

基于多孔介质燃烧的发动机理论热力循环分析

石秀勇, 王 禹, 倪计民, 王琦玮

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 针对多孔介质发动机, 建立了热力学理论模型, 引入等温膨胀比, 对经典的闭式和开式多孔介质发动机的热力循环过程进行分析, 推导出多孔介质发动机热效率、循环功的计算公式, 并采用压缩比系数建立了闭式和开式多孔介质发动机热力循环的关系。通过模拟计算, 研究了传统发动机和闭式多孔介质发动机两种类型 6 种循环的理论热力过程, 探讨其热效率、循环功随不同参数的变化及其与各参数之间的关系。分析发现, 在理论热力循环中, 闭式多孔介质发动机比传统发动机在循环功上有着较大优势, 认为高速柴油机循环更适合采用多孔介质技术实现高效燃烧和超低排放。

关键词: 多孔介质; 发动机; 理论循环; 热力学分析

中图分类号: U 464.11

文献标志码: A

Theoretical Thermodynamics Cycle Analysis of Porous Medium Combustion-based Engine

SHI Xiuyong, WANG Yu, NI Jimin, WANG Qiwei

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A theoretical thermodynamic cycle model was established with the expansion ratio of constant temperature as a parameter. Based on an analysis of the thermodynamic cycle of typical the closed and open porous medium (PM) engine, a formula of the thermal efficiency and cycle net-work was derived. The relationship of thermodynamic cycle between the closed and open PM engine was defined with the compression ratio coefficient. Through calculation, six kinds of thermodynamic cycle of two types of traditional and the closed PM engine were studied, in which the variation and impact of thermal efficiency and cycle net-work with the change of other parameters were deduced. The analysis results show that the net-work of theoretical thermodynamic cycle of the closed PM engine is superior to that of the traditional engine. The high speed diesel engine cycle is found to be more suitable for PM technical scheme.

Key words: porous medium; engine; theoretical cycle; thermodynamic analysis

多孔介质(porous medium, PM)本身具有热传导性好、孔隙率大、比热极高及比表面积大等特点。而借助于多孔介质的超绝热燃烧在一些研究中被发现具有高效低污染的特点。基于多孔介质的发动机(PM 发动机), 能够利用多孔介质的特性在发动机内部混合气形成、燃烧及膨胀做功等过程实现能量的存储和再循环以达到节能减排的效果。其可能具有的种种优势, 已引起各国学者的广泛关注。

多孔介质发动机来源于 1874 年 Hirsc 描述的一种 Stirling 发动机^[1], 其把蓄热器放在燃料和空气进入燃烧室的前部, 用来预热混合气; 之后, Ferrenberg 等人^[2]提出了新的回热式内燃机设计; 1995 年, 日本岐阜大学的 Katsunori 和 Kiyoshi^[3]提出了超绝热发动机的概念, 并试制出一台样机; 2001 年和 2004 年, 德国 Erlangen 大学的 Durst^[4]和 Weclas^[5]等人提出具有现代意义的多孔介质发动机设计方案, 即经典的闭式 PM 发动机和开式 PM 发动机。

然而, 迄今为止的国内外研究主要集中于 PM 汽油机的理论 Otto 循环, 针对 PM 低速柴油机的理论 Diesel 循环和 PM 高速柴油机的混合热力循环缺乏足够的推导与研究。基于此, 本文主要对 PM 发动机的混合热力循环进行理论研究和公式推导, 并分析讨论闭式和开式 PM 发动机热力循环的关系。通过模拟计算, 重点分析比较传统发动机和闭式 PM 发动机在热效率、循环功等方面的优劣及其与各参数之间的变化关系, 并探讨适合采用多孔介质技术的发动机类型, 为今后研究各类 PM 发动机的参数选取、方案设计等奠定基础。

收稿日期: 2012-09-04

基金项目: 国家自然科学基金(51106114); 教育部高等学校博士学科点专项科研基金(20110072120002)

第一作者: 石秀勇(1979—), 男, 讲师, 工学博士, 主要研究方向为发动机节能排放及新型燃烧技术。E-mail: shixy@tongji.edu.cn

1 PM 发动机概述

1.1 超绝热燃烧基本原理

绝热过程是指热力学系统始终不与外界交换热量,即 $Q=0$ 的过程. 而超绝热燃烧相比绝热过程显然是一种更极端的热力学变化. 20 世纪 70 年代,英国科学家 Weinberg^[6] 提出了超绝热燃烧的概念,即超绝热燃烧是指在燃烧过程中没有热量损失的理想燃烧并从理论上预言,如果能把热量尽可能地从热的产物转移到冷的反应物流中去,超绝热燃烧有可能实现. 本文所述的超绝热燃烧是指通过多孔介质取代发动机自由空间,利用其相对于气体而言强大得多的蓄热功能和辐射特性,实现热量反馈,将燃烧产生的热量以及尾气中的余热反作用于预混合气中使燃烧反应增强. 在忽略对外损失的情况下,其火焰温度可以超过未经预热的混合气的绝热火焰温度,故称此为超绝热燃烧^[7]. 严格意义上的“超绝热燃烧”是难以实现及不确切的,本文的超绝热燃烧是因为国际学术界已接受了该称谓,故而沿用.

1.2 PM 发动机概述

现代最经典的两类 PM 发动机方案主要是闭式和开式 PM 发动机设计方案.

图 1 所示的闭式 PM 发动机中,多孔介质与气缸保持周期性接触,它由阀门控制多孔介质与气缸接触与否. 每次循环,多孔介质燃烧室阀门开启、关闭各一次(压缩末期(TDC)前开,膨胀末期(BDC)前关). 压缩行程末期阀门开启,空气进入 PM 进行预热. TDC 附近燃油混合气主要集中在 PM 室内,可认为燃烧完全发生在 PM 室内,因 PM 热容很大,存储了大量热量,可保持燃烧过程温度近似不变,因此燃烧过程可近似为等温吸热过程. 工质燃烧放热一部分做功,另一部分储存到 PM 内,以供给下次循环新空气预热、燃油汽化.

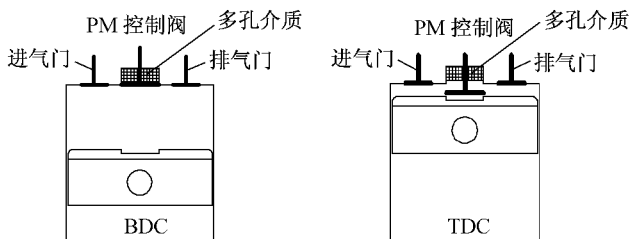


图 1 闭式 PM 发动机示意图

Fig.1 Sketch of the closed PM engine

图 2 所示的开式 PM 发动机中,多孔介质安装在气缸顶部,与气缸始终保持着耦合状态,其工作过

程与普通发动机相同. 在压缩前期,由于整个燃烧室空间相比压缩后期空间大,空气较少且分布均匀,多孔介质燃烧室内气体比较少,对缸内工质的影响很小,此时的热力学变化可以被看成是一种绝热过程. 随着压缩过程的进行,多孔介质燃烧室内空气增多,气体受多孔介质影响增大,在绝热压缩的同时吸收热量,绝热过程被破坏,此时的热力学状态可以被认为是一种多变过程.

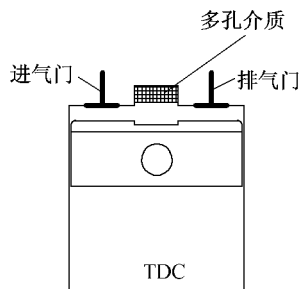


图 2 开式 PM 发动机示意图

Fig.2 Sketch of the open PM engine

2 PM 发动机的热力学分析

2.1 PM 发动机的热力学模型

由于引入多孔介质燃烧室对发动机性能有着决定性的影响,因此本文建立的多孔介质发动机理想循环热力学模型假设如下:

(1) 将工作循环的工质视为理想气体,在整个循环中的物理及化学性质不变.

(2) 多孔介质的热容相对气体极大,二者在进行热交换过程中,多孔介质燃烧室的温度不变,且多孔介质燃烧室内部的换热过程在瞬间完成.

(3) 不考虑实际存在的工质更换及泄漏损失,工质总质量始终保持不变,忽略进、排气流动损失及其影响.

(4) 忽略缸壁、多孔介质室侧壁及活塞等部件的换热损失,在无多孔介质回热的情况下,压缩和膨胀过程与传统发动机相似,可视为绝热过程.

(5) 多孔介质室体积远小于气缸最大体积,本文中认为其是完全固相的,因此忽略多孔介质室内孔隙的体积,且阀门开闭时不影响气缸总容积.

基于上述假设,下文主要采用热力学第一定律,以循环功和热效率为指标,对几种 PM 发动机的循环特性加以研究.

2.2 闭式 PM 发动机热力学分析

在 3 种闭式 PM 发动机(汽油机,低速柴油机,高速柴油机)中,本文重点推导闭式 PM 高速柴油机

在理想循环下的热力学过程,因为闭式 PM 高速柴油机的热力循环是混合循环,同时具有汽油机和低速柴油机的部分特点,具有代表性。

为便于 PM 发动机的理论推导,本文引入一个全新的参数:PM 等温膨胀比,是指 PM 发动机等温过程时缸内体积的膨胀程度。PM 等温膨胀比越大,就意味着 PM 发动机的等温过程越长。

闭式 PM 高速柴油机的压力-体积(p - V)热力循环如图 3 所示。

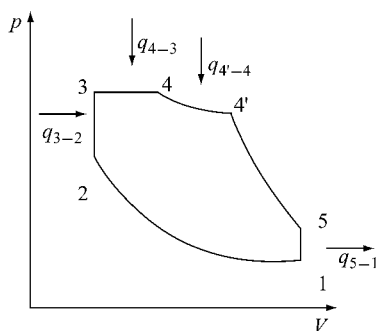


图 3 闭式 PM 高速柴油机的热力循环 p - V 图

Fig.3 p - V diagram of the closed PM high speed diesel engine

图 3 中,各点压力分别为 $p_1 \sim p_5$, 体积为 $V_1 \sim V_5$, 温度为 $T_1 \sim T_5$, q 为热量。定义参数: 压缩比 $\epsilon = V_1/V_2$, 压力升高比 $\lambda = p_3/p_2$, 预胀比 $\rho = V_4/V_3$, PM 等温膨胀比 $\beta = V_{4'}/V_4$, κ 为绝热指数。由于点 $4'$ 在点 4 和 5 之间, 所以 PM 等温膨胀比 β 的取值范围在 $[1, \epsilon/\rho]$ 中。当 $\beta=1$ 时, 点 $4'$ 和点 4 重合, 循环相当于传统高速柴油机的热力循环; 当 $\beta=\epsilon/\rho$ 时, 点 $4'$ 和点 5 重合, 热力循环功达到最大值。

由图 3 可知, 点 1→点 2 为绝热压缩过程^[8], 有

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = \epsilon^{\kappa-1}$$

则得 $T_2 = T_1 \epsilon^{\kappa-1}$ 。

点 2→点 3 为等容燃烧过程, 有

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda$$

则得 $T_3 = T_2 \lambda = T_1 \lambda \epsilon^{\kappa-1}$ 。

点 3→点 4 为等压燃烧过程, 有

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3} = \rho$$

则得 $T_4 = T_3 \rho = T_1 \lambda \rho \epsilon^{\kappa-1}$ 。

点 4→点 $4'$ 为等温燃烧过程, 有

$$T_4 = T_{4'}$$

点 $4' \rightarrow$ 点 5 为绝热膨胀过程, 有

$$\frac{T_5}{T_{4'}} = \left(\frac{V_{4'}}{V_5}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{V_{4'}}{V_4} \frac{V_4}{V_3} \frac{V_3}{V_5}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{\beta \rho}{\epsilon}\right)^{\kappa-1}$$

则得 $T_5 = T_1 \lambda \rho^{\kappa} \beta^{\kappa-1}$ 。

点 5→点 1 为等容换气过程, 设 T_1 为初始条件, c_v 为已知比定容热容, 则

系统吸热为

$$q_{in} = q_{3-2} + q_{4-3} + q_{4'-4} = c_v T_1 \epsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1) + (\kappa - 1) \lambda \rho \ln \beta]$$

系统放热为

$$q_{out} = q_{5-1} = c_v (T_5 - T_1) = c_v T_1 (\lambda \rho^{\kappa} \beta^{\kappa-1} - 1)$$

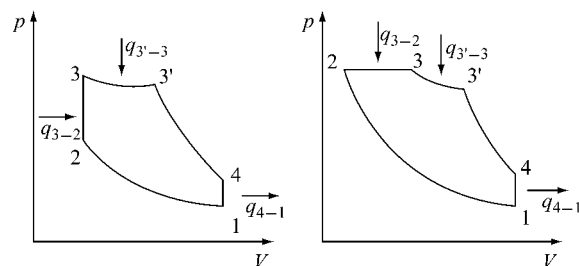
系统热效率为

$$\eta = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{\lambda \rho^{\kappa} \beta^{\kappa-1} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + (\rho - 1) \kappa \lambda + (\kappa - 1) \lambda \rho \ln \beta]}$$

系统循环功为

$$W = q_{in} - q_{out} = c_v T_1 \epsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1) + (\kappa - 1) \lambda \rho \ln \beta] - c_v T_1 (\lambda \rho^{\kappa} \beta^{\kappa-1} - 1)$$

用相似的方式, 可以推导出闭式 PM 汽油机和低速柴油机的热力循环中的热效率和循环功。两者的压力-体积(p - V)热力循环如图 4 所示。



a 汽油机

b 低速柴油机

图 4 闭式 PM 发动机的热力循环 p - V 图

Fig.4 p - V diagram of the closed PM engine

闭式 PM 汽油机的热力循环的系统热效率为

$$\eta = 1 - \frac{\lambda \beta^{\kappa-1} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + (\kappa - 1) \lambda \ln \beta]}$$

系统循环功为

$$W = c_v T_1 \epsilon^{\kappa-1} (\lambda - 1) + (\kappa - 1) T_1 c_v \lambda \epsilon^{\kappa-1} \ln \beta - c_v T_1 (\lambda \beta^{\kappa-1} - 1)$$

闭式 PM 低速柴油机的热力循环的系统热效率为

$$\eta = 1 - \frac{\rho^{\kappa} \beta^{\kappa-1} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} [(\rho - 1) \kappa + (\kappa - 1) \rho \ln \beta]}$$

系统循环功为

$$W = c_v \kappa T_1 \epsilon^{\kappa-1} (\rho - 1) + (\kappa - 1) T_1 c_v \rho \epsilon^{\kappa-1} \ln \beta - c_v T_1 (\rho^{\kappa} \beta^{\kappa-1} - 1)$$

通过对闭式 PM 高速柴油机的热效率以及循环功进行初步分析可得:

当预胀比 $\rho=1$ 时, 闭式 PM 高速柴油机热力循

环图中的点4与点3重合,其热效率和循环功公式与闭式PM汽油机相同。

当压力升高比 $\lambda=1$ 时,闭式PM高速柴油机的热力循环图中的点3与点2重合,其热效率和循环功公式与闭式PM低速柴油机相同。

综上所述,可得出闭式PM低速柴油机和闭式PM汽油机的热效率以及循环功的公式可以看成是闭式PM高速柴油机的两种特殊情况。

2.3 开式PM发动机热力学分析

对于开式PM发动机,其燃烧特性产生了多变过程2'到3段,这是该类发动机的最大特点。图5为开式PM发动机的压力-体积(p - V)热力循环图。

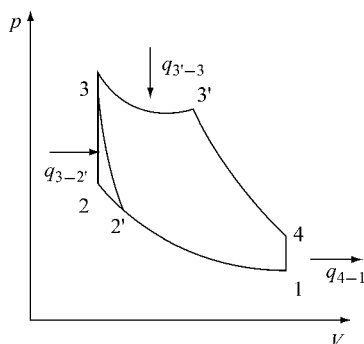


图5 开式PM发动机的热力循环 p - V 图
Fig.5 p - V diagram of the open PM engine

图5中,各点压力分别为 $p_1 \sim p_4$,体积为 $V_1 \sim V_4$,温度为 $T_1 \sim T_4$, q 为热量。定义参数:压缩比 $\epsilon = V_1/V_2$, γ 为压缩比系数,则 $\gamma\epsilon = V_1/V_2'$,开式PM发动机压力升高比 $\lambda' = p_3/p_2'$, n 为多变指数。闭式PM发动机压力升高比 $\lambda = p_3/p_2$,PM等温膨胀比 $\beta = V_3'/V_3$ 。采用上文闭式PM高速柴油机相似的方法可以推导出开式PM发动机热力循环系统热效率为

$$\eta = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{\lambda'^{\frac{n-1}{n}} (\gamma\beta)^{\kappa-1} - 1}{(\gamma\epsilon)^{\kappa-1} \left[\frac{n-\kappa}{n-1} (\lambda'^{\frac{n-1}{n}} - 1) + (\kappa-1) \lambda'^{\frac{n-1}{n}} \ln \beta \right]}$$

开式PM发动机的热效率公式中的压力升高比 λ' 可以和闭式PM发动机的压力升高比 λ 相互转换。其方法如下:

点2→点3为等容过程,有

$$\frac{T_2}{T_3} = \frac{p_2}{p_3} \Rightarrow T_2 = T_3 \frac{p_2}{p_3} = T_3 \frac{1}{\lambda}$$

点2'→点3为多变过程,有

$$\frac{T_3}{T_2'} = \left(\frac{p_3}{p_2'} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Rightarrow T_2' = T_3 \left(\frac{p_3}{p_2'} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_3 \lambda'^{\frac{n-1}{n}}$$

点2'→点2为绝热压缩过程,有

$$\frac{T_2'}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_2'} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{p_2'}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2' p_3}{p_3 p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{\lambda'}{\lambda} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

将 $T_2 = T_3 \frac{1}{\lambda}$, $T_2' = T_3 \lambda'^{\frac{n-1}{n}}$ 代入 $\frac{T_2'}{T_2} = \left(\frac{\lambda'}{\lambda} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$,可得 $\lambda' = \lambda^{\frac{\kappa}{n-\kappa}}$,然后代入开式PM发动机热效率公式可得热效率为

$$\eta = 1 - \frac{\lambda^{\frac{n-1}{n-\kappa}} (\gamma\beta)^{\kappa-1} - 1}{(\gamma\epsilon)^{\kappa-1} \left[\frac{n-\kappa}{n-1} (\lambda^{\frac{n-1}{n-\kappa}} - 1) + (\kappa-1) \lambda^{\frac{n-1}{n-\kappa}} \ln \beta \right]}$$

与之前的闭式PM发动机相比,开式发动机的热效率公式中多出了压缩比系数以及多变指数 n 两个参数。

当 $\gamma=1, n \rightarrow \infty$ 时,其热效率为

$$\eta = 1 - \frac{\lambda\beta^{\kappa-1} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} [(\lambda-1) + (\kappa-1)\lambda \ln \beta]}$$

这就是闭式PM汽油机的热效率公式。

当 $\gamma=1, n \rightarrow 0$ 时,其热效率为

$$\eta = 1 - \frac{\lambda^{\frac{1}{\kappa}} \beta^{\kappa-1} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} [\kappa(\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1) + (\kappa-1)\lambda^{\frac{1}{\kappa}} \ln \beta]}$$

又因为 $\lambda^{\frac{1}{\kappa}} = \rho^{\kappa}$,故其热效率可写成

$$\eta = 1 - \frac{\rho^{\kappa} \beta^{\kappa-1} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} [\kappa(\rho^{\kappa} - 1) + (\kappa-1)\rho^{\kappa} \ln \beta]}$$

这个热效率其实就是闭式PM低速柴油机的热效率公式。

开、闭式PM发动机的对比表明,当开式PM热力循环压缩比系数 $\gamma=1$,多变指数 $n \rightarrow \infty$ 时相当于闭式PM汽油机的热力循环;当开式PM热力循环压缩比系数 $\gamma=1$,多变指数 $n \rightarrow 0$ 时相当于闭式PM低速柴油机的热力循环。

从热力学的角度,相比于开式PM发动机,闭式PM发动机是通过阀门控制多孔介质对混合气的影响时间,使多孔介质和混合气之间的多变回热过程更接近定容或者定压回热过程,从而提高热效率以及循环功,所以闭式PM发动机的实用价值更高一些,但其结构也相对复杂。

3 闭式PM发动机热力循环模拟计算

3.1 模拟计算条件

本文输入参数的取值主要参考某款车用柴油机和汽油机。其中高速柴油发动机的压缩比为17.5,额定工况的缸内最高温度为2327 K;而汽油发动机压缩比为10.5,最高温度为2500 K;由发动机热力循环 p - V 图可知最高温度相当于 T_3 。设初始温度 T_1 为350 K,绝热指数 κ 为1.4,由 $T_3 = T_1 \lambda \epsilon^{\kappa-1}$,转换

公式后 $\lambda = T_3/T_1 \epsilon^{\kappa-1}$, 可得到柴油机和汽油机压力升高比的值分别为 2.2 和 2.8。为了方便比较, 下文中的压力升高比 λ 均取值 2.5, 而针对柴油机的参数预胀比 ρ 均取值 3。

3.2 热效率及循环功与 PM 膨胀比的关系

热力循环的热效率和循环功是一个热力学循环最核心的输出内容, 整个循环中的各个参数对热效率和循环功都有不同程度的影响。根据上文推导的各类闭式 PM 发动机回热循环及普通发动机循环的循环功、热效率等公式, 如果将 PM 膨胀比 β 设为自变量, 以热效率及循环功的公式作为中间的传递函数, 就能得到 3 种 PM 发动机理想热力循环过程情况下的 η - β 图及 W - β 图。

如图 6 所示, 随着 PM 等温膨胀比变大, PM 发动机的发动机热效率开始下降。在同样的 PM 等温膨胀比下, PM 汽油机的发动机热效率最高, PM 高速柴油机次之, PM 低速柴油机最低。但一般情况下汽油机压缩比最小, 柴油机压缩比比汽油机大的多, 故事实上往往是柴油机热效率更高。

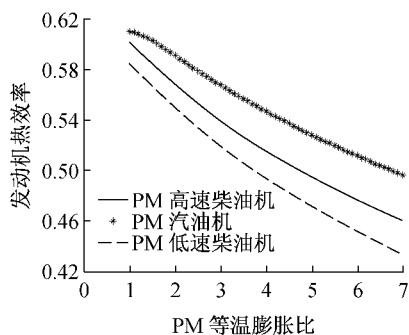


图 6 热效率与 PM 等温膨胀比的关系

Fig.6 Relationship between thermal efficiency and PM expansion ratio

如图 7 所示, 随着 PM 等温膨胀比的增加, PM 发动机的循环功也随之增大。闭式 PM 高速柴油机的

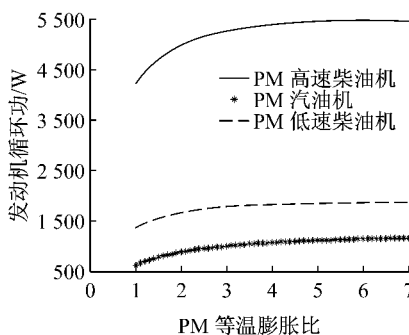


图 7 循环功与 PM 等温膨胀比的关系

Fig.7 Relationship between cycle network and PM expansion ratio

的循环功最高; 闭式 PM 低速柴油机的循环功远低于闭式 PM 高速柴油机; 闭式 PM 汽油机的循环功略低于闭式 PM 低速柴油机。当 PM 等温膨胀比接近最大值时, 曲线渐渐平缓, 发动机循环功达到最大。

综上所述, 在同压缩比的情况下闭式 PM 汽油机的热效率最高, 闭式 PM 高速柴油机的循环功最大。从图 6, 7 中可以看出, 高速柴油机循环的发动机更适合采用闭式多孔介质的技术方案。

3.3 热效率及循环功与压缩比的关系

所有内燃机的热效率和循环功都与内燃机的压缩比有关, 而传统发动机没有参数 PM 膨胀比, 为了分析 PM 发动机和传统发动机热效率及循环功的差异, 此处将分析闭式 PM 汽油机、低速柴油机、高速柴油机以及传统汽油机、低速柴油机、高速柴油机这几类发动机的热效率及循环功与压缩比的关系。此处 PM 等温膨胀比取 $\beta=2$ 。

如图 8 所示, 随着压缩比的提高, 所有发动机热效率都在上升。热效率最高的始终是普通汽油机, 最低的是闭式 PM 低速柴油机。PM 发动机在热效率上稍稍处于劣势, 但差距很小。

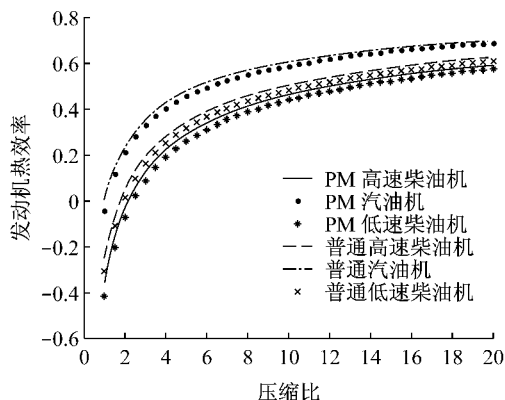


图 8 热效率与压缩比的关系

Fig.8 Relationship between thermal efficiency and compression ratio

如图 9 所示, 随着压缩比的增大, 循环功都在不断增加。PM 发动机的循环功在同样压缩比的情况下相比普通发动机都有着压倒性的优势。特别是随着压缩比的上升, 闭式 PM 高速柴油机的循环功相对普通高速柴油机的优势越发显著。无论是汽油机还是柴油机循环, 在采用多孔介质装置以后, 其循环功的增长都非常明显。

3.4 热效率与循环功的关系

由于以上的分析都是单一热效率或者循环功随着压缩比或者 PM 等温膨胀比的变化, 并未揭示两

者之间变化的相互关系. 下文将对热效率和循环功相互变化的关系进行分析和描述. 此处 PM 等温膨胀比取 $\beta=2$.

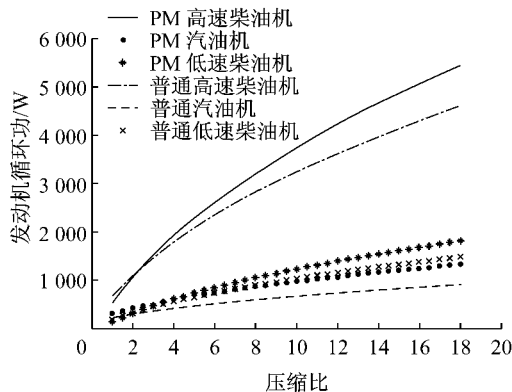


图 9 循环功与压缩比的关系

Fig.9 Relationship between cycle network and compression ratio

图 10 给出了 6 种发动机类型的循环热效率与循环功之间的关系. 由图 10 可以看出, 循环功随着热效率都在不停地上升, 在同样的热效率或者在循环热效率上升幅度相同的情况下, PM 发动机的循环功远远大于普通发动机的循环功. 如将发动机循环功比发动机热效率, 即 W/η 定义为一个循环功针对热效率的密度, 则 PM 发动机的最大优势就是这个循环功密度极大, 远大于传统发动机. 这说明, 与其他循环相比, 闭式 PM 发动机的回热循环损失很少的热效率可以明显提高循环功.

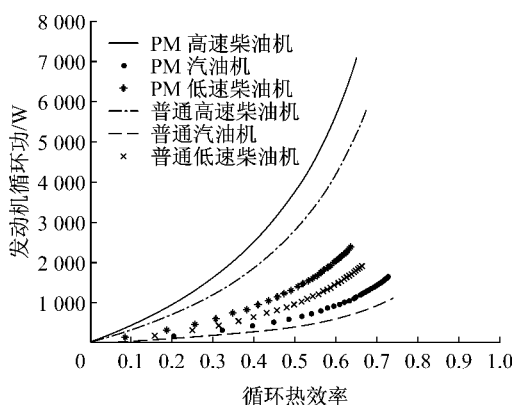


图 10 循环功与热效率的变化关系

Fig.10 Relationship between cycle network and thermal efficiency

4 结论

(1) 引入参数 PM 等温膨胀比, 对闭式 PM 高速

柴油机 and 开式 PM 发动机进行热力学分析, 推导出理想热力学循环下的热效率以及循环功.

(2) 引入压缩比系数, 建立了开式 PM 发动机与闭式 PM 发动机热力循环的关系. 发现闭式 PM 发动机是开式 PM 发动机的一种特例.

(3) 通过数学推导将闭式及开式 PM 发动机热效率公式进行整合, 通过比较得出在本文的模型设定下开式 PM 发动机相比闭式 PM 发动机热效率和循环功都处于劣势.

(4) 利用推导出来的公式, 分别建立不同发动机的理想热力学循环热效率及循环功的比较. 通过分析发现 PM 发动机在理想热力学模型中相比传统发动机在循环功上有着较大的优势, 因此高速柴油机循环更适合采用多孔介质燃烧技术.

参考文献:

- [1] 周磊, 解茂昭, 赵治国, 等. 回热式多孔介质发动机的多维数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(3): 511.
ZHOU Lei, XIE Maozhao, ZHAO Zhiguo, et al. Numerical study on combustion process in a regenerative porous medium engine [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(3): 511.
- [2] Ferrenberg A J. The Single Cylinder Regenerated Internal Combustion Engine[C]//SAE Paper 900911. Pennsylvania: [s. n.], 1990: 242-247.
- [3] Hanamura K, Miyairi Y, Echigo R. Reciprocating heat engine with super adiabatic combustion in porous media [C]//8th International Symposium on Transport Phenomena in Combustion. San Francisco: [s. n.], 1995: 53-61.
- [4] Durst F, Weclas M. A new type of internal combustion engine based on the porous-medium combustion technique [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(1): 63.
- [5] Weclas M. Strategy for intelligent internal combustion engine with homogeneous combustion in cylinder [J]. Sonderdruck Schriftenreihe University of Applied Sciences in Nuernberg, 2004(26): 1.
- [6] Weinberg F. Heat-recirculating burners: principles and some recent development [J]. Combustion Science and Technology, 1996, 121: 3.
- [7] 解茂昭. 一种新概念内燃机——基于多孔介质燃烧技术的超绝热发动机[J]. 热科学与技术, 2003, 2(3): 189.
XIE Maozhao. New type of internal combustion engine—super adiabatic engine based on the porous medium combustion technique [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2003, 2(3): 189.
- [8] 廉乐明, 谭羽非, 吴家正, 等. 工程热力学: 第 5 版[M]. 北京: 中国建设工业出版社, 2007.
LIAN Leming, TAN Yufei, WU Jiazheng, et al. Engineering thermodynamics [M]. 5th ed. Beijing: China Architecture and Building Press, 2007.