

双油路离心喷嘴雾化特性试验

刘存喜, 邢双喜, 房爱兵, 徐 纲

(中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 采用 LSA-III 型激光粒度仪对某型发动机一整套 6 个双油路离心喷嘴的雾化特性进行了试验研究, 包括喷嘴主、副油路供油特性、喷雾锥角、索太尔平均粒径 (SMD 或 d_{32}) 及其尺寸分布。结果表明, 主、副油路的质量流量总不均匀度系数分别为 2.42% 和 3.29%, 主、副油路喷雾锥角充分展开后喷雾锥角和平均粒径随供油压力的增大而减小, 斜率绝对值逐渐变小。分析了中心副油路在低供油压力下雾锥的展开过程, 喷雾锥角随供油压力增加迅速变大, 平均粒径随供油压力增加迅速变小。

关 键 词: 双油路离心喷嘴; 雾化特性; 喷雾锥角; 平均粒径

中图分类号: TK474.7 文献标识码: A

引 言

发动机使用的液体燃料在燃烧之前必须进行良好的雾化, 液体燃料的雾化一般通过液体和周围空气形成高的相对速度来实现。压力雾化喷嘴高速喷射液体到静止或速度较低的空气中实现雾化; 空气雾化喷嘴低速喷射液体到高速运动的空气中实现雾化^[1]。燃油喷嘴作为燃气轮机燃烧室的关键部件, 实现空气和燃油的混合, 燃油雾化特性决定着燃烧性能(点火特性、火焰传播、稳定性等)和污染物排放特性^[2-3]。

离心喷嘴的雾化特性已经有许多研究者进行了深入的研究。首先, Giffen 和 Muraszew 等人在无粘假设的基础上推导出离心喷嘴喷雾锥角、流量系数及出口液膜厚度的预测公式, 低粘性流体并且雷诺数 $Re < 3000$ 时可以使用^[1]。根据 Giffen 和 Muraszew 等人的公式, 离心喷嘴出口液膜厚度与液体粘性和压差无关。Rizk 等人对无粘理论得到的公式提出了质疑, 在理论推导过程中考虑了喷嘴尺寸和操作条件对喷雾锥角、流量系数和出口液膜厚度的影响^[4]。Couto 等人对离心喷嘴雾化过程中空心液膜的气动不稳定性 and 破碎过程进行了理论推导^[5],

得到的预测公式考虑了喷嘴几何参数、液体和气体流动参数, 使之能够和试验数据及其它研究者的经验公式吻合。Marchione 等人对离心喷嘴喷雾锥角的波动特性进行了分析^[6], 100 Hz 附近存在两个低频, 1800 Hz 附近存在一个高频。Lefebvre 把雾化过程分成两个阶段^[1], 第一个阶段是内力和外部气动力的作用下在液体表面产生扰动, 第二个阶段是液体表面的凸起从液膜表面脱落形成液滴或片体。由于雾化过程的复杂性, 目前还不能从第一原理上求解雾化过程, 喷雾锥角、流量系数和液滴直径等雾化性能的预测主要通过经验公式得到, 但经验公式只能在一定条件下使用。因此, 雾化模型的紧缺问题亟待解决。

双油路离心喷嘴已经在发动机上广泛应用, 但双油路离心喷嘴的雾化特性还需要更深入的研究并建立其雾化模型, 对喷雾锥角展开过程的研究还未见报道。本研究采用非介入式的激光粒度仪和数码相机等先进测量和图像处理技术对某双油路离心喷嘴在不同供油压力下的雾化特性进行了试验研究, 分析供油压力对雾化特性的影响, 从雾化机理方面分析副油路喷雾锥角的展开过程。

1 试验设备及试验方案

1.1 试验装置

试验装置由供油系统、测量系统、三维可移动雾化试验平台和油气分离系统组成, 如图 1 所示。供油系统包括油箱、齿轮泵、油滤、两个稳压罐及控制阀, 通过调节齿轮泵频率和回油阀来实现供油压力调整, 两个稳压罐能够减小齿轮泵引起的油压浮动, 从而减小涡轮流量计读数的浮动; 测量系统包括压力传感器、涡轮流量计、LSA-III 型激光粒度仪、数码相机及光源, 压力传感器分别测量泵出口和喷嘴前的压力, LSA-III 型激光粒度仪包括功率为 5

收稿日期: 2012-03-19; 修订日期: 2012-05-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50806077)

作者简介: 刘存喜(1983-), 男, 山东菏泽人, 中科院工程热物理研究所博士研究生。

MW 的 He - Ne 激光器、焦距为 300 mm 的傅氏透镜及信号接受器。激光粒度仪基于夫琅和费衍射原理测量 d_{32} ，150 W 的卤素光源配合彩色数码相机得到雾锥的清晰图像。三维可移动试验平台使用步进电机调整喷嘴位置。油气分离系统包括离心风机和旋风分离器。旋风分离器把液雾中小油滴和空气分离，实现燃油的重新利用和保护环境。

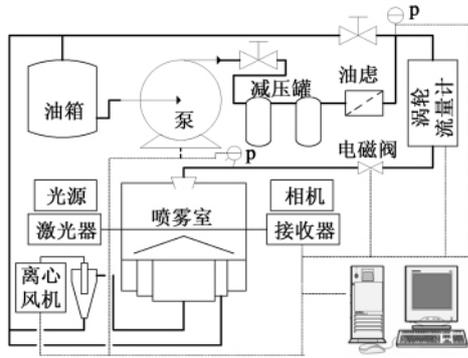


图 1 燃油喷嘴试验装置
Fig. 1 Fuel oil nozzle test rig

1.2 喷嘴及测量方案

本研究的喷嘴是某型发动机的 6 个双油路离心喷嘴，中心为副油路，径向外围是主油路，主、副油路相互独立，并有各自的旋流室和喷口，主、副油路的喷口直径分别为 3.0 和 1.0 mm。小工况下副油路单独使用，大工况下主、副油路同时使用，这种喷嘴能保障在较大的供油压力范围内保持良好的雾化性能。另外，在外罩上有防止喷嘴积炭的小孔，高压气体经吹炭孔喷出可吹除粘附在喷嘴出口的燃油，防止积炭的发生，喷嘴结构如图 2 所示。

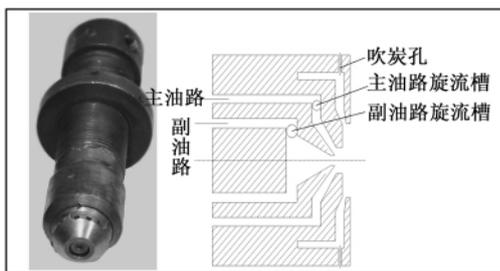


图 2 双油路离心喷嘴结构简图
Fig. 2 Sketch of the structure of a dual oil - line centrifugal nozzle

根据发动机工作状态，试验中供油压力为 0 ~ 3 MPa，试验过程中工作介质为 RP - 3 航空煤油。涡轮质量流量计的量程为 8.9 ~ 44.5 g/s，当质量流率

小于 8.9 g/s 时，使用精度为 1g 的电子天平称量一定时间段内的燃油质量得到质量流率，质量流率大于 8.9 g/s 时，使用涡轮流量计测量质量流率。粒径测量时激光器发射的光束中心位于喷嘴中心下方 100 mm，光束直径为 12 mm。

2 试验结果及分析

2.1 喷嘴流量特性

喷嘴的流量特性是喷嘴性能的一个重要参数，用于发动机工况调节，每个喷嘴在同一供油压力下的燃油流量不能相差很大，否则会导致出口温度场不均匀，影响发动机寿命和效率。为检测 1 ~ 6 号喷嘴在一定供油压力下的流量特性，单个喷嘴和 1 ~ 6 号喷嘴流量总不均匀度分别定义为，

$$\alpha_i = (\dot{m}_i - \dot{m}_{avg}) / \dot{m}_{avg} \quad (1)$$

$$\alpha_t = (\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}) / \dot{m}_{avg} \quad (2)$$

式中： \dot{m}_{max} ——一定供油压力下 6 个喷嘴中的最大质量流量； \dot{m}_{min} ——一定供油压力下 6 个喷嘴中的最小质量流量； \dot{m}_{avg} ——一定供油压力下 6 个喷嘴的平均质量流量。

表 1 中为主、副油路单独工作，供油压力为 2 MPa 时的质量流量及不均匀度。主、副油路的质量流量总不均匀度系数为 2.42% 和 3.29%，能够满足质量流量总不均匀度系数 < 5% 的要求。

表 1 主、副油路质量流量及不均匀度

Tab. 1 Mass flow rate and non - uniformity of the main and auxiliary oil line

喷嘴 编号	主油路		副油路	
	流量/g · s ⁻¹	不均匀度/%	流量/g · s ⁻¹	不均匀度/%
1 号	24.06	-1.22	6.00	-1.37
2 号	24.21	-0.61	6.00	-1.37
3 号	24.65	1.20	6.11	0.44
4 号	24.55	0.79	6.06	-0.40
5 号	24.56	0.83	6.20	1.9178
6 号	24.12	-0.98	6.13	0.77
平均值	24.36	-	6.08	-

2.2 喷雾锥角

喷嘴锥角可以表示液滴的分散程度，喷雾锥角增加使液滴和更多的空气相互作用，有利于改善雾化效果、加强热量和质量交换。喷雾锥角通过喷嘴出口距离为 L 的雾锥横截面直径 D 得到，如图 3 所

示。喷雾锥角为:

$$2\theta = 2\arctan(D/2L) \tag{3}$$

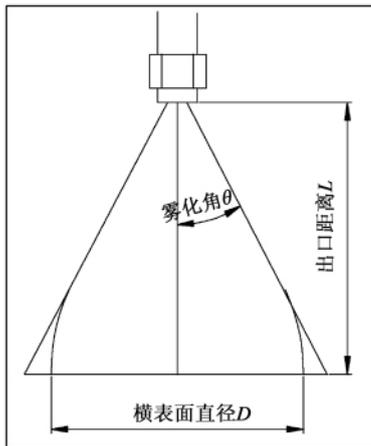


图 3 喷雾锥角

Fig. 3 Atomization cone angle

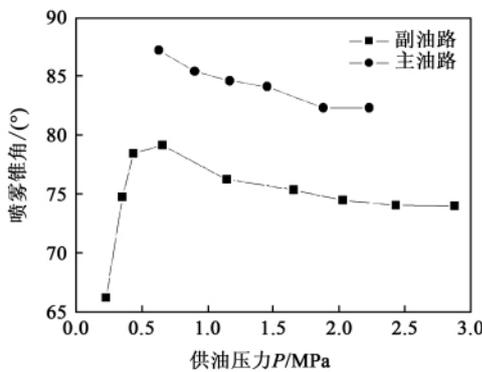


图 4 供油压力对喷雾锥角影响

Fig. 4 Influence of the oil supply pressure on the atomization cone angle

本研究对其中的 1 号喷嘴主、副油路单独工作在不同油压下的喷雾锥角进行了分析, $L = 50 \text{ mm}$ 。1 号喷嘴主、副油路喷雾锥角受供油压力的影响如图 4 所示。主油路的喷雾锥角在供油压力为 0.63 MPa 时已经充分展开, 喷雾锥角随着供油压力的增大而减小, 从 87.36° 减小到 82.46° 。供油压力大于 2 MPa 时, 喷雾锥角随供油压力变化很小, 变化在测量误差范围之内, 可以认为供油压力大于 2 MPa 时, 喷雾锥角不变。副油路的喷雾锥角在供油压力为 0.23 MPa 时还没有充分展开, 在供油压力低于 0.60 MPa 时, 喷雾锥角随供油压力增大而迅速增加, 在供油压力为 0.60 MPa 左右喷雾锥角充分展开。供油压力大于 0.60 MPa 时, 喷雾锥角随供油压力的增大而减小, 从 79.27° 减小到 74.11° 。供油压力大于 2

MPa 时, 喷雾锥角随供油压力的变化很小, 与主油路的喷雾锥角变化规律类似。因此, 主、副油路在供油压力大于 2 MPa 时, 喷雾锥角与供油压力无关。供油压力对喷雾锥角的影响结果和陈俊等人的结论是一致的^[8], 当主油路压力从 0.3 MPa 升到 2.4 MPa 时, 喷雾锥角减少量仅为 1.8° 。在整个供油压力范围内, 副油路的喷雾锥角略小于主油路的喷雾锥角, 能够很好的满足使用要求, 如图 4 所示。

中心副油路喷雾锥角随供油压力的展开过程如图 5 所示。喷雾锥角从 $P = 0.23 \text{ MPa}$ 时的 66° 发展到 $P = 0.66 \text{ MPa}$ 时的 79° 。供油压力低时, 出口液膜切向速度较低, 液滴的离心力弱, 因此, 雾锥不能充分展开。Giffen 和 Muraszew 等人根据无粘性假设从离心喷嘴内部流动特性推导出了喷雾锥角的公式:

$$\tan\theta = v_t/v_u \tag{4}$$

式中: v_t 和 v_u —喷嘴出口液膜的切向和轴向速度^[9]。

根据 Giffen 和 Muraszew 等人推导的喷雾锥角公式和图 4 中副油路喷雾锥角的变化过程, 把喷嘴出口液膜的轴向和切向速度变化分为两个阶段, 供油压力低于 0.6 MPa 时, 喷嘴出口液膜的切向速度增大率比轴向速度增大率大, 所以喷雾锥角随供油压力增加迅速增加。供油压力大于 0.6 MPa 时, 随着供油压力的增大, 喷嘴出口液膜的轴向速度增大率比切向速度增大率大, 最终两者的增加速率几乎相同, 因此, 喷雾锥角随供油压力而逐渐减小, 供油压力大于 2 MPa 后喷嘴锥角变化很小。

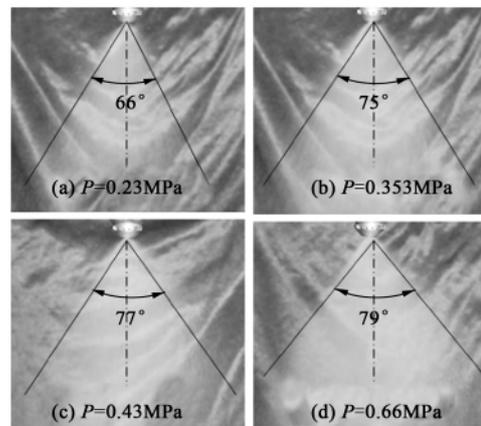


图 5 副油路雾锥打开过程

Fig. 5 Opening process of the auxiliary oil line atomization cone

2.3 粒径分布特性

离心喷嘴雾化过程中产生的液滴尺寸分布范围

很宽 在燃烧工程中,使用索太尔平均粒径(SMD 或油粒径 d_{32}) 表征雾化液体群的细度^[1]。影响粒径分布特性的因素包括液体性质(密度、粘性、表面张力和温度等)、供油压力、质量流率和雾化空间的压力等。Wang 和 Lefebvre 等人对离心喷嘴雾化过程中影响平均粒径的因素进行了大量研究^[9],结果表明:液体密度对粒径分布的影响很小,表面张力和粘性是影响粒径分布的主要因素,表面张力和粘性都不利于液膜破碎成小液滴,供油压力增加时,平均粒径减小。Jasuja 和 Heitor 等人的研究结果表明,燃料温度增加时平均粒径减小,雾化空间中空气温度增加时平均粒径减小^[10~11]。

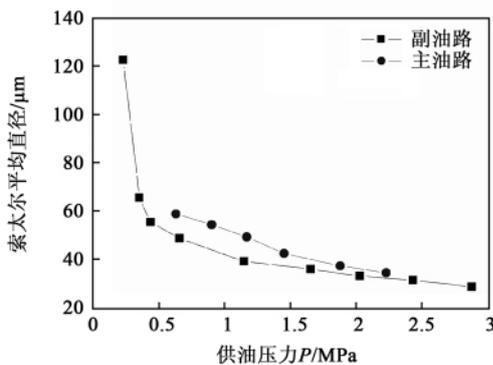


图 6 供油压力对 1 号喷嘴主、副油路平均粒径影响
Fig. 6 Influence of the oil supply pressure on the average particle diameters in the main and auxiliary oil line of No. 1 nozzle

图 6 表示了 1 号喷嘴主、副油路单独工作时 d_{32} 随供油压力的变化过程。主油路只在供油压力高时使用,因此,试验过程中粒径测量初始供油压力大于 0.6 MPa,副油路在供油压力低时使用,试验过程中粒径测量从喷雾锥角能充分打开开始。从图 6 可以看出,主、副油路雾化的平均粒径(d_{32}) 都随供油压力的增大而较小,供油压力大于 2 MPa 时,粒径受供油压力的影响变小, d_{32} 逐渐趋于定值。副油路供油压力从 0.26 MPa 增加到 0.6 MPa 的过程中, d_{32} 迅速减小。这是由于供油压力低时,喷嘴副油路出口液膜和空气的相对速度低,液膜本身的扰动及液膜与空气的相互作用都比较弱,因此,液滴平均粒径比较大。随着喷雾锥角的展开,如图 5 所示,液膜表面扰动加强,同时,液滴可以与更多的空气相互作用,因此 d_{32} 迅速变小。而陈俊等人对双路离心喷嘴雾化特性的研究中^[8],副油路单独工作时的 d_{32} 随供油压力的增加基本保持不变,主油路单独工作时的 d_{32}

在供油压力从 0.3 MPa 增加到 1.2 MPa 过程中减小的很快,供油压力大于 1.2 MPa 以后, d_{32} 随供油压力增加减小的幅度降低。供油压力大于 2 MPa 时,主、副油路的 d_{32} 都在 35 μm 左右,副油路 d_{32} 略小于主油路 d_{32} ,说明此时主、副油路分别所形成的内外雾锥粒径尺寸分布特性是相似的。

平均粒径是雾化特性的重要指标,但只表示平均粒径还不够清楚,粒径尺寸分布也是雾化特性的一个重要方面^[12]。小粒径的液滴穿透深度小,使喷嘴出口附近的燃料浓度高,这是形成积炭和出口冒烟的主要原因。中等尺寸的液滴具有合适的穿透深度,并且液滴蒸发足够快,最适合液体燃料的燃烧。大粒径的液滴蒸发时间长,增加燃料和空气混合时间和火焰长度,会导致燃烧不完全,从而影响燃料效率。本研究中把液滴粒径分成 3 个区间: 0 ~ 20、20 ~ 100 和 > 100 μm ,以进一步表征雾化性能。图 7 给出了供油压力为 2 MPa 时,1 号喷嘴主、副油路的粒径尺寸分布特性。从图 7 看出,供油压力为 2 MPa 时,1 号喷嘴主、副油路的液滴直径大部分在 20 ~ 100 μm 之间,在能够进行良好燃烧的粒径范围中。表 2 给出了 1 号喷嘴主、副油路的液滴直径在 0 ~ 20、20 ~ 100 和 > 100 μm 范围内的体积分布。喷嘴主、副油路液滴直径在 0 ~ 20 μm 的体积分数分别为 10.3% 和 10.6%,此部分小液滴由于穿透深度小,主要集中在喷嘴出口附近,可以作为火焰中稳定的点火源,有利于火焰稳定。粒径在 20 ~ 100 μm 范围内的体积分数分别为 88.1% 和 88.9%,大部分粒径在此范围内能够保障整个燃烧区域的温度均匀性和火焰不太长,从而保证燃烧效率。

表 2 1 号喷嘴主、副油路液滴体积分布 ($P=2$ MPa) (%)
Tab. 2 Droplet volume distribution in the main and auxiliary oil line of No. 1 nozzle ($P=2$ MPa) (%)

	0 ~ 20 μm	20 ~ 100 μm	> 100 μm
主油路	10.3	88.1	1.6
副油路	10.6	88.9	0.5

3 结 论

在一激光喷雾测试试验台上对某型发动机的 6 个双油路离心喷嘴的雾化特性进行了试验研究,分析了 6 个喷嘴流量特性及其不均匀度,得到了 1 号喷嘴主、副油路喷雾锥角和平均粒径随供油压力的变化规律和中心副油路喷雾锥角的展开过程,主要

有以下结论:

(1) 主、副油路的喷雾锥角和 d_{32} 在 $P > 2$ MPa 时基本不变, 主要取决于喷嘴几何尺寸。

(2) 中心副油路喷雾锥角在供油压力小于 0.6 MPa 时随供油压力增大而逐渐展开过程为发动机点火过程中燃油分散性和点火器安装位置提供了参考。

(3) 小尺寸的燃料液滴对于发动机点火、慢车小工况时的燃烧稳定性具有重要影响, 同时可能导致爬升、巡航大工况下的积炭和冒烟问题, 因此, 喷嘴设计应注意不同工况时的液滴尺寸分布。

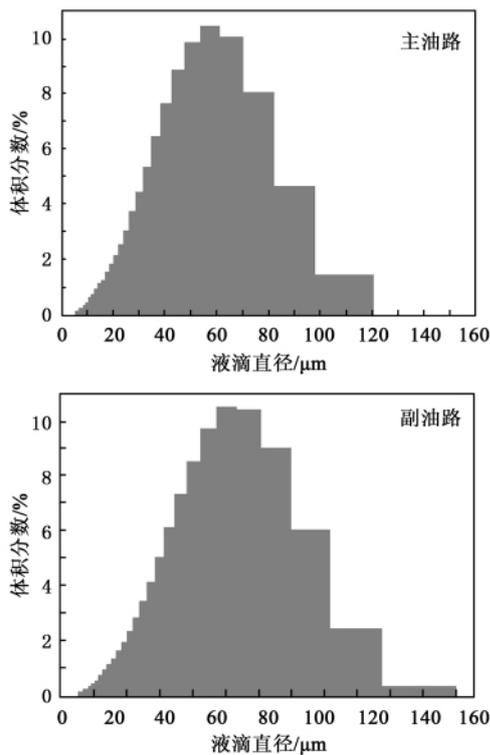


图 7 1 号喷嘴主、副油路粒径分布 ($P = 2$ MPa)

Fig. 7 Particle diameter distribution in the main and auxiliary oil line of No. 1 nozzle

参考文献:

- [1] Lefebvre A H. Gas turbine combustor [M]. Second Edition, Philadelphia, USA, Taylor Francis, 1999.
- [2] 彭云晖, 林宇震, 许全宏, 等. 双旋流空气雾化喷嘴喷雾、流动和燃烧性能 [J]. 航空学报, 2008, 29(1): 1-14.
PENG Yun-hui, LIN Yu-zhen, XU Quan-hong, et al. Atomization, flow and combustion performance of a dual swirling air atomization nozzle [J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2008, 29(1): 1-14.
- [3] Lefebvre A H. The role of fuel preparation in low-emission combus-

tion [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1995, 117: 617-654.

- [4] Rizk N K, Lefebvre A H. Internal flow characteristics of simplex swirl atomizers [J]. Journal of Propulsion and Power, 1985, 1: 193-199.
- [5] Couto H S, Carcalho Jr J A, Bastos-Netto D. Theoretical formulation for sauter mean diameter of pressure-swirl atomizers [J]. Journal of Propulsion and Power, 1997, 13: 691-696.
- [6] Marchione T, Allouis C. Experimental investigation of a pressure swirl atomizer spray [J]. Journal of Propulsion and Power, 2007, 23: 1096-1101.
- [7] Mellor A M. Design of modern turbine combustors [M]. San Diego, Academic Press, 1990.
- [8] 陈俊, 吉洪湖, 张宝诚. 双路离心喷嘴雾化特性的试验 [J]. 航空动力学报, 2010, 25(4): 774-779.
CHEN Jun, JI Hong-hu, ZHANG Bao-cheng. Experimental investigation of the atomization characteristics of a dual-line centrifugal nozzle [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(4): 774-779.
- [9] Wang X F, Lefebvre A H. Atomization performance of pressure-swirl nozzles [R]. AIAA-86-1728, 1986.
- [10] Jasuja A K. Dual-orifice atomizer performance under varying air density conditions [R]. ASME Paper 87-GT-44, 1987.
- [11] Heitor M V, Whitelaw J H. Velocity, temperature and species characteristics of the flow in a gas-turbine combustor [J]. Combustion and Flame, 1984, 64: 1-32.
- [12] Lacava P T, Netto D B, Pimenta A P. Design procedure and experimental evaluation of pressure-swirl atomizers [C]. // 24th International congress of the aeronautical science, ICAS2004-97, Yokohama, Japan, 2004.

(辉 编辑)

• 书 讯 •

一批煤炭科技新书出版

煤炭工业出版社即将出版一批煤炭科技新书。其中采煤机械化方面的有《综合机械化采煤知识》、《拖钩式刨煤机组的使用》; 掘进机械化方面的有《煤巷、半煤岩巷掘进 15 项经验》和《煤矿掘进技术译文集第一集: 锚杆支护》; 煤炭综合利用和合理利用方面的有《石煤的开发和综合利用》等。另外, 为配合煤矿安全工作, 及时出版了《煤矿抽放瓦斯》; 为介绍小煤矿发展的经验, 出版了《小煤矿大有可为第二集》; 为配合技术练兵, 出版与再版了《煤矿井下电工丛书》, 该丛书共 8 本, 包括《煤矿常用电工仪表》、《矿用载波控制技术》、《煤矿井下安全供电》、《防爆原理及修理工艺》和《煤矿机电基本知识》、《煤矿电工基础知识》、《矿用变压器》、《矿用电机车》等。

双油路离心喷嘴雾化特性试验 = **Experiment of the Atomization Characteristics of a Dual-oil-line Centrifugal Nozzle** [刊 汉] LIU Cun-xi ,XING Shuang-xi ,FANG Ai-bing ,XU Gang(Engineering Thermophysics Research Institute ,Chinese Academy of Sciences ,Beijing ,China ,Post Code: 100190) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(1) . - 33 ~37

Experimentally studied were the atomization characteristics of a whole set of 6 dual-oil-line nozzles of an engine by using a LSA-III type laser particle size meter ,including the oil supply characteristics of the main and auxiliary oil line ,atomization cone angle ,Sauter mean particle diameter(SMD or d_{32}) and the dimension distribution. The research results show that the total non-uniformity coefficients of the mass flow rates of the main and auxiliary oil line are 2.42% and 3.29% respectively. The atomization cone angle and mean particle diameter will decrease and the absolute value of the slope will gradually become smaller with an increase of the oil supply pressure after the atomization cone angles of the main and auxiliary oil line have been fully developed. The development process of the atomization cone of the central auxiliary oil line was analyzed at a low oil supply pressure. The atomization cone angle will quickly become bigger and the mean particle diameter will rapidly become smaller with an increase of the oil supply pressure. **Key words:** dual-oil-line centrifugal nozzle ,atomization characteristics ,atomization cone angle ,average particle diameter

CO₂ 跨临界热泵和加热炉冷却循环耦合系统性能分析 = **Analysis of the Performance of a Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump and Heater Cooling Cycle Coupled System** [刊 汉] WANG Hong-li ,LIU Jian-xiong ,ZHANG Yan ,CHEN Bin(College of Metallurgy and Energy Source ,Hebei United University ,Tangshan ,China ,Post Code: 063009) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(1) . - 38 ~41

Presented was the waste heat recovery of a heater realized by using a transcritical carbon dioxide heat pump coupled with the Rankine cycle. By adopting the thermodynamic method ,the key parameters influencing the efficiency of the coupled cycle and the performance of the transcritical carbon dioxide heat pump were studied respectively. With an increase of the COP of the heat pump ,the efficiency of the coupled cycle will go up. After the performance parameter of the heat pump has exceeded its limit value ,the bigger the power consumption ratio of the compressor ,the lower the efficiency of the coupled cycle. Within the exhaust gas pressure range of the heat pump ,both COP of the heat pump and the efficiency of the coupled cycle have their limit values. Under the given conditions ,the optimum exhaust gas pressure is regarded as 8.5 MPa ,the COP as 4.2 and the efficiency of the coupled cycle as 0.35. To raise the evaporation temperature or to lower the condensing temperature can enhance the performance of the heat pump and the efficiency of the coupled cycle. The foregoing can offer a theoretical basis for recovering the waste heat of a heater and enhancing the efficiency of a power plant. **Key words:** transcritical carbon dioxide heat pump ,Rankine cycle ,coupled cycle ,performance analysis ,thermodynamic method

超临界工况下回热器对低温余热发电系统的性能影响 = **Influence of a Recuperator on the Performance of Its Low Temperature Waste Heat Power Generation System Under the Supercritical Operating Condition**