

空气预冷换热器的性能计算

程 惠 尔

(上海交通大学)

摘 要: 提出组合发动机空气预冷换热器可供选用的板翅式和管束式两种结构型式。对选定参数的空气预冷换热器作了全工况跟踪计算。指出此种换热器的固有工作特点, 给出其空气通道阻力特性的数值结果, 以及通道尺寸和壁厚对换热器工作参数的影响。还对今后的工作提出了若干建议。

主题词: 换热器, 性能, 组合发动机

PERFORMANCE CALCULATION OF AIR-PRECOOLED HEAT EXCHANGER

Cheng Huier

(Shanghai Jiaotong University)

Abstract: In this paper, two kinds of structural types of air-precooled heat exchangers, plate-fin and tube bundle, chosen and used for composite engines are suggested. A calculation followed all operating conditions is made to air-precooled heat exchangers, parameters of which are selected. Inherent characteristics of those kinds of heat exchangers, numerical results of their air duct drag characteristics, and influences of duct dimension and wall thickness on operating parameters of heat exchangers are shown clearly. Also some suggestions about future task are proposed.

Keywords: Heat exchanger, Performance, Composite engine

1 前 言

对于吸气式组合发动机, 空气预冷换热器的设置是必不可少的。通过对来流空气的充分冷却, 它将使组合发动机能以单一风扇冲压运行至最终 M 数, 避免了涡扇、冲压两种循环模式的工况转换和风扇风车高温超转等一系列难题。此外, 进气温度降低后, 因质量密度增加, 流量加大, 使风扇的换算转速相应提高, 发动机的推力性能还可得到改善。本文对组合发动

机空气预冷换热器的工作性能作了计算分析,换热器的结构型式有两种:板翅式和管束式。冷却介质为低温液氢。计算表明,无论采用板翅式换热器还是采用管束式换热器冷却空气,它们大体都能满足吸气式组合动力装置提出的有关预冷和压差损失的要求。

2 计算换热器的结构型式和尺寸

板翅式和管束式换热器的结构特点均可用图 1 示意说明。其中,板翅式换热器的流动通道由翅片和隔板构成,管束式换热器则全部由矩形管构成,两种换热器的“冷”(这里是液氢)、“热”(这里是空气)通道一一相隔,成交叉垂直状排列。布置紧凑,单位体积传热面积大,是这两种结构的共同特点。与板翅式相比,全部由管子构成“热”、“冷”流体通道的管束式换热器,因没有隔板,重量要轻许多。在外形尺寸和元件(板翅或矩形管)尺寸相等的情况下,管束式换热器的流通面积 A_h 和传热面积 F_h 均比板翅式结构大 10% 左右,而金属占据的体积或重量却小 50%。表 1 为两种换热器的几何尺寸计算结果汇总。

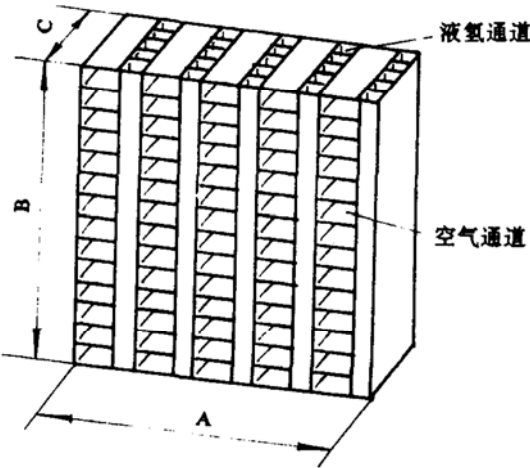


图 1 换热器结构示意图

表 1 板翅式和管束式换热器几何尺寸汇总

几何量	板翅式	管束式
外形尺寸 A [m]	1.85	1.85
外形尺寸 (液氢通道长度) B [m]	1.85	1.85
外形尺寸 (空气通道长度) C [m]	0.30	0.30
空气侧翅片高或矩形管外长边 H_h [m]	0.016	0.016
空气侧翅片间距或矩形管外短边 S_h [m]	0.010	0.010
液氢侧翅片高或矩形管外长边 H_c [m]	0.005	0.005
液氢侧翅片高或矩形管外短边 S_c [m]	0.005	0.005
翅片或矩形管管壁厚度 δ [m]	0.0003	0.0003
空气流道水当量直径 d_h [m]	0.01199	0.01167
液氢流道水当量直径 d_c [m]	0.0047	0.0044
隔板厚度 δ' [m]	0.0016	0
空气侧传热面积 F_h [m ²]	214.3	242.2
液氢侧传热面积 F_c [m ²]	158.6	171.9
空气侧流通面积 A_h [m ²]	2.1412	2.3567
液氢侧流通面积 A_c [m ²]	0.1007	0.1022
空气侧二次传热面积与总传热面积之比	0.6181	0.6210
液氢侧二次传热面积与总传热面积之比	0.50	0.50
空气流通面积与迎风面积之比	0.6256	0.6886
液氢流通面积与迎风面积之比	0.1815	0.1841
空气侧通道数或管子根数 n_h	14060	16280
液氢侧通道数或管子根数 n_c	4560	5280
空气或液氢通道的层数 n	76	88
换热器金属占据的体积 V [m ³]	0.1980	0.1306

3 计算公式

由进口参数和结构尺寸确定出口参数,属所谓“校核计算”。如果采用 E - NTU 法^[1],有

$$t_{h,2} = t_{h,1} + W(t_{c,1} - t_{c,2}) \quad (1)$$

$$t_{c,2} = t_{c,1} - E(t_{c,1} - t_{h,1}) \quad (2)$$

$$E = 1 - e^{(e^{-NTU^{0.78W}} - 1) \frac{NTU^{0.22}}{W}} \quad (3)$$

$$NTU = kF / (GC_p)_c \quad (4)$$

$$W = (GC_p)_c / (GC_p)_h \quad (5)$$

式中, t 为温度, E 为温度效率, NTU 为传热单元数, W 为两种流体热容量之比。显然,本文计算按冷流体即液氢来定义 E 、 NTU 和 W 。公式中诸量的下角标 1 和 2 分别表示换热器冷流体的入口和出口, h 指空气, c 指液氢。

根据传热理论,换热器的传热系数 k (以空气侧为准) 可表示为

$$k = \frac{\alpha_h \alpha_c \eta_h \eta_c F_c}{\alpha_h \eta_h F_h + \alpha_c \eta_c F_c} \quad (6)$$

式中, α_h 和 α_c 分别为空气和液氢对流换热系数,可采用文献〔2〕给出的公式计算。 η_h 和 η_c 分别为空气侧和液氢侧的肋面效率,其值稍大于肋片效率,与二次传热面积占总传热面积的比例有关^[3]。 F_h 和 F_c 分别为空气侧和液氢侧的传热面积,不难根据换热器的结构型式和尺寸算得。

换热器的传热量 Q 及空气侧和液氢侧壁面的平均温度 $t_{w,h}$ 和 $t_{w,c}$ 分别为

$$Q = (GC_p)_h (t_{h,1} - t_{h,2}) \quad (7)$$

$$t_{w,h} = t_h - \frac{Q}{\alpha_h \eta_h F_h} \quad (8)$$

$$t_{w,c} = t_c + \frac{Q}{\alpha_c \eta_c F_c} \quad (9)$$

式中,空气和液氢温度 t_h 和 t_c 应取成进出口温度的算术平均值。

空气或液氢流动的压力损失 Δp 主要由三部分组成,即进口局部损失 Δp_1 、沿程摩擦损失 Δp_2 和出口局部损失 Δp_3 。引进局部阻力系数 K_c 和 K_e 以及沿程阻力系数 f 后,得

$$\Delta p = \frac{1}{2} \left(\frac{G}{A} \right)^2 v_1 \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + \frac{4fl}{d} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (10)$$

式中, v_1 、 v_2 和 v_m 分别为流体的进口、出口及平均比容, G 为质量流量, A 为流通面积, l 为流通长度 (表 1 中的 B 或 C), d 为通道水当量直径, σ 为换热器通道流通面积和迎风面积之比。对于特定的结构,局部阻力系数 K_c 和 K_e 以及 f 随流动 Re 而变,可查文献〔2〕得到。

液氢热物性数据由文献〔4〕提供, 空气热物性按文献〔5〕给出的公式和计算机子程序求得。

4 计算原始数据和方法

换热器的工况由飞行轨迹确定, 其变化幅度颇大。表2给出换热器前进气道的入口参数。根据马赫数、静温 t 和静压 p , 按变绝热指数计算进气道后的空气总温 t_0 和总压 $p_0^{(6)}$ 。对于与机体一体化设计的发动机混合式进气道, 前机身下腹部的气动粘性影响很大, 由此造成的损失, 可通过进气道总压恢复系数 σ^* 来表示, σ^* 与马赫数 M 的关系为

$$\sigma^* = c(a_0 + a_1M + a_2M^2 + a_3M^3 + a_4M^4) \quad (11)$$

表2 换热器前进气道的入口参数

飞行高度 H [km]	飞行马赫数 M	空气流量 G [kg/s]	大气静温 t [K]	大气静压 p [Pa]
0	0.65	200	288	101300
10.0	1.0	140	227	29000
13.0	2.0	280	216	17500
17.5	3.0	320	216	8120
21.5	4.0	222	221	4400
24.5	5.0	285	221	2713
26.5	6.0	285	223	2006

式中诸系数为 $c=0.1$, $a_0=9.9744$, $a_1=-0.006802$, $a_2=-0.47516$, $a_3=0.050938$, $a_4=-0.000791$ 。于是, 换热器空气入口温度 $t_{h,1}$ 可取作来流总温 t_0 , 入口压力 p_1 取作来流总压和进气道的总压恢复系数的乘积 $p_0\sigma^*$ 。空气预冷换热器冷却介质液氢的流量取 20kg/s , 入口温度 50K 。就换热器的传热性能和空气流阻损失计算而言, 主要的影响因素是空气流动状况而不是冷却介质的入口参数。

计算按以下步骤进行: 假定冷、热流体出口温度和两种流体各自的流动压降, 按进出口算术平均温度和算术平均压力计算有关物性数据, 然后按式 (1) ~ (9) 作传热性能计算, 直到连续两次冷、热流体出口温度计算值的相对偏差均小于 $\epsilon=0.1\%$, 接着按式 (10) 转入压差计算, 如果连续两次冷、热流体压差损失计算值的相对偏差也均小于 $\Delta=0.1\%$, 则终止迭代, 否则重新返回传热计算, 重复上述运算过程。

5 计算结果和分析

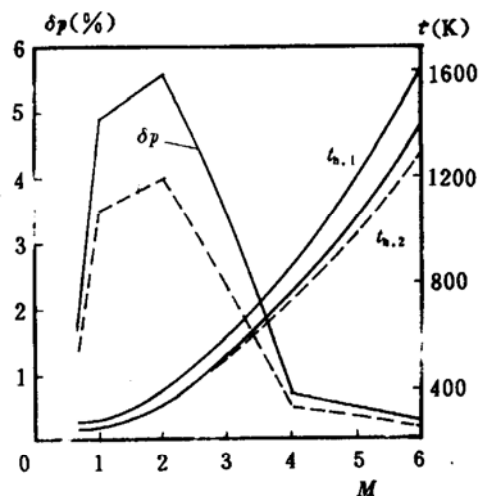
5.1 全工况跟踪计算结果

采用表2的数据, 对表1给出的板翅式换热器和管束式换热器作全工况跟踪计算, 结果

见图 2, 从图 2 可以清楚地看出组合发动机空气预冷换热器固有的工作特点: 在小 M 数时, 有最大空气压降; 在高 M 时, 空气出口温度最高。板式换热器在 $M=1\sim 6$ 范围内, 空气的最大压差损失 $\delta p=5.6\%$, 空气出口温度的最大值 $t_{h,2}=1396\text{K}$, 相应地, 管束式换热器的这两个数据分别为 4% 和 1366K 。计算结果的这一差异完全是由结构不同造成的。由于减小空气压力损失 (要求确保 $\delta p \leq 5\%$) 和降低出口空气温度 (要求确保 $t_{h,2} \leq 1100^\circ\text{C}$) 是空气预冷换热器的主要设计目标, 而对氢的参数未做严格要求, 因此本文分析主要针对空气工作过程, 没有涉及液氢流动。

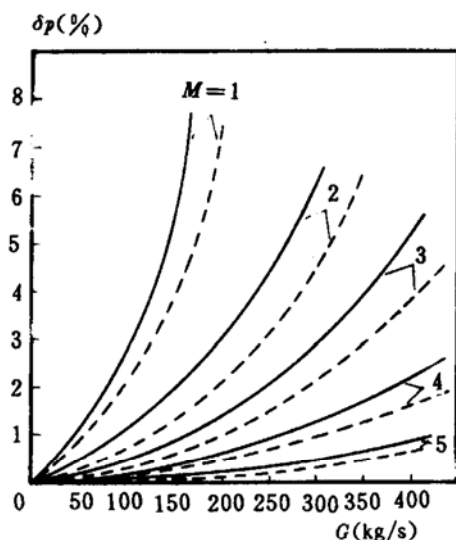
5.2 换热器空气流动阻力特性

不同 M 数下, 组合发动机空气预冷换热器的阻力特性 $\delta p = f(M)$ 如图 3 所示。由图 3 可知, 如果流量保持不变, 随着马赫数 M 增大, 空气流经换热器的阻力损失 δp 是下降的。对于同一压降, 马赫数越大, 允许通过的空气流量 G 也越大。图 3 显示的这一结果, 完全符合本换热器空气流动的特点。根据式 (10), 绝对压降 Δp 与流量密度的平方 $(G/A)^2$ 和入口气流的比容 v_1 的乘积成正比。现在流量密度不变, v_1 随 M 提高而减小, 入口气流的总压 p_1 却随 M 增加而增加, 因而相对压降 $\delta p = \Delta p / p_1$ 便随 M 增加而减小 (参见表 3)。图 4 根据图 3 制得, 图中的 $G_{\max}$ 表示维持压降 $\delta p \leq 5\%$ 时, 允许进入通道的最大空气流量。



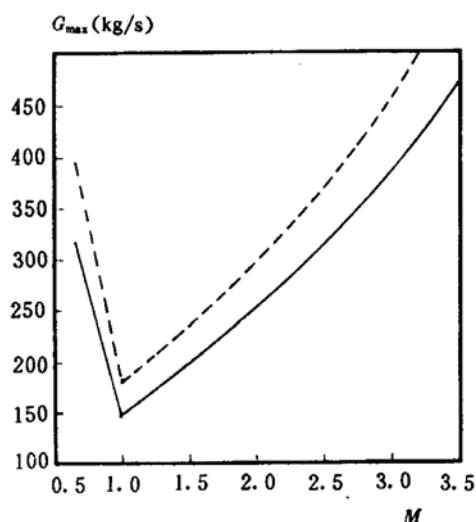
(——板式, ----管束式)

图 2 换热器空气流的压力损失 δp 和出口温度 $t_{h,2}$ 计算结果



(——板式, ----管束式)

图 3 换热器空气通道阻力特性



(——板式, ----管束式)

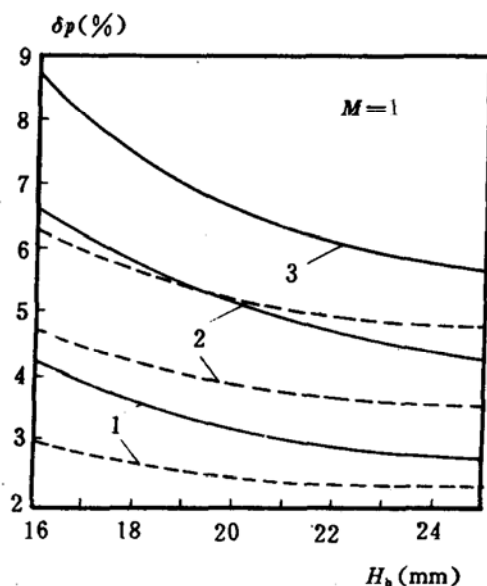
图 4 $\delta p \leq 5\%$ 时, 允许进入通道的最大空气流量

表3 $G=160\text{kg/s}$ 时板翅式换热器空气压降计算数据

马赫数 M	入口比容 $v_1 [\text{m}^3/\text{kg}]$	入口总压 $p_1 [\text{Pa}]$	绝对压差 $\Delta p [\text{Pa}]$	相对压差 $\delta p [\text{Pa}]$
1	1.491	52217	3443	0.0659
2	0.955	115525	2031	0.0176
3	0.813	210182	1749	0.0083
4	0.648	388238	1433	0.0037

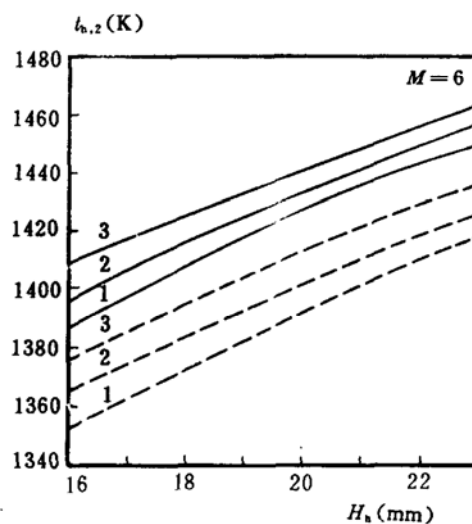
5.3 空气通道尺寸的影响

改变空气侧通道尺寸(改变翅高或矩形管长边 H_h , 翅片间距或矩形管短边 S_h 保持不变), 不改变液氢侧尺寸, 换热器空气流的压降和出口温度的变化结果见图5和图6。若通道尺寸不变, 流量 G 增加, 空气热容量 GC_p 自然成正比增加, 而且由此引起的空气流对流换热系数以及传热系数的增加, 也将使传热量 Q 不断增大。不过, 空气流热容量 GC_p 的增幅比 Q 更大些, 致使两者的总效果 $Q/GC_p = \Delta t_h = t_{h,1} - t_{h,2}$ 将随 G 增加而减小, 而入口温度 $t_{h,1}$ 与流量无关, 于是 $t_{h,2}$ 便随 G 增加而增加。这在图6中可看出, 同一尺寸的通道, 流量越大, 温度曲线 $t_{h,2}$ 的位置也越高。如果流量不变, 通道尺寸增加, 空气对流换热系数以及传热系数理当减小, 进而传热量 Q 减小, 温差 $\Delta t_h = t_{h,1} - t_{h,2}$ 也减小, 最终便有 $t_{h,2}$ 随通道尺寸增加而增加的结果。若通道尺寸对空气出口温度的影响是“正”的, 则对空气流阻的影响便是“负”的, 这相反的影响趋势加大了换热器流道尺寸选取的难度。



(1: $G=130\text{kg/s}$; 2: $G=160\text{kg/s}$; 3: $G=180\text{kg/s}$)
——板翅式; ---管束式)

图5 通道尺寸对空气流阻的影响



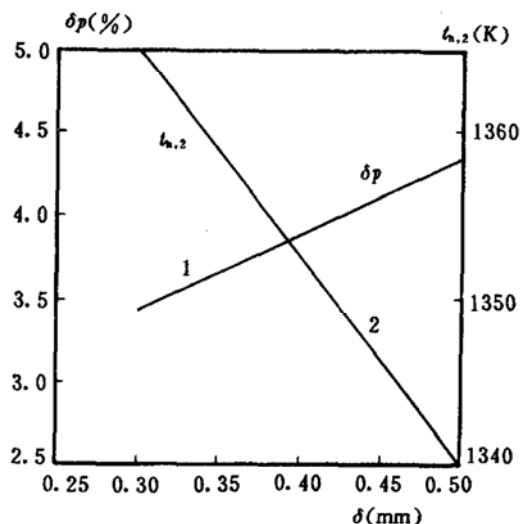
(1: $G=250\text{kg/s}$; 2: $G=285\text{kg/s}$; 3: $G=320\text{kg/s}$)
——板翅式; ---管束式)

图6 通道尺寸对空气出口温度的影响

5.4 壁厚的影响

图7和图8显示管束式换热器管子壁厚对工作参数和金属占据体积(或换热器重量)的

影响。在其他条件不变时,壁厚增加,会导致管子流通面积下降,显然不利于流动,但同时产生的换热系数增加能使传热增强,于是有 δp 随壁厚加大, $t_{h,2}$ 随壁厚减小的后果。壁厚对管束式换热器重量的影响甚为剧烈(见图8)。在满足强度的前提下,从减轻重量考虑,显然采用偏薄的管子作传热元件更为适宜。此点当然也适用于板翅式。



(1: $M=1$, $G=140\text{kg/s}$; 2: $M=6$, $G=285\text{kg/s}$)

图7 壁厚对空气压降和出口温度的影响

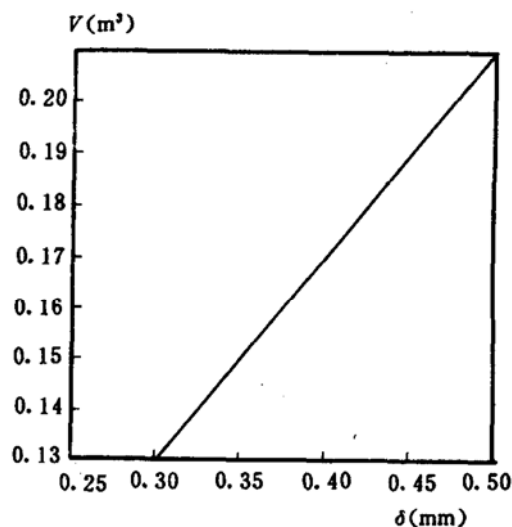


图8 壁厚对换热器重量的影响

6 结 语

(1) 本文提出的组合发动机空气预冷换热器结构型式,在 $M=0.65\sim 6$ 的飞行工况下,可得到空气侧相对压降 $\delta p \leq 5\%$,空气最大出口温度 $t_{h,2} \leq 1396\text{K}$ 。用不锈钢材料制管束式换热器,重量为 1018kg 。如果要求板翅式结构也维持这个重量,则必须采用密度不超过 5000kg/m^3 的轻质材料。从工作性能和重量看,管束式方案优于板翅式方案。

(2) 在飞行器到达轨道分离点约数百秒时间内,空气预冷换热器的工作实际上是非稳态的,必须通过分析求解瞬态方程才能掌握它的行为特点。另外,除了性能分析,预测材料表面温度(高 M 时)以及估计壁面在低温含湿空气通过时(低 M 下)会不会冷凝结霜,显然也很重要。因此,数值分析空气预冷换热器的动态响应特性和管内对流传热传质过程,确定通道壁面的温度分布和壁面霜(冰)层厚度形成规律,将是值得今后进一步深入探讨的一些问题。

参 考 文 献

- [1] 邱树林, 钱滨江. 换热器. 上海: 上海交通大学出版社, 1990
- [2] Kays W M & London A L. Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill Book Company, 1984
- [3] 翁中杰, 程惠尔, 戴华淦. 传热学. 上海: 上海交通大学出版社, 1987
- [4] 郑德馨, 袁秀玲. 低温工质热物理性质图和表. 北京: 机械工业出版社, 1980
- [5] 居怀明等. 载热质热物性计算程序及数据手册. 北京: 原子能出版社, 1990
- [6] 范作民, 傅巽权. 热力过程计算与燃气表. 北京: 国防工业出版社, 1987