

高等学校教学用书

平 透 汽 蒸

下 册

(修 訂 本)

A·B·雪格里雅耶夫著

陈大燮 陈丹之 译

中国工业出版社

下 册 目 录

第七章 蒸汽透平的热力计算	143
7-1. 选择多级透平构造时的原则	143
7-2. is 图上透平过程曲线的近似估计	151
7-3. 凝汽式透平最后一级的计算	155
7-4. 冲动式透平第一非调节级的计算	156
7-5. 透平各级间的热降分配	156
7-6. 冲动式透平级详细计算时的特点	158
7-7. 冲动式凝汽透平的热力计算示例	159
7-8. 反动式蒸汽透平的热力计算特点	172
7-9. 反动式蒸汽透平的热力计算示例	176
7-10. 径流式蒸汽透平	180
第八章 凝汽式蒸汽透平的构造	194
8-1. 轴流式凝汽透平的构造示例	194
8-2. 轴流式蒸汽透平的启动及运转工作的一般条件	222
8-3. 径流式透平的构造	227
第九章 工况变动时透平的工作	232
9-1. 非设计工况下单独一级的工作	232
9-2. 蒸汽流量改变时透平各级中热降和压力的分配	237
9-3. 蒸汽流量改变时配汽方法对于透平热力过程的影响	242
9-4. 蒸汽分配系统的选择	261
9-5. 蒸汽参数对于透平经济性的影响	264
9-6. 工况变动时的透平轴向推力	270
第十章 热电能两出式透平	272
10-1. 背压式透平	272
10-2. 背压式透平的构造实例及其运转特点	275
10-3. 中间控制抽汽式透平	281
10-4. 具有一个控制抽汽的透平计算举例及其工况图的作法	287
10-5. 中间抽汽式透平的构造实例及其运转特点	294
10-6. 抽汽式背压透平	299
10-7. 两级控制抽汽式透平	301
10-8. 乏汽透平	308
中俄名词对照表	310

第七章 蒸汽透平的热力计算

7-1. 选择多级透平构造时的原则

作为蒸汽透平计算时的已知量来说,通常都采用:新鲜蒸汽的参数,透平排汽管中的压力,透平的有效额定功率及经济功率。所谓额定功率就是在任意一段时间内,透平所产生的最大功率 N^* 。这一功率,通常就用作发电厂机组的功率。在大多数场合之下,额定功率是用开放调节系统中的过载阀来达到的,这样一来,透平的效率就因之降低。透平的经济功率 N^* 是指该透平进行热力计算时的所定功率,在此功率之下,透平应当有最高的相对效率。经济功率一般为额定功率的 0.8—0.9。苏联发电厂所装置的大功率透平通常都在很高的负荷系数下工作,因此对于这些透平来说,经济功率最好也提高,可以取成 $N^* = (0.9—1.0) N^*$ 。

在设计透平时,透平的转速,也应该当作已知量看待。

事实上,如果透平用以直接联动发电机,则在中等的蒸汽压力之下,当透平的功率超过 2500—4000 瓩时,透平轴直接和发电机轴相连接。所以透平的转速就等于发电机的转速。在苏联都广泛采用 50 周率的交流电,透平发电机每分钟的最大转速为 3000 转。所有传动发电机用的透平,照例都按这一转速来设计,这些透平的功率在 2500 到 15000 瓩之间。从前大功率的透平常制成 1500 转/分,而在晚近所有大功率的透平我们都造成 3000 转/分。

对于 2500 瓩以下功率的透平来说,在大多数场合之下,最好能采用更高的转速,并且利用减速齿轮传动机构来连接透平与发电机。

改用减速齿轮传动机构之后,透平的转速可以在广大的范围当中去选择。

在高压透平中,即使当功率为 6000 瓩时,应用减速齿轮传动机构以及提高透平的转速看来也可能是合理的。

如果透平的所有各级都按最佳速度比 $x_a = \frac{u}{c_a}$ 来造成,或几乎可以这样说,当透平制成很高的柏生系数时,则透平就可达到很高的效率,与此同时我们必须尽量保证,使在高压蒸汽区域内工作的各级,其喷管与轮叶都能有充分的高度,并且使喷管与轮叶都有最好的叶型。

要满足这些条件就要把透平的级数造得很多,因此在有一段时期里即使在中等的蒸汽压力之下也必须把透平分成几个串接的机壳。

后来,要求把透平的构造设计得简单,所以透平的机壳数目也受到限制。在卫国战争以前有着这样的倾向,初压在 30 或 30 以下绝对大气压的透平都造成单机壳,而 80 或 80 以上绝对大气压的高压透平,则造成双机壳。

在高压凝汽式透平中,并不只是因为它所转换的理想热降很大 (330 大卡/公斤以上),其必须采用的级数很多,所以才采用双机壳构造的。战前,高压透平之所以不敢做

成单机壳，一方面也是因为机壳受着很剧烈的温度变化的影响（在高压部分接近 450—500°C，排气管中只有 25° 左右）。

在这些条件之下，要使机壳的热膨胀处理得很好，对过去来说是很成问题的。但是对于目前来说，制造单机壳高压透平的可能性可认为已经成功。列宁格勒的斯大林金属工厂在战争年代曾设计出一系列单机壳的高压透平。由于该厂一方面采用单机壳的构造，同时又采用很高的转数，所以能造出合理的透平构造，这些透平在战后年代里曾获得广泛的采用（例如，参阅图 1-4）。

当设计及选择透平的构造时，有决定性的意义的倒还不是功率，而是蒸汽的容积流量，即 Gv 乘积。

在凝汽式透平中，每秒钟所流过的蒸汽容积，其变化范围非常之大，因为当蒸汽在膨胀时，其比容发生变化。我们可以充分看出，即使新鲜蒸汽的压力是中等的， $p=29$ 绝对大气压，其温度为 400°C，比容为 0.105 米³/公斤，当其膨胀到 0.04 绝对大气压，干度为 0.90 时，比容增加到 31.9 米³/公斤，即增加到 304 倍之多。对于高压蒸汽来说——当压力 90 大气压，温度 500°C 时——蒸汽的比容为 0.0376 米³/公斤，当该蒸汽膨胀到同样的参数，即 0.04 绝对大气压及 $x=0.9$ 时，比容增大到 850 倍。应用回热式的给水加热之后，蒸汽重量流量可以逐渐减低，所以在具有回热的凝汽式透平中，透平各级每秒钟所流过的蒸汽容积，其增加的倍数比前面所举的例子要来得小。但是因为所有回热用的全部抽汽量，一般不超过透平中新鲜蒸汽输入量的 15—30%，所以蒸汽流过透平时，其每秒钟容积的增加倍数终究还是很大的。

因为蒸汽容积流量的绝对值和蒸汽重量

流量有关，因此在选择透平的构造及进行计算时，必须先取定透平的相对效率，然后预算一下每秒钟的蒸汽重量流量。此时，如果透平应该按照回热循环来工作，则必须给出 ts 图上的过程变化，先计算回热方案，求出透平中考虑抽汽量后的一公斤蒸汽所可以作的功，然后按照透平的各个抽汽段来计算每秒钟的蒸汽重量流量。

为了使多级透平有很高的效率起见，应尽量使通流部分的通道剖面面积变化得很均匀，避免汽流转弯过剧，因为后者总要引起附带的损失。如上面所指出，在凝汽式透平中，蒸汽容积通量的变化很大，如果要把透平的通流部分造得很平均，在构造上常会引起困难。

近代凝汽式透平中的透平级，依其特征可以分成以下四类：(a) 透平的调节级；(b) 工作于高压蒸汽下的透平级，在高压区域下，每秒钟流过的蒸汽容积甚小；(c) 透平的中间级，在这些中间级中蒸汽的容积相当大；以及 (r) 真空下工作的低压级，在低压级中蒸汽的容积达到很大的数值。在以上所提及的四种透平级中，如果一透平是采用节流配汽法，那末调节级可以不用；至于对其他几类来说，则上面所作的分类是很相对的，然而这些透平级的计算及构造各有它们的许多特点，这些特点证明这样的分类是正确的。

调节级型式的选择，是否把它制成单列冲动式或双列冲动式寇蒂斯轮，要看透平在经济功率下，调节级中所取的设计热降的大小而定；30—35 大卡/公斤以下的热降，通常可以在单列调节级中转换；热降在 40 到 100—120 大卡/公斤之间的，需要用两列寇蒂斯轮来作为调节级。

要合理地选择调节级的热降，就必须以透平工况变动时的分析为基础，这将在 § 9-4

中詳細分析。但是現在我們必須講一些和選擇調節級的設計熱降有關係的意見，因為此後的透平構造與該設計熱降有很大的關係。

調節級的效率要比後面透平級的效率來得低；因此在透平的經濟功率之下，如果增大調節級中的熱降，會使透平的總效率降低。但是在蒸汽容積通量很小的透平中，前端外汽封中的漏汽損失對效率也有很大的影響。調節級汽室中的壓力愈低，從外汽封中所漏過的蒸汽也就愈少。因此對於蒸汽容積通量很小的透平來說，為了減小前端外汽封中的漏汽損失，降低調節級汽室中的壓力因而增加其設計熱降也可能是合算的。

此外，在蒸汽流量很小的透平中，當調節級汽室內的壓力降低時，如果下一級噴管與輪葉的高度很充分，就很容易達到全部進汽。

假定調節級的熱降採用得很大，則透平的構造可以簡化。事實上，如果調節級汽室中的蒸汽壓力不超過 5—6 絕對大氣壓以及溫度 275°C，那末透平的機殼可以用鑄鐵做成，因此這時候只要把汽缸以及調節級的噴管室用鋼做成就行（例如，可參閱圖 8-2）。

同樣，對於在很高的蒸汽溫度（500°C 或以上）下工作的高壓透平來說，調節級的熱降常常選得使調節級汽室內的溫度不超過一定的水平（譬如，420—440°C）。這樣，無論透平機殼或轉子都有可能採用比在調節級的熱降很小而透平的機殼與轉子要承受 450—460°C 以上高溫的情況中更普通的鋼。在這些透平中，當鍛件的尺寸已經規定時，整鍛轉子的採用就決定了調節級的最大直徑，因此（在最佳的速度比 $x_0 = \frac{u}{c_0}$ 之下）也就決定了它的最大熱降。

當蒸汽的容積通量甚大時，要使透平的構造簡化，就不能夠用加大調節級中熱降的

辦法。因為前端外汽封中的漏汽損失在這時候並不起很大作用，同時也很容易使後面各級能够在足夠的輪葉高度下達到全部進汽，而且這時候如果調節級的熱降選擇得很大，那末由於調節級本身的效率低，會使整個透平的效率也降低。因此在按照大蒸汽通量來設計的透平中，當它有時採用寇蒂斯輪作為調節級時，則調節級中的熱降取得不大，常為 40—60 大卡/公斤之間。

如果採用節流配汽法，則調節級就沒有。按照很大的蒸汽通量來設計的透平，當其在經濟功率下採用節流配汽法來工作時，其效率可以比用噴管配汽法的透平來得高一些。但是在經濟功率下採用節流配汽法的優點，在大多數場合下是不上算的，因為採用節流配汽法的透平，當其負荷改變時，其效率比用噴管配汽法的透平跌得更快。

在過去很長的一段時間里，許多透平製造廠只製造採用節流配汽法的透平，但是在它們後來的構造當中，就改用噴管配汽法。譬如象列寧格勒的斯大林金屬工廠，過去是出產節流配汽式透平的，但是在後來出產的透平構造中，該廠只採用噴管配汽法（參閱 §1-3, 8-1, 10-5）。

在調節級後面的前幾級中，設計者的主要任務就是要保證輪葉與噴管有足夠的高度。

公式 (3-76) 指出，要達到上述的目的，可以減小角度 α_1 及透平級的直徑，但是減小透平級的直徑，如果此時 $\frac{u}{c_1}$ 保持不變，則又會引起速度 c_1 的減小。在沖動式透平級中，最小許可角度 α_1 取成 $\alpha_1 = 11—14^\circ$ 。

在反動式透平級中，角度 α_1 可在 14 到 20° 之間選取。減小透平級的直徑就需要減

低速度 c_1 ，因而必须将一级中的理想热降减低。这样一来，喷管和轮叶的高度虽然增加，同时透平的效率也提高，但结果透平的级数增多，透平的成本加大。

在透平前面几个非调节级中，隔板内汽封中的漏汽损失有着很大的影响。如果把热降取得小，也可减低些这种损失，因为随着喷管高度的增加，间隙的有效数值与喷管高度之比减小。同时多级透平中消耗于轮盘摩擦上的总功比级数很少的透平来得小。

如以前所指出，在近代的透平制造业中，总想尽量把透平的构造简化，除掉高压透平以及功率很大的透平以外，都做成单机壳。在单机壳冲动式透平中，级数大都不超过 17—20 级，因为如果级数再增加下去，会使透平轴太长，这样临界转速要比透平转子的工作转速低得多。

对于近代透平中所采用的柔轴来说，如果轴自由振动的频率与扰动力频率之比 $\frac{n_{xp}}{n}$ 不低于 0.55—0.6，那末是可以允许的。

此外，在单机壳透平中应该注意到：第一非调节级直径与最后一级直径之比不要太小（不要小于 0.5），否则透平级的直径增加得太厉害，这样就很难保证透平通流部分的均匀，并且需要使直径作跳跃式的变化（例如，参阅图 8-2）。

由于以上所说的这些原因，要把单机壳透平前面几个非调节级的直径和热降取得很小是有困难的，而且在单机壳冲动式透平的第一非调节级中，热降很少低于 7—9 大卡/公斤。在多台壳透平中就没有这些困难，前面几个非调节级的热降常取成 4—5 大卡/公斤。

在蒸汽流量很小的单机壳透平中，当热降等于 7—9 大卡/公斤时，第一非调节级的喷管与动叶太小，为了增大它们起见，不得不

采用部分充汽或增大调节级的设计热降。但是，所有这些方法都不能使这种透平有高度的效率。

在反动式透平中，如果采用单机壳的构造，则级数的配列可以多达 30—40 级。因此在反动式透平中，前面几个非调节级的热降取得很小（每级在 1.5—2 大卡/公斤以下），况且更重要的是反动式透平不能采用部分充汽，同时漏汽损失要比冲动式透平来得厉害。

如果一透平的蒸汽容积流量很小，那末要使它达到高度的效率，根本的办法是把这种透平的转速取得很高。此时透平级直径的降低就用不到减小热降，因为直径的减小已为角速度的增加所补偿，所以透平级的圆周速度以及和该圆周速度相对应的热降可以充分地保持很大。

提高透平的转速同时可解决两个问题：首先，当第一非调节级全部充汽时，很容易达到所要求的轮叶高度；其次，可以把透平的级数做得不多，因为这时候用不到把各级的理想热降大大地减少。因此当透平的转速增加时，透平的尺寸与重量都减小。按照现有减速器制造业的情况，已经能使减速器达到很高的效率（97—98%），因此即使在 2500 或 2500 以下转的中压蒸汽透平中，提高透平转速后所引起的经济优点就已经开始超过由于装置减速器后所引起的损失。在高压蒸汽透平中，提高透平的转速甚至对于 6000 或 6000 以上转的透平也可能是合算的。

透平中间级的计算与构造，困难最小。事实上，在这些透平级中，由于蒸汽的膨胀，蒸汽的容积流量已经很大，所以喷管和叶片也已经足够的高度，此时速度系数 φ 和 ψ 不再与喷管的高度有关（参阅图 3-16 及

3-17)。另一方面，透平級的直徑和葉片的尺寸還不是那麼大，以至於在完成這些透平級時難以保證其輪盤與葉片有足夠的剛度與機械強度。

如果說在設計前面幾級時，由於蒸汽流的容積很小而發生困難（透平的功率愈小，也就是說蒸汽流量愈小，以及透平級中工作蒸汽的壓力愈高，則這種困難也就愈大），那末在設計和繪制凝汽式透平的最後幾級時，常常會碰到由於蒸汽的容積通量過大而引起的困難，因為當蒸汽的容積通量很大時，需要把最後幾級的通道剖面面積做得很大。

對於凝汽式透平來說，其最後一級的計算以及構造上的完成是最有特別意義的，因為這一級通道剖面的大小將最後決定該凝汽式透平可以造成的最大功率。

事實上，透平的功率可以寫成：

$$N_1 = 4.19 G H_0 \eta_{oi} \text{ 瓩.}$$

這一公式適用於純凝汽式透平，在這種透平中，所有透平級中都有全部的蒸汽量通過。

如果透平設計成有回熱系統，則因為部分蒸汽抽出去作為預熱給水之用，所以最後一級所流過的蒸汽量小於前面幾級的蒸汽流量，假定 G_k 為最後一級流到凝汽器中去的蒸汽量，那末回熱式透平的功率可以寫成：

$$N_1^* = m N_1 = 4.19 m G_k H_0 \eta_{oi},$$

式中係數 m 用來考慮供回熱給水用的抽出汽流中所含的能量，它的數值大於 1。係數 m 與給水的預熱溫度以及新鮮蒸汽的參數有關，通常為 1.1—1.20。

由連續方程式我們可將最後一級中所經過的每秒蒸汽流量寫成如此：

$$G_k = \frac{F_2 c_2}{v_2}$$

$$\text{或 } G_k = \frac{\pi d l c_2 \sin \alpha_2}{v_2}.$$

對於絕對出口速度 c_2 的方向來說，最好使它與透平軸心綫相平行，假定是這樣的話，那末 $c_2 = 90^\circ$ ，而流量方程式變成：

$$G_k = \frac{\pi d l c_2}{v_2}.$$

從這當中可以看出，透平最後一級中所以可以流過的蒸汽量與最後一級的直徑、輪葉的高度以及蒸汽的絕對出口速度成正比，但是和蒸汽的比容成反比。

凝汽式透平最後一級出口處的比容首先與乏汽壓力有關，後者為了提高透平的工作效率起見，應當保持於最低的水平。

出口速度 c_2 的大小同樣也要關係到透平的效率，因為最後一級的出口速度不可能再利用，而余速損失 $\frac{Ac_2^2}{2g}$ 會使透平的相對效率降低。通常余速損失取成不超過透平理想熱降的 1.5—3%。余速損失的絕對數值最好不超過 6—10 大卡/公斤，後者相當於速度 $c_2 = 224—289$ 米/秒。如果把乏汽的比容 v_2 及出口速度 c_2 都當作已知數，那末可以得出結論，最後一級中所流過的每秒蒸汽量主要由通道剖面面積 $F_2 = \pi d l$ 來決定。而這個剖面積本身與透平的轉數以及最後幾級輪葉材料的許用應力有關。

作用在等剖面輪葉上的離心力為：

$$C = \frac{\gamma}{g} f l \omega^2 r,$$

式中 γ —輪葉所採用的金屬的重量；

f —輪葉的橫剖面面積；

l —輪葉長度；

ω —角速度；

r —輪葉重心的半徑。

等剖面輪葉根部處的拉應力為：

$$\sigma = \frac{C}{f} = \frac{\gamma}{g} l \omega^2 r。$$

在现代透平中,最后几级轮叶在它的大部分长度上都做成等强度体的形状(参阅图 3-46),也就是说,叶片的横剖面面积自根部向着顶部逐渐减小,这样可使拉应力降低。为了考虑等强度体轮叶中这种应力的降低起见,我们引入一系数 k 并将应力写成:

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{\gamma \omega^2 l d}{2gk} = \frac{\gamma l d}{2gk} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = \\ &= \frac{\gamma \pi d l \pi n^2}{2gk \cdot 900} = \frac{F_2 \gamma \pi n^2}{2gk \cdot 900}。 \end{aligned}$$

系数 k 可以达到 2.4—2.5。

上式指出,应力 σ 与轮叶的出口剖面积,轮叶所采用的金属的重度 γ ,透平转数的平方以及系数 k 等有关。由这个式子求出 F_2 , 得:

$$F_2 = \frac{1800 g k \sigma}{\gamma \pi n^2}。$$

钢的重度为 $\gamma = 7.75 \times 10^{-3}$ 公斤/厘米³。

将这一数值代入上式并取 $k=2.5$, 得:

$$F_2 = 1.81 \times 10^4 \frac{\sigma}{n^2} \text{ 米}^2,$$

式中 σ 以公斤/厘米², 而 n 以转/分为单位。

取许用应力 $\sigma = 2300$ 公斤/厘米², 得:

$$F_2 = \frac{41.6 \times 10^6}{n^2},$$

而蒸汽流量

$$G_k = \frac{41.6 \times 10^6}{n^2} \frac{c_2}{v_2}。$$

因此单流式凝汽式透平的极限功率为:

$$N_e = \left(\frac{175}{n} \right)^2 m H_0 \eta_o \eta_m \frac{c_2}{v_2}。$$

假定最后一级出口处的蒸汽压力 $p_2 = 0.04$ 绝对大气压, 湿度 $(1-x) = 12\%$, 那末比容 $v_2 = 31.2$ 米³/公斤。

再令余速损失等于 7 大卡/公斤, 相当于

出口速度 $c_2 = 242$ 米/秒, 则当透平转数 $n = 3000$ 转/分时, 透平的极限功率可表示成:

$$N_e = 150 m H_0 \eta_o \eta_m。$$

按照这一公式所计算出来的一些结果如表 7-1 中所示。

从该表所列的数据中, 我们可以看出根据以上所作的假定以及低压部分的构造为单流式时透平所能达到的极限功率。必须指出, 事实上列宁格勒的斯大林金属工厂已经制成了低压部分采用双流式的 100000 瓩的高压透平, 并且造出了 50000 瓩的单流式高压透平。

在选择最后一级的尺寸时, 假定级的余速损失是已知的。显然, 余速损失的大小与蒸汽的容积通量有关, 而后者不仅由蒸汽的每秒流量来决定, 而且也视蒸汽的比容而定。随着真空度的加深, 蒸汽的比容增加得很强烈。事实上, 假定当压力 $p_2 = 0.04$ 绝对大气压及湿度为 12% 时, 蒸汽的比容为 31.2 米³/公斤, 那末在同样湿度下当压力为 0.03 绝对大气压时, 蒸汽的比容就达到 41 米³/公斤, 亦即要比前一情况增加 31%。显然, 按较深的真空度来设计的透平, 其最后一级的通道剖面应当很大。否则透平就不可能有效地利用由凝汽器中的低压所决定的加大的热降。

我们可以用 $\frac{D_k}{F_2}$ 的大小作为评比各种透平最后一级的特性值, 它是流入凝汽器的蒸汽重量对凝汽式透平最后一级的轴向通道面积 $F_2 = \pi d b$ 之比。我们可以称这个量为“最后一级的负荷”。

$\frac{D_k}{F_2}$ 愈小, 则在凝汽器低压之下的热降就可以利用得愈好, 而当冷却水的温度很低

表 7-1

新鮮蒸汽的參數 (壓力 溫度)	P_0 t_0	絕對大氣壓 °C	90 500	90 500	29 400	29 400
乏汽的壓力	P_2	絕對大氣壓	0.035	0.035	0.04	0.04
透平的轉數	n	轉/分	3000	6000	3000	6000
透平的內效率	η_{oi}	—	0.84	0.80	0.84	0.80
余速損失	$h_{e,c}$	大卡/公斤	7	7	7	7
出口速度	c_2	米/秒	242	242	242	242
理想熱降	H_0	大卡/公斤	333.8	333.8	272.5	272.5
可用熱降	H_i	大卡/公斤	280.4	267.0	229	218
膨脹終點的蒸汽干度	x	—	0.864	0.887	0.883	0.902
膨脹終點的比容	v_2	米 ³ /公斤	34.8	35.7	31.3	32.0
考慮回熱作用的係數	m	—	1.26	1.26	1.15	1.15
機械效率	η_M	—	0.985	0.95	0.985	0.95
透平的有效功率	N_e	瓩	47.000	10.500	39.000	8.700

時，凝汽器中可以達到很低的壓力。換句話 最後一級的負荷應當選擇得較小。

說，假如透平是為某一區域而設計的，該區域 表 7-2 中示有國內外製造的許多透平的
中有溫度很低的冷卻水，那末在這一透平中， 最後一級負荷及尺寸方面的主要數據。

表 7-2. 透平最後一級的比較數據

名 稱	計 量 單 位	列寧格勒金屬工廠 (ЛМЗ)						哈爾科 夫透平 製造廠 (ХТЗ)	布 朗- 波弗米 公 司 (BEC)	阿 里- 恰 爾 公 司 (A.C.)	通 用 電 氣 公 司 (G.E.)
		AK- 50-1	AK- 50-2	AK- 100-1	BK- 50-1	BK- 100-2	CBR- 150-1	AK- 100-1	AK- 50-1	費斯克 電 廠	麥賽克 斯電廠
功率	瓩	50000	50000	100000	50000	100000	150000	100000	50000	147000	100000
轉數	轉/分	1500	3000	3000	3000	3000	3000	1500	3000	1800	3600
低壓部分的排汽口 數目	—	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\times$ 1 $\frac{1}{2}$	1	2 $\times$ 1	2 $\times$ 1 $\frac{1}{2}$	2 $\times$ 1	2	2	2
流入凝汽器的蒸汽 量	噸/時	178	178	356	187	269	303	343	178	384	256
最後一級的直徑	米	2.47 2.13	2.11 1.75	2.11 1.75	2.0	2.0	2.337 2.0	2.794	1.715	2.74	1.66
最後一級的輪葉長 度	米	0.274 0.613	0.252 0.570	0.252 0.570	0.665	0.665	0.287 0.665	0.762	0.505	0.914	0.594
葉片頂部的圓周速 度	米/秒	215	364	364	421	421	421	279	348	382	424
通道剖面面積	米 ²	6.20	4.80	9.6	4.18	8.36	12.6	13.4	5.44	15.7	6.08
單位負荷	噸/米 ² ·時	29.2	37.1	37.1	32.7	32.2	24.1	25.6	32.8	24.4	42.0
凝汽器中的壓力	絕對大氣壓	0.05	0.046	0.046	0.037	0.035	0.03	0.04	—	—	0.052
余速損失	大卡/公斤	7.0	10.0	10.0	11.0	11.6	9.5	7.8	—	—	10.0

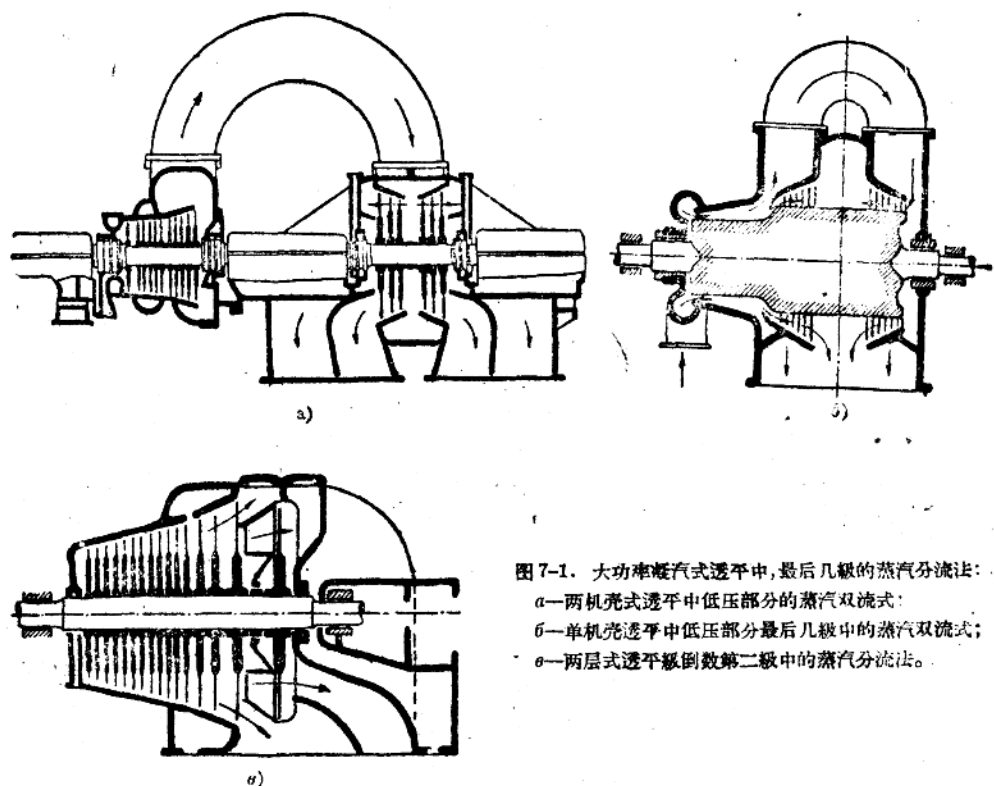


图 7-1. 大功率凝汽式透平中, 最后几级的蒸汽分流法:
 a—两机壳式透平中低压部分的蒸汽双流式;
 b—单机壳透平中低压部分最后几级中的蒸汽双流式;
 c—两层式透平倒数第二级中的蒸汽分流法。

从该表中的数据, 我们可以对最后几级的尺寸作出些一般的结论。平均圆周速度在最大的诸透平级中达到 314 米/秒, 而最大圆周速度达到 421 米/秒, 平均直径与轮叶长度之比不得做成小于 $\frac{d}{l} = 3.0$ 。

当转数为已知时, 如果要把透平在高度真空之下做成很大的功率, 那末为了减小余速损失, 应当在透平的最后几级中把蒸汽分流。

图 7-1 中示有这种蒸汽分流的基本方案图。应用得很广的是透平的低压部分采用双流式的构造, 如图 a 中所示。但是采用这种方案需要把透平做成两只机壳。蒸汽通往低压部分的中間, 然后同时通过平行连接的各级流向两边。蒸汽在低压部分中的这样疏通方案称为双流式。

因为我们要想把透平做成单机壳式, 结果就要采用象图 b 那样的蒸汽分流法, 这里也采用了双流式的蒸汽疏通法。此处, 在反动式透平的最后几级中, 蒸汽的流动是迎面相对的。蒸汽顺着回流集汽管通向右边的透平级组。

另外一种蒸汽分流法是采用两层式透平级, 这种分流方法应用之广也不亚于图 a, 其分流的原理如图 c 中所示。此处, 倒数第二级在高度方向上分成两部分。在这一级的上面一圈中, 蒸汽从压力 p_0 膨胀到凝汽器中的压力 p_k , 所以蒸汽通过透平级的上层之后, 直接撤出到凝汽器中。在下面一层中, 蒸汽从压力 p_0 膨胀到某一中间压力 p_z , 然后流入最后一级, 在那里一直膨胀到压力 p_k 。因此在采用这种蒸汽分流法的透平中, 其出口剖面

由倒数第二级的上层剖面 F_1 以及最后一级的出口剖面 F_2 所合成。双层式透平级的构造实例可以在图 8-16 中看得出来(见插图)。

7-2. is 图上透平过程曲线的近似估计

为了详细地进行蒸汽透平的热力计算,就必须先把它的热力过程在 is 图上大概拟定下来。在许多场合下,这一任务具有独立的性质,譬如当需要确定一透平车间的方案,经济性地用不到对具体的透平进行繁复计算时就是如此。

根据近代凝汽式透平的大量试验,我们就可相当有把握地来估计出它们的效率。这个效率主要是与蒸汽的容积通量有关系,而容积通量又决定着喷嘴的通流剖面,所以后一个量也是估计透平效率的准则。假如我们取喷嘴的当量临界通流剖面 F 作为定性量,其中 F 可以按下式计算:

$$F = \frac{D}{36 \times 2.03 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \text{ 厘米}^2,$$

式中 D —蒸汽流量,公斤/时;

p_0 —蒸汽的初压力,绝对大气压;

v_0 —蒸汽的最初比容,米³/公斤,

那末大功率凝汽式透平的内效率可以表示成图 7-2 中所示的曲线^①。

必须指出,在作这根 η_{oi} 曲线时并没有把余速损失考虑进去,因此这一损失应当单独加以计算。

求得了 η_{oi} 值之后,还应当把它乘以修正系数(图 7-3),后者是与蒸汽的初压以及蒸汽的过热度(亦即初温 t_0 对饱和温度的超过量)有关。

蒸汽的过热度愈大,初压愈低,则透平最后几级中的蒸汽干度愈大,因而透平的效率

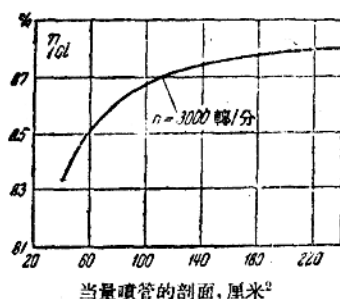


图 7-2. 没有中间再热的单轴大型蒸汽透平的内效率 η_{oi} 曲线(效率的数值适用于单汽缸以及单轴的双汽缸透平装置)。

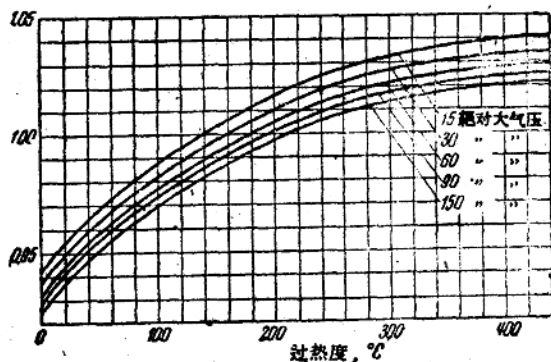


图 7-3. 内效率的修正系数。

也就愈高。

根据图 7-2 中的曲线估定了效率并把它和透平的理想热降相乘之后,即可求得可用热降:

$$h_1 = h_0 \eta_{oi} - \frac{Ac_2^2}{2g}.$$

量 $\frac{Ac_2^2}{2g}$ 的大小可以根据前面一节中的建议来取定。

在 is 图上画过程曲线时,透平导汽机构以及调节阀中的压力损失应当按蒸汽初压的 5% 来估计,这样就可图 7-4 的 is 图中求到点 2。然后用直线把点 2 与点 4 连接起

^① 图 7-2—7-7 是从 1952 年 ASME 学报中根据 T. W. Elston 以及 P. H. Knowlton 的论文取得,也可参阅“热能动力”(Теплоэнергетика)1954 年第 4 期中洛巴诺夫(B. П. Лобанов)的文章。

线把点2和点3连接起来。必须注意, 作在图7-5上的效率曲线并没有包括外汽封损失, 后者为0.6--1.0%, 这种损失在 η_{oi} 图上画过程线时应该单独加以考虑。

燃气的中間再热器中的压力损失和导汽管中的压力损失通常约为再热器中压力的10%。低压部分中的膨胀过程可以象对凝汽式透平那样的方法来作出(图7-6)。但是, 因为低压部分并没有调节级和调节阀, 所以它的效率要比凝汽式透平来得高一些并且可以从图7-7的曲线中取得。从这一图上所求

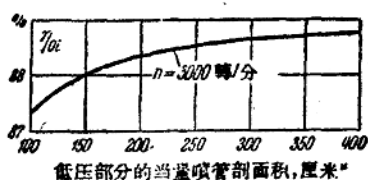


图7-7. 具有中间再热的大型凝汽式透平低压部分的内效率 η_{oi} 。

得的效率要乘以图7-3上的修正系数。图7-7上的曲线是按不同的当量喷嘴剖面面积来作出, 后者是按照低压部分之前的蒸汽参数及流量来算得的。

当在图7-6的 η_{oi} 图中构作过程线时, 应当考虑到低压部分截流阀中的压力损失, 后者可以按2%来估计, 当我们沿着等压线放入一段1.7大卡/公斤的线段后, 就可以求得膨胀过程的中点对连接点5和点6的直线的位移。

高压部分的效率曲线(图7-5)也可以用来估计大型背压透平, 而特别是前置式透平的效率。在估计乏汽压力时, 应该考虑到透平排汽管中的损失, 后者与蒸汽的流速以及排汽管的形状有关系, 并可按下面所引用的公式(7-1)或者根据预先在实验室中对排汽管模型所作的试验数据来求得。

必须指出, 以上所讲的透平中蒸汽膨胀过程的作法并没有考虑到许多在计算透平效率时有严重影响的因素, 首先是调节级的型式以及它的理想热降。在使用图7-2及7-7中的曲线时应当记住, 曲线中所引用的内效率 η_{oi} 的数值指高效率的透平而言, 这些透平是按照最佳的速度比 x_{oi} , 也就是说, 按照很高的柏生系数来设计的, 并且有着高效率的喷嘴叶栅和动叶栅。

除了以上所讲的透平中蒸汽膨胀过程的近似作法之外, 我们也可以先估计好透平的构造因素, 根据级组的效率和蒸汽容积流量几何平均值之间的关系来拟出更详细的过程的变化性质。

为此, 我们应当把总的热降分成四段或五段, 然后顺次对每段热降求出蒸汽容积流量的几何平均值, 并按照这一数值更可靠地来估计透平各段的相对内效率。

图7-8中作有冲动式透平级组的 η_{oi} 的概略的变化界线, 以及它们对蒸汽容积流量的

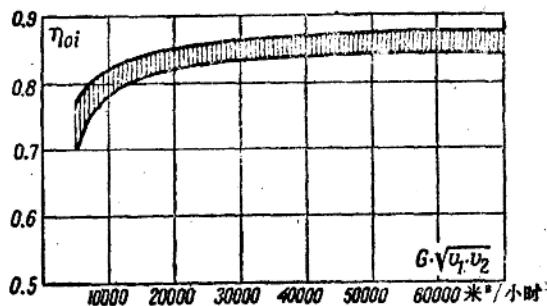


图7-8. 冲动式透平级组的相对内效率与蒸汽的平均容积流量之间的关系。

几何平均值 $G\sqrt{v_1 v_2}$ 之间的关系, 式中 v_1 —各段进口处的蒸汽比容, v_2 —各段等熵热降终点上的蒸汽比容。

利用这些曲线, 我们可以估计出透平各段的相对内效率, 然后概略地把透平中的蒸

汽膨胀过程画入 is 图中。

但是在这当中, 必须把调节级的相对内效率直接估计出来, 对于单列冲动级来说, η_{oi} 可以在 0.75 至 0.8 之间选取, 对于两列寇蒂斯轮的调节级来说, η_{oi} 可在 0.63 至 0.70 之间选取。对于在饱和蒸汽区域中工作的透平级组来说, 必须根据图 7-8 曲线中所求得的效率再乘以所讨论的这段过程中的蒸汽平均干度。因此, 对于在湿蒸汽中工作的透平级来说, 应当考虑到蒸汽湿度对它的效率的影响。

此外, 在试作蒸汽的膨胀过程时, 尚应该考虑到蒸汽过滤器中以及透平调节机构中所引起的蒸汽节流损失, 同样也要把透平排汽管中的压力损失考虑进去。

由于蒸汽过滤器, 起动阀以及调节阀中的节流作用所引起的压力降落, 一般可估计为新鲜蒸汽绝对压力的 4 至 5%。

透平排汽管中的压力损失与排汽管的形状大有关系。在现代透平中, 排汽管的形状尽量做成扩压器的样子, 使得汽流从最后一级的轮叶中排出时, 尽可能利用其速度头, 并把它速度头化成压力。虽然如此, 但是排汽管中的压力损失仍不得不考虑。

为了估计这一损失起见, 可利用下列的公式:

$$\frac{\Delta p}{p_k} = \lambda \left(\frac{c_{a,n}}{100} \right)^2, \quad (7-1)$$

式中 $c_{a,n}$ —透平排汽管中的速度, 以米/秒为单位,

λ —系数, 它可以取成等于 0.05—0.1。

对于凝汽式透平来说, 透平排汽管中的速度可选成 80—120 米/秒, 对于背压式透平

来说, 可取成 40—60 米/秒。

如果所计算的是两机壳式透平, 那末在试绘蒸汽的变化过程之前, 就已经可以考虑集汽导管中的压力损失, 我们必须把这一损失取成为集汽导管中蒸汽绝对压力的 2—3%。

在 is 图上作好了初步的蒸汽膨胀过程之后, 就必须进行回热系统的热力计算。这样就必须设计回热系统, 选定抽汽的压力。按照透平的膨胀过程求出抽汽的焓并对各个预热器进行热平衡的计算。因此抽汽量 $\alpha_1, \alpha_{II}, \alpha_{III}, \dots$ 都可确定, 这些抽汽量都是以进入透平中去的蒸汽流量的部分数来表示 (参阅 § 1-5)。

知道了 $\alpha_1, \alpha_{II}, \alpha_{III}, \dots$ 并算出 1 公斤蒸汽在透平内所产生的内功之后, 可以按照公式 (1-29) 及 (1-30) 求准确的蒸汽流量。为了估计透平的机械效率, 可利用图 7-9 中所示的曲线, 在这同一图中尚作有单级齿轮减速器的效率曲线, 这根效率曲线应当用于透平和发电机是靠减速器来联动的场合。

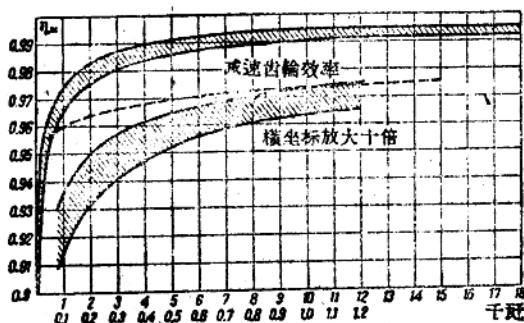


图 7-9. 透平的机械效率曲线以及减速齿轮的机械效率曲线。

这样所求得的蒸汽流量应当作为此后整个透平计算时的基础。

按照调节级中所取用的热降来计算透平的调节级时, 可以根据以前所叙述的工作过

程原理来进行(参阅第三及第四章)。

在计算透平的后面几级时,必须先估计好级数以及这些级之间的热降分配。

当我们在计算及设计透平的中间级时,象以前所指出,主要的任务就是要保证透平的通流部做得很平均。既然通流部的变化界线是由透平的第一非调节级以及最后一级的尺寸来决定,因此在分配各级的热降时,应当先计算最后一级以及第一非调节级的尺寸和热降。

7-3. 凝汽式透平最后一级的计算

从最后一级叶道中出来的蒸汽,其出口速度 c_2 在此后的透平级中不再利用,因此,最后一级的余速损失 $h_{c,c} = \frac{Ac_2^2}{2g}$ 要使整个透平的内效率降低。在凝汽式透平中,蒸汽流出最后一级时的出口速度不得不让它很大,这一损失 $\zeta_{c,c}$ 要达到透平理想热降的 1.5—3%。如前面所指出,凝汽式透平中的余速损失最好不要超过 6—10 大卡/公斤。

蒸汽流出最后一级时,其连续方程式为①:

$$Fc_2 = Gv$$

或

$$\pi d l c_2 \sin \alpha_2 = Gv \quad (7-2)$$

令比值 $\frac{d}{l} = \theta$, 则可将方程式(7-2)写成
 如此:

$$\frac{\pi d^2}{\theta} c_2 \sin \alpha_2 = Gv \quad (7-2a)$$

再令余速损失

$$\frac{Ac_2^2}{2g} = \zeta_{c,c} H_0 \quad (7-3)$$

得

$$c_2 = 91.5 \sqrt{\zeta_{c,c} H_0} \quad (7-3a)$$

将上式代入公式(7-2a),并解出式中的

d , 得:

$$d = \sqrt{\frac{Gv\theta}{\pi 91.5 \sqrt{\zeta_{c,c}} H_0 \sin \alpha_2}} \quad (7-4)$$

假定透平做得适当的话,角 α_2 应当接近 90° , 所以 $\sin \alpha_2 \approx 1$ 。这样可以使方程式(7-4)更加简化。

按照 is 图上初步所试作的过程变化线,我们可以求出透平排汽管进口处的蒸汽状态 v 。

在现代透平中对于小功率的透平来说,比值 θ 的数值在 6—8 之间。如果是高速巨型透平,则 θ 达到 2.7—3。

应当记住, θ 愈小, 轮叶长度上圆周速度的变化就愈厉害,同时叶根与叶顶处的进口速度三角形的差别也就愈大,而叶栅高度方向上的反动度变化也就愈强烈(参阅 § 3-7)。

当 θ 小于 5—10 时,倘使仍然按照透平级平均直径处速度三角形中的进口角度 β_1 , 而把轮叶进口边上的所有进口角度都做成等于 β_1 , 那末就会使级的效率大大降低(参阅 § 3-7)。

因此当比值 $\theta = \frac{d}{l} < 5-10$ 时, 轮叶的进口角度必须变化,这样就使得制造过程复杂化并且使成本加贵。进口角度 β_1 相等的轮叶,在制造时比较简单,它只能应用在比值 θ 大的场合。

按照公式(7-4)所求得的直径,可以用来计算圆周速度 $u = \frac{\pi d n}{60}$ 以及最后一级中所以消耗的热降:

① 严格说来,在列出这个方程式时,就象以往所做过的那样,应当把流量系数以及速度系数也考虑进去,但是,因为整个这样的计算是初步的,所以为了简单起见,可以采用这种形式的连续方程式。

$$h_{0c} = \frac{Ac_c^2}{2g} = \frac{Av^2}{2gx_c^2}.$$

如果这样求得的最末一级轮盘的圆周速度为材料强度所不许(参阅 § 7-1), 那末必须重新考虑在计算最后一级时所假定的数值 (θ, ζ_{sc})。减少 θ 以及放大余速损失 ζ_{sc} , 从强度的观点上来看, 要使透平级得到合适的圆周速度是常常可能的。假定 θ 和 ζ_{sc} 已经取到了极限数值, 而计算出来的圆周速度还是太高, 那末只得按图 7-1 中所讨论的三种分流方案, 取用其中的一种分流法。

7-4. 冲动式透平第一非调节级的计算

调节级后面的第一级称为第一非调节级, 在第一非调节级中, 我们要尽量使它全部进汽, 也就是说, 充汽率等于 1。

由连续方程式得:

$$\mu_1 \pi d l_1 c_{1t} \sin \alpha = G v_{1t}.$$

用圆周速度 u 来表示绝对速度 c_1 , 则可以得到:

$$c_1 = \frac{u}{x_1} = \frac{\pi d n}{60 x_1},$$

把这一式子代入前面的公式中, 取 $e=1$, 并解出其中之 d , 得①:

$$d = \sqrt{\frac{G v_{1t} 60 x_1}{l_1 n \sin \alpha_1 \pi^2}}. \quad (7-5)$$

在这个方程式中, 每秒钟的蒸汽流量 G 及转数 n 可以当作已知, 其他数值必须在试算时估计。

第一非调节级喷嘴出口处的蒸汽比容 v_{1t} , 其准确的数值是不知道的。但是在高压或中压蒸汽区域中, 比容的变化很慢, 假令取第一非调节级喷嘴中的热降 $h_0 = 9-12$ 大卡/公斤, 并将该热降从相当于调节级后面蒸汽状态的这一点起放在 is 图内, 则可求得蒸汽的比容 v_{1t} , v_{1t} 就应当代入公式 (7-5) 中去。

对于冲动式透平来说, 比值 $x_1 = \frac{u}{c_1}$ 可造成 $x_1 = 0.4-0.5$, 功率小的透平数值 x_1 也应该选得小一些。

在冲动式透平中, 喷嘴的最小许可高度 $l_1 = 0.012-0.014$ 米, 但是即使在头几级中, 喷嘴的高度总希望大一些, $l_1 = 0.016-0.020$ 米。

冲动式透平级中所最常采用的角度 α_1 为 $12-14^\circ$ 。

将这样选得的数值代入公式 (7-5), 就可以求得第一级的直径 d_1 及圆周速度 $u = \frac{\pi d_1 n}{60}$; 此后, 知道了 x_1 , 就可求得冲动级喷嘴中的热降 $h_0 \approx \frac{Ac_1^2}{2g\varphi^2}$ 。如果所求得的热降和以前估计蒸汽比容 v_{1t} [v_{1t} 是代到公式 (7-5) 中去的] 时所试取的数值相差很大, 那末必须根据所求得的热降, 重新在 is 图中求出 v_{1t} , 并将第一级的计算校准。

如果按照公式 (7-5) 所算得的单机壳透平的第一级直径显得太小且比值 $\frac{d_1}{d_s} < 0.5$, 那末, 可采用下列的方法以使第一级的直径 d_1 增大: 把轮叶的长度再缩短, 把角度 α_1 减小, 增加调节级中的热降, 以使蒸汽的比容 v 增大, 或最后采用部分进汽。有时可以使直径的变化突跃一下(参阅 § 7-6), 让 $\frac{d_1}{d_s} < 0.5$ 。假如根据技术条件量 d 受到限制, 那末在大型透平中应当让 l 增大。

7-5. 透平各级间的热降分配

求出了第一非调节级及最后一级直径之后, 就必须来阐明其余各级间热降的分配方法, 因此必须作出图 7-10 所示的图形。在

① 把 μ_1 和 φ 数值中的差别忽略之后只引起很小的误差, 后者在这种初步计算中是可以容许的。

横坐标轴上选取任意线段 a ，同时在纵坐标轴上按比例尺作出第一非调节级及最后一级的直径 d_1 及 d_z 。然后用曲线把 1 及 2 两点连起来，这一根曲线即相当于透平各级直径的变化曲线。在同一图上尚作有设计透平时所取用的系数 $x_a = \frac{u}{c_a}$ 的变化曲线。对于所有各级来说，常把 x_a 的数值取成相等。但是因为在高压透平级中，摩擦和通风损失以及漏汽损失都比低压透平级中来得厉害，所以可把前面几级 x_a 的数值取得稍为小一些，象图 7-10 中所做的那样。

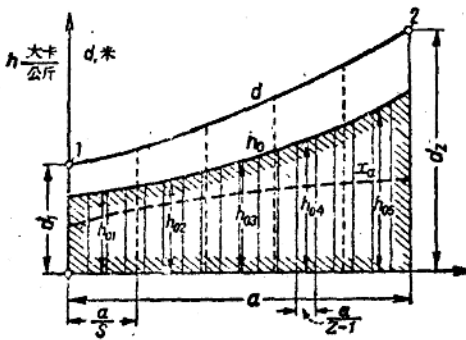


图 7-10: 在多级透平中用以计算透平各级的平均热降的辅助图。

各级的理想热降可表示如下：

$$h_0 = \frac{Ac_a^2}{2g} = \frac{A}{2g} \frac{u^2}{x_a^2} = \frac{A\pi^2 d^2 n^2}{2g60^2 x_a^2} \quad (7-6)$$

如果取 $n=3000$ 转/分，并代入其他系数的数值，则公式(7-6)有如下的形式：

$$h_0 = 2.94 \frac{d^2}{x_a^2} \quad (7-6a)$$

按照公式(7-6a)求得了第一级，最后一级以及第三第四等中间级的热降 h_0 之后，就可在图 7-10 上画出 h_0 曲线，然后根据这根曲线求得透平级的平均理想热降 h_{ocp} 。

在计算 h_{ocp} 时，可以用求积仪量出介于横坐标轴与曲线 h_0 之间的那块面积（图上打有斜影线）并求出 $h_{ocp} = \frac{F}{a}$ 。

在大多数的实际计算中，把底线 a 譬如分成五等分，就足以求出每一段中 h_0 的平均值，并按照下列公式来计算透平级的平均理想热降：

$$h_{ocp} = \frac{h_{01} + h_{02} + h_{03} + h_{04} + h_{05}}{5} \quad (7-7)$$

决定了 h_{ocp} 之后，可以求得级数 z ：

$$z = \frac{H_0(1+\alpha)}{h_{ocp}} \quad (7-8)$$

式中 H_0 —按照调节级汽室中蒸汽状态求得的理想热降；

α —重热系数。

按照公式(7-8)所算得非调节级的级数，尚应当把它折成最接近 z 的整数。

将线段 a 除以 $(z-1)$ ，则可直接从图 7-10 中求得每一透平级的热降，并把它们列成一表，如表 7-4 所示。

表中第 3 行所算得的总和，常常不能与 $H_0(1+\alpha)$ 的大小准确符合。假定 $\sum h_0$ 与 $H_0(1+\alpha)$ 两者间的误差为 Δ 大卡/公斤，则 $\sum h_0 + \Delta = H_0(1+\alpha)$ 。将 Δ 除以级数 z ，则可在第 4 行中逐级写出最后的热降分配。

表 7-4

级数的号次	1	2	3	$z-1$	z	总 和
透平级的直径	d_1	d_2	d_3	d_{z-1}	d_z	—
试算的热降	h_{01}	h_{02}	h_{03}	h_{0z-1}	h_{0z}	$\sum h_0$
最后的热降	$h_{01} + \frac{\Delta}{z}$	$h_{02} + \frac{\Delta}{z}$	$h_{03} + \frac{\Delta}{z}$	$h_{0z-1} + \frac{\Delta}{z}$	$h_{0z} + \frac{\Delta}{z}$	$\sum h_0 + \Delta = H_0(1+\alpha)$