

刷式密封刷丝束与转子接触力的数值研究

陈春新, 李军, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 采用线性悬臂梁和增强的拉格朗日法建立了单根刷丝与转子的接触力模型,同时考虑了刷式密封中刷丝与转子之间的接触力以及在转子横截面内流体对刷丝的均布力,探讨了刷丝的安装角度、刷丝与转子的干涉量、转子横截面内的流体均布力对刷丝与转子之间接触力的影响特性. 研究表明:在所计算的参数范围内,刷丝的流体均布力对接触力的影响力远大于刷丝的安装角度和刷丝与转子的干涉量的影响力. 当刷丝安装角小于 35° 时,刷丝与转子的接触力随着刷丝安装角的增大而略微减小;当刷丝安装角大于 35° 时,受转子横截面内流体对刷丝的均布力的影响,刷丝与转子的接触力随刷丝安装角的增加而增大.

关键词: 刷式密封;接触力;数值模拟

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)07-0023-05

Numerical Investigation into Bristle-Rotor Contact Force of Brush Seals

CHEN Chunxin, LI Jun, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The contact between the single bristle and the rotor shaft surface was modeled using the linear cantilever beam model and the augment Lagrange contact theory. The bristle-rotor contact force and flow-induced uniformly distributed bristle load in rotor cross section were considered in the present model. The influence of the bristle lay angle, interference and flow-induced uniformly distributed load in rotor cross section on the bristle-rotor contact force was numerically explored. The results show that the effect of the flow-induced uniformly distributed bristle load in rotor cross section on the rotor-bristle contact force is more significant than that of the bristle lay angle and the interference in the range of the studied parameters. The bristle-rotor contact force has a minimum value when the bristle lay angle equals 35° . In addition, the contact force decreases with the angle when the angle is below 35° . However, when the bristle lay angle varies beyond 35° , the contact force increases with the angle because of the effect of the flow-induced uniformly distributed load on the bristle in the rotor cross section.

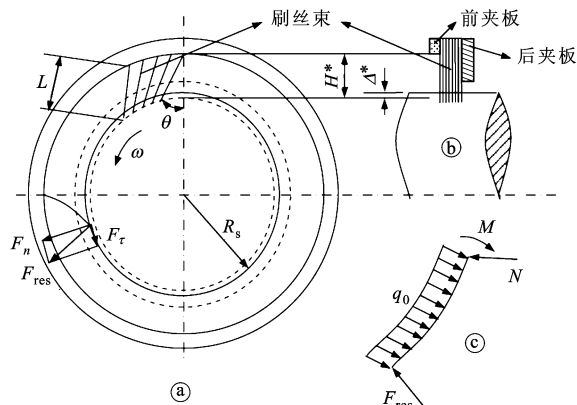
Keywords: brush seal; contact force; numerical simulation

先进的转子和静子间的动密封技术可显著提高透平机械的工作效率和可靠性. 由于刷式密封的泄漏量远小于迷宫密封,所以采用前者可使转子的稳定性得以改善,从而其在透平机械界受到重视. 图1给出了典型刷式密封结构^[1]. 刷式密封主要由前夹板、刷丝束和后夹板3部分组成. 刷丝束是由与径向

成 $30^\circ \sim 60^\circ$ 排列的细金属丝组成,前夹板固定刷丝束,后夹板支撑刷丝束. 由于后夹板的支撑作用,刷丝束在较大压力作用下可以维持相对较小的轴向变形,保持稳定的密封效果. 刷丝束自由端以一定角度与轴表面接触,这样既可以减小刷毛的磨损,又可以在轴发生瞬间径向位移后保持密封间隙不变,从而

维持良好的密封效果^[2].

单根刷丝在转子横截面内的受力包括转子对刷丝的接触力 F_{res} 、流体对刷丝的作用力以及刷丝固定端受到的支座反力 N 和反力矩 M . 流体在转子横截面内对刷丝的作用力可简化为垂直于刷丝初始形状的均布力 q_0 , 转子对刷丝的接触力可以分解为法向力 F_n 和切向力 F_τ .



①: 横截面及相应的接触力 F_{res} ; ②: 轴截面;

③: 单根刷丝在转子横截面中的受力

图1 典型刷式密封结构及刷丝受力情况

泄漏量和运行寿命是刷式密封的2个最重要的设计参数. 刷丝束与转子表面的接触力是对刷式密封进行泄漏量、运行寿命和振动分析的关键物理量之一. 接触力直接决定着刷丝和转子表面的磨损速率, 进而影响刷丝的运行寿命; 接触力可能造成刷丝变形, 由此改变流体的通道, 使泄漏量发生变化; 接触力随转子径向位移的变化率决定着刷式密封的刚度, 而刷式密封保持合适的刚度又是转子稳定运行的必要条件. 所以, 正确计算出刷丝束与转子表面的接触力是提高刷式密封性能的关键.

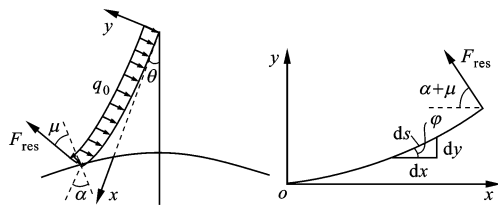
Bayley 和 Long^[3]从数值和实验2个方面研究了刷式密封内部的流场和压力分布, 得到了流体对刷丝的径向和轴向作用力的分布规律. Aksit 和 Tichy^[4]建立了刷式密封的三维有限元模型, 该模型涉及到刷丝束、后夹板平面和转子表面, 其数值结果显示, 当压力作用在刷丝束时, 刷丝与转子的接触力会大幅增加. Crudginton 和 Bowsher^[5]分别建立了刷式密封的单根刷丝、单排刷丝和多排刷丝的有限元模型, 并通过与实验数据对比发现, 刷丝间的摩擦力对刷丝束具有刚度强化作用. Stango 等人^[1]分析了二维平面内不同干涉量下的刷丝束与转子之间接触力的变化规律, 并通过单根刷丝与型板的接触实验证实了二维接触模型的有效性. Zhao 和 Rob-

ert^[6]分析了不同几何形状下的刷丝与转子之间接触力与流体产生的径向分布力之间的关系, 得到了关于接触力和径向分布力无量纲化的线性关系式. Guardino^[7]数值研究了刷式密封的三维弯曲行为, 结果显示, 当刷丝的安装角、弹性模量较小, 或者刷式密封在较大的压力下工作时, 采用单根刷丝模拟的近似方法不能有效评估刷式密封中由于刷丝之间的接触而产生的作用在刷丝上的力对刷丝与转子之间接触力的影响. Crudginton 等人^[8]通过数值和实验的方法分析了刷丝束与转子表面的接触力与刷丝安装角的关系, 并给出了实验测量和数值预测的接触力相对于转子径向位移的迟滞特性曲线.

大量研究表明, 在转子横截面内流体对刷丝的均布力、刷丝安装角以及刷丝与转子的干涉量是影响刷丝与转子接触力的3个主要因素. 本文将在上述文献的基础上对这些影响因素进行了综合比较分析, 揭示出各种因素的不同影响程度, 为可靠预测刷式密封接触力提供了有效的依据.

1 计算模型和数值方法

任意刷丝的受力如图2所示. 长度为 L 的刷丝以倾角 θ 安装在半径为 R_s 的转子上, 刷丝与转子之间采用干涉量为 Δ^* 的过盈装配. 刷丝在均布力 q_0 (转子横截面内流体作用在刷丝上的均布力) 和接触力 F_{res} 的共同作用下发生变形, 见图2a.



(a) 刷丝受到 q_0 和 F_{res} 作用后变形 (b) 刷丝有限元图

图2 任意刷丝的受力分析图

由于刷丝的长径比很大, 整体刚度相对较小且容易产生较大变形, 所以需要采用大变形理论进行分析, 其控制方程为

$$I \frac{d\varphi}{ds} = M_q + M_F \quad (1)$$

式中: I 是刷丝的抗弯刚度; M_q 是由均布力 q_0 产生的弯矩; M_F 是接触力 F_{res} 产生的弯矩.

由图2b中可以得到

$$dM_q = q_0 (L - s) dx \quad (2)$$

$$dM_F = -F_{\text{res}} \sin(\varphi + \alpha + \mu) ds \quad (3)$$

式中: α 是转子法向与 x 轴的夹角; s 是沿刷丝中轴

线的弧长; φ 是弯曲刷丝在 x - y 坐标系中的倾角; μ 是摩擦系数(F_τ/F_n).

图 2b 中存在关系式

$$dx = \cos\varphi ds; \quad dy = \sin\varphi ds$$

将其与式(2)、式(3)代入式(1),可以得到刷丝变形的控制微分方程

$$I \frac{d^2\varphi}{ds^2} = q_0(L-s)\cos\varphi - F_{\text{res}}\sin(\varphi + \alpha + \mu) \quad (4)$$

控制微分方程(4)的边界条件如下.

(1)刷丝初始端固定,即 $s=0$ 时, $\varphi=0$.

(2)刷丝的尖端所受弯矩为 0,即 $s=L$ 时, $d\varphi/ds=0$.

(3)刷丝自由端的接触协调条件满足增强的 Lagrange 法的处理要求.

图 3 给出了采用增强的 Lagrange 法处理刷丝与转子接触的示意图.转子在运行过程中,刷丝末端一直与转子保持接触.由于这个接触是高度非线性的,故需采用下面迭代方法进行求解.

设定接触刚度为 k ,初始接触力为 F_0 ,由此计算出的刷丝尖端相对于转子表面的接触偏移量为 Δt_0 ,再取 $F_n = k\Delta t_{n-1}$,经反复迭代,直到获得收敛值 Δt (刷丝自由端相对转子表面的接触径向偏移量)为止.将 Δt 与给定的容差 ϵ 比较,如果 $\Delta t > \epsilon$,在刷丝尖端施加适当的回复力 F ,继续进行上面的迭代,直到 $\Delta t < \epsilon$,最后的 F_n 与 F 的合力就是 F_{res} ,上述数值计算需要采用 ANSYS 软件中的大变形理论和增强的 Lagrange 法进行.

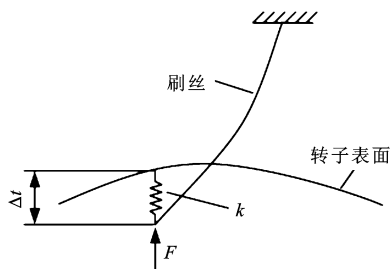


图3 刷丝末端边界处理

2 数值方法有效性验证

Stango 和 Zhao^[1]在高精度的电子天平上放置了一个具有水平和垂直正交表面的 L 型板,并采用三轴联动机床控制刷丝,以一定倾角和干涉量分别沿型板的 2 个正交表面运动.当刷丝沿型板的水平表面运动时,电子天平测量的是刷丝与型板接触的法向力 F_n ;当刷丝沿型板的垂直表面运动时,电子天平测量的是刷丝与型板接触的切向力 F_τ .通过测

量一系列的 F_n 和 F_τ ,可以计算出刷丝与型板间的平均摩擦系数 $\mu=0.21$.

图 4 给出了 $\mu=0.21$ 时的本文数值方法计算出的刷丝与型板的 F_n 与实验数据的对比.结果显示,当 Δ^* 在 0~8 mm 内变化时,数值计算结果与实验测量的最大相对误差不超过 10%.在实际工程应用中,刷式密封的 Δ^* 一般在 2.5 mm 以内.从图 4 还可以看出,当 Δ^* 在 0~2.5 mm 之间时,本文数值结果与实验数据非常接近,表明本文数值方法在分析刷丝与转子接触力上的有效性.

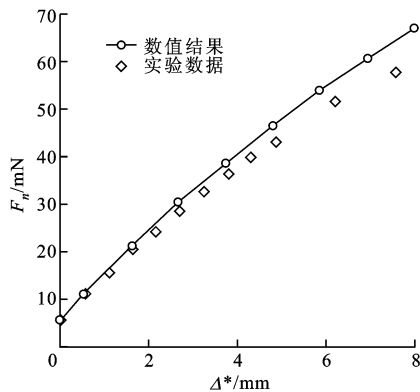


图4 本文数值计算结果与实验测量结果的对比

3 计算结果与分析

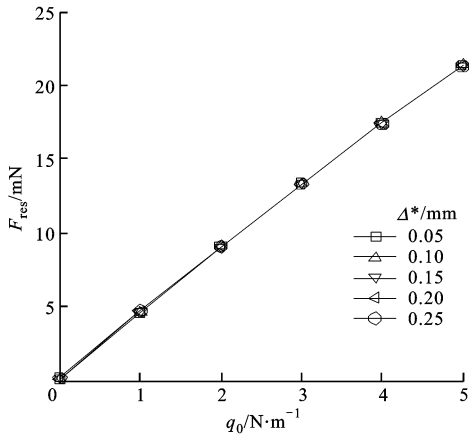
3.1 分析数据的选取

根据刷式密封的设计要求, θ 取 30° 、 35° 、 40° 、 45° 、 50° 、 60° , Δ^* 取 0.05 mm、0.1 mm、0.15 mm、0.2 mm、0.25 mm. q_0 需根据实际计算中的变形来确定其最大值,即 q_0 取 0~5 N/m.摩擦系数 μ 取文献[1]的实验测量平均值,即 $\mu=0.21$.计算中采用的刷式密封几何参数和材料参数参照文献[5],即刷丝沿转子径向的投影长度 $H^* = 7.3787 \times 10^{-3}$ mm, $I = 2.593 \times 10^{-7}$ N·m²,刷丝的弹性模量 $E = 2.06 \times 10^{11}$ Pa, $R_s = 8.9H^*$.

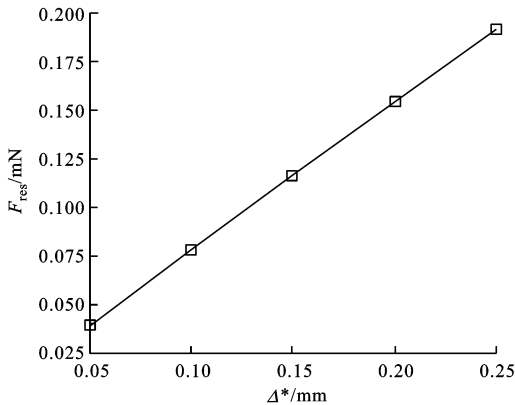
3.2 q_0 和 Δ^* 对 F_{res} 的影响

图 5 给出了 $\theta=45^\circ$ 时的 F_{res} 随 Δ^* 和 q_0 的变化曲线.根据图 5a,在相同 q_0 的作用下,随着 Δ^* 的增加, F_{res} 几乎不发生变化,说明 Δ^* 对 F_{res} 的影响较小.从图 5a 还可以得出,当 Δ^* 一定时, F_{res} 随着 q_0 的增加而线性增大.图 5b 表明,当 $q_0=0$ 时, F_{res} 随 Δ^* 的增大而线性增加,因为 Δ^* 越大,刷丝的变形越大,使刷丝产生相应变形需要的力就越大.图 5c 表明,当 $q_0=5$ 时, F_{res} 随 Δ^* 的增加而减小,这与刷丝和转子表面的接触角度有关.因为,当 q_0 较大时,刷

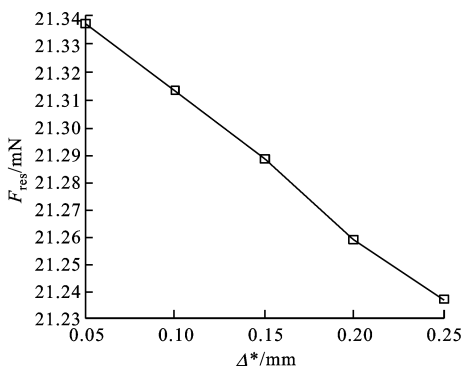
丝会产生很大的变形,刷丝与转子表面的接触角会变得很小,较小的角度对 Δ^* 非常敏感,即当 Δ^* 增大时,接触角度变小,这相当于减小了刷丝的刚度,从而使接触力变小.



(a)不同 Δ^* 下 F_{res} 与 q_0 的关系



(b) $q_0=0$ 时 F_{res} 与 Δ^* 的关系



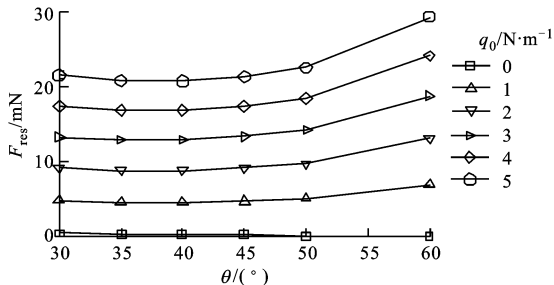
(c) $q_0=5$ 时 F_{res} 与 Δ^* 的关系

图5 θ 为 45° 时 F_{res} 、 Δ^* 和 q_0 之间的关系

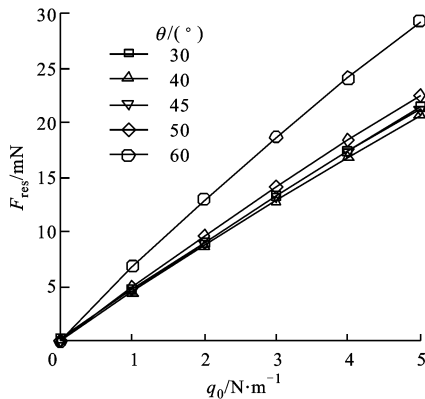
3.3 q_0 和 θ 对 F_{res} 的影响

图6给出了 $\Delta^*=0.15\text{ mm}$ 时, F_{res} 随 θ 和 q_0 的变化曲线.图6b表明,当刷丝的安装角一定时,接触力 F_{res} 随 q_0 增加而线性增大. q_0 可将刷丝压向转子表面,从而使刷丝与转子表面保持更好的接触,这样一来既增加了刷丝与转子表面的接触力,也提高了

刷式密封在转子产生瞬间偏移时的回复能力,进而保持良好的密封效果.当刷丝受到的 q_0 一定时, F_{res} 随 θ 的增加在总体上呈现出一定的增大趋势,若 θ 较小, F_{res} 变化比较平缓,并在一定范围内呈现微小的下降趋势(见图6a).这是因为有两方面因素同时影响刷丝与转子的接触力 F_{res} 的原故:一方面, θ 增大时,刷丝的自由段长度 L 增大,刷丝的刚度减小,接触力减小,刷丝自由端与转子表面切向的角度的减小也会使接触力减小;另一方面,由于 θ 的增大,刷丝自由段长度 L 增加,作用在 L 上的 q_0 合力也会增大,从而使接触力 F_{res} 增大.



(a)不同 q_0 下 F_{res} 与 θ 的关系

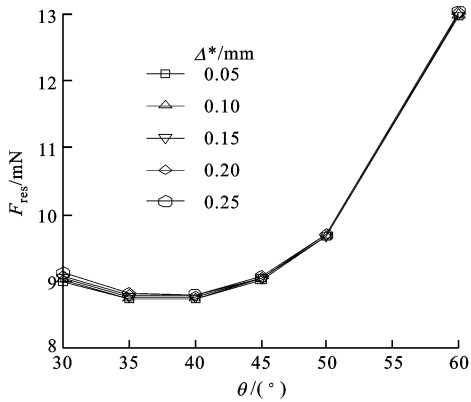


(b)不同 θ 下 F_{res} 与 q_0 的关系

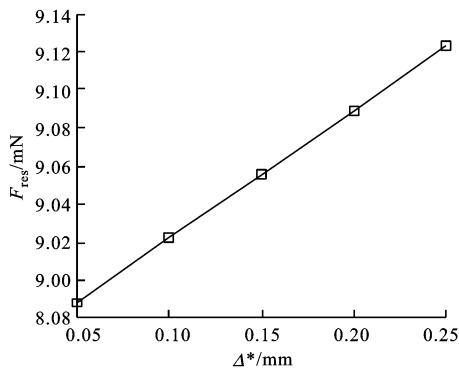
图6 Δ^* 为 0.15 mm 时 F_{res} 、 q_0 和 θ 之间的关系

3.4 Δ^* 和 θ 对 F_{res} 的影响

图7给出了 $q_0=3\text{ N/m}$ 时, F_{res} 随 θ 和 Δ^* 的变化曲线.根据图7a,当 θ 不变时, Δ^* 对 F_{res} 的影响较小,即 F_{res} 基本上不随 Δ^* 而变.图7a还表明,在某一特定的 Δ^* 下, F_{res} 随 θ 的增加先减小,而后急剧增加.前面减小是由于干涉量 Δ^* 的作用,后面急剧增大是由于 θ 增大造成刷丝的自由段长度增加,从而使作用在刷丝上的分布力的合力变大,进而使得接触力 F_{res} 急剧增大.图7b表明,当 θ 较小时, F_{res} 随 Δ^* 的增加而增大,当 θ 继续增大时, F_{res} 增加的幅度越来越小,说明随着 θ 的增加, Δ^* 对 F_{res} 的影响越来越小.



(a)不同干涉量下 F_{res} 与 θ 的关系



(b) $\theta=30^\circ$ 时 F_{res} 与 Δ^* 的关系

图 7 q_0 为 3 N/m 时 F_{res} 、 θ 和 Δ^* 之间的关系

4 结 论

采用大变形理论和增强的 Lagrange 法建立了刷式密封的单根刷丝与转子的接触力模型,通过有限元软件 ANSYS 分析了流体引起的均布力 q_0 、刷丝的安装角度 θ 和干涉量 Δ^* 与刷丝、转子接触力 F_{res} 的关系。

在本文所研究的参数范围内,流体引起的均布力 q_0 对接触力 F_{res} 的影响远远超过另外两个因素,即刷丝安装角度 θ 和干涉量 Δ^* 。 q_0 一定时, Δ^* 对 F_{res} 的影响与 q_0 的大小有关, q_0 较大时, F_{res} 随 Δ^* 的增加而减小。接触力 F_{res} 在刷丝束安装角 $\theta=35^\circ$ 时存在着一个极小值。当 $\theta\geq 35^\circ$ 时, F_{res} 随着 θ 的增加而增大,特别是 $\theta\geq 45^\circ$ 时,将导致 F_{res} 迅速增大。

参考文献:

[1] STANGO R J, ZHAO H, SHIA C Y. Analysis of contact mechanics for rotor-bristle interference of brush seal [J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2): 414-420.

[2] 阳虹,杨建道,李军,等. 刷式密封技术及其在汽轮机优化设计中的应用 [J]. 动力工程, 2009, 29(8): 737-

742.

YANG Hong, YANG Jiandao, LI Jun, et al. Research of brush seal technique and its application in steam turbine optimization design [J]. Journal of Power Engineering, 2009, 29(8): 737-742.

[3] BAYLEY F J, LONG C A A. Combined experimental and theoretical study of flow and pressure distributions in a brush seal [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1993, 115(2): 404-410.

[4] AKSIT M F, TICHY J A A. A computational model of brush seal bristle deflection [C] // 32nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Reston, VA, USA; AIAA, 1996: 2909.

[5] CRUDGINGTON P F, BOWSER A. Brush seal pack hysteresis [C] // 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Reston, VA, USA; AIAA, 2002: 3794.

[6] ZHAO H, STANGO R J. Effect of flow-induced radial load on brush/rotor contact mechanics [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(1): 208-214.

[7] GUARDINO C, CHEW J W. Numerical simulation of three-dimensional bristle bending in brush seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2005, 127(3): 583-591.

[8] CRUDGINGTON P, BOWSER A, LLOYD D. Bristle angle effects on brush seal contact pressures [C] // 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Reston, VA, USA; AIAA, 2009: 5168.

[本刊相关文献链接]

迷宫密封泄漏特性影响因素的研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(3): 16-20.

电致动聚合物驱动的无阀微泵的设计与制作. 西安交通大学学报, 2009, 43(7): 92-95.

相对永久密封真空康普顿探测器伽马灵敏度研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 70-73.

Bulk Flow 方法分析孔型密封转子动力特性的有效性. 西安交通大学学报, 2009, 43(1): 24-28.

蜂窝面迷宫密封内流动和总温升特性的研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 823-827.

叶顶形状对动叶顶部流动和传热的影响研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(5): 537-541.

CO₂ 滑片膨胀机热力过程的试验研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(3): 313-317.

(编辑 苗凌 王焕雪)