

吸气喷液对空气源热泵热水器性能的影响

费继友^{1,2}, 曹锋², 邢子文², 李连生²

(1. 大连交通大学机械工程学院, 116028, 大连; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 通过对采用吸气喷液的热泵热水器循环过程进行理论分析,建立了压缩机吸气温度、排气温度、机组制热量、功耗及能效比等性能参数与吸气喷液量的关系,研究了不同喷液量对机组性能参数的影响. 试验分析了不同运行工况下,吸气喷液引起的热泵热水器性能参数变化趋势,并与计算结果进行了对比分析. 研究表明:采用吸气喷液对降低压缩机排气温度具有比较明显的效果,但同时也降低了机组制热量和能效比,提高了功耗;喷液量比例应该控制在5%以下;吸气喷液对于热泵热水器在低环境温度下运行具有较好的综合效果;在环境温度低于20℃运行时,采用吸气喷液可以降低压缩机排气温度10℃以上,机组制热量下降幅度小于5%,功耗上升幅度小于1.5%,能效比降低幅度低于7%.

关键词: 热泵热水器; 喷液; 压缩机

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)07-0818-05

Influence of Suction Stream Liquid Refrigeration Injection on the Performance of an Air-Source Heat Pump Water Heater

FEI Jiyu^{1,2}, CAO Feng², XING Ziwen², LI Liansheng²

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Based on the theoretical analysis on the working process of an air-source heat pump water heater with liquid injection in suction vapor, the relations between liquid injection ratio and heat pump performance parameters were established. An experiment was conducted under different conditions to investigate the influence of liquid injection on the performance of heat pump water heater. The predictions were verified with the experimental data. The results show that liquid injection could reduce the compressor discharge temperature, but it also reduced the heat capacity and heat coefficient and increase power input of the heat pump water heater. The highest injection ratio should be controlled below 5%. In addition, when the ambient temperature was below 20℃, liquid injection could reduce the compressor discharge temperature by above 10℃, while the decrease of the heat capacity, the increase of the power input and the decrease of the heat coefficient was less than 5%, 1.5%, and 7%, respectively.

Keywords: heat pump water heater; liquid injection; compressor

空气源热泵热水机组是一种吸收空气源热量来加热水的全年候运转设备,特别是环境温度较低的冬季仍需要运行,这势必造成压缩机的压比大,排气温度高,而排气温度过高是造成压缩机故障的主要

原因. 采用喷液和补气是有效降低压缩机排气温度的措施^[1]. Dutta 等人对采用喷液的涡旋压缩机进行了理论和试验研究^[2],建立了综合考虑传热等因素的压缩机模型,并在保持油温不变的情况下试验

研究了喷液对压缩机性能的影响. Winandy 等人对比研究了不采用喷液系统、采用经济器补气系统、采用喷液系统时涡旋压缩机的性能变化,建立了一个能够模拟喷气、喷液系统的压缩机模型^[3]. 研究表明:采用喷液系统可使压缩机排气温度明显下降,每增加 1% 的喷液量可使排气温度降低 1.2 K. 文献[4]对采用经济器补气的空气源热泵进行了研究,表明采用补气系统可以使热泵机组在 -15 °C 的环境下可靠运行,补气系统能够增加制热量同时提高机组运行的能效比,对降低排气温度具有明显作用. Ayub 等人对高压比工况下工作的涡旋压缩机补气喷液技术进行了试验和理论模拟^[5].

以上文献研究都表明,采用经济器补气,喷液系统都能够降低排气温度,对于大压力比下涡旋压缩机的运行具有重要意义,但所研究的喷液及补气影响多集中于压缩机本身,而且所研究的喷液基本是在吸气结束后直接喷入压缩腔. 这样,就需要采用有补气孔口的专用压缩机,而在实际应用过程中,将液体直接喷入吸气管是一种简单易行的措施. 本文对采用吸气喷液系统的热泵热水机组进行了理论分析,研究了不同喷液量对机组性能参数的影响,同时对不同运行工况下喷液对压缩机排气温度、机组制热量、功耗及能效比的影响进行了试验研究.

1 吸气喷液过程分析

热泵热水器正常工作过程在压焓图上表示为 A-B-C-D,采用吸气喷液的循环过程表示为 A'-B'-C-D,如图 1 所示,喷液造成压缩机吸气温度下降从而造成排气温度降低. 按照能量守恒定律^[6],可以得到

$$M_{\text{total}}h_{A'} = M_{\text{inj}}h_{\text{inj}} + Mh_A \quad (1)$$

式中: M_{total} 为压缩机的总质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; $h_{A'}$ 为喷液后的焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; M_{inj} 为喷液的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; h_{inj} 为喷液焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; M 为流经蒸发器的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; h_A 为喷液前焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

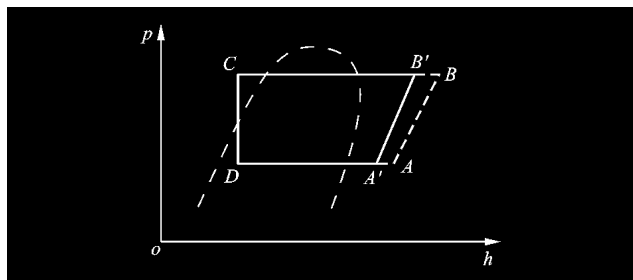


图1 吸气喷液在压焓图上的表示

喷液后焓值可以表示为

$$h_{A'} = \frac{h_A + R_m h_C}{1 + R_m} \quad (2)$$

式中: $R_m = \frac{M_{\text{inj}}}{M}$, 为喷液的质量流量与流经蒸发器的质量流量的比值. 根据式(2)可以得出压缩机吸气温度随 R_m 变化的情况.

同样,可得喷液对压缩机排气温度的影响

$$h_{B'} = \frac{h_A + R_m h_C}{1 + R_m} + \frac{T_{A'} + 273.15}{T_A + 273.15} (h_B - h_A) \quad (3)$$

式中: $h_B, h_{B'}$ 分别为无喷液及有喷液的压缩机排气时制冷剂的焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; h_C 为冷凝器出口制冷剂焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $T_A, T_{A'}$ 分别为无喷液及有喷液的压缩机吸气温度, $^{\circ}\text{C}$.

参考文献[6],热泵热水器运行环境温度与蒸发器温度的温差 $\Delta t \leq 15^{\circ}\text{C}$, 因此喷液对压缩机吸气温度的影响范围为 $0 \sim 15^{\circ}\text{C}$. 在此范围内,可以假定压缩过程多方压缩指数 n 保持定值,由此得出

$$W' = \frac{T_{A'}}{\mu_{A'}} \frac{n}{n-1} R_g V \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] = \frac{(T_{A'} + 273.15) \mu_A}{(T_A + 273.15) \mu_{A'}} W \quad (4)$$

式中: W, W' 分别为不采用喷液和采用喷液的压缩机功耗, W ; $\mu_A, \mu_{A'}$ 分别为不采用和采用喷液时压缩机吸气点的比热容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$; p_d, p_s 分别为压缩机的排气压力和吸气压力, MPa ; R_g 为气体常数, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; V 为压缩机排气量, m^3 . 由式(4)可得到吸气喷液对功耗的影响因子

$$\eta = \frac{(T_{A'} + 273.15) \mu_A}{(T_A + 273.15) \mu_{A'}}$$

喷液对机组制热量的影响可表示为

$$Q' = \frac{V}{\mu_{A'}} (h_{B'} - h_C) = \frac{\mu_A}{\mu_{A'} (1 + R_m)} Q + \left[\frac{(T_{A'} + 273.15) \mu_A}{(T_A + 273.15) \mu_{A'}} - \frac{\mu_A}{\mu_{A'} (1 + R_m)} \right] W \quad (5)$$

式中: Q, Q' 为不采用喷液和采用喷液时的制热量.

能效比 ϵ_{EER} 随 R_m 的变化情况可表示为

$$\epsilon_{\text{EER}} = \frac{Q'}{W'} = \frac{\mu_A}{\mu_{A'} (1 + R_m)} \epsilon_{\text{EER}} + \left[\frac{(T_{A'} + 273.15) \mu_A}{(T_A + 273.15) \mu_{A'}} - \frac{\mu_A}{\mu_{A'} (1 + R_m)} \right] \quad (6)$$

式中: $\epsilon_{\text{EER}}, \epsilon_{\text{EER}}'$ 分别为采用吸气喷液和不采用吸气喷液时热泵热水器的能效比.

2 试验条件和装置

试验样机采用空气源热泵热水机组,工作原理如图 2 所示. 机组采用 R22 为制冷工质,机组由涡

旋压缩机、套管式冷凝器、储液器、干燥过滤器、膨胀阀、冷凝器及气液分离器组成。机组设计有喷液系统,部分制冷剂液体经干燥过滤器后,由毛细管节流降压后喷入气液分离器前的回气管。喷液电磁阀开启受控于压缩机的排气温度信号,当排气温度高于设定值时,电磁阀开启,开始喷液。当排气温度低于设定温度减去回差时,电磁阀关闭,其基本部件组成如表1所示。

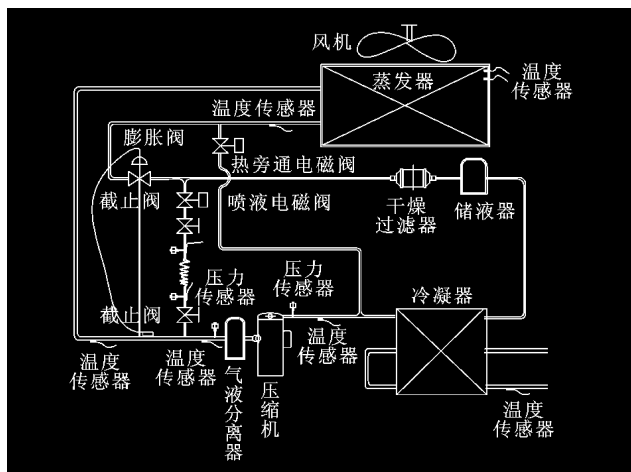


图2 试验样机系统原理图

表1 基本部件型号与规格

电源	电压:380 V;频率:50 Hz
压缩机	类型:涡旋式;转速:2 910 r/min 排气容积:80 cm ³ /r
蒸发器	类型:翅片式;换热面积:70 m ²
冷凝器	类型:套管式;换热面积:1.85 m ²
毛细管	规格:∅3 mm×0.5 mm×500 mm

整台机组放置于环境室内,室内温度可以在-20~45℃之间恒温恒湿调节,机组进出水温度可以在15~65℃之间恒温调节。

温度采用配对四线制高精度PT1000温度传感器进行测量,测量精度为±(0.1℃+读数的0.2%),通过标定,在温度范围30~60℃内,进出水温差测量精度为±0.1℃。水流量采用ADMAG SE电磁流量计测量,测量精度为指示值的±0.3%。压力传感器精度为量程范围的±0.2%,量程为0~3.447 MPa。功率测量采用日本横河生产的型号为QT1600的功率仪,测量精度为读数的0.1%+量程的0.05%。采用数据采集仪HP34970A实现温度及压力信号的自动采集。测试系统根据测试值与设定值对比进行判稳,测试终值根据5个稳定测试值平均获取,以确保系统测试值的准确与可靠性。

3 计算及试验结果分析

依据上面的理论分析,计算了喷液量对压缩机吸气温度、排气温度、机组制热量、功耗及能效比的影响,计算结果如图3所示。依据式(2)计算喷液量对压缩机吸气温度的影响时,当 R_m 大于5%时,所计算的压缩机吸气温度小于相应的蒸发温度,这表明喷液和吸气混合时存在未蒸发现象,因此喷液量比例应该控制在5%以下。

从图3可以看出,喷液能有效降低压缩机的吸气温度,控制排气温度。随着喷液量的增大,压缩机吸排气温度降低幅度增大,当 R_m 达到5%时,排气温度可以降低8~12℃。随着蒸发温度 T_E 的降低,排气温度降低的幅度增大,这也说明在低环境温度下,吸气喷液可更有效地降低压缩机的排气温度。

虽然吸气喷液降低了吸气温度,提高了压缩机的吸气质量流量,但排气温度降低造成冷凝焓差减小,还降低了热泵热水机组的制热量。随着蒸发温度的升高,吸气喷液对制热量的影响增大,当 R_m 达到5%时,制热量最大降幅可达7%。吸气喷液也造成热泵机组功耗上升,但上升的幅度不大。喷液对功耗影响也是随着蒸发温度的升高而增大,如蒸发温度为-15℃、 R_m 为5%时,喷液对功耗影响不到1%,影响很小。喷液对制热能效比影响还是比较显著的,特别是在高环境温度下, ϵ_{EER} 最高降低幅度达8%, ϵ_{EER} 降低的幅度同样随蒸发温度的升高而增大。

表2、表3给出了不采用吸气喷液及采用喷液系统时热泵热水器的性能测试结果。对于表2中的第1项,在环境温度达到-15℃、出水温度接近50℃时,排气温度迅速攀升至142℃,由于压缩机的排气温度保护,机组不能正常工作,无法记录试验数据,采用吸气喷液后,热泵热水机组可正常运行。

图4给出了在不同环境工况下,吸气喷液对热泵热水器性能影响的计算和测试数据。试验所采用的∅3 mm×0.5 mm×500 mm的毛细管是按照5%的喷液比例计算设计的。由图4可看出,计算模型能反映吸气喷液对热泵热水器性能的影响。

测试结果表明:热泵热水器在环境温度低于20℃(对应蒸发温度5℃)时运行,采用吸气喷液可以降低压缩机排气温度10℃以上,同时制热量下降幅度小于5%,功耗上升幅度小于1.5%,能效比降低小于7%。

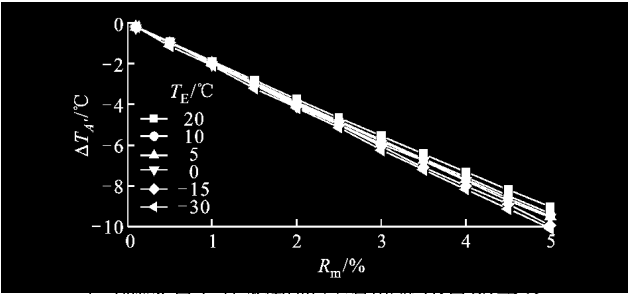
综合分析喷液对热泵热水器的影响,在低环境温度下,压缩机排气温度降低的幅度比较大,而对机

表 2 无吸气喷液的测试结果

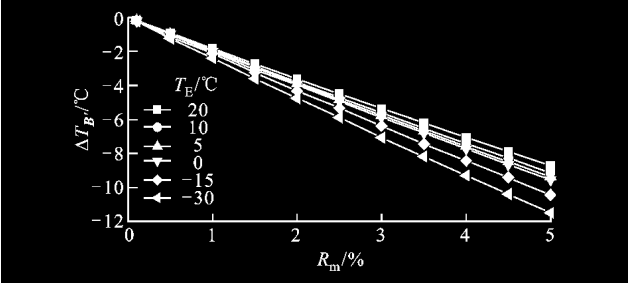
序号	设定值				测试值					
	值进水 温度/℃	出水温度 /℃	干球温度 /℃	湿球温度 /℃	吸气压力 /MPa	排气压力 /MPa	排气温度 /℃	制热量 /kW	功耗/kW	能效比
1			-14.9	-19.7			142			
2	49.9	55.0	0.0	-3.8	0.30	2.48	121	8.1	5.02	1.62
3	50.0	55.0	20.1	15.0	0.59	2.48	105	15.0	6.21	2.42
4	50.1	55.2	34.8	24.1	0.92	2.49	99	23.0	6.60	3.50

表 3 有吸气喷液的测试结果

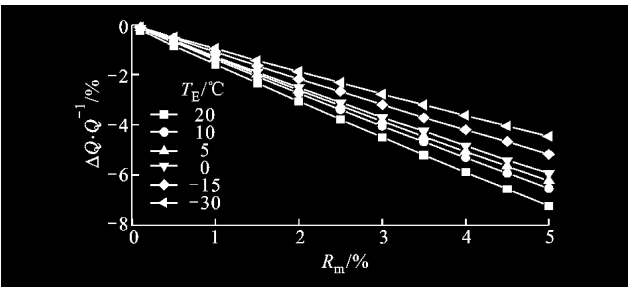
序号	设定值				测试值					
	进水 温度/℃	出水温度 /℃	干球温度 /℃	湿球温度 /℃	吸气压力 /MPa	排气压力 /MPa	排气温度 /℃	制热量 /kW	功耗/kW	能效比
1	50.1	55.1	-14.9	-20.0	0.17	2.49	120	4.5	4.40	1.02
2	50.2	55.0	0.0	-4.0	0.31	2.47	109	7.7	5.07	1.52
3	49.9	55.1	20.1	15.0	0.59	2.49	96	14.2	6.30	2.25
4	50.1	55.3	35.0	24.1	0.91	2.50	91	21.4	6.73	3.18



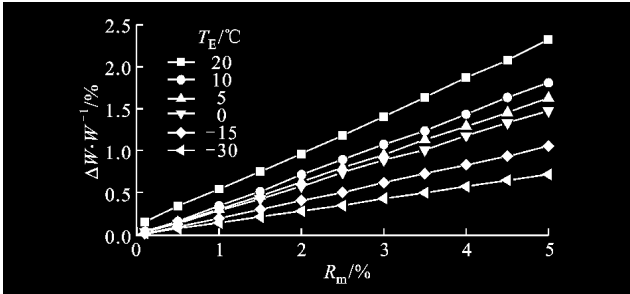
(a) 喷液量与压缩机吸气温度变化量的关系



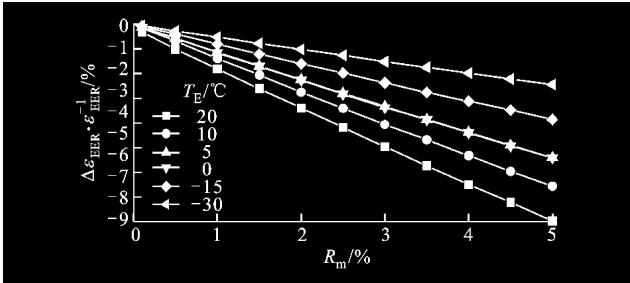
(b) 喷液量与压缩机排气温度变化量的关系



(c) 喷液量与机组制热量变化率的关系



(d) 喷液量与机组功耗变化率的关系



(e) 喷液量与机组能效比变化率的关系

图 3 喷液量对热泵热水器性能的影响

—5℃以下,采用吸气喷液对热泵热水机组压缩机的高压缩比恶劣运行工况没有改善作用。

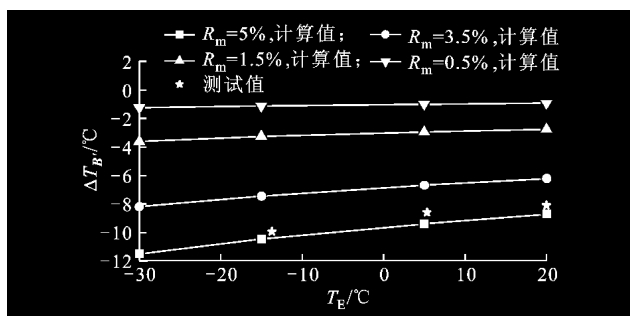
4 结 论

本文建立了用于预测吸气喷液对热泵热水机组性能影响的关系式,通过试验研究了吸气喷液对排气温度、制热量及能耗等性能的影响,得出如下结论。

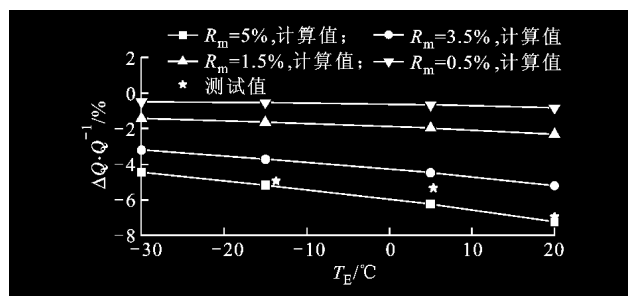
(1)吸气喷液对降低压缩机排气温度具有比较明显的效果。在低环境温度下,吸气喷液可更有效地降低压缩机的排气温度,但喷液对低环境温度下的压缩机高压缩比恶劣运行工况没有改善。

组制热量、功耗及能效比的影响相对较小,因此喷液对于热泵热水器在环境温度下运行具有较好的综合效果。

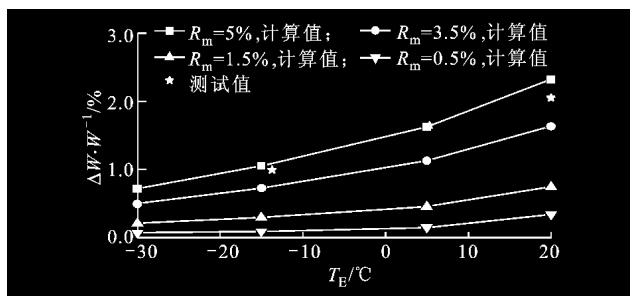
从试验结果也可以看到,采用了吸气喷液措施,压缩机的压比在环境温度为-15℃时仍然高达12左右,严重偏离涡旋压缩机的正常工作范围,长期运行会大大缩短压缩机的寿命,因此,在环境温度低于



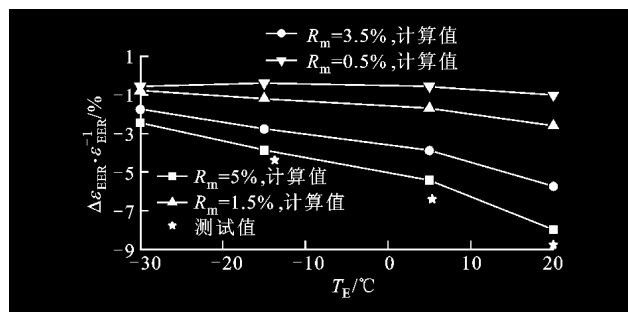
(a) 吸气喷液对压缩机排气温度变化量的影响



(b) 吸气喷液对机组制热量变化率的影响



(c) 吸气喷液对机组功耗变化率的影响



(d) 吸气喷液对机组能效比变化率的影响

图4 吸气喷液对热泵热水器性能的影响

(2) 吸气喷液降低了热泵热水机组的制热量和能效比,造成热泵机组功耗上升,随着环境温度的提高,吸气喷液对制冷量、功耗及能效比的影响增大。

参考文献:

- [1] HOLTZAPPLE M. Reducing energy costs in vapor-compression refrigeration and air conditioning using liquid recycle: performance[J]. ASHRAE Transactions, 1989, 95(1): 179-205.
- [2] DUTTA A K, YANAGISAWA T, FUKUTA M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection[J]. Int J Refrigeration, 2001, 24: 577-87.
- [3] WINANDY E L, LEBRUN J. Scroll compressors

using gas and liquid injection: experimental analysis and modeling[J]. Int J Refrig, 2002, 25: 1143-1156.

- [4] MA G, CHAI Q, JIANG Y. Experimental investigation of air source heat pump for cold regions[J]. Int J Refrig, 2003, 26: 12-18.
- [5] AYUB S, BUSH W J, HALLER K D. Liquid refrigerant injection in scroll compressors operating high compression ratios. [C]//Proc of International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University Press, 1992: 561-567.
- [6] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京:机械工业出版社, 2004: 244-247.

(编辑 王焕雪)

席光教授当选为“十一五”国家 863 计划重点项目 “微型燃气轮机”总体专家组组长

为推进我国微型燃气轮机技术的快速发展,近日科技部正式成立“十一五”国家 863 计划重点项目“微型燃气轮机”总体专家组,通过部门推荐、专家综合评审,并报科技部领导批准,我校席光教授当选为总体专家组组长。微型燃气轮机技术涉及到气动力学、燃烧学、先进材料以及高速发电技术等多学科领域,是未来新一代高效、超低排放分布式供能系统的核心装备。我校相关学科在“十一五”国家 863 计划“微型燃气轮机”项目的支持下,已建立了良好的研究平台与实验系统。

科技处综合部