

空气制冷循环最优性能解析

张春路, 袁 晗

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 通过建立单级空气制冷循环的量纲为一的热力学模型, 推导出对应最优性能系数的压比公式, 以及最优压比下的循环性能参数解析表达式. 在此基础上针对不同的运行工况和转动部件效率, 对循环性能进行数值分析, 发现: 高低温热源温差的增大, 最优压比升高, 最优性能系数下降, 单位制冷量升高. 提高转动部件效率, 最优压比小幅降低, 最优性能系数大幅升高以及单位制冷量大幅下降. 同比之下, 膨胀机效率对系统最优性能的影响更大. 这些都有助于实际空气制冷系统的优化设计.

关键词: 空气制冷循环; 热力学模型; 性能优化; 解析解

中图分类号: TB651

文献标志码: A

Analytical Solutions of Air Refrigeration Cycle at Optimal Coefficient of Performance

ZHANG Chunlu, YUAN Han

(College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A dimensionless thermodynamic model of single-stage air refrigeration cycle was developed. Based on the model, analytical solution of the optimal pressure ratio at the maximum ϵ (coefficient of performance) was derived. So did the cycle key performance indices. Furthermore, numerical analysis using the analytical solutions was conducted to reveal the impact of operating conditions and component efficiencies on the cycle performance. The results show that bigger heat source temperature difference leads to higher optimal pressure ratio, higher cooling capacity, but lower ϵ . On the other hand, higher compressor/expander efficiencies result in less lower optimal pressure ratio, much higher ϵ and cooling capacity. Under the same conditions, the expander efficiency has more significant influence on the cycle performance than the compressor efficiency. The analytical solutions and corresponding conclusions are helpful in optimal design of air cycle refrigeration systems.

Key words: air refrigeration cycle; thermodynamic model;

performance optimization; analytical solution

空气作为空调制冷机组的循环工质最早是应用于飞机的环境控制系统中. 近年来由于环境问题日益严峻, 蒸汽压缩式制冷系统中制冷剂对环境的危害已经引起了各国的关注, 根据《蒙特利尔议定书》的约定, 发达国家将于 2020 年全面禁止使用氟利昂制冷剂, 发展中国家禁用的时间节点则定于 2030 年. 面对如此严苛的限制, 空气作为一种纯天然、环境友好、无任何公害的工质, 俨然成为最具潜力的替代工质之一, 界内又逐渐兴起对空气制冷循环的研究.

近年来, 大部分空气循环的研究都以其理论机理作为研究重点: 陈林根等利用有限元热力学的分析方法, 对循环过程中压降、换热器效率、以及压缩机和膨胀机效率对于系统制冷系数和制冷量的影响做出了详细分析, 并给出优化方案^[1-4]; Streit 和 Razani 针对空气循环中单级压缩循环、双级压缩循环、单级带中间冷却器压缩循环以及双级膨胀循环等 4 种不同的循环结构形式进行比较, 并从可用能损失的角度分析各个组件的不可逆程度, 提出优化的建议^[5-6]; Park 等则着眼于系统非设计工况下的运行状况, 通过两类控制方法的研究和比较提出了一种优化的调节方法^[7].

梳理近年来的文献能够看出该领域的研究获得了一些进展, 但值得注意的是, 由于实际的空气循环中制冷系数随压比的变化存在一个最大值^[8] (通常把该压比值称为最优压比), 上述所有研究均是将循环的压比作为一个自由输入变量继续数值分析, 并未对系统中其他因素与最优压比的影响进行详细理论推导, 更未获得最优压比的解析式. 针对这一问题, 通过对单级压缩空气循环建立热力学模型, 推导出最优压比的解析式, 并在此基础上分析了高低

温热源温度和转动部件效率对最优压比的影响以及最优压比的设计工况下循环制冷系数和单位制冷量随高低热源温度和转动部件效率的变化情况,为实际工程应用提供更深入的理论依据。

1 空气循环的解析分析

1.1 循环建模

图1为单级压缩空气循环的示意图,整个系统由高温换热器,膨胀机和压缩机3个部分构成。膨胀机和压缩机是系统运行主要部件,分别对应于蒸汽制冷机中的膨胀机构和压缩机。对于不考虑转动部件的不可逆损失和传热损失的理论循环,循环流程为图2中的 $1-2_s-3-4_s$ 过程。整个理论循环由两个等压的传热过程和两个等熵的压变过程组成: $1-2_s$ 与 $3-4_s$ 分别表示等熵的压缩和等熵的膨胀过程, $2-3$ 与 $4-1$ 分别表示等压的放热和吸热过程。实际循环过程中,考虑转动部件(即压缩机和膨胀机)转动的不可逆性其流程为 $1-2-3-4$,其中 $1-2$ 和 $3-4$ 分别考虑压缩机和膨胀机的不可逆的熵增做功过程。

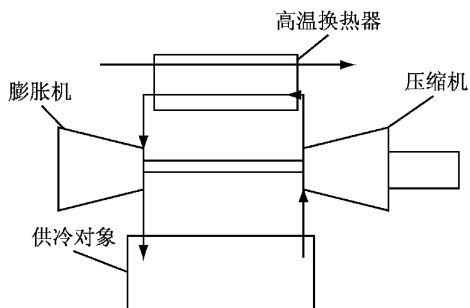


图1 单级压缩空气循环的示意图

Fig.1 Schematic diagram of single-stage air cycle

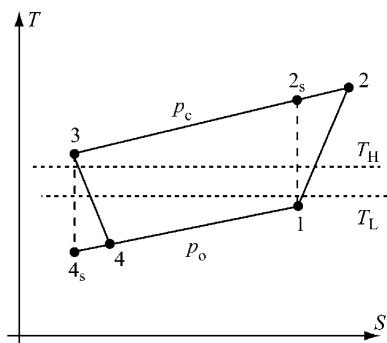


图2 单级压缩空气循环的温熵图

Fig.2 T-S diagram of single-stage air cycle

对于该循环,建立了相应的热力学模型,基本假设条件如下:①空气视为理想气体,绝热系数 k 取

1.4;②吸热、放热过程均视作等压;③传热温差反映到换热器端部温度(即压缩机和膨胀机的进口温度)上。④转动部件(压缩机和膨胀机)的不可逆程度由等熵效率表征。

在该假设下可以得到循环的单位压缩功 w_c ,膨胀功 w_e 和净功 w_0 分别为

$$w_c = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{\eta_c} \quad (1)$$

$$w_e = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) = \eta_e(h_3 - h_{4s}) = c_p(T_3 - T_{4s})\eta_e \quad (2)$$

$$w_0 = w_c - w_e \quad (3)$$

式中: h , c_p 和 T 分别为焓、定压比热容和绝对温度,下标数字与图2中的点相对应; η_c 和 η_e 分别为压缩机和膨胀机的绝热效率(等熵效率)。

实际循环的单位制冷量 q_0 为

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4) \quad (4)$$

实际循环的制冷系数 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{q_0}{w_0} = \frac{T_1 - T_4}{\frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} - (T_3 - T_{4s})\eta_e} \quad (5)$$

由式(2)知

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4s})\eta_e \quad (6)$$

对于等熵膨胀过程,有

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} = T_3 P_r^{\frac{1-k}{k}} \quad (7)$$

对于等熵压缩过程,有

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 P_r^{\frac{k-1}{k}} \quad (8)$$

其中, P_r 为循环的高低压比。

将式(6)~(8)代入式(5),得

$$\epsilon = \frac{T_1 - T_3 + T_3(1 - P_r^{\frac{1-k}{k}})\eta_e}{T_1(P_r^{\frac{k-1}{k}} - 1)/\eta_c - T_3(1 - P_r^{\frac{1-k}{k}})\eta_e} \quad (9)$$

令

$$\pi = P_r^{\frac{k-1}{k}} \quad (10)$$

$$\theta = \frac{T_3}{T_1} \quad (11)$$

将式(10)和(11)回代入式(3)~(5)得

$$\frac{w_0}{c_p T_1} = \frac{\pi - 1}{\eta_c} - \theta \eta_e \left(1 - \frac{1}{\pi} \right) \quad (12)$$

$$\frac{q_0}{c_p T_1} = 1 - \theta + \theta \eta_e \left(1 - \frac{1}{\pi} \right) \quad (13)$$

$$\epsilon = \frac{q_0}{w_0} = \frac{(1 - \theta + \theta \eta_e) \eta_c \pi - \theta \eta_e \eta_c}{(\pi - \theta \eta_e \eta_c)(\pi - 1)} \quad (14)$$

式(12)~(14)构成了该空气循环的量纲为一的热力学模型。

1.2 循环最优性能的解析解

基于所建立的模型推导了最优压比的解析解. 式(14)表明 ϵ 是 3 个量纲为一的独立参量的函数, 定义使得 ϵ 达到极大值的压比为最优压比 $P_{r, \text{opt}}$. 那么, $P_{r, \text{opt}}$ 应满足条件, 即

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial P_r} = \frac{\partial \epsilon}{\partial \pi} \frac{\partial \pi}{\partial P_r} = 0 \Leftrightarrow \frac{\partial \epsilon}{\partial \pi} = 0 \quad (15)$$

将式(14)代入式(15), 得

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial \pi} = \frac{\{(1-\theta+\theta\eta_e)\eta_c[\pi^2-(1+\theta\eta_e\eta_c)\pi+\theta\eta_e\eta_c]-[(1-\theta+\theta\eta_e)\eta_c\pi-\theta\eta_e\eta_c][2\pi-(1+\theta\eta_e\eta_c)]\}}{[\pi^2-(1+\theta\eta_e\eta_c)\pi+\theta\eta_e\eta_c]^2} = 0 \quad (16)$$

对分母约简后, 得到二次多项式方程为

$$A\pi^2 + B\pi + C = 0 \quad (17)$$

式中: $A=1-\theta+\theta\eta_e$; $B=-2\theta\eta_e < 0$; $C=[(\theta-1)\eta_c+1]\theta\eta_e > 0$.

二次多项式根的判断式

$$\Delta = B^2 - 4AC = 4\theta\eta_e(\theta-1)[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)] \quad (18)$$

1.2.1 理想情况

首先考察转动部件在理想状态下工作(即 $\eta_c = \eta_e = 1$)的情况, 此时, $A=1$, $B=2\theta$, $C=\theta^2$, $\Delta=0$, 故方程(17)有重根如下:

$$\pi_{\text{opt}} = \theta \Leftrightarrow P_{r, \text{opt}} = \theta^{\frac{k}{k-1}} \quad (19)$$

式中, 下标 opt 表示最优值. 代入式(13), 可知在最优压比下,

$$q_0 = 0 \quad (20)$$

换言之, 此时的最优压比是没有实际意义的. 另一方面, 在此情况下, ϵ 对 P_r 的导数为

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial P_r} = \frac{-T_1^2(\theta-1)^2(k-1)}{[\pi^2-(1+\theta)\pi+\theta]^2 k P_r^{\frac{1}{k}}} < 0 \quad (21)$$

这从理论上证明了如果转动部件在理想状态下工作, 那么循环制冷系数是 P_r 的单调减函数, 此时系统并不存在极大值, 也就不存在最优压比.

1.2.2 实际情况

而在实际工况下, η_c 和 η_e 都不可能等于 1, 所以 $\Delta > 0$, 故方程(17)有两个相异的实根, 为

$$\pi_{\text{opt}} = \frac{-B \pm \sqrt{\Delta}}{2A} \quad (22)$$

为了保证单位制冷量为正, 由式(13)得

$$1-\theta+\theta\eta_e\left(1-\frac{1}{\pi}\right) > 0$$

即

$$1-\theta+\theta\eta_e > \frac{\theta\eta_e}{\pi} > 0 \quad (23)$$

所以 $A > 0$, 且

$$\pi > \frac{\theta\eta_e}{1-\theta+\theta\eta_e} = \frac{-B}{2A} \quad (24)$$

又因为

$$\frac{-B-\sqrt{\Delta}}{2A} < \frac{-B}{2A} < \frac{-B+\sqrt{\Delta}}{2A},$$

所以满足要求的最优解为

$$P_{r, \text{opt}} = \left\{ \frac{\theta\eta_e + \sqrt{\theta\eta_e(\theta-1)[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)]}}{1-\theta+\theta\eta_e} \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (25)$$

将式(25)代入式(12)~(14), 获得最优压比下系统的量纲为一的性能参数为

$$\frac{w_{0, \text{opt}}}{c_p T_1} = \frac{\sqrt{(\theta-1)[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)]}}{\sqrt{\theta\eta_e} + \sqrt{(\theta-1)[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)]}} \frac{\{\sqrt{\theta\eta_e[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)]} + \sqrt{\theta-1}\}^2}{(1-\theta+\theta\eta_e)\eta_c} \quad (26)$$

$$\frac{q_{0, \text{opt}}}{c_p T_1} = (1-\theta+\theta\eta_e)$$

$$\frac{\sqrt{(\theta-1)[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)]}}{\sqrt{\theta\eta_e} + \sqrt{(\theta-1)[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)]}} \quad (27)$$

$$\epsilon_{\text{opt}} = \frac{(1-\theta+\theta\eta_e)^2 \eta_c}{\{\sqrt{\theta\eta_e[1-\eta_c+\theta\eta_c(1-\eta_e)]} + \sqrt{\theta-1}\}^2} \quad (28)$$

2 循环性能的数值分析

基于所获得的空气循环最优性能的解析解, 从端部温度和转动部件效率两个角度对系统最优压比的性能进行了数值分析. 其中, 端部温度的变化主要反映了在不同运行工况(高低温热源温度)下的系统性能, 而转动部件效率则反映了部件性能对系统性能的影响. 为方便计算, 设定基准参数: $T_1 = 293 \text{ K}$, $T_3 = 318 \text{ K}$, $\eta_c = \eta_e = 0.85$. 在接下来的计算中若未特别指出, 则默认为基准参数值.

2.1 端部温度的影响

2.1.1 最优压比

为全面地探讨温度对最优压比的影响, 研究了 T_1 在 253~293 K; T_2 在 298~338 K 范围内变化时 $T_1 - T_3 - P_{r, \text{opt}}$ 的关系, 并绘制出图 3. 图中可以看出端部温度对于系统最佳压比的影响很大: 在 T_1 与 T_3 较为接近的情况下 θ 值较小, 此时最佳压比的值维持在较低的范围, 当 $T_1 = 293 \text{ K}$, $T_3 = 298 \text{ K}$ 时系统最优压比低至 1.4; 而随着 T_1 的降低与 T_3 的升高, θ 值逐渐增大, 最优压比也随之升高, 且相差越大, 变化趋势亦越趋陡峭, 当 $T_1 = 253 \text{ K}$, $T_3 = 338 \text{ K}$ 时最优压比增大到 8.7, 在该情况中温度变化最多可以带来 7.3 的最优压比变化, 可见温度变化对最优

压比产生比较大的影响。

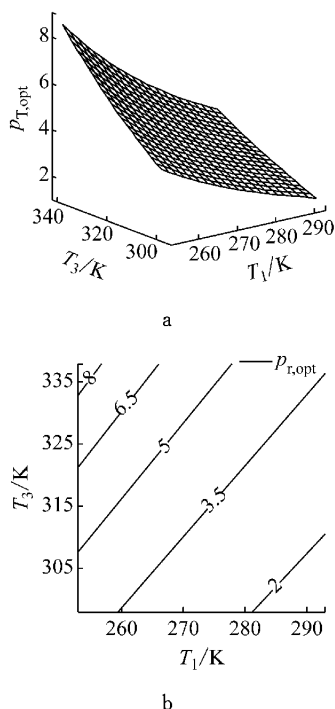


图 3 $T_1 - T_3 - P_{r,opt}$ 关系图
Fig.3 Diagram of $T_1 - T_3 - P_{r,opt}$

2.1.2 制冷系数

在对最优压比计算分析的基础之上,对不同端部温度条件下系统最高制冷系数 ϵ_{opt} 进行分析,并绘制出图 4. 从图中可以看出,首先温度对于最优制冷系数的影响相对较小:当 T_1, T_3 在与图 3 中相同的范围内变化时, ϵ_{opt} 在 0.4 在 1.6 之间变化,变化幅度为 1.2,而在其变化趋势上则呈现出与最优压比完全相反的变化趋势,当两端部温度越接近时(θ 值越小), ϵ_{opt} 数值越高,图 4b 中的等值线也更为密集,说明 ϵ_{opt} 变化得较为剧烈;反之,当两端部温度相差越大时(θ 值越大), ϵ_{opt} 逐渐降低,且 ϵ_{opt} 变化趋势也更加平缓。

2.1.3 单位制冷量

为更深入地研究系统在最优压比工作下的性能,对最优压比条件下的单位制冷量 $q_{0,opt}$ (若未特别指出,下文中所指的单位制冷量均表示最优压比条件下的单位制冷量)的变化情况进行了模拟计算,计算结果如图 5 所示. 从图中可以看出,单位制冷量受到温度的影响比较大:当 T_1, T_3 接近时, θ 值小,此时最优压比较小,由于单位制冷量主要受压比的影响,此时单位制冷量也较低;反之,当 T_1, T_3 相差较大时, θ 值大,此时最优压比较高,单位制冷量也较高。

此外,对比图 4 和图 5 可以发现,在端部温度影响下,单位制冷量与 ϵ_{opt} 展现出迥然不同的变化趋

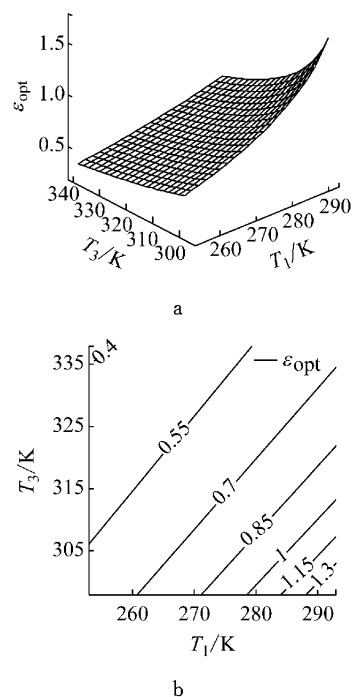


图 4 $T_1 - T_3 - \epsilon_{opt}$ 关系图
Fig.4 Diagram of $T_1 - T_3 - \epsilon_{opt}$

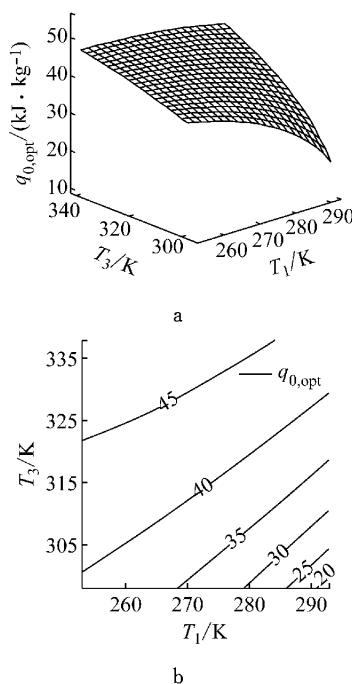


图 5 $T_1 - T_3 - q_{0,opt}$ 关系图
Fig.5 Diagram of $T_1 - T_3 - q_{0,opt}$

势:当 θ 逐渐增大时, ϵ_{opt} 首先呈现出剧烈的下降趋势,而此时单位制冷量则出现急剧的升高;随着 θ 继续升高, ϵ_{opt} 与单位制冷量的变化趋势依旧保持不变,变化率则逐渐放缓。

2.2 转动部件效率的影响

2.2.1 最优压比

为全面分析不同转动部件效率对最优压比的影

响,研究了 η_c, η_e 同时在 $[0.80, 0.99]$ 区间内变化时,最优压比 $P_{r,opt}$ 的变化趋势(图6). 从图中可以看出,与端部温度相比,转动部件效率对于最优压比的影响并不大:当转动效率高时,最优压比较低,当 $\eta_c = \eta_e = 0.99$ 时,最优压比降至最低点,此时 $P_{r,opt} = 1.4$;反之,当转动部件效率进入低效率区时,最佳压比升高,当 $\eta_c = \eta_e = 0.8$ 时,系统最优压比升至图中的最高点,此时 $P_{r,opt} = 2.7$.

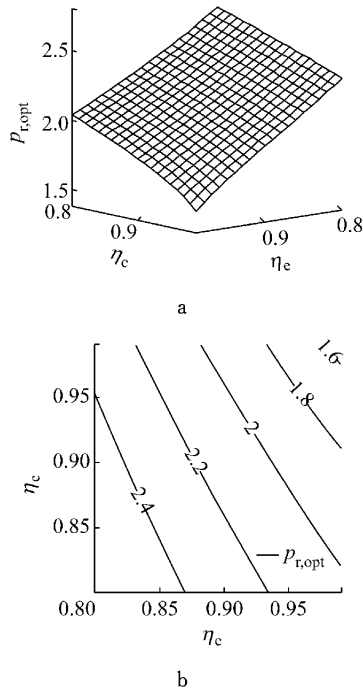


图6 $\eta_c - \eta_e - P_{r,opt}$ 关系图

Fig. 6 Diagram of $\eta_c - \eta_e - P_{r,opt}$

观察 $P_{r,opt}$ 等值线图可以发现, $P_{r,opt}$ 曲线的疏密程度较为一致,表明不同效率下最优压比的变化都较为平缓. 此外可以看出,等值线图的所有 $P_{r,opt}$ 线的斜率均大于-1,这说明相较于压缩机所对应的纵坐标值而言,膨胀机效率所对应的横坐标值一个小的改变将会对造成 $P_{r,opt}$ 较大的变化. 这实际上揭示了在膨胀机和压缩机之中,膨胀机的效率对系统 $P_{r,opt}$ 影响更大,这对于系统转动部件的选型匹配有重要的参考价值.

2.2.2 制冷系数

同样在最优压比条件下,对 ϵ_{opt} 与转动部件效率的关系进行研究. 从图7可以发现,转动部件的效率对于 ϵ_{opt} 有较大影响:在高效率区, ϵ_{opt} 变化十分剧烈,且其数值维持在较高水平,当 $\eta_c = \eta_e = 0.99$ 时, ϵ_{opt} 达到 4.8;而当转动部件效率进入低效率区时, ϵ_{opt} 变化逐渐趋于平缓,且数值维持在较低水平,当 $\eta_c = \eta_e = 0.80$ 时, ϵ_{opt} 降至 0.5, ϵ_{opt} 变化量达 4.3,可见转动

部件效率对于空气循环 ϵ_{opt} 所产生的影响显著.

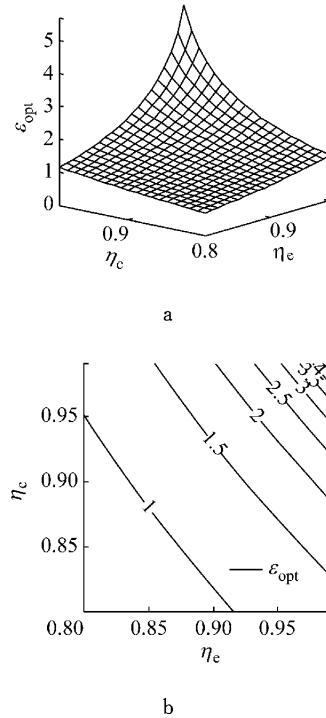


图7 $\eta_c - \eta_e - \epsilon_{opt}$ 关系图

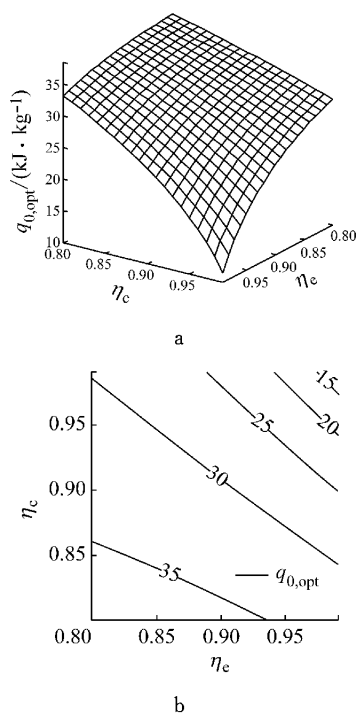
Fig. 7 Diagram of $\eta_c - \eta_e - \epsilon_{opt}$

除此之外,等值线图上的 ϵ_{opt} 线的斜率均大于-1,可知膨胀机效率对 ϵ_{opt} 的影响更大,该规律对于工程实际中空气循环制冷机的设计和部件的匹配有重要意义.

2.2.3 单位制冷量

图8为 $\eta_c - \eta_e - q_{0,opt}$ 关系图,从图中看出:当系统转动部件效率较低时,其所对应的最优压比较大,故此时单位制冷量处在较高的状态;反之,当转动部件效率较高,其所对应的最优压比就较小,单位制冷量反而处于较低的水平,且压缩机和膨胀机效率越高,其变化越剧烈. 从膨胀机和压缩机的比较而言,二者对于单位制冷量的影响在不同的效率值时呈现出不同的规律:当系统处于较低的效率区时,等值线图上的斜率小于-1,说明单位制冷量对于压缩机效率更为敏感;而随系统进入高效率区,等值线的斜率逐渐接近-1,此时两转动部件的效率对于单位制冷量的影响相当.

除此之外,通过比较图7与图8,也反映出制冷系数和单位制冷量在该条件下呈现出完全相反的变化趋势. 由于系统的制冷量和制冷系数均是表征性能的重要参数,如何在考察制冷系数的同时将系统的制冷量加入考虑,并在此基础上平衡系统的制冷系数与制冷量,是进一步的研究方向.

图8 $\eta_c - \eta_e - q_{0,opt}$ 关系图Fig.8 Diagram of $\eta_c - \eta_e - q_{0,opt}$

3 结论

通过对基本空气制冷循环进行数学建模和深入地解析分析,并在此基础上就端部温度和转动部件效率对最优工况运行下的系统性能的影响进行计算分析,获得以下结论:

(1)从理论上证明,理想状况下($\eta_c = \eta_e = 1$),循环制冷系数随压比升高呈单调递减的变化,系统不存在最优压比,而实际状况下(η_c, η_e 均小于1),循环存在满足物理假设的最优压比,并给出最优压比的解析式,为实际空气循环制冷机的设计和控制提供了理论依据。

(2)从端部温度的影响来看,当 T_1 和 T_3 差距逐渐增大(即 θ 增大)时,最优压比升高, ϵ_{opt} 下降,而单位制冷量则呈现上升的趋势。

(3)从转动部件效率的影响来看,实际工程设计中若提高转动部件效率 η_c 与 η_e ,系统的最优压比将小幅降低,同时将会带来 ϵ_{opt} 大幅升高和最优压比下的单位制冷量的大幅下降。除此之外,从膨胀机和压

缩机之间比较可知,膨胀机的效率对系统最优压比和 ϵ_{opt} 的影响更大;而对于单位制冷量来说,在高效率区该值对二者的敏感程度相当,在低效率区则对压缩机效率更为敏感,该结论为不同设计要求下的转动部件效率的匹配提供了参考准则。

最后需要指出的是,由于本文定义的最优压比是使一定条件下循环制冷系数最高的压比,在模拟计算中可以观察到在定义的最优压比下循环中制冷系数和单位制冷量受端部温度和转动部件的影响呈现出截然不同的变化特性。由于系统的制冷量和制冷系数均是表征性能的重要参数,如何综合考虑制冷量与制冷系数之间的平衡,也是实际系统设计要考虑的关键问题之一。

参考文献:

- [1] Tu Y, Chen L, Sun F, *et al.* Cooling load and coefficient of performance optimizations for real air-refrigerators [J]. *Applied Energy*, 2006, 83(12): 1289.
- [2] Zhang W, Chen L, Sun F. Power and efficiency optimization for combined Brayton and inverse Brayton cycles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(14/15): 2885.
- [3] Chen L G, Zhou S B, Sun F R, *et al.* Performance of heat-transfer irreversible regenerated Brayton refrigerators [J]. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2001, 34(5): 830.
- [4] 罗俊, 陈林根, 孙丰瑞. 不可逆空气制冷循环的制冷率和制冷系数优化 [J]. *制冷*, 2002, 21(2): 1.
LUO Jun, CHEN Lingen, SUN Fengrui. Optimization of cooling load and COP of irreversible air refrigeration cycles [J]. *Refrigeration*, 2002, 21(2): 1.
- [5] Streit J R, Razani A. Second-law analysis and optimization of reverse brayton cycles of different configurations for cryogenic applications [J]. *Advances in Cryogenic Engineering*, 2012, 57a/57b: 1140.
- [6] Streit J R, Razani A. Thermodynamic optimization of reverse Brayton cycles of different configurations for cryogenic applications [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36(5): 1529.
- [7] Park S K, Ahn J H, Kim T S. Off-design operating characteristics of an open-cycle air refrigeration system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35(8): 2311.
- [8] 张振迎, 廖胜明. 实际逆布雷顿空气制冷循环的性能研究 [J]. *低温与超导*, 2007, 35(6): 523.
ZHANG Zhenying, LIAO Shengming. Investigation on performance of actual reverse Brayton air cycle [J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2007, 35(6): 523.