

力学参考资料 (六)

高负荷跨音速涡轮气动设计 计算与试验研究

(上集)

科学技术文献出版社重庆分社

前 言

1976年5月在北京举行的“叶轮机械气动热力计算、设计与试验经验交流会”，检阅了无产阶级文化大革命以来，我国工人阶级和科研战线广大群众遵照毛主席的指示在叶轮机械科研方面取得的新进展和可喜成果。

当前，我们正处在总结经验和研制新一代机种的阶段。为此，我们介绍一些国外的有关文章，以供参考。毛主席指出：“中国应该大量吸收外国的进步文化，为自己文化食粮的原料，这种工作过去还做的很不够。……凡属我们今天用得着的东西，都应该吸收”。但是“决不能生吞活剥地毫无批判地吸收”。我们应当根据我国的实际需要，批判地吸收外国的东西。

这本《高负荷、跨音速涡轮气动设计、计算与试验研究》译文集，就是在这次会议的推动下，在大好形势的鼓舞下编辑出版的。同时又与前已出版的《透平机械长叶片三元流动设计与计算》（《舰船透平锅炉》编辑室，1974年）和《透平机械三元流动理论》（《科技参考资料》西安交通大学教改部，1974年）二本译文集在内容上相互衔接。

译文集的重点是“高负荷”和“跨音速”、主要着眼于航空发动机，适当兼顾船用、工业用燃气轮机和增压器废气涡轮等各个方面。在选题中，尽量注意了及时地、全面地介绍国外在这方面的动态、进展和达到的水平。

本译文集中选译了七个方面的文章共25篇，每个方面选择数篇较有代表性或启发性的文章，最后收录了有关高负荷、跨音速涡轮的文献索引，以供深入研究参考。

第一部份是有关先进涡轮气动力设计、研究的现状和发展趋势。所选译二篇文章着重于航空涡轮由于发动机温度和涵道比的提高所带来的级负荷增大包括冷却涡轮的气动考虑等问题。航空涡轮的发展除了正在研究的串列式或喷射口式叶片外，尚有使用可调静叶面积以改进性能这一新动向，将在下集中对此以及其他动态作更多介绍。在第六部份介绍了先进设计概念的试验研究结果以相呼应。

第二部份介绍涡轮级的基本分析。对单级和多级涡轮各选译了一篇。涡轮级参数（包括流型）的最佳分析选取和多级涡轮焓降的合理分配，结合使用多因素最优化技术，对进一步改进性能，挖取涡轮效率潜力尚大有可为。

在第三部份关于高负荷、跨音速涡轮气动理论基本分析方面收入了较多文章，涉及面较广，包括：提高级负荷已采用的措施和结果报导、关于跨音速级极限负荷的讨论、涡轮通流部份在跨音速绕流下各种气动计算方法和基本分析等。目前已有的 S_2 流面（或已有的子午面）计算程序推广用于大流量的高跨音速压气机和风扇的设计，经实验证实得到初步成功。将 V_0 作为已知量来解跨音速涡轮子午面速度

的做法（适当估计算入激波产生的熵增）值得引起注意；而对叶面到叶面的 S_1 流面上跨音速流动，则需研究使用时间相关法或超松弛法以及其他方法。文集中选译了几篇，其中有的对结果介绍尚不甚具体。

第四部份是涡轮叶片解析造型方面的进展。为了进一步提高叶型气动性能、增加负荷、提高设计精确性和缩短设计周期，结合计算机的应用，这方面工作日益引起重视。看来，参数法造型较易掌握和着手，但无论是参数法或预定速度分布法造型其趋势均为结合边界层研究和工艺、强度要求寻求最佳（损失最小）的叶型造型方法。

第五部份是几篇跨音速涡轮叶栅与级的试验结果。跨音速叶栅下游流动理论及实验研究包括激波位置与形状的确定等，对于掌握这类叶栅性能和提高效率，是十分重要的。关于用新测试方法及技术来研究超、跨音速叶栅流动的工作，将放在下集中介绍。第六部分是提高涡轮级负荷的途径。

二次流损失的研究对于准确估算及改善涡轮和叶栅效率十分关键。它也直接影响叶栅有效出气角。在第七部份中分别选译了二篇。下集中再予补充。

译文集的选题。翻译和校对工作是在中国科学院北京力学所、703所和624所等近十个单位有关同志的大力协同下完成的。在工作过程中得到了不少同志的热情关怀和大力支持，最后由中国科学院北京力学所和中国科技情报所重庆分所编辑出版。因时间和水平所限，缺点错误在所难免，希读者批评指正。

编者 1977年4月

目 录

先进涡轮气动力设计、研究的现状和发展

先进涡轮的气动考虑.....	(1)
航空燃气轮机发动机涡轮的气动设计.....	(7)

涡轮级的基本分析

涡轮压力系数与流量系数和M数的关系的计算.....	(19)
驱动风扇的高负荷多级涡轮的研究.....	(30)

高负荷、跨音速涡轮的气动理论

增加轴流式涡轮气动负荷的方法.....	(44)
跨音速涡轮叶片的极限负荷.....	(51)
平面和旋转跨音速涡轮叶栅流动的研究.....	(60)
叶轮机械叶栅中跨音流计算的一种数值方法.....	(66)
关于使用“时间稳定过程”求解型线叶栅的气体定常流问题...的.....	(74)
计算涡轮S ₁ 流面之跨音速的FORTRAN 程序.....	(79)
高亚音速叶栅流动的松弛解及该法在跨音速叶栅的推广.....	(87)
设计跨音速涡轮叶片的速度图法.....	(96)
利用速度图法设计跨音速涡轮叶片.....	(103)
叶栅中可逆的跨音速流动.....	(113)
涡轮叶片十一种叶型的图册.....	(117)

涡轮叶栅的造型设计

涡轮叶片参数法造型.....	(126)
轴流式涡轮叶片造型设计.....	(133)
涡轮叶片解析造型.....	(144)

跨音速涡轮叶栅及级的试验研究

二元跨音速涡轮叶栅下游流动理论及实验研究·····	(151)
跨音速涡轮平面叶栅试验 (II) ·····	(159)
跨音速轴流涡轮的研究 (I) ·····	(170)
高负荷燃气涡轮叶栅的试验研究·····	(177)

提高涡轮级负荷的技术途径

增大涡轮叶片负荷的先进概念的试验研究·····	(186)
-------------------------	-------

涡轮叶栅中的二次流

涡轮二次流损失叶栅数据的评述·····	(217)
二次流对直线叶栅气体出口角的影响·····	(231)
国外涡轮气动文献资料索引·····	(241)

先进涡轮气动力设计、研究的现状和发展

先进涡轮的气动考虑

(美) T·P·Moffitt, S·M·Nosek, R·J·Roelke

先进的发动机向涡轮设计者提出了许多有趣的挑战。例如，继续提高温度的趋势使得有效地冷却涡轮的问题复杂化。另一个例子是风扇发动机趋向于更高的涵道比。这些趋势对于驱动这些风扇的涡轮产生了一些特殊的问题。目前刘易斯中心（隶属于NASA）正对这两个问题进行涡轮空气动力的研究。本文将扼要地介绍这一研究工作。

1. 涡轮叶片的负荷

第一个问题主要与风扇型发动机有关并涉及到涡轮负荷的要求。因下述原因，需要高的叶片负荷：

- (1) 随着涵道比的增加，驱动风扇的涡轮直径变得更小。直径的这种减小，趋于增加吸收燃气能量的涡轮级数。当然这是不希望的。
- (2) 为了减少涡轮的长度及重量，希望减少涡轮的级数。
- (3) 从重量或涡轮冷却考虑出发也希望减少每级的叶片数。

图1示出一典型叶片的负荷与沿其负压面及压力

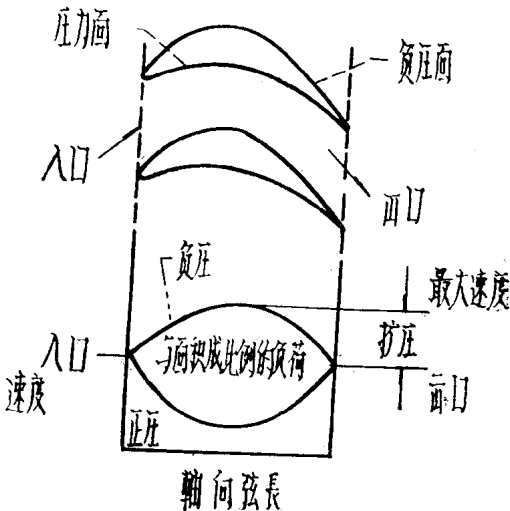


图1 叶片的负荷

面速度分布的关系。如图所示，叶片的负荷与两个速度分布所围的面积成比例。增加面积及负荷的一个明显的方法是增加负压面上的最大速度。这就增加了负压面后面部分所要求的扩压度或加剧了气流减速的程度，使流速从最大速度减小到所需要的出口速度。如果这一扩压对于给定的边界层条件太大，则流动可能分离并引起高的叶片损失。这种流动脱离对叶片效率的影响表示于图2。左边的叶片是附着流动，负荷相当低，但效率高。如图所示，当叶片负荷增加到较高值时，在右边叶片上产生了流动的脱离，结果损失高或效率低。于是所希望的是把叶片负荷增加到较高值而仍保持高效率的技术。

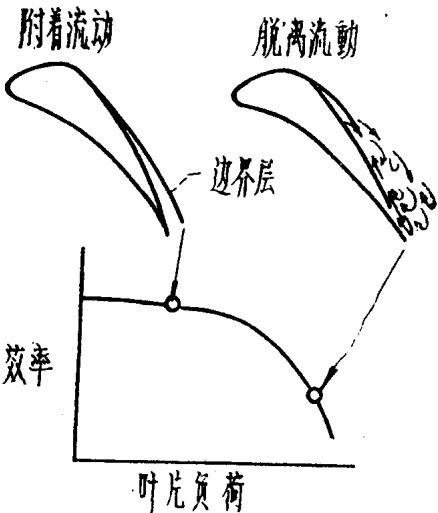


图2 流动脱离的影响

一、先进的负荷概念

已经探讨了几种增加叶片负荷的叶片型式,其中包括普通的叶片,串列式叶片,喷射口叶片,切向孔口及具有旋涡发生器的叶片[参考文献(1)到(5)]。在这些研究的叶片中,串列式叶片及喷射口叶片是两种有前途的,也是所追求的叶片(图3)。

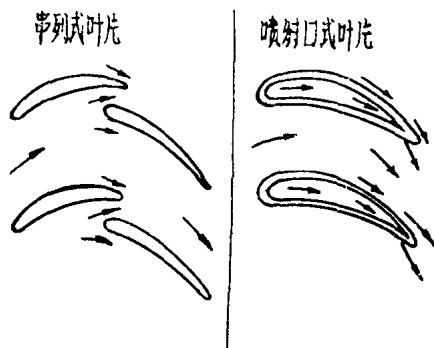


图3 增加叶片负荷的概念

如图所示,串列式叶片仅需要一种气流,而喷射口叶片却需要二次气源,后者早已为涡轮冷却所需要。这种叶片同时用于冷却及高负荷,主要取决于冷却剂在内冷却之后是否有足够的动量以有效地喷射。对串列式叶片及喷射口叶片的描述、试验程序及结果见参考文献。但是,本文仅涉及串列式叶片,因为这些一般的结果对于由喷射口得到的结果也是典型的。串列式叶片的概念是这样的,气流最初在前面的叶型上加速,边界层也相应地生长。扩压达到出口条件之前,叶片被断开并允许在第二个或后面叶型上产生扩压开始形成新的边界层。因此使扩压发生在比较薄的边界层上以使流动保持附着。这种叶片的效果示于图4。该图示出,在同样试验条件下的叶栅试验中,在串列式叶片及普通叶片后取的总压尾迹。如左侧串列式叶片所示,前一个叶型的尾流持续到叶片的出口。以这些尾迹的深度及宽度所表示的面积亏损是叶片损失的一个量度。并且由图看到,普通叶片的面积亏损看来大于串列式叶片尾迹给出的面积亏损。事实上,串列式叶片的损失确定为普通叶片的一半。

二、初期的串列式转子

初期试验的串列式转子示于图5(原图不清,从略)。这一涡轮级的顶部直径为30英寸。该转子的叶片数与典型的普通叶片涡轮上的相当。它被称为“高稠度”转子以区别于后一节的低稠度转子。由于要求叶根的出口速度小于进口速度,故叶片根部产生大量扩压。速度通过叶列的减少称为“负反动度”,它在后

面讨论。转子的性能在图6以涡轮效率示出。如图所示,在试验压比的整个范围内涡轮效率保持较高的水平。设计压比是2.1,相应的效率约为90%。

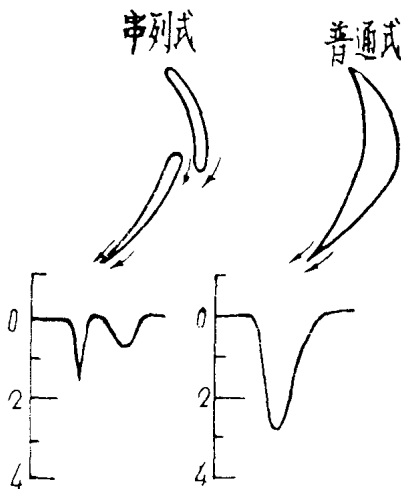


图4 串列式叶片及普通叶片的尾流测量

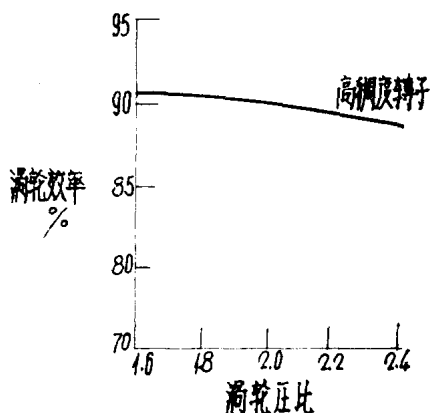


图6 串列式转子的涡轮效率

三、低稠度串列式转子

根据由初期的叶栅试验及转子试验所表明的串列式叶片的概念,设计了第二台串列式转子,其叶片负荷更高一些。该转子与方才叙述过的转子的比较照片示于图7(从略)。可以看到用来增加叶片负荷的机理是稠度。即与高稠度转子相比较,低稠度转子的叶片较少,弦长较短。设计的这两台转子,在相同的涡轮重量流量及压降的情况下,产生相同的功率。这台转子与高稠度转子的性能比较示于图8。

由比较看出,低稠度转子的效率下降得很快,特别是在压比较高时。在低压比(1.6)试验时,二台涡轮的效率大致相等。但是在设计压比2.1时,低稠度转子的效率减少约4%。当压比增加时,效率下降

得就越大。于是由这些结果看出，马赫数对这种涡轮的性能有影响，即压比及马赫数增加到较高值时，损失相当大。这一现象可由图1的叶片负荷描述得到部分解释。因为是低稠度，高负荷，所以负压面上的最大速度超过音速。显然，各局部击波与扩压条件的相互作用导致了高的局部损失并可能引起脱流。

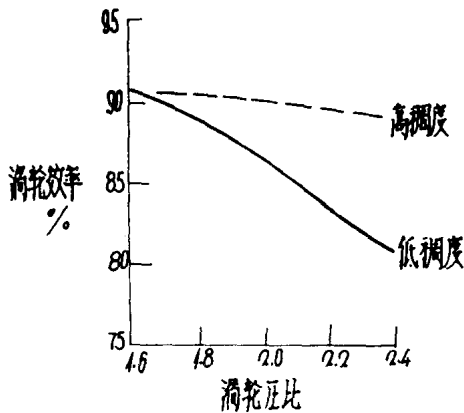


图8 串联式转子的涡轮效率

四、串联式叶片的应用

迹象表明，只要最大的表面速度是亚音速的，那么串联式叶片可以是一种有效控制大量扩压的有用装置。特别是在负反动度叶栅的情况下，更是这样。因为这种叶列的出口速度低于进口速度，且要求更大的扩压。这一情况示于图9。该理论速度分布示出其出口速度小于进口速度，或者是一负反动度情况。同样其最大速度小于音速。这可以是一种应用。这样使用时，可把串联式叶片看成是有效控制大量扩压的一种有用装置。

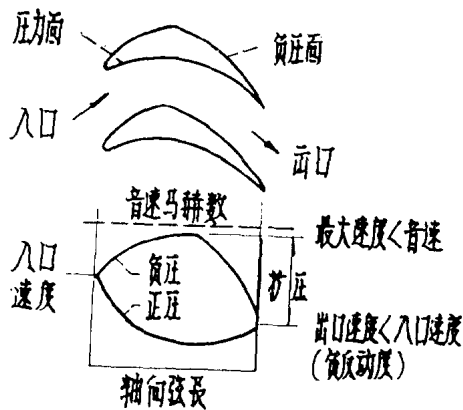


图9 表面扩压的负反动度叶片

这种应用可用于高涵道比的风扇驱动涡轮。图10是一台设计用于风扇驱动的三级涡轮的简图，其特点

是低叶片速度，低马赫数，末级轮毂区域是负反动度条件。这是可以应用串联式叶片设计的一个例子。

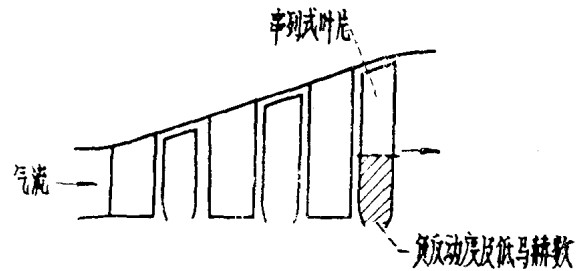


图10 串联式转子叶片的应用，三级风扇驱动的研究涡轮

11. 涡轮冷却的空气动力学

要讨论的第二个领域是探讨涡轮冷却的空气动力学。为了合适地设计出冷却涡轮，必须说明所推荐的冷却剂对涡轮效率的影响。我们感到，冷却剂的影响主要是冷却剂排出的位置及方向以及冷却流动的能位的作用。

一、试验的各种叶片

鉴于这一观点，对于冷却剂排出的各种形式曾研究了两种极端的情况。所试验的各种叶片示于图11。左侧是排气侧开口的叶片，右侧是二种表面发散叶片。其叶型都与图上方所示的实心非冷却静叶片的相同。详细的描述及试验结果可见参考文献(6)到(14)。

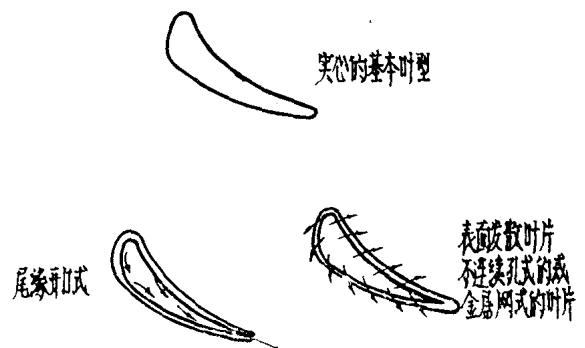


图11 冷却涡轮叶片的各种形式

尾缘开孔的叶片通过尾缘的孔口排出全部冷却剂，其方向通常与邻近的主气流相同。两种被试验的表面发散叶片（不连续孔式的及金属网式的）围绕叶片的整个周围排出空气，其方向通常垂直于邻近的气流。现在应当作一些定性的说明。首先，用测量并比较叶片出口处的总压损失确定叶片的有关性能。我

们感到,温比对这些测量的影响很小。因此,全部试验是冷空气进行的,而未试图模拟冷却剂及主气流之间的任何温比。其次叶片做得尽可能简单,没有装内压降装置来模拟实际冷却叶片可能遇到的情况。例如,在左边的叶片(尾缘开孔的),把冷却剂排出尾缘需要很小的压力降。另一方面,右边的表面发散式叶片为了把冷却剂通过发散表面排出,要求冷却剂侧有相当大的压力降。这些差别的某些影响将在后面讨论。

三种试验叶片的照片示于图12(从略)。左侧叶片有一个沿尾缘全长延伸的孔口。不连续孔式叶片是自持的,用改变叶面孔的孔隙率来控制叶片周围的流动变化。金属丝网式叶片由绕内部骨架缠绕并焊接金属丝网制成。图中可以看到网与内部骨架之间的电子束焊缝。用孔板量孔的尺寸来控制叶片周边的冷却剂的分布,孔板可在叶片上部看到。

二、静子的测量

图13(从略)示出一种安装在完整静子上的叶片(金属网叶片)。在每列静叶栅后面的环面上测量了总压损失。在各种叶片后面平均截面处测得的尾迹之比较示于图14。对于最大到7%冷却剂流量,尾迹测量把总压降表示为进口总压的百分数。由尾迹所表示的面积亏损再次表明是叶片损失。左侧7%冷却剂的尾迹测量(压力降为负值)意味着,排出冷却剂的总压高于主气流的进口总压。之所以较高,是因为对固定的孔口尺寸来说,改变冷却剂流量的唯一方法是改变冷却剂在叶片腔室内的压力。

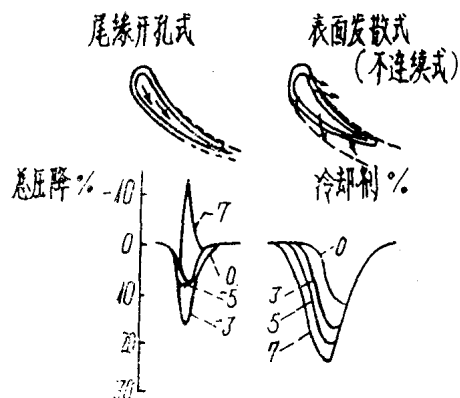


图14 静子的尾迹测量

两个尾流表明,当冷却剂断流时,冷却剂的尾迹为0%。特别有趣的是加入冷却剂时,对其尾迹宽度的变化进行比较。在左侧尾缘开孔式叶片上可以看到,冷却剂从叶片尾缘加入尾流,但是其影响不会向外扩大到主气流区域中去。发散表面式的情况就不是

这样了。当冷却剂加入时,负压面上的边界层大量积累并相当严重地扩大到自由流领域内。由各种叶片后取得的整个环面测量所确定的效率之比较示于图15。与总的理想能量相比,所指出的静子效率是所包含的二种气流(冷却剂及主气流)的总动能的一个量度。在与尾缘开孔式叶片相比较时,二种表面发散式叶片的效率有显著的差别。尾缘开孔式叶片的效率与冷却剂为零时的值差别很小,接近所试实心叶片效率,约为97%。另一方面,随着冷却剂的加入,表面发散式叶片的效率不断下降。例如在6%冷却剂流量时,表面发散式叶片的效率约降低10%。表面发散式叶片在零流量时效率较低的原因是,当冷却剂断流时,少量的主气流“漏过”叶片,引起效率降低。当冷却剂流量超过2%时,这种漏泄情况就不存在了。

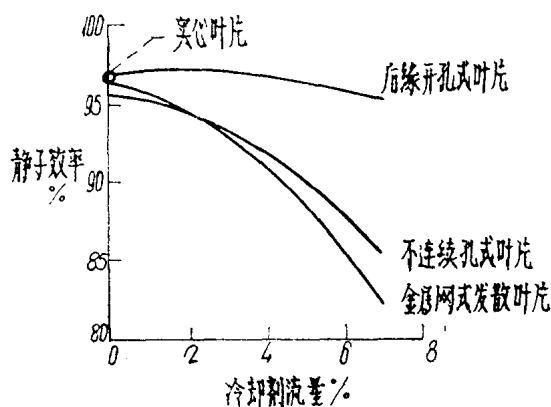


图15 涡轮静子的效率

三、级的性能试验

用于确定所有三种静子级性能的实心转子,其直径是30英吋,叶高是4英吋(图16,略)。各种涡轮的最终级效率的比较示于图17。正如所预期的那样,级效率的这种比较在趋势上类似于前面所表示的静子效率的比较。尾缘开孔式涡轮的热力学效率仍十分接

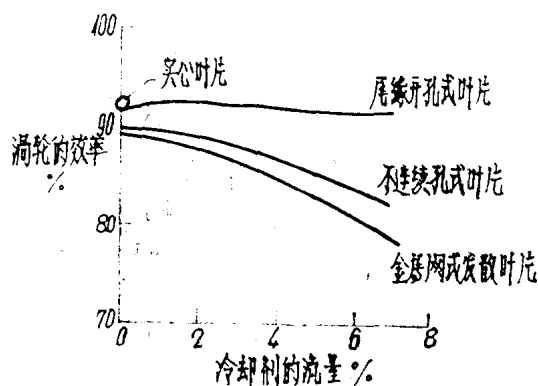


图17 涡轮的级效率

近于实心叶片的非冷却涡轮的效率，其效率为92%。
表面发散式涡轮的效率在冷却剂流量为零时约为90%，在4%冷却剂流量时，减小到约为86%，在7%冷却剂流量时，约为81%。

四、部分堵塞的表面发散式叶片

应该再讲一遍，上述结果适用于特意选来表示冷却剂排出位置及方向的二种极端情况的叶片。回到所试叶片的略图(图11)时，我们承认，严格说来成百种冷却方案都在这二种极端情况之间的某处。例如，左侧被试验的尾缘开孔式叶片排出冷却剂，需较小的压力降。当然对于实际叶片来说，当冷却剂从孔口排出时，内部流道将减少其能位。对于表面发散叶片也应作实际的考虑。例如，有选择地堵塞叶片的各个部分或许是值得的。为了证实这一堵塞，封闭负压面后面三分之二部分重新试验了金属网式叶片。于是所有的冷却剂是从负压面的前面三分之一部分及整个压力面上排出。

这一试验的总压尾迹的比较示于图18。可以看到尾迹的流谱差别很大。对于左侧的全排出情况，如上所述，负压面上的边界层有很大的堆积。对于右侧的部分堵塞叶片，负压面上的边界层厚度显著减薄，当然，由于较大部分的空气在压力面上排出，所以压力面上的边界层变得较厚。

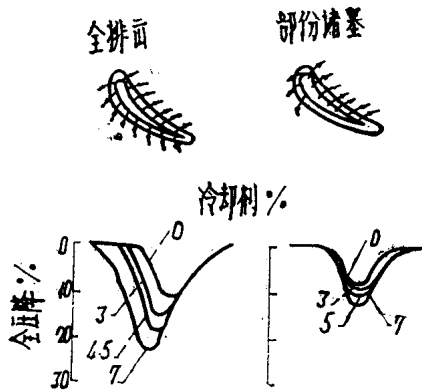


图18 二种静子的尾流测量

所以如果比较二个边界层的总宽度及深度，则右侧的部分堵塞的叶片性能较好。如同图19所示，这是确实的。图中静子效率作为两种叶片的冷却剂流量的函数示出。为了计算效率，两种叶片的冷却剂的压力降相同，以排出给定的冷却剂流量。如图所示，部分堵塞的冷却叶片其效率略有提高。

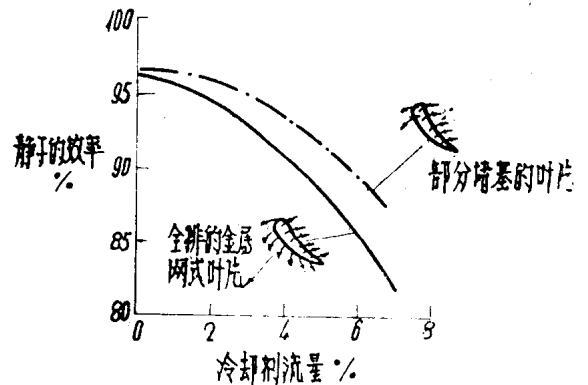


图19 涡轮的静子效率(二种叶片冷却剂的压降相同)

简短的结论

如果最大局部表面速度是亚音速的，那么增加叶片负荷的概念或许是有效控制大量扩压的一种有用工具。应用的明显领域是高涵道比的风扇驱动涡轮。这种涡轮的叶片速度不高，因而整个涡轮的马赫数一般也不高。

对于涡轮冷却来说，冷却剂对涡轮效率的影响已证明是冷却剂排出的位置和方向以及冷却剂能位大小起作用。虽然被试叶片不是设计用于实际冷却，但结果表明，在评价一既定的冷却应用时，其空气动力学方面的问题是很大的，应当加以考虑。实际涡轮冷却剂的某些考虑在爱尔勃洛克和科伦的文章中进行了讨论。

参考文献

- [1] Lueders, H. G., and Roelke, R. J.: "Some experimental results of two concepts designed to increase turbine blade loading", ASME Paper 69-WA/GT-1, Nov. 1969.
- [2] Bettner, James L., and Nosek, Stanley M.: "Summary of tests on two highly loaded turbine blade concepts in three-dimensional cascade sector." ASME Paper 69-WA/GT-5, Nov. 1969.
- [3] Nosek, Stanley M., and Kline, John F.: "Two-dimensional cascade investigation of a turbine tandem blade design", NASA TM X-1836, 1969.
- [4] Lueders, H. G.: "Experimental

- investigation of advanced concepts to increase turbine blade loading. VI—Performance evaluation of modified tandem rotor blade”, NASA CR-1616, 1970.
- [5] Lueders, H. G.: “Experimental investigation of advanced concepts to increase turbine blade loading. VI—Performance evaluation of modified jet-flap rotor blade”, NASA CR-1759, 1971.
- [6] Whitney, Warren J., Szanca, Edward M., Moffitt, Thomas P., and Monroe, Daniel E.: “Cold-air investigation of a turbine for high-temperature-engine application. I—Turbine design and overall stator performance”, NASA TN D-3751, 1967.
- [7] Prust, Herman W., Jr., Schum, Harold J., and Behning, Frank P.: “Cold-air investigation of a turbine for high-temperature engine application, II—Detailed analytical and experimental investigation of stator performance”, NASA TN D-4418, 1968.
- [8] Whitney, Warren J., Szanca, Edward M., Bider, Bernard and Monroe, Daniel E.: “Cold-air investigation of a turbine for high-temperature-engine application. III—Overall stage performance”, NASA TN D-4389, 1968.
- [9] Whitney, Warren J., Szanca, Edward M., and Behning, Frank P.: “Cold-air investigation of a turbine with stator-blade trailing edge coolant ejection. I—Overall stator performance.” NASA TMX-1901, 1969.
- [10] Prust, Herman W., Jr., Behning, Frank P., and Bider, Bernard: “Cold-air investigation of a turbine with stator-blade trailing edge coolant ejection. II—Detailed stator performance”, NASA TWX-1963, 1970.
- [11] Szanca, Edward M., Schum, Harold J., and Prust, Herman W., Jr.: “Cold-air investigation of a turbine with stator-blade trailing edge coolant ejection. III—Overall stage performance”, NASA TM X-1974, 1970.
- [12] Prust, Herman W., Jr., Schum, Harold J., and Szanca, Edward M.: “Cold air investigation of a turbine with transpiration-cooled stator blades. I—Performance of stator with discrete hole blading”, NASA TM X-2094, 1970.
- [13] Szanca, Edward M., Schum, Harold J., and Behning, Frank P.: “Cold-air investigation of a turbine with transpiration-cooled stator blades. II—Stage performance with discrete hole stator blades.” NASA TM X-2133, 1970.
- [14] Behning, Frank P., Prust, Herman W., Jr., and Moffitt, Thomas P.: “Cold-air investigation of a turbine with transpiration-cooled stator blades. III—Performance of stator with wire-mesh shell blading”, NASA TM X-2166, 1971.

(吉桂明译自NASA Spec. Publ. 259, 1971. 余永清校)

航空燃气轮机发动机涡轮的气动设计*

(英) L. J. Williams

1.0. 引言

在研制一个新发动机的时候要满足若干设计准则, 它们总是包括推力、油耗率、重量、价格、噪音, 近年来还包括污染。为了满足这些准则, 牵涉到两大技术领域, 即机械设计和循环特性计算。

循环特性计算包括总压比和涡轮进口温度的确定, 对多转子发动机还包括压比的分配, 对双涵道发动机则包括涵道比。

轴的转速通常是由诸如进口叶尖马赫数、轮盘应力等压气机设计中的考虑因素决定的。

因此涡轮设计要求集中体现为三个无因次组合量, 即 $\frac{M\sqrt{T}}{p}$, $\frac{C_p\Delta T}{T}$ 和 $\frac{N}{\sqrt{T}}$, 还有效率 η 。

为了满足这些要求, 涡轮设计人员有若干自由度, 即

- ①级数;
- ②级平均直径;
- ③轮毅比;
- ④功的分配(在多级涡轮中);
- ⑤环面面积及形状;
- ⑥流型;
- ⑦功、流量及压力损失的径向分布;
- ⑧反力度;
- ⑨叶型的节弦比和展弦比;
- ⑩叶型设计。

遗憾的是对气动设计人员来说, 还有不少力学限制, 主要是:

- ①叶片离心应力;
- ②轮盘离心应力和重量;
- ③叶冠弯应力;
- ④通常由安装原因而限定的最大直径;
- ⑤叶型冷却的要求。

这些限制, 连同重量轻和价格低的一般要求, 导

致了对前已述及的自由度很多的限制。

现今一个发动机的设计, 在逐渐进展, 其部件每次只有微小的变化。整个设计工作可以分成下面四个阶段, 每个阶段都有其明显的重点(表1.1略):

- 第1阶段 初步方案研究;
- 第2阶段 详细方案设计;
- 第3阶段 初步技术设计;
- 第4阶段 最终详细设计, 包括叶片造型在内。

前面的阶段与后面的比起来工作量要少得多, 但是可能多次重复。

很要紧的是必须把第2阶段涡轮搞好。因为在第2阶段之后通道形状(环形图)实际上已经确定, 再要作重大的改变就特别困难。

2.0. 环形图(热力计算)

确定环形图的形状乃是整个涡轮设计中的最重要部份。可以肯定地说, 环面形状一旦确定下来, 涡轮也就设计好了。因为在此之后, 只不过是搞一些很大程度上由其它非气动因素制约的细节而已。在给定的环形图下的优秀设计与“仅仅过得去”的设计之间的效率差别不见得会大于1%, 环形图规定了下列特征(图2.1):

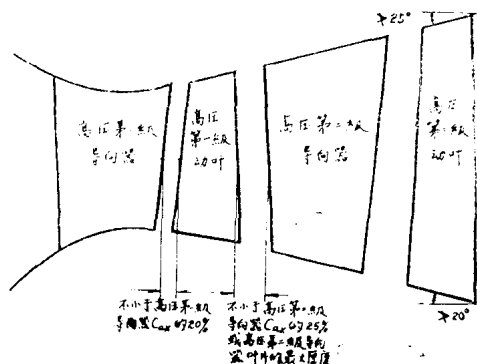


图2.1. 典型的双级涡轮的环形图

*本文系R-R公司内部的一份讲稿。翻译时删去了一些非技术性的、特别是商业性的内容, 同时语气上也稍有修改——译者注。

①级数；

②每列导叶和动叶片的轮毂和叶尖直径；

③每列导叶和动叶片的轴向弦长；

④相邻叶列间的轴向间隙；

⑤壁面的扩张角和曲率。

显而易见，就在这些方面气动设计人员与机械设计人员发生矛盾，也就是在这些地方必须作出重大的妥协。

2.1.1. 级数和直径

早先它们是用探求近似速度三角形并把它们与过去试验的涡轮的速度三角形相比较的“简捷”方法来加以确定的，我们所用的主要手段乃是所谓的“涡轮负荷图线”或“Pearson图线”，图2.2为其一例。

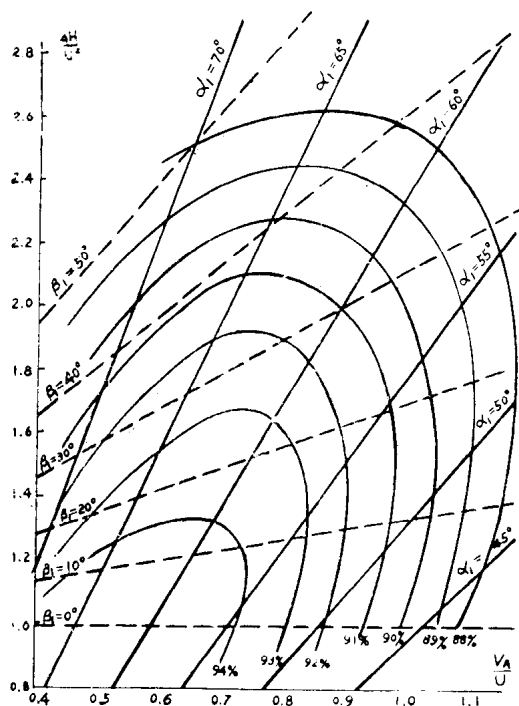


图2.2. 涡轮负荷图线

它是1957年由H. Pearson提出的：对大量现有的试验过的设计把 $\frac{\Delta H}{U^2}$ 对 $\frac{V_A}{U}$ 作成图线，并按叶尖漏损加以修正，同时通过这些点画出等效率线。如果

- 1) $V_{A1} = V_{A2}$ (等轴速)；
- 2) $U_1 = U_2$ (等中径)；
- 3) $\lambda = 0.5$ (50%反力度)。

并如图2.3所示画出简化的速度三角形，则由简单的三角关系可以推出下列式子：

$$\tan \alpha_1 = -\tan \beta_2 = \frac{1 + \frac{\Delta H}{U^2}}{2 \frac{V_A}{U}}$$

$$\tan \beta_1 = -\tan \alpha_2 = \frac{\frac{\Delta H}{U^2} - 1}{2 \frac{V_A}{U}}$$

而等 $\alpha_1(-\beta_2)$ 和 $\beta_1(-\alpha_2)$ 线可以画在图2.2所示的基本负荷图上。

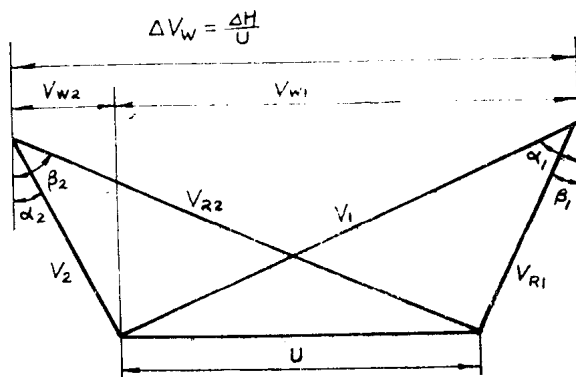


图2.3. 简化的涡轮速度图

这样一来，对一已知的环面设计，只要化几分钟的功夫，我们就可以粗略地得知速度三角形是什么样子，以及效率大概是多少。

实际上，如果我们按草图设计一个涡轮，负荷图告诉我们要争取尽可能接近于 $\frac{\Delta H}{U^2} = 1$ ， $\frac{V_A}{U} = 0.6$ ，但是如果必须偏离这组数值，则应沿着 $\alpha_1 = -\beta_2 = 62^\circ$ 的轨迹。

当然，负荷图是作于16年前，而那时以来我们取得了某些进展，例如R-R公司设计过 $\frac{\Delta H}{U^2} = 3.0$ ，

$\frac{V_A}{U} = 0.8$ 的涡轮，其效率高干90%，而与此同时我

们也有 $\frac{\Delta H}{U^2} = 1.8$ ， $\frac{V_A}{U} = 0.55$ 而效率低于85%的涡轮。

把一个涡轮级选在负荷图的哪个位置与涡轮用途采用的计算方法有关。表2.1示有若干非常粗略的准则。利用目前已经掌握的极为近似的手段，我们通常设计得接近于70°线，以达到我们所可能要求的 $\frac{\Delta H}{U^2}$ 的最低数值。

表2.1

涡轮型式	简单方法		先进方法	
	$\frac{\Delta H}{U^2}$	α_1	$\frac{\Delta H}{U^2}$	α_1
低轮毂比、出口流量有限、单级升力喷气或低压末级	1.25	55°	1.5	55°
高膨胀比、高轮毂比的跨音速涡轮	1.8	65°	2.2	70°+
效率非常高 (92%+) 的亚音速涡轮	1.5	62°	1.75	70°
高效率 (90%+)、转速非常低	2.2	62°	3.0	70°

这通常意味着在确定环形图中，我们需要：

- ①大致的级数；
- ②最大可能的平均直径（大到 $\frac{D_H}{D_T} = 0.9$ ）；
- ③最大可能的环形面积（小到 $\frac{D_H}{D_T} = 0.5$ ）。

2.1.2. 对级数和直径的限制因素

有两类限制因素：

- a) 力学的（例如应力、振动等）；
- b) 别人的意见。

典型的限制可以是如表2.2所示。

表2.2

设计参数	气动要求	限制因素	类型
级数	高效率时要求级数要多	为了减小发动机长度、重量及价格要求级数要少	“意见”
轮毂直径	$\frac{\Delta H}{U^2}$ 小时轮	极限轮缘速度	“力学”
	毂直径要大	最小轮毂重量时轮毂直径要小	“意见”
叶尖直径	$\frac{\Delta H}{U^2}$ 小时叶	受安装因素的限制	“意见”
	尖直径要大	为减小叶冠突缘和应力，叶尖直径受限制	“力学”
环形面积	$\frac{V}{U}$ 小时环形面积要大	叶片直接应力 ($\sim AN^2$)	“力学”

2.2 轴向弦长

一般说来，如果叶片尾缘较薄（譬如说相当于弦长的2%），那么为了高效率，最好使轴向弦长尽可

能为最小（即最大展弦比）。

导向器叶片应该有足够的强度来承受气体负荷而不致发生过大的挠曲。但是低轮毂比的后面几级与接触热的高压气体的前面几级相反，接触的是冷的低压气体。这就使得轮毂比与展弦比成图2.4所示的反比关系。某些近代发动机的展弦比比此曲线所示的来得高些，但是它们有着挠曲过大的问题。

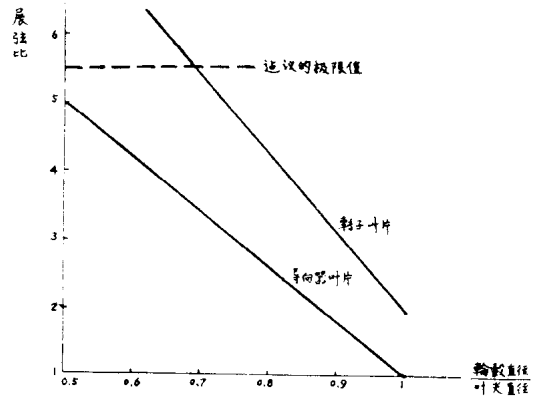


图2.4. 展弦比与轮毂比的关系

在涡轮动叶片上，气体负荷可以部份地为离心力抵销，因此展弦比可以大一些。

但是，鉴于振动方面的问题，我们现在限制自己一个约为5.5的极限数值。

几乎已经成为惯例的是用某一列导向器来承受穿过环面的结构元件和附件，结果使得轴向弦长非常之宽。选择哪一个导向器是一件主要按主观意见决定的事情。最好使它尽可能移向涡轮的后面，因为：

- a) 环面高度增加之后可使展弦比保持得较为合适 (> 1)；
- b) 级的膨胀比减小了，所以一个给定的效率损失（或损失系数的增加），可使压力损失要小些（图2.5）。

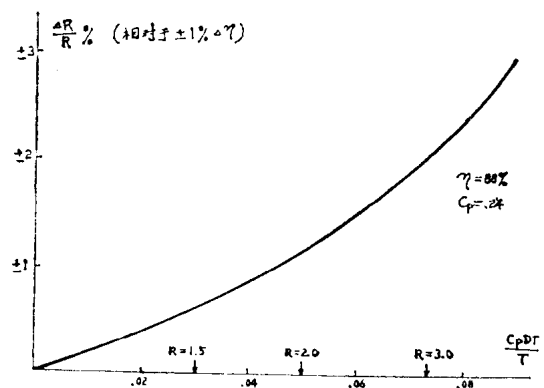


图2.5. 膨胀比对压力损失的影响

2.3. 轴向间隙

涡轮叶列之间的轴向间隙要选得满足四个要求:

- ①当过渡工况时防止机械摩擦;
- ②防止由于上游或下游的叶列在某叶列中引起激振;
- ③使发动机保持得尽可能短;
- ④提供涡轮间通道的扩张。

在需要确定环面的初步方案设计阶段,要确定要求②特别困难,而满足要求③则非常容易。

一般说来,只有动叶片蒙受振动,导向器的振动应力通常是相当低的。因此我们只要考虑上游和下游的导向器对其间动叶片的影响。最小间隙示于图2.1。带冠叶片与上游导向器的间隙不应小于导向器轴向弦长的20%。动叶片与下游导向器的间隙不应小于导向器轴向弦长的25%,或者不小于导向器的最大厚度,从中取用较大的间隙值。

对非带冠涡轮叶片这些间隙应当加倍。

涡轮中间扩压器:为了得到低的 $\frac{V_w}{U}$ 数值,常常需要在级间采用扩压段。很难使这种扩压器得以在发

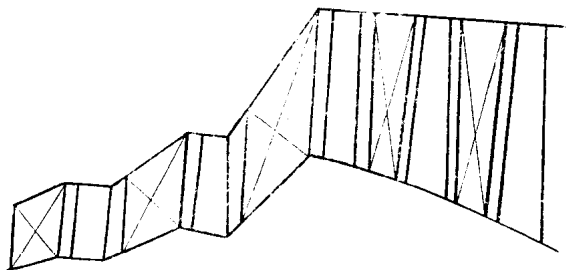


图2.6. “不合理”的环形图

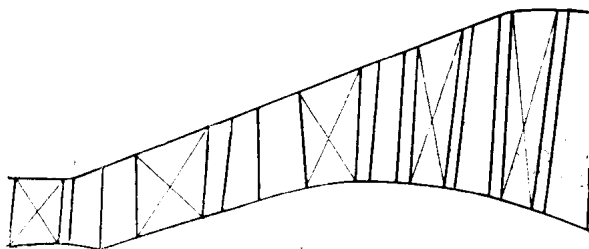


图2.7. “合理的”环形图

动机上采用,因为设计人员总是嫌这个空的区间又长、又重、又贵。但在研究涡轮上试验过一个中间扩压器,并且证明是很有益的。

2.4. 扩张角和曲率

如果把前面讨论过的原则应用于一个典型的三转子发动机的涡轮,那我们很可能最终得到像图2.6那

样的环形图。这显然是不合理的,我们提出了使环形图保持“合理”的准则(例见图2.7)。

环内壁与发动机轴线之间的角度称为扩张角,通常,

外壳扩张角 $\geq 25^\circ$;

内壳扩张角 $\geq 20^\circ$;

内外壳间总扩张角 $\geq 35^\circ$ 。

通常一开始,我们从进口到出口作成直线,但通常不得不使环面(内外壳)弯曲。

在这些情况下,扩张角的突然变化不应当大于 7° 左右,并且曲率半径不应小于该点处环面的高度。

存在这样的例子,即当上述准则不能满足时也未造成严重后果。但是如果需要超越得很多,那么应该作动态试验以得出改进办法。

2.5. 小结

上述准则并不能每次都得出理想的环形图。为此需要很多的妥协。惟一的方法乃是进行大量的实践并分析许多实际的涡轮以取得经验。

当画出了环形图并得到了 $\frac{\Delta H}{U^2}$ 和 $\frac{V_w}{U}$ 的现实数值之后,就可按照与图2.1相似的图线对效率作初次估算,并且很可能对环形图作出某些修改建议。初步方案设计阶段就告一段落了。下一阶段的第一步就是作原始速度三角形设计。

3.0. 速度三角形设计

这一阶段工作的目标是:

- 1, 校核环形图;
- 2, 为涡轮叶片的设计创造条件;
- 3, 相当可靠地确定涡轮的效率。

为了实现这些目标我们采用简单的自由旋涡设计方法。

3.1. 自由旋涡设计方法

如果我们考虑等轴向速度和等熵(在给定轴向平面内沿整个环面高度)的情况,那径向平衡方程就可大为简化。

把能量方程与径向平衡方程联解可以得出:

$$V_w \times \frac{d(V_w)}{dr} + \frac{V_w^2}{r} = 0$$

因此 $V_w \cdot r = 0$ (图3.1略)

其中 V_w = 气体的切向速度

r = 切向速度 V_w 所在的半径。

有了涡轮叶片平均高度上的气流参数,假定a)轴向速度不随半径变化;b)切向速度与半径成反比,就可以计算出任意半径上的参数。

平均高度上的气流参数是满足质量流量连续方程和做功方程的条件而算出的:

$$\text{连续方程 } Q = \frac{M\sqrt{T}}{A_s \cos \alpha_m P}$$

$$\text{做功方程 } MC_P \Delta T = M \left[\frac{U_{1M} V_{w1M} - U_{2M} V_{w2M}}{J \cdot g} \right]$$

其中M——通过涡轮的质量流量

T——气体总温

P——气体总压

α_m ——平均旋角

A_s ——环形面积

U_1 ——涡轮叶片进口处的叶片速度

U_2 ——涡轮叶片出口处的叶片速度

3.2. 计算方法

计算是在图3.2所示的标定计算平面上进行的:

平面0——恰在导向器叶片前缘的上游处;

平面1——恰在导向器叶片后缘的下游处,但假定尾迹已混合完毕;

平面2——恰在动叶片后缘的下游处,但假定尾迹已混合完毕。

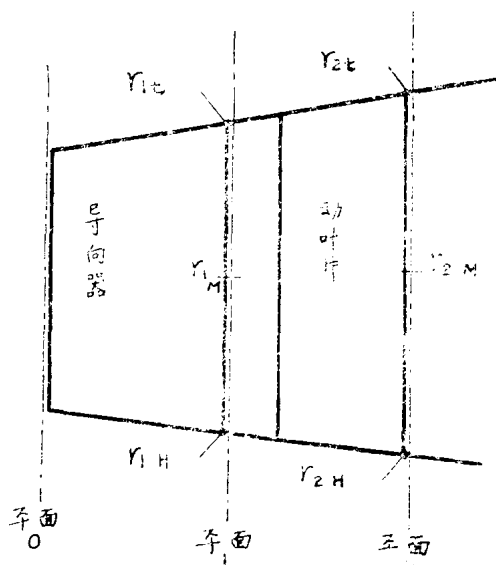


图3.2. 自由漩涡计算的“名义”环形图

速度三角形的符号如图3.3所示。我们规定当切向速度与旋转方向一致时气流角度和切向速度矢都是正的,在图3.3中, V_{w1} , α_1 和 β_1 是正的, V_{w2} , α_2

和 β_2 是负的。

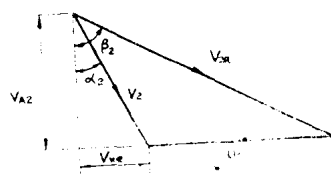
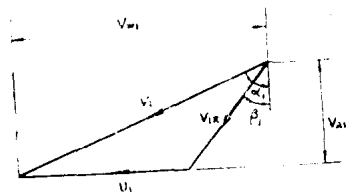


图3.3. 涡轮速度图的符号

3.3. 计算步骤

3.3.1 由发动机循环计算得出下列数据:

进口质量流量	M_0
进口总压	P_0
进口总温	T_0
级温降(功)	$\Delta T = T_0 - T_2$
级效率	η
转速	N

在此计算中,不计冷却空气流量,故 $M_0 = M_1 = M_2$

3.3.2. 计算涡轮出口条件

涡轮出口压力 P_2

涡轮出口温度 T_2

质量流量 M_2 (假定等于 M_1)

出口圆周速度 U_2 (轮毂、平均直径及叶尖处)

我们发现从前面开始进行涡轮计算反而是失策的,导向器和动叶片喉部如不真正阻塞也较易接近阻塞,使得下游的气流参数变成不定参数。因此我们从出口处向前推算。

3.3.3. 求解涡轮出口速度三角形

1) 假设出口旋角 α_2 为某一数值;

2) 求解出口环面连续方程

$$Q_2 = \frac{M_1 \sqrt{T_2}}{P_2 A_{A2} \cos \alpha_{2M}}$$

由Q曲线读出 $\frac{U_2}{\sqrt{T_2}}$, P_2/P_2 , T_2/t_2 , 然后得

出: 出口速度 V_{2M}

出口静压 p_{2M}

出口静温 t_{2M}

出口轴向速度 V_{12m}

平均截面切向速度 V_{w2m}

再由 $V_2 V_{w2}$ 二常数可以算出轮毂和叶尖处的速度矢,

3) 由矢量加法算出动叶出口气流的相对速度和角度。

3.3.4. 求解涡轮做功方程

它可写成如下的形式:

$$T_1 - T_2 = \frac{\Omega(U_1 V_{w1} - U_2 V_{w2})}{C_{pg} J}$$

其中 Ω 乃是熟知的“做功因子”。它是用来对叶尖漏气进行修正的, 并可包括鼓风摩擦损失、对高轮毂比的高压涡轮一般 $\Omega = 0.97$, 而对低轮毂比高效率的低压涡轮 $\Omega = 0.99$ 。

由此方程解出 V_{w1} , 根据 V_{w1} , 可以求解导向器的连续方程。但首先必须引入另一定义。

3.3.5. 导向器效率

$$\text{导向器效率 } \eta_N = \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_1^*}$$

其中 t_1^* 乃导向器出口处的等熵静温。

典型的数值为:

高效率低压涡轮 $\eta_N = 0.96$;

中等效率涡轮 $\eta_N = 0.94$;

高度冷却的高压涡轮的导向器 $\eta_N = 0.92$ 。

用此效率可由下式计算导向器的压力损失。

$$\frac{P_1}{P_0} = \left[1 - \frac{(1 - \eta)}{\eta} \frac{(\gamma - 1)}{2} M_{N1}^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

此式可作成图 3.4 所示的曲线。

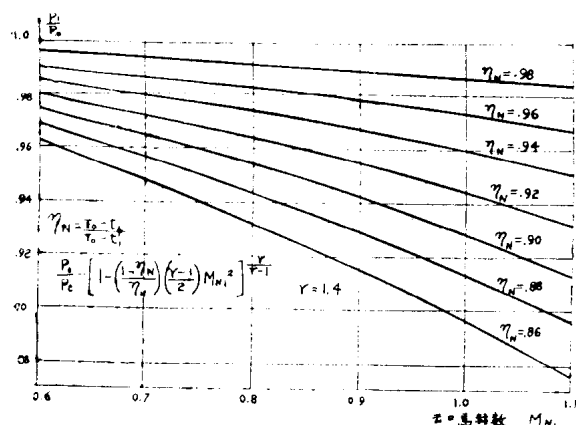


图 3.4. 导向器压力损失

用完全一样的办法也可以用压力损失系数。

为使 V_{w1} 能满足做功方程, 连续方程的求解需要逐次逼近。

1) 假定 α_1 为某一数值;

2) 由式 $V_1 = \frac{V_{w1}}{\sin \alpha_1}$ 及 $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ 算出 M_{N1} ;

3) 当给定效率数值后, 按导向器效率方程算出 P_1 ;

4) 求解 $Q_1 = \frac{M_1 \sqrt{T_1}}{P_1 A_{A1} \cos \alpha_1}$, 按需要选用

亚音速或超音速解, 由此得出 V_1 和 α_1 的新的数值;

5) 把 α_1 的新数值与原来的假定值进行校核;

6) 重新假定 α_1 并重复进行计算直到符合一致为止;

7) 计算轮毂和叶尖的绝对值;

8) 计算叶片进口相对速度和角度。

用作出图 3.5 那样的曲线的办法可以避免进行逐次逼近。

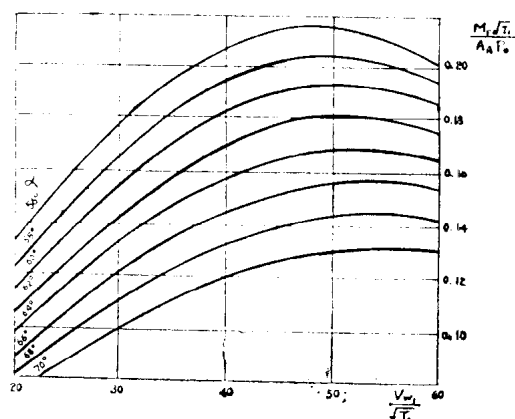


图 3.5. 导向膨胀曲线

上述计算可给出一组相似于图 3.6 所示的速度三角形。

3.4. 判断

现在需要对涡轮作出判断

1、得出的反力度是否合适?

$$\text{反力度 } \lambda = \frac{t_1 - t_2}{T_1 - T_2}$$

通常为了高效率希望 $\lambda = 0.5$ 。如果要使动叶相对温度保持得低些, 可选用较小的数值, 如果反力度不对, 重新假定 α_2 并重新开始;

2、进口和出口轴向马赫数是否符合要求? 如不然, 则改变环形图, 并重新开始;