

DOI: 10.7652/xjtuxb201309007

配气正时对工质移缸类非常规循环 内燃机性能的影响规律

卢勇^{1,2}, 裴普成^{1,2}

(1. 清华大学汽车工程系, 100084, 北京; 2. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 100084, 北京)

摘要: 将一台传统四缸四冲程汽油内燃机改造成一个具备工质移缸特征的新型循环内燃机,通过实验和模拟计算方法研究了前缸排气正时和后缸进气正时对分缸循环内燃机性能的影响规律。新循环内燃机中 2 个气缸完成 1 个工作循环,前缸为传统四冲程循环燃烧气缸,后缸为非燃烧气缸,前缸的燃气通过转接管进入后缸,再从后缸排出内燃机。基于 GT-POWER 模型对新循环内燃机建立一维仿真模型,并进行了仿真和实验验证。结果表明:在不改变气门升程曲线的情况下,前缸排气提前角和后缸进气提前角对内燃机油消耗率的影响较小,对内燃机扭矩外特性影响较大;新循环内燃机燃油消耗率低于原机,说明前缸燃烧、后缸继续膨胀的内燃机分缸循环可以提升内燃机的工作效率。

关键词: 分缸循环;工质移缸;进气提前角;排气提前角;节能

中图分类号: TK411.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)09-0041-08

Influence of Valve Timing on Performance of Unconventional Internal Combustion Engine with Charge Transit Between Different Cylinders

LU Yong^{1,2}, PEI Pucheng^{1,2}

(1. Department of Automotive Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: A conventional 4-cylinder 4-stroke gasoline IC engine was transformed into an innovative IC engine with the technology of charge transit between different cylinders. To learn influence of the valve timing on the performance of the IC engine with charge transit, the exhaust advance angle of the front cylinder and the intake advance angle of the rear cylinder were examined by experiment research and simulation calculation. In this new IC engine, a working cycle is completed by a pair of cylinders. The front cylinder is a conventional 4-stroke combustion cylinder while the rear cylinder is a cylinder without combustion performing on a 4-stroke cycle. The burned gas is transferred from the front cylinder to the rear cylinder through a connection pipe, and then the gas is exhausted out of the engine from the rear cylinder. A 1D simulation model of the new engine was established by GT-POWER, and its accuracy was verified by the experimental data. The results show that, when the valve lift curve keeps constant, the exhaust advance angle of the front cylinder and the intake advance angle of the rear cylinder have slight influence on the engine fuel consumption but they have great influence on the external

收稿日期: 2012-12-13。 作者简介: 卢勇(1986—),男,博士生;裴普成(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51176082)。

网络出版时间: 2013-07-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130716.1822.004.html>

characteristics of the engine torque. The fuel consumption of the new engine is lower than that of the original engine, indicating that the split cycle with the front cylinder combustion and rear cylinder expansion could improve the IC engine working efficiency.

Keywords: split cycle; charge transit between different cylinders; intake advance angle; exhaust advance angle; fuel saving

传统内燃机已经到了精雕细刻阶段,常规循环形式的内燃机很难大幅度提升热效率,因此,近几年陆续出现了一些新型非常规循环内燃机。很多新型循环内燃机的节能方法都使用了分缸循环的工作模式,而工质移缸是分缸循环的关键技术,工质移缸就是内燃机循环做功的工质通过连接装置先后在多个气缸内完成工作循环。

Scuderi 内燃机^[1-4]是一种典型的应用了工质移缸技术的内燃机,其通过工质移缸将传统四冲程内燃机的循环分离到 2 个气缸内,1 个气缸负责“进气-压缩”,另 1 个气缸负责“燃烧-排气”。分离后的压缩气缸可以获得更高的压缩比,在降低压缩气缸容积的同时还可以实现米勒循环^[3,5],从而进一步提升了内燃机的工作效率。

德国 META 公司的 K 内燃机^[6]由冷缸和热缸 2 个气缸组成一对工作单元。K 内燃机技术利用工质移缸技术实现了冷、热缸的高温差,提高了压缩比,达到了均质混合气压燃^[7],从而降低了内燃机燃油消耗率。

法国伊尔莫(Ilmor)公司发明了一种五冲程内燃机^[8],其由 3 个气缸组成,2 个传统四冲程燃烧工作气缸在完成工作后将工质交替移到中间的一个大容腔气缸内继续膨胀做功。

目前,已有的利用工质移缸技术的内燃机都获得了较好的工作性能,但是对于此类内燃机技术的研究还处在较为初期的阶段。本文主要针对前缸为传统四冲程燃烧做功缸,后缸为非燃烧缸的情况,通过实验与仿真的方法,研究在工质移缸过程中配气正时对内燃机工作性能的影响规律。

1 实 验

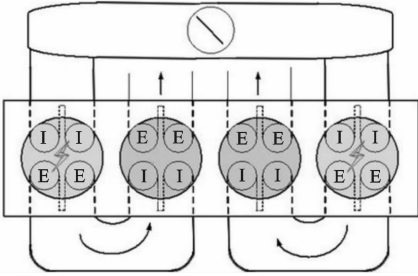
首先将一台传统四缸四冲程内燃机改造成具备工质移缸过程的新循环内燃机^[9-10],原机为绵阳新晨动力机械有限公司生产的型号为 4RB2 的车用汽油机,各项参数如表 1 所示。

内燃机改造方案如图 1 所示。一缸和四缸为传统四冲程燃烧做功缸,二缸和三缸为四冲程非燃烧缸,一缸和四缸点火时刻的曲轴转角相差 360°。将

表 1 4RB2 汽油机参数

参数	数值
气缸数	4
一缸的气门数	4
缸径/mm	95
行程/mm	86
总排量/L	2.438
怠速/r·min ⁻¹	800±50
总功率/kW	102
转速/r·min ⁻¹	4 600~5 000
最大扭矩/N·m·(r·min ⁻¹) ⁻¹	217/2 600~3 200
最低燃油消耗率/g·(kW·h) ⁻¹	≤260
压缩比	9.2
排气管质量/kg	166
外型尺寸/mm×mm×mm	758×551×670

二缸和三缸的原进气门改为排气门,原排气门改为进气门,一缸排气时二缸进气,四缸排气时三缸进气。新鲜空气先进入燃烧缸,然后再通过转接管进入非燃烧缸,最后从非燃烧缸的排气门排出内燃机,后文中将一缸和四缸称作前缸,将二缸和三缸称作后缸。



I: 进气; E: 排气
图 1 内燃机改造方案

内燃机缸盖改造的三维模型如图 2 所示。进气歧管和排气歧管在内燃机的同一侧,2 个连接管分别连接前、后缸。根据图 3 所示的工作顺序改造内燃机凸轮轴,改造后的内燃机照片如图 4 所示。在工质移缸过程中,内燃机转接管被高温燃气加热。改造后的内燃机工作声压分析如图 5 所示。从图 5 可以看出,燃烧缸与非燃烧缸在压缩上止点附近发出的最大声压值非常接近,说明内燃机一个工作循

环内缸间变动不大,改造后的内燃机工作稳定。

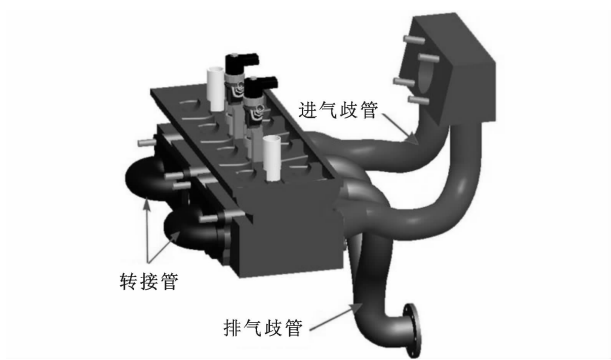


图 2 内燃机改造三维模型

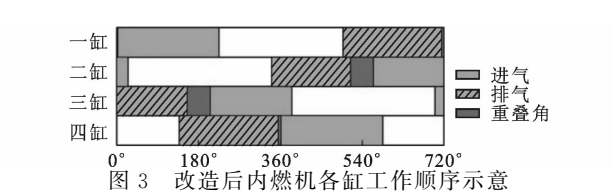


图 3 改造后内燃机各缸工作顺序示意



图 4 改造后的内燃机照片

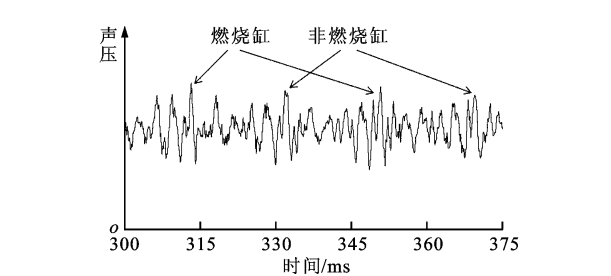


图 5 工质移缸过程中内燃机工作声压分析图

2 仿真模型

使用 GT-POWER 模型对新循环内燃机建模,用 GT-POWER 的一维气体动力学模型计算管道内的流体运动和传热,应用一些特殊的模型计算内燃机其他的主要部件。

一般流体运动模型主要由以下方程求解^[11]。

能量方程

$$\frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum (\dot{m}H) - h_g A_s (T_{fluid} - T_{wall})$$

动量方程

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = dpA + \sum (\dot{m}u) - 4C_f 2^{-1} \rho u |u| D^{-1} dx A - C_p 2^{-1} \rho u |u| A / dx$$

式中: $\dot{m}$ 为从边界流入控制体的质量流量, $\dot{m} = \rho Au$; m 为控制体内质量; V 为体积; p 为压力; ρ 为密度; A 为流体截面积; A_s 为传热面积; e 为单位质量的内能; H 为总焓, $H = e + p/\rho$; h_g 为传热系数; T_{fluid} 为流体温度; T_{wall} 为壁面温度; u 为边界速度; C_f 为边面摩擦系数; C_p 为压力损失系数; D 为当量直径; dx 为流体微元在流动方向上的长度; dp 为作用在 dx 方向的压差。

对于层流,即雷诺数 $Re_D \leq 2\,000$ 时

$$C_f = \frac{16}{Re_D}$$

对于非层流(光滑表面),即雷诺数 $Re_D > 2\,000$ 时

$$C_f = \frac{0.08}{Re_D^{0.25}}$$

对于非光滑表面

$$C_{f,rough} = \frac{0.25}{(2\lg(D/2h_{rough}) + 1.74)^2}$$

式中: h_{rough} 为粗糙度。模型中主要零部件及材料物性如表 2 所示。

表 2 新循环内燃机主要零部件及材料物性^[12-13]

零部件	材料	表面粗糙度/mm
进气歧管	光滑塑料	0.002 5
气缸盖	铸铁	0.260 0
排气歧管	粗糙钢管	0.250 0

压力损失系数

$$C_p = \frac{p_1 - p_2}{2^{-1} \rho_1 V_1^2}$$

式中: p_2 为出口压力; p_1 为入口压力; ρ_1 为入口密度; V_1 为入口体积。

对于光滑表面,传热系数

$$h_g = 0.5 C_{f,rough} \rho U_{eff} c_p Pr^{(-2/3)}$$

式中: U_{eff} 为边界层外有效速度; c_p 为比热容; Pr 为普朗特数。

对于非光滑表面,传热系数

$$h_{g,rough} = h_g \left(\frac{C_{f,rough}}{C_f} \right)^{0.68 Pr^{0.125}}$$

缸内燃烧采用两区域燃烧模型^[14],该模型将缸内分为 2 个区域:未燃区域和燃烧区域。起始时刻,缸内为未燃区域,之后可燃混合气根据燃烧速率由未燃区域向燃烧区域转移。进入燃烧区域的气体可根据化学平衡方程和燃烧模型计算出燃烧产物和能量,之后根据流体运动模型计算出 2 个区域的温度和缸内压力。燃烧速率通过 Wiebo 函数^[15]计算,具体计算方程如下。

燃烧中点常数

$C_{BM} = -\ln(1 - M)$

燃烧起始常数

$C_{BS} = -\ln(1 - S)$

燃烧结束常数

$C_{BE} = -\ln(1 - E)$

Wiebo 常数

$C_w = \left[\frac{D}{C_{BE}^{1/(\xi+1)} - C_{BS}^{1/(\xi+1)}} \right]^{-(\xi+1)}$

燃烧开始曲轴转角

$\theta_{SOC} = \theta_{AA} - \frac{\theta_D(C_{BM})^{1/(\xi+1)}}{C_{BE}^{1/(\xi+1)} - C_{BS}^{1/(\xi+1)}}$

燃烧速率

$v(\theta) = \eta[1 - e^{-C_w(\theta - \theta_{SOC})^{(\xi+1)}}]$

式中： θ_{AA} 为基准角度； θ_D 为持续角度； ξ 为 Wiebo 指数（默认为 2.0）； η 为燃烧效率； M 为基准角度时燃油燃烧率（默认为 50%）； S 为持续期开始时燃油燃烧率（默认为 10%）； E 为持续期结束时燃油燃烧率（默认为 90%）； θ 为瞬时曲轴角度。

GT-POWER 模型的主要参数如表 3 所示，内燃机进、排气门的相位设计如表 4 所示。每个气缸有 4 个气门，一缸和四缸为燃烧做功缸，一缸通过一个 180°的弯管与二缸连接，同理四缸与三缸连接。根据气缸按一、三、四、二顺序点火，一缸和四缸的排气冲程正好与二缸和三缸的进气冲程同时进行，这样一缸和四缸排出的高温热气可以通过转接管进入二缸和三缸。由于二缸、三缸的进、排气门交换了位置，因此一缸、四缸排气门的直径和升程与二缸、三

表 3 GT-POWER 模型主要参数

参数	数值
前缸进气门直径/mm	38
后缸排气门直径/mm	38
前缸排气门直径/mm	32
后缸进气门直径/mm	32
前缸进气门最大升程/mm	8.15
后缸排气门最大升程/mm	8.15
前缸排气门最大升程/mm	7.8
后缸进气门最大升程/mm	7.8
气门间隙/mm	0.1
气缸直径/mm	95
冲程/mm	86
连杆长度/mm	200
压缩比	9.2
前后缸连接管直径/mm	50
前后缸连接管长度/mm	200
前后缸连接管弯转角度/(°)	180

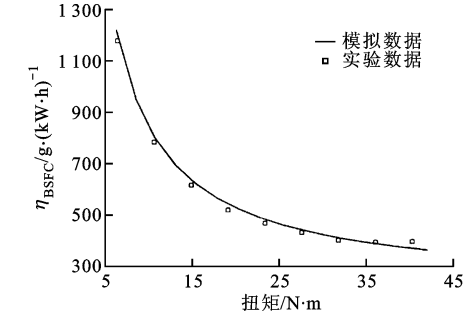
表 4 内燃机前后缸进、排气门相位设计

相位	前缸	后缸
进气提前角/(°)	5	22
进气迟后角/(°)	45	22
进气持续角/(°)	230	224
排气提前角/(°)	42	25
排气迟后角/(°)	2	25
排气持续角/(°)	224	230
气门重叠角/(°)	7	47

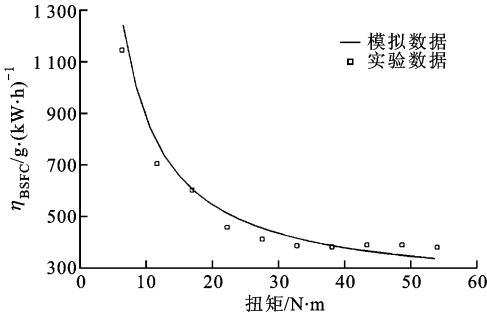
缸进气门的相同，一缸、四缸进气门的直径和升程与二缸、三缸排气门的相同。

3 模型校验

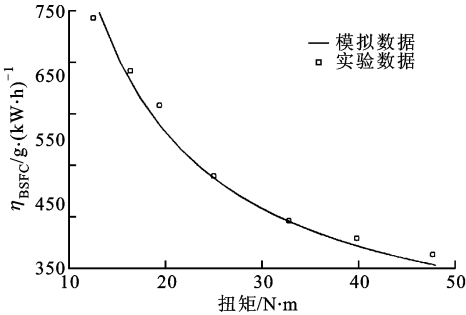
新循环内燃机在 1 600、2 000、2 400 r/min 时燃油消耗率 η_{BSFC} 实验与仿真结果对比如图 6 所示。



(a) 1 600 r/min



(b) 2 000 r/min



(c) 2 400 r/min

图 6 新循环内燃机 η_{BSFC} 的实验与仿真结果对比

从图 6 可以看出,3 个转速下实验与仿真结果基本吻合,表明本文模型可用于下一步进、排气配气正时的研究。

4 结果与分析

新循环内燃机的 2 个气缸组成一个工作单元,前缸工质通过连接管进入后缸,如图 7 所示。前缸排气正时和后缸进气正时直接决定着移缸过程转接管中的压力,而转接管中的压力直接影响着前、后缸的工作情况,因此前缸排气正时和后缸进气正时是双缸联合循环工作的主要影响因素。本文主要研究在不改变气门升程的情况下,前缸排气提前角和后缸进气提前角对内燃机性能的影响。

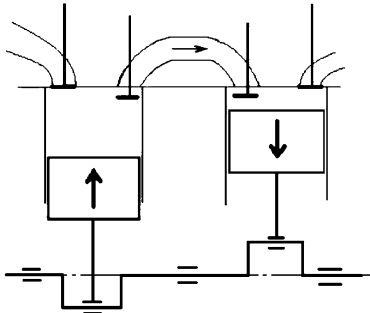


图 7 工质移缸过程示意

4.1 前缸排气正时对内燃机工作性能的影响

本节中后缸进气正时(后缸进气提前角为 22°)不变,内燃机转速为 2 000 r/min。前缸排气正时对整机的 η_{BSFC} 和平均有效压力 p_{BMEP} 的影响如图 8 所示。从图 8 可以看出,内燃机存在一个最优的前缸

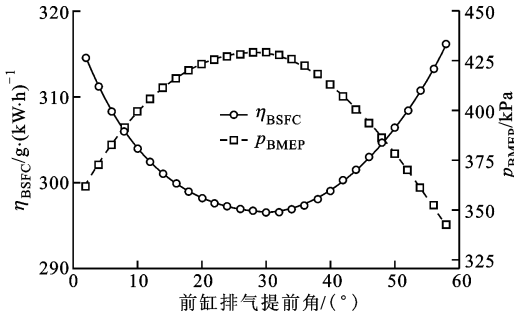


图 8 前缸排气提前角对整机的 η_{BSFC} 和 p_{BMEP} 的影响

排气提前角 30°,在该角度下整机的 p_{BMEP} 最大, η_{BSFC} 最低。不同的前缸排气提前角下整机、前缸的指示燃油消耗率 η_{ISFC} 对比如图 9 所示,为了便于观察,图中还给出了转接管中平均压力 p_3 随前缸排气提前角的变化规律。从图 9 可以看出,整机的 η_{ISFC} 和 p_3 受前缸排气提前角的影响较大,前缸的 η_{ISFC} 受排气提前角的影响很小,主要原因如下。

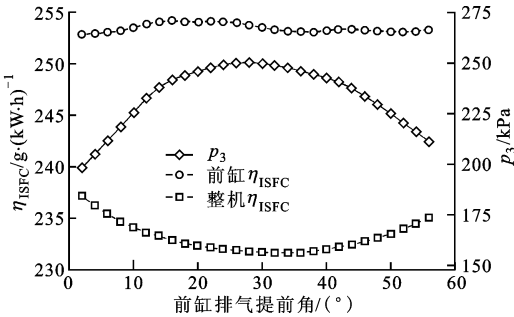


图 9 整机、前缸的 η_{ISFC} 和 p_3

- (1)当前缸排气提前角过小或者过大时, p_3 较小,这也意味着前缸排气背压较小,该背压抵消了排气提前角的负面影响。
- (2)当前缸排气提前角的位置较为适中时, p_3 比较大,其抵消掉了排气提前角对内燃机性能的提升作用。

p_3 对整机、前缸的 η_{ISFC} 的影响如图 10 所示。为了直观地观察数据点的变化规律,对 2 组数据分别进行了整机的拟合,从拟合线可以看出, p_3 对前缸的 η_{ISFC} 的影响非常小,对整机的 η_{ISFC} 的影响较大,整机的 η_{ISFC} 与 p_3 存在反比变化规律。

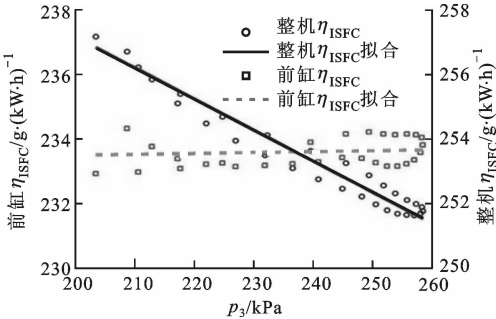


图 10 p_3 对整机、前缸的 η_{ISFC} 的影响

后缸的平均指示有效压力 p_{IMEP} 随 p_3 的变化如图 11 所示。为了直观地观察,对数据点进行了拟合,从拟合线可以看出,后缸的 p_{IMEP} 与 p_3 存在正比关系。虽然 p_3 对前缸的燃油消耗率影响很小,但是对后缸的做功能力影响很大,因此整个工作循环的燃油消耗率将随着后缸的工作情况而变化,出现了如图 10 中的现象,即 η_{BSFC} 与 p_3 呈反比关系。

3 种前缸排气提前角下 p_3 的变化如图 12 所示。从图 12 可以看出,工作最优点 30°时的压力曲线明显高于 8°、48°。若前缸排气门过早开启,如图中 48°曲线,则转接管内气体压力在后缸排气冲程达到最大值,此时后缸的活塞正处于上行阶段,转接管内的高压力将导致后缸排气冲程负功增加。当后缸进入进气冲程时,由于后缸排气门关闭推迟,使得

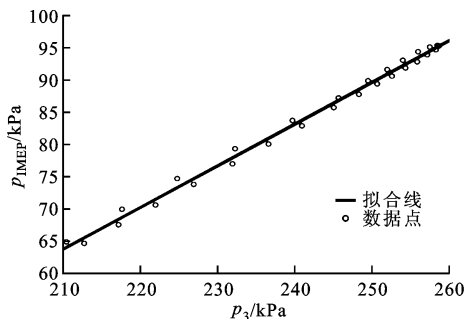


图 11 后缸的 p_{IMEP} 随 p_3 的变化

部分转接管内的高压气体直接通过后缸排气门排出内燃机, p_3 迅速下降, 直到后缸排气门关闭时才会有所反弹。若前缸排气门推迟开启, 如图中 8° 曲线, 后缸进气门打开早于前缸排气门, p_3 在后缸进气门开启后迅速下降, 直到后缸排气门关闭后才开始增大, 由于后缸气门重叠时很多气体已经从后缸排气门排出, 所以 p_3 降低。

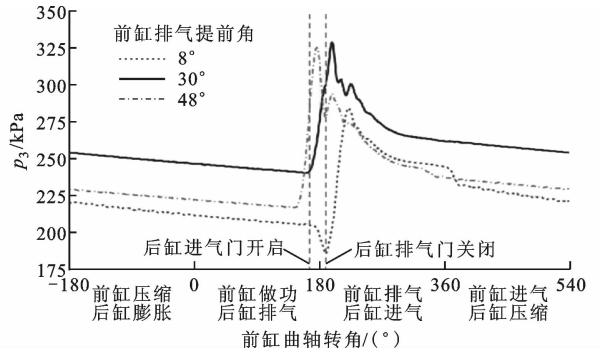


图 12 3 种前缸排气提前角下 p_3 的变化

4.2 后缸进气正时对内燃机工作效率的影响

本节中前缸排气正时(进气提前角为 42°)不变, 内燃机转速为 2 000 r/min。后缸进气提前角对整机的 η_{BSFC} 和 p_{BMEP} 的影响如图 13 所示。从图 13 可以看出, 内燃机的 η_{BSFC} 和 p_{BMEP} 均对应一个最优的进气提前角, 但是 2 个最优角并不相同, η_{BSFC} 最低点为 66° , p_{BMEP} 最高点为 56° 。

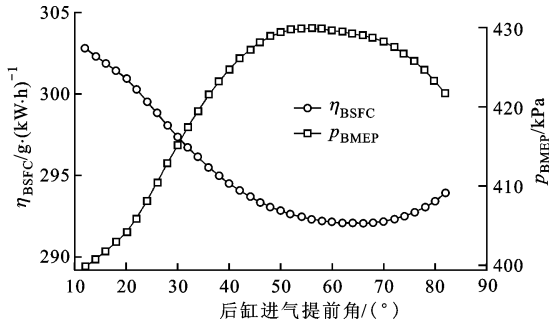


图 13 后缸进气提前角对整机的 η_{BSFC} 和 p_{BMEP} 的影响

不同后缸进气提前角下整机、前缸的 η_{ISFC} 对比

如图 14 所示。为了便于观察, 图中还给出了 p_3 随后缸进气提前角变化的曲线。从图 14 可以看出, 前缸的 η_{ISFC} 和 p_3 受后缸进气提前角影响较大, 整机的 η_{ISFC} 受后缸进气提前角的影响较小。 p_3 对整机、前缸的 η_{ISFC} 的影响如图 15 所示。为了便于观察, 对 2 组数据分别进行了拟合, 从拟合线可以看出, p_3 升高会同时导致前缸和整机的 η_{ISFC} 增大, p_3 对前缸的 η_{ISFC} 影响较大, 对整机的 η_{ISFC} 影响较小。

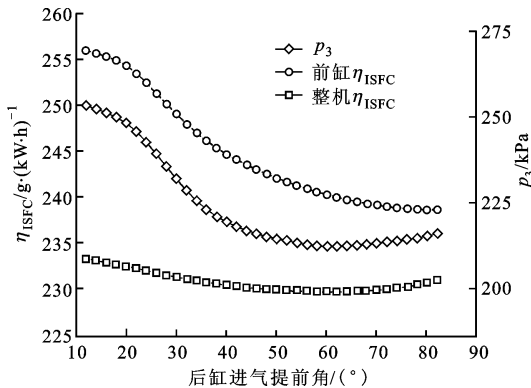


图 14 不同后缸进气提前角下整机、前缸的 η_{ISFC} 和 p_3 的对比

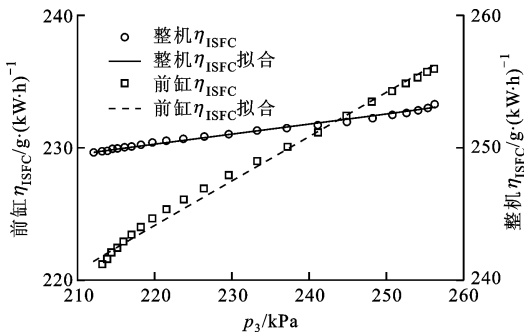


图 15 整机、前缸的 η_{ISFC} 随 p_3 的变化

前缸 p_{IMEP} 随 p_3 的变化如图 16 所示。为了便于观察, 对数据点进行了拟合, 从拟合线看出, 前缸的 p_{IMEP} 与 p_3 呈反比关系。前缸为主要做功缸, 虽然 p_3 可以提升后缸的做功能力, 但对整机做功的损失补偿很小(见图 15), 后缸的做功能力提升只能减小燃油消耗率的斜率, 无法改变燃油消耗率上升的趋势。

在 22° 、 56° 、 66° 后缸进气提前角下 p_3 随前缸曲轴转角的变化如图 17 所示, 图中 22° 曲线是未优化的情况, 66° 曲线是最低燃油消耗的情况, 56° 曲线是平均有效压力最高的情况。从图 17 可以看出: 22° 时 p_3 明显大于 56° 、 66° 的情况, 较高的 p_3 增加了前缸的排气背压, 所以内燃机的 η_{BSFC} 和 p_{BMEP} 表现不佳; 66° 时 p_3 比 56° 的低, 因此 66° 情况下前缸排气背

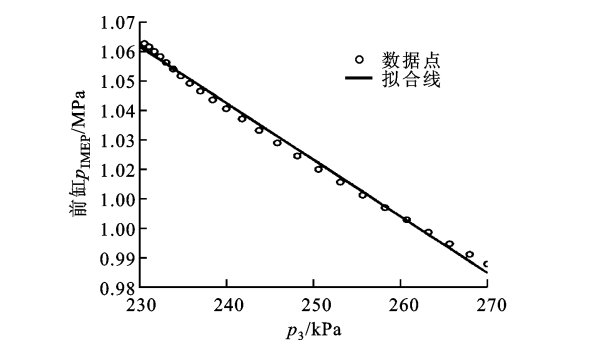


图 16 前缸的 p_{IMEP} 随 p_3 的变化

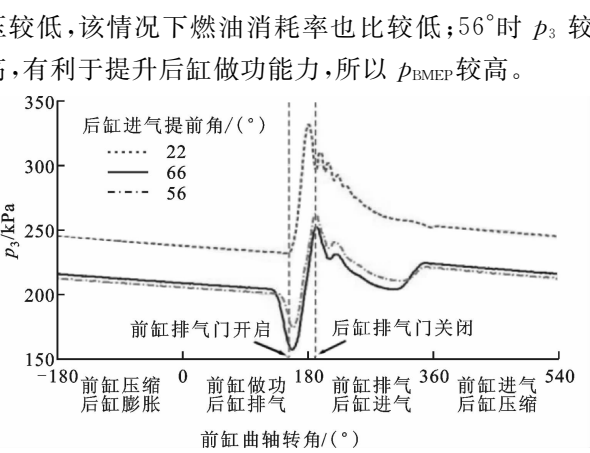


图 17 不同后缸进气提前角下 p_3 随前缸曲轴转角的变化

4.3 前缸排气正时和后缸进气正时对
内燃机性能的联合影响

根据前文的计算结果,当固定节气门时,前缸排气提前角、后缸进气提前角对内燃机的影响有所不同, η_{BSFC} 和 p_{BMEP} 的最优点也各不相同。2 000 r/min 时不同前缸排气提前角、后缸进气提前角下 η_{BSFC} 和 p_{BMEP} 的分布如图 18、图 19 所示。从图 18、图 19 可以看出, η_{BSFC} 的最优点在前缸排气提前角为 33° 、后缸进气提前角为 64° 时,而 p_{BMEP} 的最优点在前缸排气提前角为 32° 、后缸进气提前角为 60° 时。

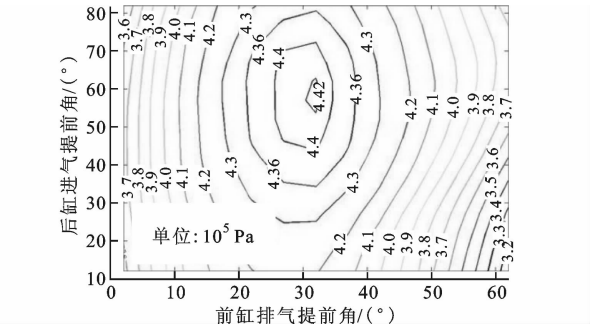


图 18 不同前缸排气提前角、后缸进气提前角下 p_{BMEP} 的分布

2 000 r/min 时不同工况下新循环内燃机仿真 η_{BSFC} 与原机实验结果对比如图 20 所示。从图 20 可以看出: 2 条曲线几乎重合,因此可以得出前缸排气提前角和后缸进气提前角对相同工况下的 η_{BSFC} 影响很小,新循环内燃机的 η_{BSFC} 低于原机。

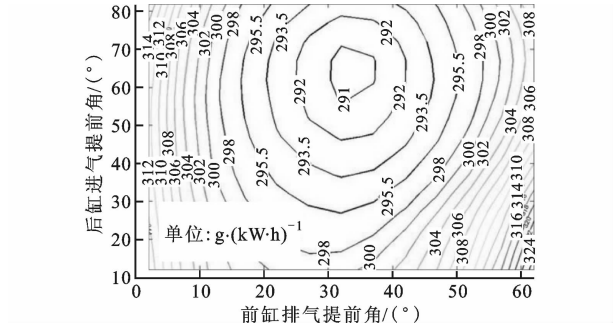


图 19 不同前缸排气提前角、后缸进气提前角下 η_{BSFC} 的分布

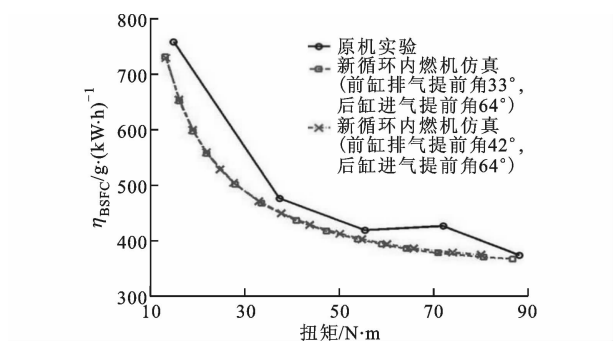


图 20 新循环内燃机仿真与原机实验结果对比

p_{BMEP} 最优点的扭矩外特性曲线和新循环内燃机进、排气门正时下的扭矩外特性曲线对比如图 21 所示。从图 21 可以看出,前缸排气提前角和后缸进气提前角对内燃机的外特性的影响较大,合理优化可以扩展内燃机的工况范围。

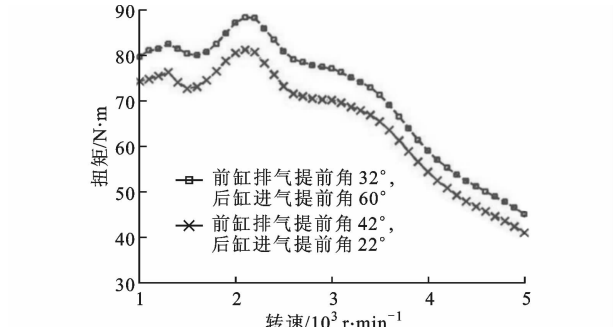


图 21 新循环内燃机优化前后的扭矩外特性曲线

5 结 论

本文将一台传统的四缸四冲程内燃机改造成具备工质移缸特征的分缸循环内燃机。通过 GT-

POWER 模型为新循环内燃机建立了一维仿真模型,并利用实验数据验证了模型的准确性。根据仿真结果,可以得到以下结论。

(1)改变前缸排气提前角和后缸进气提前角可以改变前、后缸 p_3 的状态,前缸的工作性能随着 p_3 的升高而降低,后缸做功能力随着 p_3 的升高而提升。

(2)前缸排气提前角和后缸进气提前角对内燃机在确定工况下的油耗影响很小,这是因为转接管对前、后缸的做功能力起到了缓冲分配的作用。

(3)前缸排气提前角和后缸进气提前角对内燃机扭矩外特性的影响很大,合理优化前后缸进、排气正时可以拓宽内燃机的工况范围。

(4)新循环内燃机燃油消耗率低于原机,这种前缸燃烧、后缸继续膨胀的新型内燃机分缸循环可以提升内燃机的热效率。

参考文献:

- [1] PHILLIPS F, GILBERT I, PIRAULT J, et al. Scuderi split cycle research engine: overview, architecture and operation, SAE 2011-01-0403 [R]. Washington DC, USA: SAE, 2011.
- [2] MELDOLESI R, BAILEY G, LACY C, et al. Scuderi split cycle fast acting valvetrain: architecture and development, SAE 2011-01-0404 [R]. Washington DC, USA: SAE, 2011.
- [3] BRANYON D, SIMPSON D. Miller cycle application to the scuderi split cycle engine (by downsizing the compressor cylinder), SAE 2012-01-0419 [R]. Washington DC, USA: SAE, 2012.
- [4] MELDOLESI R, BADAIN N. Scuderi split cycle engine: air hybrid vehicle powertrain simulation study, SAE 2012-01-1013 [R]. Washington DC, USA: SEA, 2012.
- [5] MIKALSEN R, WANG Y D, ROSKILLY A P. A comparison of Miller and Otto cycle natural gas engines for small scale CHP applications [J]. Applied Energy, 2009, 86(6): 922-927.
- [6] META Motoren-Und Energie-Technik. K-engine [EB/OL]. [2012-10-03]. <http://www.metagmbh.de/technologies/charging/?L=1#technologies/new-engines/>.
- [7] IGBAL-SHERAZI H I, LI Yun. Homogeneous charge compression ignition engine: a technical review [C]// Proceedings of the 17th International Conference on Automation & Computing. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2011: 315-320.
- [8] Ilmor Engineering. 5-stroke concept engine [EB/OL].

[2012-10-03]. <http://www.ilmor.co.uk/concept-5-stroke-1.php>.

- [9] 裴普成. 一种八冲程内燃机: CN101978147-A[P]. 2008-08-06.
- [10] 卢勇. 八冲程双循环发动机原理性样机设计 [D]. 北京: 清华大学, 2009.
- [11] Gamma Technologies Inc. GT-Power user's manual version 6.2 [M]. Westmont, IL, USA: Gamma Technologies Inc., 2006.
- [12] FOX R, MCDONALD A. Introduction to fluid mechanics [M]. 4th ed. New York, USA: John Wiley and Sons, 1992.
- [13] MILLER D S. Internal flow systems [M]. 2nd ed. Leeds, AL, USA: Basset Hound Rescue of Alabama, 1990.
- [14] LOUNICI M S, LOUBAR K, BALISTROU M, et al. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(2/3): 319-328.
- [15] GHOJEL J I. Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research [J]. International Journal of Engine Research, 2010, 11(0): 297-312.

[本刊相关文献链接]

- 许大涛,冯慧华,袁晨恒,等. 自由活塞内燃发电机电机活塞环摩擦特性研究. 2013, 47(3): 64-68. [doi:10.7652/xjtuxb201303012]
- 盛新堂,黄瑾,王小荣,等. 自然吸气二甲醚发动机排气再循环 NO_x 满足国 IV、V 排放标准的研究. 2013, 47(7): 18-22. [doi:10.7652/xjtuxb201307004]
- 魏衍举,汪文瑞,黄瑾,等. 柴油机颗粒物可溶有机组分来源研究. 2013, 47(5): 6-11. [doi:10.7652/xjtuxb201305002]
- 孙璐,刘亦夫,周磊,等. 排气再循环下柴油引燃天然气发动机循环变动特性研究. 2013, 47(3): 36-41. [doi:10.7652/xjtuxb201303007]
- 李东昌,汪映,孟庆斌,等. 二甲醚预混比对预混压燃发动机性能影响的试验研究. 2013, 47(3): 48-52. [doi:10.7652/xjtuxb201303009]
- 周周杰,魏若男,周蓉芳,等. 离子电流法在不正常点火中的实验模拟. 2013, 47(1): 43-47. [doi:10.7652/xjtuxb201301009]
- 高广新,袁竹林,周阿朋,等. 二甲醚发动机燃料供给系统偶件间隙泄漏测量. 2012, 46(11): 12-16. [doi:10.7652/xjtuxb201211003]

(编辑 苗凌)