

爆震燃气轮机的变比热容热力循环性能

李晓丰¹, 肖俊峰¹, 王 玮¹, 王 峰¹, 危师让¹, 郑龙席²

(1. 西安热工研究院有限公司 燃气轮机技术部, 西安 710032;

2. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为分析变比热容下爆震燃气轮机的热力循环性能,建立了考虑比热容随工质成分及温度变化的爆震燃气轮机热力循环模型,分析中同时考虑了压气机、燃烧室、透平等部件的效率.在不同比较条件下,利用变比热容法对比分析研究了燃气轮机爆震循环(DCGT)、Brayton 循环和 Humphrey 循环燃气轮机的热力循环性能.计算结果表明:与 Brayton 循环相比,DCGT 具有较大性能优势;在透平前温度为 1 620 K 且压比为 16.5 时,DCGT 热效率较 Brayton 循环高 28.8%;在无量纲吸热量为 4.25 且压比为 16.5 时,DCGT 热效率则较 Brayton 循环高 30.7%.

关 键 词: 变比热容; 燃气轮机; 爆震; 热力循环; 性能分析

中图分类号: V231.2 **文献标志码:** A

Thermodynamic cycle performance of detonation gas turbine with variable specific heat capacity

LI Xiao-feng¹, XIAO Jun-feng¹, WANG Wei¹,
WANG Feng¹, WEI Shi-rang¹, ZHENG Long-xi²

(1. Gas Turbine Technology Department,
Xi'an Thermal Power Research Institute Company Limited, Xi'an 710032, China;

2. School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to analyze the thermodynamic cycle performance of detonation gas turbine with variable specific heat capacity, the thermodynamic cycle model of detonation gas turbine was established by considering the specific heat capacity varying with the composition and temperature of the working fluid, as well as the efficiency of the compressor, combustor, turbine and other components. Under different comparison conditions, the thermodynamic cycle performances of detonation cycle of gas turbine (DCGT), Brayton cycle and Humphrey cycle gas turbine were analyzed by using variable specific heat capacity method. The results show that the performance of DCGT is better than that of Brayton cycle. When the turbine inlet temperature is 1 620 K and the pressure ratio is 16.5, the thermal efficiency of DCGT is increased by 28.8% compared with Brayton cycle. When the dimensionless absorbed heat is 4.25 and the pressure ratio is 16.5, the thermal efficiency of DCGT is 30.7% higher than Brayton cycle.

Key words: variable specific heat capacity; gas turbine; detonation;
thermodynamic cycle; performance analysis

爆震燃气轮机 (detonation gas turbine, DGT) 是一种基于爆震燃烧的新概念燃气轮机, 是利用爆震波压缩燃烧释放燃料热能并转化为轴功率的动力装置. 爆震燃气轮机的总体结构与现有等压燃烧燃气轮机基本相同, 主要是将等压燃烧室替换为爆震燃烧室.

因爆震燃烧具有自增压的优点, 采用爆震燃烧室替换等压燃烧室后, 燃气轮机可减小压气机级数, 降低压气机压缩功, 进而使透平输出轴功率中用于发电的比例增加, 整体上提高燃气轮机的循环热效率. 因爆震燃烧传播速度在 10^3 m/s 量级, 爆震燃烧室内可燃混合物在爆震波的作用下瞬间燃烧释热, 与等压燃烧相比燃烧效率高且不存在燃烧不稳定和容易熄火等问题; 同时爆震燃烧是一种均相预混燃烧, 其燃烧速度很快, 燃烧产物在高温区的停留时间很短, 可减小 NO_x 等污染物的排放^[1].

爆震燃烧目前主要有脉冲爆震燃烧、旋转爆震燃烧和斜爆震燃烧 3 种形式, 其中脉冲爆震燃烧技术最为成熟, 可长时间实现稳定可靠工作, 旋转爆震燃烧和斜爆震燃烧尚处于基础理论与可行性试验研究阶段. 近年来大量学者正在努力实现将爆震燃烧应用于航空航天发动机上, 以期大幅提高现有推进系统的综合性能. 国外 William, WU, Vutthivithayarak, Nordeen 等人^[2-5]分析了脉冲爆震和旋转爆震发动机的热力循环性能, 理论分析结果表明爆震燃烧与等压燃烧相比更具有性能优势; 国内邱华、张强、陈鑫、范孝华、李晓丰等人^[6-13]建立了脉冲爆震和斜爆震发动机循环性能分析模型, 研究了爆震燃烧动力装置的总体推进性能.

在舰船和工业用燃气轮机方面, 关于爆震燃烧的研究鲜见公开发表的文献资料, 考虑到爆震燃烧的优势, 本文从热力循环角度分析了基于爆震燃烧的燃气轮机的总体性能. 在热力过程及循环计算中, 考虑了压气机、燃烧室和透平效率以及进气与排气装置的压损对燃气轮机热力循环性能的影响, 并采用变比热容法对 DCGT, Brayton 和 Humphrey 三种循环燃气轮机的性能进行了对比分析, 为进一步开展爆震燃烧应用于地面燃气轮机研究工作提供参考.

1 DCGT 模型

DCGT 温熵图见图 1. 图中 0 至 1 为空气经进气装置被吸入燃气轮机, 因存在进气压力损失, 故 1 点压力略低于外界环境 0 点压力; 1 至 2 为

空气经压气机的多变压缩过程, 1 至 s_2 为理想的等熵压缩过程; 2 至 3 为爆震燃烧过程, 将爆震燃烧看作由在未扰动燃料-空气混合物中传播的前导激波 (a_2 点) 和释放显热的爆燃波 (3 点) 组成, 其中从 2 至 a_2 点前导激波的强度由初始条件和吸热量唯一确定; 3 至 4 为燃气在透平内的膨胀做功过程, 3 至 s_4 为理想的等熵膨胀过程; 4 至 5 为燃气排气过程, 因排气装置具有一定流阻, 4 点压力一般略高于外界环境 5 点的压力; 5 至 0 为假想的等压无摩擦过程以使热力学循环封闭, 燃气经放热后又回到原来的热力学状态. 为对比分析, 图 1 中还给出了 Humphrey 循环 (等容燃烧) 和 Brayton 循环 (等压燃烧) 的温熵图.

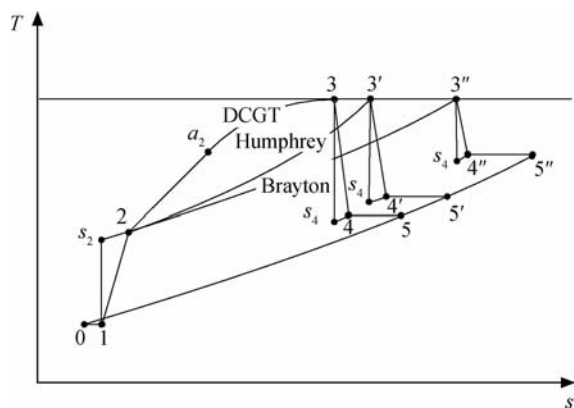


图 1 DCGT, Humphrey 循环, Brayton 循环温熵图

Fig. 1 Temperature-entropy diagram of DCGT, Humphrey cycle and Brayton cycle

在燃气轮机热力循环分析中, 需首先确定工质各状态点的热力性质 c_p , c_v 等, 然而燃气轮机工质的成分与温度等特性随状态点的变化较大, 如工质在燃烧室燃烧前后其成分会发生明显变化, 且温度也将大幅度提高. 在高温环境下虽然组成工质的各种气体成分本身仍服从玻意耳定律和焦耳定律, 但是由于成分变化, 工质的平均分子量也发生了变化. 因此计算工质的热力性质时除应计入比热容随温度的变化外, 还应计入比热容随工质成分的变化. 过去均采用各种形式的热力性质表查算燃气轮机工质各状态点的热力性质, 但用表查算存在通用性差和不便于计算机计算等问题.

燃烧天然气燃料的燃气轮机工质主要由 N_2 , O_2 , CH_4 , CO_2 和 H_2O (气态) 组成, 各成分质量分数随状态点变化而变化. 考虑到混合气体比热容具有可加性, 文中利用各组成气体比热容随温度变化的试验数据^[14-18]拟合得到单组分气体比热容

与温度之间的关系式,再根据各状态点工质的具体组成计算得到状态点的比定压热容 c_p 等热力学性质. 式(1)为比定压热容多项式拟合公式,表 1 和表 2 为拟合公式中各系数具体值.

$$\begin{cases} c_p(T) = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 & 200\text{ K} < T \leq 1000\text{ K} \\ c_p(T) = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 + b_4 T^3 + b_5 T^4 & 1000\text{ K} < T \leq 2500\text{ K} \end{cases} \quad (1)$$

表 1 各组分比定压热容拟合公式系数 1
Table 1 Coefficient 1 of fitting formula for specific heat capacity of components

组分	a_1	a_2	$a_3/10^{-6}$	$a_4/10^{-9}$	$a_5/10^{-13}$
N ₂	1.0840	−0.0004	0.9091	−0.5559	1.111
O ₂	0.9654	−0.0006	2.1030	−1.9650	6.121
CO ₂	0.4445	0.0017	−1.4890	0.6785	−1.285
H ₂ O	1.8910	−0.0005	1.7770	−1.0890	2.332
CH ₄	2.5270	−0.0056	20.8500	−19.5600	62.640

表 2 各组分等压比热容拟合公式系数 2
Table 2 Coefficient 2 of fitting formula for specific heat capacity of components

组分	b_1	b_2	$b_3/10^{-7}$	$b_4/10^{-10}$	$b_5/10^{-14}$
N ₂	0.7966	0.0006	−2.7300	0.6093	−0.5271
O ₂	0.7682	0.0006	−3.5930	1.1130	−1.2790
CO ₂	0.6302	0.0011	−6.1290	1.6790	−1.7670
H ₂ O	1.5420	0.0007	1.8770	−1.4680	2.1850

采用变比热容方法分析时,燃气轮机压缩或膨胀过程的最终状态需通过积分才能确定. 考虑压气机和透平效率后,工质在压缩和膨胀过程均具有一定熵增,其与温度以及压力的变化关系式为

$$ds = c_p(T) \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (2)$$

式中 ds 为比熵增, T 为温度, p 为压力, R 为气体常数.

若为等熵压缩或等熵膨胀,则比熵增为零

$$c_p(T) \frac{dT}{T} = R \frac{dp}{p} \quad (3)$$

对式(3)两边从状态 a 至状态 b 进行积分,并令积分函数 I 为

$$I = \int_a^b c_p(T) \frac{dT}{T} = R \ln \frac{p_b}{p_a} \quad (4)$$

式中 p_b/p_a 为已知,即燃气轮机压缩比或落压比,因此结合式(4)和式(1)即可积分计算出等熵压缩或等熵膨胀后状态点的热力学性质.

热力循环分析主要包括以下 3 个过程,具体计算方法如下.

1) 压缩过程

压气机进气量 $\dot{m}_{\text{air}} = 1\text{ kg/s}$;进气压力保持系

数 ξ_{inlet} ;压气机入口参数: $T_1 = T_0$, $p_1 = \xi_{\text{inlet}} p_0$;压气机入口热力学性质: c_{p1} , H_1 (H 为工质焓);压气机压比 π ;等熵压缩积分函数 $I_c = R \ln \pi$.

利用等熵压缩积分函数 I_c 迭代计算状态点 s_2 热力学性质 c_{ps_2} , H_{s_2} .

压气机效率

$$\eta_c = \frac{H_{s_2} - H_1}{H_2 - H_1} \quad (5)$$

根据压气机效率计算状态点 2 热力学性质: c_{ps_2} , H_2 , T_2 , p_2 .

2) 燃烧过程

透平前温度 T_3 ;燃烧室压力损失系数 $\xi_b = \frac{p_3}{p_{3i}}$,其中 p_{3i} 为不考虑燃烧室流阻损失时燃烧室出口压力;燃料燃烧效率 η_b ;压气机抽气冷却量 $\dot{m}_{\text{cool}}$;燃烧室进气量 $\dot{m}_{\text{air}} - \dot{m}_{\text{cool}}$;燃料低热值 Q_f ;燃料流量 $\dot{m}_f$;Chapman-Jouguet(CJ)爆震马赫数与吸热量之间的关系

$$Ma_{\text{CJ}}^2 = \left[\frac{\gamma_3^2 - \gamma_2}{\gamma_2^2 - \gamma_2} + \frac{\gamma_3^2 - 1}{\gamma_2 - 1} \cdot \frac{\dot{m}_f Q_f}{c_{p2} T_2} \right] + \sqrt{\left[\frac{\gamma_3^2 - \gamma_2}{\gamma_2^2 - \gamma_2} + \frac{\gamma_3^2 - 1}{\gamma_2 - 1} \cdot \frac{\dot{m}_f Q_f}{c_{p2} T_2} \right]^2 - \frac{\gamma_3^2}{\gamma_2^2}} \quad (6)$$

爆震燃烧前后工质参数关系

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{1 + \gamma_2 Ma_{CJ}^2}{1 + \gamma_3} \tag{7}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{R_2}{R_3} \cdot \frac{\gamma_3}{\gamma_2} \cdot \frac{1}{Ma_{CJ}^2} \left(\frac{1 + \gamma_2 Ma_{CJ}^2}{1 + \gamma_3} \right)^2 \tag{8}$$

式中 γ 为比热比. 结合式(6)~式(8)迭代计算燃料流量 $\dot{m}_f$, 确定状态点 3 的热力性质 c_{p3}, H_3, p_3, T_3 等.

3) 膨胀过程

排气压力损失系数 ξ_{outlet} ; 透平落压比 $\varphi =$

$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_{3i}}{p_2} \xi_b \pi \xi_{inlet} \xi_{outlet}$; 透平入口热力性质: T_3, c_{p3}, H_3 ; 等熵膨胀积分函数 $I_t = R \ln \varphi$; 利用积分函数

I_t 迭代计算状态点 s_4 热力性质: c_{ps_4}, H_{s_4} ; 透平效率 $\eta_t = \frac{H_4 - H_3}{H_{s_4} - H_3}$; 根据透平效率计算状态点 4 热

力性质: c_{p4}, H_4, T_4 ; 状态点 5 热力性质: $T_5 = T_4, H_5$; 燃气轮机热力循环热效率 $\eta = \left(1 - \frac{H_5 - H_0}{H_3 - H_2} \right) \eta_m$, 其中 η_m 为机械效率; 燃气轮机

比功率 $N_{sp} = \frac{\eta \dot{m}_f Q_f}{\dot{m}_{air}}$; 燃料消耗率 $s_{fc} = \frac{3600}{\eta Q_f}$.

热力循环分析具体计算流程见图 2, 采用变比热容计算燃气轮机循环性能时需多次迭代各状态点的热力性质, 且压缩和膨胀过程需对比熵增进行积分才能最终确定压气机和透平出口参数.

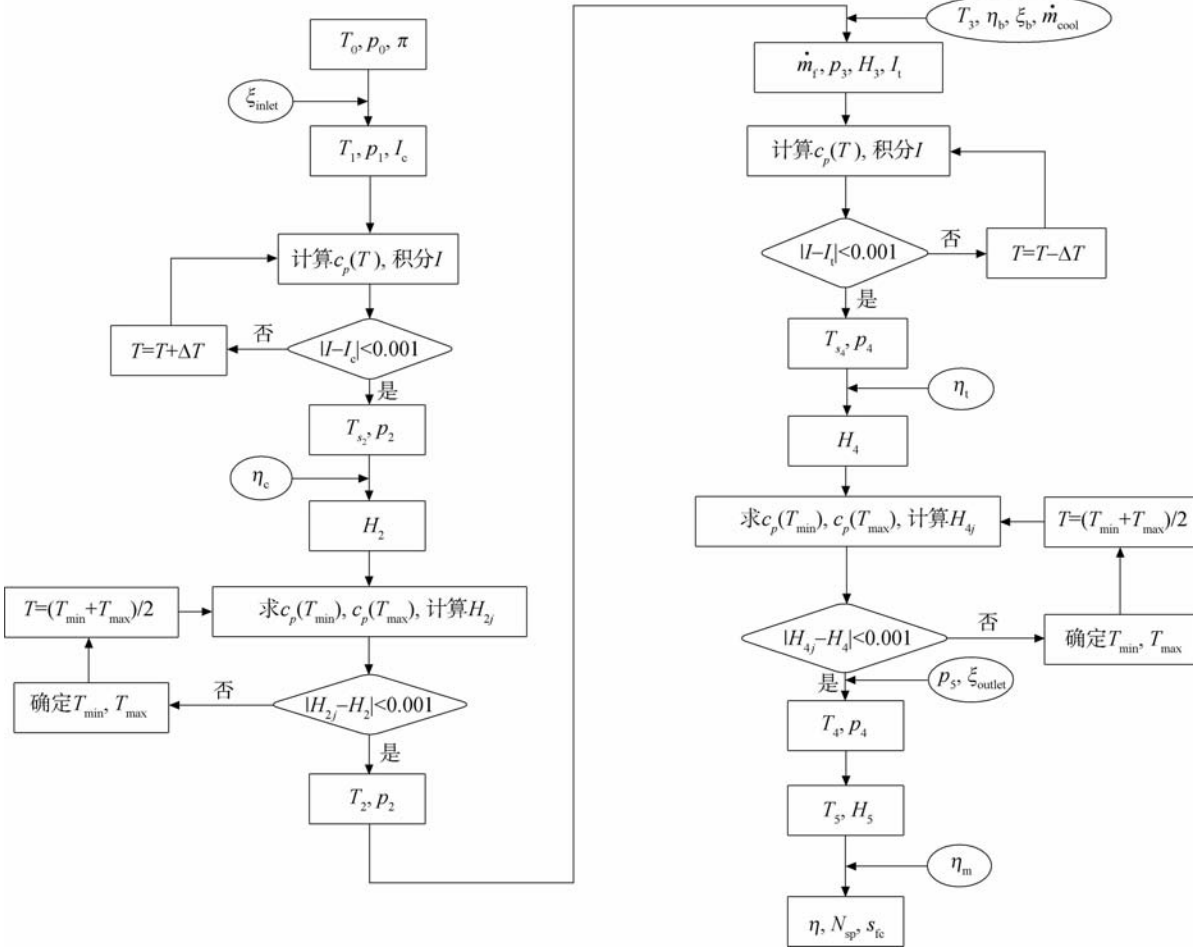


图 2 热力循环分析流程

Fig. 2 Process of thermodynamic cycle analysis

2 计算工况

综合参考现役 F 级燃气轮机的设计参数, 设定 3 种热力循环性能计算的基准参数如下: 环境温度和压力按 ISO(International Standardization

Organization) 条件选取, 分别为 288 K, 101 325 Pa, 压气机压比取 16.5, 透平前温度为 1620 K, 压气机效率、透平效率、进气压力保持系数、排气压力损失系数、燃烧室压力损失系数、燃料燃烧效率、机械效率为别取 0.87, 0.89, 0.95, 0.98,

0.95,0.96,0.98. 在研究压气机压比、环境温度和压气机效率等参数对热力循环性能的影响规律时,仅以所研究参数作为变量,其他参数均按基准参数设置,具体计算工况见表 3.

表 3 计算工况
Table 3 Calculation cases

研究参数影响	压气机压比 π	环境温度 T_0 /K	透平前温度 T_3 /K	压气机效率 η_c	透平效率 η_t
π	1.5~80.0	288	1620	0.87	0.89
T_0	16.5	250~313	1620	0.87	0.89
T_3	16.5	288	1200~2000	0.87	0.89
η_c	16.5	288	1620	0.50~0.90	0.89
η_t	16.5	288	1620	0.87	0.78~0.95

3 结果分析

3.1 DCGT 性能分析

DCGT 热效率、比功率和燃料消耗率的性能分析结果分别见图 3、图 4 和图 5.

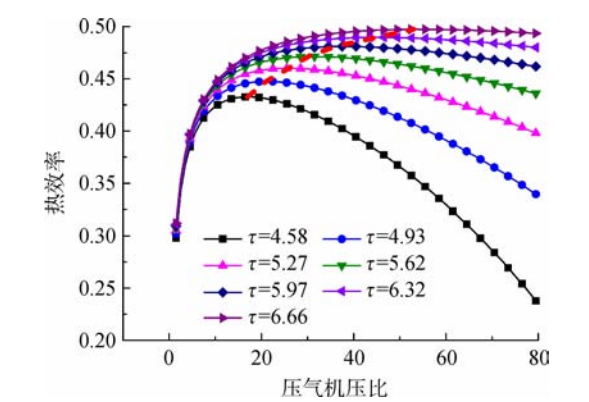


图 3 不同温比下热效率随压气机压比的变化
Fig. 3 Thermal efficiency varying with compressor pressure ratios under different temperature ratios

分析图 3 和图 4,在不同温比 τ 条件下,DCGT 热效率和比功率均随压气机压比的升高呈先增加后减小的变化趋势,即均存在一最佳压气机压比使热效率和比功率达到最大值.对比图 3 和图 4 最佳压比的变化规律,在同一温比下热效率的最佳压比明显大于比功率的最佳压比,且两者之间的差距随温比的上升而拉大,同时热效率和比功率的最佳压气机压比随温比的上升而增加.燃料消耗率的变化规律与热效率相反,其随压比的增加呈先减小后增加的趋势.此外分析 DCGT 热效率随压气机压比的变化数据发现,与高温比相比,在低温比下循环热效率受压气机压比的影响较大,当压气机压比大于某值后高温比循环热效率的变化较低温比时平缓.

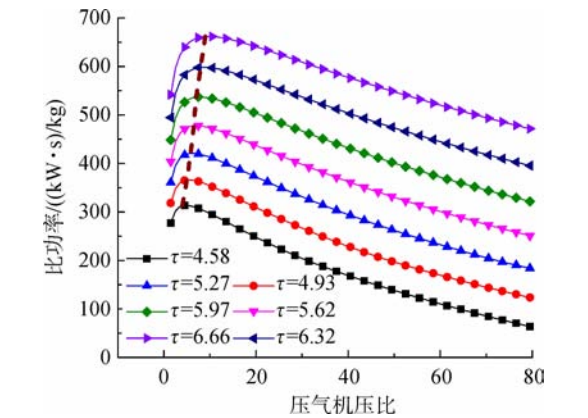


图 4 不同温比下爆震燃气轮机比功率随压气机压比的变化
Fig. 4 Specific power of detonation gas turbine varying with compressor pressure ratios under different temperature ratios

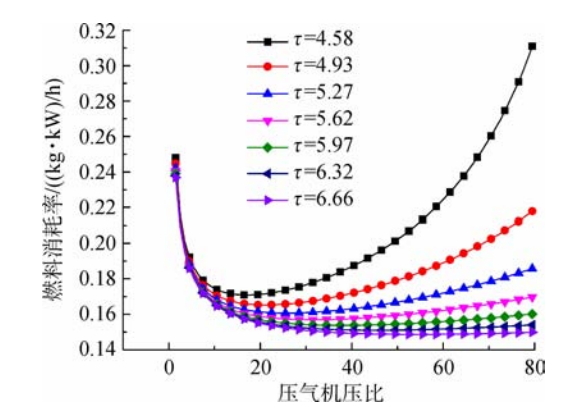


图 5 不同温比下燃料消耗率随压气机压比的变化
Fig. 5 Specific fuel consumption varying with compressor pressure ratios under different temperature ratios

3.2 燃气轮机热力循环性能对比分析

考虑到热力循环性能分析的前提条件会直接影响到热力循环的对比分析结果,文中采用了透

平前温度相同和吸热量相同的两种比较方法对 DCGT, Brayton 循环和 Humphrey 循环的热力性能进行了对比分析。

图 6 是在透平前温度相同(温比 $\tau=5.62$, $T_3=1620\text{ K}$) 的比较条件下 3 种循环热效率随压气机压比的变化结果, 3 种循环的热效率均随压气机压比的升高而先增加后减小, 均存在一最佳压比使其热效率达到最大值, 且 DCGT 和 Humphrey 循环的最佳压比均小于 Brayton 循环, 这说明基于爆震和等容燃烧的燃气轮机在压气机方面更具有优势, 其对压气机压比的要求较低, 在较小压比下即可达到燃气轮机热力循环热效率最大; 在整个压气机压比计算范围内, DCGT 热效率均大于 Brayton 循环, 在压比为 16.5 时, DCGT, Brayton 循环和 Humphrey 循环的热效率分别为 0.461, 0.358 和 0.512, DCGT 和 Humphrey 循环热效率较 Brayton 循环分别提高了 28.8% 和 43.0%。

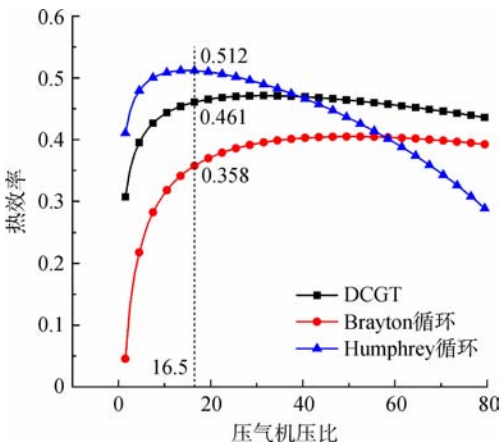


图 6 热效率随压气机压比的变化($\tau=5.62$)
Fig. 6 Thermal efficiency varying with compressor pressure ratios ($\tau=5.62$)

图 7 是在吸热量相同的比较条件下 3 种循环热效率随压气机压比的变化结果, 无量纲吸热量定义为 $\bar{q}=\dot{m}_f Q_f/(c_{p1} T_1)$ 。DCGT, Brayton 循环和 Humphrey 循环的热效率均随压气机压比的升高而逐渐增加, 但变化速率逐渐变缓, Brayton 循环与 DCGT, Humphrey 循环热效率之间的差距随压气机压比的升高而减小, 当压气机压比为 16.5 时, DCGT, Brayton 循环和 Humphrey 循环的热效率分别为 0.468, 0.358 和 0.524, DCGT 和 Humphrey 循环热效率较 Brayton 循环分别提高了 30.7% 和 46.4%。在无量纲吸热量为 4.25 时, DCGT, Brayton 和 Humphrey 三种循环燃气轮机

透平前温度分别为 1814, 1620, 1835 K, 因燃烧方式的差异, 爆震和等容燃烧、等压燃烧相比最高温度分别高出了 194 K 和 215 K, 此外爆震燃烧较等压燃烧压力升高了 1.5 MPa, 从燃烧后燃气温度和压力角度也说明爆震燃烧具有循环性能优势。

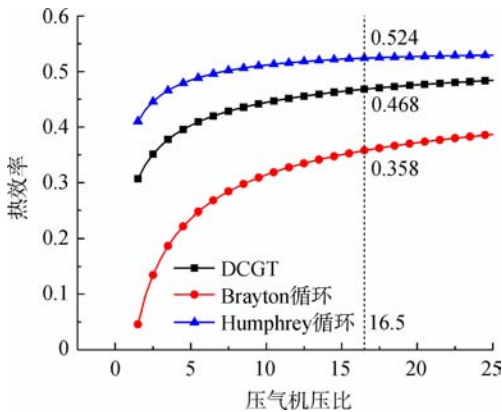


图 7 热效率随压气机压比的变化($\bar{q}=4.25$)
Fig. 7 Thermal efficiency varying with compressor pressure ratios ($\bar{q}=4.25$)

通过上述两种循环性能对比分析方法比较发现, 在吸热量相同(透平前温度因燃烧方式各异)的比较前提条件下, DCGT 和 Humphrey 循环的性能更具有优势, 但考虑到目前最成熟的脉冲爆震燃烧燃料流量易受工作频率限制, 文中后面的对比分析均采用透平前温度相同的比较前提条件。

环境温度变化对热效率的影响结果见图 8。分析发现 DCGT, Brayton 和 Humphrey 三种循环的热效率均随环境温度的升高而降低, 且基本呈线性关系, 环境温度从 250 K 变化到 313 K, DCGT, Brayton 和 Humphrey 循环热效率分别下降了 0.04, 0.03 和 0.05, 说明环境温度对 3 种循环热效率的影响基本相当。

图 9 是 3 种循环热效率随透平前温度的变化

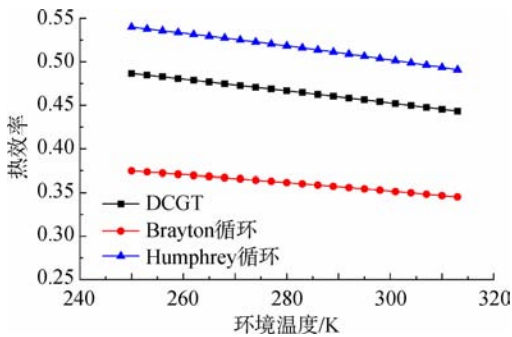


图 8 环境温度对热效率的影响($\tau=5.62, \pi=16.5$)
Fig. 8 Effects of ambient temperature on the thermal efficiency ($\tau=5.62, \pi=16.5$)

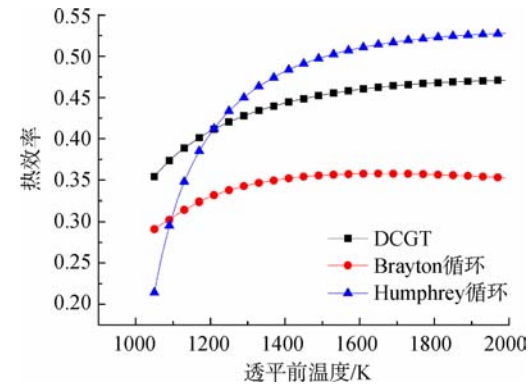


图 9 透平前温度对热效率的影响($\pi=16.5$)
Fig. 9 Effects of turbine inlet temperature on the cycle thermal efficiency ($\pi=16.5$)

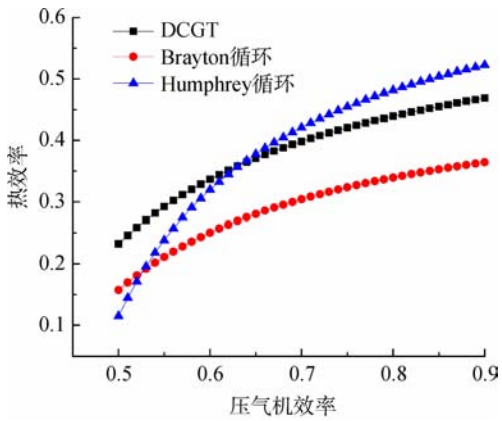


图 10 压气机效率对热效率的影响
Fig. 10 Effects of compressor efficiency on the thermal efficiency

结果曲线图. 从变化趋势来看, 在压比一定($\pi=16.5$)时, Brayton 循环热效率随透平前温度的升高而先增加后减小, 在 1670 K 时达到最大值, 而 DCGT 和 Humphrey 循环在透平前温度分析范围内一直呈单调递增趋势, 这也进一步证明 DCGT 和 Humphrey 循环的最佳增压比要小于 Brayton 循环. 在透平前温度计算范围内, DCGT 热效率均高于 Brayton 循环, 且随透平前温度的升高, DCGT 的优势更为明显. 对于 Humphrey 循环, 当透平前温度低于 1100 K 时, 其热效率最低, 而当透平前温度高于 1190 K 时, 其热效率则变为 3 种循环中最大, 说明 Humphrey 循环更适用于高温条件.

压气机效率对 3 种循环热效率的影响结果见图 10. 从变化趋势来看, 3 种循环热效率均随压气机效率的提高而增加, 但增加速度逐渐变缓, 整体上压气机效率对 Humphrey 循环热效率的影响最大; 在整个压气机效率分析范围内, DCGT 热效率均高于 Brayton 循环, 且之间的差距随压气机效率的增加而变大; 当压气机效率低于 0.52 时, 3 种循环中 Humphrey 循环热效率最小, 而当压气机效率高于 0.64 时, 其热效率变为最大.

图 11 是 3 种循环热效率随透平效率的变化结果图. 3 种循环热效率均随透平效率的增加而增加, 且基本呈线性关系; 透平效率从 0.60 提升到 0.95, DCGT, Brayton 循环和 Humphrey 循环热效率分别提高了 0.32, 0.27 和 0.41, 说明透平效率对 Humphrey 循环热效率的影响最大, 对 Brayton 循环的影响最小, 但在整个透平效率变化范围内, DCGT 热效率均高于 Brayton 循环, 且之间的差距随透平效率的增加而变大.

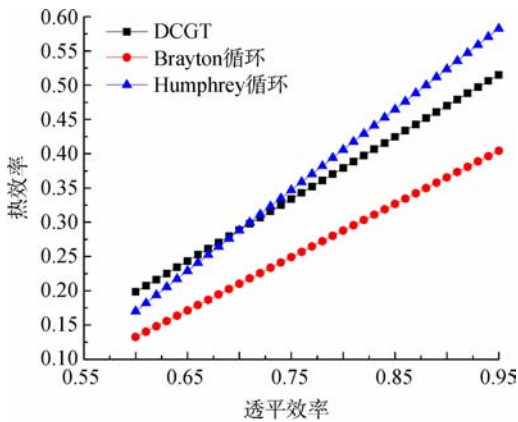


图 11 透平效率对热效率的影响
Fig. 11 Effects of turbine efficiency on the thermal efficiency

4 结 论

在考虑了工质比热容随组成成分和温度变化, 利用变比热容计算方法对比分析了 DCGT, Brayton 循环和 Humphrey 循环燃气轮机的热力循环性能, 主要结论如下:

3 种循环在透平前温度相同(温比 $\tau=5.62$, $T_3=1620$ K) 的比较条件下, 其热效率均随压气机压比的升高而先增加后减小, 均存在一最佳压气机压比使其热效率达到最大值, 且 DCGT 和 Humphrey 循环的最佳压气机压比均小于 Brayton 循环; 在吸热量相同, 透平前温度因燃烧方式而异时, 3 种循环的热效率均随压气机压比的升高而逐渐增加, 不存在最佳压气机压比, 但变化速率逐渐变缓.

在燃气轮机透平前温度相同为 1620 K 且压气机压比为 16.5 时, DCGT, Brayton 循环和 Humphrey 循环的热效率分别为 0.461, 0.358 和

0.512,DCGT 和 Humphrey 循环热效率较 Brayton 循环分别提高了 28.8%和 43.0%.

在燃气轮机无量纲吸热量相同为 4.25 且压气机压比为 16.5 时,DCGT,Brayton 和 Humphrey 循环的热效率分别为 0.468,0.358 和 0.524,DCGT 和 Humphrey 循环热效率较 Brayton 循环分别提高了 30.7%和 46.4%.

环境温度对燃气轮机循环热效率具有一定影响,DCGT,Brayton 和 Humphrey 三种循环的热效率均随环境温度的升高而降低,且基本呈线性关系.

3 种循环热效率均随压气机效率的提高而增加,但增加速度逐渐变缓,在整个压气机效率分析范围内,DCGT 热效率均高于 Brayton 循环,且之间的差距随压气机效率的增加而变大.

3 种循环热效率均随透平效率的增加而增加,且基本呈线性关系;透平效率的变化对 Humphrey 循环热效率的影响最大,对 Brayton 循环的影响最小;在整个透平效率变化范围内,DCGT 热效率均高于 Brayton 循环,且之间的差距随透平效率的增加而变大.

致谢:

本文受华能集团总部科技项目 HNKJ14-H05“F 级燃气轮机燃烧调整技术基础性研究”资助,特致以诚挚感谢.

参考文献:

[1] 严传俊,范玮,黄希桥.脉冲爆震发动机原理及关键技术[M].西安:西北工业大学出版社,2005.

[2] William H H,David T P. Thermodynamic cycle analysis of pulse detonation engines[J]. Journal of Propulsion and Power,2002,18(1):68-76.

[3] WU Yuhui,MA Fuhua,Yang V. System performance and thermodynamic cycle analysis of air breathing pulse detonation engines[J]. Journal of Propulsion and Power,2003,19(4):556-567.

[4] Vutthivithayarak R,Braun E M,Lu F K. On thermodynamic cycles for detonation engines[R]. Manchester,UK: 28th International Symposium on Shock Waves,2012.

[5] Nordeen C A. Thermodynamics of a rotating detonation engine[D]. Connecticut,US:University of Connecticut,2013.

[6] 邱华,严传俊,范玮.部分充填下脉冲爆震发动机的热力循环性能分析[J].航空动力学报,2008,23(4):718-723.

QIU Hua,YAN Chuanjun,FAN Wei. Analysis on thermodynamic performance of partially-fueled pulse detonation engine[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(4):718-723. (in Chinese)

[7] 邱华,严传俊,熊姣.带喷管脉冲爆震发动机单循环性能分析模型[J].航空动力学报,2005,20(5):818-821.

QIU Hua,YAN Chuanjun,XIONG Cha. A single-cycle performance model of the pulse detonation engine with nozzle[J]. Journal of Aerospace Power,2005,20(5):818-821. (in Chinese)

[8] 张强,何立明,陈鑫,等.两级脉冲爆震发动机的理想热力循环及性能分析[J].推进技术,2012,33(4):499-504.

ZHANG Qiang,HE Liming,CHEN Xin,et al. Ideal thermodynamic cycle and performance analysis of 2-stage pulse detonation engine[J]. Journal of Propulsion Technology,2012,33(4):499-504. (in Chinese)

[9] 陈鑫,于锦禄,何立明,等.脉冲爆震发动机热力循环性能分析[J].空军工程大学学报,2011,12(2):1-5.

CHEN Xin,YU Jinlu,HE Liming,et al. The analysis of pulse detonation engine thermodynamic cycle performance[J]. Journal of Air Force Engineering University,2011,12(2):1-5. (in Chinese)

[10] 范孝华,林志勇,周进.脉冲爆震和斜爆震发动机热力循环过程分析[C]//第十四届全国激波与激波管学术会议论文集.北京:中国力学学会,2010:260-266.

[11] 李晓丰,郑龙席,邱华,等.两相脉冲爆震涡轮发动机原理性试验[J].航空动力学报,2013,28(12):2731-2736.

LI Xiaofeng,ZHENG Longxi,QIU Hua,et al. Principle experiments on two phase pulse detonation turbine engine[J]. Journal of Aerospace Power,2013,28(12):2731-2736. (in Chinese)

[12] LI Xiaofeng,ZHENG Longxi,QIU Hua,et al. Experimental investigations on the power extraction of a turbine driven by a pulse detonation combustor[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2013,26(6):1353-1359.

[13] 李晓丰.脉冲爆震涡轮发动机技术研究[D].西安:西北工业大学,2013.

LI Xiaofeng. The technology research on the pulse detonation turbine engine[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University,2013. (in Chinese)

[14] The Engineering ToolBox. Specific heat of oxygen gas-O₂-at temperatures ranging 175—6 000 K[EB/OL]. [2014-12-10]. http://www.engineeringtoolbox.com/oxygen-d_978.html.

[15] The Engineering ToolBox. Specific heat of carbon dioxide gas-CO₂-temperatures ranging 175—6 000 K[EB/OL]. [2014-12-10]. http://www.engineeringtoolbox.com/carbon-dioxide-d_974.html.

[16] The Engineering ToolBox. Specific heat of nitrogen gas-N₂-at temperatures ranging 175—6000 K[EB/OL]. [2014-12-10]. http://www.engineeringtoolbox.com/nitrogen-d_977.html.

[17] The Engineering ToolBox. Specific heat of water vapor-H₂O-at temperatures ranging 175—6 000 K[EB/OL]. [2014-12-10]. http://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-d_979.html.

[18] The Engineering Toolbox. Specific heat of methane gas-CH₄-at temperatures ranging 200—1 100 K[EB/OL]. [2014-12-10]. http://www.engineeringtoolbox.com/methane-d_980.html.