

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.2011.03.017

## 管网特性对水泵变流量运行能耗的影响

葛凤华<sup>1</sup>, 于秋生<sup>2</sup>, 胡自成<sup>1</sup>

(1. 江苏大学能源与动力工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 吉林建筑工程学院市政与环境工程学院, 吉林 长春 130021)

**摘要:** 在暖通空调的水系统中, 管网型式与阻力的变化对水泵运行特性产生重要的影响. 通过实例对水泵变流量运行进行计算与分析, 并采用管网阻力调节、水泵台数控制及变频控制方法调节系统流量. 探讨了管网变化对水泵变流量运行能耗的影响; 分析了管网性质与水泵运行工况的关系, 以及各种流量调节方式与水泵运行能耗的关系. 计算结果表明: 管网特性对水泵变流量运行的能耗影响较大. 通过增加管网的阻力调节流量, 通常会使水泵的能耗降低; 水泵变频控制方式对开、闭式管网的运行能耗影响有较大的区别, 静压值越大, 节能效果越小; 在闭式循环管网中, 水泵台数控制与变频控制是两种有效的节能调节方法. 由于管网发生变化, 水泵的运行工况变化不满足相似律; 水系统通过采用压差控制流量时, 最不利环路可能发生变化成为次不利环路, 所以末端压差控制因管网变化而形成水力失调, 最小阻力控制比定压差控制有显著的节能效果.

**关键词:** 管网型式; 相似律; 变频调速; 管网调节; 功耗

**中图分类号:** S277.9; TU991 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2011)03-0266-06

## Influences of pipe network on energy consumption of variable flow pump

Ge Fenghua<sup>1</sup>, Yu Qiusheng<sup>2</sup>, Hu Zicheng<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. School of Municipal &amp; Environmental Engineering, Jilin Architectural and Civil Engineering Institute, Changchun, Jilin 130021, China)

**Abstract:** In the HVAC water systems, pipe network characteristics and impedances have important impacts on pump operation. Running example for the variable flow pump in different pipe network was calculated and analyzed through valve control, unit number control and frequency control. The influences of pipeline types on energy consumption of variable flow pump were discussed. The relationships between pipeline types and hydraulic operation characteristics of the pump and that between flow control methods and energy consumption for pump operation were taken into account. The results show that pipe network characteristics have a great influence on energy consumption for a variable flow pump. Pump energy can be reduced by adjusting flow rate such as increasing the flow resistance of the pipeline. Under frequency control mode, energy consumption is decreased with increasing static pressure, energy consumption is also greater in closed pipe network than that in opened pipe network. In closed pipe network, pump number control and frequency control are two effective methods to adjust pump energy. The operation conditions do not meet the affinity laws due to the system changing. Within pressure difference control, the worst pressure differences of pipeline become the second adverse one probably. So pressure difference control could cause hydraulic misadjustment for variable end pipeline, the minimum resistance control has greater energy-saving than the constant pressure difference control.

**Key words:** pipe type; affinity laws; variable frequency drive; pipeline control; power consumption

收稿日期: 2010-05-20

基金项目: 建设部研究开发项目(06-K5-25); 江苏省自然科学基金资助项目(KB2010325)

作者简介: 葛凤华(1963—), 男, 吉林长春人, 教授, 博士(gfhgq@126.com), 主要从事建筑环境控制与节能研究.

于秋生(1986—), 男, 山东滨州人, 硕士研究生(y19860905@sina.com), 主要从事建筑环境控制与节能研究.

据统计,全国泵类配套电动机的耗电量相当于全国电力消耗的20%<sup>[1]</sup>.在暖通空调系统中,水泵的输送能耗占系统能耗的30%左右<sup>[2]</sup>.为了适应变化的负荷及节能的需要,变水量控制是一项重要的措施,在空调与供热水系统中有着广泛的应用,例如在空调水系统设计中采用的二次泵变流量系统;近年来出现的无级变频冷水机组,需要对水泵的流量进行调节;集中供热系统的量调节与分阶段改变流量的质调节技术等.文献[2-4]针对水泵的变频控制与优化以及水泵运行效率的提高进行了研究.在集中供冷系统中,文献[5-6]分析了采用恒定供水温度与变流量结合方法,可使水泵能耗减少30%以上.文献[7]对一个区域供热系统进行运行实测:当系统循环流量减小10%时,循环水泵能耗减少了30%.

近年来,研究人员在水泵的变频控制方法及提高水泵效率方面作了很大努力,取得了较大的成绩,而在水泵与管网特性方面的应用研究不多.对于变水量系统,可采用管网调节、水泵并联台数控制、大小流量泵的阶跃运行控制及变频控制.管网型式可归纳为两种:闭式管网与开式管网.水泵的运行是在其自身性能与管网共同作用下完成的,管网型式对水泵的节能运行产生重要的影响.文中通过水泵运行实例,结合管网型式与调节特性、水泵的并联特性来分析水泵在暖通空调系统中的运行能耗.

## 1 管网节流与能耗

对于某一循环水系统,当需减小流量时,可通过增大管网的阻力(例如调整阀门开度)来实现,见图1.图1a、b分别为闭式管网和开式管网的特性.

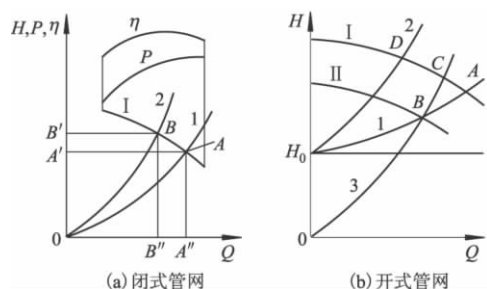


图1 管网节流与水泵运行特性

Fig. 1 Performance curves of pump operation under adjusting pipeline network

在图1a中,原工况点为A,节流后运行工况点为B.如果水泵流量为 $Q$ 、扬程为 $H$ 、 $\eta$ 为水泵的效率、 $\rho$

为水的密度、 $g$ 为重力加速度、 $P$ 为水泵的能耗,则有

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (1)$$

图1a中面积 $OA'A''O$ 与 $OB'BB''O$ 的大小,能够反映水泵调节前后输出能量的大小.以某一循环管网为例,如果设计流量为 $0.02778 \text{ m}^3/\text{s}$ ,管网设计工况阻力损失为32 m水头,此时水泵的运行效率最高.水泵型号为FLG100-160,根据水泵厂家提供的运行工况参数进行拟合计算,可得出水泵的特性曲线( $H-Q$ ,  $\eta-Q$ ,  $P-Q$ ),见图1a.通过调整阀门,改变管网阻抗,可得出水泵轴功率的变化( $P/P_d$ )与流量变化( $Q/Q_d$ )关系,见图2,图中 $Q_d$ ,  $P_d$ 分别表示最佳效率点的设计流量与其对应流量下的轴功率.

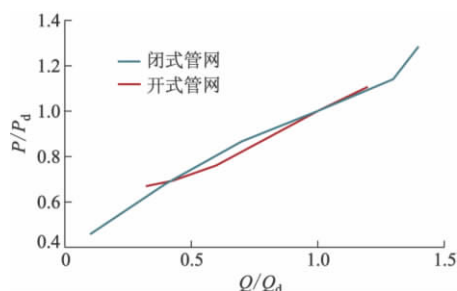


图2 管网轴功率变化率与流量变化率关系

Fig. 2 Variance ratio of power versus variance ratio of flow

由图2可见,对于闭式管网,随着流量的减小,水泵的轴功率也随之减小,虽然管网节流增加了阻力,但水泵能耗并没有增加,而是减小了.当流量减小为原来的0.5时,水泵的轴功率减小为原来的0.74左右;当流量增大为原流量的1.5倍时,轴功率增大为原来的1.3左右.当流量变化率较大时,水泵轴功率突升.若水泵的配套电机按1.2倍最佳效率点轴功率计算,当阀门开大时(流量增大过多时),则该运行工况就会出现过载.当水泵与管网不匹配时(水泵扬程偏大),也经常会出现过载现象.

在图1b中,水泵的扬程不仅克服管网的阻力,还需消耗能量满足静压高度要求:  $H = H_0 + SQ^2$ ,其中 $H_0$ 为静压高度,  $m$ ;  $S$ 为管网阻抗,  $s^2/m^5$ .管网特性1与水泵特性I交于A点,该点为设计工况点(最高工作效率点).当调整管网的阀门而改变管网的特性为2时,运行工况点为D点.以水泵FLG150-250(I)A为例进行分析,设计流量为 $0.052 \text{ m}^3/\text{s}$ ,管网设计工况阻力损失为20 m水头,水泵设计工况扬程70 m.通过调整阀门,改变管网阻抗,可得出开式管网中的水泵轴功率变化( $P/P_d$ )与流量变化( $Q/Q_d$ )的关系,见图2(开式管网).由图2可见,在

开式管网中,通过调节阀门而改变流量时,其轴功率的变化率随流量变化率的减小而减小,这与闭式管网的变化趋势相同。

## 2 闭式管网水泵流量控制与能耗

### 2.1 循环水泵并联运行能耗

从节能观点出发,变流量系统优于定流量系统。全年运行的空调系统最大负荷出现的时间一般不超过总运行时间的 10%,设备的选择是按照设计工况确定的,而系统大部分时间在 50%~70% 的负荷率下工作,这就使变流量空调水系统有很大的节能空间。

为了适应系统负荷的变化,水泵并联运行因其设计方法简单,在系统应用中较为普遍。图 3 表示 2 个相同的冷源(或热源)各自配套 2 个相同的循环水泵,每个冷源(热源)部分的设计流量为  $Q_0$ ,阻抗为  $S_0$ ,末端管网阻抗为  $S$ 。系统在设计负荷下,两台机组及循环水泵并联运行,水泵运行与管网特性见图 4。图 4 中曲线 I 为 1 台水泵的特性曲线,曲线 II 为 2 台水泵并联的特性曲线。管网的特性曲线为 1,其阻抗为  $S_1 = S + S_0/4$ (忽略水泵分支管的阻力),每台水泵的扬程为

$$H_A = S_1 (2Q_0)^2 = 4(S + S_0/4) Q_0^2.$$

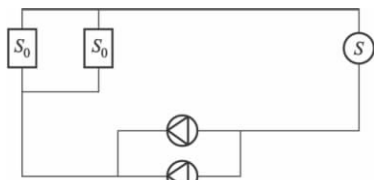


图 3 水泵并联工作系统

Fig. 3 Operation system of parallel pump

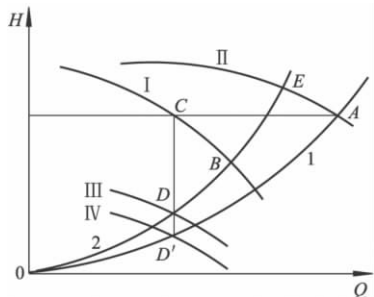


图 4 并联水泵工作特性

Fig. 4 Operation performance of parallel pump

选水泵时,每台水泵应在  $C$  点达到工况点效率( $\eta_c$ )最高。系统的轴功率为

$$P_1 = \frac{Q_A H_A \rho g}{1000 \eta_c} = \frac{8(S + S_0/4) Q_0^3 \rho g}{1000 \eta_c},$$

单台循环泵的功率为

$$P_c = \frac{4(S + S_0/4) Q_0^3 \rho g}{1000 \eta_c}.$$

当负荷小于 50% 时,只需要一台机组和一台循环水泵运行,此时管网的特性曲线为 2,其阻抗增大为  $S_2 = S + S_0$ ,单台循环泵的流量  $Q_B > Q_0$ ,且  $\eta_B < \eta_c$ ,轴功率为

$$P_B = \frac{(S + S_0) Q_B^3 \rho g}{1000 \eta_B}.$$

因为选水泵时  $C$  点为高效率点,所以  $P_B > P_c$ 。单泵运行时,实际运行工况比理想运行工况轴功率大。因为流量大于设计流量,若调节阀门,增大管网的阻抗,使设计流量为  $Q_0$ ,此时  $C$  点即为单泵运行的最佳效率工况点。

### 2.2 变速泵系统能耗

在图 3 的形式中,如果采用单台水泵运行负担总流量,并采用变频调速水泵,满负荷运行时,水泵的运行工况点为  $A$ (见图 4);当 1 台机组运行时,水泵采用变频调速,运行工况点为  $D$ ,但水泵的轴功率为

$$\frac{P_D}{P_A} \neq \left( \frac{Q_D}{Q_A} \right)^3 = \frac{1}{8},$$

$D$  与  $A$  点不是相似工况点,因为管网的阻抗发生了变化;而  $D$  与  $E$  点满足相似条件,即

$$\frac{P_D}{P_E} = \left( \frac{Q_D}{Q_E} \right)^3. \quad (2)$$

又有

$$H_A = 4(S + S_0/4) Q_0^2, H_E = (S + S_0) Q_E^2,$$

所以有

$$\frac{P_E}{P_A} = \frac{(S + S_0) Q_E^3 \eta_A}{8(S + S_0/4) Q_0^3 \eta_E}. \quad (3)$$

将式(2)代入式(3),可得

$$\frac{P_A}{P_D} = \left( 2 + \frac{6}{1 + S_0/S} \right) \frac{\eta_E}{\eta_A}. \quad (4)$$

大多数循环水泵在其工作区内效率变化不大,即  $\eta_E/\eta_A \approx 1$ 。当管网与末端装置的阻力大于冷(热)源时,例如流量减小 50%,根据式(4)可知,水泵功耗减小至原来的 20% 左右。如果管网的阻抗不变,水泵采用变频调速至特性曲线 IV,运行工况点为  $D'$ (见图 4 所示), $D'$  与  $A$  点满足相似条件,流量减小 50%:  $Q_{D'}/Q_A = 1/2$ ;水泵功耗减小至原来的 12.5%:  $P_{D'}/P_A = 1/8$ 。上述分析忽略了水泵变频调速对效率的影响。

### 2.3 管网压差控制

管网流量的减小对水泵能耗有较为显著的影



响,但管网流量不能随冷(热)负荷进行线性变化,流量减小对冷源运行安全性及水系统的水力稳定性造成影响<sup>[8]</sup>。对于集中供热系统,直接连接的用户流量不宜小于设计流量的60%,即使末端无调节(阻抗不变),似乎总流量变化不会使末端用户的流量比例发生改变,但可使双管系统的重力循环作用压头对应循环阻力的比例发生变化,引起用户系统的垂直失调;对于单管系统,流量减小还会影响各层散热器传热系数的变化,而引起垂直失调。

随着我国集中供热系统的热计量技术与中央空调系统自动控制技术的发展,对供热、供冷末端进行分户及分室控制的方法将得到大力推广和使用。末端装置的调节与控制将会增加管网的末端阻抗,从而增加系统的水力稳定性。根据负荷变化,可以自动调节末端用户的两通阀而大幅度降低水系统的流量。但末端负荷变化及控制因为影响因素多变而具有随机性<sup>[9-10]</sup>,可采用压差控制水泵的转速。

压差控制方法有3种,即总管恒定压差控制(PD,见图5)、末端恒定压差控制(PD<sub>1</sub>)和最小阻力控制<sup>[11]</sup>。对于总管恒定压差控制方法,由于水泵的总输出扬程不变,使得节能效果受到影响。采用末端恒定压差控制方法的思路是:如果满足最不利环路的资用压头的要求,则其他用户的资用压头与流量均能满足要求。但该方法在运行中还有不确定性。

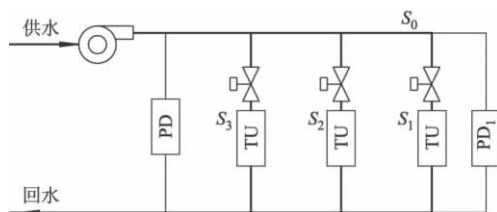


图5 压差控制的管网结构

Fig. 5 Pipe network for pressure difference control

对于图5所示的管网,如果最不利环路流量较小(调节量较大),而干管阻抗不变,在保证末端用户压力不变的情况下,将使次不利环路的资用压头小于设计值,从而形成新的失调。对于集中供热外网系统及异程式管网,易出现该情况。对于采用集、分水器的系统,当最不利用户的两通阀全关时,其所测资用压头为总供回水管的资用压头。对于同程式系统,难以确定最不利环路。所以末端恒定压差控制还有一些不确定因素。

最小阻力控制是根据冷热水循环系统中各用户的调节阀开度,控制循环泵的转速,使这些调节阀至少有一个处于全开状态。具体控制方法就是通过建

筑自动化系统,统计系统内水阀的平均开度值,根据调节阀的平均开度反馈值与阀位设定值之间的偏差来设定供回水主管间的压差,再对比当前实测的供回水压差,来控制水泵的转速。因此这是一种变压差的控制策略,它是以管路阻力最小化作为控制目标,使得管网的阻抗变化最小,水泵调节量最大,节能效果最好,如图6所示。

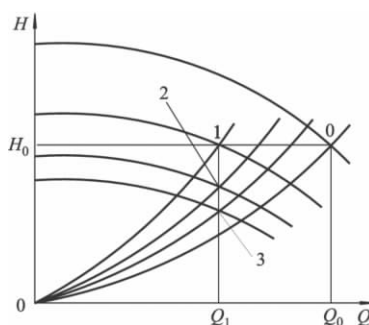


图6 压差控制特性

Fig. 6 Pressure difference adjusting performance

图6中0点为设计运行工况,其流量为 $Q_0$ ,当系统流量变化为 $Q_1$ 时,1点为总管恒压差控制运行工况;2点为末端恒压差控制运行工况;3点为最小阻力的变压差控制工况。显然3点运行工况的水泵轴功率最小。

### 3 开式管网的水泵流量变化与能耗

上述分析所针对的是闭式循环管网,一般供暖循环泵、空调系统的冷冻水泵均在闭式管网内运行,水泵的扬程仅需克服管网系统的循环阻力( $H = SQ^2$ )。

对于开式管网(见图1b),水泵的扬程不仅需要克服管网的阻力,还需消耗能量以满足静压高度要求( $H = H_0 + SQ^2$ )。这类水泵主要有补水定压水泵、空调系统的冷却水泵、无压锅炉的循环泵及锅炉给水泵等。

对于开式管网,如果管网特性不变,当通过变频调速来改变水泵的输出流量时,见图1b中的A、B两点,两个运行工况点不满足相似律,但过B点 $k = H_B/Q_B^2$ 的曲线与曲线I交于点C,点C与B点满足相似律。如果以水泵的设计流量 $0.052 \text{ m}^3/\text{s}$ 为准,管网设计工况阻力损失为20 m水头,当系统的静压力( $H_0$ )分别为0、25、50、80、105 m水头时,通过变频调速调节水泵的流量,并计算水泵的轴功率,此时水泵的轴功率变化率与流量变化率的关系见图7。

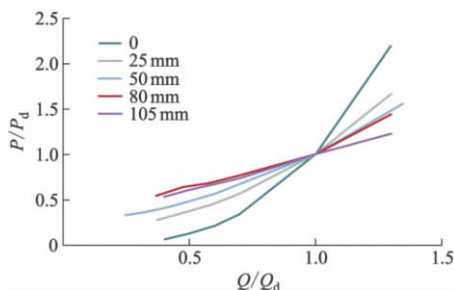


图 7 开式管网变频调速的轴功率变化率与流量变化率关系

Fig. 7 Variance ratio of power versus variance ratio of flow for variable frequency drive in opened pipeline network

由图 7 可见,静压特性( $H_0$ )对水泵变频调速的能耗影响较大,开式管网的静压越大,水泵的变频调速的节能率越小;对于静压值为 105 m 水头的管网,当系统流量为设计流量的 40% 时,水泵能耗为设计工况运行能耗的 53.3%。因此,对于静压非常高的系统,变频调速的节能优势将变得不够明显或低于其他流量控制形式,例如高层、超高层空调水系统中,采用液位控制的补给水泵与膨胀水箱定压方式的能耗,可能要小于补给水泵变频补水定压方式的能耗。

常压锅炉供热系统,见图 8,通常用于高层建筑。为了保证锅炉运行压力为常压而采用开式系统,使循环水泵因需克服静压而增加了运行能耗。需要强调的是,该系统虽然为开式供暖系统,但根据能量方程,水泵并不需克服静高程消耗能量,然而由于水箱为开式,使得水面以上的部分管道为负压。而水系统是不允许倒空的,所以循环水泵不仅需克服系统的循环阻力,还需满足定压的要求。如果保证系统最高点余压为  $\Delta h$ ,则该系统的水泵比闭式循环系统的水泵多消耗能量  $\rho g Q (H_0 + \Delta h) / 1000 \eta$ 。

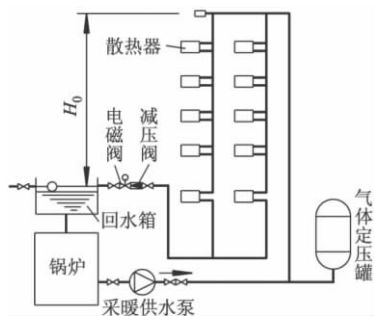


图 8 常压热水锅炉供热系统

Fig. 8 Hot water heating systems for atmospheric pressure boiler

## 4 结 论

1) 水系统的流量调节可通过改变管网的阻抗来实现,调节阀增加管网的阻力,水泵的能耗一般并不增加,管网调节过量时,电机可能出现过载。

2) 当采用变频调速控制系统的流量时,闭式系统的节能效果最好。理论上在满足相似律的情况下,水泵的功率变化率是流量变化率的 3 次方关系。但是,开式系统的水泵能耗变化受静压特性影响较大,系统的静压特性越大,变频调节的节能率越小。对于高静压特性的管网,水泵变频调节不一定是最佳的节能控制方法。

3) 在闭式循环管网中,水泵台数控制与变频控制是两种有效的节能调节方法,但由于水泵不在最佳效率点工作、管网特性发生变化,使水泵的功率变化率小于流量变化率的 3 次方。

4) 水系统采用压差控制流量时,最小压差控制比定压差控制有显著的节能效果。最不利环路可能发生变化成为非最不利环路,所以末端压差控制可能因管网变化而形成水力失调。

## 参考文献 (References)

- [1] 马新华,李娟,桑建国.变频调速在水泵节能技术中的应用研究[J].排灌机械,2006,24(1):34-36.  
Ma Xinhua, Li Juan, Sang Jianguo. Application of transducer velocimeter on pump energy saving [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2006, 24(1): 34-36. (in Chinese)
- [2] 李建兴,涂光备,涂岱昕.多泵并联空调水系统的技术经济分析[J].流体机械,2004,32(10):38-41.  
Li Jianxing, Tu Guangbei, Tu Daixin. Technical and economic analysis of multiple parallel pumping operation in a chilled water system [J]. Fluid Machinery, 2004, 32(10): 38-41. (in Chinese)
- [3] Ma Zhenjun, Wang Shengwei. Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems [J]. Energy and Buildings, 2009, 41(2): 197-205.
- [4] Jin Xinqiao, Du Zhimin, Xiao Xiaokun. Energy evaluation of optimal control strategies for central VWV chiller systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(5/6): 934-941.
- [5] Chow T T, Fong K F, Chan A L S, et al. Energy modeling of district cooling system for new urban development [J]. Energy and Buildings, 2004, 36(11):

- 1153 - 1162.
- [6] Zhou Xuan ,Yan Junwei , Zhu Dongsheng , et al. New cooling regulation technology of secondary cooling station in DCS[J]. *Energy and Buildings* ,2008 ,40( 10) : 1171 - 1175.
- [7] Xu Baoping ,Fu Lin , Di Hongfa. Field investigation on consumer behavior and hydraulic performance of a district heating system in Tianjin , China[J]. *Building and Environment* ,2009 ,44( 2) : 249 - 259.
- [8] 董宝春,刘传聚,刘东,等. 一次泵/二次泵变流量系统能耗分析[J]. 暖通空调,2005 ,35( 7) : 82 - 85.  
Dong Baochun , Liu Chuanju , Liu Dong , et al. Energy consumption analysis of primary pump and primary-secondary pump systems with variable flow rate [J]. *Heating Ventilating and Air Conditioning* ,2005 ,35( 7) : 82 - 85. ( in Chinese)
- [9] Emery A F , Kippenhan C J. A long term study of residential home heating consumption and the effect of occupant behavior on homes in the Pacific Northwest constructed according to improved thermal standards [J]. *Energy* ,2006 ,31( 5) : 677 - 693.
- [10] Han Jie ,Zhang Guoqiang , Zhang Quan , et al. Field study on occupants' thermal comfort and residential thermal environment in a hot-humid climate of China [J]. *Building and Environment* ,2007 ,42( 12) : 4043 - 4050.
- [11] 徐亦波. 空调冷热水循环泵变转速节能控制方法[J]. 暖通空调,2004 ,34( 9) : 32 - 35.  
Xu Yibo. Energy-saving variable speed control of chilled and hot water pumps in air conditioning systems [J]. *Heating Ventilating and Air Conditioning* ,2004 ,34( 9) : 32 - 35. ( in Chinese)

( 责任编辑 张文涛)

#### ( 上接第 218 页)

- [7] Liu Pinkuan ,Wang Yulin ,Wu Jun. Design and fabrication of magnetic couplings in vacuum robots [J]. *Industrial Robot* 2009 ,36( 3) : 230 - 237.
- [8] Yang Chaojun ,Wang Yuning ,Jiang Shengfa. Finite element analysis of the electromagnetic field of untouches permanent induction magnetic coupling [C] // *Proceedings of the 12th International Manufacturing Conference in China* 2006 ,532/533: 476 - 479.
- [9] Yang Chaojun ,Li Quanwen ,Ma Hongliang ,et al. Numerical analysis of electromagnetic field of solid rotor asynchronous permanent magnetic coupling by finite element method [C] // *Proceedings of the 5th International Conference on Physical and Numerical Simulation of Materials* 2008 ,575/576/577/578: 1376 - 1381.
- [10] 杨超君,李直腾,郑武. 鼠笼转子异步磁力联轴器磁场的有限元瞬态分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版 2010 ,31( 4) : 437 - 441.  
Yang Chaojun ,Li Zhiteng ,Zheng Wu. Transient analysis on magnetic field of squirrel-cage rotor asynchronous magnetic coupling [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition* ,2010 ,31( 1) : 437 - 441. ( in Chinese)
- [11] 颜锦文. 水泵与水泵站[M]. 北京: 机械工业出版社,2006.
- [12] 杨超君,王晶晶,顾红伟,等. 鼠笼转子磁力联轴器空载气隙磁场有限元分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版 2010 ,31( 1) : 68 - 71.  
Yang Chaojun ,Wang Jingjing ,Gu Hongwei ,et al. Finite element analysis of no-load gap magnetic field in squirrel cage rotor of asynchronous magnetic coupling [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition* 2010 ,31( 1) : 68 - 71. ( in Chinese)
- [13] 周顺荣. 电机学[M]. 北京: 科学出版社 2007.

( 责任编辑 陈建华)