

文章编号: 0253-4339(2024) 02-0030-11
doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2024.02.030

冷水(热泵)机组能效测试方法及能效限定值的对比研究

陶奕玮¹ 刘 剑¹ 李明霞¹ 成建宏² 高屹峰³ 方 元¹ 张小松¹

(1 东南大学能源与环境学院 南京 210096; 2 中国标准化研究院 北京 100191; 3 国际铜业协会 上海 200020)

摘 要 冷水(热泵)机组作为集中空调系统的主要耗能设备,行业整体机组能效的提高会对按期实现“双碳”目标具有重大促进作用。GB/T 18430 作为冷热水机组的基础性标准,修订工作已接近尾声,与之配套的能效标准 GB19577—2015 也需要进行相应的修订升级。对 GB/T 18430 中对舒适型冷水(热泵)机组的考核方法与对应美国和欧洲的进行了对比分析,构建了一个水冷式冷水(热泵)机组的理论模型,从而将中国、美国和欧洲能效标准中规定的限定值水平折算为同一个指标下进行对比。对比发现,我国目前水冷式机组的 IPLV 入门限定值分别提升 5.4% 和 25.2% 后可以达到美国能效标准 A 路径和 B 路径能效水平,提升 13.4% 后可与欧洲能效标准水平持平;风冷式机组能效限定值在数值上增加 25.4% 后可与欧洲能效标准基本持平。本文的工作为后续能效标准 GB19577—2015 的修订提供了参考依据。

关键词 冷水(热泵)机组; IPLV; 测试方法对比; 能效限值

中图分类号: TB61⁺1; TU831.3; TQ051.5

文献标识码: A

Comparative Study of Energy Efficiency Test Methods and Energy Efficiency Limit Values of Water Chiller (Heat Pump) Units

Tao Yiwei¹ Liu Jian¹ Li Mingxia¹ Cheng Jianhong² Gao Yifeng³ Fang Yuan¹ Zhang Xiaosong¹

(1. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing, 210096, China; 2. China National Institute of Standardization, Beijing, 100191, China; 3. International Copper Association, Shanghai, 200020, China)

Abstract As the main energy-consuming equipment of the centralized air-conditioning system, the improvement of the energy efficiency of water chiller (heat pump) units has a significant role in promoting the realization of the "dual carbon" target. GB/T 18430, as a basic standard for plumbing units, is nearing the end of its revision, and the accompanying energy efficiency standards GB19577—2015 need to be revised and upgraded accordingly. In this study, the assessment method of comfort-type water chiller (heat pump) units in GB/T 18430 is analyzed and compared with those of the corresponding U. S. and European standards. A theoretical model of water-cooled water chiller (heat pump) units is constructed such that the limited value levels specified in the energy efficiency standards of China, the U. S., and Europe are converted into the same index for comparison. The IPLV entry limit values of China's water-cooled units, after increases of 5.4% and 25.2%, can match the energy efficiency levels of Path A and Path B of the American standard, respectively, and align with the European standards after a 13.4% increase; the energy efficiency limit values of air-cooled units can be basically on par with the European energy efficiency standards after increasing by 25.4%. This work provides a reference for the subsequent revision of the energy efficiency standard GB19577—2015.

Keywords chiller(heat pump); integrated part load value; comparison of test methods; energy efficiency limit value

据统计,我国建筑中空调系统运行的能耗占据了我国社会总能耗的 21.7%^[1],随着我国空调使用量的进一步增加,建筑空调系统的碳排放水平势必会成为我国实现“双碳”目标的最关键环节之一^[2],因此,有效降低建筑空调系统能耗,提高我国空调行业的整体能效水平,是我国实现“双碳”目标的重要手段^[3]。在广义的空调产品中,冷水(热泵)机组因制冷量大而普遍应用于我国的公共建筑,特别是大型公共建筑中。能效标准和标识是一种投入低又见效快的政策

手段和措施,通过能效标准中规定的能效限定值对市场中的冷水(热泵)机组加以能效方面的约束,辅以鼓励厂家加大技术开发的激励政策,可以有效增加市场中高效机组产品的销售,提升冷水(热泵)机组行业的整体能效水平,产生巨大的节能效果^[4]。

根据冷水(热泵)机组不同热源侧和使用侧的分类组合,可以组合出十余种不同的冷水(热泵)产品。截至目前,全国冷冻空调设备标准化技术委员会(简称:冷标委)已经制定了三十余项热泵产品的标准,

构建了较为完善的技术标准体系,其中 GB/T 18430 作为冷热水型热泵的基础性标准(亦称元标准)^[5],不但统领了整个标准族的发展,也通过其自身的变化在不断影响着整个冷冻空调设备技术标准体系的构建。2017 年,为了迎合和推动制冷剂的替代进程,该标准的第二部分 GB/T 18430.2 率先进行了小幅修订。2021 年,为了加速技术标准体系的升级,冷标委在总结多年相关标准制修订经验的基础上,开始着手标准第一部分 GB/T 18430.1 的全新升级。目前,GB/T 18430.1 的修订虽未完成但已接近尾声,马金平等^[6]对本次标准的修订内容进行了整理和总结。根据本次 GB/T 18430.1 的修订内容,舒适型冷水(热泵)机组的考核指标做了部分修改,水冷式和蒸发冷却式冷水(热泵)机组依旧使用标准综合部分负荷性能系数,即 IPLV (integrated part load value),作为考核机组的能效指标,IPLV 是用一个单一数值表示冷水机组在部分负荷下的效率指标,是基于规定的标准工况条件下机组部分负荷的性能系数值的加权平均值。风冷式冷水(热泵)机组则放弃了传统 IPLV 的考核评价指标,采用了制冷季节性能系数(CSPF,cooling seasonal performance factor)的季节评价指标。同时,GB 19577—2015《冷水机组能效限定值及能源效率等级》作为冷水(热泵)机组对应使用最多的能效标准,依旧使用 IPLV 和性能系数 COP (coefficient of performance)对冷水(热泵)机组进行考核,已具有一定的时效落后性,需要进行新的修订升级。得出目前我国冷水(热泵)机组的能效标准水平与国际发达国家的能效标准水平之间的差距对能效标准的修订具有巨大参考价值,何佳璟等^[7]曾将变频空调器的国标能效计算方法与欧洲标准之间的差异进行了对比,结果表明,同一机型在欧盟标准和中国标准 2 种测试计算方法下,欧盟标准的制冷、制热季节能效值分别比中国标准约高 62% 和 20%;陈焕新等^[8]结合了国内外多联机的能效标准,分析了不同气候区域对多联机空调能效标准指标的影响;史敏等^[9]对中美两国冷水(热泵)机组的 IPLV 评价体系进行了详细对比分析,指出了我国 IPLV 评价体系需要改进完善的方向;张龙等^[10]在 2016 年将刚修订的 GB 19577—2015 与当时国际上发达国家的能效标准进行了对比分析,结果表明,当时发达国家的水冷式机组入门级 IPLV 值与我国能效标准二级能效水平相持平。由于 GB/T 18430.1 的修订及一些发达国家能效标准的更新,有必要对目前我国冷水(热泵)机组的能效标准水平与国际上先进能效水平之间的差距进行分析研究。本文将新修订的 GB/T 18430.1 中

舒适型冷水(热泵)机组的考核评价指标方法与国际主流的能效计算方法进行了对比,给出了主要差异点,并将能效标准 GB 19577—2015 中规定的能效限定值水平分别与美国、欧洲的进行换算对比,定量分析了我国目前能效标准与国际水平的差距,为后续 GB 19577—2015 的修订提供参考依据。

1 国内外主流冷水(热泵)机组能效值计算方法对比

1.1 IPLV 计算方法

综合部分负荷性能系数 IPLV 是在标准规定工况下的冷水机组部分负荷性能的加权平均值,该概念于 1986 年起源美国,1988 年被 ARI (Air-conditioning and Refrigeration Institute) 采用,并逐渐被国际社会接受和采用^[11]。我国最早采用 IPLV 的标准为 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》^[12],在该标准编制过程中,我国暖通空调方面的专家进行了大量的研究计算,因此在产品标准 GB/T 18430.1—2007 进行修订时,直接采用了与《公共建筑节能设计标准》相同的 IPLV 计算式,并沿用至今。

中国的冷水机组能效值 (IPLV_{CN}) 通过式 (1) 计算^[13]:

$$\text{IPLV}_{\text{CN}} = 0.023\text{COP}_{\text{c}100\%} + 0.415\text{COP}_{\text{c}75\%} + 0.461\text{COP}_{\text{c}50\%} + 0.101\text{COP}_{\text{c}25\%} \quad (1)$$

美国的冷水机组能效值 (IPLV_{US}) 通过式 (2) 计算^[14]:

$$\text{IPLV}_{\text{US}} = 0.01\text{COP}_{\text{c}100\%} + 0.42\text{COP}_{\text{c}75\%} + 0.45\text{COP}_{\text{c}50\%} + 0.12\text{COP}_{\text{c}25\%} \quad (2)$$

式中: COP_{c100%}、COP_{c75%}、COP_{c50%}、COP_{c25%} 分别为机组在 100%、75%、50%、25% 负荷率下的性能系数。

由式 (1) 和式 (2) 可知,中国和美国计算 IPLV 的加权系数具有部分差异,美国现行的产品标准 AHRI 551/591 (SI)—2020 在附录 D 中介绍了 IPLV_{US} 的推导过程,在美国 ARI 标准中,IPLV 公式中的 4 个权重系数是基于实际建筑类型,对美国 29 个城市的气温进行加权平均,再对机组的负荷时间数进行加权平均得到的。我国的冷水机组 IPLV 指标没有直接引用美国 ARI 的加权系数,一个重要的原因是我国的气象条件和气候分区与美国的 29 个城市有许多区别,与美国 29 个城市相比,在冬季我国各城市的平均温度比美国低 8~10 ℃,而在夏季则比美国高 1.3~2.5 ℃^[9]。参考 AHRI 550/590 的权重系数推导过程,中国的 IPLV 权重系数是以我国 4 个典型气候的 19 个城市中,典型办公建筑的平均逐时气象参数的加权平均值计算,得到的符合我国气候条件的权重系数^[15]。

1.2 CSPF 计算方法

新修订的 GB/T 18430.1 中,风冷式冷水(热泵)机组的部分负荷性能考核评价指标由 IPLV 转变为 CSPF 的季节评价指标,但机组的测试仍然与 IPLV 类似,在 A、B、C、D 4 个负荷率下进行,用 4 个工况下的测试数据进行差值计算出所有温度区间的制冷量和耗电量,计算式如下:

CSPF = \frac{CSTL}{CSTE} = \frac{\sum_{j=1}^n Q_c(t_j) n_j}{\sum_{j=1}^n \frac{Q_c(t_j)}{COP_{bin}(t_j)} n_j} \tag{3}

式中: $Q_c(t_j)$ 为机组各温度对应负荷率下的制冷量, kW ; $COP_{bin}(t_j)$ 为机组在各温度对应负荷率下的性能系数,通过部分负荷工况测试点 A、B、C、D 进行插值得得; n_j 为制冷季节各个温度下的机组工作时间, h。新修订的 GB/T 18430.1 在附录 I 中给出了 CSPF 的详细算例。

1.3 SEER 计算方法

欧洲地区目前现行的产品标准为 EN 14825 : 2018,使用 SEER (seasonal energy efficiency ratio) 与 SCOP (seasonal coefficient of performance) 的概念分别对冷水(热泵)机组的制冷性能与制热性能进行考量^[16]。SEER 是季节能效,定义为全年制冷需求量 Q_c (kW·h)除以对应的全年电力消耗量:

SEER = \frac{Q_c}{Q_{CE}} = \frac{P_{design} H_{CE}}{Q_{CE}} \tag{4}

式中: P_{design} 为建筑的设计冷负荷, kW ; H_{CE} 为机组制冷模式下的等效工作小时数,气候较冷的区域为 300 h,气候较热的区域为 900 h,气候适中的区域为 600 h。 Q_{CE} 的计算方法如式(5)所示:

Q_{CE} = Q_c / SEER_{ON} + H_{TO} P_{TO} + H_{SB} P_{SB} + H_{CK} P_{CK} + H_{OFF} P_{OFF} \tag{5}

式中: $SEER_{ON}$ 为运行模式下的季节能效; H 为时间, h ; P 为功率, kW。下标 TO、SB、CK、OFF 分别表示恒温关闭模式、待机模式、曲轴箱加热器模式和关闭模式。

$SEER_{ON}$ 的计算如下:

SEER_{ON} = \frac{(\sum_{j=1}^n h_j) P_c(T_j)}{(\sum_{j=1}^n h_j) \frac{P_c(T_j)}{EER_{bin}(T_j)}} \tag{6}

式中: T_j 为节点 (bin) 温度, °C ; j 为节点数; n 为总的节点数; $P_c(T_j)$ 为 T_j 温度下对应的冷负荷, kW ; h_j 为 T_j 温度对应的小时数, h ; $EER_{bin}(T_j)$ 为对应 T_j 温度下的能效值;冷负荷 $P_c(T_j)$ 等于设计负荷值乘以对应节点数下的部分负荷比例 $pl(T_j)$, 计算如下:

P_c(T_j) = P_{design} pl(T_j) = P_{design} \frac{T_j - 16}{35 - 16} \tag{7}

各节点下的能效和负荷是通过部分负荷工况测试点 A、B、C、D 进行插值求得,对于室外空气温度大于部分负荷工况 A 温度的工况,直接采用 A 工况的 EER,对于室外空气温度小于部分负荷工况 D 温度的工况,取工况 D 下的 EER 值。

可以看出 SEER 与 CSPF 的计算方法较为接近,两者的区别主要有两处:1) 两者的制冷季节温度发生区间不同,中国标准制冷的各温度区间发生时间主要参考 GB/T 17758,此标准文件附录中列出了中国主要城市的制冷温度区间,欧洲地区的在产品标准 EN 14825 : 2018 附录 D 中列出了详细的温度区间发生表;2) SEER 相对于 CSPF 将机组在非运行时期间的待机功率也一并考虑在内。

1.4 计算方法对比结果

中国、美国和欧洲冷水机组考核能效指标如表 1 所示。对比 IPLV、CSPF 和 SEER 的计算方法,得到如下结论:IPLV 公式的物理意义是机组在特定负荷率下运行时间的加权系数与对应负荷率下 COP 的乘积之和;CSPF 和 SEER 是一种季节性能评价指标,其物理意义为制冷季节各个温度下制冷负荷总量与制冷季节耗电量之比。无论是 IPLV 还是 CSPF,这两类性能系数计算方法共同点是它们都需要冷水机组在 4 个不同部分负荷工况下的 COP 进行计算求得,就水冷式和风冷式机组而言,对比三个国家(地区)标准中这 4 个部分负荷工况的差异,可以总结为负荷率差异与冷凝器进水(进风)温度差异,具体差异点如表 2 与表 3 所示。

表 1 中国、美国和欧洲冷水机组考核能效指标

Tab.1 Energy efficiency indexes of water chillers in China, the United States and Europe

机组类型	考核指标		
	中国	美国	欧洲
水冷式	IPLV	IPLV	SEER
风冷式	CSPF	IPLV	SEER

表 2 中国、美国和欧洲部分负荷率差异

Tab.2 Partial load rate differences in China, the United States and Europe

国家 (地区)	A 工况 负荷率	B 工况 负荷率	C 工况 负荷率	D 工况 负荷率
中国	100%	75%	50%	25%
美国	100%	75%	50%	25%
欧洲	100%	74%	47%	21%

表 3 中国、美国和欧洲部分负荷工况差异
Tab.3 Differences of load conditions in China, the United States and Europe

项目	IPLV _{CN} /CSPF	IPLV _{SI} _{US}	SEER _{ON}
蒸发器	冷冻水出水温度/℃	7.00	7.00
	流量/[m ³ /(h·kW)]	0.172	名义冷量下的流量
	污垢系数/(m ² ·K/kW)	0.018	0.018
水冷冷凝器	A 工况下进水温度/℃	30.00	30.00(出水温度 35℃)
	B 工况下进水温度/℃	26.30	24.50
	C 工况下进水温度/℃	22.70	19.00
	D 工况下进水温度/℃	19.00	19.00
	流量/[m ³ /(h·kW)]	0.215	名义冷量下的流量
	污垢系数/(m ² ·K/kW)	0.044	0.044
风冷冷凝器	A 工况下进风干球温度/℃	35.00	35.00
	B 工况下进风干球温度/℃	31.50	27.00
	C 工况下进风干球温度/℃	28.00	19.00
	D 工况下进风干球温度/℃	24.50	13.00

由表 3 可知,国标 GB/T 18430.1 征求意见稿中的部分负荷工况(主要是 B 工况与 C 工况)的冷凝器进水温度和进风温度均相对偏高,即测试工况相对于美国与欧洲的部分负荷工况更加恶劣,可以预见,同样配置的冷水机组在国标工况下测出的 IPLV 值比美国标准工况下测出的 IPLV 更低。

2 国内外主流冷水机组能效限定值水平分析

我国冷水机组的现行能效标准为 GB19577—2015《冷水机组能效限定值及能效等级》^[17],该标准于 2017 年 1 月 1 日正式实施,美国现行的能效标准为 ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2019^[18],欧洲现行能效标准为 Commission Regulation (EU) 2016/2281^[19]。根据第 1 节,这三个国家(地区)引用的产品标准在考核指标和计算方法上存在一定差异,因此直接对这三个能效标准中规定的各个等级能效指标进行数值上的对比没有意义,为了定量分析中国、美国和欧洲标准能效限定值差异水平,作者模拟了同一个机组在这三个国家(地区)标准中规定的计算方法和测试工况下的性能表现,从而可将美国和欧洲的能效限定值统一换算为国标工况下的能效限定值,进行横向对比。

2.1 冷水机组测试工况能效模拟

本文以三个产品标准中给出的水冷式冷水(热

泵)机组部分负荷工况参数作为主要已知量,为简化计算过程,做出相应假设,制冷剂使用 R134a,物性参数调用 REFPROP (DLL version9.1)^[20] 软件,基于如图 1 所示的理想单级蒸气压缩循环,进行热力学分析。

- 本文的理论分析模型基于以下假设^[21-22]：
- 1) 忽略换热器与环境之间的换热量；
 - 2) 蒸发器出口为饱和气体状态,冷凝器出口过冷度设为 5℃；
 - 3) 忽略管道内制冷剂的压降和换热损失；
 - 4) 节流膨胀过程为等焓过程。

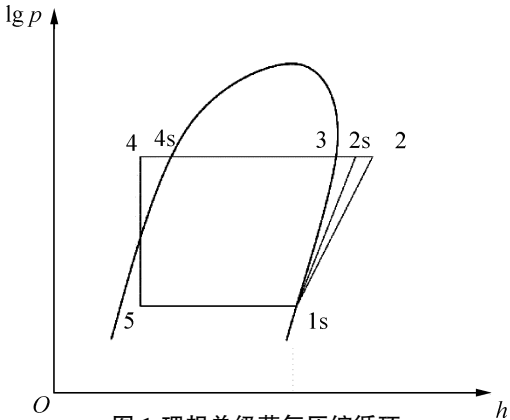


图 1 理想单级蒸气压缩循环
Fig.1 Ideal single-stage vapor compression cycle

2.1.1 压缩机

制冷剂通过压缩机压缩的过程视为多变

过程^[23]:

$$T_{\text{out}} = T_{\text{in}} (p_{\text{out}}/p_{\text{in}})^{\frac{n-1}{n}} \quad (8)$$

式中: T_{out} 和 T_{in} 分别为压缩机出口排气温度与入口吸气温度, K; p_{out} 与 p_{in} 分别为压缩机的排气压力与吸气压力, kPa; n 为多变指数, 取值为 1.18。根据前文的假设, 压缩机的排气压力即为冷凝压力, 吸气压力为蒸发压力。

2.1.2 蒸发器

由于蒸发器过热区的换热量占蒸发器整体换热量的比例很小, 因此忽略蒸发器过热的影响, 即蒸发器出口处的制冷剂蒸气为饱和气体状态, 基于制冷剂在蒸发器中经历的变化, 蒸发器中制冷剂和冷冻水的换热过程如图 2 所示, 根据换热能量守恒有:

$$Q_o = m_r (h_{1s} - h_5) = q_{\text{wc}} c_{\text{pw}} \rho (T_{\text{we2}} - T_{\text{we1}}) = KA_E \cdot \text{LMTD}_e \quad (9)$$

$$\text{LMTD}_e = \frac{(T_{\text{we2}} - T_{1s}) - (T_{\text{we1}} - T_5)}{\ln \frac{(T_{\text{we2}} - T_{1s})}{(T_{\text{we1}} - T_5)}} \quad (10)$$

式中: m_r 为制冷剂的质量流量, kg/s; q_{wc} 为冷却水流量, m^3/s , 可根据标准文件中给出的单位制冷量水流量设定; c_{pw} 为水的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ρ 为水的密度, kg/m^3 ; h_{1s} 、 h_5 分别为制冷剂在蒸发器出口和进口处的焓值, kJ/kg; T_{1s} 、 T_5 分别为制冷剂在蒸发器出口和进口处的温度, K; T_{we1} 、 T_{we2} 分别为冷冻水在蒸发器出口和进口处的温度, K; KA_E 为蒸发器的换热当量系数, kW/K; LMTD_e 为蒸发器中制冷剂和冷冻水的对数平均温差, K。

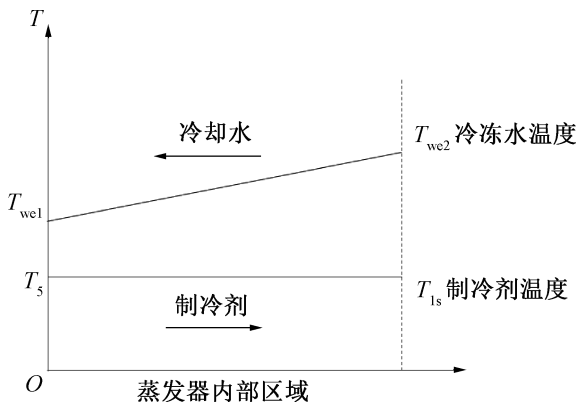


图 2 蒸发器换热过程示意图

Fig.2 Schematic diagram of evaporator heat transfer process

2.1.3 冷凝器

用分相集中参数法建立模型, 按制冷剂在冷凝器中经历的变化过程, 冷凝器被划分为如图 3 所示的过冷区、两相区及过热区进行计算^[24], 根据能量守恒, 冷凝器过热区、两相区和过冷区的制冷剂与

冷却水温度由式 (10) 得出, 得出制冷剂与冷却水温度后, 各个相区的换热量与换热当量系数由式 (11) 进行计算。

$$\frac{h_2 - h_4}{T_{\text{cw4}} - T_{\text{cw1}}} = \frac{h_{4s} - h_4}{T_{\text{cw2}} - T_{\text{cw1}}} = \frac{h_3 - h_{4s}}{T_{\text{cw3}} - T_{\text{cw2}}} = \frac{h_2 - h_3}{T_{\text{cw4}} - T_{\text{cw3}}} = \frac{q_{\text{wc}} c_{\text{pw}} \rho}{m_r} \quad (11)$$

式中: m_r 为制冷剂的质量流量, kg/s; q_{wc} 为冷却水流量, m^3/s , 可根据标准文件中给出的单位制冷量水流量求得; c_{pw} 为水的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ρ 为水的密度, kg/m^3 。

$$Q_k = Q_{\text{sh}} + Q_{2p} + Q_{\text{sc}} = m_r (h_2 - h_3) + m_r (h_3 - h_{4s}) + m_r (h_{4s} - h_4) = q_{\text{wc}} c_{\text{pw}} \rho (T_{\text{wc4}} - T_{\text{wc3}}) + q_{\text{wc}} c_{\text{pw}} \rho (T_{\text{wc3}} - T_{\text{wc2}}) + q_{\text{wc}} c_{\text{pw}} \rho (T_{\text{wc2}} - T_{\text{wc1}}) = KA_{\text{Csh}} \cdot \text{LMTD}_{\text{sh}} + KA_{\text{C2p}} \cdot \text{LMTD}_{2p} + KA_{\text{Csc}} \cdot \text{LMTD}_{\text{sc}} \quad (12)$$

式中: Q_k 为冷凝器热负荷, kW, 由冷凝器过热区、两相区和过冷区的换热量组成; h_2 、 h_3 、 h_{4s} 、 h_4 分别为制冷剂在冷凝器过热区进口、两相区进口、过冷区进口和出口处的焓值, kJ/kg; T_2 、 T_3 、 T_{4s} 、 T_4 分别为制冷剂在冷凝器过热区进口、两相区进口、过冷区进口和出口处的温度, K; T_{wc1} 、 T_{wc2} 、 T_{wc3} 、 T_{wc4} 分别为冷却水在冷凝器过冷区进口、两相区进口、过热区进口和出口处的温度, K; KA_C 为冷凝器的换热当量系数, kW/K; LMTD 冷凝器中制冷剂和冷却水的对数平均温差, K; 下标 sh、2p、sc 分别表示过热区、两相区、过冷区。

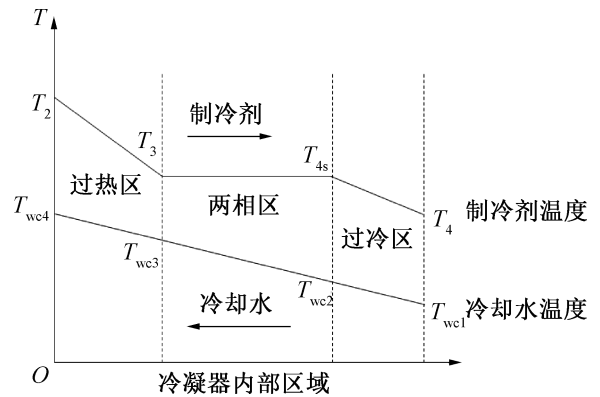


图 3 冷凝器换热过程示意图

Fig.3 Schematic diagram of condenser heat transfer process

2.1.4 机组能效模拟流程

本文理论循环模拟的整体计算逻辑流程图如图 4 所示。

2.2 国内外能效限定值对比

通过 2.1 节的方法计算出同一配置下的水冷式冷水机组在各个工况下的 COP, 然后分别进行 IPLV_{CN}、IPLV_{US} 与 SEER_{ON} 的计算, 计算结果如表 4 所示。

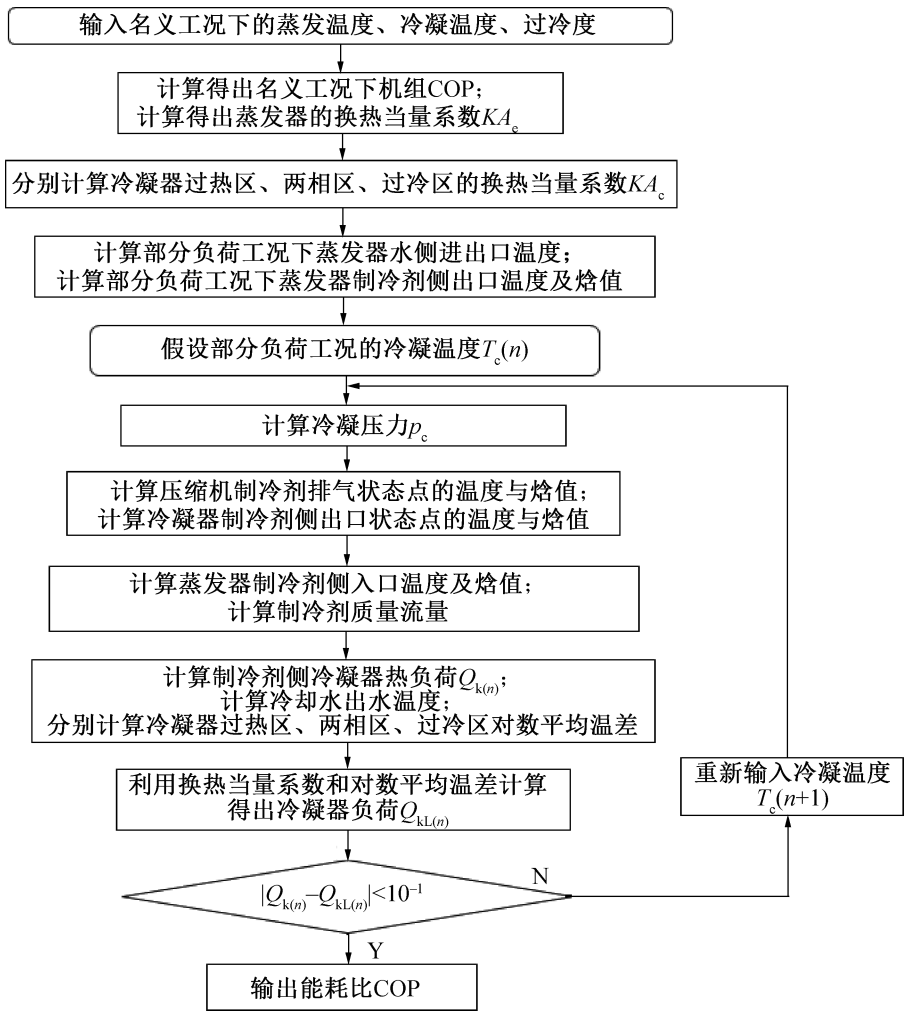


图 4 机组能效模拟流程图

Fig.4 Energy efficiency simulation flow chart of unit

表 4 中国、美国和欧洲模拟能效值对比

Tab.4 Comparison of simulated energy efficiency values in China, the United States and Europe

工况	中国			美国			欧洲		
	部分 负荷率	冷却水进水 温度/℃	COP	部分 负荷率	冷却水进水 温度/℃	COP	部分 负荷率	冷却水进水 温度/℃	COP
A	100%	30.0	4.062 0	100%	30.0	4.062 0	100%	30.0	4.062 0
B	75%	26.3	5.432 5	75%	24.5	5.867 1	74%	26.0	5.535 6
C	50%	22.7	7.499 9	50%	19.0	9.221 3	47%	22.0	7.964 5
D	25%	19.0	11.558 3	25%	19.0	11.558 3	21%	18.0	12.932 3
IPLV _{CN} = 6.972 7			IPLV _{US} = 7.946 7			SEER _{ON} = 7.532 4			

2.2.1 中国与美国能效限定值水平对比

表 4 中的计算结果表明，IPLV_{US} 能效值是 IPLV_{CN} 的 113.97%，该结果与文献调研的结果较为相近^[10]，同时根据厂家提供的测试结果，IPLV_{US} 能效实测值是 IPLV_{CN} 的 111.2%~117.8%，因此本模拟计算的结果与实际冷水(热泵)机组的测试结果较

为相符。图 5 所示为中美两国 IPLV 的计算差异点，两者计算的差异主要体现在两处：1) 两者计算公式的加权系数差异，2) 在部分负荷的 B、C 工况下国标的冷却水进水温度相对更高。若将表 4 中在美国标准 4 个工况下计算得出的 COP 使用中国标准的加权系数(即式 1)进行计算，得出的 IPLV 值为 7.946 68，

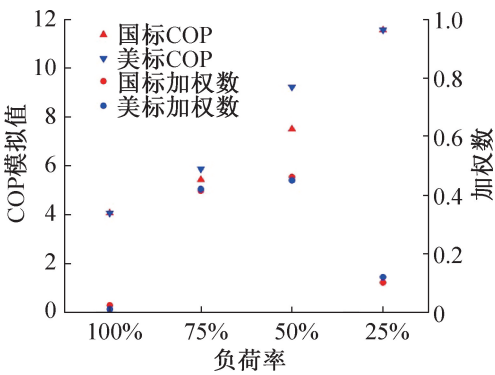


图 5 中美标准计算差异对比

Fig.5 Comparison of differences between Chinese and American standards

其值与表 4 中 $IPLV_{US}$ 几乎相同,可见造成中美两国标准 $IPLV$ 值差异的主要原因是部分负荷 B、C 工况的冷凝器进水温度差异,加权系数的差异占据比例很小。

根据美国能效标准 ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2019 中的规定,水冷式冷水机组划分为离心式和非离心式两大类,每一类都有路径 A 和路径 B 两个考核方法,水冷式机组需选择其中一个路径并同时满足该路径规定的 COP 与 $IPLV$ 值。根据表 4 的计算结果,用 113.97% 的比例值将路径 A 和路径 B 的 $IPLV$ 值进行换算,并将其与 GB19577—2015 中规定的最低能效限定值进行对比,对比结果如表 5 所示,两个国家标准中 COP 限定值的对比如表 6 所示。

表 5 中国与美国最低能效限定值 $IPLV$ 对比

Tab.5 Comparison of minimum energy efficiency limits $IPLV$ between China and the United States

机组类型	机组容量	国标值	路径 A (换算值)	国标值/路径 A 换算值	路径 B (换算值)	国标值/路径 B 换算值
非离心式	CC<264 kW	5.0	5.867(5.151)	97.07%	7.041(6.182)	80.88%
	264 kW<CC<528 kW	5.0	6.286(5.519)	90.60%	7.184(6.307)	79.29%
	528 kW<CC<1 055 kW	5.5	6.591(5.723)	96.10%	8.001(7.025)	78.30%
	1 055 kW<CC<1 163 kW	5.5	6.770(5.944)	92.53%	8.586(7.538)	72.96%
	1 163 kW<CC<2 100 kW	5.9	6.770(5.944)	99.26%	8.586(7.538)	78.27%
	2 100 kW<CC	5.9	7.041(6.182)	95.44%	9.264(8.133)	72.54%
离心式	CC<528 kW	5.0	6.401(5.620)	88.97%	8.001(7.025)	71.18%
	528 kW<CC<1 055 kW	5.5	6.401(5.620)	97.87%	8.801(7.727)	71.18%
	1 055 kW<CC<1 163 kW	5.5	6.770(5.944)	92.53%	9.027(7.925)	69.40%
	1 163 kW<CC<1 407 kW	5.9	6.770(5.944)	99.26%	9.027(7.925)	74.44%
	1 407 kW<CC<2 100 kW	5.9	7.041(6.182)	95.44%	9.264(8.133)	72.54%
	2 100 kW<CC	5.9	7.041(6.182)	95.44%	9.264(8.133)	72.54%

表 6 中国与美国最低能效限定值 COP 对比

Tab.6 Comparison of COP of minimum energy efficiency limits between China and the United States

机组类型	机组容量	国标值	路径 A	国标值/路径 A	路径 B	国标值/路径 B
非离心式	CC<264 kW	4.20	4.694	89.48%	4.513	93.06%
	264 kW<CC<528 kW	4.20	4.889	85.91%	4.694	89.48%
	528 kW<CC<1 055 kW	4.70	5.334	88.11%	5.177	90.79%
	1 055 kW<CC<1 163 kW	4.70	5.771	81.44%	5.633	83.44%
	1 163 kW<CC<2 100 kW	5.20	5.771	90.11%	5.633	92.31%
	2 100 kW<CC	5.20	6.286	82.72%	6.018	86.41%
离心式	CC<528 kW	4.20	5.771	72.78%	5.065	82.92%
	528 kW<CC<1 055 kW	4.70	5.771	81.44%	5.544	84.78%
	1 055 kW<CC<1 163 kW	4.70	6.286	74.77%	5.917	79.43%
	1 163 kW<CC<1 407 kW	5.20	6.286	82.72%	5.917	87.88%
	1 407 kW<CC<2 100 kW	5.20	6.286	82.72%	6.018	86.41%
	2 100 kW<CC	5.20	6.286	82.72%	6.018	86.41%

由表 5 可知,目前 GB 19577—2015 中水冷式冷水机组的 IPLV 入门级能效水平明显低于美国标准的能效水平,在数值上平均增加 5.4%后,可达到美标路径 A 能效水平,平均增加约 25.2%,可以达到美标路径 B 水平。由表 6 可知,目前国标的水冷机组 COP 入门级能效水平也明显低于美标的能效水平,需分别平均提升约 21.1%与 15.3%可达到美标路径 A 和路径 B 的能效水平。美国标准规定的路径 A 相比于路径 B,对机组的 COP 考核要求较高而对 IPLV 的要求相对较低,因此路径 A 更适合用来考核定频机组或长时间在满负荷或高负荷工况下运行的机组,而路径 B 的满负荷 COP 较低,IPLV 较高,更适合用来考核变频机组或长时间在中低部分负荷工况下运行的机组,不能简单判定两者哪一个考核路径更节能,这与建筑物负荷、室外环境温度、机组台数、运行策略相关^[25-26]。但无论是相对路径 A 还是路径 B,目前 GB 19577—2015 的最低能效限定值水平均偏低。

2.2.2 中国与欧洲能效限定值水平对比

IPLV_{CN} 和 SEER_{ON} 两者的算法有较大差异,根据表 4 中的模拟结果,欧洲标准能效值 SEER_{ON} 是国

标工况下算出的 IPLV 值的 108.1%,若加上待机损失的考虑(按 5%计算^[27-28]),得出 SEER 为 7.162 3,是 IPLV_{CN} 的 102.72%。模拟结果显示,SEER 在数值上会稍大于 IPLV_{CN},同时根据厂家提供的测试结果,同一变频机组测试出的 SEER 与 IPLV_{CN} 结果十分接近,综合以上因素,本文选择直接将 SEER 与 IPLV_{CN} 进行数值上的对比。

根据欧洲能效标准 Commission Regulation (EU) 2016/2281 中的规定,统一使用季节效率 $\eta_{s,c}$ 对机组进行考核,其与 SEER 的换算公式为式(13),经过换算后将其与 GB19577—2015 中规定的最低能效限定值进行对比,对比结果如表 7 所示。

$$\eta_{s,c} = (1/CE) \cdot SEER - \Sigma F(i) \quad (13)$$
式中:CE 为转换效率,取 2.5;F(i) 为修正因子,由 3%的温控产生负面效应与 5%的水泵负面效应组成。表 7 所示为中国与欧洲的最低能效限定值对比。

由表 7 可知,目前 GB 19577—2015 规定的水冷式冷水机组入门级能效较欧洲的能效水平具有一定差距,在数值上约增加 13.4%后,可与欧洲标准规定的能效值基本持平。

表 7 中国与欧洲最低能效限定值对比(水冷式机组)
Tab.7 Comparison of minimum energy efficiency limits between China and Europe (Water-cooled unit)

容量	$\eta_{s,c}$	SEER	国标最低限定值	国标最低限定值/SEER
CC<400 kW	200	5.20	5.0	96.15%
400 kW≤CC<528 kW	252	6.50	5.0	76.92%
528 kW≤CC<1 163 kW	252	6.50	5.5	84.62%
1 163 kW≤CC<1 500 kW	252	6.50	5.9	90.77%
1 500 kW≤CC	272	7.00	5.9	84.29%

风冷式冷水(热泵)机组使用了 CSPF 的制冷季节性性能系数代替了原来的 IPLV,但两者所需测试的 4 个工况点实际差距较小,两者工况点的主要差别在 50%和 25%部分负荷工况点(即 C 工况和 D 工况)的冷冻水出水温度上,区别于常规的 7℃出水,计算 CSPF 所用的 50%负荷工况点出水温度为 9℃,而 25%负荷工况点为 11℃。部分负荷工况下的冷冻水 1℃的温升能够带来 1%~3%的 COP 提升^[29-30],模拟计算得出的 CSPF 值会稍高于 IPLV,根据文献调研结果,同一台风冷机组在 CSPF 与 IPLV 两个计算模型下得出的结果几乎相同^[6],因此本文选择将

CSPF 与 IPLV 不再进行数值上的换算,直接进行对比。根据厂家提供的测试数据,同一台变频风冷式冷水(热泵)机组测试出的 SEER 约为 CSPF 的 110%,即在数值上 SEER 值也是相对偏高的。利用上述换算比例,将欧洲能效标准中规定的最小限定值换算为 CSPF 值,并与 GB 19577—2015 中的最小限定值进行对比,对比结果如表 8 所示。

由表 8 可知,目前 GB 19577—2015 规定的风冷式冷水机组入门级能效较欧洲的能效水平具有较大差距,在原数值基础上约增加 25.4%后,可与欧洲标准规定的能效值基本持平。

表 8 中国与欧洲最低能效限定值对比 (风冷式机组)

Tab.8 Comparison of minimum energy efficiency limits between China and Europe (Air-cooled units)

容量	$\eta_{s,c}$	SEER	SEER 换算国标值	IPLV	CSPF	CSPF/换算值
CC<50 kW	161	4. 10	3. 727	2. 8	2. 8	75. 13%
50 kW≤CC<400 kW	161	4. 10	3. 727	2. 9	2. 9	77. 81%
400 kW≤CC	179	4. 55	4. 136	2. 9	2. 9	70. 12%

3 结论

参考文献

本文对 GB/T 18430 对舒适型冷水(热泵)机组的能效考核方法与相应美国和欧洲的进行了对比分析,构建了一个水冷式冷水(热泵)机组的理论模型,将中国、美国和欧洲能效标准中规定的限定值水平折算为同一个指标下进行对比,定量分析了我国目前能效水平与国际发达国家之间的差距,为后续能效标准 GB19577—2015 的修订提供参考依据。得到主要结论如下:

1)中美两国产品标准中的 IPLV 计算方法主要有两点差异,一是计算公式中的加权系数差异,二是机组部分负荷测试中 B、C 工况冷凝器进水温度的差异,其中第二点差异是同一个冷水(热泵)机组在两个标准测试方法中 IPLV 值不同的主要原因。

2)同一个水冷式冷水(热泵)机组在美国标准工况下测试得出的 IPLV 值约为国标工况下的 113. 97%,在欧洲标准工况下计算得出的 SEER 值在数值上与国标工况下得出的 IPLV 值基本持平。对于风冷式机组,新的 CSPF 制冷季节能效值在数值与原来 IPLV 能效值基本持平,而同一台变频风冷式冷水(热泵)机组测试出的 SEER 值约为 CSPF 的 110%。

3)对于水冷式冷水机组,能效标准 GB19577—2015 中 IPLV 入门级能效在数值上平均增加 5. 4% 后,可达到美标 A 路径能效水平,平均增加约 25. 2%,可以达到美标 B 路径水平,平均增加 13. 4% 后,可与欧洲能效标准限定值水平基本持平。COP 的入门级能效水平需分别平均提升约 21. 1% 与 15. 3% 可达到美标 A 路径和 B 路径的能效水平。风冷式机组入门级能效在数值上约增加 25. 4% 后,可与欧洲标准规定的能效值基本持平。

本文受中央高校基本科研业务费专项资金(2242023 K30010)项目资助。(The project was supported by the Fundamental Research Funds for the Central Universities(No. 2242023K30010).)

[1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告-2021-城镇住宅专题[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2021. (Building Energy Research Center, Tsinghua University. Annual development research report of building energy efficiency in China-2021-topics on urban housing[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2021.)

[2] 李先庭, 赵阳, 魏庆芑, 等. 碳中和背景下我国空调系统发展趋势[J]. 暖通空调, 2022, 52(10): 75-83, 61. (LI Xianting, ZHAO Yang, WEI Qingpeng, et al. Development trend of air conditioning system in China under the background of carbon neutrality [J]. Journal of HV&AC, 2022, 52(10): 75-83, 61.)

[3] ZHOU Nan, KHANNA N, FENG Wei, et al. Scenarios of energy efficiency and CO₂ emissions reduction potential in the buildings sector in China to year 2050 [J]. Nature Energy, 2018, 3(11): 978-984.

[4] 成建宏. 空调能效标准和标识的制订及作用[J]. 电力需求侧管理, 2005, 7(4): 12-15. (CHENG Jianhong. Draft and role of energy efficiency standard and label for air-conditioning [J]. Power Demand Side Management, 2005, 7(4): 12-15.)

[5] 张明圣, 石文星, 马金平, 等. 热泵标准体系解读与展望[J]. 制冷与空调(北京), 2019, 19(5): 1-6, 11. (ZHANG Mingsheng, SHI Wenxing, MA Jinping, et al. Interpretation and outlook of the standard system of heat pump [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2019, 19(5): 1-6, 11.)

[6] 马金平, 谢宝刚, 彭飞, 等. 工商用蒸气压缩循环冷水(热泵)机组国家标准修订探讨[J]. 制冷与空调(北京), 2022, 22(7): 67-72. (MA Jinping, XIE Baogang, PENG Fei, et al. Analysis on revision of national standard for industrial and commercial steam compression circulating water cooling (heat pump) units [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2022, 22(7): 67-72.)

[7] 何佳璟, 范建波, 黄允棋, 等. 变频空调中国标准与欧盟标准能效计算差异研究[J]. 暖通空调, 2020, 50(6): 108-113. (HE Jiajing, FAN Jianbo, HUANG Yunqi, et al. Study on the difference of energy efficiency cal-

- culation between China standard and EU standard for inverter air conditioning[J]. Journal of HV & AC, 2020, 50(6): 108-113.)
- [8] 陈焕新, 曾宇柯, 成建宏, 等. 不同气候区域对多联机空调能效标准指标的影响[J]. 制冷学报, 2021, 42(2): 38-44. (CHEN Huanxin, ZENG Yuke, CHENG Jianhong, et al. Influence of different climatic regions on the energy efficiency standard index of variable refrigerant flow system[J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(2): 38-44.)
- [9] 史敏, 何亚峰, 钟瑜. 中美两国冷水机组标准的 IPLV 评价体系差异性分析[J]. 制冷学报, 2015, 36(6): 111-118. (SHI Min, HE Yafeng, ZHONG Yu. Difference analysis between China national standard and AHRI standard of IPLV evaluation system[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(6): 111-118.)
- [10] 张龙, 陈进, 匡正书, 等. GB 19577—2015 对水冷冷水机组能效限值的修订及 IPLV 测试方法探讨[J]. 制冷与空调(北京), 2016, 16(5): 1-6. (ZHANG Long, CHEN Jin, KUANG Zhengshu, et al. Revise of water-cooled chiller's energy efficiency in GB 19577 and text method of IPLV[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2016, 16(5): 1-6.)
- [11] 胡祥华. 综合部分负荷能效值 IPLV——真实反映冷水机组部分负荷性能的参数[C]//第十二届全国冷(热)水机组与热泵技术研讨会论文集. 烟台, 2005: 151-157. (HU Xianghua. Integrated part-load energy efficiency value IPLV - a parameter that truly reflects the part-load performance of chillers[C]//The 12th National Symposium on Chiller and Heat Pump Technology. Yantai, 2005: 151-157.)
- [12] 公共建筑节能设计标准:GB 50189—2005[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005. (Design standard for energy efficiency of public buildings: GB 50189—2005 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2005.)
- [13] 蒸气压缩循环冷水(热泵)机组第1部分: 工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组: GB/T 18430.1—2007[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007. (Water chilling(heat pump) packages using the vapor compression cycle—Part 1: Water chilling(heat pump) packages for industrial & commercial and similar application: GB/T 18430.1—2007 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2007.)
- [14] Performance rating of water-chilling and heat pump water-heating packages using the vapor compression cycle; AHRI 551/591 SI[S]. Arlington: AHRI, 2020.
- [15] 周辉. 办公建筑空调能耗指标的研究[D]. 上海: 同济大学, 2005. (ZHOU Hui. Study on energy consumption index of air conditioning in office buildings[D]. Shanghai: Tongji University, 2005.)
- [16] Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling—testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance: BS EN 14825[S]. London: BSI, 2018.
- [17] 冷水机组能效限定值及能效等级: GB 19577—2015[S]. 北京: 中国标准出版社, 2015. (Minimum allowable values of energy efficiency and energy efficiency grades for water chillers: GB 19577—2015[S]. Beijing: Standards Press of China, 2015.)
- [18] Energy standard for buildings except low-rise residential buildings: ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2019[S]. ASHRAE, 2019.
- [19] Commission Regulation (EU) 2016/2281 of 30 November 2016 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products, with regard to ecodesign requirements for air heating products, cooling products, high temperature process chillers and fan coil units: OHSIS EU 2281-2016[S]. European Union, 2016.
- [20] LEMMON E, HUBER M, MCLINDEN M. NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, version 9.1 [CP/OL]. 2013.
- [21] FU Long, DING Guoliang, SU Zujian, et al. Steady-state simulation of screw liquid chillers[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(15): 1731-1748.
- [22] WANG Shengwei, WANG Jinbo, BURNETT J. Mechanistic model of centrifugal chillers for HVAC system dynamics simulation[J]. Building Services Engineering Research and Technology, 2020, 2(21): 73-83.
- [23] LEI Zhao, ZAHEERUDDIN M. Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(14/15): 2258-2271.
- [24] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001. (DING Guoliang, ZHANG Chunlu. Simulation and optimization of refrigeration and air conditioning device[M]. Beijing: Science Press, 2001.)
- [25] 贾晶, 施敏琪. 一个冷水机组能效等级划分的设想——对 GB 19577—2004 修订的建议[J]. 制冷与空调(北京), 2013, 13(1): 9-13. (JIA Jing, SHI Minqi. One proposal of energy efficiency grades classification for chillers—suggestions of the revision of GB 19577—2004 [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2013, 13(1): 9-13.)
- [26] 王碧玲, 邹瑜, 孙德宇, 等. 冷水机组 IPLV 指标应用分析[J]. 建筑科学, 2015, 31(10): 57-61. (WANG

Biling, ZOU Yu, SUN Deyu, et al. Analysis on the application of chiller IPLV [J]. Building Science, 2015, 31 (10): 57-61.)

[27] 齐云, 郭勇, 蔡宁. 欧盟房间空调器季节能效标准草案解读[J]. 制冷与空调(北京), 2012, 12(1): 93-97. (QI Yun, GUO Yong, CAI Ning. Interpretation for EU standard of seasonal performance of room air conditioner [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2012, 12(1): 93-97.)

[28] 汪东明, 鲁益军. 基于 EN14825 标准规定下的房间空调器季节能效计算方法解析及变频空调器性能设计方法探讨[J]. 流体机械, 2018, 46(3): 78-83. (WANG Dongming, LU Yijun. Analysis of calculation method for seasonal energy efficiency of room air conditioner based on EN14825 and discussion on performance design method of inverter air conditioner [J]. Fluid Machinery, 2018, 46(3): 78-83.)

[29] 翁文兵, 宋振宁, 陈剑波, 等. 小型中央空调系统变水温调节特性的实验研究[J]. 流体机械, 2006, 34(11): 8-11, 7. (WENG Wenbing, SONG Zhenning, CHEN Jianbo, et al. Experimental study on characteristic of the central air-conditioning system with variable chiller water temperature [J]. Fluid Machinery, 2006, 34(11): 8-11, 7.)

[30] 唐超权, 何莹, 陈振乾. 风冷涡旋式冷水机组系统性能的模拟与实验[J]. 重庆大学学报, 2011, 34(增刊 1): 17-20, 29. (TANG Chaoquan, HE Ying, CHEN Zhenqian. Numerical and experimental study on system performance of air-cooled scroll chiller [J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(Suppl. 1): 17-20, 29.)

通信作者简介

刘剑,男,副研究员,东南大学能源与环境学院,15105177032, E-mail:liujian8@seu.edu.cn。研究方向:低碳建筑节能技术,混合工质应用等。

About the corresponding author

Liu Jian, male, associate research fellow, School of Energy and Environment, Southeast University, 86-15105177032, E-mail: liujian8@seu.edu.cn. Research fields: low-carbon building energy saving technology, mixed working medium application, etc.