

· 试验研究 ·

透平膨胀机试验方法的节能

—应用相似理论组织透平膨胀机性能 试验的最佳方法

杭州制氧机研究所 胡宝福

【摘要】 通过对相似理论因次分析原理的应用,具体阐述了低温透平膨胀机的性能测试及试验台的流程组织方法。包括进行性能试验时的必测参数、模拟试验时的约束条件、确定膨胀机性能的准则方程,以及各种试验方法的组成机理、适用范围。提出对大容量透平膨胀机性能测试时,应以抽气膨胀低温试验台流程作为最佳方法,并用实例说明采用这种方法试验时的操作参数、试验气量及节约功耗值,图5参14。

一、前言

众所周知低温透平膨胀机是一种既能制取冷量,又可提供动力的深冷机械,它是现代大型空分设备及液化设备的关键部机。其性能的优劣直接关系到空分、液化设备的成败,它的效率好坏和运转、操作、调节的可靠性对整套设备的完善性和能量消耗具有很大影响,所以制造厂或用户都迫切希望能在设备投产之前知晓透平膨胀机的确切试验性能,以免由于透平膨胀机的质量问题而影响成套设备正常投产,造成经济损失。也就是用户要求制造厂在商品出厂同时,能提供保证透平膨胀机性能的试验数据。

但是,由于空分及液化设备的透平膨胀机均处于低温工况工作,而且随着设备规模的扩大,透平膨胀机的容量也越来越大,如果按照额定设计参数对透平膨胀机作低温试验台试验,对于中、小型容量的透平膨胀机尚可一试,然而对于大容量的透平膨胀机,由于耗资巨大,试验费用及能耗惊人,就难以承担了。所以,日本神户制钢所、美国空气产品与化学制品公司^{[2][8]}及我国空分行业的一些制造厂,至今仍回避在厂内对膨胀机效率及流量等这些对性能至关重要的实质性内容的考核。当产品出厂时,仅作无负荷运转试验,考核一下机械运转性能了事,却将问题转加到用户现场处理,往往影响设备操作,并增添用户麻烦和费用开支。且无法确切测得膨胀机性能,只能以透平膨胀机能否与成套设备配套运行为“满足”。

然而,国际上联邦德国的Atlas Copco公司^[9,4]、苏联全苏制氧机研究院^[7]、美国空气制品公司低温部^[1]等厂商及我们杭州制氧机研究所^[10]等单位,对此问题的研究工作都从未停滞过,为此还各自建立了不同规模、不同方式的试验装置,致力于性能试验方法的研究、探讨。

本文将向读者介绍如何应用相似理论、模化试验方法、组织低温透平膨胀机的性能试验方法,挖掘现有低温试验台的潜力,扩大试验容量,并着重推荐抽气膨胀低温试验台流程,

作为解决大容量膨胀机性能试验的措施。

本文还以 35000 m³/h 制氧机配套的透平膨胀机为例,计算出实施抽气膨胀低温试验流程时所需的操作参数、试验气量及节省功耗值。

本文将为解决低温透平膨胀机性能试验耗资巨大、试验费用及能耗惊人的问题,提供一个切实可行的方法;并为今后我国生产大容量透平膨胀机作性能试验提供合理组织试验流程的依据和方法。

二、相似理论的基理

我们在文献[9]中已经谈过,透平膨胀机中的流动是一种十分复杂的流动,若要完全应用理论计算方法来研究其特性是有很困难的。但是只要将透平膨胀机中的流动,看成是一种稳定的、有粘性的、绝热可压缩流体的流动,并用相似理论、模拟试验方法,就可以分析出膨胀机整个变化过程中的各个主要参数值,及其相互间的关系。从而确定在试验时必须测量的参数,以及建立必要的试验设备。因为在不考虑重力场 g 的影响下,影响膨胀机特性的独立变量可归纳为:

二个特征机械的参数 n, D_1 ; 三个特征工作介质物性的参数 K, R, μ ; 五个特征流动状态的参数 p_0, T_0, p_2, T_2, G ; 以及我们需要获得的三个性能参数 $u_1/c_s, \eta_s, N$ (或 Q); 总共有 13 个参数。如果所取试验工质与产品设计工质相同,则 K 和 R 可不作考虑,余下还有 11 个独立参数。于是无疑可将 $u_1/c_s, \eta_s, N$ (或 Q) 三者表示成如下函数型式:

$$u_1/c_s = f(n, D_1, \mu, p_0, T_0, p_2, T_2, G, \eta_s, N) \tag{1}$$

$$\eta_s = f(n, D_1, \mu, p_0, T_0, p_2, T_2, G, N, u_1/c_s) \tag{2}$$

$$N \text{ (或 } Q) = f(n, D_1, \mu, p_0, T_0, p_2, T_2, G, u_1/c_s, \eta_s) \tag{3}$$

我们选用国际单位制 (SI 制) 中的长度 [L]、质量 [M] 和时间 [T] 三项作为因次分析的基本量纲,则由相似理论的白金汉姆 (Buckingham) π 定律可知,必须组成的相似准则 π 的数目为 $i = n - m = 11 - 3 = 8$ 个 (4)

其中 n — 存在的全部独立参数的个数 m — 被选定的基本量纲数

我们根据研究的需要,选用 p_0, T_0 和 D_1 作为基本参数,再用基本参数因次的乘幂积分别对 i 个 π 组写出其余参数的因次平衡方程,即

$$p_2: (M/LT^2)(M/LT^2)^a(L^2/T^2)^b(L)^c \equiv M^0L^0T^0 \tag{5}$$

$$G: (M/T)(M/LT^2)^a(L^2/T^2)^b(L)^c \equiv M^0L^0T^0 \tag{6}$$

$$n: (1/T)(M/LT^2)^a(L^2/T^2)^b(L)^c \equiv M^0L^0T^0 \tag{7}$$

$$\mu: (M/LT)(M/LT^2)^a(L^2/T^2)^b(L)^c \equiv M^0L^0T^0 \tag{8}$$

$$N: (ML^2/T^3)(M/LT^2)^a(L^2/T^2)^b(L)^c \equiv M^0L^0T^0 \tag{9}$$

$$T_2: (L^2/T^2)(M/LT^2)^a(L^2/T^2)^b(L)^c \equiv M^0L^0T^0 \tag{10}$$

其中 η_s 与 u_1/c_s 本身就是无因次的,所以只需解出上述 6 个 π 组即可。现用因次分析分别求解解之可得

$$\text{膨胀比 } \varepsilon: \pi_1 = p_2/p_0 = \varepsilon \tag{11}$$

$$\text{折合流量 } \bar{G}: \pi_2 = \frac{G\sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0} = \bar{G} \tag{12}$$

$$\text{折合转速 } \bar{n}: \quad \pi_3 = \frac{D_1 n}{\sqrt{T_0}} = \bar{n} \propto M_0 \text{ (圆周马赫数)} \quad (13)$$

$$\text{与雷诺数有关的数:} \quad \pi_4 = \frac{D_1 p_0}{\mu \sqrt{T_0}} \propto R_e \quad (14)$$

$$\text{折合功率 } \bar{N} \text{ (或冷量 } \bar{Q}): \quad \pi_5 = \frac{N}{D_1^2 p_0 \sqrt{T_0}} = \bar{N} \quad (15)$$

$$\text{温降比 } \theta: \quad \pi_6 = T_2/T_0 = \theta \quad (16)$$

$$\text{等熵效率 } \eta_s: \quad \pi_7 = \eta_s \quad (17)$$

$$\text{速度比 } v: \quad \pi_8 = u_1/c_s = v \quad (18)$$

其中 π_2 、 π_3 、 π_4 属单值条件参数组成的定性准则，而其余的则是非单值条件组成的非定性准则。因此可立出对应的准则方程有

$$\frac{p_2}{p_0} = f_1 \left(\frac{D_1 n}{\sqrt{T_0}}, \frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0}, \frac{D_1 p_0}{\mu \sqrt{T_0}} \right) \quad (19)$$

$$\frac{T_2}{T_0} = f_2 \left(\frac{D_1 n}{\sqrt{T_0}}, \frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0}, \frac{D_1 p_0}{\mu \sqrt{T_0}} \right) \quad (20)$$

$$\eta_s = f_3 \left(\frac{D_1 n}{\sqrt{T_0}}, \frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0}, \frac{D_1 p_0}{\mu \sqrt{T_0}} \right) \quad (21)$$

$$\frac{u_1}{c_s} = f_4 \left(\frac{D_1 n}{\sqrt{T_0}}, \frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0}, \frac{D_1 p_0}{\mu \sqrt{T_0}} \right) \quad (22)$$

$$\frac{N}{D_1^2 p_0 \sqrt{T_0}} = f_5 \left(\frac{D_1 n}{\sqrt{T_0}}, \frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0}, \frac{D_1 p_0}{\mu \sqrt{T_0}} \right) \quad (23)$$

如果性能试验时能维持试验膨胀比、试验圆周马赫数与设计额定值相同，而且试验雷诺数 R_{em} 处于自模化区。则上述准则数就剩下 π_2 、 π_5 、 π_6 、 π_7 、 π_8 ，相应的准则方程组就成为

$$\frac{T_2}{T_0} = f_2 \left(\frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0} \right) \quad (24)$$

$$\eta_s = f_3 \left(\frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0} \right) \quad (25)$$

$$\frac{u_1}{c_s} = f_4 \left(\frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0} \right) \quad (26)$$

$$\frac{N}{D_1^2 p_0 \sqrt{T_0}} = f_5 \left(\frac{G \sqrt{T_0}}{D_1^2 p_0} \right) \quad (27)$$

这个关系实质说明：

1. 当对透平膨胀机作性能试验时，只要维持试验膨胀比、试验圆周马赫数与设计额定值一致，而且试验雷诺数处于自模化区，那末合理地组织折合流量 \bar{G} ，就可获得膨胀机的无因次性能曲线。而并不一定要追求试验时的膨胀机进口压力、进口温度与设计额定值一致；另

外也可通过缩小尺寸，用模型对膨胀机作性能试验，缩减试验气量。最终达到以最经济的试验设备，而获得最广泛的试验实用结果。

2. 根据这组方程所绘出的无因次性能试验曲线，实际上可以很方便地转绘成透平膨胀机常用的性能曲线型式。如将式(25)与式(26)的试验结果合并，就可得图 1 型式的性能曲线

$$\eta_s = f(u_1/c_s) \tag{28}$$

又若将公式(25)自变量转换到大气标准状态(p_0, T_0)的折合流量型式，便可获得如同林德公司^[13]透平膨胀机样本上所列出的流量与效率性能曲线形式(图 2)。即

$$\eta_s = f\left(\frac{Gp_0\sqrt{T_0}}{p_0\sqrt{T_a}}\right) \sim f(G_0) \sim f(\dot{V}_0) \tag{29}$$

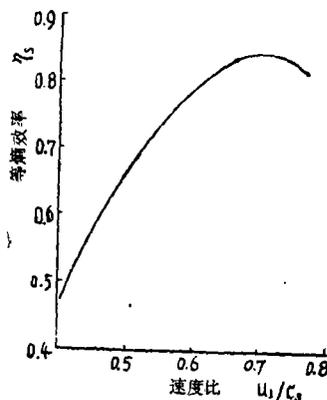


图 1 透平膨胀机特性曲线

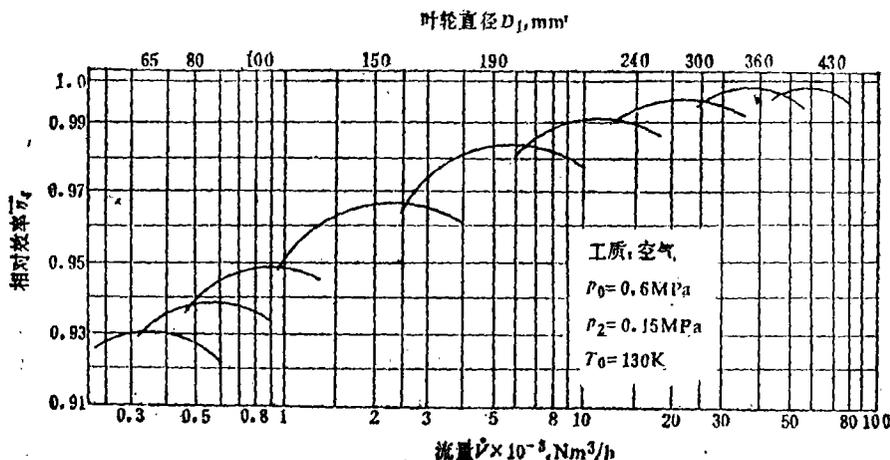


图 2 Linde 低压透平膨胀机系列性能曲线

3. 在规定的试验工质条件下，对具体膨胀机进行性能试验时，必须测量 p_0, p_2, T_0, T_2, n, G 及 N 等七个物理量，才能全面绘制膨胀机的特性曲线。其中功率 N 可设法直接测量，也可由所测到的温降、膨胀比等借助公式或图表的关系间接计算而得。同样动力粘度 μ 也是流体压力与温度的函数，故不作为试验时必须测的物理量对待。

三、试验台的流程组织

现在重点研究试验台的流程组织问题。根据上述第一个结果，当我们在考虑试验台性能试验时，除了保证所采用的试验工质与设计工质相同、试验机器与实物几何相似之外，实际上还必须遵循试验时的 π_1, π_2, π_3 三项与设计额定值时的这三项准则数相等，以及表征 R_c 数的 π_4 处于自模化区，这样就可保证试验性能代表实际机器工作性能。下面进行逐行研究，并用注脚“M”代表试验工况，注脚“N”代表设计额定工况。

π_1 即膨胀比 ϵ ，它取决于试验时的进、出口压力，我们可通过调整膨胀机前后的阀门达到试验膨胀比与设计膨胀比相等。

π_3 即折合转速 \bar{n} , 保证它相等实质是一条选择试验方法的约束条件, 因为当

$$\pi_3 = \frac{D_1 \bar{n}}{\sqrt{T_0}} = \frac{\omega D_1}{\sqrt{T_0}} \left(\frac{30}{\pi} \right) = \frac{u_1}{\sqrt{T_0}} \left(\frac{60}{\pi} \right) = \text{不变量} \quad (30)$$

则 $u_1 \propto \sqrt{T_0}$ 或 $n \propto \sqrt{T_0}$ (当 D_1 给定时) (31)

因此如果要改变膨胀机试验进口温度, 势必对膨胀机叶轮线速度及转速要作相应变动。尤其在偏向提高试验进口温度的场合, 往往受到叶轮强度及轴承运转性能上的限制。所以空分设备配套的膨胀机不太可能提高到常温作试验。习惯上所谓的“热”条件试验, 实质上是破坏模化条件的试验。因此在要求试验转速与设计额定转速相接近的条件下所建立的膨胀机试验台, 必然要求试验进口温度也应与设计额定进口温度接近。所以必然是“冷”条件的低温试验台流程。

π_4 与雷诺数有关。雷诺数反映流体粘性的影响, 它是惯性力和粘性力之比, 在粘性流动中, 考虑到 R_e 准则是对流动状态起着决定性作用的因素, 因此试验时的 R_e 数亦应保持和设计额定值时的 R_e 数相等。但是 R_e 准则的这种决定性作用也只在一定条件下才存在, 而在其它条件下, 它的作用将不甚明显, 甚至消失, 即所谓进入自模化区。对低温透平膨胀机而言, 进入自模化区的数值是 $R_{e,n} \geq 5 \times 10^6$, 而设计额定工况的 $R_{e,n}$ 值一般均在 1×10^7 以上, 所以都自动模化。但在进行试验时, 我们必须根据试验工况按下式核算试验雷诺数

$$R_{e,M} = \frac{u_{1M} \cdot D_{1M}}{\mu_{0M}} \cdot \frac{p_{0M}}{RT_{0M}} \geq R_{e,N} \geq 5 \times 10^6 \quad (32)$$

如果不能满足上式要求, 就应根据以下增值公式修正等熵效率试验值^[1]

$$\eta_{e,N} = 1 - (1 - \eta_{e,M}) \left(\frac{R_{e,N}}{R_{e,M}} \right)^{-0.2} \quad (33)$$

这反映了 R_e 数影响程度, 在试验数据整理中必须注意。

最后来观察最关键的数值 π_2 , 即折合流量 \bar{G} , 它由 G 、 D_1 、 p_0 、 T_0 四个参数组合而成, 保持它相等实质上就是保持这四个参数的匹配结果相等。因此也就可以产生各种型式的试验流程方案。例如:

1. 利用回热原理的闭式循环低温试验台流程(图3)

它保证组成 π_2 的四个试验参数各自与设计额定值完全一致。全苏制氧机科学研究院、联邦德国 Atlas Copco 公司及我所已建立的试验台都采用这种流程和试验方法。由于折合转速 \bar{n} , 即 π_3 必须相等, 所以在作产品性能考核试验时, 其试验转速必然与设计转速一致。因此这实际上就是膨胀机在设计额定工况的试验, 所耗费的试验气量就是设计气量。若要进一步扩大到更大容量透平膨胀机作性能验证试验, 其费用开支及能耗方面就难以承受了。

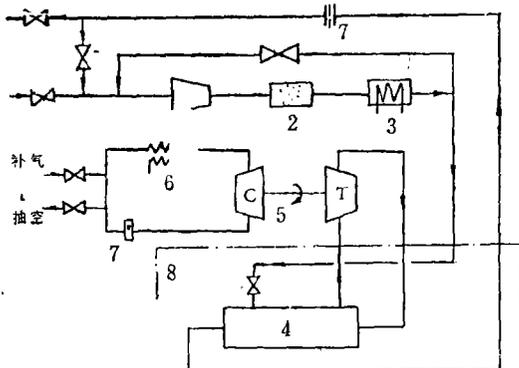


图3 闭式循环低温试验台流程

1. 压缩机 2. 干燥器 3. 冷却器 4. 换热器
5. 膨胀机 6. 冷却器 7. 流量计 8. 冷箱

2. 应用上述流程试验台, 由模型机替代真实机器作性能测试试验:

因为在维持 π_2 不变, 及 p_0 、 T_0 等于设计额定工况时, 其

$$G \propto D_1^2 \tag{34}$$

所以如果把试验模型的线性尺寸缩小到实物的 1/3 的话, 则对于我所现有的 3000 m³/h 气量等级的试验装置^[10], 就可对气量 27000 m³/h 的透平膨胀机作模型试验。

这种试验方法对于新产品设计之前的试验研究是很实用的, 但对于产品出厂时作为性能验证试验就不尽适宜。

3. 亦是应用上述流程试验台, 并根据叶轮强度允许超速 20% 工作转速的可能性, 在超速工况下快速测定膨胀机性能

因为在作机器的性能验证试验时, 维持 p_0 及 π_3 、 π_2 不变, 就意味

$$n \propto \sqrt{T_0} \propto 1/G \tag{35}$$

即只有转速提高的情况下, 才能允许膨胀机试验进口温度作相应提高, 而需要试验气量会减少。若仍以我所现有试验装置为例, 当试验转速高于设计额定转速 20% 时进行性能测定, 该试验台就能对气量 3600 m³/h 的膨胀机作产品性能验证试验, 相应此时膨胀机的试验进口温度应调整到设计额定进口温度的 1.44 倍。所以这种试验方法的试验装置能力完全取决于试验膨胀机在叶轮强度及轴承运转可靠性方面的裕度, 以及进行快速测试方面的能力。对于空分设备的低压透平膨胀机, 假设设计额定进口温度 $T_{0N} = 130$ K, 而试验台的膨胀机试验进口温度 $T_{0M} = 293$ K, 则相应试验转速是设计额定转速的 1.5 倍, 膨胀机在设计上对此要求就难以满足了。

4. 抽气膨胀低温试验台流程

示于图 4, 它也根据折合流量 $\bar{G} = \pi_2$ 不变, 和利用回热原理使膨胀机处于低温工况下工作。其试验转速也与设计额定转速一致。唯在组织 π_2 的构成时, 根据 $G \propto p_0$ 的关系, 靠降低试验进口压力缩减试验气量。因此它取消了压缩气源, 而采取在膨胀机出口抽吸办法使膨胀机处于负压试验工况运转。我们若将膨胀机的试验进口压力, 从原设计额定值约 0.6 MPa (6 ata) 缩减到约 0.1 MPa (1 ata), 则所需试验气量就只需原设计额定气量的 1/6。可见它在试验能耗方面可大大节省。

另外, 此种流程是开式循环, 比上述闭式循环在装置和操作上大大简化, 而且处于低压工作, 不存在试验时气体凝露而打坏叶轮、导流器等弊端。所以本文推荐实行这种试验流程。

5. 前置鼓风机的抽气膨胀低温试验台流程(图 5)

其原理与抽气膨胀低温试验台流程完全一致, 仅在设置 p_0 时考虑到试验膨胀机的某种特殊要求, 例如试验膨胀机的轴封泄漏关系, 希望膨胀机喷嘴出口压力接近 0.1 MPa 左右, 于是便在流程上前置一鼓风机增压, 维持膨胀机叶轮前是正压。它也能达到部分节约试验气量和测得膨胀机特性的目的。

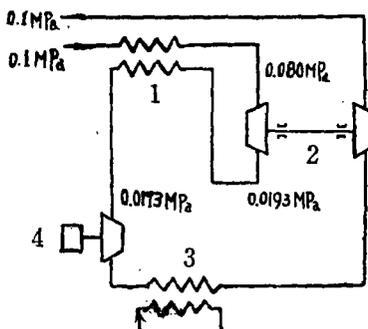


图 4 抽气膨胀低温试验台流程

- 1. 热交换器 2. 膨胀机 3. 后冷却器
- 4. 低温鼓风机

四、应用抽气膨胀低温试验台流程进行35000 m³/h 等级制氧机配套的透平膨胀机试验计算举例

我们假设以联邦德国林德公司 ETG 360 NS 型透平膨胀机为例作为试验对象^[12], 其膨胀气体量 $G_N = 9.7$ kg/s, 进口压力 $p_{0N} = 0.58$ MPa, 出口压力 $p_{2N} = 0.14$ MPa, 进口温度 $T_{0N} = 163$ K, 转速 $n_N = 11600$ r/min, 叶轮直径 $D_1 = 360$ mm, 功率 $N_N = 550$ kW。若采用上述第一种试验流程方案, 仅试验用压缩气源功率估计需 2500 kW 左右。现若改用图 4 所示抽气膨胀低温试验台流程, 它通过一台低温鼓风机抽吸膨胀机出口, 形成膨胀机进出口压差, 而推动膨胀机转子转动达到工作转速。工质空气由环境大气吸入, 并经一热交换器后进入透平膨胀机, 该热交换器利用回热原理复热膨胀机出口低温气流, 并使膨胀机进口气流降温, 达到设计额定温度值。被复热后的气流, 则经低温鼓风机及膨胀机的增压风机增压后排向环境大气。在低温鼓风机后还设置一后冷却器, 用以冷却气流, 控制进入膨胀机增压风机的气流温度。

如果该流程的热交换器高温侧流阻为 19995 Pa (150 mmHg 柱), 低温侧流阻为 1999.5 Pa (15 mmHg 柱), 则按前述的相似理论匹配原理, 相应膨胀机的试验进口压力为 $p_{0M} = 0.080$ MPa、出口压力 $p_{2M} = 0.0193$ MPa, 低温鼓风机的进口压力为 0.0173 MPa, 试验耗气量仅需 1.33 kg/s, 占原定设计额定气量的 13.7%。此时膨胀机增压风机端回收功率约 75 kW, 我们即使不利用这部分回收功率, 而将复热后气流用真空机组抽吸后直接排向大气, 估计其消耗功率也只有 132.5 kW 左右, 仅为上述第一种试验台流程压缩气源耗功的 5.3%。

五、小 结

本文通过上述阐述说明:

1. 透平膨胀机的性能直接影响整套空分及液化设备的经济技术指标, 所以不论制造厂商及用户都迫切希望在设备投产之前能够确切知道透平膨胀机的性能。而现实情况是现有的试验流程及方法由于耗资巨大, 试验费用及能耗惊人, 阻碍了大容量透平膨胀机性能测试工作的实施, 致使性能考核问题一直成为悬案。

2. 本文针对上述问题, 应用相似理论的基理、因次分析的方法, 对影响透平膨胀机性能的各项参数进行了分析和推演, 确立了表达膨胀机性能的准则方程和试验时的必测参数值。提出对膨胀机作性能验证试验时, 只要维持试验膨胀比、试验圆周马赫数与设计额定值一致, 试验工况雷诺数处于自模化区或通过增值公式修正雷诺数对等熵效率的影响, 通过合理匹配折合流量就可获得膨胀机的无因次性能曲线, 指出并不一定要追求试验时进口压力、进口温度……等与设计额定值一致。同时也列出了将无因次性能曲线转化为常见的膨胀机性能曲线方法, 达到以最经济的试验设备和费用获得最广泛、最有效的试验结果。

3. 本文根据以上的理论推演结果, 组织分析了各种试验方法的组成机理, 及其在实际应用中的利弊, 进而推荐抽气膨胀低温试验台流程作为透平膨胀机性能试验的最佳方法。并用 35000 m³/h 等级制氧机所配套的透平膨胀机举例, 说明采用该法试验时, 即使不利用膨胀

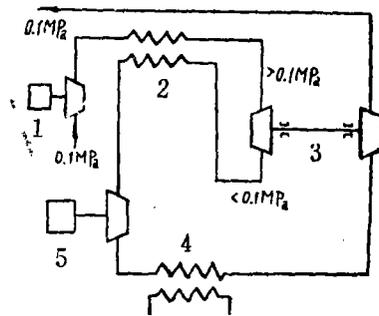


图 5 前置鼓风机的抽气膨胀试验台流程

1. 前置鼓风机 2. 热交换器 3. 膨胀机
4. 后冷却器 5. 低温鼓风机

机增压风机端可回收的功率情况下,进行试验所需功率,仅为现有利用回热原理全部按设计额定参数进行试验的闭式循环低温试验台流程所耗压缩气源功率的 5.3%,即每小时可节省试验功率 2350kW 左右。这对解决大容量透平膨胀机性能试验悬案、节约试验开支、节省能耗来说,无疑是一个切实可行的最佳试验方法。

符号说明

n —工作转速、独立参数个数, r/min
 D_1 —工作轮外径, m
 K —绝热指数
 R —气体常数, N·m/(kg·K)
 μ —动力粘度, Pa·s
 p —压力, MPa
 T —温度, K
 G —质量流量, kg/s
 u_1 —工作轮外径圆周速度, m/s
 η_a —等熵效率
 N —功率, kW
 Q —制冷量, kJ/h
 C_s —等熵速度, m/s
 m —被选定的基本量纲数
 ϵ —膨胀比

\bar{G} —折合流量, $\frac{\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\text{K}^{1/2}}{\text{m}^2\cdot\text{MPa}}$

\bar{n} —折合转速, $\frac{\text{m}\cdot\text{r}/\text{min}}{\text{K}^{1/2}}$

\bar{N} —折合功率, $\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}^{1/2}\text{MPa}}$

M_u —圆周马赫数

R_e —雷诺数

θ —温降比

v —速度比

\dot{V} —容积流量, m³/h

下角注

0—膨胀机进口

2—膨胀机出口

a —标准工况

N —设计额定工况

M —模拟试验工况

参 考 文 献

- 1 H. D. Linhardt. Process Application and Design of Large Power Output Turboexpanders. Journal of Engineering for Industry ASME. Feb. 1973. 227~234
- 2 R. J. Lannuzzelli and R. E. Filippi. Turbo-Expander Performance Testing in Cryogenic Applications. Cryogenic Processes and Equipment in Energy Systems. 1980.
- 3 Atlas Copco. Leistungsversuch Unter Ähnlichkeitsbedingungen
- 4 Atlas Copco. Bedingungen für den Leistungstest
- 5 В. И. Епифанова. Компрессорные и Расширительные Турбомашины (радиально-мипа) "Машиностроение" Москва 1984.
- 6 透平膨胀机试验台. 苏联作者证№561105
- 7 透平膨胀机研究总结. 苏联全苏制氧机研究院资料
- 8 低压透平膨胀机性能试验方法. 部标报批稿(1983年)
- 9 胡宝福. 应用相似理论方法设计透平膨胀机的效率和型式. 全国第四届设计方法学学术研究会论文
- 10 低压透平膨胀机性能试验台技术说明. 杭州制氧机研究所资料
- 11 邹滋祥. 相似理论在叶轮机械模型研究中的应用. 科学出版社, 1984.
- 12 计光华. 透平膨胀机. 机械工业出版社, 1982.
- 13 林德公司透平膨胀机样本
- 14 В. М. Кулаков. О моделировании турбодетандеров. Химическое и Нефтяное Машиностроение, 1969(2)