

末级透平对低压缸气动和凝结特性的影响

李瑜¹, 李亮¹, 钟刚云², 吴其林²

(1. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安; 2. 东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳)

摘要: 采用湿蒸汽非平衡凝结流动模型对某 300 MW 汽轮机末级透平改型的气动性能及低压缸总体气动和湿蒸汽凝结特性进行了对比研究, 末级透平的单独计算结果表明: 改型后末级透平的通流能力、功率和效率均有明显提高, 余速损失明显降低。改型后的末级透平置于低压缸多级透平环境中的计算结果表明: 低压缸的功率和效率分别提高了 0.53% 和 0.47%, 末级余速损失降低是低压缸性能提高的主要因素; 末级透平改型不仅会影响末级的气动性能, 而且会影响次末级的总焓降; 改型后末级动叶沿叶高的过冷度降低了 3~5 K, 成核范围和成核率均明显减小, 其余各级凝结特性的改变可以忽略; 在低压透平改型中, 末级可以独立对待, 单独优化。

关键词: 末级透平; 低压缸; 气动特性; 凝结特性

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)07-0016-05

Influence of Last Stage Turbine on Aerodynamic Performance and Condensation Characteristic of Low Pressure Cylinder

LI Yu¹, LI Liang¹, ZHONG Gangyun², WU Qilin²

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Dong Fang Steam Turbine Co. Ltd., Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: The numerical simulation was performed with a non-equilibrium condensing flow model to investigate the influences of the redesigned last stage turbine on the aerodynamic performance of the last stage, and the overall aerodynamic performance and condensation characteristics of the low pressure cylinder of a 300 MW steam turbine. The computation for the isolated last stage turbine shows that the flow capacity, power output and efficiency are obviously improved, and the leaving velocity loss is clearly reduced after redesign. The analyses of the low pressure cylinder were conducted when the redesigned last stage turbine was placed in its right place in the multi-stage environment. The results show that the power output and efficiency of the low pressure cylinder rise by 0.53% and 0.47%, respectively. The improvement of the low pressure cylinder performance is attributed to the significant decrease in the leaving velocity loss. The redesign can affect the enthalpy drop in the penultimate stage turbine as well as the aerodynamic performance of the last stage turbine. The supercooling degree drops by 3-5 K in the spanwise

收稿日期: 2011-12-13. 作者简介: 李瑜(1982—), 男, 博士生; 李亮(通信作者), 男, 副教授.

网络出版时间: 2011-04-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.T.20120416.1719.0>

direction, and the nucleation region and the nucleation rate also decrease in the final rotor passage. The change of the condensation characteristics of the rest stages due to the redesign can be neglected. These results imply that the last stage can be isolated from the multi-stage turbine and optimized separately in the redesign process of a low pressure cylinder.

Keywords: last stage turbine; low pressure cylinder; aerodynamic performance; condensation characteristic

大功率火电汽轮机中低压缸不同于高、中压缸的显著特点是,低压缸存在着湿蒸汽两相流动及强烈的三元流动,低压缸的出力更大。低压缸中的湿蒸汽两相流动是一种非平衡凝结流动,高速流动中蒸汽成核的时间和尺度远小于蒸汽在通流中流动的时间和尺度,因而蒸汽首先产生过冷现象,然后在极短的时间内凝结成核,由此产生大量的微小液滴并释放出凝结潜热。这是一个不可逆的熵增过程,会带来湿汽损失,使汽轮机效率降低^[1]。目前,对于湿蒸汽两相流动的研究,主要采用经典成核模型的数值模拟^[2],随着计算机技术的发展,全三维非平衡的数值模拟已经成熟,在汽轮机大功率化方面,除研发新的低压模块以外,对现有机组改型设计,将叶片设计成弯扭形或增加末级叶片长度,也是汽轮机制造厂商常采用的方法^[3]。但是,增加末级叶高会导致低压缸的三元流动特性及变工况运行更为复杂^[4]。

在低压缸环境中,各级之间的相互作用非常明显,末级透平对低压缸的气动性能的影响尤为显著^[5],所以在低压缸设计中必须全面考虑末级透平参数的变化对其余各级的影响。

某国产 300 MW 汽轮机低压缸的原始排汽速度高,余速损失大,改型设计则通过增加末级动叶的长度来增大排汽面积,减小余速损失,从而提高机组的功率和效率。本文采用三维非平衡凝结模型对该机组改型前后的末级透平及整个低压缸内的流动进行了对比分析,目的是研究末级透平对整个低压缸的气动性能的影响,为汽轮机的改型设计提供借鉴。

1 湿蒸汽非平衡凝结流动的数值

过热蒸汽流动的数值模拟可通过求解蒸汽

的连续方程、动量方程和能量方程来实现。低压缸内的湿蒸汽流动的相变是非平衡凝结的过程,所以模拟时不仅要考虑成核和水滴的生长过程,还要求解水滴分布方程。凝结过程中一次性液滴的直径非常小(小于 $1\ \mu\text{m}$),可以忽略该液滴与汽流的速度差异。凝结过程中产生的液滴数量巨大,可用欧拉坐标系描述。湿蒸汽混合物的连续方程和动量方程分别为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho (\mathbf{U} \times \mathbf{U}) - \mu (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)) = -\nabla P \quad (2)$$

式中: ρ 、 $\mathbf{U}$ 和 P 分别为湿蒸汽混合物的密度、速度矢量和压力。湿蒸汽中汽相的连续方程和能量方程分别为

$$\frac{\partial \rho_c r_c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_c u_i r_c) = -(S_d + m^* r_c J_d) \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho_c r_c H_c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_c u_i r_c H_c) = \\ & -r_c \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_i r_c \frac{\partial T_c}{\partial x_i} \right) + S_H \end{aligned} \quad (4)$$

式中: ρ_c 、 r_c 、 P 、 H_c 、 T_c 和 S_H 分别为汽相的密度、体积分数、压力、总焓、温度及控制方程的源项; S_d 为液滴表面的质量输运; m^* 为成核的液滴质量; J_d 为液滴的成核率。湿蒸汽中液相的连续方程和水滴数量方程分别为

$$\frac{\partial \rho_d r_d}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_d u_i r_d) = S_d + m^* r_c J_d \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho_d N_d}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_d u_i N_d) = \rho_d r_c J_d \quad (6)$$

式中: ρ_d 、 r_d 和 N_d 分别为液相的密度、体积分数及凝结液滴的数量。液滴的表面温度

$$T_d = T_s(P) - T_{sc} \frac{R_d^*}{R_d} \quad (7)$$

式中: R_d 为液滴的半径, 即

$$R_d = \left(\frac{3r_d}{4\pi N_d} \right)^{1/3} \quad (8)$$

J_d 与水滴生长率 dR_d/dt 是 2 个重要的参数, 表达式分别为

$$J_d = A \exp\left(-\frac{\Delta G^*}{kT_c}\right) \quad (9)$$

$$\frac{dR_d}{dt} = \frac{k_c}{R_d \rho_d (1 + cKn)} \left(\frac{T_d - T_c}{h_c - h_p} \right) \quad (10)$$

式中: A 为凝结系数; ΔG^* 为吉布斯自由能; k_c 为波尔斯曼常数。

汽相、液相和湿蒸汽混合物的密度、黏性、体积分数可通过以下方程组进行耦合, 即

$$\rho = r_c \rho_c + r_d \rho_d \quad (11)$$

$$\mu = r_c \mu_c + r_d \mu_d \quad (12)$$

$$r_c + r_d = 1 \quad (13)$$

在凝结流动中, 水和水蒸汽的热力性质采用 IAPWS-IF97^[6] 求解。

上述数值方法已集成在商用软件 CFX 之中。数值方法的验证见文献[7]。计算中本文采用了 $k-\omega$ 湍流模型和自适应壁面函数法, 动、静干涉面采用混合平面法进行处理。

2 低压缸的几何模型

图 1 为某 300 MW 汽轮机低压缸改型前后的子午面。图中 $4s$ 表示第 4 级静叶区, 4γ 表示第 4 级动叶区, 其余以此类推。该低压缸中包含了 6 个透平级, 前 4 级动叶后设有 4 个抽汽口, 各级动叶叶顶安装有围带和汽封。改型前后 5 级透平的几何参数不变, 末级动叶叶高增加了 53 mm。从图 1 看到, 末级透平的静、动叶和子午面形状均有所变化。

改型前后末级透平的叶顶截面、中部截面和叶根截面的叶型如图 2 所示。对比图 1 看到, 末级透平改型后叶高增加, 为了满足强度的要求, 静叶和动叶在 3 个叶高截面的尺寸都有所增大, 静叶和动叶相互关联的几何角也发生了变化。

3 数值模拟结果及分析

3.1 末级改型前后气动性能的变化

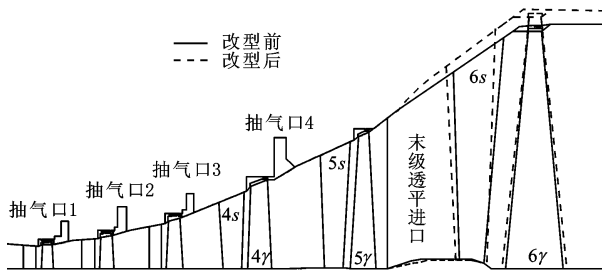


图 1 某 300 MW 汽轮机低压缸改型前后的子午面

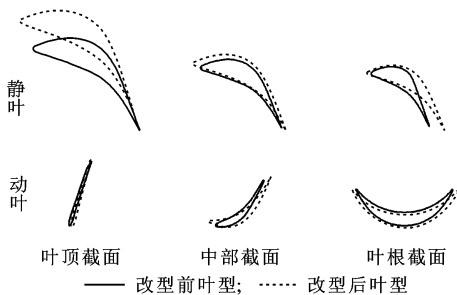


图 2 低压末级透平改型前后叶型对比

为了考察低压末级透平改型对低压缸气动性能的影响, 首先对改型前后低压末级透平内的流动进行了计算。计算区域包括静叶和动叶以及动叶叶顶的围带和汽封。参照图 1 可知, 改型后末级透平进口面积没有变化, 但改型后静叶和动叶叶高增大, 末级透平的喉部和出口面积增大。末级透平边界条件可通过对改型前低压缸整缸的流动计算来获得, 级进口给定总压、总温、湿度及水滴直径沿叶高的分布, 级出口给定平均静压, 改型后末级透平的边界条件与改型前相同。

图 3 为末级透平改型前后熵、焓关系。从图 3 看出: 改型前末级透平的进口位于饱和线下方的湿蒸汽区, 湿度为 4.4%; 改型后末级透平的熵、焓关系向熵增方向偏移, 余速损失明显降低。表 1 为改型后低压末级气动性能参数的增幅, 改型后末级透平进口面积没有变化, 末级透平的喉部和出口面积增大, 因此流量增加了 3.02%, 但功率的增幅大于流量的增幅, 达到 4.18%, 相应效率提高了 0.79%。

表 1 改型后低压末级气动性能参数的增加幅度

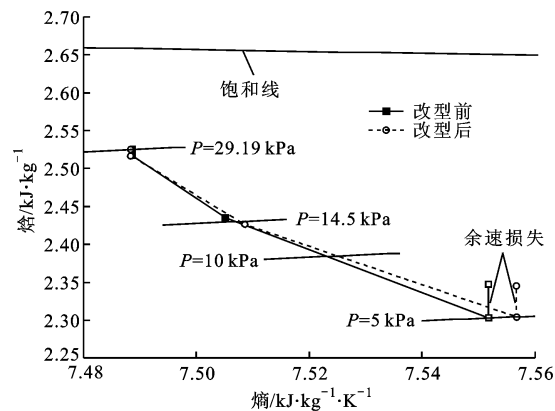


图3 低压末级透平改型前后熵、焓关系

流量增幅/%	功率增幅/%	效率增幅/%
3.02	4.18	0.79

图4为低压末级透平改型前后效率沿相对叶高的分布.从图4看出,除了叶根附近和70%叶高处以外,其余位置沿叶高方向的效率比改型前均有所提高.由于末级透平在湿蒸汽区膨胀做功,湿汽损失较大,因此末级的效率较低,仅为74%.叶型的改变必然引起端部次流发生变化,但是叶片较长,端部次流在全部损失中所占比例并不大.

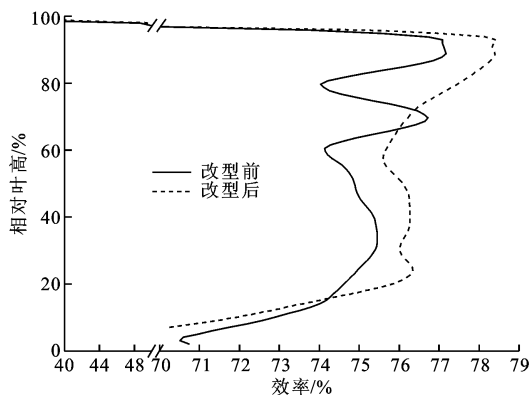


图4 低压末级透平改型前后效率沿相对叶高的分布

图5为低压末级透平改型前后出口气流角和余速沿相对叶高的分布.从图5看出:在大部分叶高范围内,改型后气流角均有所增大,更接近90°;余速明显降低,出口平均余速从298.57 m·s⁻¹降至284.11 m·s⁻¹,降低了4.85%.

由以上分析可知,末级透平出口的余速损失减小是该级效率提高的主要原因.

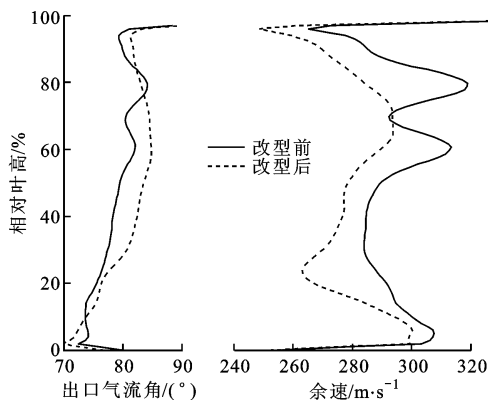


图5 低压末级透平改型前后出口气流角和余速沿相对叶高的分布

3.2 末级改型对低压缸气动性能的影响

低压末级透平改型后效率有所提高,但对低压缸总体性能的影响还有待于界定,为此本文对末级改型前后低压缸内的流动进行了对比计算.计算区域包括低压缸内的6级透平、4个抽汽口及各级动叶叶顶的围带和汽封等.改型前低压缸进口给定总压、总温,出口给定平均静压,改型后的边界条件与改型前相同.

表2为改型后6级透平的性能.从表2可以看出,改型后低压缸流量没有变化,功率提高了0.53%,效率提高了0.47%,表明改型设计取得了良好的效果.

表2 改型后6级透平的性能增幅

流量增幅/%	功率增幅/%	效率增幅/%
0.0	0.53	0.47

图6为改型前后低压缸的熵、焓关系.从图6看到,前4级的熵、焓关系基本是重合的,第5级变化较小,第6级变化比较明显,这是因为末级透平改型前后均处于跨音速流动状态,对次末级透平产生了一定的影响.

图7为改型后低压缸各级效率和总焓降的变化.从图7看出:末级透平改型对本级和上游透平级内的流动均产生了较大的影响;第5级的总焓降增加了3.4%,第6级总焓降增加

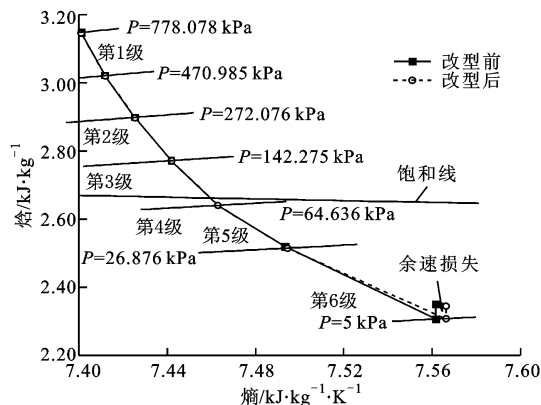


图6 改型前后低压缸的熵、焓关系

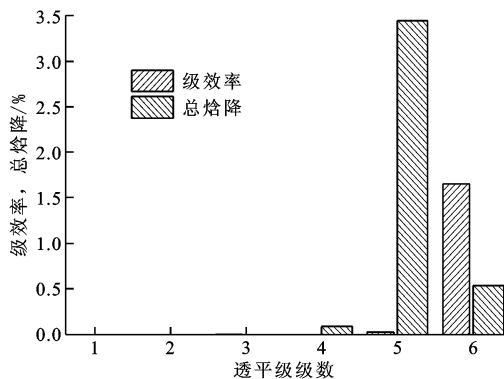


图7 改型后低压缸各级级效率和总焓降的变化

了0.5%，第4级的增量比较少，小于0.1%；第5级效率提高得较少，第6级效率提高了1.65%。

通过计算得到的低压缸出口绝对气流角和余速的分布与末级透平单独计算得到的结果类似，低压缸出口的平均气流角从 80.65° 增加到 83.05° ，平均余速从 $296.92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 降为 $274.12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，减小了7.68%，这也是整个低压缸效率提高的主要原因。

3.3 末级改型对低压缸内湿蒸汽流动特性的影响

低压缸内的流动从过热区开始，跨越饱和线进入湿蒸汽区。为了分析末级改型对湿蒸汽流动特性的影响，图8给出了改型前后低压缸子午面内末3级的过冷度、对数成核率和湿度的分布。改型前后末3级湿蒸汽流动特性基本

相同。从图8a看到：沿着流动方向从第4级动叶开始，过冷度从0 K逐渐增加到10 K，当过冷度大于0 K时，蒸汽开始越过饱和线，但此时还不足以引起蒸汽的非平衡凝结；第5级静叶喉部附近的过冷度出现第1个极大值，沿叶高分布的过冷度在20 K左右，此时发生了非平衡凝结，流场中也产生了大量的微小液滴。从图8b看到：子午面内对数成核率为20，最大值出现在第5级静叶叶根处，约为20.9；对数成核率达到最大值之后，蒸汽逐渐恢复到热力学平衡状态，过冷度降至0 K。可见，改型前后湿蒸汽流动的差异主要体现在末级。从图8a还可以看到：末级处于跨音速流动区域，蒸汽膨胀率高，因此末级动叶出口处的过冷度再次升高；改型后沿叶高分布的过冷度降低了3~5 K，但在叶顶处，流动为超音速状态，所以改型前后叶顶处的过冷度均达到27 K。动叶出口处的过冷度会引起二次成核（见图8b），沿叶高分布的对数成核率再次出现了5~19的区域，但改型后对数成核率的范围和大小均明显减小，因此可以推断改型后末级的湿汽损失有所降低。

从图8c看到：在子午面内湿度沿流动方向的分布中发生了4次突跳，第1次在第5级静叶喉部附近，对应首次成核发生的位置，湿度从0迅速增加了约3%，这是非平衡凝结过程的特点；第2次突跳发生在第5级动叶出口处，沿叶高分布的湿度增加了约1%~2%；第3次突跳发生在末级静叶喉部附近，沿叶高分布的湿度增加了2%~4%；最后1次突跳发生在末级动叶出口附近的二次成核区域，沿叶高分布的湿度增加了1%~4%，受改型后二次成核区的过冷度下降的影响，湿度略有变化。总体来看，末级改型对低压缸内湿蒸汽流动的影响仅限于末级之内，末级的湿蒸汽流动损失降低。

4 结 论

本文采用湿蒸汽非平衡流动模型对某300 MW汽轮机末级改型影响进行了对比研究，结果如下。

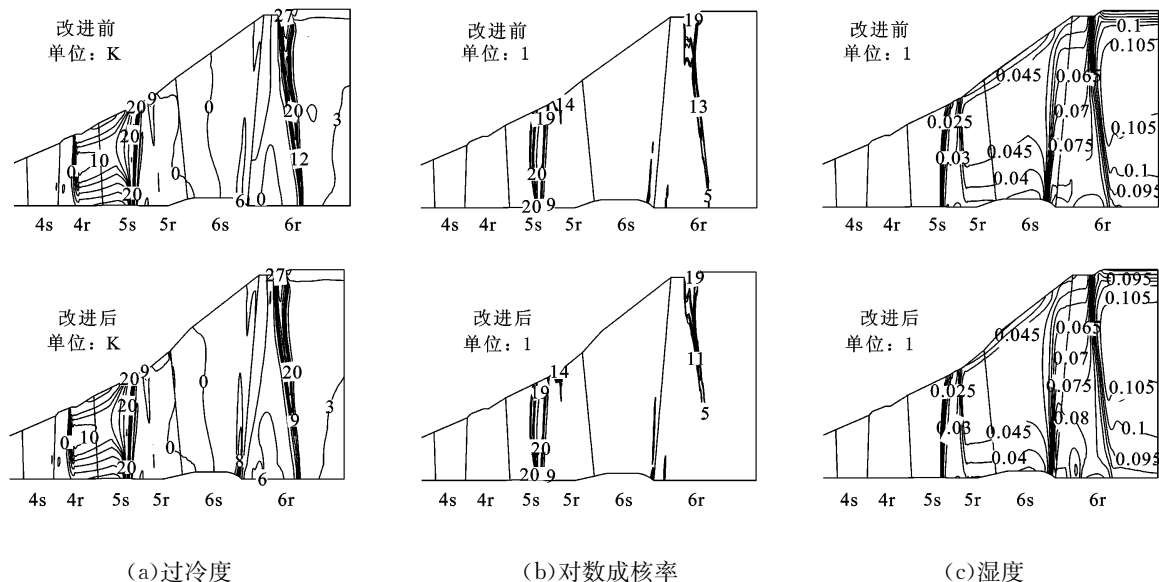


图8 改型前后子午面内末3级凝结特性的等值线分布

(1)仅针对末级透平计算,改型后末级的流量、功率以及效率较改型前均有较大幅度的提高。

(2)将改型后的末级透平置于低压缸多级环境中进行计算,结果表明低压末级改型会影响本级和次末级的气动性能,其余各级气动参数基本不变,末级出口余速损失减小,这是低压缸功率和效率提高的主要原因。

(3)末级改型仅会影响低压缸内末级湿蒸汽的流动特性,对其余各级的影响可以忽略。改型后末级中二次成核区的过冷度和成核率明显降低,湿汽损失有所减小。在低压末级改型设计中,可以将末级孤立出来,来分析改型对气动和湿蒸汽流动特性的影响。

参考文献:

- [1] MOORE M J, SIEVERDING C H. Two-phase steam flow in turbines and separators [M]. Washington DC, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1976.
- [2] 李亮,程代京,丰镇平,等. 汽轮机湿蒸汽级中凝结流动的三维数值分析 [J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4):571-573.
LI Liang, CHENG Daijing, FENG Zhenping, et al. Three-dimensional simulation of the conden-

sing flow in the wet steam stages of a steam turbine [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4):571-573.

- [3] 王仲奇,郑严. 叶轮机弯扭叶片的研究现状及发展趋势 [J]. 中国工程科学, 2000, 2(6):40-48.

WANG Zhongqi, ZHENG Yan. Research status and development of the bowed-twisted blade for turbomachines [J]. Engineering Science, 2000, 2(6):40-48.

(下转第 86 页)