

# 燃气轮机拉杆转子的轮盘结合面接触模型研究

张青雷, 陈堰芳, 赵佰余  
(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

**摘 要:** 为建立更加准确的燃气轮机拉杆转子的有限元模型, 对拉杆转子轮盘结合面接触的力学模型进行研究。采用弹簧单元来模拟轮盘结合面的接触, 基于结合面改进接触模型, 获取结合面法向接触刚度 - 预紧力关系拟合曲线: 随着结合面法向载荷的增大, 其接触刚度也在逐渐变大, 但是法向载荷超过一定值后, 继续增大, 接触刚度的增长趋势放缓。根据拟合曲线, 得到设计预紧力下对应的接触刚度值, 建立了考虑轮盘接触效应的某型燃气轮机拉杆转子有限元模型。结合传统有限元模型, 比较临界转速计算结果: 两种模型的前 2 阶临界转速基本相当, 相对误差都小于 1%; 两者的第 3 阶临界转速相对误差相对较大, 为 1.66%; 改进的有限元模型更真实的反映了某型燃气轮机拉杆转子的轮盘接触状态。  
**关 键 词:** 接触模型; 弹簧单元; 拉杆转子; 结合面刚度; 临界转速

中图分类号: TH113.1 文献标识码: A

## 引 言

燃气轮机盘式周向拉杆转子由均布拉杆将轮盘、轴头及鼓筒等结构进行预紧, 是一种组合式转子。各个零部件间的结合面离散了整体结构, 引发了接触效应, 使得转子存在边界非线性的问题, 难以用一个简单的力学模型来进行描述, 加大了转子动态特性分析的难度。当前国内的研究多将拉杆转子视为整体转子, 或简单地以添加刚度修正系数的办法进行处理<sup>[1-2]</sup>。为了准确预估转子振动特性, 需要对拉杆转子轮盘结合面接触机理进行研究, 建立结合面动力学模型。文献[3]运用 ANSYS 软件对轮盘之间的接触机理进行研究, 在一定程度上反映了轮盘之间的接触状态。文献[4]借鉴了机床结合面接触刚度的分析方法, 采用有限元法分析了考虑粗糙表面形貌的长方微元体接触面间的界面法向、切向刚度, 并将其与拉杆转子宏观结合面的应力状况相结合, 对某型燃气轮机拉杆转子的动态特性进行了分析。

本研究采用均布弹簧单元模拟轮盘结合面的接触效应, 建立了考虑接触效应的轮盘结合面力学模型, 同时考虑接触面微凸体弹塑性变形转化全过程, 建立了轮盘结合面改进接触刚度计算模型, 以某型燃气轮机拉杆转子为对象, 计算其压机段轮盘结合面接触刚度, 建立考虑轮盘结合面接触效应的拉杆转子有限元模型, 对转子临界转速进行了计算, 并与传统有限元模型进行对比, 验证了改进的有限元方法的合理性。

## 1 结合面改进接触模型

结合面改进接触模型以分形几何理论和弹塑性接触力学理论为基础, 考虑粗糙面微凸体弹塑性变形转化的全过程, 建立微凸体接触刚度计算模型。压机段轮盘表面是机加工磨削的金属表面, 轮盘结合面间的接触实质上是结合面上微凸体之间的接触。两个粗糙表面的接触可以简化为其中一个粗糙表面与一个刚性平面接触(如图 1 所示), 其假设条件与弹性接触模型<sup>[5]</sup>相近。粗糙表面微凸体顶端等效半径  $R$  等相关参数可由下式<sup>[5]</sup>计算:

$$R = \frac{(a')^{\frac{D}{2}}}{2^{4-2D} \pi^{\frac{D}{2}} G^{D-1} \sqrt{\ln \gamma}} \quad (1)$$

$$a' = \left( \frac{2^{9-2D} \pi^{D-3} G^{2D-2} E^2 \ln \gamma}{\lambda^2 H^2} \right)^{\frac{1}{(D-1)}} \quad (2)$$

$$\lambda = 0.4645 + 0.314\nu \quad (3)$$

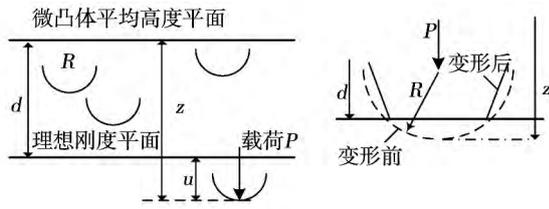
$$H = \frac{2Y}{3} \left\{ 1 + \ln \left[ \frac{E}{2(1-\nu)Y} \right] \right\} \quad (4)$$

式中:  $G$ —分形粗糙度系数,  $\mu$ ;  $\gamma$ —随机轮廓空间频率, 机械加工表面一般取 1.5;  $D$ —分形维数;  $E$ —弹性模量, Pa;  $H$ —材料硬度,  $N/(mm)^2$ ;  $Y$ —材料的屈服强度, Pa;  $\lambda$ —平均接触面压力系数;  $a'$ —中间变量,  $\mu^2$ 。

收稿日期: 2014 - 03 - 19; 修订日期: 2014 - 04 - 22

基金项目: 上海市 2013 年度服务业发展引导资金项目( cn2013000016)

作者简介: 张青雷( 1973 - ), 男, 上海人, 博士, 上海理工大学研究生导师, 教授级高级工程师。



注:  $d$  通常取 50 nm。

图 1 粗糙表面的等效接触

Fig. 1 Equivalent contact of the rough surfaces

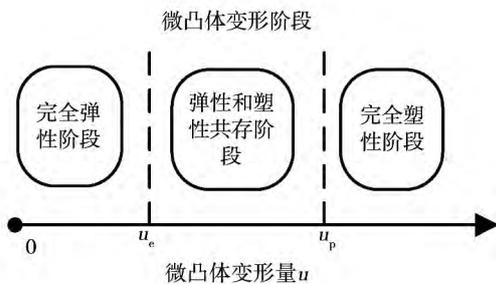


图 2 微凸体变形的阶段变化

Fig. 2 Changes of the deformation of the asperities in various stages

根据弹塑性变形接触理论,随着微凸体变形量  $u$  的增加,结合面将依次进入弹性阶段、弹-塑性阶段、塑性阶段。图 2 描述了微凸体的变形量与其变形阶段的对应关系。其中,  $u_e$  表示弹性变形向塑性变形转变的微凸体变形量临界值,其表达式<sup>[6]</sup>为:

$$u_e = \left( \frac{\pi CY}{2E} \right)^2 R \quad (5)$$

其中,  $C = 1.295 \exp(0.736\nu)$ 。

相关研究表明,当  $u_p = 110 u_e$  时,结合面变形开始进入完全塑性阶段<sup>[7]</sup>。3 个变形阶段的微凸体接触载荷可依次表示为<sup>[8-9]</sup>:

$$P_e = \frac{4}{3} ER^{\frac{1}{2}} u^{\frac{3}{2}}, u < u_e \quad (6)$$

$$P_{ep} = \pi HRu [1 - (1 - \lambda) \frac{\ln u_p - \ln u}{\ln u_p - \ln u_e}] f_1(u), \quad (7)$$

$$u_e < u < u_p$$

$$P_p = 2\pi HRu, u > u_p \quad (8)$$

其中,  $f_1(u) = 1 - 2 \left( \frac{u - u_e}{u_p - u_e} \right)^3 + 3 \left( \frac{u - u_e}{u_p - u_e} \right)^2$ 。

式中:下标 e、p、ep 分别表示弹性、塑性和弹-塑性;  $P_e$ —弹性阶段的微凸体接触载荷, N;  $P_{ep}$ —弹塑性阶段的微凸体接触载荷, N;  $P_p$ —塑性阶段的微凸体接触载荷, N。  $u$ —微凸体的变形量, m;  $f_1(u)$ — $u$

的函数变量。

根据弹性力学理论,单个微凸体法向接触刚度定义为:

$$k = \frac{dP}{du} \quad (9)$$

设单个微凸体在 3 个变形阶段的接触刚度分别为  $k_e$ 、 $k_{ep}$ 、 $k_p$ , 则其表达式分别为<sup>[5]</sup>:

$$k_e = 2ER^{\frac{1}{2}} u^{\frac{1}{2}}, u < u_e \quad (10)$$

$$k_{ep} = \pi RHu [1 - (1 - \lambda) \frac{\ln u_p - \ln u}{\ln u_p - \ln u_e}] f_2(u) + \pi RH [1 + (1 - \lambda) \frac{1 - \ln u_p + \ln u}{\ln u_p - \ln u_e}] f_1(u), \quad (11)$$

$$u_e < u < u_p,$$

$$f_2(u) = 6 \frac{u - u_e}{u_p - u_e} - 6 \left( \frac{u - u_e}{u_p - u_e} \right)^2 \quad (11)$$

$$k_p = 2\pi RH, u > u_p \quad (12)$$

式中:  $k_e$ —弹性阶段的微凸体接触刚度, N/m;  $k_{ep}$ —弹塑性阶段的微凸体接触刚度, N/m;  $k_p$ —塑性阶段的微凸体接触刚度, N/m。

假设名义面积  $A$  上有  $N$  个微凸体,则轮盘间的法向接触刚度可表示为:

$$k_e(d) = N \int_d^{d+u} k_e \Phi(z) dz, u < u_e \quad (13)$$

$$k_{ep}(d) = N \int_d^{d+u_e} k_e \Phi(z) dz + N \int_{d+u_e}^u k_{ep} \Phi(z) dz, \quad (14)$$

$$k_p(d) = N \int_d^{d+u_e} k_e \Phi(z) dz + N \int_{d+u_e}^{u_p} k_{ep} \Phi(z) dz + N \int_{d+u_p}^u k_p \Phi(z) dz, u > u_p \quad (15)$$

式中:  $\Phi(z)$ —微凸体高度分布概率密度函数。

大量研究表明,机械加工表面微凸体高度服从于高斯分布<sup>[10]</sup>,可表示为:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x - \mu)^2}{2\sigma^2}\right) \quad (16)$$

## 2 轮盘结合面改进接触有限元模型

如图 3 所示的某型燃气轮机拉杆转子存在着各个类型的结合面,主要有燃机轮盘-燃机轮盘、燃机轮盘-燃机鼓筒、燃机轴头-燃机轮盘、压机轮盘-压机轮盘、压机轮盘-压机鼓筒、压机轴头-压机轮盘、拉杆-轮盘以及拉杆-螺母等类型。若在对拉杆转子进行动力学建模时将这些结合面全部考虑进来,实施起来比较复杂,难度较大。本研究重点考虑

转子压机轮盘 - 轮盘结合面间的接触, 将其它结合面类型进行固结处理, 假设各个轮盘结合面处由拉杆预紧力引起的压力为均布法向载荷。



图 3 拉杆转子  
Fig. 3 Tie-rod rotor

2.1 轮盘结合面改进接触模型建立

拉杆转子压机段轮盘间的接触具有弱阻尼特性, 故可以忽略其阻尼特性。考察拉杆转子结构, 其具备以下特征: (1) 各级轮盘离散, 不是连续整体; (2) 拉杆转子的接触段的刚度包括拉杆刚度以及结合面刚度两部分; (3) 装配后, 各级轮盘间存在止口结构, 约束了它们之间的平移自由度, 只存在转动自由度。

采用均布弹簧单元模拟轮盘结合面的接触效应, 以弹簧单元刚度代替轮盘结合面接触刚度, 从而实现轮盘结合面的建模。

基于上述分析建立了如图 4 所示的拉杆转子轮盘结合面改进接触模型。对于各弹簧单元来说, 刚度值可以分解到  $x, y, z$  3 个方向上, 其中  $K_1$  代表  $x$  方向上的刚度值, 即轮盘结合面单位法向刚度,  $K_2, K_3$  则分别代表  $y, z$  方向上的刚度值, 即轮盘结合面单位切向刚度。

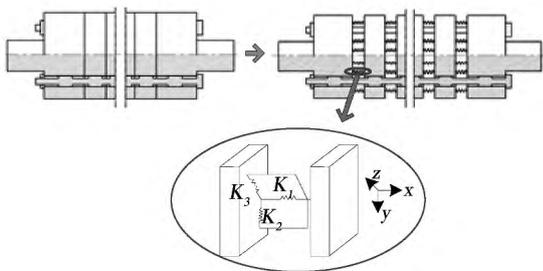


图 4 轮盘结合面改进接触模型  
Fig. 4 Improved contact model for joint surfaces of a wheel disk

2.2 轮盘结合面接触刚度计算

以改进的分形接触模型为基础, 推导得到拉杆转子结合面法向刚度的计算模型, 获取法向接触刚度 - 预紧力关系拟合曲线, 得到设计预紧力下对应的刚度值。

轮盘结合面物理参数: 参照文献 [11], 粗糙度  $R_a$  定为  $1.6 \mu\text{m}$ , 微凸体密度定为  $64.35 (\text{mm})^{-2}$ , 分形参数  $D$  与粗糙度参数  $G(m)$  和粗糙度  $R_a$  的关系为:  $D = 1.515/R_a^{0.088}$ ;  $G = 10^{-8.259/R_a^{0.088}}$ 。测量三维模型可得结合面面积如表 1 所示。

表 1 轮盘结合面参数

Tab. 1 Parameters of the joint surfaces of the wheel disk

参数	数值
粗糙度 $R_a / \mu\text{m}$	1.6
微凸体密度 $\rho / (\text{mm})^{-2}$	64.35
分形参数 $D$	1.405 8
粗糙度参数 $G/m$	$9.7582 \times 10^{-11}$
结合面面积 $s/m^2$	0.068 9

结合表 1 数据, 由式(1)一式(16) 计算得到  $K_{\text{nor}}$  后, 切向刚度为:

$$K_{\tau} = K_{\text{nor}} A \frac{1 - \nu}{2 - \nu} \tag{17}$$

式中:  $A$  — 比例系数, 一般取  $0.71^{[12]}$ ;  $\nu$  — 材料泊松比;  $K_{\text{nor}}$  — 法向接触刚度,  $\text{N/m}$ 。

通过计算得到轮盘结合面不同变形量对应的接触刚度以及不同变形量对应的法向载荷, 将计算结果进行曲线拟合, 如图 5 所示。

随着结合面法向载荷的增大, 其接触刚度也在逐渐变大, 但是接触刚度的增长趋势放缓。这与结合面间微凸体的变形阶段相关, 随着法向载荷的增大, 微凸体的接触数目逐步增加, 法向接触刚度也随之变大, 之后由于载荷的进一步变大部分微凸体开始进入塑性变形阶段, 导致法向接触刚度的变化幅度减小。这与文献 [13] 所得到的分析结论相似, 所以该结合面接触刚度模型的计算结果具有可信度。每条拟合曲线可以描述为:

$$K = aF^b \tag{18}$$

式中:  $a, b$  — 系数因子;  $K$  — 接触刚度,  $10^{12} \text{ N/m}$ ;  $F$  — 法向载荷,  $\text{kN}$ 。

采用曲线拟合的方法, 获得法向和切向接触刚度的函数表达式:

$$K_{\text{nor}} = 0.05805 F^{0.54211} \tag{19}$$

$$K_{\tau} = 0.01765 F^{0.54211} \quad (20)$$

束其周向和轴向位移。

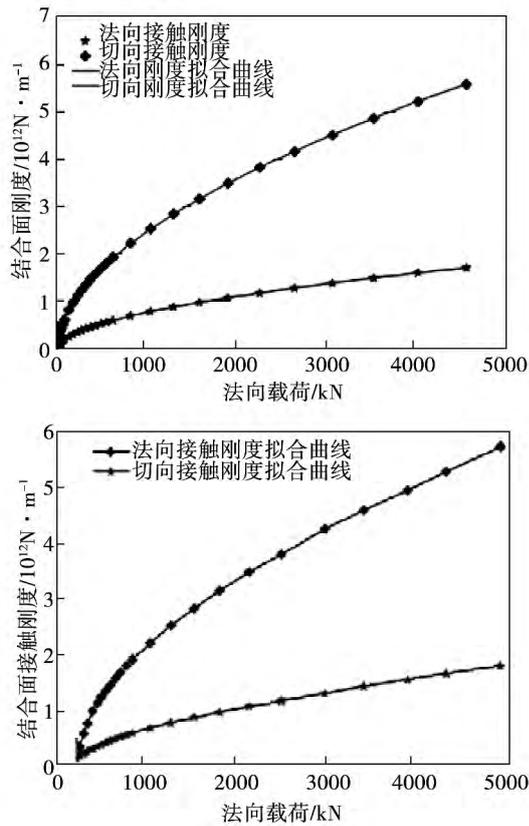


图 5 接触刚度与法向载荷关系曲线  
Fig. 5 Contact stiffness vs. normal load

根据式(21)和转子压机段拉杆的设计伸长量可以计算出预紧力。

$$F = \Delta l \cdot E \cdot A_{rod} / l_{rod} \quad (21)$$

式中:  $\Delta l$ —拉杆的伸长量,  $\mu\text{m}$ ;  $E$ —拉杆材料的弹性模量,  $\text{Pa}$ ;  $A_{rod}$ —拉杆受拉的有效截面积,  $\text{m}^2$ ;  $l_{rod}$ —拉杆受拉的有效长度,  $\mu\text{m}$ 。

将计算得到的预紧力  $F$  代入式(19)、式(20), 可以计算出轮盘结合面法向接触刚度和切向接触刚度。

### 2.3 结合面改进接触有限元模型建立

有限元建模过程中, 单元使用情况如表 2 所示。为了使轮盘接触面与目标面节点一一对应, 保证计算的准确性, 对拉杆转子进行六面体单元网格划分, 如图 6 所示, 共包含 614015 个单元、810010 个节点。为了模拟实际约束情况, 对拉杆转子进行约束: 假设轴承安装在刚性轴承座上, 约束轴承外部节点的全部自由度; 提取止推轴承添加轴颈外圈节点, 约束其径向位移; 为了剔除拉杆转子的扭转振动和纵向振动, 分别在两个轴头端部选择任意 2 个节点约

表 2 有限元模型单元使用情况

Tab. 2 Usage conditions of the units of the finite element model

编号	名称	描述	应用说明
1	Solid185	八节点六面体单元	模拟大部分实体零部件, 陀螺效应
2	Combi214	弹簧阻尼单元	模拟转子两端轴承
3	Matrix27	矩阵单元	模拟轮盘接触效应
4	Contact174	面-面接触单元	模拟拉杆-轴头接触 螺母-鼓筒接触

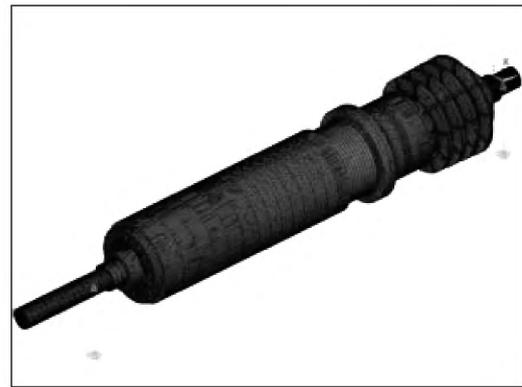


图 6 轮盘结合面改进接触有限元模型  
Fig. 6 Improved contact finite element model for joint surfaces between wheel disks

### 3 改进接触模型临界转速计算

采用 QR Damped 求解法, 计算设计预紧力下拉杆转子的轮盘结合面改进接触模型的临界转速, 结果如图 7 所示。

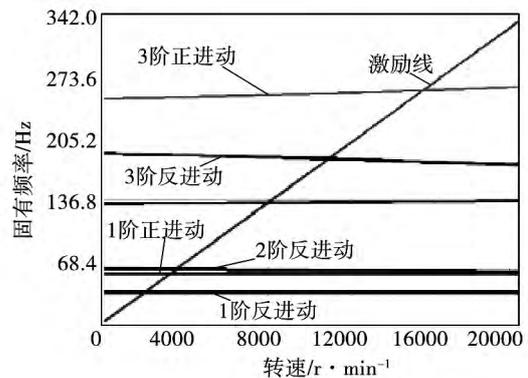


图 7 拉杆转子 Campbell 图  
Fig. 7 Campbell diagram of the tie-rod rotor

由图 7 可以看到, 1 阶临界转速为 3 323. 99 r/min, 2 阶临界转速为 7 999. 30 r/min, 3 阶临界转速为 15 412. 60 r/min。其中前两阶临界转速正反进动线的斜率较小, 接近于水平线; 第 3 阶临界转速的正反进动线开始出现较明显的分叉。这是由转子结构决定的, 由于所研究的拉杆转子不是一个典型的转子结构, 不存在特征分明的圆盘、轴结构, 故低速转动时陀螺力矩作用效果不明显。

为比较, 同时应用传统有限元方法计算了该燃气轮机拉杆转子的临界转速, 这时将转子作为一个连续的整体来处理, 而不考虑接触面的影响。提取两个模型的前 3 阶临界转速计算结果列于表 3。

表 3 临界转速计算结果

Tab. 3 Critical speed calculation results

项目	改进有限元模型	传统有限元模型	相对误差	
临界	1 阶	3323. 99	3344. 31	0. 061%
转速	2 阶	7999. 30	8039. 61	0. 496%
( RPM)	3 阶	15412. 60	15672. 34	1. 66%

根据转子动力学理论, 组合转子的刚度不大于同几何形状的整体转子, 即临界转速低于整体转子。表 3 中的计算结果符合这样的变化趋势, 表明该有限元改进模型是合理的。改进有限元模型和传统有限元模型的前两阶临界转速基本相当, 相对误差都小于 1%。两者的第 3 阶临界转速相对误差相对较大, 为 1. 66%。各阶临界转速相对误差的差异与相应的转子模态振型是相关的, 拉杆转子低阶模态振型形态较简单, 转子的变形较小, 随着阶次的上升, 转子振型趋向复杂, 弯曲变形较大。当转子变形较小时, 轮盘间的弹簧单元能较好的保证转子的连续性, 但是随着弯曲变形逐步增大, 轮盘间接触效应对转子的动态特性的影响将会越发显著, 使转子整体性变差。

#### 4 结 论

(1) 随着结合面法向载荷的增大, 微凸体接触数目逐步增加, 其接触刚度也逐渐变大。法向载荷超过到一定值, 继续增大, 部分微凸体开始进入塑性变形阶段, 接触刚度的增长趋势变缓。

(2) 拉杆转子的前两阶临界转速的正反进动线斜率较小, 第三阶临界转速的正反进动线开始分叉,

表明拉杆转子不是典型的转子结构。改进有限元模型和传统有限元模型的前两阶临界转速基本相当, 相对误差都小于 1%。两者的第 3 阶临界转速相对误差相对较大, 为 1. 66%。随着阶次的上升, 转子振型越复杂, 弯曲变形越大, 轮盘间的接触效应对转子的动态特性的影响越显著。根据临界转速的计算, 验证了改进有限元模型的合理性。

#### 参考文献:

[1] 王艾伦, 骆舟. 拉杆转子扭转振动研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(05): 165-168.  
WANG Ai-lun, LUO Zhou. Study of the torsional vibration of the tie-rod rotor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(05): 165-168.

[2] 章圣聪, 王艾伦. 盘式拉杆转子的振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(4): 117-120.  
ZHANG Sheng-cong, WANG Ai-lun. Study of the vibration characteristics of a disk type tie-rod rotor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(04): 117-120.

[3] 高锐, 袁奇, 高进. 燃气轮机拉杆转子有限元模型研究及临界转速计算[J]. 热能动力工程, 2009, 24(3): 305-308.  
GAO Rui, YUAN Qi, GAO Jin. A study of a finite element model for a gas turbine tie-rod rotor and its critical speed calculation[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2009, 24(3): 305-308.

[4] 李辉光, 刘恒, 虞烈. 考虑接触刚度的燃气轮机拉杆转子动力特性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(7): 4-8.  
LI Hui-guang, LIU Heng, YU Lie. Study of the kinetic characteristics of the tie-rod rotor of a gas turbine with the contact stiffness being considered[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2012, 31(7): 4-8.

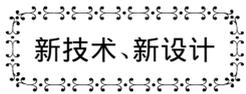
[5] 杨红平, 傅卫平, 王雯, 等. 基于分形几何与接触力学理论的结合面法向接触刚度计算模型[J]. 机械工程学报, 2013, 49(1): 102-107.  
YANG Hong-ping, FU Wei-ping, WANG Wen, et al. Model for calculating the normal contact stiffness of the joint surfaces based on the fractal geometry and contact mechanics theory[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(1): 102-107.

[6] 贺林, 朱均. 粗糙表面接触分形模型的提出与发展[J]. 摩擦学报, 1996, 16(4): 275-384.  
HE Lin, ZHU Jun. Proposal and development of the fractal model for contact with rough surfaces[J]. Tribology, 1996, 16(4): 275-384.

[7] JACKSON R L, GREEN I. A statistical model of elastoplastic asperity contact between [J]. Journal of Tribology International Transactions, 2006, 39(9): 906-914.

[8] 赵永武, 吕彦明, 蒋建忠. 新的粗糙表面弹塑性接触力学模型[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3): 95-101.

- ZHAO Yong-wu, LU Yan-ming, JIANG Jian-zhong. New mechanic model for elastic-plastic contact with rough surfaces [J]. Journal of Mechanical Engineering 2007 43(3): 95 - 101.
- [9] ALMQVIST A, SAHLIN F, LARSSON R, et al. On the dry elastic-plastic contact of nominally flat surfaces [J]. ASME Journal of Tribology 2007 40(10): 574 - 579.
- [10] SHI X, ANDREAS A. Investigation of contact stiffness and contact damping for magnetic storage head-disk interfaces [J]. ASME Journal of Tribology 2008 (130): 110 - 119.
- [11] 方 兵. 精密数控机床及其典型结合面理论建模与实验研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2012.
- FANG Bing. Theoretical modeling and experimental study of precision digitally-controlled machine tools and their typical joint surfaces [D]. Jilin university 2012.
- [12] M Gonzalez-Valadez, A Baltazar, R S Dwyer-Joyce. Study of interfacial stiffness ratio of a rough surface in contact using a spring model [J]. Wear 2010 (268): 373 - 379.
- [13] JIANG S Y, ZHENG Y J, ZHU H. A contact stiffness model of machined plane joint based on fractal theory [J]. Journal of Tribology 2010 (132): 1 - 7.
- (丛 敏 编辑)



## OP16 径流式燃气轮机发电机组

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2013年10月刊报道,荷兰OPRA Turbines公司推出了压气机和涡轮全部为径流结构的OP16-3A和OP16-3B(DLE)径流式燃气轮机发电机组。

OP16-3A燃机在ISO基本负荷下额定输出功率为1 910 kW,热耗率为13 432 kJ/kWh,热效率26.9%,压比6.7,流量8.7 kg/s,涡轮转速26 000 r/min,排气温度556 ℃,重量约为1 800 kg,长×宽×高约为2.44 m×1.22 m×1.52 m。

干式低排放OP16-3B的上述参数均与OP16-3A相同。

2 MW级OP16燃气轮机具有如下特点:

- (1) 结构紧凑和重量轻;
- (2) 超低排放和燃料选择灵活;
- (3) 动力级具有最高热效率;
- (4) 排气温度高;
- (5) 简单、耐用和可靠。

OP16燃气轮机的应用领域:

- (1) 油气作业: 在陆地和近海发电方面,可利用火炬气作为燃料;
- (2) 船用: 辅助和备用动力;
- (3) 工业应用: 联产,三联产,直接干燥;
- (4) 区域供热: 旅馆,滑雪娱乐场所,区域制冷,远距离场所。

(吉桂明 摘译)

Words: tie-rod rotor ,axial pretightening force ,bending rigidity ,finite element analysis

低压汽轮机末级长叶片改型试验研究 = **Experimental Study of a Retrofitted Long Blade Used in the Last Stage of a LP Steam Turbine** [刊 ,汉] KANG Lei ,YU Jian-feng ,WANG Chao ( CSIC No. 703 Research Institute , Harbin ,China ,Post Code: 150078) ,LIANG Yao ( China Electric Power Engineering Co. Ltd. ,Beijing ,China ,Post Code: 100048) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 5) . -483 -491

In the light of such operation characteristics of marine steam turbines as off-design operating conditions and a big wetness in several stages before the last one ,dynamically optimized was the long blades in the last stage of a steam turbine and air-blowing tests were performed of the prototype and retrofitted totaling two cascades on an annular cascade test rig at three mach numbers at the outlet and at five attack angles. It has been found that with an increase of the Mach number after the cascades ,the location of the lowest pressure point on the suction surface of the blades will shift rearwards ,the pressure dropping section in the front half section of the cascades will become longer ,the pressure gradient along the pressure dropping direction increase ,the boundary layer become thinner and the blade profile loss decrease. The secondary flow loss on the outside end wall of the rotating blades after the retrofiting will markedly drop and enhance the applicability to attack angles. The positive and negative attack angles will only affect the static pressure distribution on the suction surface or pressure surface at the leading edge of the blades. At any Mach number ,any increase in the absolute attack angle will all lead to an increase of the loss in the cascades. **Key Words:** off-design operating condition ,long blade ,twisted blade ,wind tunnel test ,total pressure loss coefficient

燃气轮机拉杆转子的轮盘结合面接触模型研究 = **Study of the Contact Model for Joint Surfaces of Wheel Disks on Tie-rod Rotors in Gas Turbines** [刊 ,汉] ZHANG Qing-lei ,CHEN Yan-fang ,ZHAO Bai-yu ( College of Mechanical Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 5) . -492 -497

To establish a more accurate finite element model for tie-rod rotors of gas turbines ,studied were the mechanic contact models for joint surfaces of wheel disks of tie-rod rotors. By using a spring unit to simulate the contact on the joint surfaces of the wheel disks ,the contact models were improved based on the joint surfaces and the fitting curves showing the relationship between the normal contact rigidity on the joint surfaces and the pretightening force were obtained. It has been found that with an increase of the load normal to the joint surfaces ,the contact rigidity will become bigger ,however ,after the normal load exceeds a certain value ,if keeping on increasing ,the increasing tendency of the contact rigidity will become slower. According to the fitting curves ,the contact rigidity value corresponding

to the pretightening force designed was obtained, thus establishing a finite element model for tie-rod rotors of gas turbines with the contact effect of the wheel disks being taken into account. In combination with the traditional finite element model, the critical speed calculation results were compared. It has been found that the first two-order critical speeds of the two models are basically equivalent and both relative errors are lower than 1%. Both relative errors of the three-order critical speeds are relatively big, being 1.66%. The improved finite element model can more truly reflect the contact status of the wheel disks on the tie-rod rotor of a gas turbine. **Key Words:** contact model, spring unit, tie-rod rotor, joint surface rigidity, critical speed

**吸收式湿热空气余热回收系统的模拟分析 = Analysis of the Simulation of an Absorption Type Humidified Hot Air Waste Heat Recovery System** [刊, 汉] WU Yong-ping, ZHENG Jiao, LI Jian-xin (Energy Source and Environment Engineering Research Institute, Ningbo College of Science and Technology, Zhejiang University, Ningbo, China, Post Code: 315010), CHEN Guang-ming (Refrigeration and Cryogenics Research Institute, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014, 29(5). -498 - 502

Through analyzing the typical drying thermodynamic process, the authors put forward a scheme for a humidified hot air waste heat recovery system based on the principles for dehumidification by solutions and absorption type heat pumps. The system in question produced saturated steam at a temperature of around 120°C when it was jointly driven by the waste heat from the exhaust gases of a typical dryer and solar energy-produced hot water, partially substituting the drying heat source to realize the energy saving. Through establishing a thermodynamic model, the scheme for the system was verified with the influence of the evaporator temperature and generator temperature on various performance indexes of the system being discussed. The calculation results show that with the lithium bromide solution being chosen as an absorbent, under the condition of the evaporation temperature being 80 °C and the working temperature of the generator being 63 °C, the energy saving of the dryer at an efficiency of 33.45% can be realized with the COP (coefficient of performance) of the system being 0.43, among which 79% of the heat quantity serving as the driving force comes from the humidified hot exhaust gas and the total sprinkling quantity of the absorption solution is 6.33 times of the mass of the exhaust gas. **Key Words:** waste heat recovery, absorption type, thermodynamic model, dryer

**板壳式换热器传热与流动特性研究 = Study of the Heat Transfer and Flow Characteristics of a Plate and Shell Heat Exchanger** [刊, 汉] LUAN Hui-bao, CHEN Bin, ZHENG Wei-ye (Energy Source and Equipment Cause Department, CSIC No. 711 Research Institute, Shanghai, China, Post Code: 201108), TAO Wen-quan (Education