

低温闪蒸气压缩机气缸温度场的有限元分析

杨东辉, 王雷雷, 沈宇红, 张波, 彭学院
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对低温闪蒸气(BOG)压缩机工作时吸气温度低、变工况时气缸温度变化剧烈的问题,建立了压缩机导热有限元计算模型,得到了稳态、周期性非稳态气缸温度场及常温启动、预冷启动时气缸瞬时温度变化。研究表明:BOG压缩机稳定运行时气缸吸排气腔平均温度分别达 -97°C 和 -21°C ,周期性非稳态温度波动小于 0.1°C 。常温(30°C)启动后气缸内外壁最大温差为 87.1°C ,当预冷至 -30°C 启动时气缸内外壁最大温差仅为 53.5°C ,比常温启动时下降了 38.6% 。

关键词: 闪蒸气压缩机; 气缸; 温度场; 有限元分析

中图分类号: TE974 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)01-0048-04

Finite Analysis of Cylinder Temperature Field in Boil-off Gas Compressor

YANG Donghui, WANG Leilei, SHEN Yuhong, ZHANG Bo, PENG Xueyuan
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Boil-off gas (BOG) compressors operate at low suction temperature and suffer from great temperature change when the working condition changes. In this study, the FEM simulation of heat transfer in a BOG compressor was performed, and the static and periodic transient temperature fields and their changes were obtained during the compressor starting both under ambient condition and precooling conditions. The results show that, when the BOG compressor operates steadily, the average temperatures in the suction chamber and the discharge chamber of the cylinder are -97°C and -21°C , respectively, and the amplitude of temperature fluctuation is less than 0.1°C in the periodic transient temperature field. In addition, the maximum temperature difference in the cylinder is 53.5°C when the compressor starts at -30°C while it is 87.1°C when the compressor starts under the ambient condition (at 30°C).

Keywords: boil-off gas compressor; cylinder; temperature field; finite analysis

液化天然气(LNG)装卸时储罐内体积会发生变化,受环境和罐内泵运转等因素的影响,储罐内会产生大量的闪蒸气(BOG)^[1]。为了保证储罐的安全,过量的BOG必须加以处理。处理BOG一般采用直接压缩或再冷凝的方法。实际中,BOG压缩多采用卧式低温无油往复压缩机进行^[2-4]。

BOG压缩机吸入的气体温度很低(-162°C 左右),压缩机稳定工作时气缸内温度远低于常温,在启动、停机及变动工况时气缸内温度变化剧烈,由此

产生较大的热应力,从而影响压缩机的运行^[5-6]。本文运用有限元方法分析了BOG压缩机气缸稳态及周期性非稳态的温度场,常温启动及预冷启动时气缸瞬时温度的变化,以期为BOG压缩机的设计、开发及评估提供理论依据。

1 数学模型

1.1 导热控制方程

由能量守恒方程建立的BOG压缩机非稳态导

热控制方程^[7]为无内热源的控制方程,即

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

式中: λ 为导热系数; ρc 为材料的比热容。对于稳态导热,温度随时间的变化率 $\frac{\partial T}{\partial t}=0$,因此稳态导热的控制方程变为

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (2)$$

非稳态导热的初始条件一般为初始时刻温度场的分布,即

$$T|_{t=t_0} = T(x, y, z) \quad (3)$$

压缩机导热边界条件主要是第 3 类边界条件^[7],即

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = h(T_w - T_f) \quad (4)$$

式中: h 为表面对流换热系数; T_w 、 T_f 分别为压缩机表面及周围的气体温度。

1.2 有限元模型

由于压缩机各部分之间会相互导热,所以在分析气缸温度场时需建立压缩机整体的三维模型。压缩机的结构复杂,对其进行有限元分析时需要适当简化模型。压缩机具有对称性,可选取压缩机模型中一半的一半进行分析,同时省去对模型导热过程影响较小的细微结构。经网格划分后的 BOG 压缩机有限元模型如图 1 所示。

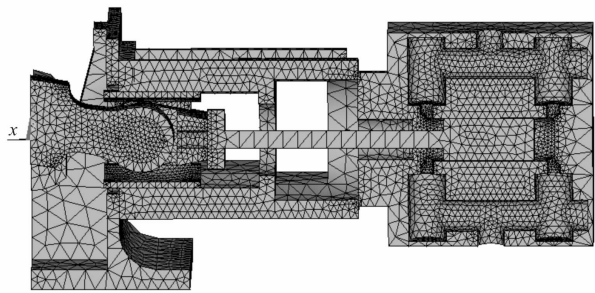


图 1 BOG 压缩机有限元模型

1.3 边界条件

BOG 压缩机的一级气缸吸气温度较低,所以本文主要研究一级气缸的温度场。考虑到进气加热等因素,计算时吸气温度取 $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[6]。通过对压缩机的内部热力过程的模拟计算,可得到压缩腔内气体温度随曲柄转角的变化,如图 2 所示。压缩腔内气体的对流换热系数采用 Woschni 经验式计算^[6],即

$$h = 2\ 817 D^{-0.214} (V_p p)^{0.786} T_f^{-0.525} \quad (5)$$

式中: D 为气缸直径; V_p 为活塞运行速度; p 为气体压力; T_f 为气体温度。

BOG 压缩机导热边界条件如下:气缸压缩腔内采用前述计算得到的气体温度及对流换热系数;气缸吸排气通道内气体温度为吸排气温,换热系数采用管内强制对流换热模型计算;压缩机外侧温度为环境温度,换热系数为自然对流换热系数。

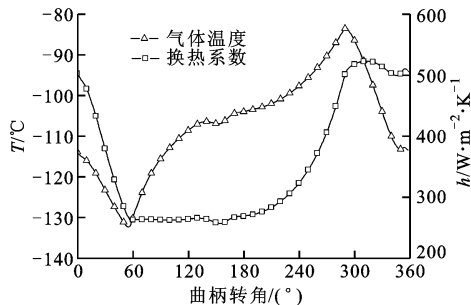


图 2 压缩腔内气体温度及对流换热系数随曲柄转角的变化

2 稳定工况下气缸的温度场

在稳定工况下,当 BOG 压缩机运行平稳时,气缸温度场达到动态稳定,即气缸温度场在周期内波动,相邻周期内不发生变化。研究稳态导热可以得到气缸的稳态温度场,其可作为周期性非稳态导热的初值条件,由此得到气缸的周期性非稳态温度场。

2.1 稳态温度场

压缩机气缸稳态导热可认为是一个周期内压缩腔内的气体温度及对流换热系数为定值,一般采取对时间积分平均来近似^[8-9],即

$$T_a = \frac{\int_0^{2\pi} T_f d\varphi}{2\pi} \quad (6)$$

$$h_a = \frac{\int_0^{2\pi} T_f h d\varphi}{\int_0^{2\pi} T_f d\varphi} \quad (7)$$

当量循环平均气体温度 T_a 和当量循环平均对流换热系数 h_a 将作为压缩腔内的稳态导热边界条件。

BOG 压缩机稳态温度场的计算结果如图 3 所示。气缸最低温度在压缩腔吸气口处,为 $-106.17\text{ }^{\circ}\text{C}$,气缸吸排气腔平均温度分别达 $-97\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。气缸温度远低于常温,机身和中体部分温度与常温差别不大,因此工作时的 BOG 压缩机气缸之上常覆盖厚厚的冰层。

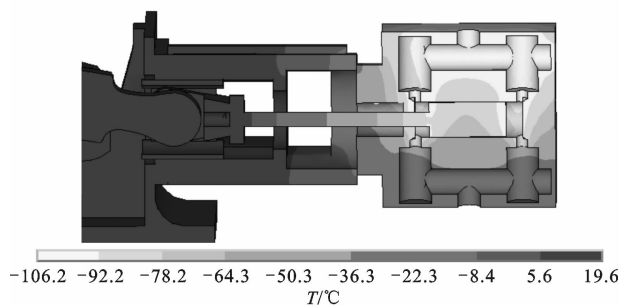


图 3 BOG 压缩机稳态温度场

2.2 周期性非稳态温度场

BOG 压缩机在实际运行的一个周期内,气缸压缩腔内气体温度、对流换热系数以及气体作用范围均随曲柄转角不断变化,此时气缸温度场是一个周期性非稳态温度场。将前述稳态温度场作为温度初始条件,再施加周期性非稳态导热边界条件,经过多个周期后温度场达到动态稳定,由此便可得到 BOG 压缩机实际运行中的周期性非稳态温度场。

气缸内选取了 7 个温度测点,如图 4 所示。测点 2~测点 6 的温度变化历程如图 5a 所示,放大的测点 4 的温度变化历程如图 5b 所示。

从图 5 可以看出,各测点温度与初始时刻温度(稳态温度)基本相同,周期性非稳态温度场与稳态温度场基本相同。周期内的温度波动很小(低于 0.1 °C,见图 5b),气缸温度场达到动态稳定时的温度可认为是不变的,这是金属的热惯性、压缩机的短周期(一般为 0.1 s 左右)、气体温度及换热系数的波动对气缸温度影响很小的缘故。

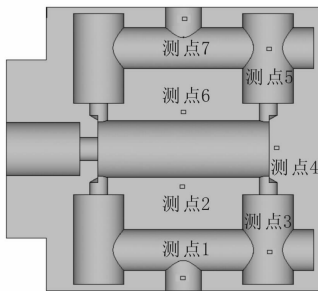
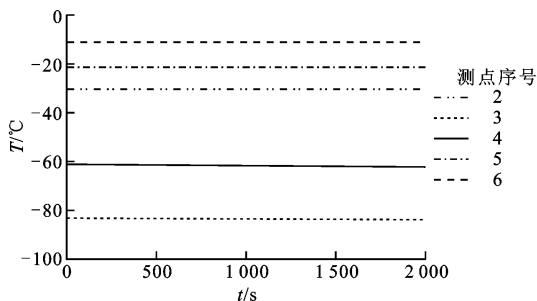


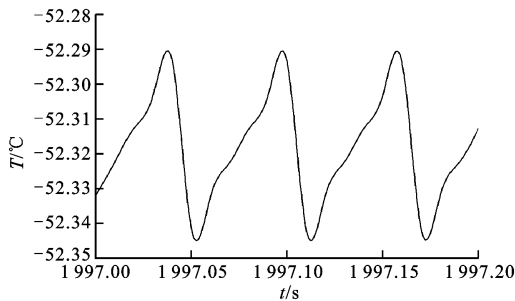
图 4 气缸温度测点

2.3 结果验证

为了验证温度场的计算结果,提取图 4 中测点 2~测点 6 的温度并与实验结果^[6]进行对比,结果如图 6 所示。从图 6 可以看出,气缸温度的计算结果与实验结果基本一致,最大误差仅为 8.7 °C,表明计算结果是合理的。



(a)测点 2~测点 6 的温度



(b)放大的测点 4 的温度

图 5 各测点的周期性非稳态温度

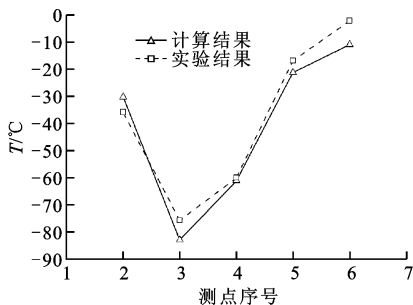


图 6 气缸稳态温度场的计算与实验结果对比

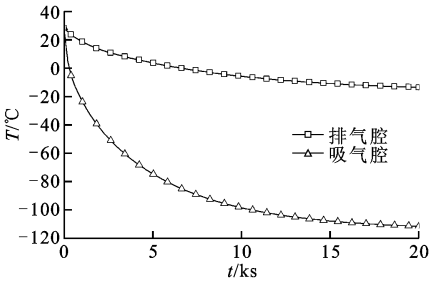
3 启动后的瞬时温度变化

3.1 常温启动的温度变化

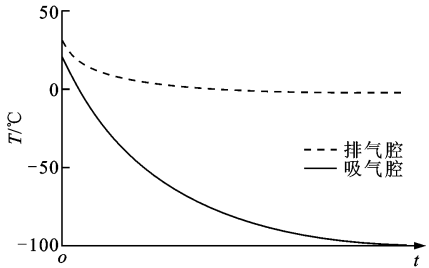
BOG 压缩机在启动、停车以及运行中变负荷等过渡工况下,气缸的温度变化较大,其中启动过程中气缸温度由高到低剧烈变化。常温启动,即启动前气缸处于常温(30 °C),启动后由于低温 BOG 的作用使得气缸温度逐步降低,经过一段时间后达到稳定。

气缸吸排气通道壁面上的 2 个测点(图 4 中测点 1 和测点 7)在压缩机启动后的瞬时温度变化历程如图 7a 所示。从图 7a 可以看出,气缸温度下降速度不均匀,初始时下降得较快,随后下降逐渐减缓,最后温度趋于稳定。与图 7b 中实验结果^[6]对比

显示,计算与实验结果基本一致。



(a)计算结果



(b)实验结果

图 7 吸排气通道壁面温度变化历程的
计算与实验结果对比

气缸内壁及外壁同一位置的 2 个测点的温度及温差随时间的变化历程如图 8 所示。初始时刻,在低温 BOG 的作用下,气缸内壁温度下降较快,在常温环境的作用下,外壁温度下降相对较慢,这使得内外壁温差在短时间内达到最大值,随后在气缸内部热传导的作用下,内外壁温差逐渐减小,最后趋于稳定。

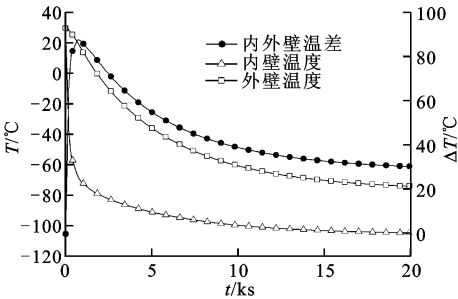


图 8 气缸内外壁温度及温差随时间的变化历程

在压缩机启动后的 600 s 左右,气缸内外壁温差达到最大值,为 87.1 °C,稳定后的温差仅为 30.6 °C。启动后气缸剧烈的温度变化及气缸内的大温差使得气缸内产生较大的热应力,这对 BOG 压缩机的运行将产生较大的影响。

3.2 预冷启动的温度变化

气缸内的大温差对 BOG 压缩机的运行不利,实际运行中常采用预冷启动方法来减小这种温差。BOG 压缩机首次使用或经过长时间停车后使用,需要采用预冷启动方式才能正常运行。日本某企业的 BOG 压缩机预冷的操作流程如图 9 所示^[10]。

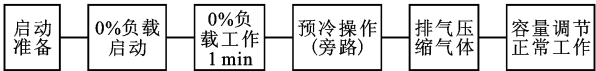


图 9 日本某企业 BOG 压缩机预冷启动过程

为了研究预冷启动对气缸温度变化的影响,气缸分别在 30、15、0、-15、-30 °C 进行预冷启动,由此得到的气缸内外壁温差随时间的变化历程如图 10 所示。从图 10 可以看出,随着预冷温度 T' 的降低,气缸内外壁温差逐渐减小,稳定后温差基本一致。表 1 为不同预冷温度下气缸内外壁最大温差的变化情况。从表 1 可以看出,当预冷至 -30 °C 时,最大温差仅为 53.5 °C,相比常温下降了 38.6%,表明预冷启动可以减小气缸内部温差,从而改善 BOG 压缩机的运行。

表 1 不同预冷温度下气缸内外壁最大温差变化

$T'/^{\circ}\text{C}$	最大温差/ $^{\circ}\text{C}$	最大温差下降率/%
30(常温)	87.1	
15	78.7	9.6
0	70.2	19.4
-15	61.7	29.2
-30	53.5	38.6

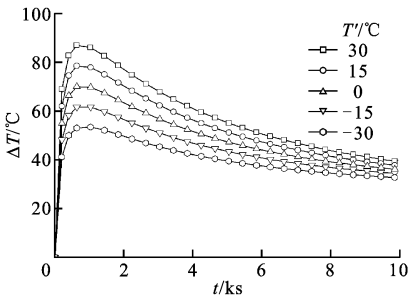


图 10 不同预冷温度下气缸内外壁温差随时间的变化历程

4 结 论

本文运用有限元方法建立了 BOG 压缩机的导热模型,计算得到了气缸的温度场,通过与实验结果对比验证了计算结果,结论如下。

(下转第 67 页)