



专用于国家职业技能鉴定
国家职业资格培训教程

ZHUANYONGYU GUOJIA ZHIYE JINENG JIANDING • GUOJIA ZHIYE ZIGE PEIXUN JIAOCHENG

制冷工

ZHI LENG GONG

(高级技能 技师技能)

劳动保障部
中国就业培训技术指导中心 组织编写

 中国劳动社会保障出版社



专用于国家职业技能鉴定
国家职业资格培训教程

ZHUANYONGYU GUOJIA ZHIYE JINENG JIANDING • GUOJIA ZHIYE ZIGE PEIXUN JIAOCHENG

制冷工

ZHI LENG GONG

(高级技能 技师技能)

编审委员会

主任	陈宇		
副主任	陈李翔	张永麟	
委员	陈蕾	刘永澎	赵欢
	滕林庆	何耀东	高祖锟

本书编审人员

主编	滕林庆		
副主编	何耀东	高祖锟	徐红升
编者	高宝琨	肖宝泉	田丰
审稿	孙大琪	李淞涛	周瑞民



中国劳动社会保障出版社

图书在版编目(CIP)数据

制冷工：高级技能 技师技能/劳动和社会保障部中国就业培训技术指导中心组织编写.
—北京：中国劳动社会保障出版社，2004
国家职业资格培训教程
ISBN 7-5045-4724-7
I. 制… II. 中… III. 制冷工程-技术培训-教材 IV. TB6
中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 106364 号

中国劳动社会保障出版社出版发行

(北京市惠新东街 1 号 邮政编码：100029)

出版人：张梦欣

*

新华书店经销

北京地质印刷厂印刷 北京京顺印刷有限公司装订

787 毫米×1092 毫米 16 开本 13 印张 323 千字

2005 年 10 月第 1 版 2005 年 10 月第 1 次印刷

印数：4000 册

定价：23.00 元

读者服务部电话：010-64929211

发行部电话：010-64911190

出版社网址：<http://www.class.com.cn>

版权专有 侵权必究

举报电话：010-64911344

前 言

为推动制冷工职业培训和职业技能鉴定工作的开展，在制冷工从业人员中推行国家职业资格证书制度，劳动和社会保障部中国就业培训技术指导中心在完成《国家职业标准——制冷工》（以下简称《标准》）制定工作的基础上，组织参加《标准》编写和审定的专家及其他有关专家，编写了《国家职业资格培训教程——制冷工》（以下简称《教程》）。

《教程》紧贴《标准》，内容上，力求体现“以职业活动为导向，以职业技能为核心”的指导思想，突出职业培训特色；结构上，针对制冷工职业活动的领域，按照模块化的方式，分初级、中级、高级、技师4个级别进行编写。《教程》的基础知识部分内容涵盖《标准》的“基本要求”；技能部分的章对应于《标准》的“职业功能”，节对应于《标准》的“工作内容”，节中阐述的内容对应于《标准》的“技能要求”和“相关知识”。

《国家职业资格培训教程——制冷工（高级技能 技师技能）》适用于对高级制冷工和制冷工技师的培训，是职业技能鉴定的指定辅导用书。

本书由滕林庆、何耀东、高祖锬、徐红升、高宝琨、肖宝泉、田丰编写，何耀东、高祖锬、徐红升副主编，滕林庆主编；孙大琪、李淞涛、周瑞民审稿。

本书在编写过程中得到天津市劳动和社会保障局张冀威、史武华、郭素英、刘淑静和天津新华专修学院的王芝荣、郭淑芬同志的大力支持，在此一并致谢。

由于时间仓促，不足之处在所难免，欢迎读者提出宝贵意见和建议。

劳动和社会保障部中国就业培训技术指导中心

第一部分 制冷工高级技能

第一章 制冷系统的运行操作

第一节 确定运行工况

一、制冷压缩机的名义工况

1. 单级制冷压缩机的工况

由于制冷机的制冷量与采用的工质有关，随其工质的工作条件而变，所以，在标明制冷机的制冷能力时，应说明制冷机工作时采用的制冷剂和工作温度，这是比较和评估制冷机性能的基础。用来标定制冷机名义制冷量和功率的条件，称为工况。工况是由采用的制冷剂种类和制冷机工作的温度条件（蒸发温度、吸气温度、冷凝温度、过冷温度）组成。工况的具体数值是根据国家的具体情况制定的。我国 20 世纪 80 年代以前制冷机的工况标准有标准工况、空调工况、最大轴功率工况和最大压差工况，见表 1—1、表 1—2 和表 1—3。

表 1—1 我国开启式活塞制冷压缩机工况 ℃

工况种类	工作温度	制 冷 剂		
		R717	R12	R22
标准工况	冷凝温度 t_k	30	30	30
	蒸发温度 t_0	-15	-15	-15
	过冷温度 $t_{s.c}$	25	25	25
	吸气温度 $t_{s.h}$	-10	15	15
空调工况	冷凝温度 t_k	40	40	40
	蒸发温度 t_0	5	5	5
	过冷温度 $t_{s.c}$	35	35	35
	吸气温度 $t_{s.h}$	10	15	15
最大压差工况	冷凝温度 t_k	40	50	50
	蒸发温度 t_0	-20	-30 (-8)	-30
	过冷温度 $t_{s.c}$	40	50	40
	吸气温度 $t_{s.h}$	-15	0 (15)	15

续表

工况种类	工作温度	制 冷 剂		
		R717	R12	R22
最大轴功率工况	冷凝温度 t_k	40	50	40
	蒸发温度 t_0	5 (0)	10	5
	过冷温度 $t_{s \cdot c}$	40	50	40
	吸气温度 $t_{s \cdot h}$	10 (5)	15	15

注：括号内的数字相当于最大压差 ≤ 980 kPa 或最高蒸发温度为 0°C 的压缩机工况。

表 1—2 我国全封闭活塞式制冷压缩机工况 $^{\circ}\text{C}$

制冷剂	类型	工况	蒸发温度 t_0	冷凝温度 t_k	吸气温度 $t_{s \cdot h}$	过冷温度 $t_{s \cdot c}$
R22	高温用	空调工况	5	40/55	15	35/50
		最大压差工况	-5	50	15 (3)	45
		最大轴功率工况	10	55	15	50
	低温用	标准工况	-15	30	15	25
		最大压差工况	-30	45	0 (-22)	40
		最大轴功率工况	-5	45	15	40
R12	低温用	标准工况	-15	30	15	25
		最大压差工况	-30	50	0 (-22)	45
		最大轴功率工况	-5	50	15	45

注：当压缩机排气温度和电动机绕组温升超过规定值时，吸气温度允许采用括号内的数值。

表 1—3 我国半封闭活塞式制冷压缩机工况 $^{\circ}\text{C}$

制冷剂	类型	工况		蒸发温度 t_0	吸气温度 $t_{s \cdot h}$	冷凝温度 t_k
R22	高温用	空调工况		0	15	40
		最大压差工况	风冷	5	15 (3)	55
			水冷	-20	15 (3)	46
		最大轴功率工况	风冷	10	15	55
			水冷	5	15	46
	低温用	标准工况		-15	15	30
		最大压差工况		-30	0 (-22)	46
		最大轴功率工况		-5	15	46

续表

制冷剂	类型	工况		蒸发温度 t_0	吸气温度 $t_{s \cdot h}$	冷凝温度 t_k
R12	高温用	空调工况		5	15	40
		最大压差工况	风冷	5	15 (3)	60
			水冷	-15	15 (3)	55
		最大轴功率工况	风冷	10	15	60
			水冷	5	15	46
	低温用	标准工况		-15	15	30
		最大压差工况		-30	0 (-22)	50
		最大轴功率工况		-5	15	50
R502	低温用	标准工况		-15	15	30
		最大压差工况		-35	0	46
		最大轴功率工况		-5	15	46

注：当制冷压缩机排气温度和电动机绕组温升超过规定值时，吸气温度允许采用括号内的数值。

GB 10871—89 新标准对各种形式的制冷压缩机规定了 3 种名义工况，即高温工况、中温工况和低温工况。名义工况是用来标明制冷机工作能力的温度条件，即铭牌制冷量和轴功率的工况，见表 1—4、表 1—5 和表 1—6。

表 1—4

全封闭活塞式制冷压缩机名义工况

℃

使用温度	制冷剂	冷凝温度 t_k	蒸发温度 t_0	过冷温度 $t_{s \cdot c}$	吸气温度 $t_{s \cdot h}$	环境温度
高温	R22	54.4	7.2	46.1	35	35±3
低温	R22、R12、R502	30	-15	25	15	35±5

表 1—5

小型活塞式单级制冷压缩机名义工况

℃

使用温度	制冷剂	吸入压力饱和温度	吸入温度	排出压力饱和温度	制冷剂液体温度
高温	R12	7	18	49	44
	R22	7	18	49	44
中温	R12	-7	18	43	38
	R22	-7	18	43	38
低温	R12	-23	5	43	38
	R22	-23	5	43	38
	R502	-23	5	43	38

表 1—6

中型活塞式单级制冷压缩机名义工况

℃

使用温度	制冷剂	吸入压力 饱和温度	吸入温度	排出压力饱和温度		制冷剂液体温度	
				低冷凝压力	高冷凝压力	低冷凝压力	高冷凝压力
高温	R12	7	18	43	55	38	50
	R22	7	18	43	55	38	50
中温	R12	—7	18	35	55	30	50
	R22	—7	18	35	55	30	50
	R717	—7	1	35	—	30	—
低温	R12	—23	5	35	55	30	50
	R22	—23	5	35	—	30	—
	R502	—23	5	35	—	30	—
	R717	—23	—15	35	—	30	—

新标准还规定了考核工况。考核工况是用于试验时考核产品性能合格的工作温度条件。合格的制冷压缩机应符合国家有关部门规定的考核工况值，见表 1—7 和表 1—8。

表 1—7

中型制冷压缩机和压缩机组考核工况

℃

使用温度 范围	制冷剂	吸入压力 饱和温度	吸入温度	排出压力饱和温度		制冷剂液体温度	
				低冷凝 压力	高冷凝 压力	低冷凝 压力	高冷凝 压力
高温	R12、R22	5	15	40	50	35	45
中温、低温	R12、R22	—15	15	30	50	25	45
	R502	—15	15	30	—	25	—
	R717	—15	—10	30	—	25	—

表 1—8

小型制冷压缩机和压缩机组考核工况

℃

使用温度范围	制冷剂	吸入压力饱和温度	吸入温度	排出压力饱和温度	制冷剂液体温度
高温	R12	5	15	40	35
	R22	5	15	40	35
中温	R12	—15	15	30	25
	R22	—15	15	30	25
低温	R12	—15	15	30	25
	R22	—15	15	30	25
	R502	—15	15	30	25

名义工况并不是实际工况。实际工况由实际制冷工程中的工作温度条件决定。对于一台制冷压缩机，当使用的制冷剂一定时，不同工况下的制冷量和轴功率必须重新换算。

2. 双级压缩机制冷循环的工作参数

(1) 双级压缩制冷循环

所谓双级压缩制冷循环，是指制冷剂蒸气在一个循环过程中要经过两次压缩，且经过第一次压缩后的过热蒸气要经冷却后再进行第二次压缩。由于双级压缩将压缩过程分成两次进行，因而使每次压缩的压缩比和排气温度相应降低，改善了制冷机的润滑条件和运行工况，提高了制冷系数，可获得较低的蒸发温度。

双级压缩制冷循环设备与单级压缩制冷循环设备相比，增加了一个用于冷却一级排气和使节流前液体制冷剂过冷的中间冷却器。双级压缩制冷循环系统工作原理如图 1—1 所示。

在单级压缩制冷循环所限定工作条件的基础上，双级压缩制冷循环补充限定工作条件见表 1—9。表中的内容是对在不同工况条件下压缩机的工作效率、经济性进行技术经济分析比较后得出的结论。

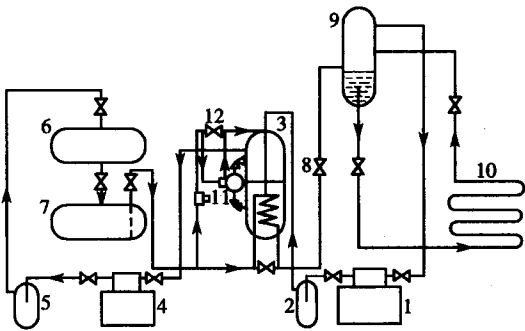


图 1—1 双级压缩制冷循环系统工作原理

- 1—低压级压缩机 2—一级油分离器 3—中间冷却器
4—高压级压缩机 5—二级油分离器 6—冷凝器
7—高压储液器 8—节流阀 9—气液分离器
10—蒸发器 11—浮球阀 12—手动节流阀

表 1—9

双级压缩制冷循环补充限定工作条件

工作条件	制 冷 剂	
	R717	R22
	低压级	高压级
排气压力（表压 MPa）	≤ 0.69	≤ 1.47
排气温度（℃）	≤ 120	≤ 150
压力差（MPa）	≤ 0.78	≤ 1.37
蒸发温度（℃）	氨： $t_0 \geq -50$ R22： $t_0 \geq -70$	

(2) 双级压缩的工作参数

双级压缩制冷所能达到的最低蒸发温度受两个条件限制，即每级的压力比和低压压缩机的吸气压力，而压缩机的压力比是有一定限制的。同时，低压压缩机的吸气压力因受阀门机构中弹簧运动情况的限制，也不能低于 0.01~0.015 MPa（绝对压力）。因此，两级压缩制冷循环所能达到的最低蒸发温度与制冷剂种类有关，目前广泛使用的制冷剂是氨和 R22。

制冷循环的形式与制冷剂的种类密切相关，采用哪种形式的循环要根据制冷剂种类，制冷装置用途、容量及具体条件等进行全面地分析比较来确定。以氨与氟利昂制冷剂为例，比较两级压缩氨制冷循环和氟利昂制冷循环，它们的差别仅在于低压压缩机的排气冷却方式不同。从循环的经济性分析，氨制冷剂采用中间完全冷却是有利的，而对氟利昂制冷剂采用中

间不完全冷却有利。由两种循环的比较可知：当工作条件相同时，不完全冷却循环的高压压缩机的吸气温度高，其排气温度也要比中间完全冷却循环的高。显然，对于氨采用中间不完全冷却循环是不合理的，因为排气温度的升高将使高压压缩机的压力比限制在较小的范围内。但对于氟利昂，这一限制就不存在，中间不完全冷却循环广泛用于以氟利昂为制冷剂的低温装置。中间完全冷却循环则应用在氨制冷装置。

在双级制冷压缩循环中，确定工作参数就是要确定冷凝温度和冷凝压力、蒸发温度和蒸发压力以及中间温度和中间压力（与中间温度相对应的饱和压力）。冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 是根据环境介质的温度、生产工艺的要求以及所选用的传热温差确定的，确定的方法与单级压缩制冷相同；同时，按照 t_k 、 t_0 及所选用的制冷剂，确定冷凝压力 p_k 和蒸发压力 p_0 。中间压力和中间温度是双级压缩制冷特有的参数。中间压力通常根据两种不同的情况确定：一种是以循环的计算数据选配压缩机或为压缩机设计提供参考，而对现有压缩机，如果压缩机的理论输气量与计算结果有较大差别，可以通过改变压缩机的能量调节去符合计算结果；另一种情况是对已选配好的压缩机通过计算而确定中间压力，即根据理论输气量的比值来确定中间压力。

选配压缩机时，要根据运行经济性最佳，即制冷系数最大来确定中间压力。用这种方法确定的中间压力称为最佳中间压力。由于循环形式不同，制冷系数的表达方式也不相同，所以，很难用公式计算出循环的最佳中间压力。在设计中通常选择几个中间压力的数值，通过试算求得最佳值。对于以氨为制冷剂的两级压缩制冷循环，按 t_k 及 t_0 确定最佳中间温度，如图 1—2 所示。

图中有两组等温线 t_k 和 t_0 ，找出两等温线 t_k 和 t_0 的交点在横坐标上的投影，即可求得最佳的中间温度 t_z ，然后，根据图中的辅助曲线（点划线）或制冷剂饱和蒸气的热力图表，就可得到相应的中间压力 p_{sj} 。

当温度范围在 $-40 \sim 40^\circ\text{C}$ 时，用公式：

$$t_z = 0.4t_k + 0.6t_0 + 3 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad \text{图 1—2 两级制冷压缩的最佳中间温度}$$

计算中间温度也可以得到比较满意的结果。

对两级压缩的气体压缩机，用理论方法导出几何比例中项确定中间压力的公式：

$$p_{sj} = \sqrt{p_k p_0}$$

公式在推导中，考虑了两个既定的因素：即气体压缩机的高压级与低压级的流量相等；确定中间压力时第一级的排气被冷却到压缩前的起始温度时，压缩机的消耗功率最小。这两个理论条件实际不存在，因此，按比例中项公式确定中间压力与最佳中间压力有一定差别，须注意修正。

对于既定的制冷系统，是按已选配好的压缩机高、低压级理论输气量之比为一定值来确定其中间压力。理论输气量之比可用下列公式表示：

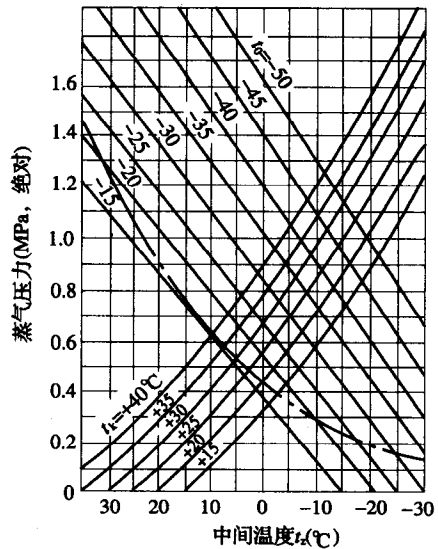


图 1—2 两级制冷压缩的最佳中间温度

$$\xi = \frac{V_{hG}}{V_{hD}} = \frac{m_G v_G / \lambda_{aG}}{m_D v_D / \lambda_{aD}} = \frac{m_G}{m_D} \cdot \frac{v_G}{v_D} \cdot \frac{\lambda_{aD}}{\lambda_{aG}}$$

式中 V_{hG} ——高压级理论输气量, m^3/s ;

V_{hD} ——低压级理论输气量, m^3/s ;

m_G ——高压级流量, kg/s ;

m_D ——低压级流量, kg/s ;

v_G ——高压级吸气比体积, m^3/kg ;

v_D ——低压级吸气比体积, m^3/kg ;

λ_{aG} ——高压级输气系数;

λ_{aD} ——低压级输气系数。

我国制冷压缩机高、低压级理论输气量的容积比值一般为 0.33~0.5, 即当高压级的理论输气量为 1 时, 则低压级理论输气量是它的 2~3 倍, 或者说它们的比值为 1:(2~3)。对于夏季温度较高的地区, 由于冷凝温度升高, 而蒸发温度不变, 容积比宜选大一些, 以减轻高压级的负荷和降低中间压力, 便于操作。此时确定的中间压力不是最佳中间压力。容积比的选择应该从具体情况出发, 在适当的范围内综合考虑, 使制冷系统运行时既经济又安全可靠。

二、制冷压缩机的实际工况

实际制冷循环的性能与工作条件、所采用的制冷剂种类有很大的关系。也就是说, 不同的制冷剂在循环过程中, 当吸气过热、液体过冷、回热及蒸发温度、冷凝温度变化时, 都会对制冷循环带来很大的影响。为了简化分析, 在分别讨论某一影响因素时, 假定其他方面仍按理论制冷循环的假设条件进行。

1. 液体过冷对循环的影响

经冷凝器冷却、冷凝后的制冷剂液体向蒸发器供液前, 需通过节流装置降压。制冷剂液体经节流后会产生一部分闪发性气体, 闪发性气体产生量的多少与干度 x 有关。制冷剂液体经节流后干度 x 越小, 产生的闪发性气体量就越少, 表明节流中的不可逆损失越少, 可提高制冷循环的制冷能力。制冷剂的节流特性不仅与制冷剂的性质有关, 还与节流前制冷剂所处的状态和制冷循环的工作温度有关。在实际制冷循环中, 除了选择合适的制冷剂外, 通常还通过使制冷剂液体过冷的方法来提高制冷循环的性能。

液体过冷是指对节流前的制冷剂饱和液体进行等压再冷却, 使其温度低于冷凝压力相对应的饱和温度的热力过程。液体的过冷可通过再冷却器、回热器等来实现。具有液体过冷的制冷循环原理图如图 1—3 所示。

当循环的冷凝温度 $t_k = 30^\circ\text{C}$, 蒸发温度分别为 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ 和 $t_0 = 0^\circ\text{C}$ 时, 每过冷 1°C , 循环的制冷系数 ϵ_0 增加的百分数见表 1—10。

由表中数据可见, 采用液体过冷对改善循环的性能是有利的。当制冷量 Q_0 一定时, 由于单位质量制冷量 q_0 的增大, 可使制冷剂的循环量 G 及轴

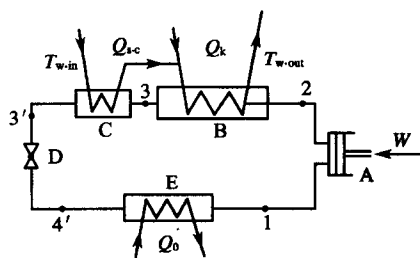


图 1—3 具有液体过冷的制冷循环原理图

A—制冷压缩机 B—冷凝器 C—再冷却器

D—节流装置 E—蒸发器

$T_{w.in}$ —冷却水进口温度

$T_{w.out}$ —冷却水出口温度

表 1—10

 $t_k = 30^\circ\text{C}$ 时每过冷 1°C 制冷系数 ε_0 提高的百分数

制冷剂	蒸发温度 t_0	
	-15°C	0°C
R717	0.46%	0.41%
R12、R22	0.85%	0.81%

功率 N_s 降低, 制冷装置的设计和选用结构紧凑, 经济性提高。

制冷循环的液体过冷过程一般在再冷却中实现。采用风冷式冷凝器时, 再冷却器需用水冷; 采用水冷式冷凝器时, 再冷却器需用温度更低的冷却介质, 如深井水等, 使制冷剂饱和液体达到过冷的状态。如果采用蛇管式或逆流套管式冷凝器也可以具有再冷却器的功能。

从理论上分析, 采用液体过冷对循环是有利的, 它能使循环的制冷能力和制冷系数增大。但在实际工程中采用液体过冷, 必然要增加相应的设备和投资。所以, 在实际应用中, 必须考虑客观条件是否具备实现液体过冷的可能性, 并通过技术经济指标的综合论证加以确定。

2. 蒸气过热对循环的影响

制冷压缩机吸入前的制冷剂蒸气温度高于蒸发压力下的饱和温度时, 称为蒸气过热, 相应的循环为蒸气过热循环。

形成制冷循环中蒸气过热现象的原因是多方面的, 主要有:

- (1) 制冷剂蒸气在蒸发器内吸收低温热源的热量而过热, 称为蒸发器内过热。
- (2) 制冷剂蒸气在回气管中吸收外界环境的热量而过热, 称为管道内过热。
- (3) 在半封闭、全封闭压缩机中, 低压制冷剂蒸气进入制冷压缩机压缩前, 吸收电动机绕组和运转时所产生的热量, 称为电动机引起的过热。
- (4) 制冷剂蒸气在回热器内吸收制冷剂液体的热量而过热, 称为回热器内过热。

以上原因有可能一个或若干个同时存在引起制冷循环的过热现象。蒸气的过热将直接影响循环的性能。如果蒸发器内无过热, 过热只是由回气管道吸热等引起, 这时, 制冷剂出蒸发器时的热力状态为干饱和蒸气。

与无过热的单级理论循环相比, 单位制冷量 q_0 不变, 由于制冷压缩机的吸气比体积增大, 则单位容积制冷量 q_v 降低。

当过热度越大, 蒸发温度越低, 循环的单位容积制冷量和制冷系数降低的就越多, 对循环的热力影响就越大。

氨过热时对单位容积制冷量是不利的, 它将使循环的制冷系数下降, 如果是无效过热, 则情况更不利。由于氨的绝热指数较高, 较大的过热度会使压缩终了温度进一步提高, 这对制冷压缩机的运行可靠性不利, 所以, 氨系统不宜采用高过热度。对于 R12 和 R502 制冷剂, 随着过热度的增大, 单位容积制冷量和制冷系数随之增大, 所以, 在排气温度不出现超温的前提下, 允许采用较大的过热度。

以上讨论只限于制冷剂蒸气在蒸发器内过热对循环的影响。而管道内过热、封闭式制冷压缩机和电动机散热引起的过热等都不能引起循环的有效制冷量增大, 只能使循环的无效制冷量增大, 对循环的热力性能是不利的。无论是何种形式的过热, 结果都将使制冷压缩机的排气温度升高。由于进入制冷压缩机的制冷剂蒸气比体积增大, 将使制冷压缩机的实际输气

量减少,也将使制冷装置的其他性能降低。吸气管道中蒸气过热程度与蒸发温度 t_0 有关,蒸发温度越低,蒸气与环境介质间的温差就越大,有害过热程度越严重。有害过热是难以消除的,但可利用对回气管道进行隔热处理来减轻。

虽然蒸气过热对循环有不利的影 响,但在制冷循环中,为了改善制冷循环性能和保证制冷压缩机的安全运行,希望制冷剂在进入压缩机前有适量的过热度。“有益过热”体现在以下几个方面:

- (1) 可避免制冷剂液体进入压缩机气缸中而造成湿冲程现象。
- (2) 制冷剂在蒸发器内适当过热,可增大循环的有效制冷量。
- (3) 减少进入气缸的制冷剂蒸气与气缸壁的温差,从而减少由于温差存在而造成的不可逆压缩损失。
- (4) 防止在低温制冷装置中由于吸气温度过低造成制冷压缩机气缸外壁结霜,从而改善润滑条件。
- (5) 吸入一定程度的过热蒸气,对往复式制冷压缩机的容积效率有所改善。

实际循环过热度的选取应综合“有害过热”和“有益过热”两方面因素。制冷机的允许过热度大小与制冷剂的种类有关,应根据实际情况确定。

3. 回热对循环的影响

从蒸发器出来的低温蒸气,在回气管道中不可避免地会吸收周围空气中的热量,从而增大系统的无效制冷量。而出冷凝器的制冷剂饱和液体在再冷却时,需增加设备,并且过冷度受到条件的限制。利用回热器使节流前的制冷剂液体与制冷压缩机吸入前的制冷剂蒸气进行循环内部的热交换,既能使液体过冷,又能消除或减少有害过热,这种方法称为回热。具有回热的制冷循环称为回热循环。具有回热循环的制冷系统原理图如图 1—4 所示。

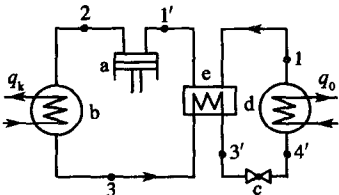


图 1—4 具有回热循环的制冷系统原理图
a—制冷压缩机 b—冷凝器
c—节流装置 d—蒸发器 e—回热器

采用回热循环可以提高单位容积制冷量和制冷系数,对满足使用条件的制冷剂,在实际应用中宜采用回热循环。对于不能满足使用条件的制冷剂,回热循环的制冷系数和单位容积制冷量要比无回热循环低,则不宜采用回热循环。在 $t_k=30^{\circ}\text{C}$, t_0 在普冷范围内时, R12 制冷剂符合条件,采用回热循环有利;而 R717、R11、R21 等制冷剂不能满足使用条件,不宜采用回热循环;而 R22 制冷剂采用回热循环对性能指标基本无影响,但为了消除制冷系统的有害过热和提高制冷压缩机效率,在实际应用中可采用回热循环。

$t_k=30^{\circ}\text{C}$, $t_{s,c}=25^{\circ}\text{C}$ 时的几种制冷剂 $\frac{t_0 C_p}{q_0}$ 值列于表 1—11 中。

对于有些制冷剂不能用上述方法判断是否使用回热循环。

在实际工程中,是否采用回热循环既要考虑制冷系数 ϵ 和单位容积制冷量 q_v 的提高,还应考虑到制冷压缩机运行的安全性和实现回热循环的可能性等因素,以达到尽可能地减少循环的内外不可逆耗功的目的。

4. 冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 变化对循环的影响

制冷压缩机转速不变时,其理论输气量 V_h 是不变的。当外界条件(如使用目的、地

表 1—11

制冷剂 $\frac{t_0 C_{P_0}}{q_0}$ 值 ($t_k=30^{\circ}\text{C}$, $t_{s,c}=25^{\circ}\text{C}$)

制冷剂	绝热指数 k	蒸气平均 定压比热 C_{P_0} $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	单位质量制冷量 q_0 (kJ/kg)			$\frac{t_0 C_{P_0}}{q_0}$		
			$t_0=-15^{\circ}\text{C}$	$t_0=-20^{\circ}\text{C}$	$t_0=-25^{\circ}\text{C}$	$t_0=-15^{\circ}\text{C}$	$t_0=-20^{\circ}\text{C}$	$t_0=-25^{\circ}\text{C}$
R717	1. 31	0. 116 7	1 127	1 123	1 119	0. 110 9	0. 110 0	0. 108 3
R11	1. 12	0. 125 6	161	158	155	0. 844 5	0. 845 0	0. 844 5
R12	1. 15	0. 134 0	124	121	118	1. 170 0	1. 177 0	1. 180 0
R22	1. 19	0. 138 0	170	166	163	0. 880 0	0. 884 0	1. 879 0

区、气象水文条件等)变化时,必将导致制冷循环的冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 变化,从而导致制冷循环性能的变化,尤其是制冷量 Q_0 、轴功率 N_s 和制冷系数 ϵ 的变化。

单级蒸气压缩式制冷循环的制冷量 Q_0 和轴功率 N_s 分别表示为:

$$Q_0 = \frac{V_h \lambda q_v}{3\ 600}$$
$$N_s = \frac{N_0}{\eta_e} = \frac{GW_0}{\eta_e} = \frac{V_h \lambda}{3\ 600 V_1'} \cdot \frac{W_0}{\eta_e} = \frac{V_h \lambda}{3\ 600 \eta_e} W_v$$

式中 Q_0 ——制冷量, kW;
 N_s ——轴功率, kW;
 N_0 ——理论功率, kW;
 G ——制冷剂循环量, kg/s;
 V_h ——制冷压缩机理论输气量, m^3/h ;
 V_1' ——制冷压缩机吸气比体积, m^3/kg ;
 η_e ——制冷压缩机绝热效率;
 λ ——制冷压缩机输气系数;
 q_v ——单位容积制冷量, kJ/m^3 ;
 W_0 ——单位理论功, kJ/kg ;
 W_v ——单位容积理论功, kJ/m^3 , 制冷压缩机每压缩 $1\ \text{m}^3$ 吸气状态下的蒸气所消耗的理论功。

由 Q_0 、 N_s 可知,一台制冷压缩机的理论输气量 V_h 是不变的,其制冷量 Q_0 和轴功率 N_s 分别与制冷压缩机的输气系数 λ 、单位容积制冷量 q_v 、制冷压缩机的绝热效率 η_e 以及单位容积理论功 W_v 等参数有关。事实上, λ 、 q_v 、 η_e 、 W_v 都随制冷循环的工作温度变化而变化。

(1) 冷凝温度 t_k 升高对循环的影响

冷凝温度 t_k 的变化主要是由地区的不同及季节的变化、冷却方式不同等原因引起的。在假设制冷循环中的蒸发温度 t_0 为定值时,分析冷凝温度 t_k 升高对循环的影响。

当冷凝温度 t_k 升高时对循环的主要影响有:

1) 冷凝压力 p_k 随冷凝温度 t_k 的升高而升高, 压力比 p_k/p_0 增大, 制冷压缩机的排气温度升高。

2) 单位质量制冷量减少, 单位容积制冷量减少。

3) 单位理论功增大。

4) 忽略输气系数 λ 的变化, 则制冷剂循环量 $G = \frac{V_h \lambda}{3600 V_1}$ 不变, 所以, 循环的制冷量 Q_0 降低, 轴功率 N_s 增大, 如图 1—5 所示。

事实上, 随着冷凝温度 t_k 的升高, 输气系数 λ 和绝热效率 η_c 也都下降, 从而导致循环量 G 下降, 制冷量 Q_0 下降。单位轴功率 $W_s = \frac{W_0}{\eta_c}$ 增大。轴功率 $N_s =$

$\frac{GW_0}{\eta_c} = GW_s$, 由于循环量 G 下降速率低于单位轴功率 W_s 的增大速率, 所以, 轴功率 N_s 仍然是增大的。

5) 制冷系数 ϵ 降低。

由此可得出结论, 在任何制冷系统中, 由于冷凝温度 t_k 的升高, 必将导致制冷循环的制冷量 Q_0 下降, 轴功率 N_s 增大, 制冷系数 ϵ 下降, 这对于循环是不利的。在实际操作中, 应尽可能地改善冷凝器工作条件, 降低冷凝温度, 提高制冷循环工作性能。

(2) 蒸发温度 t_0 降低对循环的影响

蒸发温度 t_0 的变化主要由生产工艺要求的不同和实际操作工况的变化引起。同样, 在假设制冷循环中的冷凝温度 t_k 为定值时, 分析蒸发温度 t_0 下降对循环的影响。

当蒸发温度 t_0 降低时, 对循环的主要影响有:

1) 蒸发压力 p_0 随蒸发温度 t_0 降低而降低, 压力比 p_k/p_0 增大, 制冷压缩机的排气温度升高, 制冷压缩机的不可逆熵值增大。

2) 单位质量制冷量减少。

3) 吸气比体积增大, 制冷剂的循环量减少, 因而制冷量减少 ($Q'_0 < Q_0$)。

4) 单位循环功增大 ($W'_0 > W_0$, $W'_v > W_v$)。

5) 蒸发温度 t_0 降低, 制冷量 Q_0 下降时, 无论制冷压缩机的功率是增大还是减小, 制冷循环的制冷系数总是降低的。

(3) 蒸发温度 t_0 和冷凝温度 t_k 同时变化对循环的影响

1) 在实际制冷循环中, 蒸发温度 t_0 和冷凝温度 t_k 有可能同时变化, 其变化规律与理论制冷循环有所不同, 但变化的趋势是一致的。所以, 制冷压缩机通常是由试验 (或计算) 求出不同 t_k 和 t_0 值时的制冷量 Q_0 和轴功率 N_s 值, 再绘制成曲线, 称为制冷压缩机的实际循环性能曲线。如图 1—6a、b、c、d 所示。

2) 提高冷凝温度 t_k 和降低蒸发温度 t_0 对循环都是不利的, 都会使制冷系数 ϵ 降低。降低蒸发温度 t_0 对循环的影响要比升高冷凝温度 t_k 的影响大, 所以, 在制冷系统的设计和运行管理中, 一方面要降低冷凝温度 t_k , 另一方面在符合工艺要求的前提下, 不能随意降低蒸发温度 t_0 。

5. 应用不同制冷剂对制冷循环的影响

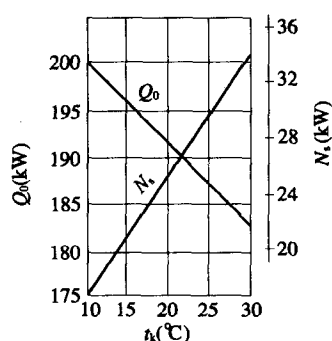


图 1—5 t_0 不变, Q_0 和 N_s 随 t_k 变化关系曲线

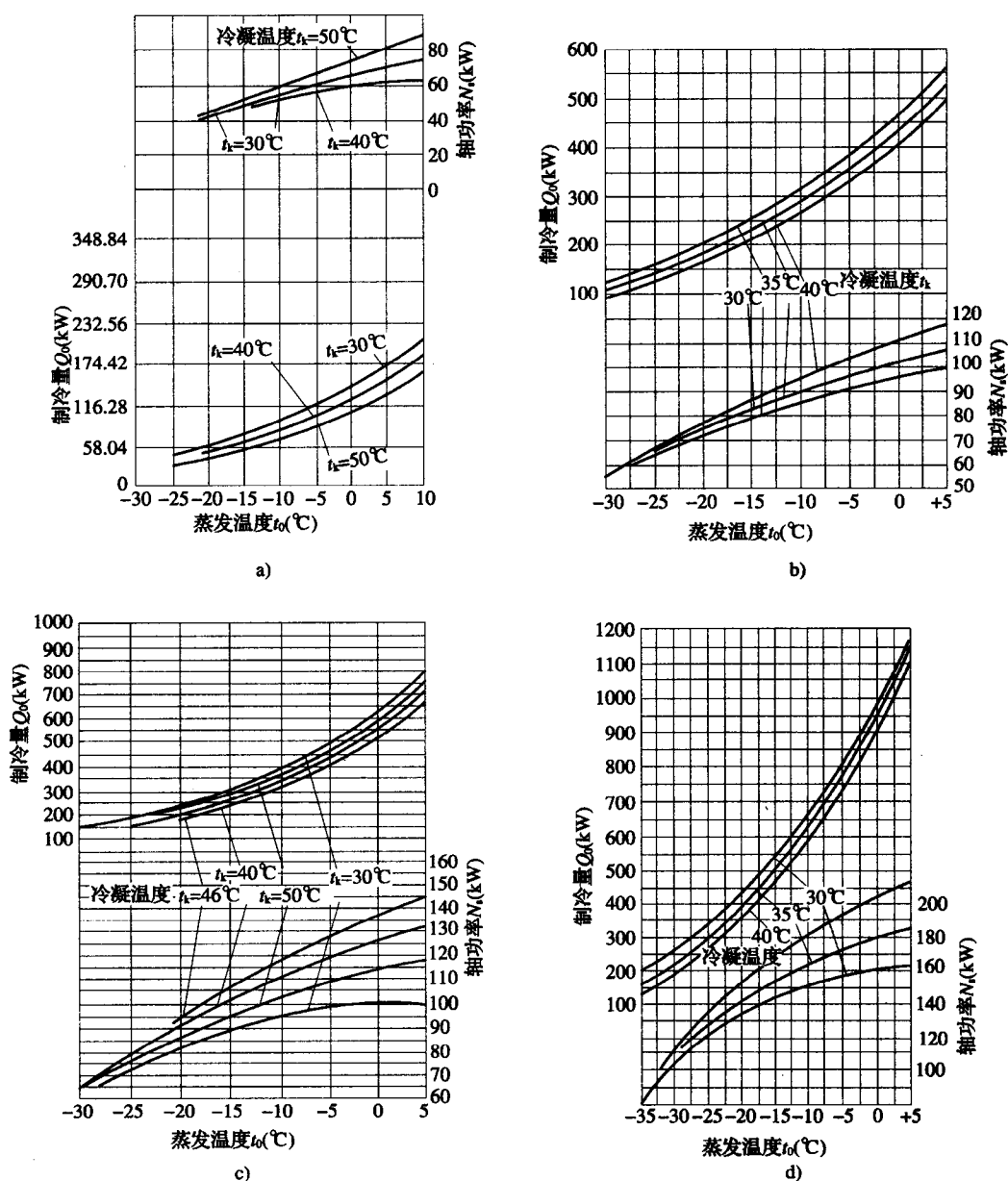


图 1—6 制冷压缩机的实际循环性能曲线

- a) 8FS12.5 制冷压缩机性能曲线 (制冷剂: R12; 转速: 960 r/min)
- b) 8FS12.5 制冷压缩机性能曲线 (制冷剂: R22; 转速: 960 r/min)
- c) 8AC12.5 制冷压缩机性能曲线 (制冷剂: R717; 转速: 1 200 r/min)
- d) 8AS17 制冷压缩机性能曲线 (制冷剂: R717; 转速: 720 r/min)

一台制冷机改用制冷剂后, 制冷循环的制冷量 Q_0 和轴功率 N_s 仍可用下式计算:

$$Q_0 = \frac{V_h \lambda q_v}{3\,600}$$

$$N_s = \frac{V_h \lambda}{3600 \eta_p} W_v$$

因为同一台制冷压缩机的理论输气量 V_h 是不变的, 当分别用 x 、 y 两种制冷剂时, 其制冷量可用下式表示:

$$Q_{0x} = Q_{0y} \frac{(\lambda q_v)_x}{(\lambda q_v)_y}$$

如果忽略输气系数的变化, $\lambda_x \approx \lambda_y$, 则可近似地认为制冷循环的制冷量与单位容积制冷量成正比关系:

$$\frac{Q_{0x}}{Q_{0y}} = \frac{\lambda_x q_{vx}}{\lambda_y q_{vy}} \approx \frac{q_{vx}}{q_{vy}}$$

在 $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_0 = -15^\circ\text{C}$, 氨制冷压缩机改用其他制冷剂时, 若以用氨制冷剂时的制冷量为 100, 则改用其他制冷剂时的制冷量见表 1—12。

表 1—12 采用不同制冷剂时制冷机的制冷量

制冷剂	R717	R22	R12	R142	R21	R11
制冷量	100	95.5	58.9	30.5	16.9	6.81

在改用制冷剂后, 制冷压缩机轴功率可按式换算:

$$N_{sx} = N_{sy} \cdot \frac{\eta_{ey}}{\eta_{ex}} \cdot \frac{(\lambda W_v)_x}{(\lambda W_v)_y}$$

改用制冷剂后, 除了制冷压缩机特性变化外, 还要考虑以下几个问题:

- (1) 改用的制冷剂不能对制冷压缩机或设备材料有腐蚀作用。
- (2) 改用制冷剂应相应地改换润滑油。

(3) 改用制冷剂后, 制冷压缩机结构应做相应的调整。如氟利昂的密度比氨大得多, 流阻损失大, 为减少流阻损失, 氟利昂制冷压缩机的吸排气阀的最大开启度应比氨制冷压缩机大一些。

(4) 改用制冷剂时应校核匹配电动机的功率, 校核冷凝器、节流装置、蒸发器负荷, 改换相应的零部件种类、型号规格, 改换制冷压缩机的密封结构和密封材料等。

(5) 改用制冷剂时应考虑制冷压缩机和设备的强度, 以及制冷压缩机运动部件的受力情况。对于活塞式制冷压缩机, 当 t_k 和 t_0 给定时, 改用制冷剂应符合下列条件:

- 1) 冷凝压力 p_k 应小于设计的最大允许冷凝压力。
- 2) 压力差 $(p_k - p_0)$ 应小于设计的最大压力差。

三、根据制冷系统的负荷变化确定运行方案

1. 压缩机能量调节

压缩机能量调节是指调节制冷压缩机的制冷量, 使它经常与外界热负荷保持平衡, 减少无用的损耗, 提高运行的经济性。

(1) 根据吸气压力调节压缩机的能量

在压缩机工作缸数和转速不变的情况下, 外界热负荷的变化必然引起蒸发压力的变化, 热负荷增大时, 蒸发压力升高; 热负荷减小时, 蒸发压力降低。如果没有其他因素影响, 吸气压力基本上同蒸发压力同步变化, 因此, 可以根据吸气压力的变化情况来调整制冷机的能