

“低温强热涡旋”™技术

Copeland®


EMERSON™
Climate Technologies

压缩机蒸气喷射技术的背景

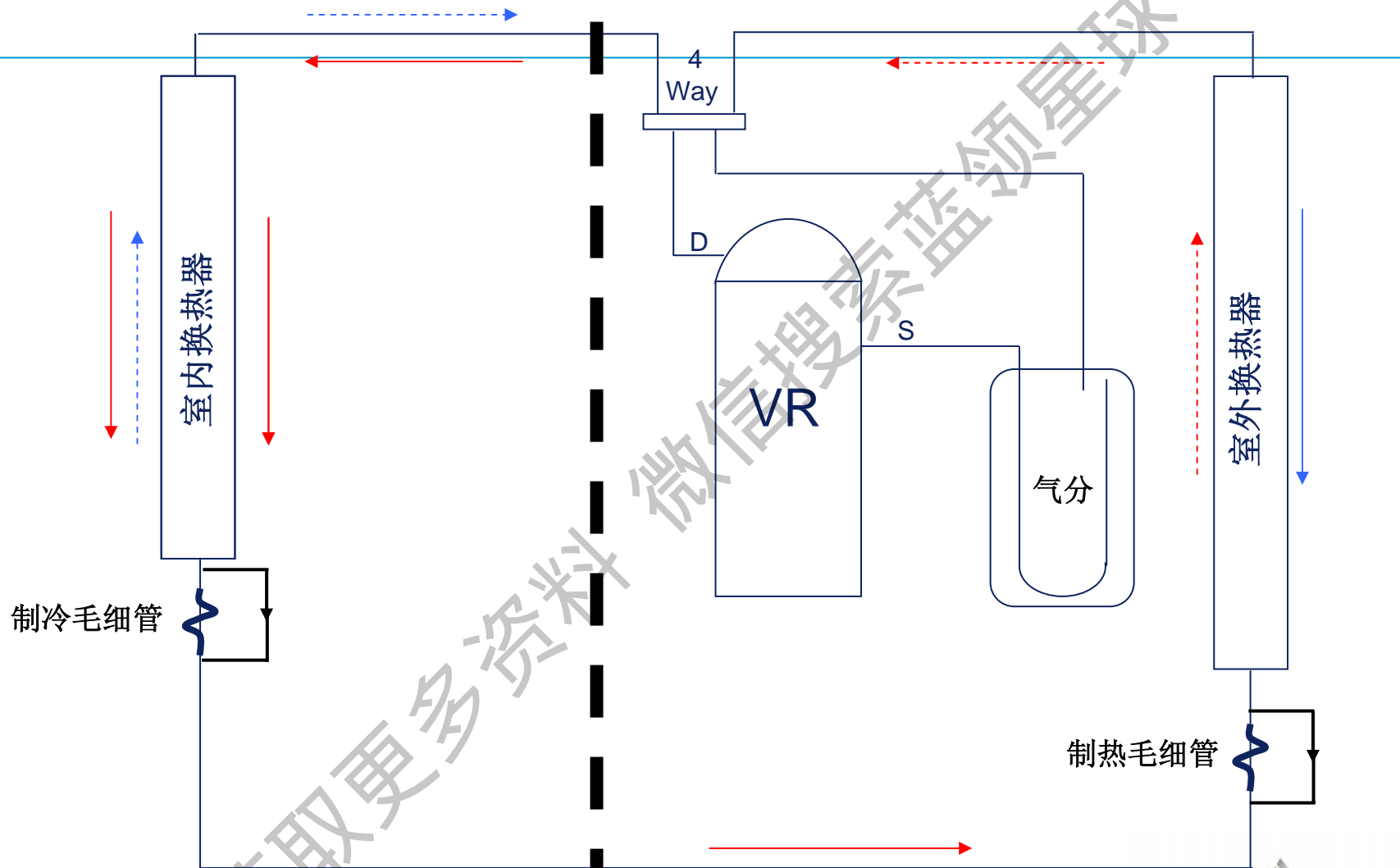
- 传统的热泵技术在低温环境下应用受到限制
 - 在低温环境下制热能力大幅度衰减
 - 需要增加大量的辅助电加热
- 在低温环境下压缩机吸气口的制冷剂流量远低于压缩机电机的额定量,压缩机能力得不到充分利用
- 在室外膨胀装置前的液体制冷剂温度过高,焓值也相应高,换热器能得不到充分利用
 - 过冷度需要改进
- 解决方案:
 - 在涡旋盘创立一个第二吸气口
 - 用第二吸气增加制冷剂流量并提高主循环液体制冷剂的过冷度

Enhanced Vapor Injection – EVI 基本原理

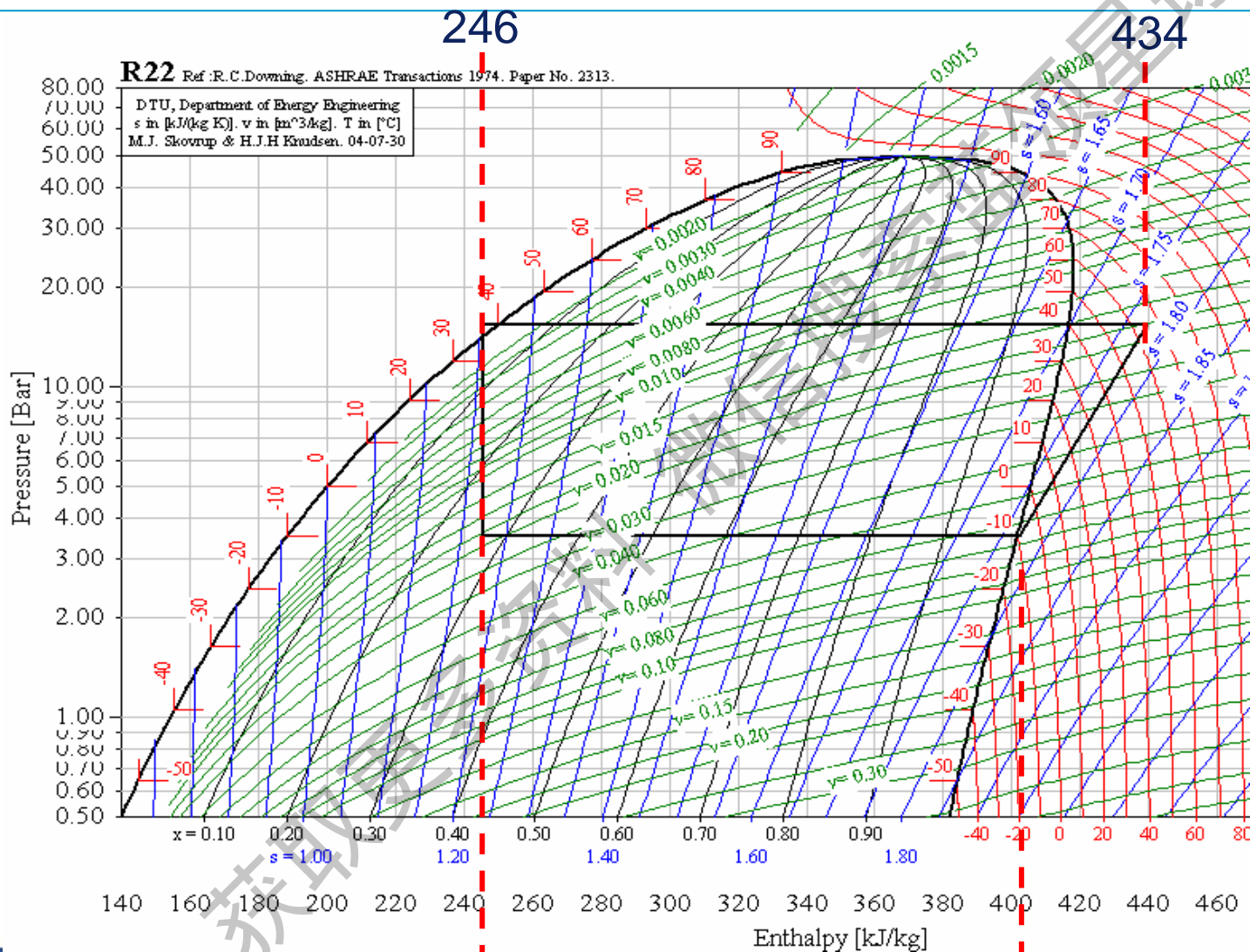
- 通过产生蒸气来冷却主循环液管的制冷剂
 - 压缩机有二个吸气口和一个排气口
- 类似低温系统双级压缩工作原理
- 当蒸发温度与冷凝温度相差最大时会产生最好的效果
 - 在低温环境下效果更明显

实现一个涡旋经济器循环

现有的热泵系统



基本系统循环图



ΔH Cond
 440 – 246
 = 194 KJ/Kg

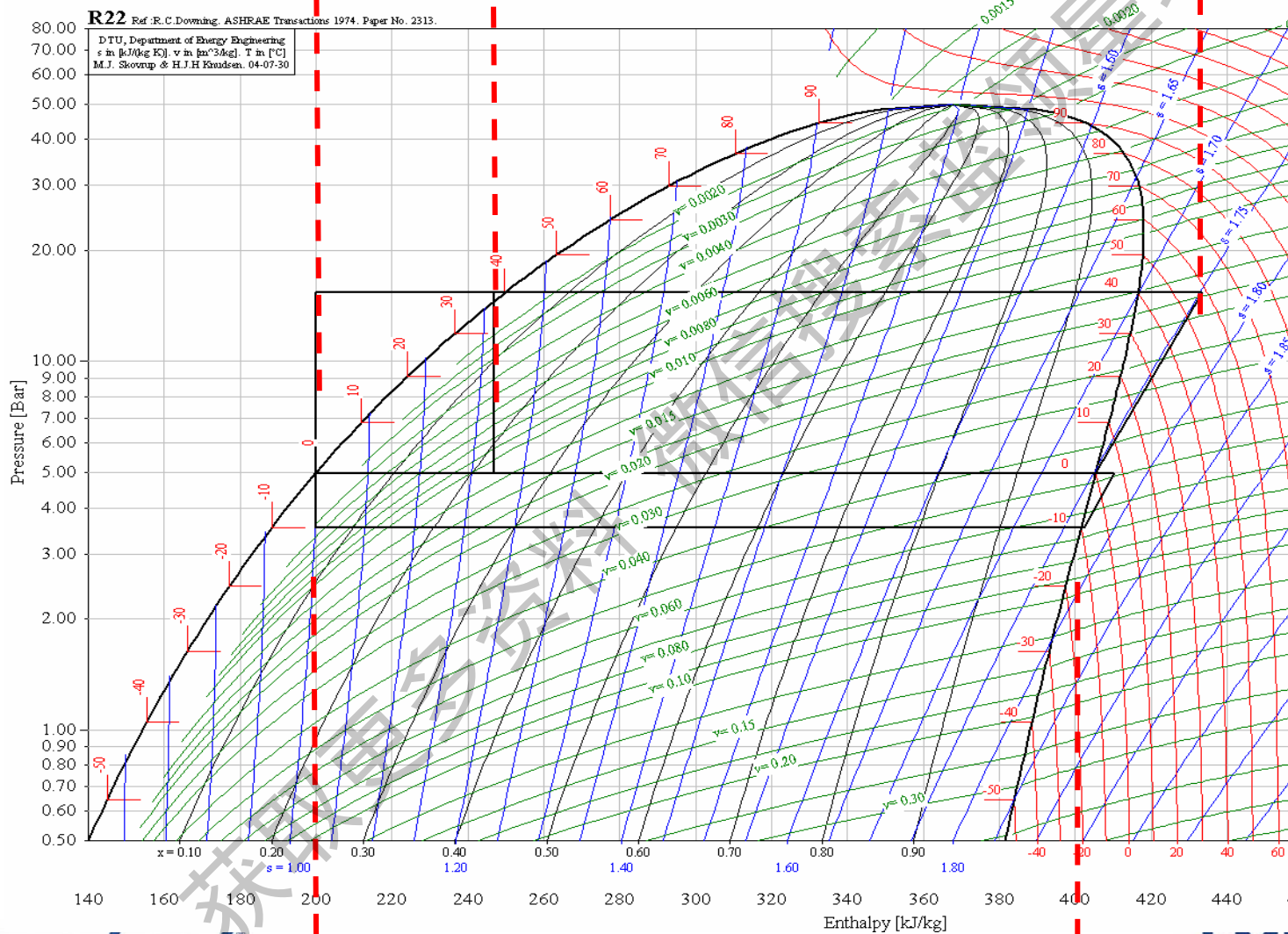
ΔH Evap
 402 – 246
 = 156 KJ/Kg

低温强热涡旋热泵系统 - 理论计算

200

246

434



$$\Delta H \text{ Cond}$$

$$434 - 246$$

$$= 188 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H \text{ Evap}$$

$$402 - 200$$

$$= 202 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H \text{ S.C.}$$

$$246 - 200$$

$$= 46 \text{ KJ/Kg}$$

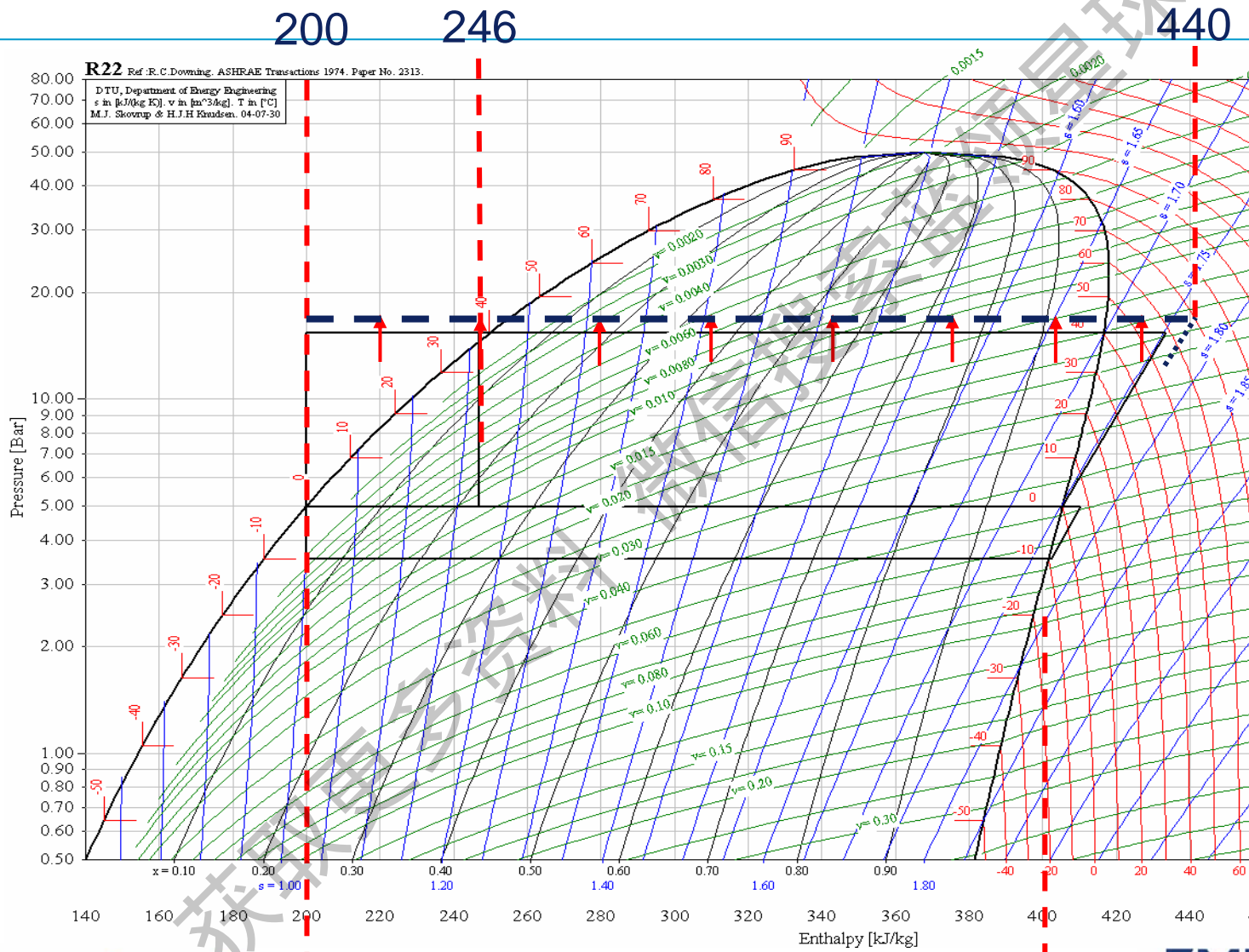
Copeland

200

402

EMERSON
 Climate Technologies

低温强热涡旋热泵系统 — 理论效果

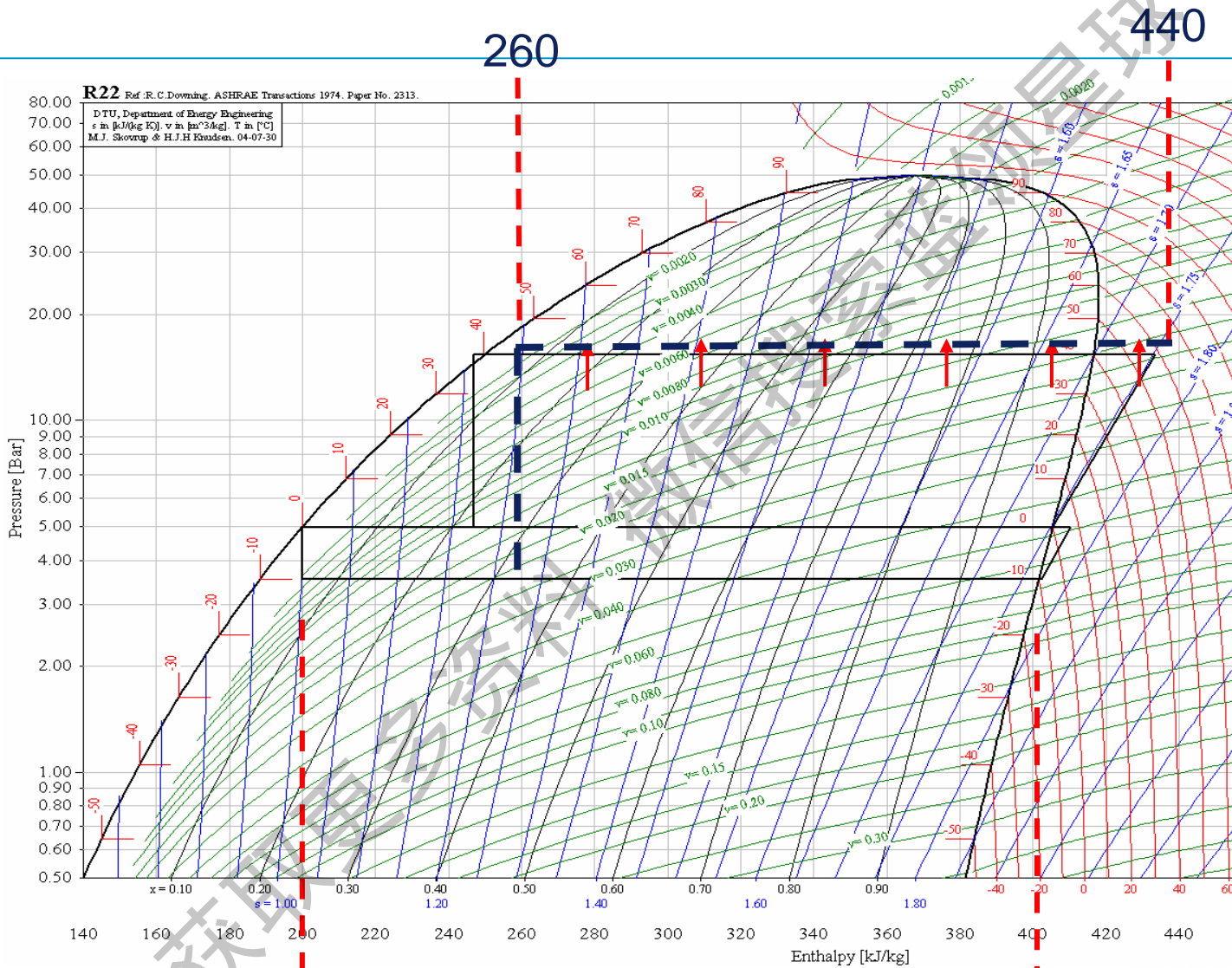


ΔH_{Cond}
 440 – 246
 = 194 KJ/Kg

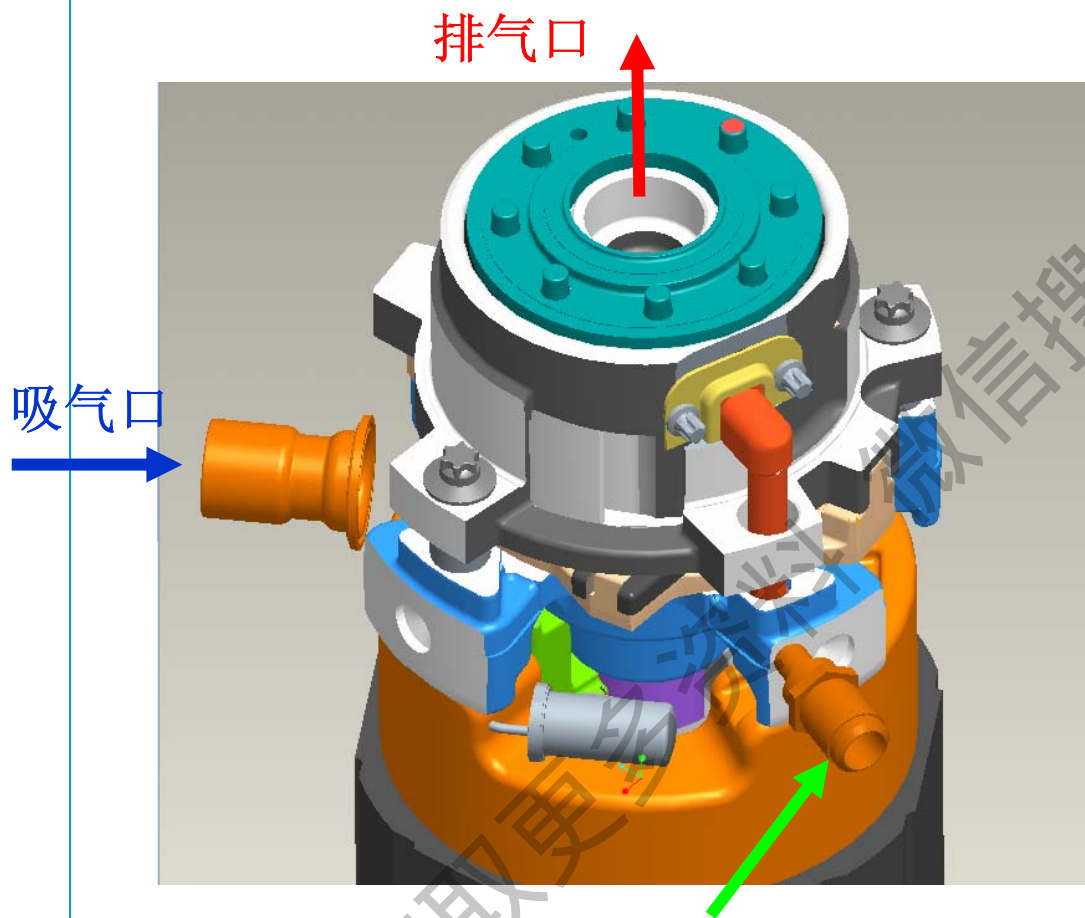
ΔH_{Evap}
 402 – 200
 = 202 KJ/Kg



低温强热涡旋技术 — 采用闪蒸器



低温强热涡旋压缩机构造 (谷轮专利)



制热能力增加流程

↓
受到进一步冷却的液体冷媒进入室外膨胀装置

↓
室外盘管吸收更多的热

↓
冷凝器交换更多的热

↓
冷凝温度提高

↓
压缩机消耗更多的功率

↓
产生更多的制热能力

理论分析

制热量 - 质流量

- 标准系统的制冷能力 $A = M_{\text{suct.}} \times \Delta H_{\text{evap}}$
 - $M_{\text{suct.}}$: 通过蒸发器的流量 = 通过压缩机的流量 = 通过冷凝器的流量
 - B : 压缩机消耗功率被转化成制热能力
 - 标准制热能力 = $A + B$
- **EVI** 系统的制冷能力 $A_{\text{evi}} = A + A1 = M_{\text{suct.}} \times (\Delta H_{\text{evap}} + \Delta H_{\text{evi}})$
 - $M_{\text{suct.}}$: 通过蒸发器的流量 = 通过压缩机吸气口的流量
≠ 通过冷凝器的流量 (更高)
 - $A1$: 喷射带来的能力增加 = $M_{\text{suct.}} \times \Delta H_{\text{evi}} = M_{\text{inj.}} \times \Delta H_{\text{inj.}}$
 - $B1$: 压缩机消耗功率被转化成制热能力
 - **EVI**制热能力 = $A + A1 + B1$

增加的制热能力 = $A1 + (B1 - B)$

标准系统 Vs 低温强热涡旋系统

- 制热

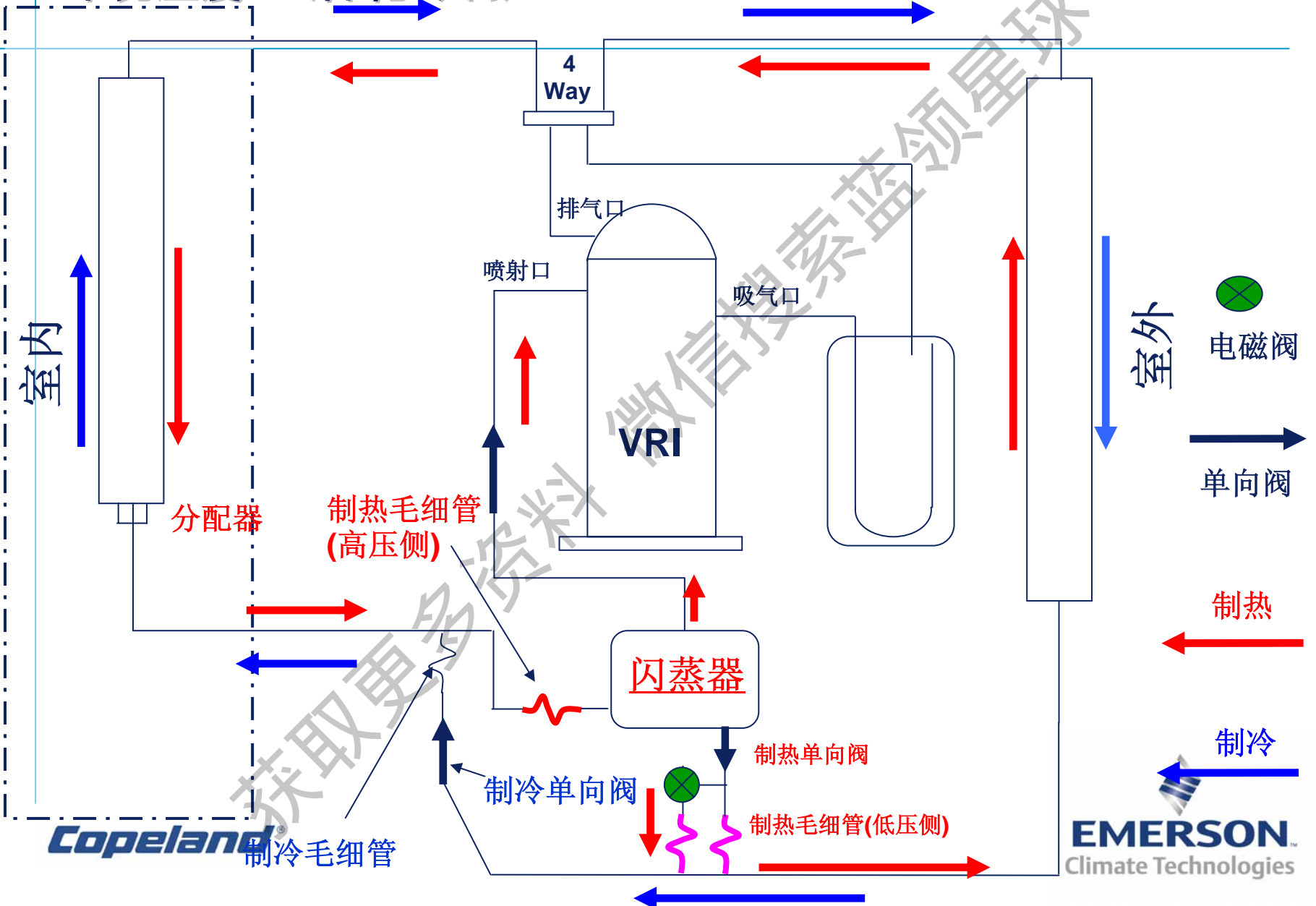
	标准系统	EVI 系统
压缩机吸气流量	~相同	~相同
压缩机吸气压力	~相同	~相同
压缩机排气流量		更高
压缩机排气压力		更高
过冷器到 EVI 入口流量	无	明显
室外盘管流量 (蒸发器)	~相同	~相同
室内盘管流量 (冷凝器)		更高
压缩机功率消耗		更高

5匹系统案例 — 仅优化制热

系统设计目标和系统构成

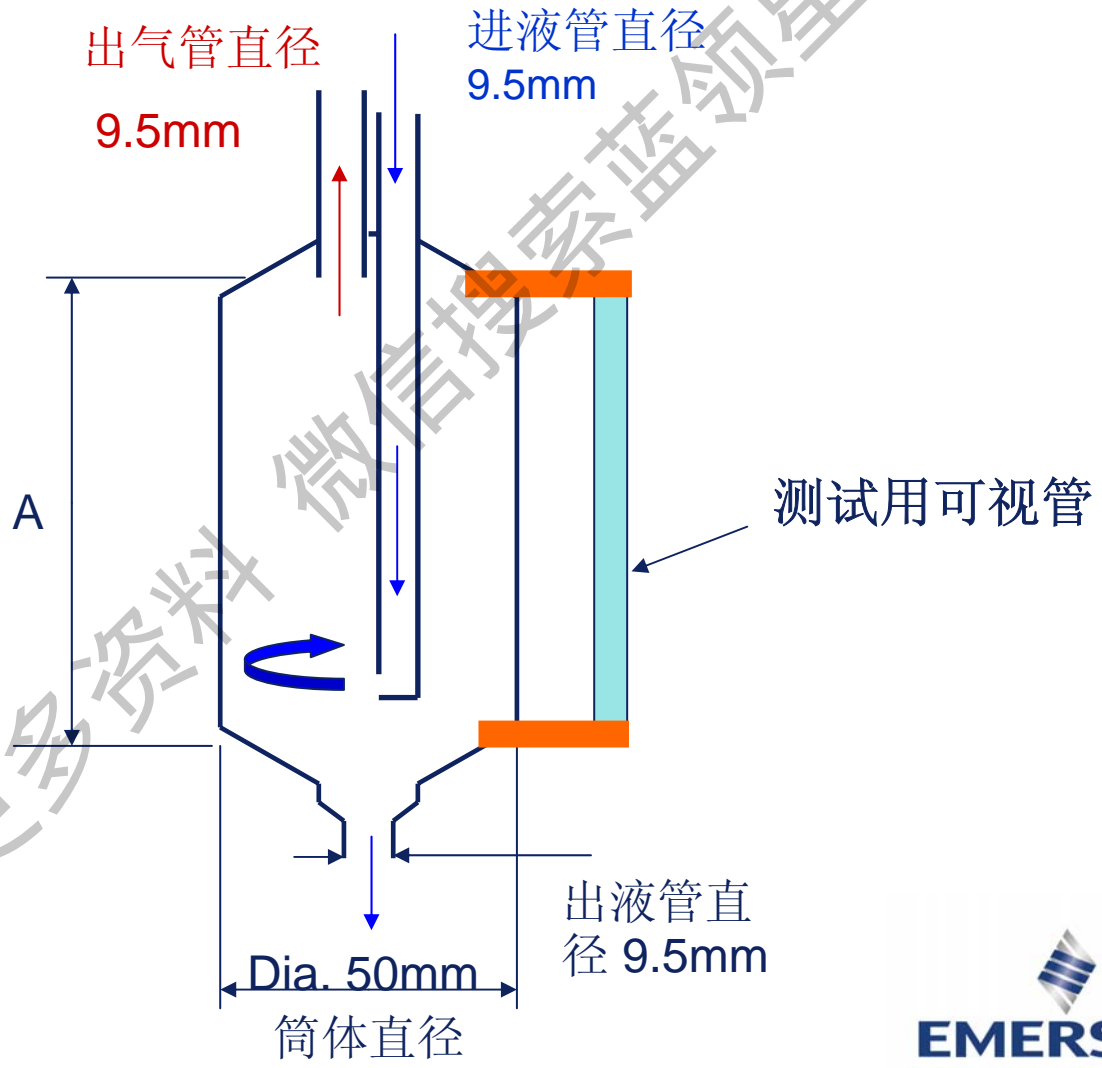
- 尽可能地增加制热能力而不影响制冷能力和**EER**
 - 更好的热冷比
 - 更好的低温制热能力
- 目前系统在制冷和制热都进行蒸气喷射需要在技术上权衡
 - 额外的制冷能力却降低了**EER**
 - 压缩机电机在最大制冷运行时保护
- 采用带闪蒸器的系统设计方案
 - 仅在制热时喷射

单热型低温强热涡旋系统简图 - 毛细管优化于宽范围室外环境温度 (谷轮专利)



5匹系统案例 — 仅优化制热 闪蒸器的选择

A=100mm(3HP)
A=180mm(5HP)



5匹系统案例 — 仅优化制热 系统配置

- 压缩机: **VRI61KF-TFD**
- 室外机: **5HP**
 - **2排 ϕ 10mm热交换器**
 - **双风扇系统**
- 室内机: **5HP**
 - **2排 ϕ 10mm热交换器**
- **5m 连管**
- **R22充注量4.9Kg**
- **闪蒸器Flash Tank**
 - **ϕ 50mm X180mm高**
- **单向阀**
 - **3根 ϕ 12mm**

Copeland


EMERSON
Climate Technologies

5匹系统案例 — 仅优化制热 系统配置

- 毛细管
 - 全部放在室外
 - 用相同的毛细管接头
 - 制冷毛细管规格: \varnothing 2.7X450mm
 - 制热毛细管规格(高压侧): \varnothing 2.7X500mm
 - 制热毛细管规格(低压侧1): \varnothing 3.0X380mm
 - 制热毛细管规格(低压侧2连电磁阀): \varnothing 2.7X950mm
- 电磁阀
 - 三花 \varnothing 8mm, 常开
 - 当室外环境温度低于 0°C 时关闭
- 用热电偶测量关键点温度
- 测量关键点压力(压缩机吸排气口, 喷射口)

5匹系统案例 — 仅优化制热 室外布管安排

制热毛细管
(低压侧)

电磁阀

制热毛细管
(高压侧)

闪蒸器

制热单向阀

Copeland



喷射管

5匹系统案例 — 仅优化制热 系统性能 (标准型性能)

- 名牌性能：

	制冷	制热
能力(W)	12000	14000
耗功 (W)	4750	4750
能效比(W/W)	2.53	2.95

- 实测性能 (谷轮香港工程中心)

测试工况 OD ID(DB/WB)	能力 (W)	耗功 (W)	能效比 (W/W)	压缩机 压力 Ps/Pd	温度 Ts/Td	出风 温度 DB/WB
标准制冷	12237	4816	2.54	0.42/1.92	11.3/97.1	11.8/11.4
标准制热	14714	4924	2.99	0.35/1.96	-1.6/79.8	43.8/22.8
46°C最大制冷 (85%电压)	11718	6222	1.88	0.52/2.55	8.3/109.1	15.9/15.5

5匹系统案例 — 仅优化制热

低温强热涡旋系统性能

测试工况	能力 (W)	耗电 (W)	能效比 (W/W)	压力 Ps/Pd (Mpa)	温度 Ts/Td (C)	出风温度 DB/WB (C)
标准制冷	12739	5010	2.54	0.45/1.95	9.3/94.0	11.6/11.2
增加量	+ 502W	+ 194W	0.0%	+ 0.03		- 0.2K
标准制热	16277	5695	2.86	0.34/2.10	-2.5/86.3	46.4/23.6
增加量	+ 1563W	+ 771W	- 4.3%	+ 0.14		+ 2.6K
46°C最大制冷 (85%电压)	11937	6545	1.82	0.55/2.55	11.3/113.5	15.8/15.4
增加量	+ 219W	+ 323W	- 3.2%	+ 0.00		- 0.1K

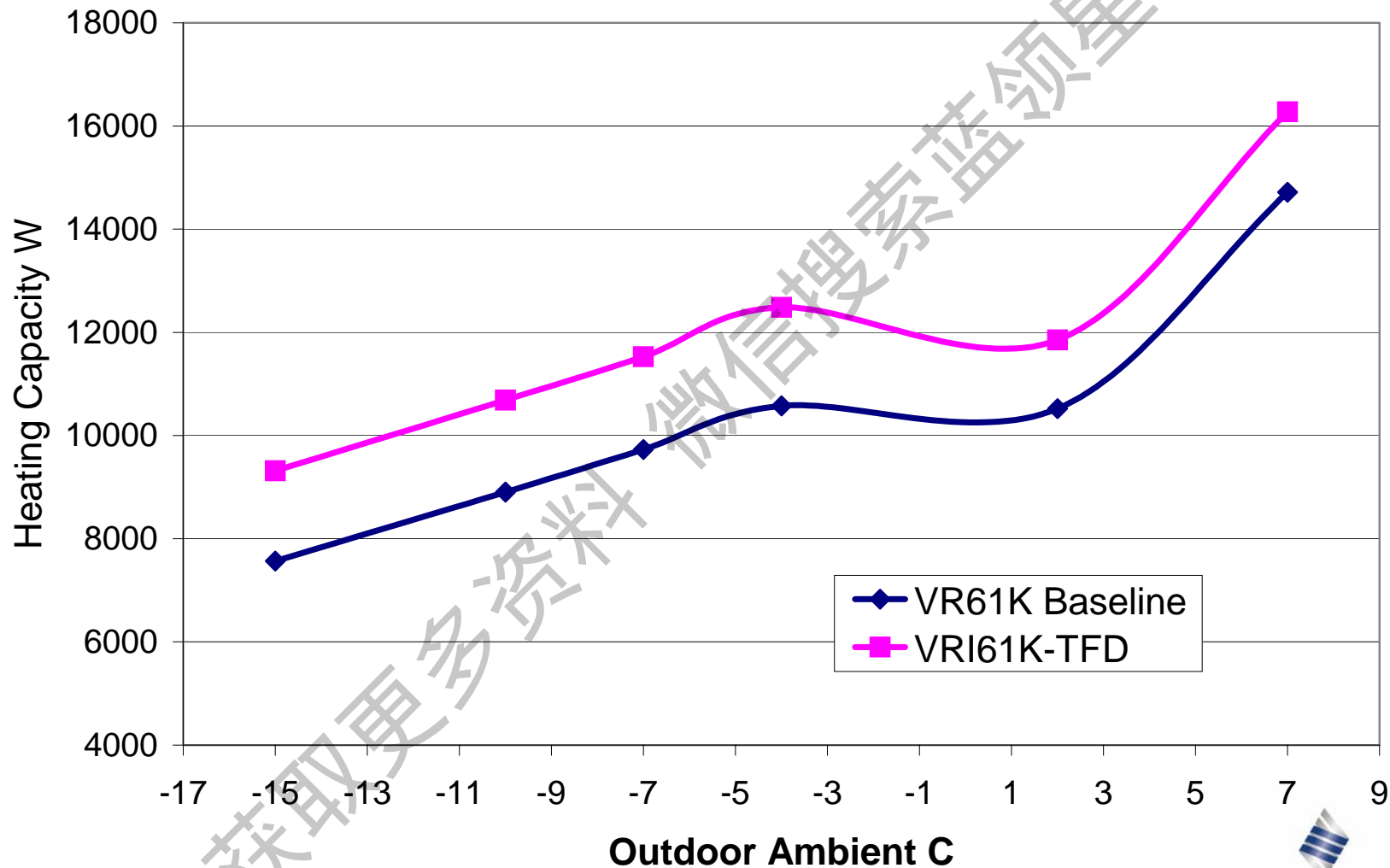
	标准型	强热型涡旋	增加
标准制冷 (W)	12237	12739	+ 4.1%
标准制热 (W)	14714	16277	+ 10.6%

增加来自性能优化

增加来自强热型涡旋

5匹系统案例 — 仅优化制热

低温强热涡旋制热能力



5匹系统案例 — 仅优化制热 在低温环境下的稳态制热性能

室外环境温度 (C)	制热能力 (W)	耗功 (W)	能效比 (W/W)	压力 (Mpa)	温度 (C)	压缩机底部温度 (C)	出风温度 DB/WB
- 4	12485	4928	2.53	0.21/1.73	-12.5/66.8	6.7	40.3/21.9
- 7	11529	4670	2.47	0.18/1.64	-14.9/78.6	5.3	38.7/21.5
-10	10687	4508	2.37	0.16/1.56	-17.3/77.5	1.4	37.3/21.0
-15	9314	4272	2.18	0.12/1.45	-21.3/76.2	-5.3	35.1/20.3

5匹系统案例 — 仅优化制热 对低温制热性能的改善

室外环境温度	- 4°C	- 7°C	- 10°C	- 15°C
标准型制热能力 (W)	10577	9730	8904	7569
强热型涡旋制热能力 (W)	12485	11529	10687	9314
能力增加量 (W)	1908	1799	1783	1745
能力增加量 (%)	18.0 %	18.5 %	20.0%	23.1 %
出风温度增加 (K)	+ 3.3	+ 3.1	+ 2.9	+ 2.9
耗功增加量 (W)	+ 873	+ 752	+ 721	+ 683
能效比改善	- 3.1%	- 0.4%	+ 0.9%	+ 3.8%

5匹系统案例 — 仅优化制热 试验总结

制热性能:

- 显著的制热能力增加: 7°C 时增加**1563W**, 在最重要的 -4°C 增加达**1799W**, -15°C 时增加**1745W**
- 极好的制热**COP**: 从**2.18W/W**(-15°C) 到 **2.86W/W**(7°C)
- 显示出非常好的压缩机可靠性能: 在整个制热季节中均保持着温暖的油槽温度

制冷性能:

- 能力 & **EER**基本相同

为用户降低使用电费，提高产品附加值

-5匹机制热周期1000小时/年，商用电费 1.00RMB/Kw

以EVI为基准

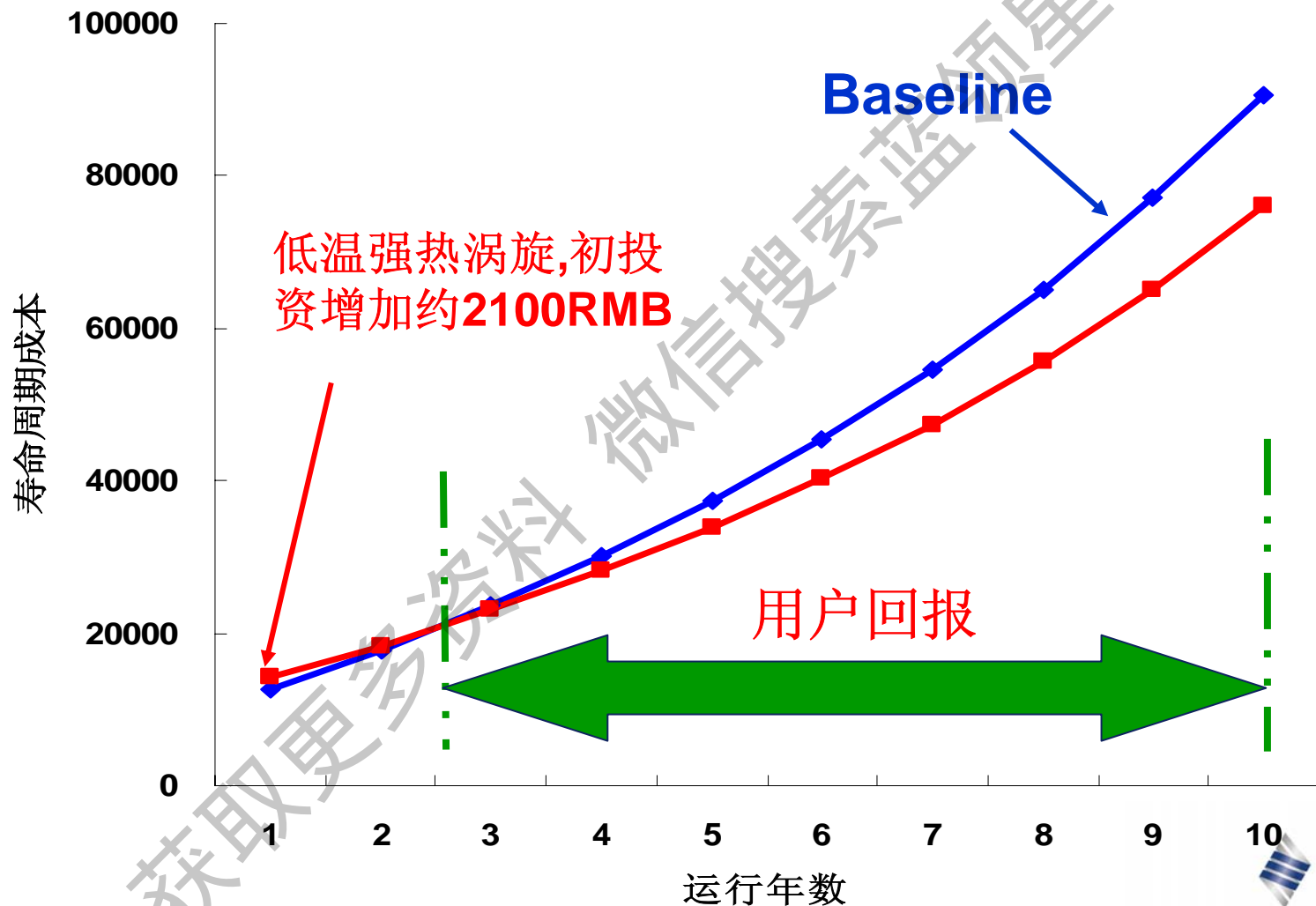
加权全年

<u>环境温度</u>	<u>制热量增加</u>	<u>功耗节省</u>	<u>电费节省</u>	<u>电费节约(元)</u>
7 °C (100%开机率)	1563	792	792	
7 °C (40%开机率)	1563	792	317	143
-4 °C	1908	1035	1035	466
-10 °C	1783	1062	1050	84
<u>-15 °C</u>	<u>1745</u>	<u>1062</u>	<u>950</u>	<u>19</u>
				711

以三年还本计算，五匹机增值可达 **2133** 元

使空调用户减少寿命周期成本

-5匹机制热周期1000小时/年, 商用电费 1.00RMB/Kw



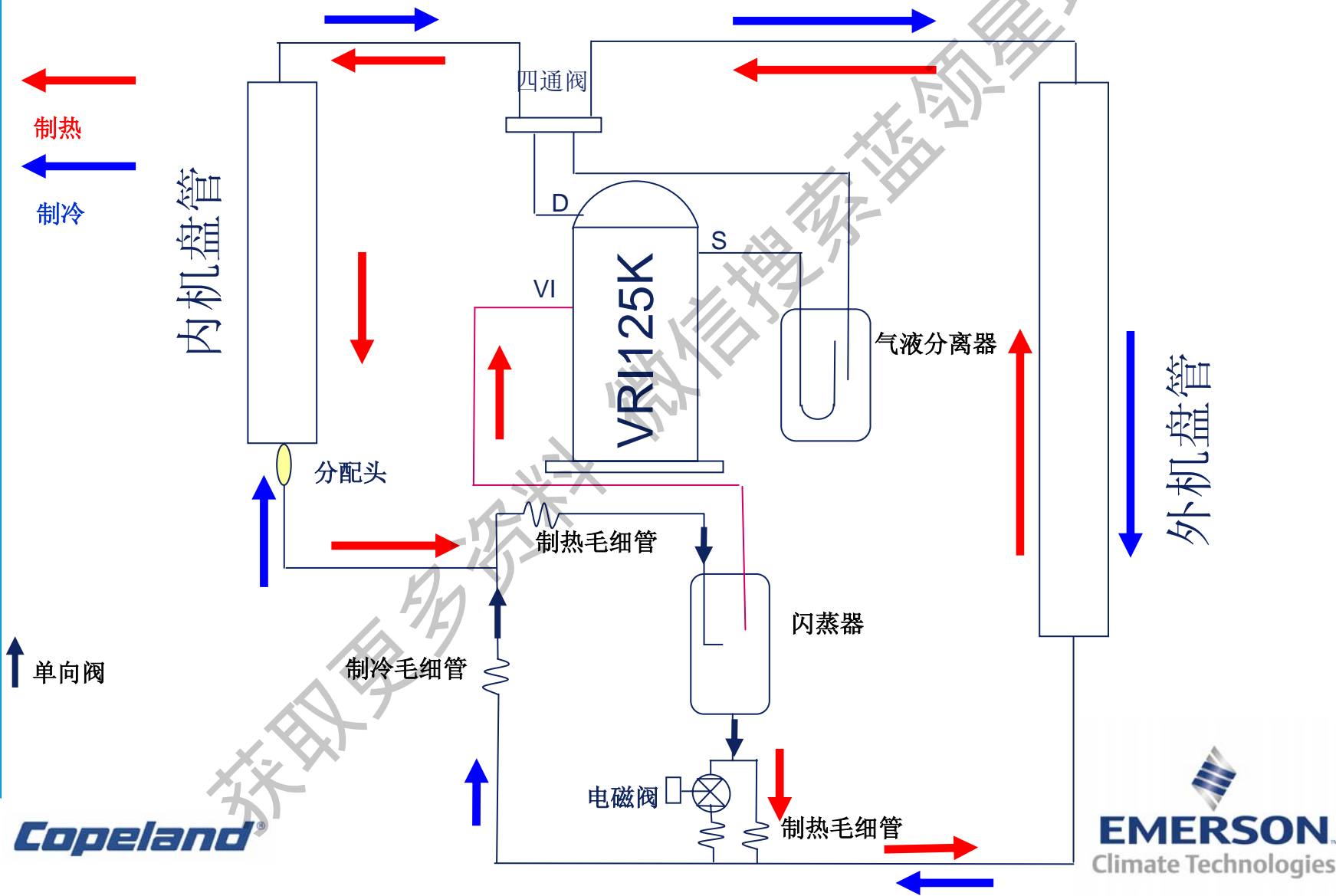
10匹系统案例 — 三种优化方案

- 方案1: 优化系统制热
 - 北方热泵
 - 提高低环境温度应用时制热量和制热效率
 - 保持原系统的制冷能力和制冷效率
 - 更高的冷热比
- 方案2: 同时优化系统制冷和制热
 - 同时提高制冷和制热能力
 - 更高的制冷能力并减少制冷效率的损失
 - 同“方案一”一样优秀的制热效果
- 方案3: 优化系统制冷效率
 - 利用小排量的带蒸气喷射技术的压缩机来替代大压缩机
 - 更高的制冷效率
 - 更高的制热效率

10匹方案1: 优化制热 系统配置

- 选用一标准**10匹**热泵柜机
 - 压缩机: **VR125KC-TFD**
- 改变项目:
 - 室内机
 - 移走原毛细管
 - 室外机
 - 加一**250mm**长, **100mm** 外径的闪蒸器
 - 使用**EXV** 模拟毛细管, 并将制冷**EXV**与闪蒸器并联
 - 制冷时用**EXV**关闭闪蒸器进出口, 模拟单向阀功能
 - 压缩机: **VRI125KC-TFD**

10匹方案1: 优化制热系统图



10匹方案1: 优化制热系统标准性能

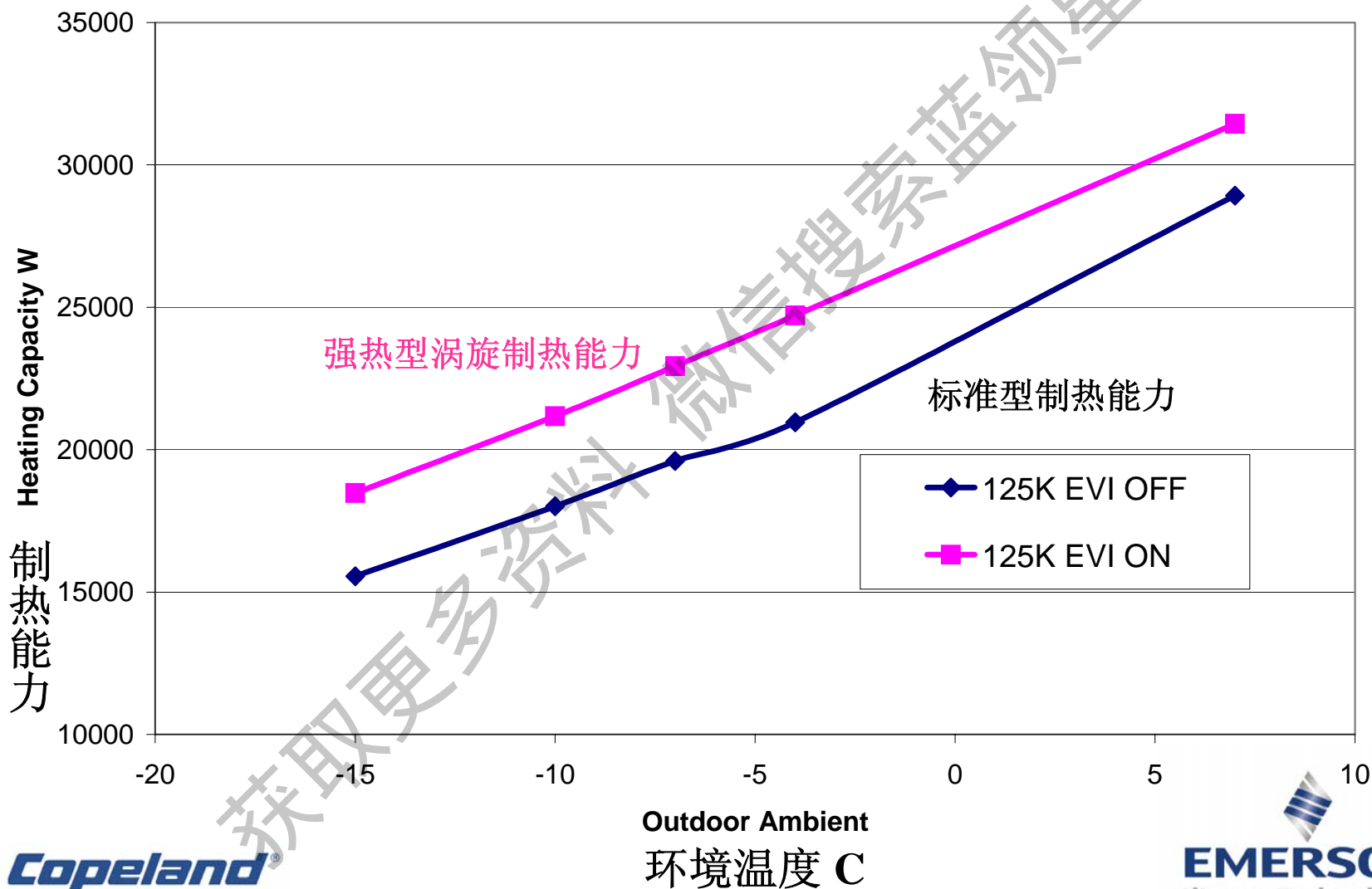
测试工况	能力 (W)	耗电 (W)	能效比 (W/W)	压力 Ps/Pd (Mpa)	温度 Ts/Td (C)	出风温度 DB(C)
标准制冷	25495	9247	2.76	0.42/1.84	8.4/84	13.7/12.7
标准制热	31443	9573	3.29	0.29/1.83	-6.3/79	42.9/23.1
增加量	+ 2519W	+ 925W	- 1.7%	+ 0.13		+ 2K

	标准型	强热型涡旋	增加
标准制冷 (W)	25495	25495	0%
标准制热 (W)	28924	31443	+ 8.7%

与普通系统相同

增加来自强热型涡旋

10匹方案1: 优化制热 系统制热性能



10匹方案1: 优化制热系统制热性能

环境温度 C	制热能力. W	功率 W	COP	吸气压力 MPa	排气压力 MPa	喷气压力 MPa	吸气温度 C	排气温度 C	出风温度 C	+%	与普通系统 比较增加 W
7	31443	9573	3.29	0.30	1.83	0.60	-6.3	79	42.9	8.7%	2519
-4	24713	8414	2.94	0.19	1.51	0.55	-14.2	69	37.7	17.9%	3756
-7	22929	8109	2.83	0.17	1.43	0.52	-16.3	69	36.4	16.9%	3323
-10	21177	7873	2.69	0.15	1.37	0.49	-18.5	68	35.1	17.6%	3167
-15	18479	7494	2.47	0.11	1.28	0.42	-22.3	68	33.1	18.8%	2925

10匹方案1: 优化制热 对低温制热性能的改善

室外环境温度	-4°C	-7°C	-10°C	-15°C
标准型制热能力 (W)	20957	19606	18010	15554
强热型涡旋制热能力 (W)	24713	22929	21177	18479
能力增加量 (W)	3756	3323	3167	2925
能力增加量 (%)	17.9%	16.9%	17.6%	18.8%
出风温度增加 (K)	2.8	2.5	2.4	2.2
耗功增加量 (W)	1081	940	898	729
能效比改善 (%)	+2.8%	+3.3%	+4.3%	+6.0%

10匹方案1: 优化制热 试验总结

制热性能:

- 显著的制热能力增加: 7°C 时增加**2519W**, 在最重要的 -4°C 增加达**3756W**
- 极好的制热**COP**: 从**2.47W/W**(-15°C) 到 **3.29W/W**(7°C)
- 显示出非常好的压缩机可靠性能

制冷性能:

- 能力相同; **EER**相同

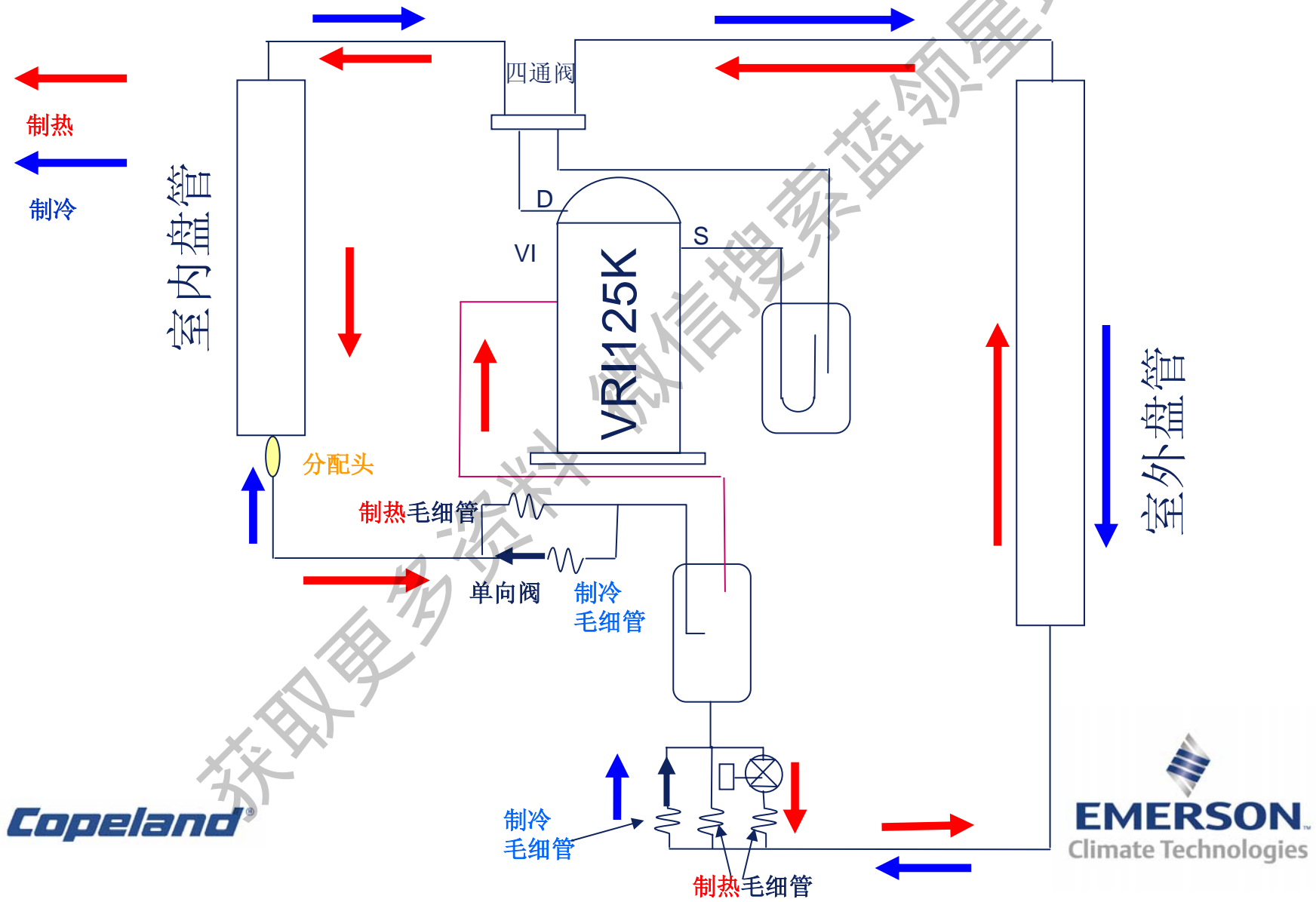
10匹系统案例 — 三种优化方案

- 方案一：优化制热
 - 北方热泵
 - 提高低环境温度应用时制热量和制热效率
 - 保持原系统的制冷能力和制冷效率
 - 更高的冷热比
- 方案二：同时优化系统制冷和制热
 - 同时提高制冷和制热能力
 - 更高的制冷能力并减少制冷效率的损失
 - 同“方案一”一样优秀的制热效果
- 方案三：优化系统制冷效率
 - 利用小排量的带蒸气喷射技术的压缩机来替代大压缩机
 - 更高的制冷效率
 - 更高的制热效率

10匹方案2:同时优化系统制冷和制热系统配置

- 选用一标准**10匹**热泵柜机
 - 压缩机: **VR125KC-TFD**管
- 改变项目:
 - 室内机
 - 移走原毛细管
 - 室外机
 - 加一**250mm**长, **100mm** 外径的闪蒸器
 - 使用**EXV** 模拟毛细管, 为减少闪蒸器中制冷剂量, 在制冷剂流出闪蒸器管路上并联单向阀, 采用进口节流
 - 压缩机: **VRI125KC-TFD**

10匹方案2:同时优化系统制冷和制热系统图



10匹方案2:同时优化系统制冷和制热系统性能

测试工况	能力 (W)	耗电 (W)	能效比 (W/W)	压力 Ps/Pd (Mpa)	温度 Ts/Td (C)	出风温度 DB/WB (C)
标准制冷	27287	9965	2.74	0.40/1.89	7.2/85.7	13.1/12.2
增加量	+ 1792W	+ 718W	-0.7%	+ 0.05		- 0.5K
标准制热	31443	9573	3.29	0.29/1.83	-6.3/79	42.9/23.1
增加量	+ 2519W	+ 925W	- 1.7%	+ 0.13		+ 2K
43°C最大制冷 (90%电压)	28413	12058	2.36	0.49/2.37	14.4/101	17.6/16.5
增加量	+2134	1055	-1.3%	+0.07		-0.59K

	标准型	强热型涡旋	增加
标准制冷 (W)	25495	27287	+7%
标准制热 (W)	28924	31443	+ 8.7%

10匹方案2:同时优化系统制冷和制热 制冷性能的改善

室外环境温度°C		125K EVI 关 (W)	125K EVI 开 (W)	增加量 (W)	增加量 (%)
29	制冷量	26052	27572	1520	5.8%
	EER	3.16	3.14	-0.02	-0.8%
35	制冷量	25495	27287	1792	7.0%
	EER	2.76	2.74	-0.02	-0.7%
43	制冷量	26617	28809	2193	8.2%
	EER	2.42	2.41	-0.02	-0.7%

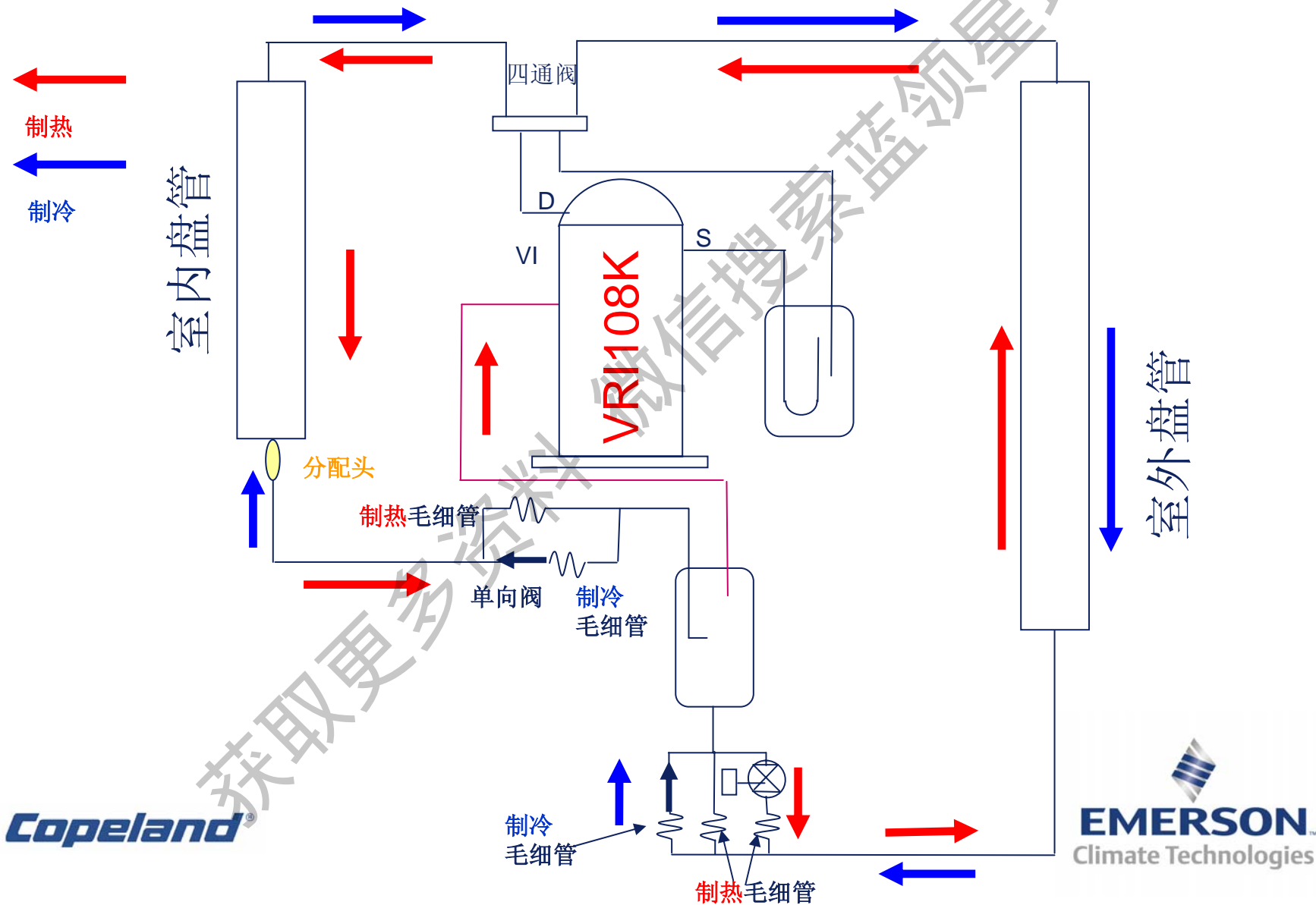
10匹系统案例 — 三种优化方案

- 方案一: 优化制热
 - 北方热泵
 - 提高低环境温度应用时制热量和制热效率
 - 保持原系统的制冷能力和制冷效率
 - 更高的冷热比
- 方案二: 同时优化系统制冷和制热
 - 同时提高制冷和制热能力
 - 更高的制冷能力并减少制冷效率的损失
 - 同“方案一”一样优秀的制热效果
- 方案三: 优化系统制冷效率
 - 利用小排量的带蒸气喷射技术的压缩机来替代大压缩机
 - 更高的制冷效率
 - 更高的制热效率

10匹方案3: 优化系统制冷效率 系统配置

- 选用一标准**10匹**热泵柜机
 - 压缩机: **VR125KC-TFD**管
- 改变项目:
 - 室内机
 - 移走原毛细管
 - 室外机
 - 加一**250mm**长, **100mm** 外径的闪蒸器
 - 使用**EXV** 模拟毛细管, 为减少闪蒸器中制冷剂量, 在制冷剂流出闪蒸器管路上并联单向阀, 采用进口节流
 - 压缩机: **VRI108KC-TFD**

10匹方案3: 优化系统制冷效率 系统图



10匹方案3: 优化系统制冷效率 系统性能

		108K		125K		VRI108 VR125K 对比
		EVI 关	EVI 开	EVI 关	EVI 开	
额定制冷	能力 W	23497	25435	25495	27287	-0.2%
	对比结果		1938W or +8.3%		1792W or +7.2%	
	EER	3.0	2.96	2.76	2.74	+7.2%
	对比结果		-0.04 or -1.3%		-0.02 or -0.7%	
额定制热	能力 W	27828	29907	28924	31443	+3.4%
	对比结果		2078W or +7.5%		2519W or 8.7%	
	COP	3.59	3.62	3.35	3.29	+8.1%
	对比结果		+0.03 or +0.8%		-0.06 or -1.7%	
-4C 制热能力 W		19603	21866	20957	24713	+4.3%
-15C 制热能力 W		14252	16282	15554	18479	+4.7%

和 VR125K 相比, VRI108K 获得更高的制冷能效比

10匹系统案例 - 10匹三种方案对比

	制冷能力	制冷EER	制热能力	制热 COP
方案一 优化制热	相同	相同	最好 提高 9-19%	好 提高 3-6%
方案二 同时优化系统制冷和制热	最好 提高 7%	接近 下降 1%	最好 提高 9-19%	好 提高 3-6%
方案三: 优化系统制冷效率	相同	最好 提高 7.2%	好 提高 2-5%	最好 提高 6-8%

低温强热涡旋技术应用总结

- 可用于优化三种系统目标
 - 优化系统制热
 - 同时优化系统制冷与制热
 - 优化系统制冷效率
- 扩展了用户的热泵使用范围，提高了低温热泵运行的可靠性
 - 准双级压缩，可在更低环境温度下运行
 - **-15°C**下仍能提供较好的能力，并取得理想的运行参数
- 借助“低温强热涡旋技术”提高热泵制热能力,节约运行成本
 - 有效地降低辅助电热器的使用时间和使用频率
- 系统安全性提高
 - 降低室内机风扇电机失效或过滤网脏堵导致的辅电温升过高的风险
 - 降低运行电流，减轻电流容量的负担