

带分流短叶片离心泵内流场分析

夏密秘, 赖喜德, 罗宝杰, 李景悦

(西华大学 能源与环境学院, 四川 成都 610039)

摘要: 设置3种不同叶片数的低比转速离心泵叶轮, 选取性能较优的模型为原型泵, 设计添加不同长短分流叶片的研究方案。对各方案中带分流叶片离心泵进行全流场三维非定常模拟计算, 分析压力及速度分布, 揭示内部流动规律。通过对蜗壳内监测点数据分析得出流场压力脉动时域和频域特性。结果表明: 添加分流叶片后, 低比转速离心泵压力和速度分布更趋均匀, 蜗壳出口及隔舌位置压力脉动幅值明显减小, 泵内流体损失减少, 扬程和效率平均提高22.3%和8.1%; 当分流短叶片进口直径取 $0.65 D_2$ 、进口偏置角取 5° 和出口偏置角取 0° 时泵的性能最优。

关键词: 离心泵; 分流叶片; 性能; 压力脉动

中图分类号: TH311 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.04.027

引言

低比转速离心泵在工业生产、城市建设等领域广泛应用^[1]。采用分流短叶片可增大有限叶片修正系数, 改善泵内压力、速度分布, 增加扬程和效率, 提高低比转速离心泵性能。陈松山、周正富等人采用正交试验研究方法^[2], 得出分流叶片进口直径取 $0.4(D_2 - D_1) + D_1$ (D_1, D_2 分别为叶轮进出口直径), 泵的性能最优。张金凤提出“叶片作用转矩”为正原则^[3], 给出 $(0.60 - 0.75) D_2$ 计算公式。李国威采用仿真技术从物理和数学上对偏置分流叶片的内部流动机理进行探讨^[4]。

目前, 对带分流叶片低比转速离心泵的流动机理已有相当程度的探索, 对分流叶片的设计方法也取得一定的成果^[5-9], 但从内部流场的探究, 特别是采用全流场三维非定常方法, 从压力脉动方面对分流叶片离心泵的研究较为少见。

本研究预设3种不同叶片数的叶轮模型, 选取合理的叶片数并设计3种几何参数的分流叶片。通过全流场三维非定常数值模拟, 分析其内部流动压力、速度分布, 获取压力脉动时域特性和频域特性。

与原型泵对比, 分析分流短叶片对低比转速离心泵内部流场和外特性的影响, 并选取了较合理的分流叶片长度方案。

1 离心泵叶片几何参数设计

1.1 设定叶片数

模型泵各参数如下: 设计流量 $Q_v = 50 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 50 \text{ m}$, 转速 $n = 2900 \text{ r/min}$, 比转速 $n_s = 66$ 。

考虑低比转速离心泵叶片数过多, 易使叶片间排挤严重, 冲击损失增加; 叶片数过少, 叶片对水流做功不充分, 效率下降, 且有比转速越低叶片数越小趋势, 因此本研究叶片数取值范围为4-6。叶片型线设计采用保角变换法^[10]。叶轮基本几何参数如表1所示。

表1 叶轮基本几何参数

Tab. 1 Impeller basic geometric parameters

叶片数	进口直径 D_1/mm	出口直径 D_2/mm	出口宽度 b_2/mm	进口安放角 $\beta_1/(\text{°})$	出口安放角 $\beta_2/(\text{°})$
4	60	200	14	25	30
5	60	200	14	28	32
6	60	200	14	30	33

1.2 分流叶片设计

分流叶片过长会造成叶片进口堵塞, 作用效果与增加长叶片数无异; 过短起不到冲刷尾流从而增加离心泵扬程、效率作用。因长叶片吸力面的相对速度较大, 压力面相对速度较小, 中间放置分流叶片势必导致两侧流道流量不等, 流速不均匀, 故分流叶片遵循向吸力面偏置的原则。

设计分流叶片进口截圆直径 D 分别为 $0.55D_2$ 、 $0.65D_2$ 、 $0.80D_2$ 、与偏置角 θ 分别为 0° 、 5° 、 10° 水平

收稿日期: 2014-09-23; 修订日期: 2014-11-04

基金项目: 西华大学研究生创新基金资助项目(yejj2014181)

作者简介: 夏密秘(1991-), 男, 四川达县人, 西华大学硕士研究生。

组合。采用圆柱形叶片,型线设计、进出口安放角同长叶片一致,示意图如图 1 所示,方案如表 2 所示。

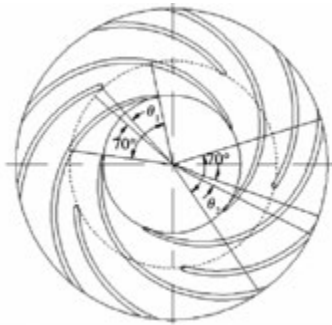


图 1 离心泵分流叶片设计

Fig.1 Design of centrifugal pump with splitter blades

表 2 离心泵分流叶片结构设计参数

Tab.2 Structure design parameters of centrifugal pump with splitter blades

方案	截圆直径 D/mm	进口偏置角 $\theta_1/(\text{°})$	出口偏置角 $\theta_2/(\text{°})$
1	110	0	10
2	130	5	0
3	160	10	5

2 全流场三维非定常数值计算

2.1 全流场三维模型与网格划分

(1) 全流域计算模型包括进水管、叶轮、蜗壳和出水管。为确保湍流的充分发展更加接近真实流态,对叶轮进口、蜗壳出口等直径端面向外延伸 200 mm。

(2) 全流场采用几何适应性良好的非结构化四面体网格,对压力、速度变化梯度较大的局部区域给予加密处理。

2.2 控制方程与求解方法

基于 CFD 的 CFX 软件,采用 SIMPLE 算法求解时均 Navier - Stokes 方程。考虑旋转及旋流流动,选用 RNG $k - \epsilon$ 湍流模型。用稳态定常计算结果作为三维非定常计算初始流场条件,为全面反映流场压力脉动信息,设置时间步长 $\Delta t = 1.72 \times 10^{-4} \text{ s}$,每 120 步作为一个叶片通过周期,取 6 个叶轮周期中的最后一个周期数据。

2.3 边界条件

进口采用压力进口边界条件,出口采用质量出

口边界条件,流体近壁区域采用标准壁面函数处理,固壁采用无滑移边界条件。叶轮进口与上部进水管、叶轮出口与蜗壳之间动静耦合交界面采用 Frozen Rotor 处理,非定常计算时采用 Transient Rotor Stator 处理。

2.4 压力脉动监测点的选取

确保准确捕捉泵内流场压力脉动信息,设置 6 个监测点,如图 2 所示。蜗壳隔舌压力变化剧烈位置布置 P6 点。为充分获取进出口压力脉动情况,于蜗壳出口布置 P1 点,P2 - P5 沿蜗壳螺旋线布置在 VIII、VI、IV、II 截面中心。

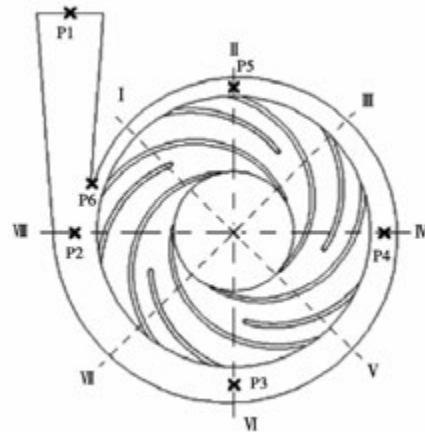


图 2 压力脉动监测点布置

Fig.2 Distribution of pressure pulsation monitor points

3 计算结果分析

3.1 不同数量长叶片性能预测对比

分别计算 3 种不同长叶片数量在转速 $n = 2900 \text{ r/min}$ 下的泵外特性,以扬程、效率作为主要评价指标。

由图 3 可知,3 种叶片在设计流量 $Q_v = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ 工况点的 $\eta - q$ 曲线高效区均较宽广,效率 η 分别为 79.5%、80.5%、78.7%。在大流量区的效率皆优于小流量区,但 5 叶片从小流量区至大流量区的效率明显高于 4、6 叶片数。从 $H - q$ 曲线看,4 叶片叶轮扬程明显低于 5、6 叶片扬程,且未达到设计扬程,在设计点扬程 H 分别为 47.3、51.4 和 50.6 m。综上,取 5 个长叶片作为原型泵,在此基础上添加分流叶片。

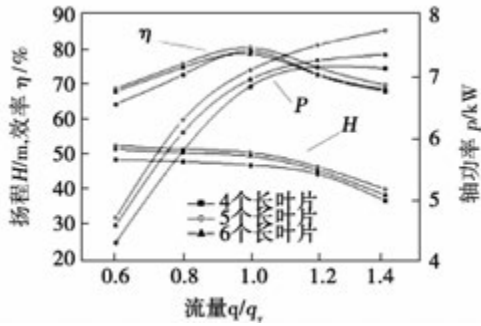


图3 不同数量长叶片性能预测曲线
Fig.3 Performance forecast curve of different long blades

3.2 带分流叶片离心泵全流场性能对比

3.2.1 压力分布

图4为带分流叶片方案1-方案3与原型离心泵的静压分布云图。带偏置分流叶片后,在设计流量下静压比原型泵明显提高,说明带分流叶片泵扬程增大,运行范围偏向大流量,性能更优。对比方案1-方案3与原型泵:带分流叶片后,蜗壳螺旋线区域内,静压变化梯度明显减小,分布更趋均匀,未出现静压相对较大区域;静压变化规律趋势一致,方案2叶轮进口低压区静压变化梯度明显小于方案1和方案3,进口流态更稳定。

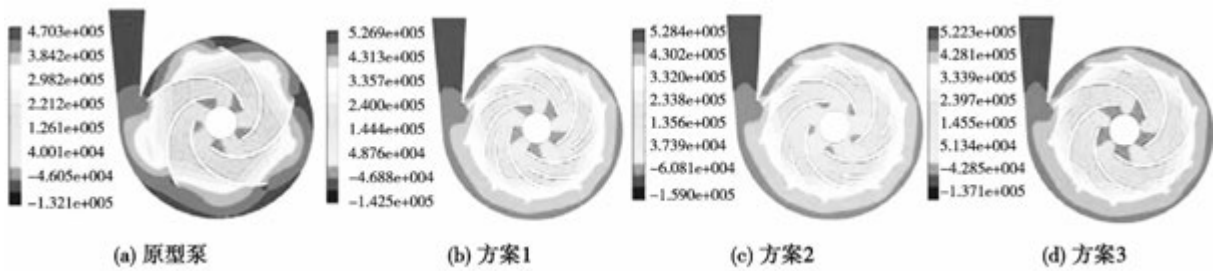


图4 带分流叶片离心泵与原型泵压力分布(Pa)

Fig.4 Pressure distribution of centrifugal pump with splitter blades and prototype pump

3.2.2 速度分布

图5为方案1-方案3与原型泵速度分布图。可以看出,长叶片与分流短叶片压力面的速度小于吸力面,这是由于压力面为工作面,对流体做功致使压力增加,速度减小。从原型泵速度分布图可以看

出,叶片吸力面速度分布不均,存在低速尾流区并伴随有漩涡,脱流较为严重,叶轮出口存在射流现象,导致冲击损失增加;蜗壳出口流态紊乱,速度分布不均匀,变化梯度较大,低速区域范围较大且有回流和漩涡存在,蜗壳扩散段利用率较低。

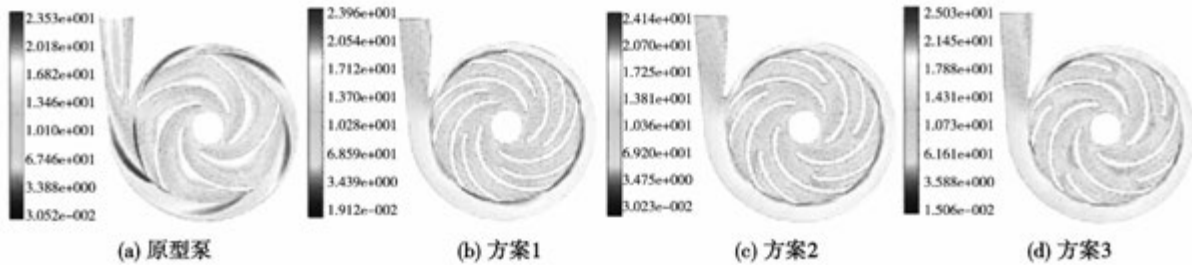


图5 带分流叶片离心泵与原型泵速度分布(m/s)

Fig.5 Velocity distribution of centrifugal pump with splitter blades and prototype pump

对比方案1-方案3与原型泵,叶轮和蜗壳内速度分布情况明显改善。相同半径处速度分布更为均匀。由于分流叶片的作用,叶片吸力面流体的分离和脱流被抑制,流体运动被更好的控制,叶轮出口

流态趋于稳定,水力损失减小。蜗壳出口速度显著增加,蜗壳扩散段利用率也同时增大。方案1叶轮内速度相对方案2、方案3较小,这是由于方案1分流叶片作用长度相对较长,叶片排挤系数增大,水力

损失相对增加。观察方案3速度分布图,长叶片压力面存在小范围低速区域并有脱流,这是因为方案3分流叶片最短,相比之下改善叶轮出口射流-尾流结构作用不明显,相比方案2流场速度分布更好。

3.3 带分流叶片离心泵性能预测

图6为各方案与原型泵性能预测曲线图,横坐标表示实际流量与设计流量之比,即计算点涵盖 $0.6q_v - 1.4q_v$,共计5个工况点。对比图6各性能预测曲线,添加分流叶片后:离心泵整体性能明显提高,扬程平均增加22.3%,效率平均增加8.1%; $H-q$ 曲线驼峰减弱,在大流量范围区域更为平坦,说明泵在大流量工况运行时性能变优;由于效率增加,扬程升高,功率曲线更为陡峭,电机易过负荷运行。对比方案1-方案3,在设计工况点,效率分别为82.9%、84.2%和82.1%,扬程分别为60.8、61.5和60.6 m。比较之下,方案2更优。

3.4 各监测点压力脉动分析

3.4.1 P1-P5 监测点压力脉动分析

原型泵在叶轮一个通过周期内呈现5个明显的

小周期,方案1-方案3除有5个小周期外,还因带有分流叶片具有5个副周期。带分流叶片后,出口的压力脉动幅值相比原型泵明显减小,蜗壳出口流态更趋于稳定,有利于泵性能提高。分析P4、P5点,方案1压力脉动周期性较方案2、方案3紊乱,这是因为其叶片相对较长,对叶轮进口造成一定的堵塞,致使流道相对狭窄,容积损失增加。

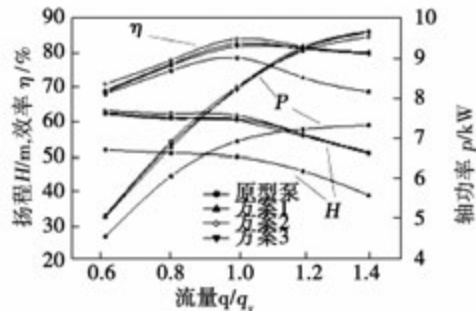


图6 带分流叶片各方案性能预测曲线
Fig. 6 Performance forecast curve of splitter blades schemes

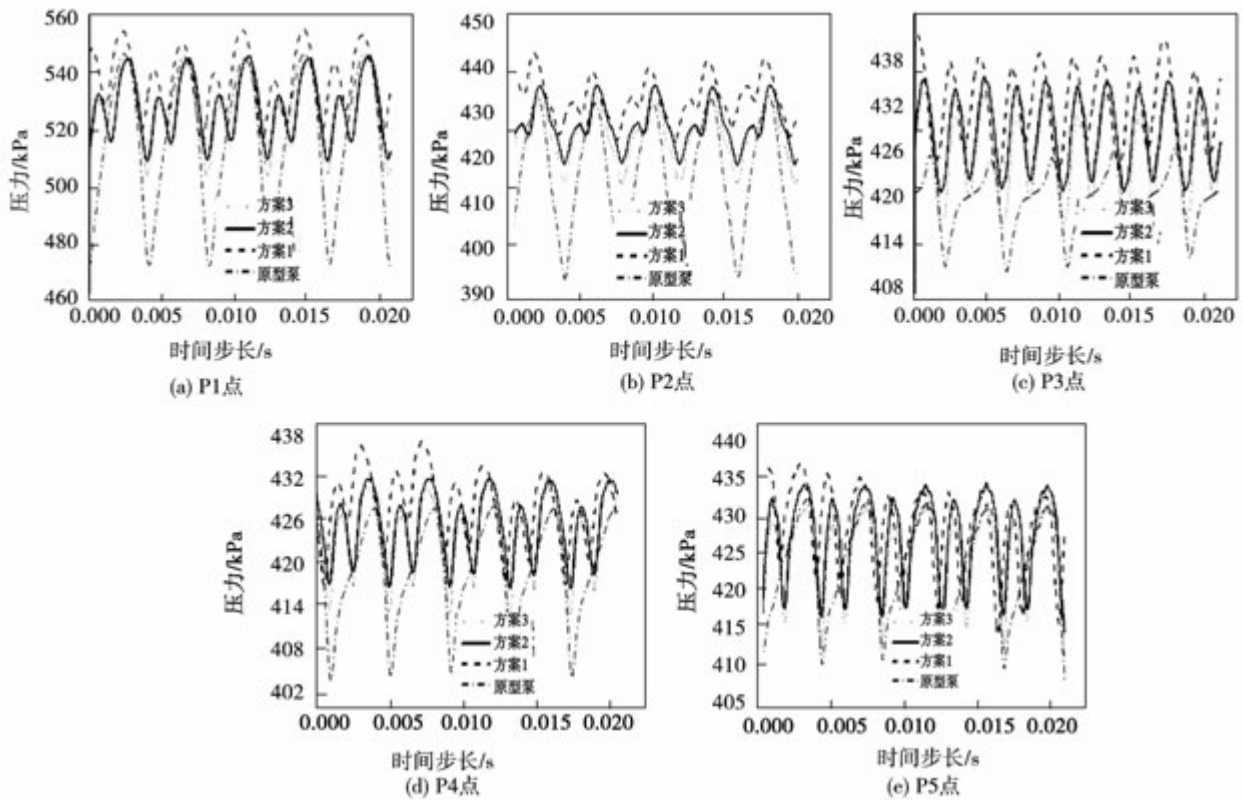


图7 P1-P5 监测点压力脉动时域图
Fig. 7 Pressure pulsation time domain of P1-P5 monitor points

3.4.2 蜗壳隔舌处 P6 点压力脉动分析

隔舌是全流场中间隙最小的位置,叶片旋转频率对隔舌位置影响更强。叶频倍频脉动表达式: $F_{\text{叶}} = nz/60$, n 为转速, z 为叶片数,由此得短叶片主频 $F_{\text{叶}} = 241.6 \text{ Hz}$,叶轮主频 $F_{\text{叶}} = 483.3 \text{ Hz}$,从图 8(b) 频域图可看出,原型泵因不具备分流短叶片,因此只呈现叶片通过频率;隔舌处压力脉动幅值较大,高频成分较多。带分流叶片后,脉动幅值显著减小,高频脉动减少,有利于整泵噪音和振动的减弱;3种方案压力脉动幅值随频率升高都呈衰减趋势,方案3高频成分较少,方案2幅值较低。

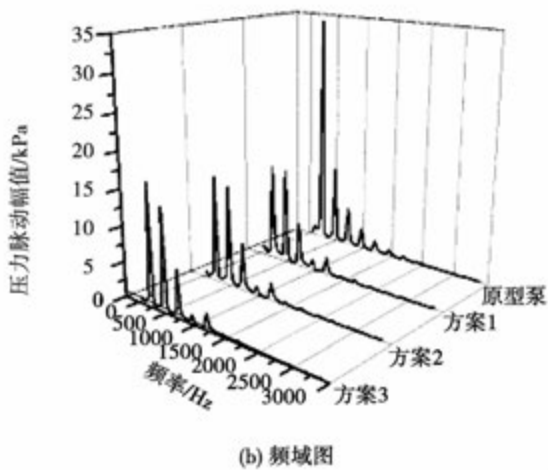
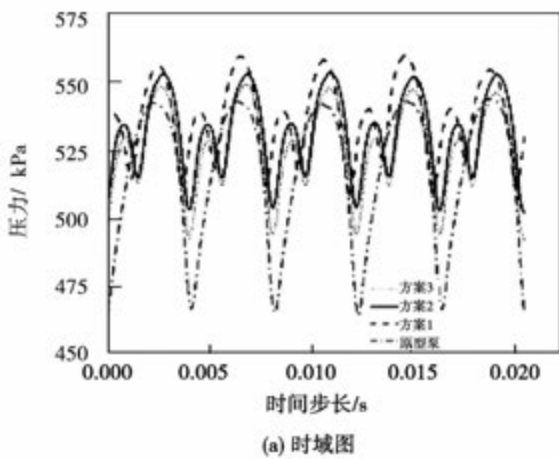


图8 蜗壳隔舌处 P6 点压力脉动时域及频域图
Fig. 8 Pressure pulsation time domain and frequency domain chart of volute cut-water P6 point

3.4.3 各监测点压力脉动幅值

图9为各监测点压力脉动幅值。可以看出:隔舌位置 P6 点压力脉动幅值最大,此处动静干涉强

烈,流态较为紊乱;离隔舌位置较远的 P3 点脉动幅值最小; P2 - P5 点压力脉动幅值比蜗壳出口 P1 点和隔舌位置小,方案 1 - 方案 3 脉动幅值均小于原型泵,这是因为添加分流叶片后,流道扩散减小,脱流和边界层分流减弱,叶轮出口流态更为均匀;在各个监测点方案 3 脉动幅值均大于方案 1、方案 2。比较之下,方案 2 脉动幅值减少最多。

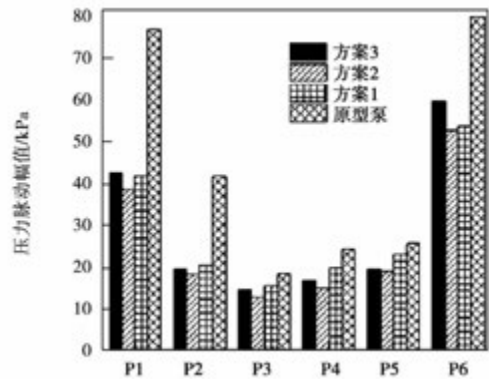


图9 各监测点压力脉动幅值
Fig. 9 Pressure pulsation amplitude of monitor points

4 结 论

(1) 添加偏置分流叶片有利于改善低比转速离心泵压力、速度分布,能有效抑制叶片吸力面流体脱流和分离,减少流动损失,提高叶轮出口压力;改善蜗壳出口流态,提高出口压力,从而增加扬程,提高离心泵性能。

(2) 通过外特性曲线预测添加偏置分流叶片后离心泵性能,离心泵整体性能显著提高,扬程平均增加 22.3%,效率平均增加 8.1%,泵在大流量工况运行时性能变优。

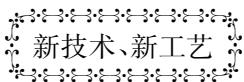
(3) 添加分流叶片有利于减小蜗壳内压力脉动,在蜗壳出口和隔舌位置,压力脉动减小幅值最大。方案 1 由于叶片作用长度较长,排挤系数较大,在一定程度上对叶片进口造成堵塞。方案 3 作用长度较短,相比之下改善叶轮出口射流 - 尾流结构作用不明显。综上,第 2 方案,即分流叶片进口截圆直径取 $0.65D_2$,进口偏置角 θ_1 取 5° ,出口偏置角 θ_2 取 0° 最优。

参考文献:

[1] 张德胜,施卫东,陈 斌,等. 低比转速离心泵内部流场分析及

- 试验[J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 108-113.
ZHANG De-sheng, SHI Wei-dong, CHEN Bin, et al. Turbulence analysis and experiments of low-specific-speed centrifugal pump [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(11): 108-113.
- [2] 陈松山, 周正富. 长短叶片离心泵正交试验研究[J]. 扬州大学学报(自然科学版), 2005, 8(4): 45-48.
CHEN Song-shan, ZHOU Zheng-fu. Orthogonal experimental study on centrifugal pump with deviated splitter vanes [J]. Journal of YangZhou university(Natural Science Edition). 2005, 8(4): 45-48.
- [3] 张金凤, 袁寿其. 分流叶片对离心泵流场和性能影响的数值预报[J]. 机械工程学报, 2009, 45(7): 131-137.
ZHANG Jin-feng, YUAN Shou-qi. Numerical forecast of the influence of splitter blades on the flow field and characteristics of a centrifugal pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7): 131-137.
- [4] 李国威, 王岩, 吕秀丽, 等. 偏置分流叶片离心泵内流动机理及仿真分析[J]. 东北农业大学学报, 2011, 42(5): 68-71.
LI Guo-wei, WANG Yan, LV Xiu-li, et al. Analysis of flowing mechanism and simulation in impeller with splitting vanes of centrifugal pump [J]. Journal of Northeast Agricultural University. 2011, 42(5): 68-71.
- [5] 连松锦, 陈松山, 周正富, 等. 长短叶片离心泵的三维湍流数值模拟研究[J]. 流体机械, 2011, 39(3): 18-22.
LIAN Song-jin, CHEN Song-shan, ZHOU Zheng-fu, et al. Study on three-dimensional numerical simulation flow in the centrifugal pump with long and short blades [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(3): 18-22.
- [6] 姜华, 宫武旗. 带分流叶片离心叶轮非定常流场的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 14-18.
JIANG Hua, GONG Wu-qi. Experimental investigation of the unsteady discharge flow in a centrifugal impeller with splitter blades [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(9): 14-18.
- [7] 何有世, 袁寿其, 郭晓梅, 等. 分流叶片离心泵叶轮内变工况三维数值分析[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2005, 26(3): 193-197.
HE You-shi, YUAN Shou-qi, GUO Xiao-mei et al. Numerical simulation for inner flow of impeller with splitting vanes of centrifugal pump under different operating condition [J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition), 2005, 26(3): 193-197.
- [8] 袁寿其, 张玉臻. 离心泵分流叶片偏置设计的试验研究[J]. 农业机械学报, 1995, 26(4): 79-82.
YUAN Shou-qi, ZHANG Yu-zhen. Tests on centrifugal pump with deviated splitting vanes [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery. 1995, 26(4): 79-82.
- [9] 裴吉, 王文杰, 袁寿其, 等. 低比转数离心泵内部非定常流动特性数值预测[J]. 农业机械学报, 2014, 45(1): 79-83.
PEI Ji, WANG Wen-jie, YUAN Shou-qi, et al. Numerical prediction of inner flow unsteadiness in low-specific speed centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1): 79-93.
- [10] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
GUAN Xing-fan. The technical manual for modern pumps [M]. Beijing: China Astronautic Publishing House, 1995.

(姜雪梅 编辑)



新技术、新工艺

空气注入恢复燃气轮机热天运行下降的功率

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.04.028

据《Gas Turbine World》2013年11-12月刊报道, Power PHASE LLC公司开发了 Turbo PHASE 空气注入技术, 可以使燃气轮机的营运者以最小的投资费用(增加的投资费用为每 kW 350-400 美元)恢复燃气轮机在高的环境温度和现场海拔条件下下降的功率。

Turbo PHASE 注入空气, 典型的是燃气轮机 ISO 基本负荷输出额定空气流量的 5% 到 10%, 以便增加输出功率。关于空气注入运行的关键优点:

- 燃气轮机装置

对于简单循环燃气轮机装置, 输出功率净增加 10% - 20%, 并且热耗率改进 7%。

- 联合循环装置

对于联合循环装置, 输出功率净增加 5% - 10% 并加上管道燃烧的蒸发量增加 2% - 3%。

- 备用

在空气注入系统启动后的 60 s 内, 全部的输出功率的增量可供运转备用。

(吉桂明 摘译)

bustion characteristics, numerical simulation

带分流短叶片离心泵内流场分析 = **Research on Inner Flow Field of Centrifugal Pump with Splitter Blades**

[刊,汉]XIA Mi-mi, LAI Xi-de, LUO Bao-jie, LI Jing-yue(School of Energy and Power Engineering, Xihua University, Chengdu, China, Post Code: 610039) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4). -598 -604

Three different long blades of low-specific-speed centrifugal pump were chosen by performance characteristics contrast, and the different splitter blades were based on the prototype pump. The inner flow law was discovered due to the pressure and velocity distribution of flow field unsteady simulation of centrifugal pump with splitter blades. By the analysis of monitoring points of inner volute, the pressure pulsation time domain and frequency domain characteristics were acquired. The results showed that pressure and velocity distribution are improved, and the pressure pulsation amplitude in volute outlet and cut-water were obviously reduced. As the pump flow loss reduced, head and efficiency were also improved by 22.3% and 8.1%. The pump performance was best when the splitter blades inlet diameter is 0.65 D₂, inlet bias angle was 5°, and outlet bias angle was 0°. **Key words:** centrifugal pump, splitter blades, performance, pressure pulsation

一种新型低 NO_x 燃烧技术在贫煤改烧烟煤中的应用 = **Application of a New Low-NO_x Combustion Technology for a 330 MW Lean-coal Utility Boiler Burning a Bituminous Coal** [刊,汉]WANG Hua-jian, ZHOU

Hong-guang, DENG Ling-hui(Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an, Shanxi, China, Post Code: 710032), FANG Qing-yan(State Key Laboratory of Coal Combustion, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, Hubei, China, Post Code: 430074) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4). -605 -610

A 330 MW tangential lean-coal boiler with middle-storage coal-milling system for burning a bituminous coal was transformed technologically. By making fully use of the characteristics of the coal pulverizing, coal transporting and combustion systems, a new integrated and extensive coal-adaptability low-NO_x combustion system is designed. The low-primary-air-ratio combustion is conducted with a coal pulverizing system using flue gas drying and with a coal transporting system combining tertiary and hot air. In addition, combining separated over fire air and high-speed over fire air from a spare part of high pressure primary air, the deep-air-staging combustion is carried out. After retro-