

Hisense

2018年FIFA世界杯官方赞助商



FIFA WORLD CUP
RUSSIA
2018

基于APF能效热泵空调器的优化设计

海信（山东）空调有限公司

2018年06月

目 录

Hisense
2018年FIFA世界杯官方赞助商



一 背景

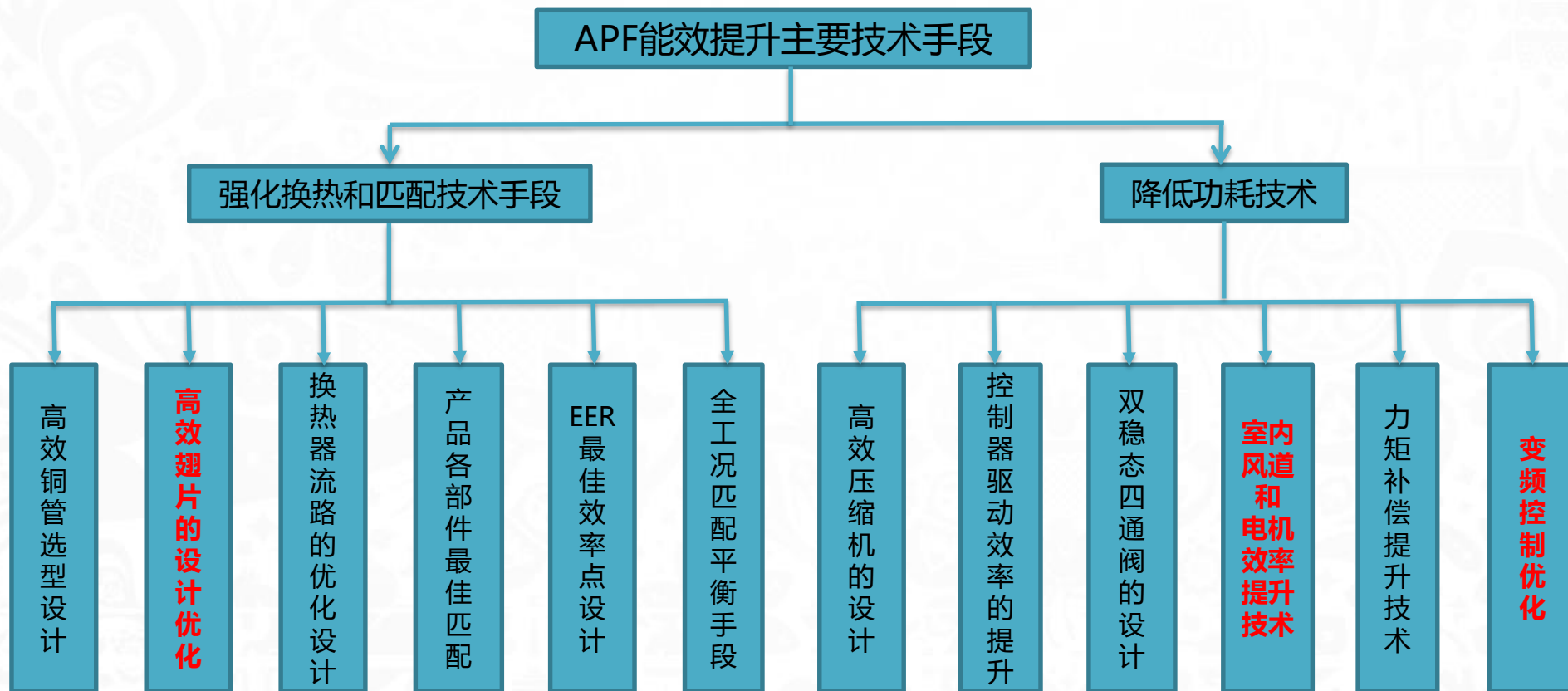
二 高效翅片换热器的优化设计

三 高效低噪轴流风道设计

四 协同控制的变频改进技术

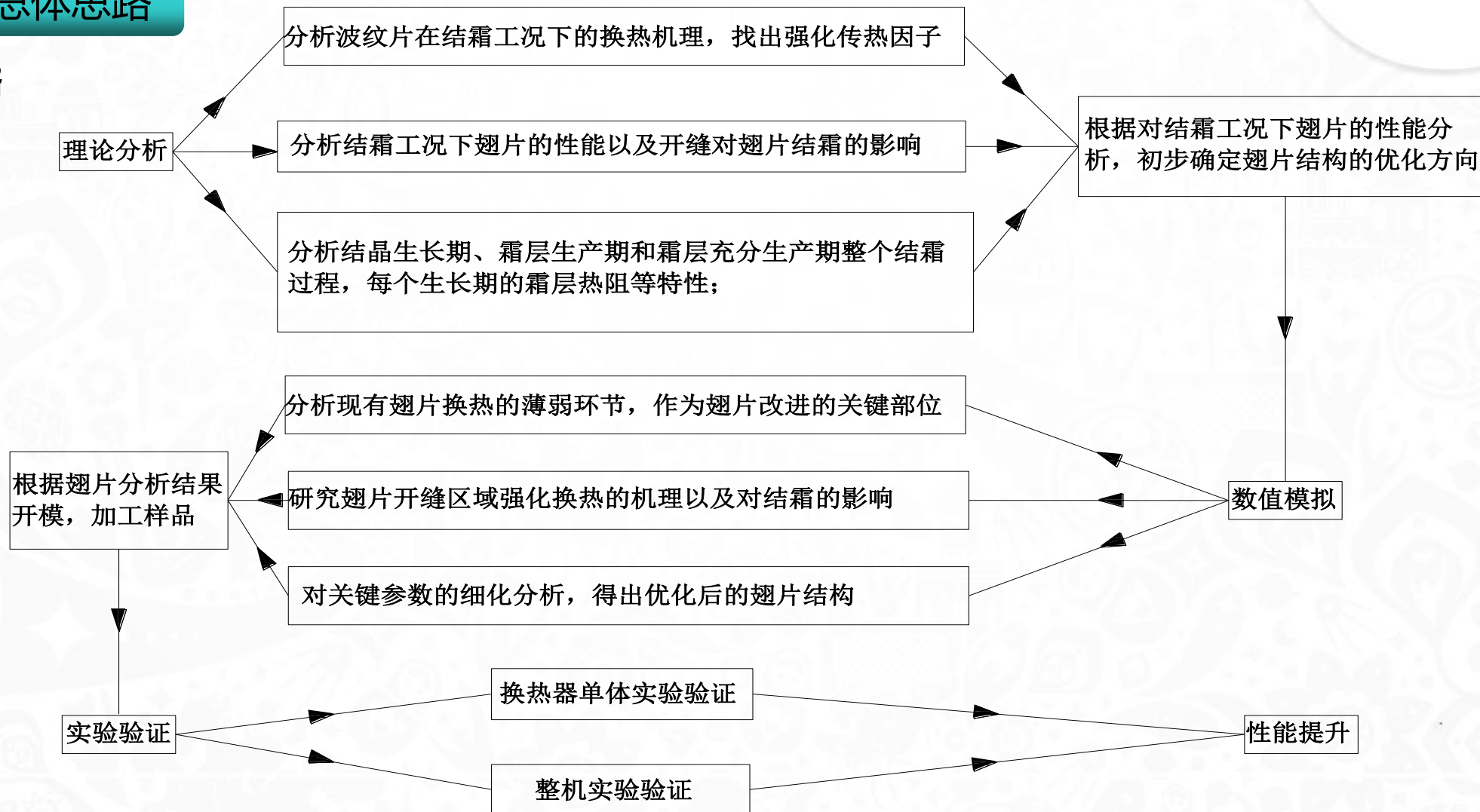
2013年，以APF为考核原则的新能效标准GB21455-2013发布实施，对空调整机性能的评估更加全面，既考虑了空调的制冷能力又包含制热因素，对空调产品的整体节能水平提出了更全面的要求，大幅度提高了产品的准入门槛，对空调厂家在制冷系统匹配、变频控制技术等方面都提出了更高的要求。

对于空调产品，企业一般主要从三大专业领域（制冷系统、结构、电控）进行关键技术突破。



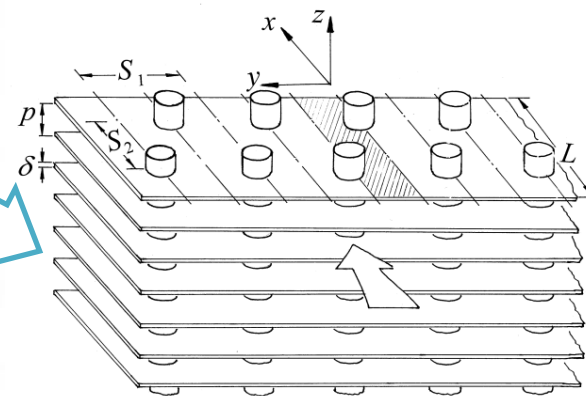
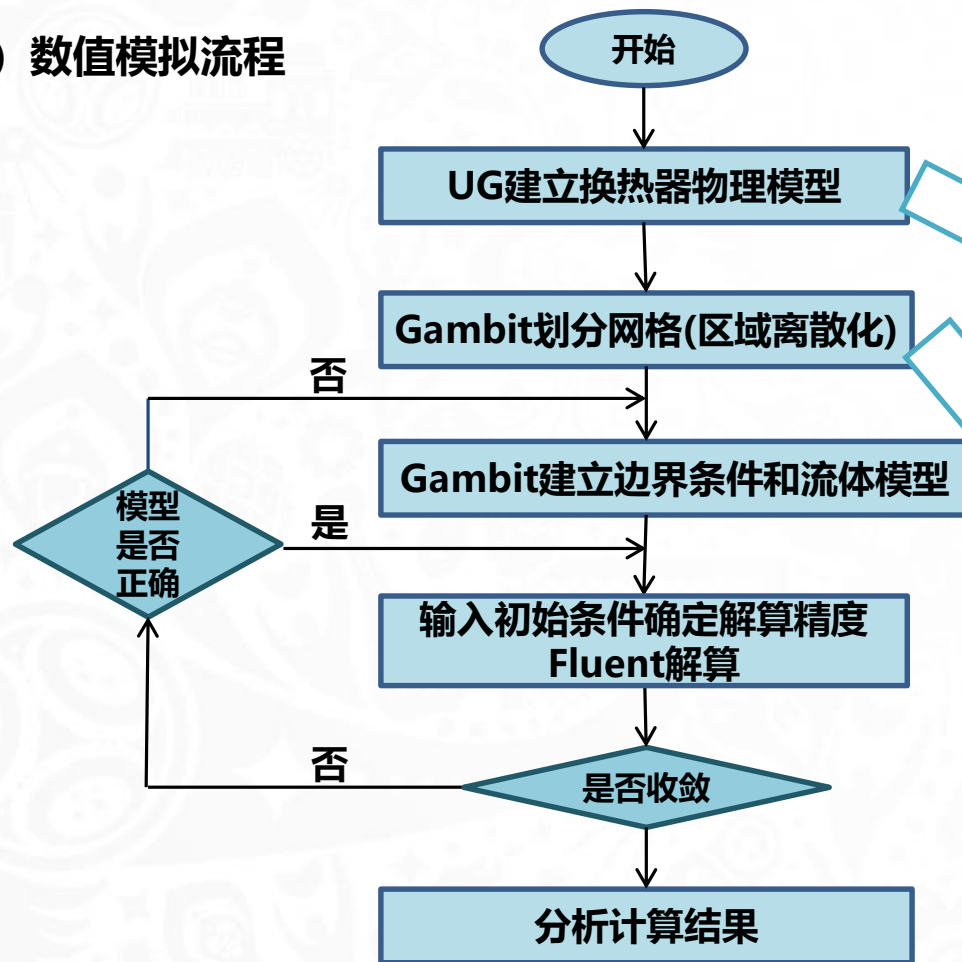
1 翅片设计总体思路

(1) 总体思路



1 翅片设计总体思路

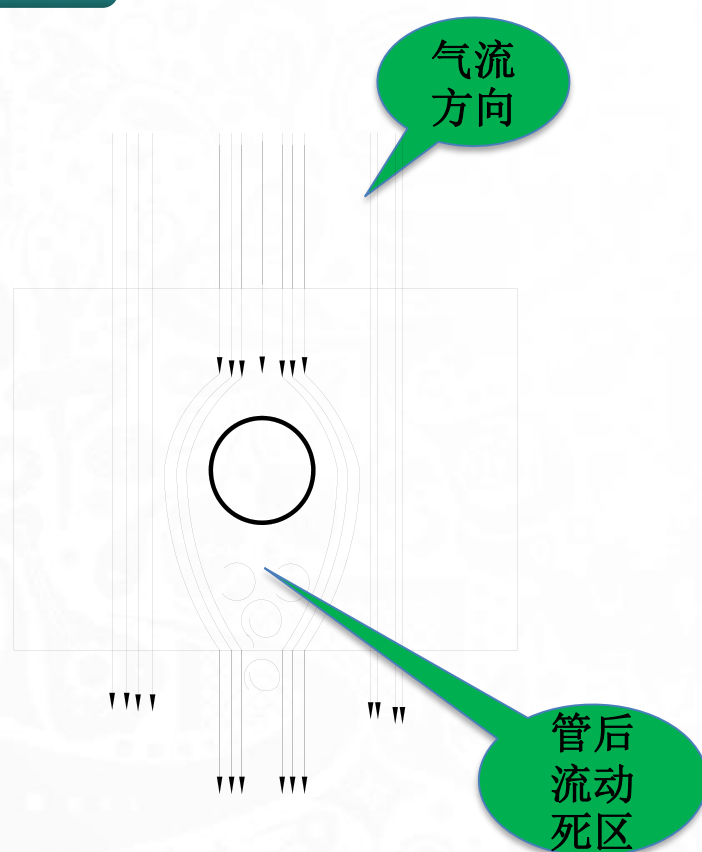
(2) 数值模拟流程



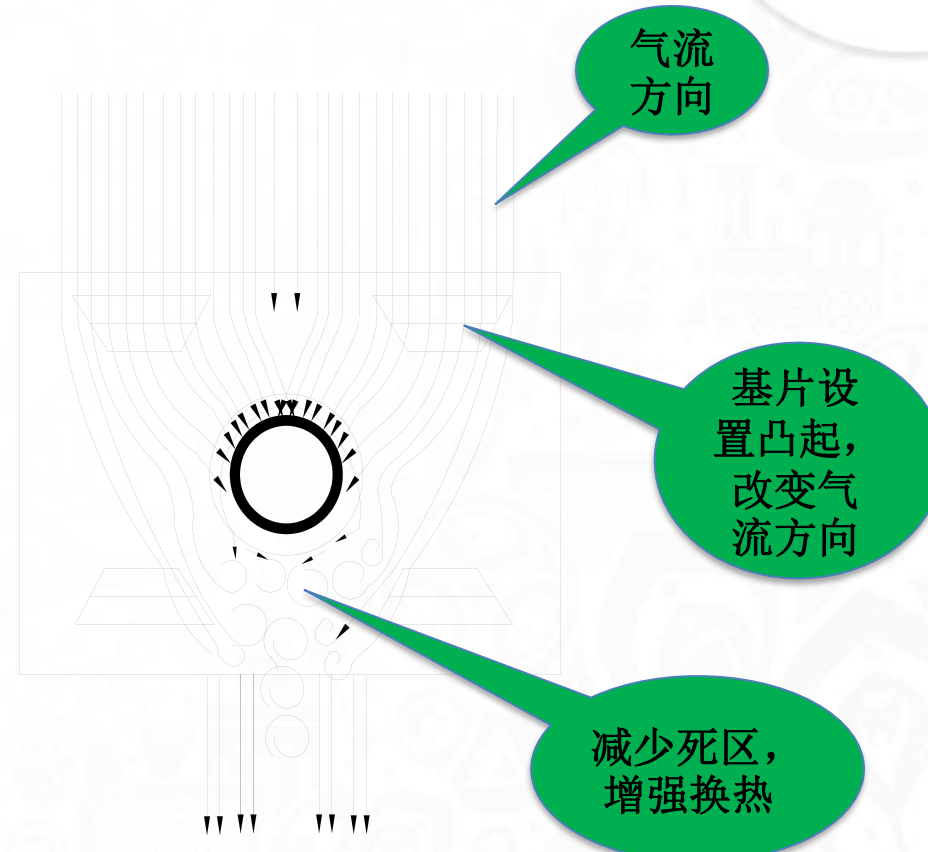
网格方案	网格数量	进口风速 /(m/s)	换热量 /W	压降 /Pa
1#翅片	196万	2	0.313	21.0
2#翅片	295万	2	0.323	22.1
3#翅片	350万	2	0.324	22.2
4#翅片	421万	2	0.324	22.3

1 翅片设计总体思路

(3) 强制绕流设计



波纹片表面气流形态



表面处理后气流形态

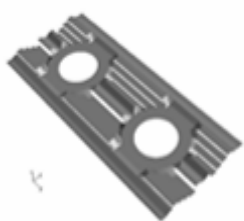
强制绕流后，换热效率提升，但阻力损失加大。引入**综合评价因子 j/f** 评价换热器综合性能，能够判断换热器的综合性能。

2 现有翅片分析

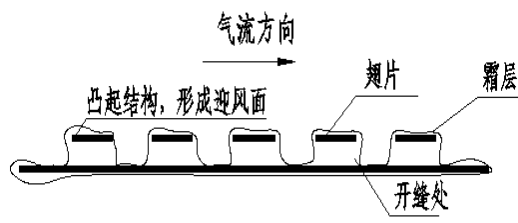
1) 分析常用的开缝翅片、百叶窗片优缺点



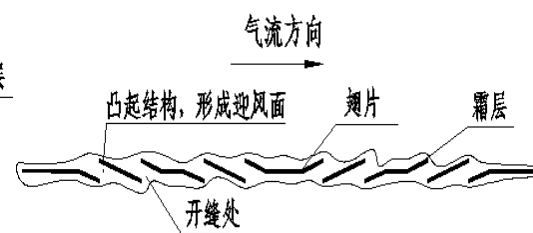
强化翅片之一：开缝翅片



强化翅片之二：百叶窗片



开缝翅片结霜示意图



百叶窗片结霜示意图

优点：有效切割气流，不断破坏表面边界层，达到强化换热的目的；

缺点：在低温结霜情况下，这两种翅片的凸起结构的设计，容易形成迎风面，导致结霜速度加快。

所以，以上两种翅片适合于无结霜环境下应用。

2 现有翅片分析

2) 分析结霜状态下常用的波纹片优缺点



结霜状态下常用翅片：波纹片



波纹片结霜状态示意图

优点：波纹片对气流切割的迎风面较少，在低温环境下不容易结霜。

缺点：表面强化传热结构有限，气流容易形成边界层，在额定工况下换热性能表现不足。要提高额定工况下性能，只有增大换热器面积。

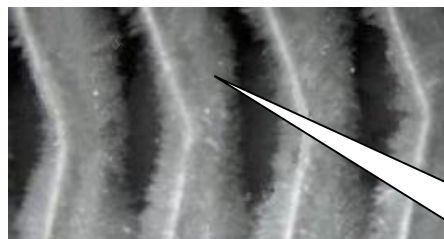
3 低温制热结霜分析

1) 结霜影响换热器的性能表现

结霜初期，霜层能起到空气扰动的作用，增加传热速率。但随着霜层不断形成和累计，①气流阻力增加，恶化换热器的运行；②增加导热热阻，恶化换热效果。



霜层增长，占据空气流通面积，空气流道变窄。



霜层附着翅片表面，产生附加热阻，降低换热器的传热系数。

2) 低温制热工况结霜的特点



低温制热工况时，在换热管周围的迎风侧翅片区域首先结霜，距离换热管越远翅片表面结霜越缓慢。



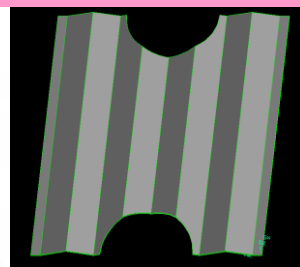
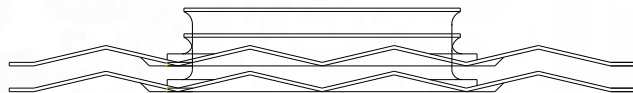
背风侧虽然在管周围的温度较低的翅片区域有结霜现象，但霜层明显比迎风侧少。

对于低温制热室外侧 $2^{\circ}\text{C} / 1^{\circ}\text{C}$ 的工况，空气露点温度为 -0.456°C ，空气一旦析湿即结霜。因此如何在结霜的条件下尽可能的延缓空气流道变窄速度是翅片设计的主要考虑方向。

4 翅片结构的优化方向

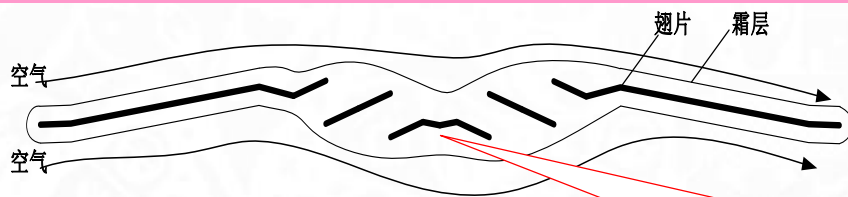
综合上述分析，翅片结构的优化，不仅要强化额定工况下的换热能力，同时需考虑低温下延迟结霜速度，设计思路为：

- 以波纹片为基础模型，在波纹片部分区域适当增加强化传热传热；



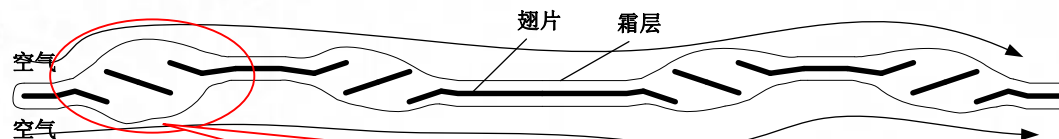
基础翅片模型（波纹片）

- 开缝之间应相隔一段距离，以免结霜严重，堵住空气流道；



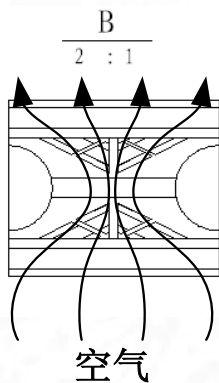
开缝太近，霜层容易连成块，堵住气流

►在迎风方向上保持原有波纹片的特点，减少结霜量；



霜最容易出现在翅片前端，若迎风方向上开缝，容易加速结霜，减小空气流。

►开缝方向和空气流动方向一致，减少空气流阻；



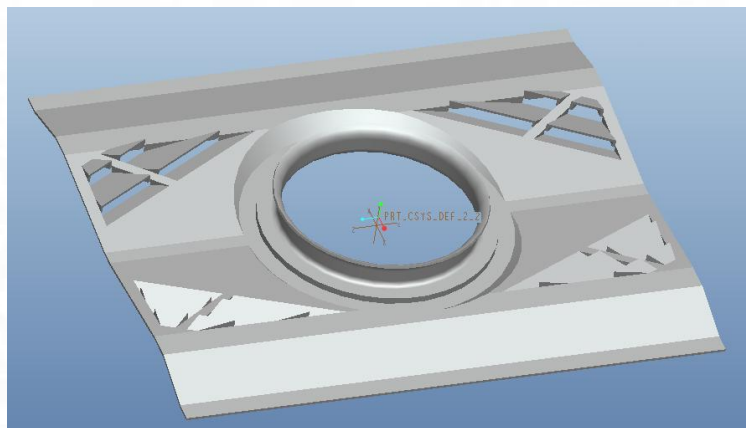
开缝方向与空气流动方向一致，可大大减少空气流阻，延缓结霜时间，提升换热性能。

►改变现有的波纹片，适当增加片宽，在不增加翅片风阻的情况下，提高翅片的换热面积。

5 翅片结构的设计方案

带有开缝形式的翅片能破坏空气侧边界层的发展，从而提高换热性能；APF能效考核的空调所使用的换热器都是干、湿工况交替运行，而不同翅片换热器在干、湿工况下的换热及阻力特性有很大差异。经过试验及仿真发现：带有百叶窗翅片结构的换热性能增加大于压降的增加，综合性能较好；带有波纹片的结霜工况下的换热性能较好。

因此，既保留波纹片低温制热的优点，同时结合百叶窗片额定工况下良好的换热性能，提出一种全新结构形式的微窗波纹片（如下图）模型。



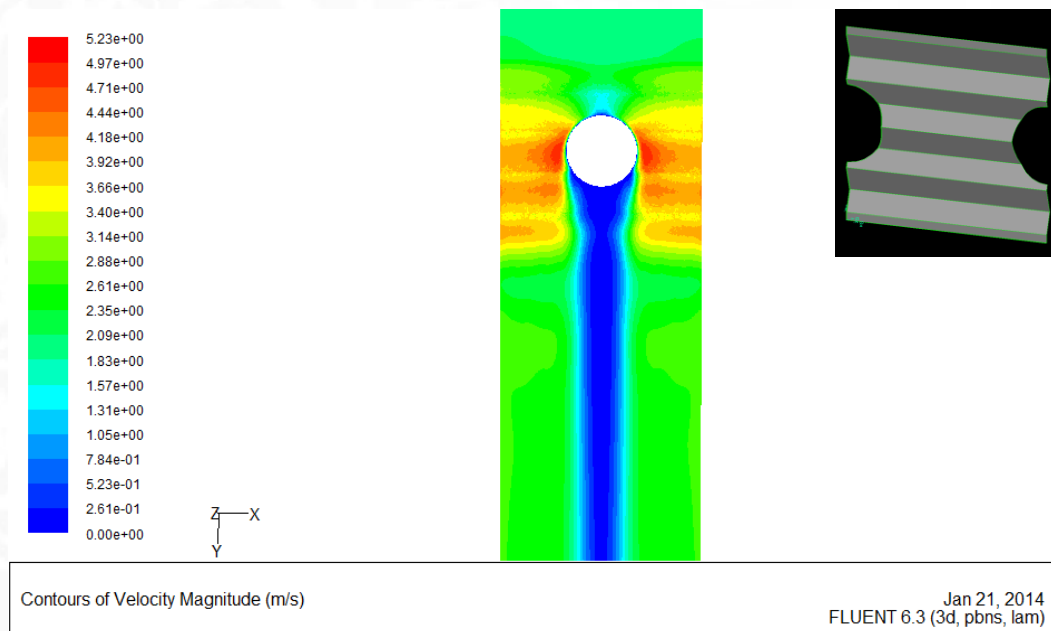
翅片结构模型

6 翅片方案的设计分析

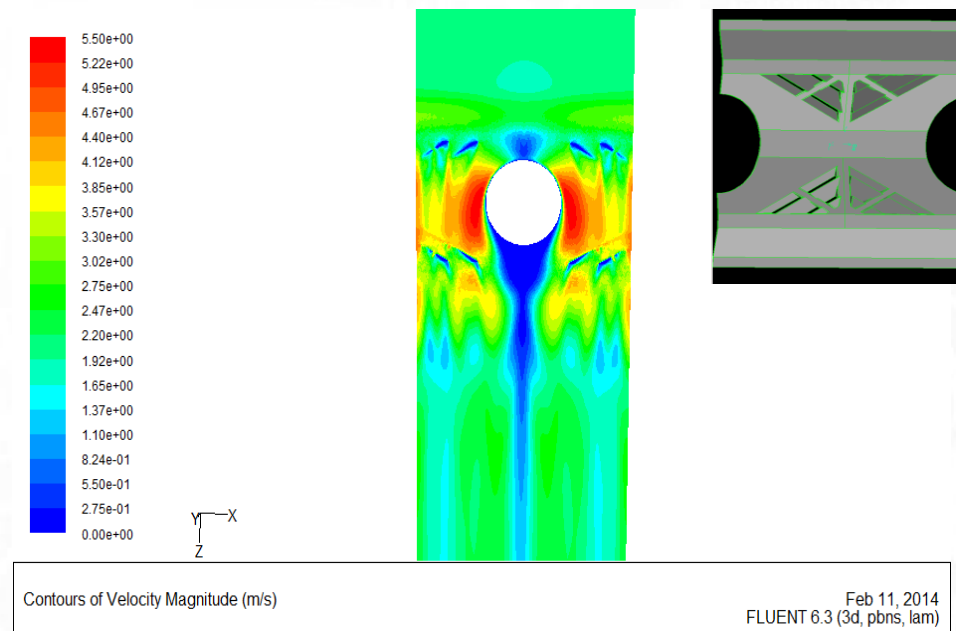
通过仿真计算，新设计的微窗波纹片比现有波纹片能力提升，分析关键因素在于：

A:额定工况下

➤热量是管周围翅片进行传递的，由于微窗结构的存在，对气流有一定的导流作用，使管周围气流速度提升，传热效果得到强化。

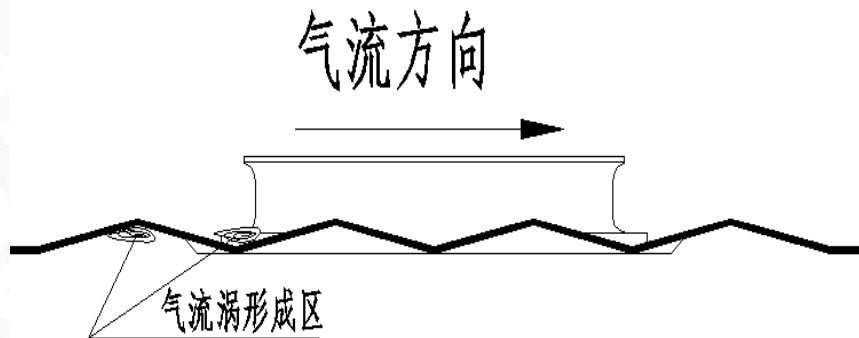


基础模型（波纹片）表面气流速度分布图

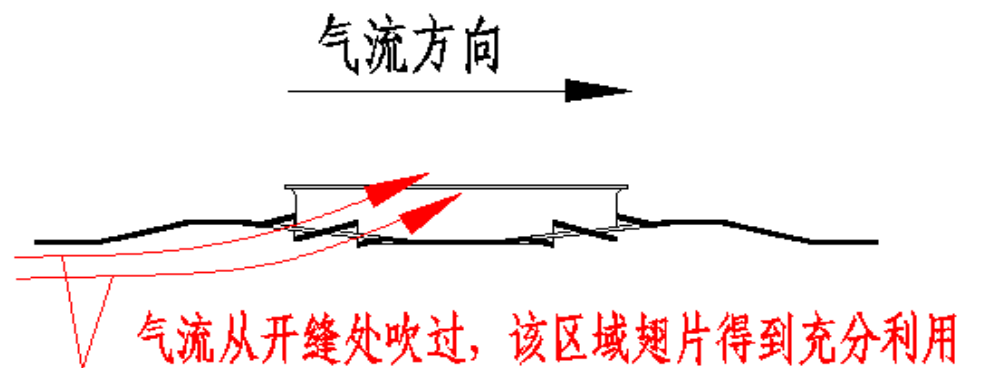


优化翅片表面气流速度分布图

➤在波纹片上增加了微窗结构，可有效切割和扰乱气流，破坏边界层和气流涡的形成。



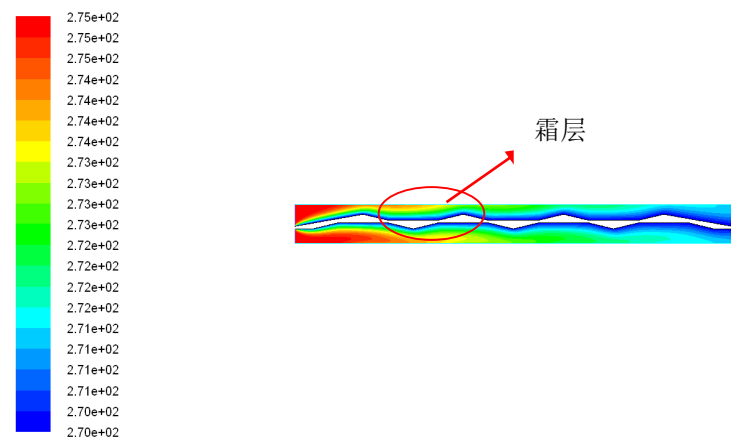
基础模型（波纹片）表面气流涡示意图



优化翅片气流路径示意图

B:在低温工况下

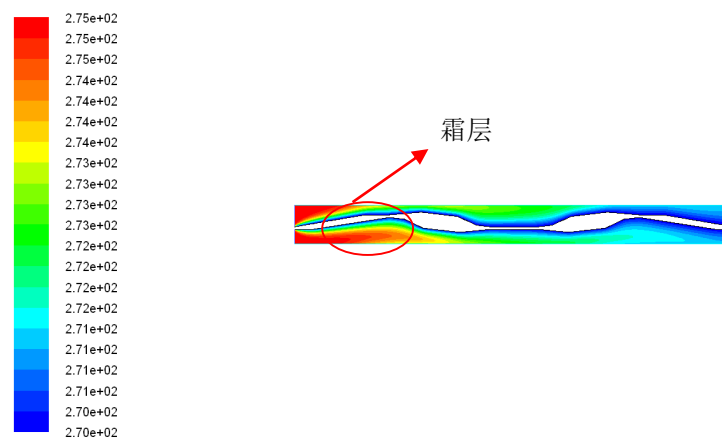
背风侧的微窗结构能够起到强化传热作用，也正因为微窗结构设计在背风侧，结霜速度慢，且强化传热发挥作用的时间远远大于设计在迎风侧的其他翅片，这将使空调运行时间内，换热器能力得到提升，最终使得得到更好的制热效果。



Contours of Total Temperature (k)

Nov 27, 2011
FLUENT 6.3 (2d, pbns, lam)

基础模型（波纹片）表面霜层分布图



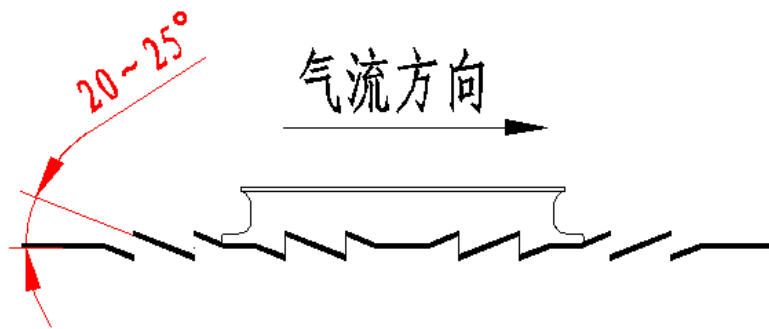
Contours of Total Temperature (k)

Nov 27, 2011
FLUENT 6.3 (2d, pbns, lam)

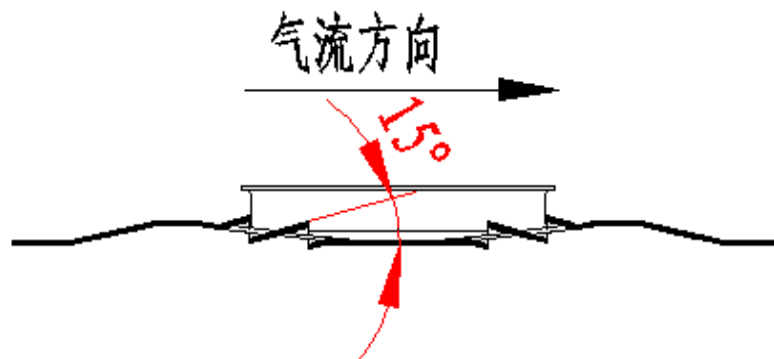
优化翅片表面霜层分布图

C:低风阻技术的应用

当空气流动遇到阻碍时，容易形成较大的反作用力，从而产生风阻。传统的强化传热翅片（如百叶窗片），由于达到提高换热系数，强化传热的目的，强化结构与气流形成一定的夹角，通常为 $20 \sim 25$ 度，而本项目优化翅片的开缝结构设计在波纹片背风侧斜面上，与气流方向夹角仅为 15 度，从而大大降低空气流动阻力。



传统强化传热翅片气流夹角



优化翅片气流夹角

7 翅片换热器性能试验

(1) 翅片换热器单体实验

依据GB/T 23130-2008《房间空调器用热交换器》对样品进行检测，所测结果如下：

换热器 类型	参数	实验1			实验2			实验3		
	风扇电机功率/W	80	107	127	80	107	127	80	107	127
原有波纹片 换热器	能力/W	3604	4185	4402	4810	5503	5789	6409	6845	7128
	冷媒流动阻力 /KPa	52	66.7	71.5	78.3	103.9	116.6	110	143.1	160.3
	风量/m ³ /h	1816	2218	2423	1833	2235	2426	1835	2231	2421
新研发翅片 换热器	能力/W	3965	4515	4748	5180	5948	6208	6549	7322	7666
	冷媒流动阻力 /KPa	55.1	67.2	72.8	78.7	98.3	107.8	108.1	133.1	144.3
	风量/m ³ /h	1800	2205	2406	1814	2220	2411	1840	2228	2408
能力变化情况		1.100	1.079	1.079	1.077	1.081	1.072	1.083	1.070	1.075

注：能力变化情况=新研发翅片换热器能力÷原有波纹片换热器能力。

(2) 翅片换热器整机性能实验

从单体试验结果可看出，新研发翅片换热器能力比原有波纹片提升7~10%，效果非常明显。然后对换热器在12k整机上的应用情况进行实验。

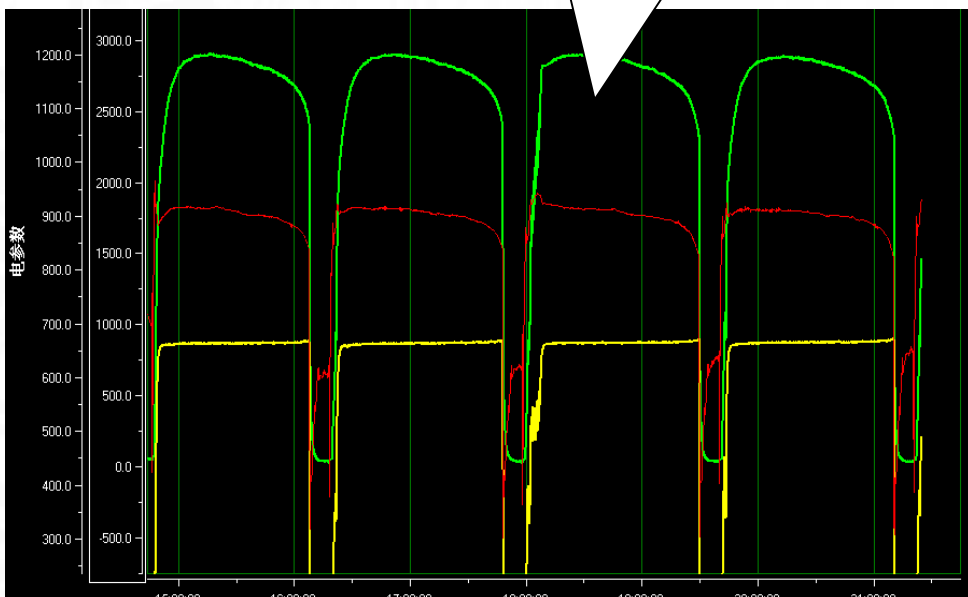
参数	波纹片			新翅片(微窗波纹片)		
	额定制冷	额定制热	低温制热	额定制冷	额定制热	低温制热
换热量/W	3212	3328	2039	3310	3475	2107
功率/W	988.7	972.7	679.3	968	957	673
能效	3.25	3.42	3.00	3.42	3.63	3.13
风量/m ³ /h	511.8	560.3	421.2	514.5	560.4	407.6

以波纹片数据为基准，对比情况如下：

参数	波纹片			新翅片(微窗波纹片)		
	额定制冷	额定制热	低温制热	额定制冷	额定制热	低温制热
换热量	基准	基准	基准	1.031	1.044	1.034
功率	基准	基准	基准	0.979	0.984	0.991
能效	基准	基准	基准	1.053	1.061	1.043

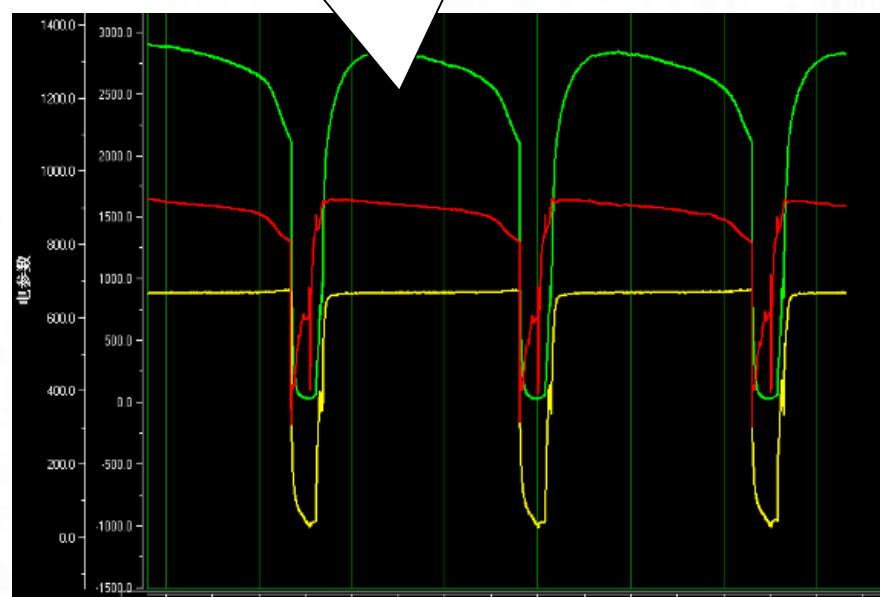
在额定工况下能效比波纹片提升5~6%，在低温工况下能效比波纹片提升约4%。

波纹片能力曲线，随着空调的运行，换热器霜层增加，能力缓慢下降。波纹片的除霜周期约为**90分钟**。



(a) 波纹片低温制热运行曲线

优化后翅片能力曲线更为平缓，说明随着空调的运行，换热器霜层增加更加缓慢，除霜周期约为**70分钟**。

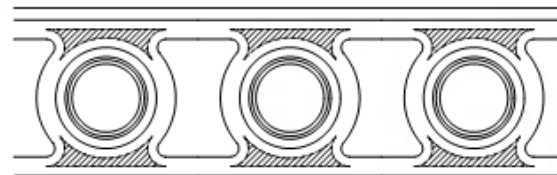


(b) 优化翅片低温制热运行曲线

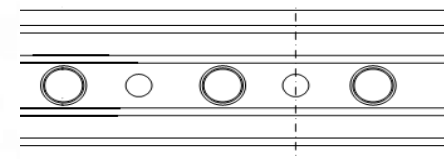
8 应对APF能效开发的另外两种高效翅片

为了应对APF，根据上述设计思路，我公司新开发了两种翅片：7.94管凸环片；7.0管阶梯平片。管间距：21mm，翅片宽度：21.65mm。

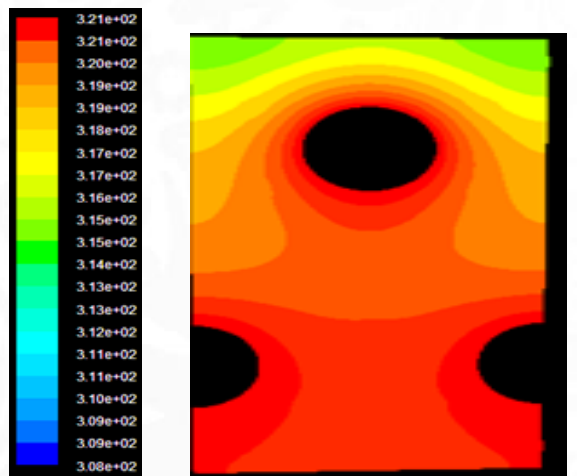
1) 7.94凸环片换热器



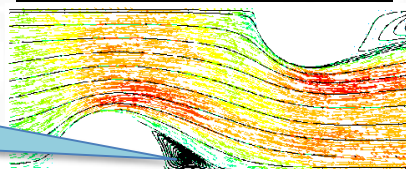
7.94凸环片



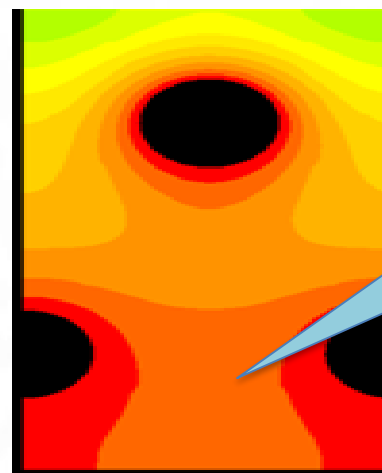
7.0阶梯平片



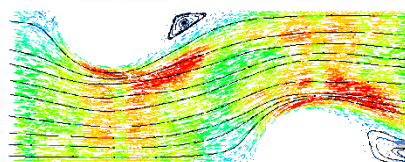
管后流
动死区



原7.94波纹片



表面温度低，
换热充分



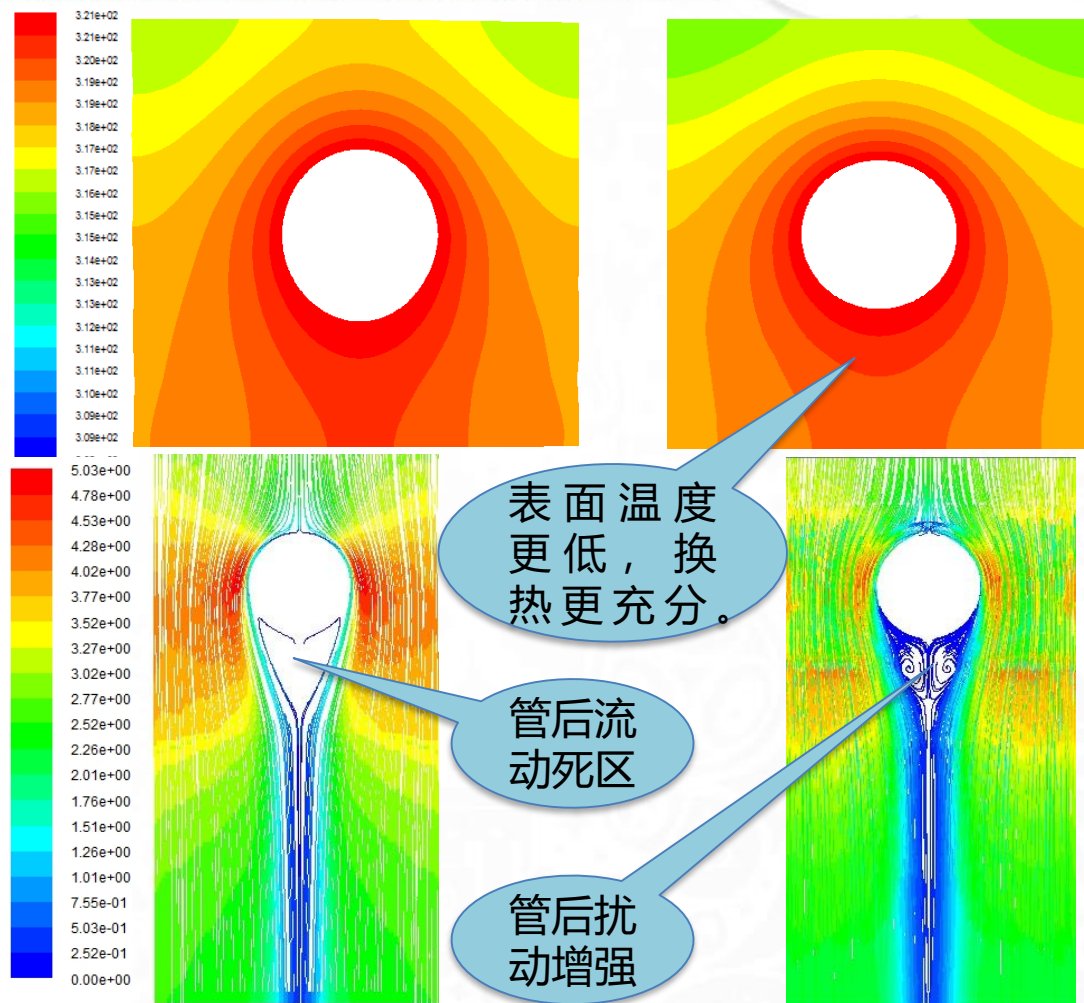
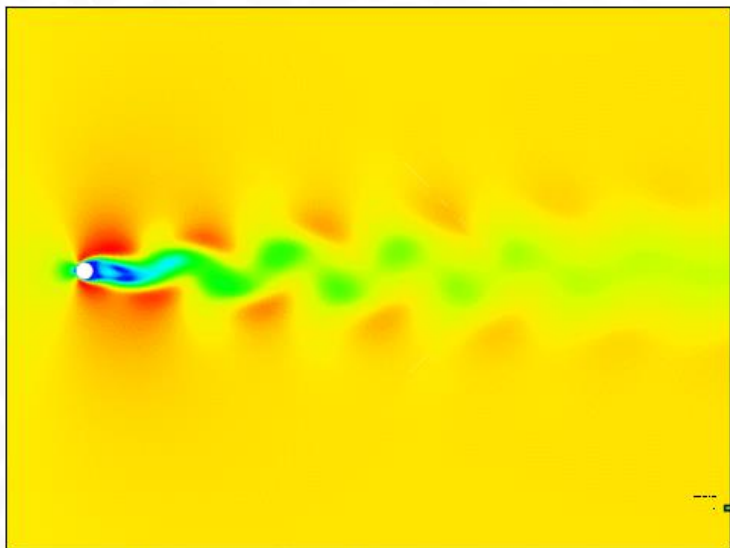
管后死区
明显减少

新7.94凸环片

经过仿真，凸环翅片管换热器的综合性能因子j/f较波纹翅片增加了约10%。换热器单体试验对比也得到了相同结论，换热量较波纹翅片明显增加。

2) 7.0阶梯平片换热器

经过仿真，阶梯平片换热器综合性能因子 j/f 较平片增加了5.8%，换热效率增加。



原7.0平片

新7.0阶梯平片

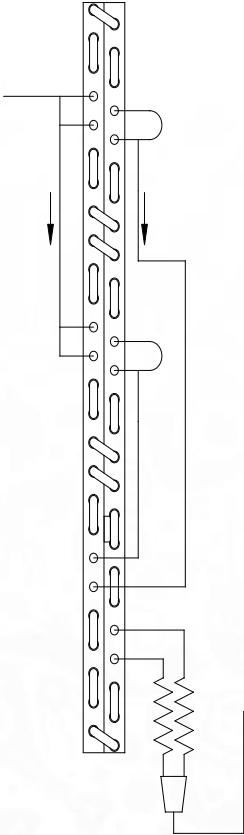
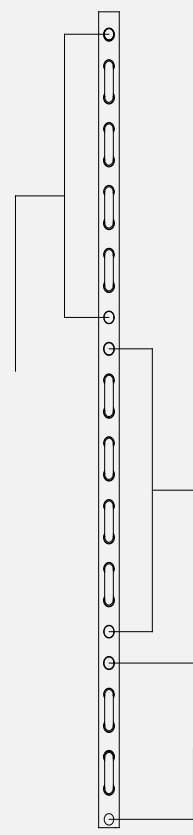
上述两种翅片换热器已经在海信变频产品上大批量应用，在APF能效提升方面具有较大贡献。

引用实例:

35APF2级平台应用 $\phi 7.94$ 凸环片开发实例-- **单台换热器，成本降低25元左右。**

仿真与试验结果对比

35A2 机型	结果对比			
	冷凝能力/w		蒸发能力/w	
	仿真 结果	测试 结果	仿真 结果	测试 结果
优化前	5460	5334	1890	1669
优化后	5648	5412	2051	1711
改善	3.4%	1.5%	8.5%	2.5%

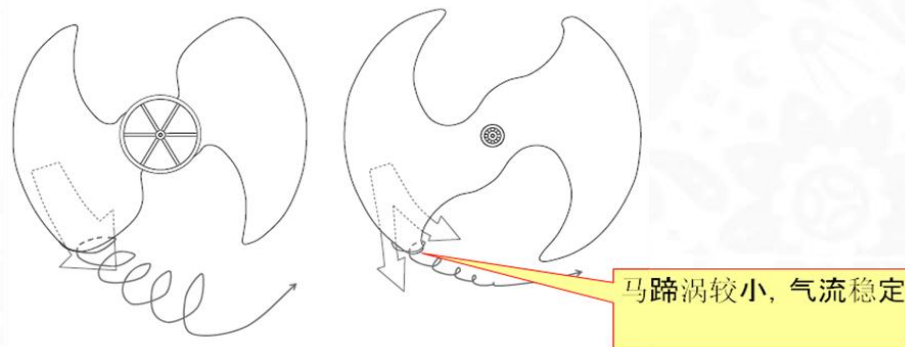
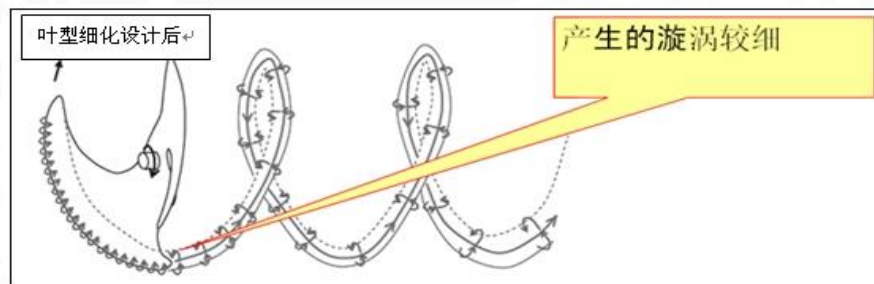
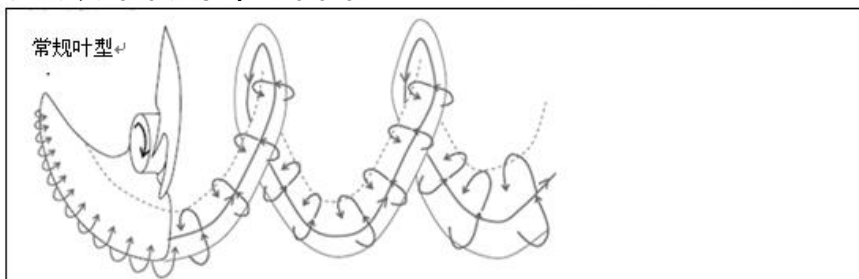
平台	优化前换热器	说明	优化后换热器	说明
35A2		换热器参数: 1. $\phi 7.0$ 波纹翅片; 2. 双排26U, 端板间距 847+833mm。 焊点个数: (自动/手工) 40/12		换热器参数: 1. $\phi 7.94$ 凸环片; 2. 单排13U, 端板间距852mm。 焊点个数: (自动/手工) 20/6 1. 胀管一次完成; 2. 焊接效率提高50%; 3. 泄漏隐患降低。

将生物仿生学研究中获得的流体力学想法应用到轴流风扇叶型设计，并辅以CFD仿真手段对风道特征参数进行优化，从而实现轴流风道性能提升。

仿生学翼型轴流风扇设计

轴流风扇的叶片，工作时会产生从正压一侧到负压一侧的漩涡（马蹄涡）。以往的风扇因为叶片粗，产生的漩涡也粗。这种粗的漩涡一边螺旋旋转，一边向后方放出，影响范围大，风扇的负荷也增大。

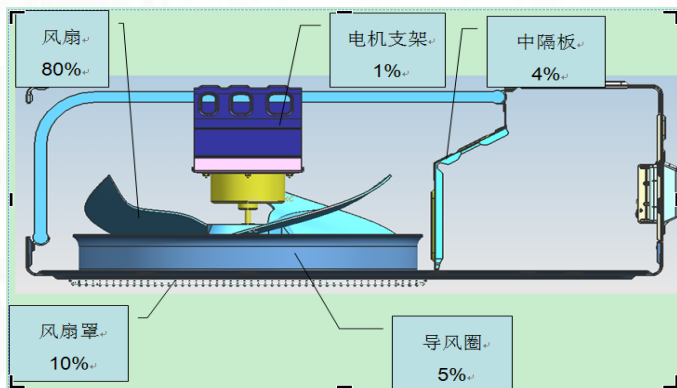
当应用鸟翅膀平面形状的轴流风扇叶片进行细化设计，产生的漩涡也很细，不良影响范围小，负荷也小。通过叶片的气流稳定，可抑制因偏流导致的效率低下和噪音。



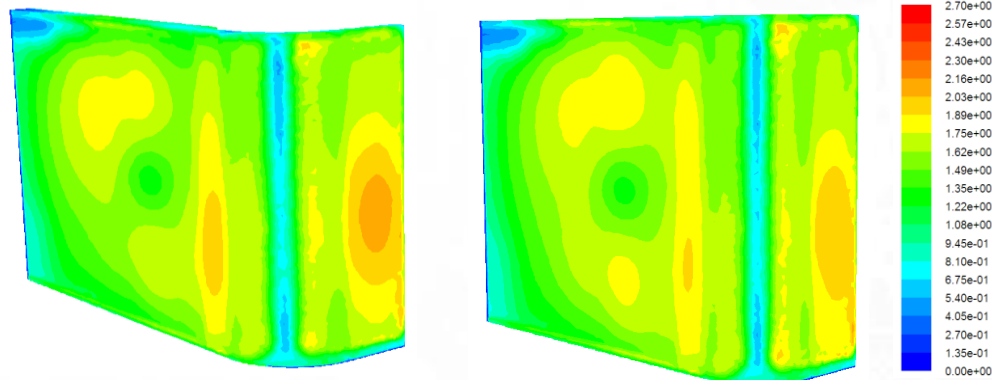
CFD仿真和试验相结合的方法

根据空调室外机风道系统流场和声场的研究经验，明确了各个风道特征对室外机风道性能的贡献比例，

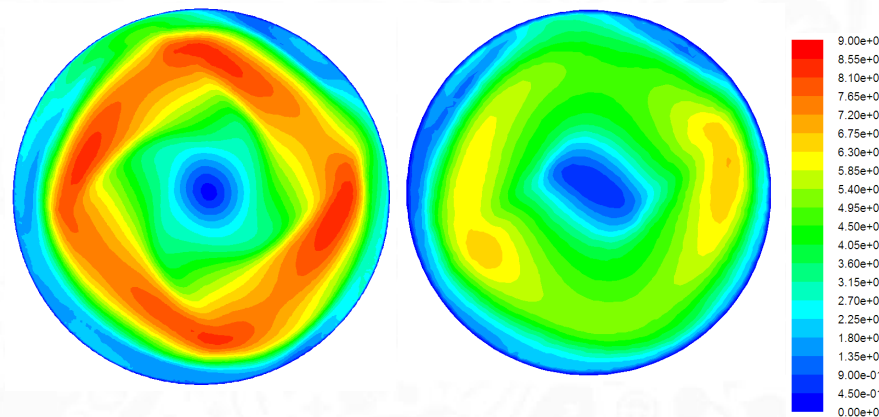
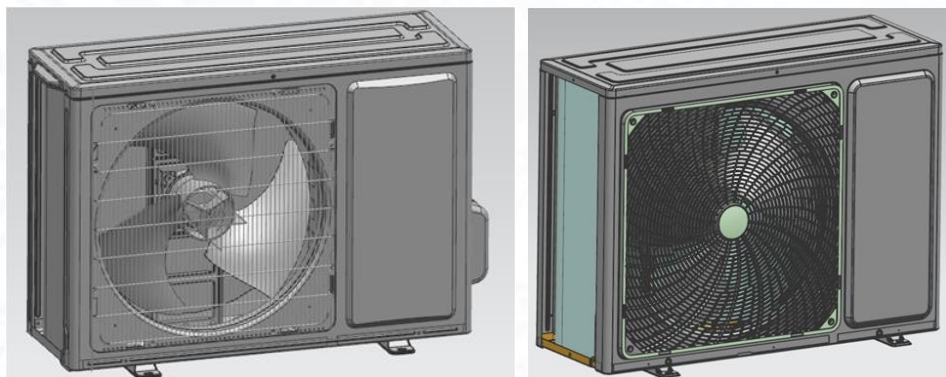
如图所示。



各个风道特征对室外机风道性能的贡献比例

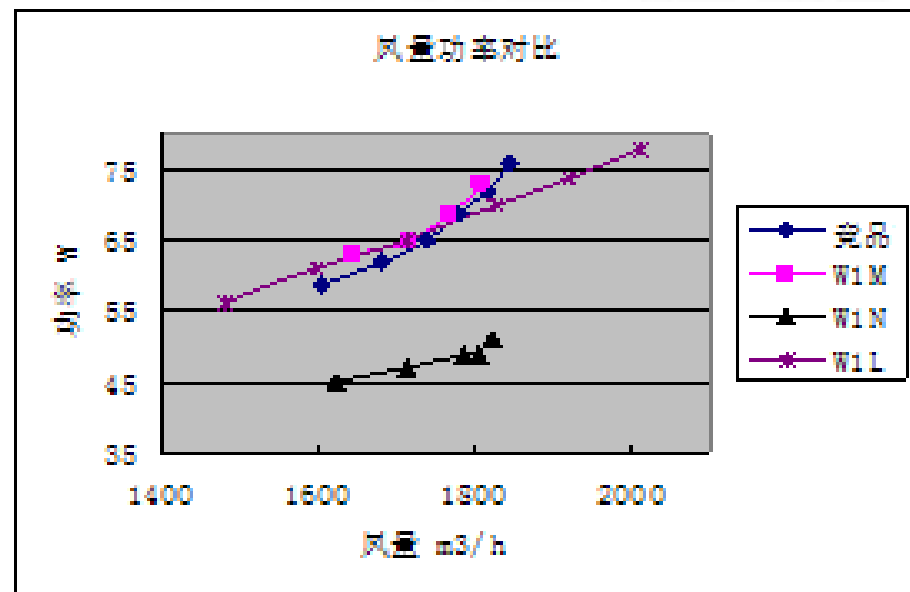
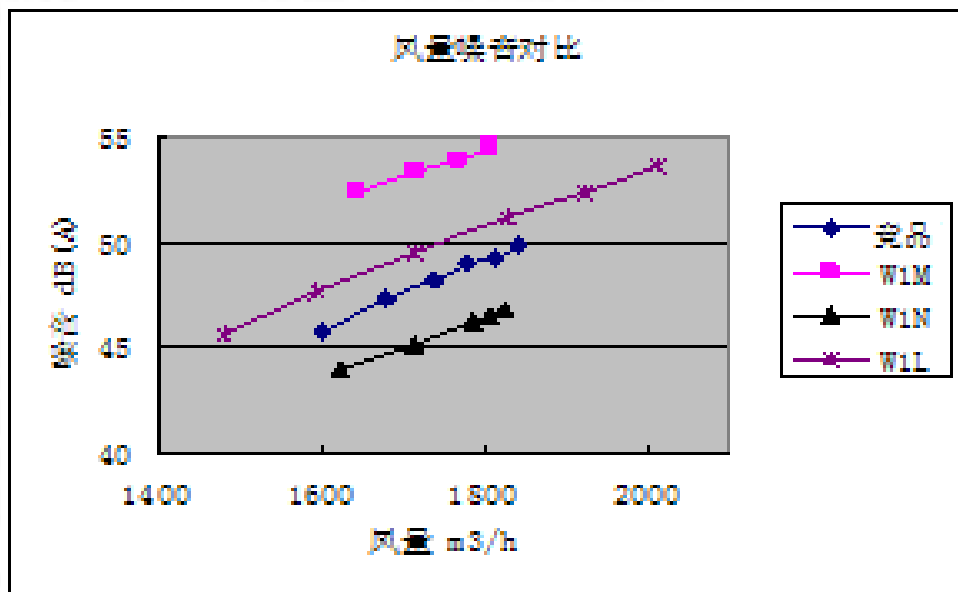


轴流风扇与换热器不同距离时换热器表面风速分布



不同形式风扇护罩出风口风速分布

最终方案在新开发的三个箱体的风量/噪音和风量/功率对比曲线如下：



W1N新箱体同等风量下，功率、噪音均低于对比机型，性能优于竞品及我公司原有箱体。新箱体风道系统与竞品相比，最终实现同等风量下噪音降低2dBA，风机效率提升15%，且相同阻力情况下系统风量衰减低于竞品箱体，风道整体性能处于行业领先水平。

APF考核全年能耗水平，研究空调整个运行过程频率控制技术以实现最佳的能效控制及出色的舒适性体验，通过变载频控制、基于最佳误差控制的低频自适应补偿控制、弱磁扩速低温制热控制等变频技术，可以改善空调产品低频运行时的振动、噪音效果，拓展最小输出能力下限及低温制热时的最大输出能力上限，提高空调产品的APF值，提升舒适性体验效果。

1 变载频控制技术

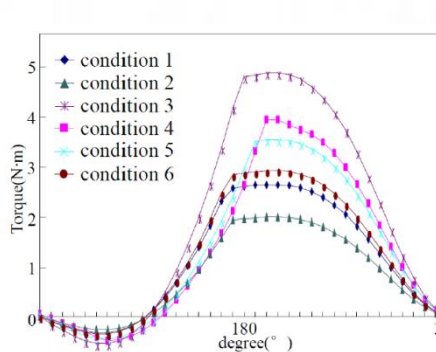
变频空调的逆变器采用斩波控制方式，其PWM波的载波与逆变器的损耗呈正比。在逆变器硬件不变的条件下，载波频率越高，其逆变损耗越大，采用变载频技术，实现在低频运行时使用较低的载频，在高频运行时采用额定载频运行，可以有效降低低频运行时逆变器的逆变损耗。本项目在低频时采用4kHz 的载频，在高频时采用6kHz的载频，通过单片机技术进步及算法的改进，实现在运行中不停机改变压缩机的载波频率，逆变器损耗下降达到20%。

变载频技术的核心是：采用渐进式改变PWM控制周期，并分段渐进调整PI环节的P、I系数，同时对误差的输出进行补偿，确保载频变化过程的平顺性。

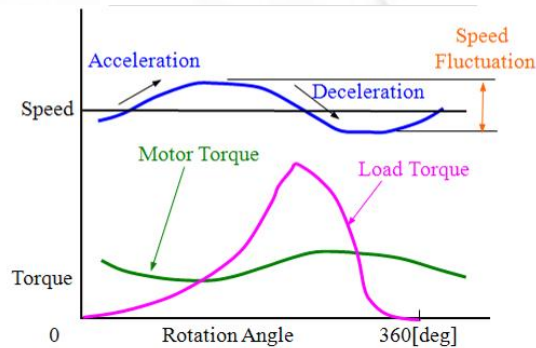
2 基于最佳误差控制的低频自适应补偿控制技术

单转子压缩机凸极性很大，旋转一周转矩变化较大，负载特性与转速特性见右图所示；不同负载时其转矩特性存在差异，见右图所示。

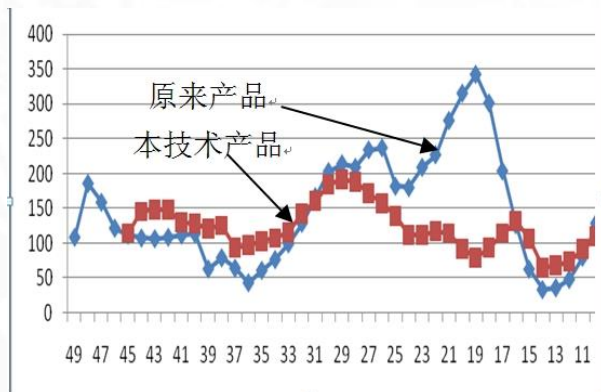
转矩非线性严重，转矩对转子一个机械周期内转子存在转速影响，转速波动较大，转速波动引起压缩机、管路振动及应力异常，导致空调器低频运行振动很大，甚至不能正常运行。为此采用低频补偿控制技术，以低频运行速度误差为控制目标，自动补偿q轴电流指令值，由于q轴电流等效于转矩指令，从而实现了低频转矩补偿控制。



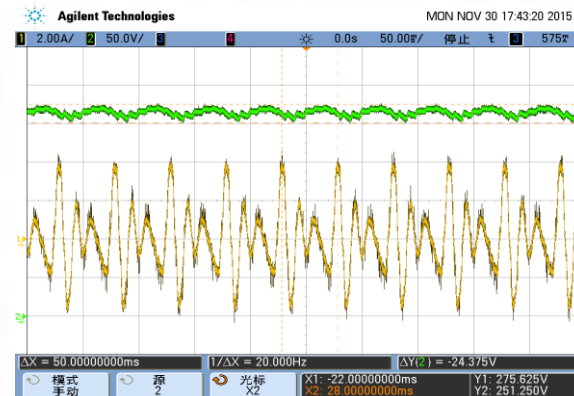
转速波动与转矩波动图



不同负载下转矩波动



管振测试对比曲线



20Hz时补偿控制的实测压缩机电流波形图

通过综合运用变载频控制、基于最佳误差控制的低频自适应补偿和弱磁控制技术，提升了空调器低负荷运行时的能效值和低温制热能力、并大大拓展了变频空调的最小稳定输出能力。

3 弱磁扩速低温制热控制技术

在冬天进行低温制热时，空调器室外机在运行一段时间后会存在结霜现象，导致室外换热器的换热能力严重下降。此时压缩机的转矩较低，压缩机转速不变时，其输出能力严重下降，通过弱磁扩速技术，有效提高其压缩机的运行转速，可以保持其输出能力不下降，进而提高低温制热时的制热能力。

永磁同步电机动态电压方程：

$$\begin{cases} U_d = Ri_d + L_d \frac{di_d}{dt} - \omega_r L_q i_q \\ U_q = Ri_q + L_q \frac{di_q}{dt} + \omega_r L_d i_d + \omega_r \psi_f \end{cases} \quad (2)$$

永磁同步电机稳态电压方程：

$$\begin{cases} U_d = Ri_d - \omega_r L_q i_q \\ U_q = Ri_q + \omega_r L_d i_d + \omega_r \psi_f \end{cases} \quad (3)$$

根据 i_d 、 i_q 值及式 (2)、式 (3) 计算 U_d 、 U_q ，并进一步按照式 (4) 计算：

$$U_d^2 + U_q^2 \geq U_{dc}^2 / 3 + k \quad (4)$$

若 (4) 式成立，则判断进入弱磁控制。

其中 R 压缩机绕组电阻、 ω 压缩机转速、 ψ_f 为压缩机永磁磁链、 k 为设计余量，是一常数。

弱磁电流从0开始，以步进 Δ 进行递减，在此期间不断使用公式 (4) 进行判断，直到压缩机转速达到目标转速、或者弱磁电流 i_d 达到最大限制值时，进入稳定弱磁控制状态。采用渐进式弱磁控制，避免弱磁电流的突然变化导致系统运行的不稳定。采用本技术后，在室内 24°C / 室外 -7°C 工况下，制热能力提升超过50%，运行频率由95Hz提升到120Hz。

通过以上的变频技术，可以改善空调产品低频运行时的振动、噪音效果，拓展最小输出能力下限及低温制热时的最大输出能力上限，从而提高空调产品的APF值，提升舒适性体验效果。



汇报完毕，
谢谢！