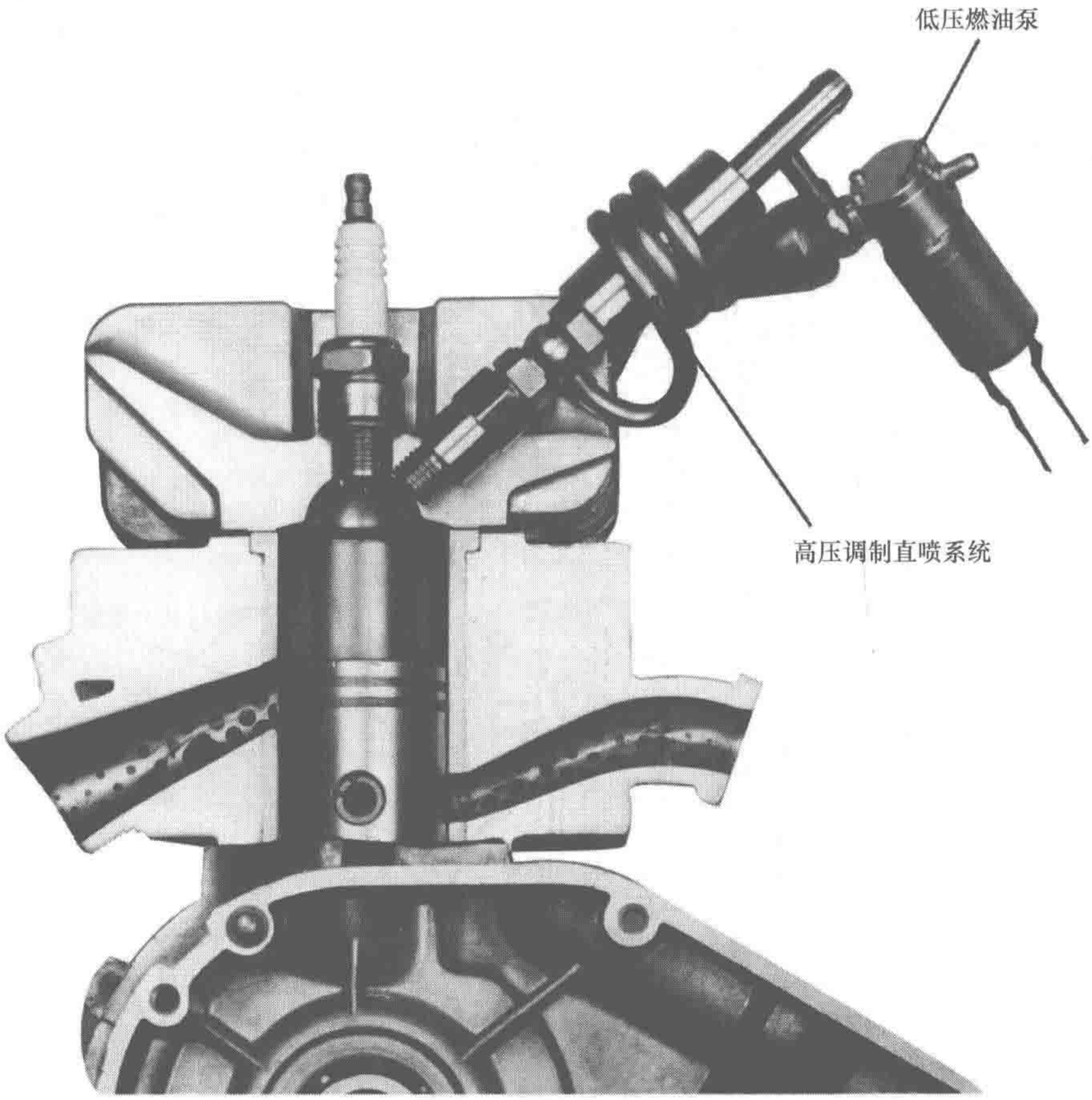


图 96　二冲程发动机：燃油直喷装置（茨维考高压调制方法）

得到验证，二冲程发动机目前并没有应用于轿车，而且在摩托车和舷外动力领域的应用也越来越少。究其原因是多方面的，以下仅列出重要的几项：

– 由于直喷技术和换气补偿等措施的应用，就技术复杂程度而言二冲程发动机与四冲程发动机相当。

– 气缸套的进、排气开口导致不均匀的热应力，从而引起气缸变形；另外，活塞环始终贴着上述开口来回摩擦运动。与四冲程发动机相比，这两个因素导致二冲程发动机具有较差的可靠性和较短的使用寿命。

– 通过曲轴箱引入新鲜充量（燃油直喷情况下即为空气）的方法不容许像现代四冲程发动机一样采用带油底壳的压力循环润滑。润滑油主要通过喷油嘴引向轴承，但也有部分通过流动的空气导向轴承。这种形式不足以润滑滑动轴承，所以还必须配置滚动轴承或滚针轴承实现润滑，这导致二冲程发动机典型的、严重的噪声排放。

上述最后的一个缺点可以通过不采用曲轴箱引入新鲜空气的措施予以克服，即曲轴箱另配一台空气压缩机实现压缩过程，如图 97 所示。

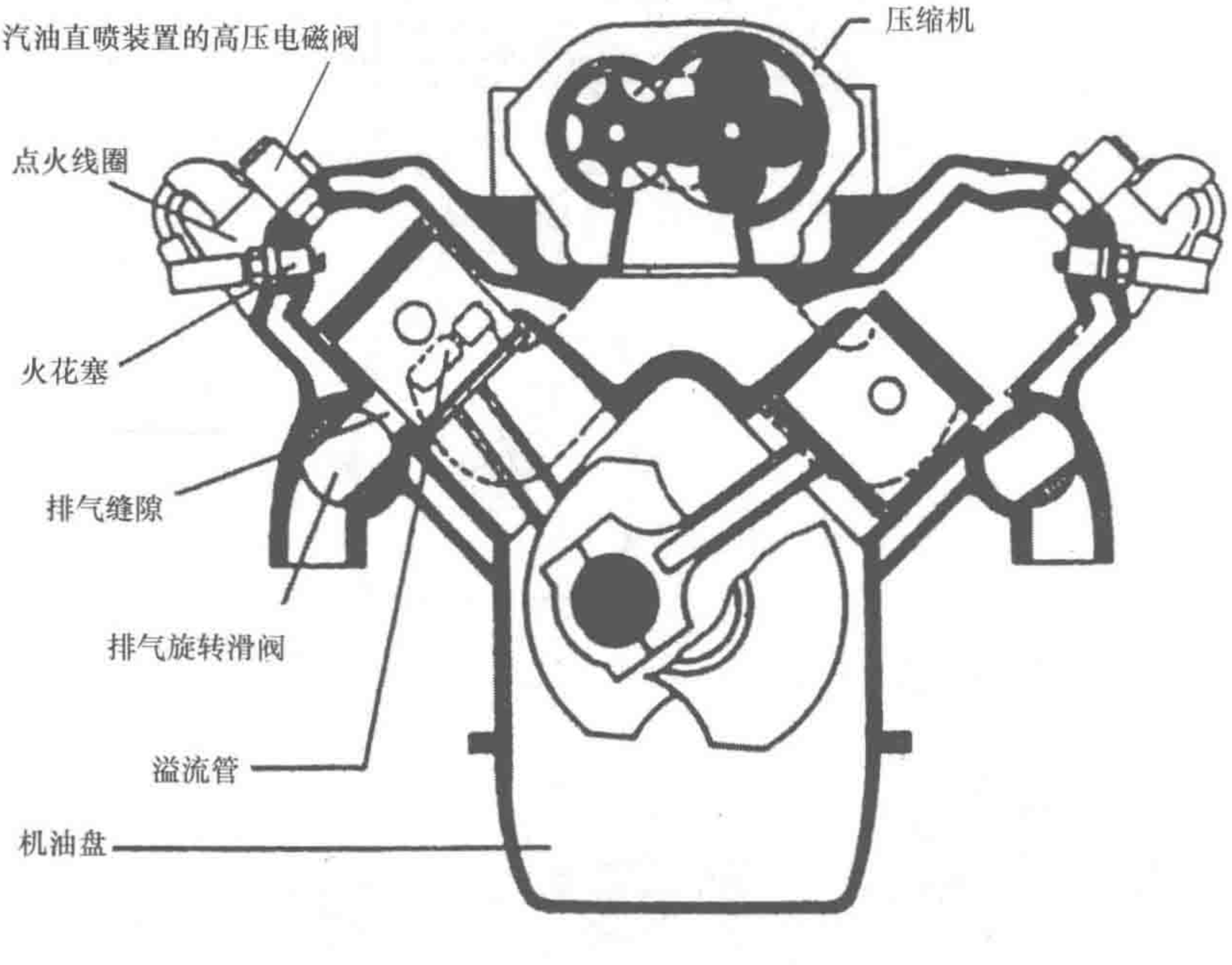


图 97　二冲程发动机：另配一台空气压缩机实现气缸扫气功能

采用这样的措施之后，二冲程发动机其润滑和润滑油储存的方式就与四冲程发动机大同小异了。更进一步的措施是，采用进、排气门代替进、排气开口，这不仅可以提高可靠性和使用寿命，而且还能实现非对称甚至完全可调的换气控制（见 2.2.1 小节所述）。图 98 描述了这类方法。

这类方法用一台空气压缩机代替曲轴箱扫气，用进、排气门代替进、排气开口。二冲程发动机的这种结构与任何现代四冲程发动机几乎没有区别，唯一不同之处在于进、排气凸轮的形状和空间布置，它们必须满足二冲程发动机典型的进、排气重叠要求。图 99 描述了相应的换气过程。

这样的空间布置原来要实现的是在回流方向上的回流扫气，即在活塞上的回流，如图 92（右图）所示。但是，实际上主要形成的是短路扫气而不是回流扫气，从而使得气缸中的新鲜充量大大减少，二冲程发动机在功率方面的优势也大打折扣。

与开口和气门组合的、指向某一方向的直流扫气可以克服上述缺点。更进一步的可行方案是采用对置活塞发动机，其润滑如四冲程发动机，并采用非对称的配气相位图，通过切向的进、排气管道布置有可能在气缸内形成涡流，如图 100

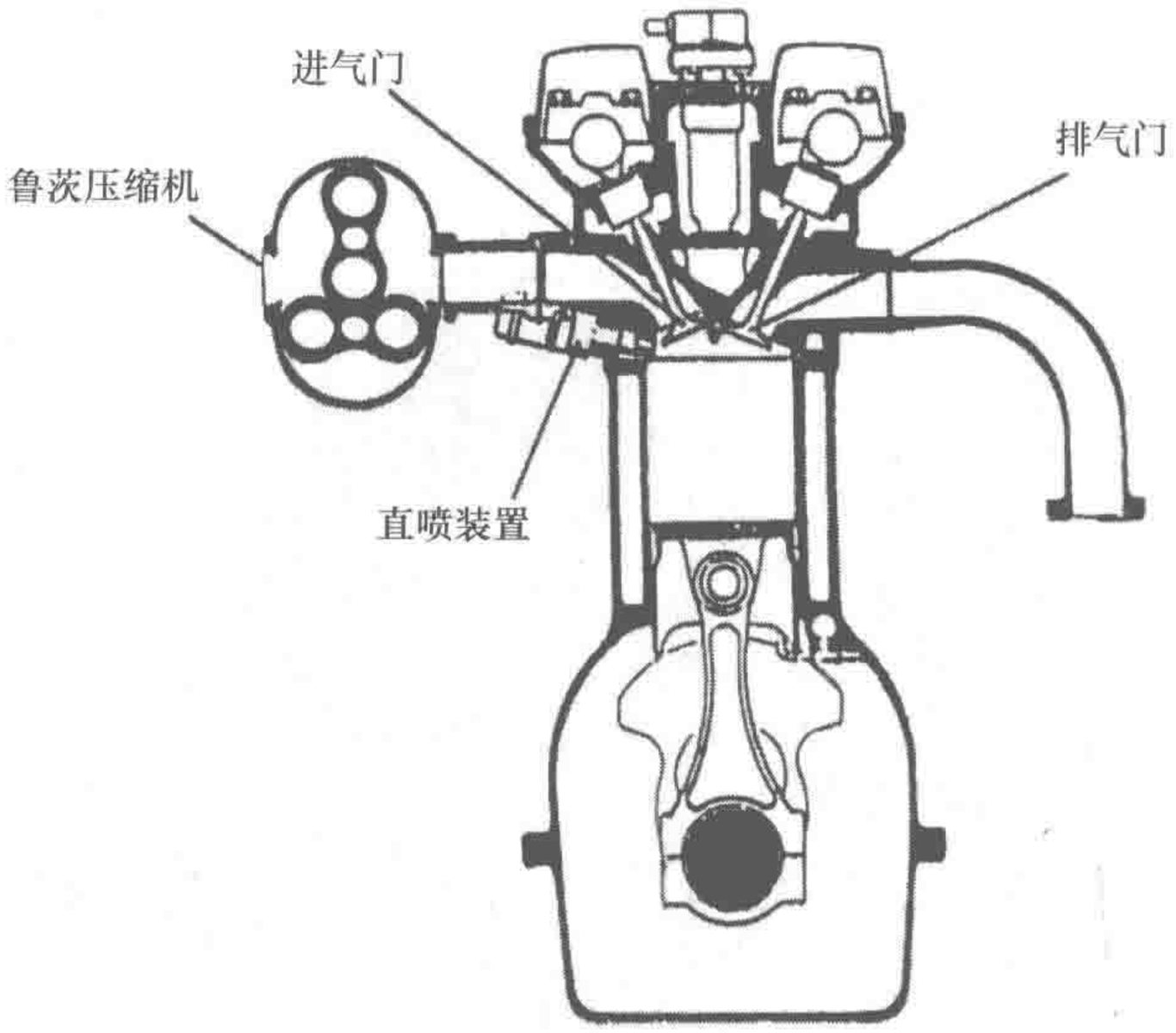


图 98　二冲程发动机：另配一台空气压缩机并采用进、排气门实现的换气控制

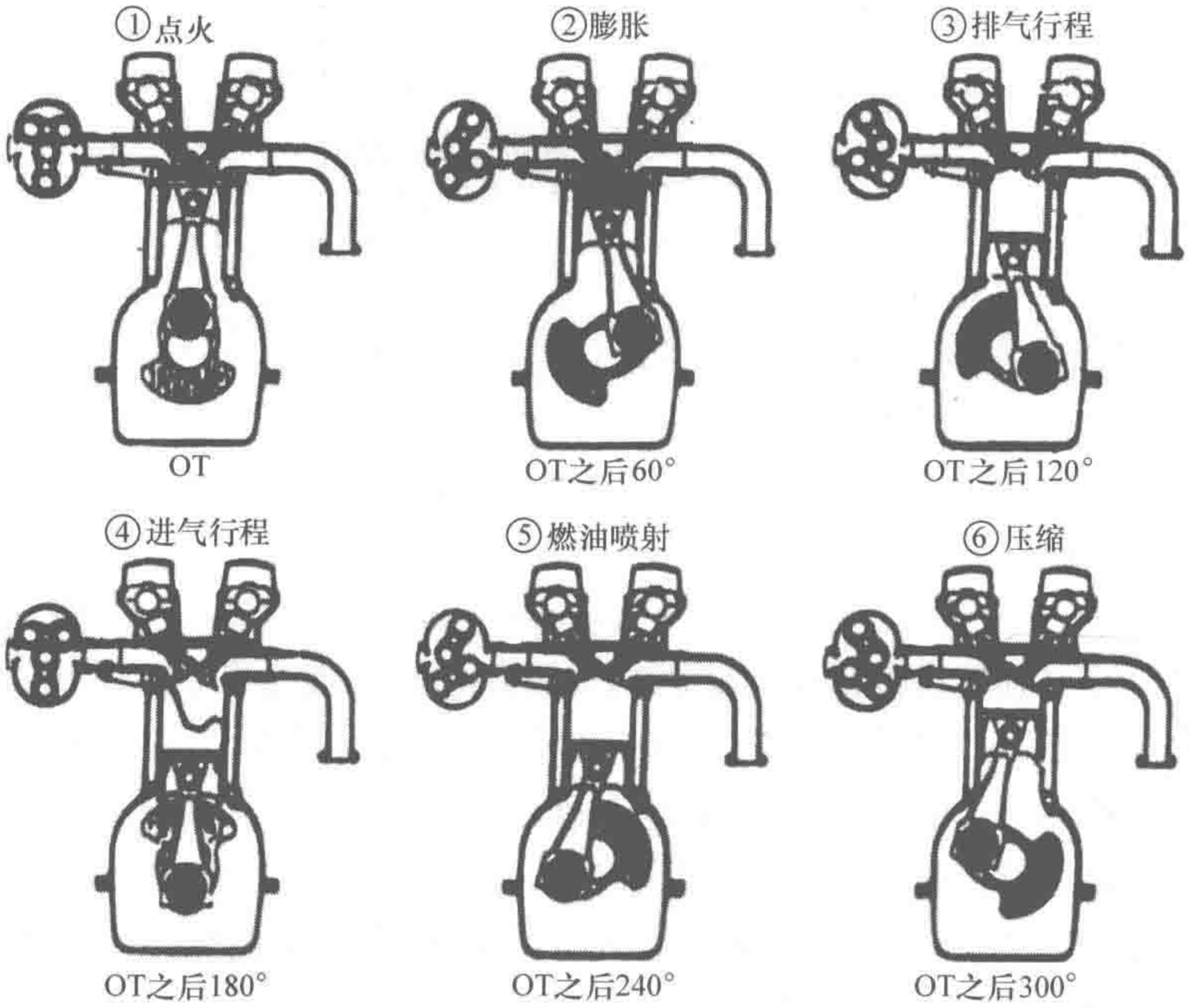
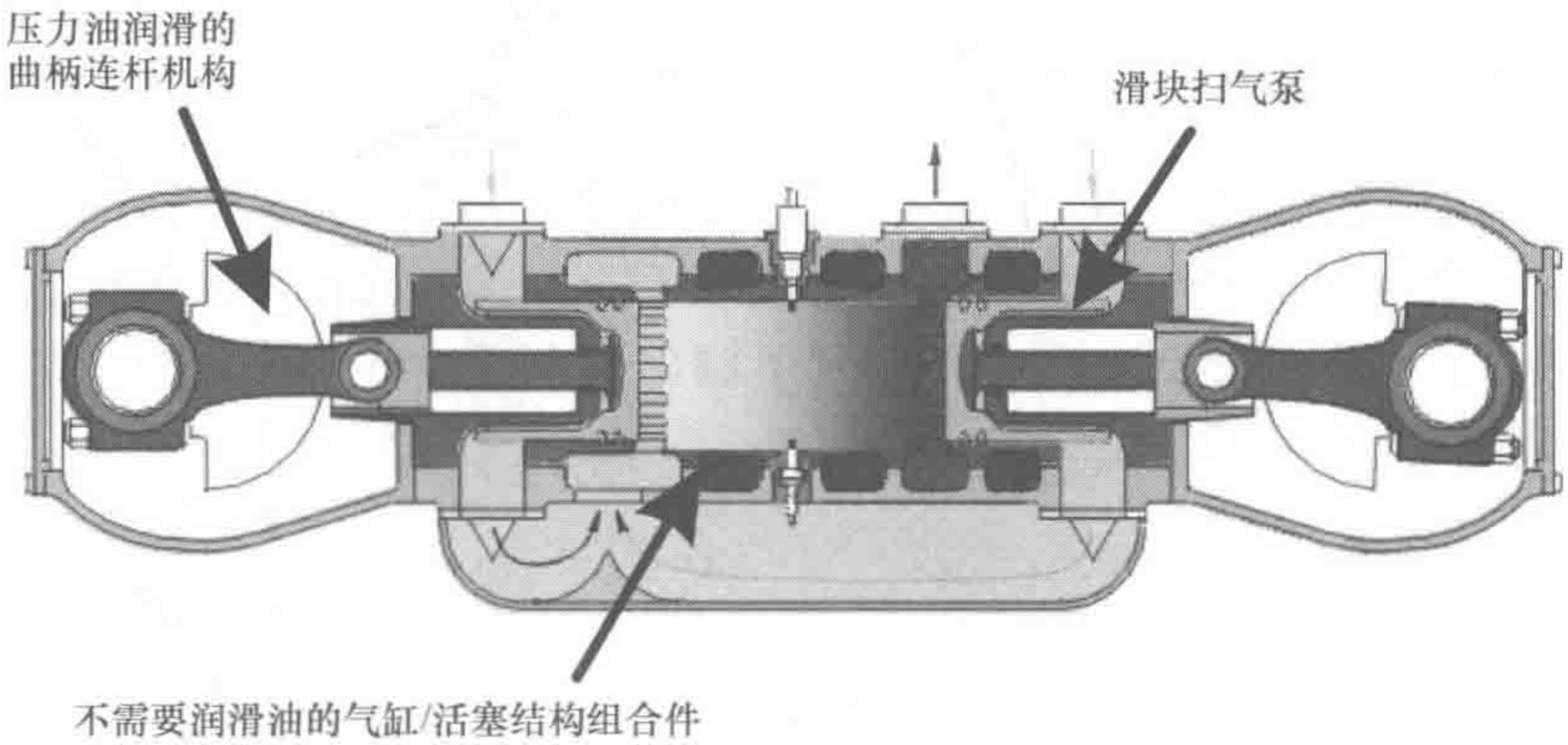


图 99　图 98 中二冲程发动机工作过程的各个阶段（OT 表示上止点）

所示。

以上介绍的各种技术方案是否可用于轿车的直接驱动结构中，仅基于技术上



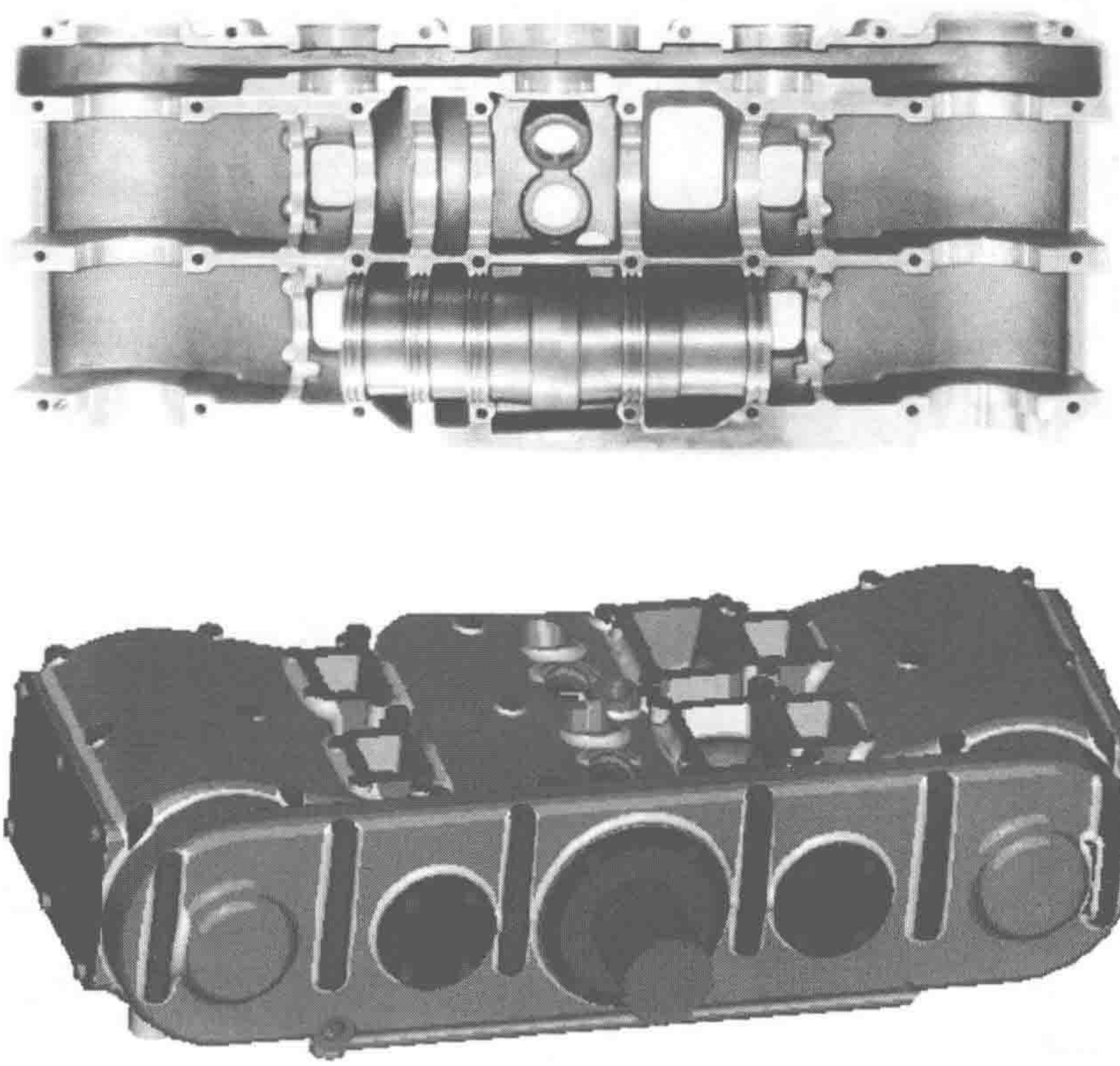


图100　Golle－对置活塞发动机，2缸，排量1000cm³

的论证是无法给出预测的。但是，二冲程发动机用于混合驱动结构（如作为恒定工况运行的发电机），因其相当高的排量比功率则比四冲程发动机具有明显的优势，值得推荐。

2.3.2 汪克尔发动机

汪克尔发动机在半个世纪之前曾在汽车行业掀起了一场应用高潮，如 NSU 公司 1967 年生产的中级轿车 Ro 80 就装配了一台双列式旋转活塞发动机（2 × 497cm^{3}排量），其额定转速 5500r/min 下输出功率为 115PS（1PS = 0.735kW）。这台发动机见图 101（见彩插）。

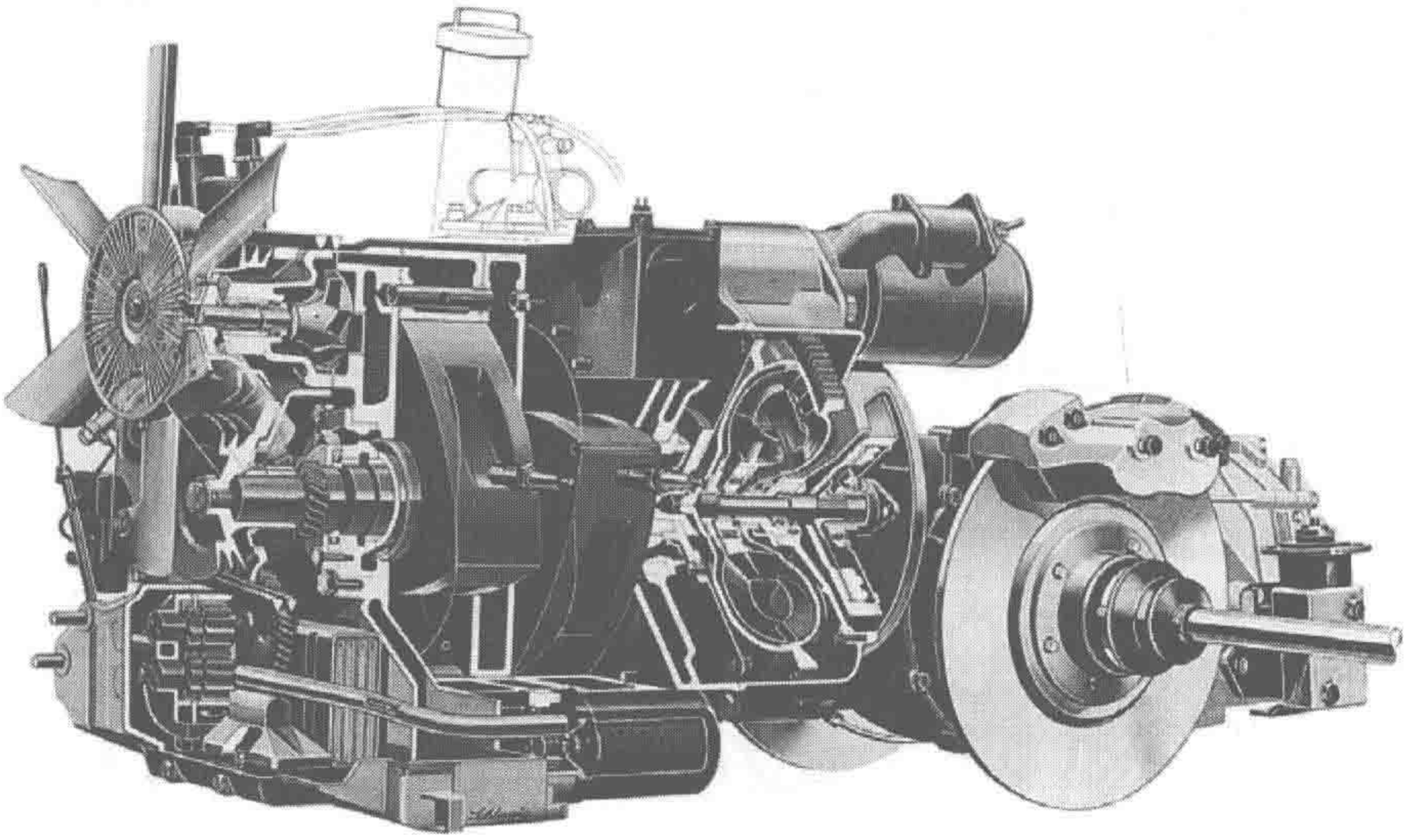


图 101　1967 年 NSU Ro 80 型轿车所用汪克尔发动机（双列式旋转活塞发动机）

几年以后，针对类似结构的、用于汽车和摩托车的发动机的研发停滞了下来。唯一将汪克尔发动机应用于轿车领域的汽车公司是 Mazda，该公司坚持不懈研发，其最新款的 RX – Variante 车型还配置了汪克尔发动机。图 102（见彩插）给出了汪克尔发动机的工作原理。

偏心转动的活塞通过其形状，同时结合缸室内部轮廓，可以将缸室分成三个隔离的空间，其位置和空间大小随活塞转动而变化。通过这种方式，原理上可以同时实现三种不同的状态变化，从而使发动机具有紧凑的结构。新鲜充气首先经进气阀或开口进入第一个空间，然后因空间体积随活塞转动变小而被压缩。当活塞处于这样一个位置，即新鲜充气所在空间体积最小或者说压力最大时，该空间内配置 1 ~ 2 个火花塞；混合气就在这个空间区域发生燃烧反应。活塞继续转动，随着空间体积增大，燃烧后的混合气进入卸载阶段（排气阶段）。在此区域有一个用于排出废气的排气开口或排气管道。当活塞又处于进气开口位置时，发动机开始进入一个新的工作循环。

换气的一个改善措施是，将进气、排气开口布置在缸体侧边，而不是布置在

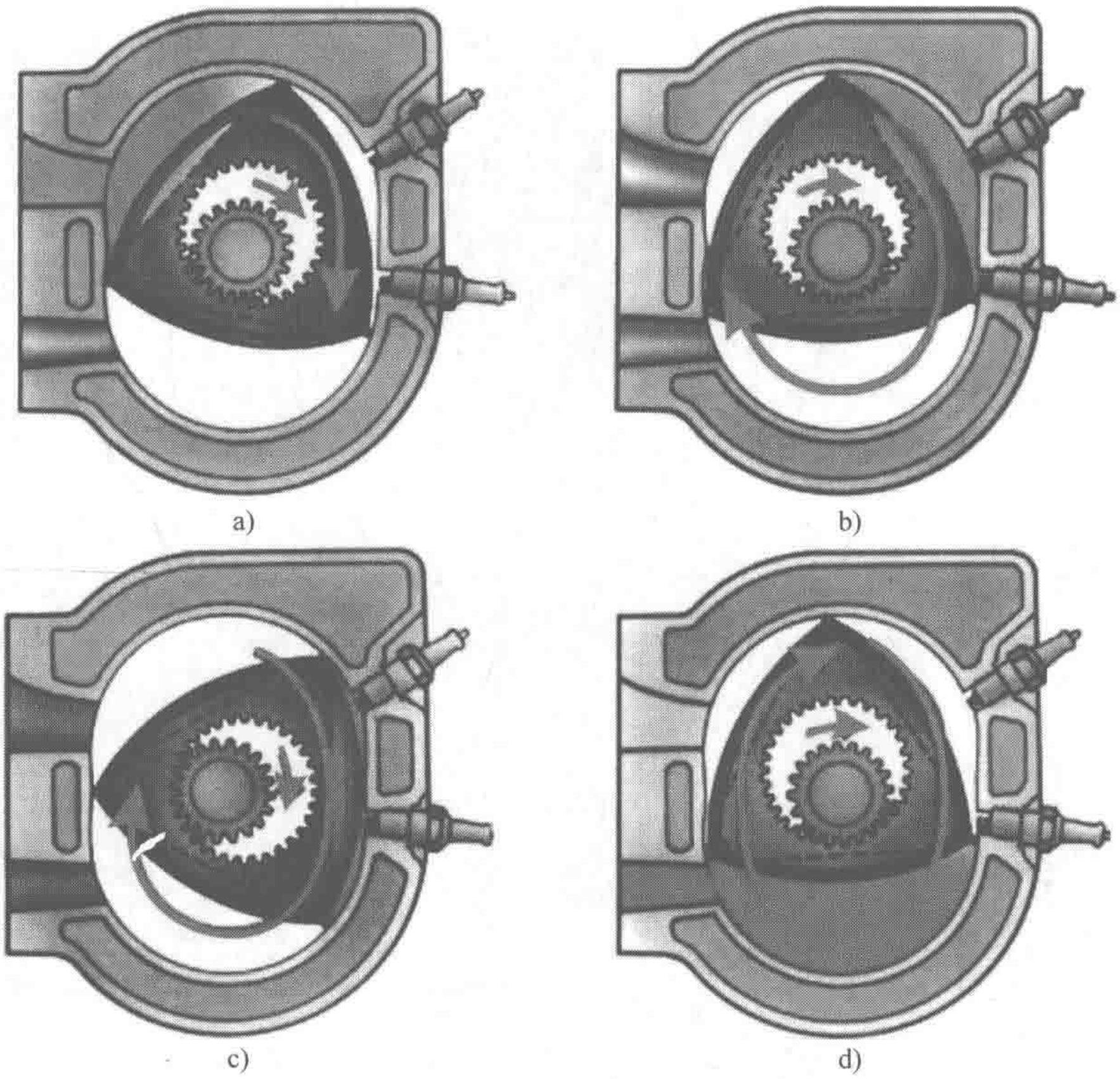


图 102　汪克尔发动机工作过程

a）进气　b）压缩　c）燃烧　d）卸载和排气

缸体周边，如图 103 所示的 Mazda RX8 型轿车配置的发动机 16X RENESIS。这样的布置变化由于管道设计和开口形状的自由度，不仅具有流体力学上的优势，同时避免了转动活塞密封单元与开口之间的接触（如二冲程发动机活塞环与开口之间的接触）。除了因同时发生状态变化带来的结构紧凑优势之外，纯转动（即转动时没有如四冲程发动机和二冲程发动机活塞运动一样的传动机构）也是一个明显的结构优势，有益于质量平衡、轴承配置、转速范围和转动惯量等，换气时的优势尤甚。长期以来汪克尔发动机结构的关键难点是，气室之间的密封和旋转活塞产生的气室构形，这在一定程度上影响了汪克尔发动机的进一步发展。这个问题现在似乎已经得到了很大程度的解决。

但是，结构上的这些明显优势无法弥补其功能上的一些劣势，这影响了汪克尔发动机的发展潜力。如图 102 和图 103 所示，其换气过程如同二冲程发动机一样是通过进、排气口实现的。因为其进、排气口的位置和角度是固定的，所以 2.2 节中介绍的各种可变节气门调节方法的优势不能实现，从而也不能优化匹配与负荷/转速组合工况适应的换气过程。另外一个缺点是，燃烧室的构形和变化

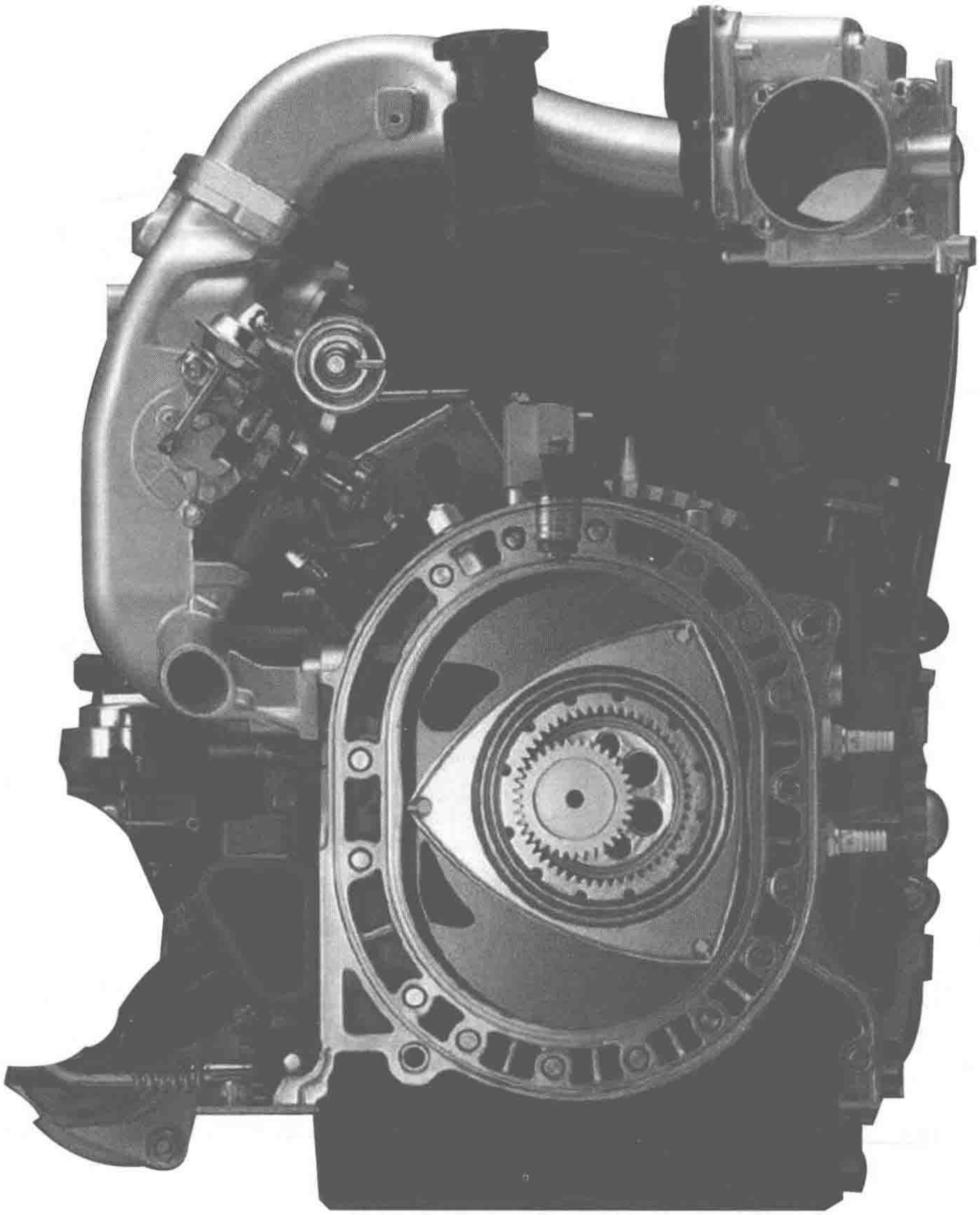


图 103　进、排气开口缸体侧边布置的汪克尔发动机（来源：Mazda）

方式既不能构成利于燃烧的混合气湍流，也不容许采用具有诸多优点的燃料直喷技术。因空间结构的缘故，其燃烧室的内壁面积/体积之比相对较大，从而可能导致在冷气室内壁处的不完全燃烧。与活塞式发动机相比，如 2.2 节所述，这种功能上的缺陷使得汪克尔发动机没有进一步发展的潜力。与汪克尔发动机相关的最敏感的问题是减少有害气体排放。正如二冲程发动机的情况一样，汪克尔发动机作为发电机应用于混合动力结构，却是有利于减少有害气体排放的一个解决方案：在固定工况下汪克尔发动机的换气和燃烧都还有进一步优化的潜力。马自达

在2010年展示了汪克尔发动机类似的结构。该发动机（RX8，图103）运行在一个固定工况，其燃料为液氢。氢气首先被喷入压缩状态下的燃烧室，然后在下一阶段在燃烧室里完全汽化并与已有的空气混合。

2.3.3　流体机械（燃气轮机）

燃气轮机，如同汪克尔发动机一样，与活塞式发动机相比具有纯旋转运动结构上的优势，而且它还没有汪克尔旋转活塞的偏心率。除此之外，燃气轮机还有一个特有的功能优势：所有状态变化（压缩、燃烧、卸载和换气）同时发生，这与汪克尔发动机一样。但是，每一种状态变化都发生在针对其开发和优化的、特有的功能模块：压缩发生在增压器，燃烧在燃烧室，卸载在涡轮，换气在吸气扩压器和废气喷嘴。这些功能模块都有各自的、与其功能相关的发展潜力。

与此相反，活塞式发动机的活塞/气缸单元其功能是，先作为增压器，然后作为燃烧室，再作为卸载模块，最后作为换气装置，这些功能之间的适配已经预先设定好了。

流体机械应用的最基本功能是基于理想焦耳循环的。在图104和图105中阐述了这种循环在流体机械中的实现，即采用轴向增压器和涡轮（见图104）和采用径向增压器和涡轮（见图105）这两种途径。轴向增压器/涡轮模块通常应用于飞机发动机结构（喷气动力装置），而径向增压器/涡轮模块通过增加一个燃烧室，作为涡轮增压器已广泛应用于活塞式发动机，有望在汽车领域得到更有效的应用。两种实现形式的基本原理是类似的。

采用轴向增压的压缩过程（图104）通常由多个压缩环节实现，具体结构由转子和定子组成。对增压器施以外罩隔离措施，压缩过程首先可视为等熵过程（与焦耳循环对应的过程）。因空气和燃料质量流是连续的，所以燃烧过程是等压的。与活塞式发动机燃烧室发生的过程相比，这种方式的混合气形成和燃烧过程具有很明显的优势，而且还可以进一步得到优化：由于系统运行期间流体通量的连续性，喷嘴始终是打开的，无须受控的闭合针阀运动；通过切向进气并组合螺旋形管壁和流体通量截面渐窄结构的作用，大多数情况下既可以很好地实现燃料雾化，同时也能形成受控的环流。由于燃烧室的几何形状几乎没有限制，燃料喷束的射入深度和传播范围角在此作用不大。通过这样的方式，燃料与燃烧室内空气的接触面可以被优化。大多数情况下，增压器导入的空气支流从外侧进入燃烧室的圆柱形外壳罩并将燃烧室包裹起来。一方面，这可以缓和燃烧室的热负荷，减少侧边的热损耗；另一方面，燃烧室区域内的火焰温度可能达到离解极限，这会造成氮氧化物排放上升，一部分空气支流借助于燃烧室外壳罩设置的钻孔可以局部降低危险区域的温度。

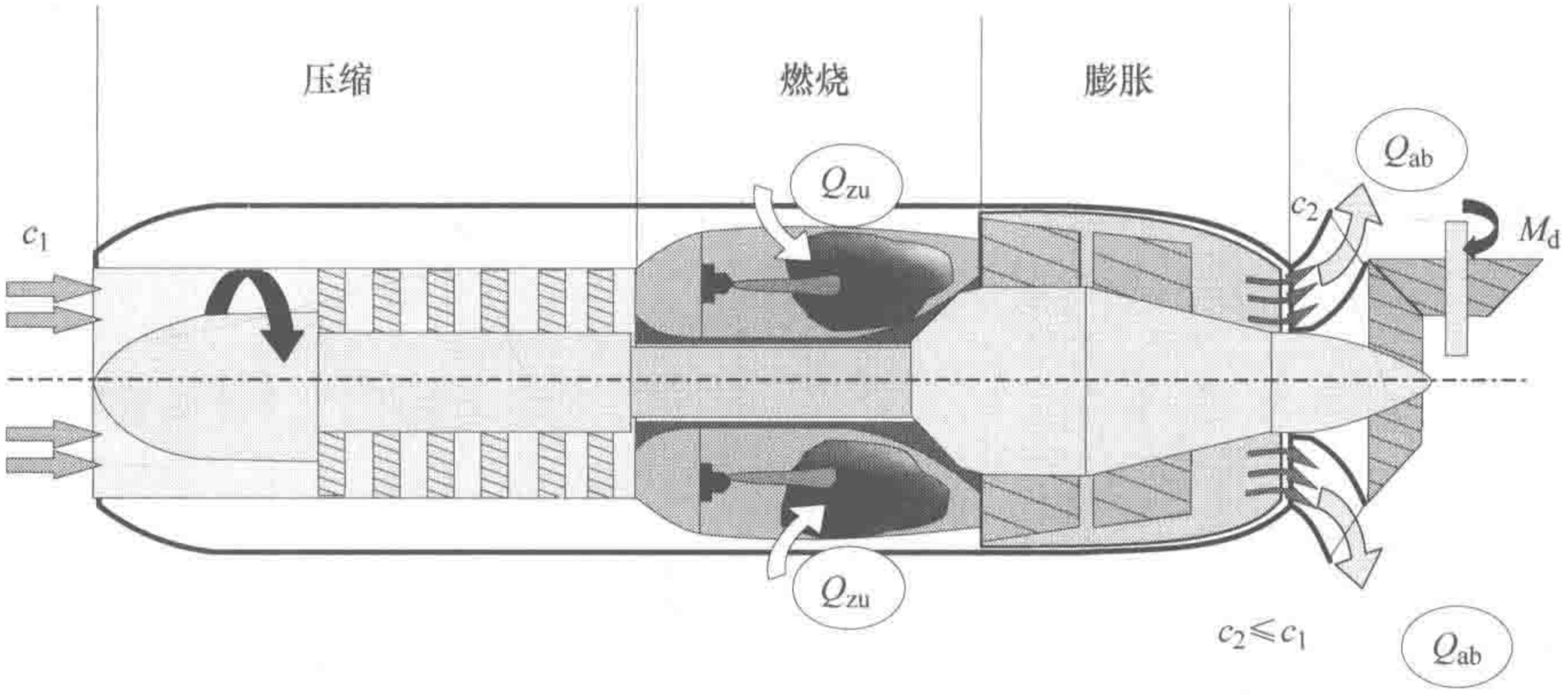


图 104　采用轴向增压器/涡轮单元的流体机械（燃气轮机）示意图

卸载发生在一个通常为多级的涡轮：涡轮的第一级用于保证压缩功，压缩功通过轴向波传递；涡轮的第二级将工作介质中剩余的焓转化为有用功，这个转化过程对应于焦耳循环的循环过程功。这个有用功可以借助传动机构直接驱动汽车，或者在发电机中用于发电。

废气通过这样的方式被减压至大气环境压力，但是，其温度根据焦耳循环仍然高于大气环境温度。较高温度下的废气排放与大气环境温度下的新鲜空气进气的差别在理想循环过程中被认为是等压条件下工作介质的热量损耗（热排出）。

图 105 的流体机械其工作原理同上，也是基于理想焦耳循环。差别仅在于，该流体机械采用径向的增压器或涡轮取代了轴向的。两种形式都基于相同的能量转换原理和相似的转换模式。

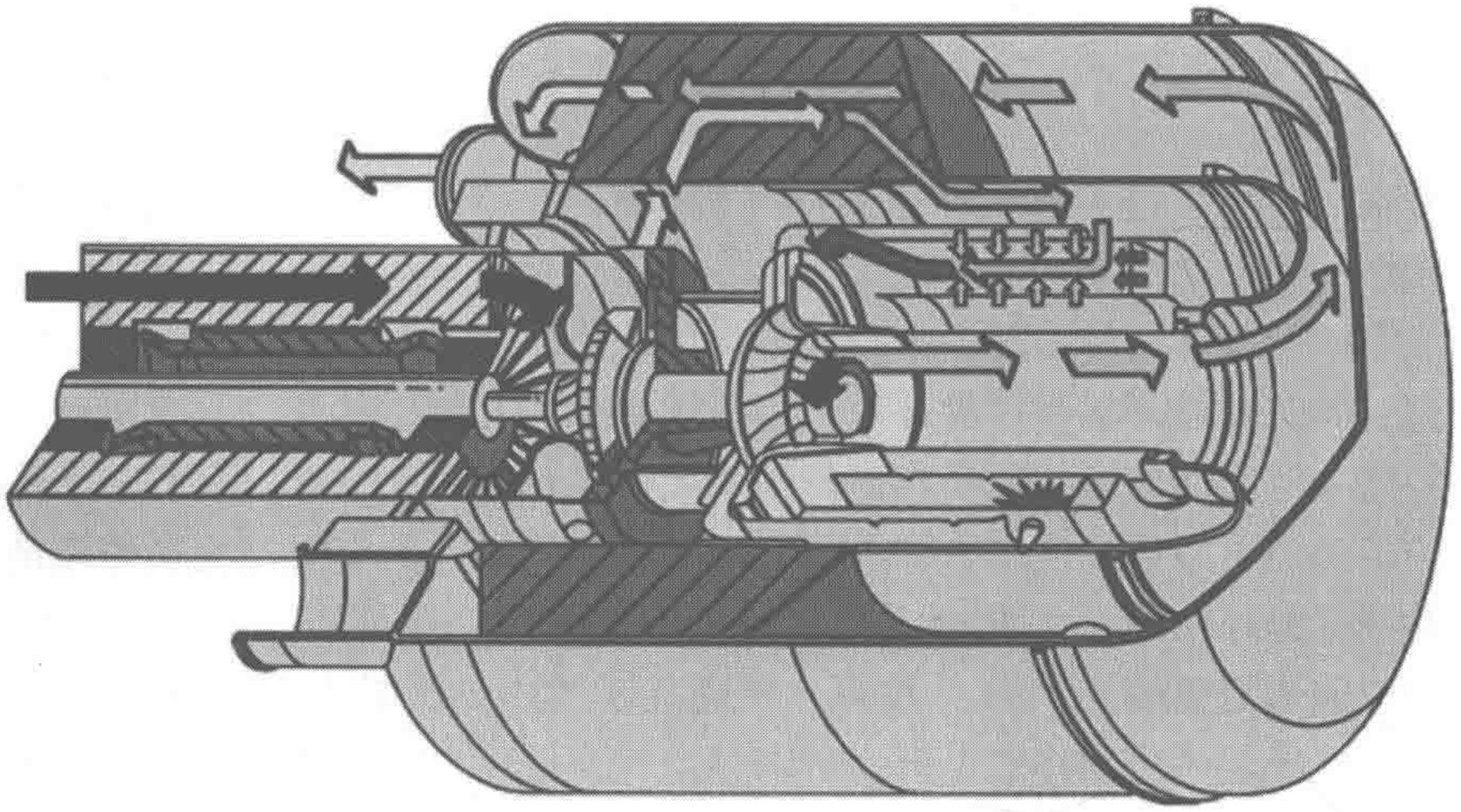


图 105　采用径向增压器/涡轮单元的流体机械（燃气轮机）示意图

对应于开放系统，其能量守恒表达式（热力学第一定律）为：

$$q_{12} - w_{12} = h_2^* - h_1^* \tag{2.21}$$

式中，q_{12}为比热（kJ/kg）；w_{12}为比功（kJ/kg）；h^*为比静态焓（kJ/kg）。在没有热量交换（等熵）的增压情况下 $q_{12}=0$。空气通过增压器得到的焓升是需要做功的，所以，当 $w_{12}<0$ 时有 $h_2^* > h_1^*$。

根据静态焓的表达式

$$h^* = u + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \tag{2.22}$$

两种增压器形式的功能可阐述如下：焓增（h^*）首先发生在转子环节（转子级），比动能（$\frac{c^2}{2}$）增加。静态焓在后续的定子级基本保持不变，此处不发生热交换或做功。借助于定子的流体通道截面形式，即在亚音速时截面扩大，通过转子获得的能量（$\frac{c^2}{2}$）传递为能量项$\frac{p}{\rho}$。

– 轴向增压器方案中，根据压缩机叶片形式压缩机叶片间相对流速（w）方向的变化可以导致速度（c）的增加。考虑压缩机转子旋转速度，可以得到如下速度矢量等式：

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

矢量 $\vec{w}$ 方向的改变影响其投影值，从而影响矢量 $\vec{c}$ 的值，如图106（见彩插）所示。在轴向增压器的每个由转子和定子构成的增压环节（级），工作介质压力会有增加，升压比$\frac{p_{输出}}{p_{输入}}$介于1.15和1.35之间。通过串联添加更多的增压环节可以获得期望的总升压比。

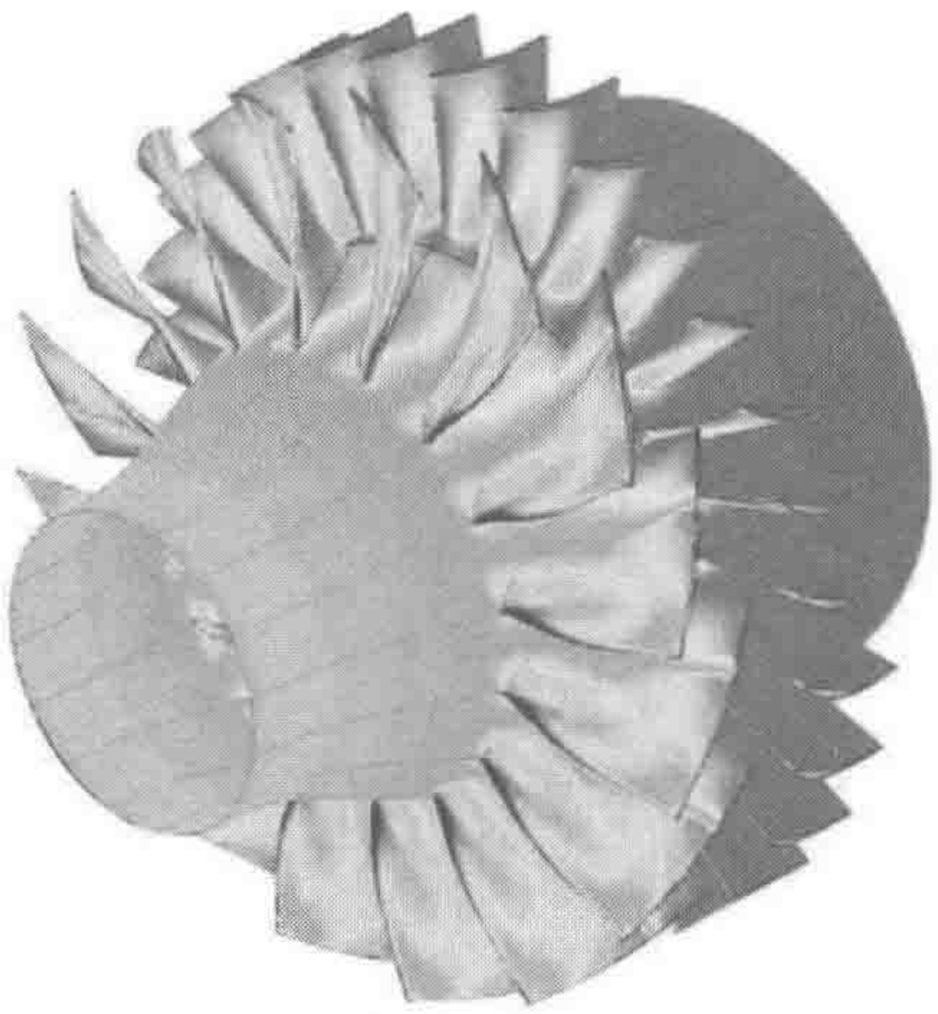
– 径向增压器方案中，流体径向偏转在转子中产生离心力，满足如下基本关系式：

$$\mathrm{d}F = \mathrm{d}m \cdot r \cdot \omega^2,\ \mathrm{d}m = \rho \cdot \mathrm{d}A \cdot \mathrm{d}r,\ c = r\omega$$

式中，F为离心力（N）；m为质量（kg）；r为半径（m）；ω为角速度（r/s）；A为流体通量截面积（m^2）；c为速度（m/s）。通过由此获得的旋转速度，在转子中的静态焓相应增加；在定子中如同径向增压器以类似方式实现（$\frac{c^2}{2}$）至$\frac{p}{\rho}$的能量转换。与轴向增压器相比，径向增压器的转子–定子环节（级）实现的升压比$\frac{p_{输出}}{p_{输入}}$更高些，其值通常介于4.5和4.8之间。这种方案也能通过串联添加更多的增压环节提高总升压比。

在本书框架下的内容涉及的是流体机械在车用动力系统中基本的可应用性，即作为直接驱动或者用于发电机的可应用性，所以有关轴向、径向增压器和涡轮

的定、转子叶片型面计算在这里不做进一步的展开叙述。但是，速度矢量之间的基本关系对这类流体机械的应用形式具有重要的影响，因此，下文以轴向增压器转子级为例描述相应的速度矢量关系。图 106（见彩插）借助于相对速度 $\vec{w}$ 描述了转子级中两个叶片间流体的流动过程。叶片形式可以改变相对速度的方向：对应于某一转子旋转速度 $\vec{u}$ 下如果导叶片和转子叶片之间呈某一合适角度时，速度 $\vec{u}$ 的 $\vec{c}_1$ 组合（矢量和）正好在转子叶片中线方向形成流体流动的一个相对速度 $\vec{w}$。通过相对速度的偏转 $\vec{w}_1 \rightarrow \vec{w}_2$，转子旋转速度 $\vec{u}$ 与其的角度发生改变，由此导致在叶片出口处绝对速度幅值增大，即 $\vec{c}_1 \rightarrow \vec{c}_2$。



涡轮导叶片

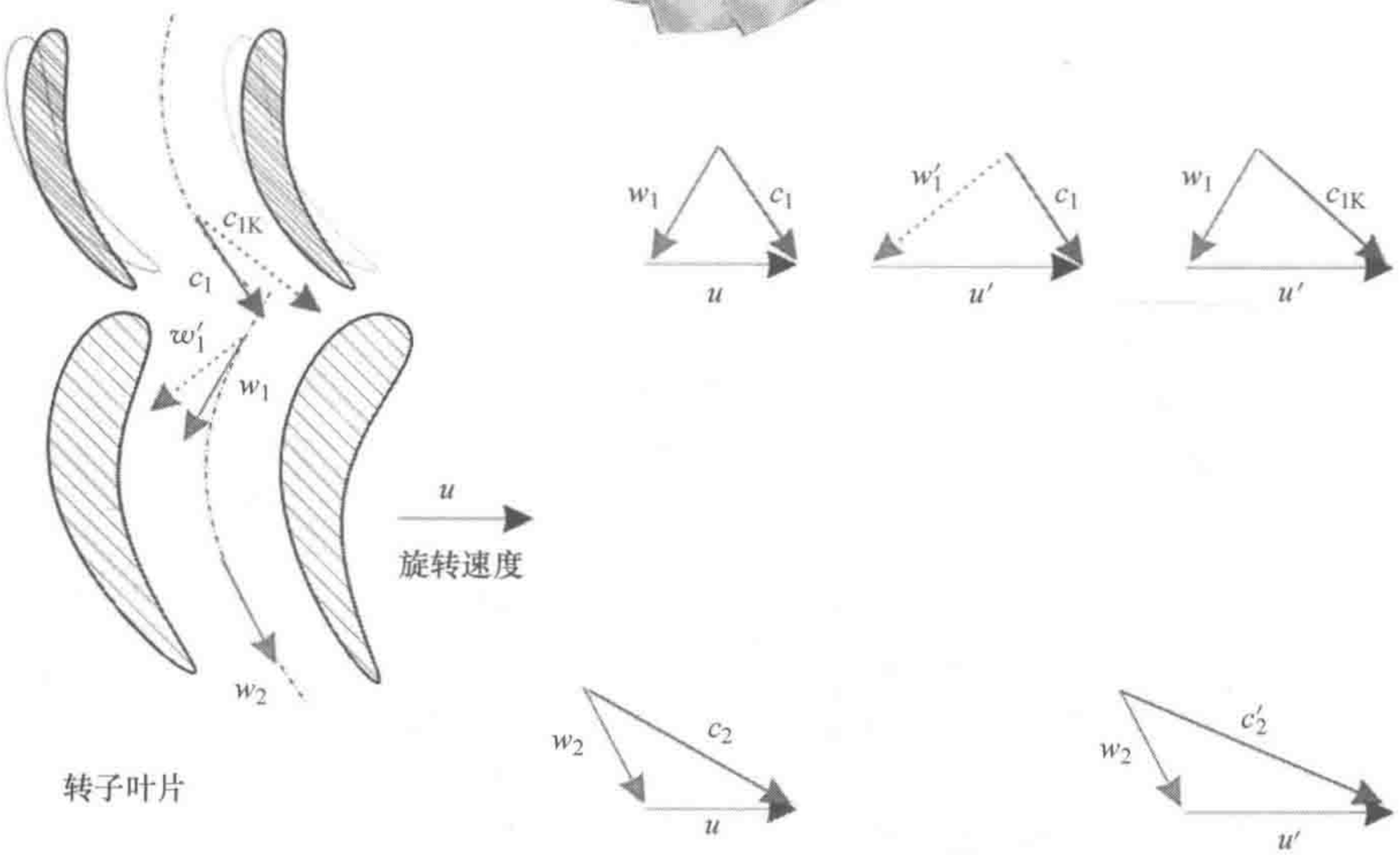


图 106　轴向增压器导叶片和转子叶片间的速度矢量和通过导叶片位置实现的可变旋转速度 u 补偿可能性

转子转速增加，即 $\vec{u}' > \vec{u}$，会使相对速度 $\vec{w}_1$ 变化至 $\vec{w}'_1$，从而偏离转子叶片中线方向。流体流动因此撞击叶片表面，导致来回的压力波，这会对流体机械的功能产生不利影响。作为措施之一，可以通过调节导叶片角弥补这个缺陷，即修正转子入口处的绝对速度：$\vec{c}_1 \rightarrow \vec{c}_{1K}$。通过这样的补偿措施，即使转子旋转速度增大至 $\vec{u}'$，相对速度也能被修正回初始的 $\vec{w}_1$，然后沿转子叶片中线方向得到和之前一样的 $\vec{w}_2$。与之相关的问题是，由矢量平衡式 $\vec{w}_2 + \vec{u}' = \vec{c}'_2$ 可导出 $\vec{c}'_2 > \vec{c}_2$。这意味着，对应的绝对速度 $\vec{c}'_2$ 的导入角应该在后接的定子级通过导叶片角度变化重新修正，如此的复杂程度和成本会有些得不偿失。在旋转式压缩机和旋转式涡轮机中，三个速度矢量之间也具有类似的相互作用关系。也就是说，在增压器和涡轮中即使第一级导叶片角是可调的，流体机械的效率很大程度上取决于转速。

和压缩机相比，轴向、径向涡轮中发生的能量转换过程正好相反。在定子中过程是等熵的，静态焓保持总量不变。

$$h^* = u + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \tag{2.22}$$

叶片间流通截面变化导致焓的比例变化，即实现 $\frac{p}{\rho}$ 至（$\frac{c^2}{2}$）的能量转换。就像压缩机的情况一样，但是以相反的能量转换过程，涡轮通过提高速度实现降低转子载荷的目的。

通过降低转子绝对速度，可以得到如下结果：

$$h_2^* > h_1^*$$

这符合在 $q_{12} = 0$（等熵）且 $w_{12} < 0$ 条件下的能量守恒方程式 $q_{12} - w_{12} = h_2^* - h_1^*$。

通过额外的转子叶片间截面变化，也可以降低压力，这使速度变化增大。转子间具有恒定压力的涡轮常称为恒压涡轮，转子间降压的涡轮则称为反作用式涡轮。

涡轮中绝对速度、相对速度和旋转速度之间的相互关系理论上和压缩机的一样，也有类似的补偿（修正）需要。

由于燃气轮机需要实现特定的流体形状用于匹配转速的变化，同时需要相应的技术复杂程度和成本以实现相对高的转速，所以与活塞式发动机相比，燃气轮机作为车辆动力系统之用目前仍然明显更为昂贵。

在混合动力系统中燃气轮机作为发电机用于输出恒定电功率，同时辅之以功能简化，可以相对快速改变燃气轮机的车辆应用现状。通用汽车公司早在1993年就开发了一种用于混合动力系统的40kW燃气轮机（见图107）。

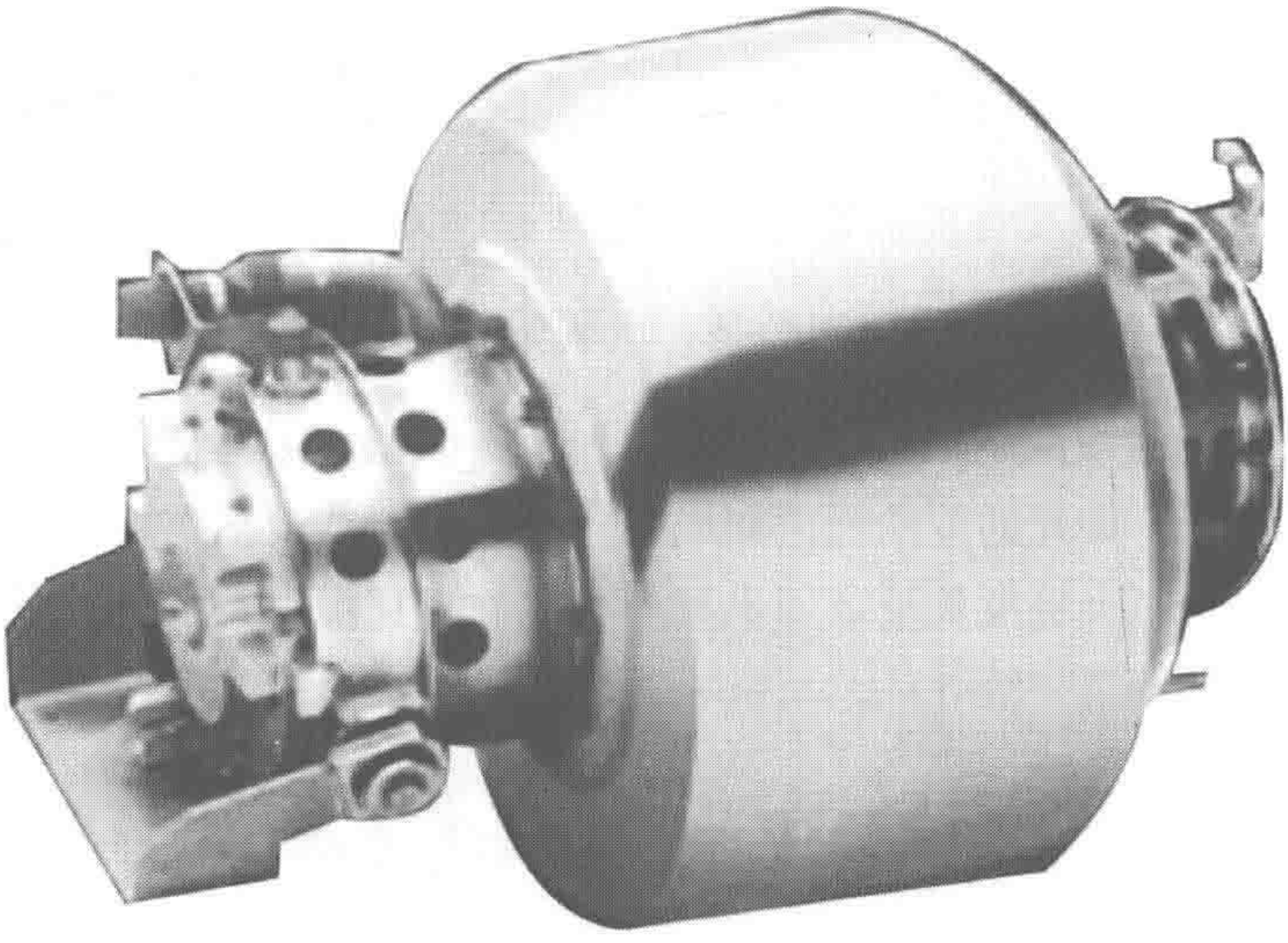


图107　配置电驱动的混合动力系统中用于发电的燃气轮机

图108展示了一种能提供较大功率的配置燃气轮机的类似结构，用于一辆混合动力大客车。图109给出了在混合动力系统中作为发电机的燃气轮机的另一种应用形式，其技术复杂程度和成本相对低些。

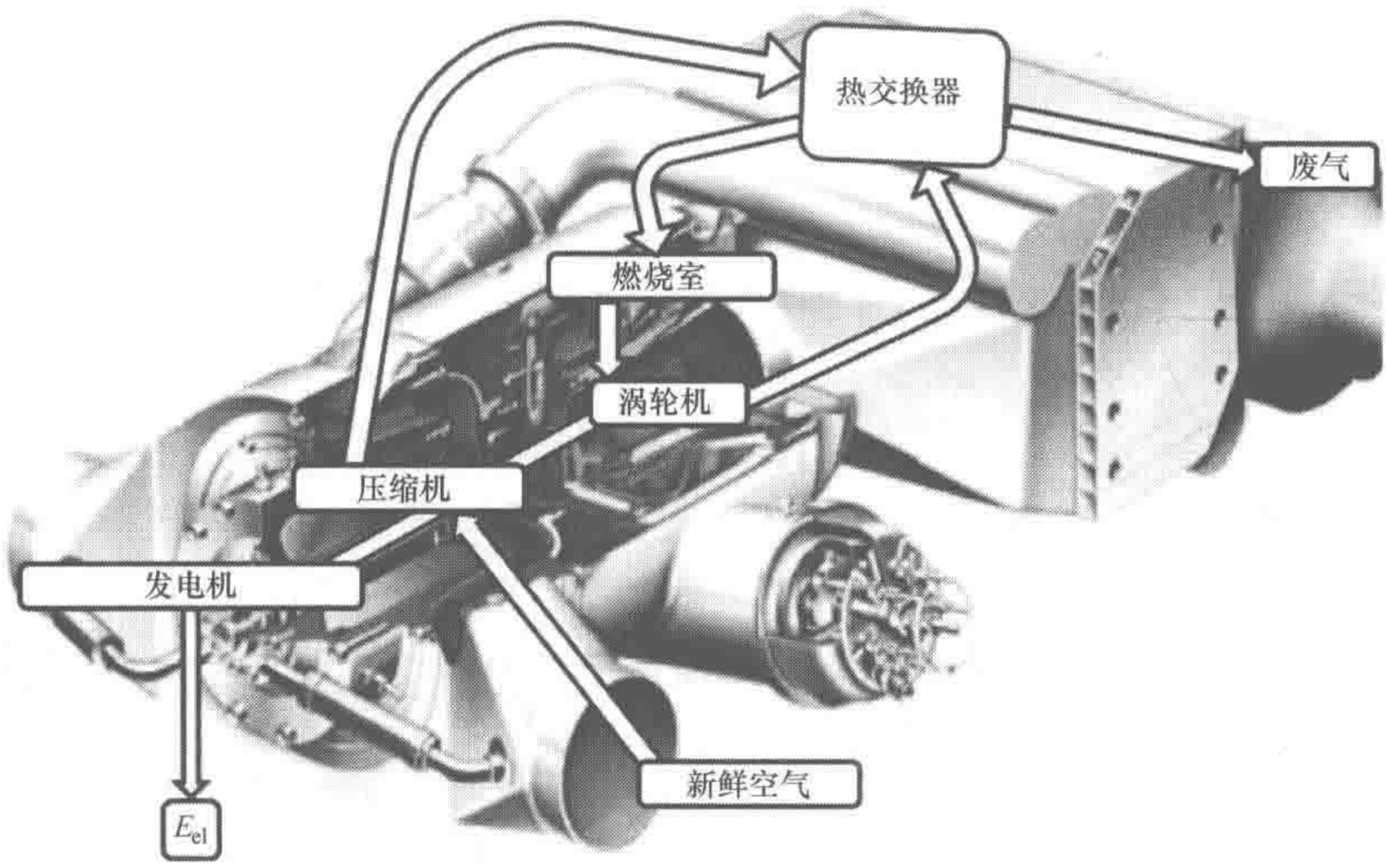
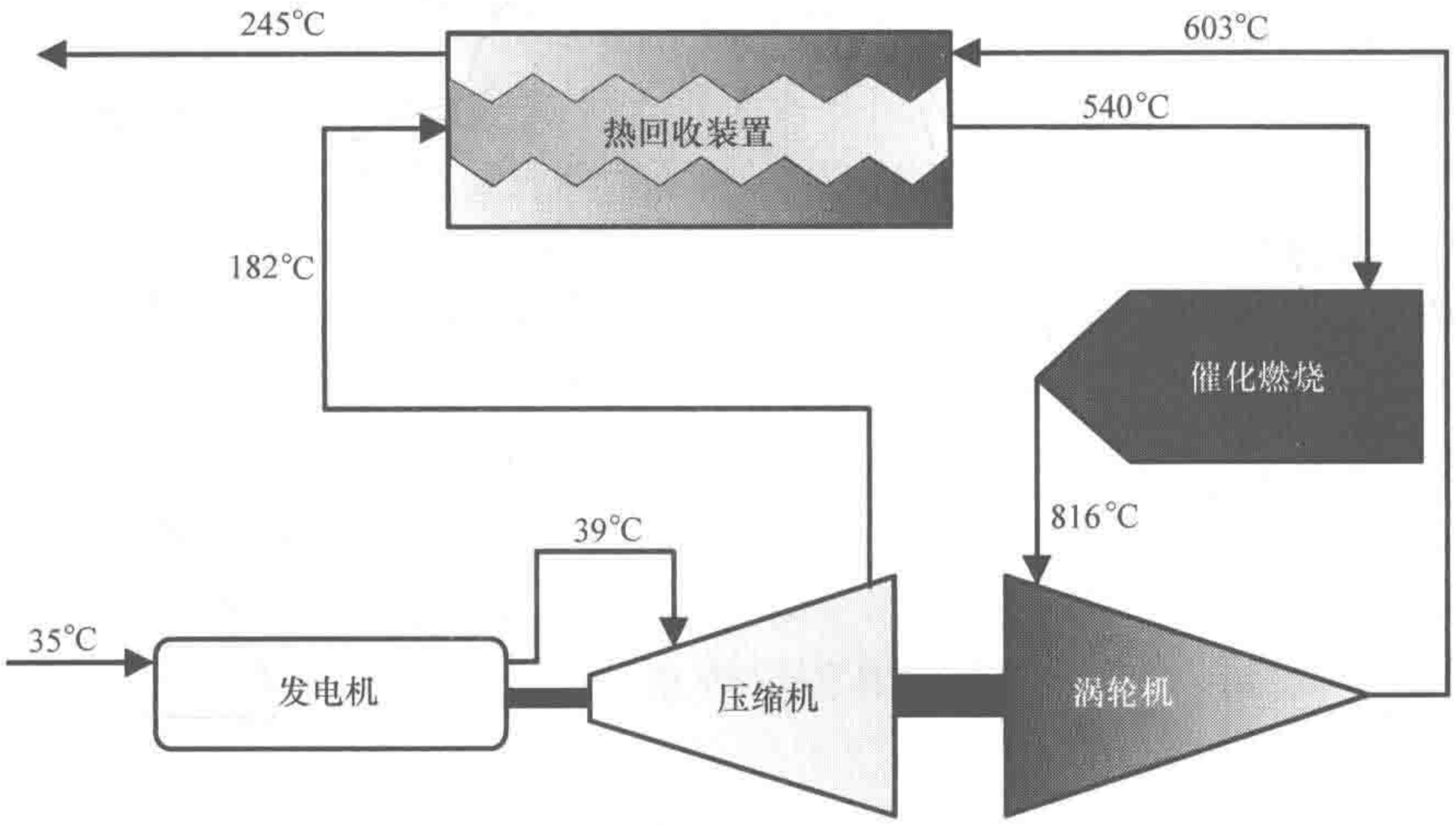


图108　配置电驱动的混合动力系统中用于发电的燃气轮机



功率：24kW 转速：96000r/min 压缩比：3:1	燃料： - 天然气，丙烷，丁烷 - 汽油，甲醇，乙醇
效率：- 压缩机：79.6% - 涡轮机：85.0% - 发电机：96.0% - 回收装置：85.0%	尺寸和重量： - 长度：91cm - 直径：41cm - 重量：41kg

图 109　NoMac 燃气轮机的作用原理

空气经压缩后（压缩比 3:1）其温度从 39℃上升至 182℃。然后空气以等压供热方式进入热量回收器，其温度从 182℃升高至 540℃；这部分空气再以等压供热进入一个低温燃烧室通过催化燃烧，其温度升高至 816℃。在这一温度下涡轮的热效率尽管不是特别高，但是技术实现简单且几乎没有 NO_x 排放。涡轮排出的废气其温度降至 603℃，其热量通过热量回收器给新鲜空气在到达燃烧室之前进行第一阶段的等压供热。废气以相当低的温度 245℃被排出燃气轮机。按此作用原理，这台燃气轮机在转速 9600r/min 下的功率为 24kW，并且可以使用多种燃料（如天然气、丙烷、汽油或甲醇）。因其结构紧凑，重量仅为 41kg，这种燃气轮机设计在未来的混合动力中具有很好的应用前景。

2.3.4　斯特林发动机

斯特林循环由两个等容和两个等温状态变化组成，吸热和排热分别发生在两对相邻的等容/等温步骤，其特征是，吸热（或供热）来自外部热源而不是通过内部燃烧获取。因此，工质可以保持化学成分不变并可工作在一个封闭系统（即不发生换气）。热源可以通过固定的外部燃烧产生，这一点使得斯特林发动

机在燃烧室构形、过程效率和燃料种类等方面具有与燃气轮机相似的优点。在1960至1970年间，通用汽车公司开发了用于公交车直接驱动的斯特林发动机，随后福特公司开发了一些功率125kW车用斯特林发动机的样机[13]。其所用工质为氢气，当加热器温度（热源）为750℃和冷却器（冷源）温度为64℃时，在转速4000r/min下上述车用斯特林发动机对应的最大功率为127kW，效率为38%。

Philips和DAF这两家公司在1971至1976年间开发和测试了命名为SB 200的DAF公交样车，其驱动系统由一台Philips 4－235型斯特林发动机和自动变速器构成。MAN公司开发的MWM 4－658型公交车也采用了同样的Philips 4－235型斯特林发动机作为驱动装置。其额定转速为1550r/min，在转速2400r/min下的最大功率为147kW。

与直接驱动相关的这个项目并没有继续进行下去。与内部燃烧提供热源的方式相比较，通过热交换从外部提供热源的方式其基本的一个缺点是，热交换面积过大并且热交换过程时间过长，而这就满足不了高转速和大转速变化工况的要求。如果斯特林发动机仅在固定负荷和转速工况下作为发电机运行，那么这个缺点就起不了多大的负面作用。1967年通用公司给Opel公司Kadett车型提供了通用斯特林发动机GPU3，用作该车型串联混合动力系统的发电机。其中，斯特林循环的工质采用氦，达到的功率在7kW左右。

斯特林发动机通常有三种不同的构造方式（结构），图110（见彩插）用α、β、γ表示。其中，图中的基本的功能模块是相同的。

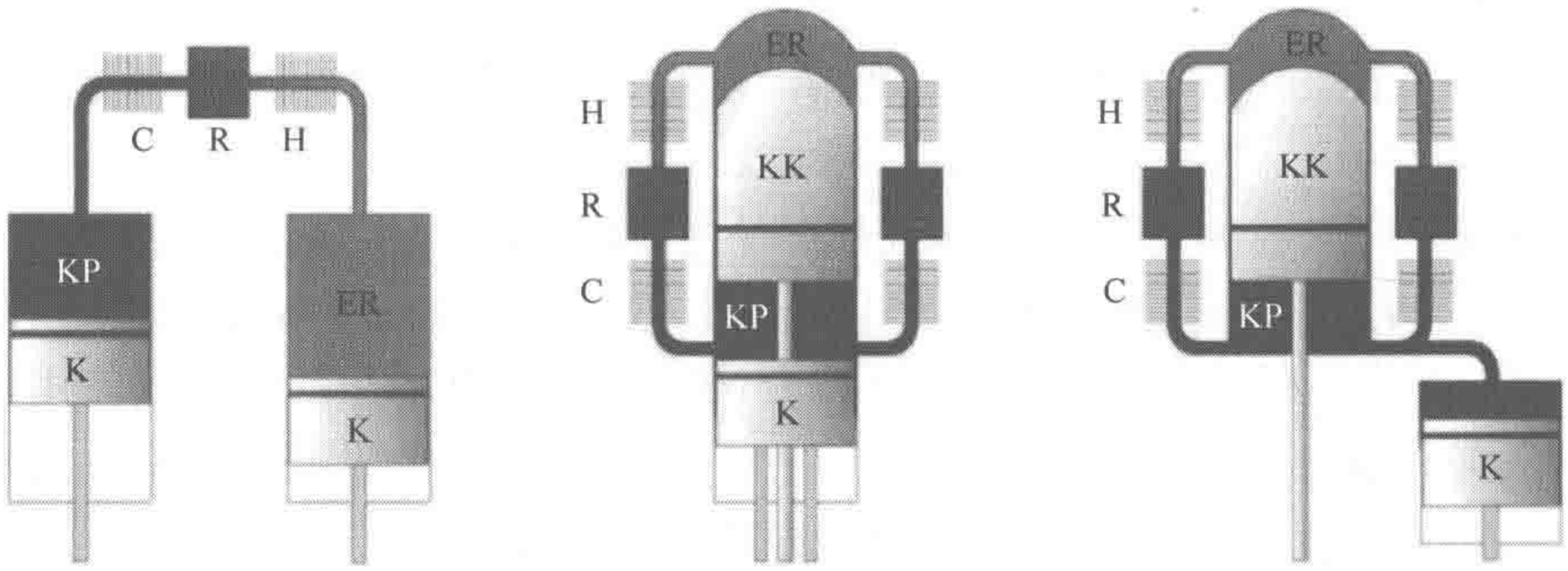


图110　斯蒂林发动机的三种结构

KR模块—压缩室　ER模块—用于热功转换的膨胀室，其功传递至活塞K　H模块—供热模块（热源）
C模块—排热模块（冷源）　R模块—热回收器　K模块—活塞　KK模块—β和γ结构中的同轴活塞

斯特林发动机三种结构虽然不同，但是其循环过程都具有相似的步骤（见图21的理想循环过程）：

- 等温排热压缩（见图21的DA段）：连接冷源C端的压缩室KR处于大体积和连接热源H端的膨胀室ER处于小体积的位置状态时，等温排热压缩开始，即KR的体积开始减小（压缩），同时ER的小体积状态保持不变。

- 等容吸热（见图21的AB段）：在压缩室KR体积继续变小的过程中工质通过热回收器R从冷源C被推送到热源H，与此同时膨胀室ER空间因活塞运动而增大，工质总体积在KR和ER体积一减一增的过程中保持不变。

- 等温吸热膨胀（见图21的BC段）：ER空间增大的同时，在热源端的被加热工质随之膨胀，同时KR体积保持不变。

- 等容排热（见图21的CD段）：热源端降压后的工质经热量回收器R被推至冷源端；这一阶段的活塞运动使ER体积缩小而KR体积增加，但保持工质总体积不变。

三种不同结构（α、β、γ）的斯特林发动机具有各自相应的曲柄连杆装置和与之匹配的活塞导向装置，可以实现以上四个状态变化（或步骤）对应的工质体积比。大多数斯特林发动机其热源温度约800℃，热源和冷源之间的温度差即使只有0.5℃斯特林发动机也能工作[14]！

热源和冷源之间温差在70～80℃这一范围的热势能具有应用潜力，活塞式发动机散热器中冷却液和环境温度之间的平均温差就在这一范围内，可惜这部分能量在传统活塞式发动机中被白白浪费了！例如，一台紧凑的、固定工况下工作的斯特林发动机就可能通过冷却液使2.2节涉及“热传递管理”内容中计算的41.9kW热损失用于车载发电。斯特林过程中必需的两个吸热步骤使传统活塞式发动机的散热器具有更好的水冷却效果。

图111（见彩插）展示了一种量产的、用于热电联供装置的斯特林发动机。组合应用热动力学循环过程中状态变化（步骤）和机械模块，与传统活塞式发动机相比，其实现的技术复杂度和成本往往不会更甚，所以，未来热机发展的一个关键问题是更高效的能量管理。一个很有启发性的循环过程/机械相耦合的创新应用例子见图112（见彩插），这是在一个配有转子活塞和热回收装置的双腔汪克尔发动机（转子发动机）上实现的斯特林过程。

从所有相关的研发中可以推论出这样的总趋势，即百年汽车历史中发动机的设计和结构决定了其内部运行的循环过程，而循环过程的构造（设计）和组合应用在未来将反过来深刻影响汽车驱动机械的构造（设计）。

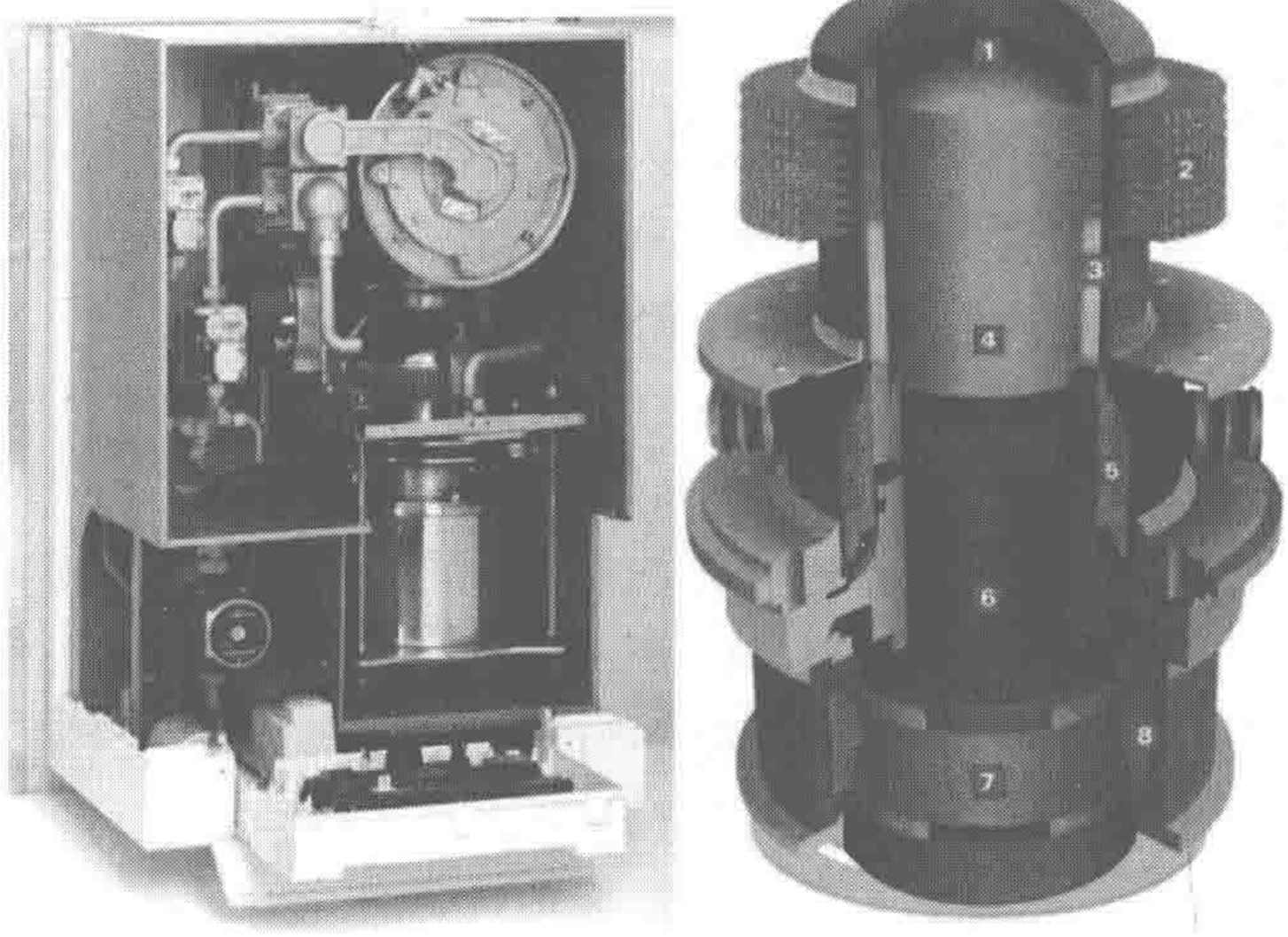


图 111　Viessmann 公司的微热电联供装置（来源：Viessmann 公司）

1—斯特林发动机气缸盖　2—散热片　3—交流换热器

4—柱塞　5—水冷区域　6—工作活塞　7—磁卷带　8—铜线圈

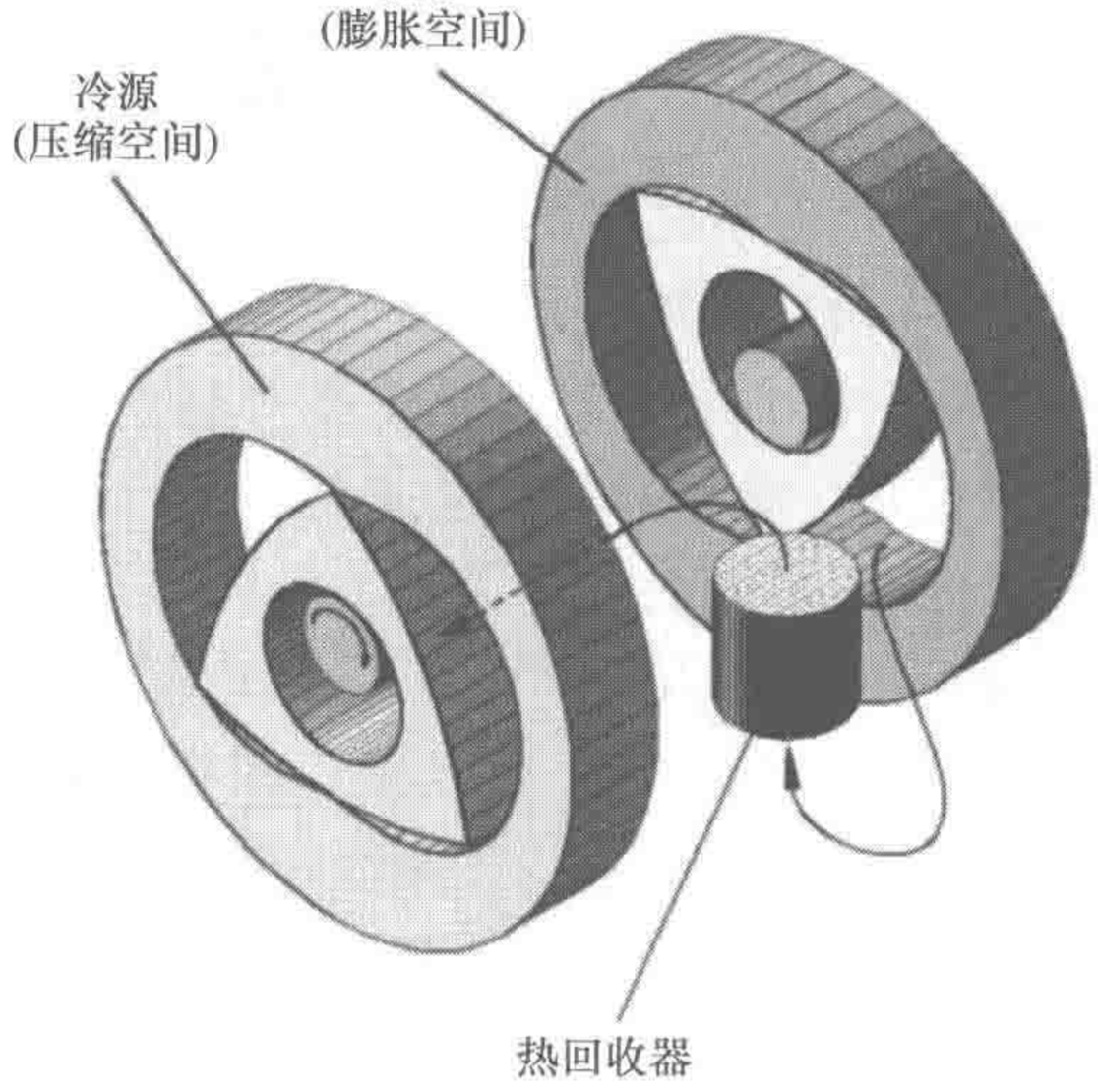


图 112　在一个配有转子活塞和热回收装置的双腔汪克尔发动机（转子发动机）上实现的斯特林过程

第3章　替代燃料

3.1　能量载体（能源）：资源、潜力和特性

目前可供使用的燃料（如 $C_mH_nO_p$ 分子结构的燃料）其化学能大致转化为如下两种形式的能量：

– 在热机中转化为热能，再做功，直接用作车辆驱动或车载发电。通过同样的化学能 – 热 – 做功的转化链，化学能在固定电站中转化为电能，电能可以储存在电池中用于车辆的电驱动。

– 在燃料电池中通过氢分子和氧分子间质子交换转化为电能。通过某一前置的化学反应，车载氢气原理上可以由现有各类燃料制取。

由此可以推断出，同样的能量载体可供车载动力驱动、能量储存器和能量转换器任一组合之用，如 1.3 节图 17 所示。本书对从太阳能或风能至汽车动力的能源直接转化方式不进行深入的介绍。

图 113（见彩插）是最重要的能量载体、车载可储存的经转化的能量形式和转化途径的一览表。图 113 中地球下侧展示的是化石能源，上侧是可再生能源。

只要能量载体（化石能源或可再生能源）分子结构中含有碳，上述的至热能或电能的转化过程都会产生二氧化碳。化石能源与可再生能源的本质区别是，可再生能源产生的二氧化碳可部分循环被吸收，即大气中的二氧化碳被吸收在植物光合循环作用过程中。二氧化碳被吸收的基本化学反应式为：

$$6CO_2 + 6H_2O \xrightarrow{光} C_6H_{12}O_6 + 6O_2 \tag{3.1}$$

光合作用是两个中间反应的复杂耦合过程，其中主要包含两个阶段：

- 在光反应阶段，植物中的叶绿素通过光吸收反应被激发，产生三磷酸腺苷（ATP）和三磷酸吡啶核苷酸（TPN），在这个阶段水被分解并释放光合作用所需要的氢。

- 在暗反应阶段，ATP 和 TPN 为吸收二氧化碳的过程提供能量，由此产生的碳水化合物或各种糖类物质为植物提供营养。

即使由植物吸收和在其能量载体中储存的二氧化碳量目前少于生产和燃烧其

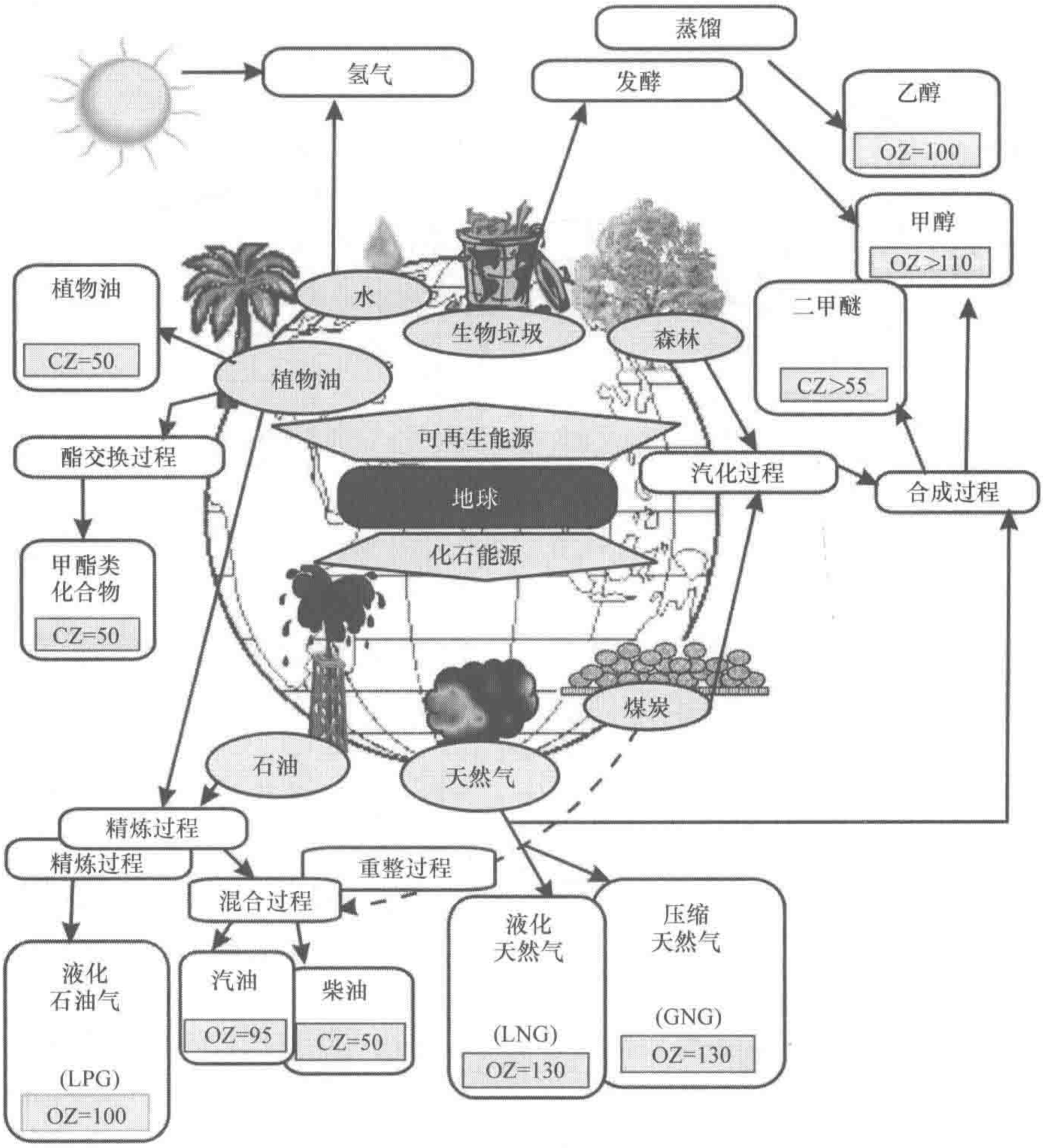


图 113　能源及能量载体

能量载体过程中产生的二氧化碳量，但是，在巴西种植甘蔗然后制成乙醇供发动机使用，类似的这些替代措施据报道可使二氧化碳排放降低 60%，这相对化石燃料而言是一个具有重要意义的优势。在植物培植和加工整个过程中，如果驱动农业机械和化学/蒸馏装置的电力也来源于可再生能源，那么可循环的二氧化碳比例甚至可以超过 60%。另一个明显的好处在于，这种能源其实际可用性在时间上没有限制，其量可以满足未来交通不断增长的能源需求。联合国粮食及农业署预测，2030 年全球年总能源消耗量将达到 7.2×10^{20}J，而在 2000 年仅为 4.3×10^{20}J。另一方面，用于生物质能源（如甜菜、油菜子、糖萝卜等）的耕地面积将增加至 5.8×10^{8}ha，每年产能 1.031×10^{21}J。有些专题研究得出这样的结论，诸如乙醇这样的可再生能源不适合德国，因为德国没有足够的耕地面积用于种植

这类植物能量载体。这个结论忽略了事实的复杂性，按此逻辑，石油进口依赖度近100%的德国也不应该使用基于石油的内燃机。从化石能源务实地过渡到可再生能源，途径多种多样，下面给出一些主要的方案：

- 不论石油或者天然气储量减少与否，从植物、生物质或者木业、纸厂和纤维素工业的垃圾中制取的油脂和乙醇将作为能量载体推广应用。比如2011年5月美国国会批准了一项相关法案（The Open Fuel Standard Act，OFS），其中规定，2014年美国境内生产的50%汽车其燃料必须是乙醇、天然气、氢气和生物柴油，不能是石油衍生燃料。到2016年，该比例将达到80%，2017年甚至95%的汽车都必须使用上述燃料。2010年全世界已有2260万辆汽车使用比例不同的乙醇/汽油混合燃料（FlexFuel），巴西和美国是混合燃料的主要产地。

- 很多预测表明，与电驱动等其他技术方案相比，可再生能源作为燃料的内燃机对未来的汽车发展影响更大。图114是Bosch公司提供的一些预测。对类似Bosch这样的汽车零配件供应商，汽车未来的动力驱动方式具有生死攸关的意义。

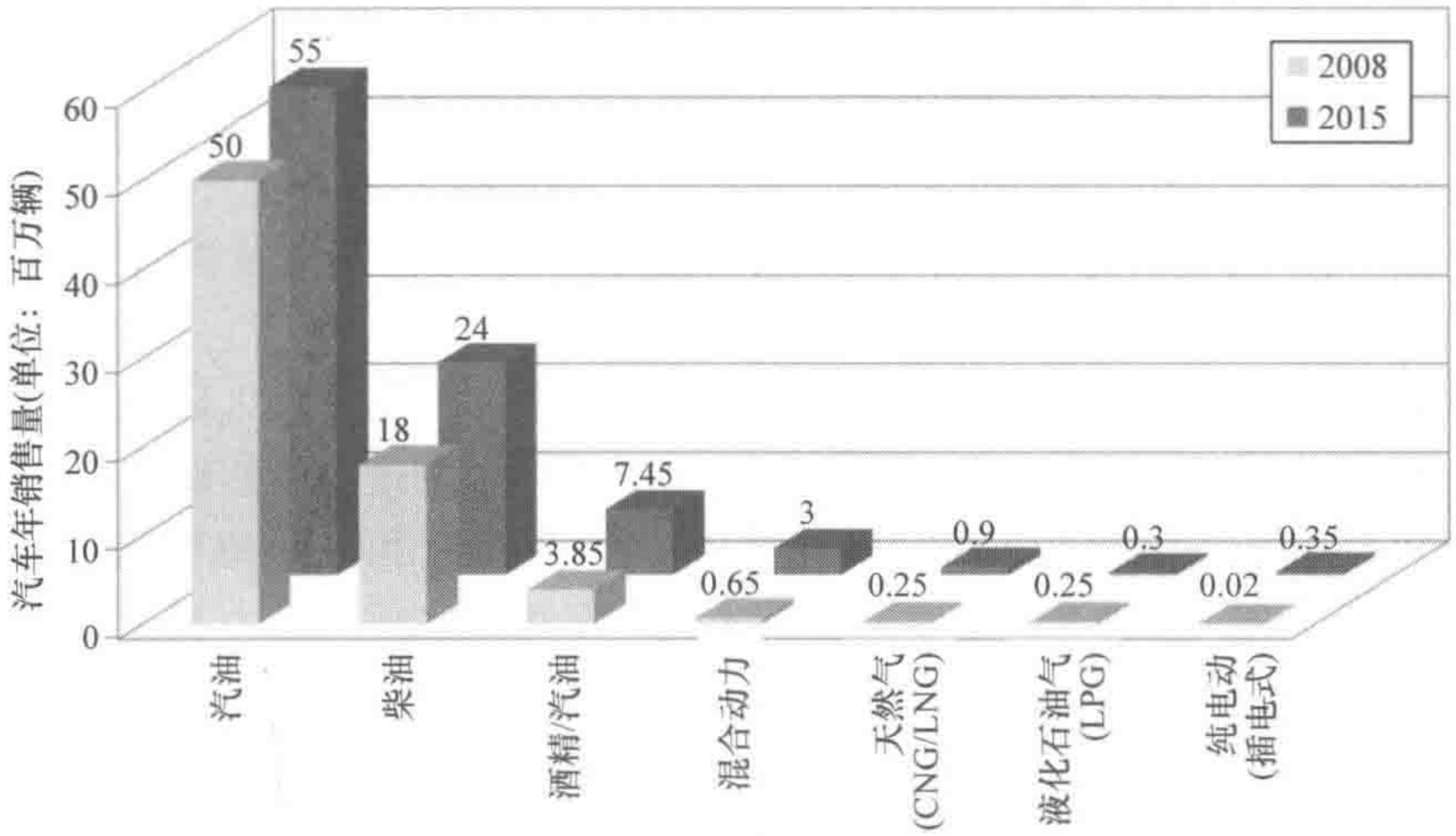


图114 可供选用的动力驱动系统：全球发展趋势（Bosch公司2008年的数据）

如图中七年时间跨度的预测所示，电动汽车将有一个较大的增长幅度，从0.03%增加至0.39%。即使按0.39%的比例计算，2015年全球电动汽车预测总销售量为35万辆，这与汽油车和柴油车的总销售量比例86.81%（约为7900万辆）相比几乎可以忽略不计。2015年柴油车比例将上升，而汽油车比例将下降。

乙醇/汽油混合燃料汽车的增长远超电动汽车，销售量比例将从5.27%上升至8.19%，销售量从385万辆增加至745万辆。大量资料支持这一趋势估计。混合动力汽车销售量也在增长，从65万辆增加至300万辆，但增幅没有前几年期望的那么大。天然气汽车也同样有所增加，其比例保持在1%左右。

汽车应用可替代动力驱动技术的趋势十分明显，相应汽车的总销售量比例从

6.8%将上升至13%，这说明可替代动力驱动技术（尤其是乙醇燃料应用和混合动力驱动）已经渡过了利基应用阶段。

● 就像天然气成为石油的补充品一样，在有待完善的辅助设施中新旧兼顾的解决方案首先会找到相应的应用。然而，甲醇和乙醇具有与汽油一样的储存特性，能够储存在同一个油箱中，这一点是甲醇和乙醇作为替代燃料的优势。内燃机采用混合燃料（汽油/甲醇/乙醇）运行，这在技术上已经没有问题。原理上，植物油和柴油也有相似的储存特性，只是植物油因其在储存中会发生细菌或真菌滋生以及在燃烧过程中会有积炭生成，必须先对其进行酯交换处理。所以，车用柴油和植物油的混合过程需要在精炼厂完成。在一个装置中将石油和植物油合成为具有统一分子结构的液态碳氢化合物，这在技术上也是没有问题的。

替代燃料的使用不仅要考虑替代燃料的资源、环境因素和生产技术及工艺条件，还取决于它们的车载特性。表3给出了上述燃料与发动机及汽车指标参数直接相关的特性。燃料特性和发动机及汽车指标参数之间最重要的关系可分述如下：

● 燃料的分子结构（$C_mH_nO_p$）：根据燃烧反应的质量守恒方程，燃料分子结构直接影响废气组分的结构和浓度。比如，燃烧每1kg碳C将产生最高比例的二氧化碳；而燃烧氢H将只产生水，不产生二氧化碳。

● 燃料的密度：与密度相关的是车载燃料系统（包括燃料和罐）的体积和质量。

从表3中可以看出，汽油、柴油、甲醇、乙醇和油脂在大气环境温度及压力下密度相近，所以目前已有的油箱系统不需要做太大的改动就能储存这些混合燃料。液化石油气在压力0.5～1.0MPa范围内，其密度和上述燃料密度相接近。在大气环境温度和压力下天然气的密度不适合车用，在很大压力下（20MPa）其密度约为汽油密度的五分之一，只有在极低存储温度下（－150℃/0.1MPa）才能达到汽油密度的一半。

因氢气的单分子结构，车载储氢会有一定的困难。下面的推算可以说明这一点。我们知道：

$$pV = m_{H_2} R_{H_2} T \rightarrow m_{H_2} = \frac{pV}{R_{H_2} T} \tag{3.2}$$

其中

$$R_{H_2} = \frac{\overline{R}}{M_{H_2}} = \frac{8314}{2} = 4157\ \frac{J}{kgK} \tag{3.3}$$

同样计算可得，空气的气体常数$R_{air} = 287J/kg \cdot K$。因此，在同样的压力和温度条件下，同样体积的罐可以储存的氢气质量只是空气质量的6.9%。根据式(3.2)，体积给定，如要增加质量，可以提高压力和/或降低温度。表3中有一个低温储氢（－253℃/0.1MPa）的例子，即使在如此低的温度下液氢的密度也

表 3　车用传统和可替代燃料的特性参数

燃料	结构	密度/（kg/dm³）	黏度/cSt（20℃/0.1MPa）	热值/（MJ/kg）	化学计量空燃比/（kg 空气/kg 燃料）	混合气热值/（MJ/m³）	辛烷值/十六烷值	汽化焓/（KJ/kg）（25℃/0.1MPa－液态）（软化温度/0.1MPa－气态）
碳氢化合物燃料								
汽油	C_mH_n（$<C_8H_{18}$）	0.72～0.78	0.6～0.75	44	14.6～14.7	3.9	91～99	350
柴油	C_mH_n（$<C_8H_{18}$）	0.78～0.84	3.5～3.9	43.2	14.5	3.8	50～54	270
天然气（85%～95%甲烷）	CH_4	0.141（0℃/20MPa） 0.409（－150℃/0.1MPa） 0.0079（0℃/0.1MPa）	无数据	45	14.5	4.0	约 120	0.51（气态）
液态石油气（近似 50% 丙烷；50% 丁烷）	C_3H_8/C_4H_{10}	0.00235（气态）（0℃/0.1MPa） ca. 0.5（液态）（0℃/0.5－1.0MPa）	无数据	46	15.5	3.8	98	386
醇类燃料								
甲醇	CH_3-OH	0.792	0.75	20	6.47	3.5	106	1103
乙醇	C_2H_5-OH	0.785	1.5	26	9.00	3.5	107	840
氢气	H_2	0.009（气态）（－200℃/0.1MPa） 0.071（液态）（－253℃/0.1MPa）	无数据	120	34.3	3.0	无数据	436
植物油 菜籽油 菜籽 油－甲酯	$C_mH_nO_pR_i$	0.92 0.86～0.9	68～75 6～8	35～39 37.2	12.4 12.5	3.5 3.5	38～44 51～58	无数据 无数据
二甲醚	CH_3OCH_3	0.00197（气态）（15℃/0.1MPa） 0.67（液态）（20℃/0.5MPa）	0.12～0.15（20℃/0.5MPa）	28（气态） 27（液态）	9.0	3.5	55～60	400（气态）
	废气成分	车载储存	润滑结炭	续驶里程	燃料注入量	能量密度/转矩	抗爆燃性/易燃性	冷起动/内部冷却/质量充量

只有汽油密度的十分之一。另一方面，氢气具有最小分子结构，当氢气罐与大气环境之间有压力差时氢气可以很容易从一般的材料结构中渗出，导致氢损耗，所以提高压力只有采用特殊工艺和材料才可能实现。

● 燃料的黏度：黏度通过润滑特性影响燃料注入系统（或喷射系统）的参数，同时也影响燃烧过程。以燃油喷射压力为例，柴油采用柱塞原理如共轨系统或泵喷嘴系统就能达到相应的喷射压力，汽油因其润滑特性采用同样的注入系统根本不可能达到那么高的喷射压力。另外，汽油、甲醇和乙醇具有相似的黏度，可以采用同样的喷射技术。油脂黏度是柴油的 20 倍，所以很少被直接用作燃料。即使酯交换处理后的油脂（其分子间距缩短），其黏度还是柴油的 2 倍。与喷油系统的润滑无关，当局部缺氧时，燃料中较长的、分叉链接的分子物理特性，即燃料的黏度会对燃烧过程产生不利影响。这也解释了在柴油发动机中用纯植物油作为燃料会产生积炭现象的原因。

● 燃料热值：每千克燃料发生放热反应所产生的热取决于燃料的元素组成。燃料的热值越高，消耗同样能量所需的燃料就越少，就汽车而言就是在同一行驶工况下行驶同样一段时间的燃料消耗越少。燃料罐中装质量相同的燃料，在相同的行驶工况下燃料的热值决定车辆的续驶里程数。表 3 结合图 115 可以更加直观地说明这一点。一辆配置同样发动机的汽车其燃料罐中装质量相同的燃料，在相同的行驶工况下氢燃料的续驶里程数是汽油的 3 倍。同样条件下，甲醇的续驶里程数只是汽油的一半。后者的情况与实际相符，汽油和甲醇具有大小近似的密度，比较是在同样的储存条件下（大气环境）进行的。考虑到车辆的空间限制，也可以采用同样容积的燃料罐进行比较。从容积这个角度看，氢气燃料就续驶里程而言反而不具优势，其热值虽然三倍于汽油的热值，但是液氢密度只有汽油的十分之一。在罐容积相等条件下（氢气在给定的压力和温度条件下），汽车采用氢气作为燃料其续驶里程数只有汽油驱动的三分之一。

● 燃料燃烧按燃烧反应计算的空气消耗量：与热值一样，燃料燃烧的空气消耗量取决于燃料的元素组成。根据燃烧反应式，氢气燃烧需要的空气量最多。乙醇自身含有一定量的氧，因此乙醇燃烧需要的空气量比汽油燃烧少。在固定燃烧装置中，燃料流量可通过相应的注入机构设定，需要的空气量则按比例以相应的流量通过流体机械提供。活塞式发动机的气缸容积等于所有气缸的工作容积和燃烧室容积之和，即 $V = n\ (V_h + V_b)$，所以，从大气环境中输入的空气量只有一个特定值，即

$$m_L = \frac{pV}{RT_L} \tag{3.2}$$

加载时假定加载压力 p 不变。根据燃烧反应方程式，在相同的输入空气量条件下燃料输入量随理论过量空气系数而变化。理论过量空气系数越大，对于同样

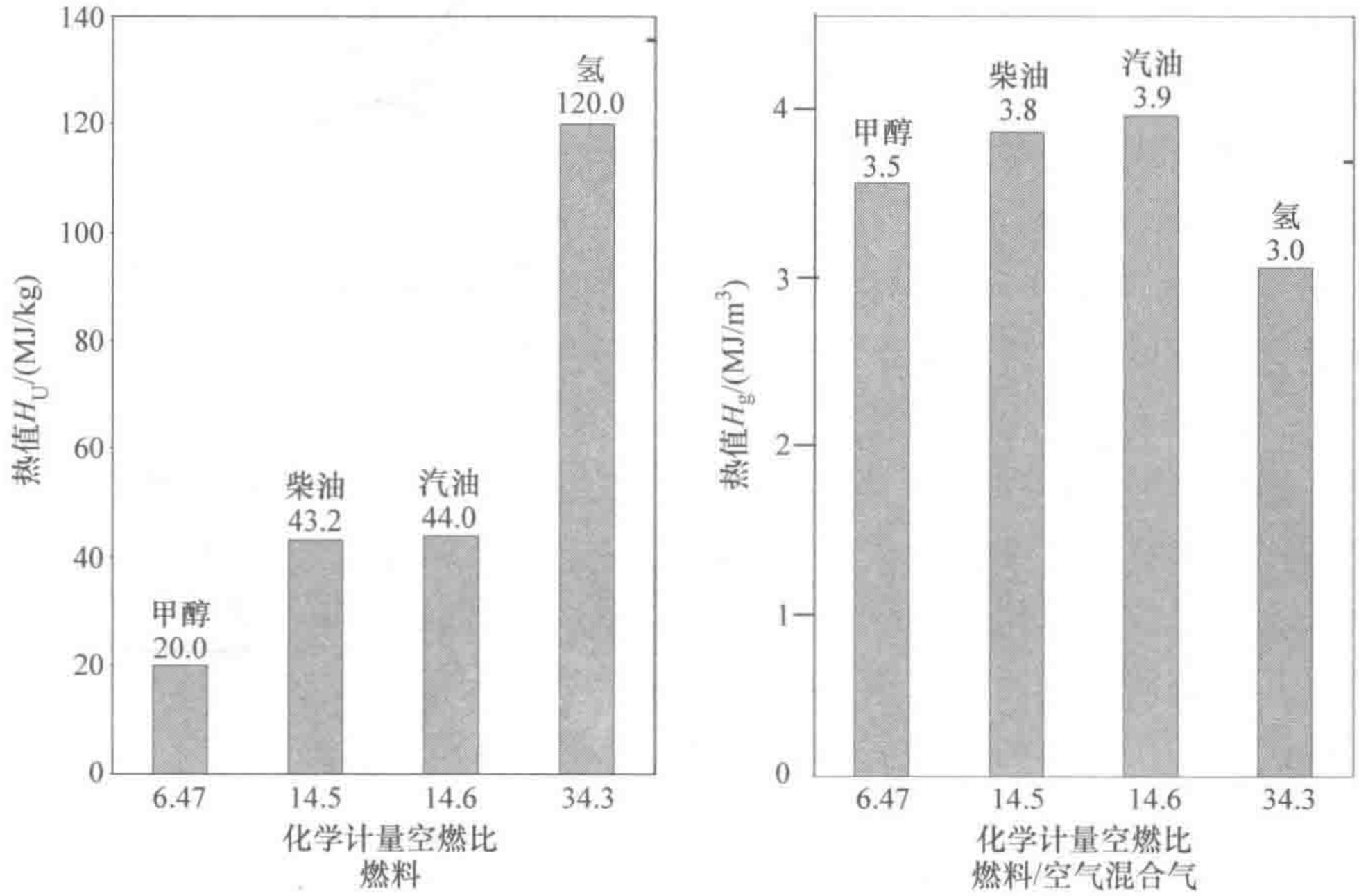


图 115 低热值比较

的空气量输入，需要输入的燃料量就越少。同一台发动机上用甲醇替代汽油作为燃料，需要输入的甲醇量是汽油量的 2.2 倍，这就必须匹配或调节燃料喷射系统的参数（燃料压力、喷嘴打开持续时间和喷嘴管截面面积）才能予以实现。如用氢替代汽油作为燃料，需要输入的氢量则降至汽油量的 42%。

- 燃料/空气混合气的热值：对于同样的空气量，热值高的燃料其输入量应该减少，但是较大的理论过量空气系数会抵消燃料热值高的这个优势。具体的数值可参看表 3 和图 115。与其他燃料相比，尽管氢气的热值 H_U 最大，理论上氢气应该带入更多的热能，发动机应该输出更大的容积功，但是氢气燃烧对应的理论过量空气系数很大，使得氢气热值高这个优势大打折扣。其中的缘由可以从图 115（右图）看出，氢气/空气混合气的热值 H_G 最小。此处作比较时假定发动机的效率是相同的（$\eta_{发动机}=1$）。在实际的燃烧过程中，由于氢气的汽化特性和分子结构，有可能实现较高效率的燃烧，弥补或克服氢气/空气混合气热值低的缺点。实际上，前文提及的燃料在与空气混合之后的热值都在 3MJ/m³ 左右，这就是说，活塞式发动机用一种可再生燃料替代一种传统燃料，其比功率、转矩/转速特性和容积功率不会发生大的改变。

- 辛烷值/十六烷值：汽油发动机的抗爆燃性能由燃料的辛烷值表征，柴油发动机的点火性能则由燃料的十六烷值表征。不同的燃料因分子结构和雾化性能不同呈现不同的抗爆燃性能或点火性能。辛烷值越高意味着抗爆燃性能好，允许增大压缩比，从而提高热力学效率，减低比燃料消耗。按辛烷值评判，天然气和

乙醇优于汽油。在柴油发动机中，二甲基乙醚的点火性能特别好，这与它的雾化性能和分子结构中的氧成分有关。与之相反，因其较长的、分叉链接的分子结构，未酯化的纯油脂其点火性能就较差。这些分析结果也可以从表3中的相关数据得到验证。

• 燃料的汽化焓（或雾化焓）：无论是进气管喷射技术还是缸内直喷技术，评判混合气质量和燃烧的一个主要标准就是燃料的雾化程度。燃料雾化形成的颗粒越小，这表示燃料由液相转化至气相的比例越大，燃烧过程就越充分且热效率越高。混合气形成过程通常为绝热过程，在此过程中燃料颗粒被空气囊包围，燃料的雾化焓从空气囊中获取，由此空气的内能减少，温度下降。空气较冷时其势能较低，需要较高雾化焓的燃料（尤其甲醇），所以，采用进气管混合气形成的发动机其冷起动性能通常较差。燃料缸内直喷混合气形成技术可以明显改善燃料的雾化过程：在压缩和燃烧室内壁热辐射这两方面作用下缸内空气具有相当高的温度，直喷进入缸内的冷燃料相遇的是热空气，两者的温度差能够强化燃料的雾化过程。加强的热传递不仅有利于雾化，而且能够显著降低缸内空气温度，这也是燃油直喷方法可以提高压缩比的一个原因。

甲醇和乙醇具有高雾化焓的特性，而燃油缸内直喷可以加速雾化过程，所以，甲醇和乙醇可以作为理想的直喷燃料。

与缸内直喷相比，尽管进气管喷射形成的温差较小，但其混合气形成的持续时间较长和空间较大。因为输入空气给出了雾化焓，其温度下降，由同样尺寸的进气管中进入缸内的空气量（质量）就会增加。这样就可以依比例增加缸内的燃料供应，从而提高容积功率。因为燃料成分对高性能发动机运行影响较大，上述效应对高性能发动机而言就很重要。燃油直喷可以加强以上效应：一方面可保持因缸壁热辐射形成较大温差的优势，由此获得更有效的热传递，从而进一步降低缸内空气的温度；另一方面直喷技术刚开始用于部分高性能发动机的换气。在同样的气缸体积中冷空气可以降低缸内的压力，由此增加进气压力差，提高进气流量，从而改善气缸充气效果。

上述的分析表明，这些车用可替代燃料的物理特性一方面直接影响燃油发动机的性能，另一方面本来对燃油发动机性能的不利影响借助于特别的过程设计可以转化为有利影响。

3.2 天然气

特性

天然气中甲烷占85% ~95%（体积分数）。由于天然气的热值、燃烧需要的

空气量（理论过量空气系数）和天然气/空气混合气的热值与汽油的相近，奥托发动机（汽油发动机）采用天然气替换汽油作为燃料基本上没有问题。天然气辛烷值高，纯天然气驱动的发动机具有很好的抗爆燃性能，同时可实现较高的压缩比（12～14）。由于天然气加气站等基础设施建设尚不完备，天然气汽车发动机通常采用天然气/汽油双燃料驱动。

储存

轻量化、紧凑化是汽车设计的目标，而天然气汽车因天然气车载储存特点在实现这两个目标方面不具有明显的优势。表3给出了不同存储压力/温度组合情况下天然气的密度。至今常用的存储压力为20MPa，天然气对应的密度很小，这导致储存罐的质量和体积增加很多，如图16所示。除了气体储存（即压缩天然气CNG）之外，天然气储存也会采用液化天然气（LNG）形式。在-150℃和0.1MPa条件下天然气呈液态，其密度增加了三倍左右，但是相关的低温储存技术复杂程度和成本也增加许多。天然气吸附（ANG，Adsorbed Natural Gas）是一项未来可期待的天然气储存技术，可以在4～7MPa压力下将天然气吸附在一种活性炭材料中。

上述液化天然气和天然气吸附技术虽然尚处于研发阶段，但是这些技术一旦成熟，必定会加速天然气替代汽油的应用。当然还有另一种石油产品，即液化石油气（LPG，见3.3节），也是非常值得关注的可替代燃料，图116给出的加气站设施数量说明了这一点。

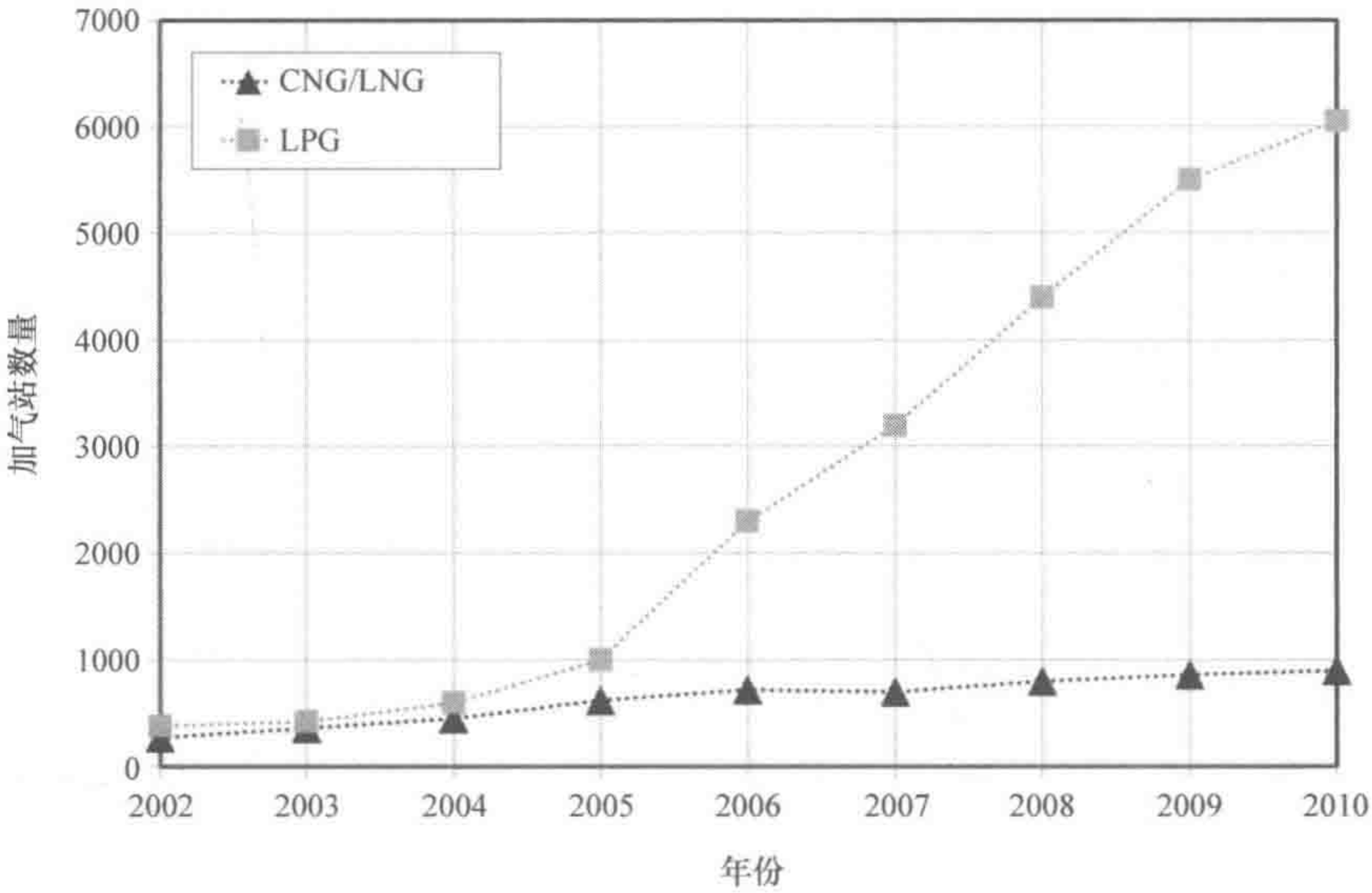


图116 德国加气站设施建设情况

（来源：国际天然气汽车协会网站 www. iangv. com，德国加气站网站 www. autogastanken. de）

图 117 给出了其他代表性国家的加气站情况。有些国家其汽油和柴油的使用率本来就很高，液化石油气是一种石油衍生物，汽车用其作为燃料不需要做大的变动，液化石油气在这些国家的使用率比天然气的高。那些有油田的国家，如阿根廷、巴西和巴基斯坦几乎没有一个液化石油气加气站。

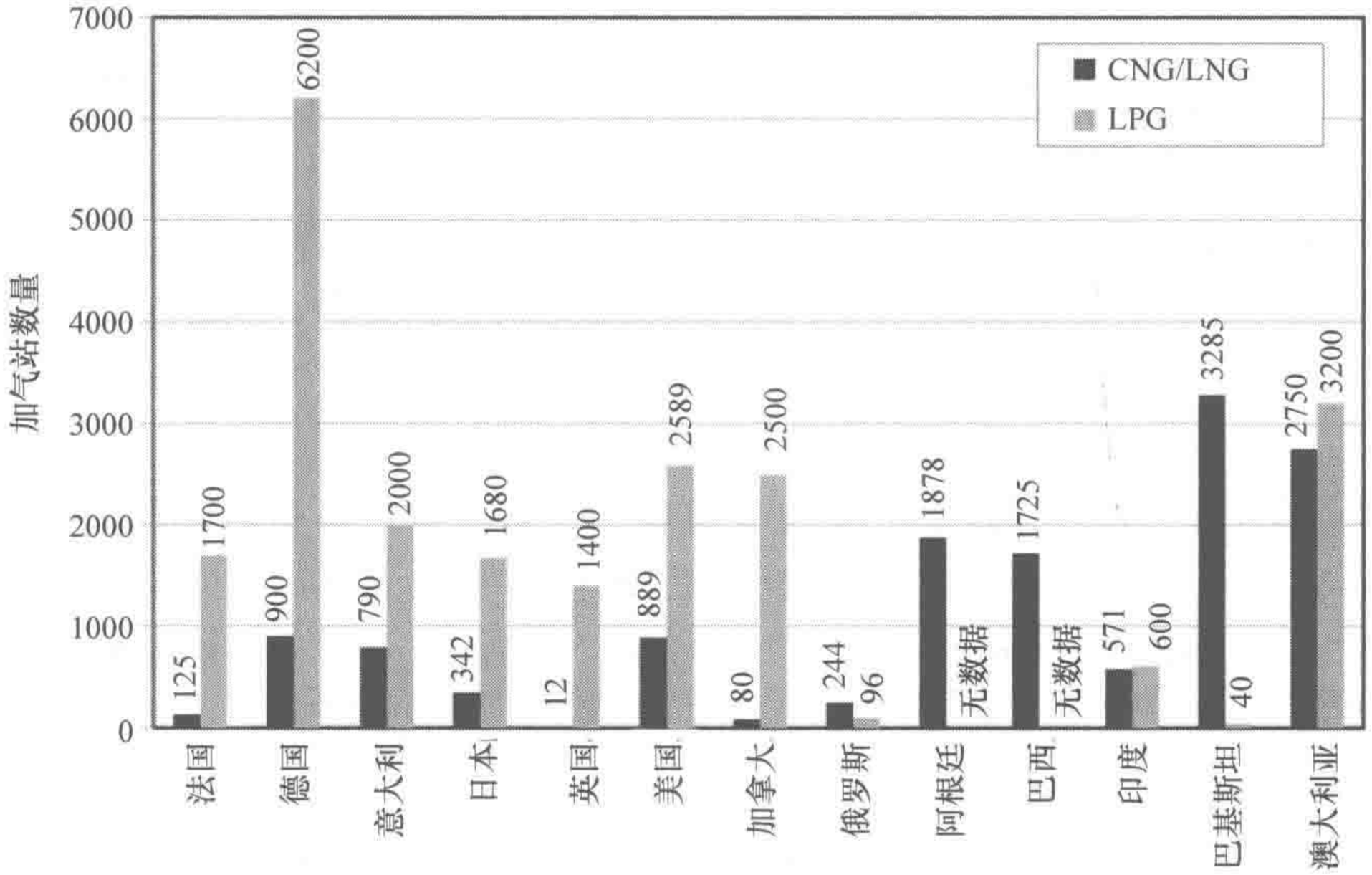


图 117　工业化国家和新兴国家加气站情况（CNG，LNG，LPG）

（来源：国际天然气汽车协会网站 www. iangv. com，世界 LPG 协会网站 www. worldlpgas. com，印度汽车 LPG 联盟网站 www. iac. org. in，美国交通联邦高速公路管理署网站 www. fhwa. dot. gov，Argus 媒体集团网站 www. argusmedia. com）

表 4 比较了同一辆汽车采用汽油、柴油和压缩天然气作为燃料的经济性。针对表中数据，有必要说明以下几点：

- 在汽油机中天然气替代汽油作为燃料，其功率从 57kW 降至 51kW。
- 天然气/汽油双燃料驱动汽车在天然气驱动模式下其续驶里程数从 714km 急剧降至 310km。
- 天然气/汽油双燃料驱动汽车在汽油驱动模式下其油耗是 6. 3L/100km 而不是 5. 7L/100km，续驶里程数变小为 714km 而不是 790km。
- 与所有类型的汽油车相比，柴油车的油耗明显最低，续驶里程数最大，但其功率并没有降低多少。柴油车的售价低于天然气车的售价，但运行费用较高，如表 4 所示。

表4 量产天然气车、柴油车和汽油车：售价及各项费用比较

（来源：FIAT公司）

2011年产 Fiat Punto 车型					
		天然气 多点喷射		汽油机 多点喷射	柴油机 CR + ATL
工作容积	mL	1368		1368	1248
整备质量	kg	1245		1100	1165
功率	kW	51	57①	57	55
压缩比	—	11.1:1		11.1:1	16.8:1
油箱容积	L或kg	13	45①	45	45
百公里油耗	L或kg	4.2	6.3①	5.7	4.1
续驶里程	km	310	714①	790	1098
购置价格	€	16150		13950	15550
燃料价格	€/L或 €/kg	1.00	1.60①	1.60	1.45
百公里燃料成本	€/100km	4.2	10.08①	9.12	5.94
车辆税	€	86		86	123
燃气设备测试费用	€	75		—	—

① 使用汽油运行。

混合气形成

天然气进气技术明显追随了汽油供油技术发展的轨迹，即从化油器到进气管连续喷射、进气管多点喷射或顺序喷射再到缸内直喷这样一个发展轨迹。图118示意性地描述了目前用于压缩天然气驱动汽车和双燃料驱动汽车的进气管喷射方法。

天然气与汽油之间密度的差别对进气管喷射的影响被两者之间黏度的差别抵消了一部分，多点进气管天然气喷射的压力比进气管汽油喷射的通常会高些。除此之外，天然气与汽油这两种不同燃料对应的喷射技术（包括相应的传感器和执行器）是相似的，如图119和图120所示。在同一辆车上这两种燃料互相替代或采用双燃料驱动，相应的技术实现较为简单。

直喷技术成功应用于汽油发动机之后，天然气缸内直喷技术是目前研发的一个热点[15]，如图121所示。

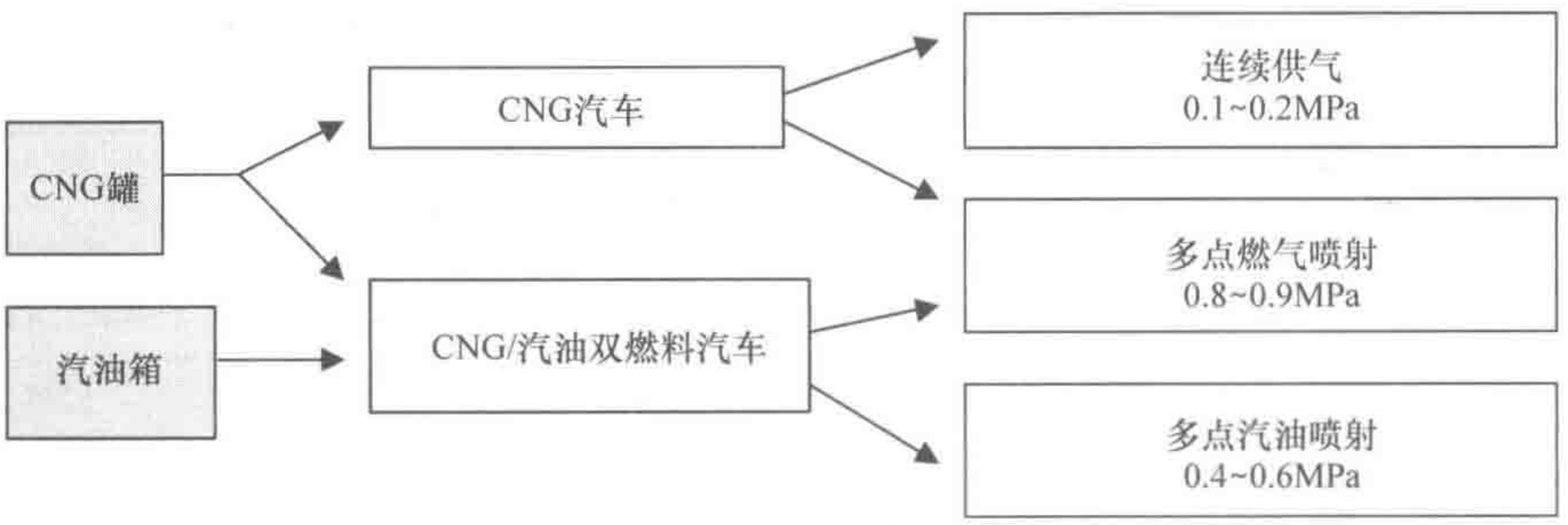


图 118　天然气作为燃料的混合气形成方法

图 119　天然气作为燃料的混合气形成系统

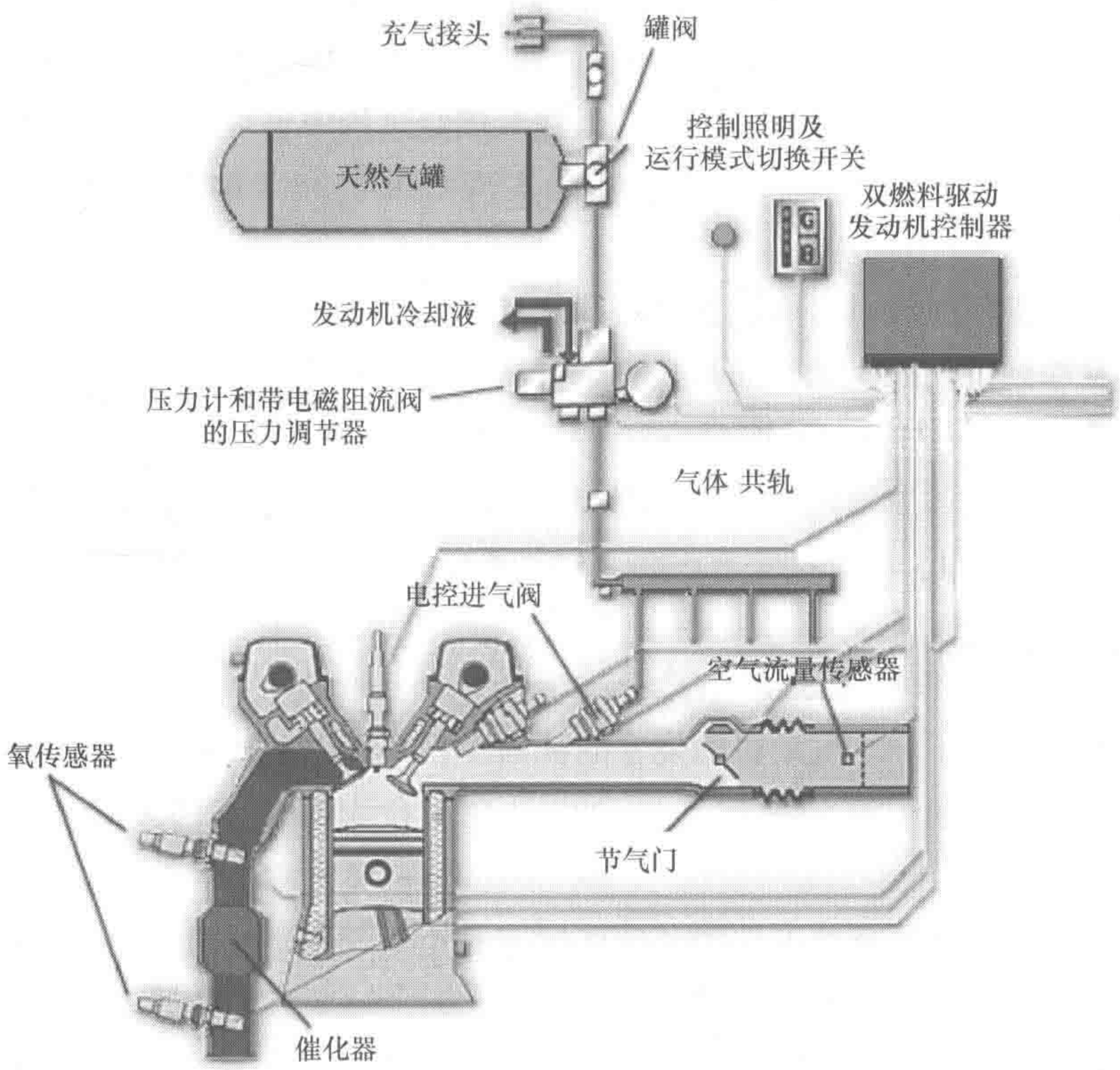


图 120　天然气作为燃料的混合气形成系统：主要部件

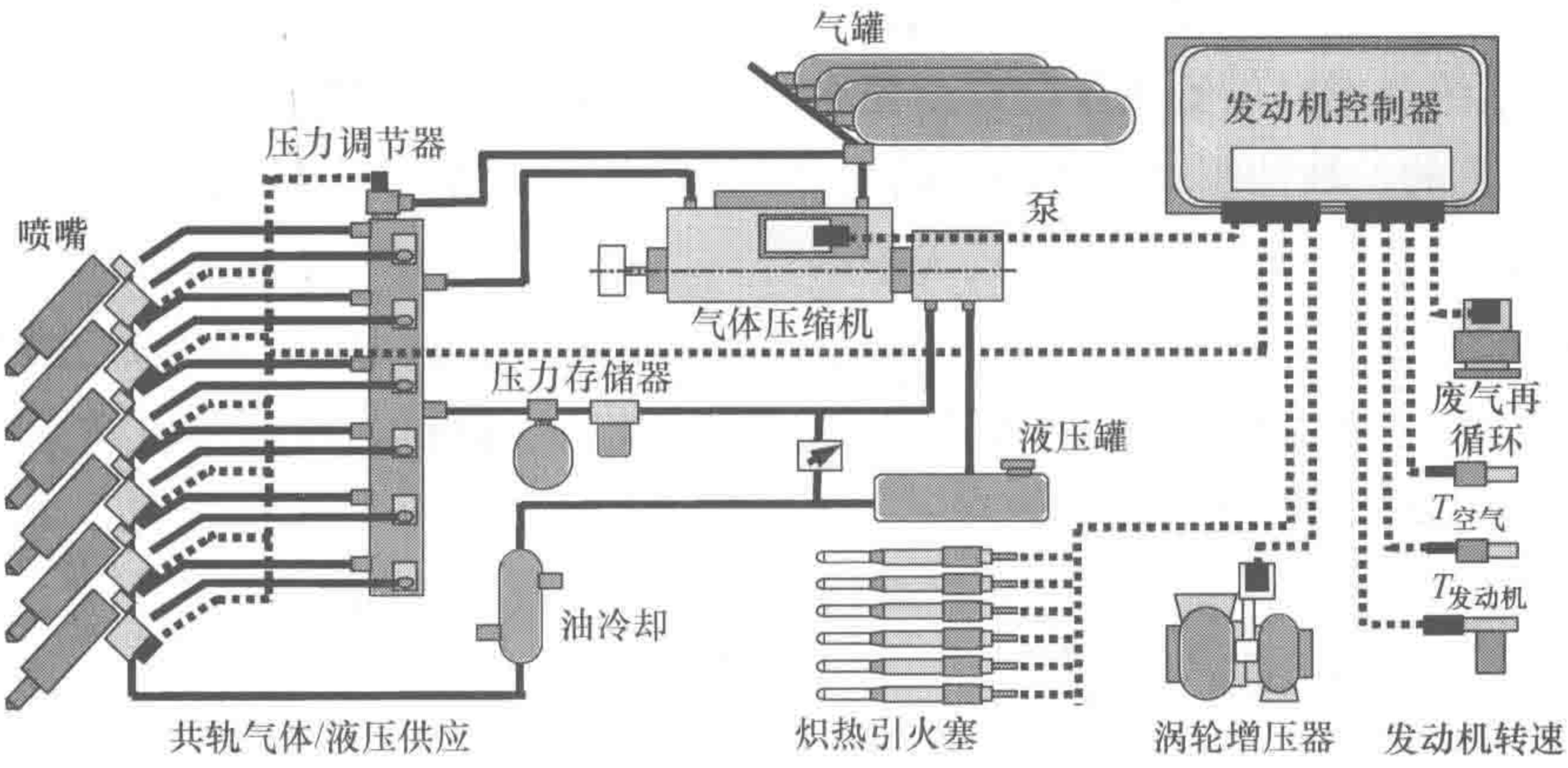


图 121　天然气缸内直喷系统

采用天然气作为燃料的优点是，因其辛烷值高，压缩比还有提升的潜力。除此之外，天然气发动机可以获得与先进柴油发动机一样的比功，且能达到欧 5 的废气排放标准。在部分负荷工况下，天然气燃烧过程中也可以不加节流措施和采用热线引火塞。采用天然气作为燃料是实现汽油机和柴油机两者趋同的初始阶段。

天然气直喷系统具有和汽油直喷系统一样的结构和部件，不同的是，前者的压力不是在系统内产生的，而是从外部导入并储存在系统内的，如图 121 所示。为了抵消（或补偿）因持续向缸内喷入气体而导致的压力降，天然气直喷系统需要配置一个气体压缩机。喷嘴控制可以采用和汽油直喷系统类似的电磁式或压电式执行器。

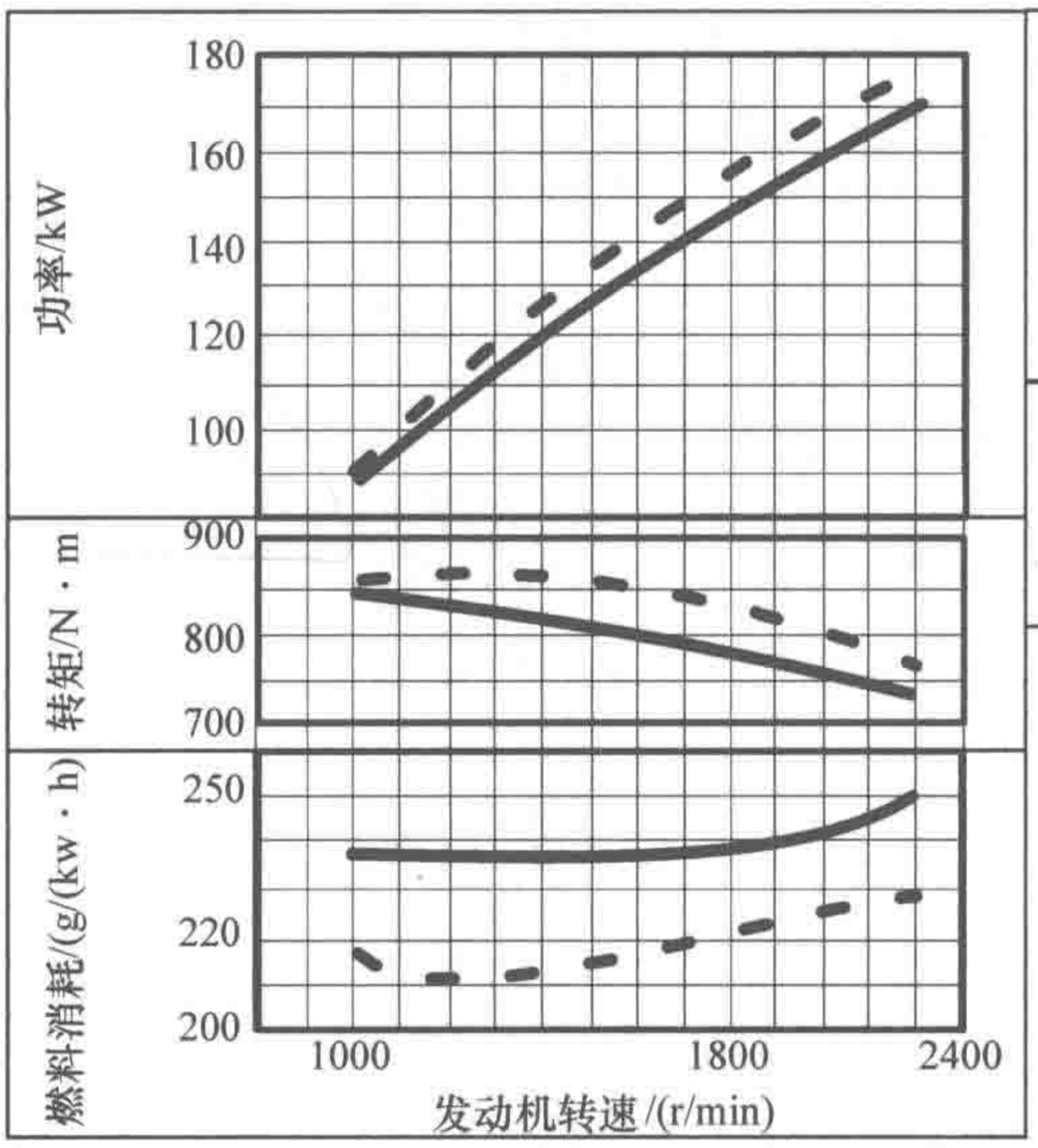
应用和结果范例

图 122 展示了一个发动机燃烧室的截面图，并列出了狄塞尔循环和天然气奥托循环的比较结果。这台天然气发动机是在一台大客车柴油发动机基础上改造的。

天然气奥托循环和狄塞尔循环的区别主要体现在比燃料消耗上，尽管热值相同、天然气燃烧更好，天然气奥托循环的比燃料消耗更大，其原因在于天然气燃烧过程的压缩比低很多。因此，由柴油发动机改成天然气发动机也就相当简单，就像在燃烧室剖面图展示的那样，只需要配置一个凹槽更深的活塞，并将喷油嘴换成火花塞。将压缩比提高后，原来 10% 的比燃料消耗差别可以进一步缩小。

图 123 显示了一种批量生产的压缩天然气/汽油双燃料驱动汽车 Fiat Panda，其驱动系统和燃料供给系统与车型 Fiat Punto 一样。表 4 的数据就是基于车型Fiat Punto 计算的。汽油驱动模式和压缩天然气驱动模式之间的转换可以通过一个开关对应地切换两个不同的喷射系统予以实现。

图 124 和图 125 给出了两款其他结构设计的车型，其中储气罐是放在行李箱而不是如图 123 所显示的放在底盘下。它们的功率、燃料消耗和续驶里程与 Fiat Panda 和 Fiat Punto 这两款车差别不大。

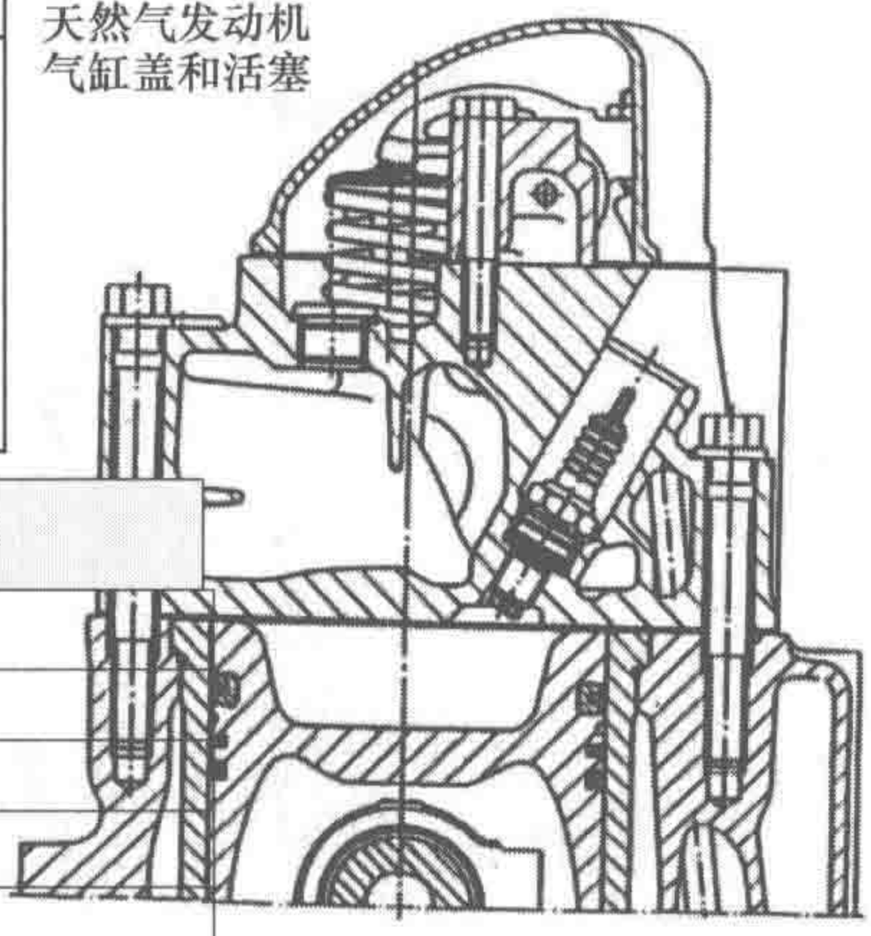


天然气发动机E2866DUE
与柴油发动机D28866UH
全负荷工况下的比较

天然气发动机E2866DUE
(能耗等效为柴油消耗)

柴油发动机D28866UH

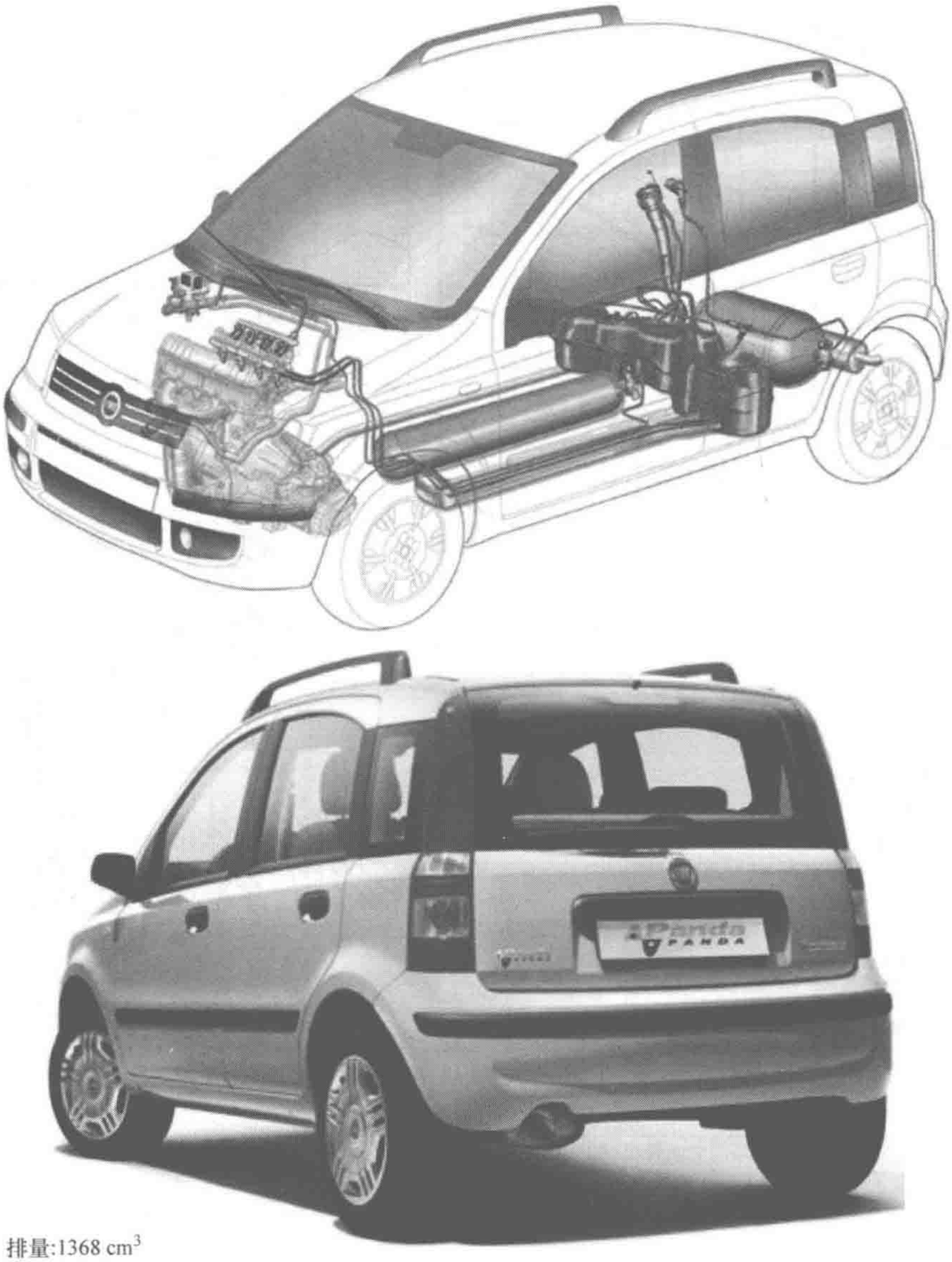
天然气发动机
气缸盖和活塞



天然气发动机E2866DUE	
结构形式	卧置直列
运行方式	4冲程奥托循环
气缸数	6
缸径	128mm
行程	155mm
排量	11.967L
压缩比	11:1
功率	170kW(转速2200r/min)
最大转矩	840N·m(转速1000r/min)

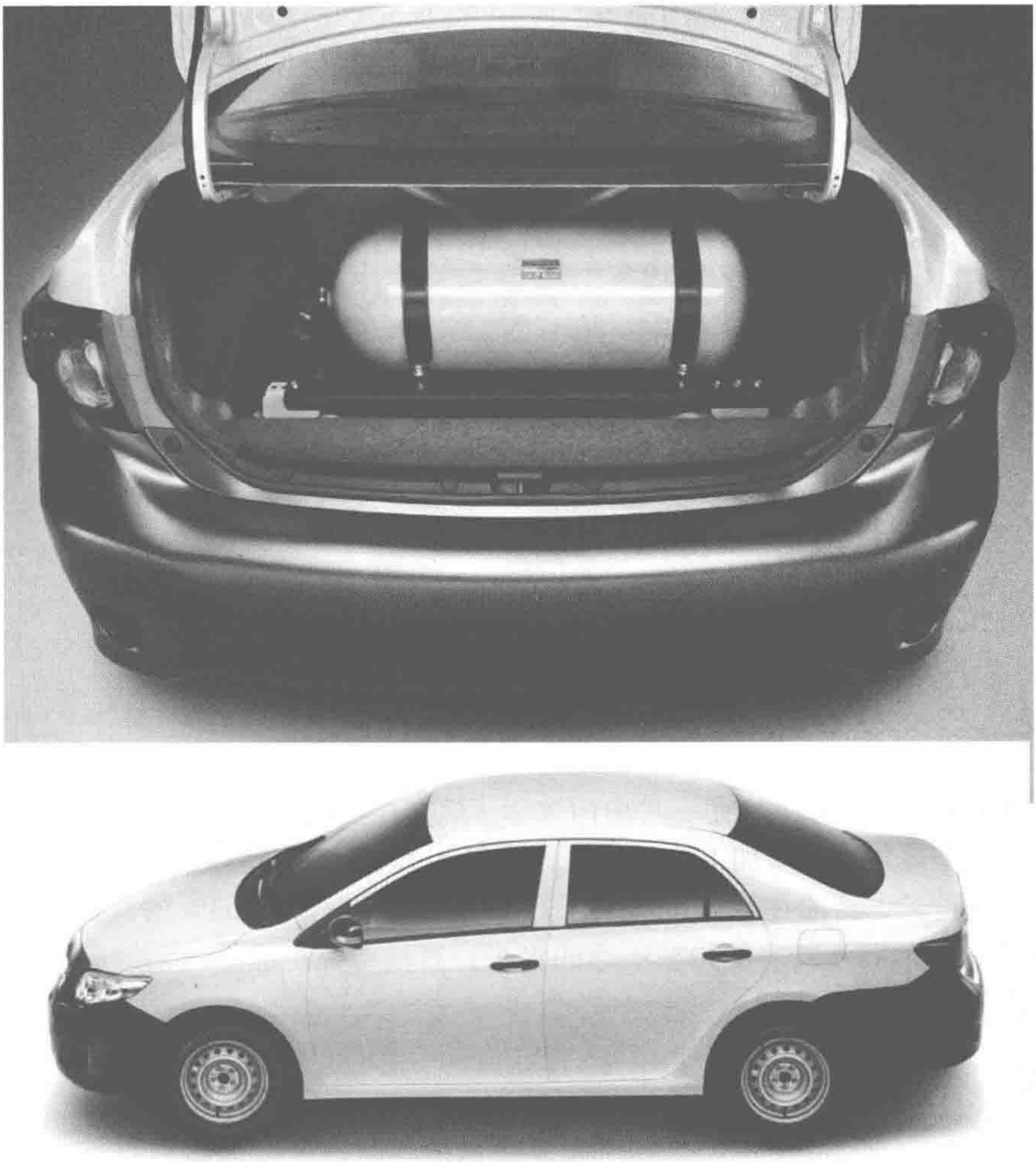
天然气发动机E2866DUE的设计特征
采用文氏管实现的中央混合气形成
过量空气系数为1(按混合气形成控制运行的三元催化器)

图122 奥托发动机天然气驱动和柴油发动机柴油驱动的结果比较



排量:1368 cm^3
净重:1125kg
压缩比:11.1:1
天然气/汽油驱动功率:51kW/57kW
天然气/汽油驱动转矩:104N · m/115N · m
天然气/汽油驱动百公里燃料消耗:约4.5kg/6.0L
天然气/汽油满罐或满箱量:72L(约13.5kg)/30L
天然气/汽油驱动续驶里程:约300km/500km

图 123　压缩天然气汽车应用实例：双燃料 2011 版量产车 Fiat Panda（来源：Fiat 公司）



排量:1595cm^3
压缩比:10.5:1
功率:59kW
转矩:145N · m
百公里燃料消耗:约5.0kg
天然气满罐量:55L(约12kg)
续驶里程:约240km

图 124 压缩天然气汽车应用实例：改进型 Toyota Limo（丰田亚洲版卡罗拉改进型）

（来源：Toyota 公司）

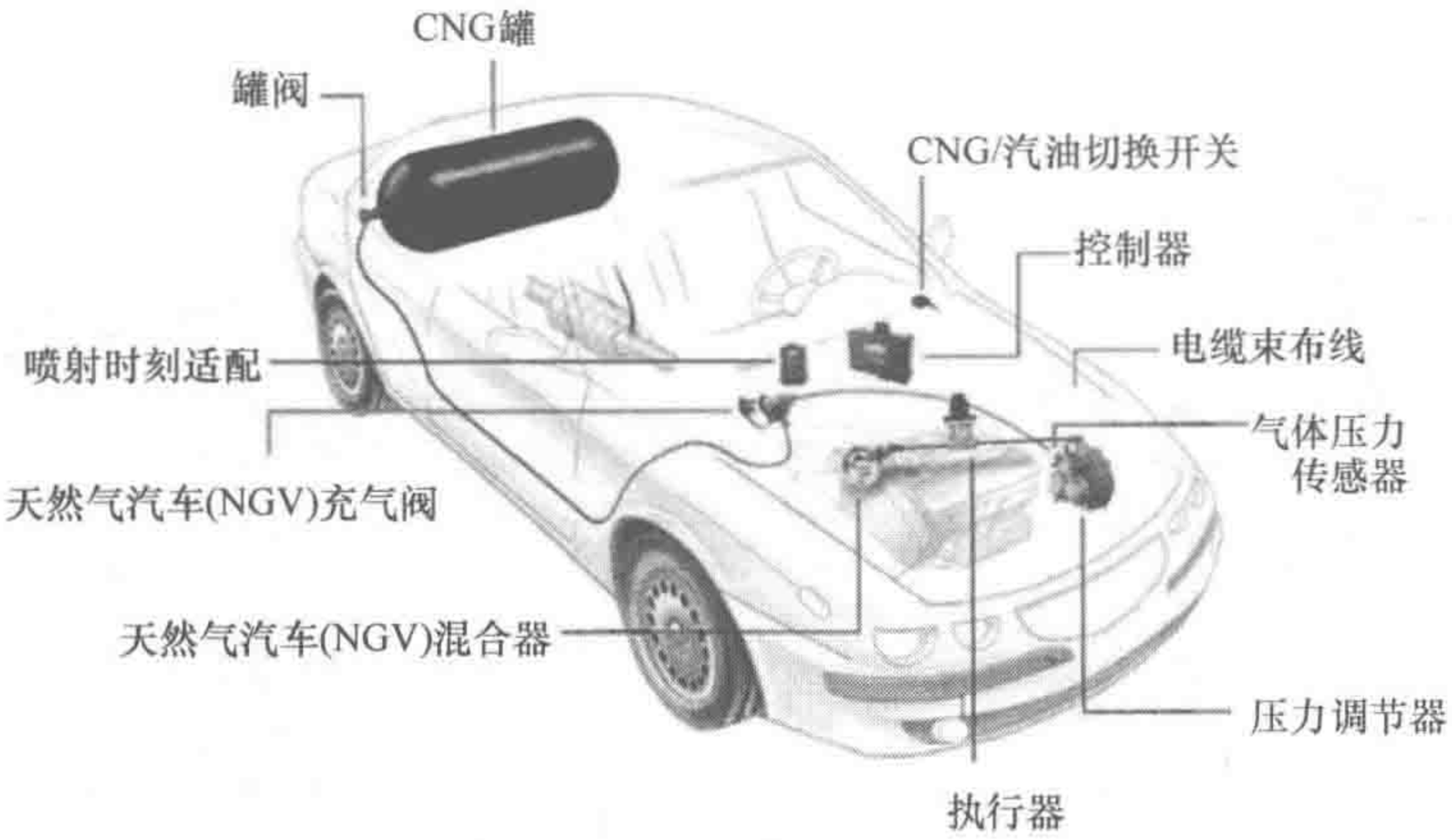


图 125　压缩天然气/汽油双燃料驱动汽车额外需安装的系统部件

（来源：Gastec Egypt 网站 www. gastec - egypt. com）

3.3　石油气

生产

液化石油气（LPG）是一种由丙烷和丁烷按相同配比合成的混合燃料，可以通过石油精炼或天然气加工处理制取。早在 20 世纪 50 年代荷兰就将石油气用于汽车。在荷兰，石油在精炼过程中可产出质量比例分别为 63% 的汽油、23% 的柴油和 14% 的石油气。但是在不远的将来，石油精炼产品中汽油、柴油和石油气的比例将趋于相同。

特点

石油气和汽油除了密度之外，两者的热值、燃烧所需的空气量、混合气热值、辛烷值几乎没有差别，即使汽化焓也在相近数值范围内。石油气具有的这种特点使得发动机液化石油气驱动和汽油驱动两者对应的运行特性参数大致相同。

储存

石油气在大气环境压力和温度下为气态，因其密度太低（如表 3 所示），实际上并不适合汽车应用。但是，在相对较低的温度和压力条件下（0℃/0.5 ~ 1.0MPa）石油气可以液化。液化石油气的密度是汽油密度的 68%，汽车在相同的罐（或箱）容量下用液化石油气驱动能够达到可接受的续驶里程数。但是，应用时通常采用加大油箱的措施，把液化石油气罐的容积扩大到汽油油箱的

1.6~1.8倍，同样一辆汽车采用液化石油气驱动和汽油驱动两者的续驶里程数就相同了，这样的处理方式更容易为用户接受。

混合气形成

图126是一种LPG/空气混合气形成系统的简图，这个系统采用的是单点进气歧管燃料喷射技术。借助于一个额外的加压泵，将喷嘴前的LPG压力保持比实时的油罐压力高0.5MPa，用于避免在喷射之前LPG的汽化。LPG通过两个喷嘴被喷射至进气歧管中。LPG喷射量取决于喷嘴的打开持续时间，这可以通过控制器调节。

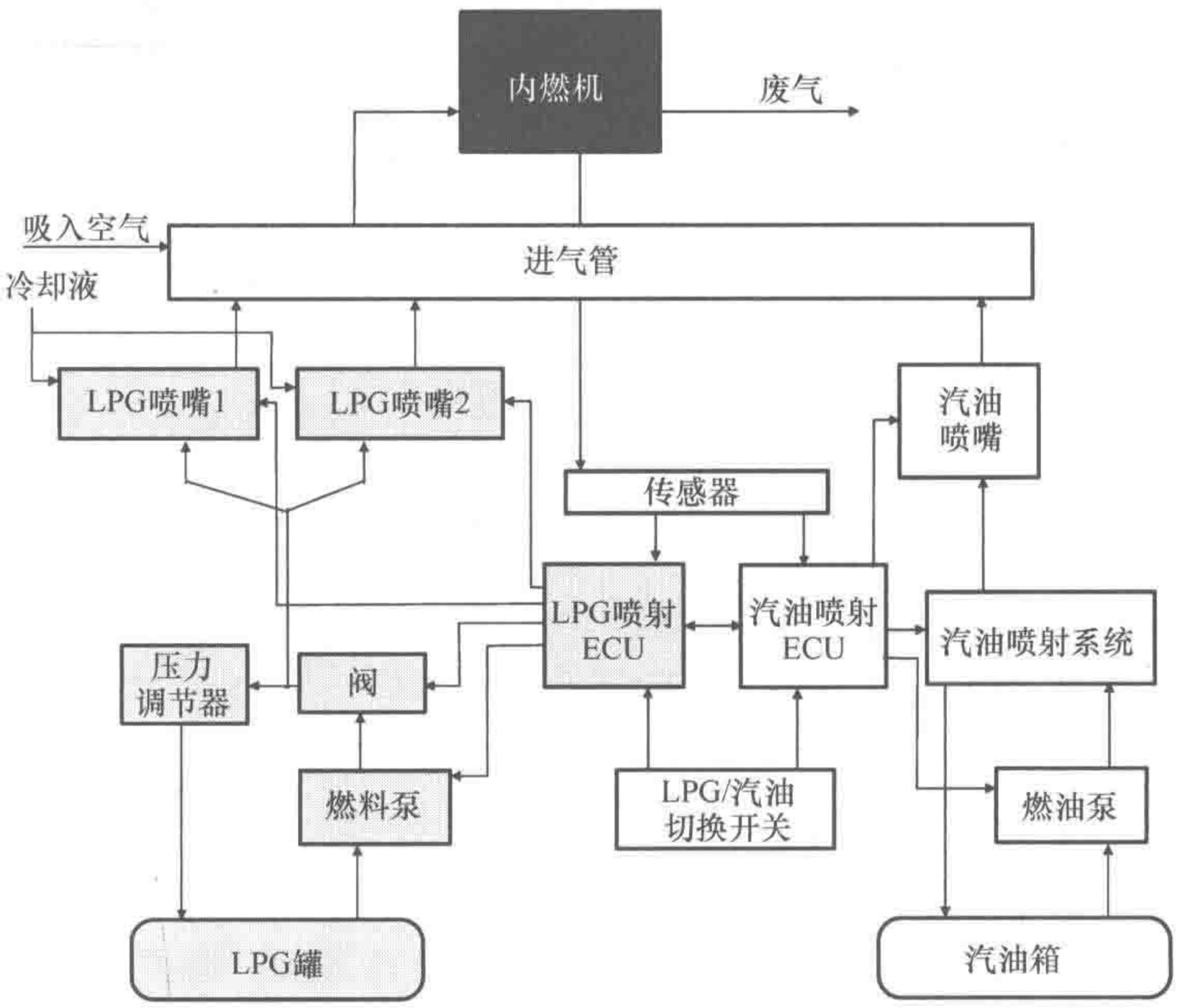


图126 液化石油气/汽油双燃料驱动配置下的混合气形成系统

图127给出了另一种LPG混合气形成方案，即多点喷射技术。其显著的特点是，可用于避免在喷射前LPG迅速形成气态和分离已汽化的LPG。喷射前LPG雾化对喷射装置的运行会产生不利影响。

应用和结果范例

发动机LPG驱动与汽油驱动相比，前者的功率通常会少5%，而两者的CO、HC和NO_x等废气排放大致相同。

LPG中丙烷和丁烷分子结构与汽油中辛烷和庚烷分子结构相比，前者的碳氢

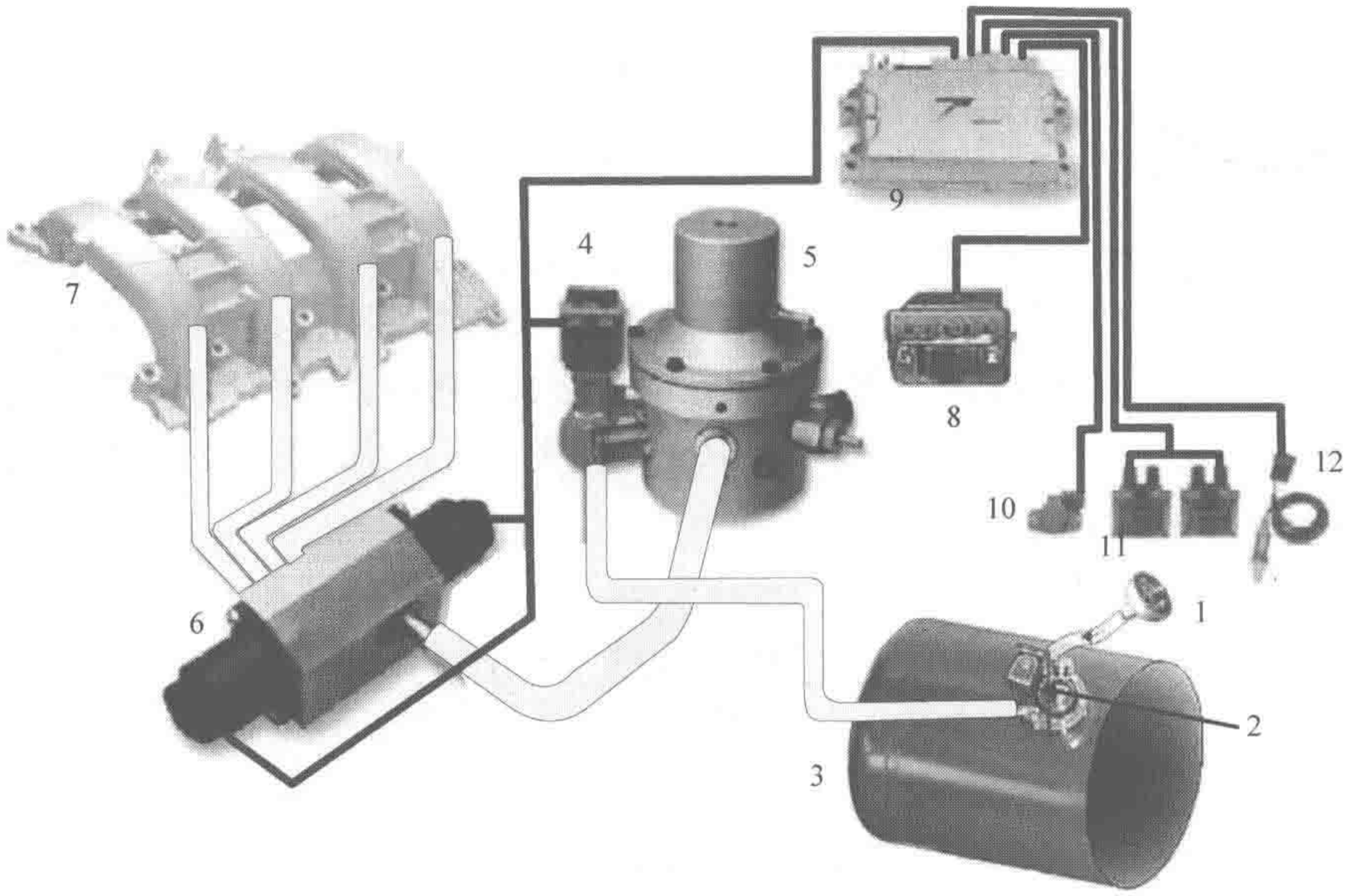


图 127　LPG 多点喷射系统

1—输入导管　2—气体分离器　3—LPG 罐　4—LPG 电磁阀　5—雾化调节器　6—分配器　7—进气管　8—燃气/汽油切换开关　9—LPG 控制单元　10—节气门位置传感器　11—高温点火线圈　12—氧传感器

比例较低，相应的 CO_2 排放会少大概 10%。LPG 汽车应用目前已相当普及，如在欧洲已有 740 万辆 LPG 汽车，并且仍呈上升趋势。

3.4　醇类燃料：甲醇和乙醇

生产

1860 年 Nikolaus August Otto 已经在他的发动机样机上使用乙醇作为燃料。1908～1927 年 Henry Ford 在量产福特车上也使用了生物乙醇作为燃料，并称其是未来的汽车燃料。

乙醇和甲醇可以从以下两类原材料中获取：

- 植物或者植物残体中的淀粉和糖类。不同地区制取甲醇和乙醇的原料不同，拉美特别是巴西用甘蔗，北美用玉米，欧洲主要用甜菜或部分用小麦，亚洲用番薯。
- 藻类和植物纤维。这是全球大规模存在的、正在被探讨的用于生产乙醇的原材料。植物纤维的来源可以是造纸和木材加工行业，也可以是植物残渣或一些不适合用作人类食物的植物。

下面通过列举一些事例介绍此类原材料的可用性以及被系统地用作车辆驱动能量载体对人类和自然环境的影响：

• 1532 年，巴西开始种植甘蔗。从 1925 年至 1935 年，由甘蔗制取的乙醇就被用作汽车燃料。自 1975 年全球发生第一次石油危机，巴西政府制定并长期推行了一项名为 ProAlcool 的国家乙醇替代项目，旨在用乙醇替代化石燃料。ProAlcool 项目实施后，1979 年量产的菲亚特 147 汽车第一批采用了 100% 乙醇燃料；此后十年，在巴西有四百万辆汽车使用 100% 乙醇发动机燃料。在随后的几年时间里，那里的情况发生了变化，发动机燃料开始更多地依靠石油，这主要是由当时全球性的经济政治因素所致。这种新产生的对石油的部分性依赖需要新的车用动力解决方案：从 2003 年开始，大众 Gol 1.6 Total Flex 车型投放巴西市场，其发动机燃料是汽油/乙醇比例 0% ~100% 可变的混合燃料（Flex Fuel）。7 年后，在巴西市场上陆续出现了雪佛莱、菲亚特、福特、标致、雷诺、大众、本田、三菱、丰田、雪铁龙、日产和起亚等汽车公司推出的 Flex Fuel 汽车，占了巴西新上市汽车总量的 94%。

目前，巴西总共有 1200 万辆 Flex Fuel 汽车。由甘蔗制取乙醇并大规模应用于汽车燃料，这无疑会产生有关原材料可用性的问题。巴西拥有超过 3.55×10^8ha 的可耕作土地，其中有 7.2×10^7ha 已被耕作。只有 2% 的已被耕作土地种植甘蔗，其中 55% 的甘蔗用于生产乙醇燃料。巴西科学家由此得出这样的结论，巴西的甘蔗种植规模还可以扩大 30 倍，这既不会影响巴西的自然环境也不会危害粮食生产。截至 2008 年，每公顷甘蔗可以生产 8000L 乙醇燃料，生产成本为每升乙醇燃料 22 美分。从甘蔗种植到制取乙醇燃料，在这个生产过程链上也会消耗相应的能量，而从乙醇燃料中获得的能量是消耗能量的 10 倍之多。

巴西 99.7% 的甘蔗种植都在距离亚马逊热带雨林至少 2000km 远的圣保罗东南方地区，热带雨林气候通常并不适合甘蔗种植。

• 美国生产乙醇燃料的原料主要是玉米和小麦，大约有 1×10^7ha 的土地专用于此，占总耕地面积的 3.7%。截至 2008 年，每公顷可以生产 4000L 乙醇燃料，生产成本为每升乙醇燃料 35 美分。美国每公顷玉米乙醇产量只有巴西甘蔗乙醇燃料产量的一半；从乙醇燃料获取的能量与生产乙醇燃料消耗的能量之比仅为 1.3 ~1.6，远小于甘蔗制取乙醇燃料途径得到的比例 10；每升 35 美分的生产成本也高于甘蔗的每升 22 美分。福特、克莱斯勒和通用等公司在它们全部的车型系列上（从高级轿车、SUV 直到越野车）都应用了 Flex Fuel 燃料。目前在美国有 930 万辆 Flex Fuel 汽车。

美国政府计划推行这样一个项目，在未来的几年里增加从剩余农作物、造纸业剩余物和家庭垃圾中制取植物纤维乙醇燃料。

除了甘蔗、玉米、小麦、甜菜和木薯之外，藻类也是一种可以用于生产乙醇

燃料的潜在原材料。藻类是水中植物，主要通过光合作用获取养料。种植藻类（这里指的是藻类栽培种植）每公顷的产量明显比农田种植物的产量高，例如种植藻类产量是菜籽产量的15倍，是小麦产量的10倍。目前此领域的研究非常活跃，Boeing和Exxon这两家公司在此方面的工作较为突出。

乙醇生产有以下两种方法：

— 对发酵的生物质进行蒸馏提纯处理；

— 合成方法，即利用蓝藻和酵母酶的反应和汽化。

公元925年，波斯医生Abu alRazi通过蒸馏从果酒中第一次得到乙醇。然而，人类在更早的年代就知道，含糖果实的发酵可以自然产生乙醇，这在古埃及和美索不达米亚的文字记载以及圣经中都提及过。以生物质为原料的乙醇生产工艺和世界各地区以果实和蔬菜为原料的酿酒工艺是一样的，比如果子酒、朗姆酒、威士忌、伏特加或日本米酒等的酿酒工艺。日本人在公元前3世纪就学会用发酵的稻米制作日本米酒。公元10世纪，在小亚细亚地区人们已经普遍掌握了从荔枝酒和李子酒中蒸馏提纯制作高纯度烈酒的方法。18世纪中叶，英格兰地区农作物的丰收导致了杜松子酒的高产量。

图128所示是一套典型的蒸馏装置。最简单的蒸馏形式是，首先烧煮果实（这

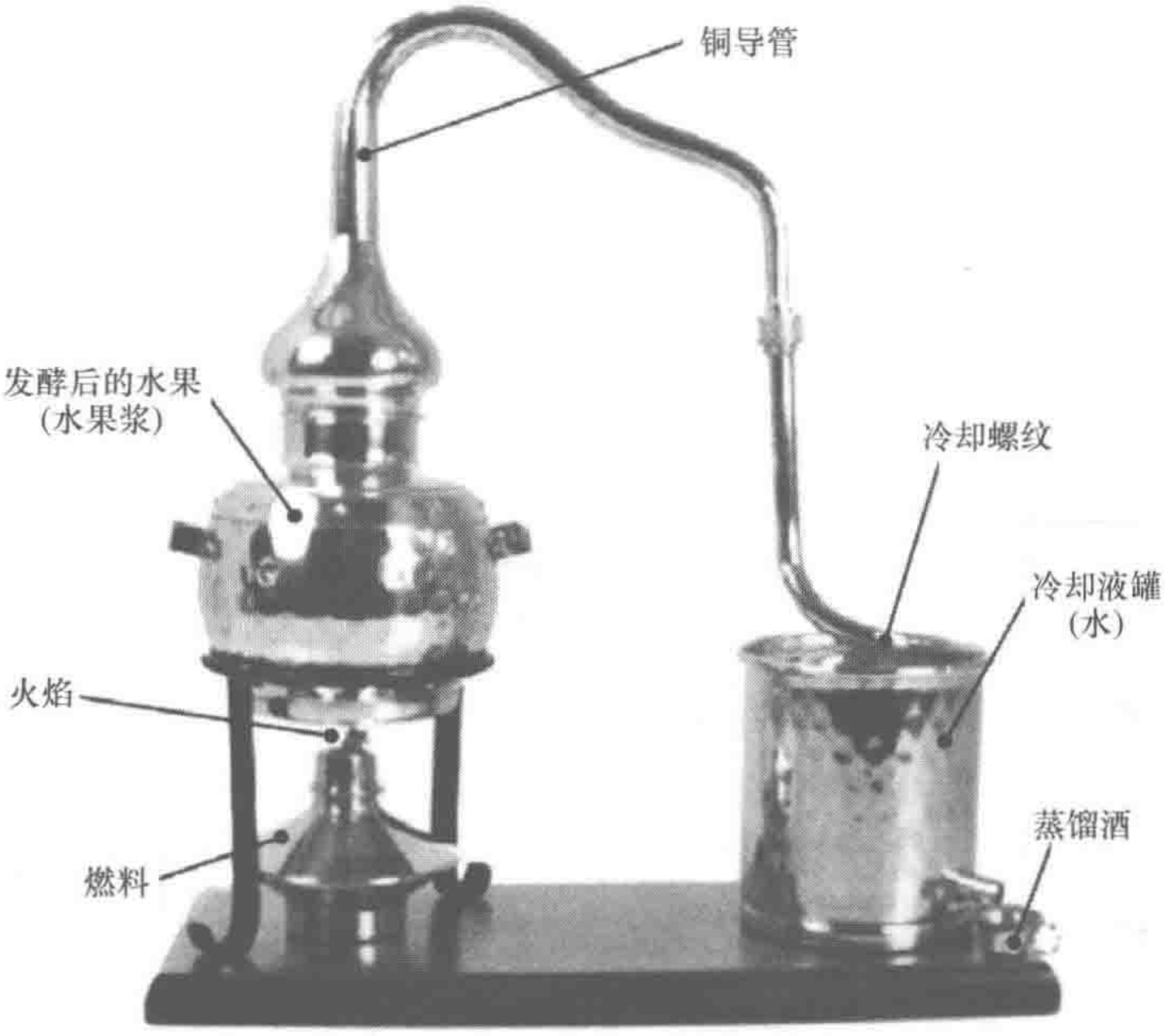


图128　小型蒸馏装置（容量0.5L）

些果实之前会通风存放几周并自然发酵），然后从外部冷却蒸汽管（如用流动的冷却水），使产生的乙醇蒸气冷凝，最后将流动的乙醇液体导入储存容器中。应该强调的是，这种乙醇提取技术简单、易掌握，在世界各地可应用于大型生产设备或小型生产装置。工业生产时通常先将乙醇体积分数 10% 的已发酵原料搅拌成含糖浆液，然后通过蒸馏/精馏得到体积分数 99% 以上的酒精。

还有一种特别有意思的乙醇制取方法，那就是从碳氢化合物废料中（如废轮胎或塑料瓶罐以及生物垃圾）制取乙醇。图 129 展示的是 Coskata 公司研发的制取方法。

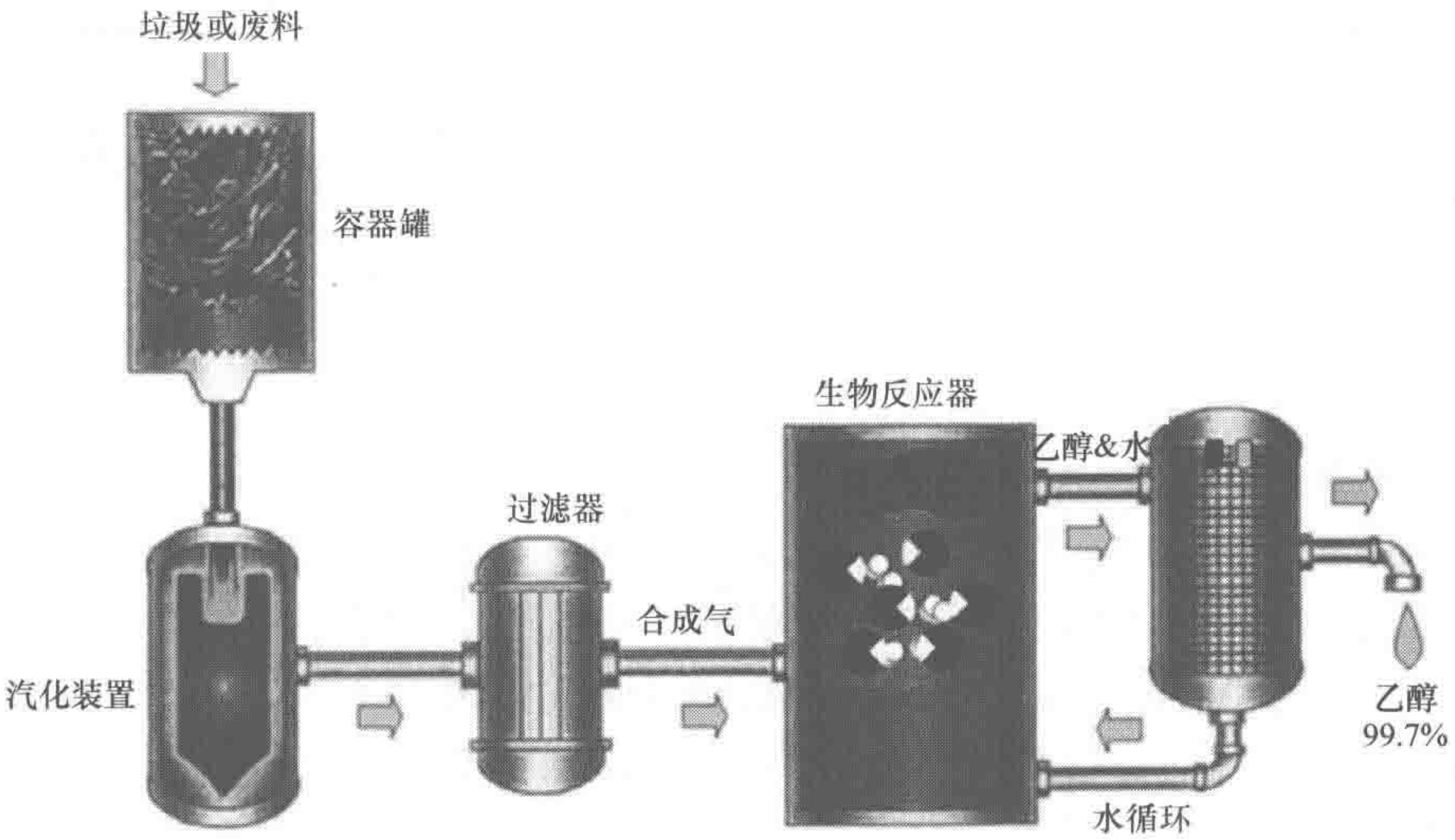


图 129 从垃圾中提取乙醇的工艺流程

垃圾中碳氢化合物结构通过裂解被转化成合成气。其中，二氧化碳和氢气的化学能在生物反应容器中被微生物吸收，用于生产乙醇。微生物对一些可能阻扰典型化学转化反应进行的杂质有较高的容忍度。通用公司开展了相关的项目研发，其提供的资料表明，这种方法加工生产每 $1US_{gal}$（$1US_{gal}=3.785L$）乙醇燃料的成本为 1 美元，是生产每 $1US_{gal}$ 汽油所需成本的一半。运用此种方法生产每 $1US_{gal}$ 乙醇燃料需要 $1US_{gal}$ 水，是生产其他生物燃料所需水量的三分之一。

Coskata 公司计划在 2011 年启用第一台商用大型乙醇蒸馏提纯设备，年产 5000 万至 1 亿 US_{gal} 的乙醇燃料。至 2020 年，美国石油需求的 18% 有可能被此种方法生产的乙醇燃料替代。相比于汽油，在上述能量载体至汽车驱动轮的能量传递链上发生的二氧化碳排放可以降低 84%。

特性

如表3和图115所示，与汽油相比，甲醇和乙醇的热值较低，因此在相同储量下续驶里程数也较少。但是，以甲醇和乙醇为燃料的发动机燃烧过程其空燃比也较低，这样汽油、甲醇和乙醇三种燃料/空气混合气的混合热值大小基本可比。

甲醇和乙醇的辛烷值比汽油的大许多，这就容许较大幅度提高发动机压缩比。但是，它们的汽化焓值也是汽油的2.4~3.1倍，这会导致进气管喷射的冷起动问题。采用缸内直喷时，高汽化焓值加上汽化持续时间缩短，这反而是一个优点，这是因为喷射过程中焓降低可以导致气缸内空气温度急剧下降。

储存

在大气环境条件下，甲醇和乙醇的密度与柴油相当，所以要求的存储技术同样简单。

混合气形成和燃烧

早在20世纪70年代，采用进气管喷射技术，非常成功地实现了汽油驱动至甲醇和乙醇驱动的转换。

例如，保时捷实现了汽油驱动至M85燃料（体积分数85%甲醇和15%汽油）驱动的转换，其中用两个较大流量的燃油泵代替原来的一个喷油嘴，并在所有燃料通过的部件中加入了耐甲醇腐蚀的材料。此外，还需要发动机管理系统作相应的适配，并配置相应的机油。M85发动机在转速5000r/min下其最大有效能量密度提高了13%（即从1.08MPa增加至1.22MPa），效率提高了17.7%，在较低转速2400r/min下其效率也提高了5.6%。

图130给出了一辆Flex Fuel汽车采用E85燃料（体积分数85%乙醇和15%汽油）后必须采取的适配措施以及借此改善发动机转矩/功率性能的描述。相比100%汽油，E85燃料发动机的转矩增加了14%，功率也相应增大。所有测试过Flex Fuel技术的或批量生产过Flex Fuel汽车的汽车制造商都发现，用100%乙醇替代100%汽油作为燃料可以使发动机转矩增加10%~15%。转矩之所以增加有两方面的原因：①乙醇汽化性能好且汽化过程快，其分子结构中氧含量高，在近似等容的燃烧过程中比循环热功较高；②相比汽油而言，在进气管喷射时乙醇的汽化焓较高（见表3），这可以降低进气管内空气的温度，提高管内空气密度，从而增加充气量（加载量）。

如表3所示，汽油的热值为44MJ/kg，而乙醇的热值为26MJ/kg，同时乙醇的化学计量空燃比为9，而汽油的为14.7，因此，在燃烧所需空气量相同的条件下发动机所需的乙醇量就会更多。按燃烧反应的化学计量比计算并考虑相应的密



图 130 发动机燃料：可变乙醇/汽油混合比例燃料（Flex Fuel）

度可得，1L 汽油需要用 1.568L 乙醇代替。在喷射系统中，有三种调节燃料喷射量的途径：①喷嘴的打开持续时间；②喷嘴的有效通过截面（为了确保采用100%乙醇作为燃料时燃烧所需的最大流量，相应的喷射系统通常配置的喷嘴数量是纯汽油燃料系统的两倍）；③燃料压力（与有效通过截面类似，一般配置两个燃料泵或一个大流量的燃料泵）。

上述措施的原理如式（3.4）所示：

$$V_{\text{喷射}} = \int_{t_{\ddot{o}}}^{t_s} \mu A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{fuel}}(p_{\text{喷射}} - p_{\text{空气}})}} \cdot \mathrm{d}t \tag{3.4}$$

式中，$V_{\text{喷射}}$表示喷嘴开闭间一次喷入的燃料体积（m^3）（译注：常用 mm^3/Asp 表示）；$t_s - t_{\ddot{o}}$ 为喷射燃料持续时间（ms）；μA 为流量有效通过截面（m^2）；ρ_{fuel} 为燃料密度（kg/m^3）；$p_{\text{喷射}}$ 为瞬时喷射压力（N/m^2）；$p_{\text{空气}}$ 为空气反压力（N/m^2）（在进气管喷射时为进气管压力，在缸内直喷时为瞬时压缩压力）；t 为时间（s）。

相比汽油，乙醇燃烧过程更加剧烈，这不仅可以增加比循环热功，也能提高

热效率，从而使比燃料消耗减少。按相同热效率计算，乙醇/汽油替代比例可以减少 10%，即乙醇从 1.568L 降低至 1.4L 代替汽油 1L。

汽油和乙醇具有不同的分子结构，在完全化学燃烧条件下，按等空气量计算，燃烧后产生的废气如下表所示：

	乙醇	汽油
	1.568L	1L
二氧化碳	2.358kg	2.285kg
水	1.44kg	1.013kg
氮气	8.452kg	8.45kg

尽管消耗的乙醇体积大于汽油（1.568∶1），但两者的二氧化碳排放量大致相同，这是因为乙醇的 C/H 比例较低。另外，乙醇燃烧产生的水含量明显多于汽油。

综合考虑混合气形成技术的优、缺点和可能的能量载体，可以得出一个有利的方案，即变比例汽油/乙醇/甲醇缸内直喷，其中的比例大小取决于瞬时或局部的状态。

汽油、乙醇和甲醇各自与空气混合后的混合气热值大小不同，更主要的是各自燃烧的最小空燃比不同，因此，在同一负荷工况下根据混合气组分不同，必须调节相应的喷射量。

这项技术具有两类复杂的问题：

— 变比例多燃料直喷系统的可调性或可控性。

— 混合气形成过程或燃烧过程对变化的喷射过程或燃料喷束特性的适应性。变比例多燃料/空气混合气由喷射过程或燃料喷束特性确定。与壁流式方法相比，射流式混合气形成过程或燃烧过程涉及的这一问题更加复杂。此外，还需实现全负荷下均质、部分负荷下分层的燃烧过程。

假定缸内空气量相同并按燃烧反应计量计算，汽油换为纯甲醇或纯乙醇，喷射量分别需要增加 2.2 倍或 1.6 倍，因此，上面提及的问题就必须予以解决。

类似上述技术方案是否有应用价值和是否可实现，是根据如下评估标准进行判断的[16,17,18]。

技术可行性和发动机特性参数

如前文所述，Flex Fuel 方案的技术可行性（从瞬时燃料组分识别到喷射量和点火角的调节）已经在不同的进气管燃料喷射发动机中得到了验证。混合气形成空间从进气管改成燃烧室，这在原理上既不会影响技术可行性也不会改变相应燃烧过程的优点。

燃料喷射系统的适配

变比例多燃料缸内直喷系统的适配可以用以下两种评估标准来评价：

— 不同燃料的不同特性（如密度、黏度、弹性模量和汽化临界点等）对喷射系统各过程（如压力过程、压力波衰减过程和燃料喷射过程）的影响。在某一固定参数设置的喷射系统下，分析变比例多燃料各种组合的影响。

— 在某一比例多燃料组合情况下，优化喷射系统的参数设置。这里尤其涉及喷射量和喷射过程的优化。

混合气形成的适配

喷射过程主要取决于需适配的燃料喷射量和多燃料混合比例。此外，燃油喷束的特性取决于每一燃料组分的特性。

燃料中醇类比例增加，如前面提及的，通常需要增加喷射量。这需要进行燃料喷射过程的适配，如式（3.3）所述，可以通过延长喷射时间或提高喷射率（即增大压力）予以实现。在通常汽车发动机转速下，喷射时间的延长是受限的，例如将汽油驱动切换为甲醇驱动，喷射时间翻倍几乎是不可能的。另外，在同样喷射时间条件下，增大喷嘴入口压力也可以实现增加喷射量。但是，这会导致喷射速度变大，进而使缸内喷束长度增加。醇类雾化性能较好，燃料喷射时醇类比例增大可以部分抵消喷束长度增加的不利影响。就均质燃烧和充气分层运行模式下混合气形成的适配（或标定）而言，必须在与燃料比例相关的喷射量下寻找喷射时间与燃料压力幅值的优化值。对此采用数值和试验组合的喷束分析尤其适合。

应用和结果范例

图131展示了一个高压调制直喷系统中加速导管内各燃料的速度和压力过程。汽油、乙醇、甲醇的压力过程与参考设置或者比较喷射量相符。在0.8MPa预压下，阀门开启会使所有燃料的压力迅速下降或者速度增大。达到一定速度时，阀门关闭会使压力突然变大，如图中在速度7m/s时压力骤增至4MPa。为了得到更大的喷射量，可以采取提高预压的措施。如图中，乙醇压力提高到1.15MPa，甲醇压力提高到1.5MPa，在同样的阀门开启时间条件下，速度分别增大到10.7m/s和12.6m/s，从而两种燃料的压力幅值增加至5.4MPa和5.8MPa，但是压力波持续时间几乎保持不变，所以，提高预压可以增加喷射量。这个仿真结果在喷射系统功能测试台上得到了验证。图132给出了试验获取的系统加速导管内压力时间曲线。

根据上述结果，被选用的系统结构下直喷系统将汽油的基准直喷量设置为

$22mm^3$/Asp。对于同样的空气进气量，按燃烧化学计量比，乙醇和甲醇的基准直喷量也可由预压力 0.76MPa（乙醇）和 0.91MPa（甲醇）确定。图 133（见彩插）是根据计算和实测得到的汽油、乙醇和甲醇喷射体积量，它们与加速度持续时间有关。

特性曲线显示，喷射体积量由小到大具有良好的比例关系。从图 131 可以知道，相对于汽油，乙醇和甲醇喷射体积量的增加值也可以根据各自燃料流的加速度持续时间确定，这可以通过电磁阀门的开启时长来调节。然而，增加喷射体积量的预压力调节方法有其优点：汽油切换至乙醇或甲醇，相应的喷射量按比例增大，这在同样或近似同样的电磁阀开启时长情况下也是可能的。针对每一种燃料或混合燃料，在不同负荷/转速组合工况下可以更简单地根据一张喷射量特性表格（或特性曲线）进行喷射量调节。变比例汽油、乙醇和甲醇多燃料喷射量特性曲线，如图 131 所示，可以由汽油的曲线至甲醇的曲线组成的曲线簇构成。比如图 133 中描述的乙醇喷射量曲线同样适用于三种燃料以同样比例混合的混合燃料。

在高压调制喷射系统中，因燃料中醇类成分之故，需要增加喷射量，这可以通过提高最大压力予以实现。如图 131 和图 132 所示，压力波持续时间保持不变。这种压力过程变化发生在弹簧喷嘴入口处，可以产生如下作用：在喷油嘴针阀开度保持不变（即最大通过横截面保持不变）的情况下，出口速度随压力幅值增大而增大，同时喷射持续时间几乎不变。在同样的通过横截面情况下，喷嘴出口燃料喷射速度增加会导致燃料喷束穿透深度增加，即使燃料液滴尺寸的减小可以部分抵消穿透深度的增加。另外，燃料中醇类成分具有更好的雾化性能，这也可以抑制喷入深度的增加。了解和掌握燃料中醇类成分对燃料喷束空间动态特性的影响，这方面的知识对混合气形成的优化具有决定性的作用。对高压调制喷射系统的燃料喷束进行实验分析，需要采用激光多普勒风速测量法（LDA）或激光片法（LS）以及借助 CCD 照相机，而观测燃料喷束则需用频闪观测器。其中，LDA 方法可以给出燃料喷束中液滴大小和液滴速度的空间分布和随时间变化的大量信息，但是其费用也较高。LS 方法可以在燃料喷束的每一通过横截面上对液滴雾化和分布以及随时间变化的穿透深度等进行定性分析。

用一束脉宽为 5ns 的钇铝石榴石晶体激光器（Nd - Yag - Laser），在燃料喷束待观测的通过横截面处切开一个薄口，设置脉冲激光与 CCD 照相机抓拍频率和喷射系统喷射频率同步，在每一观测点进行约 1300 次的测量，可用于获取燃料液滴的数字图像并计算液滴分布的概率。喷束正前定义为，10 次连续垂直测量的取值有 9 次为二进制数 1 的空间。这样，检测喷束正前就可以将那些小的孤立的液滴排除在外。

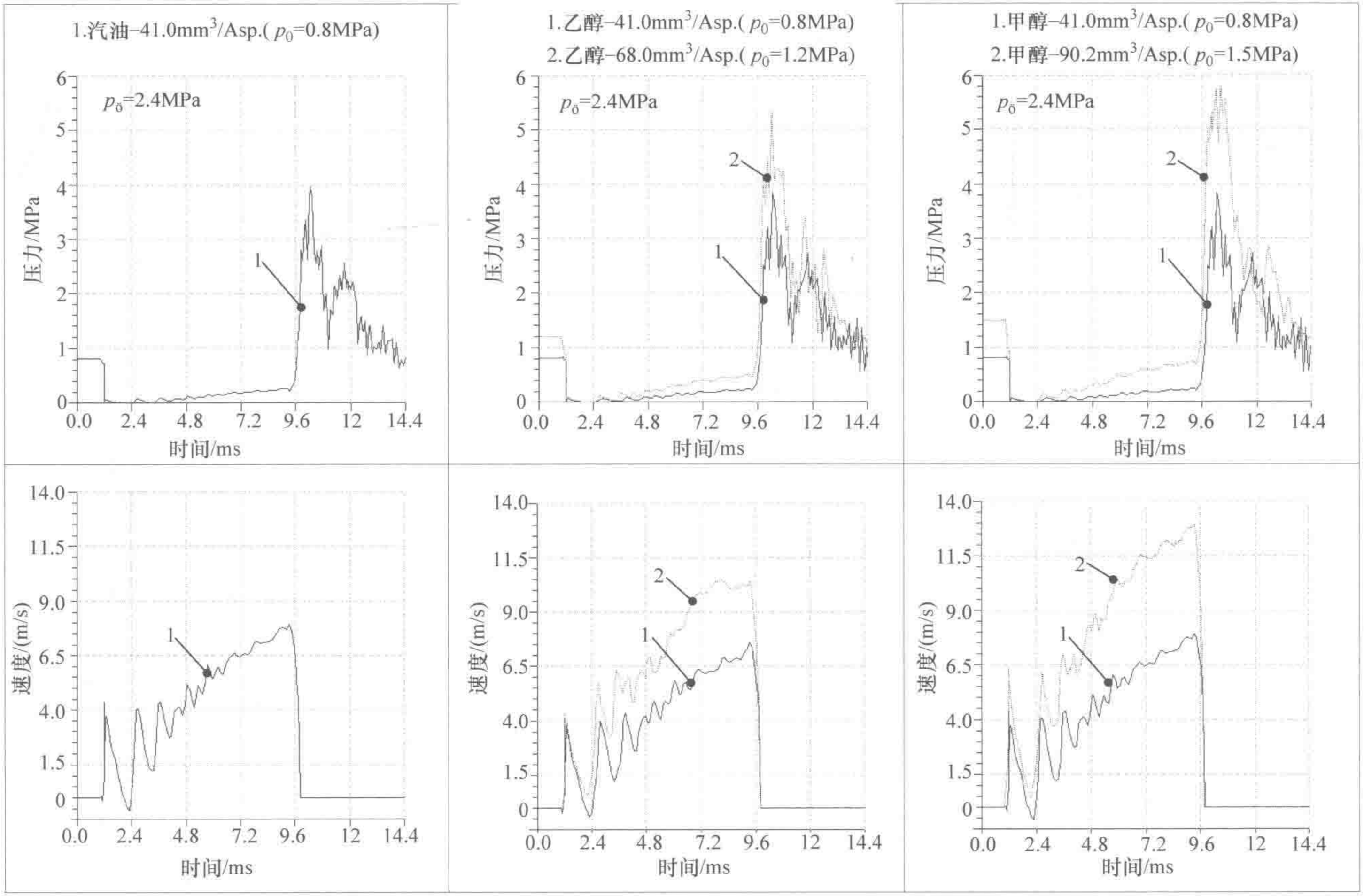


图 131　高压调制喷射系统汽油、乙醇和甲醇直喷过程的压力变化和速度变化：仿真结果

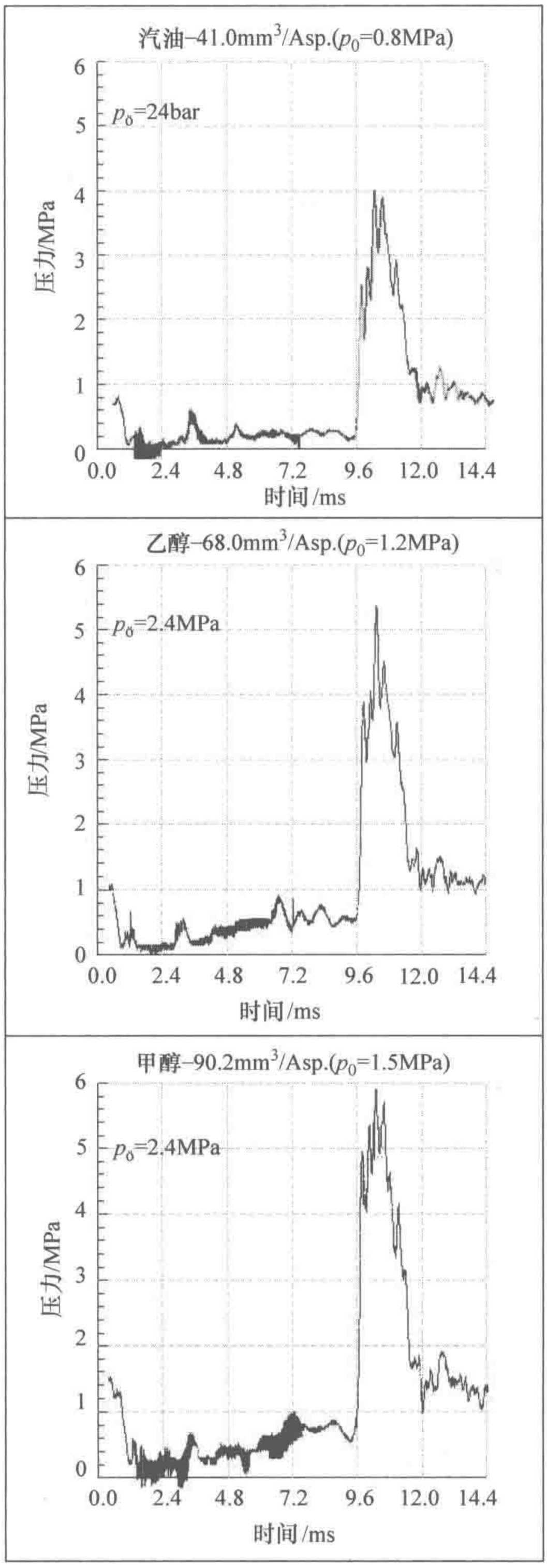


图 132　汽油、乙醇和甲醇直喷过程的压力变化：实验结果

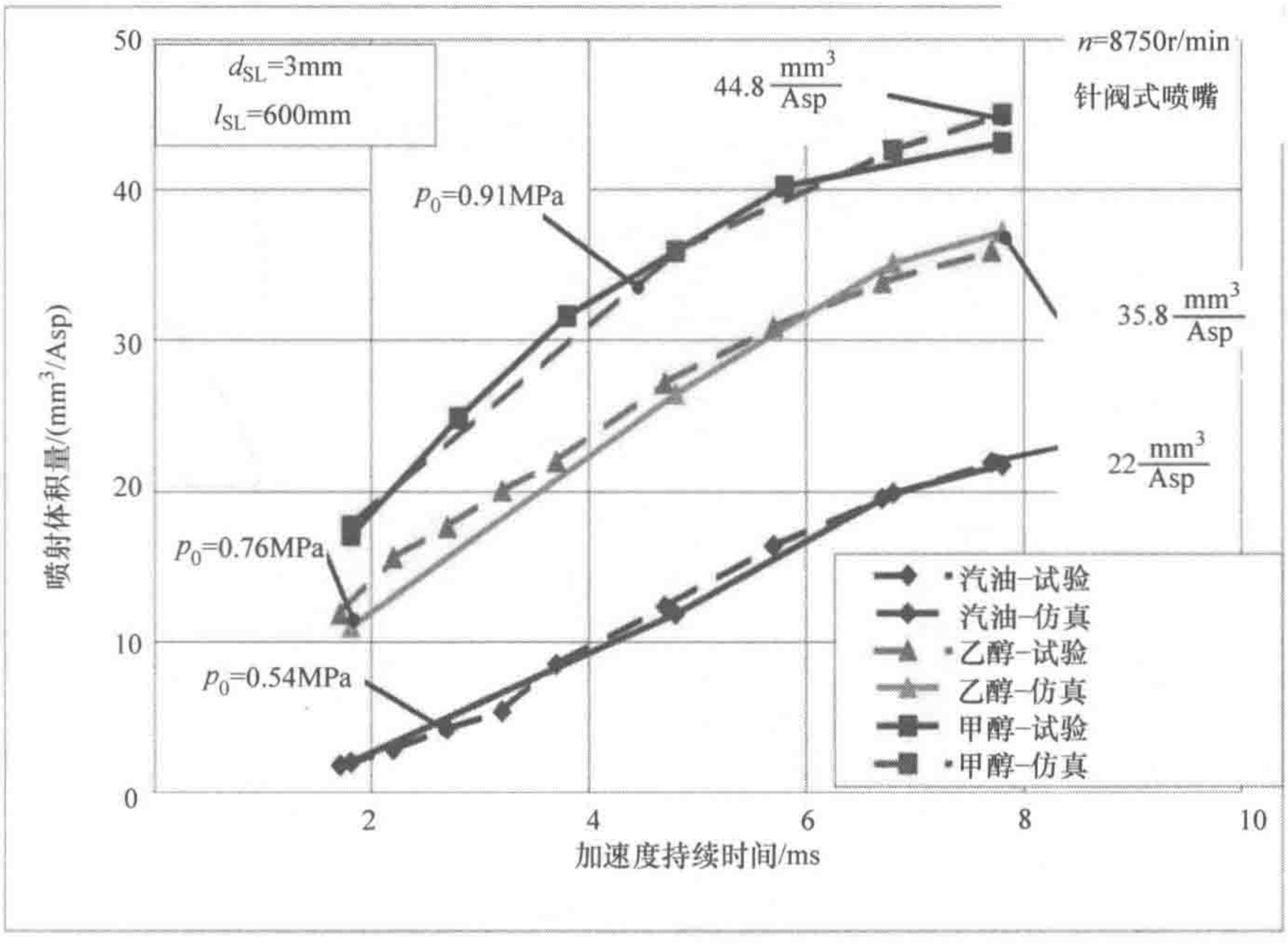


图 133 汽油、乙醇和甲醇喷射体积量随预压力和加速持续时间变化：仿真与试验对比

从每一观测点得到的图像经至少 20 次重复测量后，可以建立一个液滴分布概率模型。尽管无法测量燃料喷束每一处液滴大小和速度，上述模型可以给出每个喷束通过横截面上液滴分布和喷束正前速度的定性信息。借助 LS 分析可以确定，在整个喷射过程中随着燃料中醇类成分增加，喷束纵向与横向截面上混合燃料呈更好的雾化性能。

为了确定喷射过程每个时间段内混合燃料中乙醇或甲醇含量的增加对喷束穿透深度的影响，除了从喷束通过横截面上，也可以从喷束侧面轮廓图像中获取相关信息。这类研究采用的工具是触发式频闪观测器（频闪时间 2.5μs）和 CCD 照相机。喷束侧面测量可以得到喷束的动态概貌。LS 分析可以初步筛选各种不同方案，LDA 方法可用于进一步的优化。从大量较少代价的定性分析到较高代价的针对性定量分析，实践证明这样的研究方式是非常有效的。为了得到与影响因素的基本关系，可以取用不同时间段抓拍的数字图像进行分析。

图 134 是双孔喷嘴或轴针式喷嘴汽油喷射下抓拍的喷束瞬时图像，其中相应的参数如喷射量和喷嘴打开压力保持不变。轴针周围的燃料空间分布使得燃料喷束不仅更均匀而且更短。

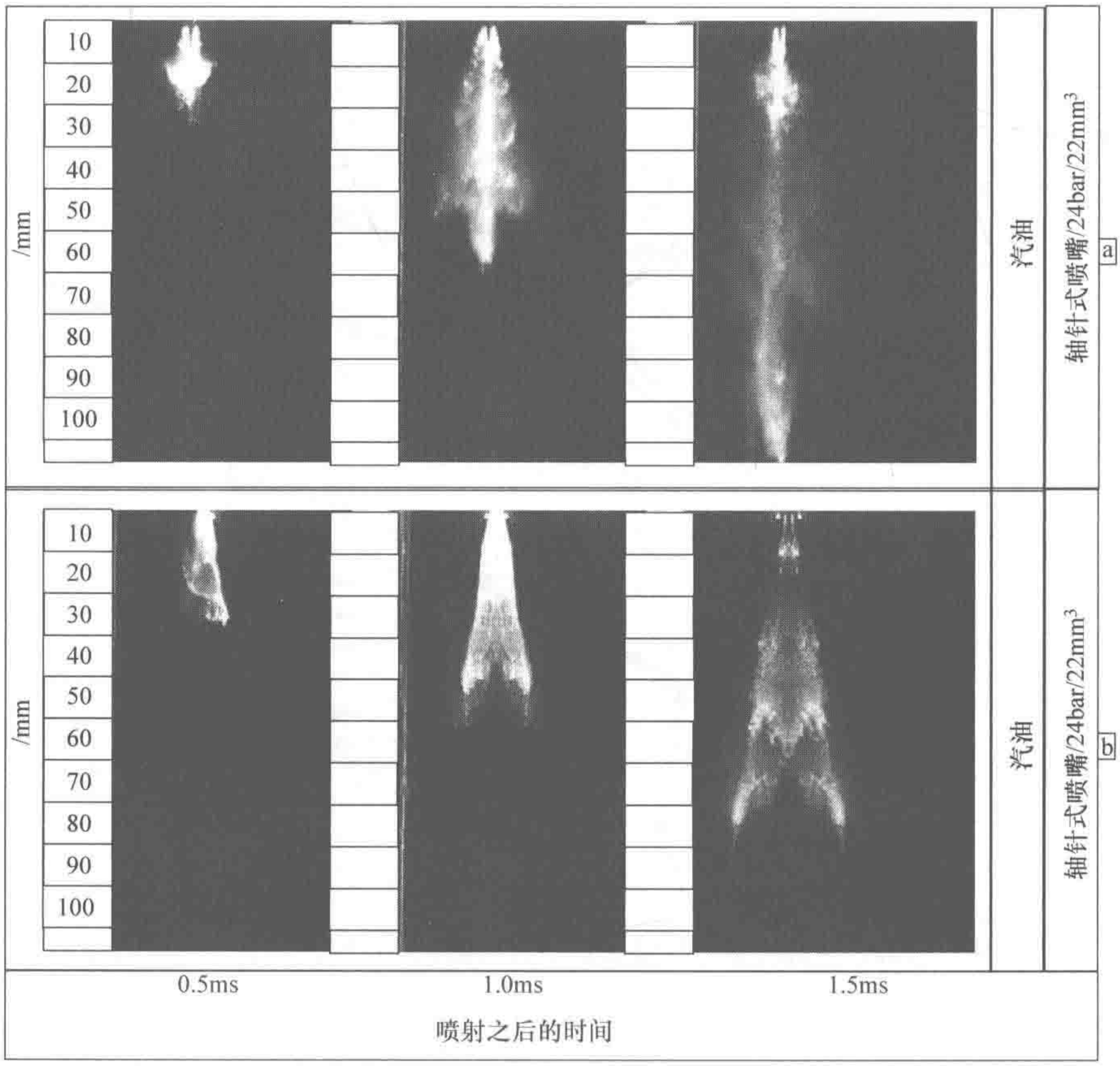


图 134　采用双孔喷嘴或轴针式喷嘴的汽油喷射技术：喷束瞬时图像

在同样系统参数（如轴针式喷嘴、喷嘴开启压力和喷射量）设置下，汽油、乙醇、甲醇和同比例混合燃料的喷束比较见图 135。图 134b 和图 135a 是同一幅图像，用作喷嘴类型和燃料类型比较的基准。

采用轴针式喷嘴燃料喷射技术，从燃料分布和雾化的差异到汽油喷射时明显的液态聚集，这些现象几乎都没有观测到。与此相反，观测到一个有意义的现象，即与时间相关的喷束穿透深度与燃料类型几乎无关。

图 136 与图 135 不同之处在于喷射量的设置，乙醇和甲醇的喷射量按各自燃烧反应化学计量计算，分别为汽油喷射量的 1.63 倍和 2.2 倍。这种情况下，可以观测到明显的液态聚集趋势：喷射开始后 1ms 处与汽油喷束相比，乙醇喷射量尽管较大但其喷束中液态浓度较小，这表示乙醇雾化较好。在相同时刻汽油和甲醇喷束中的液态浓度相似，这说明喷射量增加会不利于雾化。醇类成分的易雾化性与喷射量增加之间的反作用也明显缩短了喷束穿透深度。

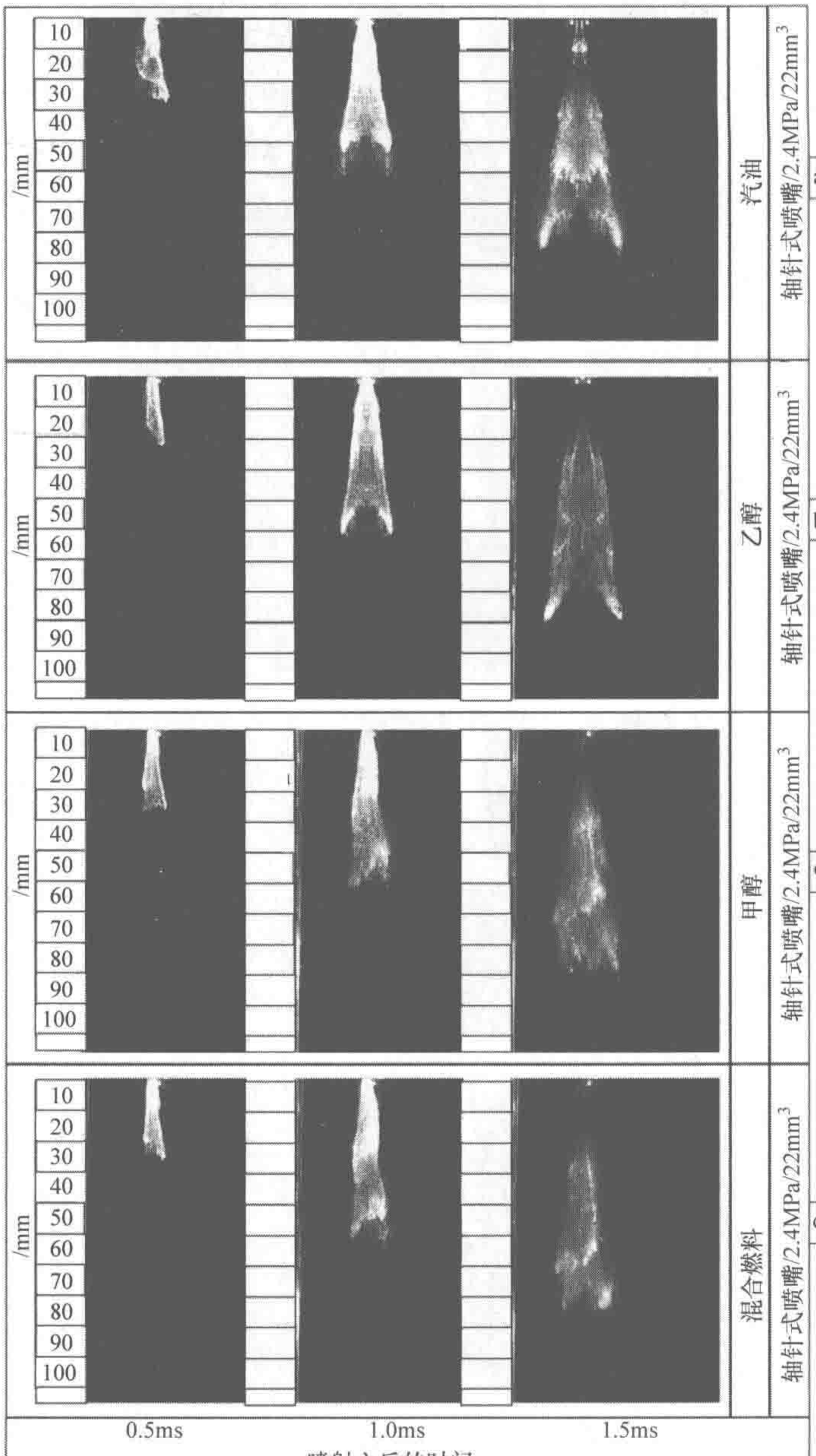


图 135 采用轴针式喷嘴喷射并在同样喷射量下
汽油、乙醇、甲醇和混合燃料的喷束瞬时图像

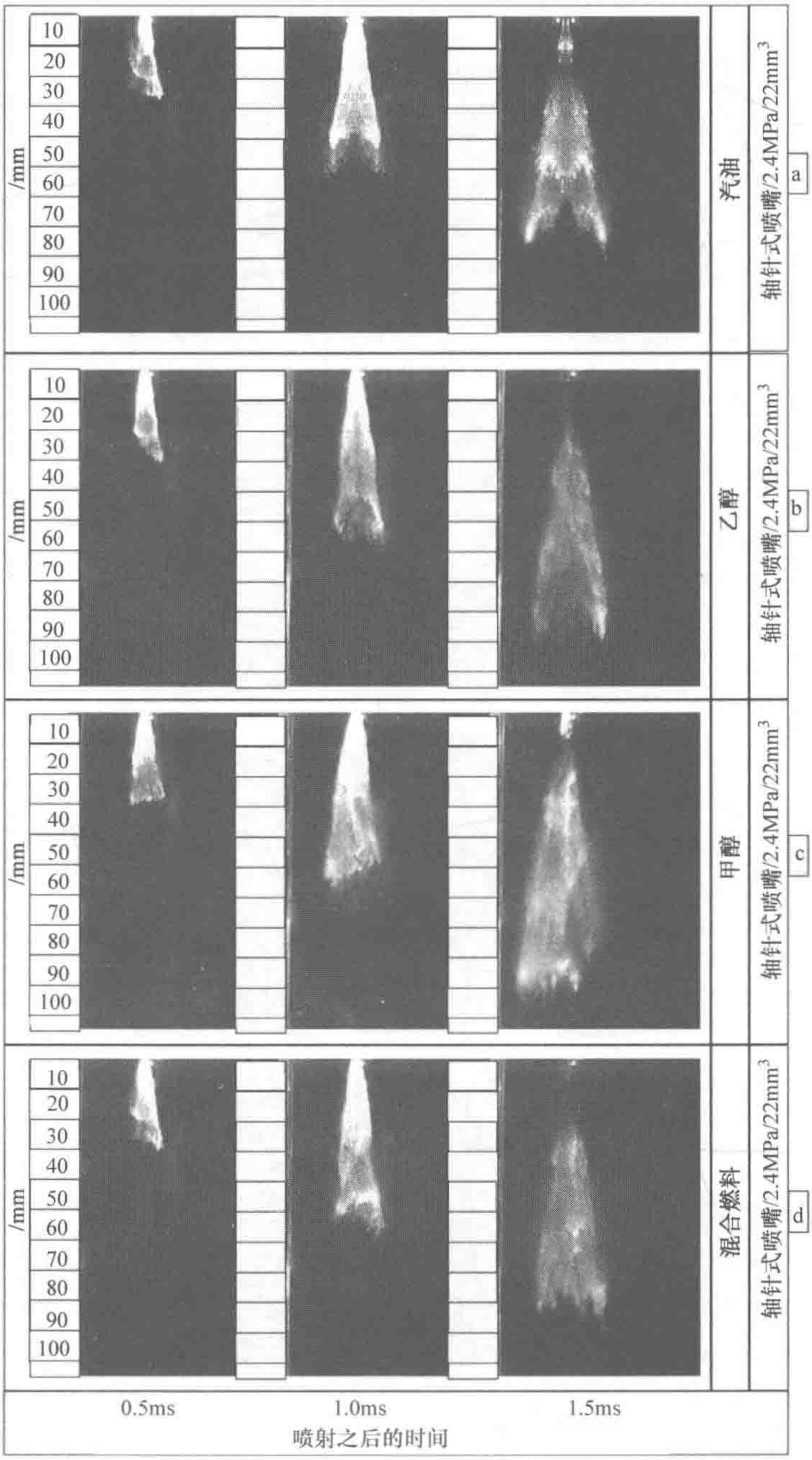


图 136　采用轴针式喷嘴喷射并在按燃烧反应化学计量计算的喷射量下汽油、乙醇、甲醇和混合燃料的喷束瞬时图像

这种作用关系从图137中可见，汽油80mm、乙醇95mm和甲醇100mm的喷束穿透深度与相同喷射持续时间内汽油22mm^3、乙醇36.8mm^{3}和甲醇44.8mm^{3}的喷射量并不线性相关。这种效应减少了多燃料直喷技术实现缸内混合气形成的难度。

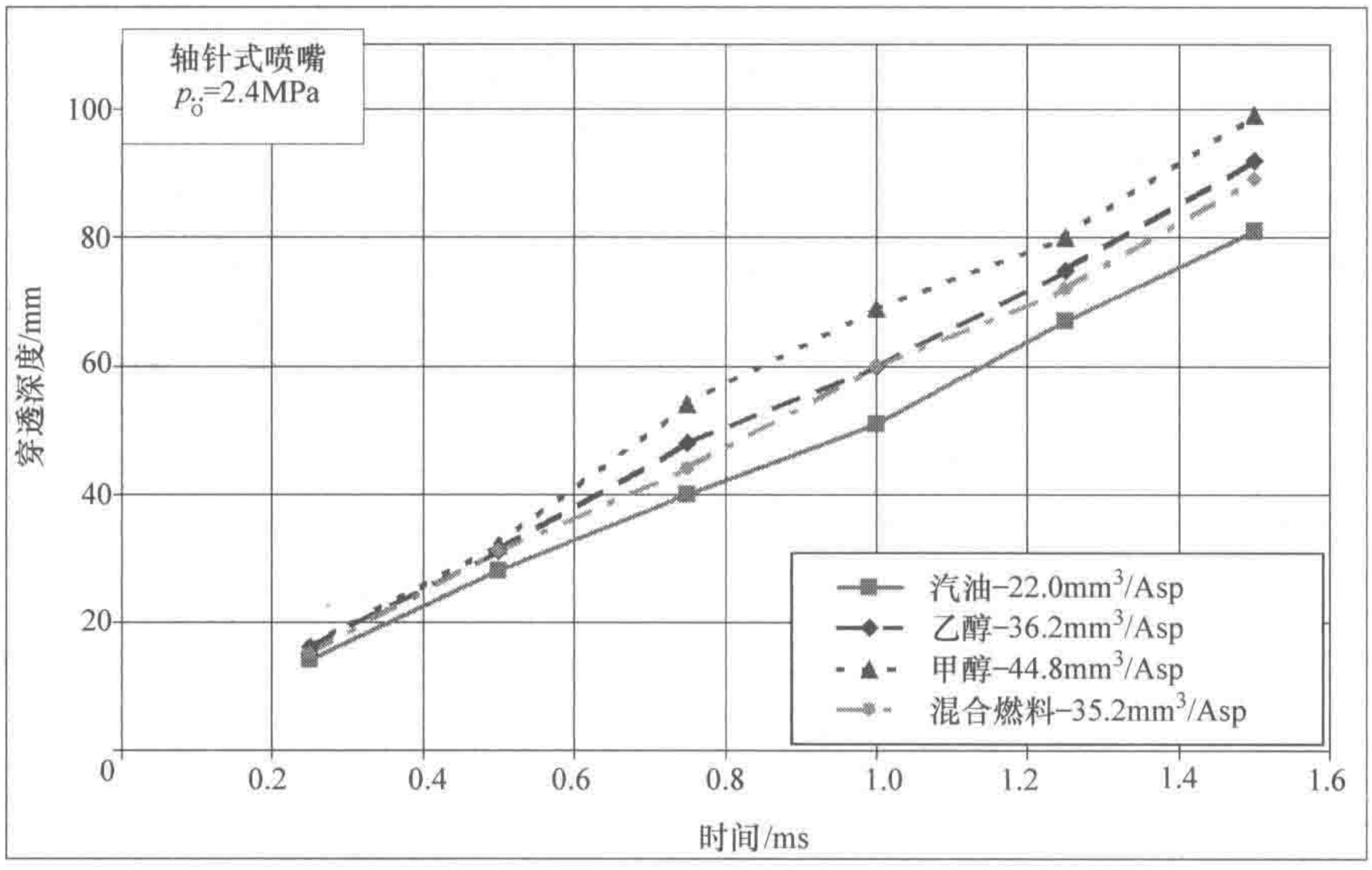


图137 汽油、乙醇、甲醇和混合燃料随时间变化的喷束喷射深度，
其中喷嘴为轴针式喷嘴，喷嘴开启时刻压力 $p_{\ddot{o}}$ = 2.4MPa，
喷射量按燃烧反应化学计量设置

不同的描述形式（包括数值仿真）能够呈现燃料喷射过程中的雾化作用。下面介绍两种富有启发性的方法[17]：

— 计算和描述燃料液态浓度，采用液态燃料质量与所有气相组分总质量（空气和汽化燃料组分）之比。

— 计算和描述燃料液态浓度，采用液态燃料质量与空气质量之比。将气相燃料组分排除在外的处理对后续过程（如燃烧过程）显然是不合理的。第一种处理方式是普适的，而第二种方式却有这样的优点，即燃料液态浓度定义中的分母不随燃料组分变化而增加，表征更有说服力。这一点对于混合气形成条件的分析颇有益处。

与汽油相比，燃烧乙醇和甲醇虽然需要更大的喷射量，但这两种醇类燃料喷束任一时刻的液态浓度较低，在缸内空气中又有较好的分布。在不同的喷射量、转速和喷射开始时刻组合情况下，也观测到类似的结果。这些研究表明，汽油/乙醇/甲醇变比例混合燃料的直喷技术和在负荷工况点下对应的喷射量变化，与

汽油直喷技术相比，并不会对缸内混合气形成的条件产生不利影响。

为了验证上述仿真结果，首先在同一发动机上对纯汽油和纯乙醇直喷技术进行对比试验。用于台架测试的发动机为一台四气门四冲程单缸发动机，这与仿真条件设置保持一致。

考虑到未来的发展趋势，选择了特别严格的缸内混合气形成条件：

- 发动机排量为125mL，压缩比为11∶1。这样设计的燃烧室虽然非常紧凑，但燃料喷束对发动机缸壁的冲击问题就很严重。
- 发动机在转速9500r/min下达到最大功率。最大功率转速高不仅严格限制了喷射时间和混合气形成时间，因最大功率转速对应的活塞平均速度必须是可接受的，发动机行程/缸径比还必须较小。试验所用的发动机其行程/缸径比为0.73。

基于上述涉及的3个要求，即小排量、高压缩比和低行程/缸径比，这台发动机的燃烧室具有缸径较大、活塞与气缸盖之间隙很小的特征。在这种结构下，几乎不可能实现壁流式燃烧过程混合气形成所需的活塞凹坑（预燃室）。在上述发动机试验中，轴针式喷嘴由气缸盖朝向活塞。在设计绕喷嘴轴针的燃料喷束外包络面时，燃料在已有燃烧室中的分布应尽可能大。通过绕喷嘴轴针的螺旋形气道可以部分减弱燃料喷束对活塞的冲击。表5给出了在最大转矩对应的转速8750r/min下汽油和乙醇直喷的对比结果。

表5　化学计量比 $m_{乙醇}/m_{汽油}=1.63$ 条件下发动机特性参数比较（试验数据）

性能参数 \ 燃料		汽油	乙醇	
比功	$\frac{kJ}{m^3}$	900	750	-16%
比燃料消耗	$\frac{g}{kW \cdot h}$	450	800	+77%
HC排放	10^{-6}	7000	7000	—
CO排放	%	6	3.9	-35%

乙醇直喷下能量密度减少16%。在进一步改善燃烧过程和稍微降低一点混合气热值之间乙醇直喷还有改进的潜力，特别是有必要优化喷射和点火开始时刻。比燃料消耗增加了77%，这既反映了实现的能量密度低（下降了16%）也反映了乙醇热值较低的实际情况。

与汽油直喷相比，乙醇直喷下碳氢化合物和一氧化碳的浓度保持不变或减小。鉴于其易汽化性以及醇类燃料中C/H/O比例，还有进一步减小HC浓度和CO浓度的可能性。

应用和前景

2010 年全世界共有 2260 万辆混合燃料汽车，其中如前文所述，超过 1200 万辆在巴西，超过 900 万辆在美国，21.6 万辆在瑞典。表 6 所示的各汽车厂商在巴西的混合燃料汽车年产量显示了这种汽车的应用前景。

表 6 各汽车厂商在巴西的混合燃料汽车年产量（2010 年数据）

整车制造商	年生产量
VW	46 393
Fiat	41 581
GM	39 177
Ford	22 135
Renault	11 813
Honda	8 136
Toyota	4 536
PSA	3 982

图 138 以一辆混合燃料汽车 VW Gol 1.0 为例，给出了纯汽油和纯乙醇驱动下转矩和功率性能数据。正如预期的那样，纯乙醇驱动下转矩上升了约 10%，同时功率也有所增加。



	转矩 /N · m	功率 /kW	0–100km/h /s	V_{max} /(km/h)
汽油 (100%)	97	53	13.5	165
乙醇 (100%)	106	56	13	165.4

图 138 混合燃料汽车 VW Gol 1.0

1998 年在美国约有 14 万辆混合燃料汽车，2001 年这一数字翻了 10 倍（137 万辆），目前达到的 930 万辆数字已远超历届政府计划的目标，用户对混合燃料汽车的接受度也超出预期。

汽油和源自植物和生物质的醇类混合而成的燃料用于汽油发动机的直喷技术，这提供了一个较小代价的未来发展方向。这个方案的优点很有说服力：可替代能源的年产量高、植物循环中的二氧化碳回收、直喷技术实现的比燃料消耗下降和现有加油站根据能源分布特点可供变比例混合燃料等。

从长远来看，应用完全没有汽油成分的醇类燃料（在酒类生产循环中乙醇也作为能量载体参与其中）与应用由电解制取的氢燃料一样环保。

原理上讲，上述两种应用涉及的主能量源和能量转换过程链是相似的，只是能量转换的载体不同：

— 太阳辐射能以二氧化碳作为媒介按如下途径用作动力，二氧化碳在燃烧过程中形成，然后在植物这种天然反应器中被分解。大自然中的二氧化碳被用作能量转换的载体。

— 太阳辐射能以水作为媒介按如下另一途径用作动力，水在燃烧过程中形成，而后在一个工业装置中被电解。大自然中的水替代二氧化碳被用作能量转换的载体。

两种循环唯一的本质区别是涉及的分解装置，这种装置用于分解能量转换载体的分子（二氧化碳或水）使其构成一种能量载体。二氧化碳的分解装置就是大自然本身。

3.5 氢气

生产

氢气是涉及未来理想驱动动力方案中的一个热门话题：

— 氢气理论上可以通过太阳能或者说电解水获得，这一过程不产生任何有害的副产品。

— 氢气的应用其结果都与水有关，氢气作为燃料在热机中燃烧或者在燃料电池中通过质子交换发电，两种应用的产物都是水。在热机高温燃烧中，虽然参与燃烧的空气中含氮，因离解反应不会产生氮氧化物 NO_x。

水在一个固定地点即在一个高效的装置中被分解，在动力驱动端又被还原成水；在分解装置处将分解后的中间产物作为能量载体储存起来，这个能量载体在驱动端还原成水的过程中释放其能量用作动力，实现这个理想能量传递形式的能量载体就是氢。这个过程中的问题在于储存本身，氢的气体常数是所有元素气体

常数中最大的，储存质量大就要求高压或低温储存。下式说明了这一点：

$$pV = mRT \rightarrow m = \frac{pV}{RT} \tag{3.5}$$

式中，p 为储存介质（这里是氢）的压力（N/m^2）；V 为罐体中储存介质的体积（m^3）；m 为罐体中储存介质的质量（kg）；R 为储存介质的气体常数（J/kgK）；T 为储存介质的温度（K）。在容积 V 给定的罐体中，在一定储存压力 p 和储存温度 T 条件下（比如大气环境条件下），储存介质质量 m 取决于其气体常数 R。

一种介质（或物质）的气体常数为

$$R = \frac{\overline{R}}{\overline{M}}$$

式中，$\overline{R}$为通用气体常数（J/kmolK）；$\overline{M}$为介质的摩尔质量（kg/kmol）；R 为介质的气体常数（J/kg · K）。就氢而言，由$\overline{R}$ = 8314J/kmolK，$\overline{M}_{H_2}$ = 2.1588kg/kmol，可得 R = 3851.21J/kgK。

在大气环境条件下，比如 $p = 1 \times 10^5$ N/m^2，T =（273.15 + 20）K，在一个80L（$V = 0.08m^3$）的罐体中氢气的储存质量为

$$m = \frac{pV}{RT} \rightarrow m = \frac{1 \times 10^5 \times 0.08}{3851.21 \times (273.15 + 20)} \rightarrow m = 7g \text{ 氢气}$$

空气的气体常数为 287.04J/kgK，比氢气的小 13.4 倍，所以，相同的罐体在相同的压力和温度条件下可以储存 93.8g 空气。考虑一辆汽油发动机车，它可以选择氢气或汽油驱动，一个 80L 的油箱能够容纳 60kg 的汽油，其密度为 0.75kg/L。如表 3 所示，氢气和汽油的低热值比为 120/44，22kg 氢气所含能量相当于 60kg 汽油所含能量。在上述压力和温度条件下的同容积油箱中，只能储存 7g 氢气。所以，在 80L 的容积中要储存 22kg 氢气，必须在 -253℃ 的温度条件下储存液态氢或在约 90MPa 的压力条件下采用高压储氢。

上述热力学关系始终是成立的，与储存的技术发展无关。此外，实际的氢气生产（制取）并不是理想的、清洁的水电解 - 氢储存技术路径。目前全世界不超过 1% 的氢气生产是采用清洁电的电解水方法，即电由太阳能、水力或风能发电提供，而 99% 以上的氢气生产（年产量 5000 亿标准立方米）其原料是化石燃料，生产过程中会产生二氧化碳或碳。下面以天然气 CH_4 制氢为例，介绍两种典型的化学反应过程：

— 蒸汽重整

$$CH_4 + 2H_2O \rightarrow CO_2 + 4H_2 \tag{3.6}$$

— 裂解

$$CH_4 \rightarrow C + 2H_2 \tag{3.7}$$

全球每年 5000 亿标准立方米氢气的生产其采用的能量载体如表 7 所示。数

十年来按这种方式生产的氢气被广泛用于肥料、颜料、溶剂和塑料等生产领域以及石油工业以改善相关的燃料结构。

表 7　氢气生产采用的能量载体

能量载体	百分比
天然气	38%
重油	24%
汽油	18%
乙烯	6.6%
其他化工产品	1.4%
氯碱电解	2%
煤（煤气）	10%

特性

氢气的汽车动力应用其面临的突出问题之一是车载储氢。即使是温度 -253℃下的液态储氢所能达到的密度也只是汽油的十分之一，如表 3 所示。而且，氢气液化过程本身耗费的能量是氢气所含能量的三分之一。另一种车载储氢方式是高压代替低温，即在 35 ~90MPa 压力下的高压储氢，其中氢呈气态。然而，必须注意的是，储氢压力与环境压力之差可能导致氢气泄漏。氢气分子是所有元素分子中最小的，因此氢气能够轻松渗透大多数材料结构。这就要求氢气罐必须由多层复合结构材料构成，具有足够的耐高压强度。尽管如此，通过罐壁的氢气损耗还是不可避免的。据报道，目前氢气的这种损耗率是每天约 1%。这个量看起来并不大，但是却隐藏着另一种危险：泄漏的氢气会弥漫在密闭的车身间隙空间中，如在车梁、支柱和车内、外护板间的空隙中。氢气的可燃性很强，在空气中氢气的体积分数在 4% ~77% 范围内都能燃烧，氢气燃烧时火焰正前的传播速度相对较快（其火焰为不可见火焰），这可能导致危险的爆炸。有些应用可通过气泵吸除车身内氢气，但这种措施增加了技术成本。储氢密度较低这个缺点虽然可以部分地因其热值较高得到弥补，其对应的续驶里程还是远低于等容积汽油对应的续驶里程，如表 3 所示。另一方面，相比其他所有燃料氢气的热值虽最高，但燃烧所需的空气量也较大，这就削弱了氢气热值的明显优势。如表 3 和图 115 所示，与汽油/空气混合气相比，氢气/空气混合气的容积热值较低，这导致在相同排量下发动机输出的比功较小，或者说在相同转速下输出的功率较小。

储存

根据前述的氢气特性，氢气一般以液态存储在 -253℃的低温罐内。考虑续

驶里程的要求，配置的储氢罐其容量须远大于普通汽油箱。为了保持所需的低温，储氢罐需要特别有效的绝热措施。气体或真空的导热性最差。采用气体绝热措施，储氢罐罐体材料应该是多层结构材料，每一层都非常薄并且层与层之间不能有任何气流运动，否则传热会以对流形式进行，导致热交换强度以很大的数量级增长。因此，理想的储氢罐应该由多层坚固的罐壁材料组成，罐壁层与层之间距离必须非常小，而且罐壁层是悬浮在这个非常狭小的空间里，没有其他固定措施，因为额外添加的固接元素都会加强传热（注：气体传热率为0.01～0.02W/（m·K），钢的传热率为50W/（m·K），比较这两个数据就明白这个道理了）。在有些储氢罐的设计中，采用磁力实现罐壁各层的悬浮。

图139是一款量产车的储氢罐，该车使用氢气/汽油双燃料驱动。两层罐壁由一层气体隔离。储氢罐储存的是气态氢。低温储存需用相应的热交换器实现冷却循环。

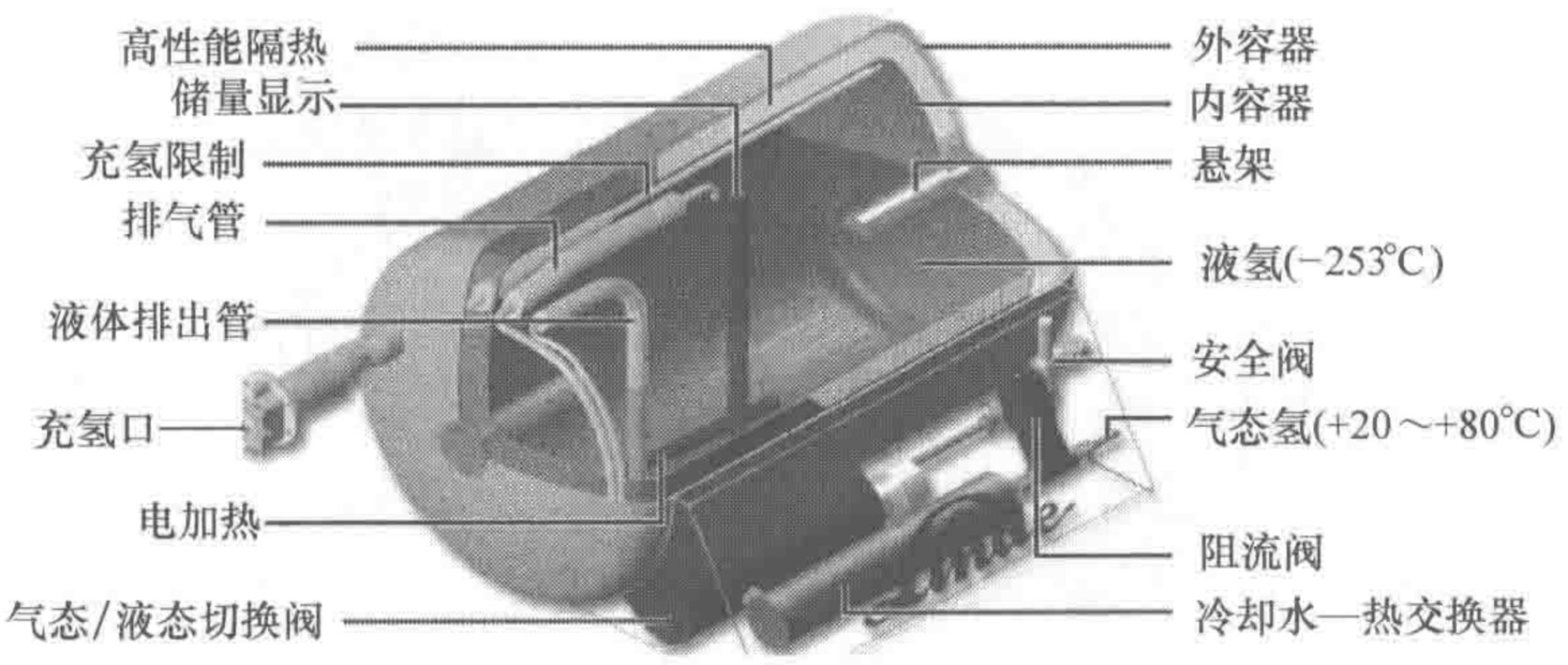


图139 车载低温储氢罐

图140展示了储存技术更多的细节，尤其是有关罐壁层所用材料的信息。

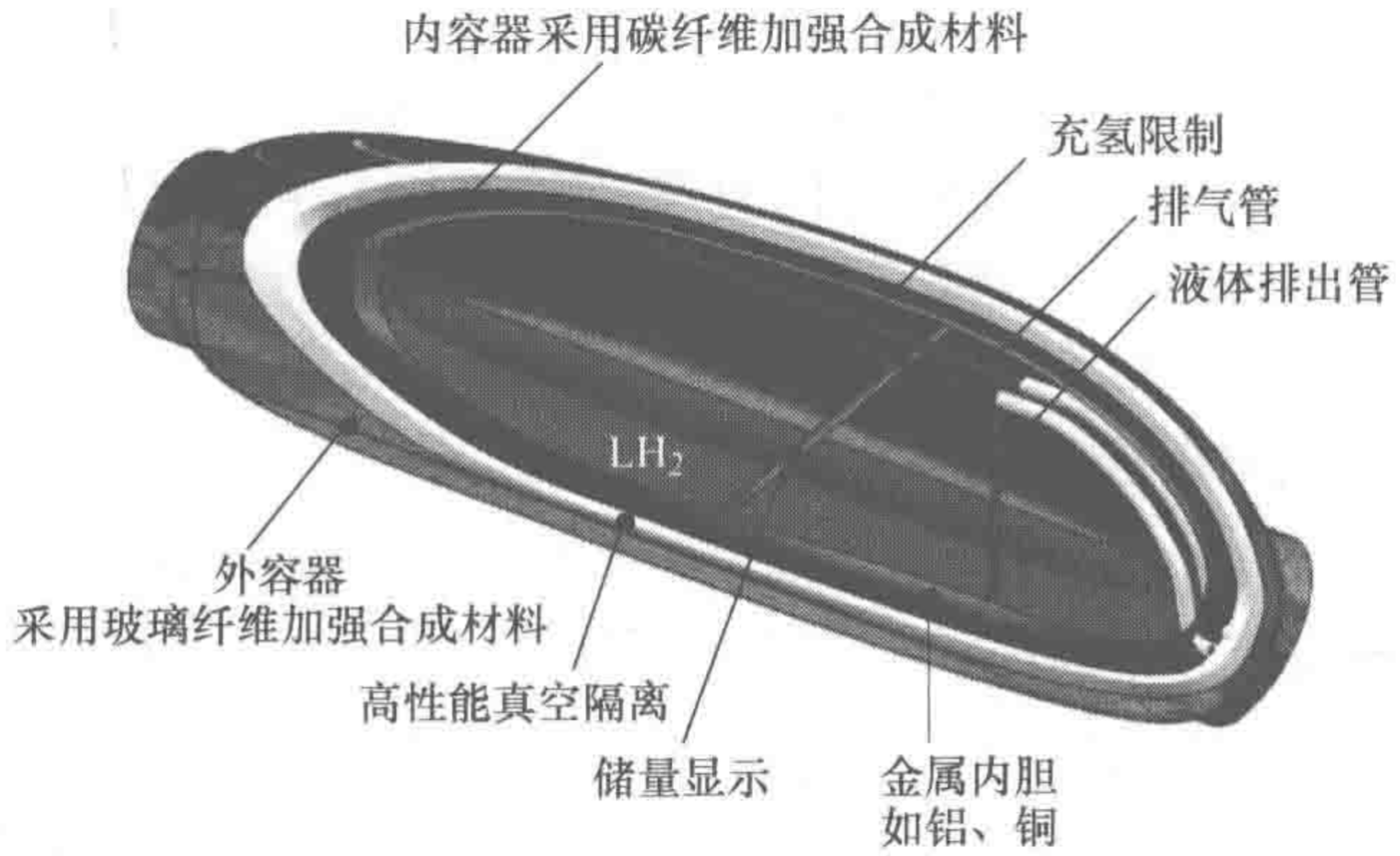


图140 车用低温储氢罐结构

图 141 是采用氢气/汽油双燃料驱动的两款不同车型上配置的储氢罐/汽油箱[19]。尽管工业用氢历史很长，氢的生产和运输不是问题，但是，加氢站氢气固定储存和加氢本身却需要特殊的技术方法。

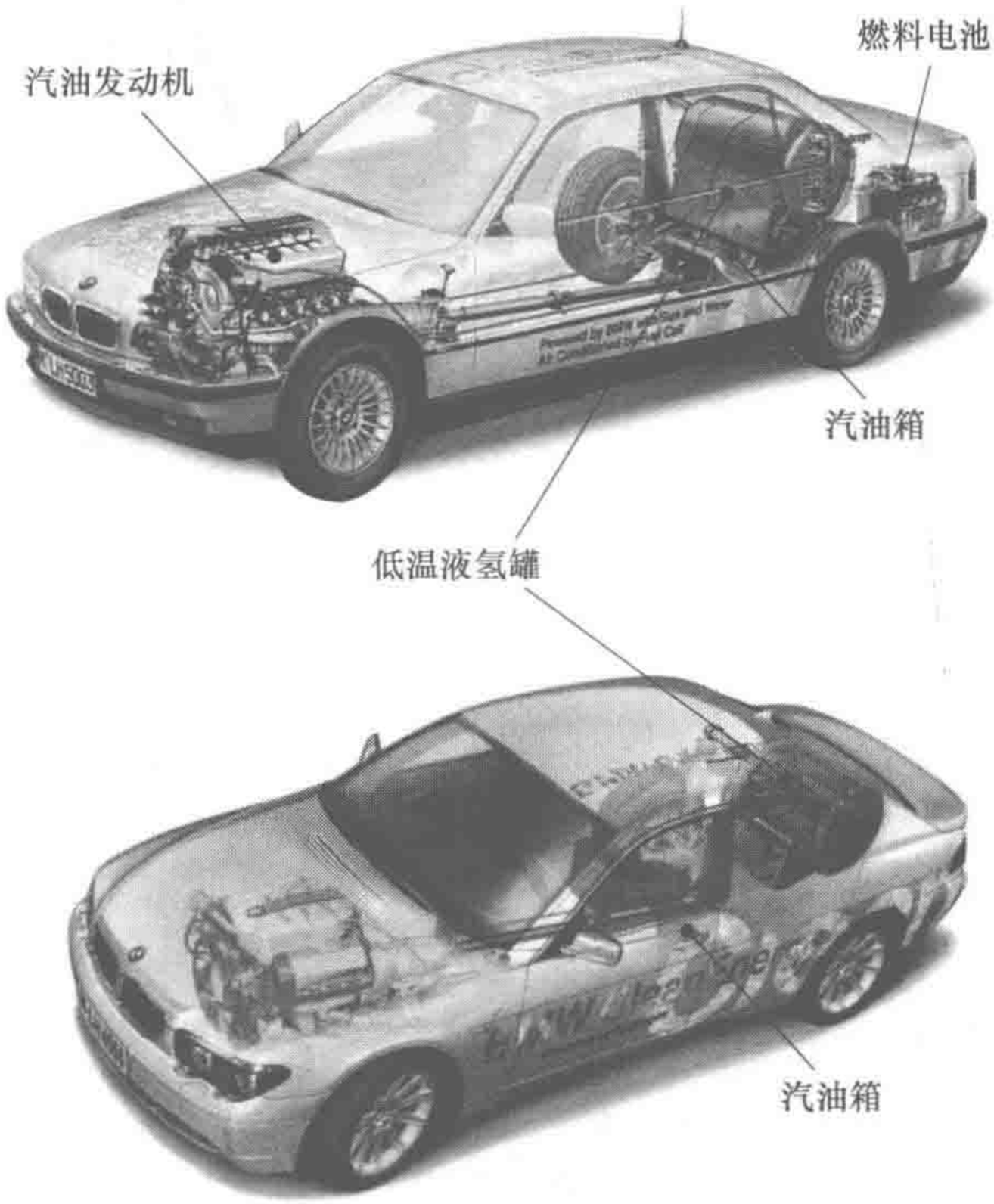


图 141　氢气/汽油双燃料驱动汽车的布置（来源：BMW）

图 142 展示了一个汽车加氢站。

混合气形成

燃烧氢气的奥托发动机既采用外部混合气形成方法（即进气管喷射方法）也采用内部混合气形成方法（即缸内直喷方法）[28]。以上两种方法的组合产生了一种新的有利方案，即一部分氢气喷射至进气管，另一部分氢气直喷燃烧室内。

图 143 展示了两种基本方法。

奥托发动机氢气外部混合气形成与天然气进气管喷射类似，如 3.2 节图 119 所示。采用低温储氢方案时，为了避免氢气从液态到气态的相变，从氢罐至氢气管再到喷嘴的整个储氢与喷射系统必须采取隔热措施。为了使氢气不发生相变，需要增加系统的压力。与汽油或天然气进气管喷射一样，与缸内直喷相比因混合气形成经历更长距离和持续更长时间，氢气外部混合气形成方法可以实现更佳的均质混合气。与天然气密度（0.141kg/dm^3）或汽油密度（0.736kg/dm^3）相比，

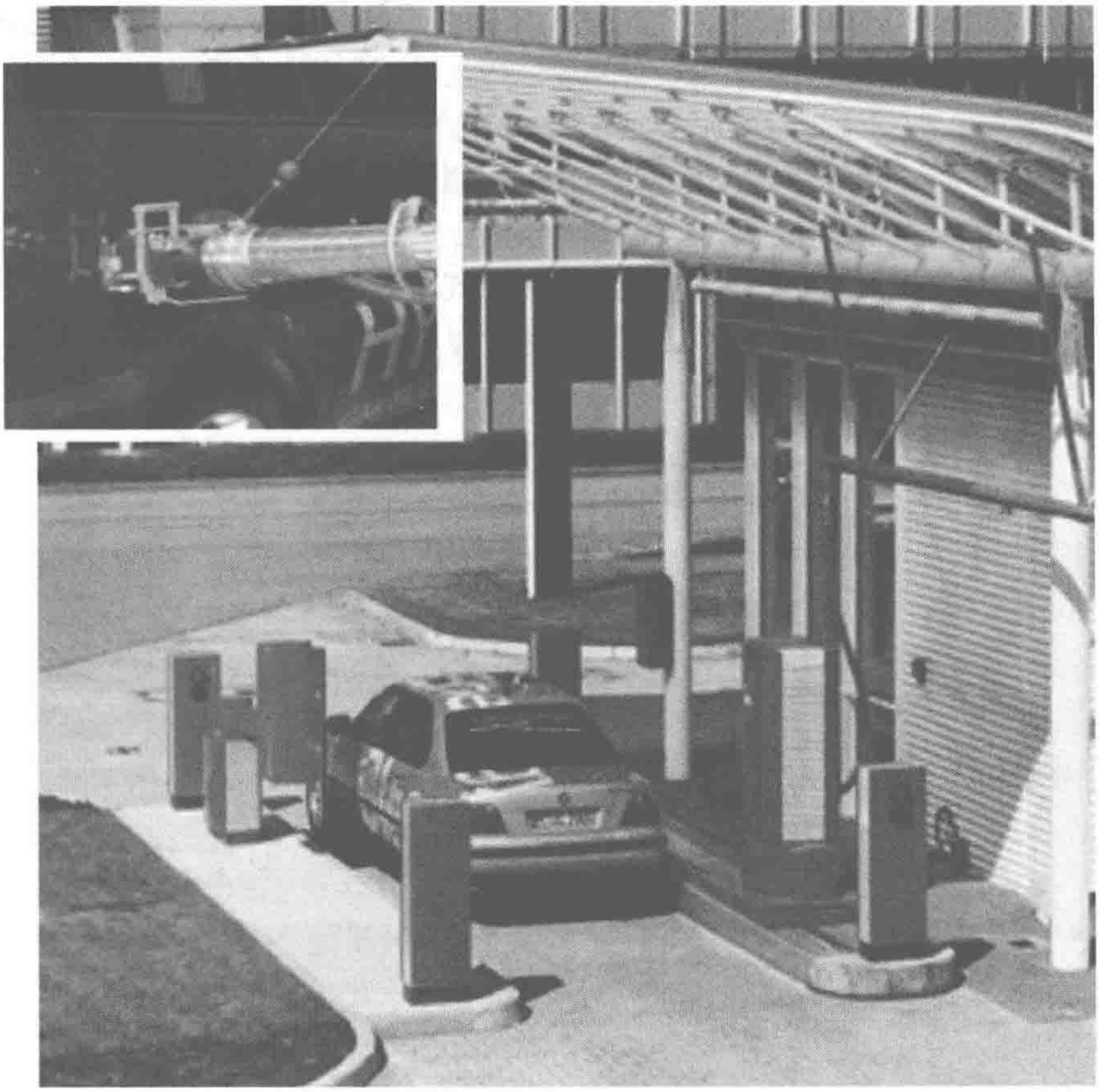


图 142 汽车加氢站（来源：BMW）

氢气密度太小，只有 0.071kg/dm^3，这是氢气进气管喷射方法的一个特殊问题。相比于汽油，在喷射质量相同的条件下，氢气喷射的体积量必须多于汽油体积量的 10 倍（即 0.736∶0.071）。另一方面，氢气的低热值比汽油的高（前者 120MJ/kg 而后者仅为 44MJ/kg），氢气完全燃烧所需的空气量也较大（氢气燃烧空燃比 34.3，汽油燃烧空燃比 14.7）。按完全燃烧反应的化学计量比计算，在空气质量相同的条件下氢气喷射质量可减少至 14.7∶34.3 =0.429 倍，但因氢气密度只有汽油密度的十分之一，氢气喷射体积要多于汽油的 4 倍。另外，在没有加载和加压空气冷却条件下，压力 1bar 和温度 20℃时进气管的空气密度值为 0.0012kg/dm^3。喷入进气管内的液态氢束在进气管内空气压力和温度环境下转化为气态。在相同的压力和温度下氢气密度比空气密度低 14.5 倍，氢气的气体常数也比空气的气体常数小（氢气 4157J/kg · K，空气 28704J/kg · K）。即使因混合气形成时间相对较短而氢气达不到空气的压力和温度，进气管空气中氢气密度会减少很多（这个减少幅度比天然气喷射中出现的天然气密度减少幅度大很

多），这就造成了进入气缸内的空气体积流量相应减少，而这部分空气体积量正是氢气完全燃烧所需要的空气量。结果是，吸入气缸内的空气质量不足以实现完全燃烧，必须按上文提到的空燃比 1:34.3 调节氢气量。因此，气缸内空气与燃料质量都减少了，这导致混合气热值和对应的转矩相应减小。图 143（见彩插）中方案 A 展示了一种通过增压和加压空气冷却实现的补偿措施。这种方案既可增加空气质量，也可实现更低的温度以抑制氢气从液态到气态的快速相变。

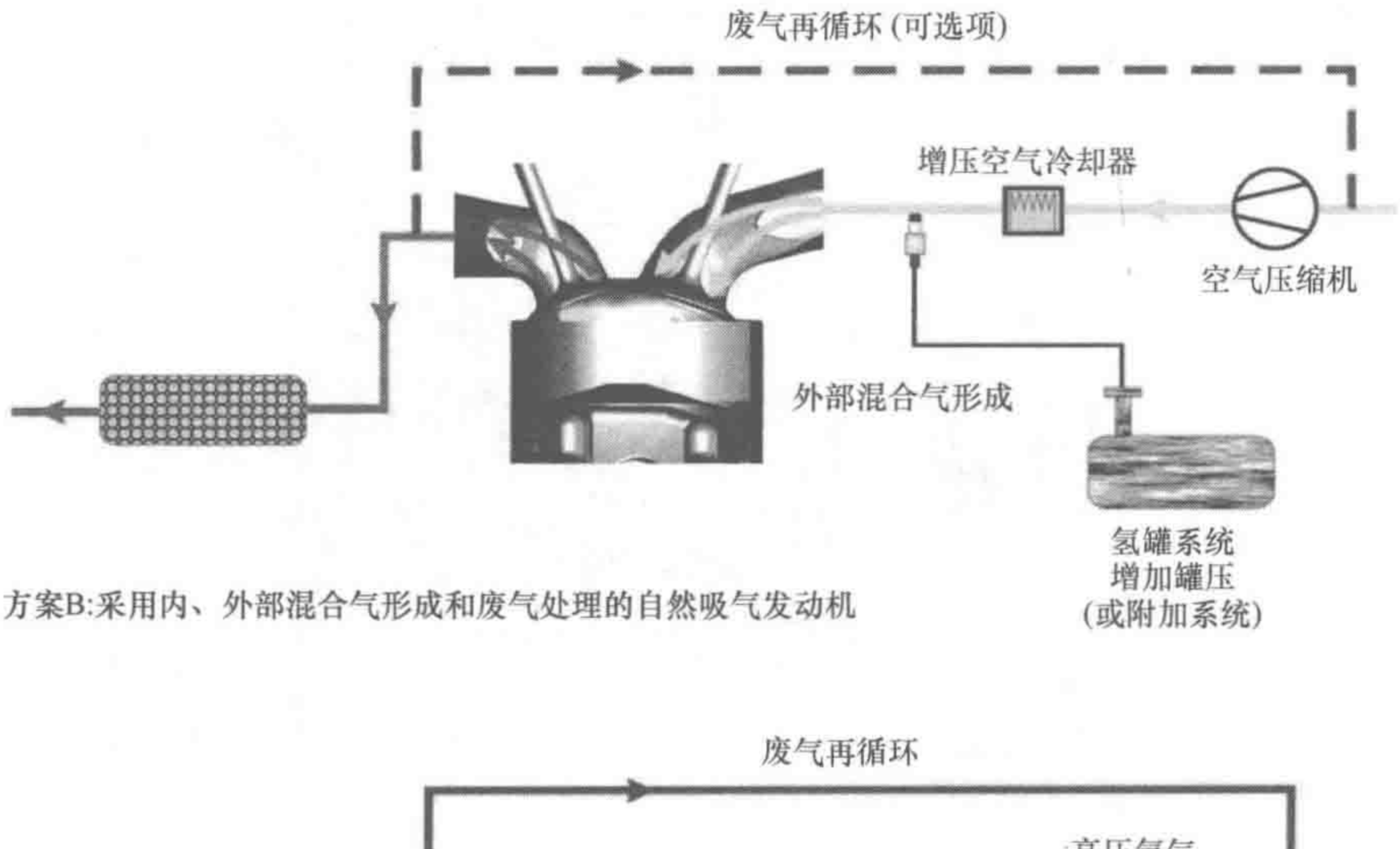


图 143　燃烧氢气的奥托发动机：混合气形成的不同方法（来源：BMW）

原理上还有一个更佳的方案，即在气缸完全充满空气后氢气缸内直喷方案。如 2.2.2 小节所述，缸内直喷方案可以形成混合气涡流，同时可以实现燃烧过程中燃料喷射动态控制。但是，相比于汽油直喷，氢气直喷存在两个基本问题：

• 相对于汽油，氢气体积喷射量需增至4倍，这就必须显著提高喷射压力或者明显延长喷射持续时间。但是，这两方面容许改变的余地都不大。

• 与进气管喷射相比，喷嘴和燃烧室之间接触需要更为有效的隔热措施。采用喷嘴外罩隔热，使得喷嘴温度达到200℃，而不是进气管喷射下的15～20℃。为了保持氢气的液态，氢气在喷出喷嘴之前其温度如何保持在-253℃，这是第二个基本问题。

一个折中的解决方法是，如图143方案B所示，喷射系统中配置一个氢气缓存器，组合应用缸内直喷与进气管喷射。

应用和结果范例

目前世界范围内大约有600辆氢驱动汽车投入使用。在氢驱动应用潜力研究以及氢驱动汽车批量化生产这两方面，宝马公司做了许多开拓性的工作[19]。1979年宝马公司就研制了一辆配置60kW四缸发动机的氢驱动汽车。除了致力于氢驱动汽车的研发，宝马公司还和其合作公司，如巴伐利亚太阳能与氢能公司，共同开发太阳能电解制氢技术。如第1章中图17所描述的，车载氢气可以应用于同一辆汽车的驱动与发电。宝马公司配置一种紧凑型燃料电池用于车载发电，如图144所示。这种燃料电池的工作电压为42V，可输出电功率5kW。

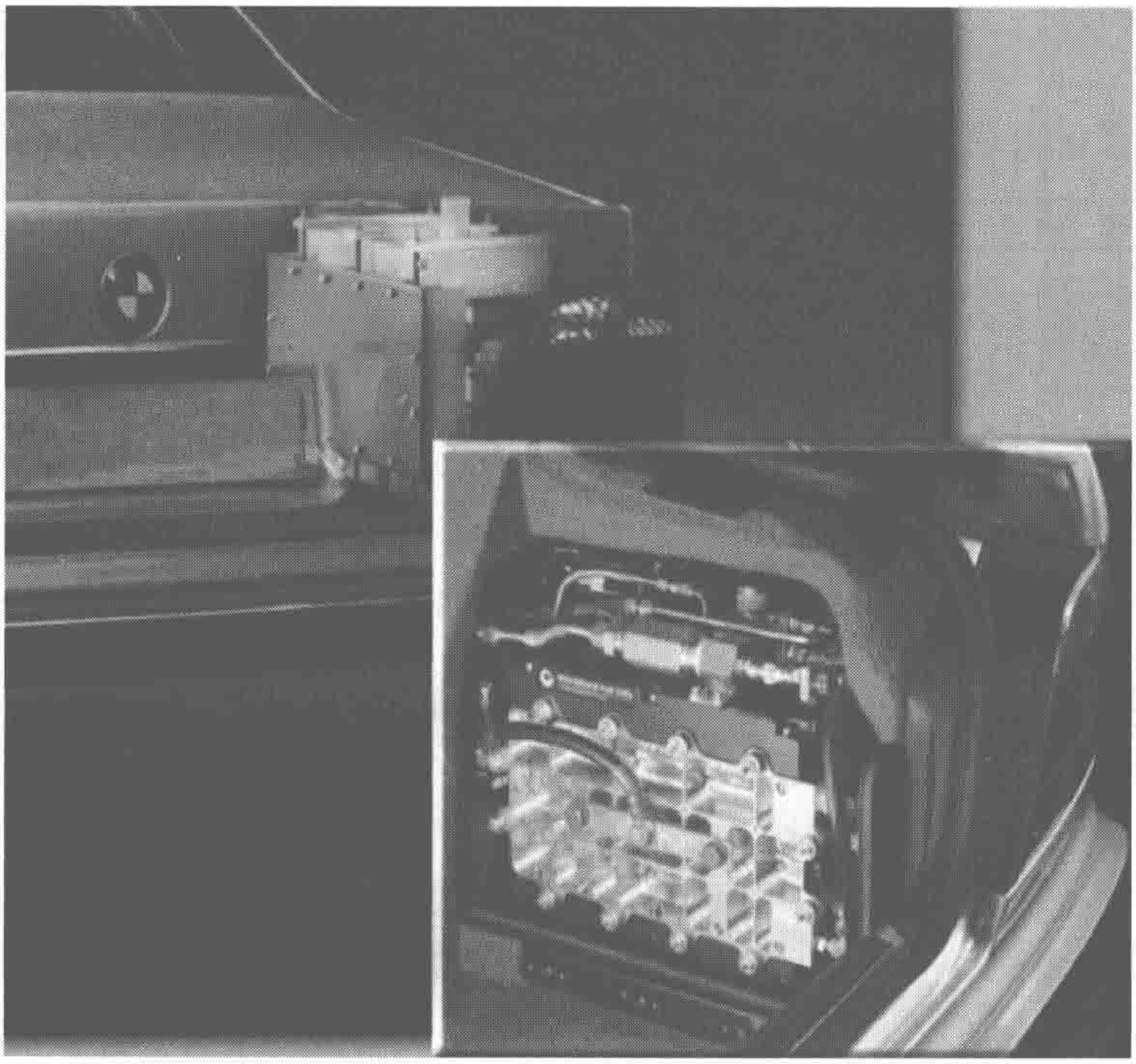


图144 氢气奥托发动机驱动汽车采用氢燃料电池车载发电（来源：BMW）

图145所示为汽油单燃料驱动和氢气/汽油双燃料驱动发动机特性参数，参考基准发动机为一台单缸排量5.38dm^3、压缩比10的十二缸发动机。可以预料，因氢气/空气混合气单位体积的热值较低，发动机氢驱动模式输出转矩由汽油驱动模式的490N·m降低至300N·m；输出功率也有所下降，由汽油驱动模式转速5000r/min对应的240kW降低至转速5800r/min对应的150kW，通过转速提高可以部分减少功率降幅。



发动机		BMW12缸汽油机 Super ROZ 95	BMW12缸汽油机 Super ROZ 95/Hz
排量	cm^3	5379	5379
冲程/缸径	mm	85/79	85/79
压缩比		10:1	10:1
功率 对应的转速	kW r/min	240 5000	150① 5800①
转矩 对应的转速	N·m r/min	490 3900	300① 3000①

①氢气驱动。

图145　汽油驱动或者氢气驱动的发动机特性参数（来源：BMW）

第4章将介绍氢气燃料电池车载驱动或车载发电的应用结果与实例。

假设将来制氢和储氢技术取得突破性进展，那么，水作为能量转换载体和燃烧生成物可以提供满足车辆行驶需要的驱动功率，这将是能量转换的一种理想形式。另一个可选择的能量转换形式是，如之前提及的，以自然界中二氧化碳为基础的能量转换循环，其中植物废料和可被植物再吸收的燃烧生成物作为能量载体。

因酒精储存的成本不高，以植物制取的酒精作为能量载体的能量转换另辟了

一个具有竞争性的、不同于以水和氢气这两种自然载体为基础的途径，汽车技术肯定能从这种不同能量转换方案竞争中获益。

3.6 植物油

生产

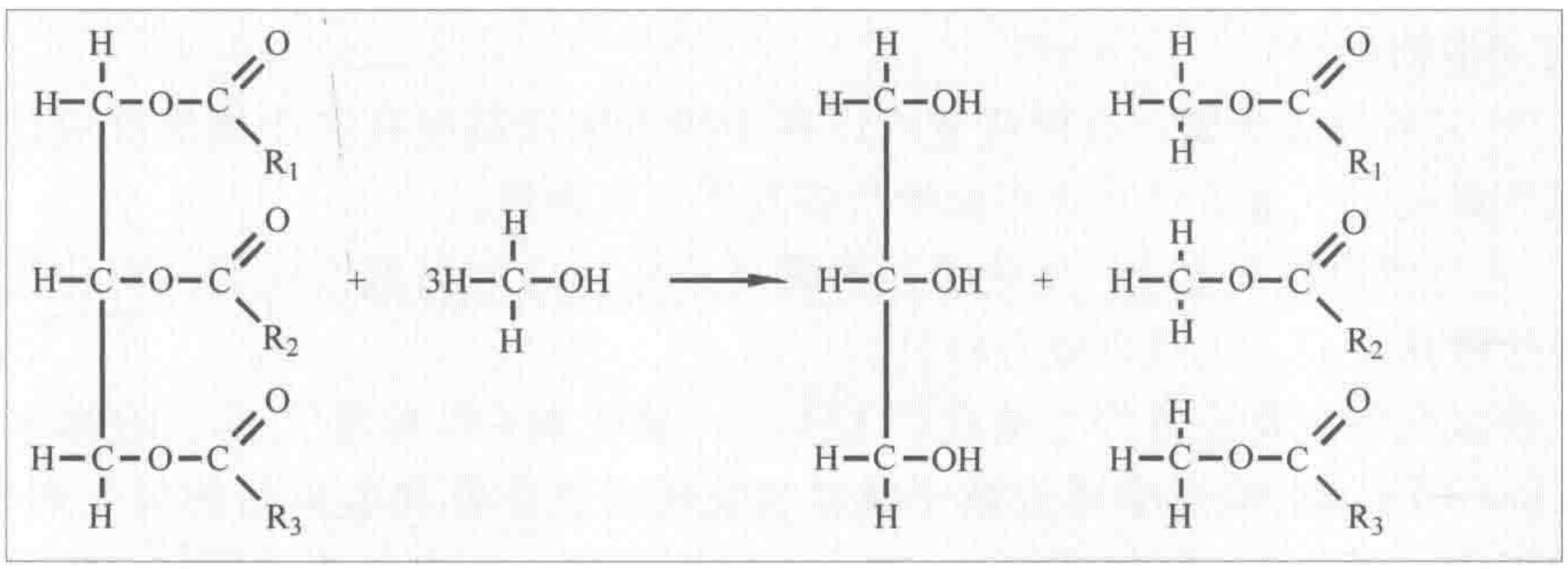
可以从各种各样的植物中提取植物油作为燃料，这种应用具有相当可观的潜力。可提取植物油的植物有油菜籽、甜菜、向日葵和在气候适宜地区种植的亚麻，还有橄榄树、油棕、椰子树、花生、大豆、蓖麻、可可和在较热的或者热带地区种植的棉花。机械压榨制取植物油的方法非常普及且成本不高。通常先采用一种分级提纯方法去除影响植物油使用效果的油脂杂质。然后在后续的滤清处理中去除磷脂、黏液质和凝固物。最后在去酸处理中去除会腐蚀金属表面的游离脂肪酸。

如表3所示，用传统方式提取的植物油其特性之一的黏度十分有碍植物油的应用：产生黏度的分岔长链油分子导致氧分子较难渗透至碳元素附近，这尤其不利于燃烧过程。喷嘴阀、活塞环和燃烧室壁也会因此而积炭，从而影响发动机正常运行，甚至损坏发动机。解决这个问题的根本方法是缩短油分子的分岔长链，即酯交换反应过程，如图146所示。

甘油三酯+甲醇　　甘油+脂酸甲醇

废动物油+甲醇　　甘油+油脂甲醇

油菜籽油+甲醇　　甘油+油菜籽油甲酯



输入	输出
1000kg油菜籽油(部分精炼)	1000kg油菜籽油甲酯
115kg 甲醇	95kg甘油
5kg氢氧化钠溶剂	29kg其他物质
4kg 酸深剂	

图146　植物油的酯交换反应过程

酯交换过程是以植物油与甲醇为反应物的化学反应，通过这个反应生成植物油对应的甲酯和甘油。如表3所示，通过酯交换反应后黏度大幅度下降，几乎达到柴油的黏度值；此外，点火性能也因十六烷值增加而得到明显改善。但是，实现这种反应过程所需要的技术成本也是相当高的，油脂的每升成本与鲜榨油或柴油燃料的相当。另外，酯交换过程的能量消耗相当大，高达360kJ/L。

第一代生物燃料

第一代生物燃料称为脂酸甲基酯（FAME）。在德国，FAME生产原料的80%和20%分别为菜籽油和豆油，生产标准按德国工业标准DIN EN 14214。FAME的主要参数如下：

密度 $\rho = 0.88\text{kg/dm}^3$，低热值 $HU = 37.1\text{MJ/kg}$，十六烷值 $CZ = 54 \sim 58$。

第二代生物燃料：液态生物质燃料（BtL），下一代液态生物质燃料（NexBtL）

这种燃料主要来自于生物质，如木质废料、麦秆、农作物废料或作为肥料的农作物残渣。其主要参数如下：

密度 $\rho = 0.76 \sim 0.79\text{kg/dm}^3$，低热值 $HU = 43.9\text{MJ/kg}$，十六烷值 $CZ > 70$。

第二代生物燃料的制取（生产）主要有Carbo－V/Fischer－Tropsch方法、氢化方法和热解方法：

- 依据Carbo－V/Frischer－Tropsch方法，生物质原料首先在反应器中在一定的温度和压力下与氧气发生反应被汽化。这个过程包括三个步骤：

— 低温汽化步骤：含水量为15%～20%（质量分数）的生物质原料在温度400～500℃与空气或氧气发生部分氧化反应后被碳化，生成含焦油的气体以及固态碳（生物焦炭）。

— 欠氧燃烧步骤：在燃烧室内以高于炭尘熔点温度在少于燃烧反应计量比的氧气量或空气量条件下含焦油的气体发生欠氧燃烧。

— 合成原料气生成：生物焦炭被碾压成粉末后与高温汽化剂在汽化反应器中发生吸热反应，生成合成原料气。

合成气的主要成分为二氧化碳 CO_2、一氧化碳CO和氢气 H_2。在接下来的Frischer－Tropsch反应中通过基于铁、氧化镁、氧化钍和金属钴的催化剂作用，合成气中一氧化碳CO和氢气 H_2 进一步发生反应，生成与柴油燃料一样的碳氢化合物（称为SunDiesel）。合成气对应的单位种植面积能量产出是第一代生物燃料中由油菜籽制取的生物柴油的三倍。一台现代柴油发动机汽车以平均油耗6.1L/100km行驶约64000km，所消耗的SunDiesel燃料相当于1公顷种植面积的能量产出。

- 依据氢化方法（NexBtL），植物油在温度320～360℃下用磷酸 H_3PO_4 和

氢氧化钠 NaOH 作预处理后，再在压力 80bar 下加氢气被氢化。这类氢化处理可以在常规的精炼厂进行，得到的燃料和采用 Frischer – Tropsch 方法得到的燃料一样，与传统柴油差别不大，只是点火特性更好（其十六烷值 CZ = 84 ~ 99）。

- 根据热解方法，生物质原料在无氧条件下被加热至 475℃ 发生热解反应。热解生成物经冷却后被液化。其液化燃料的低热值约为传统柴油的一半。

特性

第二代生物燃料 BtL 和 NexBtL 与通常柴油基本相近。经酯交换反应制取的植物油（第一代生物燃料）其特性与传统柴油相比还是有部分差别。由于油分子或油脂分子中的氧成分因素，植物油燃料的热值和燃烧所需的空气量比柴油燃料的低，如表 3 所示。虽然较低的热值通常可以通过较少的空气量（耗氧量）有所弥补，但是植物油燃料/空气混合气的热值还是达不到柴油/空气混合气的热值。这一特性表明，在同样一台柴油发动机中以植物油作为燃料，发动机输出的比功率和转矩都会减小些，如图 147 所示。

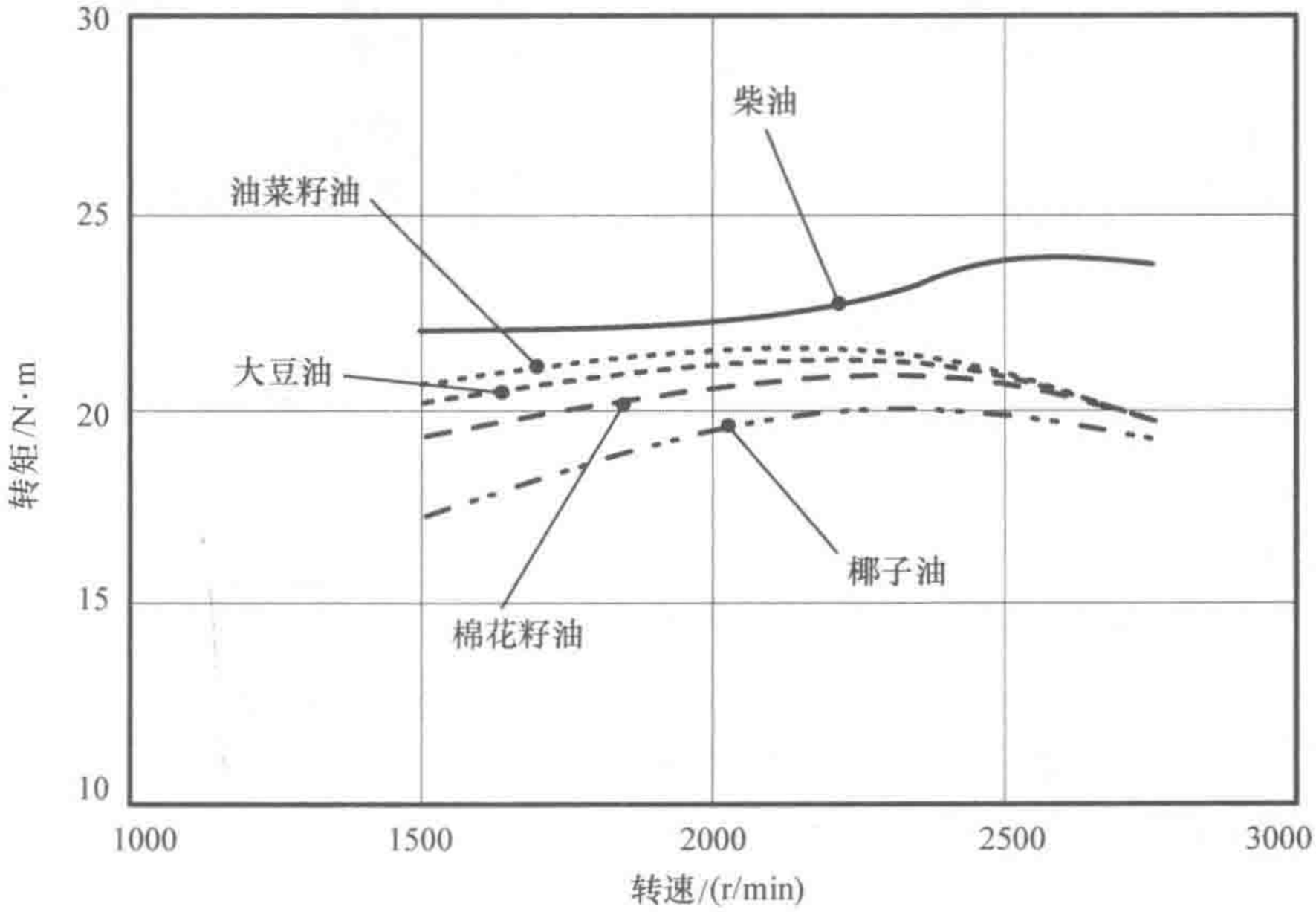


图 147 燃烧柴油与燃烧植物油燃料的发动机转矩比较

但是也有例外，菜籽油燃料与柴油燃料相比，在大部分情况下同样一台发动机产生的转矩和功率就比较接近。导致这个例外情况的部分原因在于菜籽油燃料特有的燃烧特性，菜籽油燃料的雾化性能较差，燃烧初期反应较为缓慢，使得在自由羟基（OH）附近以纯分子存在的氧原子的浓度较高，燃烧反应因此加速。

存储

由于密度值相近，植物油类以及相应的酯类均可像柴油一样储存。未经酯交换处理的植物油燃料在低温下因黏度较大其燃烧性能会受影响。在有些设计中，油箱或者燃料供应系统中的植物油燃料要经过一个加热环节，使其黏度降低。未经酯交换处理的植物油燃料还有一个问题，即油箱内会产生菌类和黏液并蔓延至整个燃料供给系统甚至燃油过滤器。柴油仅掺 15% 菜籽油，这样的混合燃料燃烧时也发现上述现象。与之相反，经酯交换处理的酯类燃料其储存实际上与所有柴油一样。

混合气形成

在不同排量等级的柴油发动机上所有已知的混合气形成方法都采用了植物油和油酯类燃料，或者至少以此为对象进行过相应的科学研究。

在带有预燃室、涡流室的各类燃油直喷发动机（排量 1.6 ~ 12L）上，大多采用了或试验过涡轮增压和增压空气冷却技术，或者不采用增压技术。因此，所有源自柴油发动机的混合气形成方法也都被应用于各种发动机。

鉴于燃油直喷技术是未来唯一可行的替代方案这样一种共识（如 2.2 节所述），柴油发动机纯植物油作为燃料的应用没有发展前景：

– 一方面，共轨系统或泵 – 喷嘴系统中的压力高达 180 ~ 220MPa，柱塞与泵元件间的间隙必须非常小，而植物油燃料黏度高这一特性会干扰泵柱塞的往复运动甚至导致其运行中断。

– 另一方面，直喷装置所用的现代燃油喷射系统其喷嘴直径通常仅为 0.08mm，喷嘴孔内些微的结焦或积炭就会对喷油和燃烧过程产生不利影响。图 148 所示为发动机使用油菜籽油燃料长时间运行之后其喷嘴附近的积炭状态。因为出现这些现象，一些柴油发动机制造商拒绝配置生物柴油驱动直喷技术。

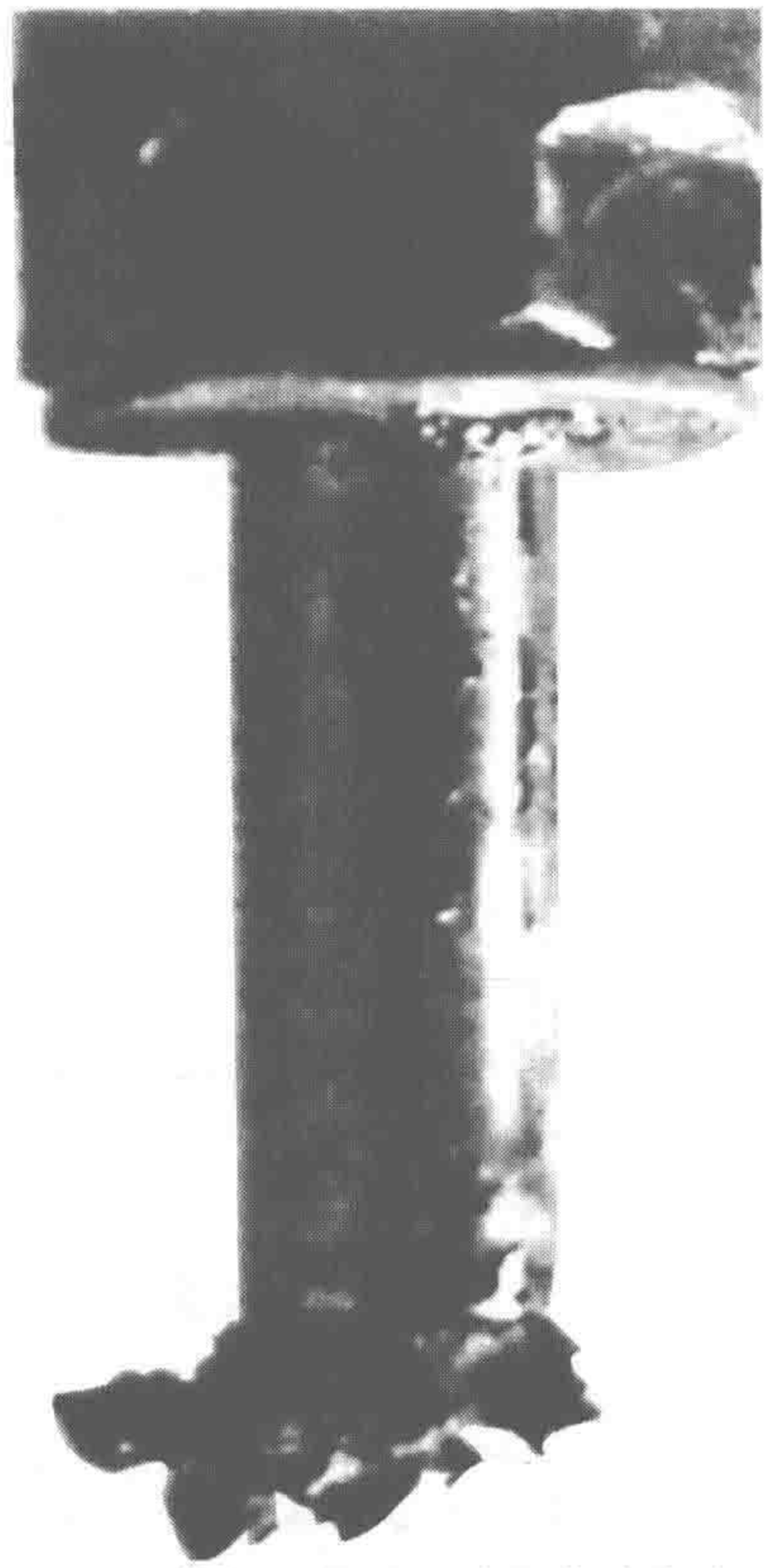


图 148　菜籽油燃料驱动的直喷柴油机其喷嘴附近的积炭状态

在植物油酯类燃料生产制取过程中仍需要确认，哪些燃料成分的波动因素可能影响黏度、积炭和发动机性能。

应用和结果范例

一般情况下，所有类型和大小的柴油发动机采用纯菜籽油燃料驱动与采用传统柴油驱动相比，其性能和能耗表现相差不大。然而，只有大排量涡流室发动机以纯菜籽油作为燃料才有可能令人满意地长时间运行。就直喷技术而言，排量越小的车用柴油发动机，越不适合使用纯植物油作为燃料。发动机采用纯油燃料燃烧，其废气特性也不符合排放限值要求的发展趋势，尤其是采用直喷技术更是如此。酯类燃料，例如菜籽油甲酯（RME），其用于驱动与柴油驱动相比，性能差别较小，图 149 中以一台 1.6L 发动机为例的柴油与 RME 驱动性能比较结果可以佐证这一点。

图 149 的结果可以解释如下：一是因为 RME/空气混合气的混合热值稍低一些，二是较高转速工况下喷嘴柱塞运动受 RME 的黏性影响，导致喷油量减少，这样就增大了与柴油驱动的性能差别。

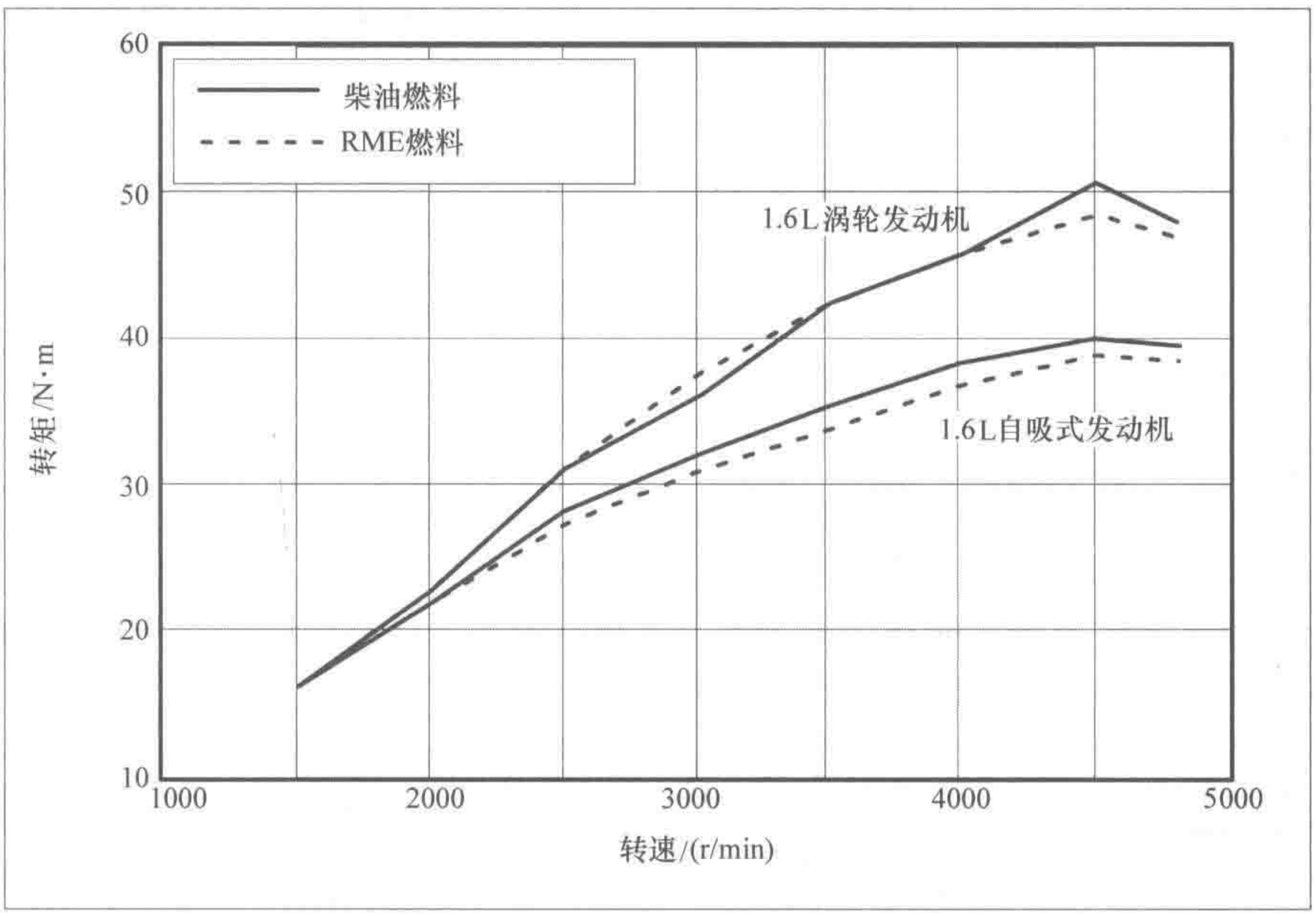


图 149　柴油与 RME 作为燃料的发动机性能比较

与柴油驱动相比，RME 燃料驱动的柴油发动机废气排放性能存在如下区别：

- 炭烟和微粒排放通常更少，因为 RME 分子的氧元素可以使碳燃烧的效率更高。芳香烃排放也因 RME 分子结构而更少。

- 酯类燃料燃烧没有二氧化硫排放。

- 与柴油燃烧相比，废气中的有机化合物具有不一样的结构且含量通常较高。

- 氮氧化合物 NOx 排放通常稍高些。

以植物油脂为燃料的汽车柴油发动机应用，按发动机输出性能看是可以接受的，然而按实现酯交换反应的代价（这里必须考虑到反应物之一是甲醇）看，这种应用是否具有可持续性则非常值得进一步探究。有利的替代方案是，在精炼过程中植物油掺加至原油制取生物柴油，其分子结构与传统柴油几乎没有差别。

3.7 二甲醚

生产

二甲醚是柴油的一种有利的替代燃料。它可以从天然气或者煤炭中提取，未来有可能采用与甲醇生产类似的方法从木材废料中提取，即先汽化然后合成的方法。制取二甲醚的原料（能量载体）的可供用性和其作为燃料应用涉及的二氧化碳循环过程与酒精应用的情况类似，但是，二甲醚作为燃料的柴油发动机应用还有以下优点：

- 氧含量高达到 35%（质量分数），其燃烧性能类似植物油脂，其中碳燃烧更充分，所以炭烟和颗粒物排放减少。

- 自燃点低，仅为 235℃，这也表现在其十六烷值高（见表 3），因此有利于燃烧过程，可以获得比燃烧柴油更高的热效率。

特性

根据表 3 的数据，液态二甲醚的密度比柴油的低 15%。这样的密度与其他可选用燃料的密度相比应该是很大了。其黏度远小于柴油的黏度，因此，二甲醚作为燃料有植物油和油脂燃料类似的问题，只是反方向的问题，即无法通过这一燃料对喷嘴柱塞进行润滑，这需要相应的补偿措施。二甲醚分子结构中碳、氢、氧含量与乙醇的相近，所以，二甲醚的热值、完全燃烧的空气需求和混合气热值与乙醇的几乎相同。二甲醚/空气混合气的混合热值比柴油/空气混合气的稍低些，但是可以通过其更好的雾化和燃烧特性使发动机的比功不因其较低的热值而减少。

储存

液态二甲醚在温度 20℃和较低压力 0.5MPa 环境下储存。液化气具有较高的

压缩率，当压力小于蒸气压力时有气泡产生的可能性，这会影响发动机燃油喷射系统的功能。因此，车用液态二甲醚油箱中配置一个泵用于保持油箱内燃料的压力始终高于其蒸气压力。此外，燃油喷射系统还会发生功能性燃料泄漏，泄漏的燃料回流时其压力低于蒸气压力。因此，在燃油泄漏部位的燃油从液态变成气态。这些气体必须通过一个分开的油箱收集，之后采用油泵使其压力升高至大于蒸气压力并泵入主油箱。图 150 给出了这样的一种配置方案。

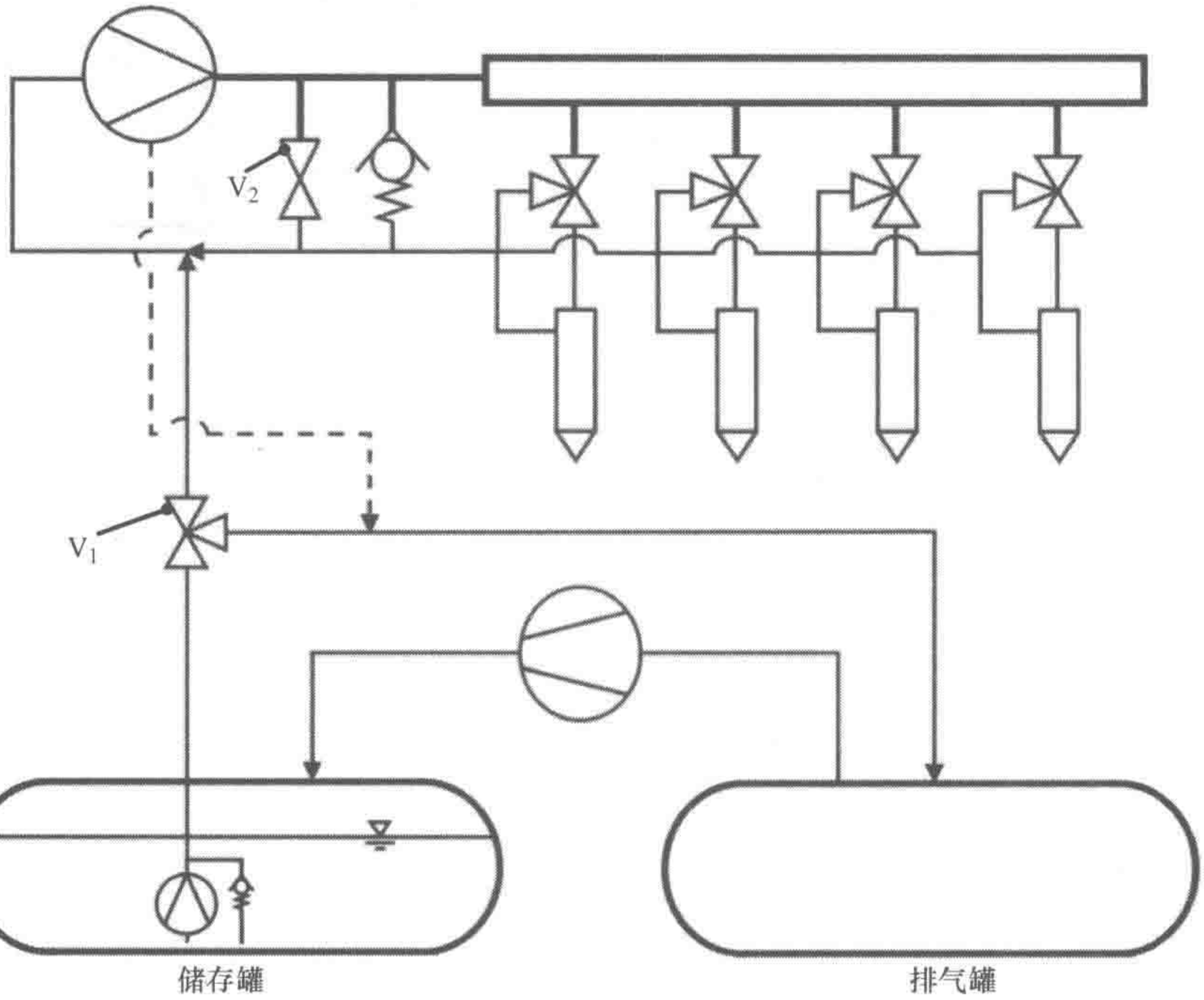


图 150 液化气直喷系统的配置示意图

混合气形成

因为液态二甲醚的可压缩性大，那些仅依靠喷射持续时间提高压力的系统，如单泵系统或泵/喷嘴系统，几乎就不适用二甲醚混合气形成。根据燃油共轨原理，储蓄最大压力是解决二甲醚混合气形成的唯一实际可行方案[2]。但是，这一系统有别于常规的柴油发动机燃油共轨系统。油箱内压力泵将液态二甲醚燃料的压力提升至高于蒸气压力，然后将燃料导至高压泵。由于燃料的可压缩性和可能的燃料泄漏，高压泵必须保证提供较大的再循环流量。在燃料中掺入添加剂，可以在高压泵中保证燃料的润滑作用。采用附加的冷却措施，也有利于燃料保持在液态，图 151 展示了二甲醚直喷系统的一个例子。

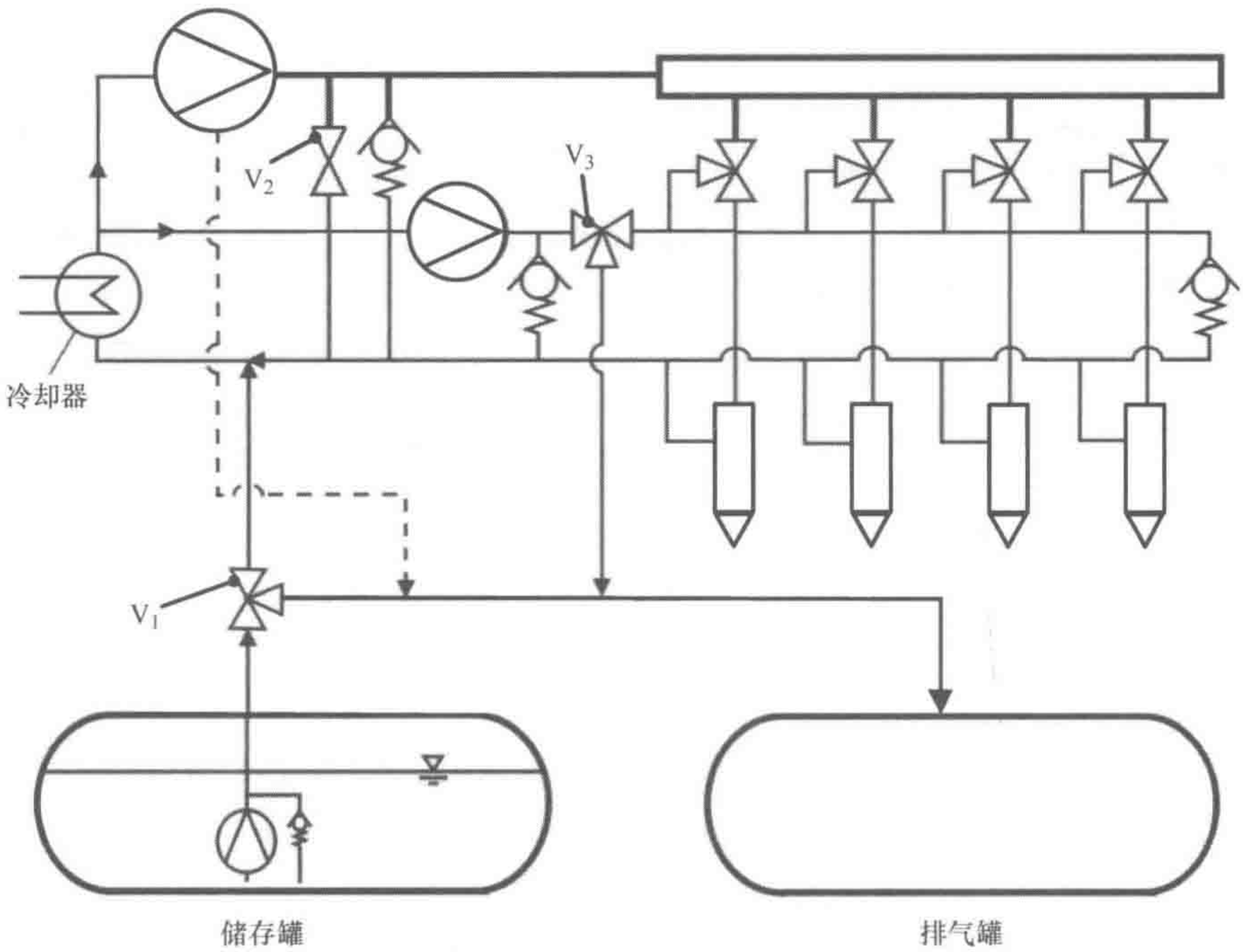


图 151　采用喷嘴低压燃料循环旁路的直喷系统

应用和结果范例

二甲醚作为燃料在柴油发动机（每个气缸 1 ~ 2dm^3）以及乘用车柴油发动机上进行的测试证明了其出色的发动机性能：较大排量的发动机不需要废气后处理措施而乘用车柴油发动机仅需配置一个简单的氧化催化器就可以达到超低排放汽车的废气排放指标[2]。二甲醚作为燃料与柴油作为燃料的发动机两者热效率没有差别，但是二甲醚发动机的噪声排放可大幅度减小。作为环保、可再生能源，二甲醚是除乙醇、氢气和植物油脂之外的、用于汽车动力驱动的又一种未来可选用燃料。

3.8　合成燃料

合成燃料，因其分子结构可以按需设计，日益成为能源（或能量载体）研发的一个新趋势。过程技术，从精炼、蒸馏到气体合成、酯交换、热解、电解或者其他热力学、电化学过程，其历史悠久，涉及领域广泛，积累了丰厚的理论知识和实践经验，一些新的、高效的分子结构受控形成方法也不断涌现。在大气环

境下燃料（能量载体）车载储存能量密度必须满足续驶里程的要求，因此，作为过渡解决方案，类似生物质液化（BtL）或气体液化（GtL）技术的应用目前得到愈来愈多的关注。

合成燃料的生产（或制取）应遵循如下主要准则：

- 原料通过一种有效的循环回收再利用物流系统，从可再生的、取之不尽的自然资源中获取，如非食用植物、木材废料、农作物垃圾、食物垃圾或者食品加工垃圾等。

- 能耗小、过程工艺简单和成本低。

- 根据应用需求（如热机或燃料电池）设计燃料特性。

- 反应生成物是环保的。

热机之所以能够发生放热反应并将产生的热用于车辆驱动，其原因在于燃料中具有分子结构 $C_mH_nO_p$ 的组分。但是，同样可以与空气发生反应的 $C_mH_nO_pN_r$ 类化合物，例如肼（H_2N-NH_2），不适合作为车用燃料。这类化合物在通常的燃烧温度下会产生有害环境的氮化合物（如 NO 和 NO_2），并且相应的反应是吸热反应。热机理想燃料的分子结构应该是 $C_mH_nO_p$ 并满足如下要求：

- 碳/氢比例（C/H）中氢元素比例应该尽可能高，完全燃烧反应下才能生成较多的水和较少的二氧化碳。

- 只要燃料分子结构中有碳元素，结构中的氧原子与碳原子的部分键链应该构造成直接短键链，可以使碳燃烧过程更快更充分。燃料其多支链分子结构使得空气中的氧气往往找不到与燃料碳原子结合的路径或键位，容易导致燃烧不充分，从而产生炭烟和颗粒物排放。

- 分子结构应使燃料在常温常压下呈液态并且燃料密度应在汽油密度和柴油密度之间。这样的燃料分子构造可以使车载燃料具有较大的能量密度，同时车载燃料储存可以利用现有的成熟车载油箱技术。燃料的液相不应处在其汽化临界状态附近，这样可以避免燃料在喷射系统中发生汽化和压缩现象。另外，燃料的液滴表面应力和黏度应该尽可能小，使得喷射后通过液滴中势能转化为动能的过程迅速实现燃料的雾化。在燃料中掺入添加剂，可以使燃料的黏度降低，以保证泵、电磁阀和喷嘴针阀的润滑。

- 燃料的热值 H_u（MJ/kg 燃料）与 C/H/O 各元素在分子结构中的比例相关，氢比例越高燃料的热值也越大。

- 按化学计量比计算的空气需求量 $(L/K)_{st}$（kg 空气/kg 燃料）也与 C/H/O 各元素在分子结构中的比例相关。空气需求量越小，燃料/空气混合气的热值 H_g（MJ/m^3）就越大。在已经填充空气的气缸中燃料直喷时下面的关系式成立：

$$H_g = \frac{H_u}{\lambda\left(\frac{L}{K}\right)_{ST}}\rho_{空气} \tag{3.8}$$

式中，λ 是空燃比；$\rho_{空气}$表示气缸内空气的密度（kg/m^3）。

虽然氢比例越高，燃料的热值 H_u 也越大，但这同时也导致空气需求量增加，如下式所示：

$$\left(\frac{L}{K}\right)_{ST} = 4.31(2.664c + 7.937h - o)\left[\frac{\text{kg 空气}}{\text{kg 燃料}}\right] \tag{3.9}$$

式中，c 为碳含量（kgC/kg 燃料）；h 为氢气含量（kgH_2/kg 燃料）；o 为氧气含量（kgO_2/kg 燃料）。氢气含量 h 大导致空气需求量增加，其增加量可以通过提高氧气含量 o 被抵消一部分。但是，氧气含量 o 的提高又会减小燃料热值 H_u。因此，构造 C/H/O 各元素在分子结构中的比例，使合成燃料/空气混合气的混合热值最大，这是一个优化问题。

– 最优燃烧过程还需要燃料除热值之外的其他特性：

• 尽可能好的易燃性（即十六烷值高），这有利于可控的自点火（汽油发动机和柴油发动机未来发展趋同点之一就是可控的自点火），燃料/空气混合气的放热中心周围充满了高温的压缩空气和高温的废气，燃料十六烷值较高，放热中心较易自燃。

• 尽可能好的抗爆燃性，以保证在提高压缩比的情况下不会出现失控的燃烧反应。

– 为了更好地吸收在直喷过程中缸内空气的内能，因之前已提及的燃料快速汽化性能，燃料的汽化热焓值也应尽量高。通过降低混合气温度，使得燃烧反应放热所致的过程最高温度保持低于离解临界值，这尤其可以抑制燃烧过程中生成氮氧化物 NO_x。

在所有被使用过的非合成燃料中，乙醇的上述性能最好。乙醇燃烧产生的二氧化碳无需额外的成本可以循环至大自然，这大大提升了乙醇作为可替代燃料的价值。具有相同或更好性能的合成燃料因其生产原料中垃圾废弃物比例不断增加，更有可能实现其更低能耗和技术投入的制取生产。类似地也可以为用于燃料电池发电的理想合成燃料列出相应的性能要求。其中最重要的性能要求是，在与氧气发生质子交换的反应层之前合成燃料中的氢能够迅速、容易地释放出来（燃料电池的工作原理可参阅下一章 4.3 节）。

对于这样的性能要求，燃料分子结构 $C_mH_nO_p$ 并不是最优的分子结构。燃料分子结构中的氢应该以液相形式键接在一个矩阵结构中，其中矩阵元素在给定的压力和温度条件下可快速将氢在发生反应处沿质子交换膜释放出来，而且还能保持化学中性。生物活体内血液中碳水化合物或葡萄糖通过胰岛素输送至肌肉，借鉴类似过程的原理有可能产生新的方法或技术。

在 2.1 节、2.2 节和 2.3 节中分别分析了一些热力学循环过程以及实现这些过程的热机，其中一些热机在混合动力系统中适合作为发电机运行在固定工作

点，其单位排量的各项性能指标俱佳且热效率高。下面的一个例子对挖掘利用新的、更有价值的能量载体很有启发。

一台固定工况运行的斯特林发动机需要一个外部热源，这个热源即为在固定的热力学和流体力学条件下进行的机外燃烧过程。类似的，流体机械（涡轮机）也可以固定工况运行，与此同时燃烧室通过热交换器与一个外部热源（机外燃烧）相连。若采用金属粉末作为燃料，这样的设计既可提高燃料储存的能量密度，也可提高燃烧温度。在焊接技术中常用的铝粉末燃烧就可以达到非常高的温度。空气中金属镁的燃点为500℃，这一物理特性在很长的一段时间内阻碍了镁铸件应用，而在镁粉末作为燃料的应用中变成了优点。铁粉和空气中的氧气也会发生类似的燃烧反应。这类能量密度很大的固体燃料混合物，特别是掺入了铝粉，被广泛应用于现代火箭技术。具有特定比例的金属粉末混合物也是一类合成燃料，其分子构型比液态燃料的分子构型技术上要容易一些。因此，金属粉末燃料外燃机用作混合动力汽车的车载发电机，这样一种热机应用是可行并且很有发展前途的。

第4章　电　驱　动

4.1　电动汽车

综合考虑交通流量、温室效应、有害物排放和噪声排放等因素，电动汽车是城市交通迄今为止最合适的可选用形式。然而，如第1章谈及的，如果深究电能的来源（参阅图4）和正视车载储电的限制（参阅图16），电动汽车在城市交通中的上述优点就要大打折扣。

一般来说，技术进步和其定向发展都能对一些问题给出相应的解决方案。电动汽车的发展目前正处于第三个阶段。图152列出了前两个阶段和相关的重要事件。

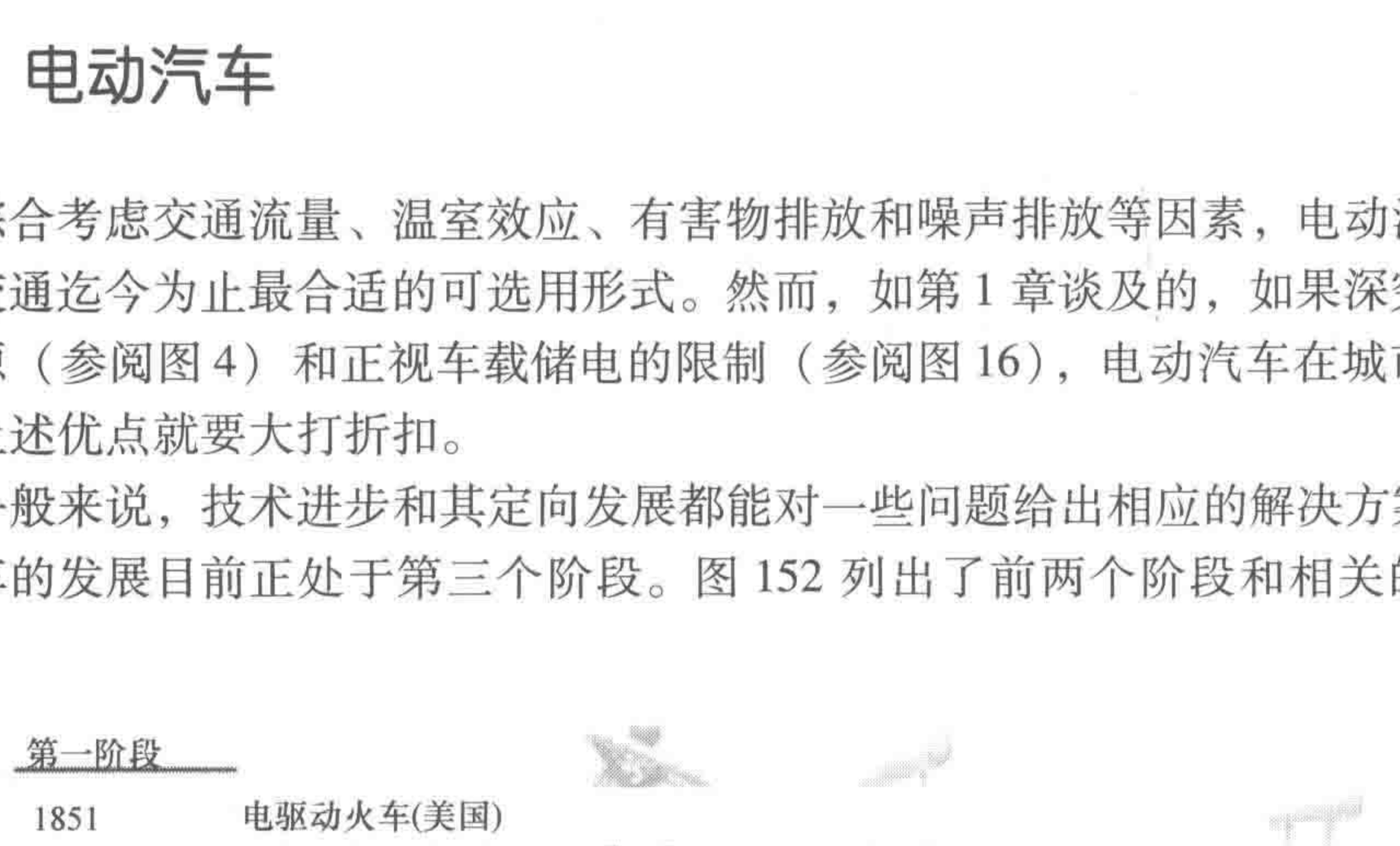


图152　电动汽车发展：前两个阶段

有趣的是，1851年电动火车和1860年蓄电池相继问世之后，虽然在此期间也研发出了内燃机汽车，但在美国的交通工具中电动汽车和蒸汽汽车却占主导地

位。1882 年，德国就已经有了城市电动公交车，那时还没有车载储能的问题，如图 153 所示。

几年后，德国就有了量产电动汽车，如图 154 所示。

内燃机技术进一步发展、石油价格低廉且其作为汽车燃料能量转换和应用简单、高效，这些因素导致了电动汽车伴随着车载储电不足这个待解问题进入了暂时的发展停滞阶段。

1973 年发生第一次石油危机之后，工业国第一次被迫认真考虑能源经济转型的问题，1979 年发生的第二次石油危机又加剧了这一转型过程。1990 年伊拉克武力吞并科威特，引发了第二次海湾战争，世界上两个最大的石油出口国卷入了其中。虽然没有导致人们普遍预期的第三次石油危机，这场战争却又一次影响了能源经济。这是电动汽车第二发展阶段（1992 年至 2005 年）的起因。这一阶段量产的主要电动汽车及产量见图 152。法国绝大部分电动汽车是由政府部门采购，所以数量较大。然而，因续驶里程太短，人们对电动汽车的接受度还是很低。

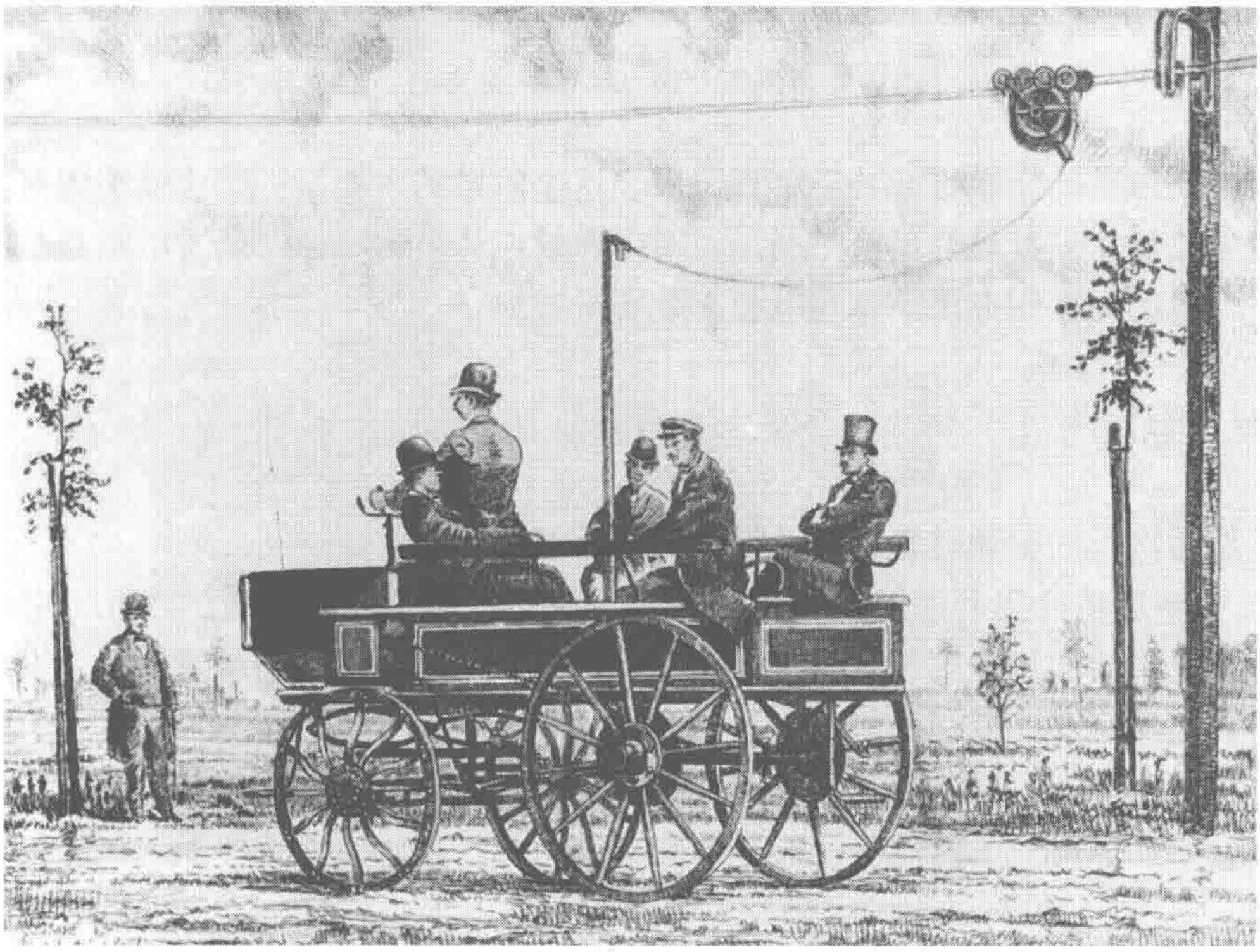


图 153 Werner von Siemens 发明的第一辆电动无轨公交汽车
1882 年行驶在柏林 Kufürstendamm 的实景

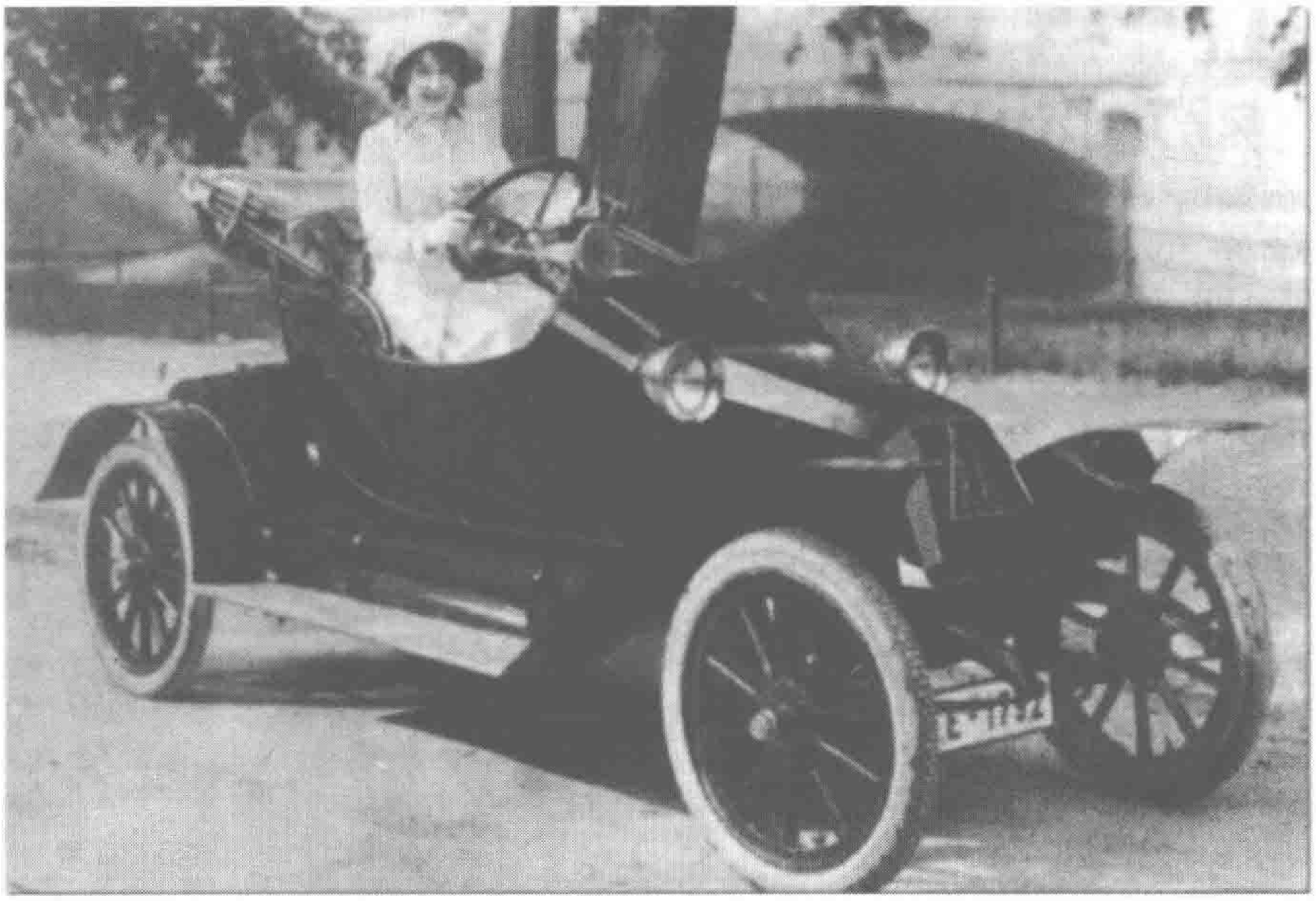


图 154　1903 年新汽车公司（NAG）推出的一款电动汽车

电动汽车的发展目前处于第三阶段，这个阶段的主要特征是法律法规对大气环境中二氧化碳排放的严格限制以及对温室效应影响的考虑。研发的重点是电动机、电池的车载储电以及燃料电池车载能量转换。

4.2　电动机

作为汽车的驱动装置，电动机具有以下显著优点：

– 转矩特性接近理想，从零转速开始就几乎达到最大转矩。因此，电动汽车从静止开始的加速度超过了现代柴油机、汽油机采用机械增压或者活塞发动机通常在高功率下才能达到的值。

– 电动汽车因其具有的转矩特性通常不需要变速器和离合器。借助其自身特性，电动机代替了技术复杂的、活塞发动机为实现相同功能必须使用的自动变速器。

– 轮毂电动机驱动或者电动机安装在前后轴上的轮边驱动可以实现不同驱动模式的切换：四轮驱动或两轮驱动（前驱或后驱），根据载荷要求前驱与后驱同时进行，电子可调稳定行驶（类似更有效的车身电子稳定系统）。此外，轮毂电动机驱动还为其他的功能模块在车身上留下了更多的布置空间。

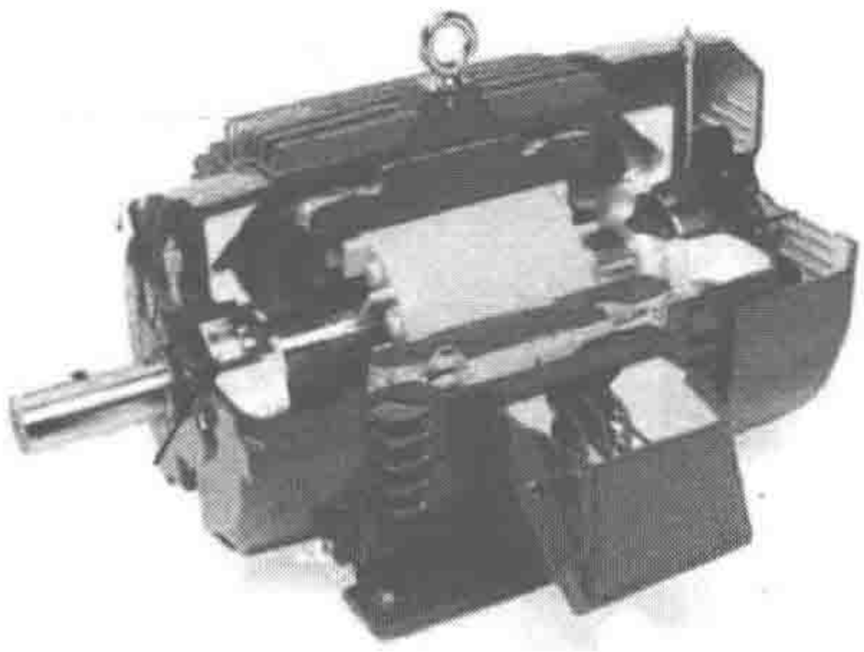
作为驱动装置，与热机一样，电动机也应满足如下要求，即高体积比功率和

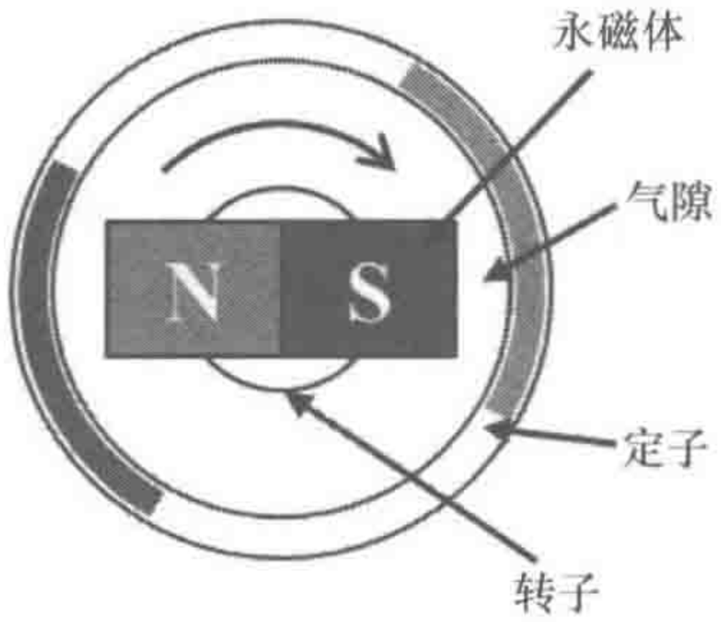
高质量比功率、高效率、低技术代价及低制造成本。

所有电动机的工作原理都是基于电磁感应的电磁场理论。磁场可以是静止的（如直流电动机），也可以是旋转的（如三相交流电动机）。从电动机具有的功率、转速和效率特性看，目前为止已研发了多种多样的量产车用电动机，表8列举了一些具有代表性的电动机应用案例。

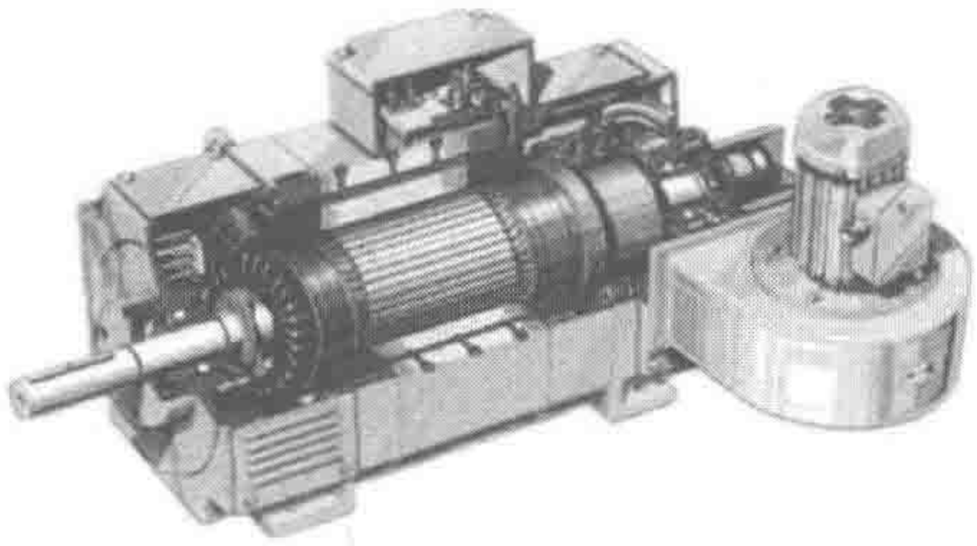
图155（见彩插）给出了一些电动机类型的功能特征，主要便于浏览，而不是用于分析其研发的可能内容。

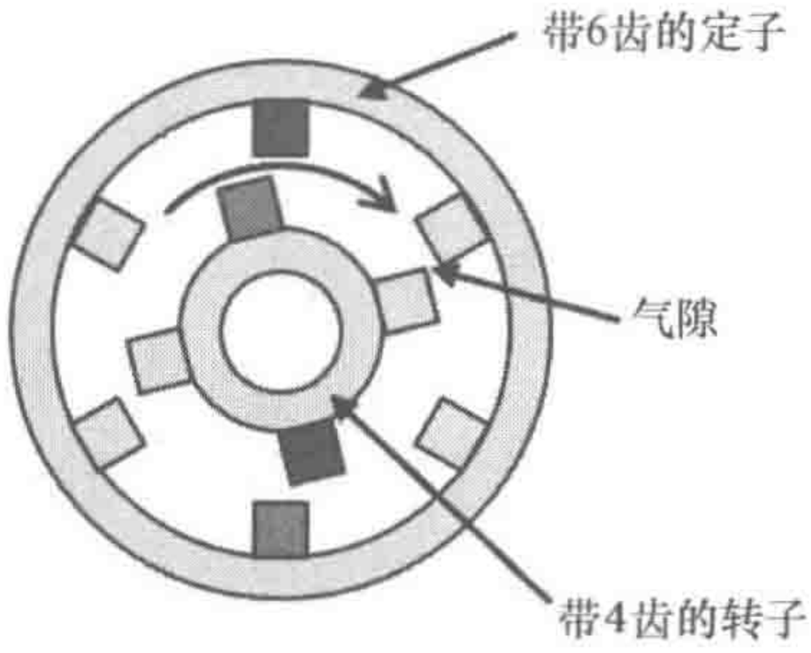
直流电动机



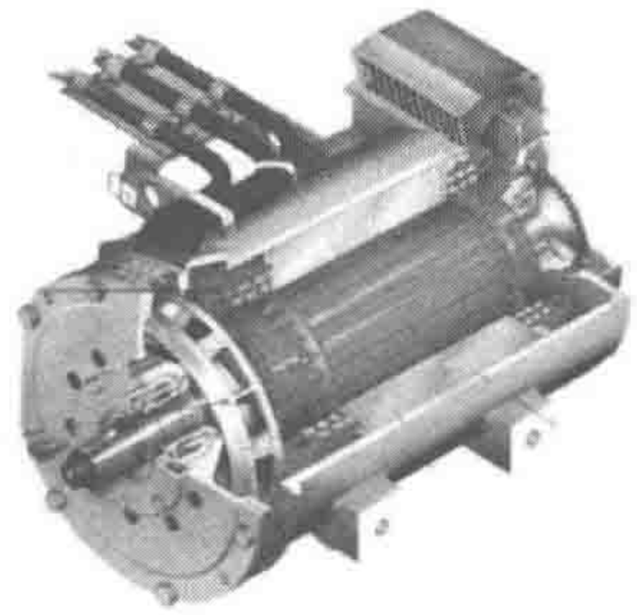


磁阻电动机





异步电动机



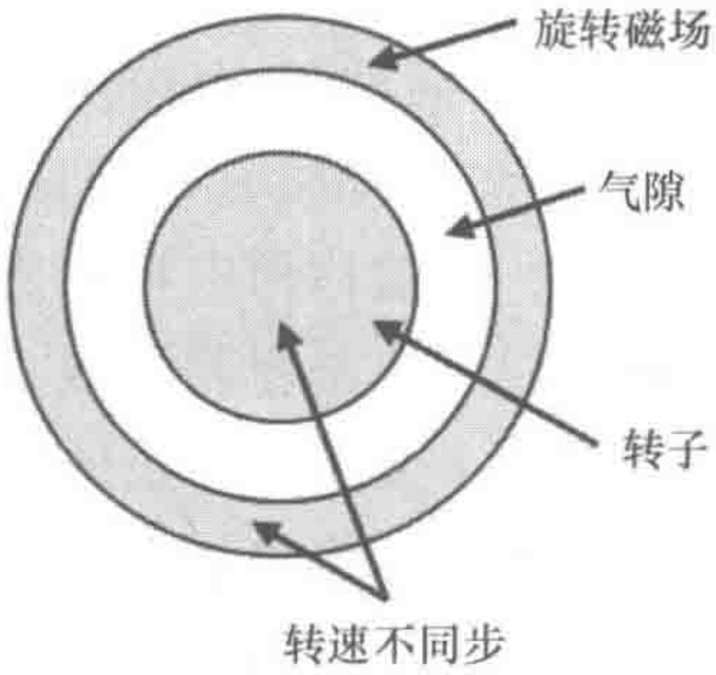


图155 用于汽车驱动的电动机种类

图 156 中展示了直流电动机的种类及它们在汽车上的应用领域。

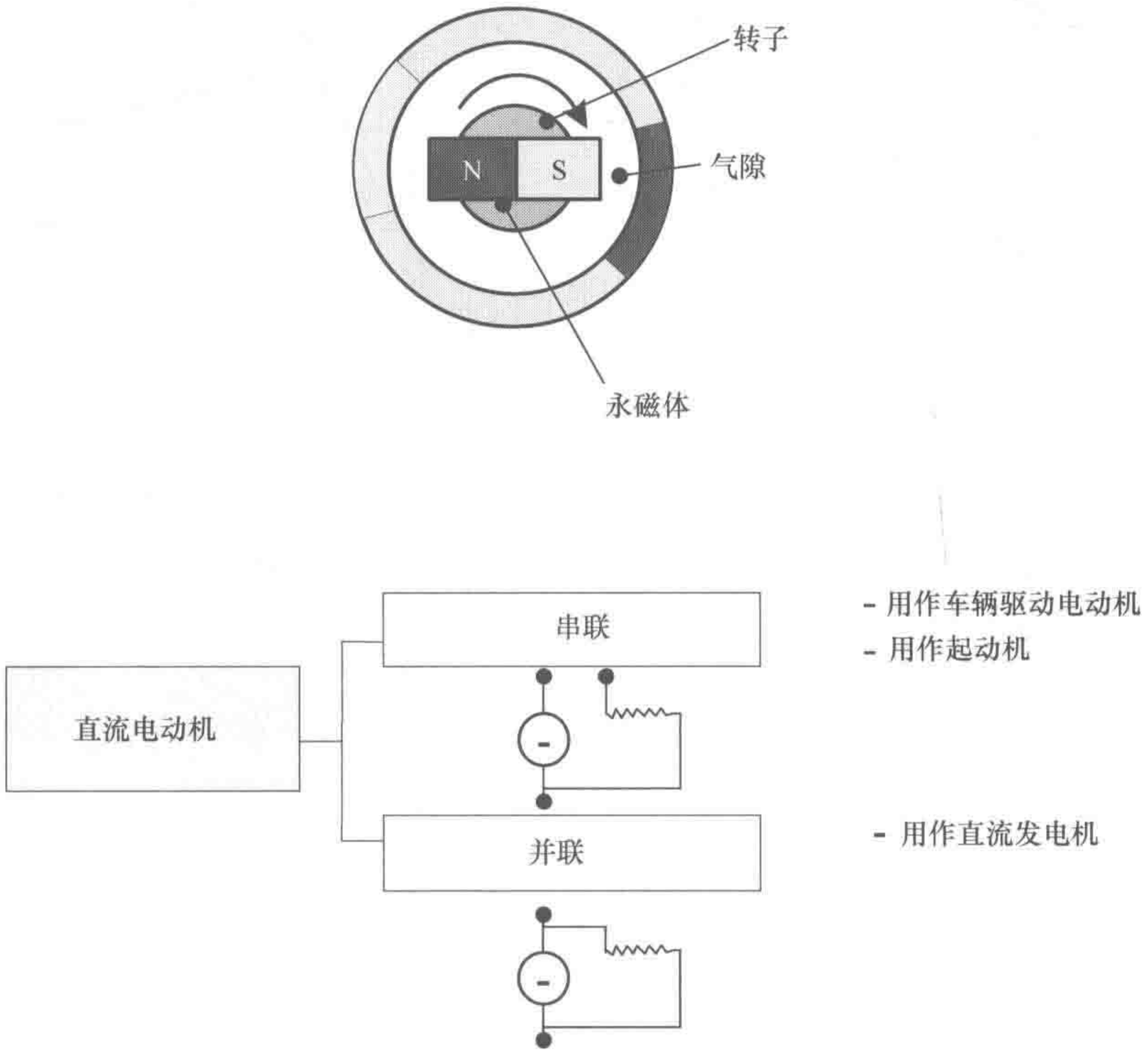
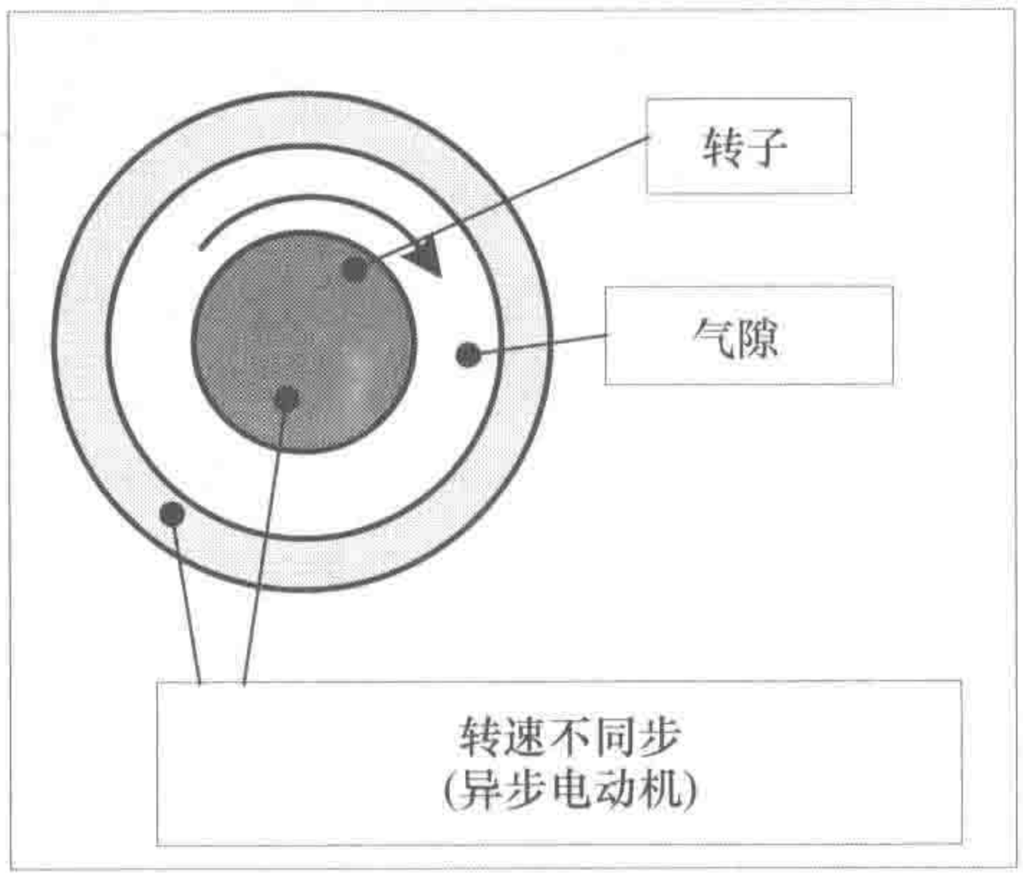


图 156　直流电动机

直流电机采用换向器[20]通过电枢导线的切换，实现在磁场中电流方向的调节。换向器通过电刷与电枢导线发生机械接触。在当前的技术现状下电刷磨损已不再是缺陷，不会影响电动机的总工作寿命。但是，换向器工作原理将直流电动机的转速限制在大约 7000r/min 之下。直流电动机的定子由励磁极和换向极构成，这样的电极系统结构较为繁琐，是造成直流电动机既重又大的主要原因[20]。永磁交流电动机其定子具有多相线圈绕组，通过电子开关电路与供电系统连接，因此，也被称作电换向直流电动机或无刷直流电动机。省却感应线圈固然好，但高磁导率永磁材料的成本也不低。

图 157 展示了交流电动机的功能并示意描述了同步电动机和异步电动机的一些功能特征。交流异步电动机相对简单，制造成本低。异步电动机特有的转子结构使其转速能到达很高的水平（如表 8 所示的 14000r/min），这是其与直流电动机相比的一个明显优势。相比异步电动机，因必要的电励磁同步电动机结构相对复杂，但因电流和电压的同步相位关系其效率较高。这个优点尤其是在混合动力汽车上能充分有效地被利用。



交流电动机

定子 → 3相绕组线路

转子

异步

主要用于驱动

$s=\frac{n_0-n}{n}\leqslant 5\%$

s–滑移率

n–旋转磁场转速

n_0–转速

$-n<n_0$– 电动机

$-n>n_0$– 发电机

转子绕组

- 交流绕组
- 三角形绕组(笼式转子)

绕组形式

同步

发电机

→ 定子材料为实心钢材(定常磁场)

$n_0=n$

→ 转子转速由定子的旋转磁场转速决定

图 157 交流电动机

表 8 用于汽车驱动的电动机

车型	功率/kW	转矩/N·m
直流电动机（转速不高于 7000r/min）		
济南宝雅汽车 BY5000EV－1A	7	100

（续）

车型	功率/kW	转矩/N·m
三相异步电动机（转速不高于14000r/min）		
济南宝雅汽车 BY6500EV-1	6.5	120
三相同步电动机		
雷诺 Kangoo Z. E.	44	226
标致 iOn	47	180
梅赛德斯-奔驰 Vito E-Cell	60	280
北京汽车 BE701 EV	110	300
Tesla Roadster Sport	215	400
Shelby Aero EV	750	1088
磁阻电动机		
慕尼黑联邦国防军大学样车	30	0~2600r/min下110N·m 2600~9600r/min下180N·m

具有不连续磁场的电动机称为磁阻电动机，图158示意性地描述了其工作原理。磁阻电动机的一个主要优点是，在较宽的工作范围内其效率较高。

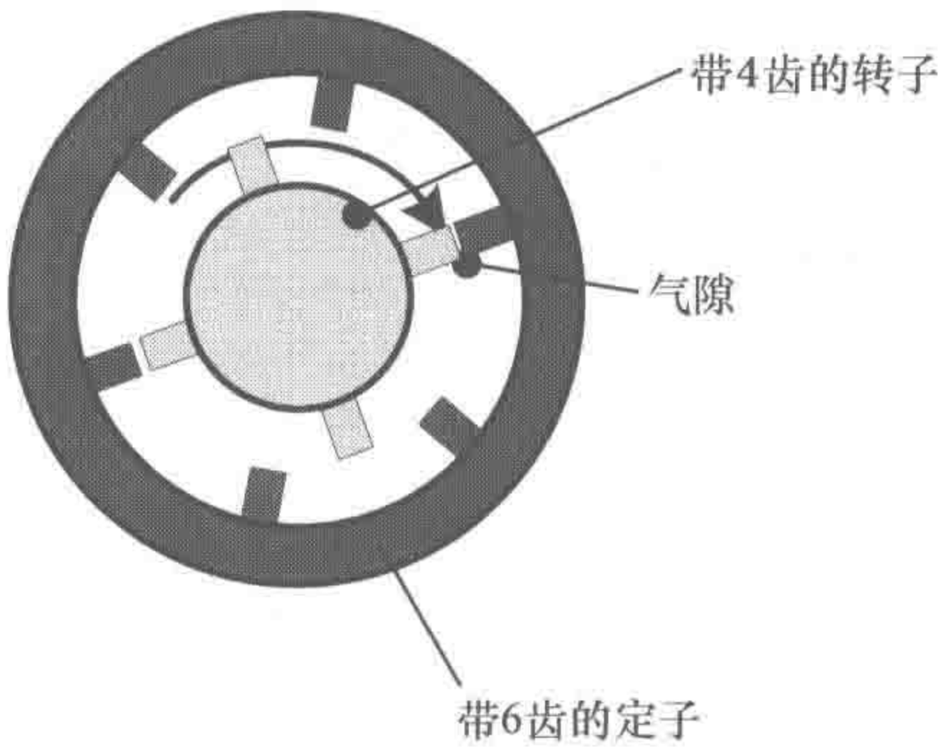


图158　磁阻电动机

4.3 电能储存器：电池

采用电池的车载储存电能曾经是现在仍然是汽车电驱动技术一直没有突破的原因。

表9给出了一些传统和新型电池的重要性能参数，即工作温度、放电最多2h的能量密度和单电池电压。根据工作温度，电池可分成两种原理不同的类型，即低温电池和液态电解质高温电池。出于安全考虑，高温电池几乎不用于汽车。与液体燃料相比，电池作为能量储存器其主要缺陷就是能量密度过低。所有规格的电池在缓慢放电情况下的能量密度理论值是2h内快速放电的能量密度值的4倍多。显然，2h内快速放电对应的值更切合实际。下面的例子可以说明这一点。

现代的锂离子电池，如雪铁龙 c－zero、三菱 i－MiEV、福特 Focus Electric、梅赛德斯 Vito E－Cell、日产 Leaf 和雷诺 Zoe 等车型都配置了这样的电池，其能量密度约为80W·h/kg，这个值是一般铅酸电池能量密度的4倍。价格比例关系也类似，即锂电池750Euro/kW·h，铅酸电池150Euro/kW·h。假定汽车平均行驶功率为20kW，采用上述锂离子电池，其能量密度值取80W·h/kg，那么，汽车行驶1h需要配备电池的重量可按下式计算：

$$m=\frac{20(\mathrm{kW})\times 1(\mathrm{h})}{80\left(\frac{\mathrm{kW}\cdot\mathrm{h}}{10^3\mathrm{kg}}\right)}=0.25\times 10^3\mathrm{kg} \tag{4.1}$$

这就是说，250kg 锂离子电池可用于车辆按功率20kW行驶1h，相当于大约100～150km的总续驶里程数。

在上述情况下，若用铅酸电池替换锂离子电池，就需要1t重的铅酸电池，这相当于车辆本身的重量。与其他类型的电池相比，如表9所示，锂离子电池的能量密度较大，其价格500～750Euro/kW·h，这与金属氢化物电池的价格不相上下，但锂离子电池的使用寿命较短，约为2～4年。

表9 电能储存器（电池）的主要性能参数

系统	铅电池	镍镉电池	镍氢电池	锌溴电池	钠镍电池	钠硫电池	锂电池
工作温度/℃	0～45	－20～50	－40～50	20～40	300～350	300～350	－40～60
能量密度（放电2h）/（W·h/kg）	20～30	40～55	50～80	50～70	80～100	90～120	90～140
单电池电压 U_0/V	2.10	1.35	1.35	1.79	2.58	2.08	3.60

车载储电技术还寄希望于新型电池如锂/金属聚合电池（尤其是锂/二氧化钴电池）、氧化锌电池或者锌/空气电池和锂/空气电池的发展。电池能量密度的愿景目标是200W·h/kg，并且在量产情况下其价格应与铅酸电池的价格相当。图159描述了锌/空气电池的工作原理和产生电动势的主要化学反应。

用于上述例子，车辆20kW恒功率行驶1h只需要一个100kg的愿景新型电池。但是，与普通的柴油发动机汽车或更确切地讲与柴油燃料相比，结果会令人非常失望：柴油的密度如表3所示约为0.8kg/dm^3，即100kg柴油的体积约125L。一辆较重的轿车如梅赛德斯奔驰E级250 CDI，以远高于20kW的平均功率行驶，相应的平均油耗约为7L/100km，100kg柴油对应的续驶里程数远不止150km，而是高达125/7 × 100 = 1785km！以上比较结果表明，电池即使未来实现了能量密度的愿景目标，但电池作为车载能量储存器仍旧不适用于常规续驶里程数要求的车辆行驶。电池作为混合驱动系统中发电机和电驱动之间的能量缓冲器，或者作为车载能量储存器用于小型城市电动汽车，这类应用的优势是没有争议的，电池技术的进一步发展也可以更好地促进这类应用。

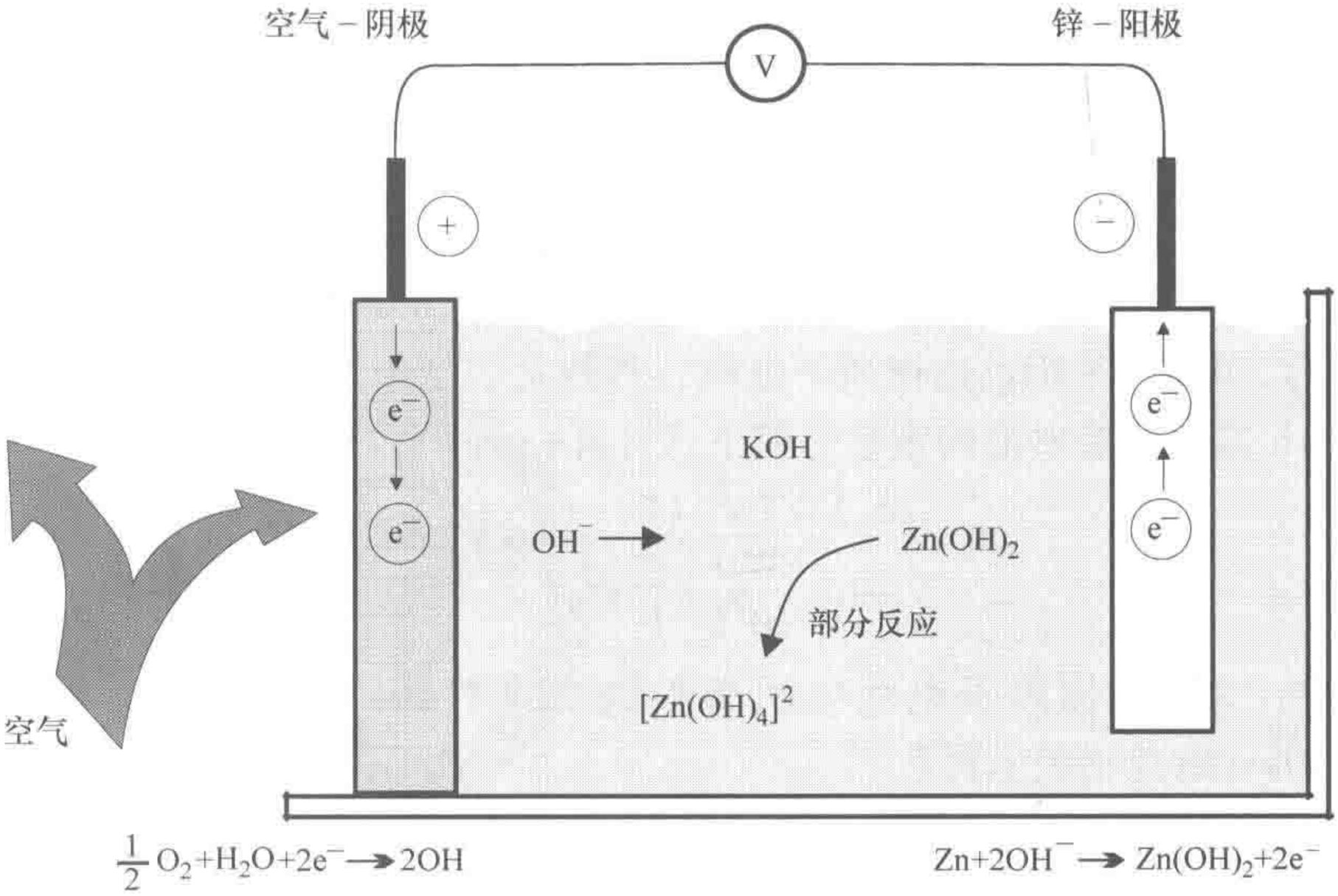


图159　锌/空气电池：放电过程原理

电池以其有限的容量用作城市交通工具的储能器，这样一种应用方案在法国以项目Tulip的形式进行了示范运行，其原理如图160所示。停车场同时也作为充电站，对小型城市电动汽车进行感应充电（没有直接接触的充电）。在所有的停车场或者租车站都可以配备这类装置。用于市内交通的个人汽车其每天的平均行程很少超过50km。在汽车租赁系统中下述应用方案尤其有利：车辆可以通过GPS定位城内的租车站，找到相应的租车站后在那里既可停车也可充电，最后通过租赁卡或者现代自行车租赁系统如手机短信结算相关费用。用户可以根据自己的日程安排很方便地在市内易车或停车换乘公共交通工具。其实电驱动问题的关键还在于充电站电能的自身来源。在法国，电能主要由核电站提供，发电过程不产生二氧化碳和其他有害物质。1.3节图17中已经分析了在固定发电站采用不同能量载体发电的优、缺点。

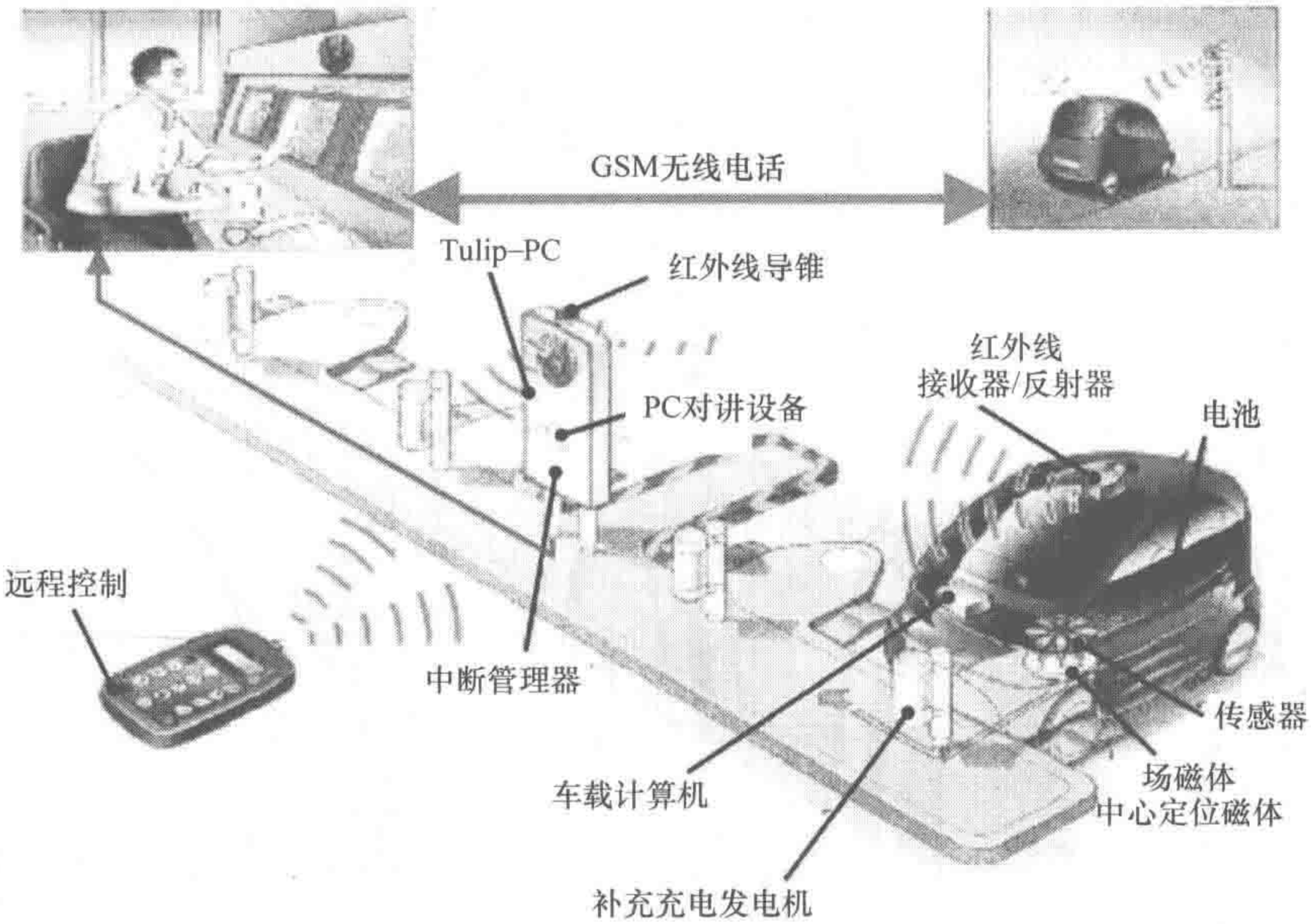


图 160 Tulip 电动汽车停车/充电系统

即使因技术和成本原因，实现停车场的无接触感应充电还有待时日或只能小范围实施，但这一概念可被用于一种简单的、可赢利的城市小车共享运营模式(Car – Sharing)。如果可用车辆数、车辆需求数和可用停车/充电位之间能够优化匹配，那么，白天部分车辆或者晚上几乎所有车辆是否接在传统插头上充电就不重要了。

在郊区和农村，传统的加油站还可按同样的形式和方法增设一些 Car – Sharing 站。

在类似以色列和丹麦这样的国家，汽车道路较短且行驶路径相对简单，而且太阳能或风力发电比例较大，目前实施了另一种应用方案，即布置电池交换站使电动汽车达到期望的续驶里程。换装坑内的电池组能够在几分钟内被装入汽车底部。技术与资金投入大小，是否满足车辆刚度要求、行驶运动学及动力学特性以及在振动和外部环境条件下的车辆状态，这些因素都会对实施类似的应用方案产生影响。车辆交换可能会比电池交换更简单、更有效。

4.4 车载发电装置：燃料电池

采用电池实现的车载电能储存，其电能可以由其他较容易储存的能量载体以其他能量形式直接转化获取。1839 年，英国物理学家 William Robert Grove 爵士

就已经成功实现了作为“逆电解过程”的这种能量转换形式。这是一种介于电池与燃料电池之间的古老装置，其电极由铂金薄条构成，最初是浸入在酸化水（电解质）中，阴阳两极分别聚集了氧气和氢气，如图 161 所示。

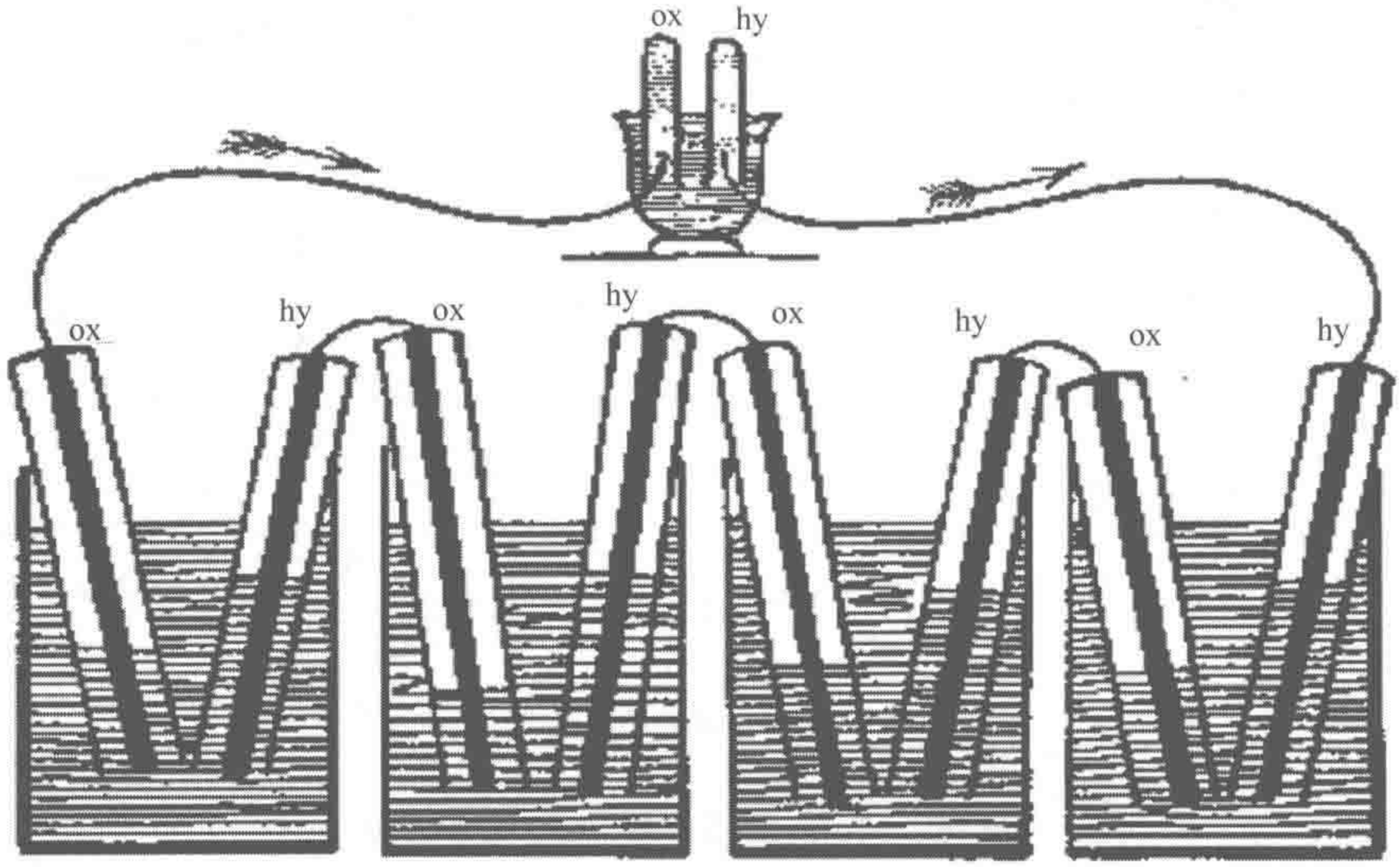


图 161　第一个燃料电池的原理图（1839 年）

Grove 先生又在最初的基础上做了改进，将硫酸作为电解质，氢气由锌的酸化反应提供，输入的空气流提供需要的氧气。可以看出，这种功能结构既与最先进的锌/空气电池有相似之处，也与面向未来的燃料电池具有共同点。这种装置体现的相似性揭示了很多技术发展的一个共同途径，即理论来源于实践的途径，一些新概念、新方法往往从前人做过的物理实验过程中可以找到痕迹，技术发展的过程通常是连续的而不是跳跃式的、革命性的，即使某一技术发展到今天本身有了质的变化。锌/空气电池就是电池和燃料电池之间的一种功能链接装置，前者是反应组分的纯储存器，后者通过质量流连续输入反应组分。20 世纪 50 年代，纯氢纯氧碱性电解质燃料电池技术取得了突破性进展，当时主要是为了满足航天飞行器用电的特殊需要。图 162 所示为燃料电池的工作原理。

氢气流和氧气流被电解质分开，在催化剂的共同作用下发生由氢气至氧气的质子交换，具体的电化学反应如下：

$$\text{阳极：}\quad H_2 \rightleftharpoons 2H^+ + 2e^- \tag{4.2}$$

$$\text{阴极：}\quad \frac{1}{2}O_2 + 2H^+ + 2e^- \rightleftharpoons H_2O \tag{4.3}$$

$$\text{总反应式：}\quad H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \tag{4.4}$$

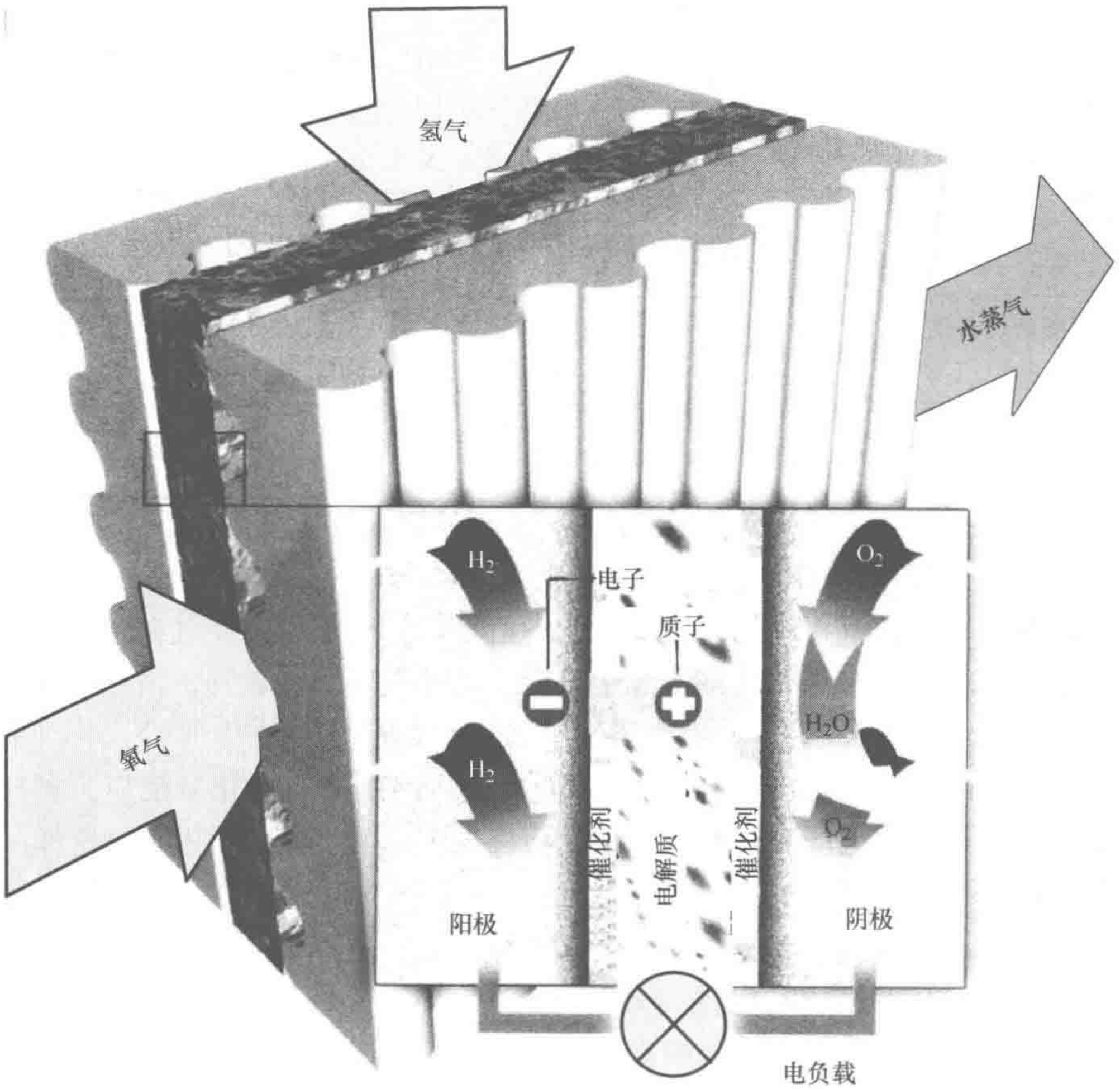


图 162 燃料电池实现的能量转换

表 10 列出了迄今为止已实现的或者已试验过的各类燃料电池以及特性和应用领域。

表 10 各类燃料电池以及特性和应用领域

类型	电解质	工作温度	特点	应用领域
碱性燃料电池（AFC）	氢氧化钠溶液	60～120℃	纯氧纯氢条件下效率高	航天及国防技术
直接甲醇燃料电池（DMFC）	质子交换膜	50～120℃	直接利用甲醇运行	小型车辆、叉车和军用
高温质子交换膜燃料电池（HT－PEMFC）	质子交换膜	120～200℃	不需要复杂的水管理	住宅供电

（续）

类型	电解质	工作温度	特点	应用领域
低温质子交换膜燃料电池（NT－PEMFC）	质子交换膜	20～120℃	变工况运行且功率密度高	汽车，分布式发电和小型热电联供装置
磷酸燃料电池（PAFC）	磷酸	160～220℃	效率较低，腐蚀问题	分布式发电，热电联供
熔融碳酸盐燃料电池（MCFC）	融化的碳酸盐	600～650℃	运行过程复杂，腐蚀问题	集中/分布式发电和热电联供
固体氧化物燃料电池（SOFC）	固体氧化锆	850～1000℃	天然气直接发电，陶瓷技术	集中/分布式发电和热电联供

下面简单介绍表10中的各类燃料电池：

－碱性燃料电池（AFC）采用氢氧化钠溶液作为电解质，并且在所有类型燃料电池中效率最高。在氢氧化钠溶液中只能使用纯氢气和纯氧气，因此，这种燃料电池主要用于航天技术。

－直接甲醇燃料电池（DMFC）可以直接利用甲醇进行电化学反应，省却了由携带的甲醇制取氢气的中间步骤。在目前许多不同的实施方案中都有这样一个制氢步骤。这种燃料电池的工作温度范围为50～120℃，这与传统内燃机工作温度相当，所以，DMFC适合应用于汽车领域。

－高温质子交换膜燃料电池（HT－PEMFC）运行时不需要添加额外的水。新近开发的聚苯并咪唑膜允许磷酸直接作为荷电载体进行质子交换。

－低温质子交换膜燃料电池（NT－PEMFC）具有在20～120℃工作温度范围内功率密度很大的优点。可变工况运行和反应所需的氧气直接从空气中获取，NT－PEMFC的这两个特点使其在所有燃料电池中最适合应用于汽车。

－磷酸燃料电池（PAFC）的工作温度为180～220℃，较AFC和PEMFC的工作温度高，其效率较低且易受腐蚀。PAFC主要应用于功率约200kW的分布式热电联供装置。

－熔融碳酸盐燃料电池（MCFC）工作温度较高，约650℃。尽管其工作过程复杂且易腐蚀，但MCFC因其适合使用煤气还是被进一步研发，用于分布式能量供给。

－固体氧化物燃料电池（SOFC）采用固体氧化锆作为电解质，其工作温度在所有燃料电池中最高（850～1000℃）。其令人期待的高效率和直接从天然气中获得电能的特点使得SOFC很快被应用于集中或分布式发电和热电联供。

氢气和氧气的电化学反应除了产生电极化现象外，还生成了新的分子，即纯氢和纯氧反应生成水，这也意味着以热的形式进行了能量转换。这一点与燃烧热

力学过程非常相似[1]。对于每个参与反应或反应生成的组分，下式成立：

$$\overline{G} = \overline{H} - \overline{TS} \tag{4.5}$$

式中，$\overline{G}$ 为组分的摩尔自由反应焓（吉布斯自由能）（kJ/kmol）；$\overline{H}$ 为组分的摩尔焓（kJ/kmol）；T 为反应温度（K）；$\overline{S}$ 为摩尔熵（kJ/kmol·K）。

氢气、氧气、水和其他参与反应的物质组分的吉布斯自由能都与温度有关。它们的值从有关物质/温度特性的热力学表格中可以查得。氢气和氧气发生电化学反应生成水，其总吉布斯自由能（$\Delta\overline{G}_R$）为：

$$\Delta\overline{G}_{\mathrm{R}} = \Delta\overline{G}_{\mathrm{H_2O}} - \left(\Delta\overline{G}_{\mathrm{H_2}} + \frac{1}{2}\Delta\overline{G}_{\mathrm{O_2}}\right) \tag{4.6}$$

相应的化学反应式是

$$\mathrm{H_2O} \rightleftharpoons \mathrm{H_2} + \frac{1}{2}\mathrm{O_2} \tag{4.7}$$

对于一个理想的可逆反应过程，吉布斯自由能满足：

$$\Delta\overline{G}_{\mathrm{R}} = -n \cdot U_{\mathrm{rev}} \cdot F \tag{4.8}$$

式中，n 为被交换的电子数；U_{rev}为可逆燃料电池单池电压（V），F 为法拉第常数（$F = 96.5\mathrm{C/kmol}$）。

反应过程不发生热交换（冷反应）时，总吉布斯自由能全部转换为电能，如在温度25℃下单池电压 $U_{\mathrm{K}} = 1.23\mathrm{V}$。反应过程发生热交换则导致实际的单电池电压（$U_{\mathrm{Z}}$）发生变化，下式描述了相应的关系：

$$\dot{Q} = (U_{\mathrm{K}} - U_{\mathrm{Z}})\frac{I}{A} \tag{4.9}$$

式中，$\dot{Q}$为热流（$\mathrm{W/m^2}$）；I 为电流（A）；A 为电流通过的横截面积（$\mathrm{m^2}$）。

与氢氧燃烧时的热值相似，上式的热流值还应减去水汽化部分的汽化焓：

$$\dot{Q} = (U_{\mathrm{K}} - U_{\mathrm{Z}} - \dot{m}h_{\mathrm{H_2O}})\frac{I}{A} \tag{4.10}$$

式中，$\dot{m}$ 为水的质量流量（kg/s）；$h_{\mathrm{H_2O}}$为水的比汽化焓（W/kg）。

与2.2节中分析过的热机燃烧过程相似，燃料电池不仅其氢氧反应所需的氧气也是从空气中获得，而且除了氢气外还可以使用烃类（汽油、柴油）或者醇类（甲醇、乙醇）作为氢载体。在此处，就汽车应用而言，可以将热机在燃烧室内的反应及燃烧过程与燃料电池沿着膜（催化层）的反应及过程进行比较。图163（见彩插）总结了这两种过程形式的异同点。

从表面上看，燃料电池工作过程似乎具有高效运行更好的先决条件，即具有较高效率实现能量转换的先决条件。燃烧发生的一个基本条件是，燃料与空气混合并且形成强烈的湍流。燃烧室内物质组分符合化学计量比的均质分布及其受控的气流运动只可能在精确定义的流体动力学条件下在一定程度上予以实现。负

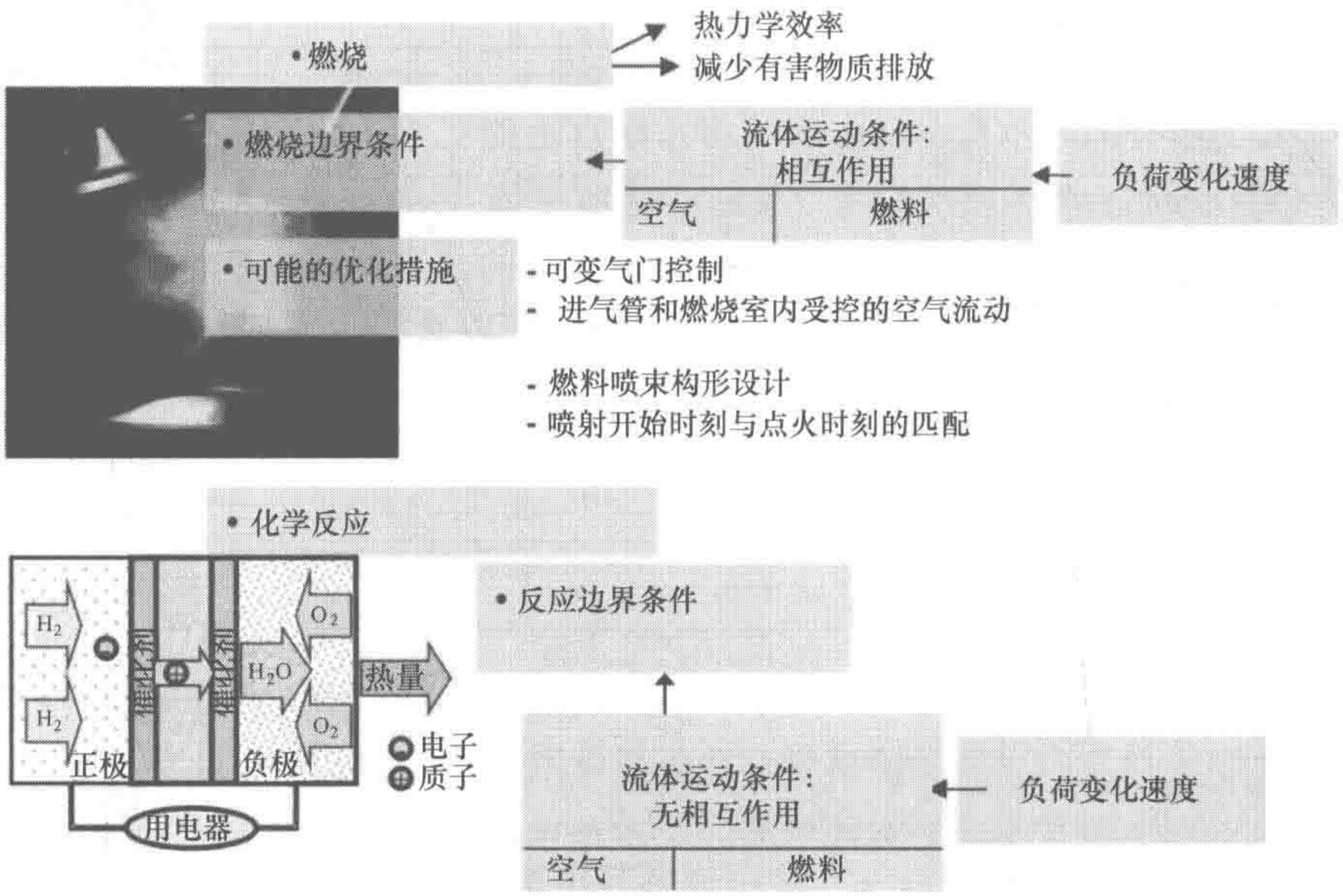


图 163　活塞式内燃机的燃烧过程与燃料电池的电化学反应过程之间的区别

荷、转速或局部空间的热力学状态等的变化都可能严重干扰对燃烧过程的控制。2.2 节介绍并分析了燃烧过程的一些补偿和优化措施，如可变配气正时、燃料喷射开始时刻与点火时刻的匹配等，图 163 中也列举了相关措施。如图 163 所示，燃料电池反应过程明显具有易于控制和优化的先决条件。参与反应的物质组分被电解质（交换膜）分隔开，从而可以分别对交换膜两端反应物组分的质量流进行更好的标定和控制。组分质量流原则上可视作一维的流体运动，这更易于控制带电粒子的交换过程。但是当功率需求增大时，交换膜的面积也必须增大。如果燃料电池（交换膜）面积受限，就必须设计如三明治式的多层结构（堆栈），在紧凑空间要求下错综复杂的流场结构是必不可少的。燃料电池的电流和热交换器的热流具有明显的相似性。但是，燃料电池流场中流体逆向运动通常会导致湍流、波动和气蚀现象。当电驱动要求的电功率实时发生变化时，反应物组分流因此所致的骤然加速或减速会对组分流动状态产生更加恶劣的影响。所以，与内燃机燃烧过程相比，燃料电池发电过程只有在较低功率的固定工况下允许实现有利的组分流动条件（电化学反应条件），才有望达到较高的效率。

图 164 给出了柴油机和燃料电池的效率比较结果，从中可以看出燃料电池发电在小负荷工况下具有的优势。比较这两种不同的能量转换装置，燃料电池在效率上并没有特别的优势。另外，图 164 的数据不是柴油机制造商而是燃料电池研发人员提供的。

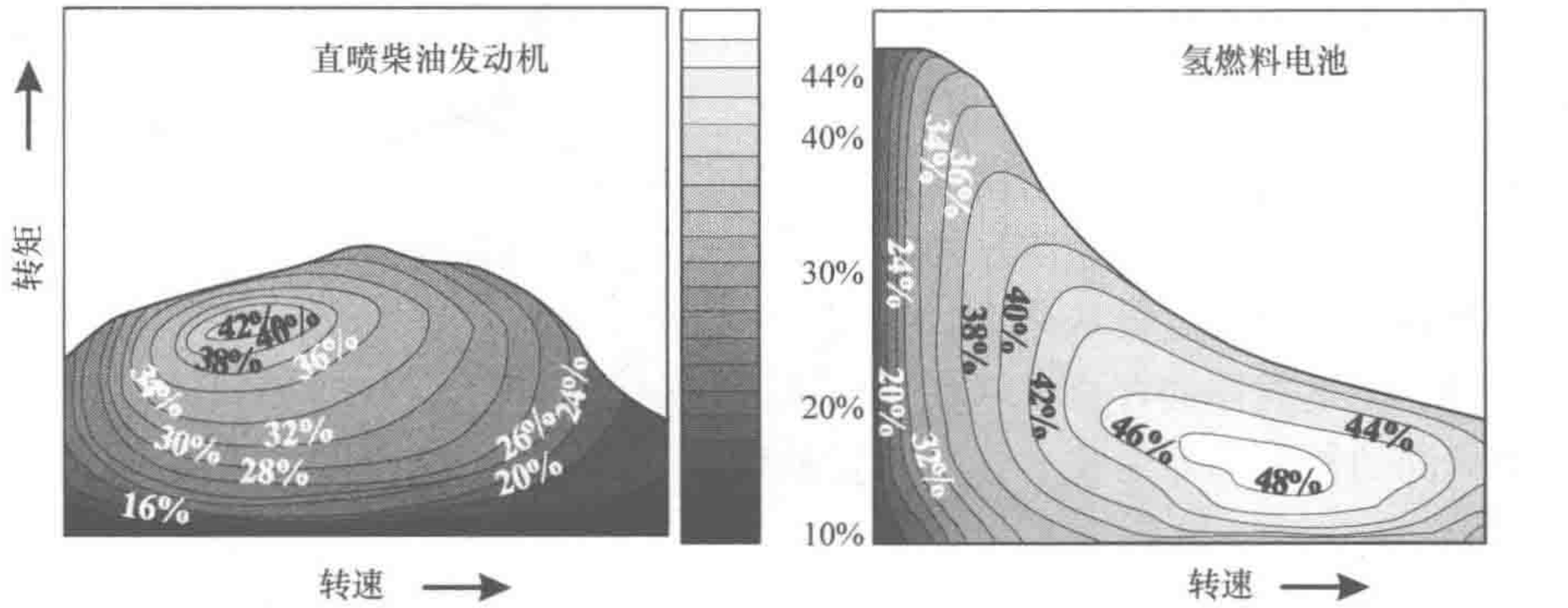
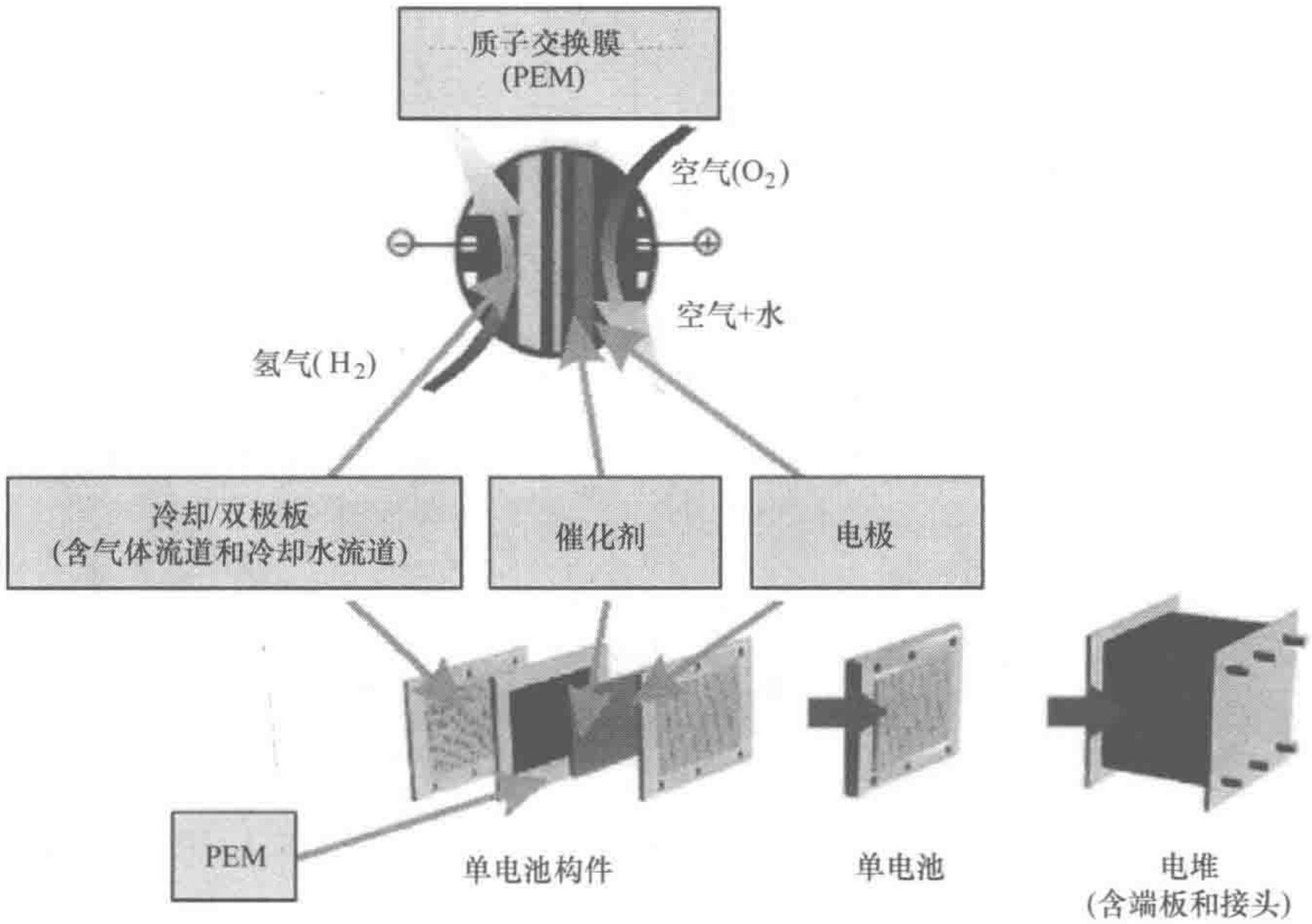


图 164　车用柴油机和氢燃料电池的效率比较

图 165 是一个车用燃料电池堆的结构示意图，其中电解质采用的是高分子质子交换膜（PEM），反应物供给为氢气流和空气流。



质子交换膜燃料电池特性参数	
运行温度	80℃
运行压力	0.2～0.3MPa
电流密度	0～1.0A/cm^2
单电池电压	1.0～0.5V
功率密度	
比质量	0.7kW/kg
比体积	1.0kW/dm^3

图 165　车用燃料电池堆

这个燃料电池的工作压力通过压缩机被控制在0.2～0.3MPa范围内，最大电流密度可达1A/cm^2，单池电压在0.5～1.0V之间。与电池的电能储存相比，上图给出的燃料电池能量密度之高，明显不在一个数量级上。燃料电池系统其电堆及其他零部件在一辆紧凑型轿车上的布置如图166所示。

其系统功能通过模块化方式实现。和3.5节中图141所示的氢燃料奥托内燃机一样，能量载体储存也是氢燃料电池面临的关键问题之一。燃料电池轿车如果采用相同的复杂的储氢技术，其配置的氢罐容量也大致相同，如图166和图167所示。

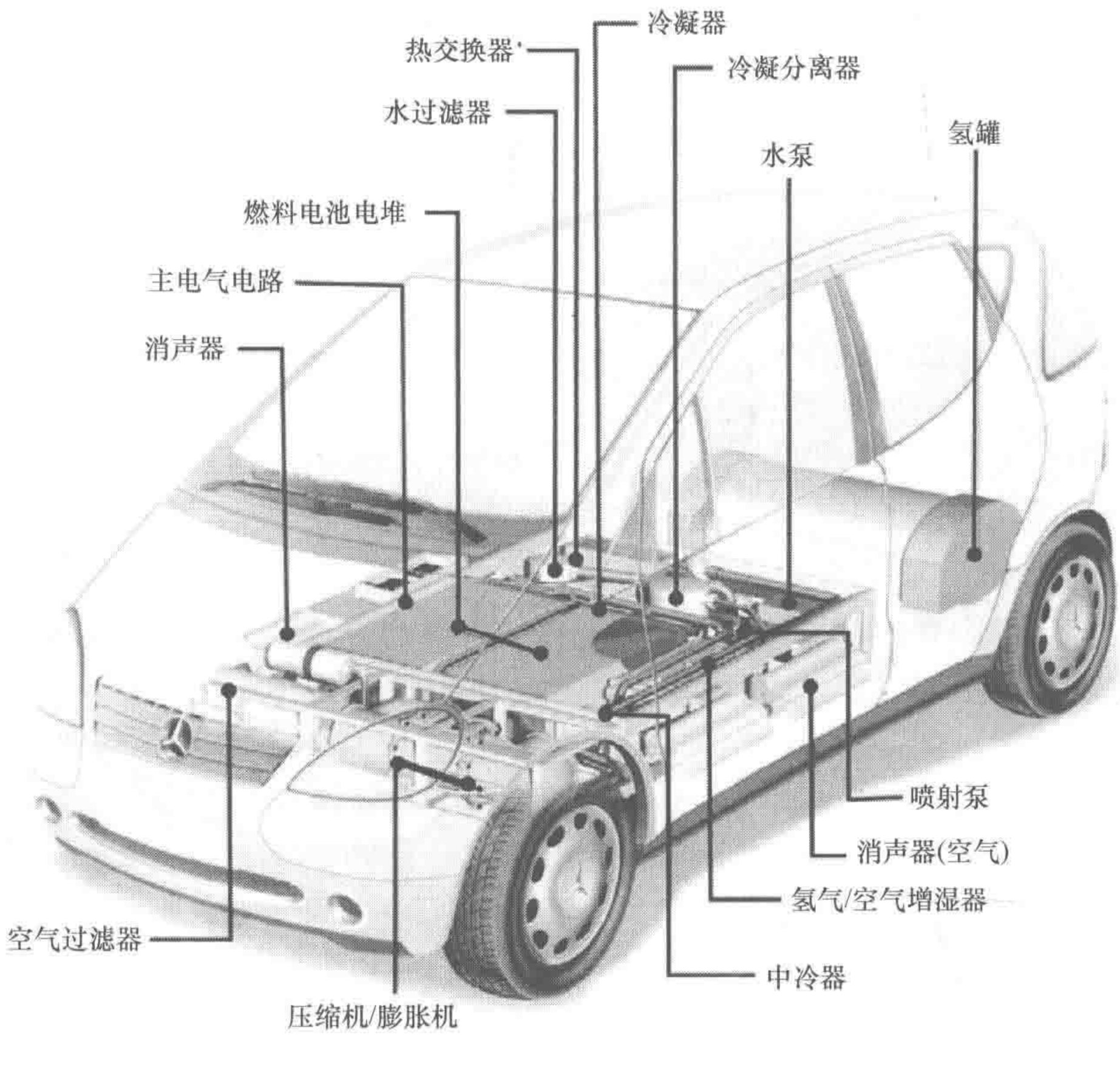


图166　车用氢燃料电池功能模块布置（来源：Daimler公司）

根据1.3节图17所示的能量转换可能路径，很有可能实现如下的功能（或角色）交换。如果奥托内燃机用氢气这种燃料电池的常规能量载体作为燃料可有效运行，那么交换一下相应位置，那些汽油机和柴油机的常规或替代燃料如碳氢化合物和酒精也应该可以用于燃料电池。实现这样应用的前提是，氢气能够通过一个预置的反应从所用的能量载体（碳氢化合物C_mH_n或碳氢氧化合物

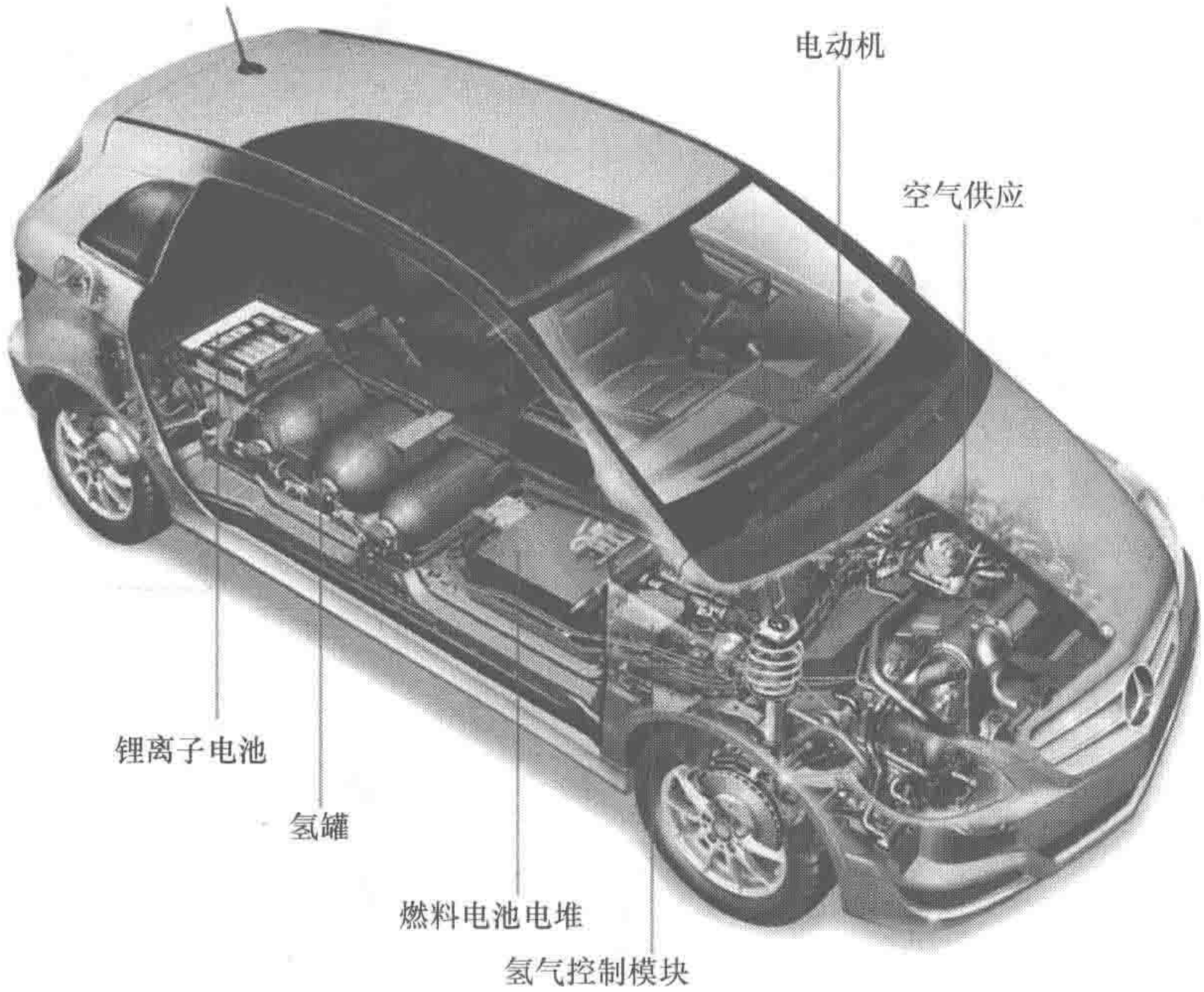


图 167 氢燃料电池驱动汽车（来源：Daimler 公司）

$C_mH_nO_p$）分子中被分离出来，从而可以通过传导质子的电解膜。这样做的优点是，在同样环境条件下能量载体的储存简单且能量密度大；缺点是，技术上需要增加一个新功能模块即一个制取氢的化学反应器。碳氢化合物或者酒精燃料车载制取氢气这种技术路径产生的较严重后果是，因参与反应的燃料分子结构中存在碳元素，车载制氢过程会有二氧化碳排放。就像在活塞式发动机燃烧室中的燃烧反应一样，即使制氢过程是理想的化学反应，原理上以下化学反应是大概率事件：

- 从酒精中以甲醇为例的制氢反应：

$$CH_3OH + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + 3H_2 \tag{4.11}$$

其中水以水蒸气形式（约 300℃）被注入参与反应。

- 从汽油机或柴油机的碳氢化合物燃料中以辛烷为例的制氢反应：

$$2C_8H_{18} + 17O_2 \rightleftharpoons 16CO + 18H_2O \tag{4.12}$$

$$16CO + 16H_2O \rightleftharpoons 16H_2 + 16CO_2 \tag{4.13}$$

其中水以蒸汽形式（温度最高约 900℃）注入参与一氧化碳向二氧化碳转换反应。

通过活塞式发动机和燃料电池的对比可知，使用相同的能量载体（燃料）原则上也会产生相同的反应生成物：

-氢气/空气→水。

-汽油/空气

柴油燃料/空气

乙醇/空气

甲醇/空气→水和二氧化碳。

(第二种情况用于燃料电池时还需要注入水蒸气)

图 168（见彩插）展示的就是上述的相互关系。除了反应生成物之外，燃料电池反应过程中还会产生热，如前所述，反应生热导致随燃料输入的化学能至电能的转换效率减低。当反应过程不是理想情况时，燃料电池和活塞式发动机一样，也可能产生有害物质，下面就是相关的一个案例。

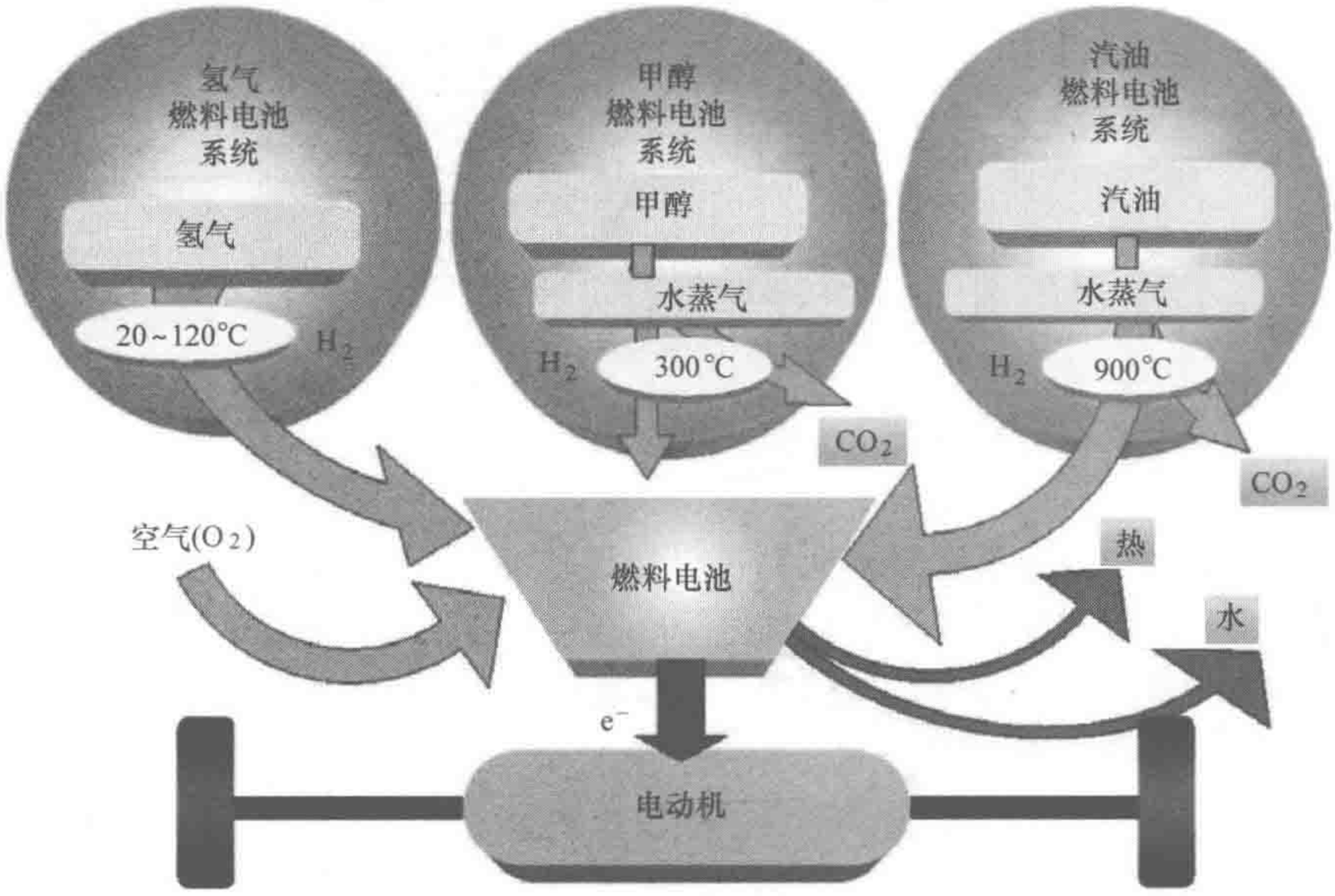


图 168　采用与内燃机一样的能量载体作为反应物运行的燃料电池：反应生成物

甲醇和水发生反应生成氢气和二氧化碳：

$$CH_3OH + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + 3H_2 \tag{4.14}$$

这应视为一种理想过程。但是，在实际过程条件下通常发生如下反应：

$$CH_3OH \rightleftharpoons CO + 2H_2 \quad (\text{放热}) \tag{4.15}$$

$$CO + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + H_2 \quad (\text{吸热}) \tag{4.16}$$

其中，甲醇分解放热反应取决于过程进行条件。甲醇还可能发生部分氧化反应：

$$CH_3OH + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2 + H_2 \quad (\text{吸热}) \tag{4.17}$$

上述反应是如下两个不完全反应的叠加结果：

$$CH_3OH + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO + H_2 + H_2O \tag{4.18}$$

$$CO + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + H_2 \tag{4.19}$$

就像内燃机燃烧室内燃烧过程的分解反应一样，反应器中的反应条件是生成通常为有害物质的中间产物的决定因素。下面列举的就是一些典型例子：

$$CO + 3H_2 \rightleftharpoons CH_4 + H_2O \quad (\text{吸热}) \tag{4.20}$$

$$CO_2 + 4H_2 \rightleftharpoons CH_4 + 2H_2O \quad (\text{吸热}) \tag{4.21}$$

$$2CO \rightleftharpoons C^{1)} + CO_2 \quad (\text{吸热}) \tag{4.22}$$

$$2CO + H_2 \rightleftharpoons C^{1)} + 2H_2O \quad (\text{吸热}) \tag{4.23}$$

$$CH_4 \rightleftharpoons C^{1)} + 2H_2 \quad (\text{放热}) \tag{4.24}$$

$$CH_3OH \rightleftharpoons CH_2O^{2)} + H_2 \quad (\text{放热}) \tag{4.25}$$

$$CH_2O + H_2O \rightleftharpoons CHO_2H^{3)} + H_2 \quad (\text{放热}) \tag{4.26}$$

$$2CH_3OH \rightleftharpoons CH_3OCH_3^{4)} + H_2O \quad (\text{放热}) \tag{4.27}$$

$$CH_3OH + H_2O \rightleftharpoons CH_3O_2H^{5)} + H_2 \quad (\text{放热}) \tag{4.28}$$

式中，1）为固态碳（炭烟）；2）为甲醛；3）为甲酸；4）为二甲醚；5）为甲基过氧化氢。

通过控制反应温度和压力，无疑可以减少大部分不希望有的反应生成物。这与活塞式发动机的燃烧过程非常相似。当燃烧反应不完全时，即使在符合化学计量的燃油/空气比例条件下，如火焰正前冻结、在燃烧室冷内壁上发生的反应或与液态燃油颗粒核发生的反应等，有可能发生如下反应：

$$2C_8H_{18} + 25O_2 \rightleftharpoons 16CO + 18H_2O + 8O_2 \tag{4.29}$$

同样的原因，尤其是液态燃油颗粒核在缸内燃烧室的存在，会导致炭烟形成。在通常的燃烧温度范围内，尤其当温度超过1500℃时，水煤气反应发生的概率增大，其反应形式与甲醇制取氢气中的反应（4.16）相同：

$$CO + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + H_2 \quad (\text{吸热}) \tag{4.30}$$

此外，在活塞式发动机中的燃烧过程还存在以下发生概率高的分解反应[1]：

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2 \qquad H + H \rightleftharpoons H_2$$

$$OH + \frac{1}{2}H_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad O + O \rightleftharpoons O_2 \tag{4.31}$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad NO \rightleftharpoons \frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2$$

上述反应过程中反应物与生成物转化的动态平衡取决于与反应温度相关的自由反应焓。

这些化学反应的相似性表明，燃料电池与内燃机中的燃烧过程相比并没有本

质上的过程优势。更准确地说，燃料电池是通过改变热力学条件实现的一种替代过程，其能量转换效率较高，有害物质和二氧化碳排放较低。采用技术与装置的复杂程度、可实现的功率密度、价格以及之前提及的相关评价标准等综合因素将最终决定燃料电池这一未来可选方案的命运。

以甲醇作为能量载体的燃料电池系统其技术相当复杂，从图 169（见彩插）展示的这样一个系统的功能结构中就可以看出这一点。图中的这些功能模块与一个甲醇直喷增压汽油机具有的功能模块很相似，其中甲醇配量供给就是基于汽油发动机直喷技术。

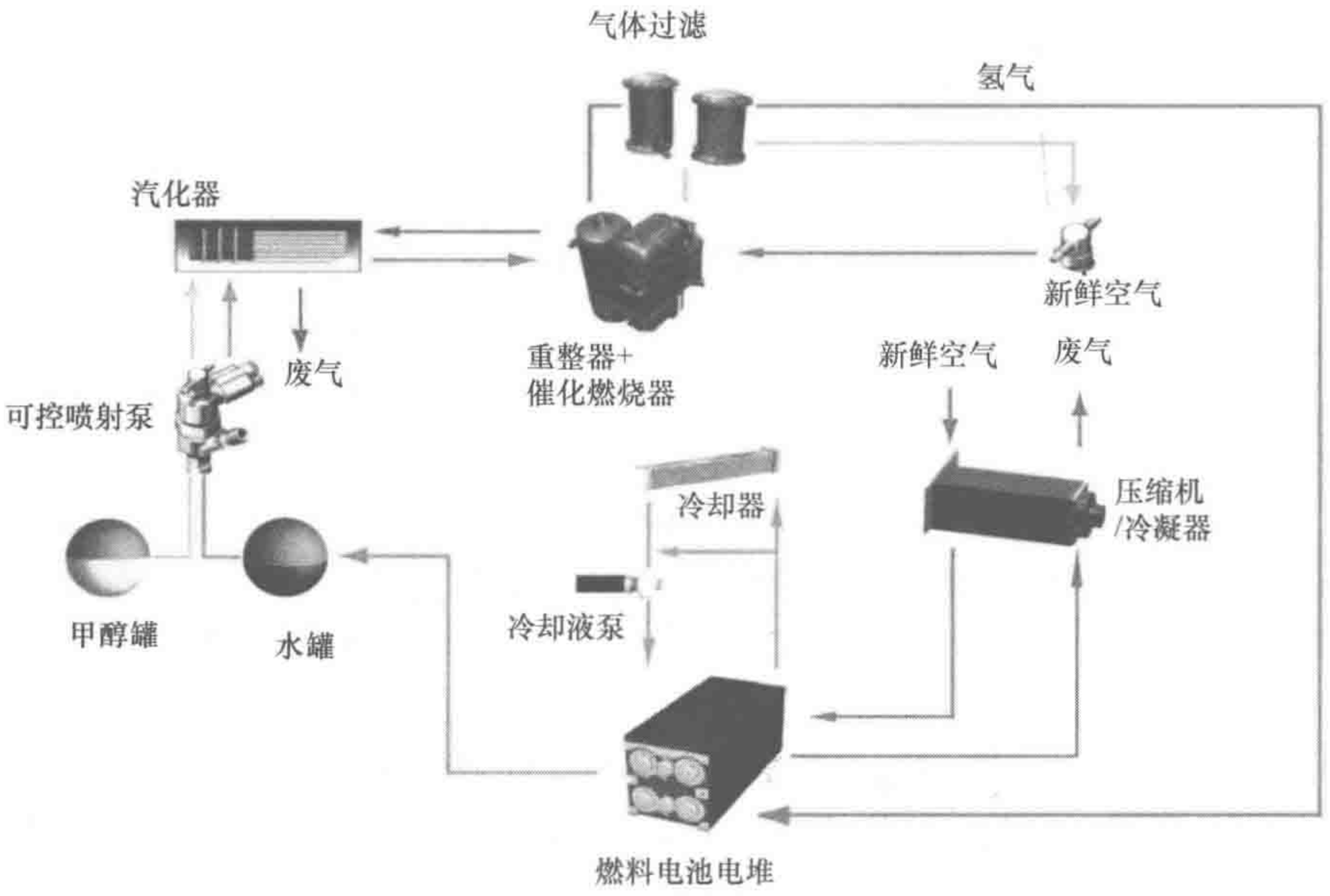


图 169　采用甲醇运行的燃料电池系统功能结构

图 170 是应用于燃料电池的一种高压调制喷射系统（见图 66 和图 67）具有的甲醇喷射量特性曲线。

图 171 展示了用于轿车的一个甲醇燃料电池动力平台，并标示了相关的功能模块。多年以来一些汽车制造厂商组建了许多联盟，共同研发氢燃料（也包括甲醇燃料）为基础的汽车动力应用。这些研发联盟包括：

- Ballard Power Systems 联盟（其中包括汽车制造公司 DaimlerChrysler、Ford、Honda 和 Mazda）。

- General Motors Hydrogenics 联盟。

- United Technologies Fuel Cells 联盟（其中包括汽车制造公司 Renault、Nissan 和 Hyundai）。

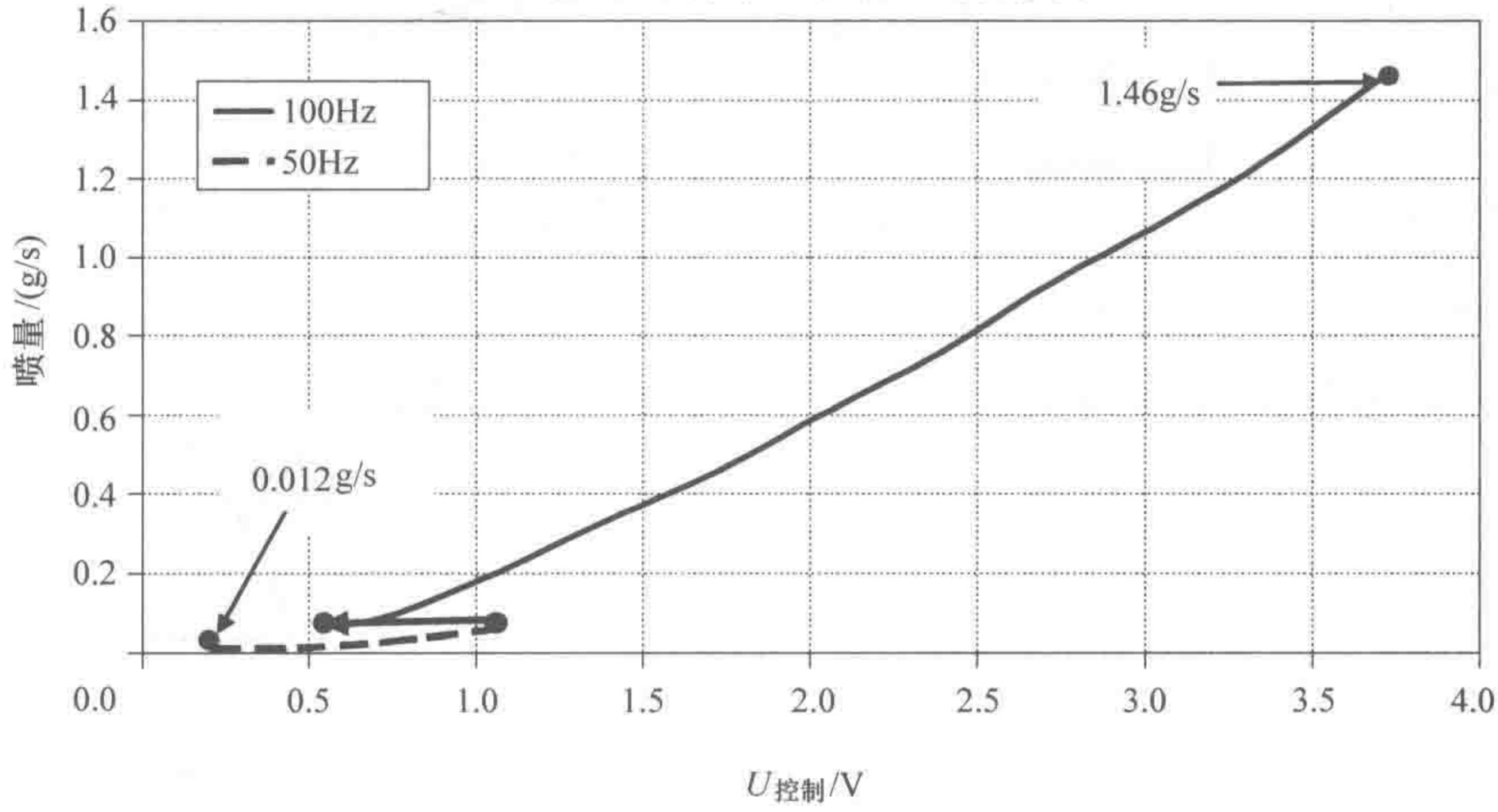


图 170 应用于燃料电池的高压调制喷射系统：甲醇喷射量特性曲线

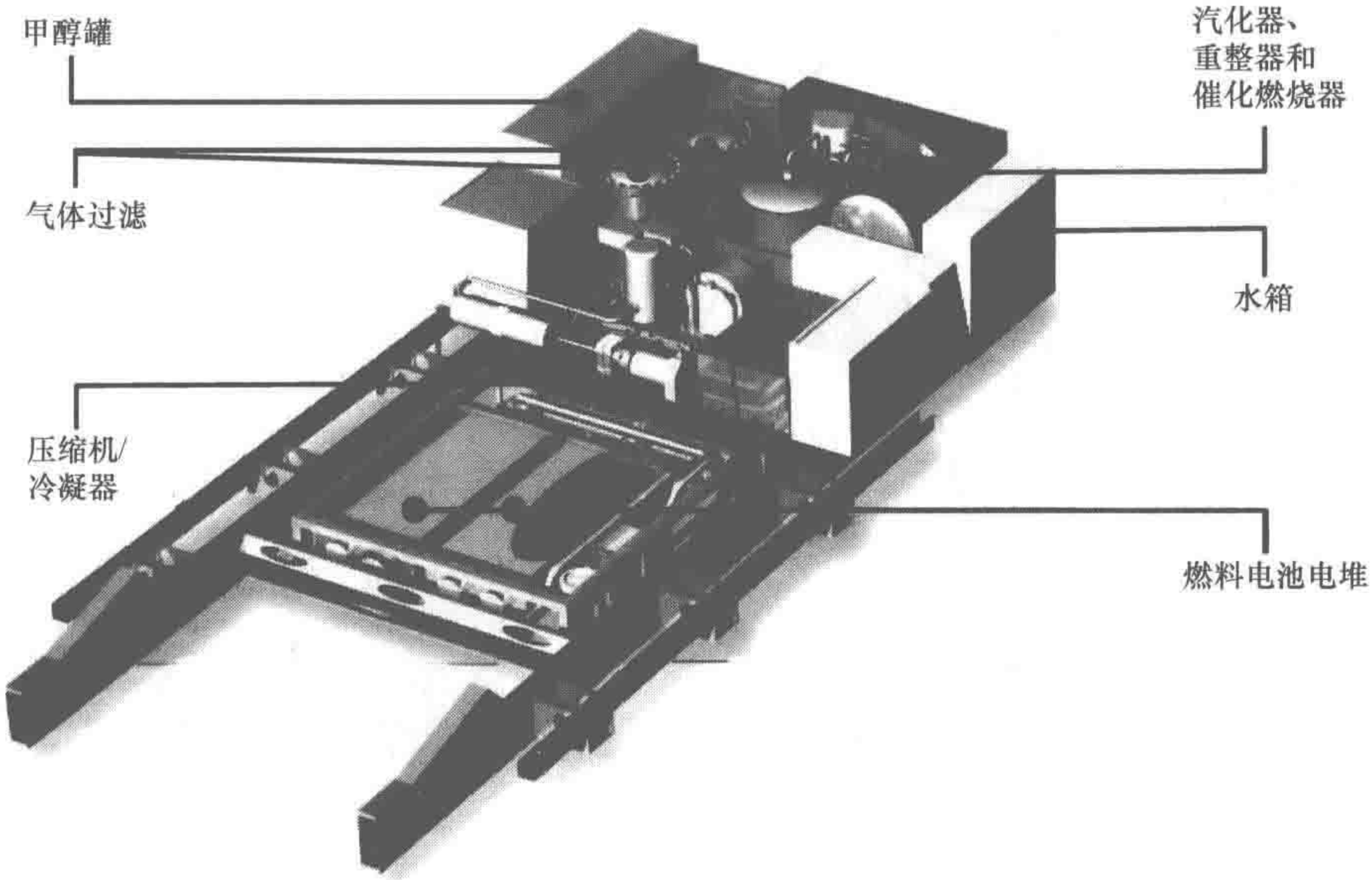


图 171 车用甲醇燃料电池的功能模块

– Toyota 联盟。

例如，丰田公司研发了一款氢燃料电池混合电驱汽车 Toyota FCHV，氢罐压力为 34.5MPa。一个燃料电池电堆和一组镍金属混合电池共同提供电压为 274V 的电能（燃料电池混合电驱汽车 FCHV 命名的由来），驱动一台功率为 80kW、

转矩为 260N · m 的三相交流电动机。功能模块在该车上的布置见图 172。Toyota FCHV 总质量为 1860kg，续驶里程达到 300km，这是燃料电池和动力电池组合供电方案在这样级别的车型上通常实现的续驶里程数。福特公司燃料电池电动汽车 Ford FCEV 也是采用了同样的动力供电方案，其配置的一个 178L 容积、35MPa 压力的氢瓶可储存 4kg 氢气。一个巴拉德燃料电池电堆和一组镍金属混合电池共同提供电压为 216V 的电能，驱动一台功率为 68kW、转矩为230N · m的三相交流分励电动机。最高车速在这种组合供电方案下不能高于 128km/h，否则有可能达不到 300km 的续驶里程。

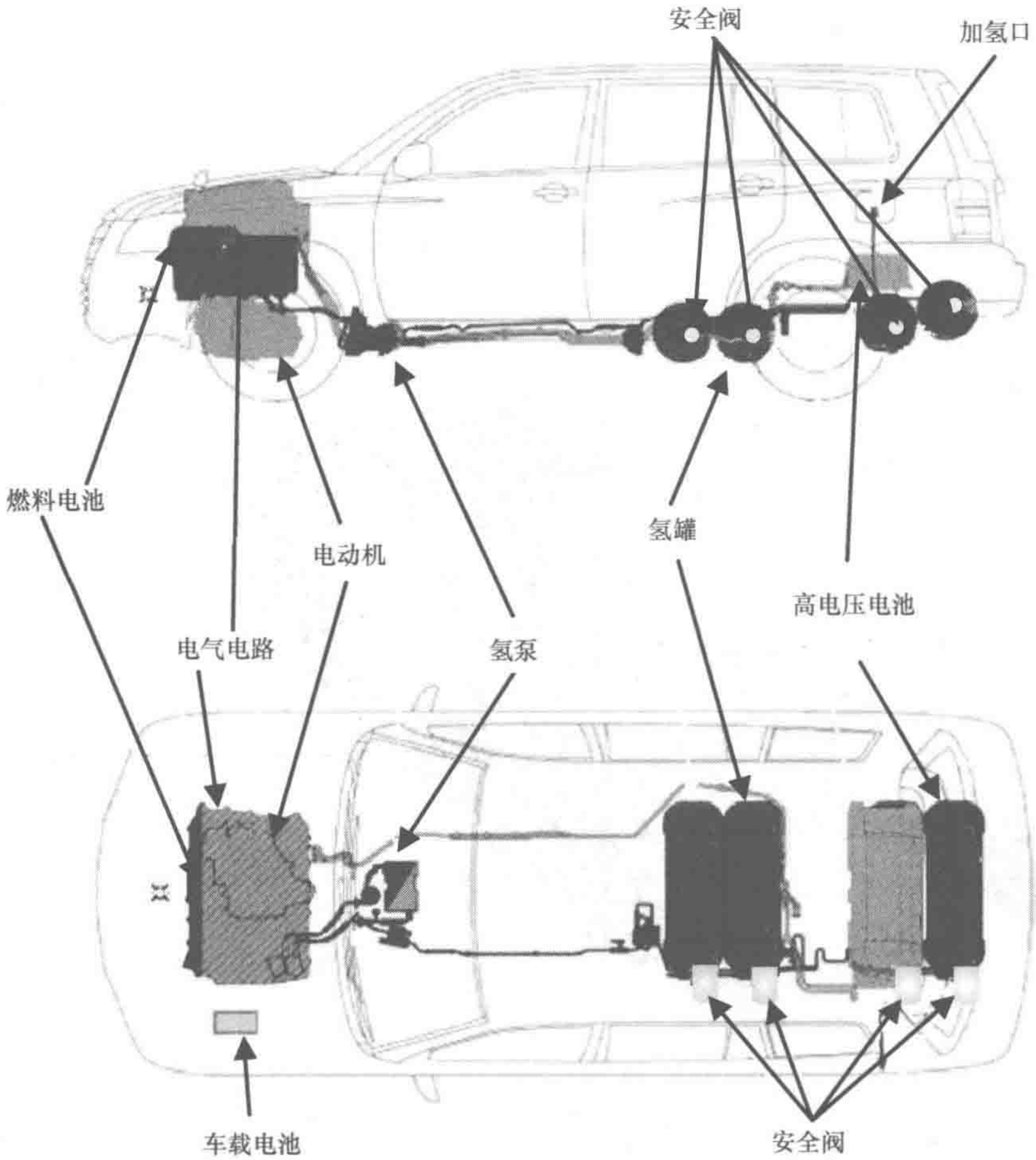
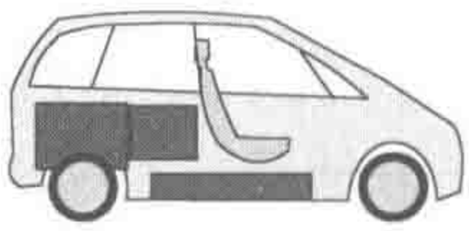


图 172　Toyota FCHV：车载燃料电池发电和电池储电组合驱动电动机（来源：Toyota 公司）

从 Daimler 公司研发的各种燃料电池汽车中可以看出燃料电池在车辆应用方面的多样性，见图 173。这些汽车达到的功率已经很高了，只是其续驶里程尚有

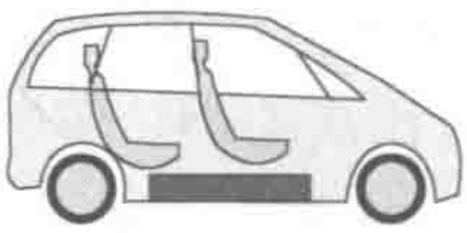
甲醇

Necar 3(1997)



功率：50kW
-两个电堆/300V

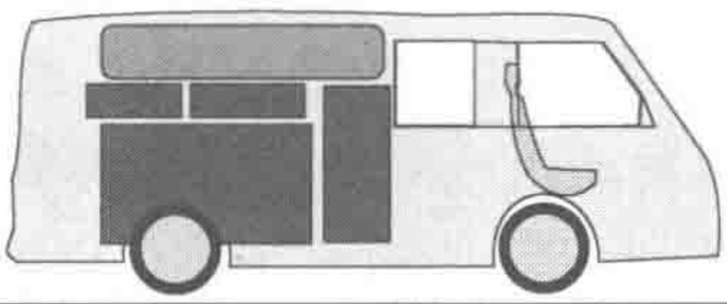
Necar 5(2000)



功率：75kW
-一个电堆/300V

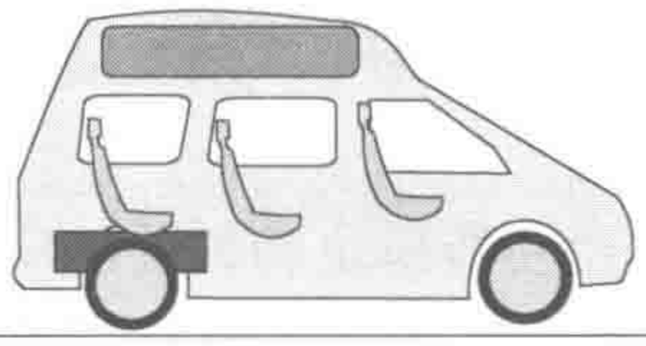
氢气

Necar 1(1994)



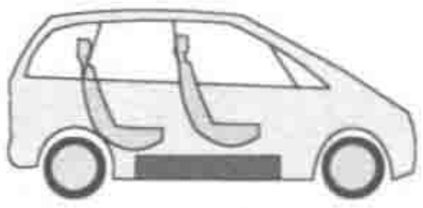
功率：50kW
-两个电堆/230V
-21kg/kW

Necar 2(1996)



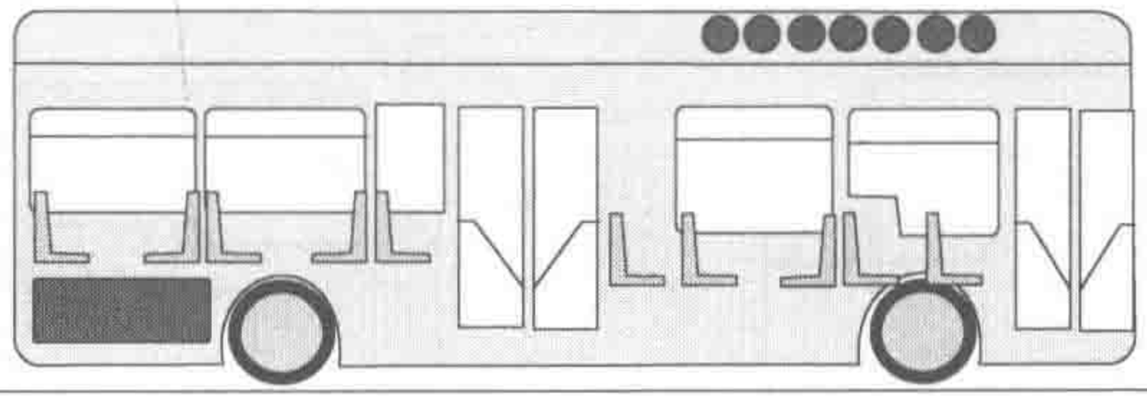
功率：50kW
-两个电堆/280V
-6kg/kW

Necar 5(2000)



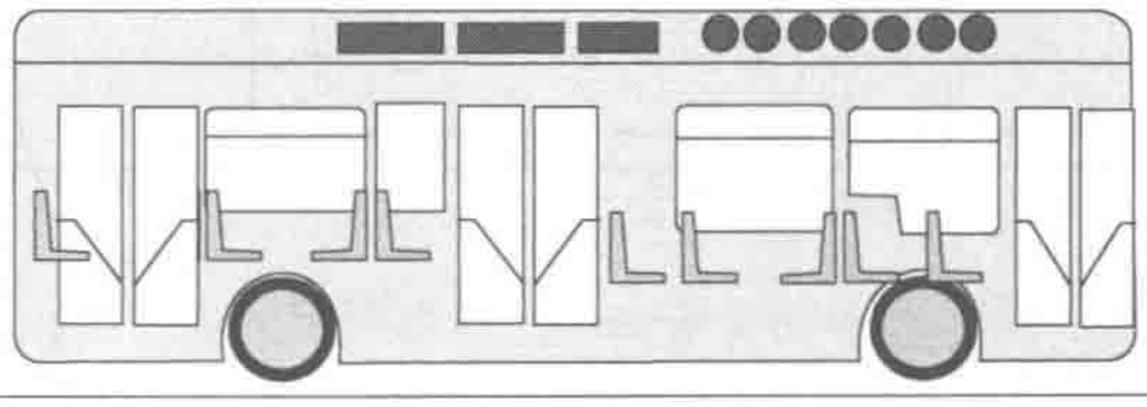
功率：70kW
-两个电堆/330V
-5kg/kW

Nebus (1997)



功率：250kW
-10个电堆/720V
-5.6kg/kW

Citaro (2003)



功率：200kW

图 173 甲醇/氢燃料电池电驱动汽车的实现历程（来源：Daimler 公司）

提高的必要，这既可以通过改善车载储氢技术也可以通过提高能量转换效率予以实现。燃料电池作为动力源用于量产汽车的电驱动技术其成本目前阶段还是太高。

在较小功率需求工况下尤其在固定工况下运行，燃料电池具有诸多优势，所以，在下述的汽车应用领域里燃料电池可以大有作为。从车灯照明到空调系统、通信、加热以及座椅加热和座椅位置调整等，这些车载辅助功能越来越多，相应的车载非驱动功率需求也随之持续上升。高级轿车的辅助功率需求目前约 4kW，未来几年预计将上升至 10kW。现有的电池起动发电机技术无法满足这么大的车载辅助电功率需求，而一个在固定工况下运行的性价比高的小功率燃料电池系统就可以很好地解决这个问题。3.5 节图 141 也描述过一种氢应用的能量管理方案，即配置一个氢罐，一部分氢用于奥托发动机的燃烧，提供驱动功率；另一部分氢用于燃料电池发电，提供车载电能。

燃料电池也可以采用碳氢化合物燃料（汽油或柴油燃料）或者酒精燃料（甲醇和乙醇）作为能量载体，这样在汽油发动机或柴油发动机车辆驱动的主路径上就衍生了燃料电池的应用。一辆柴油发动机驱动的汽车就可以配置一个同样以柴油作为能量载体的燃料电池发电模块[21]，用于提供必需的车载供电。这样的应用同样适合汽油发动机驱动的汽车，一部分汽油用于汽油发动机驱动，另一部分用于燃料电池车载供电。

图 174 描述了一个燃料电池系统涉及的主要功能模块和相关的反应步骤。图 175（见彩插）展示了以汽油或柴油作为能量载体的燃料电池系统中各功能模块以及相应的工作温度。在汽化混合器中燃料注入也可以采用成熟的活塞式发动机柴油喷射系统，实现高精度的喷量控制和最优的燃料/空气混合气形成。图 176 给出了某一车载燃料电池发电装置采用的高压调制喷射系统具有的柴油喷射量特性曲线。

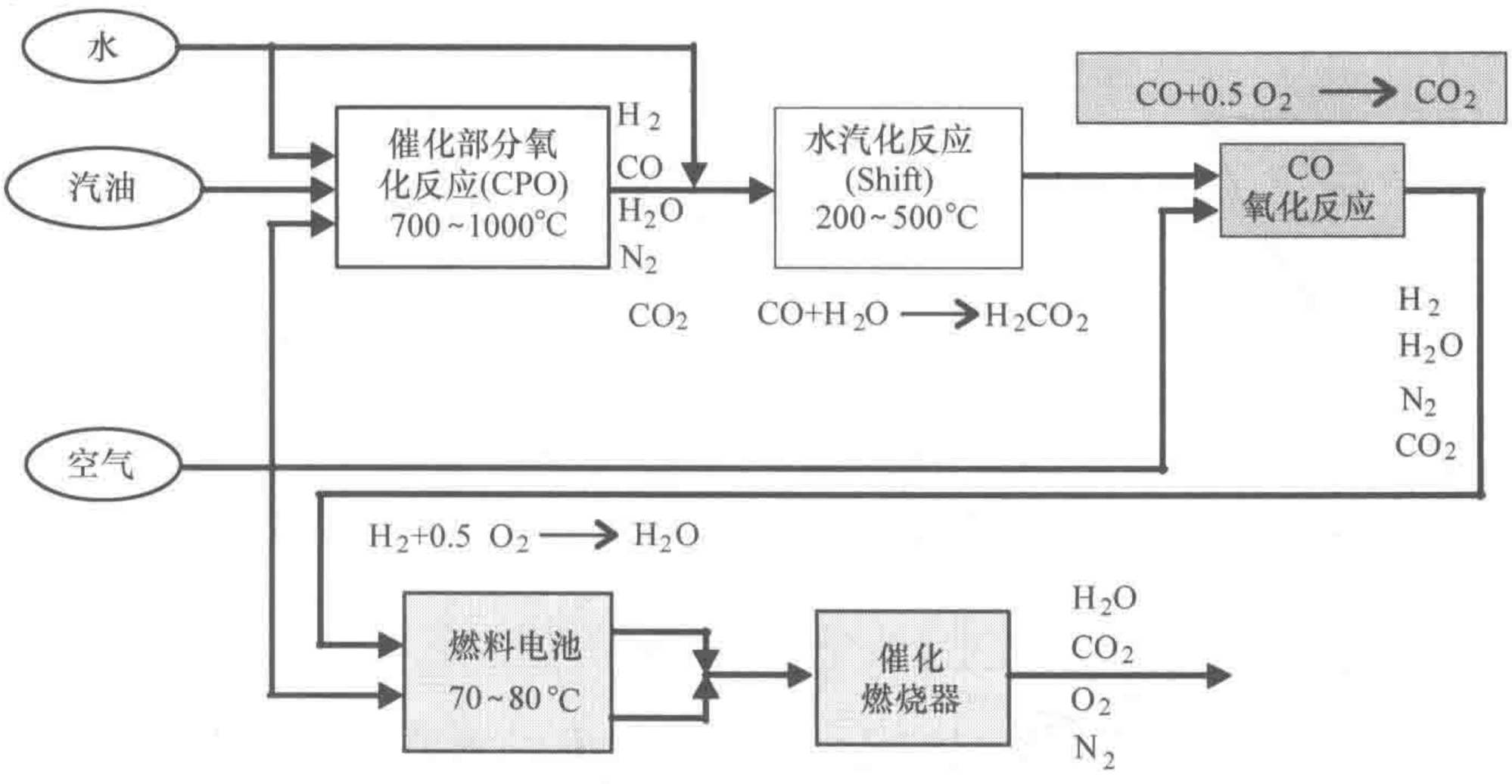


图 174　汽油作为能量载体的燃料电池系统：功能模块

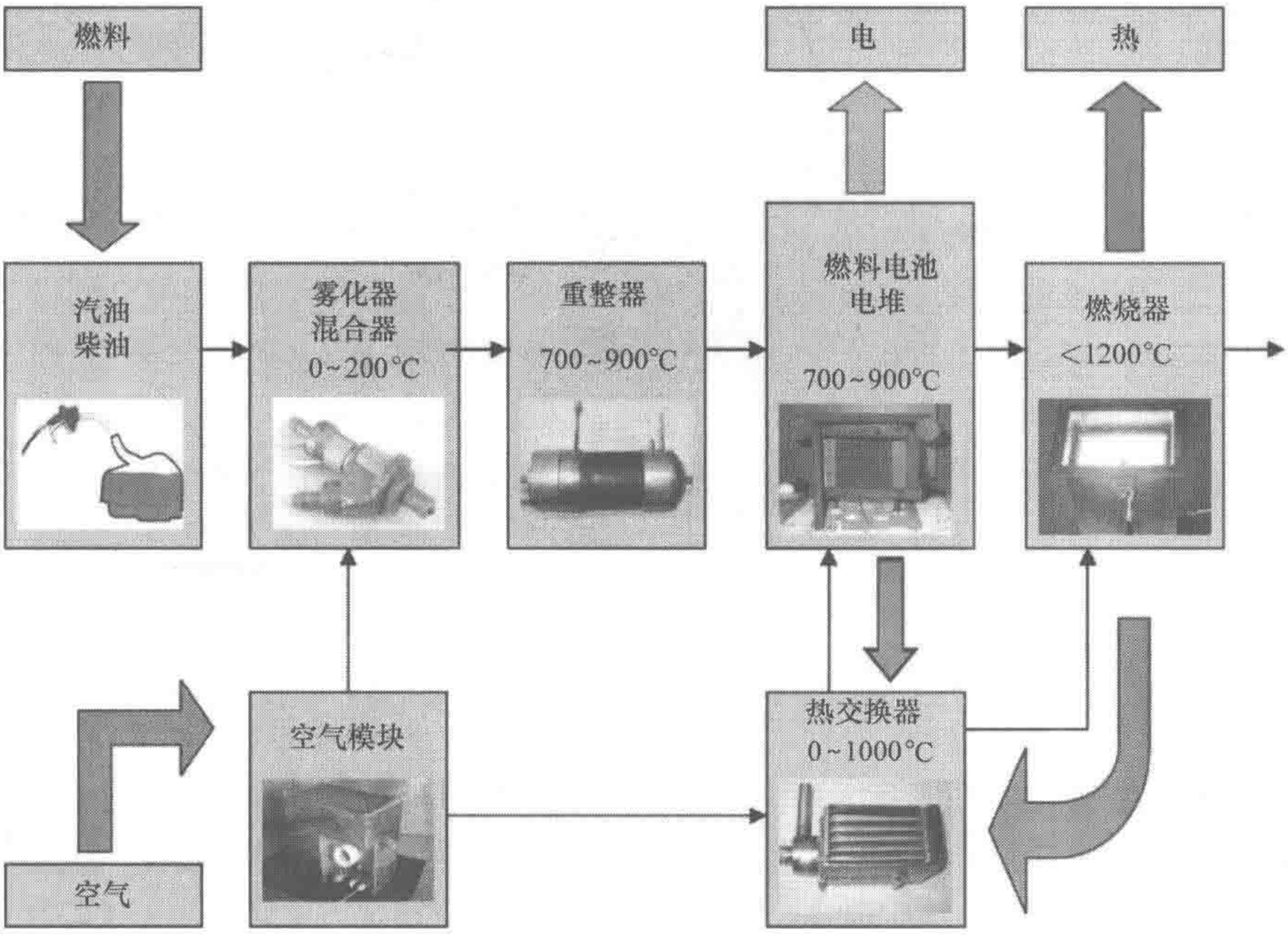


图 175 采用汽油或柴油作为能量载体的燃料电池系统：车载发电机应用[21]

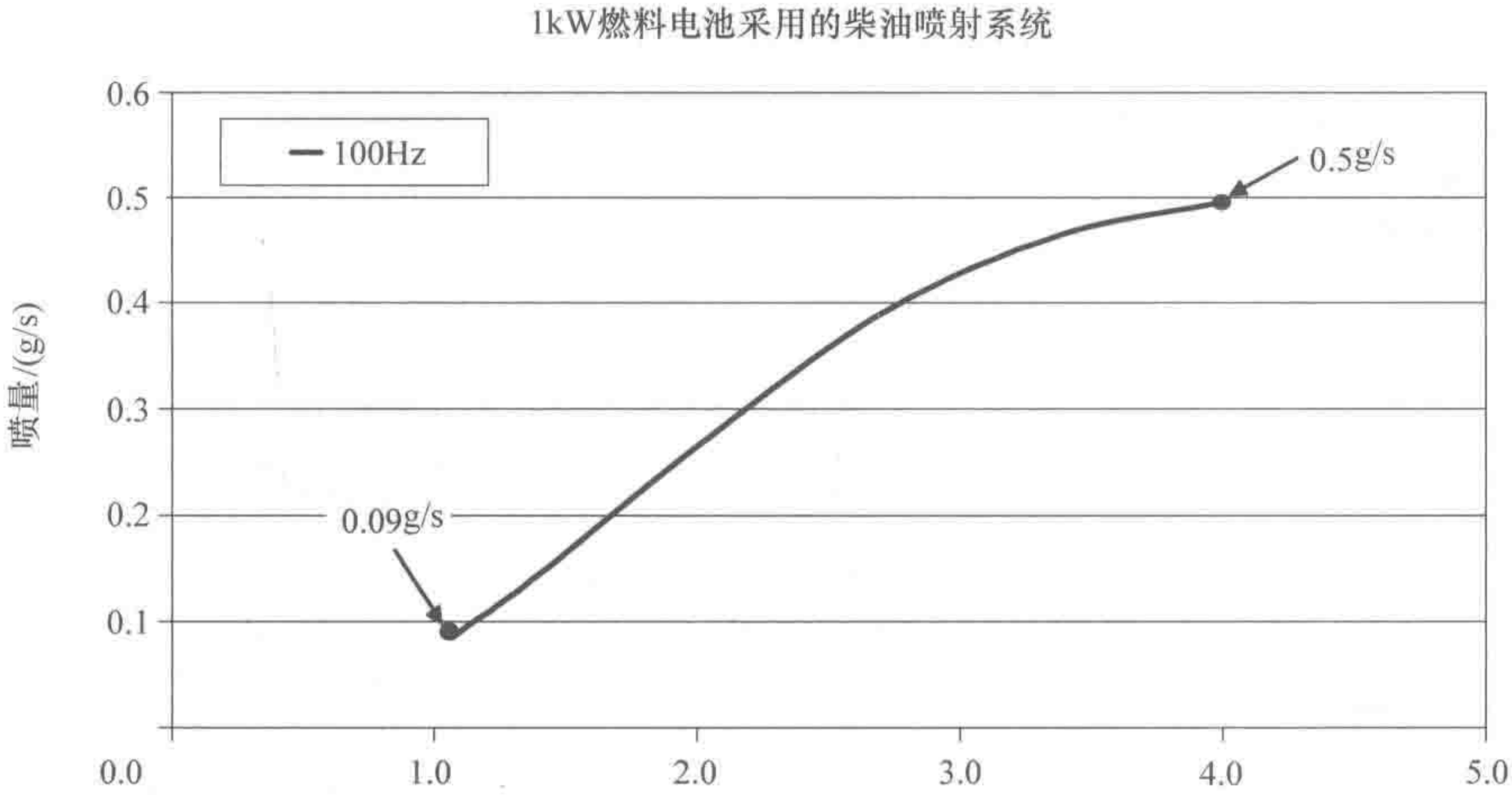
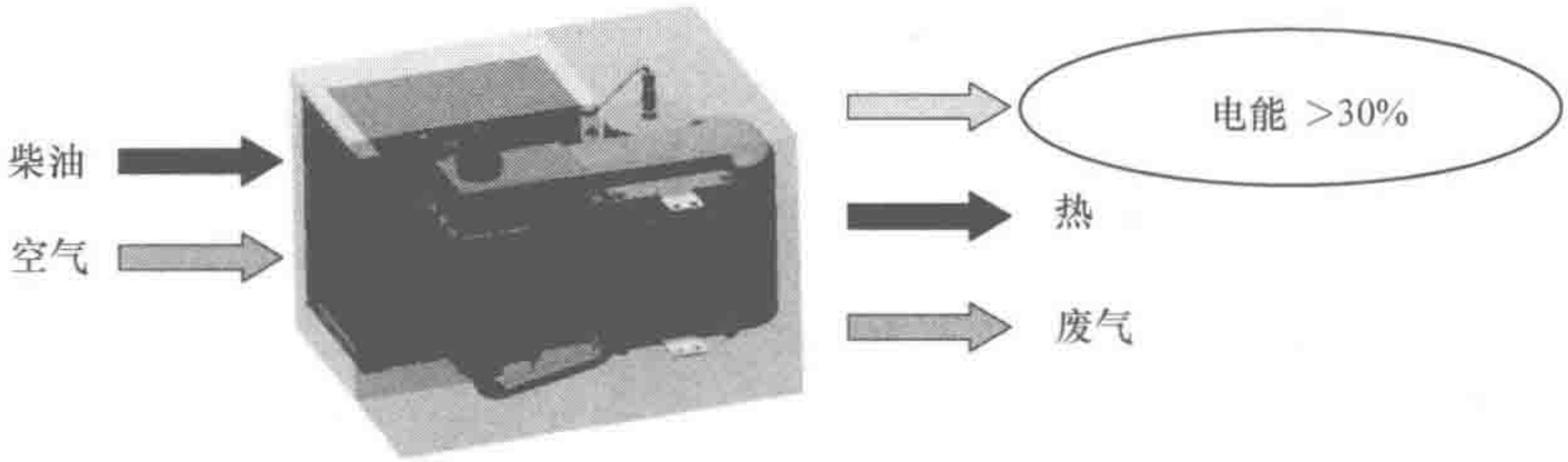


图 176 应用于燃料电池的高压调制喷射系统：柴油喷射量特性曲线

采用柴油驱动的、包含各功能模块的燃料电池系统可以集成得非常紧凑，如图 177 所示。这种车载能量管理形式，即基于一种能量载体（燃料）的内燃机

驱动/燃料电池车载供电形式，赋予燃料电池未来除了作为电驱动之外更多的应用可能性。



商业化目标:	净电功率:	2~5kW DC
	体积:	<50L
	质量:	<50kg

图 177　对应图 175 中采用柴油驱动的、包含各功能模块的燃料电池系统[21]

车载电池储电（见 4.3 节）和燃料电池实现的车载燃料化学能至电能转换（4.4 节）是车载能量管理（分配）方案设计中需要考虑的重要元素，但是相比之下，还是燃烧过程可以达到较高的能量密度。图 178（见彩插）比较了这三种不同的能量转换过程（分别对应于图 159、图 162 和图 73）并描述了相应的过程特性。

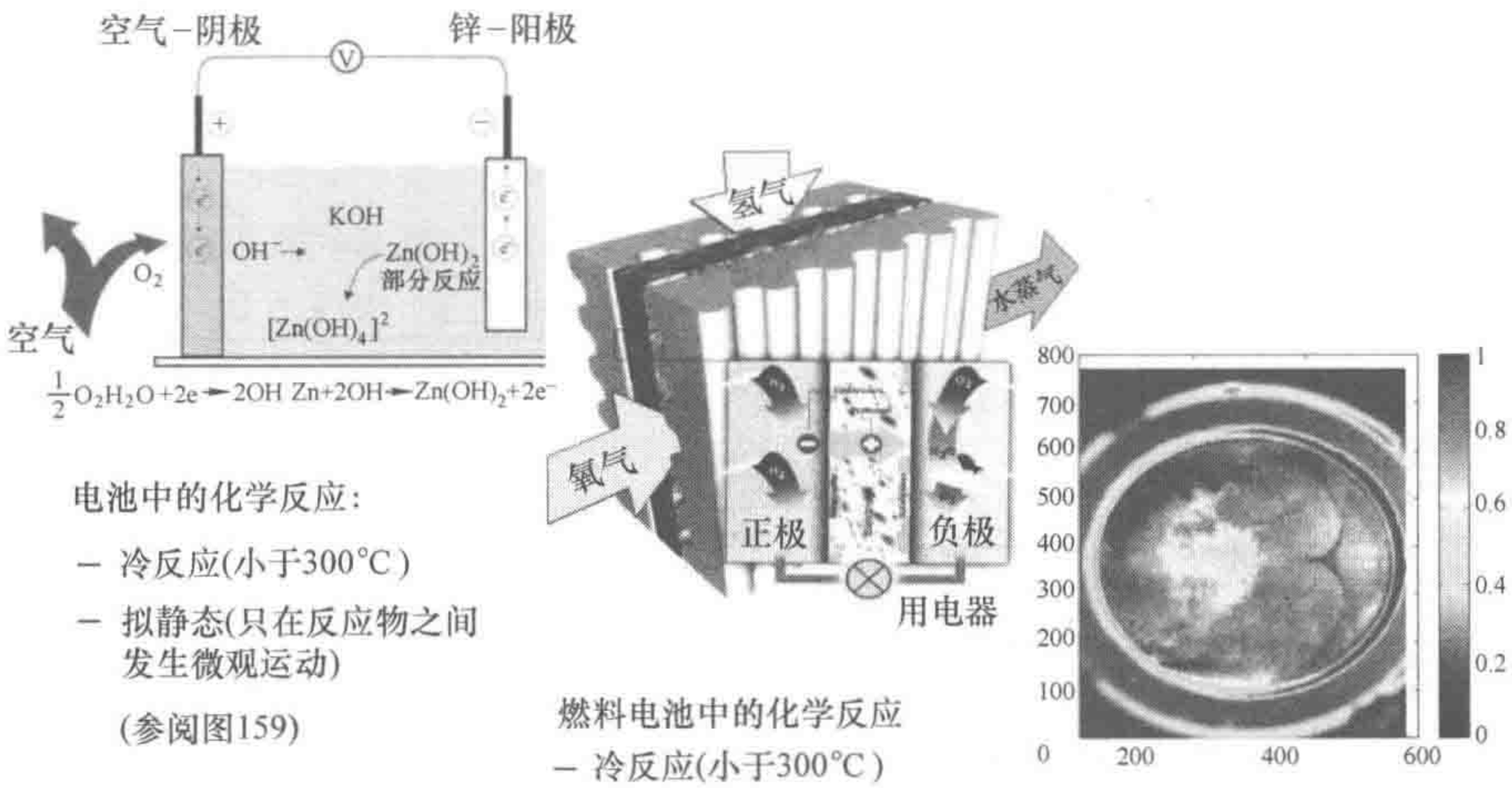


图 178　通过化学反应获取能量的不同过程

4.5 电驱动汽车

迄今为止的量产电动汽车是通过电池储电方式实现其动力供电。图179所示是一种典型的电驱动配置，具有功率150kW/转矩220N·m性能参数的这台电动机已经足以匹敌几乎所有的内燃机，而且还具有另一个特征，即当转速为零开始就可输出最大转矩。因电池太重（260kg），0－100km/h加速时间稍长一些（8.5s）。

由图179可知，电池本身体积不小，布置在紧凑车型上会比较困难。相比之下，在较大汽车上电池空间布置的难度就小些，如图180所示。在SUV或者类似的其他车型上，将电池布置在汽车底板比较有利，如图181所示。

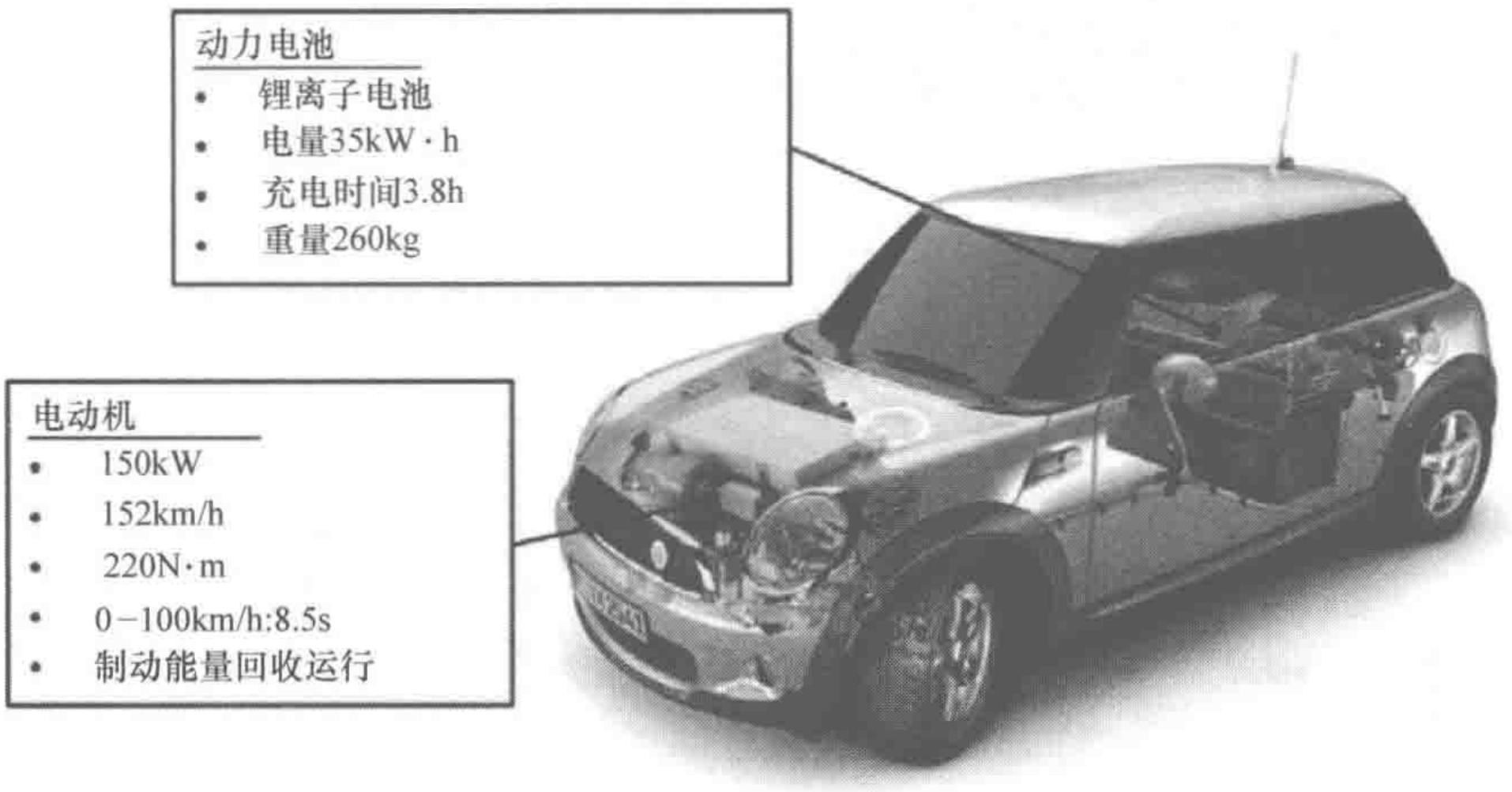


图179 电动汽车：Mini E（来源：BMW）



图180 电动汽车：Ford Focus Electric（来源：Ford）

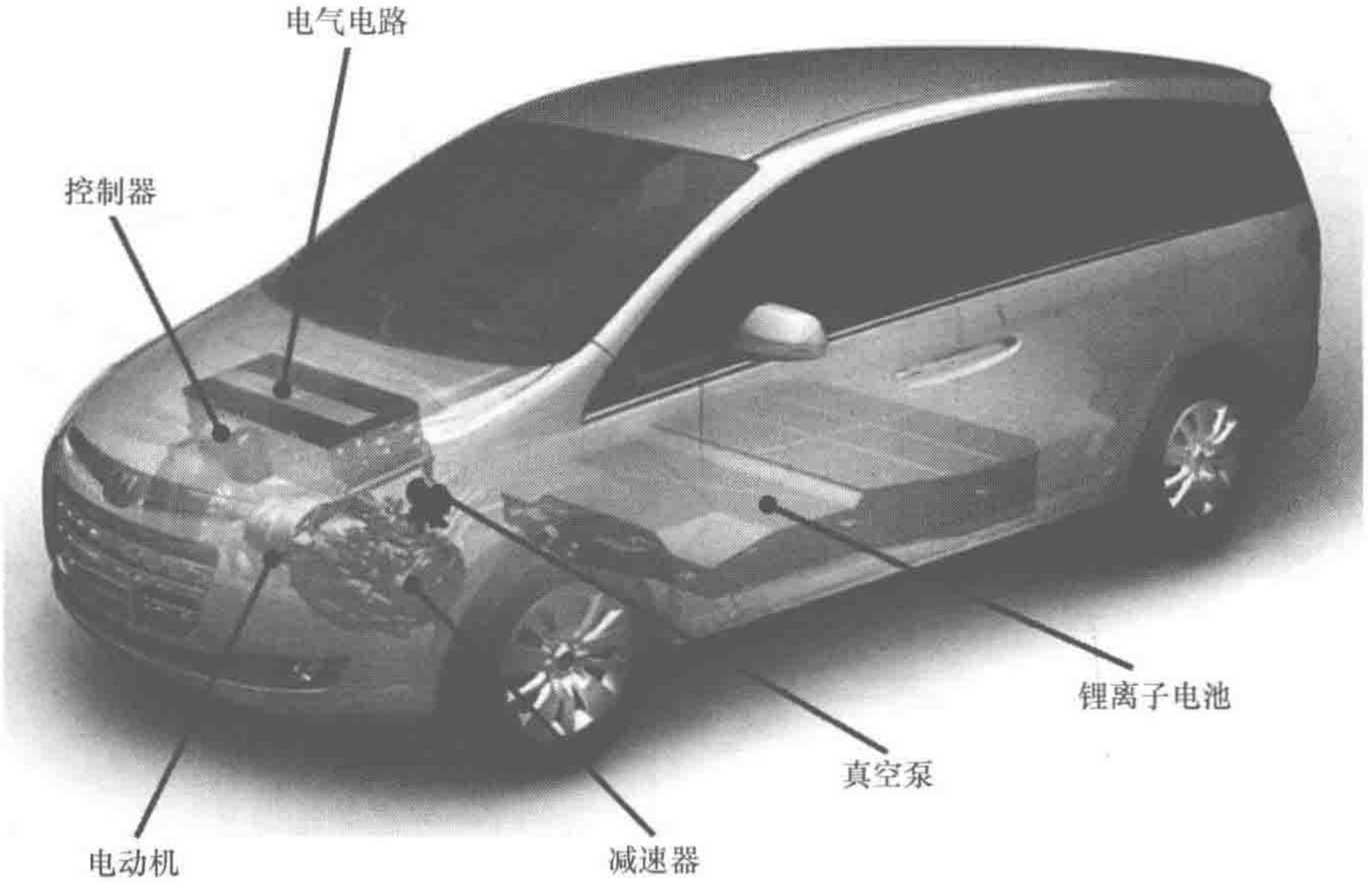


图 181　电动汽车：Luxgen MPV EV（来源：Luxgen）

汽车和有效载荷越大，整车的能量需求也就越高，动力电池的体积也就越大。动力电池可以分布式布置在整车车架上，如图 182 所示的一辆电动载货车就是如此布置的。无论是紧凑型电池置于后轴或两轴之间，还是置于汽车底板，在这两类电池布置方案之间还可以有其他不同的电池模块空间布置形式。



图 182　Mercedes Vito E - Cell（来源：Daimler）

Audi e - tron 车的布置方案就包含一个汽车底板电池模块和一个行李箱电池模块，如图 183 所示。除此之外，还可以将更多的电池模块分别布置在汽车的不同空间，如图 184 所示。

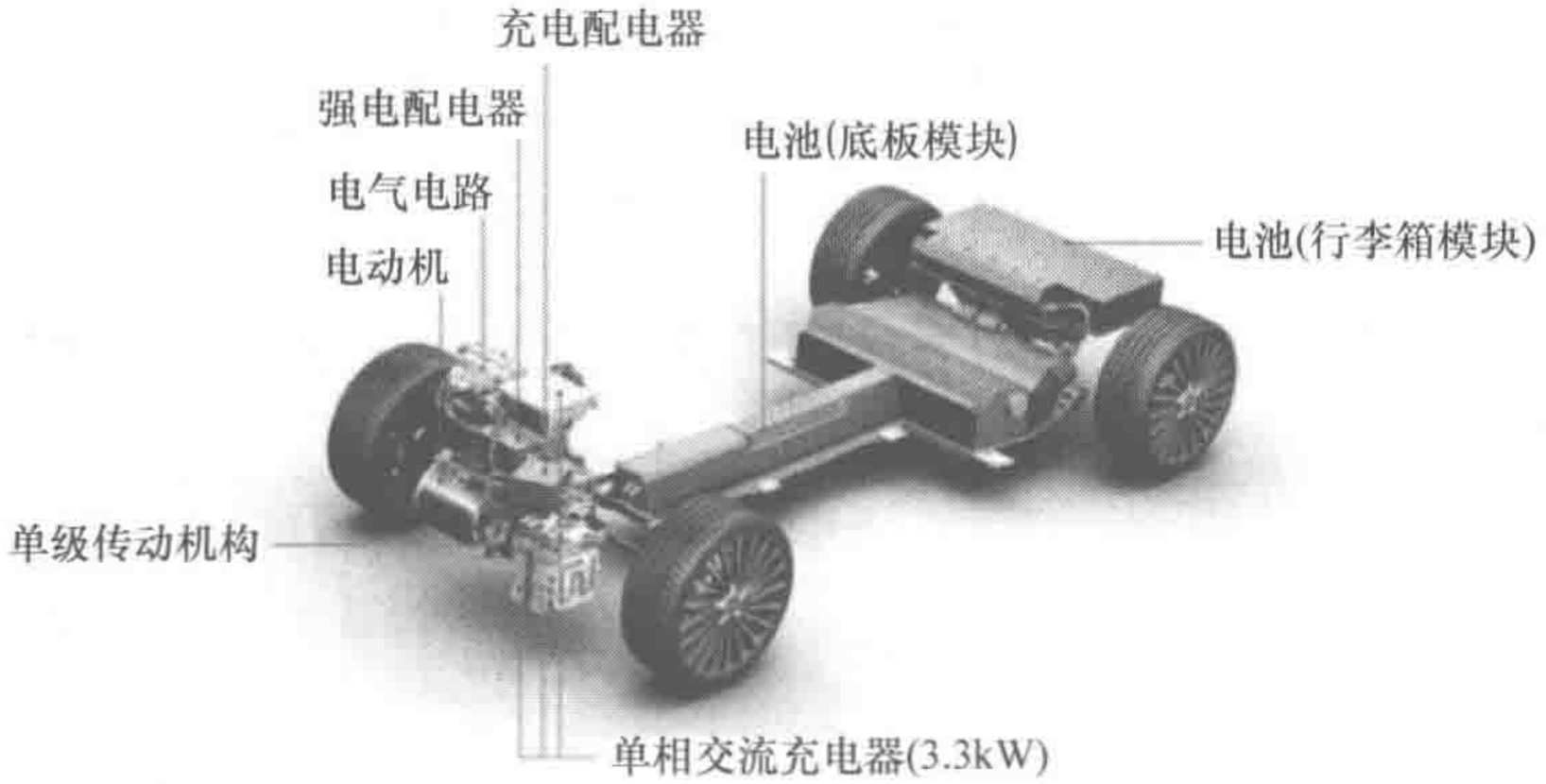


图183 电动汽车 Audi e-tron：动力电池组（来源：Audi）

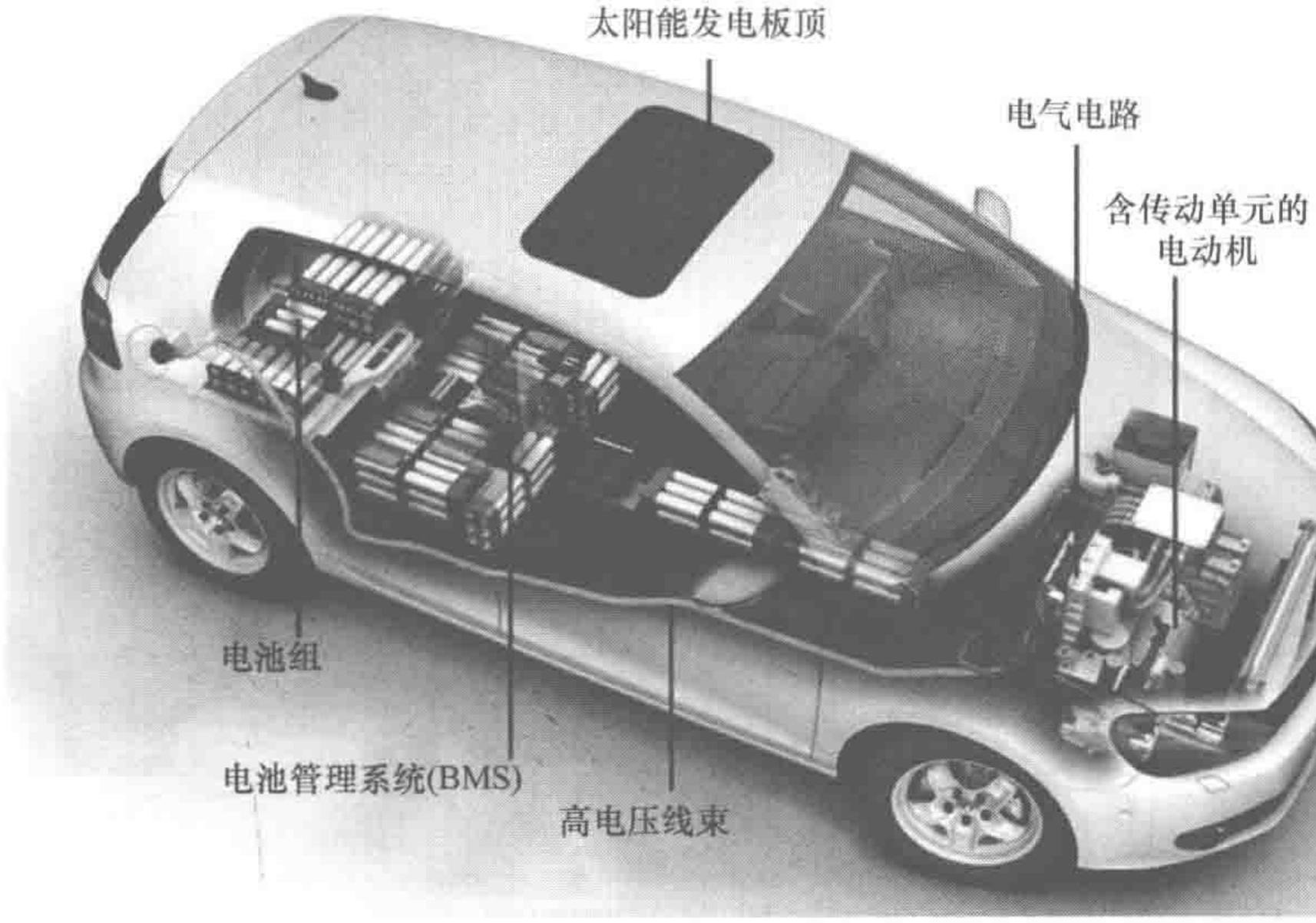


图184 电动汽车 VW Golf Blue e-motion（来源：VW）

目前充电耗时过长，快速电池更换技术也是充电的一种替代形式，然而只有一些特殊整车结构能够实现这一功能，因此，其实际可行性较低。

表11选列了目前量产的一些电池供电的电动汽车及相应的性能参数，主要包括以下四类：

- 含电池的整车质量。
- 驱动特性：电动机种类、功率和转矩。
- 能量存储：电池、电池容量。
- 行驶性能：续驶里程、最高车速。

表 11　有代表性的电动汽车及性能参数

电动汽车		驱动			能量储存器		行驶性能	
车型	质量	电动机类型	功率	转矩	电池	能量	续驶里程	v_{max}
	kg	—	kW	N·m	—	kW·h	km	km/h
Aptera 2e	682	—	22.8	112	$LiFePO_4$	13	160	137
BAIC C71 EV	1880	同步	63	160	$LiFePO_4$	22	150	160
BAIC BE701 EV	1790	同步	110	300	—	—	200	160
BAIC C30 EV	1000	—	47	82	Li – Poly	31	200	160
BMW Mini E	2009	同步	150	220	Li – 离子	35	160	153
Bomobil	1000	同步	10	300	—	27	150	130
BYD e6	2295	同步	75	450	$LiFePO_4$	60	300	185
BYD K9	14300	同步	90	550	$LiFePO_4$	324	250	96
Chery QQ3 EV	1100	同步	12	72	Li – 离子	—	120	60
Chery Riich MI EV	1060	同步	40	—	$LiFePO_4$	—	120	150
Citroen c – Cero, PeugeotiOn	1120	同步	47	180	Li – 离子	16	160	130
Detroit Electric e63	1242	—	150	380	Li – Poly	25	320	192
Fine Mobile Twike Easy	250	异步	5	—	Li – 离子	—	200	85
Ford Focus Electric	1675	—	92	246	Li – 离子	23	170	136
Foton Midi EV	—	—	80	280	$LiFePO_4$	24	150	160
Geely EK – 2	1200	同步	90	177	$LiFePO_4$	13.6	180	150
GM EV1	1321	磁阻	102	150	NiMH	26.4	105	113
Greal Wall Haval M3 EV	1196	同步	56	150	$LiFePO_4$	19.2	160	130
Greal Wall Voleex C20 EV	—	—	56	150	Li – 离子	19.2	160	130
Hainan Mazd/Freema EV	1549	—	40	—	$LiFePO_4$	—	160	90

（续）

电动汽车		驱动			能量储存器		行驶性能	
车型	质量	电动机类型	功率	转矩	电池	能量	续驶里程	v_{max}
	kg	—	kW	N·m	—	kW·h	km	km/h
JAC Tojoy EV	1200	同步	27	200	$LiFePO_4$	15	150	95
Jinan Baoya BY5000EV－1A	750	直流	5	100	铅凝胶	—	100	65
Luxgen 7 MPV EV＋	—	同步	176	265	Li 离子	40	350	145
Luxgen Neora EV	1600	磁阻	180	245	Li 离子	48	400	150
Mercedes Benz Vito E－Cell	2150	—	60	280	Li 离子	36	150	130
Nissan Leaf	1545	同步	80	280	Li 离子	24	160	145
Renault Fluence Z. E.	1610	同步	70	226	Li 离子	22	185	135
Renault Kangoo Z. E.	1410	同步	44	226	Li 离子	22	170	130
Renault Zoe	1460	—	60	220	Li 离子	—	160	140
Renault Twizy Urban	450	—	15	33	Li 离子	7	100	80
Saab 9－3ePower	—	—	135	—	Li 离子	35.5	200	150
SAIC Roewe 350 EV	—	同步	75	190	$LiFePO_4$	25	200	150
SAIC Roewe EI	1040	同步	47	—	$LiFePO_4$	16	135	120
Shelby Aero EV	1341	—	750	1088	Li 离子	36～48	241	334
Smart ED	854	同步	30	88	Li 离子	16.5	137	121
Tesla Motors Roadster	1235	磁阻	215	400	Li 离子	53	395	201
Think City	1038	磁阻	47	90	Li 离子	23	180	100
Toyota RAV4 EV	1564	—	50	226	NiMH	27.4	203	127
Volvo C30 DRIVe Electric	1600	—	82	240	Li 离子	24	150	130
JAC Tojoy EV	1200	同步	27	200	$LiFePO_4$	15	150	95

来源：由各汽车制造商提供。

在电驱化第二阶段（1992 年至 2005 年）电动汽车大部分采用异步电动机，目前第三阶段则几乎只采用效率更高的同步电动机。如 1.1 节图 5 所示，车载储存电能不仅决定功率和转矩大小，而且还决定总车重。以表 11 中 Renault Twizy Urban 车为例，该车配置一组储电量仅为 7kW·h 的电池组，所以，其容许的功率、转矩和整车重量是受限的，分别不会超过 15kW、33N·m 和 450kg（注：在这个车重限制下安全性和舒适性功能实际上就要大打折扣了），续驶里程可达 100km。这样的配置对市内运行的汽车通常够用了。

根据表 11 所列电动汽车的数据，车载平均储存电量为 25kW·h，即 1h 恒功率输出 25kW 的能量，唯一例外的是中国的 BYDK9 电动客车，其电池储存电量高达 324kW·h。该车整车质量为 14300kg，电动机驱动功率为 90kW，转矩达到 550N·m。高转矩低功率意味着低转速，但这对于城市工况而言足够了。此外，表 11 所列电动汽车的平均续驶里程数为120～150km。

根据表 11 的数据，图 185 按转矩从小到大的顺序将表中电动汽车的转矩、功率、车重以及车载存储电量表示在相应的坐标内。大部分电驱动的转矩都在 150～300N·m 区间内，而功率分布则较为发散（图 185），功率平均值在 50～60kW 之间。这种转矩和功率的分布差异是由转速产生的。对于市内行驶的汽车或是电动汽车，在高转矩/较低功率下运行不是缺点。表中电动汽车的整车质量落在 1000～2000kg，这与对应类别的传统内燃机汽车相当。

从已知的能耗数据可以得出这样的结论，动力电池有限的储能特性是制约电动汽车车重、车速和续驶里程提高的原因。因此，从整车的行驶性能、舒适性和安全性指标三方面与传统内燃机汽车相比，电动汽车几乎不具有可比优势或竞争优势。以电动汽车制暖燃烧汽油为例，Fiat 500E 车其 100km 制暖油耗高达 0.7L。类似这些问题并非是电驱动本身造成的，而是电池车载储存电能不足造成的。然而，采用燃料电池或者热机作为发电机进行车载发电，情况就大不一样了。当车载电能需求可以得到保障时，4.2 节中介绍的汽车电驱动优势和性能才可能真正实现并发挥其作用。

尽管目前电池储电能力还十分有限，在一些分时分片实施低排放甚至零排放的住宅密集区域内小型电动汽车在交通出行方面还是有其用武之地的。

电动汽车轻便紧凑且电能消耗较低，可以实现局部零排放交通出行，这是赞同使用电动汽车的客观论点。这样的电动汽车其价格不菲，只能针对一部分特定的用户群体。但是，在汽车租赁、汽车共享运营模式下，电动汽车却可以找到扬长避短的应用途径。

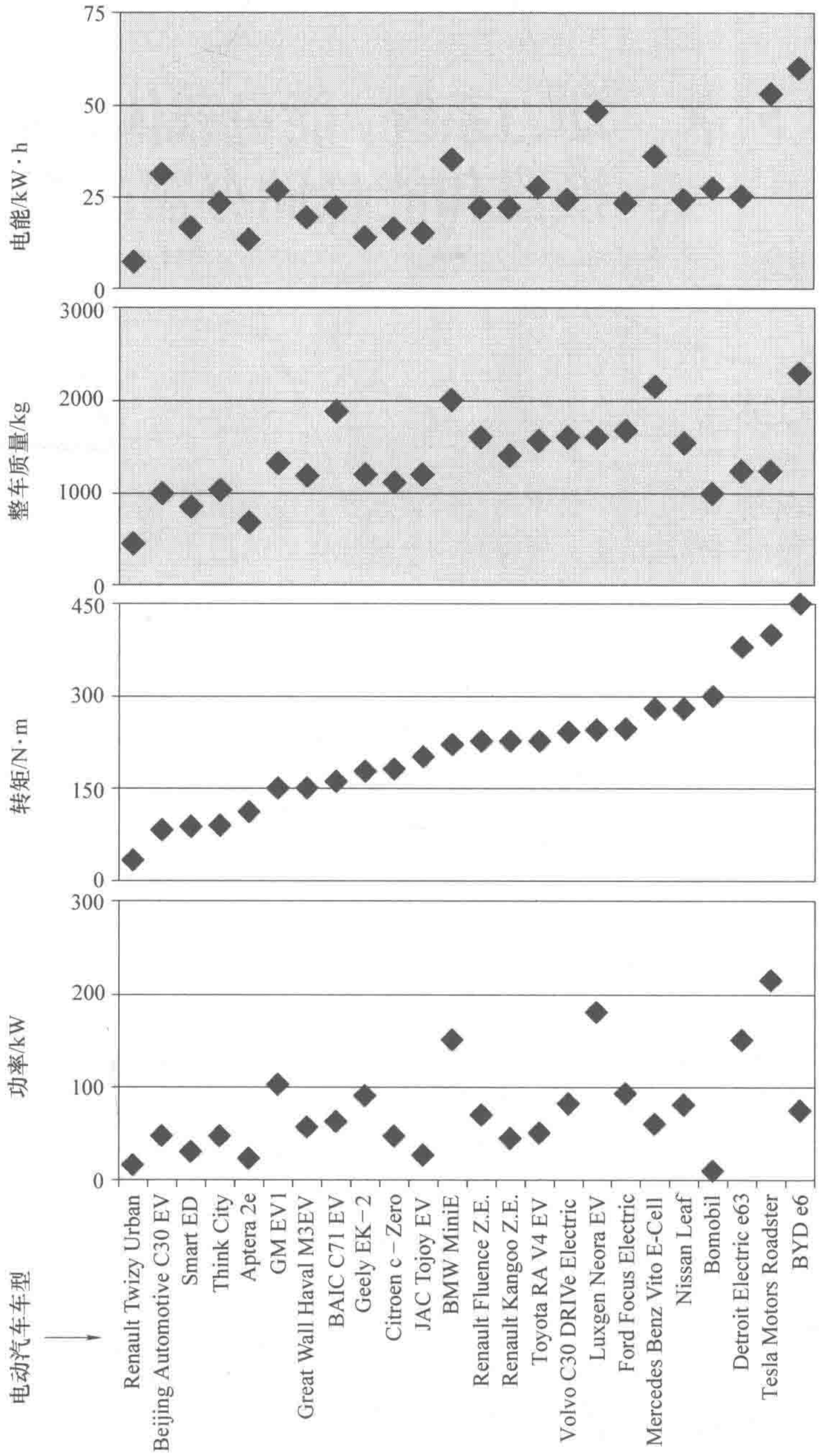


图 185 电动汽车其扭矩、车身质量和车载电能之间的关系

第5章　动力系统、能量载体、能量转换器和能量储存器的组合

5.1　动力结构

依照能源需求和生态、技术与经济资源要求作为判据对汽车的动力系统进行评估，可以得出这样的结论：要得到一个最优化的通用动力系统是不现实的。基于兼容性功能模块，使动力结构具有一定的适应性（可匹配性），由此获得的可以满足特定要求的优势要有意义得多。这样的发展趋势具有以下几个特征：

-有害物质如二氧化碳的排放将会更进一步被严格限制。不久的将来在人口密集区及自然环境保护区实现汽车“零排放”将势在必行。

-动力系统的舒适性、动力性及灵活性也会深刻影响汽车用户的接受度。

-电子系统领域的快速发展将进一步推进动力控制集成于从能量管理一直到交通控制的总系统之中。

以上述特征作为基础并结合第1章中图17和图18介绍的动力组合例子，可以归纳出如下有关动力结构（组合）的最新发展动向：

-采用液态或气态燃料的热机（活塞式发动机、转子发动机、燃气轮机，也包括斯特林发动机）在一定的工况范围内作为发电装置与蓄电装置（电池）组合，共同驱动一台电动机，构成串联式混合动力。

-采用液态或者气态燃料的热机（以汽油机、柴油机或混合式循环过程为工作原理的活塞式发动机）作为一个驱动模块，蓄电装置（电池）给一台或多台电动机供电并行提供驱动动力，构成并联式混合动力。

-由蓄电装置（电池）供电的电动机动力。

-采用液态或气态燃料在燃料电池中进行车载能量转换（发电），与蓄电装置（电池）组合供电，构成电动机动力。

-采用液态或者气态燃料，由多个分立的热机或者气缸序列（通常为奥托循环或迪塞尔循环）组成多个驱动模块，可组合这些驱动模块满足不同工况的动力需求。

-采用液态或气态燃料的活塞式发动机驱动（奥托循环或者迪塞尔循环），同时并行地由一个持续固定工况运行的车载燃料电池提供电能。

与电驱动、轮毂电动机或者燃料电池一样，以上这些车用动力结构都称不上是新事物。早在1900年，昂利庇伯（Henri Pieper）在比利时就造了一台车，其车罩下是一台汽油发动机，座位底下安置了一台电动机。1905年该车的动力结构申请了专利，如图186所示。

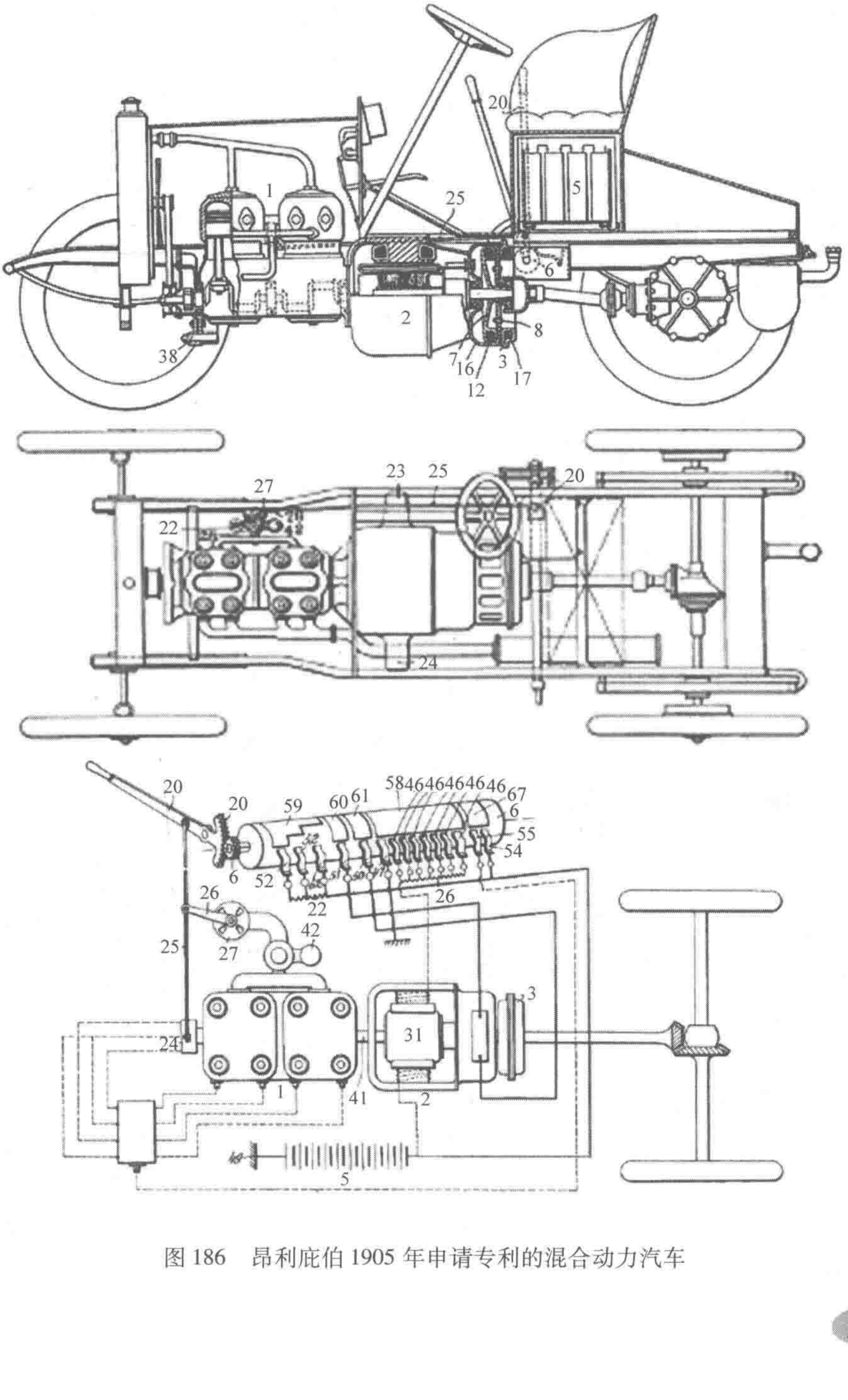


图186　昂利庇伯1905年申请专利的混合动力汽车

这台内燃机在巡航工况下（转速和载荷不变）作为发电机给动力电池充电，在加速或爬坡工况下它作为驱动模块和电动机共同驱动汽车。在 1906 ~ 1912 年间，比利时公司 AUTO – Mixte 批量生产了具有这样动力结构的汽车。

目前，针对某一应用的动力结构优化设计除了要考虑技术、经济因素之外，还取决于该动力结构的应用可拓展性和用户对其的接受度。

5.2 热机作为发电装置的电驱动（串联式混合动力）

车辆的电驱动和活塞式发动机驱动这两者的转矩特性具有一个本质的区别：转速从零开始电动机的转矩就达到最大值且能在低速区一直保持不变；而活塞式发动机因为需要相应的空气量进行换气和混合气形成，其转矩在中速区（柴油机）或高速区（汽油机）才能逐渐达到最大值。

电驱动由于起步顺畅和无须换档，特别适合城市工况。但是如第 4 章中所述，这种费迪南德·波尔舍（Ferdinand Porsche）就已研究过的驱动形式，至今为止有一个本质性的缺点，即车载电池不能保证足够的电能。另一方面，由于技术复杂、成本昂贵且续驶里程尚有限，燃料电池作为可替代车辆动力能否批量地广泛应用还没有明确的定论。

根据最新的动力设计，电驱动（电动机驱动）在车辆动力学、车辆稳定性、运动自由度方面有绝对的优势。普通电动机传统上一般安装在车辆驱动轴上（见 4.2 节表 8），更进一步的发展就是轮毂电动机。

轮毂电动机的一些具体实例见图 187。

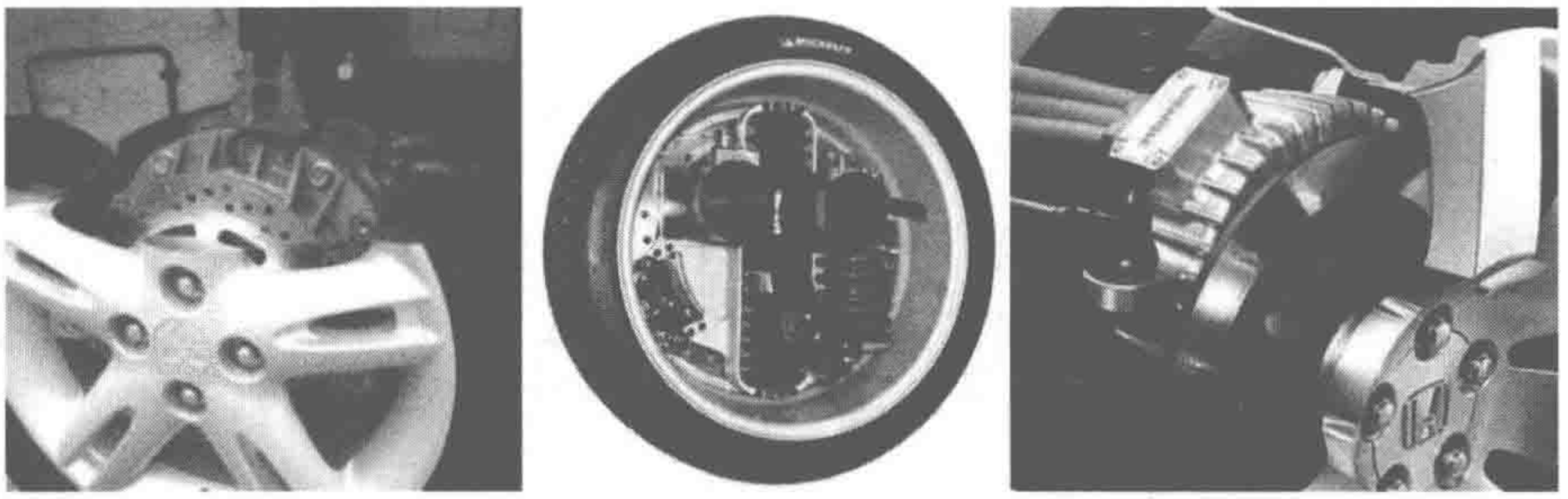


图 187　用于车辆驱动的轮毂电动机：Mitsubishi（左图），Michelin（中图），Honda（右图）
（来源：Mitsubishi 公司，Michelin 公司，Honda 公司）

这样结构的轮毂电动机其功率通常可达到 20kW，转矩可达 200N·m。如果车载电能足够，可以在车辆的每个轮上安装一个轮毂电动机。原理上，具有这样动力结构的汽车就不再需要传统的驱动轴，每个车轮的运动自由度因此将显著增加。此外，每个车轮的自由度都是独立的，原则上不依赖于其他车轮的自由度。

采用轮毂电动机的车辆在运动学和动力学方面的优点是明显的，这里给出几个例子：

-根据行驶状况可以只通过控制电路来切换四轮驱动、前轮驱动或后轮驱动。ESP、ASR 或 ABS 等功能因此也能更好地加以控制且获得更佳的性能。

-无论是侧方停车还是小半径转弯，停车和转弯都将变得极为轻松（见图3）。在日益拥挤的城市交通中这些功能是必不可少的。

-转弯时车辆行驶稳定性通过一对前轮或后轮的转向将得到极大提高（见图3）。

对轮毂电动机用于汽车的批评意见主要集中于因轮毂电动机增加的车轮簧下质量，这会导致不受控振动和轮胎与路面不充分接触。大陆/西门子 VDO 公司开发了与轮毂电动机驱动相关的 eCorner 设计，对上述否定观点给出了回应[24]。在 eCorner 设计中，车轮被视为智能驾驶人辅助系统。机电一体化应用和自动驾驶技术发展来源于机器人技术。就像机器人一样，汽车状态由坐标系中的6个自由度确定，即沿纵轴、横轴和垂直轴方向的直线运动以及绕其中任一轴的旋转运动。和机器人一样，驾驶人辅助系统通过总线进行实时的数据或信息交换。车载总线系统包括 CAN、LIN 和 FlexRay 等。传感器、电动机和机械系统如减振器、制动模块等不仅能够以电形式实现联网（by wire），而且还可以通过神经网络结构加以开环和闭环控制。机器人运动关节和轮毂电动机车轮的驱动方式具有显而易见的相似性。eCorner 就是一种车轮机器人，它将转向和减振功能与轮毂电动机集成于一体。这个方案中目前的车轮不仅包含了带有传感器的减振机电组件和电动制动装置，也包含了电子组件如直接胎压控制系统和底盘控制单元子系统。更进一步的设计也可以将电子转向功能集成到车轮模块。类似地，沃尔沃公司也研制了轮毂电动机，并将其用于串联式混合动力的 C30 车型中。与智能车轮机器人研发相关的车载供电已经取得了一些进展，与当前还是通过与车轴相连的电机来发电的方式相比，固定工况运行的热机作为发电机甚至比燃料电池发电更具优势，在同等效率的情况下，其技术实现更简单、成本更低和尺寸更小。一个这样的热机/电能转换装置和先进的电能储存器（如镍/金属电池或锂离子电池）组合的能量管理系统将极具优势，行业目前在这方面的研发投入呈快速增长态势。

图188给出的是通用公司原型概念车 Chervolet Flex 动力系统“Volt”的性能指标。该原型车的驱动电动机在最大转矩 320N·m 时的输出功率为 120kW。电能由一个1L排量的3缸涡轮增压汽油机提供，其功率为53kW；额外的电能由一个容量为 16kW·h 的锂离子电池提供，它可以输出 136kW 的最大瞬时功率。

这个设计最初也是用于欧宝公司 Ampera 车型的，该系列的功能做了相应改变：高速工况下除了电动机之外内燃机（4缸而不是3缸，因而无须增压）也提

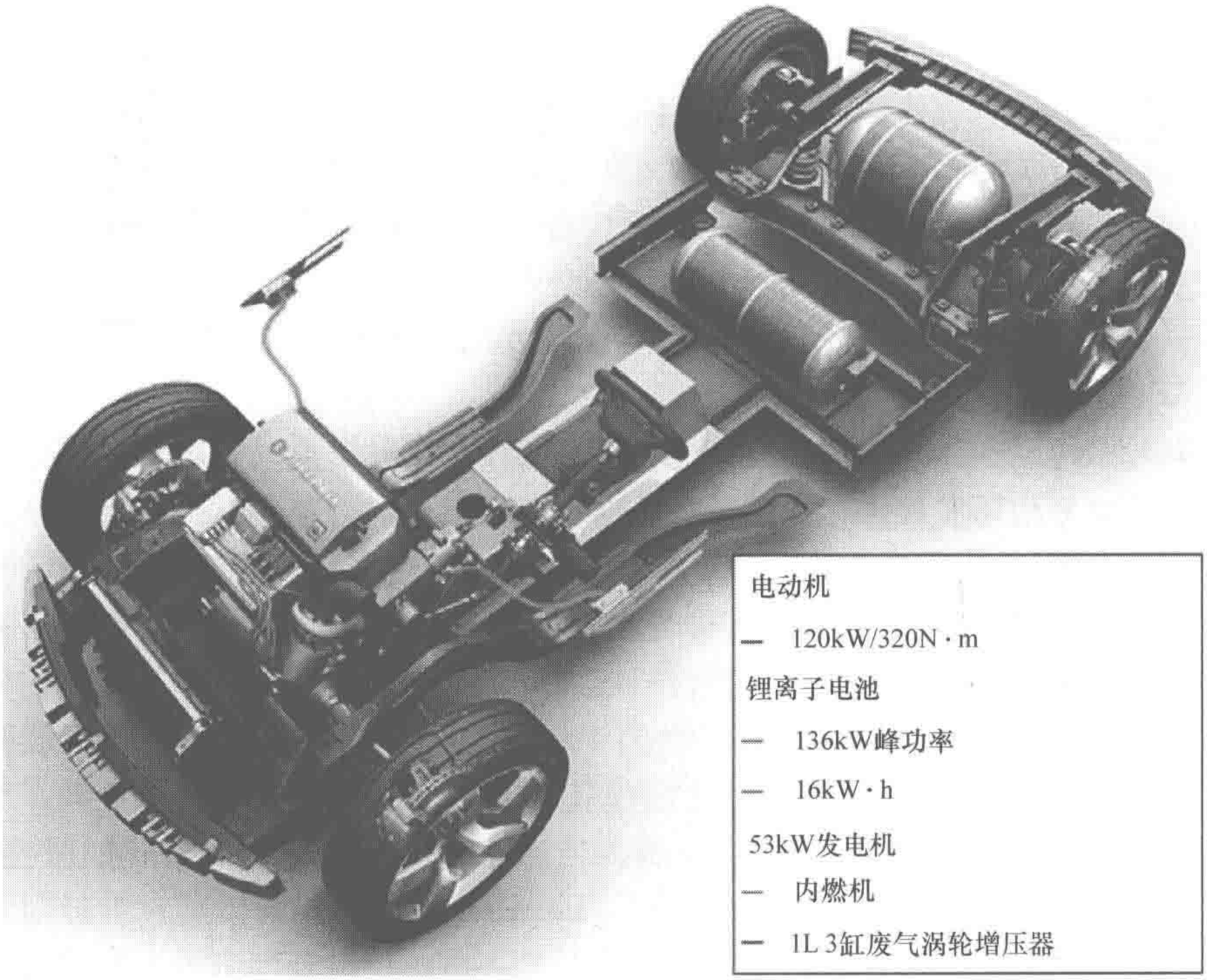


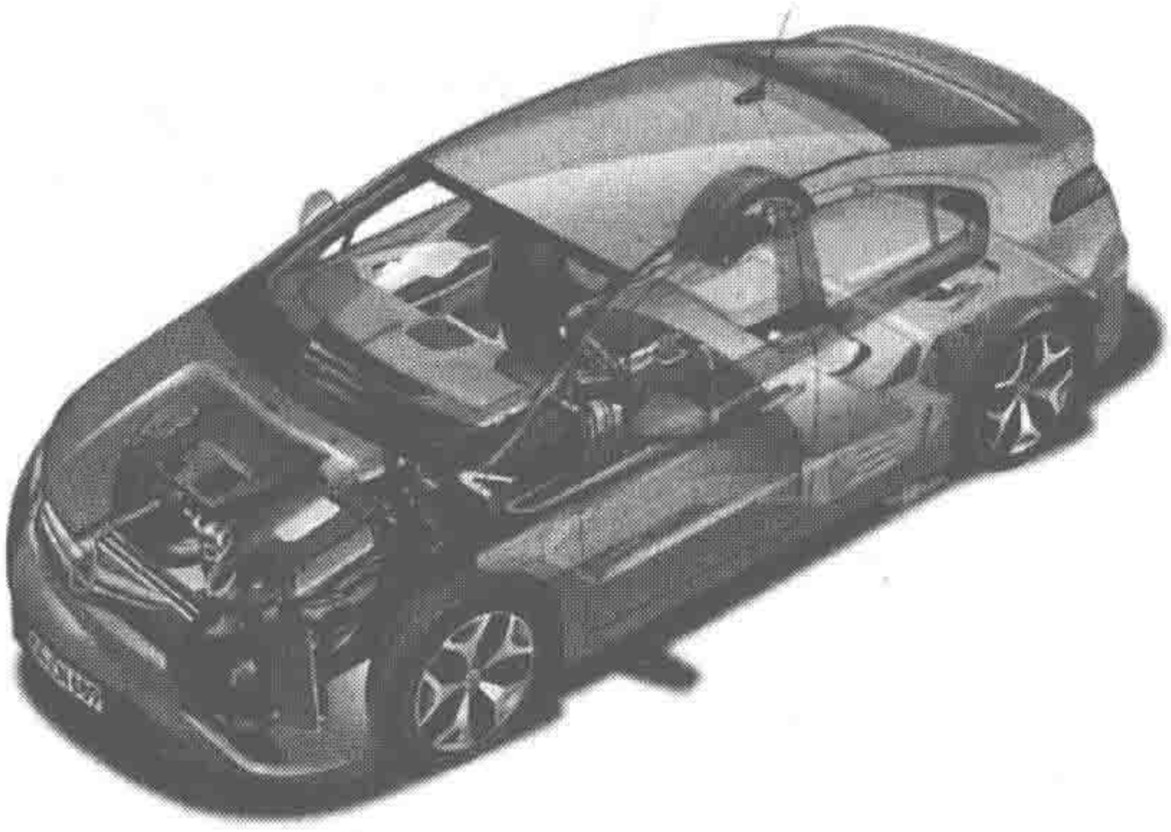
图 188　通用公司原型概念车 Chervolet Flex 动力系统“Volt”的性能指标（来源：GM 公司）

供动力。欧宝 Ampera 的动力系统布置见图 189（见彩插）。其主动力由一个 111kW/370N · m 电动机提供。一个配带 35L 容量油箱的 Opel – Ecotec 系列 1.4L 4 缸四冲程汽油机作为发电机。一个容量为 16kW · h 的锂离子电池用于储存电能。电池纯电驱动可实现的续驶里程仅为 40 ~ 80km，上述设计可将续驶里程延长至 500km。

沃尔沃公司基于同样的设计理念为 C30 车型研发了相应的串联式混合动力系统。其中，最初用作发电的 1.6L 排量汽油机被功率为 80kW 同样排量的柴油机所取代。当 70% 的电池电量被消耗时，内燃机自动起动。另外，还设有手动选择，例如在市中心行驶时为了实现零排放可手动选择纯电动行驶。

在过去几年中，也出现了采用流体机械（燃气轮机）作为发电装置的串联式混合动力原型机，可提供大致相同的电功率。这类原型机虽然还没有批量应用，但展现出了非常引人注目的发展潜力。

以下介绍一些相应的应用实例：

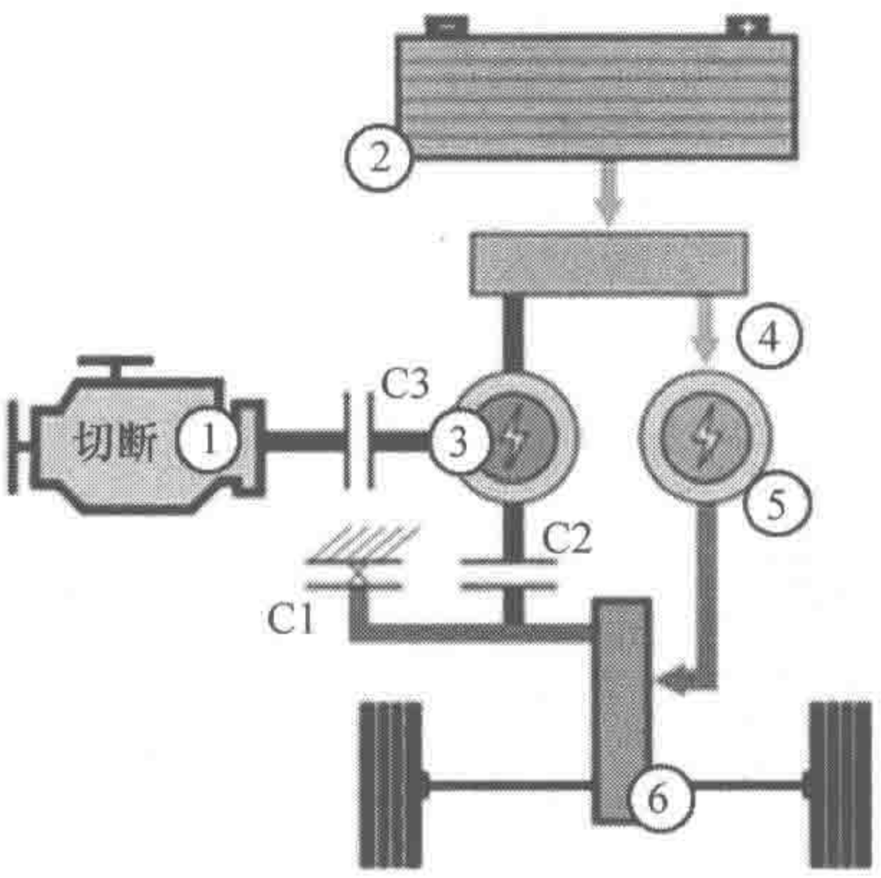


电动机
- 111kW/370N · m

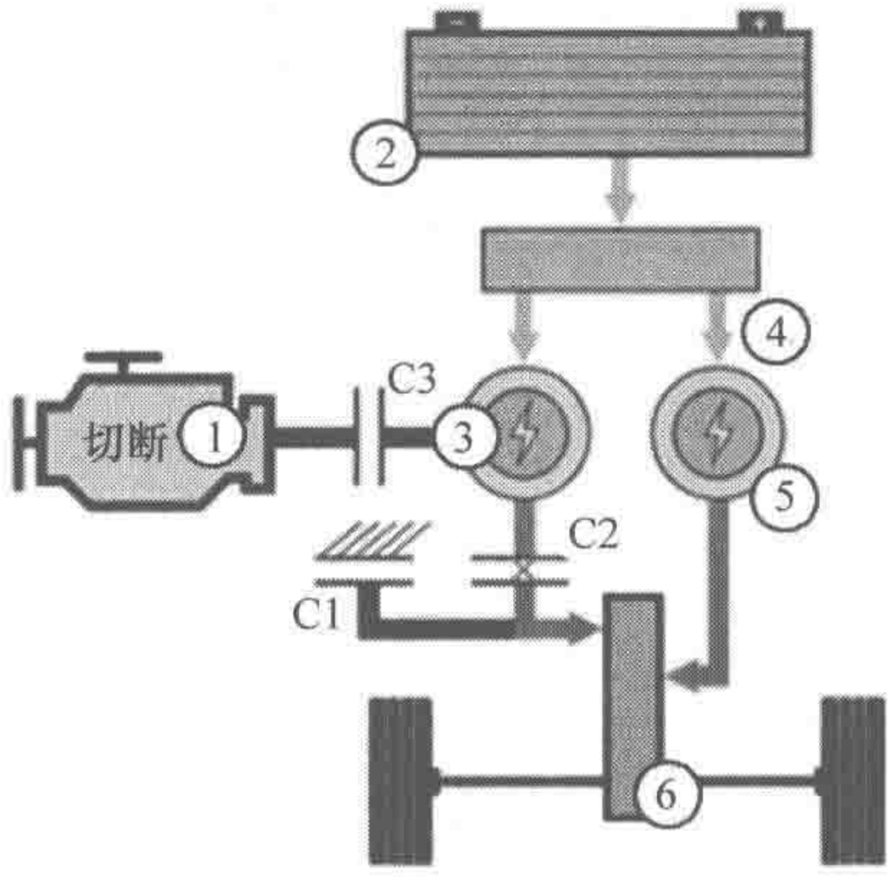
锂离子电池
- 200单电池，180kg
- 16kW · h

内燃机
- 1.4L DOHC
- 4800r/min下63kW

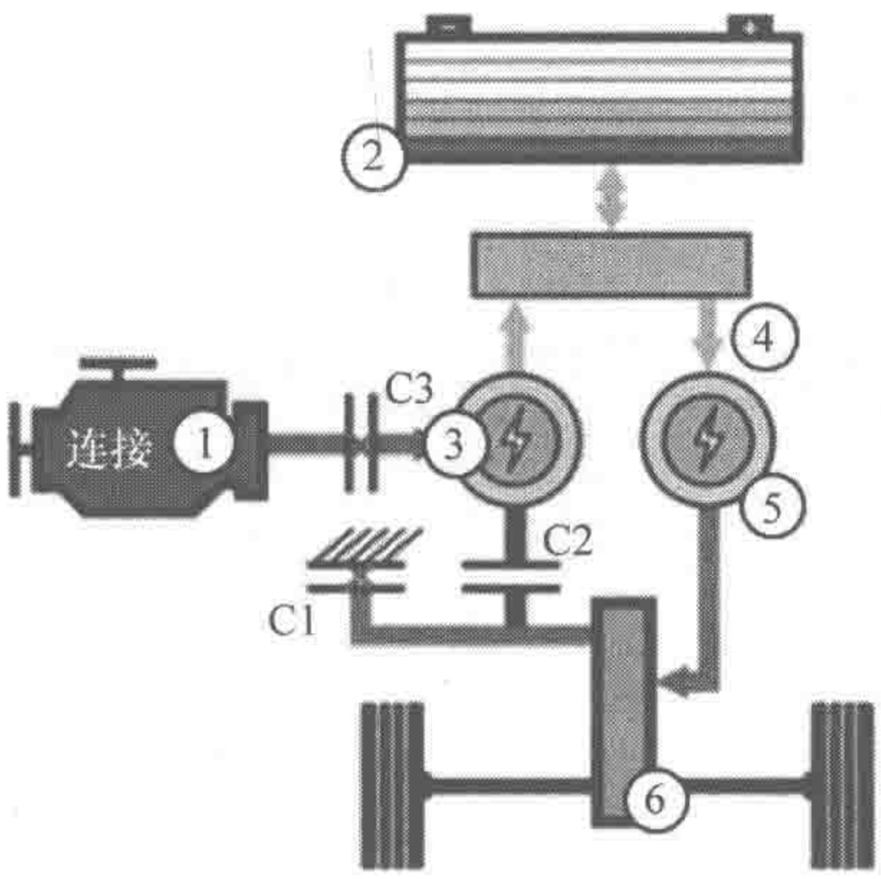
电池供电行驶
(低速工况)



电池供电行驶
(高速工况)



发电机供电行驶
(低速工况)



发电机供电行驶
(高速工况)

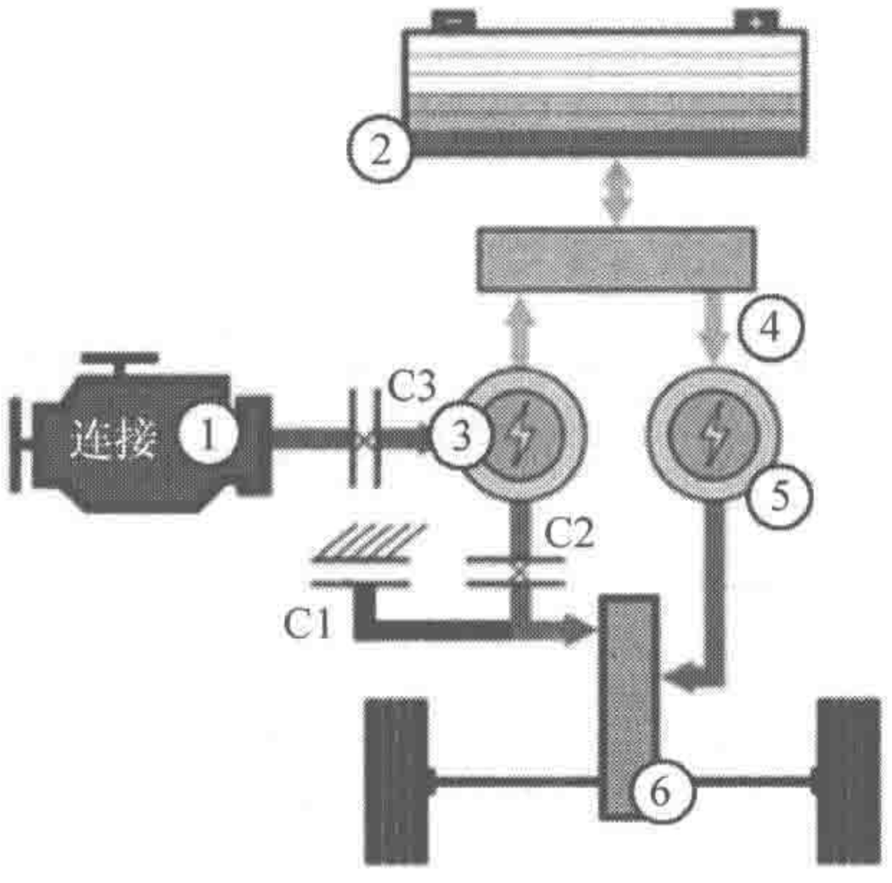


图189　欧宝公司原型概念车 Ampera：传动系（上左图），
性能指标（上右图）和行驶状态（来源：Opel 公司）

• 沃尔沃 ECC（环保概念车）

车上安装的燃气轮机在额定转速 90000r/min 下输出功率 41kW，它与一台功率为 39kW 的发电机同轴。另外，系统还额外带一块 16.8kW·h 的镍镉电池。通过这样的动力结构，可以给一台最大电功率 70kW 的驱动电动机供电（长时间输出电功率保持在 56kW）。实现的性能指标如下：

- 最大速度：175km/h。
- 燃油消耗（柴油）：城市工况 6L/100km，郊区工况 5.2L/100km。
- 有害物质排放：0.11g/km NO_x，0.08g/km CO。
- 续驶里程数：油箱装满 35L 柴油情况下 670km。
- 整车质量：1580kg。

• 标致 406 Hybrid

其功能模块的布置同沃尔沃 ECC 类似，燃气轮机功率为 37kW 并且同样使用柴油作为燃料。选用的三相驱动电动机，其转速范围可达 6500r/min，最大功率为 45kW，在转速 0～1600r/min 间的最大转矩为 260N·m。

• 捷豹 C－X75（图 190）

- 4×145kW+4×400N·m
  (每个车轮配合一台电动机)
- 系统功率：580kW
- 系统转矩：1600N·m
- 两台70kW燃气轮机
- 19.6kW·h电池组
- CO_2排放：99g/km
- 最高速度：330km/h
- 0—100km/h加速时间：3.4s

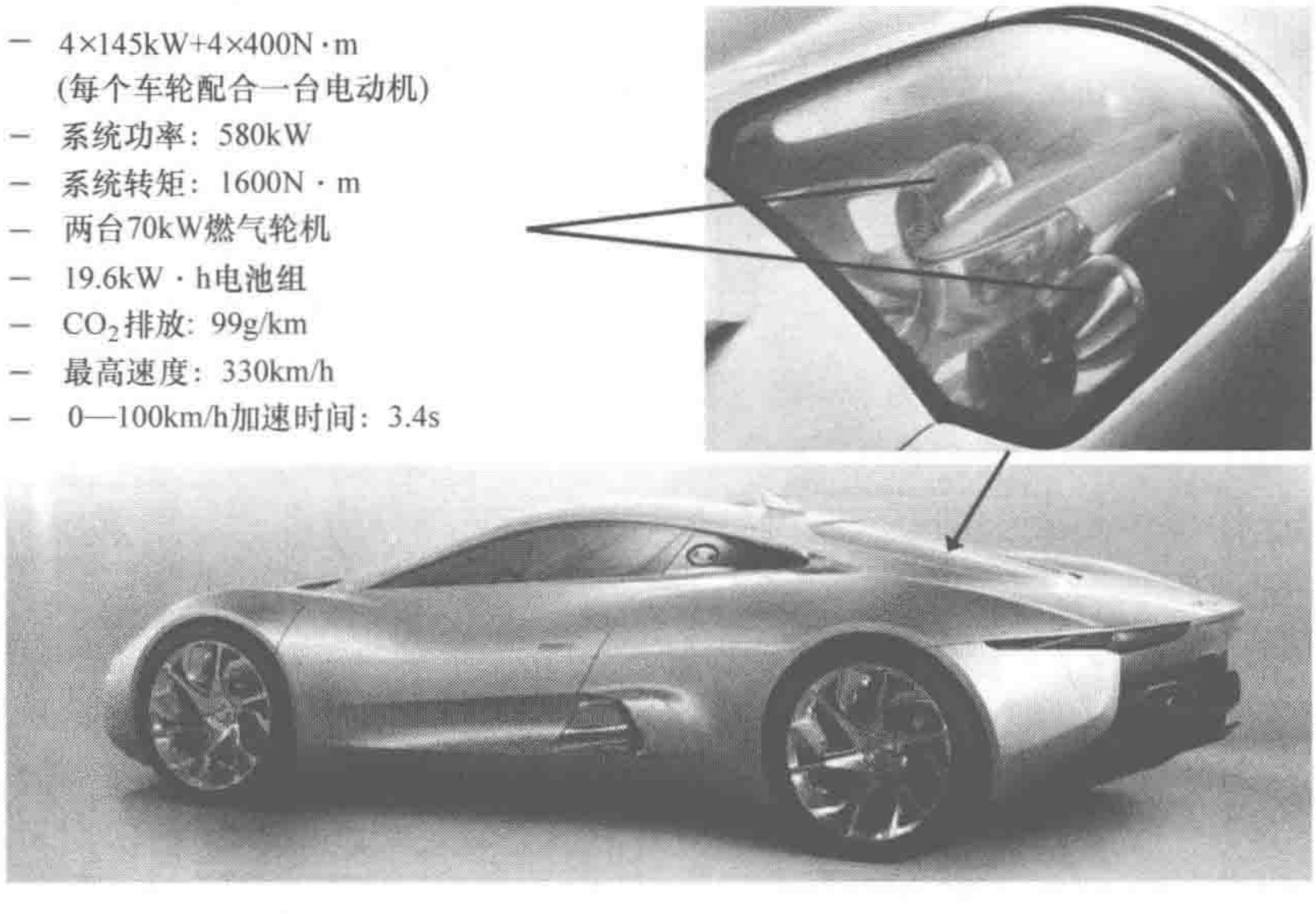


图 190　燃气轮机/电动机混合动力结构：捷豹 C－X75（来源：Jaguar 公司）

其动力结构设计是，每个轮子都由一个 45kW/400N·m 的电动机驱动，由两个 70kW 的燃气轮机组成两台发动机提供电能。配置的电池组的容量为 19.6kW·h。该车最高时速可达 330km/h，0—100km/h 加速时间为 3.4s，相应的二氧化碳排放量为 99g/km。

研发的燃气轮机结构紧凑，输出功率可观，且可用燃料多样，正是这些优点使得有必要更进一步研发燃气轮机/电动机混合动力。但是，这种动力类型的应用显然因成本之故不如传统汽油机/电动机混合动力结构普及。不过2.3节中图109介绍的NoMac燃气轮机以其有吸引力的效率倒是提供了一种性价比高的替代方案。

标致雪铁龙公司的概念车Citroen Saxo实现了一种高效而价格适中的动力结构。用于发电的动力装置功率较低，而且包括车载电池在内的总质量和总体积都已最小化。作为发电机之用，内燃机运行在特性图中怠速至满载的整个工况范围内是足以满足要求的。这样的发动机设计、匹配就相对简单些，发动机参数可以被标定为以实现最少油耗和排放为目标。

就单位质量和单位体积所能输出的功率（比功率）来说，二冲程发动机有显著的优势：如章节2.3.1中公式（2.19）和公式（2.20）所描述的，与四冲程发动机相比，其功率排量比要高出40%～60%，其功率质量比也相应地大很多。在燃料消耗和有害物质排放方面二冲程发动机有其劣势，这与其固有的混合气形成有关。最近进行的多种直喷技术试验表明，采用缸内混合气形成技术可以改善相关性能指标[2]。

在串联式混合动力结构下特定工况区域（窗口功能）内对二冲程发动机的换气过程进行匹配，其效果总归比在宽的转速工况范围内要好。

缸内直喷技术应用于混合动力，必须采用电子控制，从而实现直喷功能集成至整车控制之中。在这样的混合动力结构下，对应一些行驶状态可以采用如下有利的动力控制：

- 在城镇行驶允许的速度之上时，起动二冲程发动机。
- 在测到识别为城市工况的轮速变化时，关闭二冲程发动机。
- 在动力电池电压低于所需的阈值时，起动二冲程发动机。

这些功能的优先级别可以通过中央控制器中相应的逻辑结构来确定。从提到的这些标准出发可以导出下列的开发方法。

系统结构

市内用轿车配置串联式混合动力，其由电动机、电池和一个基于电控直喷二冲程汽油机的供电单元组成。

系统优化

为适用于城市工况的、技术已成熟的原型电动汽车选配电动机和电池组，选择二冲程发动机的载荷/转速工况范围，进行发动机设计、换气过程优化、直喷过程匹配、燃烧过程优化、发动机与整车的匹配。

在原型车 Citroen Saxo Electrique[23] 上改装的一辆混合动力轿车选配了一台转速范围为 1600～5500r/min 的 20kW 直流电动机，其在转速 1600r/min 下输出最大转矩 127N·m。包含驱动装置的电动机总重 72kg。电池组由 20 节镍镉电池组成。由二冲程发动机、发电机和汽油箱组成的附加模块被集成在整车中，见图 191。其功能结构见图 192。

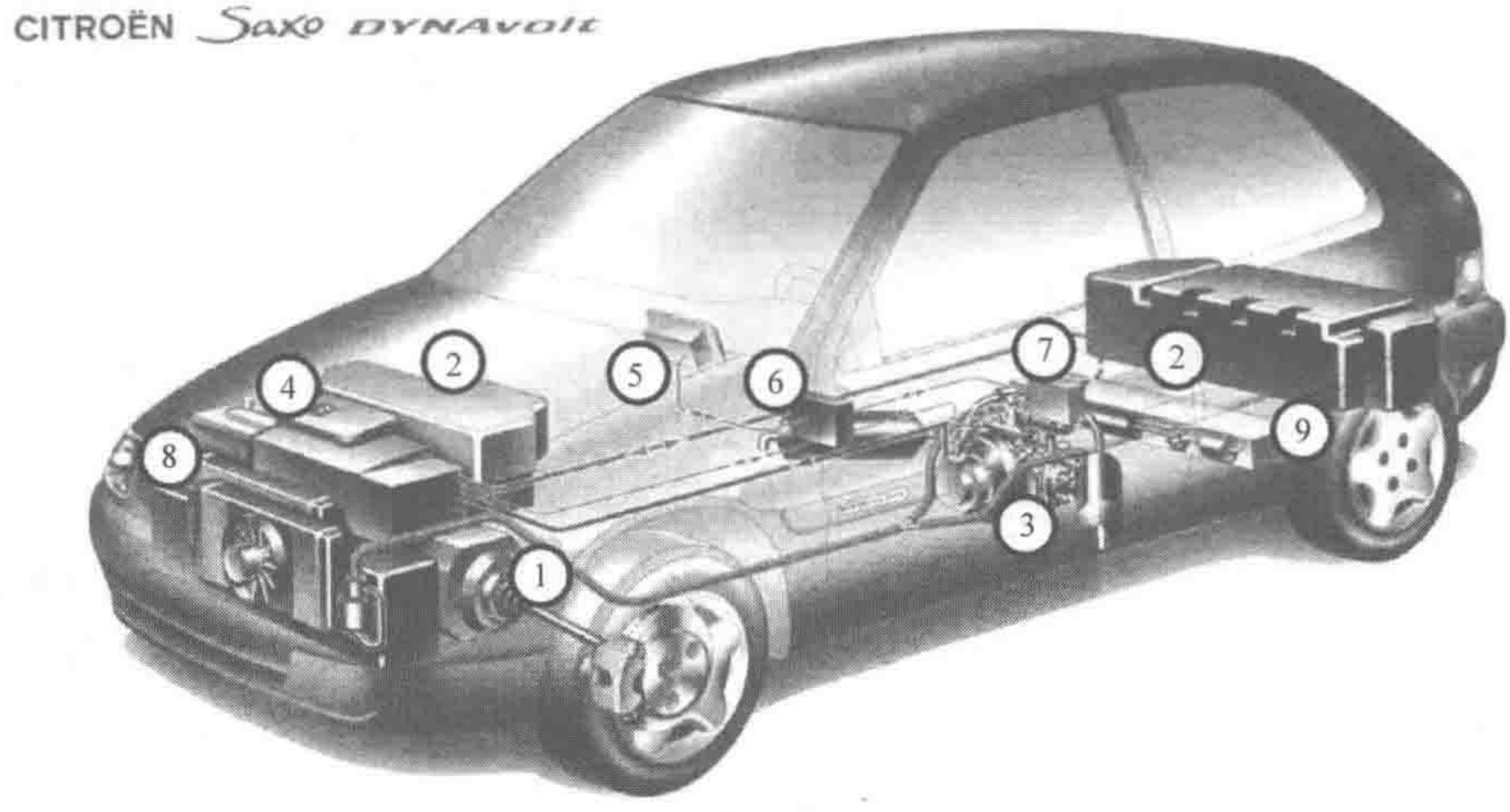


图 191　一辆紧凑型轿车其串联式混合动力系统的功能模块布置（功能结构见图 192）

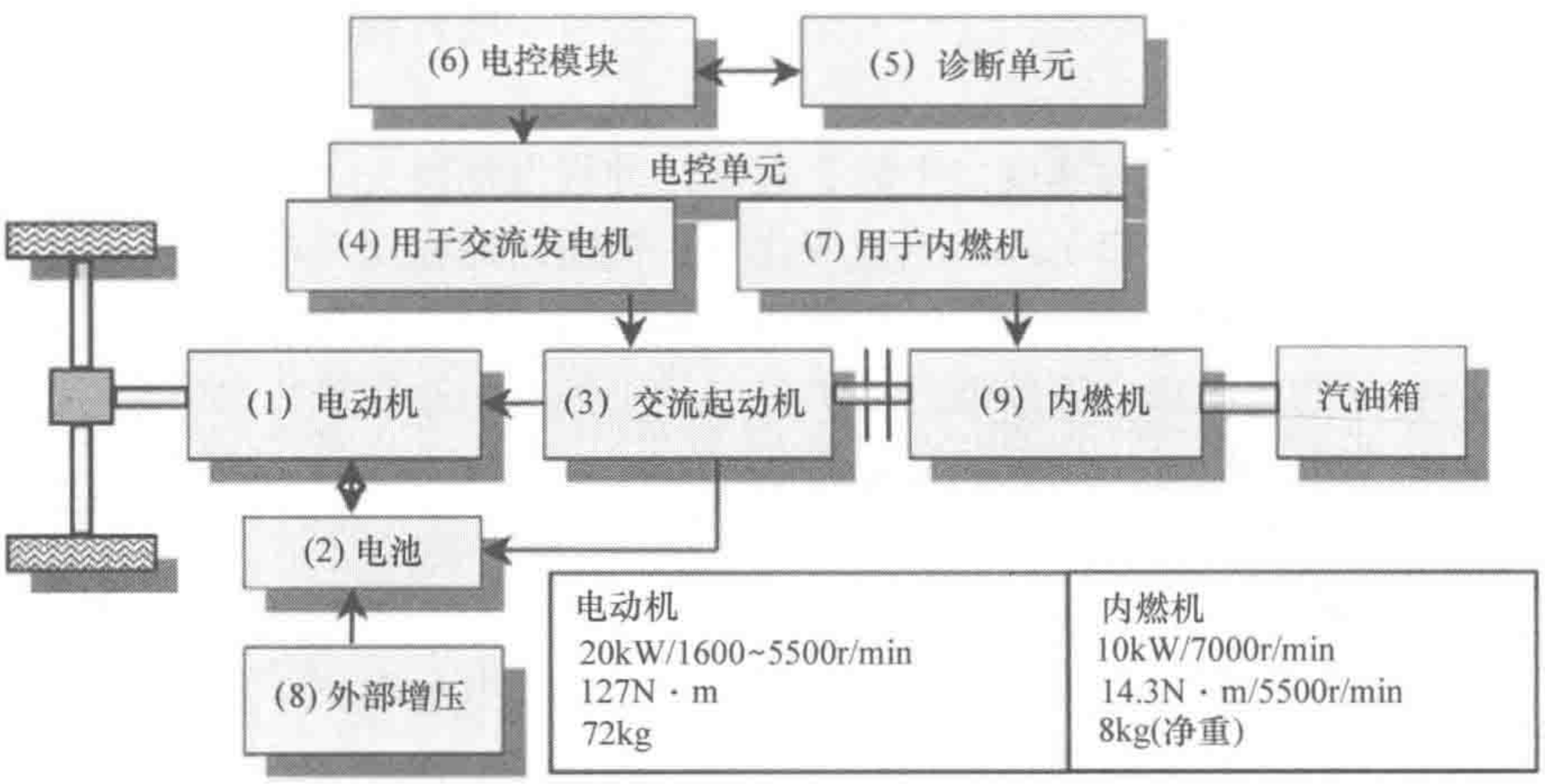


图 192　图 191 中功能模块的结构框图

选用的二冲程发动机为 200mL 排量的对置式二缸机（其尺寸为 0.3m × 0.3m × 0.25m，净重为 8kg），可输出机械功率为 10kW 或有效发电功率为 6.5kW。这台发动机和一个非常紧凑的油箱一起被安置在后排座椅下面。

内燃机及附加设施的质量、尺寸和布置绝不会妨碍原型车的功能。值得注意的是，通过这一改装设计该车的续驶里程将增加4～5倍。

这个动力方案综合实现了电动车和燃油车的优点。市内工况下电动车具有加速性能好、无须换档、噪声小和有害物质零排放等优点，而内燃机车的优点在于加一次油可以行驶较长时间。

图193所示的二缸二冲程发动机采用回流扫气技术，并且按照2.3.1小节所述的零件形状设计而成的。其尺寸紧凑，行程缸径比极小，仅为0.655，这样的结构设计使得高转速下活塞速度不会太大，由此获得较高的功率容积比。

二缸卧式对置气缸发动机
β=0.655
0.3m×0.3m×0.25m
8kg(净重)

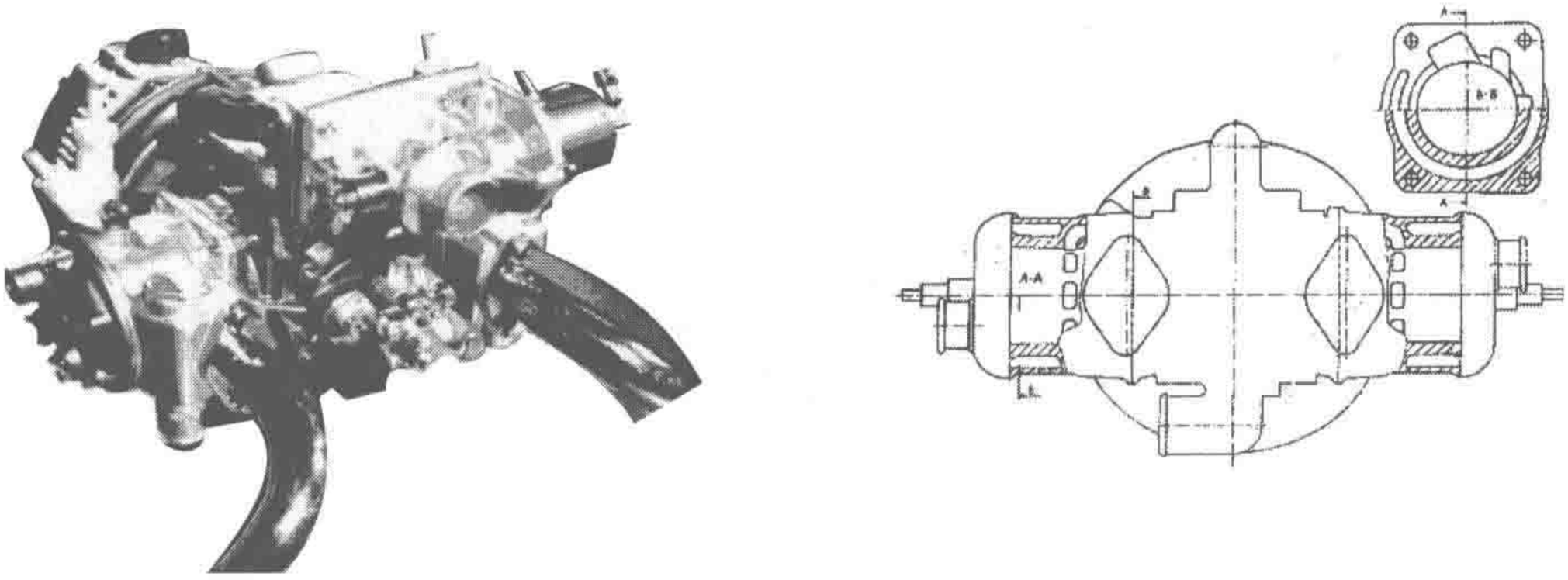


图193　将交流发电机集成于一体的燃油直喷二缸二冲程发动机

在上述应用场合下，具有相对较高转速的紧凑型二冲程汽油机，其采用的直喷技术应满足如下相应的要求（图194）：

–喷射和混合气形成的时间极短，因为相比四冲程发动机，其换气和点火之间的间隔很短。

–对应于不同的负荷/转速工况，需要对喷油量和喷射方向进行精准的控制。其原因是，相比四冲程发动机，二冲程发动机的扫气流不稳定且分布不合理，不利于形成一个可重复的、边界清晰的新进空气区域。

如此，其直喷过程、直喷开始时刻和点火时刻就可以非常有效地实时得以调整。

如2.2节所述，四冲程和二冲程发动机直喷技术发展至今，可分为两大类，即高压液体燃料喷射技术（图65、图66和图67）和相对较低压力下的燃油/空气混合乳剂喷射技术（图64）。燃油/空气混合乳剂喷射技术通常还需配置一台

额外的空气压缩机，因此，对于作为发电机工作的紧凑型二冲程汽油机来说，液体燃料喷射技术更为经济适用。

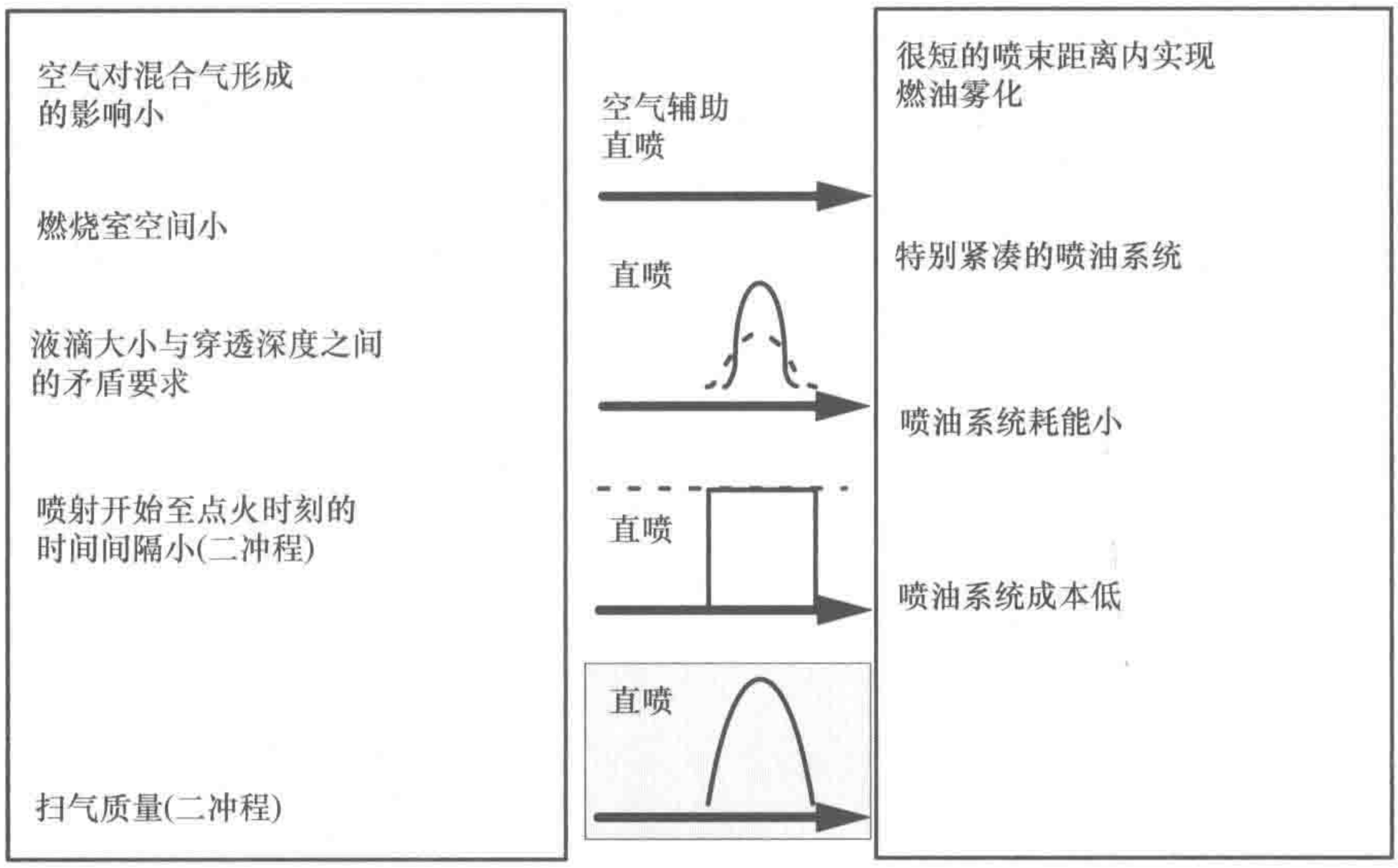


图 194　紧凑型二冲程汽油机在混合动力结构中作为发电机模块，其采用的直喷系统需具备的功能

另外，与采用耗能较大的常压共轨系统相比，液体燃料喷射技术采用高压调制装置更经济、更适合紧凑狭小的燃烧室。

因此，该混合动力所用的二冲程发动机配装了依据压力冲击原理设计的高压调制装置。考虑到此处特殊的应用情况，该装置的研制需满足以下要求：

- 由于燃烧室极其狭小，燃油雾化必须在很短喷束距离内实现。

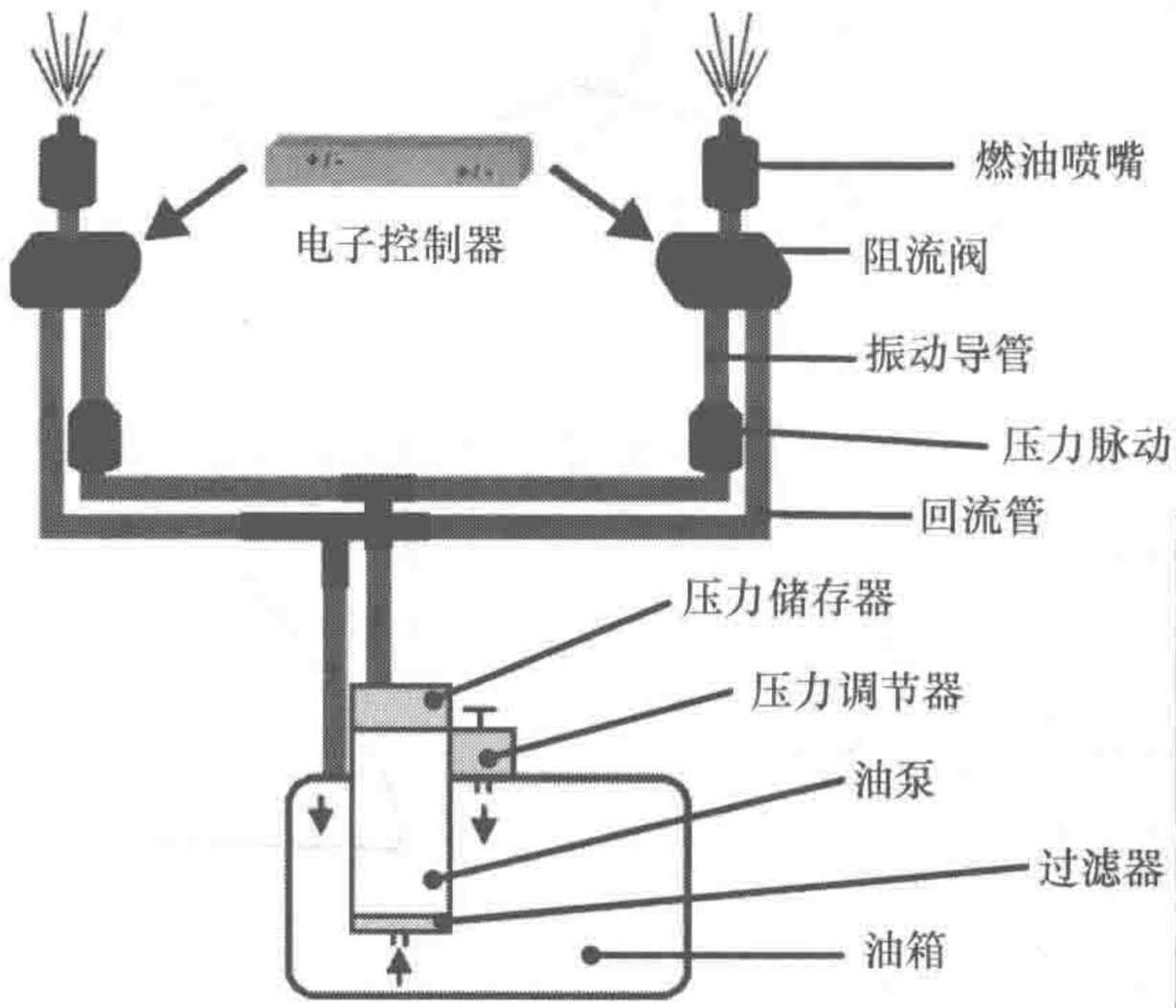
- 由喷油嘴、电磁断流阀、加速度导管和压力脉动阻尼器组成的喷射系统高压模块必须最小化集成在一个单元内（图 67 上部）。

- 驱动喷射系统所需的功率应该不超过 150W（译注：原文为 150kW，应是错误）或者大约发动机有效功率的 2%。

- 喷射系统或者发动机的价格应尽量低，以保证原型电动汽车改制为混合动力汽车之后成本不会明显增加。

压力冲击喷射系统的一个优势特征在于其高压过程或者说喷射过程不依赖于发动机转速。压力冲击喷射系统通常按大负荷/高转速工况下的最大燃油喷量匹配燃料雾化过程并在短时间内实现缸内混合气形成。

如图 195 所示，借助于由预压泵、过滤器、限压阀组成的传统预压系统，能在规定的压差下形成至油箱的燃料循环，从而实现燃料至喷油嘴前的加速。这个



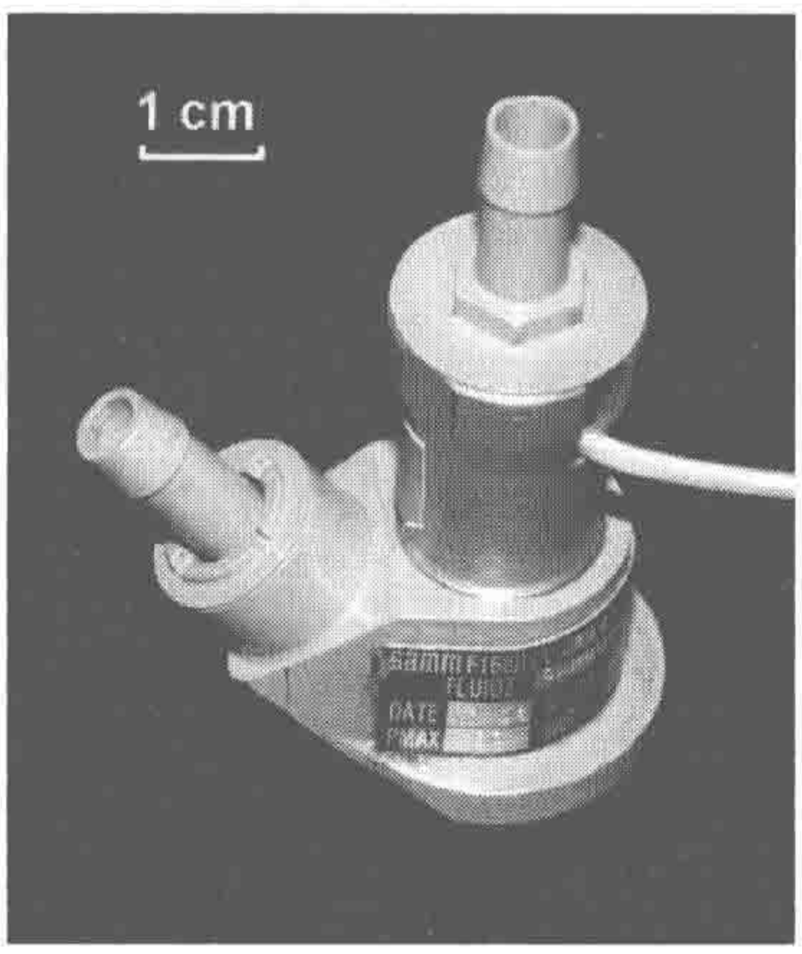


图195　用于二冲程发动机的高压调制直喷系统结构和高压模块实物图

预压系统以紧凑单元形式安装在油箱边或者油箱里，其预压压力设定为0.4～0.5MPa。通过关闭断流阀，高压模块中的环流将急速中断，从而产生压力波，其压力可达到预压压力的10～15倍，并在这个压力值下维持0.5～0.8ms。这个压力信号传递至喷油嘴入口端，喷油嘴据此以相应的开启压力（范围为1.8～2.5MPa）向缸内喷射压力最高可达7.5MPa的燃油束。通过断流阀的开启持续时间可以调节喷射量：当预压系统和油箱间压差达到给定值时，断流阀在燃油束的加速度达到最大值前的任何时刻都可以终止燃油束的加速过程，这样就可以控制压力大小和喷射速率。图196所示为喷射系统相关变量的过程工作时序。

根据曲轴和节气门位置（图中未标出）产生的电压信号 U，在控制电路中将计算出断流阀的控制信号，即脉冲信号开始时刻和开启持续时间。断流阀开启持续时间越长，确定喷射量的燃料喷油嘴前加速度和压力值 p 就越大。

不同的负荷/转速工况和大气环境下，相应的缸内混合气形成时间也不一样。混合气形成一旦完成，上述电控单元即发出点火信号电压 U_s，启动燃烧过程使缸内压力 p 上升。图197描述了二冲程发动机燃油直喷电控模块的主要功能。

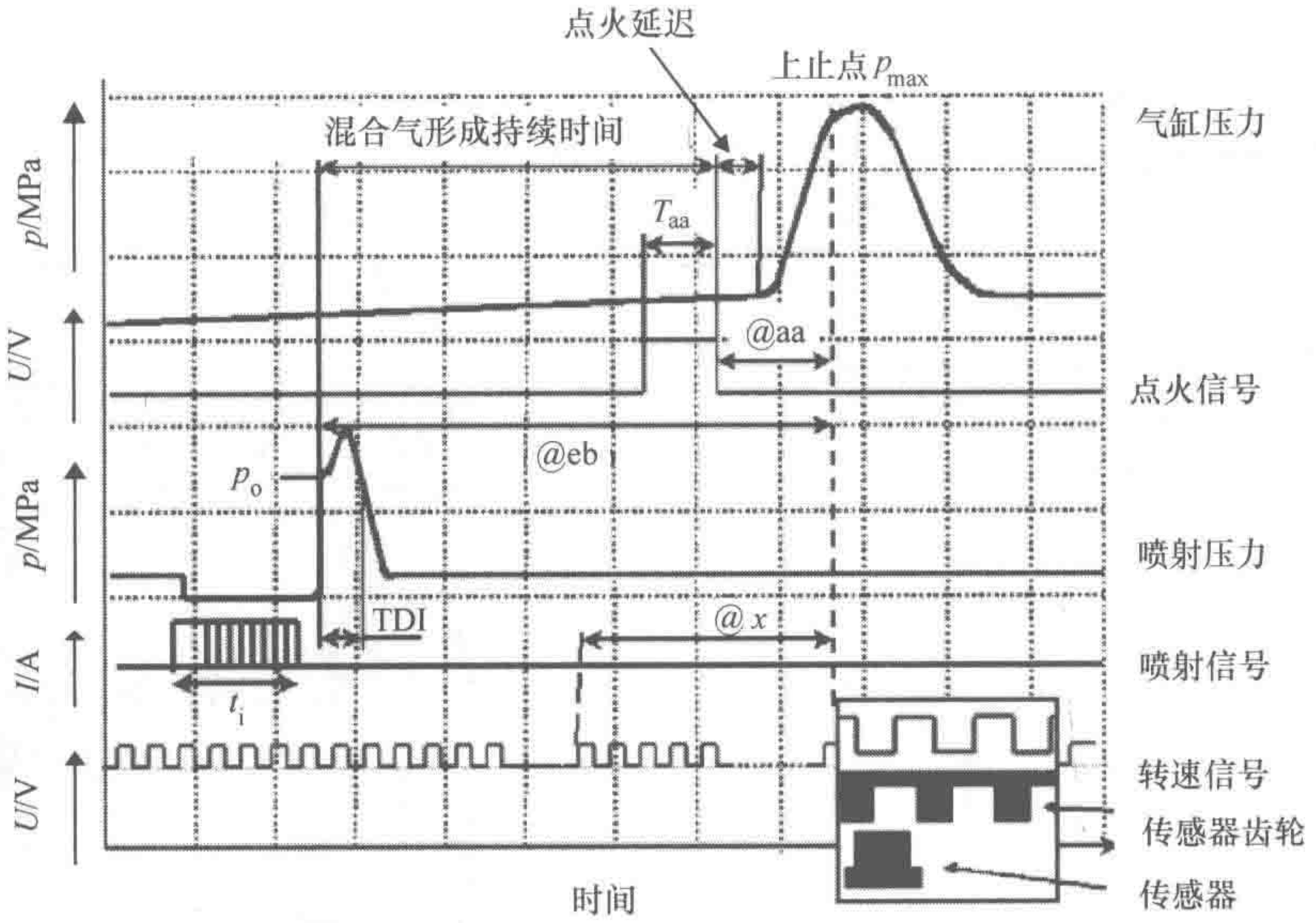


图 196　某一高压调制直喷系统的喷油和点火时滞过程

为了使燃油直喷系统与发动机最优匹配，或者说为了通过对直喷系统自身参数的整定使能耗最少，针对不同工况组合采用最优化方法可以同时设定阀门开启持续时间和预压力。图 198 即为一种组合条件的设定例子，即在转速为7000r/min和喷油嘴开启压力为1.8MPa 的组合条件下实测的燃油喷射量与开启持续时间和预压力的函数关系。

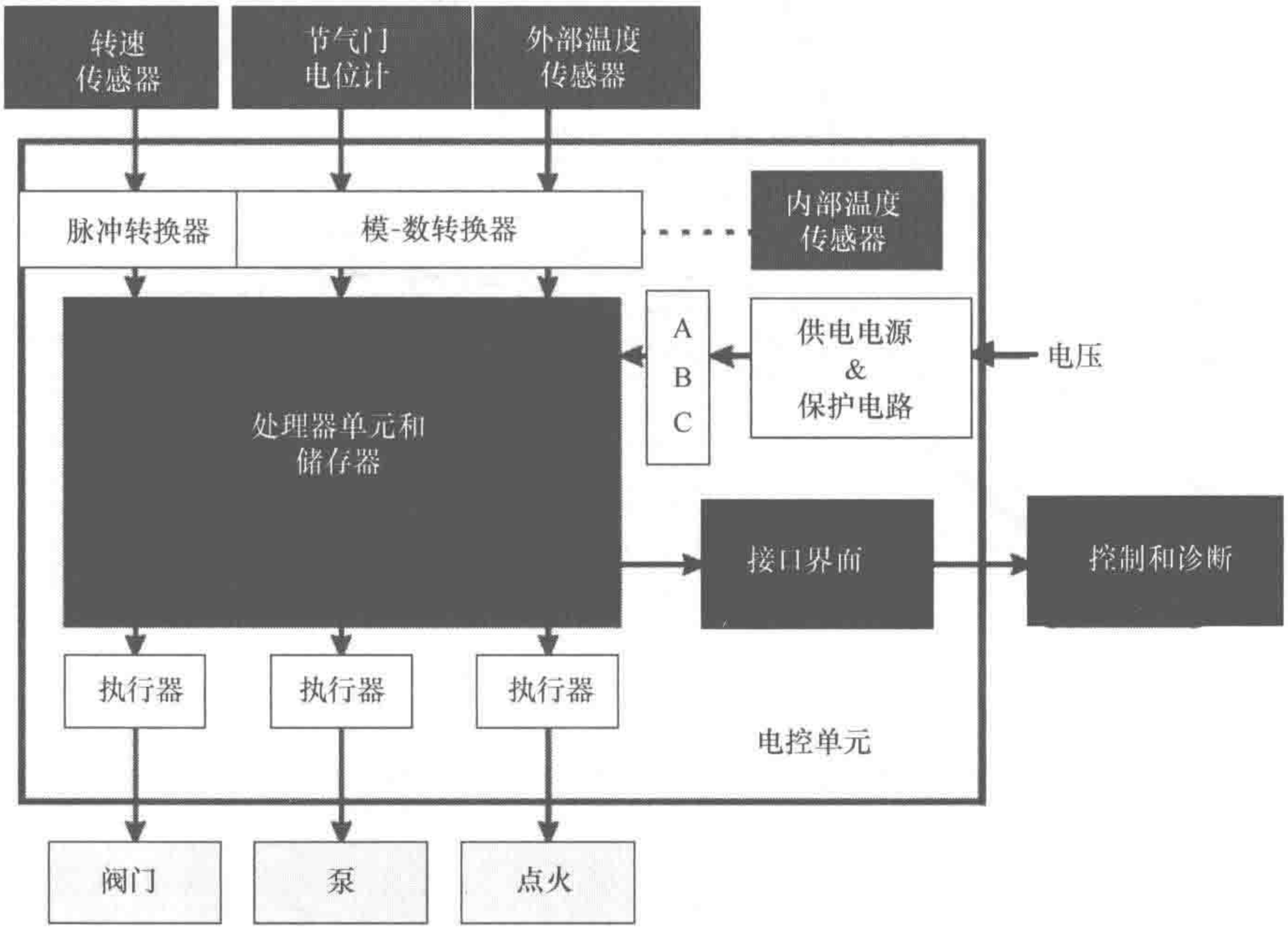
针对直喷技术实现的燃油/空气缸内混合气形成，流体动态建模和试验测定相结合的组合分析是一种有效的优化方法，图 199（见彩插）给出了一个相关的例子。

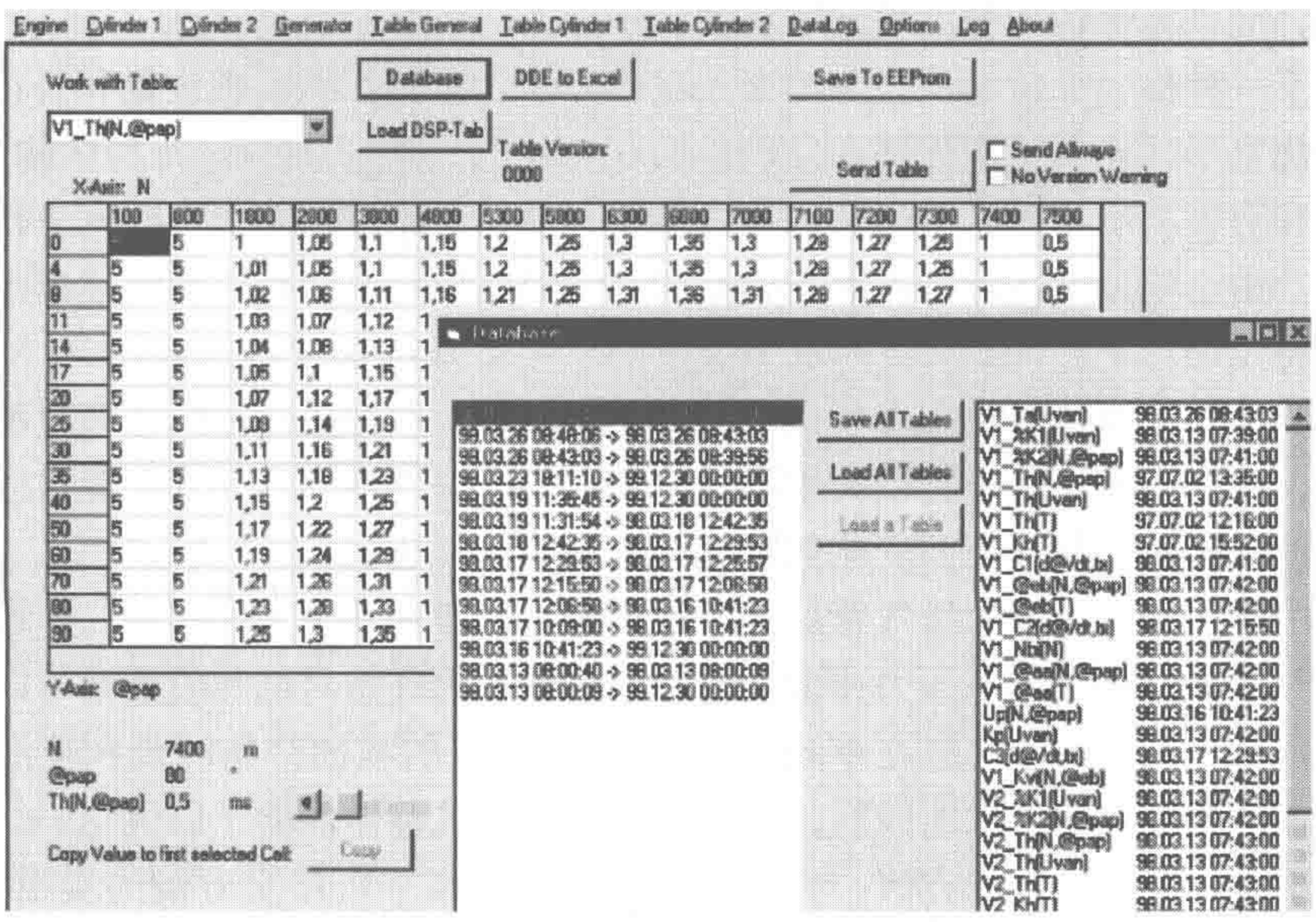
为了验证计算结果或调校计算程序，通常借助激光多普勒测速仪（LDA）用试验方法在不同截面获取燃油喷束的特征参数。

针对不同类型的喷油嘴，在相当于发动机转速 1500 ~ 7000r/min 的频率范围内比较燃油喷束速度和油滴大小，结果证实发动机转速对燃油喷束特性没有影响。

另一方面，从相应的试验中发现，燃油喷束中油滴的大小几乎不受喷射量变化的影响，而与压力剧增时形成的特有的压力上升速率有关。这个特性非常有利于低负荷工况下的混合气形成。燃油喷束速度的改变主要影响喷束中油滴的速度，这就要求精确设定燃烧室中的燃油速度和空气速度，以便对进气分层进行控制。数值模型特别适用于这方面的研发。

可以预料，随着喷油嘴的开启压力不断升高，更利于燃油的雾化。为了实现





	100	800	1600	2200	3000	4000	5300	5800	6300	6800	7000	7100	7200	7300	7400	7500
0		5	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,3	1,28	1,27	1,25	1	0,5
4	5	5	1,01	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,3	1,28	1,27	1,25	1	0,5
8	5	5	1,02	1,06	1,11	1,16	1,21	1,25	1,31	1,36	1,31	1,28	1,27	1,27	1	0,5
11	5	5	1,03	1,07	1,12	1										
14	5	5	1,04	1,08	1,13	1										
17	5	5	1,05	1,1	1,15	1										
20	5	5	1,07	1,12	1,17	1										
25	5	5	1,08	1,14	1,19	1										
30	5	5	1,11	1,16	1,21	1										
35	5	5	1,13	1,18	1,23	1										
40	5	5	1,15	1,2	1,25	1										
50	5	5	1,17	1,22	1,27	1										
60	5	5	1,19	1,24	1,29	1										
70	5	5	1,21	1,26	1,31	1										
80	5	5	1,23	1,28	1,33	1										
90	5	5	1,25	1,3	1,35	1										

图 197　某一高压调制直喷系统的电控功能结构图和数据处理用户界面

同样的喷射量，必须在这种情况下增加高压压力幅值。与所用喷射系统的反射条件相对应，此时压力作用持续时间应保持不变。

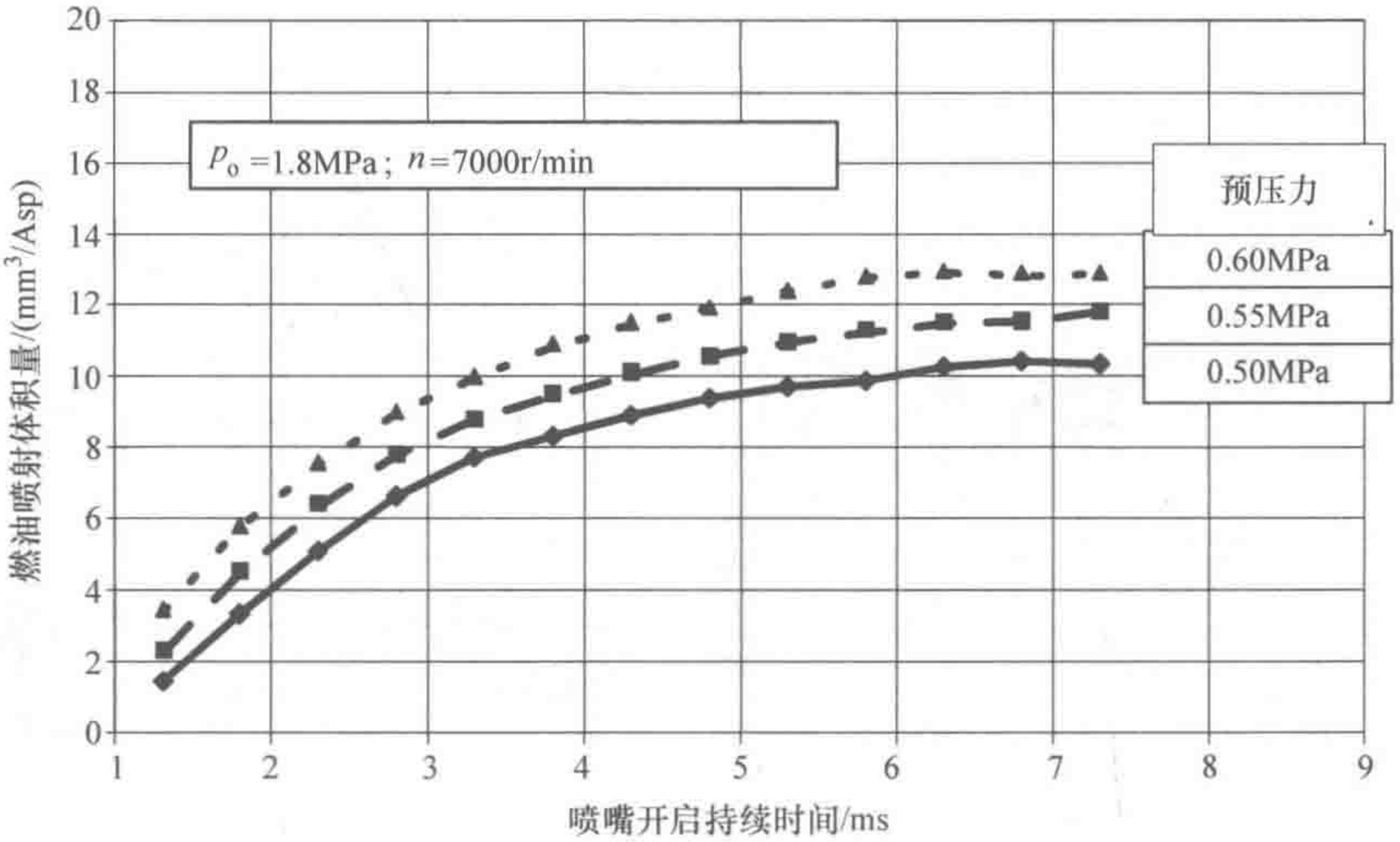


图 198　某一高压调制直喷系统的燃油喷射量与开启持续时间和预压力的函数关系

在同样压力作用持续时间的条件下，高压压力幅值增加导致燃油喷束速度增加，同时也影响喷束长度。由这种关联性得到如下启示，若要优化油滴大小和喷束长度，应该精确匹配喷油嘴开启压力。

基于一种数值分析与试验分析交叉迭代方法，对包括喷油嘴位置和火花塞位置的燃烧室形状进行了优化并在发动机台架上进行了测试。针对每种结构设置，以油耗和有害物质排放作为指标，对压缩比、喷油开始时刻和点火时刻进行了优化匹配。由于喷油开始点和点火开始点的时间间隔极短，使得爆燃概率减小，所以可以将压缩比从外部混合气形成情况下的 8.4 提高到 12.13。

混合动力车用于二冲程发动机的空间本来有限，两缸机的排气管布置就有一定难度，而这对换气质量有很大影响。图 200 中给出了不同排气管配置对应的转矩和比油耗随发动机转速而变化的特性曲线。

采用两根长度不等的排气管这样一种车辆空间布置几乎无法实现二冲程发动机的换气功能。通过调节压力冲击喷射系统中的喷油开始时刻和喷油量可以解决上述问题：分别将两个气缸在不同负荷/转速工况下的喷油开始时刻和喷油量数据存储在两个独立的特性曲线族，这样便能对发动机整体性能予以优化。

这不是一个很正规的方法，只是一种用于获得某一可接受方案的实用手段，但是通过它显示了喷油系统具有的参数可匹配性。

上文所叙的混合气形成控制还有一个潜在优势，即有可能像柴油机一样进行燃烧品质调控。据此，混合动力中的内燃机具有窗口功能的优势，即仅在怠速和全负荷之间的一个工况段而不在极端工况下运行。

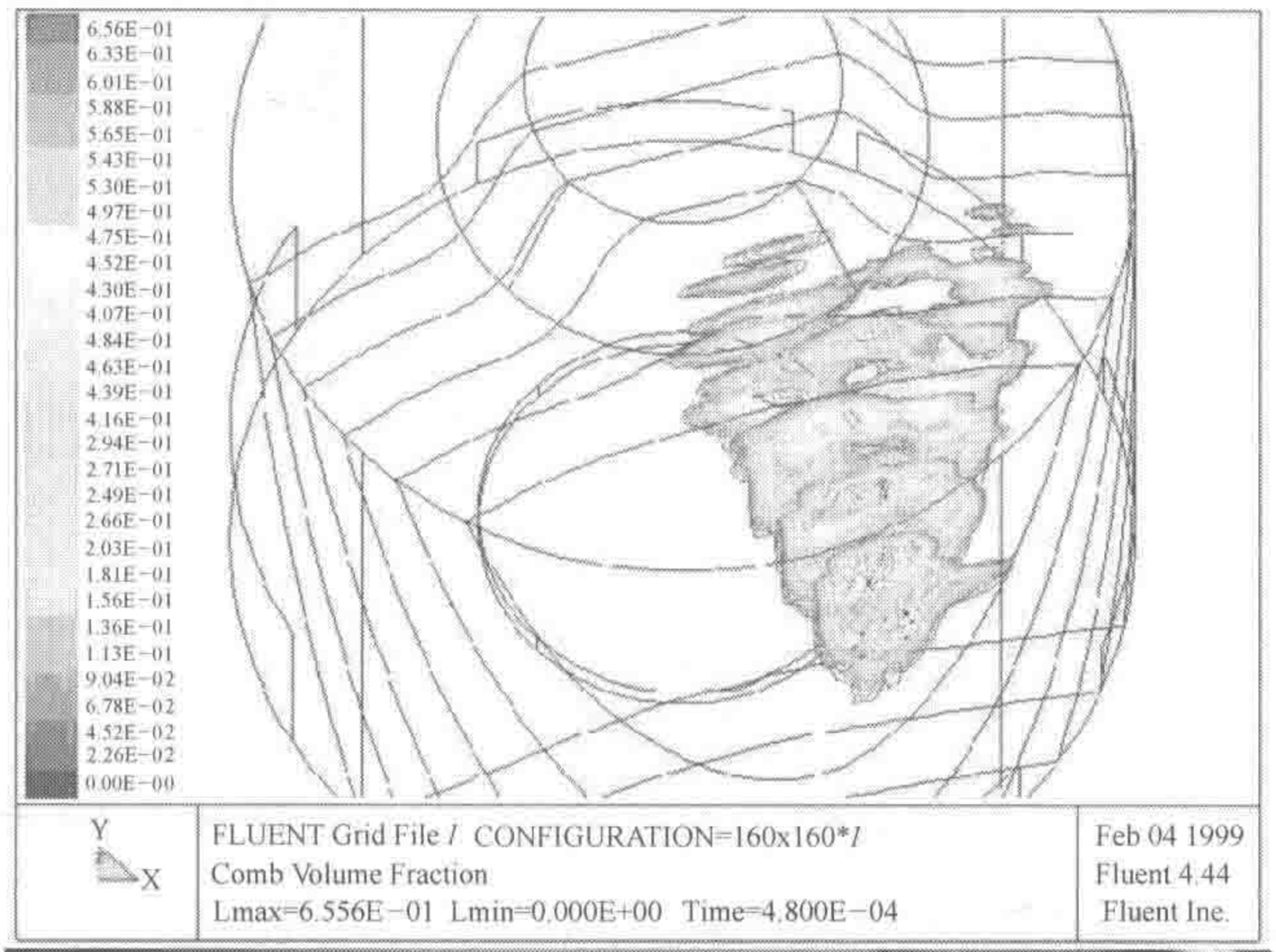


图199　汽油直喷技术实现的二冲程发动机缸内混合气形成（计算结果和实测结果）

燃油喷束特性几乎不随负荷/转速工况变化这样的优点，再加上合理匹配的燃烧室结构，可以实现可控的充量分层，相应的效果见图201。

在发动机无节流运行条件下，喷油量由5.6mm^3/Asp变为4.0mm^3/Asp，这等同于总的过量空气系数由1.11变为1.54，由此导致转矩从14.4N·m减小至7N·m。这些参数变化和HC/CO浓度变化见图201。

上述结果可以用喷油开始时刻和点火时刻之间优化过的时间间隔来加以解释，这个时间间隔与混合气形成所需时间基本对应。图202给出了每个负荷/转速工况下这一时间间隔（混合气形成所需时间）的优化值。

由此可以得出这样的结论，即高压调制直喷系统实现的混合气形成所需时间

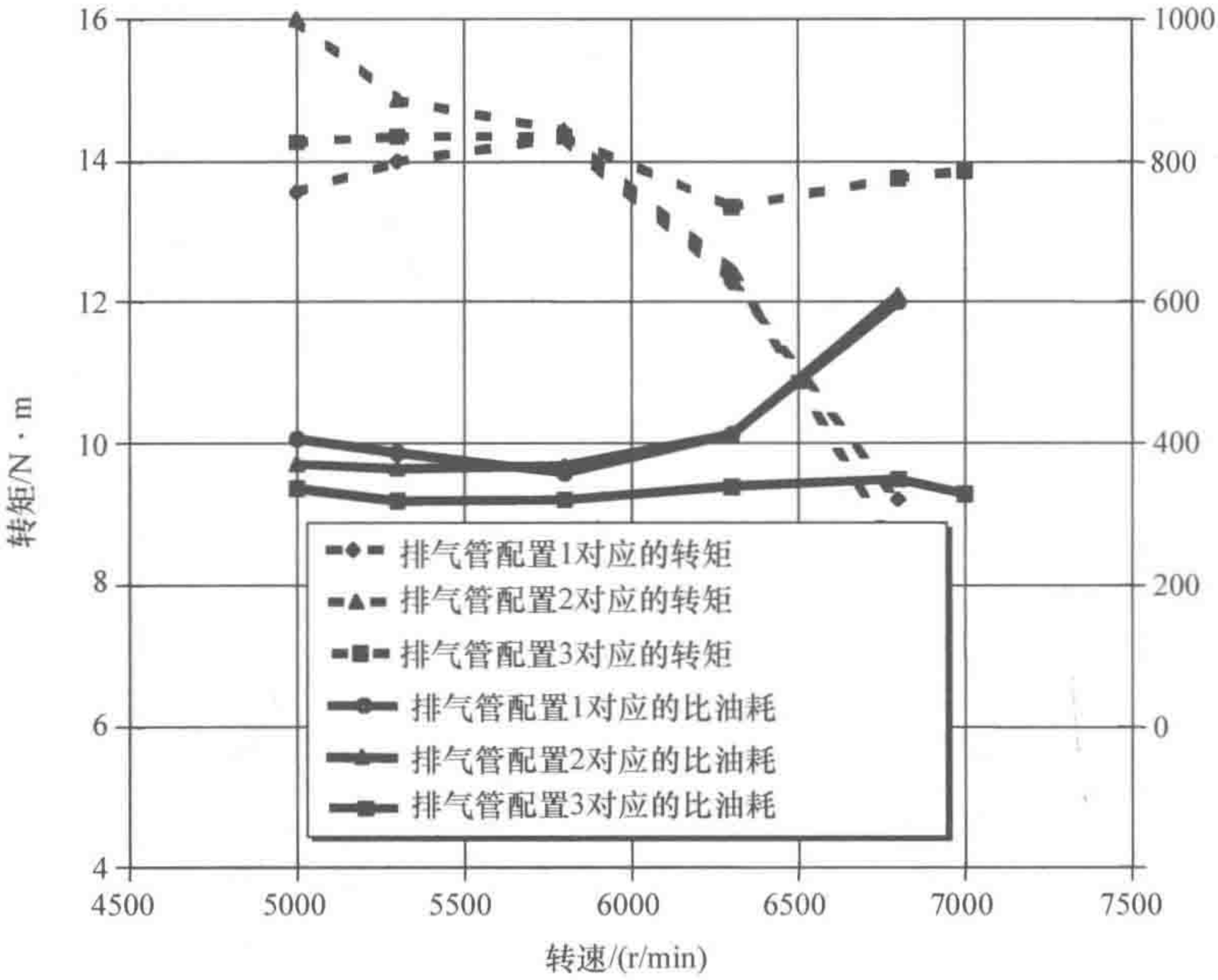


图 200　全负荷工况下二冲程发动机不同排气管配置对应的转矩和比油耗随发动机转速而变化的特性曲线

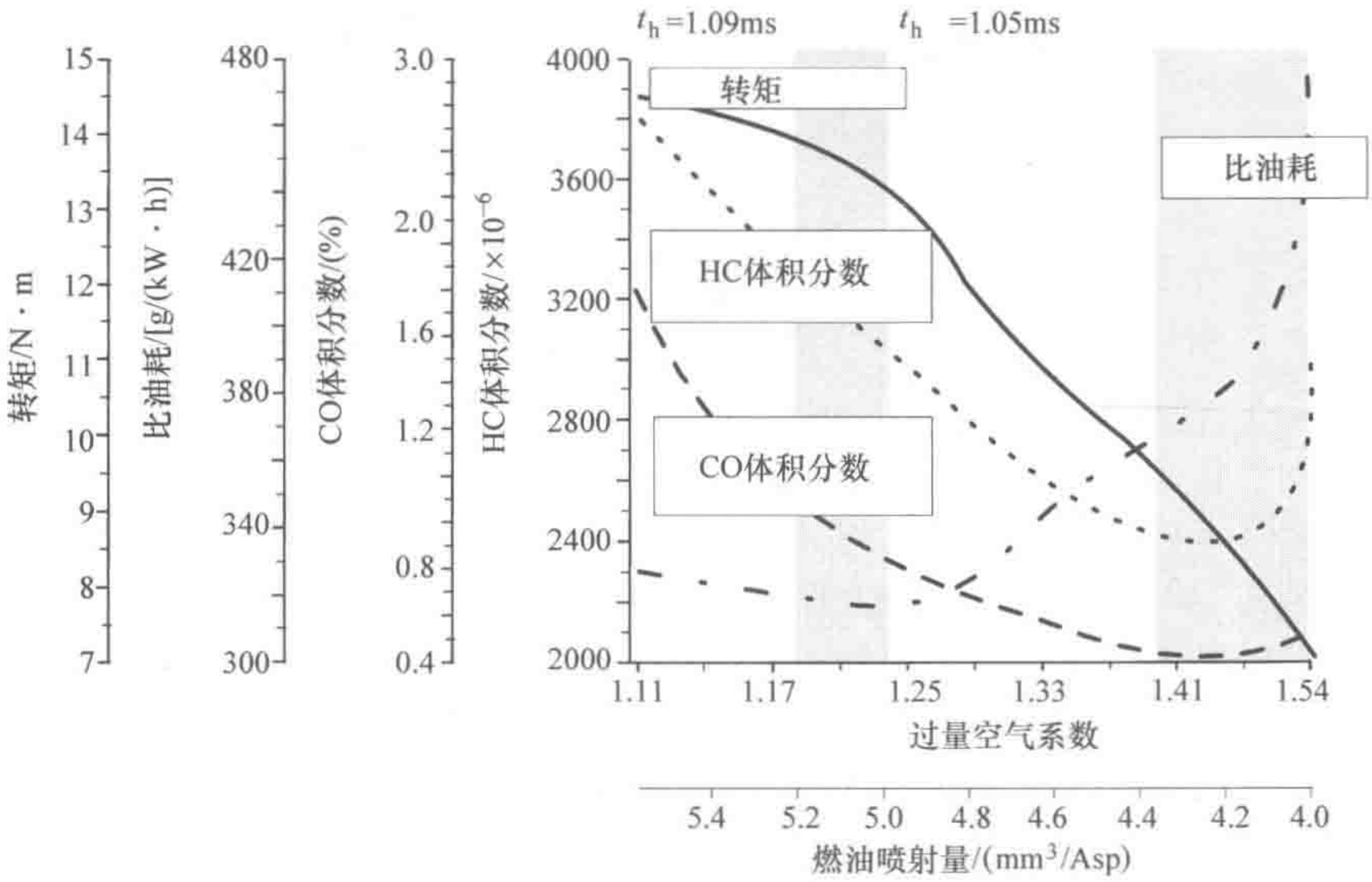


图 201　从全负荷过渡到部分负荷工况过程中燃烧品质调控下的发动机特性参数

实际上只依赖于转速，与负荷（转矩）无关；而转速则对燃油喷射特性参数也没有影响。另一方面，作为混合气成分的空气，其焓随转速上升而增加，这导致混合气形成所需时间减少。与此相反，在恒定转速下混合气形成所需时间与负荷几乎无关，这表明燃油喷射品质不变。如果按照喷油开始时刻和点火时刻能够准确调节燃油喷束方向，没有空气节流也可以在一个较宽的载荷范围内实现充量分层和燃烧。

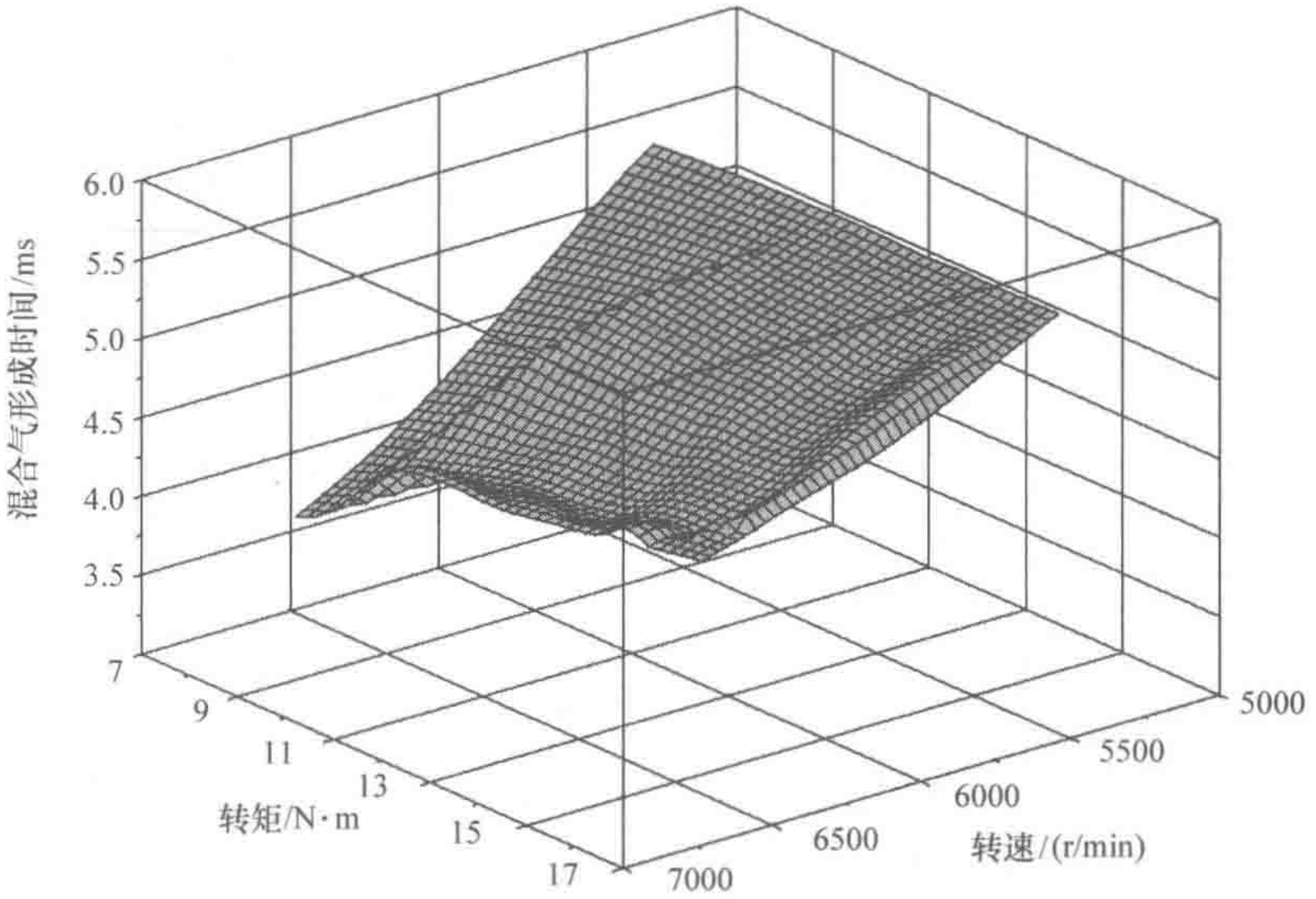


图202　与负荷（转矩）和转速相关的混合气形成所需时间

具有上述结构的混合动力汽车雪铁龙 Saxo Dynavolt 在克莱蒙费朗市和巴黎市之间一条约 1000km 的路段上测试了不同路况（包括城市路况和长途路况），还在马尼库尔市的一段赛道上进行了试驾[23]。

在不影响驾驶安全性的前提下，在批量生产的原型电动车上添加混合动力附件而额外增加的质量通过车身轻量化技术可以被完全抵消。

质量为 1050kg 的一辆这样的混合动力汽车，其最高车速可达 110km/h。但是，更重要的是如下达到的性能指标：

- 汽车续驶里程从 80km 增加至 340km。

- 总的二氧化碳排放量降低至 60g/km（欧洲汽车制造商协会 ACEA 的标准为 140g/km），这相当于批量生产的、配置进气管直喷四冲程发动机的雪铁龙 Saxo 轿车的二氧化碳排放量的三分之一。二氧化碳排放量 60g/km 相当于平均油耗 2.4L/100km。

这些结果证明，串联式混合动力系统对于城市工况下的紧凑型车辆具有诸多

优势。在巴黎市的实测显示，驱动功率只有 20kW 的汽车应对繁忙的城市工况丝毫没有问题。通过使用电控直喷二冲程发动机作为发电装置，可以最小化汽车的价格、质量和占用空间，另外也能达到现代发动机通常必须满足的油耗和有害物排放限制要求。这种动力结构为未来提供了一种有利的可供选择方案。其他形式的可选热机（斯特林发动机或转子发动机），如 2.3 节所述，在固定工况下作为串联式动力系统的发电装置也同样具有可观的应用潜力。

图 203 所示的是一种基于转子发动机（汪克尔发动机）的结构。配置的电动机的驱动功率为 45kW，最大转矩 240N · m。转子发动机的容积为 264cm^3，作为发电机之用，其油耗仅为 1.9L/100km。系统还配装了 12kW · h 的锂离子电池。该车总续驶里程可达 200km。

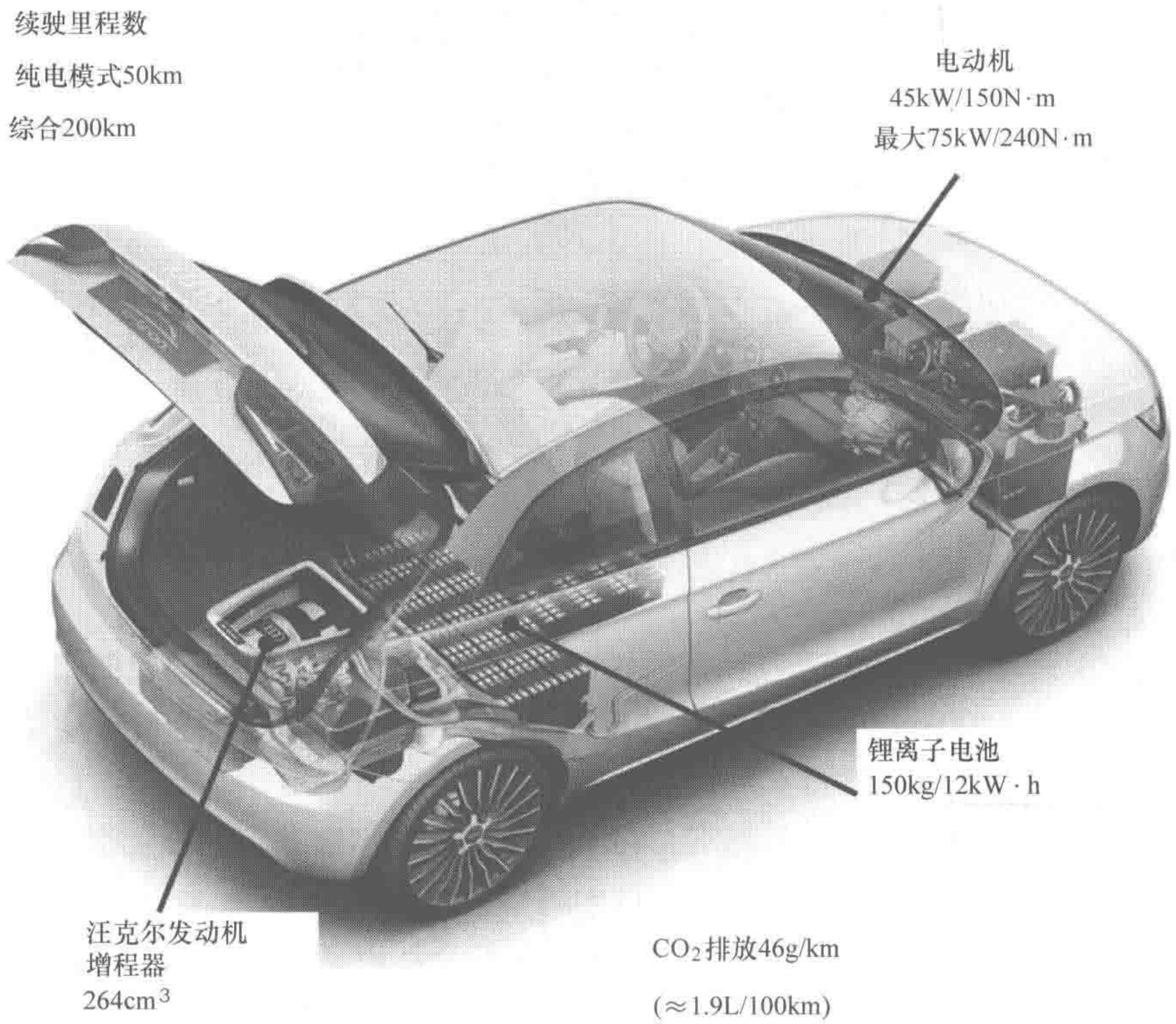


图 203　采用转子发动机作为增程器的电动汽车 Audi A1 e－tron（来源：Audi）

紧凑车型采用串联式混合动力的方案最适合通常行驶工况下要求的负荷/转速组合（比如城市工况、郊区工况或者包括高速公路段的长距离工况）。从并联式混合动力汽车 Toyota Prius 得到的大量实测结果见图 204、图 205 和图 206，对这些数据做相应的分析有助于理解以上结论。

在转矩/转速图中以点（工况点）表示最常见的行驶工况，在每个点上还显示了比油耗[g/(kW·h)]，并通过等高线将相同比油耗值的工况点连接起来。除了丰田的比油耗等高线外，本书在图中还标出了5～50kW的等功率线。

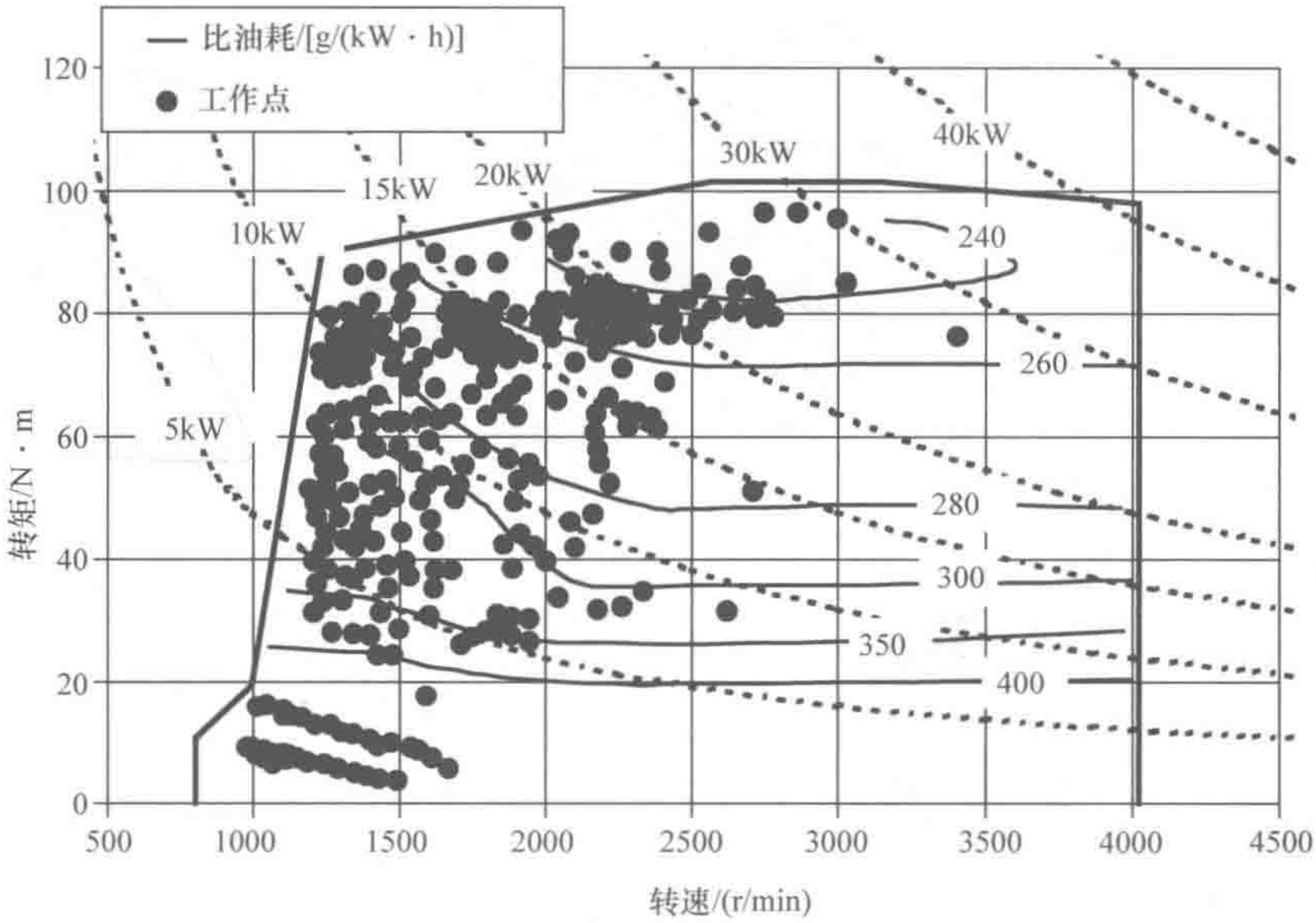


图204　Toyota Prius车在郊区道路工况下的功能区域

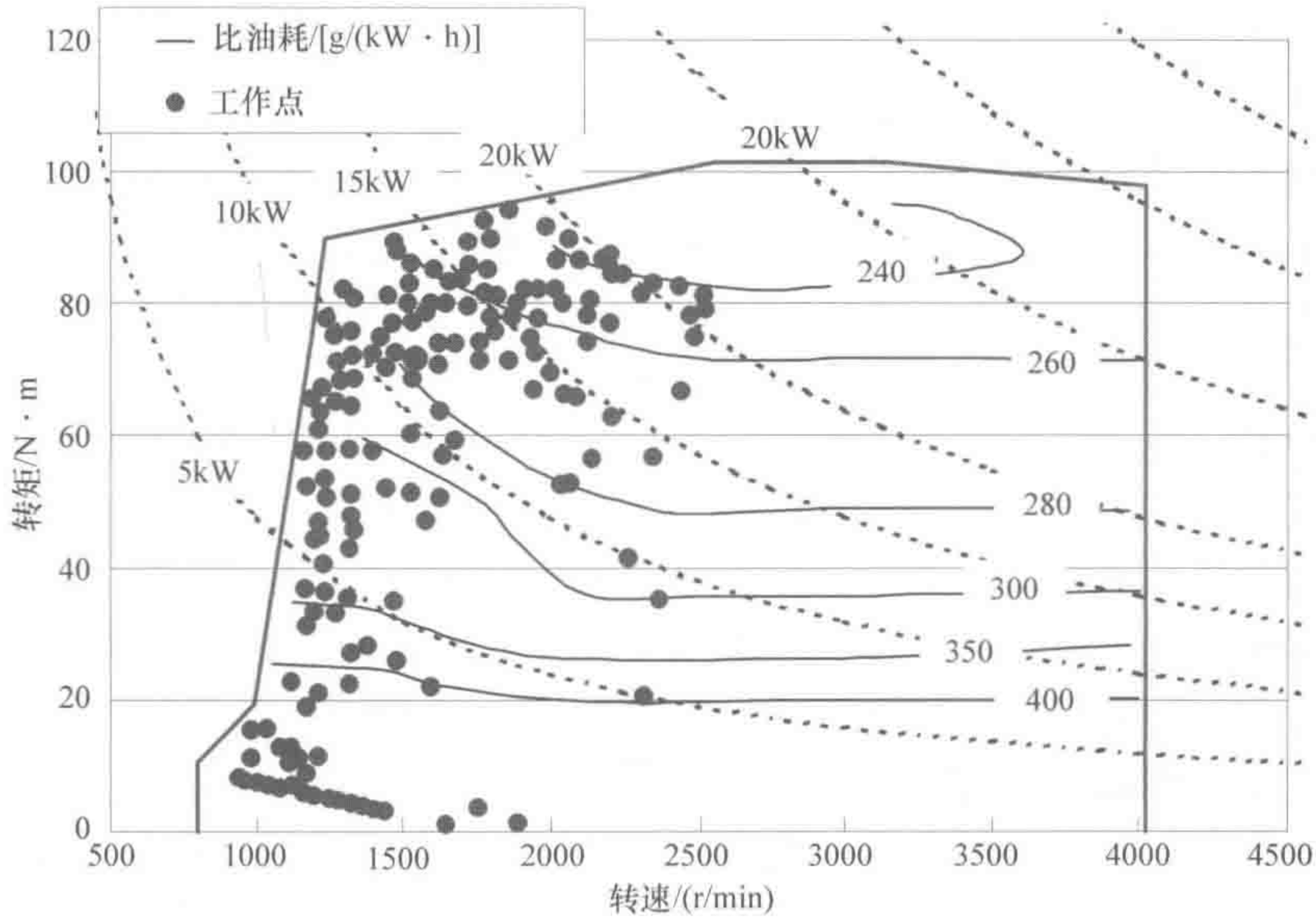


图205　Toyota Prius车在城市道路工况下的功能区域

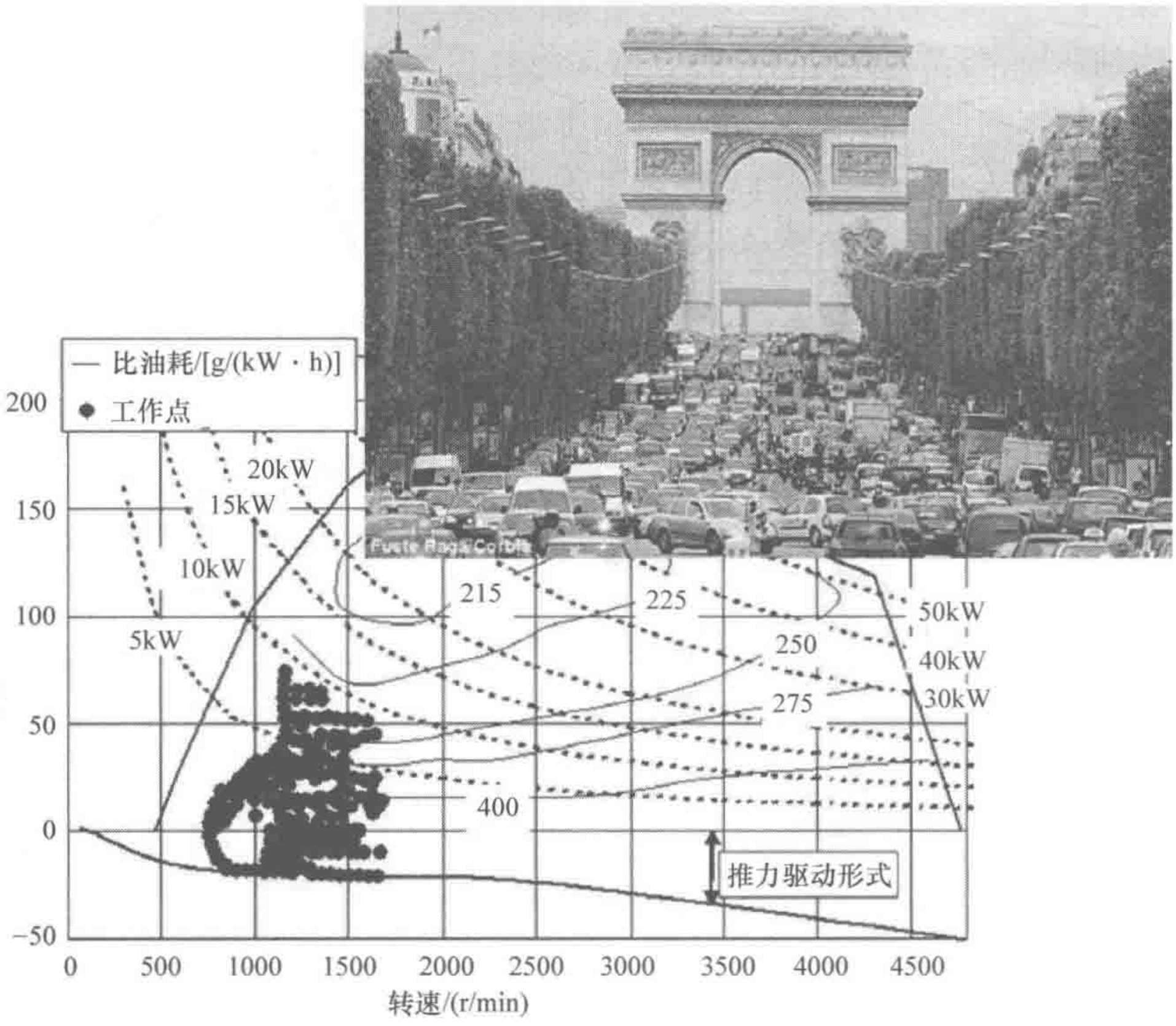


图 206　中级燃油发动机轿车在拥堵的城市工况下的功能区域

从图 204 ~ 图 206 中可以明显看出郊区道路和城市道路行驶工况之间发动机转速的区别，这是由车速不同导致的，所以，在相同的转矩范围内功率需求不一样。比较城市工况下正常交通和拥堵情况，区别就更明显了。

- 在图 204 所示的郊区道路行驶工况下，发动机转速范围较宽，且经常高转矩运行。为了便于理解，图 204 中还标出了等功率曲线。最常用的功率范围是 10 ~ 25kW。

- 在正常的城市工况下发动机运行分布明显移向较低功率的区域，如图 205 中的工况点所示。

- 在拥堵的城市工况下（几乎在所有欧洲或是中、南美洲的城市都会出现的工况），发动机运行的负荷/转速范围非常狭窄，如图 206 所示。

一般的电动机在 1000 ~ 1500r/min 转速区间和 5 ~ 10kW 功率区间内能以高效率输出高转矩。与此相反，车用汽油机在上述低转速/小功率区间内效率很低，比油耗也就很大。

轿车通常的车型分类为紧凑型、中级和高级，因其运行工况不同也应有不同的动力结构。

欧洲的人口构成中有约80%是城市居民，其中约50%的居民每天自驾行驶里程仅为5km。更值得注意的是，80%的居民每天自驾行驶里程小于50km。对于这种个人交通需求，能够满足平常城市工况加速特性的性价比高的紧凑车型是最合适的，这样的车在法国、意大利的所有城市里应用最普及，在德国也越来越多（一般作为家庭的第二辆车）。如果这种车型在市区内的有害物排放和噪声污染还能达到极低水平，那么这种车型在未来就有很好的应用前景。用于实现起动时大转矩的转矩特性、较低的功率需求和无须换档的驾驶可能性（没有变速器和离合器）这样的驱动，电动机是最优的选择。如2.3节所述，车载发电可以通过燃料电池或固定工况运行的热机（如斯特林发动机、转子发动机或二冲程发动机）予以实现。考虑技术复杂度、体积要求以及成本等因素，与简单的活塞式发动机相比，燃料电池车载发电用于性价比高的紧凑型轿车其劣势较大。综合考虑成本、质量和尺寸等要求，可以确定充电单元功率、驱动电动机功率、电池容量以及续驶里程之间的最优匹配关系，图207给出了相应的示意描述。

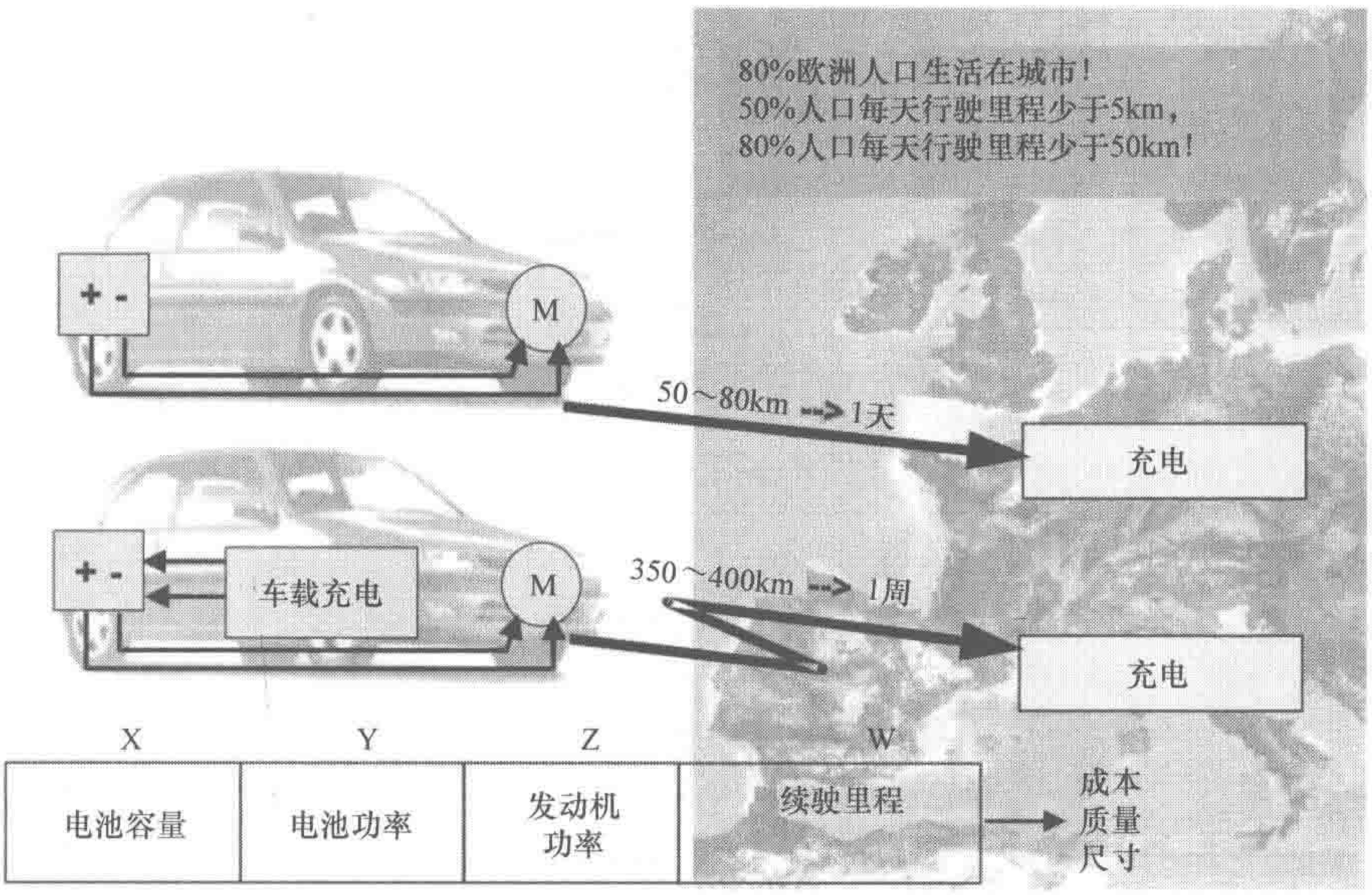


图207　市区用紧凑型轿车串联式混合动力与电池纯电动比较的参数优化
（选择车载供电单元时还需要考虑现有的基础设施）

对紧凑型轿车而言，由一个车辆驱动功能模块和一个给电池充电的功能模块构成的串联式混合动力系统比并联式更有优势。两个模块同时（并行）用来驱动车辆以满足较大范围的功率需求变化，非电驱动模块兼为电池充电，这样的替代方案更适合中型和大型汽车。用于长途运输或行驶的汽车，其特征是车载质量通常较大且对驾驶舒适性要求较高，所以宜采用复杂的传动机构以实现功率叠

加，同时再配置一套既可以提供额外驱动力又可以为电池充电的辅助设施。如图205和图206所示，紧凑型轿车之所以适合采用串联式混合动力结构，城市工况下的功率范围提供了令人信服的理由。通常的串联式混合动力结构见图208。



图208　未来的城市轿车－发展趋势

5.3　通过内燃机和/或电动机的驱动（并联式和混联式混合动力）

5.3.1　混合度分级

内燃机和电动机用于汽车驱动的结构布置有许多可能性。通常可以根据电功率在总驱动功率中所占的相对或绝对份额对混合动力结构进行混合度分级。这个相对份额即为如下比例：

$$H_r = \frac{\text{电功率}}{\text{电功率} + \text{内燃机功率}} \times 100\%$$

由于不需涉及具体的技术结构和参数，采用绝对电功率值 P_{EM} 进行混合度分级的方法更普及。根据这种分级法，并联式和混联式混合动力可分为以下几个类别：

微混类：$P_{EM} < 6\text{kW}$

在这种结构设计中，电动机不用于直接驱动，而是在驾驶人发出相应的功能指令时或在怠速状态下发动机熄火时用于起动内燃机（起/停功能）。这种电动机的工作电压通常为12V。为发动机增加一个这样的附加装置虽然需多花费大约300～800欧元，但是可以减少3%～6%的行驶油耗。

中混类：$P_{EM} = 6 \sim 20\text{kW}$

除了用于起/停功能之外，这种电动机在内燃机加速时还提供附加动力。另一方面，电机作为发电机可将制动能量转化为电能，存入电池。这种电动机的工

作电压为42V或144V，其成本依系统布置和性能参数不同约为1000～2000欧元。这种混合动力结构下行驶油耗原则上可降低10%～20%。

全混类：P_{EM} >40kW

在这个功率范围内电动机一般应用在以下两种动力结构中：

-并联式混合动力经典结构，即一台驱动电动机与一台内燃机共同提供转矩的结构。

-功率分流式或混联式混合动力结构，即两台或两台以上驱动电动机与一台内燃机构成的结构。电动机可以在某些特定行驶状况下内燃机不工作时单独提供驱动力。

全混类结构下电动机工作电压为250V。依实现形式不同，全混类动力系统的成本比内燃机单独驱动系统贵4000～8000欧元。这种方案原则上有潜力减少30%～40%的行驶油耗。

无论是微混类、中混类还是全混类动力系统，其降低行驶油耗的实际效果都与相应的行驶工况密切相关，图209[25]（见彩插）展示了这种关联。

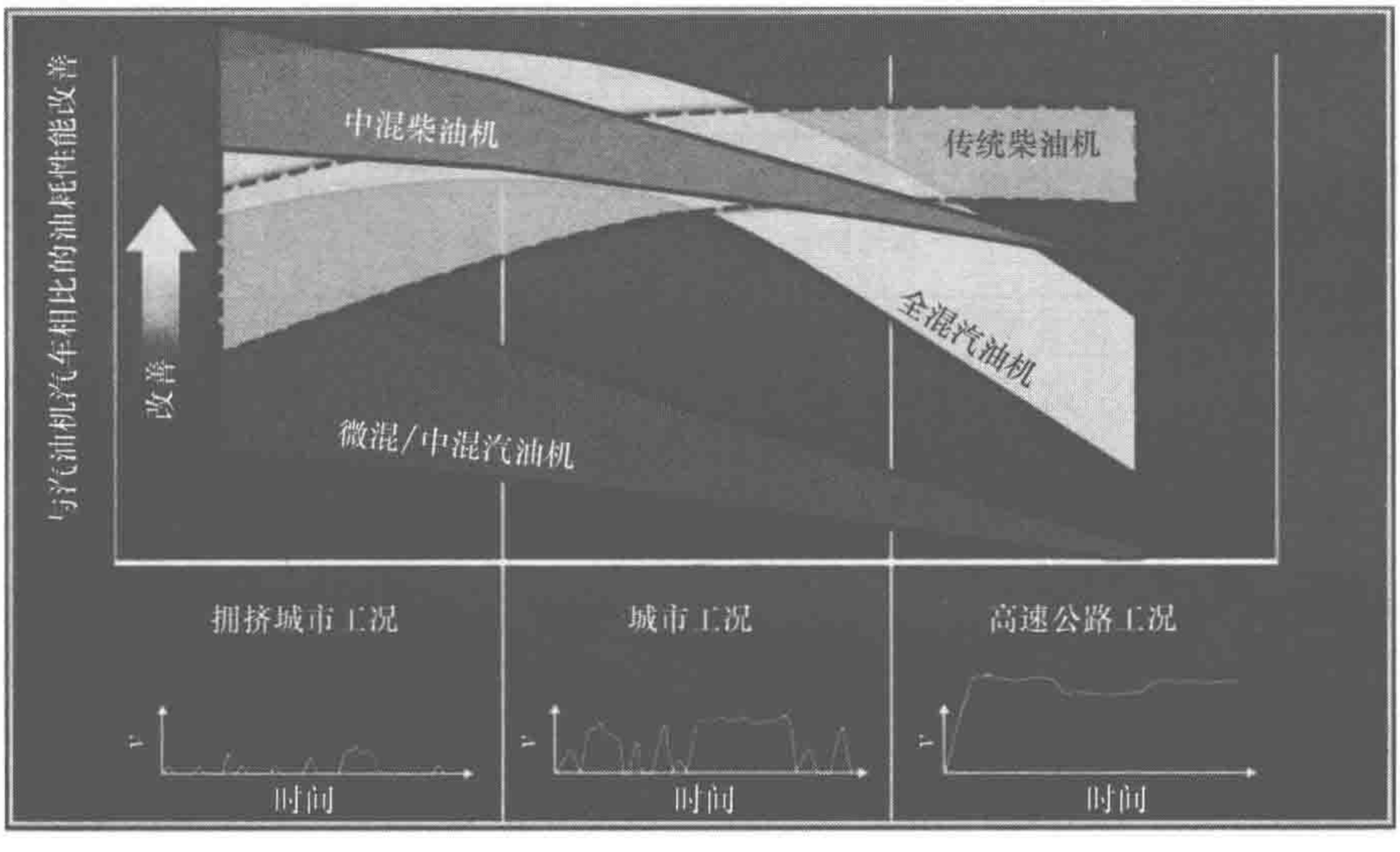


图209　行驶工况对行驶油耗减少的影响：微混类、中混类和全混类动力系统与汽油发动机动力系统的比较

由上图可知，微混类和中混类动力汽车在城市交通中降低行驶油耗的实际效果非常好，在长途公路上行驶则丧失部分优势，在高速公路工况下其优势丧失殆尽。全混类动力汽车是城市交通中的最佳替代车型，其节油效果既优于其他类型混合驱动也优于柴油发动机驱动。尽管如此，城市工况的不同（例如美国和欧洲的城市工况）仍会造成节油效果较大的差异。在长途公路上行驶，与现代柴

油机汽车相比，全混合动力汽车几乎毫无优势，在高速公路上则明显处于劣势。

下面介绍一些全混类动力汽车其独特的动力结构配置和解决方案范例，这些范例来源于原型车、量产车和概念车。各种汽车品牌和实现方案的数量都很可观。

作为全混类动力技术的先驱，奥迪公司在 1989 ~ 1997 年之间推出了三款基本车型，如图 210 所示。



类型	1989 Audi 100 duo	1991 Audi 100 duo	1997 Audi A4 duo
发动机	2.3L五缸	2.0L四缸	1.9L四缸TDI
	100kW	无数据	66kW
	后轴驱动	前轴/后轴驱动	后轴驱动
电动机	交流电动机	交流电动机	交流电动机
	9kW	21kW	21kW
	前轴驱动	前轴驱动	后轴驱动
电池	镍镉	镍镉	铅凝胶

图 210　Audi 全混类动力汽车（来源：Audi）

• 1989 年推出的第一款车的动力结构是，一台 100kW 五缸活塞式发动机提供前轴驱动，加上一台功率只有 9kW 的独立电动机提供后轴驱动。

• 1991 年推出的第二款车的动力结构是，一台活塞式发动机实现四轮驱动，再附加一台电动机提供后轴驱动。

• 1997 年推出的第三款车的动力结构是，一台 66kW 柴油发动机和一台 21kW 电动机共同为前轴提供驱动。尽管镍镉电池具有更高的能量密度，但出于价格考虑这款车用铅凝胶电池替代了前两款车使用的镍铬电池。1997 年第三款车被量产了数月后，因与柴油机车相比其价格明显过高而其相关性能仅略微改善，最终停产。

5.3.2　内燃机 – 行星齿轮 – 电动机组合的并联式全混类动力（丰田 Prius，本田 Insight）

在奥迪 A4 duo 混合动力车停产之后，丰田公司 1997 年在日本、2000 年在

美国和欧洲分时推出了 Prius 轿车，其动力结构设计与奥迪车的一样，只是用汽油发动机替换了柴油发动机。横置的汽油发动机通过行星齿轮和一台永磁交流同步电动机以及一台发电机相连。图 211 示意性地给出了其基本功能模块。在该方案中，制动能量可以回收至储能装置，然后反馈到系统中。

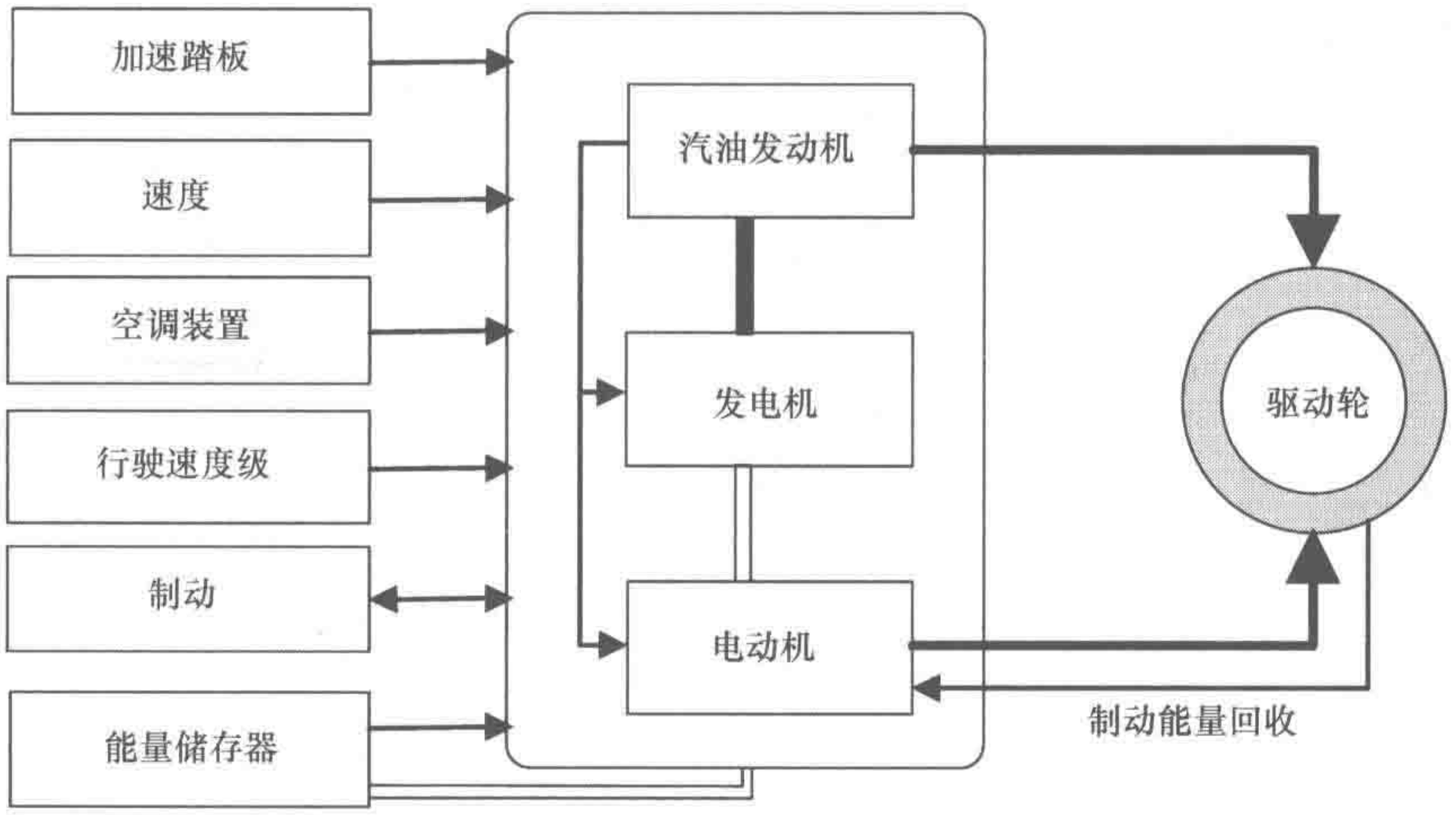


图 211　汽油发动机 - 电动机并联式混合动力的功能模块：丰田 Prius（来源：Toyota）

以丰田第二代 Prius 车为例，图 212 给出了并联式混合动力的功能模块在车上的布置。该模块的核心作用是，实现驱动功率叠加和为发电机提供能量。该模块通常包括一套行星齿轮机构，如图 213 所示。

能量管理程序匹配动力系统中的功能，以适应于具体的功率需求。下面是一些富有启发性的例子：

- 起动、低至中负荷/转速工况：由电动机提供驱动力，避免汽油机在这一工况范围内低效率运行。
- 中负荷/转速至最常用行驶工况：电动机和汽油机共同提供驱动力，多余的功率则直接输出到发电机用于发电，发出的电功率再被分配至电动机和电池，这样汽油机一直以相应的效率运行在较高的负荷工况区。
- 急加速工况：发动机和电动机都全负荷输出驱动力，没有多余的功率分配给发电机发电，电动机所需要的能量由电池提供。
- 制动工况：汽车车轮驱动电动机使其作为发电机运行。制动能量通过发电机转换为电能存储在电池里。

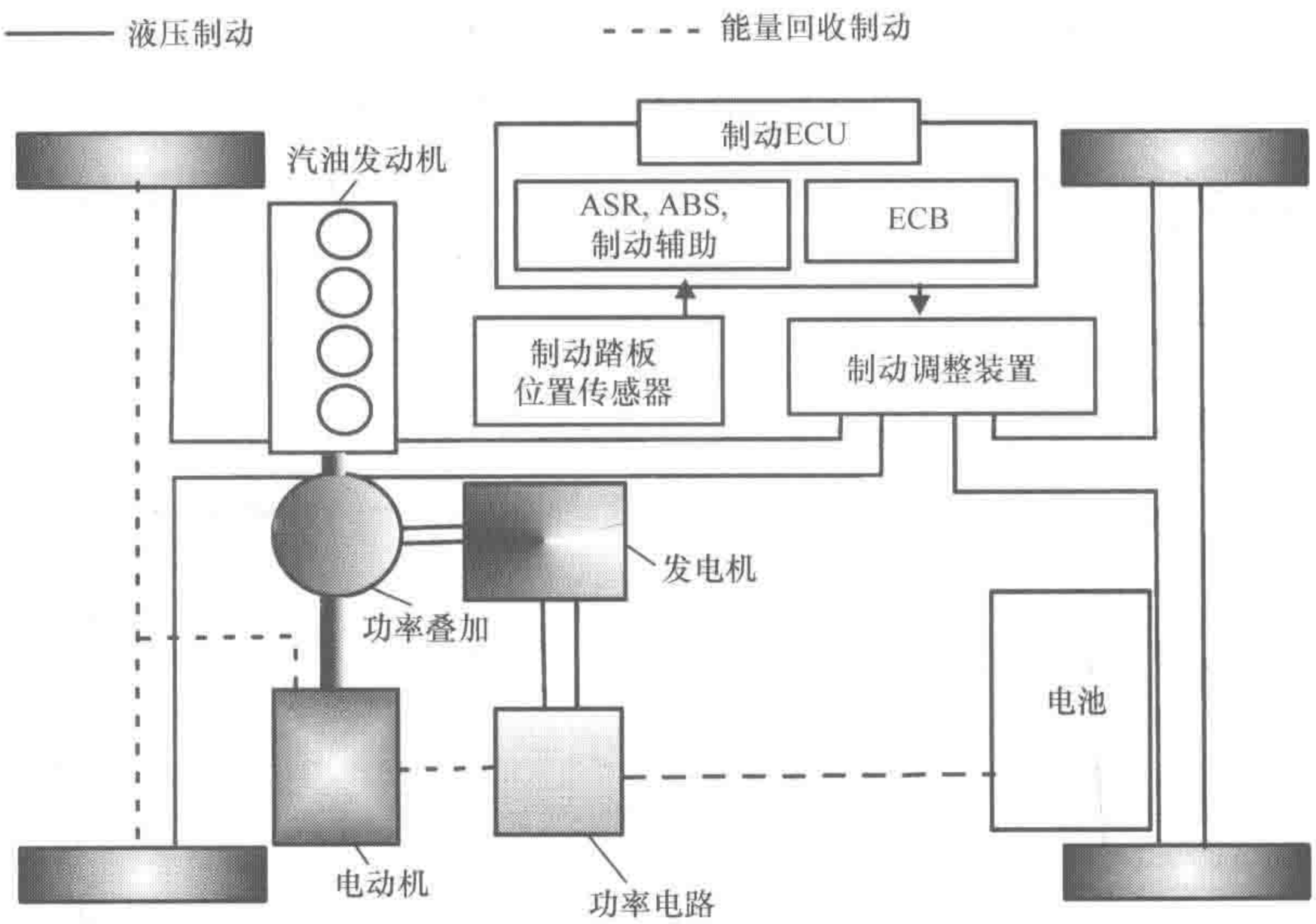


图 212　汽油发动机 - 电动机并联式混合动力的功能模块在车上的布置（丰田第二代 Prius 车）（来源：Toyota）

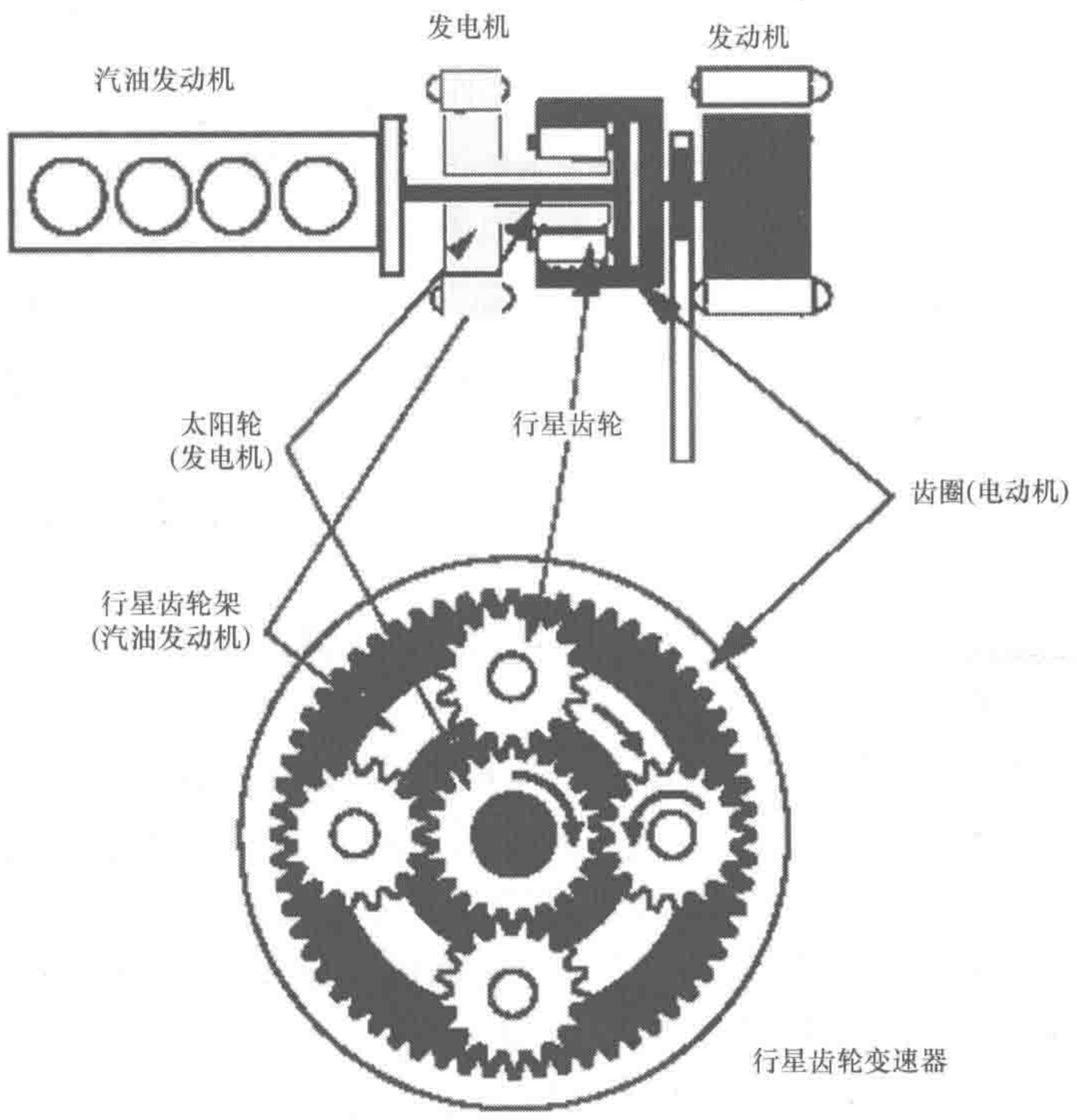


图 213　在汽油发动机 - 电动机并联式混合动力结构中用于实现驱动功率叠加的行星齿轮机构（来源：Toyota）

第二代 Prius 车采用的驱动电动机是永磁交流电动机，永磁体按 V 形布置，与第一代 Prius 车相比，电动机的功率和转矩输出特性得以改善，如图 214 所示。

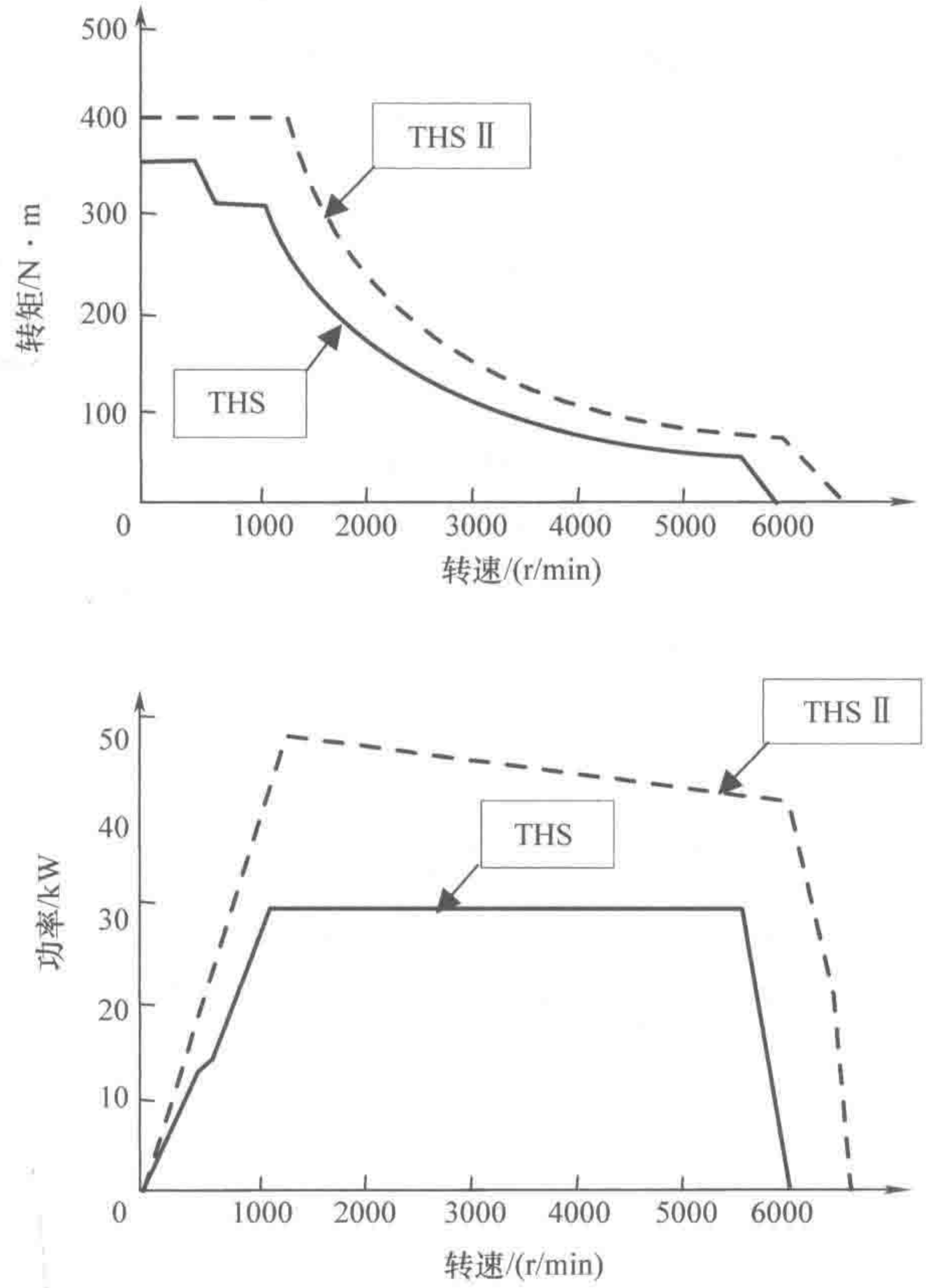


图 214　汽油发动机 - 电动机并联式混合动力系统中驱动电动机的转矩与功率特性曲线：丰田第一代 Prius（实线）、第二代 Prius 车（虚线）（来源：Toyota）

图 215 和图 216（见彩插）分别为系统的截面图和部分剖视图，从中可以看到包括驱动轴的整个混合动力系统结构。

表 12 归纳了迄今为止丰田三代 Prius 车的主要性能参数。

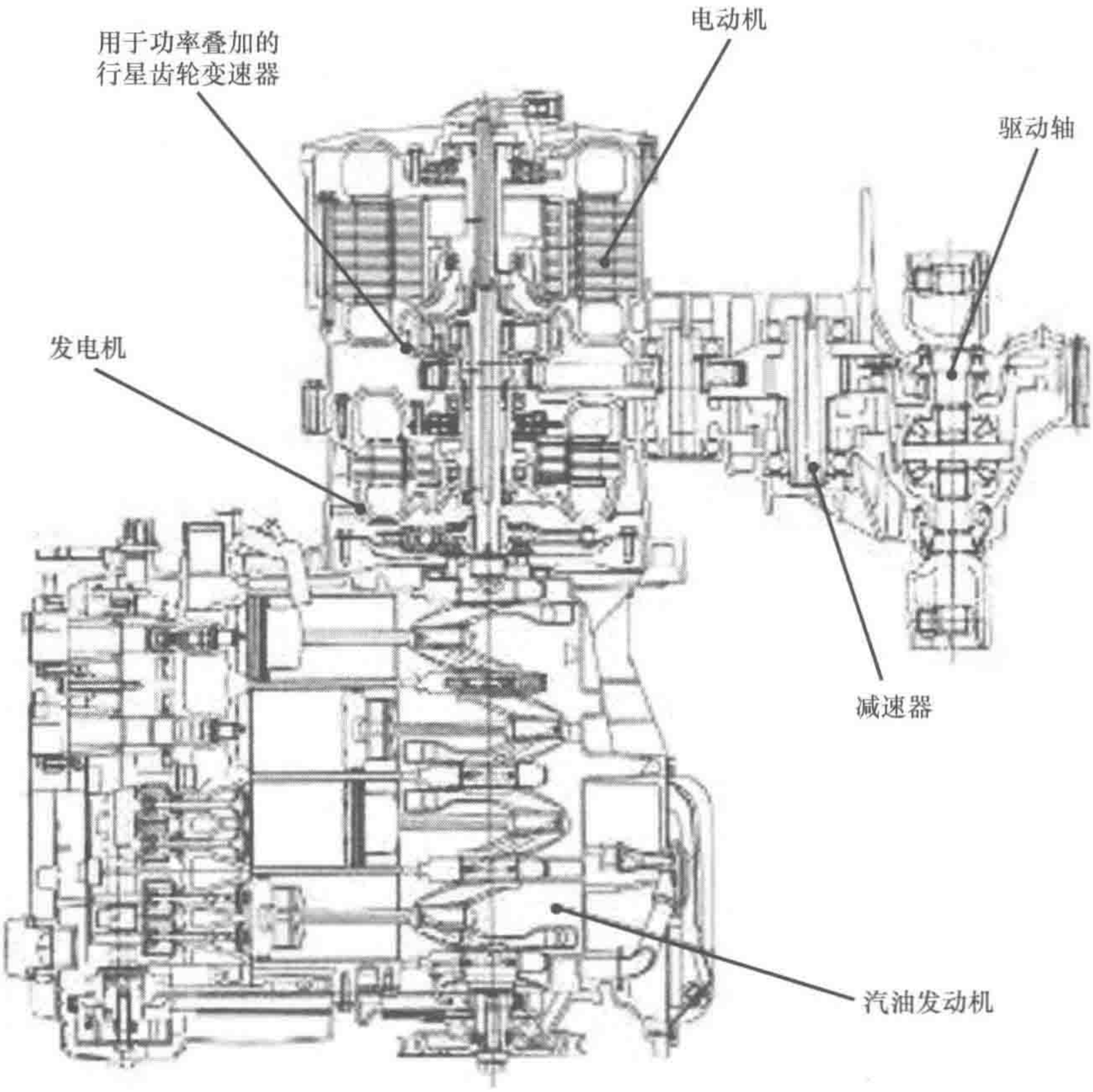


图 215　汽油发动机 - 电动机并联式混合动力系统的截面图：第二代 Prius 车（来源：Toyota）

图 217 展示了丰田第三代 Prius 动力系统的布置。除了表 12 中的性能参数外，以下的参数也值得一提：

- 最大总功率：转速 5200r/min 下 100kW。
- 最高行驶速度：180km/h。
- 汽油消耗：3.8/4/4L/100km（对应城市工况/郊区工况/组合工况）。

本田公司 Insight 车型在其混合动力系统中实现了另一种汽油机 - 电动机功率叠加的形式，其转矩和功率特性曲线如图 218 所示。

此方案下汽油机在整个转速区间内运行直至其最大输出转矩，电动机提供的功率只作为附加功率，但是，在低转速工况下电动机能显著增加转矩并由此带来更好的加速性能。

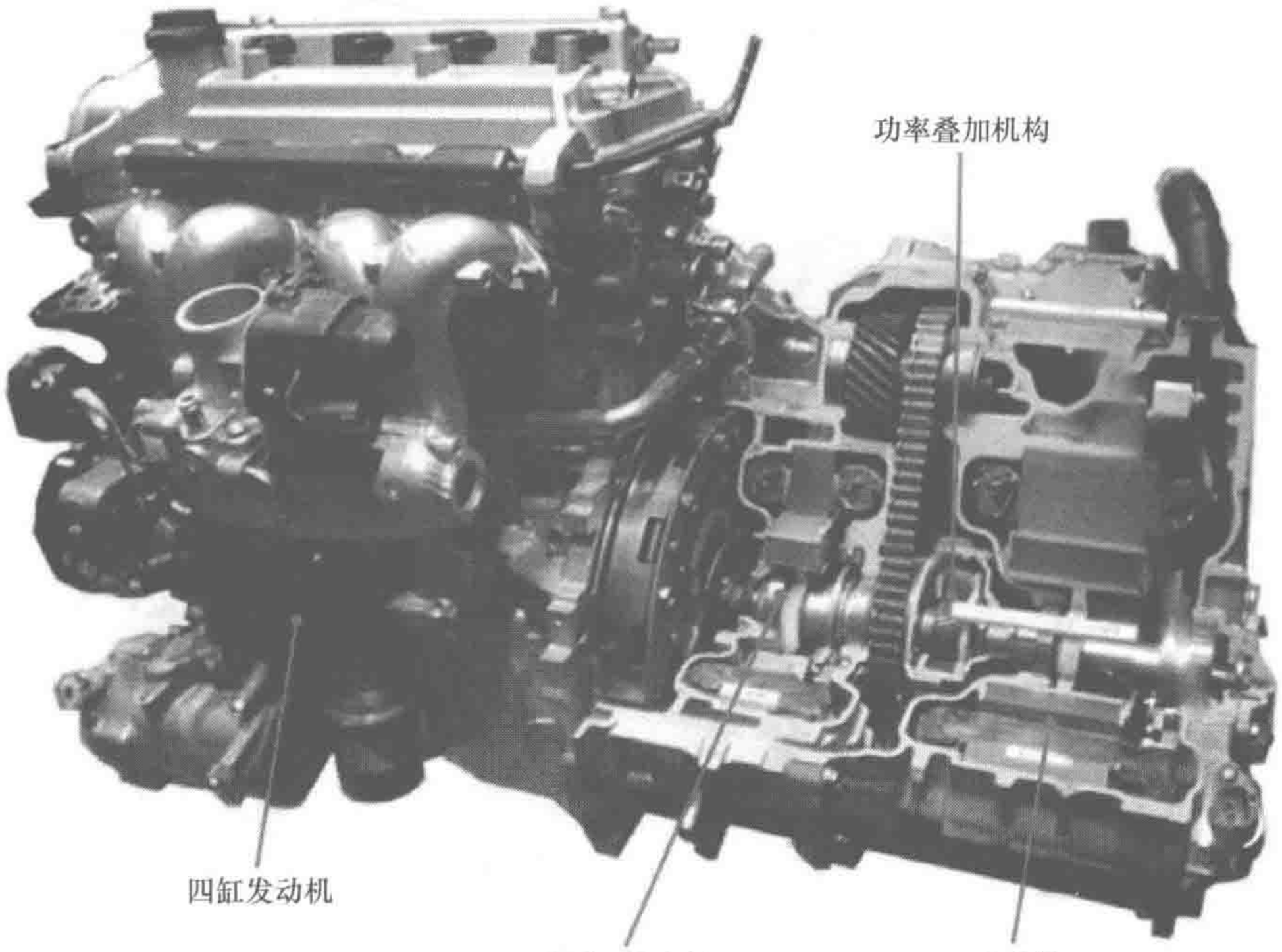


图216　汽油发动机－电动机并联式混合动力系统的部分剖视图：
第二代 Prius 车（来源：Toyota）

表12　丰田三代 Prius 车的主要性能参数

项目		第一代	第二代	第三代
生产时间	—	1997～1999	2000～2003	2004～
发动机功率	kW	43	52	73
发动机最高转速	r/min	4000	4500	5000
电动机功率	kW	30	33	60
电动机最高转速	r/min	225	258	255
0—96km/h 加速时间	s	14.1	12.5	10.1
电池组功率密度	W/kg	600	900	1250
电池组质量	kg	57	52	45
系统电压	V	288	273.6	500

- 总最大功率：转速5200r/min时100[kW]
- 最高速度：180km/h
- 汽油油耗：3.8/4/4L/100km(城市工况/郊区工况/组合工况)

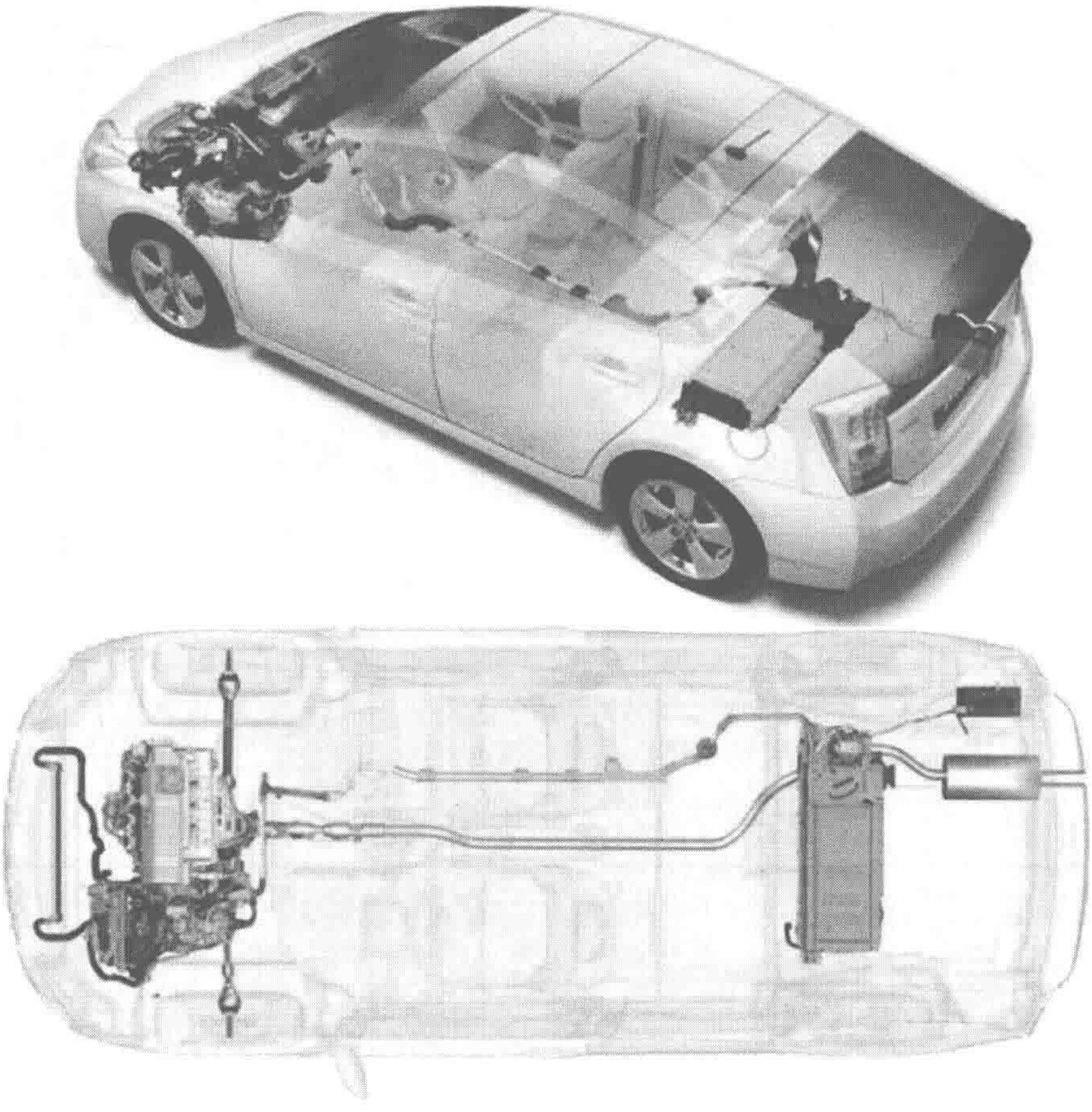


图 217　丰田第三代 Prius 车（来源：Toyota）

5.3.3　内燃机－行星齿轮－电动机组合加配后驱电动机的并联式全混类动力（雷克萨斯 RX 400h 车）

大功率的 SUV（多用途运动型车），尤其是在美国市场，除配置了 5.3.2 小节所述的发动机－电动机并联式混合动力前轮驱动之外，还增加了一台独立的电

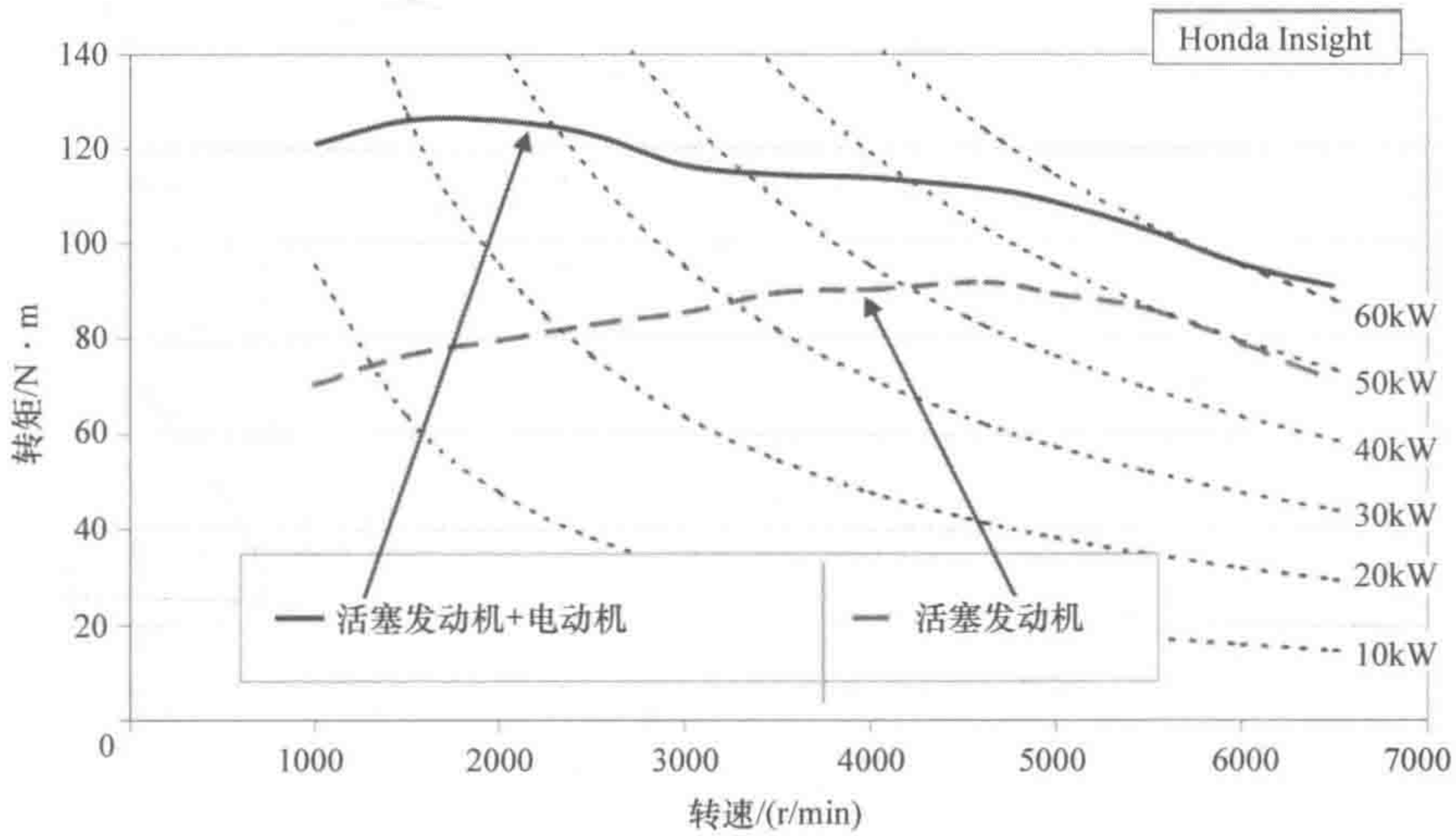
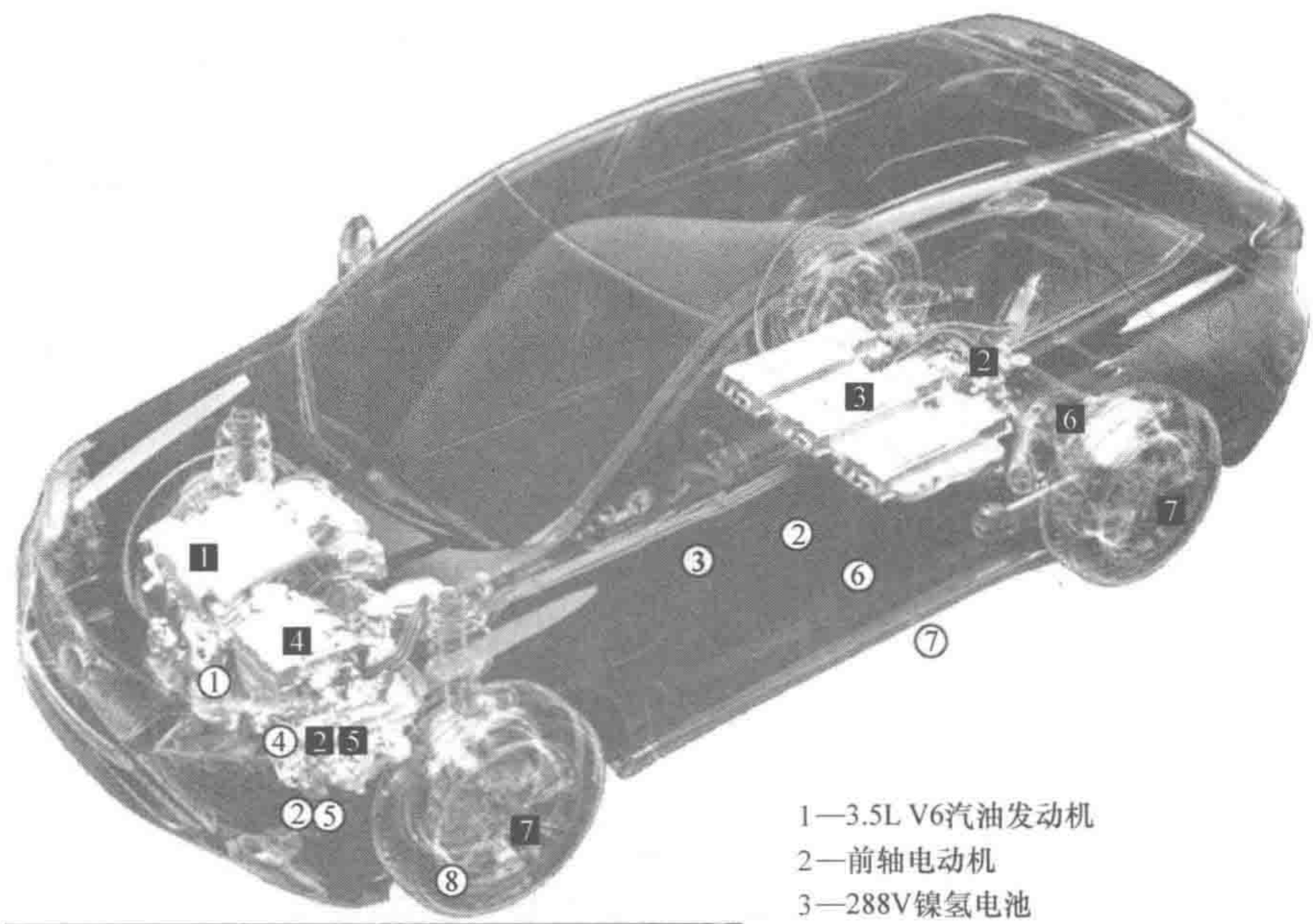


图218　并联式混合动力系统中活塞式发动机－电动机实现的转矩叠加

动机以驱动后轮。在前后轴驱动模块之间没有类似万向节轴或液力耦合器这样的机械连接。如5.3.2小节所述，一台功率183kW、容积3.5L的六缸横置汽油机通过行星齿轮装置与一台功率123kW的同步电动机以及一台发电机连接，构成并联式混合动力前轴驱动。用于驱动后轴的电动机最大功率为50kW，其主要功能模块的布置如图219所示。这样的动力驱动系统其加速性能非常可观。起动加速时，首先是后轴驱动电动机提供动力，紧随其后便加入前轴电动机驱动，最后阶段再加入内燃机驱动模块。当负荷减小时，按照与之相反的顺序关闭相应的动力模块，即先断开内燃机模块，然后断开前轴电动机驱动模块。总质量为2185kg的汽车，其0—100km/h的加速时间仅为7.8s，100km油耗为6.3L，能实现这样性能指标的动力驱动结构无疑最适合于SUV车型。图220给出了相应的主要性能参数。

5.3.4　内燃机－电动机同轴全混类动力（保时捷）

保时捷公司的两款混合动力车Panamera S Hybrid和Cayenne S Hybrid采用离合器连接内燃机和电动机，实现功率叠加，相应的结构见图221。



1—3.5L V6汽油发动机
2—前轴电动机
3—288V镍氢电池
4—控制器
5—传动机构
6—后轴电动机
7—电全轮驱动
8—制动能量回收控制器

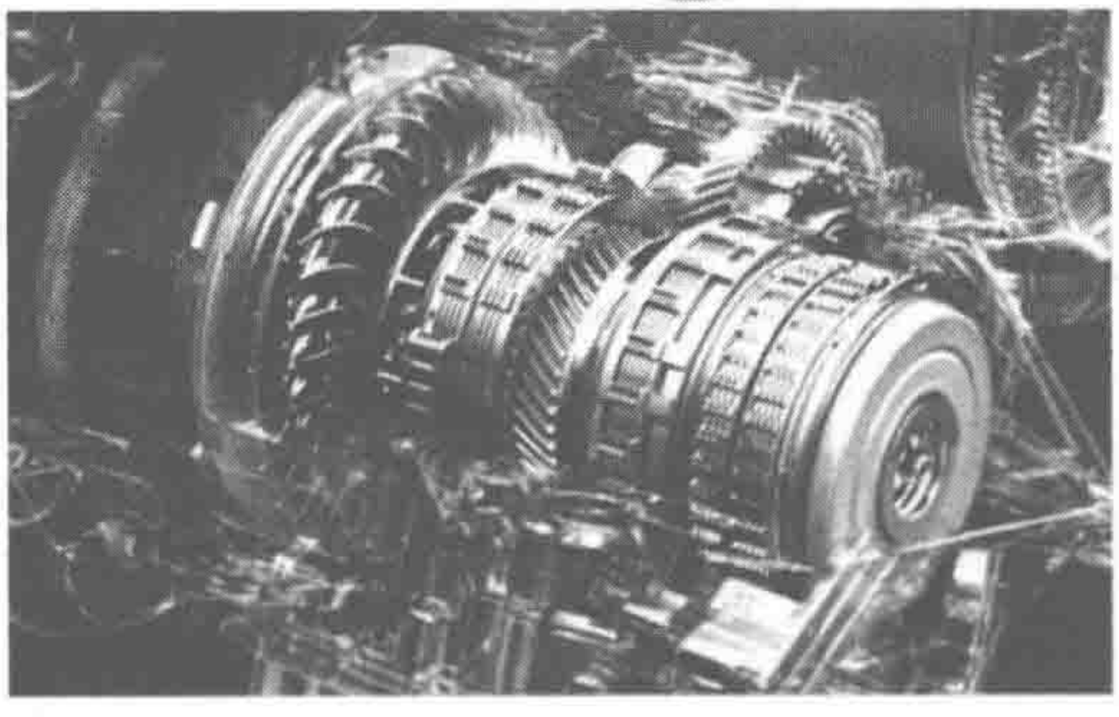


图 219　加配后驱电动机的并联式全混类动力驱动模块在雷克萨斯 RX 400h 车上的布置（来源：Lexus）



车型	Lexus RX 450h
能量流	功率分流
混合度	全混
质量	2185kg
发动机	3.5LV6
	183kW,317N · m
前轴电动机	123kW,335N · m
后轴电动机	50kW,139N · m
油耗	6.3L/100km
CO_2 排放	145g/km
0—100km/h加速时间	7.8s
价格	59950€

图220　雷克萨斯混合动力车的主要性能参数（来源：Lexus）

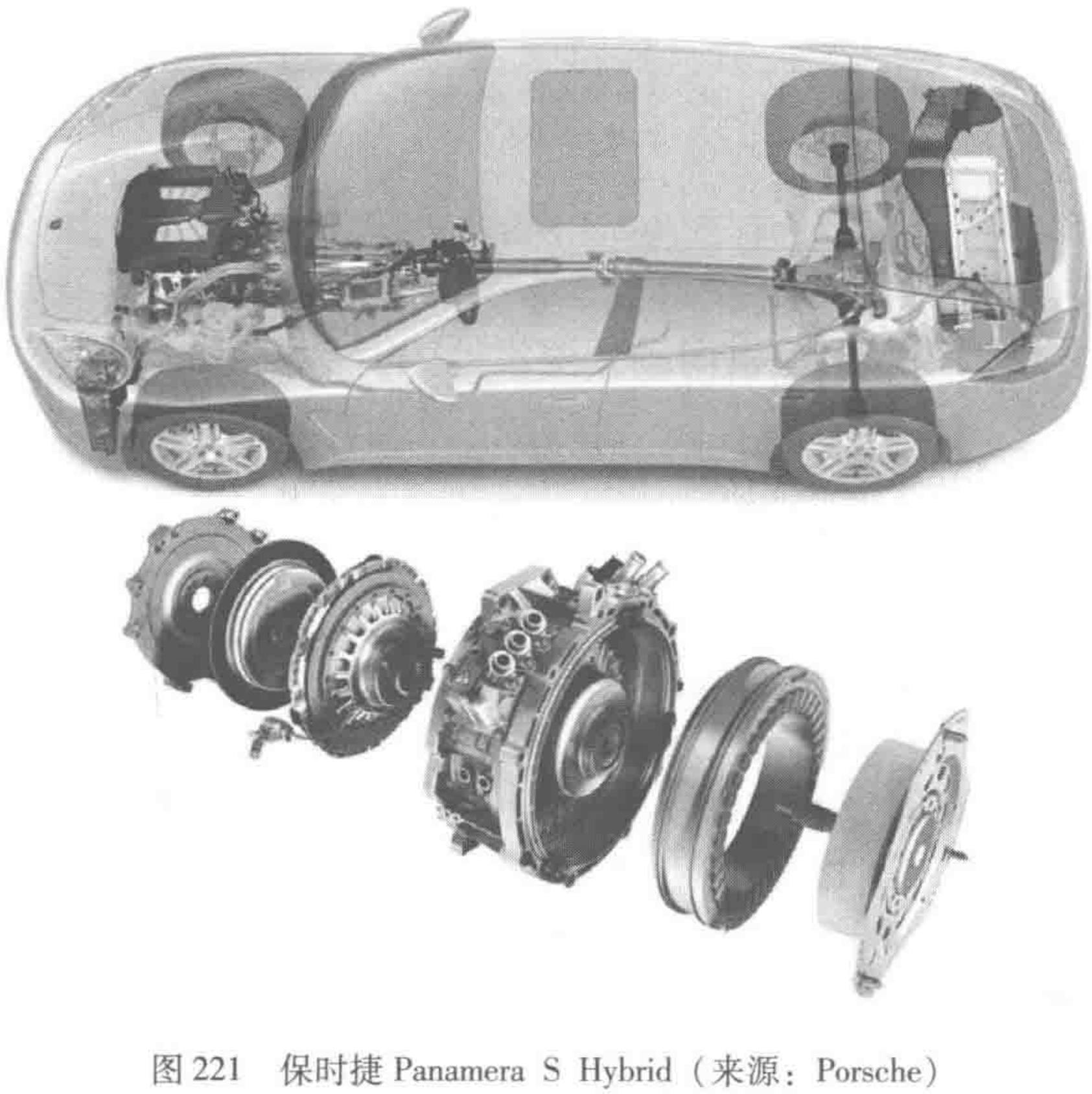


图221　保时捷 Panamera S Hybrid（来源：Porsche）

如图222所示，附加的电动机驱动主要负责在低转速区间提供更大的转矩。对于如此重的车辆（如 Cayenne 2240kg，Panamera 1980kg）的加速性来说，尤其是在城市工况下的加速性，图222所示的功率和转矩特性曲线具有很大的优势。此外，据报道，Cayenne S Hybrid 的油耗为 8.7L/100km，Panamera 为

7.6L/100km。对于这个级别的车辆来说，上述百公里油耗是极低的了。

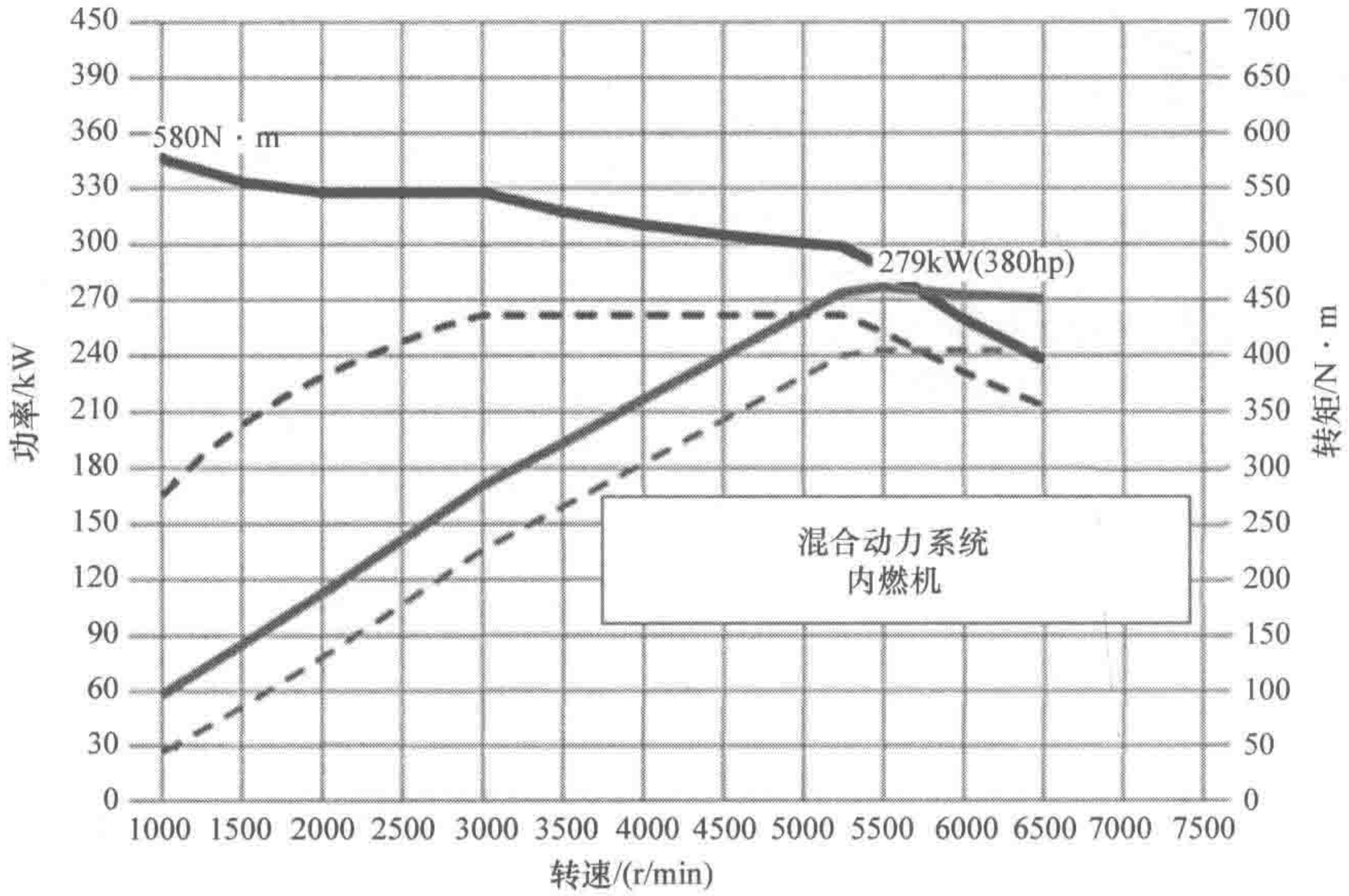


图 222　保时捷 Cayenne S Hybrid 混合动力实现的功率和转矩特性曲线

5.3.5　内燃机－双电动机同轴全混类动力（戴姆勒）

戴姆勒公司实现了另外一种大功率混合动力驱动概念，该系统由一台最大功率为 191kW、最大转矩为 560N·m 的八缸 CDI 柴油发动机和两台功率之和为 50kW 的电动机构成，如图 223 所示。

该系统包含一个容量为 1.9kW·h 的镍－金属氢化物电池组。由于电动机转矩特性的优势，电动机驱动实现车辆大部分的加速功能。柴油发动机借助另一个电动机起动，并且主要运行在最佳工作区域。在行驶过程中，柴油机根据需求可向电池充电。与其他方案一样，另一个电能来源是制动回收能量。柴油机输出的驱动功率经一个七档自动变速器传递，但这个传统的变矩器由为混合动力特制的部件所替代。这样的能量管理形式使得柴油机工作在最佳范围内，可以使行驶油耗按不同的行驶工况减少 15% ~25%。一辆 100km 平均油耗低至 7L 的汽车，其 0—100km/h 加速时间却只有 7.6s。

针对颇受美国市场欢迎的四驱 SUV，目前通用汽车公司正在研发一种大功率混合动力驱动系统[22]。研发过程中对四种主要功能模块的不同布置形式进行了分析，从中将功率叠加的结构筛选为最佳结构形式（如前文所述）。所用的八缸汽油机，其最大功率为 203kW，最大转矩为 427N·m。在这个混合动力系统中额外配置了功率之和不大于 72.33kW、转矩之和不超过 271N·m 的两台驱动

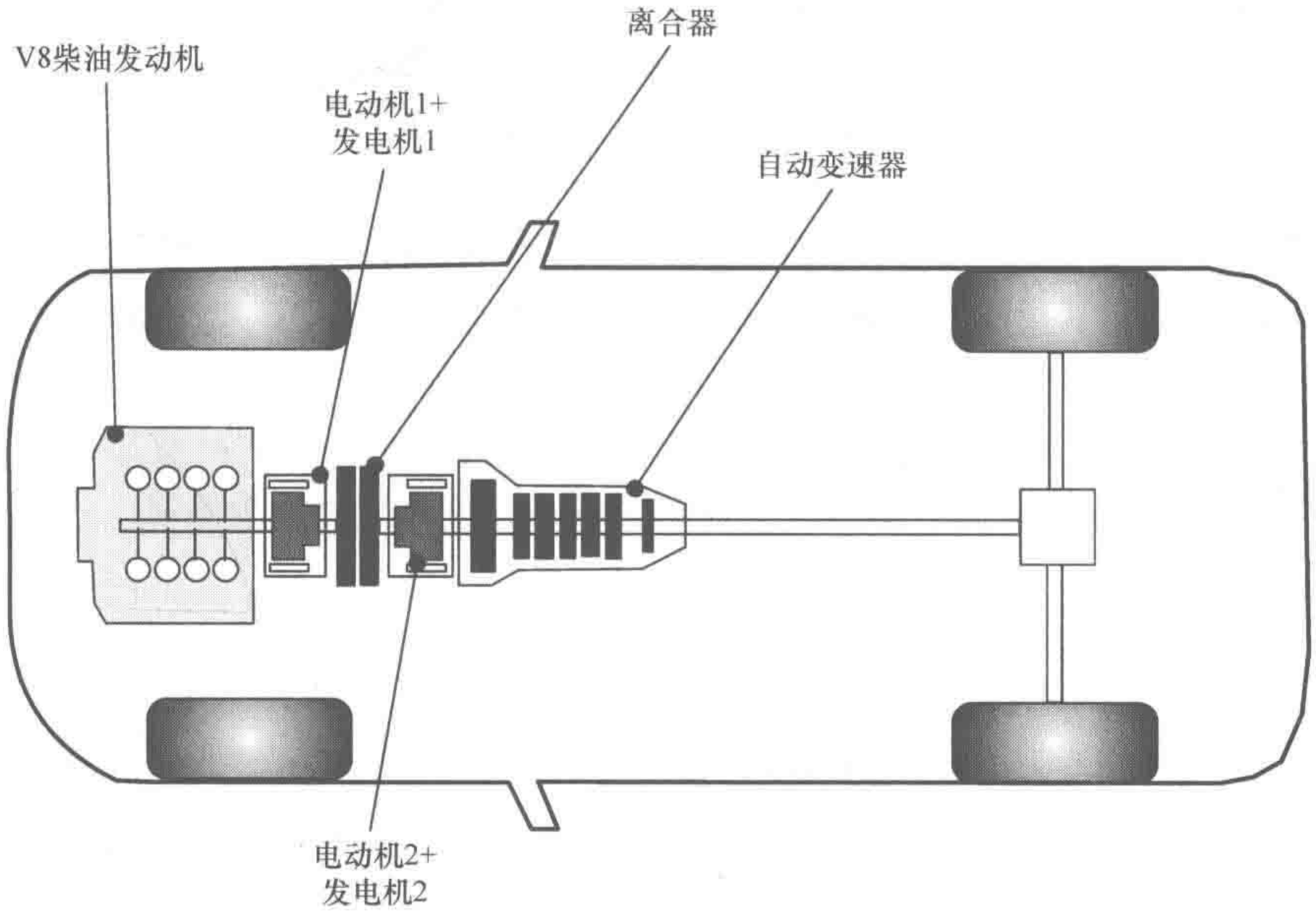


图223　柴油发动机－双电动机大功率并联式混合动力驱动系统

电动机。虽然功率和转矩大小引人注目，但是，不要忽略了这辆车的车重是2751kg。仿真结果表明，与量产汽油车相比，这种混合动力车的油耗可降低19%～26%。

5.3.6　双模混合动力（即电动机集成于内燃机变速器之中的全混类动力）（宝马－戴姆勒－通用）

这种全混类动力结构实现了电动机驱动和内燃机驱动的优化组合，以确保在各种行驶工况下（如城市道路工况、停车起步工况、国道和高速公路等）具有对应的总效率。在这样的动力结构设计中，原则上电动机单独驱动、内燃机单独驱动或所有动力模块同时驱动都是可能的工作模式。此外，在最大行程内单驱动链（单功率分支）和双驱动链（双功率分支）都可供使用[26]。这个设计概念基于一个电控的无级变速器（EVT－电子辅助可变传动装置）或类似的一个CVT（连续可变传动/无级传动装置）。电子辅助可变传动装置其值得关注的一个附加功能是均匀、连续的能量再生制动，借此在减速时车辆的动能被转化为电能并储存于电池中。

采用传统的电子辅助无级传动变速器通常会出现这样一个不利的情况，即在大范围运行工况区中内燃机功率很大部分被转换为电功率，尤其是在高速行驶时，如在国道或高速公路上行驶，从前文所述的电动机转矩特性可知，上述缺点

会更加突出。

回顾相关的研发阶段，即先是采用传统的自动变速器，然后采用功率分流EVT或两档变速器的单模混合动力驱动，相比较之下就可发现双模混合动力驱动的优势所在。一个六档或七档自动变速器由一个带桥接离合器的液力变矩器、多组行星齿轮和相应的液压控制单元构成，可以实现多个固定的传动比，并通过一个调速器实现不同传动比间的切换。用电动机取代调速器，就可以实现变速器输入与输出间的无级变速，传统的EVT就是采用这样的措施。这样的方案仅有一支功率分流，所以也被称为单模式EVT。该系统的主要部件如图224所示。其实早在1920年前后在美国就出现了这项技术，并且也做过相关测试。

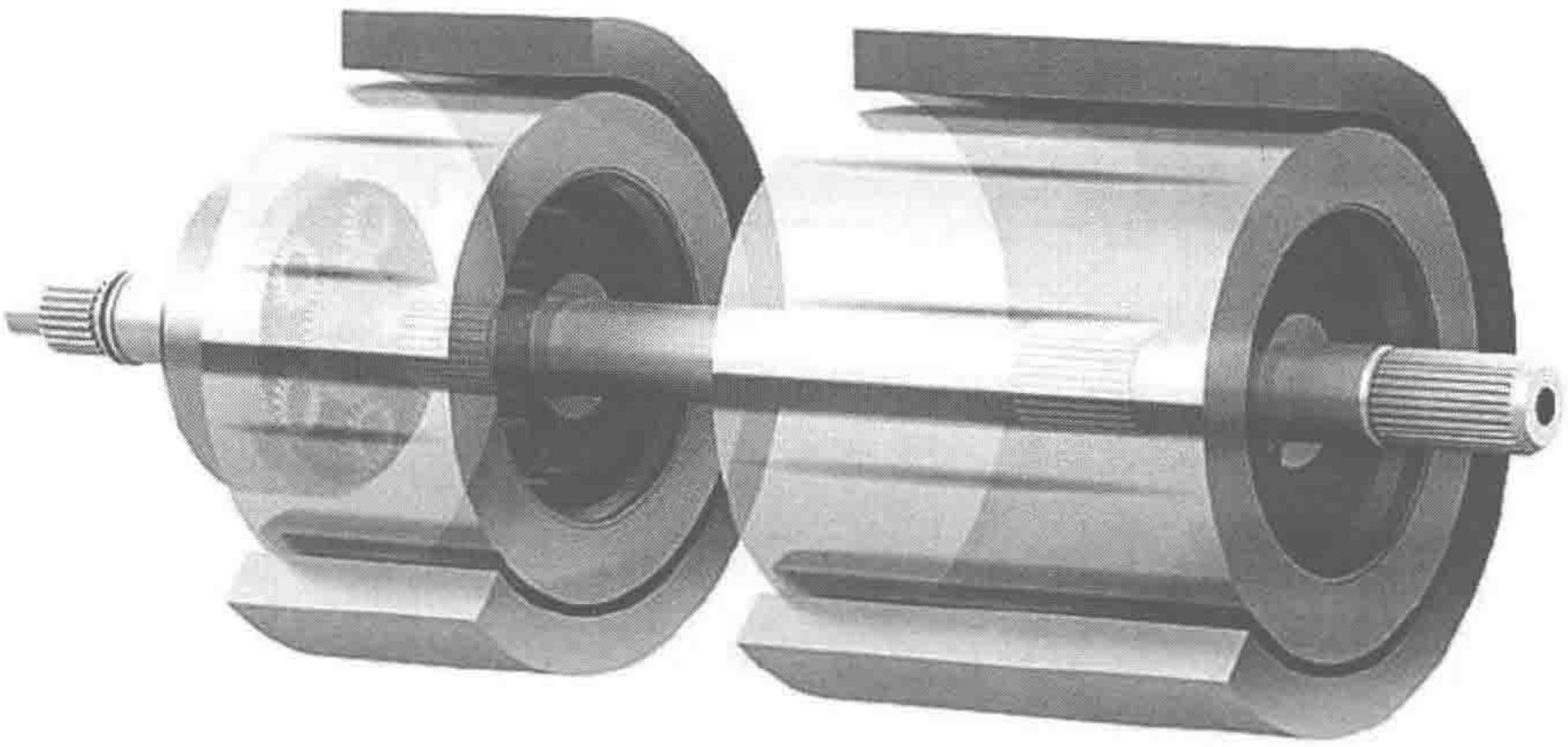
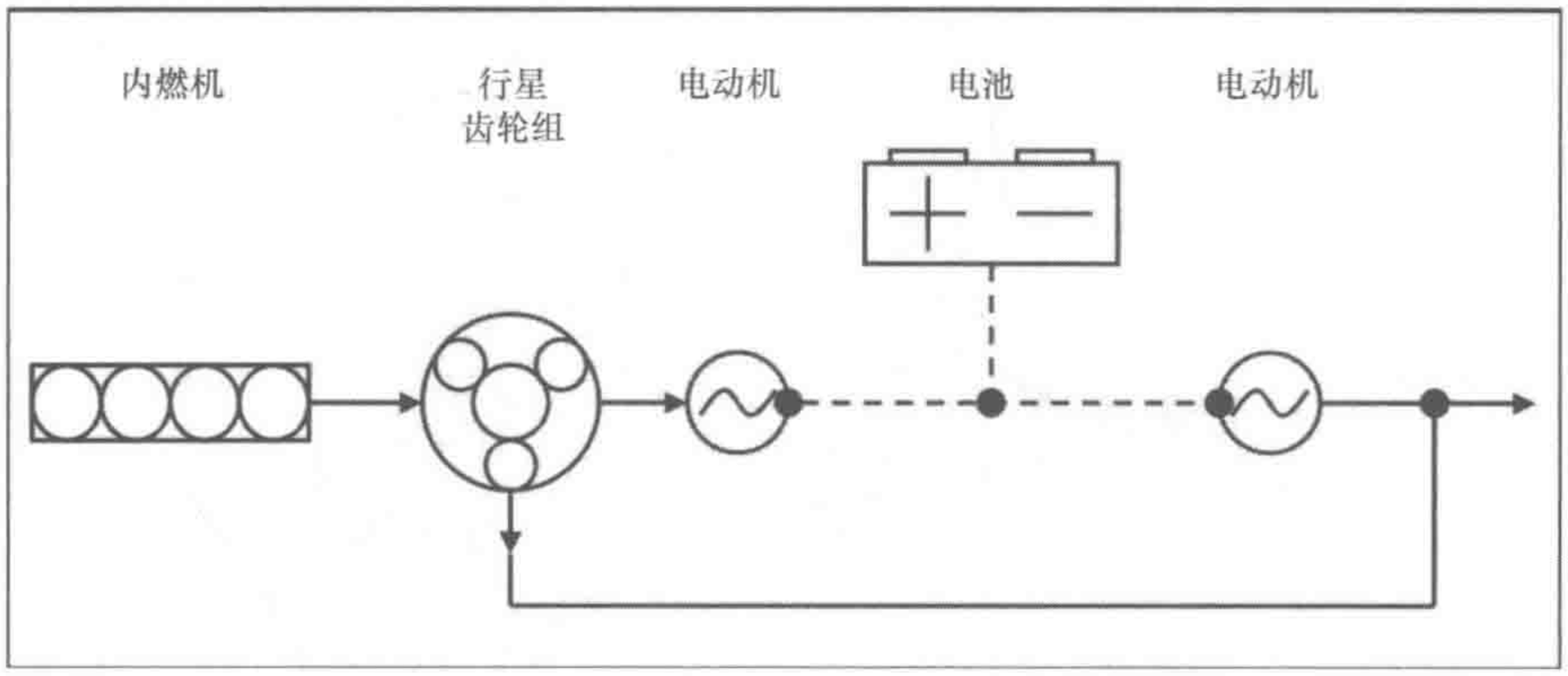


图224　单驱动链的电控无级变速器的主要部件（单模－EVT）

目前批量生产的这一类型变速器的主要部件是一个行星齿轮和两台电动机，离合器不包含在内。内燃机功率从变速器输入端传递至行星齿轮，并在那里分流为机械功率和电功率。按工作区域而定，部分发动机功率被传递到调速器。两台电动机之一作为发电机工作，给另外一台作为驱动之用的电动机供电或者给电池充电。驱动电动机则在变速器输出端提供驱动功率。这一类型变速器的工作原理如图225所示。

如图225所示，电驱动链和机械驱动链的能量流比例描述了该系统的一个临界参数，因为电驱动链的效率（通常大约为70%）小于机械驱动链的效率（通常大约为90%）。电驱动链的功率取决于内燃机的转速、行星齿轮的传动比和车速。在单模－EVT中，电驱动链的功率通常较大，因而也要求使用较大的电动机。因此，两台电动机的总功率一般来说需大于内燃机功率，考虑总效率、尺寸和成本因素，这一点是这种方案的严重缺陷。

系统中唯一可能的传动比，即能够将内燃机总功率传递至车轮的传动比，决



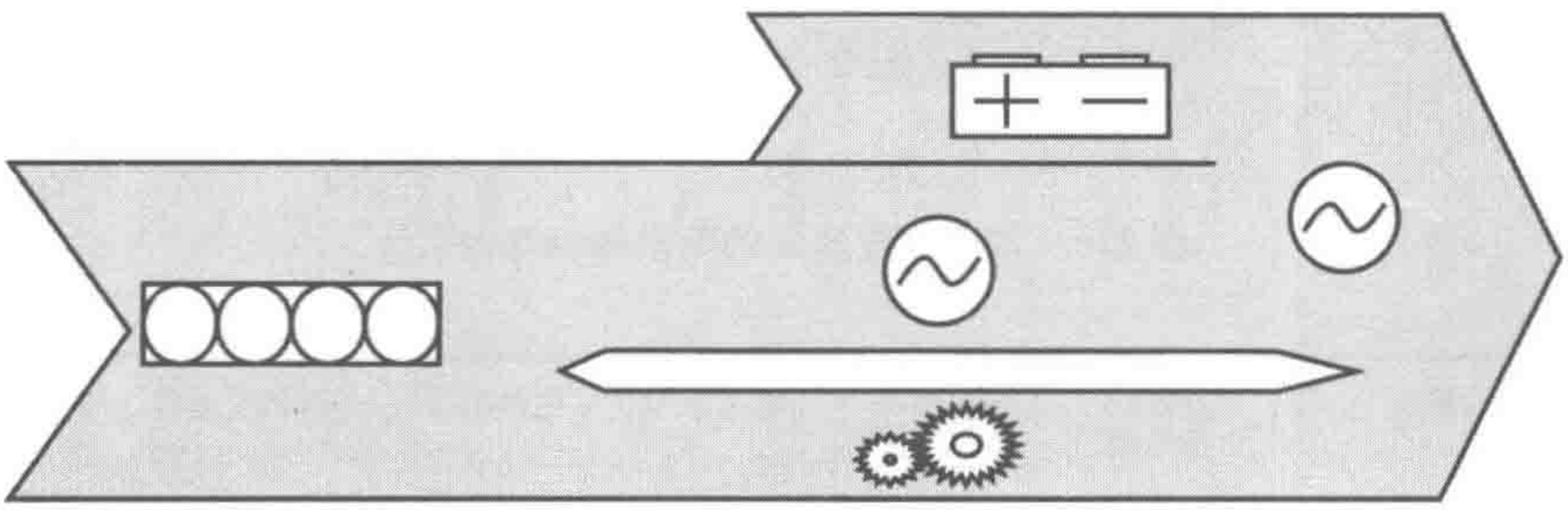


图225　单模 – EVT 的能量流

定了电驱动链和机械驱动链之间不利的功率分配。在这个传动比下（这也称为机械点），第一个作为发电机工作的电动机其转速为零（电驱动链功率为零）。在所有其他传动比下，电驱动链功率不为零，这样系统总效率就变低，在高负荷/高转速工况下总效率更低。因此，紧凑型轿车倒是适合采用单模 – EVT 混合动力方案。

为了减小电动机尺寸，使其可用于较大的车辆，至少还需要设置另一个传动比。一个相应的解决方案是，在单模混合动力系统中使用一个两档变速器。从图226可见，在变速器输出端为驱动电动机配置了一个两档变速器，但是需要额外增加一对离合器和一个行星齿轮。

单模混合动力系统的功能不会因此而改变，在内燃机和原变速器输出轴之间仍将保持之前的唯一的传动比，只是驱动电动机的最大转矩和最高转速会降低。在机械点附近便于从原变速器切换至两档变速器，但电动机的转速变化在切换过程中会相对不连续。图227描述了这种单模混合动力系统的作用原理。

在系统中增加一个额外的行星齿轮，就可以克服车辆动力系统因其电驱动链和机械驱动链功率比例所造成的功能缺陷。这就是所谓的双模 – EVT 混合动力结构，其主要部件如图228所示。

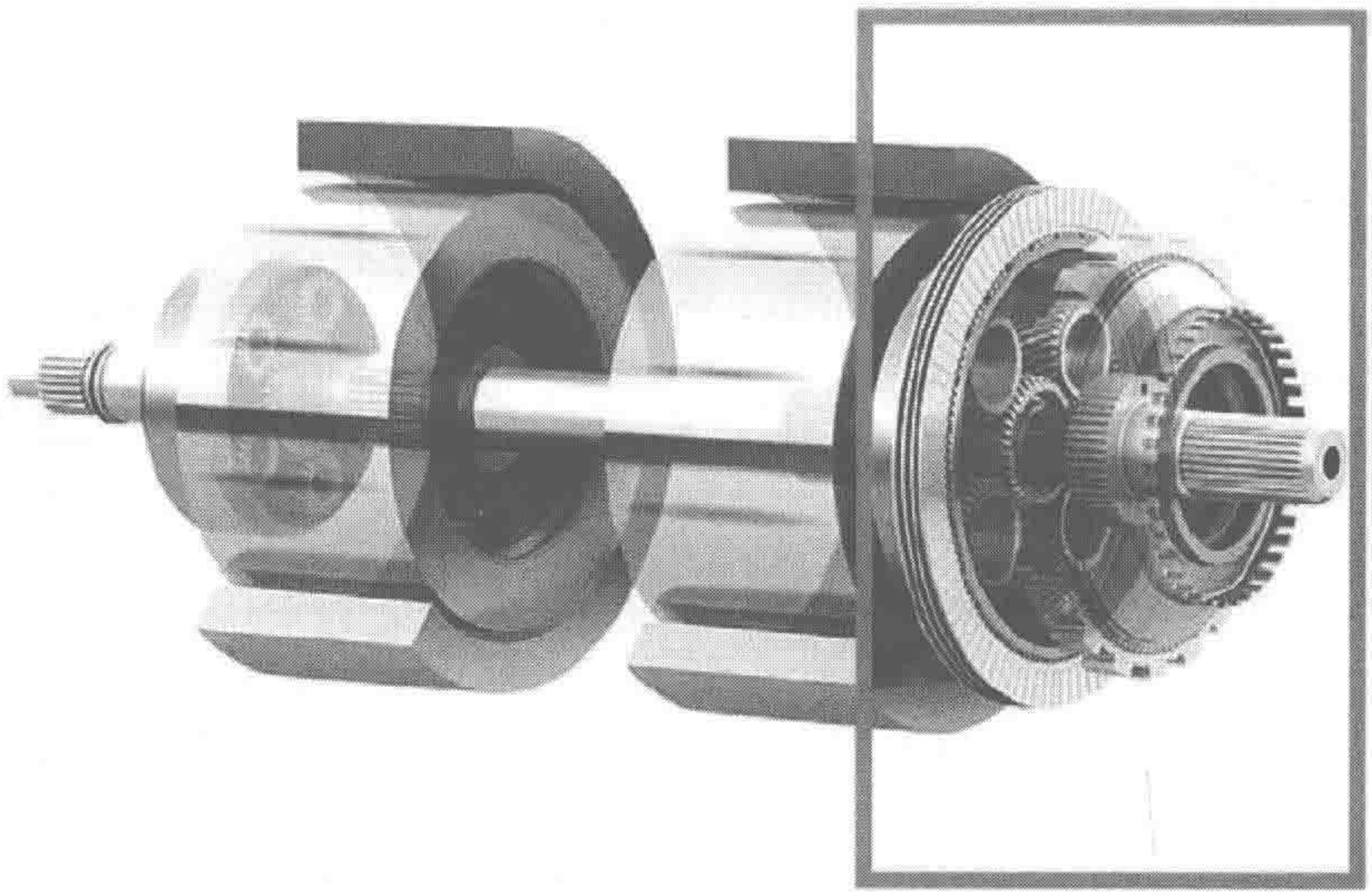
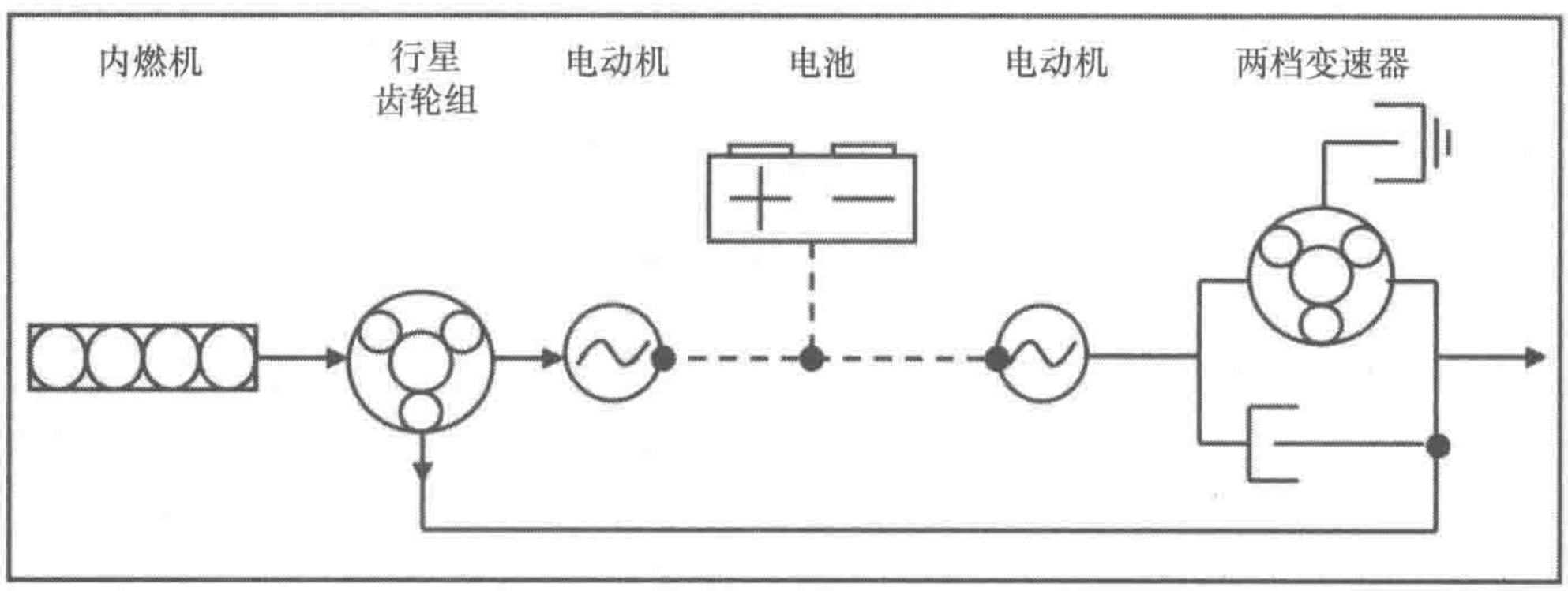


图 226　带两档变速器的单模混合动力系统



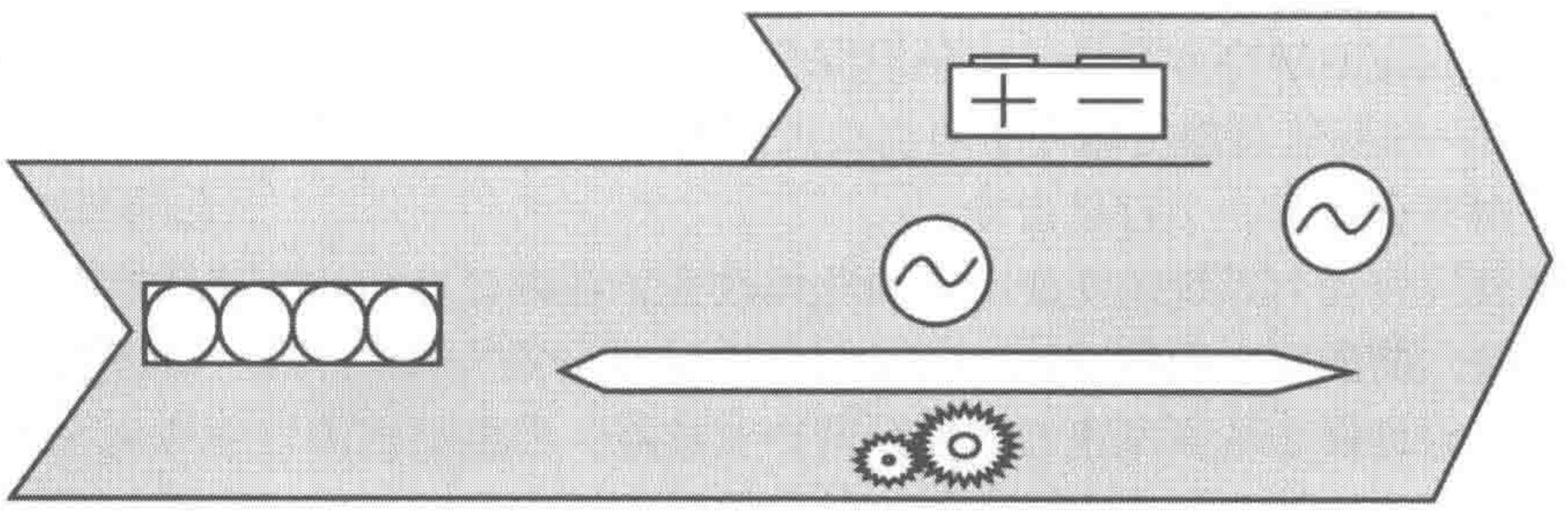


图 227　带两档变速器的单模混合动力系统：能量流

通过系统中的两个离合器可使能量流发生变化，这特别有利于提高电动机在

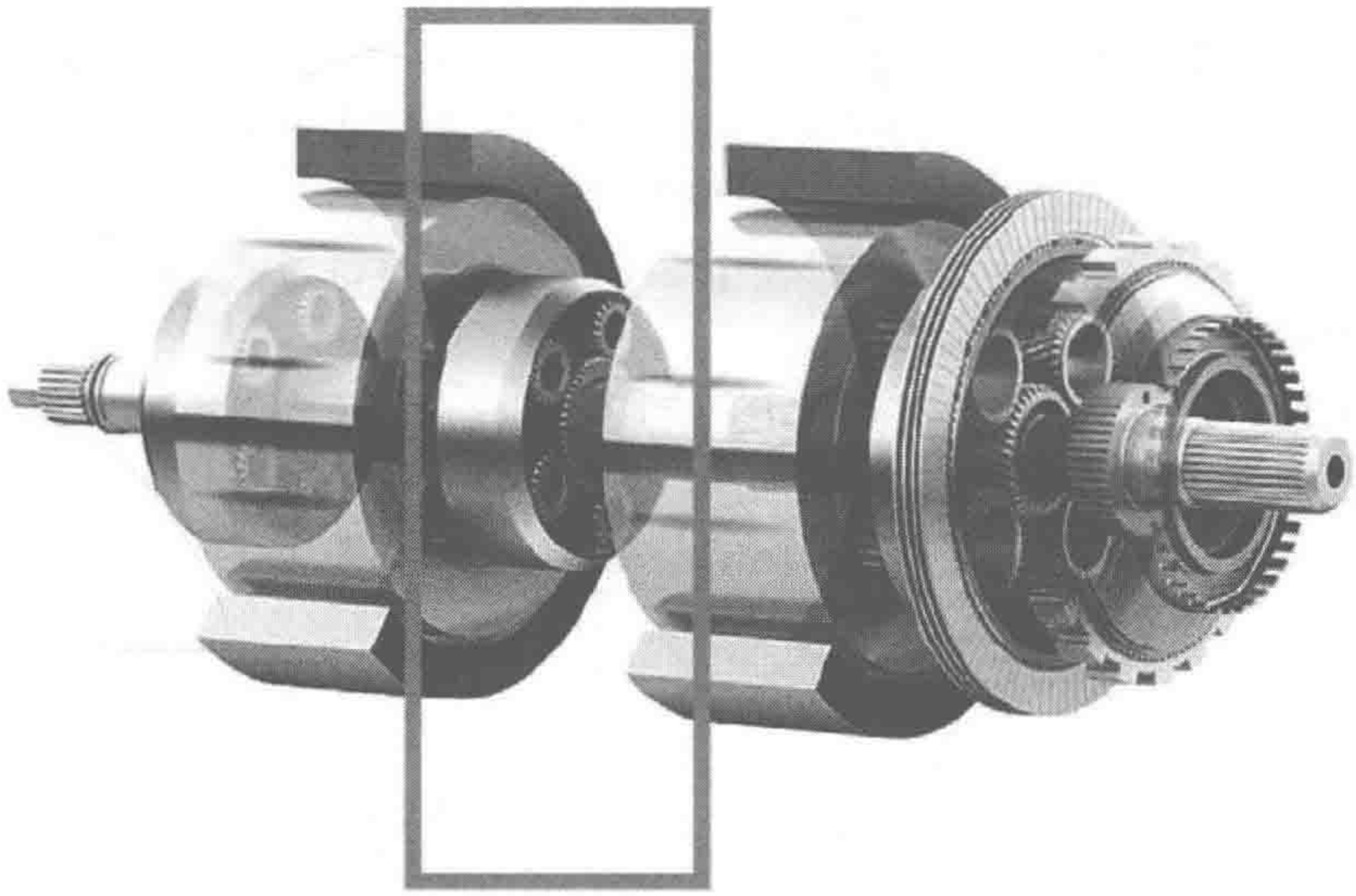


图 228　双模混合动力的主要部件

低转速区域的效率。其相应的结构和能量流见图 229。

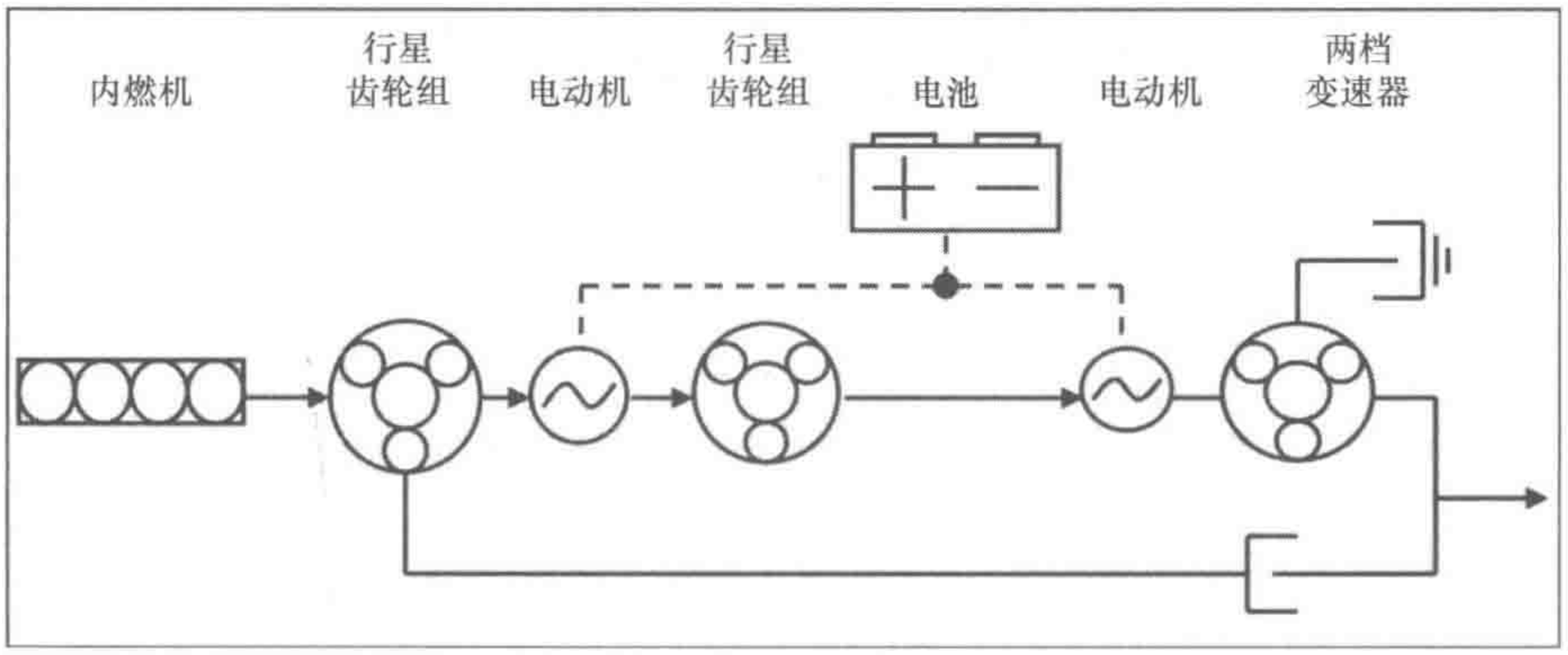


图 229　双模混合动力的原理和能量流

如图229所示，相对于单模－EVT混合动力结构，通过这个方法可以大大减少在电驱动链上的能量流，进而提高总效率、减小电动机尺寸和降低总成本。

通过两种功率分支的组合可以实现传动比在大范围内的取值，且还能保持在电驱动链上的功率分配比例较少。由此得到的三个机械点可以用于不同用途，第一个点可用来提高加速性能，另外两个点可以使车辆在国道或高速公路路况下保持高效率行驶。

双模混动系统的一种扩展是使用具有四档固定传动比的变速器，如此可以实现并联式混合动力驱动。电动机在加速和制动工况下起动。额外配置另外两个离合器可以实现这种并联式混合动力驱动，其主要部件如图230所示。

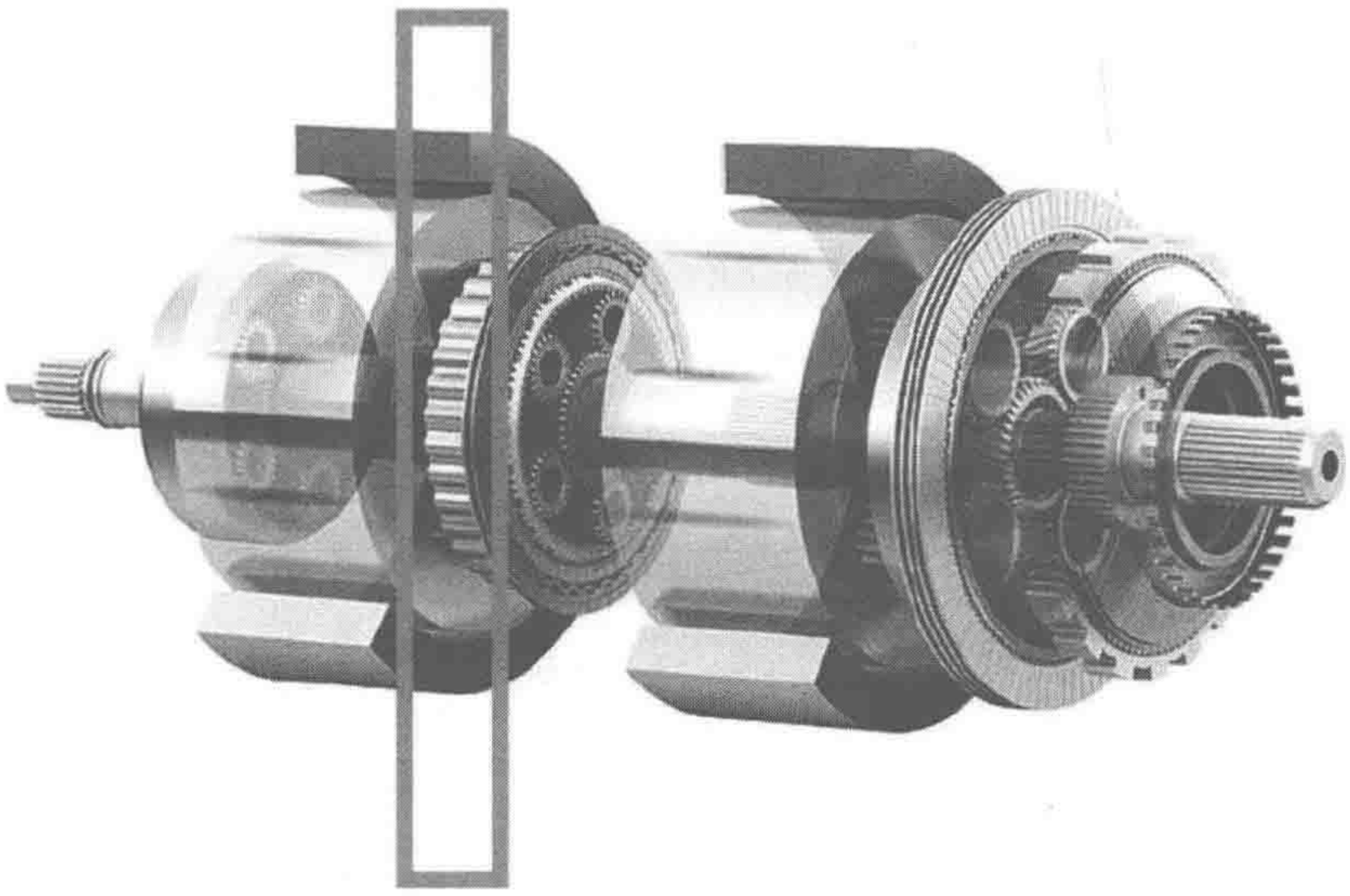


图230　具有两组EVT可调区间和四档固定传动比的双模混合动力系统

当车辆使用并联式混合动力在四档高速行驶时，其中一个电动机可以断开，另一个电动机则作为发电机为车载电负载供电，并在减速时回收制动能量。在换档过程中，电动机根据能量需求状况决定接合或断开，比如在1档和3档时两个电动机都全负荷运行，2档时只有一个电动机工作。相应的原理和能量流见图231。

这种动力驱动结构有六种可能的运行模式：

1）一组无级可调变速区间的EVT模式。

2）两组无级可调变速区间的EVT模式。

3）1档模式，即具有固定传动比，两台电动机同时工作，用于加速助驱和制动能量回收。

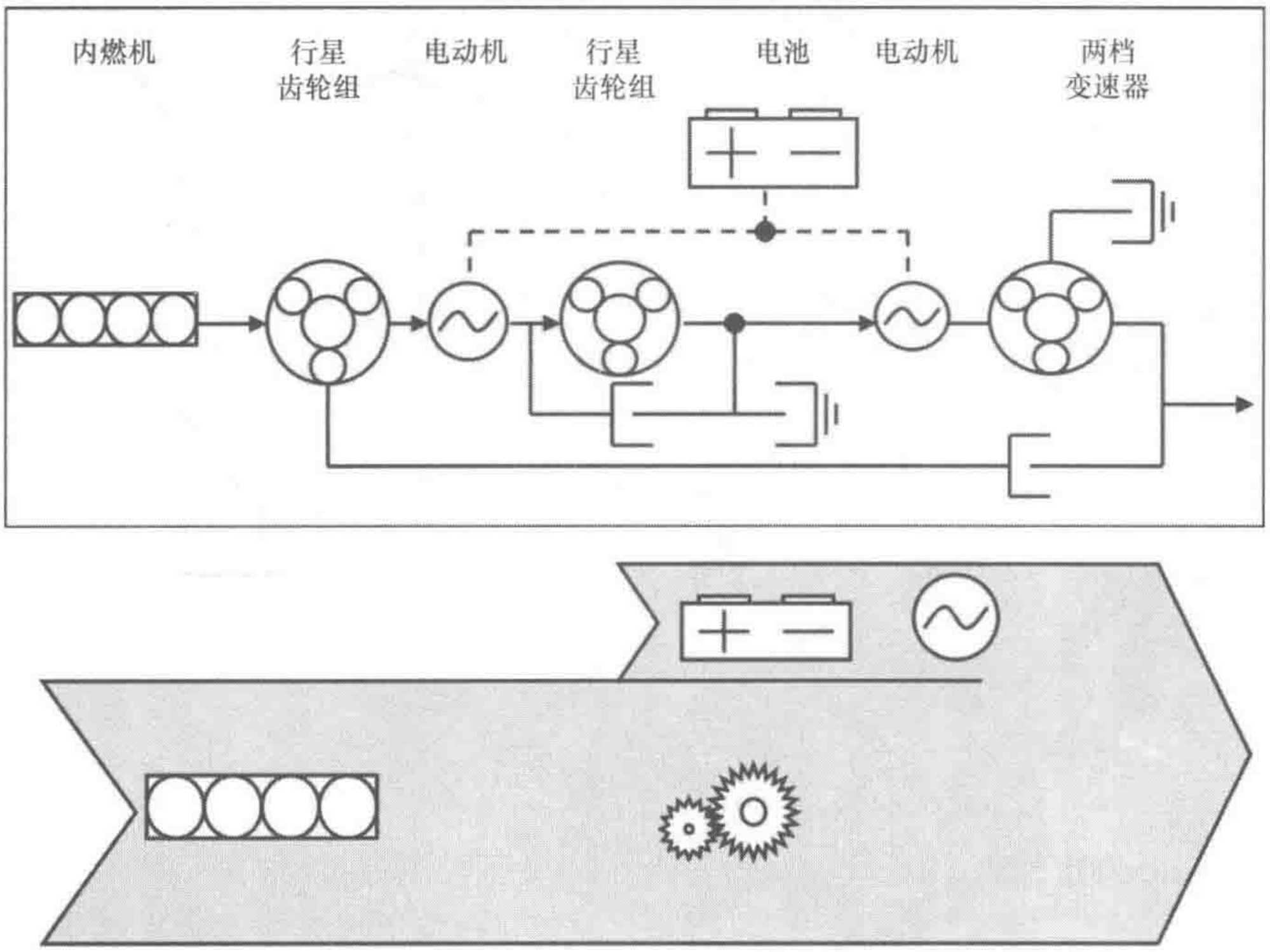


图231　具有两组EVT可调区间和四档固定传动比的双模混合动力系统：原理和能量流

4）2档模式，即具有固定传动比，一台电动机工作，用于加速助驱和制动能量回收。

5）3档模式，即具有固定传动比，两台电动机同时工作，用于加速助驱和制动能量回收。

6）4档模式，即具有固定传动比，一台电动机工作，用于加速助驱和制动能量回收。

传动比的多种组合以及根据需要起动一台或者两台电动机的可能性，借此这种混合动力驱动系统可以适配所有的转矩/转速工况，也可适配加速和制动动态工况，其优势从其系统总效率的提高就充分体现出来了。图232是其结构剖视图。

图233（见彩插）和图234（见彩插）展示了用于宝马Active Hybrid X6和道奇RAM车型的这种混合动力驱动解决方案。

5.3.7　无机械连接的内燃机－电动机分轴混合动力（标致）

图210中所示的奥迪第一代全混动车（1989年版的奥迪100 duo原型车）采用的就是这种混合动力结构。在量产的标致3008 Hybrid4混合动力车（图

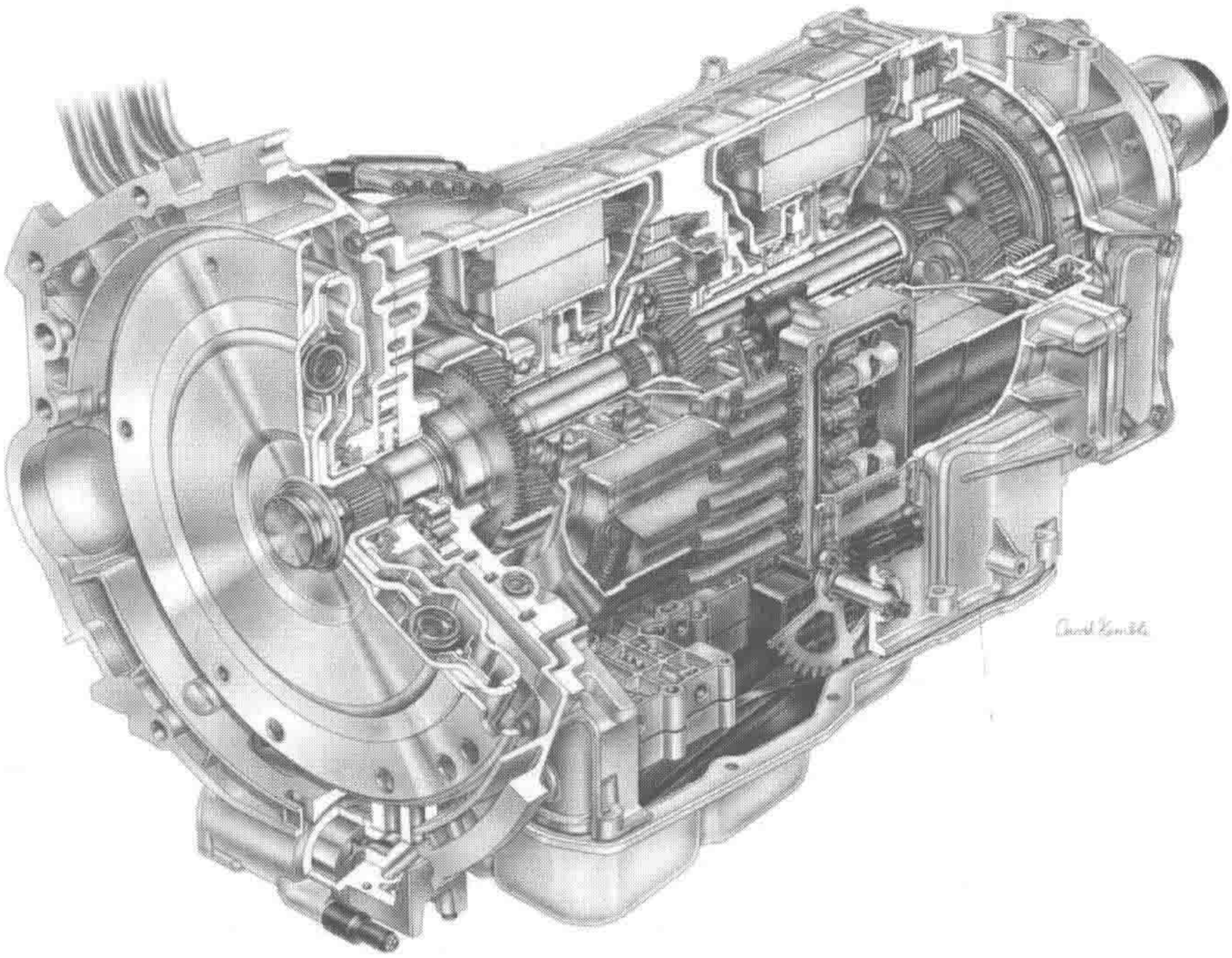


图 232　双模混合动力驱动系统结构剖视图（来源：GM）

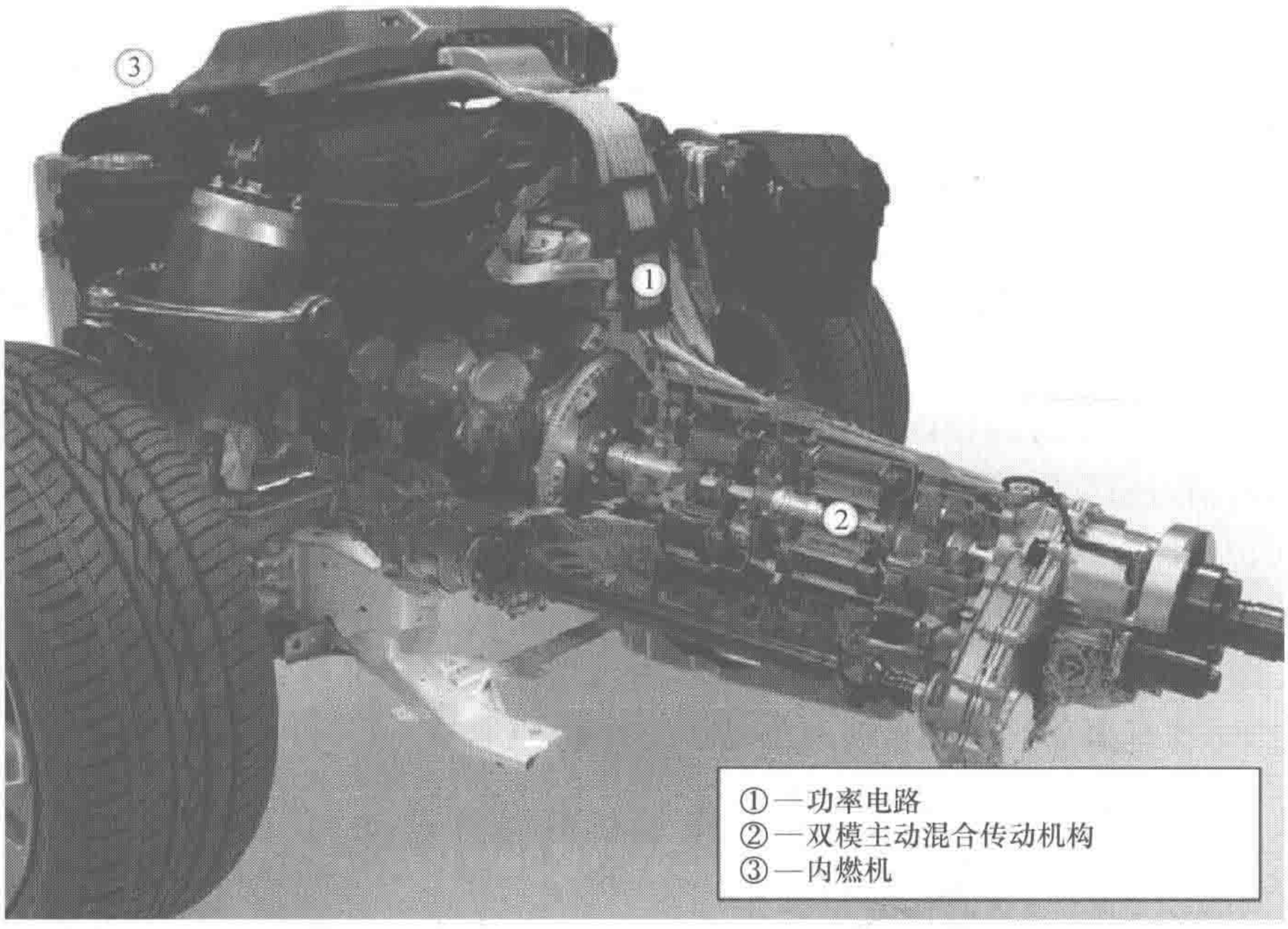


图 233　双模主动混合动力传动：宝马 Active Hybrid X6（来源：BMW）

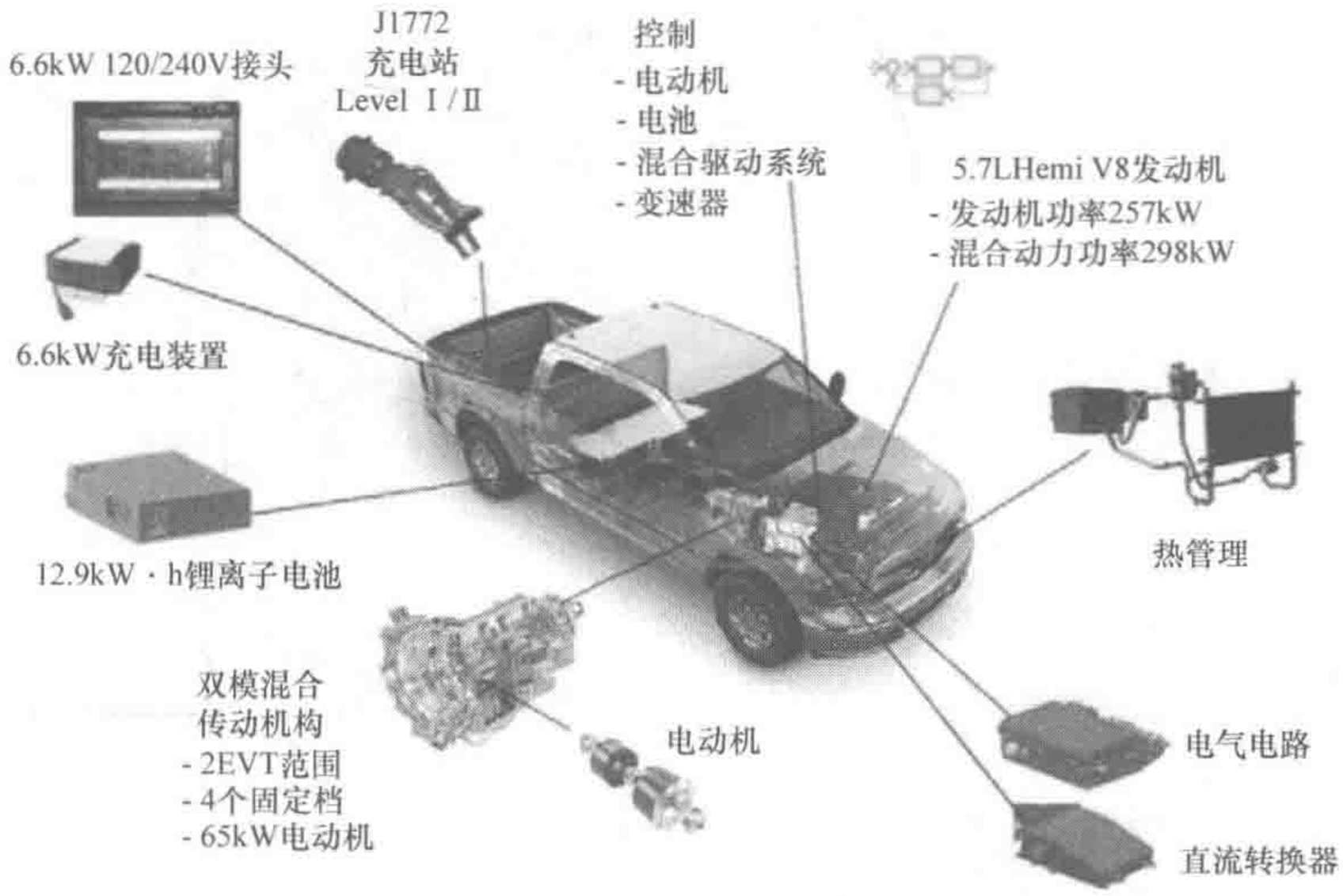


图234　全混类动力驱动结构的功能模块：道奇RAM（来源：GM）

235，见彩插）中内燃机选用的不是汽油机而是柴油机，与奥迪100 duo原型车一样。标致混合动力方案可以保证纯电驱动3～4km的续航里程。

5.3.8　并联式和混联式混合动力驱动系统信息汇总

表13选择了一些具有代表性的并联式和混联式混合动力驱动系统并给出了相关性能参数，以供参阅。

现有的车辆及其动力性能参数可以分为下列四类：

－包括混合动力和电池的整车质量。

－动力特性：驱动装置的形式（热机和电动机），单个驱动装置及整个混合动力的功率和转矩。

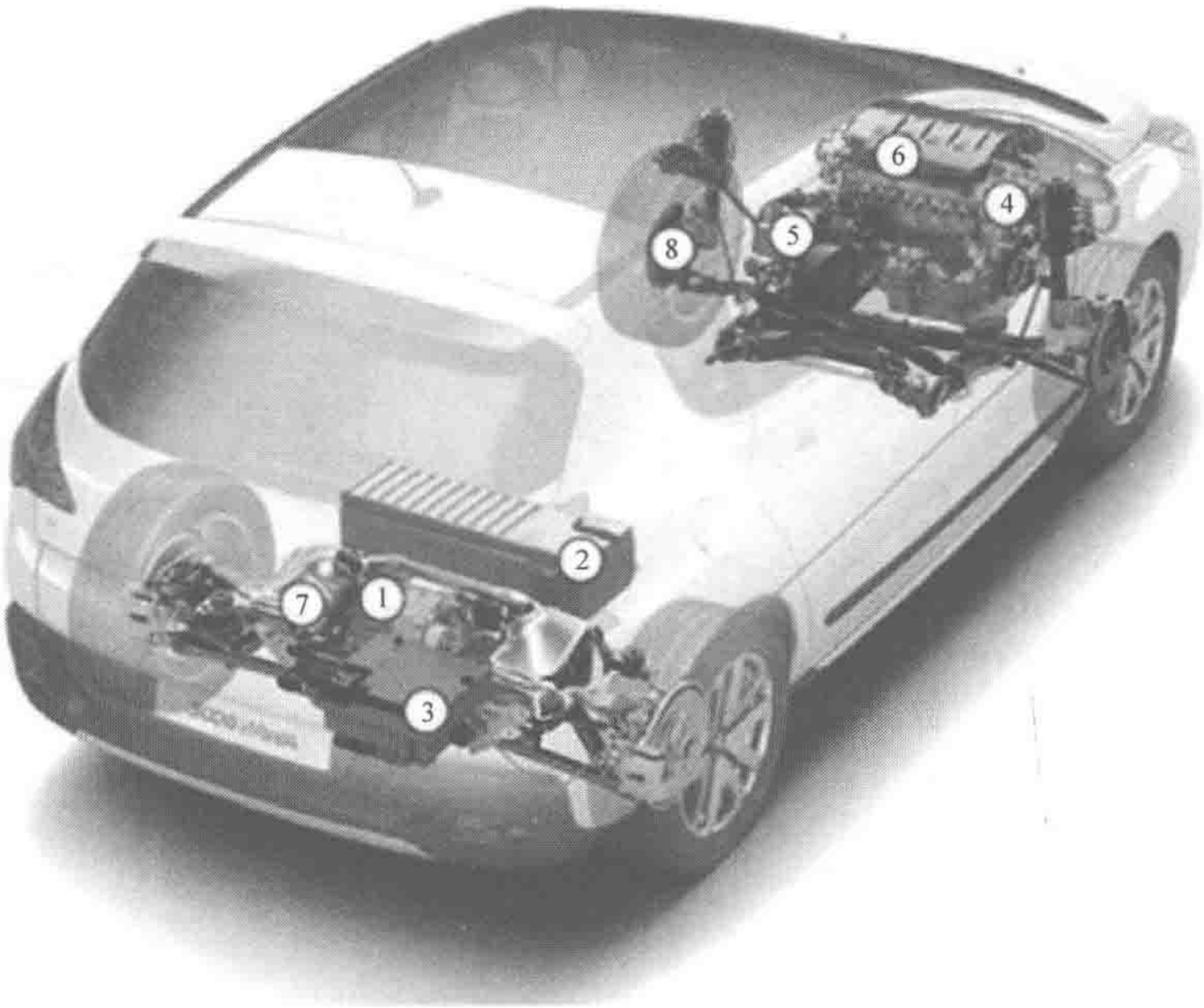
－电能储存：电池种类，电能储存量。

－对应于FTP（美国联邦测试规程）路况的油耗。

一般来说，混合动力汽车其整车质量要比内燃机原型车重大约10%～12%（多出的重量为100～260kg）。混动动力驱动系统几乎都是基于汽油机驱动系统（标致3008 Hybrid和马自达Tribute除外）构造而成。混合动力驱动其主要目标是将行驶油耗降低到柴油车的典型水平，其目标市场是对柴油车接纳度低的国家（如美国、日本和中国）。

因同步电动机效率高，混合动力系统采用的驱动电动机无一例外是同步电动机，这和纯电动汽车一样，如表11所示。

混合动力系统其总驱动功率介于73～360kW之间，最大转矩167～780N·m。



1—电动机
2—高电压电池
3—混合驱动控制器
4—Start Stop Boost
5—电控6档变速机构
6—内燃机
7—后轴驱动
8—前轴驱动

图 235　混合动力车：标致 3008 Hybrid4（来源：PSA）

就混合动力汽车而言，值得注意的并非是其仅与汽车级别有关的最大功率和最大转矩值，而是热机和电动机各自分别提供的功率和转矩值。

下面列出一些混合动力概念车：

- 奥迪：A6，A8，Q5，Q7。
- 宝马：Vision EfficientDynamics，X3，X5。
- 雪铁龙：C - Cactus，C5 Airscape UrbanHybrid，C - Metisse，C4 Hdi。
- 大发：HVS，UFE - III。
- 法拉利：599 HY KERS。
- 本田：CR - Z，Small Hybrid Sport Concept。
- 捷豹：C - X75。
- 起亚：Rio Hybrid。
- 路虎：Diesel - Hybrid ERAD，LRX，Land_ e。
- 雷克萨斯：LF - Ch，LF - XH。
- 梅塞德斯：F 500 Mind，F 700，F 800 Style，GLK Bluetec Hybrid，S 350 Direct Hybrid。

- 日产：HEV。
- 欧宝：Flextreme，Corsa Hybrid，Astra GTC Disel Hybrid。
- 标致：SxC，HR1，RCZ Hybrid4，Prologue HYmotion4。
- 保时捷：918RSR，918 Spyder。
- 西雅特：IBX，Leon TwinDrive。
- 双龙：C200 Eco。
- 斯巴鲁：B5 - TPH。
- 丰田：FT - CH，1/X. A - BAT，Hybrid X，FT - HS Concept。
- 大众：XL1，L1，Golden TwinDrive，Touran EcoPower II。
- 沃尔沃：ReCharge Concept。

图236给出了一些具有代表性的混合动力驱动方案热机驱动和电动机驱动在最大功率和最大转矩中各自分别所占的比例。除了个别例案，混合动力中电功率所占比例都很小，其值一般在30kW附近，而纯电动汽车其电驱动功率则分布在90kW上下（电动机驱动功率185见图）。内燃机驱动（即热机驱动）在混合动力中贡献的功率一般在180～220kW之间，比电动机驱动功率的6倍还多。相比之下，热机驱动和电动机驱动的转矩分配其差别就没有那么大。这里值得注意的是，从转速为零开始一直到其最高2000r/min转速范围内，电动机驱动转矩可以一直保持在最大总转矩值附近，也就是说，从电动机最高转速值对应的发动机转速开始，活塞发动机驱动在之后的转速范围内才逐渐输出转矩。因此，混合动力在全转速范围内都可提供大转矩，这就具备了汽车从静止开始加速和在高速时加速的最优条件。

出于成本的考虑，电能储存更倾向于使用镍氢电池而不是锂离子电池，如表13所示。

纯电动汽车上存储的电能约为25kW·h（图185），而混合动力汽车上存储的电能往往只有它的10%左右（图236）。

混合动力汽车的油耗只能通过综合考虑车重、功率和加速性能并针对某一参考路况予以估算。所以，将表13中的几款混合动力汽车与性能参数（如车重、功率和转矩）相近的同类型量产汽油车针对NEFZ（新欧洲行驶循环）路况进行了比较，相应的结果见表14。

- 宝马Active Hybrid 7其整车质量（车重）相比宝马750i增加了100kg，但其内燃机功率提高了28kW，其总功率（包括电驱动功率）提高了42kW。而其市内工况的油耗却从16.4L/100km降到了12.6L/100km，降低了3.8L/100km，市外郊区工况下其油耗也降低了0.9L/100km。
- 宝马Active Hybrid X6的整车质量甚至比X6 Drive 50汽油车增加了260kg，其内燃机功率不变，但增加了57kW的电功率。混动动力驱动使得市内工况下其油耗降低了6.7L/100km，市外工况下其油耗则稍高一些。

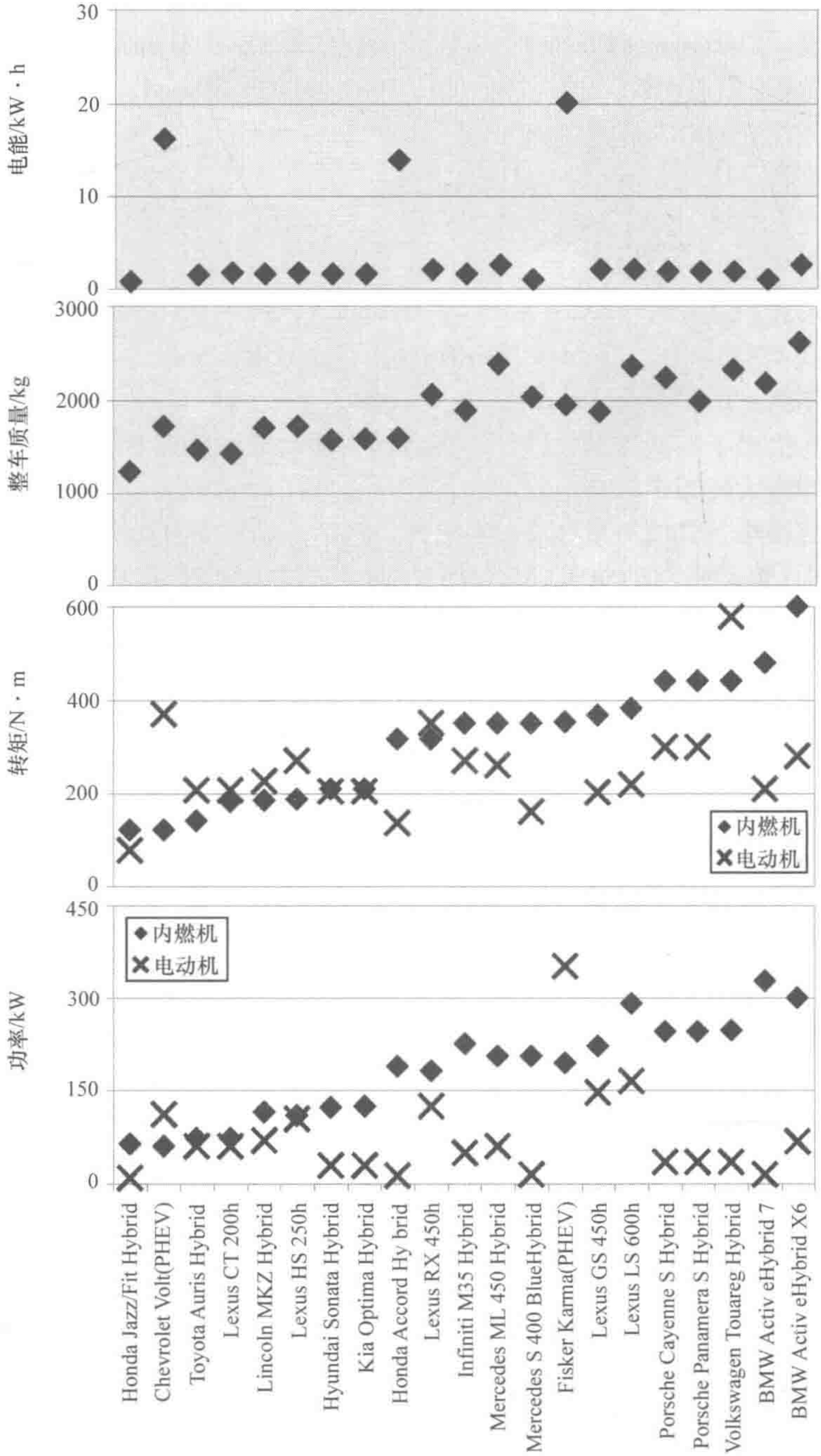


图 236　几款混合动力汽车其转矩、功率、车重和车载电能的关系

表 13 混合动力汽车和相关的性能参数

汽车		驱动								能量储存器		能耗②	
车型	质量	驱动机		功率/kW			转矩/N·m			电池	E_{el}	市里	市外
	kg	内燃机	电动机	内燃机	电动机	组合	内燃机	电动机	组合	—	kW·h	L/100km	L/100km
BMW ActiveHybrid 7	2175	汽油机	同步	328	15	342	480	210	—	Li-离子	0.8	13.9①	9.1①
BMW ActiveHybrid X6	2615	汽油机	同步	300	67	357	600	280	780	Ni-MH	2.4	13.9①	12.4①
BYD F3DM（PHEV）	1560	汽油机	同步	50	50	125	—	—	—	LiFePO	16	—	—
Cadillac Escalade Hybrid③	2667	汽油机	同步	—	60	248	—	320	498	Ni-MH	2.1	11.8	10.2
Chevrolet Malibu⑥	1619	汽油机	—	122	3.7	122	216	—	—	Ni-MH	—	9.1	6.9
Chevrolet Silverado③	2747	汽油机	同步	—	—	248	—	—	498	Ni-MH	2.1	11.8	10.2
Chevrolet Tahoe Hybrid③	2580	汽油机	同步	—	—	248	—	—	498	Ni-MH	2.1	11.8	10.2
Chevrolet Volt（PHEV）	1715	汽油机	同步	60	112	—	122	370	—	Li-离子	16	2.5/6.7④	2.5/5.9④
Dodge Durango	2389	汽油机	同步	257	65	287	515	319	—	Ni-MH	—	12.4	11.8
Fisk er Kartna（PHEV）	1950	汽油机	同步	194	352	—	353	1300	—	Li-离子	20	7.1	6.2
Ford Escape Hybrid	1664	汽油机	同步	116	70	132	—	—	184	Ni-MH	1.8	7.6	6.9
Ford Fusion Hybrid	1690	汽油机	同步	116	—	142	184	—	338	Ni-MH	1.3	13.1	8.7
CMC Sierra Hybrid③	2658	汽油机	同步	—	60	248	—	320	498	Ni-MH	2.1	11.8	10.2
CMC Yukon Hybrid③	2561	汽油机	同步	—	—	248	—	—	498	Ni-MH	2.1	11.8	10.2
Honda Accord Hybrid	1593	汽油机	同步	189	12	—	315	136	—	Ni-MH	13.8	8.4	6.7
Honda Civic Hybrid	1294	汽油机	同步	—	17	82	—	106	172	Li-离子	—	5.4	5.4
Honda Civic Hybrid	1294	汽油机	同步	—	17	82	—	106	172	Li-MH	—	5.4	5.4
Honda CR-Z Hybrid	1196	汽油机	同步	84	10	91	145	79	167	Ni-MH	—	7.6	6.4
Honda FCX Clarity	1624	燃料电池	同步	100	100	100	—	256	256	Li-离子	—	1.0⑤	1.0⑤
Honda Insight Hybrid	1196	汽油机	同步	—	10	73	—	79	167	Ni-MH	0.58-	5.9	5.5

（续）

汽车		驱动								能量储存器		能耗②	
车型	质量	驱动机		功率/kW			转矩/N·m			电池	E_{el}	市里	市外
	kg	内燃机	电动机	内燃机	电动机	组合	内燃机	电动机	组合	—	kW·h	L/100km	L/100km
Honda Jazz/Fit Hybrid	1234	汽油机	同步	65	10	73	121	78	—	Ni-MH	0.58	6.4	4.4
Hyundai Elantra LPI Hybr.	1335	汽油机	—	85	15	99	150	105	—	Li-Pol	—	—	—
Hyundai Sonata Hybrid	1568	汽油机	同步	123	30	154	209	205	262	Li离子	1.4	6.7	5.9
Infiniti M35 Hybrid	1882	汽油机	同步	225	50	268	350	270	—	Li离子	1.4	8.7	7.4
Kia Optima Hybrid	1583	汽油机	同步	124	30	154	209	205	265	Li离子	1.4	6.7	5.9
Lexus CT 200h	1240	汽油机	同步	73	60	100	182	207	—	Ni-MH	1.6	5.5	5.9
Lexus GS 450h	1875	汽油机	同步	221	147	254	368	203	—	Ni-MH	1.9	10.7	9.4
Lexus HS 250h	1710	汽油机	同步	110	105	140	187	270	—	Ni-MH	1.6	6.7	6.9
Lexus LS 600h	2360	汽油机	同步	291	165	360	382	220	—	Ni-MH	1.9	12.4	10.2
Lexus RX 450h	2050	汽油机	同步	182	125	220	317	350	—	Ni-MH	1.9	7.8	8.4
Lincoln MKZ Hybrid	1702	汽油机	同步	116	70	142	184	225	—	Ni-NH	1.4	5.7	6.5
Mazda Tribute	1656	汽油机	同步	99	52	116	167	—	—	Ni-MH	—	6.9	7.8
Mercedes ML 450 Hybrid	2381	汽油机	同步	205	60	246	350	260	517	Ni-MH	2.4	11.2①	9.8①
Mercedes S400 BlueHybr.	1955	汽油机	同步	205	15	220	350	160	385	Li离子	0.9	10.7①	6.3①
Mercury Milan Hybrid⑦	1717	汽油机	同步	116	—	142	184	—	338	Ni-MH	1.3	13.1	8.7
Mercury Mariner Hybrid⑦	1660	汽油机	同步	116	70	132	—	—	184	Ni-MH	1.8	7.8	6.9
Nissan Altima Hybrid	1584	汽油机	同步	138	105	148	220	270	—	Ni-MH	—	4.7	4.9
Peugeot 3008 Hybrid4	1701	柴油机	同步	120	27	147	300	200	500	Ni-MH	—	3.9①	3.7①
Porsche Cayenne S Hybrid	2240	汽油机	同步	245	34	279	400	300	580	Ni-MH	1.7	8.7①	7.9①
Porsche Panamera S Hybr.	1980	汽油机	同步	245	34	279	440	300	580	Ni-MH	1.7	7.6①	6.8①

（续）

汽车		驱动								能量储存器		能耗②	
车型	质量	驱动机		功率/kW			转矩/N·m			电池	E_{el}	市里	市外
	kg	内燃机	电动机	内燃机	电动机	组合	内燃机	电动机	组合	—	kW·h	L/100km	L/100km
Saturn Aura Green Line⑦	1601	汽油机	—	122	3.7	122	216	—	—	Ni-MH	—	8.4	6.7
Suzuki Twin⑧	703	汽油机	同步	32	5	—	57	33	—	—	—	—	—
Toyota Auris Hybrid	1455	汽油机	同步	73	60	100	142	207	—	Ni-MH	1.3	3.8①	3.8①
Toyota Camry Hybrid	1480	汽油机	同步	110	105	140	187	270	—	Ni-MH	—	10.7	7.1
Toyota Prius	1380	汽油机	同步	73	60	100	142	207	—	Ni-MH	—	3.8①	4.0①
VW Touareg Hybrid	2329	汽油机	同步	248	34	290	441	580	576	Ni-MH	1.7	8.7①	7.9①
Volvo V60 Plug-in Hybrid	—	柴油机	—	158	52	—	440	200	—	Li-离子	12	—	—

① 根据欧盟标准（MEFZ 工况）获取的数据。

② 根据美国环保局标准（FTP 工况）获取的数据。

③ 动力总成系统相同（GM，GlobalHybrid Cooperation）。

④ 理论上等效（因为内燃机不作为驱动而仅作为增程器工作）。

⑤ 单位为 kg/100km。

⑥ 2009 年已停产。

⑦ Mercury（GM）和 Saturn（Ford）这两种品牌车型已停产。

⑧ 三年内售出 10000 辆后在 2005 年 10 月停产。

-保时捷 Cayenne S Hybrid/Cayenne S 和 Panamera S Hybrid/Panamera S 的整车质量也分别增加了 175kg 和 210kg。其内燃机功率降低了 49kW，但是增加了一台 34kW 的电动机，相比原型汽油车其总功率降低了 15kW。由于电动机低转速高转矩的特性，整车的加速特性并未受到影响。两款混合动力车的油耗市内工况下分别降低了 7.7L/100km 和 5.7L/100km，市外工况下也分别降低了 0.3L/100km和 1.0L/100km。

-大众 Touareg Hybrid 与汽油车 Touareg 3.6V6 相比其整车质量增加了 226kg，混合动力系统中的内燃机功率提高了 42kW，电动机又可提供 34kW 功率，因此其总功率比汽油车提高了 76kW（译者注：原书为 84kW）。其油耗在市内工况下降低了 4.5L/100km，郊区工况下则没有明显区别。

-梅赛德斯 ML450 Hybrid 比 ML350 重 25kg，混动版的汽油机功率比 ML350 少了 20kW，但增加的电动机使得总功率提高了 21kW。无论是市内工况还是市外工况相比之下其油耗没有变化。

-梅赛德斯 S400 Blue Hybrid 与 S350 Blue 汽油车相比重了 45kg，但是内燃机功率减少了 20kW，总功率也低了 5kW。市内工况和市外工况油耗分别增加了 0.5L/100km 和 0.3L/100km。

对于大功率级别的重型轿车而言，由上述案例比较可知，如果在其目标行驶工况区域内优化匹配热机驱动和电动机驱动的转矩特性，那么增加一个电动机驱动特别有利于降低油耗。这一类型的轿车一般不会在乎由此增加一些重量、体积和成本。

对于较低级别的轿车而言情况就不一样了，价格、车重和空间需求则起着决定性的作用，动力配置只要够用就可以，而不需要过大的功率。如前所述，在美国、日本和中国，那里对柴油车的接受度很低，添加电动机驱动的并联式混合动力车相比汽油车用于降低油耗绝对有其优势。

出于类似的考虑，有必要将混合动力车按照欧洲路况与同类的柴油车作进一步比较。

表 15 中是三款欧洲柴油车型（大众、雪铁龙、菲亚特）与一款非常成功的混合动力汽车（丰田 Prius）的比较结果：

-丰田 Prius 比雪铁龙 C4 HDi 重 100kg，比大众 Golf VI 1.6TDI blue motion 重 66kg，但比菲亚特 Bravo 1.6 16V Multijet 轻 15kg。

-三款柴油车型的柴油发动机与丰田 Prius 的汽油发动机在功率上的差别很小（仅在 -4 ~ +5kW 之间），这一点也是这个比较的基准。丰田 Prius 有一台附加的 60kW 驱动电动机，由于内燃机和电动机的转矩特性不同，其总功率低于汽油机功率和电动机功率的总和，与三个柴油发动机相比其高出的功率值仅在23 ~ 32kW 范围内。

表 14 同类型的混合动力轿车和汽油发动机轿车之间的比较

汽车		驱动								能耗①		
车型	质量	驱动机		功率/kW			转矩/N·m			市里	市外	组合路况
	kg	内燃机	电动机	内燃机	电动机	组合	内燃机	电动机	组合	L/100km	L/100km	L/100km
BMW ActiveHybrid7	2120	汽油机	同步	328	15	342	480	210	—	12.6	7.6	
BMW 750i	2020	汽油机	—	300	—	300	600	—	—	16.4	8.5	
差别	+100	—	—	+28	—	+42	—	—	—	-3.8	-0.9	
BMW ActiveHybrid X6	-2525	汽油机	同步	300	67	357	600	280	780	10.8	9.4	
BMW x6 xDrive 50i	2265	汽油机	—	300	—	300	600	—	—	17.5	9.6	
差别	+260	—	—	±0	—	+57	—	—	—	-6.7	+0.2	
Mercedes ML 450 Hybrid	2381	汽油机	同步	205	60	246	350	260	517	11.8	9.8②	
Mercedes ML3540 4MATIC	2130	汽油机	—	225	—	225	350	—	—	11.8	9.4②	
差别	+251	—	—	-20	—	+21	—	—	—	±0	+0.4	
Mercedes S400 BlueHybrid	1955	汽油机	同步	205	15	220	350	160	385	10.7	6.3	
Mercedes S350 BLUE Efficency	1910	汽油机	—	225	—	225	370	—	—	10.2	6.0	
差别	+45	—	—	-20	—	-5	—	—	—	±0.5	+0.3	
Porsche Cay enne S Hybrid	2240	汽油机	同步	245	34	279	440	300	580	8.7	7.9	
Porsche Cayenne S	2065	汽油机	—	294	—	294	500	—	—	14.4	8.2	
差别	+175	—	—	-49	—	-15	—	—	—	-5.7	-0.3	

（续）

汽车		驱动								能耗①		
车型	质量	驱动机		功率/kW			转矩/N·m			市里	市外	组合路况
	kg	内燃机	电动机	内燃机	电动机	组合	内燃机	电动机	组合	L/100km	L/100km	L/100km
Proshe Panamera S Hybrid	1980	汽油机	同步	245	34	279	440	300	580	7.6	6.8	
Porsche Panamera S Automatik	1770	汽油机	—	294	—	294	500	—	—	15.3	7.8	
差别	+210	—	—	-49	—	-15	—	—	—	-7.7	-1.0	
VW Touareg Hybrid	2329	汽油机	同步	245	34	290	440	580	576	8.7	7.9	8.2
VW Touareg 3.6 V6	2103	汽油机	—	206	—	206	360	—	—	13.2	8.0	9.9
差别	+226	—	—	+42	—	+84	—	—	—	-4.5	-0.1	1.7

①根据欧盟标准（NEFZ 工况）获取的数据。

②根据美国环保局标准（FTP 工况）获取的数据。

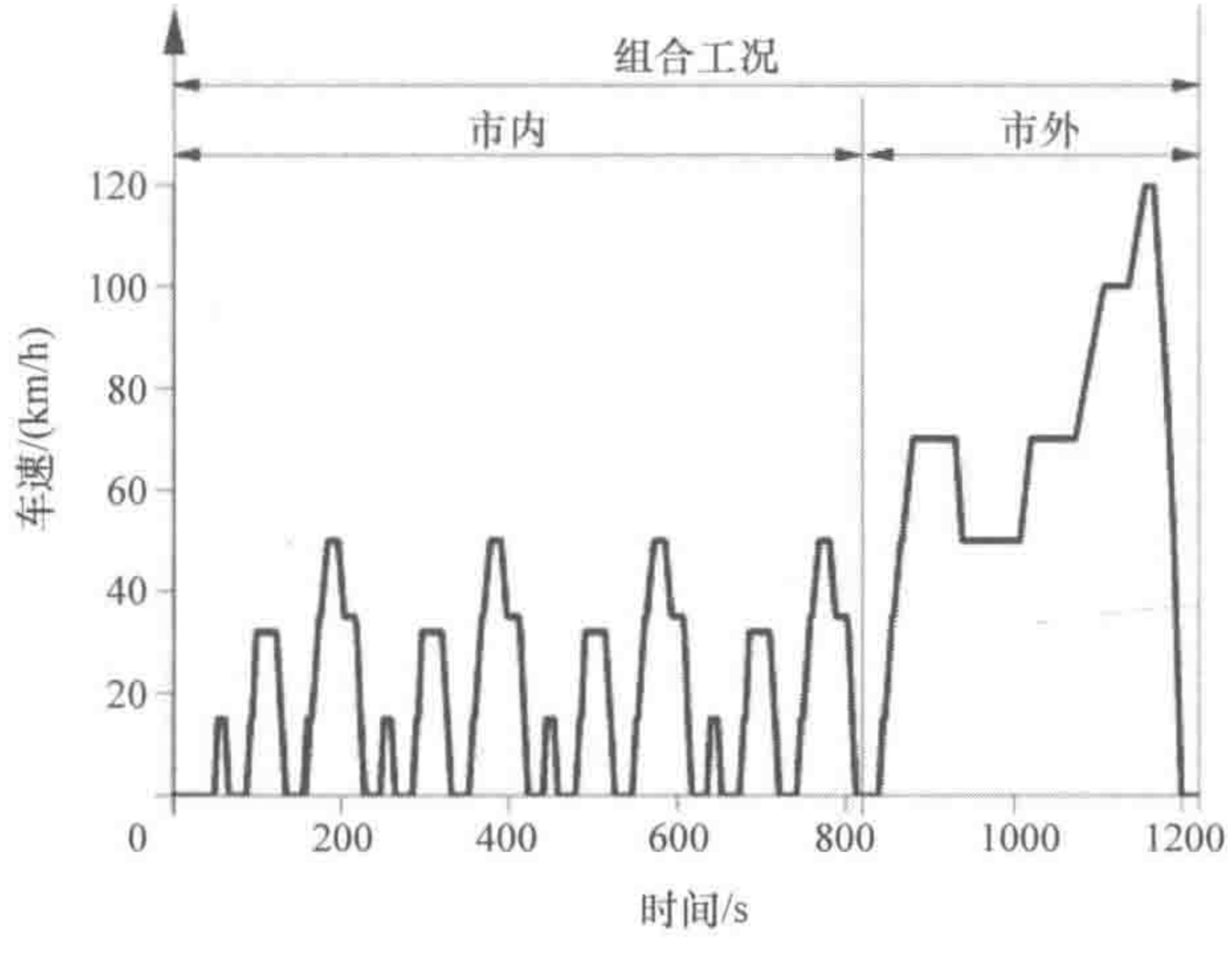
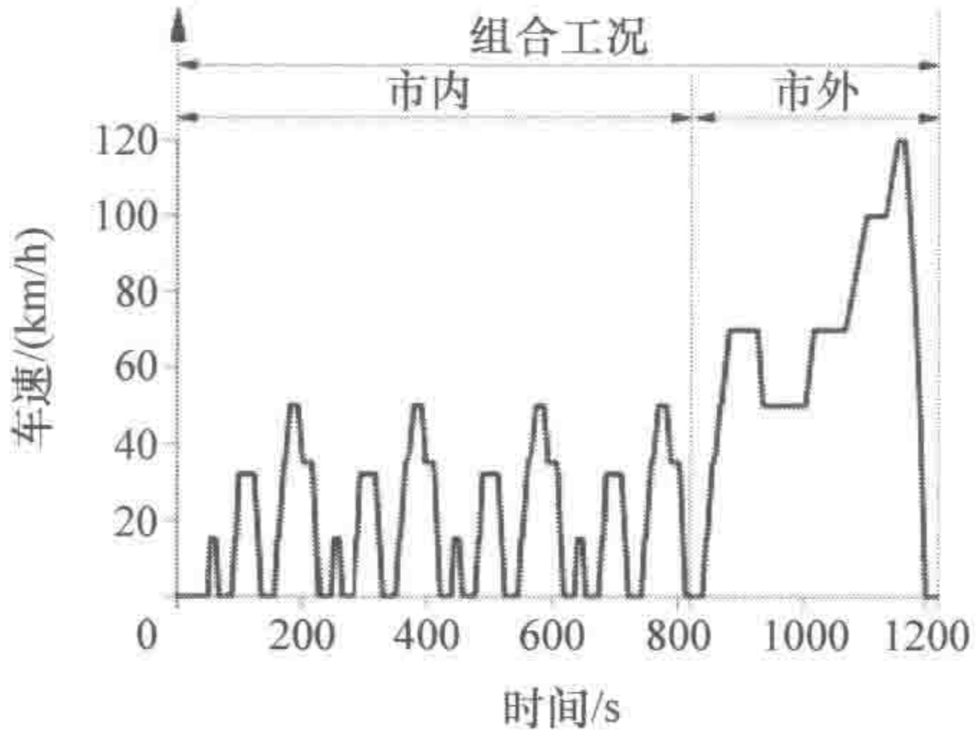


表 15 丰田 Prius（混合动力）车和等功率的量产柴油发动机车之间的比较

汽车		驱动								能耗①		
车型	质量	驱动机		功率/kW			转矩/N·m			市里	市外	组合路况
	kg	内燃机	电动机	内燃机	电动机	组合	内燃机	电动机	组合	L/100km	L/100km	L/100km
Toyonta Pnus	1380	汽油机	同步	73	60	100	142	207	—	3.8	4.0	4.0
Citroen C4 HDi 90	1280	柴油机	—	68	—	68	230	—	—	5.2	3.6	4.2
差别	+100	—	—	+5	—	+32	—	—	—	-1.4	+0.4	-0.2
Toyota Prius	1380	汽油机	同步	73	60	100	142	207	—	3.8	4.0	4.0
Fiat Bravo1.6 16V Multijet	1395	柴油机	—	77	—	77	290	—	—	5.8	3.8	4.5
差别	-15	—	—	-4	—	+23	—	—	—	-2.0	+0.2	-0.5
Toyota Pnus	1380	汽油机	同步	73	60	100	142	207	—	3.8	4.0	4.0
VW Golf 6 1.6 bluemotion	1314	柴油机	—	77	—	77	250	—	—	4.7	3.4	3.8
差别	+66	—	—	-4	—	+23	—	—	—	-0.9	+0.6	-0.2

① 根据欧盟标准（新欧洲行驶工况 NEFZ）获取的数据。



-在 NEFZ 路况中，混合动力车其市内工况的油耗相比柴油车降低了 0.9 ~ 2.0L/100km，郊区工况的油耗却更高，如图 209 所示。

-比较四款车型的基础价格（2010 年 10 月的数据）可以发现，柴油车的价格更有优势，其中大众车 22500 欧元，雪铁龙车 18840 欧元，菲亚特车 18390 欧元，而丰田混合动力车的价格则为 25850 欧元，它们之间的差价在 3600 ~ 7360 欧元之间。

对并联式和混联式混合动力驱动系统的分析、比较表明，基础动力模块（即内燃机、电动机和电池）的多样化组合是实现动力驱动多样化应用的前提条件。

第6章　作为复杂系统的汽车能量管理

以车用动力系统为例，从提升功率到限制有害物质排放，旨在性能要求、设计限制和可接受度之间寻求解决方案的研发进展都源于一项创新潜力剧增的技术，即动力驱动与车载供电之间的能量管理技术。未来的汽车其个性化程度越高，越需要能够满足其特殊要求的能量管理。为此，驱动系统类型、车载能量载体、能量转换器和能量存储装置必须以多样化的方式组合搭配，构成多样化的动力驱动系统。

无论是从至今为止的汽车发展史还是从自然的、经济的、技术的和社会的环境条件看，不会出现一款适用于任何情况的、被所有人都接受的汽车。通过功能部件的模块化，车辆类型或级别的多样化趋势将越来越明显，这尤其体现在图237所示的三种分类中，即：



图237　轿车多样化车型

1）依照大小、功率、配置和价格分类：高级、中级、紧凑级和性价比高的

多功能级。

2）依照区域地理、经济和生态条件分类：从南美洲乡村地区的皮卡直到工业化国家城市密集区的零排放豪华电动汽车。

3）依照购买者的主、客观需求分类：多功能运动型车（SUV）、两门跑车（Coupé）、豪华轿车（Limousine）、客货两用车（Kombi）和软顶敞篷轿车（Cabriolet）。

由此可见，对于每种合适的动力系统都可有不计其数的参数组合，而想只用单一的动力方案或只用一套“万能”的动力驱动装置是非常不现实的。从车辆级别来看，动力驱动方案的两级分化尤其明显：

高级车/SUV

高级车和 SUV 将越来越多地采用并联式和混联式混合动力（包含一台内燃机和 1～2 台电动机），如图 238（见彩插）所示。鉴于此级别车辆所要求的驾驶特性和最常用的行驶工况，这样的动力方案特别合适。前文曾提及，与燃油汽车相比这会增加约 4000～8000 欧元的成本，但是此类车总车价较高，这点增加的成本不会产生大的作用（若总车价为 80000 欧元，增加的成本仅占其的 5%～10%）。

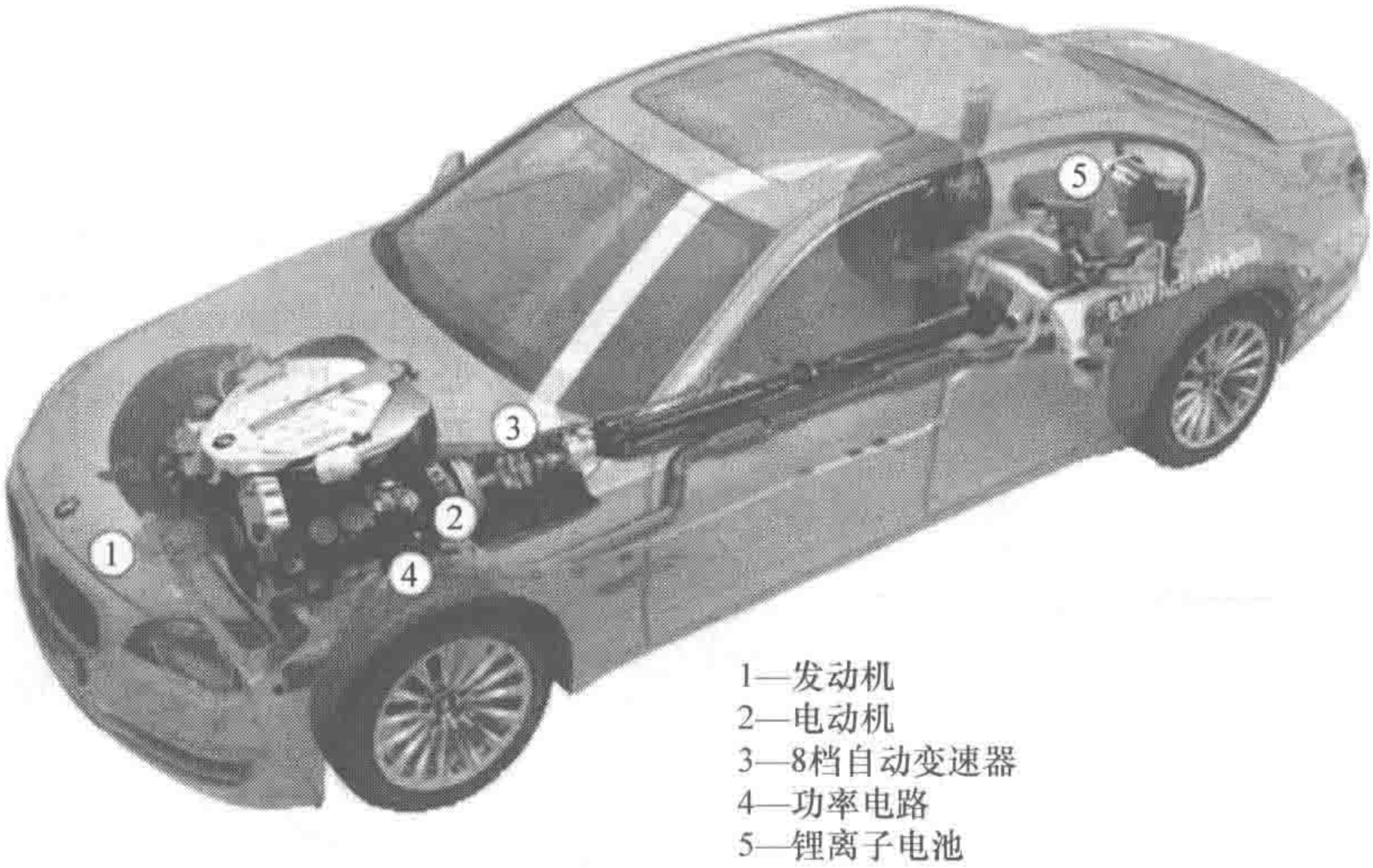


图 238　高级车/SUV 的车例：宝马 Active Hybrid 7

中级车

对于中级车来说，兼具柴油机和汽油机优点的现代内燃机在以后几十年内几乎没有可能被替代。通过对热力学过程的精确设计并使其参数与转速/转矩工况、动态条件（加、减速）和环境条件（大气温度、压力和湿度）优化匹配，内燃

机总效率将达到一个新的水平，而这一效率水平是燃料电池在所需的功率范围内难以超越的。经过热力学优化的内燃机相应地必须采用一些复杂的技术，如可变气门实现的双增压、燃料分层直接喷射、借助燃烧室中废气核的可控自燃和多级催化净化器等。这些技术的应用一方面可明显减少油耗、二氧化碳排放和有害物质排放，另一方面也会造成制造成本的增加。在这种情况下燃料电池将成为竞争技术，它在相对较小功率和固定工况下中具有高的效率且使用与驱动内燃机一样的燃料，能有效确保提供这一级别车辆不断增长的电能需求（目前约5～6kW，未来将达10kW）。图239（见彩插）描述了一种这样的动力组合方案。

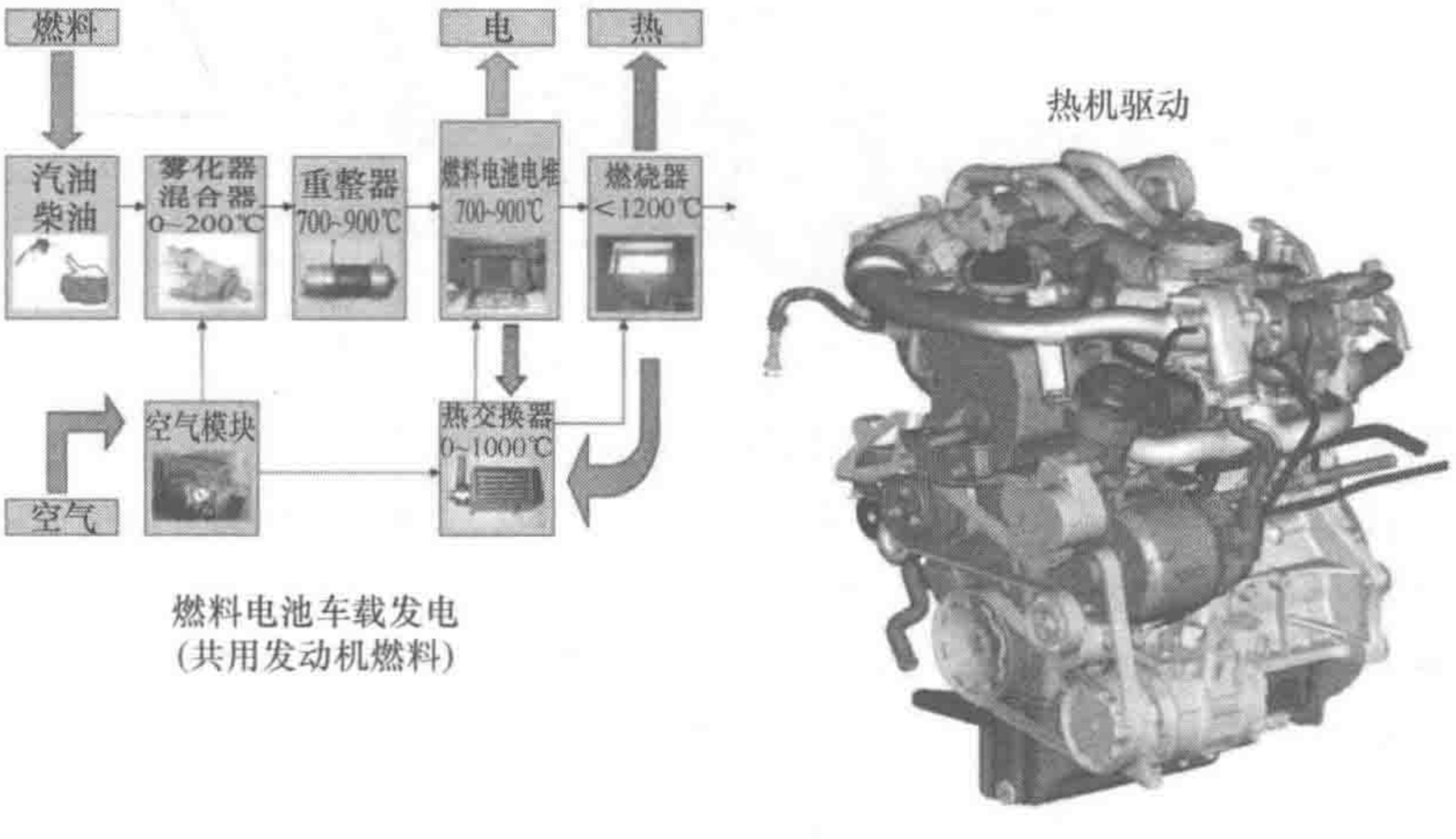


图239　中级车：内燃机驱动和燃料电池车载供电的方案

另一个能显著提高内燃机－燃料电池能量系统总效率的潜力是内燃机与燃料电池的耦合：固定工况点下运行的燃料电池除了给车载耗电部件供电之外，其一部分电能也能馈给内燃机。对内燃机上的耗电部件如增压器、换气机构、直喷系统和水泵等（图28），采用特性曲线查表的电控驱动方式，取代与转速直接关联的发动机驱动方式，可以大幅度提高热力学效率。

紧凑级－城市用车

面对急剧增长的超大型城市（如图1所示），在不久的未来将需要开辟零二氧化碳排放、零有害物质排放和零噪声排放的环保区域。纯电动汽车（见图240，见彩插）是电驱动公共交通工具（如有轨电车和电动客车）的一种替代品。对于拥堵的城市交通来说，紧凑型轿车其优势显而易见，而以此为基础的汽车分享模式将对交通产生重大的影响。带汽车租赁站的停车场可以为电池充电提供必要的设施，在这样的条件下车载电池供电的纯电动汽车其续驶里程短将不再是严重的缺陷。

带增程器的城市用车

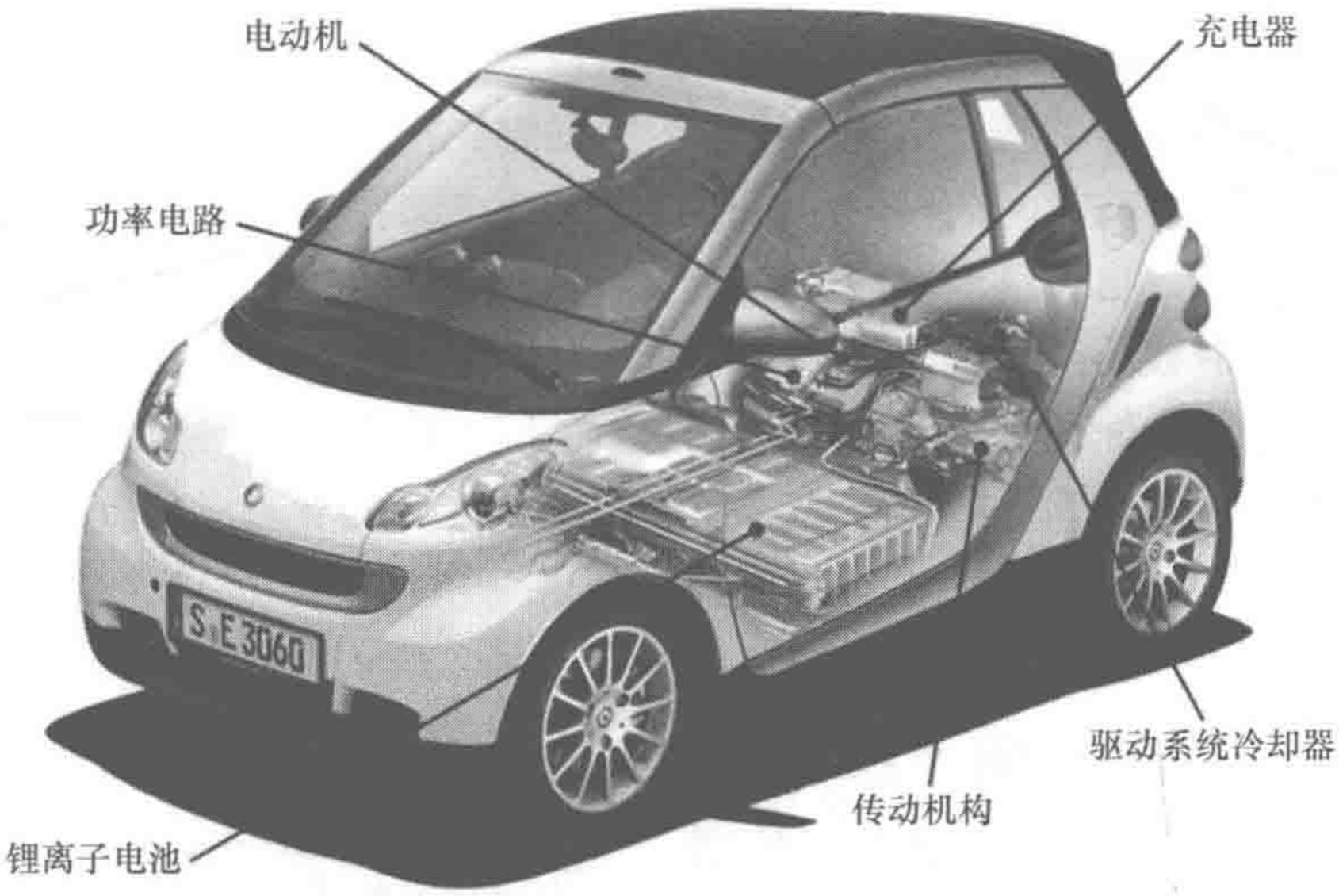


图 240　紧凑型城市轿车：车载电池供电的纯电动驱动（来源：Daimler）

受限于其续驶里程，在前述的市内环保区域内适用的纯电动紧凑型轿车在区域外行驶就有些捉襟见肘了。为了保证正常的行驶，即既能在城市又能在乡村，还能在高速公路和国道上行驶，这样的纯电动车需要增加续驶里程。

有两种增加续驶里程的方案可用：

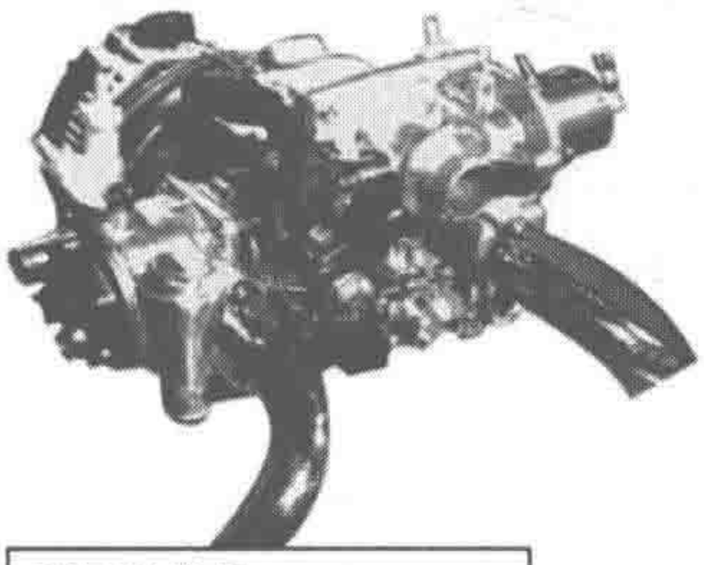
- 电驱动切换为机械驱动，能量来源从电池变为燃料。
- 保持电驱动，能量来源从电池切换为燃料。

采用第一种方案的车辆已投放市场（如标致 3008 Hybrid，其驱动由互不相连的一台电动机和一台柴油机实现，见图 235）。使用第二种方案的车型尚在研发阶段（见图 167 中以氢燃料电池为基础的电动车）。

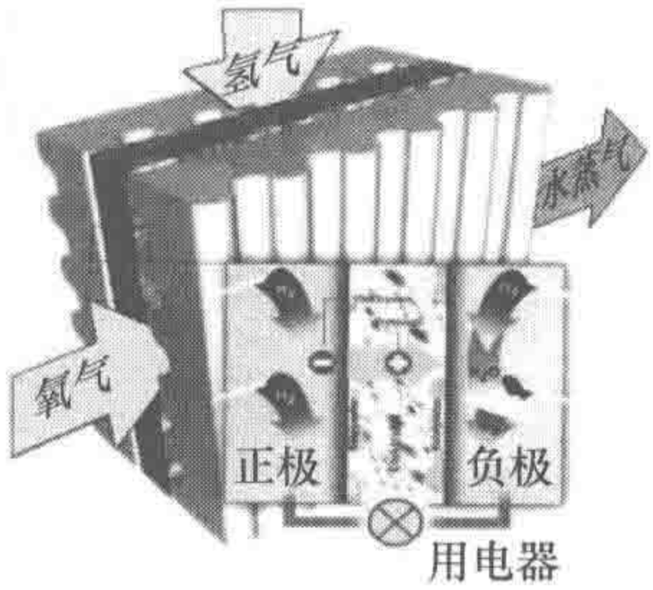
电驱动本身具有如下一些重要的特性：

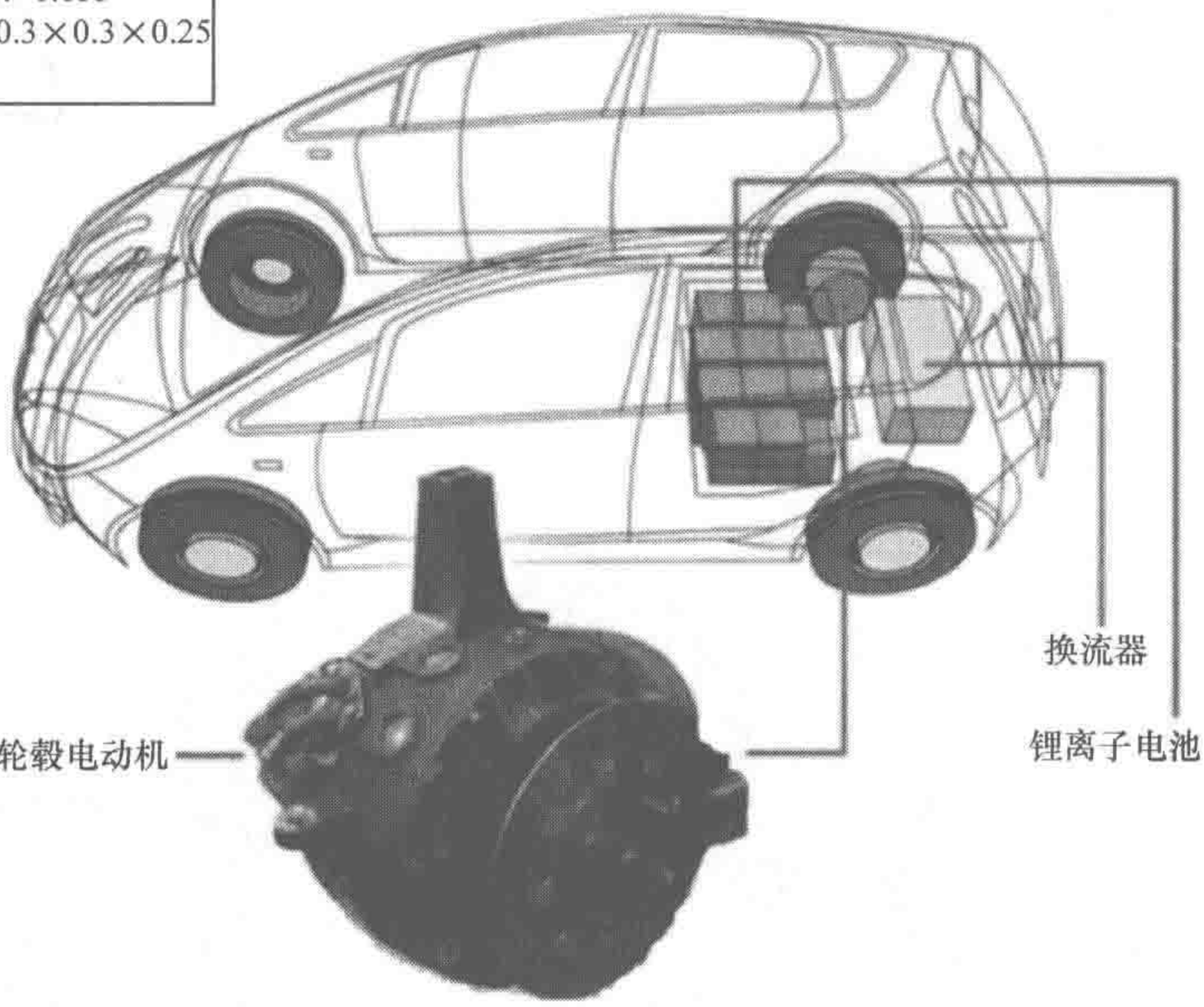
- 行驶动力学特性，即电机特有的转矩特性，可在 0 ~ 约 2000r/min 的低转速区内就产生最大转矩。另外，其无级变速的传动机构使得电动机驱动形式在最大车速受限的城市交通中尤其具有优势。
- 在人口密集区零排放模式运行的可能性，在此应用下关闭热机或燃料电池，电能仅由电池和超级电容提供，不依赖热机或燃料电池车载发电。
- 车轮运动的自由度，即采用作为智能驾驶辅助系统的轮毂电动机获得的车轮运动自由度。每个车轮都能以 6 个自由度独立运动，因此停车与转向将变得非常轻松。电池和超级电容的储能，热机或燃料电池的车载发电，或储能和车载发电两者组合，这些都可提供所需的电能。
- 热机在固定工作点发电并将电能存储于电池和超级电容，固定工作点运行模式容许使用一台简单的发动机，如图 241 所示的二冲程发动机、斯特林发动

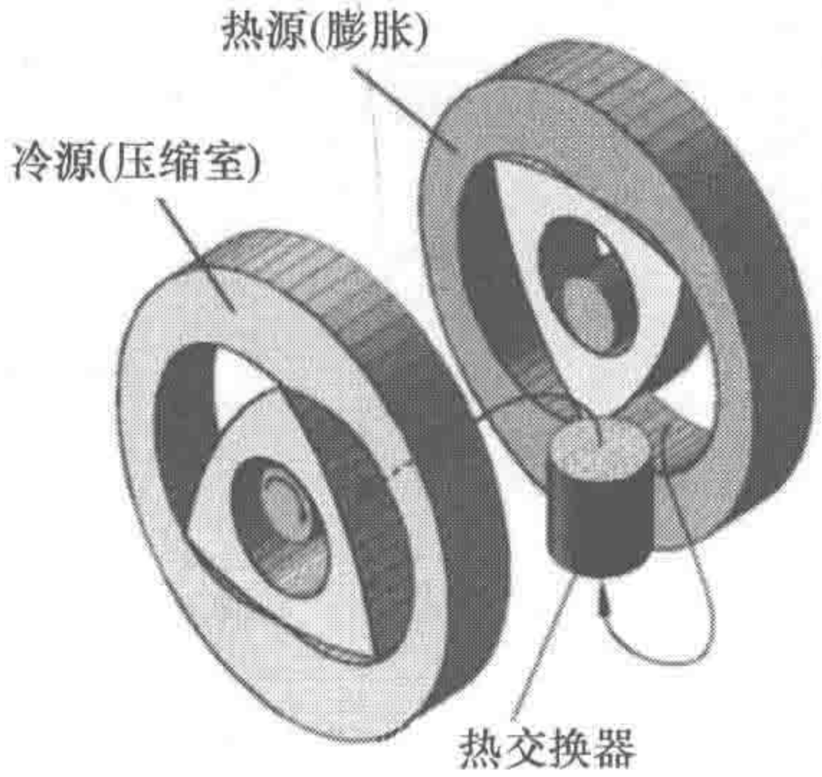
机/转子发动机或燃烧温度较低的燃气轮机，但是，热力学效率会明显提高。

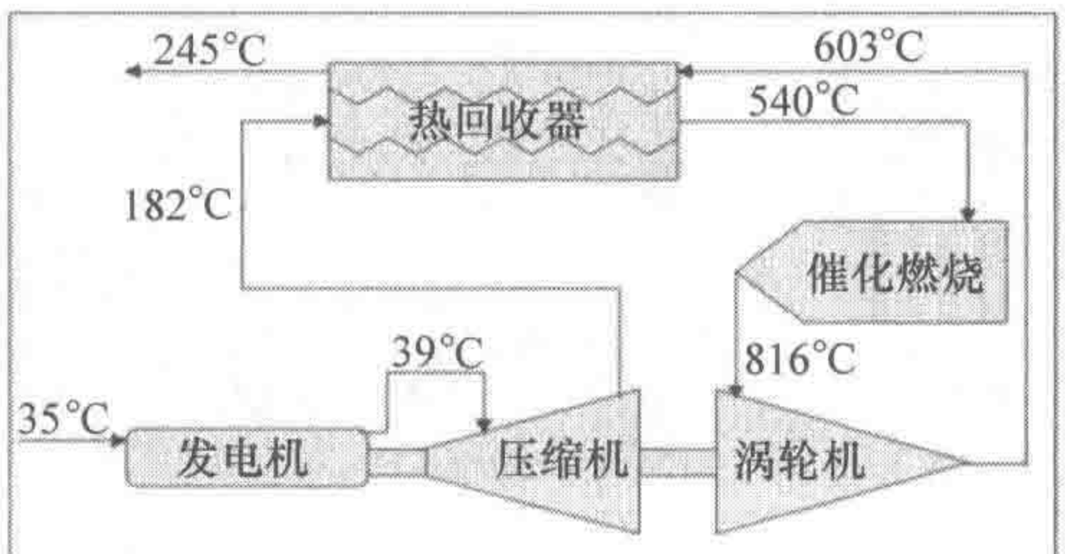


两缸发动机
行程缸径比：0.655
$L \times B \times H$：0.3×0.3×0.25
净重：3kg









燃料： - 天然气，丙烷，丁烷 - 汽油，甲醇，乙醇	功率：24kW 转速：96000r/min 压缩比:3:1
尺寸大小： - 长：90cm - 直径：41cm - 质量：41kg	效率： - 压缩机：79.6% - 涡轮机：85.0% - 发电机：96.0% - 热回收器：85.0%

图241　带增程器的城市汽车：电驱动，车载燃料电池或热机发电
（汽油机，柴油机，转子发动机，斯特林机，燃气涡轮机）

• 燃料电池发电并将电能存储于电池和超级电容。若使用碳氢化合物（如汽油、柴油和乙醇等）作为能量载体，在技术复杂程度和成本上与固定工况点运行的热机发电相比，燃料电池发电处于劣势。使用氢作为能量载体，供电就不依赖于电池，车载燃料电池发电可在人口密集区实现零排放。氢的无污染再生制造、足够的车载储能密度、技术复杂度和易燃危险性，这些都是目前尚需解决的问题。

高性价比多功能车

高性价比汽车通常被理解为通过缩小尺寸、减少功能由成功的量产车型衍生而出的紧凑型轿车。然而在巴西、印度甚至在东欧，最受欢迎的不是小轿车而是高性价比大尺寸车。这种车能装下大人、孩子和祖父母以及土豆箱子和柴火，经常需要在极端气候和恶劣路况条件下行驶。图 242 描述的是一个成功的解决方案实例。采用高科技的动力驱动技术对以上用途而言，无论从价格还是维修可能性的角度看都是不现实的。以生物酒精为燃料的 2 缸或 3 缸发动机动力驱动或许更适用。



图 242　高性价比多功能车：高性价比的传统动力驱动（来源：Dacia）

当前的研发趋势集中于这类特定的驱动方案，并充分考虑了车辆的级别以及地域特殊。汽车驱动系统和车载供电间能量管理的复杂结构揭示了全球化的汽车制造中性能要求与制约条件间的崭新关系，如图 243（见彩插）所示。

动力驱动首先要适合特定车辆级别和地域特殊性，与此相关的适配需求将通过对消费行为研究所得的结论体现在其研发设计理念之中。

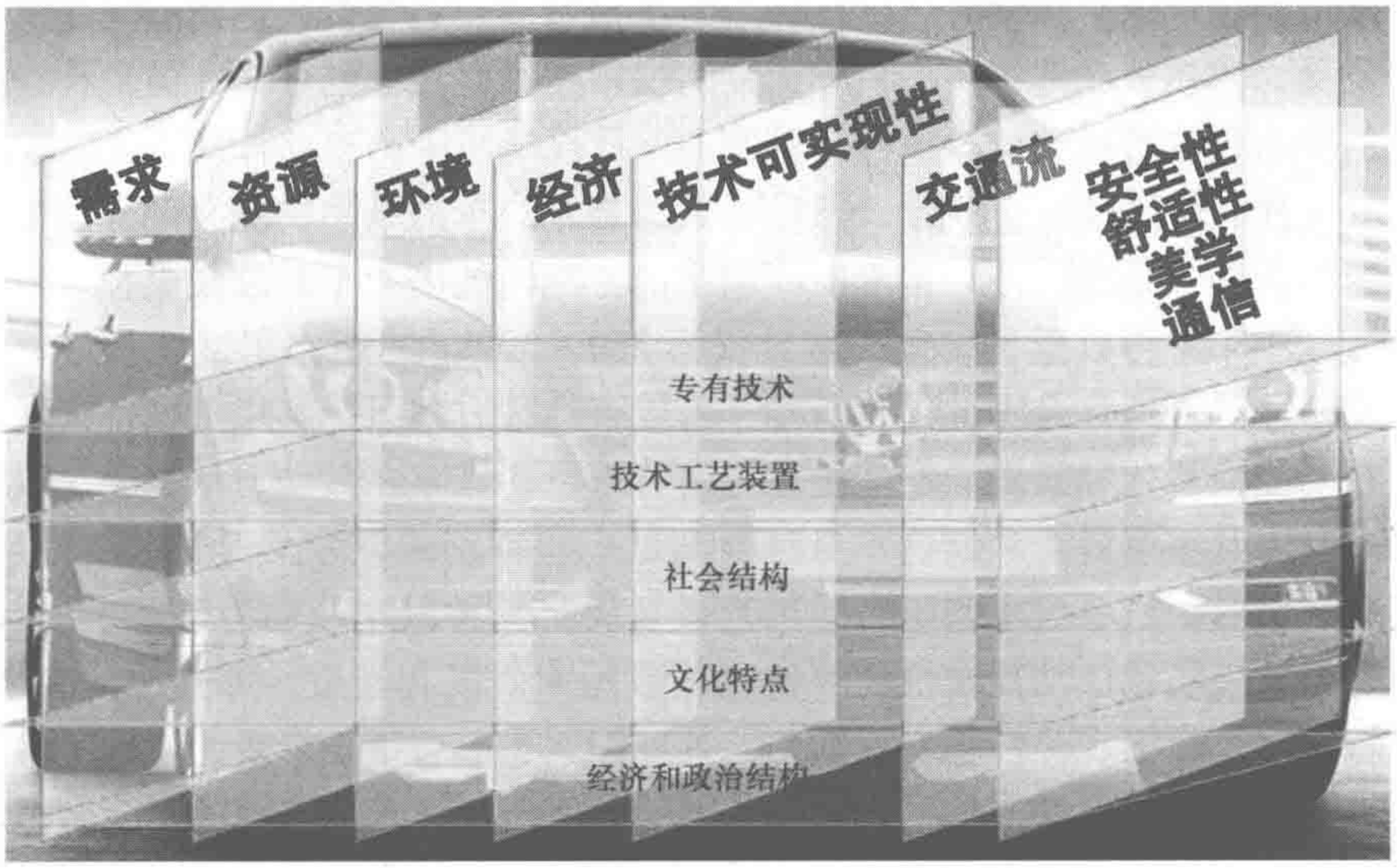


图 243　全球化的汽车制造：性能要求与制约条件

能源和原材料的资源是车辆动力研发要考虑的又一个制约条件。与十年前相比，当前由使用化石能源向可再生能源的过渡趋势更加明显，而将氢能源作为未来理想解决方案的观点似成共识。

环境可承受性也会影响未来车用动力的研发。可有效降低二氧化碳排放或能使其在自然循环中回收，实现零有害物质排放驱动，这是未来技术解决方案努力要达成的目标。

符合适配需求、资源和环境可承受性以上三个条件要求的动力方案转化为实际应用时却可能因其经济性而被否决。例如，应用太阳能制氢的氢燃料电池紧凑型车就是一个这样的典型技术方案，其依据资源或环境评估标准都是一个理想方案，但因其明显的高成本而无法实现批量生产。另一个具体例子也可以说明经济性的重要，不久前研究表明，油耗率低于 3L/100km 的紧凑型车可以实现批量生产，但是因其价格处于豪华型车的价格区间而没有投入量产。

技术可实现性是另一个评判要求。还是以氢应用作为例子，即使能够零排放和低成本制氢，但是氢的存储依然是一个棘手的问题。氢的分子质量最小，与自然界存在的其他物质相比，氢气具有最大的气体常数，所以在压力、温度和存储体积都相近的条件下，其密度最低。对于所有的壁面结构，即使具有极低的压力势能氢分子都具有穿透性，而且氢在空气中的浓度只要达到 4% 就具有可燃性，无论将来技术上如何发展都很难解决这种物理上的原生问题。

即使符合以上提及的所有评判标准，但车流量本身也会对汽车动力系统的取

舍产生影响。从这个角度看，欧洲一个首都城市的交通负责人遇到的问题就很有启发意义，零排放和零噪声的汽车无疑对城市来说是极佳的方案，但是，在车满为患的城市里哪些道路能让这些车开呢?

安全性、舒适性、美观性和通信已成为当今汽车的成熟功能，部分是由于法律规定的，部分是考虑用户接受度而建立的。电池纯电动车其续驶里程可以通过大幅度减小车重得以延长，空车重量仅为 250 ~ 300kg 的迷你车型就是如此，当然其安全性和舒适性会因此而打折扣，所以，这种方案只推荐用于城市交通。

在功能模块化和研发、制造全球化的背景下，汽车在其动力系统满足以上要求的同时，其整车研发和制造本身也要满足一些特别的、涉及面宽的前提条件，如图 243 所示。核心技术和所需的工艺设置决定一种汽车或动力方案生死与否，除此之外，汽车相应功能模块在哪些地区或国家研发和制造，那里的社会结构、人文特性以及政治、经济稳定性如何，这些因素也起着举足轻重的作用。

汽车零部件研发和制造的这种变化趋势也将引起汽车制造商的结构转型，即从完备的汽车制造者变为从不同地方采购不同模块的管理者的转型，如图 244 和图 245 所示。



图 244　汽车零配件研发成果转化为产品的横向因素和纵向因素

创新力植根于横向的全球化，这既得益于现代通信手段，也是为经济利益所驱动。

与横向的全球化影响一样，尽管视角不同，纵向链的三个环节，即制造、开发和研究，也有相互作用关系。从研发中心、零配件供应商到整车厂，三类机构中都有研究、开发和生产，只是各自所占比重不同而已。

研发中心必须对与最终产品相关的基础内容进行分门别类的研究和开发，通常会采用一些新的交叉学科或知识。研发适用的试验设备和制作样机也是研发中心的任务。

零配件供应商通常应该提供新设计模块的基本型，先作为理论假设与样品之间一个过渡。零配件供应商必须承担相应部件模块的最终量产。

制造商负责新款车的集成和装配，为此需要有自己的研发成果。

图244示意性地描述了研发中心、零配件供应商和整车厂之间如何将研发成果转化为产品的关系。在这幅关系图中，汽车制造商或发动机制造商是横向因素和纵向因素（自由度）的一个交叉点，其需求大小与自身的适应能力有关。

传统的行业规范如质量、交货期和价格等已不足以适应创新系统的动态变化，为此需要不断提高额外的创新能力和整合能力。

汽车系统的复杂性，尤其是可组合的动力驱动形式，导致了制造链中角色的重新分配，如图245所示：

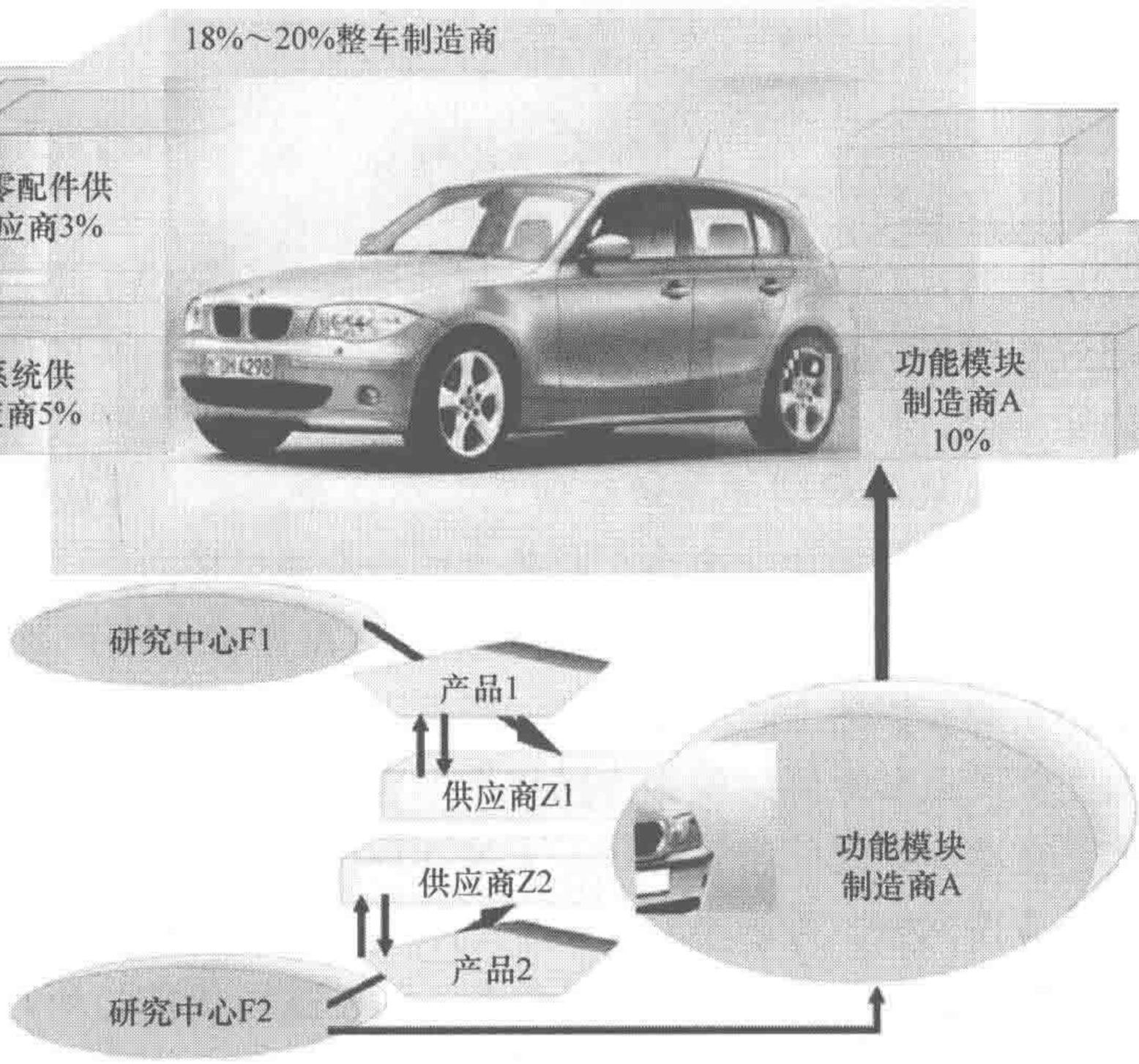


图245　动力驱动系统或整车模块化设计的作用分配：
从研发和制造合作商到零配件供应商联盟直至整车厂

-灵活性要求导致汽车制造商在制造业中的份额进一步下降到20%以下。

-成本低廉的平台开发理念将毫无疑问地被利于创新开发的模块化理念所替代，零配件供应商将越过系统供应商这一级，转型升级成为功能模块制造商。

-功能模块制造商将发展为超级供应商，负责汽车上某一功能的整个模块。这将迫使功能模块制造商去形成不同的联盟，如因创新需求与研发中心的合作，因专业化需求成为被持股的独立供应商，因成本原因成为全球合作伙伴。功能模块制造商的利润将更多地来源于研发而不是制造。

从以上的关系中可以看出一个明显的趋势，即越来越多的核心技术研发，尤其是未来的动力驱动系统，将从汽车制造商转移到功能模块制造商。甚至有人担心，越来越多的汽车制造商会变成纯粹的生产管理者，由此汽车总装将可能受制于核心功能模块供应商，这又会导致汽车制造商掌控不了研发方向。即使这些偶尔被公开的猜测有可能是夸大其词的，但也暗示了汽车制造商与功能模块供应商之间越来越多的相互合作关系。核心技术研发从汽车制造商到模块制造商的转移将日益影响各自的经济基础，由此提供了实现替代方案（尤其体现在动力驱动系统）的推进动力。这种在创新潮流下的作用分配具有其显著的特征：

-创新就是知识，它需要核心技术体系的建立和凝聚。通过收购小企业或与中小企业合资，培育超级供应商以形成核心竞争力。

-创新就是时间，它需要快速的响应。从这个意义上来说，小企业无论是直接或是间接通过超级供应商和汽车制造商合作都具有船小易调头的优势。

汽车动力驱动形式其自由度越大，其创新强度就越大。由于效率原因，创新研发工作越来越多地从汽车制造商转移到了中小企业，这不再是对某一部件而言，而是某一完整的功能模块。中小企业独立地或者通过横向合作进行某一完整的功能模块研发、试制和生产。此外，加强创新力需要持续获取基础科学的支持。为此，中小企业在纵向上，即在研究-开发-生产层面上注重加强合作。在纵、横向层面上交叉点和矩阵结构的协同作用形成了一种新的管理模式。在汽车制造中，尤其是在动力系统能量管理中，未来10~20年里可预期的重大革新呼唤与此相关的适应性调整。神话中Demeter女神赠送了Triptolemos王子一辆带翅膀的车，如图246所示他曾用这辆车播种粮食。用于这种优雅的动力驱动形式的能量载体、储存和转换装置可惜无从知晓。但是，在探索未来车用动力驱动的道路上，它将成为无数创新者的最佳挑战对象。



图 246　阿提卡莱基托斯陶瓶上 Triptolemos 王子的播种图（公元前 490 – 公元前 480 年），现存 Syracusa 考古博物馆

参 考 文 献

[1] Stan, C.: Thermodynamik des Kraftfahrzeugs
Springer Verlag Berlin- Heidelberg- New York, 2004
ISBN 3-540-40611-5

[2] Stan, C.: Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren
Springer Verlag Berlin-Heidelberg-New York, 1999
ISBN 3-540-65287-6

[3] Stan, C.; Tröger, R.; Stanciu, A.: Direkteinspritzsysteme für Hochleistungsmotoren – zwischen Rennsport und Serienanwendung
in „Rennsport und Serie“, Expert Verlag Renningen, 2003
ISBN 3-8169-2273-2

[4] Stan, C; Stanciu, A.; Tröger; R.: Influence of Mixture Formation on Injection and Combustion Characteristics in a Compact GDI Engine
SAE Paper 2002-01-0833

[5] Stanciu, A.: Gekoppelter Einsatz von Verfahren zur Berechnung von Einspritzhydraulik, Gemischbildung und Verbrennung von Ottomotoren mit Kraftstoff-Direkteinspritzung
Dissertation, Technische Universität Berlin, 2005

[6] Blair, G. P.: Design and Simulation of Four Stroke Engines
SAE International Inc., Warrendale, 1999
ISBN 0-7680-0440-3

[7] Stan, C.: Verbrennungssteuerung durch Selbstzündung – Thermodynamische Grundlagen
Motortechnische Zeitschrift 1/2004
ISSN 0024-8525

[8] Stan, C.; Hilliger, E.: Pilot Injection System for Gas Engines using Electronically Controlled Ram Tuned Diesel Injection
22. CIMAC Congress, Proceedings, Copenhagen, 04/1998

[9] Guibert, P.; Morin, C.; Mokhtari, S.: Verbrennungssteuerung durch Selbstzündung – Experimentelle Analyse
Motortechnische Zeitschrift 2/2004
ISSN 0024-8525

[10] Stan, C.: Aspekte der zukünftigen Konvergenz von Otto- und Dieselmotoren
Motortechnische Zeitschrift 6/2004
ISSN 0024-8525

[11] Sher, E.; Heywood, I.: The Two-Stroke Cycle Engine – Its Development, Operation and Design
Taylor and Francis Publishers, USA 1999
ISBN 1-56032-831-2, SAE Order-No. R-267

[12] Blair, G. P. : Design and Simulation of Two-Stroke Engines
SAE International Inc., Warrendale, USA 1996
ISBN 1-56091-685-0

[13] Stouffs, P.: Stirling Engines – Possibilites of Automotive Applications
in "Alternative Automotive Propulsion Systems",
Proceedings H030-10-007-0/Haus der Technik Essen, 2000

[14] Senft, I. R.: An introduction to Low Temperature Differential Stirling Engine
Moriya Press, USA, 1996
ISBN 0-9652455-1-9

[15] Duda, U.: Entwicklungstendenzen der Erdgasbetriebenen Fahrzeuge
in „Alternative Automotive Propulsion Systems“,
Proceedings H030-10007-0/Haus der Technik Essen, 2000

[16] Stan, C.; Tröger, R.; Grimaldi, C. N.; Postrioti, L.: Direct Injection of Variable Gasolina/Methanol Mixtures: Injection and Spray Charakteristics
SAE Paper 2001-01-0966

[17] Stan, C.; Tröger, R.; Günther, S.; Stanciu, A.; Martorano, L.; Tarantino, C.; Lensi, R.: Internal Mixture Formation and Combustion from Gasoline to Ethanol
SAE Paper 2001-01-1207

[18] Stan, C.; Tröger, R.; Lensi, R.; Martorano, L.; Tarantino, C.: Potentialities of Direct Injection in Spark Ignition Engines – from Gasoline to Ethanol
SAE Paper 2000-01-3270

[19] Freymann, R.: Highlights in Hydrogen Research within the BMW Group
in "Entwicklungstendenzen im Automobilbau",
Zschiesche Verlag, Wilkau-Haßlau, 2004
ISBN 3-9808512-1-4

[20] Kahlen, H.: Elektroantriebe für Straßenfahrzeuge – Ergänzung oder Konkurrenz zum Verbrennungsmotor
in „Alternative Automotive Propulsion Systems",
Proceedings H030-10-007-0/Haus der Technik Essen, 2000

[21] Boltze, M.; Wunderlich, C.: Energiemanagement im Fahrzeug mittels Auxiliary Power Unit
in "Entwicklungstendenzen im Automobilbau",
Zschiesche Verlag, Wilkau-Haßlau, 2004
ISBN 3-9808512-1-4

[22] Liao, G. Y.; Weber, T. R.; Pfaff, D. P.: Modelling and Analysis of Powertrain Hybridization on All-Wheel-Drive Sport Utility Vehicles
Journal of Automobile Engineering, Part D, October 2004
Vol 218 No D 10, IMechE, London, UK,
ISSN 0954-4070

[23] Stan, C.; Personnaz, I.: Hybridantriebskonzept für Stadtwagen auf Basis eines kompakten Zweitaktmotors mit Ottodirekteinspritzung
Automobiltechnische Zeitschrift 2/2000
ISSN 0001-2785

[24] Gombert, B.: eCorner: Antrieb durch Radnabenmotoren
in „Alternative Propulsion Systems for Automobiles“,
Expert Verlag Renningen, 2007
ISBN 978-3-8169-2752-5

[25] Cipolla, G.;
Hybrid Automotive Powertrains: the GM Global approach
in „Alternative Propulsion Systems for Automobiles“,
Expert Verlag Renningen, 2007
ISBN 978-3-8169-2752-5

[26] Nitz, L.; Truckenbrodt, A.; Epple, W.: Das neue Two-Mode-Hybridsystem der Global Hybrid Cooperation,
27. Internationales Wiener Motorensymposium,
VDI Verlag 2006,
ISBN 3-18-362212-2

[27] Stan, C.: Process improvement within an advanced car diesel engine in base on the variability of a concentric cam system,
10th International Conference on Engines and Vehicles,
SAE Paper 11ICE-0204

[28] Eichlseder, H.; Klell, M.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik,
Vieweg + Teubner 2010,
ISBN 978-3-8348-1027-4

[29] Stan, C.; Cipolla, G.: Alternative Antriebe für Automobile I,
Expert Verlag Renningen 2007,
ISBN 978-3-8169-2752-5

[30] Stan, C.; Cipolla, G.: Alternative Antriebe für Automobile II,
Expert Verlag Renningen 2009,
ISBN 978-3-

[31] Lenz, H.-P.: 31. Internationales Wiener Motorensymposium (Proceedings), VDI Verlag Düsseldorf 2010.
ISBN 978-3-18-371612-8

[32] Lenz, H.-P.: 32. Internationales Wiener Motorensymposium (Proceedings), VDI Verlag Düsseldorf 2011.
ISBN 978-3-18-373512-9

[33] Bargende, M.; Reuss, H.-C.; Wiedemann, J.: 10th Stuttgart International Symposium (Proceedings), Vieweg + Teubner Verlag / Springer Fachmedien 2010,
ISBN 978-3-8384-1301-5

[34] Bargende, M.; Reuss, H.-C.; Wiedemann, J.: 11th Stuttgart International Symposium (Proceedings), Vieweg + Teubner Verlag / Springer Fachmedien 2011,
ISBN 978-3-8384-1561-3

其他文献:

autocarsnews.info
automagz.net
autos.yahoo.com
chinaautoweb.com
de.wikipedia.org
en.wikipedia.org/
green.autoblog.com
greenbigtruck.com
hybridcarspec.com
newsroom.saab.com
richmond-lexus-vancouver.com
www.7-forum.com
www.allcarselectric.com
www.altfuelprices.com
www.atz-online.de
www.autoblog.com
www.autoblog.com
www.autoexpress.co.uk
www.autogastanken.de
www.autoguide.com
www.automotiveonline.co.za
www.auto-motor-und-sport.de
www.autospectator.com
www.caranddriver.com
www.carnewschina.com
www.chinacartimes.com
www.ecvv.com
www.engadget.com
www.evsroll.com
www.evsroll.com

www.fhwa.dot.gov
www.fiat.de
www.focus.de
www.ford.com
www.gps-data-team.com
www.greencarcongress.com
www.greenmotor.co.uk
www.hybrid-autos.info
www.hybridcars.com
www.hyundaiusa.com
www.iac.org.in
www.iangv.org
www.insideline.com
www.insideline.com
www.kia.com
www.lexus.com
www.lincoln.com
www.mazda.com
www.mbusa.com
www.mercedes.com
www.myperfectautomobile.com
www.netcarshow.com
www.nissanusa.com
www.peugeot.de
www.plugincars.com
www.porsche.com
www.roadandtrack.com
www.sueddeutsche.de
www.suyashgupta.com
www.telegraph.co.uk
www.thetorquereport.com
www.toyota.co.th
www.toyota.com
www.toyota.de
www.treehugger.com
www.volkswagen.com
www.volvocars.com
www.welt.de
www.worldcarfans.com
www.worldlpgas.com
www.zercustoms.com
zautos.com

Translation from German language edition:
Alternative Antriebe für Automobile
By Cornel Stan
© 2012 Springer Berlin Heidelberg.
Springer Berlin Heidelberg is a part of Springer Science + Business Media.
All Rights Reserved.
版权所有，侵权必究。
This title is published in China by China Machine Press with license from Springer. This edition is authorized for sale in China only, excluding Hong Kong SAR, Macao SAR and Taiwan. Unauthorized export of this edition is a violation of the Copyright Act. Violation of this Law is subject to Civil and Criminal Penalties.
本书中文简体版由 Springer 授权机械工业出版社在中国境内（不包括香港、澳门特别行政区及台湾地区）出版与发行。未经许可之出口，视为违反著作权法，将受法律之制裁。
北京市版权局著作权合同登记 图字：01 - 2013 - 5531 号。

图书在版编目（CIP）数据

车辆动力技术：热力驱动、电驱动、混合驱动与能量管理/（德）康奈尔·斯坦（Cornel Stan）著；周苏译. —北京：机械工业出版社，2017.3
（汽车先进技术译丛）
书名原文：Alternative Antriebe für Automobile
ISBN 978-7-111-56107-1

Ⅰ.①车… Ⅱ.①康… ②周… Ⅲ.①汽车动力学 Ⅳ.①U461.1

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2017）第 032161 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）
策划编辑：孙 鹏 责任编辑：孙 鹏
责任校对：肖 琳 刘秀芝 封面设计：鞠 杨
责任印制：常天培
保定市中画美凯印刷有限公司印刷
2017 年 3 月第 1 版第 1 次印刷
169mm × 239mm · 19.75 印张 · 16 插页 · 380 千字
0 001—3 000 册
标准书号：ISBN 978-7-111-56107-1
定价：160.00 元
凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务
服务咨询热线：010-88361066
读者购书热线：010-68326294
010-88379203

网络服务
机 工 官 网：www. cmpbook. com
机 工 官 博：weibo. com/cmp1952
金 书 网：www. golden-book. com
教育服务网：www. cmpedu. com

封面无防伪标均为盗版

国际视野　科技前沿

汽车先进技术译丛

发动机试验理论与实践
如何将汽车制成精品
汽油车近零排放技术
车辆动力学及控制
载货汽车技术
轻量化设计——计算基础与构件结构 第2版
汽车总线系统
制动技术手册
减振器手册
汽车底盘手册
汽车工程手册（德国版）
汽车工程手册（美国版）
汽油机直喷技术
轻量化
汽车轮胎研发
汽车轻量化
车辆操纵动力学——理论与应用
振动阻尼、控制和设计
电动汽车实用技术（双语版）
汽车电力电子装置与电机驱动器手册
汽车变速器理论基础、选择、设计与应用
汽车及其驱动系统虚拟产品开发
汽车电子技术——硬件、软件、系统集成和项目管理
如何在交通运输中降低油耗与废气排放
汽车主动制动控制系统设计
汽车嵌入式系统手册
车辆操纵动力学（原书第2版）
车联网通信技术
车载ad hoc网络的安全性与隐私保护
汽车电子/电气架构——实时系统的建模与评价
车辆动力技术——热力驱动、电驱动、混合驱动与能量管理

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
服务咨询热线：010-88361066
读者购书热线：010-68326294
010-88379203
网络服务
机工官网：www.cmpbook.com
机工官博：weibo.com/cmp1952
金书网：www.golden-book.com
教育服务网：www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版

机械工业出版社微信公众号

扫一扫，
更多汽车精品图书供你选！

ISBN 978-7-111-56107-1
策划编辑◎**孙鹏** / 封面设计◎**鞠杨**
QQ:495025020
e-mail: spxingyang@126.com

上架指导　交通运输 / 汽车技术

ISBN 978-7-111-56107-1
9 787111 561071 >

定价：160.00元