

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.06.006

某型燃气轮机冷却管道强度计算分析

方志阳¹, 魏佳明², 朱子奇², 孙义冈¹, 蓝吉兵², 方寅¹

(1. 杭州汽轮机股份有限公司, 浙江 杭州 310006; 2. 杭州汽轮机动力集团有限公司, 浙江 杭州 310006)

摘要:针对燃气轮机冷却管道在高温高压工作环境下的结构强度失效问题,对某型 E 级燃气轮机冷却管道进行了应力计算及强度校核。采用有限元软件中 PIPE、Combin14 和 Beam188 单元分别模拟管道、弹簧以及支吊架,对支吊架结构进行了合理的简化;根据运行情况对冷却管道上施加了合理的边界条件,模拟了其在安装工况和运行工况下的工作状态;最后结合有限元计算结果,对管道进行了一次应力和二次应力校核。研究表明:燃气轮机冷却管道在安装及运行工况下应力水平平均小于考核标准,校核合格符合设计要求;该燃气轮机冷却管道强度计算方法具有一定的通用性,适用于同等级燃气轮机冷却管道。

关键词:燃气轮机;冷却管道;强度校核;一次应力;二次应力

中图分类号:TH123;TK26;TH114

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)06-0582-05

Strength analysis for cooling pipe of a certain type gas turbine

FANG Zhi-yang¹, WEI Jia-ming², ZHU Zi-qi², SUN Yi-gang¹, LAN Ji-bing², FANG Yin¹

(1. Hangzhou Steam Turbine Co. Ltd., Hangzhou 310006, China;

2. Hangzhou Steam Turbine Power Co. Ltd., Hangzhou 310006, China)

Abstract: Aiming at the structure and strength failure problems of gas turbine cooling pipe under the condition of high temperature and pressure, the stress calculation and strength check were carried out on a certain type of E class gas turbine cooling pipe. The Pipe, Combin14 and Beam188 elements were used to simulate the properties of pipes, springs, support and hangers respectively in the FEM software. Meanwhile, the structure of support and hanger were simplified reasonably. Secondly, the reasonable boundary condition was applied to the cooling pipe to simulate the working environment under the condition of installation and operation. Finally, the primary stress and secondary stress check were carried out for cooling pipe. The results indicate that the cooling pipe is safe, and the design is reasonable. The proposed method is universal for same class gas turbine cooling pipe.

Key words: gas turbine; cooling pipe; strength check; primary stress; secondary stress

0 引言

燃气轮机作为大型动力装置,广泛应用于发电、拖动以及其他各个工业领域^[1]。燃气轮机的功率和效率随着涡轮入口温度的提高而增加,但是伴随着涡轮入口温度的提高,热端部件材料的耐热问题也随之而来。因此,必须将气体冷却技术应用到空心涡轮冷却叶片设计实践中去。

该技术是将压气机级中或者罩壳中的压缩空气作

为冷却空气对燃气涡轮的热端部件进行冷却,以保证其应有的部件寿命。因此,必须配备专门的冷却管道,将压缩空气从压气机级中或者罩壳中抽出,经过外部冷凝装置,最后再输回到涡轮部件对其进行冷却^[2]。目前,主流 E 级燃气轮机压气机出口温度高达 350 °C,且气体压力为十几个大气压。在如此高温高压的工作环境下,管道极易处于复杂的应力状态中,甚至产生裂纹,会对机组造成恶劣损坏。基于以上原因,燃气轮机冷却管道的安全及可靠性一直以来受到业主、设备厂家和设计院的高度重视。

收稿日期:2017-10-17

作者简介:方志阳(1963-),男,浙江杭州人,工程师,主要从事汽轮机和燃气轮机机械设计和系统工程设计。E-mail:fangzy@htc.cn

某型 E 级燃气轮机机组^[3],冷却管道从压机罩壳位置抽取压缩空气,经过外部冷凝器冷却后再回到涡轮部件进行冷却。

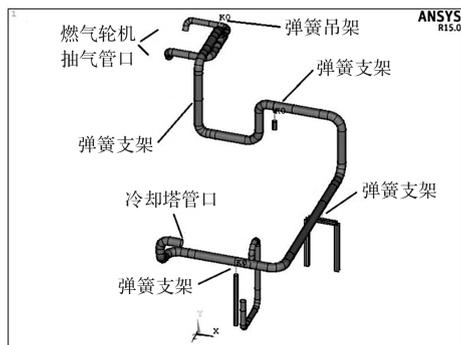
本文以该冷却管道为例,首先通过工程图纸统计了直管、弯管和支吊架尺寸等信息,以及管道各组件的质量,包括管道筒体、法兰等;然后采用有限元软件 ANSYS 建立冷却管道三维模型,并采用不同的单元模拟管道、弹簧、支架等结构,对支吊架结构进行简化,同时施加合理的边界条件,计算在安装工况及运行工况时管道的受力状况;最后对管道进行一次应力和二次应力校核。

1 有限元模型

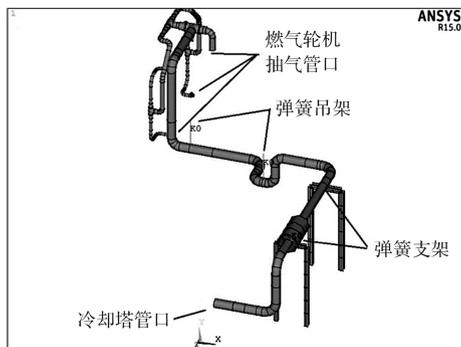
1.1 管道结构建立

按照工程图纸说明,本文在统计了直管、弯管、支吊架尺寸、支撑弹簧型号和刚度等信息基础上,按照管道以及支吊架图纸布置管道位置。管道模型分为管道筒体、吊耳、法兰、弹性支架、弹性吊架。其中法兰按照集中质量处理,施加在对应节点位置处,保证模型质量与实际质量相同。同时,对支吊架结构进行了合理的简化,方便后续的分析。

本文采用 ANSYS15.0 对管道进行三维建模,如图 1 所示。



(a) 抽气段



(b) 回气段

图1 冷却管道

机体轴线垂直的向上方向,Z 方向为与机体轴线垂直的侧向方向。

冷却管道(抽气段)的布局简图及有限元计算节点布局如图 1(a)所示,其中节点总数为 172 个,单元总数为 133 个。

冷却管道(回气段)的布局简图及有限元计算节点布局如图 1(b)所示,其中节点总数为 300 个,单元总数为 239 个。通过提取单元质量获得抽气段和回气段管系的质量分别为 3.224 T 和 3.308 T,与管道实际质量相差 1%,说明模型简化合理。

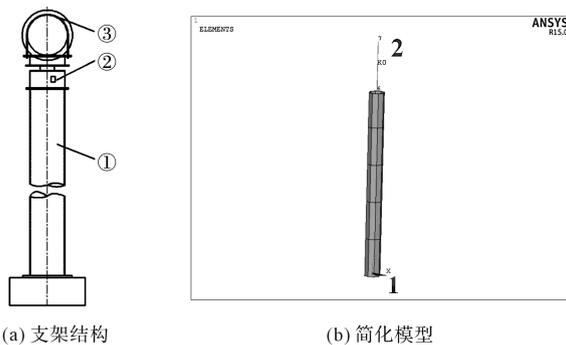
分析中用到的单元类型有 PIPE16、PIPE18、Beam188 和 Combin14^[4]。其中,PIPE16 和 PIPE18 分别来模拟直管和弯管,需要对其赋予实常数来定义管道的外径、厚度,以及内部气体密度等参数;Beam188 单元来模拟支座,需要输入截面属性,代表其截面形状及尺寸。Combin14 单元来模拟弹簧,需要输入弹簧的刚度 K、预位移 ILENGTH 或者预压力 IFORCE。

1.2 支架结构简化

本研究以 2 种不同类型的支架结构^[5]为例,对支架结构的简化进行说明。

第一种支架结构如图 2(a)所示。

简化后的支架结构如图 2(b)所示。节点 1 采用固支的形式,约束节点 2 的位移和轴向转角,来模拟③ U 型螺栓的作用。



(a) 支架结构

(b) 简化模型

图2 支架简化

①—空心圆柱支撑,采用 Beam188 单元进行模拟;

②—弹簧支座,采用 Combin14 单元进行模拟

第二种支架结构如图 3(a)所示。采用上述相同的单元来模拟弹簧支架和支撑。在理想情况下,③两侧位移应该相同,③对支架的刚度没有多大的影响,因此建模的时候去掉槽钢③。同时,为了计算方便,笔者将 2 个弹簧支座的作用等效成 1 个弹簧支座,并计算等效刚度。

简化后的支架结构如图 3(b)所示。节点 1 和 2 采用固支形式,约束节点 3 的位移和轴向转角,来模拟卡箍对管道的作用力。

X 方向为燃气轮机轴线一致的方向,Y 方向为与

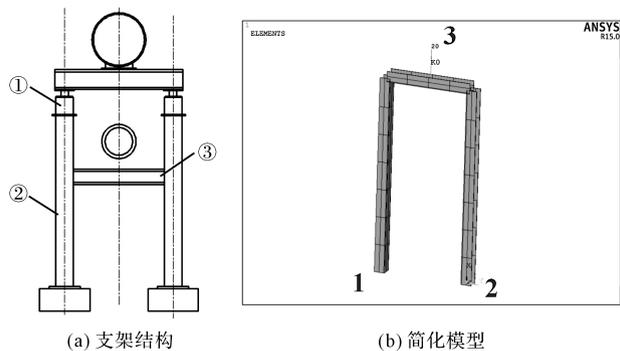


图 3 支架简化

①—弹簧支架;②—支撑;③—槽钢

2 管道强度计算

本节进行在安装工况和运行工况下管道的强度计算。这两种工况分别是燃气轮机未运转时管道和机器都处于常温的冷管冷机状态以及燃气轮机正常运转时管道和机器都处于热态的热管热机状态。

2.1 安装工况

进行安装工况计算的目的是为了获得在安装工况下弹簧支吊架处的反力。这样在热态工况下即可将该反力作为预紧力施加在弹簧上,可以确保在管道正常运行之前,管道和弹簧支吊架连接处位移 $UY = 0$ [6]。

对于抽气段,施加边界条件如表 1 所示。同时在法兰和阀的对应位置施加集中质量。

表 1 安装工况抽气段边界条件

节点号	边界条件	说明
101	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ = 0	$k_{\text{冷却塔}} \gg k_{\text{管道}}$, 故可认为此处为位移全约束;
107, 111, 118, 125, 253	视实际情况约束各个方向的位移和转角	模拟弹簧支吊架对管道的作用力;
140, 147	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ = 0	安装工况下管口轴向位移和转角都为 0;
All Nodes	Gravity	

通过 ANSYS 后处理功能,提取弹簧支吊架对应节点位置处的反力,如表 2 所示。笔者将该反力作为弹簧预紧力,并用于后续的热态计算中。

表 2 弹簧支吊架对应节点处反力

节点号	反力/N
107	7 458
111	7 960
118	6 105
125	3 204
253	1 865

笔者采用相同的方法对回气管道施加边界条件并进行计算,得到支座反力,如表 3 所示。

表 3 弹簧支吊架对应节点处反力

节点号	反力/N
9	4 557
13	1 967
500	4 714
501	8 369

抽气段和回气段的弹簧支吊架对应节点位置如图 4 所示。

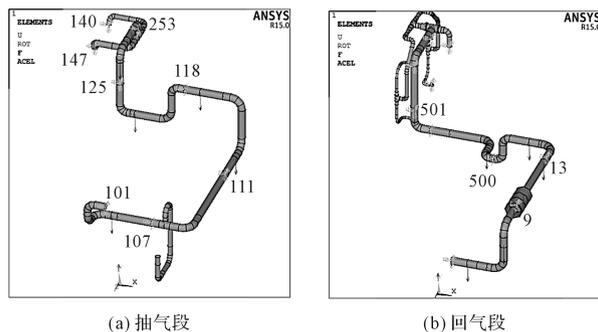


图 4 弹簧支架对应节点位置

2.2 运行工况

本研究按照运行工况下管道的约束状况,对模型施加边界条件。将 2.1 节计算得到的支座反力作为弹簧的预紧力施加在弹簧支吊架对应节点处。节点 101、140、147 处边界条件如图 4(a) 所示,其余边界条件如表 4 所示。

表 4 运行工况抽气段边界条件

节点号	边界条件	说明
107, 111, 118, 125, 253	F	模拟弹簧预紧力
(107, 2001)、(111, 2006)、(125 - 2010)、(2007, 2008)	X, Z 方向节点耦合	模拟弹簧支吊架
2000、2002、2004、2009, 2011	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ = 0	模拟支吊架底部固支
125	ROTX, ROTY, ROTZ = 0	模拟支架底部约束
2013	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY = 0	模拟吊架底部约束
140, 147	UX = 3.4 mm; UY = 5.8 mm	此处管口轴向位移为 3.4 mm; 径向位移为 5.8 mm
All Nodes	Tem; Gravity; Pressure	$T_{\text{内壁}} = 335 \text{ }^\circ\text{C}; T_{\text{外壁}} = 330 \text{ }^\circ\text{C}; \rho_{\text{气体}} = 5.61 \text{ kg/m}^3; P = 1.1 \text{ MPa}$

同时在法兰和阀的对应位置施加集中质量。其中 $T_{\text{内壁}}$ 、 $\rho_{\text{气体}}$ 以及 P 根据机组参数获得。管口轴向位移和径向位移通过整机气缸的热分析获得。

回气段管道的边界条件如表 5 所示。

表 5 运行工况回气段边界条件

节点号	边界条件	说明
9,13,1 000,1 001 (9, 1 026)、 (13,1 009)、(1 000,1 500)、(1 001,1 501)	F	模拟弹簧预紧力
1 002、1 013、1 019、1 030	X,Z 方向节点耦合	模拟弹簧支吊架
1 002、1 013、1 019、1 030	UX,UY,UZ,ROTX, ROTY,ROTZ=0	模拟支吊架底部固支
1 500,1 501	UX,UY,UZ,ROTX, ROTY=0	模拟吊架底部约束
56,65,95,86,100	UX=7.2 mm;UY=4.7 mm	此处管口轴向位移为 7.2 mm;径向位移为 4.7 mm
All Nodes	Tem; Gravity; Pressure	$T_{内壁} = 158\text{ }^{\circ}\text{C}; T_{外壁} = 153\text{ }^{\circ}\text{C}; \rho_{气体} = 8.56\text{ kg/m}^3; P = 0.022\text{ MPa}$

上述边界条件对应节点位置如图 5 所示。

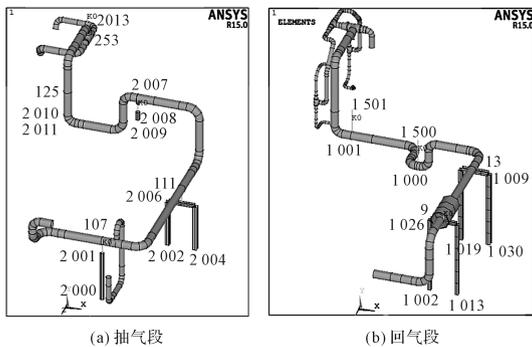


图 5 边界条件对应节点位置

3 应力校核

本研究参考 GB/T 20801-2006,对管系进行一次应力校核和二次应力校核^[7-9]。

3.1 一次应力校核

一次应力指的是由于压力、重力和其他持续载荷所产生的纵向应力之和 σ_L 不应该超过材料在最高工作温度下的许用应力 $[\sigma]_h$ 。抽/排气管道材料牌号为 A106-B,对应国内牌号为优质碳素结构钢 20。查阅材料手册^[10],对于抽气管道,对应最高工作温度下材料的许用应力 $[\sigma]_h = 151.5\text{ MPa}$ 。对于回气管道,对应最高工作温度下材料许用应力 $[\sigma]_h = 208.6\text{ MPa}$ 。由有限元计算得到抽气管道 $\sigma_L = 15.8\text{ MPa}$,回气管道 $\sigma_L = 17.9\text{ MPa}$,都小于对应工作温度下材料的许用应力,因此校核合格。

3.2 二次应力校核

对于管道的热胀应力,其当量应力的强度条件为:

$$\sigma_f \leq f(1.25[\sigma]_j + 0.25[\sigma]_j') \quad (1)$$

式中: σ_f —热胀当量应力; f —交变次数对许用应力范围的修正系数,可由表 1 确定,本文中取 $f = 1.0$; $[\sigma]_j$ —管材在冷态的基本许用应力; $[\sigma]_j'$ —管材在热态的基本许用应力。

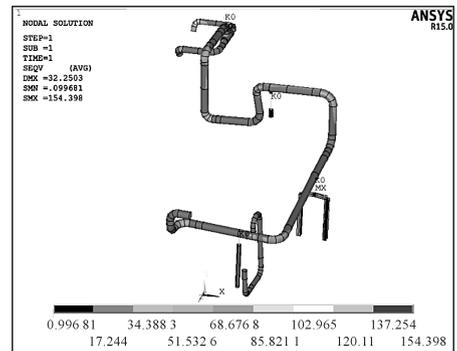
交变次数对许用应力范围的修正系数如表 6 所示。

表 6 交变次数对许用应力范围的修正系数

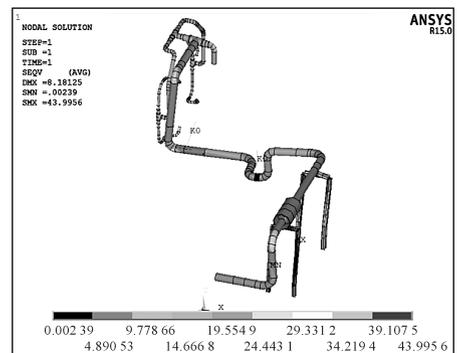
循环当量数 N	系数
$N \leq 7\ 000$	1.0
$7\ 000 < N \leq 14\ 000$	0.9
$14\ 000 < N \leq 22\ 000$	0.8
$22\ 000 < N \leq 45\ 000$	0.7
$45\ 000 < N \leq 100\ 000$	0.6
$100\ 000 < N \leq 200\ 000$	0.5
$200\ 000 < N \leq 700\ 000$	0.4
$700\ 000 < N \leq 2\ 000\ 000$	0.3

N —管系预计使用寿命下全位移循环当量数

(1) 对于抽气管道。 $[\sigma]_j = 245\text{ MPa}$; $[\sigma]_j' = 151.5\text{ MPa}$;将已知条件代入式(1),得到许用应力为 344.1 MPa。计算结果云图如图 6(a)所示,最大等效应力为 154.3 MPa,小于许用应力,故二次应力校核合格。



(a) 抽气段



(b) 回气段

图 6 冷却管道等效应力云图

(下转第 637 页)

本文引用格式:

方志阳,魏佳明,朱子奇,等.某型燃气轮机冷却管道强度计算分析[J].机电工程,2018,35(6):582-585,637.

FANG Zhi-yang, WEI Jia-ming, ZHU Zi-qi, et al. Strength analysis for cooling pipe of a certain type gas turbine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2018,35(6):582-585,637.