

整流罩送风温度湿度参数探讨

陈之曰

(北京特种工程设计研究院)

摘要 针对以往整流罩送风温度及湿度工艺条件过于保守, 导致空调系统设备过多、过大的现状, 以保证整流罩内最佳温、湿度条件为前提, 分析了整流罩内外的热、湿平衡, 建立了整流罩内温、湿度与整流罩送风温、湿度之间的关系, 从而得出整流罩送风温、湿度合适的工艺条件。按此工艺要求设计的空调系统与以往的相比, 设备大大精简, 投资减少, 用电量减少。对运载火箭其他有关舱段送风温、湿度参数的确定亦具有参考价值。

关键词 整流罩内最佳温、湿度 热、湿平衡 送风温、湿度条件

分类号 V421 文献标识码 A 文章编号 1674-5825 (2010) 02-0015-06

1 前言

整流罩作为航天器的外罩在穿越大气层时起到保护航天器的作用; 在技术区和发射区航天器测试时, 有助于维持罩内合适的温、湿度和洁净度, 确保航天器正常的工作条件。

以往的发射场建设中, 整流罩的送风温、湿度参数均给定一个范围, 并提出温、湿度可调要求: $t_1 \sim t_2$ °C (可调), $\phi_1 \sim \phi_2$ % (可调), 洁净度 n_1 级, 送风量 $L_1 \sim L_2$ kg/min (可调)。如温度 10~30°C (可调), 湿度 30~60% (可调), 洁净度 7 级, 送风量 22.7kg/min~90.7kg/min (可调), 如图 1 中 A- S_{d1} -B- S_{x1} 所围成的曲边形所示。如按此条件进行设计, 则空调设备的能力必须按下列温、湿度参数进行设计:

冬季 S_{d1} : $t_{sd1} = 30^\circ\text{C}$, $\phi_{sd1} = 60\%$, 含湿量 $d_{sd1} = 16.19\text{g/kg}$, 焓 $h_{sd1} = 71.52\text{kJ/kg}$;

夏季 S_{x1} : $t_{sx1} = 10^\circ\text{C}$, $\phi_{sx1} = 30\%$, 含湿量 $d_{sx1} = 2.29\text{g/kg}$, 焓 $h_{sx1} = 15.83\text{kJ/kg}$, 机器露点温度 $t_{L1} = -6.75^\circ\text{C}$ ($\phi_L = 95\%$)。

要求最大送风量为 $90.7 \times 60 = 5442\text{kg/h}$, 考虑 10%~15% 的富余量, 取送风量 $G = 6000\text{kg/h}$ (约

5000m³/h)。

设室外空气设计参数以海口为例:

冬季 Wd: $t_{wd} = 10^\circ\text{C}$, $\phi_{wd} = 85\%$, 含湿量 $d_{wd} = 6.46\text{g/kg}$, 焓 $h_{wd} = 26.31\text{kJ/kg}$;

夏季 Wx: $t_{wx} = 34.5^\circ\text{C}$, $t_{ws} = 27.9^\circ\text{C}$, 含湿量 $d_{wx} = 21.37\text{g/kg}$, 焓 $h_{wx} = 89.45\text{kJ/kg}$ 。

则冬季工况的加湿量和加热量计算如下:

蒸汽加湿:

$$\begin{aligned} \text{加湿量 } W &= G \times (d_{sd1} - d_{wd}) / 1000 \\ &= 58.38\text{kg/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{加热量 } Q &= G \times C \times (t_{sd1} - t_{wd}) / 3600 \\ &= 33.5\text{kW} \end{aligned}$$

水加湿:

$$\begin{aligned} \text{加湿量 } W &= G \times (d_{sd1} - d_{wd}) / 1000 \\ &= 58.38\text{kg/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{加热量 } Q &= G \times (h_{sd1} - h_{wd}) / 3600 \\ &= 75.35\text{kW} \end{aligned}$$

其中 C——空气比热 kJ/(kg°C), $C = 1.005\text{kJ/(kg°C)}$

夏季工况的冷量和除湿量计算如下:

由于要求的送风参数的机器露点 $t_{L1} = -6.75^\circ\text{C}$, 单纯依赖冷冻除湿已无能为力, 必须采取冷冻除湿+

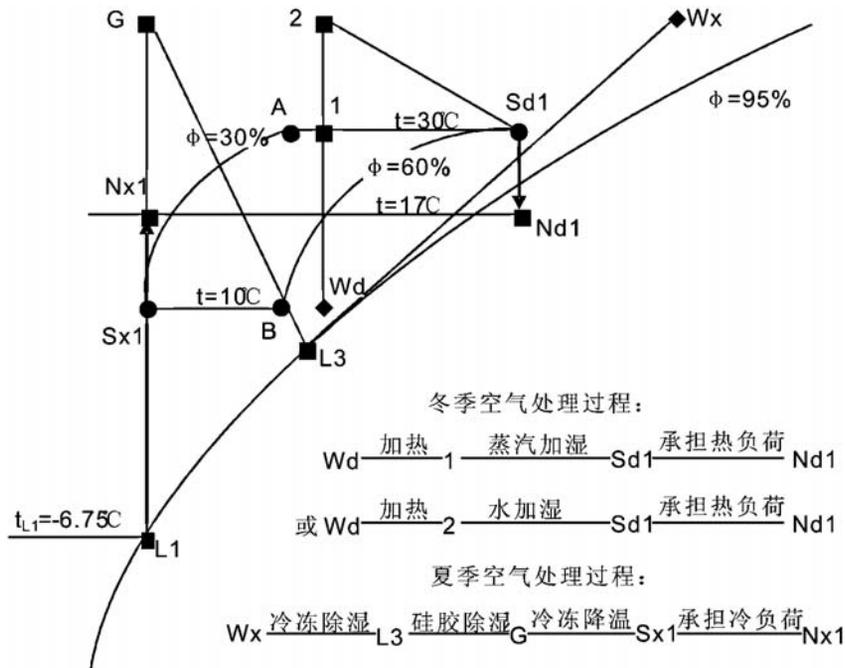


图 1 由<工艺条件一>确定的空气处理方案

硅胶除湿+冷冻降温的综合措施。

假设冷冻除湿的机器露点为 L_3 ，其参数如下：

$t_{L3} = 8^\circ\text{C}$ ， $\phi_{L3} = 95\%$ ，含湿量 $d_{L3} = 6.39\text{g/kg}$ ，焓 $h_{L3} =$

24.10kJ/kg 。

冷冻除湿：

除湿量 $W_1 = G_1 \times (d_{Wx} - d_{L3}) / 1000$

$$= 119.84\text{kg/h}$$

冷量 $Q_1 = G_1 \times (h_{Wx} - h_{L3}) / 3600$

$$= 145.22\text{ kW}$$

其中 G_1 ——考虑硅胶除湿机再生风量 2000 kg/h

后的风量， $G_1 = 8000\text{kg/h}$

硅胶除湿：

除湿量 $W_2 = G \times (d_{L3} - d_{Sx1}) / 1000$

$$= 24.6\text{kg/h}$$

如选 MX-5000 型硅胶除湿机，则需用电功率为

57.6 kW ，其处理风量为 $5000\text{ m}^3/\text{h}$ (6000kg/h)。另需再生

风量 $1670\text{ m}^3/\text{h}$ (2000kg/h)。

硅胶除湿机出风参数为 (G)：

$t_G = 28^\circ\text{C}$ ，含湿量 $d_G = 2.29\text{g/kg}$ ，焓 $h_G = 33.98\text{kJ/kg}$ 。

冷冻降温：

冷量 $Q_2 = G \times C \times (t_G - t_{Sx1}) / 3600$

$$= 30.15\text{ kW}$$

以上分别为冬、夏两季按最不利工况计算得出

的空调设备的能力。

2 送风参数由罩内参数和送风量决定

从根本上说，整流罩内部的温、湿度参数和洁净度才是保证整流罩内部元器件和仪表、仪器正常工作的关键所在。而整流罩的送风温、湿度参数、洁净度和送风量只是实现整流罩内部的温、湿度参数和洁净度的手段。事实上当初型号研制部门所提的工艺条件恰恰也是整流罩内部的温、湿度参数和洁净度： $t = t_0^\circ\text{C}$ ， $\phi = \phi_0\%$ ，洁净度 n_0 级。如 $t = 17^\circ\text{C}$ ， $\phi = 45\%$ (含湿量 $d = 5.46\text{g/kg}$ ，焓 $h = 30.90\text{kJ/kg}$)，洁净度 8 级 (整流罩加注扣罩厅的工艺要求： $t = 17 \pm 2^\circ\text{C}$ ， $\phi = 35\% \sim 55\%$ ，洁净度 8 级)。只是无法确定整流罩的冷、热负荷及产尘量，设计部门无法据此确定送风参数和送风量，才演变成今天这种格局，由型号研制部门在考虑整流罩的冷、热负荷的基础上，留有一定的裕度，提出送风参数的要求。既然这样，就有必要从整流罩内的热、湿平衡出发，分析整流罩内空气参数和送风参数之间的关系，从而确定，目前的工艺条件 [$t = t_1 \sim t_2^\circ\text{C}$ (可调)， $\phi = \phi_1 \sim \phi_2\%$ (可调)，洁净度 n_1 级，送风量 $L_1 \sim L_2\text{ kg/min}$ (可调)] (以下简称<工艺条件一>)是否必要。

设整流罩内部的发热量为 Q_1 ，外部传入的热量为 Q_2 ，内、外湿交换为 W ，从热湿平衡原理，可列出送风参数和罩内参数的方程式。显然，整流罩内部无湿源，由于整流罩正压送风，外部也无湿量进入，因此其湿负荷为 $W=0$ 。

湿平衡：

$$(d_n - d_s)G/1000=W, \text{ 由于 } W=0, \text{ 所以 } d_s=d_n$$

热平衡：

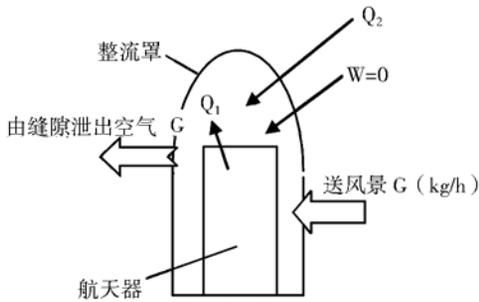


图 2 整流罩热、湿平衡示意图

$$(t_n - t_s)GC/3600=Q_1+Q_2, \text{ 即 } t_s=t_n-3600(Q_1+Q_2)/(GC)$$

夏季： $Q_1>0, Q_2>0, (Q_1+Q_2)>0$ ，所以， $t_s<t_n$

冬季： $Q_2<0, Q_1>0, \text{ 且 } |Q_2|>>Q_1, (Q_1+Q_2)<0, t_s>t_n$

$d_n、d_s$ ——分别为罩内空气和送风的含湿量，
g/kg

$t_n、t_s$ ——分别为罩内空气和送风的温度， $^{\circ}\text{C}$

G ——为送风量，kg/h

由此可见，由于夏季由外向整流罩内传热，所以送风温度应比罩内温度低；由于冬季由整流罩内向外传热，送风温度应比罩内温度高。这样才能保证罩内温度恒定；因整流罩内、外湿交换为零，所以送风的含湿量应等于罩内空气的含湿量。

由此可确定送风参数工艺条件如下：

$t=t_1\sim t_2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (冬季, 可调), $t=t_3\sim t_4\text{ }^{\circ}\text{C}$ (夏季, 可调), $\phi=\phi_0\%$ (当 $t=t_0$ 时), 洁净度 n_1 级, 送风量 $L_1\sim L_2\text{ kg/min}$ (可调)。如 $t=10\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 17\text{ }^{\circ}\text{C}$ (夏季, 可调), $t=17\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (冬季, 可调), $\phi=45\%$ (当 $t=17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时), 洁净度 7 级, 送风量 $22.7\text{ kg/min}\sim 90.7\text{ kg/min}$ (可调), (以下简称<工艺条件二>)。冬、夏季的送风参数分别为 $Sd_2、Sx_2$ ，如图 3 所示。

按照上述分析，在<工艺条件一>极值点确定的送风处理方案中(如图 1 所示)，在夏季送风点为 Sx_1 前提下($d_{Nx}=2.29\text{ g/kg}$)，维持罩内空气参数为 Nx_1 ： $t_{Nx}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$ ， $\phi_{Nx}=18.98\%$ ，含湿量 $d_{Nx}=2.29\text{ g/kg}$ ；在冬季送风点为 Sd_1 前提下 ($d_{Nx}=16.19\text{ g/kg}$)，罩内空气参数点 Nd_1 的相对湿度已超出 100% (当温度为 $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度为 100% 时，其含湿量为 12.26 g/kg)。可见，无论冬、夏，按照<工艺条件一>极值点确定的送风处理方案，罩内空气相对湿度已远远偏出原先设定的 45% 这个目标值，送风参数极值点的确定毫无必要。

如按<工艺条件二>确定的送风处理方案，确定

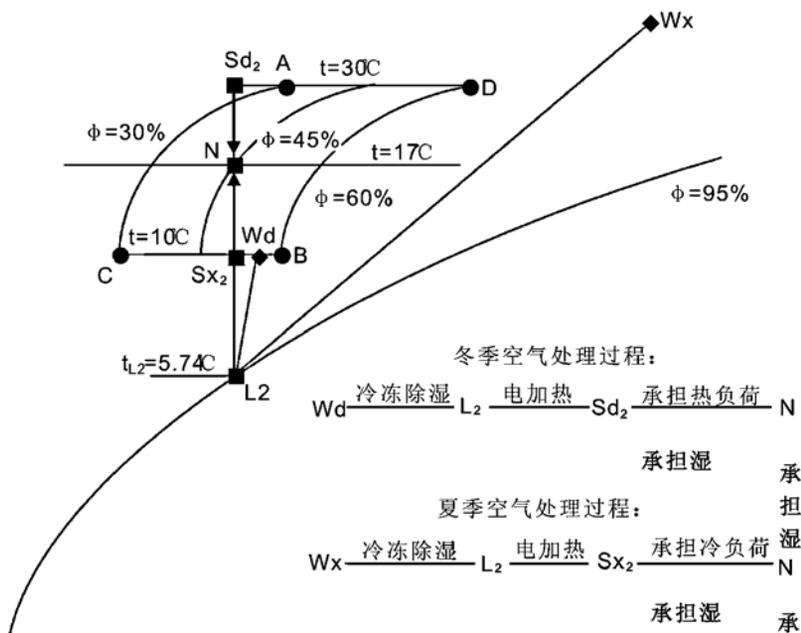


图 3 由<工艺条件二>确定的空气处理方案

的送风参数如下:

冬季 $S_{d_2}: t_{s_{d_2}}=30^{\circ}\text{C}, \phi_{s_{d_2}}=20.58\%$, 含湿量 $d_{s_{d_2}}=5.46\text{g/kg}$, 焓 $h_{s_{d_2}}=44.10\text{kJ/kg}$

夏季 $S_{x_2}: t_{s_{x_2}}=10^{\circ}\text{C}, \phi_{s_{x_2}}=71.04\%$, 含湿量 $d_{s_{x_2}}=5.46\text{g/kg}$, 焓 $h_{s_{x_2}}=23.80\text{kJ/kg}$

夏季工况的冷量和除湿量计算如下:

在含湿量 $d_{l_2}=5.46\text{g/kg}$ 时, 机器露点温度 $t_{l_2}=5.74^{\circ}\text{C}$, 如采用直接膨胀制冷除湿, 蒸发温度可取 0.74°C , 不在结冰之列。另配电加热升温至送风温度 $t_{s_{x_2}}$ 。

假设冷冻除湿的机器露点为 L_2 , 其参数如下:

$t_{l_2}=5.74^{\circ}\text{C}, \phi_{l_2}=95\%$, 含湿量 $d_{l_2}=5.46\text{g/kg}$, 焓 $h_{l_2}=19.47\text{kJ/kg}$ 。

冷冻除湿:

$$\begin{aligned} \text{除湿量 } W_1 &= G \times (d_{w_x} - d_{l_2}) / 1000 \\ &= 95.46\text{kg/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{冷量 } Q_1 &= G \times (h_{w_x} - h_{l_2}) / 3600 \\ &= 116.63 \text{ kW} \end{aligned}$$

最小电加热量:

$$\begin{aligned} Q &= G \times C \times (t_{s_{x_2}} - t_{l_2}) / 3600 \\ &= 7.14\text{kW} \end{aligned}$$

最大电加热量:

$$\begin{aligned} Q &= G \times C \times (t_N - t_{l_2}) / 3600 \\ &= 18.86\text{kW} \end{aligned}$$

冬季工况的加湿量和加热量计算如下:

$$\begin{aligned} \text{除湿量 } W &= G \times (d_{s_{d_2}} - d_{w_d}) / 1000 \\ &= 6\text{kg/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{制冷量 } Q &= G \times (h_{w_d} - h_{l_2}) / 3600 \\ &= 11.4 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{加热量 } Q &= G \times C \times (t_{s_{d_2}} - t_{w_d}) / 3600 \\ &= 40.65 \text{ kW} \end{aligned}$$

两种工艺条件, 选用的主要设备及其投资、运行电量详见表 1

由于整流罩送风空气的加湿一般均采用电热蒸汽加湿, 加热均采用电加热器, 故表中数据均按电热蒸汽加湿和电加热采用。

由表 1 可见, 在冬季工况下, <工艺条件一>确定的空气处理方案需电加热量 33.5kW 和需蒸汽加湿量 58.38kg/h , 总耗电 78.75kW ; <工艺条件二>确定

的空气处理方案需电加热量 40.65kW 和除湿量 6kg/h 、制冷量 11.4kW , 总耗电 44.72kW ; 其设备投资估算分别为 15.6700 和 0.8130 (万元)。

在夏季工况下, <工艺条件一>和<工艺条件二>其冷冻除湿量分别为 119.84 和 95.46 (kg/h), 制冷量分别为 145.22 和 116.63 (kW), 折合用电量分别为 51.86 和 41.65 (kW); 但<工艺条件一>另需配置硅胶除湿机和冷冻降温机, 硅胶除湿机的除湿量为 24.6kg/h , 用电量为 57.6kW ; 冷冻降温机的制冷量为 30.15kW , 折合用电量为 10.77kW 。<工艺条件一>和<工艺条件二>的设备投资估算分别为 47.074 和 8.3307 (万元)。

冬、夏季设备总投资分别为 67.744 万元和 9.1437 万元

3 整流罩的送风参数应因地制宜

由上分析可知, 整流罩的送风参数取决于整流罩与外界的热交换。因此, 整流罩所处的室外气象条件, 决定其送风温度的高低。如酒泉卫星发射中心和海南发射场, 气候相差悬殊。以往设计中酒泉卫星发射中心发射塔的整流罩送风温度设计为 $10^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$ (可调), 空调系统经多次任务检验, 效果良好, 符合要求, 说明送风温度 $10^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$ (可调)是合适和可靠的。严格说, 夏季应为 $10^{\circ}\text{C} \sim 17^{\circ}\text{C}$ (可调), 冬季应为 $17^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$ (可调)但对海南发射场而言, 夏季的温差传热和太阳辐射热基本一致, 因此, $10^{\circ}\text{C} \sim 17^{\circ}\text{C}$ (可调), 可保持不变; 但冬季相差悬殊, 酒泉卫星发射中心按 -25°C 计算, 海南按 10°C 计算, 必须进行修正。在忽略太阳辐射前提下, 海南发射场冬季整流罩的送风温度为:

$$\begin{aligned} t_{s_2} &= t_N + \frac{t_N - t_{w_2}}{t_N - t_{w_1}} (t_{s_1} - t_N) \\ &= 19.2^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

式中, t_N ——罩内维持的最佳温度, 如 17°C ,

t_{s_1}, t_{s_2} ——分别为酒泉卫星发射中心和海南发射场的送风温度。

t_{w_1}, t_{w_2} ——分别为酒泉卫星发射中心和海南发射场的冬季室外计算温度。

即海南发射场整流罩的送风温度冬季为 $17^{\circ}\text{C} \sim 19.2^{\circ}\text{C}$ (可调)。

表 1 两种工艺条件空气处理方案的设备和用电量

			工艺条件一	工艺条件二	备注
冬季	加热器	加热量(kW)	33.5	40.65	电加热
		用电量(kW)	33.5	40.65	
		设备投资(万元)	0.6700	0.8130	0.02/1kW
	加湿器/冷冻除湿机	加(除)湿量(kg/h)	58.38	-6	
		制冷量(kW)	—	11.4	
		折合用电量(kW)	—	4.07	COP=2.8
		用电量(kW)	45.25		
		设备投资(万元)	15.0000	0	
	冬季总用电量(kW)		78.75	44.72	
	冬季设备总投资(万元)		15.6700	0.8130	
夏季	冷冻除湿机	确定风量(kg/h)	8000	6000	
		除湿量(kg/h)	119.84	95.46	
		制冷量(kW)	145.22	116.63	
		用电量(kW)	51.86	41.65	COP=2.8
		设备投资(万元)	29.0440	8.3307	0.2/1kW
	硅胶除湿机	除湿量(kg/h)	24.6	0	
		用电量(kW)	57.6	0	
		设备投资(万元)	12.0000	0	
	冷冻降温机	制冷量(kW)	30.15	0	
		折合用电量(kW)	10.77	0	COP=2.8
		设备投资(万元)	6.0300	0	
	电加热器	电加热量(kW)	0	18.86	
		设备投资(万元)	0	0	
	夏季总用电量(kW)		120.23	60.51	
	夏季设备总投资(万元)		47.074	8.3307	
	冬、夏设备总投资(万元)			62.744	9.1437

注:1. 表中所列用电量和设备投资,仅指表中所列设备产生的用电量和投资。对其余配套设备产生的用电量和设备、安装投资,均未计算。

2. 硅胶除湿机另需再生风量 1670m³/h 及其配套设备的用电量和投资。

3. 电加热器因冬季已选设备,夏季不再列入设备费;冷冻除湿机因夏季已选设备,冬季不再列入设备费。

4 整流罩的送风参数对发射塔和技术厂房应区别对待

整流罩处于发射塔时,基本暴露于室外大气中,其送风参数如上分析,但若处于垂直总装测试厂房时,其罩外环境即垂直总装测试厂房的环境,一般温度要求 $18^{\circ}\text{C}\sim 28^{\circ}\text{C}$,设计时冬季 20°C 、夏季按 26°C 计算。冬、夏季均由罩外向罩内传热,故均须送冷风;夏季虽有本身设备的散热和与外界少量温差传热(温差 9°C),但无太阳辐射热,具体比例很难确定,但大致按 50% 计应比较可靠,那么,夏季的送风温度可按 13.5°C 计,即整流罩的送风温度为 $13.5^{\circ}\text{C}\sim 17^{\circ}\text{C}$ (可调)。冬季传热肯定比夏季小,如按上述范围应比较安全。设计中,还要考虑一定的裕量,这里不作讨论。

处于垂直总装测试厂房中的整流罩的送风空气宜从室内取风进行处理后送至整流罩,空气在整流罩内经热交换后再由整流罩缝隙漏至室内。

5 结论

原先所提的送风参数温、湿度条件(<工艺条件一>),温度和湿度均给出了范围,并均要求可调,即温度 $t=t_1\sim t_2$ (可调),相对湿度 $\phi=\phi_1\sim\phi_2$ (可调)。例如 $t=10^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ (可调), $\phi=30\%\sim 60\%$ (可调)。这种要求,从不必要的极端情况出发,使空调系统的设备能力

不必要的增大,造成设备投资增加,设备能力闲置,运行费用增加;

从确保整流罩内维持最佳温湿度出发,所提的送风参数温、湿度条件(<工艺条件二>),温度给出范围,要求可调(冬、夏季分别确定),但湿度只给出一个最佳值,即温度 $t=t_1\sim t_2$ (冬季可调), $t=t_3\sim t_4$ (夏季可调),相对湿度 $\phi=\phi_0$ (温度 $t_0^{\circ}\text{C}$ 时)。例如 $t=17^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ (冬季可调), $t=10^{\circ}\text{C}\sim 17^{\circ}\text{C}$ (夏季可调), $\phi=45\%$ (温度 17°C 时)。这里的温度 t_0 和相对湿度 ϕ_0 为整流罩内最佳工作温、湿度。这种要求,既保证了整流罩内最佳工作温、湿度,又大大简化空调系统设备的配置,减少了空调系统设备的能力,节约了投资,节省了运行费用。

整流罩的送风参数应因地制宜;整流罩的送风参数对发射塔和技术厂房应区别对待。

在航天发射中,运载火箭的许多舱段的也需通过空送风来确保舱内维持一定的温、湿度和洁净度。如何合理地确定送风参数的工艺条件,由整流罩送风参数探讨得出的上述结论,对其亦具有参考价值。◇

参 考 文 献

- [1] 陆耀庆:实用供热空调设计手册 第二版

Discussions on the Parameters of Temperature and Humidity of Air Supply for the Fairing

CHEN Zhiyue

(Beijing Special Engineering Design and Research Institute)

Abstract: Traditional technological conditions of temperature and humidity of air supply for the fairing are too conservative, causing air conditioners too large and outnumbered. In order to guarantee the optimum temperature and humidity conditions as a premise, the heat and humidity balance in or out of the fairing is analyzed, the relationship between temperature and humidity in the fairing and that of air supply for the fairing is established, and the suitable technological conditions is thereby deducted. Comparing with the traditional air conditioning system, the current air conditioners designed by these technological conditions are greatly streamlined, with reduced investment and less power consumption. It will also provide valuable information for determining temperature and humidity parameters of other related sections in the launch vehicle.

Keywords: Optimum Temperature and Humidity in the Fairing; Heat and Humidity Balance; Temperature and Humidity Conditions of air Supply