

系列化增压器中离心式压气机 与轴流涡轮的设计

中国科学院北京力学所一室离心压气机组涡轮组

提要 本文扼要地介绍船用柴油机涡轮增压器系列化样机的设计。介绍在增压器系列化设计中离心压气机与轴流涡轮提出的要求、分档方案、主要通流元件的造型和计算方法、着重提出增压器系列化设计的主要特点。

一 引言

当前国内外各种用途和型式的柴油机绝大多数都采用了涡轮增压器,涡轮增压技术正在不断发展。我国近十几年来随着机车、船用柴油机工业的迅速发展,涡轮增压技术正不断提高。但目前涡轮增压器生产还存在型号繁杂、参数重复,单机单配(即为某一台柴油机专门设计一个增压器)的状况。为了今后更好地组织生产,积累经验和迅速提高产品性能,尽快实现我国自己的涡轮增压器系列化成为急待解决的任务。它将大大促进我国机车用、船用和其它用途柴油机工业的发展,对国民经济有重大意义。

离心压气机和轴流涡轮是涡轮增压器的两个主要部件,对增压器性能有最重要的影响。国内各有关单位在增压器单机单配设计中这两个部件的设计和试验都积累了不少经验。但在增压器系列化设计时这两个部件提出了什么要求?主要通流元件如何分档?造型和计算方面有哪些特点?这些问题尚没有比较成熟的认识。

我们在这次CZ“355”型系列化增压器样机设计中对上述问题进行了初步的探讨。做了较多的计算工作。本文提出的对上述问题的看法还未经过试验的验证。现介绍出来仅供有关单位和人员参考[1]。

二 系列化增压器离心压气机的设计

1、系列化设计对离心压气机的要求:

系列化产品必须同时具有好的气动性能和工艺性能。设计中偏废一个方面就会给生产或使用带来困难。具体来说:

(1) 有较高的压气机效率。柴油机要求的增压比越高,压气机耗功率占柴油机输出功率的比例就越大,压气机效率对整个增压柴油机性能影响越显著。因此,当要求工作压力比大于2.0~2.5时对叶轮及扩压器等主要气动元件选型方面应予以仔细考虑,力求减小损失,提高效率。

(2) 有较好的变工况性能。系列化产品不是在某一个固定的压比、流量下工作,

而是在整个压比流量框图内都能达到有效的配机。这就要求一方面叶轮与扩压器工作的流量范围较宽广。这样,满足整个框图所需的叶轮,扩压器的档数就可减小。从而方便生产及使用。同时必须考虑在不同压比下各元件都能有效工作,因此设计中对设计点的选取,主要结构参数的选择,进气道导风轮工作轮,扩压器的选型等问题都应以兼顾整个框图性能为出发点,而不是着眼于某个设计点的性能。这是与单机单配设计的重要区别。

(3) 分档中需要改变几何尺寸的通流元件要力求结构简单,能采用同一个加工毛坯,如导风轮其几何形状复杂,若用精密铸造需要制造模具,采用同一个毛坯大大简化制造工艺及成本,这些元件在实现分档时只需经简单的机加工,改变关键的几何尺寸就可达到改变通流能力的效果。

2、分档方案与设计点的选取

一个增压器系列包括几个机型。每个机型又是通过多种通流能力不同的气动元件相互匹配来实现本机型应满足的压比流量范围。355 机型采用三种叶轮及二十六种叶片扩压器。现将叶轮、叶片扩压器分档依据的原则和方法简介如下。

叶轮分档。分档原则是使三档叶轮在各自的流量范围内工作时其导风轮进口气流攻角的变化量相等。从而保证三档叶轮的变工况性能相近。我们认为导风轮进口气流攻角对整个叶轮的气动性能有最重要的影响。当出现过大的负攻角时叶轮本身会产生堵塞。当出现过大的正攻角时叶轮进口会产生失速引起压气机不稳定工作以至喘振提前 [7]。因此在分档时应把进口攻角变化作为重要因素考虑。为保证三档叶轮进口攻角变化量相等在保持进口轴向速度不变条件下就必须使三档叶轮流量变化的相对量相等(即各档流量变化绝对量与最小或最大流量之比相等)。

叶轮分档时还应在各档流量范围间有一定的重叠度,一般可先人为给定,然后通过压气机试验最后确定。重叠度不要过大否则档数加多。355 机设计时给定的重叠度较大(为 50%),因为计算中各档叶轮效率允许下降较大(约 6%),重叠度选较大时可保证框图内任何一点工作时经选择合适的档数可达到的实际叶轮效率较高。根据上述攻角范围和重叠度两个条件就可在各压比下用联立方程解出各档流量范围。355 机的分档结果见图 1。

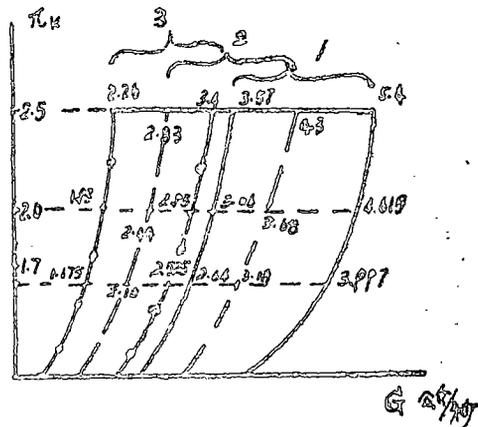


图 1

叶轮实现分档的具体措施是按流量比例沿流线切割外子午面。这种办法有下述优点:

(1) 气体动力学上较为合理。子午面计算中找出各流线位置后,根据流量的比例找出相应的流线切割(见图 2)。这时 D_1 改变使进口平均轴向速度不变满足上述分档条件。 b_2 的改变保持叶轮通过有适当的扩张度并保证了叶轮出口速度三角形的相似,有利于叶片扩压器的设计。进出口间沿流线切割可保证叶轮通道内相对速度分布平滑

顺。应强调指出，导风轮进口喉部是影响整个叶轮通流能力的关键部位，因此叶轮分档时对导风轮进口的处理是首要考虑的因素。如果不改变导风轮进口喉部几何尺寸做相应的改变（如本设计中改变 D_1 ）仅仅改变叶轮出口（如 b_2 ），就达不到明显改变叶轮通流能力的效果。

（2）加工方便。由于导风轮几何形状不变只需一个精铸毛坯，分档时只需在车床上切割外轮廓即可。本设计是以最大档叶轮为基础叶轮。为了确定大档叶轮的几何尺寸，也为了中、小叶轮按流量比例切割。大、中、小三档叶轮均需选定一个设计点。系列化设计点和单机单配设计点的意义有所不同。

后者应强调设计点本身的性能，因设计点就是将来配机的主要运行点。但前者只做为一个设计的起始条件以便于计算。但在各元件主要参数的选择和匹配中要着眼于整个框图的性能。各档设计点的位置应保证其在最大最小流量工作时导风轮进口的正负攻角均在允许范围。根据以往压气机试验数据本设计在 $\pi_k = 2.5$ 时允许最大负攻角约为 -6° ，允许最大正攻角约为 7° 。压比降低时绝对值有所增加。因此在确定各档设计点时应对本档的攻角范围进行核算。

扩压器分档。由于叶片扩压器的工作范围比叶轮窄。每档叶轮都要与多个叶片扩压器匹配来完成本档范围，本设计拟定各档扩压器的流量间隔为 0.2 公斤/秒。和叶轮情况相似，叶片扩压器的进口喉部面积是决定扩压器通流能力的关键部位，分档时合理改变喉部面积是首要考虑的因素。由热力计算确定出对应每一流量所要求的喉部面积找出相应的切割量。同时需校验叶片扩压器进口气流攻角，使其在允许值之内。如果喉部面积保证而攻角过大，会使气流有效的通流面积变小，从而达不到理想的效果，损失也增大。

扩压器分档的具体措施是轴向与径向切割（见图 3）。轴向共 3 个尺寸（与叶轮 3 个 b_2 值对应）。径向切割大档为 10 次，中档 9 次，小档 7 次，共 26 种。本设计采用平板型叶片扩压器，虽然效率略低于机翼型，但结构最简单，分档方便，且由于其本身的各主要尺寸间（叶片安装角、喉部面积，当量扩张角、叶片长度）有简单的解析式关系，加工时容易保证精度。有利于生产调整，配机。

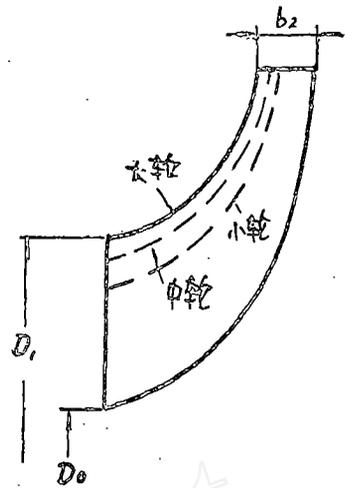


图 2

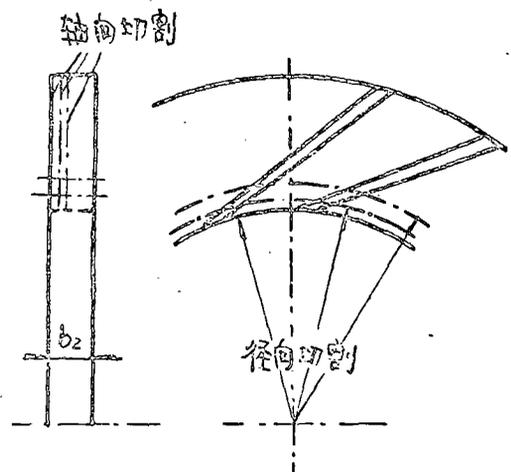


图 3

3、主要通流元件选型和计算方法。

本段只将进气道，导风轮、工作轮子午面成型及计算的主要问题简介如下（参见图4）。

(1) 进气道。当压气机非轴向进气时，进口气流的组织是很重要的，它直接影响后面各元件的工作。355机为船用增压器采用周向进气。因此必须加装进气道组织进口气流。对进气道选型的要求一是尽力减少流动损失。为此应把流道做成收敛形状使气流为加速流动避免分离，并选型保证通道内的速度分布平滑，不出现突然加速—减速波峰。其二是要求进气道出口速度沿径向尽量均匀，不致造成导风轮叶尖过高的M数，有利于导风轮工作。为此应使进气道由径向到轴向的折转处内外型线都有较大的曲率半径。在接近出口处型线要接近平直。此外，对系列化产品的特殊要求是叶轮分档后，其外子午面有三个尺寸，进气道外子午型线也相应有三个尺寸。为了使三档进气道在衔接点处平滑衔接，外子午型线按用直线加圆弧（见图5）。本设计进气道用“流线曲率法”解正问题，计算了各档的速度分布，并用出口站的速度分布计算导风轮进口气流角以备导风轮的选型。

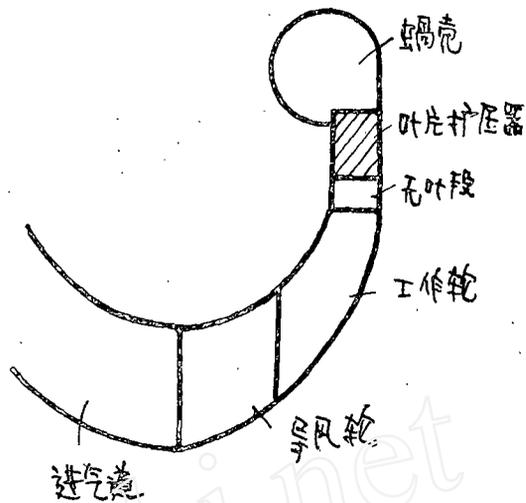


图4

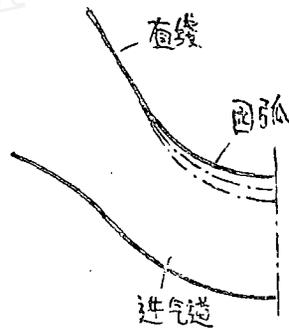


图5

(2) 导风轮：导风轮是叶轮中相对速度扩压的主要元件。同时它的进口叶尖M是最高的，因此工作条件最恶劣，气动上必须仔细处理。本设计因是系列产品考虑到向大小流量两方向的偏离，各档叶轮在其设计点处均采用考虑叶片厚度影响后的沿径向各半径处零攻角选型。一般的径向线选型只能保证某一个半径上的气流角，各种直母线抛物面选型只能保证任意两半径上的气流角，本设计采用了曲母线抛物线选型。其几何角是半径R的二次函数，可以严格保证三个半径上的气流角，这样就可较好地逼近进口气流角的抛物线形分布。在导风轮选型中给定的起始条件是三个半径上的气流角和一个指定半径（如顶部半径）上的叶片重叠角。重叠角是影响导风轮进口流道几何形状及相对速度分布的一个重要参数，本设计经比较计算后选用 2° （叶片数为20片）。为制造导风轮精铸模具的样片需将圆柱面与叶片交线的座标（ r, θ, z ）转换成平面上的样板座标。以往有的单位没有进行这种换算，直接用圆柱面上的座标制造样板，其结果必然使成品叶型及其厚度分布规律不符合原设计的要求。

(3) 叶轮子午面选型。叶轮内外子午面型线对气流在流道内的分布有重要的影

响。本设计采用了流线曲率法准正交座标，用电子计算机程序进行了子午面计算。着重进行了几个重要结构参数的影响：内外子午面型线曲率半径；流道宽度；内子午面型线倾角；叶片重叠角；导风轮长度；按流线切割后的速度分布变化。最后找出各参数最佳的匹配。求得较理想的速度分布。子午面计算后根据子午流线的位置进行了根部，平均半径，顶部两个回转流面的计算，求动叶片压力面，吸力面的速度分布。根据子午面回转面的速度分布验证叶轮选型是否合理，进行必要的修改，直致得到理想的叶片表面速度分布为止。

以上即 355 机设计的简单介绍，其实际性能需通过压气机性能试验得到。实验准备工作正在进行中。

三 系列化增压器涡轮的设计

1、系列化增压器涡轮设计的特点与要求

系列化增压器涡轮（下面简称系列涡轮）的设计与单机单配增压器涡轮的设计比较，前者最大的特点是要解决“一机多配”的问题。它不仅要求解决设计状态下的配机问题，而且更重要的是要能在允许的性能变化范围内，解决各种类型（包括二、四冲程，定压，脉冲以及不同增压比）柴油机在宽广的流量范围内的配机问题。此外，还必须考虑在今后一段时期内由于柴油机发展对增压器提出的要求。

根据上述特点，对下列几种配机情况，在系列涡轮的设计中，必须给以足够的重视。例如：

(1) 配二冲程机时对系列涡轮设计的要求。

二冲程和四冲程柴油机比较：二冲程机的排气能量较小，相应的耗气量也较大。因此，要求增压器有较高的综合效率与较大的通流能力。并且要求有良好的部分工况性能以保证良好的扫气性能。为了满足上述要求，除提高涡轮的通流气动性能外，增加排气缸容积与打大排气口面积来使排气通畅，提高涡轮性能。这也是一个重要的途径。如瑞士 BBC 公司的 VTR 系列，其中的 VTR630 改进到 VTR631 时，为了增加排气缸容积和排气口面积来达到提高涡轮性能的目的，而使器向长度增加了近 200 毫米，并且收到了显著的效果见图（一）。

西德的 MAN 公司和日本的 MeT 增压器，为了同样的目的，在总体结构上有了很大的变化。把原来涡轮轴向进气，径向排气的结构改成径向进气，轴向排气的结构。使有足构的空间来扩大排气缸容积和排气口面积。

(2) 柴油机采用脉冲增压系统时对系列涡轮设计的要求。

为了充分利用柴油机的排气能量，在二，四冲程，特别是在气缸数为三倍数的柴

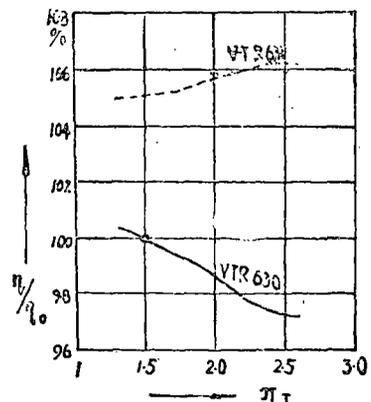


图 6 涡轮效率随压比变动的情况

油机上, 愈来愈多地做成脉冲形式的排气系统。对气缸数为非三倍数的柴油机, 近年来脉冲转换系统得到愈来愈多的应用。尤其在最近出现了多脉冲系统, 它更适合五以上缸数, 四冲程柴油机高平均有效压力时的需要。它的采用, 可以使二冲程机不用扫气泵, 并且可以选配较小型号的增压器和增加柴油机功率。当然, 在结构上会增加它的复杂性。由于脉冲系统的采用, 它使涡轮进口变成部分进气和不稳定流动。并且降低喷咀环的通流能力。它不可避免地会使涡轮性能恶化, 通流能力减小。对叶片的振动也会带来不利的因素。因此, 要求涡轮对气流脉动和工况迅速变化有很大的适应性, 并且要求扩大型号的流量范围来供脉冲增压系统柴油机的选配需要。还要考虑调频方法, 保证在整个流量范围内的运转, 都安全可靠。

但是, 随着增压比和气缸内平均有效压力的不断提高, 增压器消耗的功率占柴油机所发出功率的比例就愈来愈大见图(2)。因此增压器的性能对整个柴油机性能的影响也就愈大。相反, 脉冲利用能量占整个增压器可用能量的比例就愈小。当由于采用脉冲增压系统对涡轮带来的不利影响超过或接近由于脉冲能量利用带来的好处时, 采用定压系统就更有利了。所以近年来对于低速二冲程柴油机在增压度进一步提高后有转而采用定压系统的趋势。

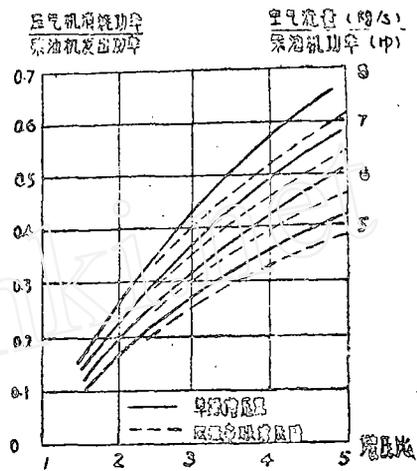


图7 压气机耗功比较

综上所述, 对于一个能适应“一机多配”, 并且要考虑发展特点的系列涡轮设计, 可以归纳成下列几点基本要求:

- (1) 良好的性能, 特别是良好的变工况性能;
- (2) 宽广的流量范围;
- (3) 简单的工艺结构, 另部件有通用性, 在外形结构不变的情况下, 改变少量通流元件就能达到“一机多配”的目的。
- (4) 考虑叶片的调频以及在设计中要留有发展的余度。

关于怎样实现上述要求, 我们在下面结合 CZ355 型系列化增压器涡轮部件的设计, 重点地加以说明。

2、CZ 355 型系列化增压器涡轮设计的说明。

(1) 子午面通道形状的选择。

子午面通道形状 (包括轮径, 叶片高度, 轴向间隙以及进排气通道) 的确定, 对气动性能的发挥以及对给定流量范围的实现, 都有很大的影响。一个高性能的涡轮, 必须要有合理的通道形状。为此, 我们拟定了几何参数选择的计算方法, 并排成了计算程序来供方案选择应用, 见文献 (2)。

计算中涡轮的进气参数是根据压气机增压比, 并选定 P_k^*/P_t^* 值和采用压气机与涡轮之间的功率平衡关系来确定的。在增压器的综合效率中, 除了压气机效率 η_K 、涡轮效率 η_T , 机械效率 η_m 以外, 还考虑了冷却效应 η_v 和漏气损失效应 η_L 。

增压器的综合效率可用下式来表达:

$$\eta_{KT} = \eta_k \cdot \eta_T \cdot \eta_m \cdot \eta_V \cdot \eta_L \quad (\text{一般 } \eta_V = 0.96 \sim 0.98; \eta_L = 0.92 \sim 0.98)。$$

在设计中,我们对三个优选数的轮径 $D_k = 238, 233, 227$ 毫米进行了计算和分析比较。在很多方案的比较中,最后确定轮径 $D_k = 233$ 毫米,原始最大导叶高度为 60 毫米,动叶为 62 毫米(叶片高度在下面详细的变工况分档计算中还会有变化)。由于结构上的要求,我们采用了等通道形式。

(2) 设计点参数(膨胀比 π_T , 导叶和动叶出气角 α_1, β_2 以及 u/C_0 和反动度 e_r) 的选择。

相对压气机的一个设计压比,由于柴油机的类型不同,所以涡轮的进气状态不是一个点,而是一个面。因此涡轮设计参数的选择也是一个重要的问题。尽管设计点本身的性能并不十分重要,但它会影响变工况性能以及叶片分档和给定流量范围的实现。为此,我们拟定了设计点选择的计算方法。也排成了计算程序供应用。见文献(2)。

(a) 设计点膨胀比 π_T 是根据压气机设计点压比 π_k 和选定一个 P_{k^*}/P_{t^*} 值来确定的。并把所有不同于选定的 P_{k^*}/P_{t^*} 值所对应的不同 π_T 值,作为变工况状态来处理。

(b) 导叶出气角 α_1 的确定不仅要考虑设计点附近有较高性能的问题,并且更重要的是要使所有非设计工况尽量能落在负攻角区,以此提高变工况性能。动叶出气角 β_2 的选取与叶片分档方法有密切的关系,这将在下面叙述。

(c) 设计点的 u/C_0 必须和压气机转速相匹配。这是需要双方协调来解决的问题。反动度不但要和所选 u/C_0 相匹配,同时也与叶片扭曲规律的选取有关系。根据上述要求,我们进行了大量的方案计算与分析比较,最后确定: $\pi_T = 2.3$, (相当于 $P_{k^*}/P_{t^*} = 1.15$), $\alpha_1 = 16^\circ$, $\beta_2 = 22^\circ$, $u/C_0 = 0.55$ 反动度 $e_T = 0.46$, 与此相应的设计点流量 $G_T = 4.893$ 公斤/秒。作为系列涡轮的设计点参数。与它所对应的涡轮效率 $\eta_T = 30.67\%$, 综合效率 $\eta_{KT} = 56\%$ 。

(3) 叶片的分档方法与流量范围的确定。

要在一个型号的增压器上,在一定性能变化范围内实现宽广的流量范围(即在不同压比下,最大流量接近最小流量的三倍),它不仅要求有一个变工况性能良好的涡轮,而且还要求有一个合理的分档方法。现将分档方法与确定流量范围的步骤分述如下:

图 8 中曲线代表不同叶高下效率与当量面积 F_{nes} 变化关系。

$$\frac{1}{F_{nes}^2} = \frac{1}{F_c^2} + \frac{1}{F_e^2};$$

F_c 和 F_e 分别为喷咀环面积和动叶出口面积。图中 A, B, C... 代表不同叶高下的设计点位置。我们在选定的轮径 D_k , 原始最大叶高以及设计点参数 ($\alpha_1, \beta_1, \beta_2$)

所对应的 A 点开始。作增大 α_1 (即喷咀环面积) 的变工况计算。算出不同膨胀比下与 α_1 所对应的当量面积,流量以及涡轮效率。一直增大到最大的 α_1 (即图中 a 点) 为止。最大的 α_1 有两个限制条件: 其一是与它对应的效率不超过允许的变化范围, 其次

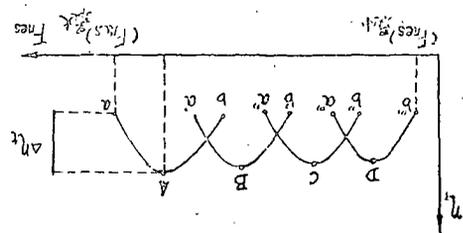


图 8

是在高膨胀比时动叶出口 M 数不超过 1, 并且反动度不能太大, 以免叶顶漏气损失太大。如果最大 α_1 (即 a 点) 所对应的最大流量和我们要求的最大流量不符合时, 必须调整叶高, 重复上述计算, 直到满足为止。在调整好的叶高下, 仅由 A 点开始, 作减小 α_1 的变工况计算, 直到最小的 α_1 (与它对应的 b 点) 为止。最小的 α_1 也有二个限止条件。其一和上面相同, 其次是在低膨胀比时的反动度不能太小, 以免根部出现负反动度。到此, 最高一档叶片通过喷咀环面积变化 (即 α_1 的变化) 所能达到的流量变化范围就确定了。更小的流量范围, 只能通过切短叶片来实现了。我们又在第二种叶高下重复上述步骤来找出它所对应的流量变化范围, 这样一档档地切割下去, 直到满足所要求的最小流量范围为止。最后, 我们把各档叶高在不同膨胀比下所对应的最大, 最小流量, 拿到同一个 $\pi_T - G$ 图中去, 就得到我们要求的“相交”图。在“相交”图中各档叶片高度之间的流量范围必须相接, 并且要求它们之间有一定的重叠度。如不满足时, 必须调整各档叶片高度, 重复上述步骤, 直到满足为止。同时可以明显地看出, 叶片高度所需分的档数与涡轮的变工况性能和限定的效率变化范围 $\Delta \eta_T$ 有密切的关系。上述分档方法, 在要求较宽的流量范围时所带来的问题: (1) 叶片按高度需分的档数较多。

(2) 最长和最短叶片长度相差很大, 在用同一个轴向宽度的叶片时, 最高档和最短档叶片很难同时照顾。因为最高档叶片由于强度, 振动的原因要求叶片宽些, 厚些。而最短档叶片为了不使端部损失太大, 希望叶片窄些, 薄些。

为了解决上述问题, 瑞士 EBC 公司采用了二个不同轴向宽度叶片的办法。见图 9。

每一个型号的叶片高度共分四档 I …… IV。长叶片 I、II 的轴向宽度 B_1 相等, 并且和系列中上一个型号的短叶片 III、IV 相同。短叶片 III、IV 的轴宽度 B_2 相等 (但 B_1 不等于 B_2 , 叶片数也不等), 并且和下一个型号的长叶片 I、II 相同。很明显, 采用这种方法, 只有在几个型号同时设计和变工况性能很好的情况下才有利。

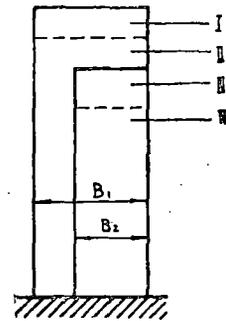


图 9

我们在 CZ “355” 型系列涡轮的设计中, 为了扩大每一档叶高下的流量范围来减少总的档数和缩小最高档和最低档叶片之间长度的差距, 采用了两个动叶按装角即两个出气角 β_2 的方法。

其原理是: 在每一个不同叶高下的小流量区 (即小喷咀环面积的小 α_1 区) 采用小的动叶出气角 β_2 (即小的动叶出气面积) 来增加面积比, 使得在小流量低膨胀比下增加反动度来提高变工况性能和扩大小流量范围。在大流量区 (即大的 α_1 区) 采用大的动叶出气角 β_2 (即大的动叶出口面积) 来减小大流量高膨胀比区的面积比来降低反动度和降低动叶出口 M 数来扩大大流量区的范围。这样可以达到扩大每一档叶高下流量范围的目的。由于我们采用了这种方法, 把原来按第一种方法必须分五档的方案改成采用四档的方案, 并且还留有余度来供进一步的发展需要。关于变工况计算方法和计算结果见文献 [2]。我们通过大量方案的计算与分析比较, 最后确定 $\beta_2 = 22^\circ$, 和 24.5° 二个, 叶片高分四档, 每一档叶高下变化 8—14 个 α_1 , 共可以用 32—56 种匹配来满足整个流量范围内所有工况下配机的要求, 结果见图 10。

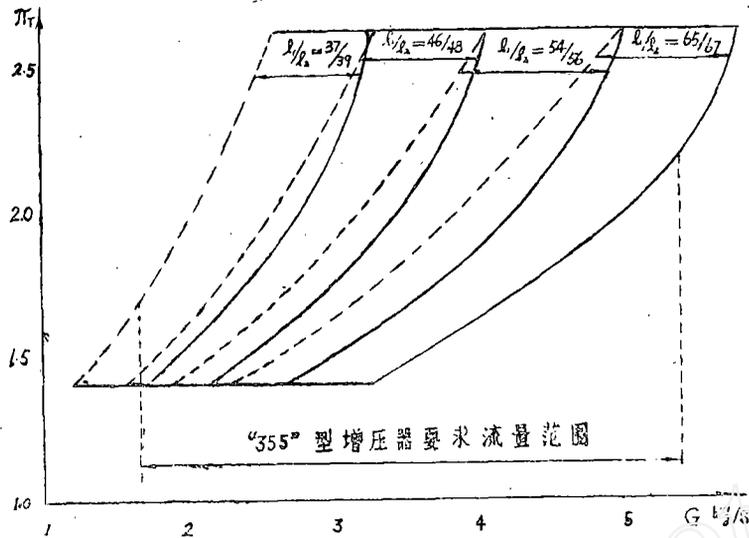


图10 “355”型增压器要求流量范围

(4) 子午面气动计算与扭曲规律的选择。

子午面气动计算，我们采用了准三元流动的流线曲率方法，流线用 spline 函数来拟合，详见文献（8）。为了更有效地组织空间气流，提高根部和降低顶部反动度来改善两端流动条件和减小余速损失，我们采用了控制涡不等功的扭曲规律来提高级性能和变工况性能。

我们把反向扭曲及等 α_1 的控制涡规律与三种不同条件下的自由旋涡等功规律作了详细的比较。结果证明：我们采用反向扭曲的可控涡规律有很大的优越性。它与所有三种条件下的自由旋涡方案比较：

①提高了根部和降低了顶部反动度；②背压比较均匀；③动叶的 α_2 更接近轴向排气；④工艺性好， α_1 和 β_2 都是直线变化；⑤级的输出功大；⑥涡轮的级效率高〔3〕。

(5) 叶片的选型。

叶片的选型是气动性能，工艺性，安全可靠，生产成本与寿命的综合体现者，必须给以足够的重视。

为了保证有良好的变工况性能和脉冲气流的适应性，我们在设计中采用了大头叶片。根部叶型的相对前缘半径是 4%。已有实验证明：在我们的具体情况下，采用这样的前缘半径，它对性能不会有多大的影响。但是可以满足变工况范围的要求。叶片的选型详见文献（4）。

(6) 调频方法的考虑。

为了保证在整个流量范围内，以及在脉冲气流下安全地工作。我们对已设计好的叶片作了详细的弯、扭联合振动计算，算出了各种情况下的固有频率，供具体配机时参考。我们考虑可用下列方法来调频，按不同情况可以采用：①加拉筋，②改变导叶数目，③改变动叶厚度，④改变柴油机发火次序，⑤改变柴油机排气支管的布置方式〔6〕。

在设计中，我们通过上述几个主要环节来体现对系列化涡轮设计提出的要求。为了

验证我们的设计思想和设计方法是否符合实际情况,我们准备作涡轮的部件性能试验来进一步验证上述设计计算结果,为实际配机提供可靠的依据。

参 考 文 献

- [1] CZ “355”型增压器离心式压气机设计说明书
(技术设计审查会议材料之一)
- [2] CZ “355”型系列化增压器中涡轮级的设计工况热力计算与系列分档的变工况计算
(技术设计审查会议材料之二)
- [3] CZ “355”型系列化增压器涡轮的子午面气动计算与叶片扭曲规律的选择
(技术设计审查会议材料之三)
- [4] CZ “355”型系列化增压器涡轮叶片造型以及方法的说明
(技术设计审查会议材料之四)
- [5] CZ “355”型系列化增压器涡轮叶片各截面叶型表面速度分布计算
(技术设计审查会议材料之五)
- [6] CZ “355”型系列化增压器涡轮叶片振动计算
(技术设计审查会议材料之六)
- 六机部六〇一所
中国科学院力学研究所
六机部增压器系列化工作组 1974年9月
- [7] 《力学情报》1974,第4期