

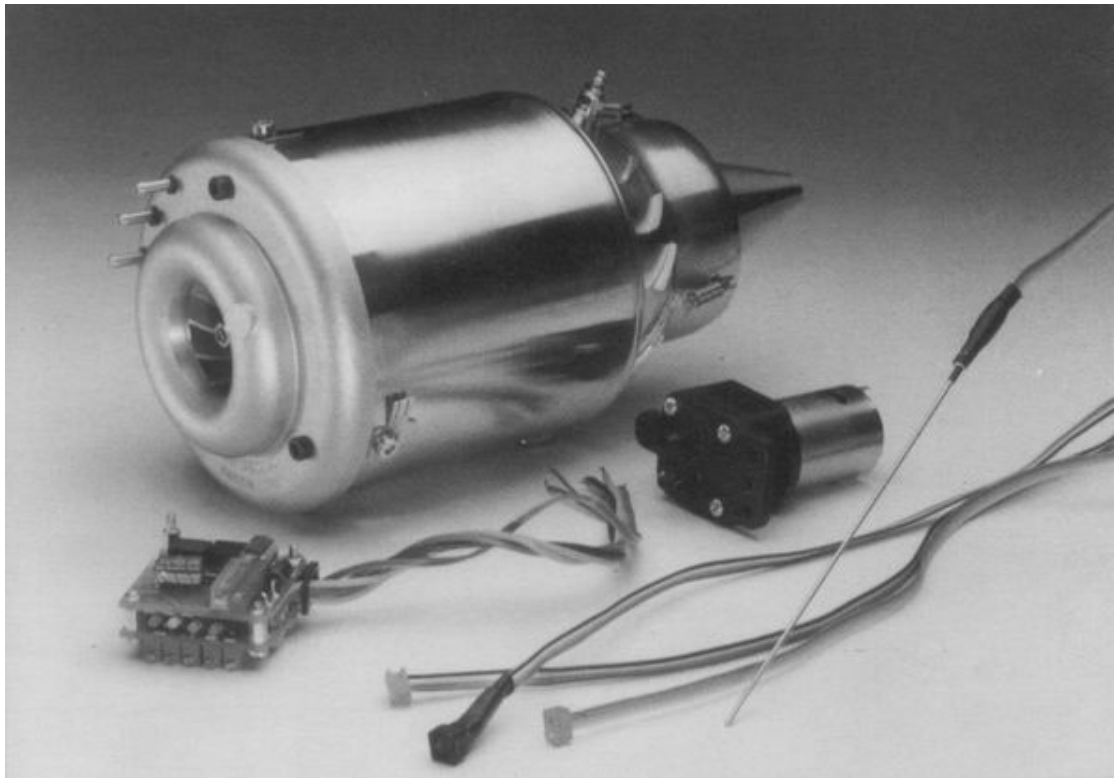
Gas Turbine Engines for Model Aircraft



By Kurt Schreckling

THE MODELLER'S WORLD

FD 3/67 喷气涡轮发动机是 *Kurt Schrecklings* 开发最后一款发动机，而且它的装配不需要特别的工具。



关于作者：***Kurt Schreckling, Dipl.-Ing.,***生于1939年

Kurt Schreckling 早期受到过基础技术教育，后来又修完了重点在应用物理学方面的工程课程。之后又在一家大型的化工公司从事工程控制和系

统控制方面的工作。

Herr Schreckling 在 15 岁之前已经有了飞行模型的经验，那是他第一次把一套飞机模型套件组装起来后的事。几年之后他开始学习制造模型飞机和无线电控制设备。他特别钟情于模型的动力系统，但那时还没有重大的进展。因此他投入了相当多的时在电动飞行器方面的开发：可调螺距的推进系统和计算机优化的电动飞行系统。接下来他的首次成功尝试是用他自己制作的一套电动直升机，随后是他为 Wolfgang Kueppers 设计了电动系统，并创造了竞速模型的速度记录。再随后的五年中他把他的全部业余时间投入了喷气发动机的开发，并且抽出时间写出他在这方面的成功经验。

因此，如决定要开发专业级的模型喷气发动机的话，Herr Schreckling 是最适合的合作人选。

虽然 Herr Schreckling 并不是非常好的模型飞行员，但是他具有独创的见解，并且在一个领域有独创，并把他自己做的发动机装到了模型中并且飞了起来，因此他必定是我们这个时代最多才多艺最有经验的模型制造者。

编者序言

至今已经有很多种成功类型的 FD 3/64 涡轮喷气发动机被制造出来，这促使我决定要给这本新版本的书添加一个附录，涉及到喷气发动机的一些特殊问题，但是如果我要写一个很透切的附录那肯定会超出本书的范围，甚至会让读者困惑。很多问题摆在我面前，比如说：“为什么你把 FD 3/64 发动机设计成这个样子而不是那样？”对于这个问题我只能作一些比较片面的回答。当面对一个比较棘手的问题，比如轴承润滑的供给，我试图使用一些简单实用的解决方案而不使用比较完善但复杂的测试每一种方法找出最好的系统的方法。

有很多在喷气模型方面比较成功的模型爱好者，他们的活动在 1994 年在 Nordheim 举行的争夺战战利品 Ohain/Whittle 中形成了一个高潮。尽管是作为一个非完全专业的模型爱好者来参加竞赛的，但是由 Reiner Eckstein 制作并操作使用 FD 3/64 涡轮喷气发动机的一架“涡轮驯马师”获得了“Best of Show”奖。

自从第一个版本出现以后很多真正的开发工作已经进行，并且在半像真比例模型和 FD 3 发动机的飞行中获得了许多经验，这导致了一种新的更精确完美的设计的产生：FD 3/67 LS 涡轮喷气发动机套件。

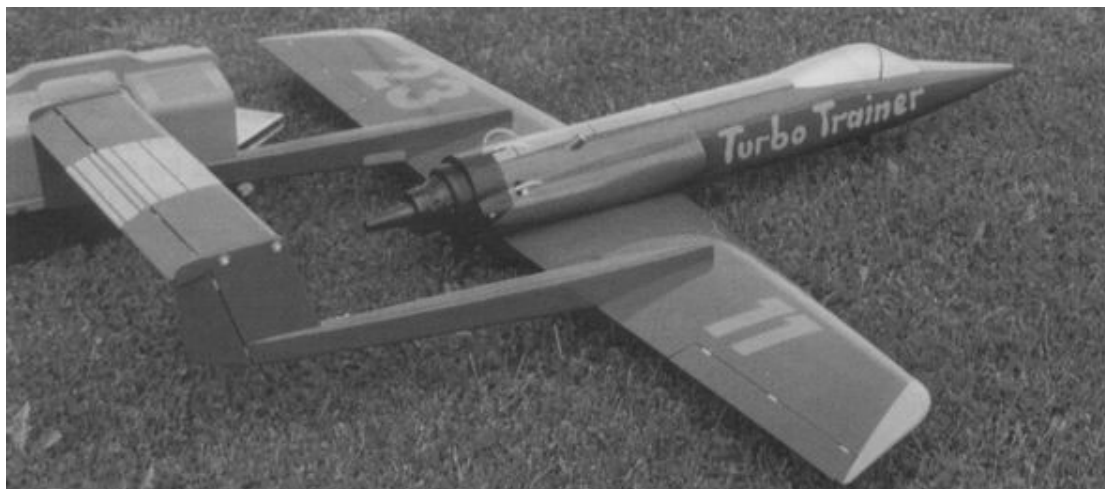
当然我会很愿意对按我的图纸制作发动机中遇到的问题进行解释，对于过去在电话中耐心的听我指导的模型爱好者我在这向他们表示感谢。

Kurt

Schreckling



Reiner Eckstein 赢得了“Best of Show”奖杯在第一界 Ohain-Whittle 竞赛中，他使用的是他设计制作的“涡轮驯马者”，使用自制的 FD 3/64 涡轮喷气发动机。



目录

1. 简介
- 2. 模型涡轮喷气发动机背后的基本物理和技术原理**
 - 2.1 简单的涡轮喷气发动机如何工作
 - 2.2 一个用业余制作燃气轮机的好方法
 - 2.3 燃烧系统
 - 2.3.1 燃料
 - 2.3.2 燃烧室和燃油喷射器
 - 2.4 温度问题
 - 2.5 冷却
- 3. 喷气发动机和模型**
 - 3.1 涡轮喷气推进和螺旋桨推进的本质区别
 - 3.2 在典型的模型飞行器飞行中的动力效应
 - 3.2.1 滑跑起飞
 - 3.2.2 爬升性能和最大速度
 - 3.2.3 典型的动力运动：圆周运动
 - 3.3 涡轮喷气模型的飞行经验
 - 3.3.1 今天的涡轮喷气发动机模型
 - 3.3.2 涡轮喷气发动机模型的特性
 - 3.4 飞行中的涡轮喷气发动机
 - 3.5 噪声
 - 3.6 模型介绍
- 4. 设计一台模型涡轮喷气发动机：计算**
 - 4.1 角速度和平面速度
 - 4.2 涡轮的设计过程

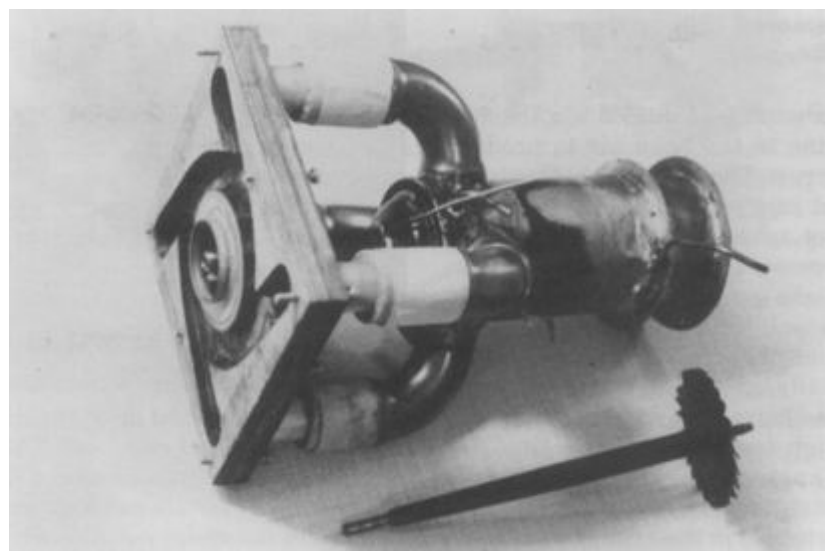
- 4.3 压缩机的设计过程
 - 4.3.1 增压涡轮的设计与空气动力的关系
 - 4.3.2 扩散系统的设计
 - 4.3.3 增压涡轮的强度
- 4.4 燃料消耗
 - 4.4.1 FD 3/64 的燃料消耗的计算
 - 4.4.2 最佳燃料消耗量对应的运行参数
- 5. 测量仪器，测量技术及测量的分析结果**
 - 5.1 测量旋转速度
 - 5.2 测量压力
 - 5.3 测量推力
 - 5.4 测量温度
 - 5.5 测量燃油消耗量
 - 5.6 喷射口气流流动方向的测量
 - 5.7 测量结果分析
- 6. 其他附件**
 - 6.1 点火系统
 - 6.2 燃油仪器系统
 - 6.3 油箱
 - 6.4 启动设备
 - 6.4.1 鼓风机或压缩空气
 - 6.4.2 电子启动器
- 7. FD 3/64 涡轮喷气发动机制作指导**
 - 7.1 一般信息
 - 7.2 组成构造
 - 7.2.1 转动系统
 - 7.2.1.1 轴承
 - 7.2.1.2 增压涡轮
 - 7.2.1.3 涡轮
 - 7.2.2 夹具
 - 7.2.3 内部构造
 - 7.2.4 机架
 - 7.2.5 涡轮叶片系统和涡轮机架
 - 7.2.6 涡轮叶片系统和涡轮机架的连接
 - 7.2.7 内部结构中心定位
 - 7.2.8 外壳的制作
 - 7.2.9 燃烧室
 - 7.2.10 燃油喷雾器
 - 7.2.11 燃烧室内燃油喷雾器的安装
 - 7.2.12 环形喷射口
 - 7.3 总装
 - 7.4 配件列表
 - 7.5 设计图

第一章 简介

“一台为模型飞行器设计的涡轮喷气发动机？涡轮喷气发动机是什么？在这你可以获得什么类型的发动机？”这是我以前经常听到的几个问题，甚至是从很有经验的模型发动机爱好者那里听到。有时候一些小的知识被这样一个问题透露：“它需要多少个涡轮才能运行？”偶然--很偶然--我会被问一个关于压缩比的问题。之后我明白我已经成这一领域的专家！但所有问我的人都有一个共同点：他们都想知道一个涡轮喷气装置的真正的工作原理。

涡轮喷气机正像涡轮喷气发动机一样，利用气体喷射产生推力。它被叫做涡轮喷气机是因为它的工作媒介——空气——是一种气体形态。请注意燃料在气态下会有什么事情发生。利用这种简单的结构形态这种类型的热力发动机被用来制造高性能的飞行器的动力系统。当气体涡轮变成了喷射涡轮，或是涡轮喷射机，这时在废气中的有用的能量就会在喷管的作用下被浓缩。然而这并不是本质的原理。第一个喷气涡轮推进的航空器是 He178, 它的第一次飞行在 1939 年 8 月 22 日。它被在一家叫 Heinkel 工厂制造飞行员是 Erich Warsitz。这种革命性的发动机是 Dr. Papst von Oharn 创造出来的。在这种以涡轮喷气发动机推进的航空器的第一次飞行中就达到了 600km/h 的飞行速度，比那个时候的任何型号的螺旋桨推进的航空器都要快的多。确实，简而言之这种发动机简单并且有独创性：一个压缩涡轮吸取空气并把它在燃烧室中压缩，然后燃烧的燃料增加了热空气的热能，接着热废气经过

涡轮在热空气的作用下旋转，这就是模型涡轮喷气发动机的雏形。

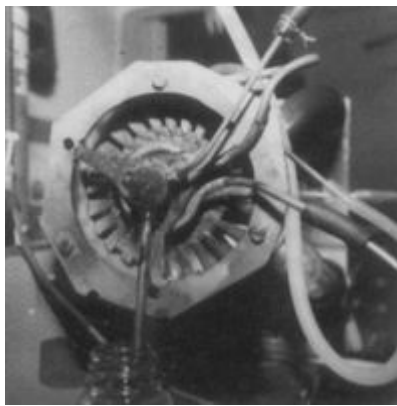


第一个实验性的设计，目的是证明涡轮喷气机使用简单的构造方法就能工作，在 1989 年被完成并使用汽油靠自身产生的能量运

行。

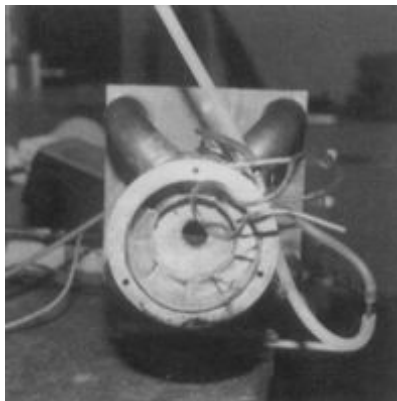
涡轮被排放到外面的空气中由此产生推力。涡轮仅吸取足够使增压涡轮能够正常工作的能量。所有的模型涡轮机，涡轮小模型，涡轮风扇和很多相似的使用在直升机中的发动机本质上都是基于气体涡轮，今天已经有很多混合类型的发动机被开发出来。就连 Papst von Ohain 先生也几乎不会相信今天的发动机就是利用这种简单的原理。

模型爱好者很渴望得到一个真正能与自己的模型飞行器完美结合的涡轮喷气发动机，这一点能从今天很多半像真模型飞机普遍是喷气机看得出来。但是很多年了这个梦想似乎很难变成现实。其中面临的一个事实是：制作一个缩小的涡轮喷气发动机决不能使用真的发动机一样的方法。其中一个原因是的涡轮喷气发动机在设计制造方法上是非常复杂的，但在大多数情况下阻挡我们的物理规则是重量问题。没有任何人会企图完全按照真发动机制作一个比例缩小的活塞发动机模型，而全尺寸的涡轮喷气发动机更难于缩小到适合模型的尺寸上。如果你正在

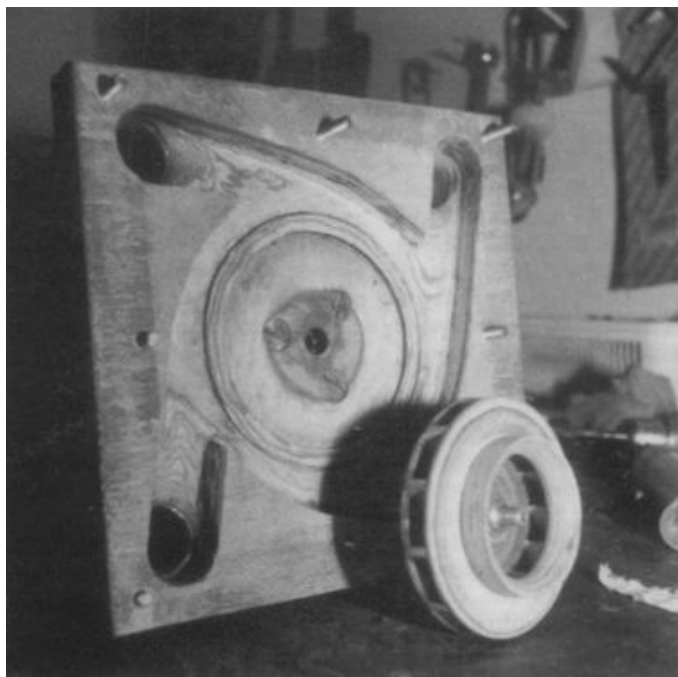


进行一个小的活塞发动机的设计并且设计得约来越小，或者是做成多汽缸的，那么它的输出能量会有规律的减小，而制作的复杂度却会不断增加，结果是这种类型的发动机根本就不会被相信能运行起来。这个问题已经被公认，它们命中注定只能呆陈列窗中。一些模型涡轮喷气发动机已经按这种形式按全尺寸涡轮喷气发动机被制造出来。他们的唯一缺点是它们不能工作，这是大家都知道的高性能飞行器的比例模型的飞行性能会随着比例的缩小而恶化。

一个实验涡轮机末端的照片。轴承外露，并且靠环绕着的流有冷却油的管道，但这个方案的效果并不满意。



涡轮移开后的扩散系统(左图)



盖子被打开的压缩机末端并且压缩轮被移开了，这个机架有四个扩散出口而没有扩散页片，这个系统相当有效，但是要作为模型的动力装置的话它就太大了。（右图）

但是我们可以相当完美的制作飞行性能很好的滑翔机，而小型的活塞式发动机也是有很强大的能量。却极少有微型的涡轮喷气发动机能够工作。使用简单的方法和技术去观察物理现象并正确的利用它们这些都是可能的，惟独以下一点还没实现：缩小一个机器的比例并且还要它能够正常的工作。



至今仍然没有一套比较完整的论述涡轮喷气发动机的技术和理论的著作。实际上，随着我在这个领域取得成功我越来越觉得有必要去写这样一本书，它的目的是提供给你这样一本有意思的书，使用里边的信息你能够在利用基础物理学和技术经验去制作一

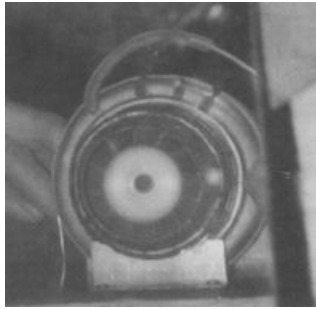
台自己的涡轮喷气发动机。

在准备投入这项工作以前我已经估计到大部分模型爱好者即不是工程师也不是物理学家，因此，我认为要传授一定水平的能够被理解的物理和技术原理并让他们能够据此制作出能够用在飞行器上的涡轮喷气发动机不是那么简单的，“FD 1”（左图）并不是答案，它有能力自动运行，但是运行温度非常高，因此在“FD 2”中从新设计了一个具有更大的机架的压缩涡轮。

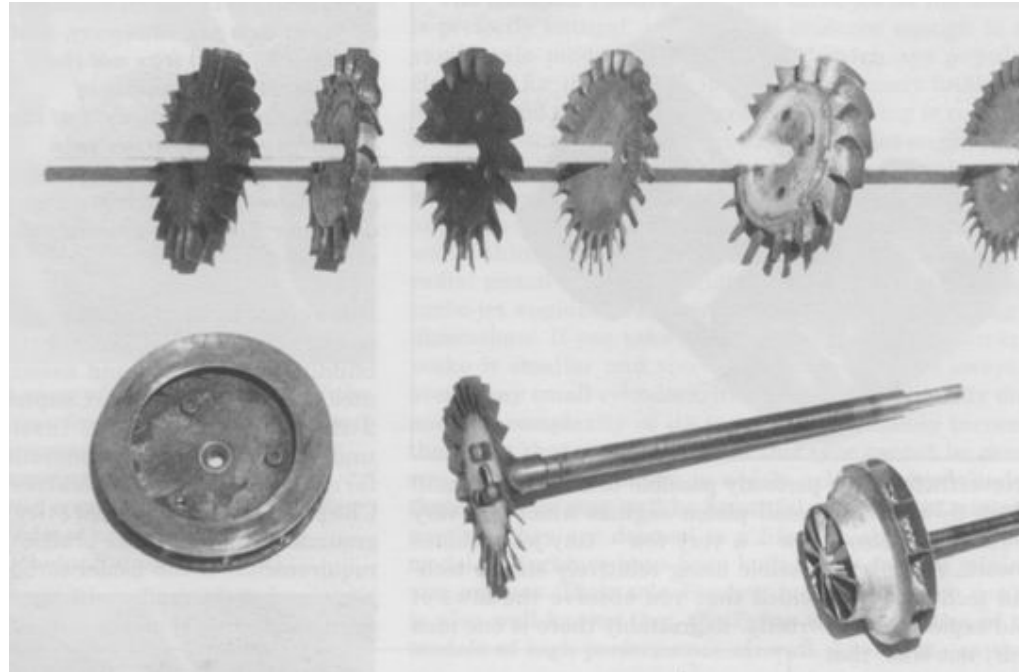
因此在我向读者介绍这种革命性的模型动力装备的制作指导和技术图纸之前，在第二章逐渐渗入一些不太难懂的数学计算。在第四章讲解了一些与模型涡轮喷气发动机相关的基础原理，此书的目的是要具有一定的技术和科学根据，



上图：被拆散的最初版本的“FD 2”，这里所示的燃烧室和轴承后来已经被重新设计使其能够用在飞行器中。



左图：“FD 2”涡轮的尾部，随着涡轮的转动我们能看到涡轮盘和扩散体的叶片。



使用了各种类型的涡轮叶片进行实验之后，结果最后的定型出奇的简单，但是它能满足涡轮喷气发动机的各项要求

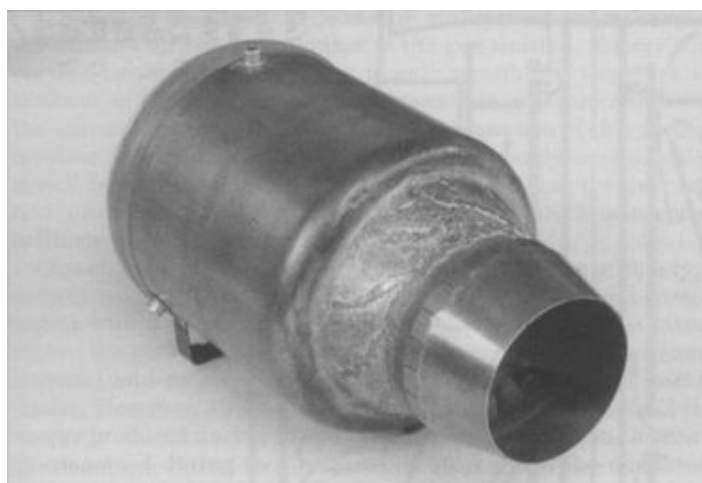
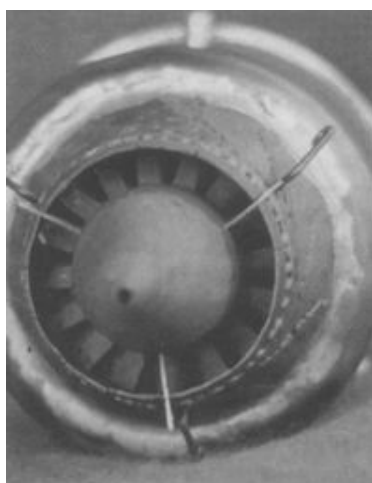
虽然我并不要求在科学方面尽善尽美。这个涡轮喷气发动机制作的描写是我的实际开发工作的结果，并且实际运行证明它是具有实用价值的发动机，并且制作所须的工具是在大多数的业余爱好者的工作室中都能找到的。我已经尽量的简化，但是作为一种高科技产品发动机必须具备一定的制造精度，请不要轻视这一点！你的工作室的加工条件必须能够满足以下几条要求：

1. 车床，至少能够加工直径 54 毫米，长 300 毫米的部件
2. 气焊机
3. 耐高温和抗氧化的高硬度焊接材料
4. 精确的夹具，以能夹住能打出 0.5 毫米到 10 毫米孔径的钻孔器材
5. 一些常用的工具，比如钻孔机，锉刀，剪刀，锤子，钳子和尺子
6. 运行发动机的测量仪器，比如转速计，温度计，压力计，以及推力测量平台

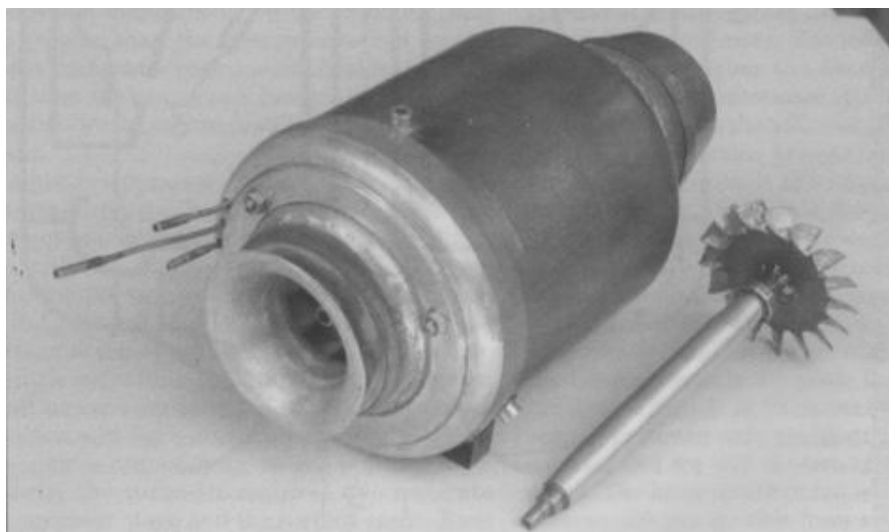
相对来说，材料的花费比工具少得多，选择材料时我总是在保证能用的前提下选用最普通的材料。配件列表是制作工作的一个很好的补充，在上边每一个配件和它的材料都被清楚的列出来，但是要成功的制作一个喷气式发动机的最重要的因素是要有熟练的手工制作技能。如果你是一个热爱实践的模型爱好者，我建议您在制作之前先仔细的阅读这本书。另一方面，如果你只满足于按本书的指导作一个完全一样的发动机，那你不必对本书所说的一些理论进行深入的了

解。如果你确认您是个老手了，那您最好深入研究那些理论！

本书中的图片和文档介绍的涡轮喷气发动机模型是以第一款成功的实验发动机“FD 3/64”为蓝版的，它已经经过无数飞行实验。我发现当我看到别的模型爱好者也在进行同样类似的项目的制作时我就觉得很有成就感。其中取得最大成功的是Reiner Binczyk。我们最被关注的时候是在 1991 年 8 月 24 日 Reiner Binczyk 的以模型涡轮喷气发动机为动力的飞行器成功飞行和我的“Rutonium”在 Holstebro, Denmark 展示期间。



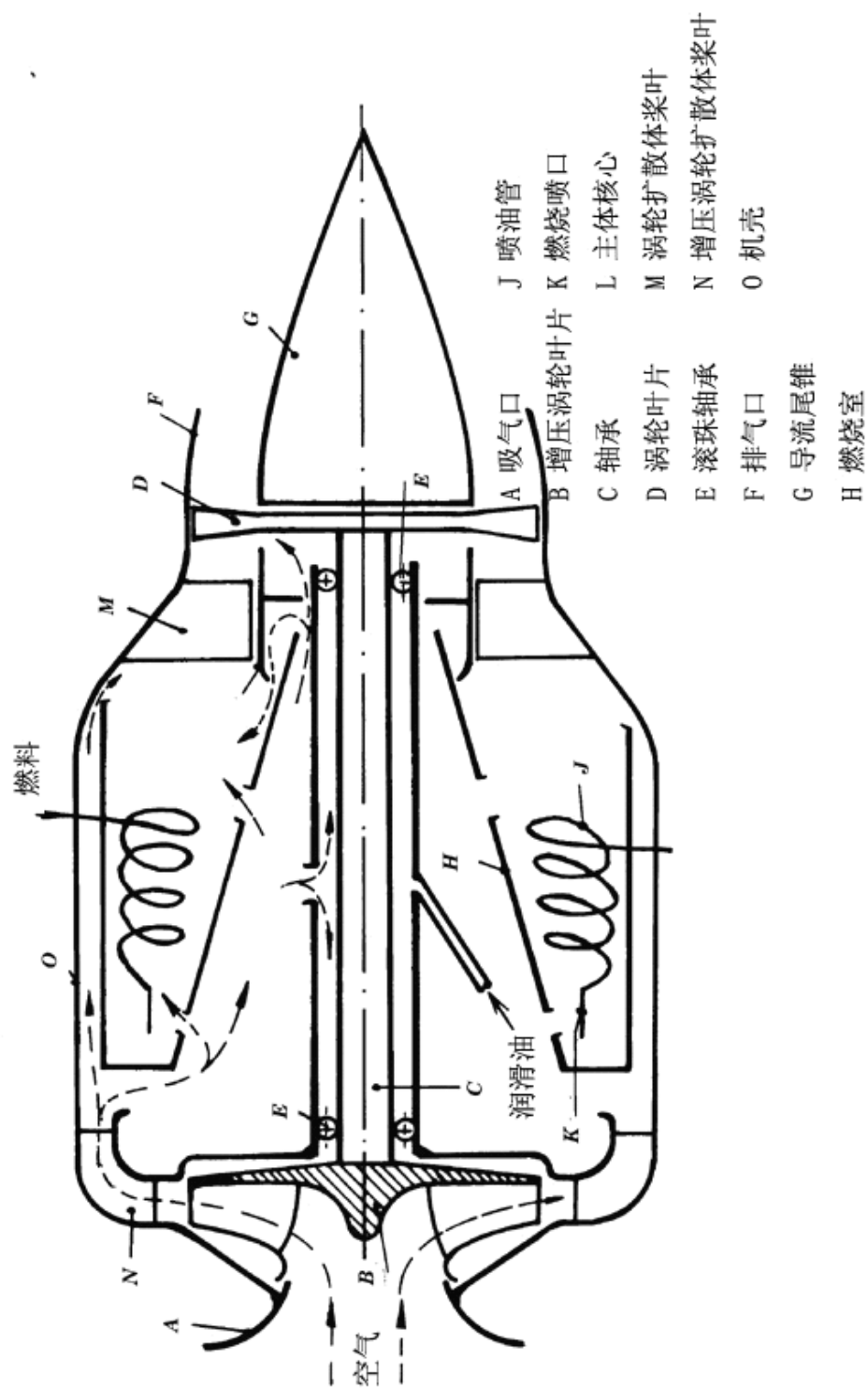
“FD 3/64”的定型产品。和最初的实验品相比其不同点是增压涡轮增添了碳纤维材料的加固，并且涡轮也更厚。其尾端的锥形喷管能大大优化静态



推力。

第二章

涡轮喷气发动机示意图:



2. 1 简单的涡轮机如何工作

涡轮喷气发动机的核心能被归于一类既是普通的吸气热力发动机，这和往复式的活塞发动机、脉冲喷气发动机和冲压喷气发动机是一样的类型。这些发动机能够把燃料燃烧产生的能量转换成能够方便使用的动能。涡轮喷气发动机动能的唯一来源是尾喷管喷出的高速气流。推力的大小会随着尾喷管气流的喷射速度的增加而增加。这种能量的转化只有在工作媒介——空气的压力大于大气压力时才有可能发生。这些现象的精确物理理论解释涉及一些比较偏的动力学问题，这超出了本书的范围。当你读到下一部分时请参照涡轮喷气发动机的示意图，它能帮助您理解涡轮喷气发动机的工作原理。

这种类型的发动机不能工作在没有压缩装置的情况下，很明显的一个例子是活塞发动机都具有活塞环或是一个能够自由活动但密封的活塞，在活塞发动机的工作过程中活塞在消耗能量和产生能量两种状态下不断循环，就这样，如果发动机产生的能量比自身消耗的能量多的话它就能自动运行下去。同样，涡轮喷气发动机也仅在涡轮克服轴间摩擦和空气阻力所消耗的能量小于它产生的能量时才能自动运行。在物理学里发动机在每个单位时间里完成的工作量就叫做发动机的功率。对于一个不断运行的机器，它的功率就等于我们能够利用的那部分输出功率。

一想到活塞发动机我们一般都知道它的能量都在旋转的轴上，除非装上螺旋桨否则它是不会产生推力的。因此我不能简单的用涡轮喷气发动机的推力和活塞发动机的轴向力相互比较，这个问题需要进一步的阐述，这将在第三章中详细论述。

现在让我们进一步了解涡轮喷气发动机的工作原理。在涡轮喷气发动机中压缩和轴向能量不断交互产生，既然工作媒介——空气的压缩和解压剧烈变化不能在同一时刻发生，因此涡轮喷气发动机有两个独立的工作过程，也就是压缩过程和涡轮机运行过程。每一个过程都分别由一个带有降页和扩散体的旋转固定装置来完成——增压涡轮和涡轮机——它们成对装在一根轴上，增压涡轮和涡轮机组成转子组件。中空气流的热能燃烧室中被提高，燃烧室位于增压涡轮和涡轮机之间，其并无很复杂的结构，燃气轮机与燃料的类型完全无关。然而要在尽可能小的空间里形成剧烈的燃烧，这是一个有效的模型涡轮喷气发动机所要求的，光要达到这一点就需要在实验阶段花费相当大的努力。

所有的燃气轮机都有一个危险的特性，而这一点必须被铭记在心：它们在燃料的消耗上是贪得无厌的。共给的燃料越多，推力就会约大，温度和转速也会越高，同时能量的转换效率也会随着转速增长。如果燃料的供应不加限制，那么涡轮的速度将会增长到它的其中一个部件不再能承受巨大增长的离心力为止。这个过程即使在使用了控制传感器后还是会发生，结果是发动机变成碎片。幸好这个问题被解决了，我们将会在后边详细的讨论。预防发生这种情况的方法是避免发动机不受控制的运行。

简单的燃气轮机和涡轮喷气发动机之间的区别是燃气轮机是涡轮喷气发动机的雏形，并且涡轮喷气发动机的尾部就有一个燃气轮机。在燃气轮机前边套一个引流装置就成了一台涡轮喷气发动机。严格意义上的涡轮喷气发动机就是把一个喷管或喷气机装在涡轮前边，以此来增强和优化喷气流所产生的推力。这并不是作为模型飞机涡轮喷气动力系统的特别结构。

另一个问题是燃气轮机的启动。正像活塞发动机一样不能依靠自己的能力从零转速提升到工作速度，启动它需要某种启动设备的帮助。请注意发动机有能力

在启动后进入不受控制的状态，如果，比如说有不受控制的燃油供应。因此如果你想要启动你的发动机，你就必须先要仔细阅读操作指导。

为了能够使发动机点火，必须需要一些附加的额外能量。和活塞发动机相比，燃烧在涡轮喷气发动机里是连续的，因此只要点火一次，这个是燃气轮机的最后一个问题。

2. 2. 使用业余方法制作燃气轮机转子的正确方法

在技术方面燃气轮机转子是燃气轮机中最复杂的部分。如果你能够制作转子，那你将无庸置疑的能够战胜剩下的技术问题。一个比较好的方法是从汽车用的一大堆涡轮增压机里挑选部件，然后设计省下的部分，这些转子是由增压涡轮和相似形状的涡轮机组成的半开放空间。这样做的涡轮喷其发动机将无庸置疑能够运行，但是不幸的是这些技术不是一个普通爱好者的工作室利用我介绍的装备和方法能够达到的。主要问题是要精确的制作一个涡轮机的外壳，因为涡轮机的外壳和带有放射形的叶片的增压涡轮以及涡轮机转子对于轴向上的精度都非常敏感。

制作完外壳然后再制作在轴向上配合的转子这时问题似乎会变得比下边的工作更棘手。

第一步就是要忘掉以前你所看到的和听说的关于模型涡轮喷气发动机的情况，因为它们中没有一个是关于使用业余方法制作的。使用下面的方法依靠物理理论和周密的考虑已经取得了成功，下面是靠辛苦的实践积累的经验：

1. 全尺寸涡轮喷气发动机的所有物理原则也同样适用于小型的发动机。唯一难点是精确的计算和评估不可避免的各项损失——我们称之为内在效率，但计算最大损失，也就是保持燃气轮机运行的最低内在效率，这是比较现实的。
2. 如果我们做一个相似的比较，比如模型螺旋桨和载人的航空器上的螺旋桨推进器，我们会发现：全尺寸的螺旋桨的最高效率在 85-89%之间。我们自己用电动模型实验发现模型螺旋桨最高效率大约在 75%。从这些数字比较中我们可以得出对于模型涡轮喷其发动机至关重要的效率不会发生急剧的下降，尽管尺寸比例已经有很大的减小。如果我们比较通过螺旋桨和涡轮增压轮的气流，我们能发现有相似的地方。在两种情况下气流都是首先被加速然后速度又放慢。因为增压涡轮的放射形的叶片（作为一个例子）空气被加速并吸进快速转动的叶轮并在桨叶的外围达到约 200 米每秒的速度然后飞离涡轮增压机。当然必须有能量才能用这种方法压缩这些空气。一部分压力的增加是依靠离心力，另一部分是依靠增压机的扩散系统把气流的速度放慢。不幸的是我们必须接受这个过程中造成的大约 20%的能量损失。另一部分损失由摩擦力和经过桨叶缝隙进来的无效的空气。这个物理法则使我们不能做出无损失的涡轮压缩机。

不过，有一种特殊的放射状的压缩涡轮在这种高损失的过程中——也就是降低气流流速的过程中——的影响并不很严重，并且经过缝隙的损失实际上可以被忽略掉。这是一种带有反向曲线扩散桨叶和金属外壳的放射式叶轮。这种叶轮被应用在工业上的空气输送系统和可燃气体供应设备中，而这就造成它有各种各样的尺寸。这些桨叶的效率都超过了 80%。一个比较熟悉的应用是在一种小型的真空吸尘器里。但不要企图拆掉真空吸尘器的零件用来做成涡轮喷气发动机！一些读者解释

我的文章是好像就是这样，虽然我曾经提及第一个成功的涡轮喷气发动机、FD 2 和真空吸尘器核心马达在某些方面很相似。现在我郑重声明，我没有在涡轮喷气发动机中使用过真空吸尘器的任何部件！

如果我能够缩小工业设备使用的桨叶尺寸到涡轮喷气发动机转子所需要的尺寸，并且在功效上达到螺旋桨的水平，那么我们的“战役”也就可以告一个段落了。这可能吗？我能够靠实验回答这个问题：我制作了一个以高效电动马达为动力的模型压缩机。喷嘴被装在压缩机的下方。在马达已知效率和能量消耗的点上运行，并且压力计装在喷嘴出口，这样就有可能公正而精确的测量出叶轮的效率和它的特性曲线。结果很鼓舞人心，这些小的压缩轮的最高效率大概在 75% 左右，也就是仅有 25% 的能量损失。这些计算方法已经在专业的书里被详细描述，比如说 Bohl(1)，而且这些方法也能很好的应用在小型压缩轮上。使用这些方法测量的全尺寸压缩机，它的压缩轮的特性曲线是没有临界值的。这对于我们很有帮助，因为这意味着发动机的运行特性并不会随着荷载的变化而恶化，比如当发动机在运行，然后突然改变通过燃器轮机的气流。另一个结论是我们可以预见到发动机能够稳定可靠的运行。如果使用反向曲线的扩散桨叶那么扩散系统和压缩轮之间的匹配也可以有很大的灵活性。

有一点很重要的情况我应该要提醒一下，使用在这个实验中的电动马达仅能够提供每分钟大概 20000 转的转速，这大概是涡轮喷气发动机的待机状态的转速。然而，依照流体动力学的原理我们能够预期到流体的动能损失将会减小当转速和空气流量增长时。相似的升力系数也能在模型飞机已高速和低速运行时的条件下观察到，并且雷诺系数也适用，当高速爬升时。在一般情况下，这种方法的摩擦力可以完全只记空气的阻力而忽略其它的。

压缩轮的外壳也是我们的制作中至关重要的部分：其允许公差要比用在涡轮充电器中的半开放的压缩机要严格的多，紧密的配合是必须的。如果不这样，那么缝隙间的损失将会严重的影响效率，导致不能做出能够运行的模型涡轮喷气发动机。

和放射式叶轮相比反向曲线扩散叶轮的唯一缺点是必须要直径大得多，意思就是反向曲线叶轮为了取得更高的压缩率和更高的气流转动速率就必须承受更大的转动荷载。我在开发工作中得出要应付模型涡轮发动机的巨大转动荷载就必须用碳纤维加强，制作指导中对这部分的制作有详细的说明。这个技巧的结果是得出一个很轻的叶轮，也很容易设计它的轴和轴承，这使平衡问题很好解决——对于燃气轮机来说平滑转动是非常重要的。

剩下的一个问题的回答：为什么不使用轴向的压缩机？对于一个真正的模型工程师来说最好的回答是：试一试就知道了！对于这一点我不想陷入复杂的数值计算中，但是我希望下面能给你一个大概的概念：在计算反向曲线扩散桨叶的时候我使用了某些物理原理和数学方法。如果我把同样的规则应用于轴向压缩机，我们会发现要达到相同的性能必须要有至少四个进程，这意思是要构造四个压缩轮和四个扩散体系统。全尺寸的这种类型的压缩机要比放射结构形式的压缩机有更高的效率，但是我们不能期望在模型中有同样的改进因为我们的扩散桨叶的雷诺系数很低。有很多专业的小型燃气轮机和我们的涡轮喷气发动机很相似，但是它们中没有一种是采用轴向的压缩机的。我自己用一个小的轴向压缩机做实验也显示其效率要明显的小于放射结构形式的压缩机。轴向气流避开了一些壳体设计方面的一些问题：唯一基本要求是轮子必须严格的放置在壳体的中央，外围不能有阻挡转动的东西。轴向结构在这一点上是没有问题的。扩散系统和涡轮之间的距离

对功效的影响在这种类型的涡轮机中是不明显的。压缩空气的热能在燃烧室里被增加，涡轮机的用处之一就是吸取这些能量中的一部分，并且把他传给压缩涡轮。剩下的部分被全部作为废气以高速气流的形式排出。实际上所有的燃气轮机对空气的操作都是自动的。对于我们的模型的运行我们根本不必去干涉。

对于涡轮机两个主要问题是巨大的离心荷载和运行中的高温。很明显动力会随着转数的增加而增高，而且升高的比率会比转速升高的比率高。但是在某些阶段这些因素对涡轮的影响回加重到它不能再承受，这也就是小型的燃气轮机都是使用耐高温的合金使用精密铸造工艺做成的。这些材料和制作工艺都不是业余爱好 3 的工作室能够达到的，使用电火花腐蚀加工材料的电脑数值控制机床也因同样的原因被排除了。

然而，我们不必放弃因为我们可以使用技巧来克服以上问题。不要忘记我们的目标是要制作能够运行的涡轮喷气发动机模型。为了有助于我们的方法，我们将预先学习一些在第 4.1 章中讲到的计算方法：这并不是说涡轮桨叶运行温度将会和商用产品一样。我们能成功的把桨叶温度控制在 600°C 。精确的控制冷空气的传送能够把涡轮盘和受作用力最高的桨跟处的温度控制在相当底的水平。当然，这时的温度仍然比木材，铝或者类似的材料能承受的温度高。甚至连普通的低合金钢在温度达到 400°C 以上时，它们的强度就下降得不能再承受涡轮机高速旋转产生的离心荷载。当我们计算离心荷载时我们主要考虑这个物体的最外围速度。这是因为几何尺寸不同的物体如果它们的最外围的速度一样它们会受到一样的离心荷载。

比较适合于涡轮的耐用的材料是镍铬合金钢，通常也叫做 V2A,V4A. 更好的材料是镍铬合金钢里加入一定量的钼元素。这些材料被应用于各种场所——尤其是锅炉和熔炉等地方。你应该能轻易的得到一些这样的材料，而且零售合金材料的商人在将来也会不断增加。当你拿到这些材料时，你的涡轮喷气发动机的原料问题也就基本解决。

现在让我们开始造型。我们上面提到的材料能够被标准的硬质工具切削，也就是说，它们能够被钻孔、剪，挫，扭曲和压平，柔韧性方面也很好。它们也能够被气焊和硬焊。

当你将进行一个复杂的项目之前，你必须知道你是否有成功的希望。但是有了我们的实验你不必担心这个！你不必重复任何工作如果你想要的是制作一台涡轮喷气发动机。在这个阶段对于我们最重要的是：在没有做过完整的燃气轮机的情况下要制作出一个耐用的涡轮，这可能吗？带着这种想法我开始实验决定要找出涡轮能够被多简单的工艺制作出来，仍然能够保持比较高效率的在涡轮喷气发动机中运行。



现在我用来实验的小型气轮压缩机已经被完成，并且进行了计算验证，但结果得

出的涡轮机的效率很不确定，唯一的办法是用实验的方法来得出比较稳定的结果。

另一个普通流体理论的发现也很有帮助。实际上在所有的燃气轮机中被压缩的空气最后都要被解压，并因此而被加速，在扩散系统和涡轮的作用下。这种现象叫喷射流。如果喷嘴的形状很合理那么能量的损失会低于 3%，也就是 97% 的压缩燃气的能量能被转化成喷射流的动能。但是不幸的是很少有比较专业的书籍论述当雷诺系数很低的时候喷射流和涡轮叶片对效率影响的关系，正如我们的系统。当喷口和扩散系统与涡轮的轴线形成一个角度，而喷管也是弯曲的时，情况就会恶化。不幸的是这个角度是必须的为了能够使气流转向，因为没有这个偏转涡轮将得不到推力。没有外力使涡轮扭转也就没有动力可以驱动增压涡轮。另外我们还要考虑叶片顶端与机壳之间的缝隙造成的不可避免的损失。所有这些使我们用现在的方法还不能制作出真正的低损失的系统。

因此，回到实验中。我使用了一个类似于马略可岛上的风车作为涡轮机的替代品来做实验；它有点像西方电影里的风力驱动的抽水机。这种轮子确实属于涡轮机类，因为它能够把风的流动能量变成机械能。但选择它主要的原因是得到它比做一个比例模型要容易得多。我使用的材料是 0.5 毫米厚的不锈钢薄板。现在我最早在实验中用的那个轮子还能够使用。这个涡轮被装在一个内径 65 毫米的管子里，它与管壁的缝隙大概 0.5 毫米。扩散系统也是用不锈钢做的，它被装在涡轮的前部。扩散系统是一个简单的曲线管道环。这曲率被设计成能够最有效的扭曲当涡轮旋转时经过的气流。从一点观察，旋转的涡轮叶片似乎以扭转气流相同的速度在旋转。拱形的涡轮叶片能够使气流向旋转相反的方向扭转。结果涡轮扭矩被产生了。这种扭转运动与风车的机制是一样的它大大的增加了涡轮的扭矩。涡轮叶片和扩散体的精确排列角度和精确拱形的合理配合是很关键的。例如，风车能够在空气只发生轻微流动的情况下开始转动。不幸的是，精确的描述流动的气流和扩散体与涡轮之间的关系只能靠一种特殊的数学计算方法得，它要求的条件是涡轮前的气流不能有旋转动作，也就是只在轴向上流动。结果使用流体动力数学原理计算扩散体的方法因为涡轮被完全的否定了。理论也可以预计扩散体和涡轮对气流进行正向和反向数量相等的偏转之后的最小损失。

回到我们的实验装备：在管子的前部构建了一个高温气体燃烧室，使用一个吸尘器的风扇来代替压缩涡轮去压缩空气。为了分担一部分加在涡轮上的荷载，在涡轮室外边的涡轮轴上安装了一个小的螺旋桨。螺旋桨的转速与动力之间的关系是事先知道的，并使用电动马达来测出效率。螺旋桨的转速能被测量，这样我就能把涡轮输出的轴动力数据与已知的电动马达系统作比较。压力也是能够测量出来的，温度和气流速度也一样，因此我能够确定涡轮机的输出功率。轴向动力与涡轮获得的动力的比率形成了一个至关重要的数据——也就是涡轮机的效率。实验显示该数字大概 75%。通过加热燃烧室我们能够得出温度与效率之间的关系。结果没发现可测量的差异。

测量结果让人惊讶使我怀疑它们的正确性。下一步是制作涡轮转子的桨叶形状和拱线这点与全尺寸燃气轮机的很接近。先不管制作涡轮的巨大难度，测量结果并不比以前的实验结果好很多。这个涡轮后来被用在最初完成的燃气轮机上并且能够自动的运行。正像料想的那样这些费了好大工夫才做出来的涡轮并不能高速旋转的离心力，仅能够用在最初的基本实验里。总的来说，很清楚，制作模型发动机的很多折衷都是因为制作条件的限制。正确塑造的涡轮必定有比较大的质

量，结果这引发了一个严重的热传导问题，在小直径的涡轮喷气发动机中情况越发严重。热量被传导到轴承和轴上，必须被冷切。比如，如果使用的是涡轮充电器里厚重的放射式涡轮，那么冷却系统只能靠一个复杂的润滑油冷却系统来解决。当然汽车上使用的就是这种类型的润滑油冷却系统。但模型涡轮发动机的只能用定制的特殊系统。

正如图中所示，FD 3/64 中使用的涡轮和最初的实验品很相似。制作指导中很详细的介绍了涡轮的制作方法。但是在你要直接跳过这一段时，你最好仔细阅读剩下的理论部分。除非你想发明自己的涡轮发动机而不用我的指导...

一些涡轮的几何问题，再我的实验品中已经确定下来。桨叶的长度大概是外径的 $1/6$ 。缩短桨叶的长度不会影响效率，但是涡轮盘的直径增加而吸气量会减少，推力也就会减小。如果桨叶长度增加，相对桨盘来说就显得巨大了，这样涡轮可承受的离心荷载就会降低，震动而发生碎裂的可能性就会增加。在这点上我提出一个与涡轮强度关系很重要的问题，虽然我不曾用数学/物理的方法来测试涡轮与轴的连接问题，但是很明显涡轮不应该被钻孔，空心盘片能承受的离心荷载只有实心的一半。如果涡轮不得不在中心钻孔，那么它的中心应该做得比较厚。

涡轮的分割问题，也就是桨叶的片数，在最后的实验中片数为十七。桨叶的增加确实会减低效率，同时也更难做。少而巨大的桨叶也很难保持它们的形状的良好。最后的分析得出了一个新的涡轮。

桨叶的形状只为增加强度。通常的全尺寸涡轮发动机的桨叶被设计成能够降低当空气流的荷载发生变化时由于不可避免的装配误差造成的冲击损失。根据物理法则，这种表面形状影响仅在雷诺系数较高时才发生。模型涡轮发动机的涡轮叶片很小温度又很高，这使得它的雷诺系数甚至比小型的自由飞模型飞机还要低。温度对雷诺系数的影响如下：当温度从 500°C 降低到室温的 $1/6$ (20°C)。涡轮和机壳之间的缝隙将会增加到桨叶长度的 5% ，但并没有引起效率明显下跌。意思是说涡轮机壳中点的定位精度并不是很严，这减小了制造的难度。

涡轮转子的最后一部分是轴，它传送涡轮机的扭矩给增压涡轮。如果仅仅要达到传输增压涡轮扭矩的作用，轴可以做得很细，因为这里的扭矩是相当低的，甚至当转速很高的时候。传输的功率与输出扭矩的大小和转速的高低成正比。与活塞发动机相比，没有弯矩作用在涡轮与轴的连接点上。但是涡轮的轴必须很硬，因为高速旋转时震动是非常危险的。因此必须找到避免发生共振的涡轮转子制作方法。如果忽略了这一点，轴会在转速大约为 60000 转每分钟的时候发生共振，这会对转子发生破坏性的影响。

用精确平衡涡轮转子的方法避免共振是不可能的。地心引力引起的弯矩很小，但是不可避免，并且会强烈的促进震动当共振发生时。使用特殊的热加工方法或是高硬度钢材来增加轴的硬度来避免共振实际上很少被采用。因为这样会造成发生共振时轴不是弯曲而是被振碎，安全的办法是使转子发生共振的频率至少比转子的最高转速高 20% 。

计算共振频率的方法在十一章第一节里有介绍。轴在使用中发生的共振的频率，使用这种方法计算，我使用非常细的轴的作品“FD 2”的共振频率大概为 100000 转每分钟，但是它在大概 65000 转每分钟的时候损坏了。这根轴，直径 8 毫米，长 120 毫米，被弯曲了 2 毫米。后来计算显示主共振弯曲发生在预期的转速上。

很明显，为了减小加在轴承上的荷载，转子和轴自己的不平衡度应该尽量的

小。比如，你的轴的偏心率为 0.01 毫米，那么当达到最大转速的时候轴承会受到大概 10 牛顿的周期性的作用力。荷载的交互作用使整个涡轮喷气发动机发生振动，并会产生一种巨大的啸声，转子的不平衡是涡轮喷气发动机的主要噪声来源。

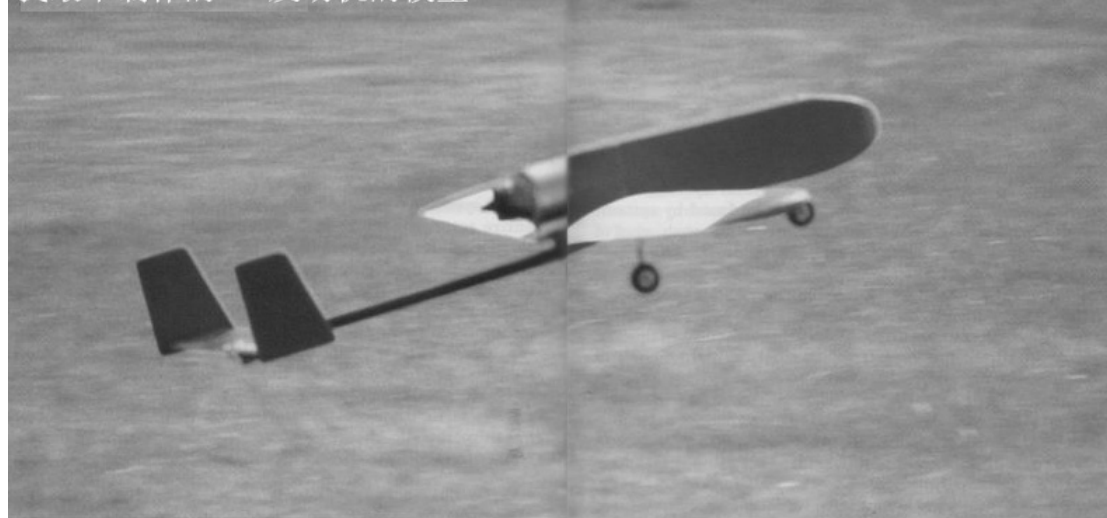
截面相对比较大的轴对扩散从涡轮传导过来的热流很有帮助。为了增大这种效果的影响结果，我成功的开发了中心是用铝合金制作的轴。它比钢材的粗一些，但是硬度相同，因此有更大的表面积来扩散过多的热量。顺便说一下，它的质量比钢材的稍微轻一些，其他性质基本一样。自然，轴的末端必须用钢材制作以便安装轴承和涡轮。

当你在沉思在比例模型中与模型涡轮喷气发动机相关的问题，即轴承必须承受高速的旋转运动时，很容易失去信心。然而，高速轴承是我们广泛研究的领域，很多场合的应用需要高速轴承，因此问题的解决方法就很明显了。

一种方法是使用有润滑油的滑动轴承，就像使用在涡轮充电器里运行在非常高的转速下的轴承。轴的表面悬浮在油层中，不相互直接接触。这个解决方案很可行，并具有较底的磨损率，但是，这个系统需要有润滑油循环系统，一个油泵和相对较多的油。这些在汽车上能够看到。我的这个方向的实验使我得出这样一个结构形式的轴承会在高转速和低扭矩的状态下消耗掉涡轮轴向能量的很大一部分。运行过程当中的高温很自然会抬高油的温度，因此，如果油量太少油就会蒸发掉并燃烧。这种不安全因素对于要使用在航空模型飞行器动力系统模型中的模型涡轮喷气发动机来说是不可容忍的。

一个更简单的解决办法是使用滚轴承和油雾润滑。既然转子的质量很小，因而轴承受的作用力就低，可以使用小而轻的轴承。这种轴承的厂商都说明它能在有油雾润滑的情况下达到大约 90000 转每分钟的速度。而模型涡轮发动机的最

我最早制作的FD2发动机的模型



高转速也仅是 75000 转每分钟。

油雾润滑系统是全自动的，并且无磨损。油能够被增压涡轮和轴与轴承之间空隙的压力差自动吸取。矿物油，被广泛的用在缝纫机，自行车和别的机械上，已经证明是很好的润滑剂，油的燃烧现象也极少。整体结构图显示了润滑系统是如何工作的。

如果你要保持你的轴承工作在最好的状态下，我建议你使用一种特殊的涡轮专用油 560 号航空减速器涡轮用油。

2. 3 燃烧系统

2. 3. 1 燃料

最简单的加热涡轮前部的压缩空气的方法是在那里的气流中燃烧燃料。对于飞行模型来说最好的燃料是每燃烧一千克产生的热量最多的那种，也就是说有较高的燃烧比热的那种。包括汽油，柴油，热油，石油，煤油，以及丙烷和丁烷气体。这些燃料的比热都大致相同，大约在 40000 到 45000 千焦每千克之间。不要企图找到能量密度更高而且容易运输的燃料，因为他们并不存在。甲醇及乙醇（甲基类）的能量密度低得多，因而不适合使用。柴油很类似与煤油，有以上提及的燃料当中能量密度最高的，在加油站里也最常见。很明显它也是单位容积的能量密度最高的。这些使柴油成为我们的模型涡轮喷气发动机的最适合的燃料。据我所知 FD 2 涡轮喷气发动机是第一个实用的使用柴油的动力装置。

燃料只有呈现气态并且与空气混合。之后混合气体被点燃。对于活塞发动机，燃料与油的混合比率的正确性是至关重要的，并且气体要彻底混合。

燃料含量 太低或太高都不容易点燃而且燃烧微弱或根本就不燃。你可能认为准备可燃混合气体的最好办法是使用丙烷和丁烷气体，因为它们在常温常压下是气态的。丙烷实际上已经解决了很多模型发动机的燃料供应问题，而且是最初基本型的涡轮机的燃料，10 年之前英国的一个小组开发的。然而对于模型的飞行丙烷的优点被重量太大这个缺点给覆盖了：因为它需要一个压力容器，而且容器的容量等于装相同质量的柴油的两倍，因为液态丙烷的密度仅 0.5 千克没升。比较好的一点是，使用丙烷的话油泵就成了多余的了因为油箱里高的压力，但这一点也是它的缺点。对于所有液体，其蒸汽的压力与温度的关系非常大。为了保证燃料供应的正确必设计一个无线电控制的调整系统。

这些技术上的不利条件使我决定，从开始，在我的涡轮喷气发动机使用柴油运行。为柴油设计的燃气轮机通常也可使用液体丙烷，但是反过来就不行。另一方面，丙烷非常有利于开发工作和静态测试。

考虑到汽油也是一种候选燃料，因为它比柴油更容易汽化。因为这个原因很值得画一个两种燃料的特性对比曲线。汽油/空气混合物在温度高于 600°C 时才能被点燃，而柴油/空气混合物在 300°C 左右就能点燃。低的点火温度对于我们的涡轮喷气发动机很有用，因为它能够帮助维持燃烧室里的火焰稳定。因此燃烧室内的空气流的调整变得简单多了。但实际上我已经发现使用纯的柴油启动涡轮喷气发动机稍微更难一些。

因此在柴油中加入了 10-15% 的汽油。不幸的是这种混合柴油燃料成分并不能均匀的混合。如果你拿不定主意，我建议你使用 JET A 或 JP4 煤油，这种燃料的成分更均匀。

2. 3. 2 燃烧室和雾化器

在开始阶段，液态的燃料必须首先在燃烧室中汽化。虽然这个处理过程的原理很简单，解决这个问题花掉了整个实验过程中相当多的闲散时间。这是原理：适量燃料必须在燃烧室燃烧以便加热涡轮机前部的压缩空气到 600°C 左右。然而，燃烧区的温度高得多——大约在 1700°C 左右，因此只有一小部分空气被注入燃烧区，大部分冷空气用来冷却燃烧室壁，预热的空气接着在燃烧室和燃烧区非常热的空气混合。结果得到中等温度的燃烧室排放废气，这正是我们想要的。这个处理过程有和涡轮喷气发动机本身一样长的历史。不过，有几个困难要克服当我们是在制作比例模型涡轮喷气发动机时：

1. 燃烧室内的火焰必须在整个速度范围内保持稳定，包括过渡阶段，无论运行在地面还是在空中都要求一样。
2. 我们所期望的中等温度必须尽可能的平均分布在燃烧室出口的截面上。在理想的状态下温度会平均的分布在出口和扩散体和涡轮的浆根区域。实际上不规则的温度分布会在涡轮腔内或多或少的产生一些“热点”。热点区域就是温度异常分布的地方，在发动机里的表现就是温度特高或特低的部位。过热的部分特别是外表面上的，能够在机壳上产生应力和变形。在最糟糕的情况下涡轮就会穿透外壳。后来发现那是一个很难解决的问题，并需要花大量的时间实验找出解决办法。
3. 料的供应量应使燃料尽可能的燃烧完全。燃烧室被分割成主区域也就是燃烧发生的地方和次区域，热空气与未燃烧的冷空气混合的地方。这些区分是靠在燃烧室内的隔壁上的开的孔的尺寸和位置决定的。很不幸，不能按照全尺寸发动机的燃烧室直接缩小来作为模型的燃烧室。为了产生具有能量的空气，需要更大的燃烧室和更高的压力（是指空气的密度），更容易获得这个效果的方法是正确的分割燃烧室。燃烧室的最好的可能形状是环形（指环形），无论在技术角度还是空间利用效率来说都是最好的。实际上这种形状的燃烧室被用在各种专业的小型燃气轮机上，。但是这些燃烧室对于模型涡轮喷气发动机来说仍然太大了。世界上第一个涡轮喷气机，Paps von Ohain 博士开发的，也是使用类似的燃烧室。

随着燃烧室尺寸的增加，它周围的外壳等的重量也会越来越大，如果我们想要获得一个比较好的推重比，我们应该尽量保持涡轮喷气发动机的小型，我们的方法就是以无数次实验来达到选出最小体积的燃烧室。

与燃烧室同样重要的是燃料系统的设计。这又得再一次提起 von Ohain 博士和 Frank Whittle 先生的最初设计，它采用的是喷雾器的原理，形状是很基本的。这种装置能把燃料分裂成雾状，这在全尺寸的涡轮喷气发动机里也被广泛使用，但这个看来不太适合于在模型涡轮喷气发动机里使用。这种喷雾器需要 10 个大气压的操作压力，因而可操作的小型喷雾器仍然需要重新设计。

喷雾系统只不过是一根插入燃烧室内部的热交换系统管道。燃料被油泵推进管道。流动的热气流加热燃料，雾状燃料在进入燃烧区之前要以气态的形式经过几步操作。喷雾器的理想直径只能由实验确定。如果在到达燃烧室以前，燃料没有完全雾化，并且一部分以液态形式到达燃烧室，结果就会发生不规则的燃烧，并且还会有剩余燃料从尾部喷出。如果喷雾器得到太多的热量，那么燃料可能在喷雾管里分解，也就是说燃料里的碳元素被分解出来，结果是整个系统炭化。燃料从喷雾器里喷出的速度应足够高，以确保燃料和空气在到达燃烧室的主区域之前完全混合。

要启动涡轮喷气发动机，喷雾器的温度必须要提高到一定水平。要达到这个目的就是先以气体燃料代替柴油通入燃烧室。丙烷或丙烷丁烷混合气体仅需几秒钟就能预热喷雾器。气体容器不是航空器的一部分。详细的操作流程在操作指导里有详细介绍。

不锈钢已经被证实是燃烧室和喷雾器的良好构造材料。这里的设计和制作方法仅是很多种可供使用的方案中的一个。然而对于实验时期大量的不成功实验我并不详细描述，我是希望实验能使模型爱好者不会去随便改变燃烧室的几何形

状。

2. 4 温度问题

正如很多的内部燃烧发动机一样，要对不可避免的高温对个别部件的影响关注。高温有两个影响：被加热时几乎所有的物体都会变得更大更长，而它们的强度会因为温度的升高而急剧减小。

一个部件的热膨胀能被计算出来，如果你知道材料的热膨胀系数和升高的温度。但几乎不可能精确计算每一个过程中的温度。而使事情更困难的是温度改变时各连接的部件的变化并不都一样，因为热量是按照材料本身的性质在内部传导和扩散的。在不好的情况下，这些影响可能回对各个部件之间产生强大的压力，结果会发生永久性的破裂和扭曲。

虽然如此，我们还是能够得出某一个状态的近似计算结果。请参考关于设计计算里的详细内容（第四章第二节）。在涡轮喷气发动机运转时你会发现你的计算结果是很精确的。发动机的设计应该遵循这样一个原则：不可避免的处在主要温度起伏区的部件的膨胀不可忽视。在FD 3/64 的制作描述中已经使用了这种方法，这是理论和实践的结果。因为这个原因，不顾温度问题去更改设计和选材是非常危险的。为了帮助阐明这个情况我们将要讨论涡轮的旋转问题。这个轮子必须能在无动力的状态下自由旋转。如果涡轮叶片碰到外壳这就与活塞在汽缸中被卡住的情况类似。因为涡轮叶片的高外围圆周速度，它不可能完全使用润滑油滑动运行，就像活塞与汽缸。唯一的解决办法就是让叶片离开机壳一定距离。然而，这样气体将不可避免的从缝隙中漏走，因此缝隙不能太宽，否则气体的损失将会非常巨大以至于不能驱动涡轮。当涡轮的温度升高到工作温度以后，膨胀就已完全，缝隙会完全闭合。你可能计算时还考虑到机壳也同时发生膨胀。因此缺口可以保持不变。这基本上是正确的，有一个点必须把握当发动机开始运行，或运行速度发生变化，内部温度就会发生变化，但是各部分并不会同时以相同的速率变化。涡轮叶片和扩散体叶片在两面都会受到热空气流的加热，同时外壳被包围在周围的冷空气中因此不能和涡轮达到相同的温度甚至当温度稳定下来以后。缝隙会因此不可避免的变窄，如果开始启动时空隙太小，那么涡轮将会突然不可避免的突然卡住。相反，如果你为了保持安全而采用太宽的缝隙，结果就会变得太热和造成无效的发动机由于缝隙损失太大。

在某一阶段，整个发动机处于温度不断变化的过程中，这对于转动的发动机部件很不利，这是现实中的情况。不可避免的会引起暂时的变形，这也会改变涡轮在机壳里的中心位置，就是说缝隙偏向某个方向。主要原因是燃烧室燃烧的不均匀。

我只能够通过大量的实验来得出缝隙的最佳大小。我现在能够比较肯定的确定最佳的缝隙开始点大概是在涡轮直径 0.6% 的地方。比如 64 毫米直径的涡轮那么缝隙的宽度就是 0.4 毫米。

与涡轮叶片一样，扩散体的叶片也会完全的改变长度，我们能用相似的办法解决这个问题，就是在叶片和机壳之间留下一个缝隙。因为这部分不旋转，因此缝隙能被缩小到涡轮直径的 0.2%。扩散体叶片会在过热时发生轻微的变形但不影响涡轮的转动特性。

现在我们来考虑当温度升高时强度减小的问题，再一次以涡轮为例子。我们都会毫不怀疑的认为这个与增压涡轮相临的部件，承受比地心引力高得多的离心力：在这点上增压涡轮受温度的影响可以忽略，因为它的温度仅 300℃，压力也很低。另一方面涡轮机叶片两面都收工作热气流的影响，假定两面温度相同，这个值将

会是 600°C，再现代的高性能燃气轮机中，叶片是在它的中心被冷却的，但这对于我们并不可行，我们不能使用我们的设备加工出这样的结构，即使我们知道怎样做。所有金属和合金的强度都会随温度的升高而降低。然而当我们确定我们的涡轮喷气发动机在大概 600°C 下工作，那么不必太失望，第四章将会详细论述这个问题，我们能够预计当涡轮腔内的温度为 600°C 时模型涡轮喷气发动机产生的推力。普通的钢材和工具钢不能承受这个条件。镍铬合金钢，无论怎样都能承受涡轮腔内的温度为 600°C 的情况。这种钢材在这个温度下的强度是普通钢的 3 倍。同时可能靠自然冷却降低涡轮盘的温度，这能对强度的稳定很有益。例如，当温度从 600°C 降低到 500°C 材料的强度几乎能够倍增。

我们也要铭记，滚动轴承与轴之间的间隙也会因为温度的变化而变化，因为它们的间距很小，因此很小范围的温度变化都会使它们间的配合发生问题。轴承缝隙与轴承绝对不能有温度变形当由于温度变化而在长度方向上发生变化时。如果滚珠轴承被安装在有巨大轴向应力的地方，那么它将不可避免的过热。轴承损坏了，那么发动机也就发生灾难性的故障。最简单的解决方法就是确保滚珠轴承袖口能够在涡轮机末端自由滑行。

然而，滚珠轴承在抵挡高温方面也有本身的限制。钢珠和轴的表面是硬化的钢，在温度达到大约 260°C 的时候材料表面的强度就会降低。因为这个原因防止热量传导到轴承上来，同时冷却轴的措施变得至关重要。这些法则的应用在 FD 3/64 被一个简化的涡轮喷气发动机的剖面图清楚的显示。

我们能够预测到发动机内最大的尺寸变化发生在燃烧室的长度方向和机壳之间。这种变化的总计大概有 1 毫米。实际上这种现象并不明显，如果燃烧室并不是一种不可发生温度变形的形状的话。固定燃烧室的部件必须被设计成一种类似弹簧的结构，而且要十分具有柔韧性。在全尺寸发动机里燃烧室被分成很多能够互相滑动的小段，但是这样的结构对于我们的应用不必要。

2. 5 冷却

穿过压缩机的冷空气被我们利用来冷却发动机。无庸质疑燃烧室部件是最需要冷却的部件。大约有 3/4 的冷空气会在与燃烧区的非常热的空气混合之前围绕燃烧室运动。这使空气的温度均匀的升高到正常的运行温度，并直到它们与热空气混合——这不会影响发动机的运行，如果没有空气的损失并且空气的流动不受强烈的阻挡那么这会是事实。燃烧室的冷却对于转子的效率并没有重大的影响。我们不得不接受由于空气流反抗阻力进入燃烧室造成的大约 5% 损失。轴也必须被冷却，这一点已经被讨论过了，这大约需要 3% 到 5% 的气流量。气流同时携带油雾通过轴。当空气流进燃烧室时会损失一部分压力，冷却轴也会损失一部分，这是压缩机的工作效率为什么会比单独安装在测试车上时的低，传送冷空气的管道的正确尺寸只能由实验来确定。但有一点是确定的，那就是冷却系统能很完美的工作。

一个很普遍的问题是：涡轮喷气发动机的表面温度能变得多热？发动机最热的部分是扩散系统的叶片部分，涡轮机，和喷管口，外部温度大概 450°C 到 500°C。不必外加冷却系统来提高发动机的效率。如果你想冷却这个发动机，你可以把它放进冷却套中，这样能达到满意的效果而且也不会招致推力的损失。原理已经清楚的在图表中显示。

机壳其他部分的温度大概 100°C。你甚至能够在发动机运行的时候触摸机壳的前部，而没有烧伤自己的危险。

第三章

喷气发动机和模型

3.1 涡轮喷气发动机的推力与螺旋桨推力的本质区别

至今我仍然没有机会建立一个实验基金来进行涡轮喷气发动机原理的研究。那样我们可能会做得好得多比盲目的做简单的实验。一些很小的应用在新型飞行器动力装置上的物理应用也可以对它的能性和限制很可靠的进行被评估。对于一架固定的模型来说使用涡轮喷气发动机为动力的比使用螺旋桨推进器为动力的进行不同飞行状态下的推进效率计算时容易得多，这是因为涡轮喷气发动机的推力，在测试的时候，可以被看作是恒定的即使它正以很高的空速运行。与之相比，螺旋桨或推进叶轮的推力与空速的关系非常复杂。因此比较这些完全不同的动力装置的时候都是以静态推力为基准的，并且使用特性曲线来对比那个是更好的动力系统。对比两台活塞发动机也是采用相同的逻辑。

推进器把活塞发动机的轴向能量转化成推力，对于这个过程的规则：推力乘以速度的值总是比不上电动机的瞬间功率。速度被时间分割成距离相等的段，推力作用在运动的方向上。推力乘以时间就是功，而功除以时间就是功率。这能被综合成：推力乘以速度就是飞行的功率。既然有不可避免的推进损失，飞行功率肯定比发动机的输出功率小。结论，推力就等于飞行的功率除以速度。

使用一个活塞或电动马达是可能产生不同的推力的，只要你使用不同的螺旋桨和不同比速的减速齿轮箱。要注意马达的输出功率可以不发生改变。不管结果是否是一个实用的航空模型动力装置，也就是说，它的空速很明显的依赖于推进装置和马达的特性。计算出推力速度关系图，即基于推进装置的动力系统的功率曲线图，在这个图上添加马达的动力特性曲线也很必须。当然我们不必都使用普通的模型飞行来达到以上目标，靠本能用耳朵、眼睛观察发动机、模型和螺旋桨的声音的办法也很好而且是可能的，只要你的模型速度不是比厂商建议的速度超出很多。

当然，涡轮喷七发动机并不是永动机——他不能不靠任何能能量就能产生能量。虽然那样，恒定推力的产生机制是很清楚的。主要的能量——是燃料释放的巨大热能。对于 FD 3/64 涡轮发动机来说在满载时大概是 80 千瓦。随着发动机的速度在提高，能量的转化率，也就是发动机的效率也不断升高。这是与全尺寸涡轮喷气发动机一样的特性。图显示了一台基于螺旋桨动力的模型和基于 FD 3/64 涡轮喷气发动机典型的推力/速度和功率/速度曲线图。活塞发动机被假设工作容积为 10cc 功率在转速为 12000 转每分钟时为 1000 瓦。螺旋桨直径 28 厘米，螺距 18 厘米，并且能和发动机完美搭配。发动机的最大效率为 75%，在转速为最大转速的 0.7 倍的时候达到。下边的公式能够近似的计算出发动机的静态推力：

$$F_{st} = 0.6 \times \sqrt{(D^2 \times 3.14 \times (\rho / 2) \times P^2)}$$

Fst=静态推力单位牛顿

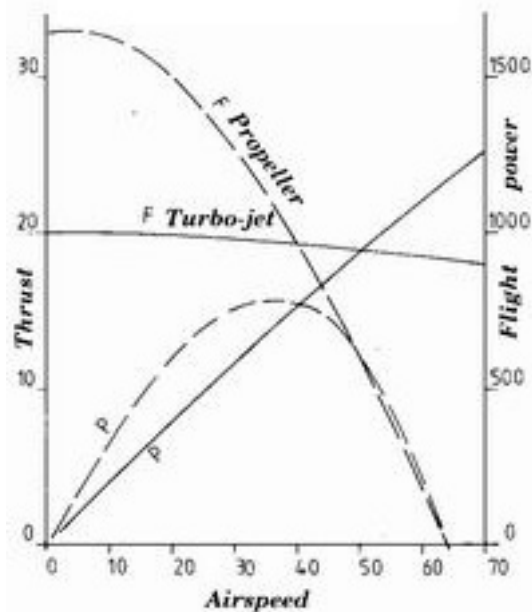
D=螺旋桨直径单位米

P=轴功率单位瓦特

ρ =空气密度=1.2 千克每立方米

结果是竟台静态推力为 33 牛顿

图能够清晰的显示螺旋桨在比较低的速度下能够提供比较高的飞行性能。



涡轮喷气发动机与螺旋桨相比

图线显示推力和飞行功率与空速之间的关系

螺旋桨20/20厘米, 10毫升容积发动机 FD 3/64 涡轮喷气发动机

在速度达到40米每秒的时候, 涡轮喷气发动机有更高的性能表象。换用不同的螺旋桨, 图线会发生移动, 也就是说虽然静态推力在减小但是你能够在更高的速度下获得更高的功率。但是曲线形状是一样的。在两重发动机中有另外一些明显区别, 但很难解释。俯冲时螺旋桨的旋转速度由发动机决定。在这点上螺旋桨动力系统变成了一个刹车系统, 如果我们假设发动机还能提供剩余功率。

在实践中就是螺旋桨飞机的俯冲速度有一个限制。与其对比, 刹车效应在涡轮喷气发动机里是不会发生的。甚至当在涡轮喷气中安装停机设备时也一样, 在俯冲时发动机仍然能够提供推力。这已经表明——那个最后会是你的模型的动力装置。

最后是活塞发动机的扭矩。扭矩动力在涡轮喷气发动机中不存在。同样函道推进系统也是和螺旋桨一样用旋转的叶片稳定的吸入气流然后加速排出产生推力, 它也要使用扭矩。

3. 2 在典型的模型飞行器飞行阶段的动力影响

对于任何类型的动力装置基本问题是一样的: 什么是发动机在各种飞行状态要克服的阻力? 比如, 什么是起飞时旋转须克服的阻力? 空气阻力如何随速度的提高而变化? 当翻滚和圆周飞行时拉力变化范围如何? 如果你正在考虑发动机, 那么答案是: 在每种情况下发动机产生的推力是多少?

3. 2. 1 地面起飞

这里我们需要知道模型所受的阻力。着与很多因素直接相关, 模型重量, 起飞地带的特性, 当然包括起落架的质量。很明显草地起飞比硬质地面起飞的阻力大。我们自己实测表明中等大小的模型在草地上起飞受到的阻力大约是模型重的20%。而硬质路面上这个数字仅5%。如果你假设您的模型起飞重量是4千克, 那么阻力是:

$$0.2 \times 4 \times 9.81 = 8\text{N}$$

如果涡轮喷气发动机的推力是20N 那么剩下12N 来提升模型的滑跑速度。如果模型在地面的机翼攻角为零度, 那么空气阻力就可以被忽略直到起飞, 12N的推力加速度是12/4米每秒平方

$$b = 3\text{m/s}^2$$

但是什么是起飞速度 v ? 要计算这个我们需要知道翼的面积和翼的最大升力系数。升力、速度和翼的面积之间的关系能用以下方法计算:

$$F_a = c_a \cdot A \cdot (\rho / 2) \cdot v^2$$

如果我们假设一个高速机翼, 那么0.6的升力系数是比较保守的。我们假设我们的模型的机翼面积是0.5平方米, 空气密度是1.2千克每立方米。这因素使机翼的荷载大概为80牛顿每平米。Fa 相应的就是空气动力学里模型的升力

=9.81*4. 计算公式如下:

$$V = \sqrt{(2 \cdot Fa) / (c_a \cdot A \cdot \rho)} = \sqrt{(2 \cdot 9.81 \cdot 4) / (0.6 \cdot 0.5 \cdot 1.2)} = 14.8 \text{ m/s}$$

起飞耗费的时间是:

$$t = v/b = 14.8/3 = 5 \text{ s}$$

最后要计算的是滑跑距离 S。如果你假设加速度是常量,那么可以使用以下的公式:

$$S = b/2 \cdot t^2$$

利用公式计算得地面滑跑距离为 S=37.5m.

大部分的模型飞行场地的跑道比这长的多。一般说安全的推力大小为:推重比达到 0.5 就可以达到从草地起飞,假设这样的推力大小并不过分。

如果你是在设计一架涡轮喷气发动机的飞行器,那么能很容易达到以上的限制。半像真的军用喷气飞机似乎会有更多的问题,特别是当你选择较为流行的“玻璃钢”为模型表面的覆盖物时。三角翼飞行器通常由于质量和翼面积比很小因而没有滑跑距离的问题。

我将会讨论一些特殊数字的含义在描述模型时。

3. 2. 2 攀升性能和最大速度

最大速度 $v_{\max}$ 就是当模型的牵引力 W_{ges} 等于发动机的推力时的速度。计算它要假设模型不是在很高的高度上进行俯冲飞行。 W_{ges} 能用以下方法计算:

$$W_{\text{ges}} = v^2 \cdot (\rho / 2) \cdot (C_{wfl} \cdot A + C_{wr} \cdot A_r + C_{wf} \cdot A_f + C_{wifl} \cdot A_{fl})$$

C_w 指翼、机尾、机身和起落架的阻力。A 表示表面积。机身起落架垂面面积是这个方案的垂面面积,模型的尺寸数据我们总结在下表中:

模型部件	$F_l \cdot A_{m2}$ m^2	拉力系数 C_w	$A \cdot C_w \cdot (\rho / 2)$
翼	0.5	0.006	0.0018
机身	0.011	0.1	0.0006
起落架	0.004	0.6	0.00144

C_{wi} 能被忽略,如果飞行器是在高速飞行的时候。

如果要进行精确的计算必须把雷诺系数的影响包含进去。在剧烈流动的空气流中的金属平板周围的雷诺系数按以下速率减小:

$$5 \sqrt{(Re_1/Re_2)} \cdot a \cdot b \quad (5 \text{ 意思是指开 5 次方})$$

如果速度加倍,系数就变成原来的 0.87 倍。然而,这样的影响只是近似的,仅能在主翼和尾翼上使用。既然我们只要求近似计算,这样我们就可以安全的忽略这点。如果我们把这些数字放在一起并假设发动机的推力是 20 牛顿,那么公式就如下:

$$V_{\max} = \sqrt{20/0.0039} = 71.6 \text{ m/s}$$

因此我们的模型最大速度水平是 $V_{\max} = 71.6 \text{ m/s}$ 或 258 公里/小时。如果你打算飞行它那么你要有很大的勇气和广阔的场所,甚至当发动机推力变成原来的一半,它的速度仍然达到原来的 $1/\sqrt{2}$ 大约 180 公里/小时。

下一个要计算的是爬升率,它是一个常量 v_b 。我们可以看到飞机以一定角度爬升的过程,这个角度称为 α 。在这种状态下,阻力 $G \cdot \sin \alpha$ 作用在与拉力 W 相反的方向上。速度保持在 $F = W + G \cdot \sin \alpha$,即处于一个平衡状态,爬升率可以用下面的公式计算:

$$V_{\text{steig}} = v_b \cdot \sin \alpha$$

$$\sin \alpha = (F - W) / G$$

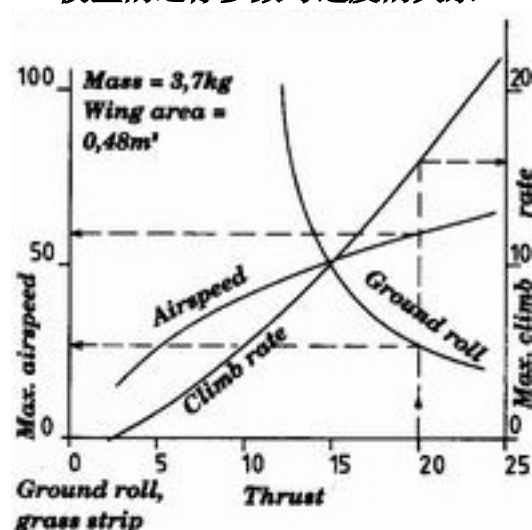
在这 $G=mg$

也能用下面的公式表示:

$$V_{steig}=V_b \cdot (F-W) / G = V_b \cdot (F-W) / (m \cdot g)$$

我们可以使用前边的表中的数据计算拉力。这个情况下我们可以忽略速度对拉力的影响，公式仅在速度比起飞速度大得多的时候成立。

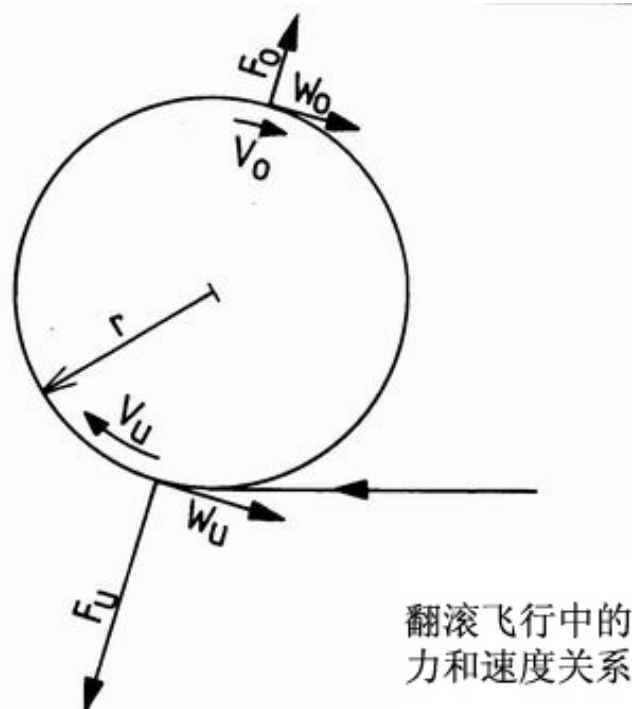
模型的运行参数与速度的关系



众所周知拉力与模型的速度的平方成正比。因为近似计算也很复杂，因此我引用图表来说明。这个图表显示的是我的“Rutonius”的数据，描绘了模型的潜在最大速度，最小滑跑距离，和相对于推力的最优爬升速度。在20 牛顿推力的时候，模型可以在空速为40 米/秒以13 米/秒的爬升速度爬升。一个容易概括这些方法的结果是：涡轮喷气发动机能从草地起飞并能够在空中表现顶级性能。推力重量比在0.5 时已经能得到满意的结果，甚至在半像真模型中。

3. 2. 3 一种典型的操作：圆周运动

模型能以多大的半径做圆周飞行？很容易估计这需要的最大动力条件。图能帮助我们明白事实。



如果我们想到动能平衡原理那么我们z能很快得出解释。模型以一定的速度进行圆周飞行，速度接近 V_u 因此储存的动能 $E_{kin}=m/2 \cdot V_u^2$ 。M 是模型的质量单位为千克。当到达圆周运动的顶部时，高度差为 $2r$ ，这需要模型提供的动能为 $E_{pot}=m \cdot g \cdot 2r$ ，而不管模型沿那条路线飞行到达这点的。我们还能用模型的拉力在飞行中从 F_u 变化到 F_o 计算出动力损失。既然

模型爬升时速度的降低能被预测到，那么拉力也会随速度下降。在进行特技飞行时的动能平衡计算时需要进行大量的精确计算，既然我们只要得到近似的结果，那么我们可以简化问题以忽略拉力在速度变化时会发生变化，以恒定值代之，在整个特技飞行阶段。使用这种简单的方法，我们能够的比实践好得多的结果。发动机的推力作用在正好相反的方向上。我们可以把推力看成恒定的。向前的有

效拉力是 $F_t - F_l$ ，动能平衡公式为 $E_x = r \cdot (F_t - F_l)$ 。在最坏的情况下模型在圆周顶部的动能 $E_{kino} = E_{kinu} + r \cdot \pi \cdot (F_t - F_l) - 2 \cdot r \cdot m \cdot g$ 。

如果我们得出的为负数那么表示不能到达顶部，如果为正数，那么用以下公式计算速度 V_o ：

$$V_o = \sqrt{2 \cdot E_{kino} / m}$$

到此为止，剩下的就是拉力的计算。在圆周运动的开始点，也就是飞行员推杆时，在这点上模型承受外加的自身质量造成的力的作用，方向为垂直与速度的方向。这是由加速度产生的：

$$b_{kreis} = v^2 / r$$

这时机翼必须产生升力 $F_a = m \cdot (g + b)$ 。因此我们必须知道升力系数 ca ：

$$ca = (2 \cdot F_a) / (A \cdot V_u \cdot \rho)$$

一旦知道升力系数，我们就可以计算出阻力诱导系数：

$$c_{wi} = Ca^2 / \pi \cdot \lambda$$

π = 圆周率

λ = 翼的纵横比

外加的诱导阻力可以用下面的公式计算：

$$W_i = V_a^2 \cdot A \cdot C_{wi} \cdot (\rho / 2)$$

当然，大多数的螺旋桨模型机身外形的阻力也会随 ca 增高，如果你看一下外形数据你能从特性曲线上发现这个数据。

为了阐明这个问题我们将从给定的条件计算这些数据。模型的质量保持 4 千克不变，具有地面起飞的能力，适合使用 20 牛顿推力的发动机。我们假设速度 $V_u = 50$ 米/秒在圆周运动的开始阶段。在以前的章节中提起的轴，是比较合理的外形。我们把圆周半径定在 $r = 40$ 米。翼形为 NANC009，也就是典型的高速翼形。为了使这个问题清楚，我将再一次概述假设的数据，并完成计算：

$$m = 4 \text{ kg}$$

$$F_t = 20 \text{ N}$$

$$A = 0.5 \text{ M}^2$$

$$V_u = 50 \text{ m/s}$$

$$r = 40 \text{ m}$$

$$\lambda = 5$$

$$b_k = 50^2 / 40 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$F_a = 4 \cdot (9.81 + 62.5) \cdot (\text{kgm/s}^2) = 289 \text{ N}$$

$$Ca = (2 \cdot 289) / (0.5 \cdot 2500 \cdot 1.2) = 0.385$$

$$C_{wi} = 0.385^2 / (3.14 \cdot 5) = 0.00945$$

$$W_i = 50^2 \cdot 0.5 \cdot 0.00945 \cdot 0.6 \text{ N} = 7.1 \text{ N}$$

基于者升力系数 Ca ，翼形的阻力系数近似的从 0.006 变化到 0.01。现在机翼的阻力是：

$$W_i = 0.001 \cdot 2500 \cdot 0.5 \cdot 0.6 \text{ N} = 7.5$$

另外的机身和起落架的阻力也必须计算在内，为了确定最大速度。我们假设这些特性都是不变的，因而在速度为 50 米/秒的时候它们产生的阻力是 5.3 牛顿。总阻力是 $5.3 + 7.5 + 7.1 = 19.9$ 牛顿，也就是说实际上大概就等于发动机的推力。结果模型飞行到顶点的全部的能量平衡就是：

$$E_{kinu} = 5000 \text{ Nm}$$

$$2 \cdot r \cdot m \cdot g = -3139 \text{ Nm}$$

$$w_u \cdot r = 13 \text{ Nm}$$

$$E_{\text{kino}} = 1874 \text{ Nm}$$

从这我们能够看出模型最后的速度 V_0 是 30.6 米/秒

最后顶部的外围近似速度为：23.4m/s²

在这点上，地球的引力作用在相反的方向上，并指向圆周的中心。然而，重力加速度仅 9.81m/m²，相当的小。意思就是说仍然需要一点舵面偏转来抵消圆周运动的离心力，即使是在顶部，带推力装置的模型的近似计算显示：推重比仅为 0.5 仍然能很好的进行这项特技飞行，然而进入时必须要有相当高的初速度。

正像我们计算显示的那样，我们不能忽略总阻力的增长归功于诱导阻力在向心力的作用下不断的升高。现在让我们用三角翼飞行器比较来看看效果。如果我们假设三角翼具有和机翼一样的面积，诱导阻力的增长将大概五倍与一般的情况就是我们刚才讨论的模型。也就是说三角翼在快速的翻滚飞行中会严重的损失速度。类似的现象在基于现代军事喷气机的模型中也能被观察到。因此，如果你想用这类模型进行惊心动魄的特技飞行你就得使用动力非常充足的发动机。进行同样的特技飞行你的需要是：推重比为一，也就是 40 牛顿推力。在飞行速度为 50 米/秒的时候相当于飞行功率为 2000 瓦。如果你是使用活塞发动机函道推进系统，那么你必须考虑动力装置是否能装载在模型上。如果我们估计系统的效率大概为 60% 那么我们需要的发动机的轴动力大概为 2000/0.6=3333w 或 4.5 马力。请注意我们甚至还没考虑到对于函道风扇来说必须有的空气入口额外阻力。与涡轮喷气发动机相比，要取得很好的效果的话入口的直径仅需 60 毫米。

3. 3 飞行

模型涡轮喷气发动机的经验。

3. 3. 1 涡轮喷气发动机的时代

我已经有五年的涡轮发动机动力模型的飞行经验，使用了总共五种类型的 FD 系列的发动机，在开发的高级阶段。

本质的模型数据总结在下表中。

这个表格仅反映了我自己的实际经验。很多以 FD 发动机为动力的模型飞行器已成功飞行，它们的飞行数据都是不同的，必须自己填写下表。

模型	质量	翼展	翼面积	首飞日期	发动机	推力	转速
Elkete 3.1	3.1	1.5	0.4	89-9-10	FD2	10	63000
					FD2s	17	75000
Mirage2000 (Delta)	4.1	1.11	0.5	90-5-21	FD3	18	70000
Scnurf(Delta)	3.3	1.15	0.55	90-1—20	FD3/62	13	73000
					FD3/64	18	75000
Rutonius	3.8	1.77	0.48	91-8-2	FD3/64s	20	67000
F100	6.2	1.47	0.6	92-11	FD3/64s	22	72000

Elkete

纯粹的功能模型，而且大概是第一台液体燃料（柴油）涡轮喷气发动机。虽然它的推力：推重比仅为 0.32，但是它能轻易的从停机坪起飞。

后来我改进了发动机，这个模型也能从草地起飞了。我能够靠观察起飞的录象片段来确定计算起飞滑跑距离（3.2.1）。模型的速度并不特别快，因为发动机的巨大尺寸和高的安装位置。使我惊讶的是，模型在各种不同推力下没有出现倾斜，虽然发动机的轴线高于模型重心线很多。当节流阀打开时似乎二次冷空气流

打在机尾上而形成一个轻微的上仰角，类似于升降舵的影响。在转动片刻后就会出现自动补偿。Reiner Binczyk 的第一个实验模型也有类似的结果。

Mirage 2000

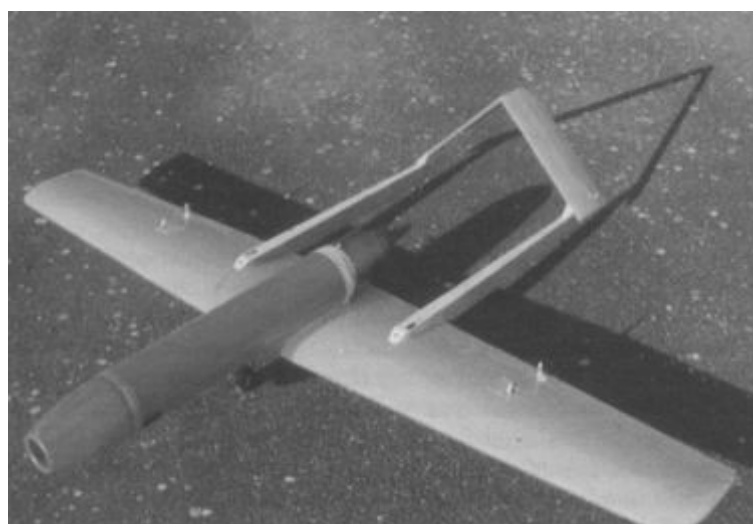
这是修改的半像真模型。它的推力：推重比大概为 0.5 而机翼的荷载稍微超过 80 克每平方，它的滑跑距离大概为 40 米，它的爬升率和最高速度非常令人满意，在推力中断后它仍然能够快速飞行。它很小的比例使涵道飞机飞行员感到非常惊讶。

Turbo-Schnurf

这也是三角翼，但它的起飞质量很小而且有更薄的机翼截面比起以前的。甚至能在推力仅 13 牛顿时就能可靠的从地面滑跑起飞。一旦起飞，13 牛顿的推力就可以被大幅度的减小，而看不出模型出现动力不足。当模型被安装跟大功率的 FD 3/64 发动机时，18 牛顿的最大推力仅在起飞，加速爬升和翻滚飞行时使用。当节流阀完全打开时被认为是全场飞得最快的模型。

Rutonium

Rutonium 的机翼几何形状是很通用的类型，有一个薄 15% 的侧面。



***Rutonium* 的尾翼在后来被修改了，修改的地方是刚才提及的尾翼的不合理排列。空气进口并没有很绝对的要求。**

推力很有利：推重比高于 0.5 模型的飞行性能相当出色。厚的机翼截面使飞行速度极快并能很有效把速度转化为高度。它是真正的特技飞行模型。在降落的时候没有出现螺旋桨发动



***“Rutonium”*，一台功能“FD 3/64”喷气发动机动力模型，它的进器口穿过机身。起落架是可收放的。小的支撑轮被放在尾翼末端。这样的起落架设计表现非常的出色，但是尾部的安排，对比之下，不很好。**

机的刹车效应。所以必须像高性能滑翔机一样关掉发动机才能降落。

这个模型的位置高的 T 形尾翼的表现和 Elketé 相反。当发动机从待机状态提高到节流阀完全打开时，发动机的噪声减小。当节流阀关闭时，噪声稍微增大。模型的倾斜角发生变化的现象是由于不规则的二次气流对尾翼的影响。在原始的 Rutonius 中，尾翼使用一种看起来像 V 字形的尾翼。使用这种配置这个模型几乎无法控制。

Rutonius 的起落架使用一个寻常的设计。它由一个可操作收放的处于机身中部，距离重心大概 10 厘米的前方。两个小轮在尾部提供了非常好的起降性能。起落架使飞机有 5° 的拱角。

在安全方面，热的废气被穿过机身的金属片偏转向尾翼的下方，当发动机启动时。启动气流被从主进气口壁的侧面开口吹进，这时一个气阀会自动打开。一旦发动机达到最低运行速度，这个进气口就不再需要。这种结构提供了极好的性能，尤其是从草地起飞时。

F 100 超级马刀

观众和模型飞行员都认为这台机器是“喷气飞行器”的原型，这架全尺寸的机器在 1953 年首飞，并是第一个在水平速度上突破音障的飞行器。

在世界上很多地方的厂商为此模型设计涵道风扇动力系统套件。像很多类似的模型一样，它的机翼有一个很大角度的后掠，这个特性对于模型的空速来说很不利。原因如下：与传统的运动机的设计相比，大的后掠角就需要机翼有较大的拱角以便在相同的空速下产生一样的升力与翼面荷载。一般用来衡量升力的是升力系数 ca ，比如， $ca=0.8$ 就要求如果运动模型要起飞就要有 $6-8^\circ$ 的上拱角。如果你使用一个具有相同 ca 但是后掠角较大的机翼，那么上拱角的度数就要两倍于运动机，就是 12° 到 16° ，但是那样大的上拱角能够产生巨大的阻力，再加上机翼和机身的阻力。结果可能是，甚至当模型已经起飞，脱离了地面阻力的影响，但是仍然会产生急剧增加的阻力。这会突然的刹住模型，使模型重新落回地面。你能够避免这个问题靠尽量的增加地面时的加速度这样就不会被突然拉回地面，因为它的速度已经很高了当你要求它爬升时，而它能安全的在较小的 ca 下爬升。还有一个特性就是这种类型的模型的地面滑跑距离比一般的模型长得多。

这个基本原理适用于任何类型动力系统。既然着陆场地的面积有限，因此你要在开始飞行喷气模型时就要清楚这些不可避免的事实。

要减少这个问题的影响最重的是要保持机翼的荷载不超过一定范围，以便保证地面的滑跑距离尽可能的短。这要靠精心设计的起落架，坚固的轮轴和尽可能大直径的轮子。当然，推力：推重比必须足够高。实践中你可能会发现最大推力可能要用在起飞的时候，但是在离地后的飞行中几乎不会用到那个水平的推力。

要制作一架与 F100 一模一样的模型就是一场模型喷气发动机的战役，也就是说要找一台合适的涡轮喷气发动机，更长远的挑战是设计和飞行：涡轮喷气发动机必须被完整的装进机身。

我制作 F100 是基于 Kudelka 公司生产的一套套件。机身是环氧树脂—玻璃钢浇注的，机翼和尾翼是用热缩膜和泡沫核芯。水平尾翼和小的机翼部件都是可拆卸的，能够很容易的移动。控制系统包括副翼，由装在机翼上的两台舵机操作，一个全动水平尾翼，一个可控机轮，发动机风门调节系统。起落架是空气减振的可收放起落架。

下边的表显示了动力系统的部件的质量：

发动机	800 克
油泵	110 克
油泵电池	120 克
推力导管	110 克
电子控制单元	40 克
润滑油箱（不包含油）	30 克
管道和阀	30 克
燃料油箱	120 克
燃料（1 升柴油）	340 克
总计	2210 克

你可能比较喜欢画自己的动力系统表格，并比较重量。

模型的起飞重量是 6.2 千克，包括燃料。机身和无线电控制系统占用了几近 4 千克的重量。为了优化起飞特性我们必须节省重量，不减小模型的尺寸。把模型做得更小将会真正的做到节省重量，但这会增加翼面荷载。这样将会获得很高的起飞速度，因此空间问题将不必解决。这台 F100 模型的飞行特性如下：静态推力 20 牛顿。在沥青跑道上，当风速为零的时候，滑跑距离为 50 米。在空中，模型看起来非常像真，推力充足，足以进行缓慢的翻滚动作，例如，当有 25 牛顿推力时最佳的草地滑跑距离大概是 80 米。在 30 牛顿推力下，起飞距离问题就可能没有了。如果模型在广阔的曲线上飞行，它就能够很轻松的完成巨大的翻滚动作，快速和缓慢的翻滚以及惊心动魄的爬升。

现在让我们看看模型的内部：燃料箱必备，当然安在模型重力中心。发动机安装在油箱之后，两者之间大概有 5—6 厘米的间隔。巨大的机身截面提供了特别充足的空气供应。发动机排放的空气通过一个 43 厘米长的管道，它的进气口与发动机的喷气口大概有 10 毫米的间隙，圆形的。它的进气口直径大约 80 毫米，喷口 75 毫米。推力管道使用 0.1 毫米厚的不锈钢薄片制作。接缝即能铆固也能点焊。空气被从发动机的喷口和推力管道的入口处吸进，然后在推力管道里与很热的废气混合。结果推力管道壁的温度大概 350℃。推力管道喷口中心的温度为 380℃。仔细的调整发动机喷口与推力管道之间的距离能够增加推力约 1-2 牛顿。推力管道和机身末尾之间的过渡区是由镍铬合金薄片制成。喷口的直径大概比推力喷管喷口的直径大 5 毫米。推力管道插进喷口大概 3 毫米深度。使用这种设置方法，没有观察到推力损失，而且有额外的冷空气被吸进喷口和推力管道之间的区域。

机身的后部被薄的防热层保护，带有胶水的铝箔被用在这个功能上，这相当有效。保护的从发动机的前端到机身尾翼的末端。

当飞行器保持不动或以中等速度飞行时，在机身中会形成一个轻微的真空气，这样显然发动机通道的缝隙会吸吮空气，但实际上，甚至当以中等速度飞行时还是内部的压力占主导，而如果缝隙的连接不牢固很显然会突然损坏。内部的低压力使起飞时把起落架收进机身内变得很必要，但是危险的是可能会有尘土或细纱被吸进发动机里。

当发动机启动时需要对它多加关照。详细的程序我们将在第 9 和第 10 章讲到。你必须明白发动机的特殊的危险性：当正在灌油箱时必须确保发动机不能进油。如果你没注意到这一点，当启动机运行时燃料将不可避免的漏到发动机外边。过剩的燃料会流到机身内，并有可能被点燃。这种情况下对于模型唯一的希望就

是迅速使用灭火器，它必须被放在手边，我建议使用二氧化碳灭火器，因为它不会在着火区域流下残渣。当然如果你的模型已经着过火了，那么最重要的是要检查整个模型的火灾损坏，甚至没有明显的损坏迹象。对于另一种装置的安装类似于这种情况，我不建议从外部点火启动发动机，也就放置一个点火装置在推力管道的出口。这样的危险是可燃气体仅在推力管道内部燃烧，火焰就留在内部。短期内管道就会过热，这会危害机身蒙皮和铝合金保护层。非常安全的方法就是安装火花塞，如果你的发动机没有安装火花塞孔，也可以使用一种电子点火装置，把它伸进发动机与推力喷管间的缝隙，在那点燃发动机。但是请小心，任何时候都要把灭火器放在手边。

剩下的部件—泵、电池、电子控制装置可以安装在任何地方，也能够安装在机身前部以调节重心位置。因为机身的巨大的截面积，空气的流动速度相当缓慢即使发动机的节流阀完全打开，因此机身没有明显的流动损失。唯一要注意的是机身上气流的进口应当表面光滑，以促进空气流入。

3. 3. 2 模型涡轮喷气发动机的特性

很明显，模型的尾部表面必须不能直接放在发动机的尾气的对面。还有方向舵和升降舵在根本不会有作用当低速滑跑时。一种可控制的起落架装置，使用动力来控制方向，提供地面上的方向控制，尤其是起飞时的控制。一种三角形分布的起落架装置能确保稳定可靠的方向控制。因为不存在螺旋桨，因而起落架可以做得很短。因此不用调整起落架以便模型在地面上有一定的上拱角，模型“Mirage”使用了 4.1 质量的起落架，稍微有一定的负的拱角在滑跑起飞时，但没发现有任何问题。

半开放式安装发动机

发动机必须吸入空气，同时它又要穿过机身。机身内部适合安装发动机，对空气的供应没有任何问题。所有这些需要的是一个至少 60 毫米直径的圆形的，带有短的一段直径逐渐增加到 70 毫米的空气入口。这个东西能够省掉发动机喷口安装特殊的空气管道。内部没有任何障碍的机身，截面为顶部较尖的形状，扣除内部安装设备的影响后，应该还具有两倍直径于发动机进气口的宽度。发动机吸进的气流可以没有任何问题的在机身内部流过。涡轮喷气发动机的空气吞吐量远小于相当的风扇涵道式发动机这就是为什么小的气流面积已经足够。

如果发动机的排气口露在机身外边，那么你就可以用火柴或气体打火机点燃它。

重心位置

在我们的所有模型中，燃料箱都是安装在重心上。发动机不得不安装在燃料箱的后边，如果你不喜欢在首次实验中采用这种排列类型，“Elkete”具有三角翼通常在重心前有足够的空间安装电池，接收机和油泵而不必设置压仓物。在我们的最后一架模型中仅需要约 40 克压仓物装在机身最前边。这种方法决定了涡轮喷气发动机模型的重心位置与推进模型的相同。

3. 4 涡轮喷气发动机的飞行

当速度增加时空气表现得就像一台额外的压缩机并且不需要涡轮机的动力。同时发动机尾部的空气流压力会稍微减小。结果发生两个影响一是增压涡轮比地面测试有更佳的表现，口气的吞吐量增加。但在一定燃油供应量下发动机燃烧室温度降低。结果是燃料喷雾器停止工作，最坏的情况下火焰会被吹出发动机，燃料仍然会从喷雾器的孔流到燃烧室中。这种现象能够立即发现，当发现发动机排放浓烟时，然后发动机停车。燃料可能在燃烧室被发动机热的部分点燃，因为燃烧一

中断压缩机会立即停止工作。如果这种情况发生，发动机会不断不规则的油沫。火焰吹出和喷沫现象在 FD2 的首次飞行中发生，但是被证明可以通过改进燃烧室和喷雾器的设计来完全消除这个问题。另一个问题会出现如果喷雾器的温度太低。这时发动机会在中等的节流阀设置下拒绝加速当模型在飞行中。原因是有很大一部分燃料没有燃烧。这可以通过调整喷雾器的长度来解决。这些问题在我们现在的设计图中已经不存在。FD3/64 发动机的推力可以在飞行中平滑的调节从满负荷到待机或相反在飞行的任何状态下。甚至在待机速度下从很高速度俯冲也不会发生火焰吹出的现象。但为了安全，你要避免完全打开节流阀时从很高的高度俯冲。如果发动机的推力不见小，那么模型的飞行速度会一直增加到机身不能承受的地步。现在着陆模型时有一个例行公式就是以待机速度下降，然后把发动机动力调整到最低，就像在活塞发动机中做的那样。标准的有重锤的油箱被证明对于涡轮喷气发动机很好用，很重要的是从油箱到油泵的输油管道必须由耐汽油和柴油的橡胶制作。硅胶显然不适合使用这两钟燃料或含有它们的燃料。在阵风天气下，有时候不可避免的造成空气进入输油管，结果是发动机喘息，但是它不会停车除非中断燃料供应时间超过 1 秒钟。避免这个问题的有效的办法是使用有重锤的油箱。这能保证最后一滴燃料都能被吸出。

3. 5 噪音

有两个不同的噪声源对于模型涡轮喷气发动机来说，第一个是发动机的转动部件，它使自己像一个汽笛。音量的大小取决于发动机的平衡程度。在高转速条件下，即使很小质量偏心也会造成不平衡。例如，我在胶带上剪下一小块尺寸为 5*5 毫米的小块，把它贴到露在进气口外的压缩涡轮上边。当模型飞行时啸叫声会突然加大，然后我就在安全的景况下关掉发动机。着陆后我仔细的观察发动机，但没看到任何毛病。唯一的改变就是很小质量的不平衡。地面测试表明这个效果能随心所欲的重复。这无庸质疑的证明啸叫声是由机械结构的不平衡造成。在转速为每分钟 60000 转的时候啸叫声的频率大概是 1000HZ。

这种发声模式有很强烈的方向性，声音最大的方向在与飞行方向正交的地方。如果你在发动机的尾部观察发动机，那么音量的作用范围大概为 20 米。在相反的方向上你能听到的是发动机喷射废气的特别的声音。声音听起来很像大型涡轮喷气发动机，但声音小得多。在模型涡轮喷气发动机里喷气速度大概为 150 到 200 米/秒，它比螺旋桨飞机吹出的气流的速度高得多，但仍然低于音速。全尺寸发动机发出的是像打雷一样的声音，特别是军用发动机，这有两个因素：一方面是发动机的功率可能是模型的数千倍，另一方面是废气的喷射速度，全尺寸发动机的喷气速度大于音速。

对活塞发动机的噪音测量通常是在垂直于发动机的轴线方向，离发动机 7 米的地方记录。使用相同的方法测量模型涡轮发动机时记录到的音量大概 75 分贝。这时的发动机甚至还没完美的平衡。我的飞行俱乐部的同室，已经花了很长的时间在减少内燃机噪声方面的研究，他认为模型涡轮喷气发动机是一种相当安静的模型动力系统。

在一个涡轮喷气发动机模型的竞赛中 -- Ohain/Whittle 奖杯，在 Nordheim 举行时，背景音乐被用很普通水平的音量广播，但是飞行时不得不把广播关掉，以便观众能听到模型飞行时的声音。

我应该提及一个很奇特关于热的声学现象，一个靠近地面的音源，比如说是一台起飞后仍然以很低的海拔高度飞行的模型航空器，它的声音在范围大于 100 米时就几乎听不到了，这样你可能会认为发动机已经停车了。这样的假象是由于

空气温度的梯度造成的。空气的温度能被热的地面提高，然后空气开始上升。结果是声音被向上偏斜，在水平面上就几乎听不到了。

3. 6 模型推荐

对于任何安装了涡轮喷气发动机的模型有一个基本的要求，这一点几乎不用声明：模型需要一个有能力的飞行员，他要有自信能够操纵飞行速度比螺旋桨飞机高得多的飞行器。现在很少有设计好的，并经过模型飞机的试飞和充分的测试能够装上就起飞，这样的模型涡轮发动机套件很少有。这是一个有待开发的领域。

与传统的螺旋桨推动模型相比，我们的涡轮喷气模型发动机没有出现理论性方面的问题，我们也不希望会发现什么。在初次实验后由使用一架标准的固定翼飞机“Elkete”实验来获取确实的数据。如果你使用了一般的低阻力翼形，就像“Rutonium”的那样，那么我们强烈的建议您使用空气刹车板或“马唇”裂隙，否则你会在着陆时遇到麻烦，随着节流阀的关闭。众所周知，关掉马达再着陆是动力飞行中最令人头疼的事。

三角翼飞行器很容易飞行也很容易降落，这得感谢它们极佳的滑跑起飞特性。当接近着陆时阻力系数会升高因而你不得不稍微打开节流阀以便保持速度。即使是三角翼，它的迎角也是有限制的。如果发动失控了它可能会把发动机推到控制面不再有空气流过的点上，这时模型就失去控制，唯一要做的就是赶快避开被推的境地——但是这没什么！如果你幸运的话，模型会以一个易控制的角度滑翔降落，最后的撞击也会很柔和。一种下单翼的三角翼模型的重心是在机翼之上的。如果机翼安装了很大的拱角，压力中心就会从模型的自然受力点移开。一瞬间模型就会完全失控。当控制表面失控以后，不可避免的结果就是坠机。着暗示你：你必须要有经验再你要在三角翼飞行器里装涡轮喷气发动机时。



Turbine Kurt Schreckling 先生，在奥地利的 Nitro-days Punitz，正在为他的 F100 超级马刀准备下一次飞行。这个模型最初使用 FD2，现在已经换成 FD3/67。



Berndt Binczyk's 自己设计的道格拉斯 D558 天空彩带适合所有的 FD3 系列发动机，而且装上 FD3/67s 的话能够飞得非常的好。

第四章 模型涡轮喷气发动机模型设计中的计算问题

这一章中的公式是从动力学理论中得来的，它们的使用需要一定的数学应用水平。不必过分详细的追究这些理论中的数学计算。比如，如果你能够解决一个问题就像[公式]，那么你就不必真的要去追究所用的数学方法的原理就能够理解模型涡轮喷气发动机的设计计算。如果你仅想要根据制作指导来建造一台发动机，那么甚至连精确的数学计算水平也是不必要的。然而我还是建议你最后再读一下这些理论章节，虽然你不能明白每一个问题。

这些设计计算都使用国际标准单位，也就是说，使用像千克、秒、米以及由这些导出的单位。你会发现用平方米来表示喷气口面积或者是一个孔的横截面积很别扭，但是这样至少使我们不会被单位的转化弄糊涂。各种各样的测量单位被标在适当的点上，这避免了大量纷繁复杂的表格和公式以及尺寸，但那不是在任何情况下都有效的，因为希腊和拉丁字母之间没有明显的区别，公式和计算处理中我经常使用基于像 Boh1[1]，Dietzel[2]和 Kalide[3]。(参考 11 章)

4. 1 角速度和平面速度

在一些专业的文献里对气流速度和旋转的叶片的速度关系用三角函数关系图来表示，它能够用来表示大小和方向。一些缩写词现在变成了标准：

u =用来描述在这个问题中旋转叶片外围速度，也就是旋转方向的速度。

c =在静态的扩散体、机壳和喷口区域里的速度。这也叫做绝对速度。这是外部观察者测量到的速度。

w =涉及到叶片的旋转速度的速度，也叫做相对速度。如果测量系统能够跟宗叶片的话，这就是系统在那个点测量到的速度。

叶片上的突出点对于知道内部和外部速度很有好处，而内部点在腔室的里边，如果观察。叶片上的内部点和外部点的速度三角关系能够放在一起构成平面速度几何图。下一部分将会那种方法更有效。

4. 2 设计涡轮机

我将从尾部开始，也就是涡轮机的喷口。这是经过深思熟虑的，既然涡轮喷气发动机最重要的部分是废气的喷射速度也就是推力，这第一个问题是：如何设计涡轮机产生所需的推力，产生最高的温度和外围速度。压缩机的设计计算方法也同样适用于涡轮机的设计。最大可能的节约，也就是尽量低的燃料消耗，但在短时间的模型飞行中这一点并不是要优先考虑的。

我们限制讨论轴向的涡轮机。轴向的涡轮机的工作气流沿轴向流进桨叶然后又以相同的方向喷出。有一个特性就是相对与涡轮的直径来说，桨叶的长度很短。这样我们需要使用平均速度 dm 来研究桨叶的速度。草图显示了涡轮桨片的桨叶分布平面图，以及相应的扩散系统。两个剖面分别清晰的显示轴向方向的速度。

在轴向区域外围的速度 u 与涡轮桨叶的入口和出口速度相同，都是在平均直径 dm 处测量。

我们将考虑从出口那边气流的流动与机械部件移动的关系，也就是涡轮桨叶的后面。尽管我们关心的是最后的结果，也就是喷气推力。这被箭头 c_2 表示。如果箭头 c_2 直接指向涡轮轴线方向，那么我们就确定它是推力矢量。这个定义是设计过程的开始。 c_2 和涡轮桨叶的外围速度 u 组成一个一定角度的三角。这个三角的第三边就是喷气速度 w_2 ，它在涡轮桨叶的出口被测量。以上全部被称为出口三角。如果涡轮的桨叶靠得很近，那么废气就会沿着桨叶的拱形流动，那么实际上速度 w_2 与 u 之间的角 β_2 就和涡轮桨叶出口末端的速度一样。用公式表示： $c_2 = u \cdot \tan \beta_2$

现在我们能够定义从 c_2 到 u 的比率使用桨叶角 β_2 , 同时 w_2 到 u 也可以同样的表示出来, 其中的任何一个值都是理论上可能的。结果是我们从中可以看出实践中可能出现的范围。

当然, 我们必须确保这些所有情况都是物体本身能够达到的。

为了让你知道如何用理论解决实践中的问题, 我们将要精确的评估 FD3/64 的推力。为了简化问题, 我们将忽略喷口的影响。以下是已知的值:

$$d_a = 0.064\text{m} \quad d_i = 0.042\text{m}$$

$$\text{结果 } d_m = (0.064 + 0.042)/2 = 0.053\text{m}.$$

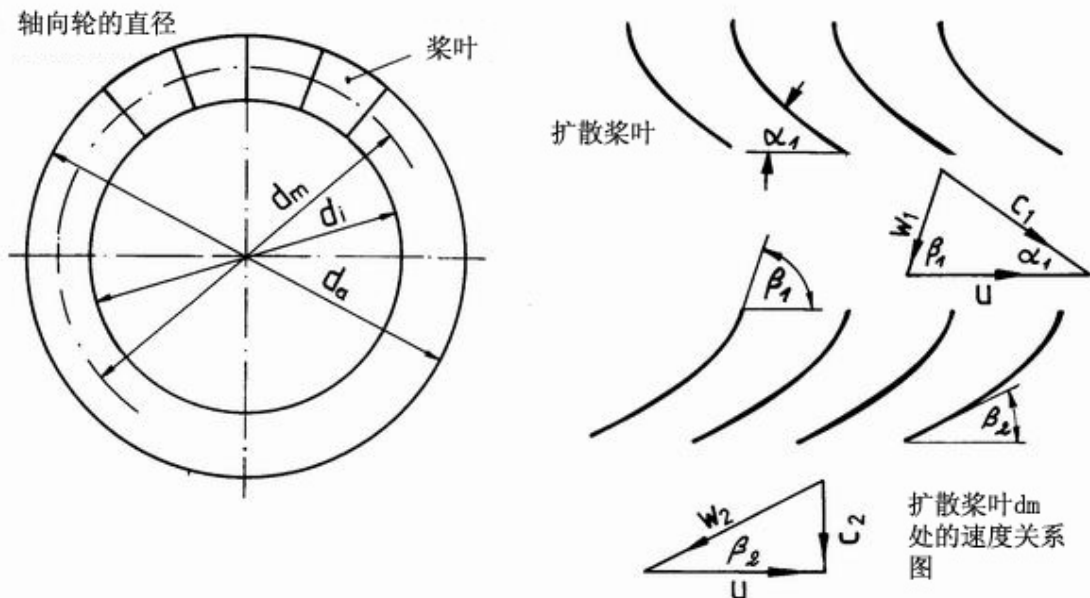
正像已经在第而章中讨论过的哪样, 镍铬合金钢 (涡轮的基本材料) 能承受的最大外围速度是 $u_{\max} = 250\text{m/s}$, 和最高桨叶温度 600°C , 假如我们能够把涡轮盘的温度保持在极限之下。正如我们所了解的, 这是可能的。

我们已经定义的数据使我们能够确定最大旋转速度 $n_{\max}$:

$$n_{\max} = u_{\max} / (d_a \cdot \pi) = 250 / (0.064 \cdot 3.14) \cdot 1/\text{s}$$

$$n_{\max} = 1243\text{m/s} \text{ 或接近 } 75000 \text{ 转/分钟}.$$

为了将来的计算我们需要涡轮出口的三角关系和平均外围速度 u 。



$$u = d_m \cdot \pi \cdot n_{\max}$$

$$u = 0.053 \cdot 3.14 \cdot 1243\text{m/s} = 207\text{m/s}$$

目前我们还没有一个值来表示出口桨叶角 β_2 , 它的角度是 37° 。这个临界值已经被理论和实践确定下来, 并且以后将要详细论述。现在我们可以画出出口的三角关系。我们将假设一个直的 (也就不是螺旋形) 的气流。意思是: 出口速度 c_2 是垂直于 u , 因而平行于转动轴线。 C_2 也能够简单的计算:

$$c_2 = 207\text{m/s} \cdot \tan 37^\circ = 156\text{m/s}$$

显然出口的速度比任何螺旋桨模型高得多。因此我们有必要安装一个喷口来提高速度。靠这样稍微提高发动机的推力是可能的, 以后的方法能提高得更多。

正如预料到的, 气体的温度是 $600^\circ\text{C} = 873\text{K}$ 。我们也需要吸气质量 m , 也就是经过发动机的气流的质量。既然排放的气体要被解压到周围的空气中, 它的密度就很容易计算了:

$$\rho_N$$

$$\rho = \rho_{N273/837} \cdot \text{kg/m}^3 = 0.4 \text{ kg/m}^3$$

氧气仅占空气的一小部分，而在任何燃烧过程中只有氧气被转化成 CO₂ 和水，因此废气的密度与普通新鲜空气密度的差别是无关紧要的，因此能够被忽略。同样我们也能够忽略燃料气流的质量，它必然比空气流的质量小得多。从出口截面面积 A，和出口速度 c₂，我们能够计算出下面的结果：

$$\dot{m} = A \cdot c_2 \cdot \rho$$

$$A = (d_a^2 - d_i^2) \cdot \pi / 4$$

$$A = ((0.064^2 - 0.042^2) \cdot 3.14 / 4) \text{ m}^2$$

$$A = 0.00183 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 0.4 \cdot 0.00183 \cdot 156 \text{ kg/s} = 0.115 \text{ kg/s}$$

我们还能够计算推力 F：

$$F = \dot{m} \cdot c_2 = 0.114 \cdot 156 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 = 17.8 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 = 17.8 \text{ N}$$

显而易见，如果 d₃ 和 d_m 增高，而 c₂ 和 u 保持不变，推力将会以相同速率增高这归功与大面积的喷口截面。如果外围速度 u 能被看成是恒定的，那么 β₂ 也就保持不变，但是转速在减小，如果是按以上公式计算的话就会是那样。这会提醒你注意这样一个事实：只说明转速是没用的除非我们知道转子的直径！

现在我们假设我们能够单独的改变排气的温度和桨叶的角度 β₂。这将有助于我们了解这些因素对推力的影响范围，如果保持别的条件不变。我假设排气温度是低于 100°C。排放的气体的温度决定于系数：837/737=1.14。

气流的动量 $\dot{m}$ ，也就是推力 F，被同一个系数增加。结果如下：

$$F = 17.8 \text{ N} \cdot 1.14 = 20.3 \text{ N}$$

降低排气温度要求我们降低系统的总损失，或者，改进整个发动机的效率。

现在让我们增加桨叶角 β₂。我们假设不加考虑的增加到 40°，其它的条件也不变。使用熟悉的方程，出口的速度 c₂ 增加到 173.7 m/s。动量也增加到 0.127 kg/s。推力能被类似的公式计算：

$$F = 0.127 \cdot 173.7 \text{ N} = 22 \text{ N}$$

你能够看出桨叶角是推力计算中非常重要的决定因素，而且能够猜出它不能够无穷增大。正像我们看到的，当桨叶角 β₂ 增大时出口的速度增加结果喷射气流的动能也增加。但是能量必须要有一个来源，在我们的系统中是燃料燃烧的热能。必须要有更高的排气温度，而结果涡轮的运行温度随之升高当 β₂ 角增大时。结果我们需要提高材料的极限温度。

精确的描述能量的转化与在涡轮机和增压涡轮机里的气流的关系是可能的。我们回到速度三角关系图上并解释涡轮机的扭矩是如何产生的。为了简化计算我们将假设气体的密度不变当它流过涡轮时。这是允许的，因为涡轮机工作在比较低的压力之下。为了产生扭矩当气体流过涡轮时必须有力作用在涡轮的外围方向上。这个力是当气流偏转涡轮叶片的时候产生的。气流被扩散体叶片输送以便能够以一定的角度 β₁ 和一定的相对速度 w₁ 流动。偏斜是独立的，在这种情况下是从角度 β₁ 到角度 β₂，这时会在桨叶上产生一个力，就像机翼一样。这个力在叶片所在的管道中被气流的加速度从 w₁ 加速到 w₂。当我们考虑发动机的功率时我们仅需计算涡轮外围方向上的力变化了多少。根据物理规则这个力的大小正比于外围方向上的动量流，用 c_{lu} 来表示。因此我们能够计算涡轮发动机的功率利用下边的公式：

$$P_w = \dot{m} \cdot c_{lu} \cdot u$$

让我们看速度 c₂，它由扩散桨叶决定，对涡轮机的功率起着很大的作用。

很久以前模型涡轮发动机已经被开发出来，理论和实践都表明气流的损失都归功于叶片和管道的摩擦力和紊乱气流，这样能量被吸收也就是压力和温度下降，扩散系统和涡轮都有同样的现象。因此完美设计的扩散系统和涡轮之间的管道应该是一样的，但是具有方向相反的弓形。在这种情况下 β_1 大概是 90° ，而它们的速度三角关系在涡轮的进口和出口上的方向是相同的但方向相反（镜像对称）。 $C_{1u}=u$ 涡轮机的轴功率是：

$$P_w = \dot{m} \cdot u^2 \text{ (这个情况下 } \alpha_1 = \beta_2 \text{)}$$

而涡轮机总共转化的能量更高，当然，另外一种表示是用输入的能量 PE 转化成有用的能量的效率 η_T 。公式如下：

$$P_w = \eta_T \cdot PE$$

有用功包括轴动力，像以上描述的，以及喷气动力，我们能下面方法表示：

$$PE = (\dot{m} \cdot u^2 + \dot{m} \cdot (c^2/2)) / \eta_T = \dot{m} \cdot (u^2 + c^2/2) / \eta_T$$

L 利用我们已经描述过的速度三角关系图，得出下列公式：

$$C_2 = u \cdot \tan \beta_2$$

这个表达式能够代入上面的公式中得出下面的输入功率的公式：

$$PE = (\dot{m} \cdot u^2 \cdot (1 + \tan^2 \beta_2)) / \eta_T$$

这个公式显示 β_2 的增大会导致涡轮机的输入功率迅速增加到无法想象的地步。

我们仍然没有讨论过压力和温度与涡轮机输入功率之间的精确数学关系。这要包括两个计算过程。我们能够从已知的气流动量和轴功率计算出增压涡轮的压缩率同时我们能够得出增压涡轮的效率。使用下面的公式：

$$P_w \cdot \eta_v = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 [\pi^{((x-1)/x)} - 1]$$

在公式里各个变量的含义是：

η_v = 增压涡轮的效率

P_w = 涡轮机的轴动力

$\dot{m}$ = 流过增压涡轮和涡轮机的气体动量

c_p = 空气的热容，这个值大概为 $1000 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

T_1 = 入口空气的绝对温度，单位为 K，20 摄氏度，就是 $(272+20) \text{ K}$

P_i = 压缩率。就是进口的空气压力与增压涡轮后边的空气压力的比值。

$x = c_p/c_v$ 空气的常数，大概为 1.4。

既然我们能够用公式 $P_w = \dot{m} \cdot u^2$ ， $\dot{m}$ 就能够被消掉：

$$u^2 \cdot \eta_v = c_p \cdot T_1 [\pi^{((x-1)/x)} - 1]$$

公式能够根据 P_i 的值算出。

指数 $(x-1)/x$ 有这样的值：

$$(1.4-1)/1.4 = 0.285$$

$$(\eta_v \cdot u^2) / (c_p \cdot T_1) + 1 = \pi \text{ 的 } 0.285 \text{ 次方}$$

$$\pi = ((\eta_v \cdot u^2) / (c_p \cdot T_1)) \text{ 的 } 0.285 \text{ 次方}$$

现在我们能够计算出涡轮机前边的空气压缩率。我们将使用我们的原始评估 $u=207 \text{ m/s}$ ，在进气口周围空气温度为 $T_1=293 \text{ K}$ 时效率 $\eta_v=70\%$ 。这个效率是基于我们对压缩机的测量。

$$\pi = ((0.7 \cdot 207^2) / (1000 \cdot 293)) + 1 \text{ 的 } 0.285 \text{ 次方}$$

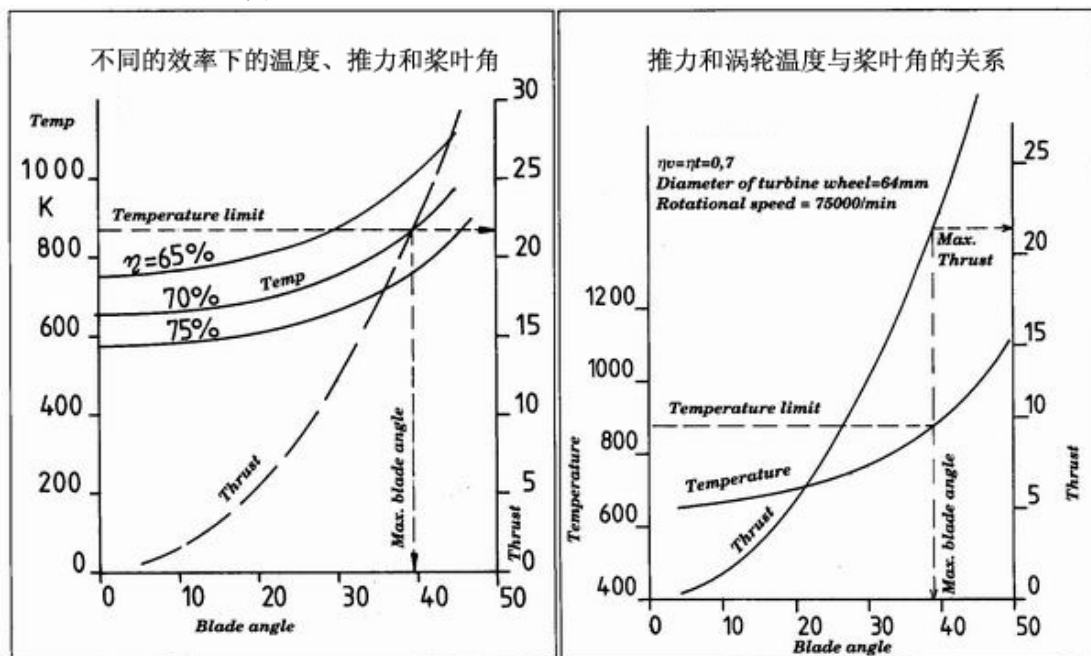
$$\pi = 1.408$$

这个时候我们不必关心对于我们设计的增压涡轮它是如何算出来的这些问题。你要做的就是相信它大概就是 70%。如果涡轮前边的空气压强为 1 帕，我们

就能够算出经压缩涡轮处理后压强为 1.408 帕，或增加了 0.408 帕。

为了描述涡轮的处理过程我们锁定温度 T_3 ，任务是：计算涡轮机中的温度 T_3 根据给定的压缩率和输入功率。我们使用下面的公式，它的作用是要得出 T_3 ：
 $PE = c_p \cdot T_3 (1 - 1/(\pi^{0.285})) \cdot m$

对于 Pe 我们使用



已知的公式 (1) 和 π 的公式 (2)；我们就可以得出 T_3 ：

$$T_3 = \frac{u^2 (1 + \tan^2 \beta)}{2} \cdot \frac{1}{\eta \cdot T \cdot c_p \cdot (1 - 1/((\eta \cdot v \cdot u^2)/(c_p \cdot T_1) + 1))}$$

这是一个近似公式，但是已经足够让我们看出当涡轮叶片角增大时涡轮前边的温度会升高。注意，公式仅适用反作用力因数为 0.5 的涡轮机，也就是能量在增压涡轮和涡轮机上的能量转化相等的情况。图片清楚的显示了在不同的效率下温度和桨叶角的关系。外围的最大允许速度是 207m/s，这我们已经讨论过。入口温度是 15℃，或是 288K。使用我们的设备是不可能精确的测量增压涡轮和涡轮机的效率的。我们的测量显示这两个部件的效率都为 0.7，因此图表画出效率从 0.75 到 0.65 之间时的影响。对于我们的目的不管最后得出增压涡轮的效率为 0.72 而涡轮机的效率为 0.68，还是反过来，这都无足轻重。但如果是其中一个的值很特别的低，那么就表明公式错了。

理论是很有用的，这在“FD”系列的开发过程中已经能清楚的得出这个结论。我已经制造了几个桨叶角分别是 30°，37° 和 43° 的，然测量结果和效率为 0.7 的线精确的吻合了。如果我把温度提高到 873K 也就是 600℃，达到最大允许温度，这时 40° 的角度仍是可行的。43° 的在达到最高温度时运转几分钟后发生了变形。图上这时的桨叶温度为 940K=667℃。为了安全，FD3/64 的桨叶角被定在 37°。测量结果的点与理论计算的推力与旋转速度的吻合再一次证明了理论的正确和有用，虽然它很可能比较简单，在实际设计中，温度与转速的关系也是很重要的。然而，在温度/转速图中显示温度对于转速的影响小于推力对它的影响。推论增加转速的最好方法是增加涡轮的直径，使转速提高。但是转速的增加要求使用特别耐高温的高强度材料来制作涡轮。对于业余爱好者这个技术问题难以解决。推力和转速关系图显示，安装一个锥形的喷口（锥形的角度靠实验

确定)可以只在稍微提高温度的情况下明显的增大推力。从计算的曲线可以假设大约可以克服 10%的压力损失。

如果你想制作一个更好的喷气发动机使用简单的工具和避免技术上的问题,那么最好的办法就是制作更大的涡轮。如果你保持温度、外围速度、桨叶角不超出上限,那么出口的最大速度就不变。然而截面积由于大直径的涡轮而被增大,空气的流量也就跟着被增大一样的倍率。因而推力就以同样的倍率增加。很简单,发动机的推力会由于裸露的直径增加而增大。维持外围速度不变意思就是相映要降低涡轮的旋转速度。例如如果我们制作了一个 80 毫米直径的涡轮,那么它与 64 毫米直径的涡轮相比旋转速度 n_{80} 降低:

$$n_{80}=n_{64}*(64/80)$$

$$z.B.n_{80}=75000*(64/80)U/min=60000U/min$$

另一方面,推力增加:

$$z.B.F_{80}=20N*(80/64)^2=31.3N$$

如果再加上使用喷管推力就有可能再增加 20%,最后静态推力变成 37N。自然,发动机的质量也会变得更大,实际上所有的部件都要跟着涡轮一起增大,但是你能发现扩大之后内部的效率会稍微提高。

最后,在理论上还有一个方法可以增加推力那就是增加涡轮的直径、温度和外围速度,这要靠构造一个能够产生更大偏向力的涡轮。图 A—D 显示了可能的结构。请注意,用图 C—D 的形式构造涡轮要花费更大的努力。而且也不知道它们在普通模型的尺寸下的效率如何因为没有实际实验过这种类型的涡轮(据我所知),一般我们可以说图中从 A--D 的任何形状的涡轮形状都可以一试,而我也不能预测出它们的运行特性和计算方法的变化。不用说,每一个配置都需要专门的设计一种类型的增压涡轮机。错误的匹配会改变发动机的强烈依靠于增压涡轮的操作特性。

作为一种检验发动机的方法,我们需要一种计算出口速度 c_2 和动量 $m \cdot$ 的方法。对此需要测量静态推力、温度值以及涡轮之后的出口的截面积。排放的废气的密度能从温度计算出来。利用下面的两个公式:

$$F=m \cdot *c_2$$

$$m \cdot =A*\rho *c_2$$

$$c_2=m \cdot /(A*\rho)$$

这个 c_2 的表达式能够代入第一个公式:

$$F=m \cdot *(m \cdot /A*\rho)^2$$

得出 $m \cdot$:

$$m \cdot =\sqrt{(F*A*\rho)}$$

就像 1 一样我们能够得出 c 。

作为一个实践的例子,我们使用 FD3/64 来做实验。假设推力和温度的值是 $F=20N$ 以及 $630^{\circ}C=903K$ 。

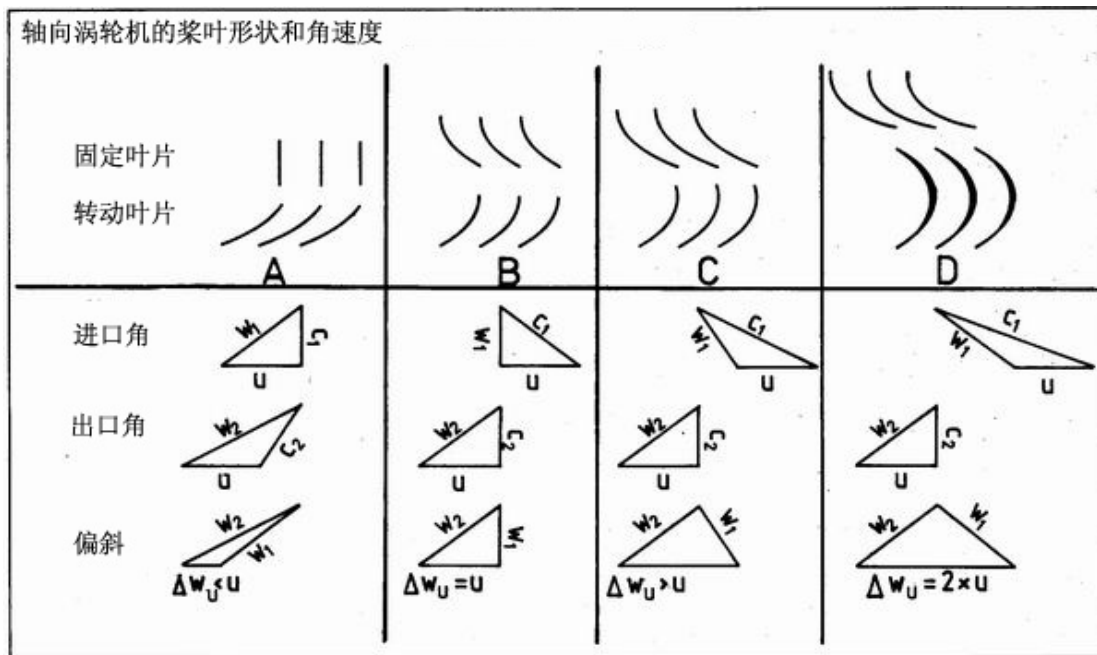
$$(1N=1kg*m/s^2)$$

$$\rho =1.29*(273/903)kg/m^3=0.39kg/m^3$$

$$A=0.00183m^2$$

$$m \cdot =\sqrt{(0.00183*0.39*20*m \cdot ^2*kg/m^3*(kg*m)/s^2)}$$

$$m \cdot =0.119kg/s$$



$\dot{m}$ 的值能够代入在第一个公式里计算出 c_2 :

$$c_2 = F / \dot{m} = 20 / 0.119 = 168 \text{ m/s}$$

如果同时我们测量旋转速度，我们就有了一个极好的办法来检验计算结果的数据。使用这种计算方法实际上是靠使用一些经验常数。这种方法同样适用于计算函道风扇发动机的出口速度和动量。我们也能够测量静态的喷气功率使用下面的公式：

$$P_{\text{strahl}} = (\dot{m} / 2) * c^2$$

旋转的值能够被用来计算系统的效率相对于马达的轴向功率。最后一点：涡轮喷气发动机设计过程中的计算，包括一些与发动机在飞行中的行为的数据（在第3章中有描述）与带螺旋桨的活塞发动机以及函道发动机的简单的多。

涡轮喷气发动机设计过程中的最后一步是热膨胀的评估。使用在发动机中的热气部分的每一种材料的热膨胀系数如下：普通钢 $12 \times 10^{-6}/\text{K}$ 和镍铬合金钢 16×10^{-6} 。这些值是很精确的，但对于我们的目的并不是很重要。

如果我们假设在加热，长度的改变量可以用下面的公式计算：

$$\Delta l = l * \Delta T * \alpha$$

l 是部件在标准情况下的长度，以及直径。 ΔT 是温度的变化量。在所有金属和合金中热膨胀发生在各个方向上。在涡轮机中我们关心的就只有直径。在 FD3/64 中涡轮的直径是 64 毫米。我们假设在最坏的情况下轮子的温度是 600°C 。结果 $\Delta T = 580^\circ\text{C}$ 而直径的改变量是：

$$\Delta \Phi = 64 * 580 * 0.000016$$

$$\Delta \Phi = 0.59 \text{ mm}$$

这几乎相当于直径改变 1%，也就是涡轮叶片和机壳间的缝隙必须比必须的再 0.3mm 如果轮子是正确的处于中心的话，并且我们忽略重力。实际上，轮子的中心温度比 600°C 低得多，另一方面在离心加速度的作用下，涡轮机叶片某些部分的温度会更高。以上的计算值实际上只是计算直径膨胀的最大值。实际上机壳的膨胀使问题简化很多。涡轮机周围的机壳的温度大概 400°C ，如果它的直径是 66 毫米，使用普通钢材制作将产生的直径变化是：

$$\triangle \Phi = 66 \times 380 \times 0.000012$$

$$\triangle \Phi = 0.3 \text{ mm}$$

在稳定的情况下，也就是当发动机的温度已经固定下来，我们就可以假设一个平均的涡轮温度约为 500°C 相应的直径的变化是 0.49 mm 。在稳定的情况下涡轮的直径比机壳的直径多膨胀 0.3 mm 。因此它们间还留有 0.15 mm 的间隙。实际中缝隙在常温下大概是 0.4 毫米 ，以避免出现问题。

4. 3 增压涡轮机的设计

4. 3. 1 在考虑空气流的情况下设计增压涡轮

我们在涉及到涡轮机的设计中已经把最大转速设定了，用动量 $m \cdot$ 和轴功率 P_w ，我们就能够实际合适的压缩涡轮，这是一个很多专业书刊能帮助我们的领域，比如，Willi Bohi 的书“通风机”（“风扇”）。在技术和物理方面风扇和旋转的压缩涡轮没有明显的区别。一般的情况下风扇被看作低压气流设备，与之相比，压缩机能工作在高压状况下。

设计的第一部是为我们的应用选择最合适的压缩涡轮，开始我们要计算运行时的基于涡轮机设计时的数据因素。所有的风扇专家都熟悉 Cordier 图，从里边最优的轮形里我们能得到基本的数据，基本类型的轮子的功能就是偏转经过的气流，有一种放射型的轮子是在真空吸尘器中用的。Cordier 的另一个极端就是轴向风扇，常用的螺旋桨就是一个很好的例子。在我们找到的推进叶轮中，也就是轴向压缩机的多桨叶风轮和大型涡轮风扇的叶片，没有特别明显的区别。Bohi 总结了 Cordier 图的结果，把优化的轮子类型分类，在下面的表中：

运行参数	轮子类型
0.06-0.8	放射式轮
0.25-1.0	对角式轮
0.6-3	轴向轮
0.35-5	鼓形轮

这些优化的轮子都能在这样的条件下提供最高的效率。正如表中显示的那样，分类间有一部分重叠，当运行参数为 0.5 时九有可能一个放射轮或对角轮它们的效率几乎相等。在最后一行的鼓形轮我们对它不感兴趣因为它的形状。

第一步我们要用下面的公式计算运行参数：

$$\delta * (2 * n * \sqrt{(V * \pi)}) / (3 * (2 * Y_t) / 4)$$

n = 在 S-1 的旋转速度

Y_t = 总比流供给 [“流补给”] 功单位 J/K

对于我们的应用，我们能够利用下边的表达式从我们的涡轮计算中确定比流供给功：

$$P_w / m \cdot = u^2$$

$V \cdot$ = 流过压缩涡轮的气体流量以 m^3 / s 记。这很容易通过温度和压缩机旁的压力以及动量 $m \cdot$ 计算出来。这儿有一个快速提示：动量等于穿过压缩机和涡轮机的气流的动量。相比之下，气流的容积决定于温度和压力。 $P_i = 3.14$

这个数据来源于我们讨论涡轮机的时候：

$$u = 207 \text{ m/s}$$

$$m = 0.121 \text{ kg/s}$$

$$n = 1250 / \text{s} \text{ 或 } 75000 \text{ rpm}$$

$$\text{使用 } Y_t = 42800 \text{ J/kg}$$

我们可以假设涡轮增压机一边的空气密度是 1.23 kg/m^3 ，因此 $V = 0.097 \text{ m}^3 / \text{s}$ ，

现在我们能够像下面一样计算：

$$\delta = (2.1250 * \sqrt{(0.097 * 3.14)}) / ((2 * 42800 * 3) / 4)$$

$$\delta = 0.285$$

从运行参数很清楚要选择放射形的压缩涡轮，甚至在以上的计算中得出一些不确定的值时我们也可以确定我们能够制造一个稳定可靠的增压涡轮机使用放射结构轮。

然而，我们都知道，全尺寸的涡轮喷气发动机都是采用多级的轴向压缩机，因此我们需要讨论为什么这种结构对于我们的目的不适合。一个原因很明显：多级压缩机的制作难度太大。为达到我们模型中的 1.4 的压缩率这种类型的压缩机至少需要 3 级。我自己使用了一个适当尺寸单级的轴向压缩机进行了实验，显示其最大效率约为 60%。类似于函道风扇发动机的效率，它也是使用轴向的轮子。不可能拿模型的效率与全尺寸发动机的效率相比因为模型发动机的很低的雷诺系数。相比之下，放射涡轮压缩机的测量效率至少 70%。这个发现确定了轴向压缩机只适合与尺寸比较大的发动机。在全尺寸喷气发动机的设计中轴向压缩机的比较小的直径是非常重要的优点，而这个因素在超音速飞行中是非常重要的。模型的速度，在另一方面并不完全适合。对于是不是有可能制作一个模型涡轮发动机使用小尺寸的多级轴向压缩机我们并不抱任何希望，但有一个是确定的：我们绝对不会使用鼓形造型和方法。

阐明和解释不同类型的压缩涡轮机将会要使用几章的内容，因此我们只讨论放射式压缩机。最重要的增加压力的方法就是设法开发当空气从小直径的入口进入大直径的出口时的离心力的作用潜能。同时这种放射涡轮的出口的空气速度与涡轮的外围速度差不多。然后这些高动能的能量的能量能被转化成压力能量。这种转化发生在与增压涡轮机一样结构的固定不动的扩散体的突出部位上。

这时让我们仔细的看看放射轮。很多类型的放射轮能够被制作：比如，前向曲线桨叶，放射尖端桨叶，或是没有桨叶盘的。其中具有反向曲线的桨叶的轮盘轮的效率最高。这就是最好的选择。放射尖端的桨叶能够产生最大的压力增量在小的直径下，但是效率不高，但有可能通过高明的扩散体设计来弥补这个缺点。这是专业发动机的首选方案，比如，APUS(能量补给单元)。一定数量的模型涡轮发动机手册也是使用这种形式的增压涡轮机结构。我们的计算和实验，考虑发动机实际使用的要求，这都显示反向曲线桨叶最适合于我们的应用。

下边的图显示了那样的一个发动机的主体尺寸，以及桨叶进口和出口的速度关系图，以及相应的角度。主体尺寸对于制作那样的一个单元是非常重要的。

ds=入口直径，实际中是指入口末端的 d1 的直径。

d2=外部直径

b1=桨叶通道进口的宽度

b2=桨叶通道出口的宽度

R=桨叶拱形的半径

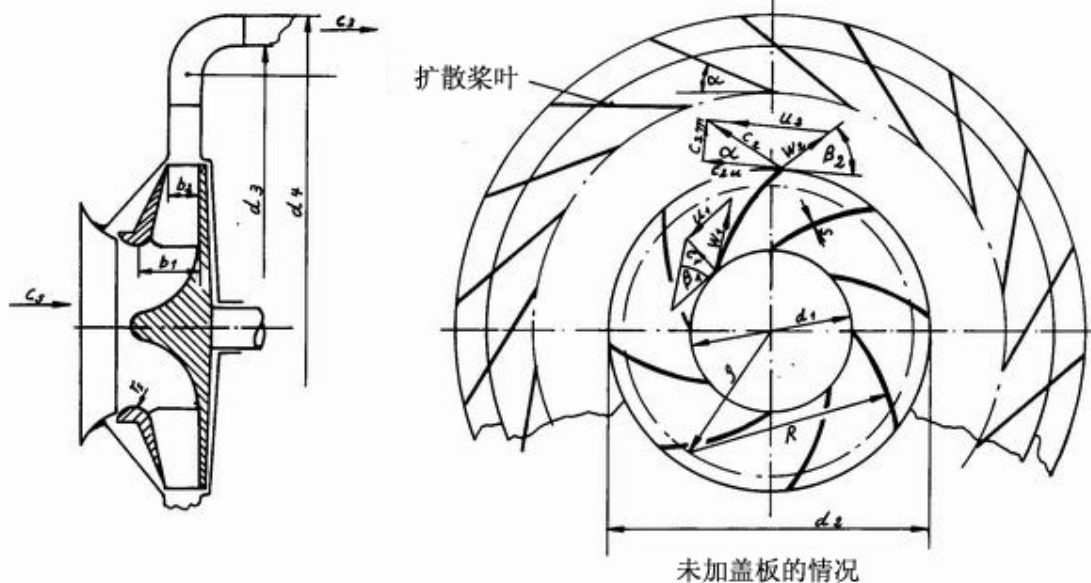
P=半径 R 的几何中心

rs=轮盘入口的半径

s=桨叶厚度

这些具体的数字在制作指导中将有详细描述。

放射式压缩机的外围直径和速度



既然能量转化是压缩机的主要功能，我们必须考虑整个增压涡轮机的速度和气流情况。在我们钻研复杂的速度平面图之前，我们要先找问题：多少流动能量被转化在零流量损失的情况下？换句话说：多少轴动力被增压涡轮转化成空气的压力和动能？使用下列公式：

$$Y_{th} = u_2 * c_{2u}$$

这里：

u_2 = 外围直径的速度

c_{2u} = 出口速度 c_2 的切线方向分量

这很可能让人惊讶，因为进口速度以及速度 w_1 和 w_2 的关系完全没有出现在公式中。这个简单公式的推论如下：对于一个给定的外围速度功的转化使达到速度 c_{2u} 但是绝对不会超过 Y_{th} ，而不管空怎样供给空气。就像已经解释过的，这些转化的功由空气流的压力能量和动能组成。不幸的是在扩散系统中，气流的动能转化成压力能量的损失相当高。所以设计压缩涡轮的本质是尽量减少这些损失。如果采用反向曲线桨叶，那么动能所占的比例就比较小，这就是为什么第一种类型比较高效。

较少的本质因数—流量、轴功率和旋转速度，都起源于压缩涡轮的最大外围速度 u_2 —这点已经知道了。从这些信息我们能得出计算 d_2 最大值的公式：

$$d_{2max} = u_2 / (\pi * n)$$

我们是否要把这个值推向极限这一点无关紧要。以我的观点看，要铭记在心的就是当你企图优化气流的条件时要特别注意涡轮的强度。

d_2 ，考虑 $d_2 < d_{2max}$, b_1 和 b_2 。

处理过程需要定义 u_1 和 u_2 以及空气吞吐速度 c_s , c_{1m} 和 c_{2m} 和 c_{2u} 。

$$d_1 = d_s$$

$$c_s = (V \cdot * 4) / (d_s^2 * \pi) \quad V \cdot = \text{空气流量}$$

$$c_{1m} = V \cdot / A_1 \quad A_1 = b_1 * \pi * d_1 - (s / \sin \beta_1) * z * b_1$$

$$c_{2m} = V \cdot / A_2$$

$$A_2 = b_2 * \pi * d_2 - (s / \sin \beta_2) * z * b_2$$

因为压缩率比较低，在压缩涡轮的进口和出口 $V \cdot$ 能被假设是一个常数。
 $C2u=Pw/(u2*m \cdot)=Yw/u2$

对于专家——你们中的想要详细的了解气流的行为——可能会对这个公式不满意。我们已经知道不可避免的损失意思是波长不能被更改。结果 Yw 的正确表达是 $Yw* \eta v$ 。我们还不得不忍受后来的一些现象，如果涡轮的其中几个桨叶的桨叶角拱形曲线不正确，因此在叶片之间就会产生双倍的循环流。结果角度为 $\beta 2$ 桨叶的 $w2$ 的方向就会有很低的效率。一些特别的著作中会特别的论述 u 的减小的影响。正确的公式是：

$$c2u=(Yw* \eta v)/(u2* \mu)$$

如果压缩轮设计得很好， ηv 和 u 就近似相等，并且证明我的简化是正确的。被减少的因素稍微的提高当桨叶的数量增加的时候。现在我们来优化桨叶 z 的数量。这是一连最有实践和理论经验的理论家都不能断定的事情。但不必担心——8 到 12 片的桨叶对于我们的压缩涡轮都是足够的。据我的经验桨叶的数量从来不会危及我们的目的。

与轮的直径和桨叶宽度这些使用公式，表格和图表[1]有关的优化参数是不可能使用精确的数学方法来解决的。这些优化的值可能对效率有比较好的影响，但是要注意只能稍微的偏离材料的最佳强度条件，这是为了能够抵挡很高的旋转速度产生的离心力。如果我们要从理论上提高高速旋转下的最大可能强度值，我们可以通过采用无盖子的放射尖端式的涡轮或是稍微有一些反向曲线的桨叶。如果我们使用公式来表示上边的情况，就是 $cu2=u2$ 。意思就是与反向曲线桨叶轮相比做同样的功，空气流的动能占了相更高的比例。这样我们就需要一个复杂的大直径的扩散系统去把动能有效的转化成压力能量。根据这个认识，优化的涡轮发动机形状应该是高度低的，像扁平的饼，带有宽的面向流动的气流。那看上去好像不太对劲。

我做了好多实验去修改轮，结果压缩涡轮的结构就像制作指导里描述的一样。下面的表显示了根据[1]计算的数据和使用制作指导建造的轮子比较的相对和绝对值。

尺寸	根据[1]计算的	FD3/64	相对尺寸
d2	70	66	最大尺寸
d1	33	33	0.5*d2
b1	16	13	0.2*d2
b2	8.5	7.5	0.11*d2
$\beta 1$	29°	34°	34°
$\beta 2$	39°	45°	45°
R	37.3	42.3	根据公式
ρ	24.2	30.1	根据公式
z	9	11	8 bis 12
s	1.1mm	0.88mm	0.07*b2

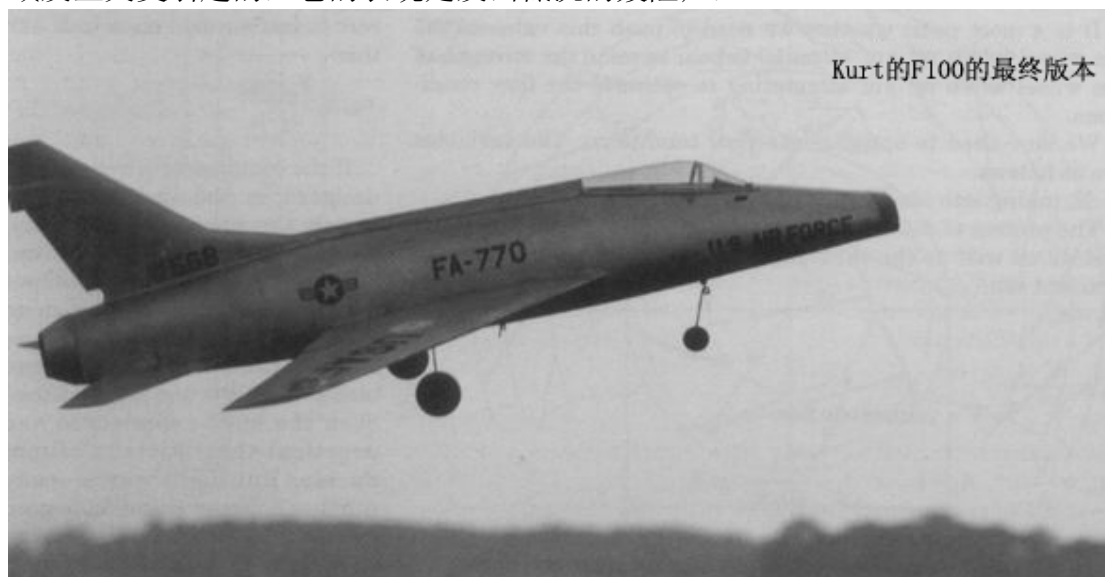
$$R=(d2^2-d1^2)/4*(d2*\cos \beta 2-d1*\cos \beta 1)$$

$$\rho \sqrt{(R^2+d1^2/4-R*d1*\cos \beta 1)}$$

那些很有经验的模型家会非常惊讶于那些数据那么的靠近临界值。换句话说：如果主要数据都使用表中的值那么会发生什么呢？为了回答这个问题，这里有一些开发 FD 系列发动机的例子。

例子一

增压涡轮使用出口角度为 70° 的 12 片桨叶， $b_2=8\text{mm}$ 而 d_2 =涡轮机轮的直径，结果：涡轮喷气发动机在启动的时候有速度有波动的倾向，而从待机速度加速到工作速度非常的慢。这种波动效果是由于气流在涡轮压缩机和/或者压缩区域发生突变引起的，它的表现是发出低沉的轰隆声，



和一般的喷气声音很不一样。当同一个轮子被用稍微小桨叶角作为扩散装置安装在 FD 系列发动机中的时候，发动机将不能运行。从这个现象我们可以断定如果压缩轮的尺寸超限的话，系统会崩溃。

例子 2

压缩轮装 8 片放射尖桨，但是外围最大直径相应为涡轮机轮的 90%。结果：发动机能够运行，但是涡轮机过热。因而飞行时不可能让发动机运行在最大转速下。

例子 3

压缩轮安装 12 片出口角度为 50° 的反向曲线叶片，但 d_2 =涡轮机轮的 85%。这是所有的实验中最小的轮径。结果：启动性能和加速到最大转速的性能非常的好。而排气温度在 500°C 以下，但是在转速为 75000rpm 时推力仅 10N。

例子 4

压缩轮被做成有盖子的像底座一样的平的形式，也就是，桨叶的进口和出口是一样的。桨叶的数量是 12 片，桨叶角是 40° 而其它使用标准数据。结果：使用这样的压缩轮，发动机能勉强飞行，但是推力减小，而涡轮腔内的温度明显的很高。

总结：这些问题仅发生在压缩轮的尺寸超限的时候。可能是由于 d_2 、 b_2 或者 β_2 超限太多。

4. 3. 2 设计扩散系统

空气从压缩涡轮的旋转平面流出，它具有很高的绝对速度 c_2 甚至是使用反向曲线桨叶的时候。使用我们的标准压缩轮这个速度是 170m/s 在满载的时候。空气流中动能约占压缩涡轮的轴动力的 30%--40%。然而我们的目的是让空气以相当低的速度流进燃烧室。合理的目标是使流入燃烧室的气流的速度为 50m/s 左右，因此我们应该设法把出口的气流速度 c_2 从 170m/s 降低到大约 50m/s，这样能获得尽可能高的压力增长。理论上可能获得的压力增量 ΔP_{leif} 为：

$$\Delta P_{\text{leit}} = \rho_m (c_2^2 - c_3^2) \eta_{\text{leit}} / 2$$

η 是扩散系统的效率，估计大概是 70%。

ρ_m 是扩散系统中的空气的平均密度。它大概比周围的空气的密度高 10%。

因此实际压力增量大概为 12000 帕，相当于 0.12 个大气压（1pa=1N/m）。

气流速度因为截面积 A_2 增加到 A_3 而从 c_2 减小到 c_3 。 A_2 是压缩涡轮出口的横截面积。

$$A_2 = d_2 \cdot b_2 \cdot \pi$$

A_3 是环形的横截面积，根据公式：

$$A_3 = \pi \cdot (d_4^2 - d_3^2) / 4$$

因此得到下边的公式：

$$A_3 / A_2 = c_2 / c_3$$

在压缩涡轮的出口和环形裂隙的偏斜区域之间的空间起到了一个扩散体的作用。 C_2 的成分比 c_3 高的多。包含所有的螺旋运动，这在扩散盘内是不会被降低的。扩散桨叶的作用就是要降螺旋运动的速度。这些桨叶的进口角度可以使用以下公式计算：

$$\tan \alpha = c_{2m} / c_{2u}$$

一个大概 2° 必须被加进去，这是为了避免厚的桨叶片收缩的影响。在我们的扩散体系统中正确的角度大概是 24° 。

桨叶和扩散体盘的入口的间距需要有一个补偿，如果桨叶的角度不很正确。如果我们更仔细的考虑口气流的行为，特别是在发动机加速器期间，我们能发现在轮子的出口气流的方向会发生不可避免的改变，气流的速度也一样。在实际中气流会在桨叶后边发生一些扭曲运动，也就是在扩散系统到燃烧室之间的空间，则不会引起任何问题。

我以已经不在进行系统的实验来优化扩散系统桨叶的片数，但有一点是清楚的：根据几何学一个扩散系统是不可能没有引导叶片的情况下工作的，因为螺旋运动的影响。引导桨叶的安装位置可以在 d_3 与 d_4 之间的位置。在这种情况下，入口角度也应该先前面介绍过的一样，被弯曲以便出口的点的方向与轴线方向相同。我的最初能够飞行的发动机(FD2 和 FD3/62)就是使用这种方法制作的。但是这种方法稍微有些难，并且没有实际经验的优势。由于这一点，在 FD3/64 中使用了技术上更简单的解决方法。

一种螺旋形的空腔带有一个固定风扇常被用做扩散系统，它没有引导桨叶。但是这种螺旋形几何形状的部件占用太大的空间对于我们的模型飞行来说。我的第一个实验性的发动机使用了一个有四个螺旋管道的压缩机。这种结构被用在第一台涡轮喷气发动机中并能够在涡轮机和增压涡轮的作用下自动运行。

4. 3. 3 压缩涡轮的强度

发动机高速旋转的部件强迫我们更仔细的研究它上边的离心荷载。这个问题的详细描述能在 Bohi[1]里看到。当我们考虑压缩涡轮的时候我们注意到反向曲线的桨叶受到一个弯曲荷载，我们能够计算这些弯曲力。如果两边都安装了桨叶，那么下面的公式能用来计算桨叶入口末端的弯曲力：

$$\delta = (\rho \cdot u_1^2 \cdot b_1^2 \cdot \cos \beta_1^2) / d_1 \cdot s$$

δ = 弯矩单位 N/m²

u_1 = 进口部分桨叶的外围速度

b_1 = 桨叶宽

s = 桨叶厚

d1=桨叶进口直径

我们现在就可以计算压缩涡轮进口点的弯矩，就像制作指导中的描述一样。

d1=33mm=0.033m

p=1mm

u1=0.033*3.14*1250m/s=129.6m/s

B1=34°

$\delta = 700\text{kg/m}^3$

$\delta = (700 * 129.6^3 * 0.013^2 * \cos 34^\circ) / (0.033 * 0.001) * \text{kg} * \text{m}^3 * \text{m}^2 / \text{m}^2 * \text{s}^2 = 50\text{N/mm}^2$

各种密度在 0.7g/cm^3 各种木材的抗弯强度范围从 70 到 110N/mm^2 。我已经用一个木制的轮子在超过 90000rpm 下短暂的运行，而轮子没发生任何损坏。使用不同的轮子装上更大宽度的桨叶 b1=16mm 和 d1=35mm 结果部分桨叶在转速达到 76000rpm 时在进口边沿发生破裂，虽然把桨叶固定在转盘上的方法不完全和制作指导中描述的一样。因此在计算时我们不得不允许一定程度的不确定性。

现在让我们看桨叶出口末端的弯矩，也就是在宽度 b2 处。我们可以又一次使用同样的公式，但这一次使用适合于 b2 的数据：

d2=66mm, U2=259.2, b2=7.5mm, $\beta_2=45^\circ$

$\delta_2 = ((700 * 259.2^3 * 0.0075^2 * \cos 45^\circ) / (0.066 * 0.001)) * \text{Pa} = 28.4\text{N/mm}^2$

从这个结果我们能看得出桨叶上的弯矩在入口的值比在出口的值大的多。在实验中我做了很多损坏分析同时开发出了一个强度相当满意的轮子这证明这些计算方法能在处理过程中给我们一个好的开端。

计算压缩轮的所有方面的强度，特别是桨叶与轮盘的连接点，这将是更为复杂的一个问题。在任何情况下这些结果可能并不比靠实验得到的结果精确。

然而，评估轮盘的强度是有可能的。对于一个厚度一样并且中央带有一个小孔的轮盘它的最大抗弯强度是 $\sigma_{\max} = 0.83 * \rho * u^2$ 。

使用密度为 700kg/m^3 的木材并且外围最大速度为 260m/s（我们的压缩涡轮的最大外围速度），弯矩大概在 $39\text{Mpa} = 39\text{N/mm}^2$ 。最大弯矩发生在中心孔的边缘，而不是在轮盘的边缘尽管你可能那样认为。木材完全能够应付理论水平的弯矩。

但是，在我们的案例中轮盘强度被插入其中桨叶削弱。如果桨叶和轮盘通过连接柄连接，也就是盘上没有开槽，那么轮子依然能够经受 50000rpm 的转速，相应的外围速度为 170m/s。正如所预测的桨叶和无槽轮盘的胶合点是部件上的薄弱环节。另一方面，全木制结构能承受的最大外围速度离我们的发动机的最大转速的要求并不远，因此加强木制结构强度是一个不错的选择。这并不是最早产生的主意——很老的运输车采用木头轮子和铁制轮胎还有木头的桶使用铁制的箍才是最早的。

发生在旋转的环里的张力可以很容易的使用下边的公式计算：

$\sigma_{\text{Ring}} = \rho * u^2$

比如，如果我们假设使用密度为 7850kg/m^3 钢材并且最大外围速度为 260m/s，由加强环的质量引起的张力为 531Mpa ，或是 530N/mm^2 。现在我们将使用碳纤维作为加强材料重复计算，也就是用碳纤维包裹木制轮的外围。碳纤维的密度大概是 1500kg/m^3 ，算出的张力仅为 101N/mm^2 ，而碳纤维可以承受的张力却高达 1000N/mm^2 。很明显这种材料是加固压缩涡轮的最好选择。结果得到的组件就是制作指导中描述的那样。

对强度有要求的不仅是这个，然而，我们也要考虑由于离心力的影响而产生

的弹性扭曲变形。对于环形这很容易计算，直径的改变是：

$$\Delta d = d \cdot \delta \text{ Ring} \cdot E$$

E 是弹性系数。对于钢材这个系数的值为 $2.1 \cdot 10^{-11} \text{N/mm}^2$ ，碳纤维材料的值也一样。我们已经使用以上的公式计算了这些力的作用效果，最后得出对于钢制环直径改变 0.17mm 而碳纤维的只改变 0.03mm。因为碳纤维有很高的抗张力强度，很明显它能够提供更比其它加强材料更高的加强强度的效果。材料的外形稳定性在别的条件下的决定性因素是常数 p/E 。这个值越小材料的尺寸改变在给定的尺度和外围速度下就会约小。这方面碳纤维材料的表现比别的材料要好的多。Aramid 碳纤维（凯夫拉尔），也是考虑过的高强度材料，但是它完全不适合用来加固压缩涡轮。这种材料的优点是使之适合应用于需要高强度和高弹性的场合，比如，受震动荷载的部件。

最后一个简短的注释是关于压缩涡轮机在温度升高的时候强度减小的问题。在我们压缩率为 1.4 的情况下温度升高大约为 300°C 。以下的公式能给出近似的一个值：

$$T_2 = T_1 \cdot \pi \text{ 的 } 0.285 \text{ 次方}$$

这里 m 表示压缩机的压缩率。问题确实在高压缩率的全尺寸发动机被发现，在压缩机的最后一级，温度会抬升到 400°C ，但是这不会在我们的应用里发生。

4. 4 燃料消耗量

4. 4. 1 计算 FD3/64 的燃料消耗量

一旦我们确定了与温度和空气流量的运行数据，就很容易计算发动机的最小燃料消耗率。我们假设在低压缩率的热力发动机中热空气热能的主要作用是用来加热工作媒介。输出的热能从热空气比热，流量和温度差异从公式得到：

$$Q \cdot = c_1 \cdot m \cdot \Delta T$$

c_1 = 热空气的比热

ΔT 是进气口和喷气口的空气温度差。使用我们的涡轮喷气发动机的数据，我们发现：

$$Q \cdot = 0.115 \cdot 600 \cdot 1050 = 72.450 \text{W 热能输出！}$$

当碳氢化合物燃料比如柴油，汽油和类似的燃料燃烧的时候，每克发出大概 4000 焦耳的热能。因此我们就能够计算出每秒的最小燃料消耗量 $73.450/40 = 1.81 \text{g/s}$ 。如果燃料的密度为 0.85g/ml 那么相应的燃料流量是 $1.81/0.85 \text{ml/s} = 2.13 \text{ml/s}$ 。

使用这种基于空气流量和排气温度的方法能够精确的评估整个转速范围内的燃料最小消耗率。实际测量的结果比计算结果稍微高一些（请看图表，在 5.7 章节）。

在燃料消耗率的计算中燃料的热值是唯一的一个决定性因素。

4. 4. 2 最优燃料消耗率下的运行参数

如果我们假设我们的模型飞行器在速度为 50m/s 左右飞行——一个比较合理的值——我们能够预测推力实际与静态推力相同。我们现在需要考虑是否可以优化这个静态推力下的燃料消耗率。就像我们的计算显示的那样，桨叶角的选择范围相当大，而这个因素影响涡轮机的轴向能量的转化率。但是在一定的流量下能够获得尽可能高的压缩率。众所周知，内燃机的热效率主要依赖于压缩率和内部能量的转化效率。不幸的是这样的基本要求就是使用一个具有大角度偏斜的涡轮，但是这不可能使用简单的工艺和技术达到。



FD3 系列发动机的启动装备是很简单的。一个吹头发的吹风机或是 12 伏特的真空吸尘器可以用来使发动机进入最小转速，而用一个小的喷雾器的罐子装丙烷/丁烷体燃料来预热发动机的燃烧室。如果没装内部点火系统的话，最后还需要一盒火柴或打火机。



第五章

测量设备，测量技术和测量结果分析

一台完整的涡轮喷气发动机系统包括一些测量设备。这一部分将描述需要使用什么和怎样使用。

5. 1 测量旋转速度

已经解释过我们的涡轮喷气发动机的最大允许转速是 75000rpm。第九章描述了为什么最大转速对于涡轮喷气发动机如此重要。一般的旋转计数器是为活塞发动机设计的因而不能应付如此高的转速范围，但是可以在特殊的经销商那里得到一种特别的转速计能够读到 100000rpm。这些仪器都是非接触测量，特点是具有一个数码显示器，并且可以测量低至 1rpm。为了进行测量你不得不想办法在转子上加上一个标志。最简单的办法就是在桨毂上用黑色涂料表上一个放射线形的标记。如果你不能测量发动机的转速那么你就不可能让它正常运行。并不需要每次启动发动机时都测量它的转速，但是当你调整燃料供应系统或准备画推力/速度和压力/速度图线时一台转速计是必须的。

5. 2 测量压力

在系统中需要测量压力的区域有两个：

1. 检查燃料泵的压力。你需要一个测量范围为 10 巴的压力计。
2. 测量涡轮喷气发动机压缩机腔里的压力。在我们的设计里压力大概为 0.5 巴。这需要一个测量范围大概为 1 巴的压力计。在这个点上测量压力对于测量转速期间检查发动机的运行状况是非常有意义的。正如推力/压力图显示的那样，推力和压力是直线关系，也就是说在半推力或双倍推力时压力将会按相同的比例下降或升高。因此你需要做的就是最大转速时同时测量推力和压力，这样你就可以认为这个最大压力值就是一个实际测量的可靠值。这个系统的最大好处就是

在发动机装在模型上时也还能检查发动机是否运行正常，因为压力计很容易装在模型上。

如果你想用自己的方法开发，那么你就需要制作一个造价很低精确的 U 形管压力传感器。管子被装在垂直的板上带有毫米刻度，n 管子腔部装有水。这是一种很好的测量低压力差的方法，也就是说可以测量压缩机出口和燃烧室入口之间的压力损失。

5. 3 测量推力

涡轮喷气发动机的推力毋庸置疑是我们最感兴趣的。一种家庭使用的弹簧侧重仪是就是一个极好的推力测量工具。能够简单的铆固在侧面，然后安装在装有发动机的小滑板车上，它只允许压缩。当然能移动的小车也可以是你的能够起飞的飞行器。相片上显示了我的测试装备，一台油泵和固定在滑板车上的测试用的系统，通常它们是要装在模型上的。

推力计的刻度应该能够达到 3 或 5kg。如果你想要保持精度，那么记住 1kg 的刻度代表 9.81N。一种弹簧称也可以用来做代替厨房用的那个东西。你要做的就是将称安装在测量设备上或模型上，发动机的喷口朝外。

5. 4 测量温度

测量温度—排放的气体的温度对于你检查发动机是否正常工作像其它测量数据一样也是很特别重要的。推荐在这个任务中使用一种使用 Ni-CrNi 热量传感器的温度计，但是还有一种 Fe-Cu 热量传感器的温度计也可供选用。你还需要仪台毫伏电压测量计以及一台转换平台。作为一个选择，适当价格的能够测量 1000 °C 的电子数码温度计也能从特殊的经销商那里买到。这些仪器能够给出非常可靠读出排放的废气的温度分布和温度轮廓曲线。喷气口附近的温度起伏 100°C，但这是无关紧要的，这不影响系统的工作。更严重的温度起伏是热点，你能很容易的看到它们，如果不是在强烈的阳光下操作的话。最安全的观察发动机喷气口的方法是在离喷口大概 0.5 米的地方放一面镜子，镜子的角度以你能从安全的距离观察发动机的喷口为准。

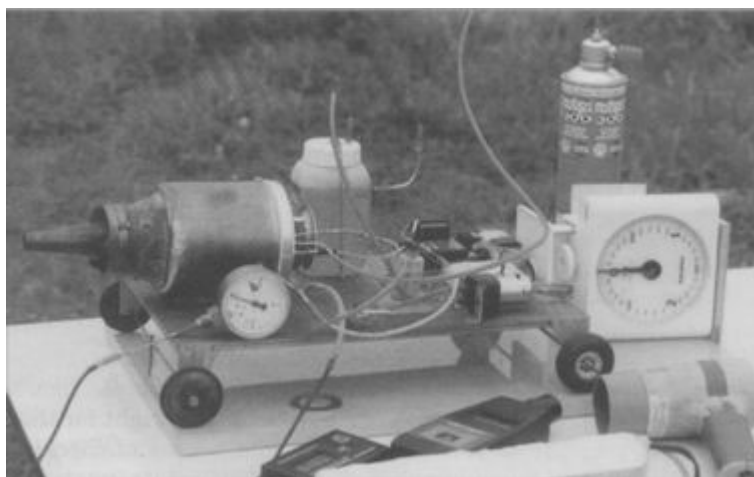
如果你想测量平均排气温度，唯一的办法就是把排放的气体导入一个金属薄板做的管子里。我们可以假设排放的气体在离喷口 30cm 的地方能够完全均匀混合，而这个点也是平均温度的测量点。



“FD3” 的测试平台安装了所有的辅助装备，正像发动机本身的设计一样，测试平台也是使用最常见的设备和材料。在前边是：电池，启动风扇，点火器，接触测量温度计。一个厨房里用的测重仪被用来测量推力。它的前边是一个标准的气体罐出口带有阀仅在启动时提供

外加的气体燃料。

注：这种测量方法不会减小推力值。这种测量办法在你需要优化喷口时也是很有用的。



所有固定在滑板车上的部件都已经经过飞行测试。图中的全部设备已经可以叫做“完整的涡轮喷气发动机推进系统”，在前边是：油泵、速度控制器、油泵电池、接收机电机和接收机以及开关。燃料箱上有两个标记，它们是用来测量燃料的消耗量的。那个比较小的油箱里装的是轴的润滑油。在发动机点火点的前边的标记是用来提供给光学速度测量计的，在进气口的唇边里边。

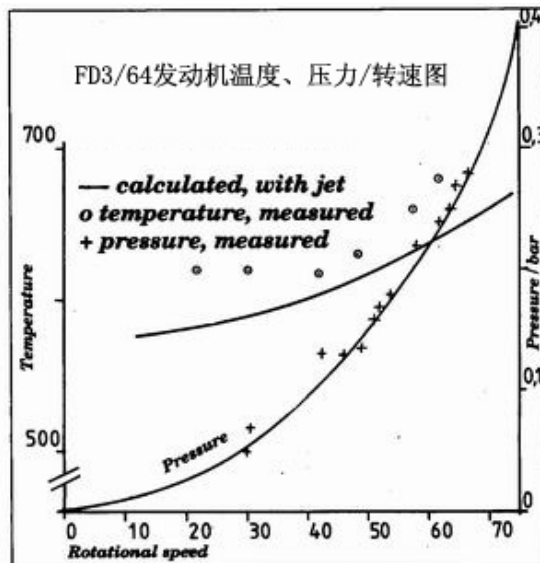
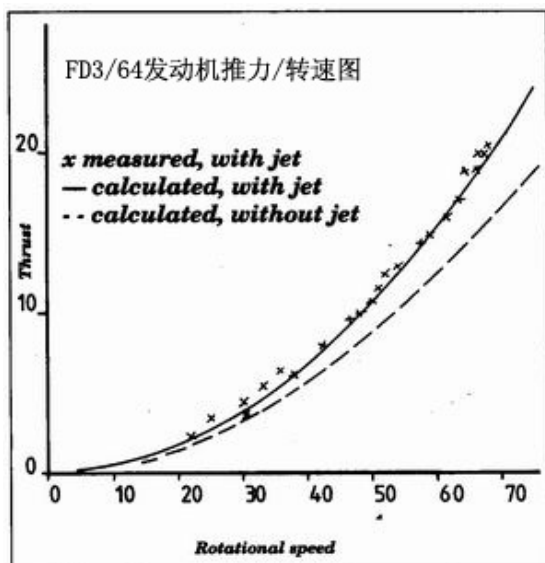
如果发动机的喷口太窄，排气的温度，也就是发动机的温度，将会快速的升高。作为一个公理，不要让排气温度超过 600°C 。如果排气温度在 600°C 以下，那么小心的调节喷管的大小能够稍微提高推力。

5. 5 测量燃料消耗

燃料消耗对于你的模型设计来说是非常重要的。因为飞行时候涡轮喷气发动机的燃料消耗率比活塞发动机高的多。我们需要知道的是燃料的容积或者重量是否能被模型装载，是否会严重影响模型的重量，能否让我们进行一个 5 到 10 分钟的飞行。测量燃料消耗并没有技术问题：把发动机设置在已知的状态，比如半推力状态，测量燃料消耗完的时间，就可以得到精确的你所期望的燃料消耗率。获得更为正确的燃料消耗率的办法是在不同的推力设置下分别测量燃料消耗。

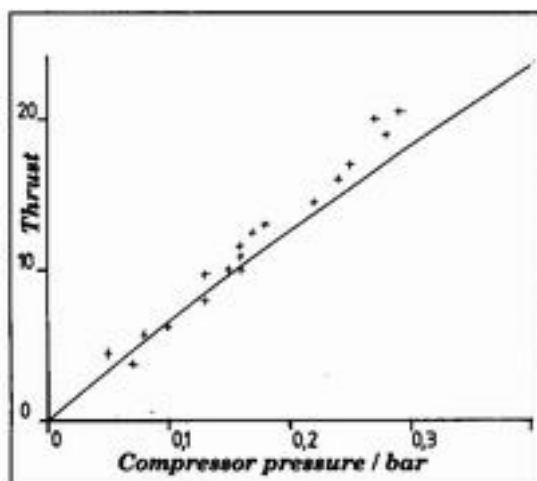
5. 6 测量喷口气流的方向

完美的气流应该是以与轴线平行的方向沿直线排出。这样，气流的能量就可以以最大的效率转化成推力。要检查这个就要使用一个安装在长的金属线上的金属材料小风标。把风标放在环形喷口的附近，它就会在气流的作用下偏斜指向气流的方向，你就能立即知道气流的方向是否与发动机的轴线平行。很小的方向变化并不影响发动机的推力， 10° 的偏角将意味着 1.5% 的推力损失。



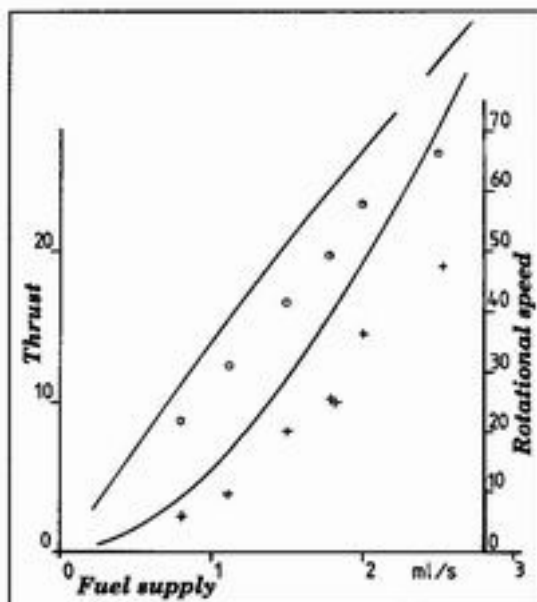
5. 8 测量结果分析

对于我们的涡轮喷气发动机的开发工作来说，每一个测量结果都是很重要的，这一部分将讨论一种系统的测量方法。第一步我们应该考虑推力/旋转速度图。推力的测量和计算在不同的转速条件下的推力使用无喷管和有喷管两种配置。正像我们所看到的，测量结果非常的接近于理论的计算曲线而且实际测量的推力增长过程非常的接近于旋转速度的平方。比如说，如果我们从图中得到一个转速为 30000rpm 的 4N 推力，那么当转速为 60000rpm 时推力应该就是 4 倍，也就是 16N。计算结果为 15.5N，与实际的测量结果很接近。仅有约 3% 的误差。结果显示我们的理论假设和计算方法与我们在实践中得到的很一致。



FD3/64的推力/压力图

x measured
— calculated



FD3/64的转速和推力与燃料消耗的关系图

o Rotational speed, measured
+ Thrust, measured
— calculated

当然，推力/转速图并不能单独的满足实际的目的，例如，虽然推力/旋转速度图与实际测量中的一个值很接近，但是发动机的运行温度很接近极限或者燃料消耗根本就与先前的计算不同。

因为这个原因，我们将要考虑温度/旋转速度关系图，比较测量值和先前的计算结果，我们能够发现实际的温度比图上的曲线稍微高一些。在低转速的情况下这种差异可以解释为涡轮喷气发动机不能在很低的转速条件下运行，也就是最小运行速度。如果企图在这个转速以下提高发动机的速度结果就是发动机会被烧化。这也可以说明在低转速下发动机的效率比我们预期的要低得多。更有趣的是，在速度的上部区域温度曲线偏离了曲线。原因是燃烧室内燃料的不完全燃烧。这会产生以下效果：一部分燃料/空气混合物将在燃烧室外燃烧，这会抬高燃烧室后面的排放废气的温度。如果我有机会测量喷口周围的所有点的温度的话我会对这个情况说得更多一些。主要的变化会显示以上的变化的缺点，在一系列的测量中，我们的确测量到了大约 750°C 的高温，在喷管外右边的区域。这也可以通过观察扩散系统的桨叶温度的分布看到。在黑暗的环境下蓝色的火焰能在这点被看到。这是一部分燃料在燃烧室外燃烧的明显迹象。

如果这些推论是正确的话，结果将会被发现在比较实际的燃料消耗和理论的燃料消耗时。就像图中的显示一

样，这个发现相当清楚。

特别有趣的是如果我们把燃料消耗和推力图线画在一起，我们就会发现推力的增长速度比燃料消耗增长的速度高的多。测量的数据证明了这条曲线，但是要稍微低一些。然而要产生推力就必须抬高转速，这的意思是：如果我们提供过多的燃料那么发动机的旋转速度将会很快的进入极限区域。

最后进入推力/压力图，在这种情况下推力测量结果会稍微的高于理论值。在实际中这些差异并没有太大的意义。如果我们会回到旋转速度/压力图，我们能很容易的看出最大压力当达到最大推力的时候，即是 20N，而不必使用转速计。依照曲线这应该是 0.35 巴，条件为在压缩机壳中，转速为最大转速 75000rpm。这点上的推力计算结果是 21N 比测量结果稍微高一些。

如果你仅要做一个 FD3/64 的复制品，那么你不必重复做我已经做过的事，像我描述的那样。这一部分已经很清楚的描述了如何分析结果使之能够被我们应用。

第 6 章 其他附件

额外的测试项目已经暗示你将需要一些别的仪器，所需的仪器列表取决于你自己的意愿。如果你只想让你的发动机在实验状态下运行，那么你不必安装柴油测量系统和油箱，你只需要一个丙烷或丙烷/丁烷气体燃料瓶。在这种情况下至少为 5 升。当然你也可以使用一次性的气体燃料罐，但它们相当昂贵，并且不是一个永久的解决方案。气体瓶或气体罐应该安装一个不漏气的调节阀，用耐高压的软管与涡轮喷气发动机相连。能很好的进行连接的专门为汽油设计的软管，应该是有 5mm 的外径和 2.5mm 的内径。这种软管也可在发动机运行的时候用来连接燃料仪表和泵。如果你要用柴油运行你的发动机那么你至少需要一个像上面所说的小的带有调节阀的气体罐。这些不可缺少的东西还包括一个特别的邮箱和一些启动设备。火柴或打火机已经能让你点燃发动机。

6. 1 点火系统

燃烧室里不会自动的发生燃烧，必须在启动时借助外界来提供这个过程的一个开始，在辅助气体连接上之后。然后燃烧就会继续进行只要有气体燃料或液体燃料。最简单的点火方法是使用气体打火机或火柴在喷口外点火。当然也可以使用一个装在燃烧室内部的高压点火器或电热丝点火器。着两种系统都能够很好的工作。如果你使用电热点火器你应该使它的电热丝稍微的离开机身一定距离，并调整电压使之电热丝发热直至发出黄光。高压点火器或电热点火器的最佳位置是在燃烧室的前部。然而你不必非那样做不可如果出口更容易靠近的话。

6. 2 燃料仪表系统

涡轮喷气发动机发动机的推力会随燃料供应量的变化而发生变化，因此适当的燃料供应系统是必须的。一种小型的电动油泵在这方面表现得相当完美。如果油泵的马达转速发生变化燃料的流量也会以相同的比例发生变化，油泵马达的转速能够用一个无线电控制的标准速度控制器来调节，就像使用在电动的遥控车或飞机里的一样。这样的安排已经画在图表中。对模型柴油发动机很重要的使用螺丝调节的汽化器在涡轮喷气发动机中并不需要。

不必使用特别设计的燃料供应系统而可以直接用商品。使用商业产品制作一个稳定可靠的系统并不困难。在制作燃料泵系统的时候你应该牢记以下几点：

1. 要能抵抗汽油、柴油、石油和煤油的腐蚀。

2. 在压力下泵和马达的轴要有密封装置。
3. 当泵送的燃料流量为大约 2ml/s 的时候压力为 3 巴。
4. 直流马达的电压在 6—12 之间，使用铜—石墨电刷。

我使用了一个能够安装在盒子内的泵，Conrad Electronic 制造（货号：NO.224421-22）。也可以更换具有更强大动力的马达，比如 Graupner RS 380。如果你这样做，你就要把原来的马达的连接件取下来，然后把 RS380 装上。你也需要安装一个间隔垫圈（10mm 直径,1mm 厚）在马达和泵的密封圈之间。

Conrad 的产品目录还有一种燃料龙头（货号：NO.239321-22）。这是一个必备的装置，否则当你离开的时候燃料就会流金涡轮机。

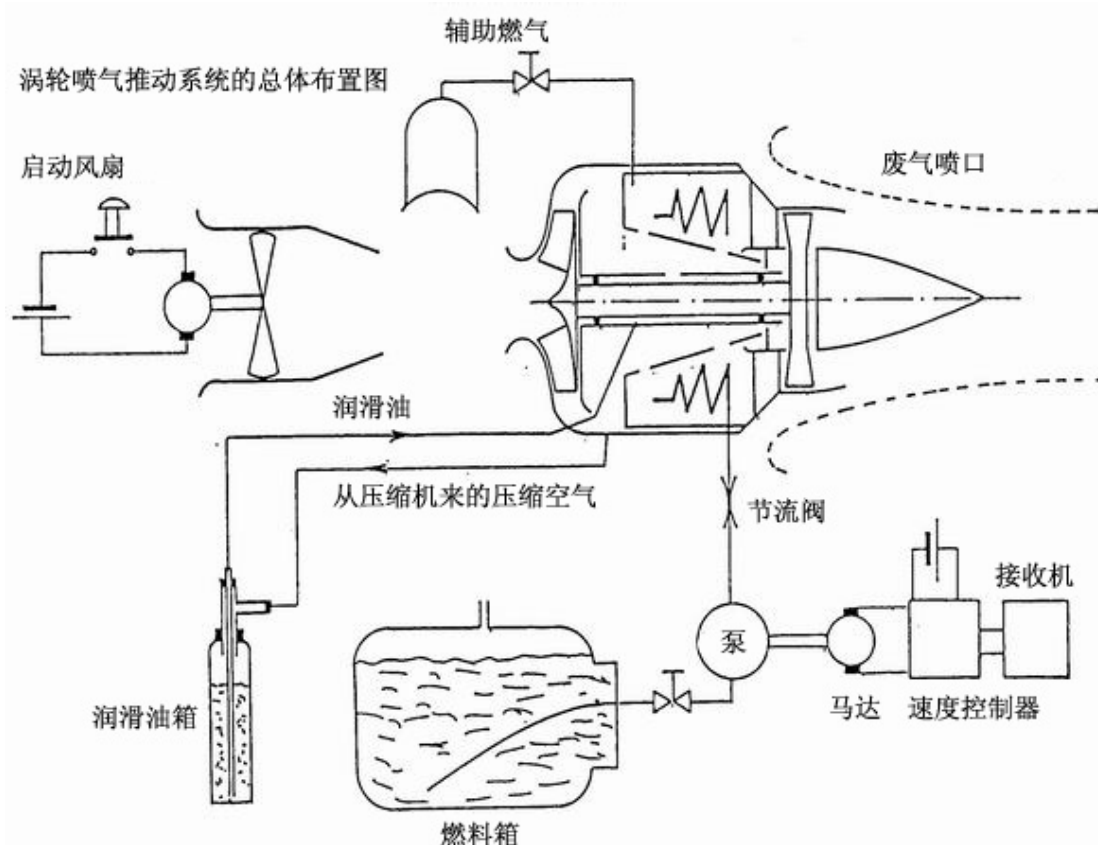
速度控制器应该满足以下要求：

1. 具有阻尼控制特性，也就是当发射机的摇杆快速的从零推到满舵位置时，速度控制器应该缓慢的增长。
2. 控制器的控制特性曲线应该与遥控器的杆量成直线关系。一些速度控制器的能够缓慢的增加速度，但是从零到满杆量的控制范围很狭窄。因此这些类型的遥控器完全不适合于控制燃料供应系统。
3. 频率足够高（MHZ）否则泵的小马达会干扰无线控制系统。
4. 控制器必须不能辐射干扰脉冲（各种谐波脉冲）。

大部分为电动飞机设计的速度控制器都能够满足这些要求。泵马达的电流消耗仅为 2.5A 左右，而且运行电压也很低，因而电流的控制相当简单。电子刹车系统和反向旋转也是不必要的。我强烈的建议您把速度控制器和马达连接，然后在所有可能的杆位上进行测试。记住即使是很小的马达都必须安装电容滤波器。

5 号六节容量为 500mAh 的镍铬电池很适合于燃料泵。从接收机取得电源这种做法是不明智的。

另外一个对于燃料供应系统生死攸关的问题是要有可靠的方法避免过量的燃料



供应。最简单的方法就是在燃料泵与发动机之间的油管装上一个限定器。限定器应该在控制器的最大杆量位置进行调整，燃料的流量不能超过最大可能的燃料消耗率。这种形式的限制很容易实现，由一根内径为 1mm 的黄铜管与燃料软管匹配连接。管子的长度大概为 10cm。黄铜管内安装一根直径 0.8mm 的弹簧钢棒，并稍微弯曲它以防止它滑出。棒的长度影响限定器的效果，正确的长度只能通过实验来确定（请看操作指南）。

6. 3 油箱

需要两个油箱：一个装燃料，一个装润滑油。标准的特技飞行模型的燃料箱的容积大概为 0.5 到 1 升比较合适。需要注意的一点是燃料软管必须使用能够经受汽油和柴油腐蚀的橡胶制作，和泵连接的软管也必须使用这样的材料。不必像在活塞发动机那样对燃料箱进行加压。

润滑油箱的容积不必大于 20ml。这个油箱必须使用透明塑料制作，并且要安装在油的水平面能被清楚的看到的地方。总体图显示了油箱的管道的基本排列。既然油箱处于发动机 0.5 巴的负压之中，这就保证了油箱的油管不会自动的滑出。

这个润滑油箱不必安装重锤。当模型飞行时短暂的中断是无害的。如果润滑油消耗过量，那么您就要仔细的调整润滑油供油管道上的毛细管的长度，直到符合要求。一种塑料内胎的细电缆（内径 0.8）很适合用在这个方面。所有连接润滑油箱和发动机间的管道都要使用耐油的厚壁油管。为了加油，你不必做一个加油口，只要简单的拆开油管，然后往管内注射润滑油即可。

6. 4 启动装备

6. 4. 1 风扇或压缩空气

在紧急情况下全尺寸的涡轮喷气发动机能够利用发动机本身的气流来启动，而不需要任何外部动力。显然要让我们的发动机启动得依靠风扇的气流。一种吹头发的吹风机对于 FD3/64 发动机来说已经足够了。首先你得拆开它，移去所有不必要的部件，它的电动机能用 20 伏直流电运行，而且电流的消耗量非常的少。但是这样你必须使用 20 节电池或者两节 12 伏的铅酸电池连起来给它提供电源。另外一个办法就是使用一个模型电动机来代替它的电动机，比如用 Graupner 380 RS。这种电动机在 7 到 8 节镍铬电池的电源就已经能提供足够的动力，但它要消耗比较大的电流。但是这比使用高电压的马达的代价低的多。如果你还有其它类型的电动风扇，你能照下边的办法很快的判断它是否适合于做启动器：如果这个风扇能够把涡轮发动机的转子转速吹到 3000rpm，那么就可以了。你可以试着给风扇加上一个喷口，看它的启动性能有没有改善。风扇和发动机进气口的距离并没有限制。它可以是几厘米，如果风扇动力足够的话也可以是几寸。

如果发动机的进气口装在模型内部，可以把风扇直接放在模型的进气口——这通常已经能够保证使发动机达到必须的 3000rpm。如果模型有两个进气口，分别在机身的两边或在机翼下，那么你就必须在机身上发动机进气口的位置前方开一个直径 25mm 的孔。然后你就可以在风扇的前边装一个弯曲的导气管伸进这个孔中启动发动机。

如果你有一个动力充足的压缩机，你也可以用它来做启动器。使用压力为几个巴的压缩空气通过导管在半米之外就足以启动发动机了。

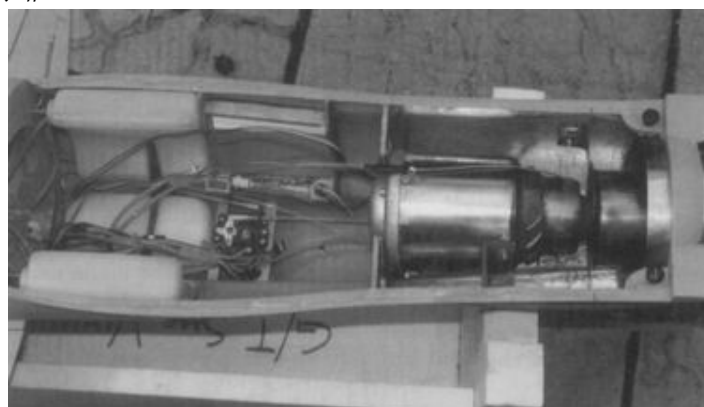
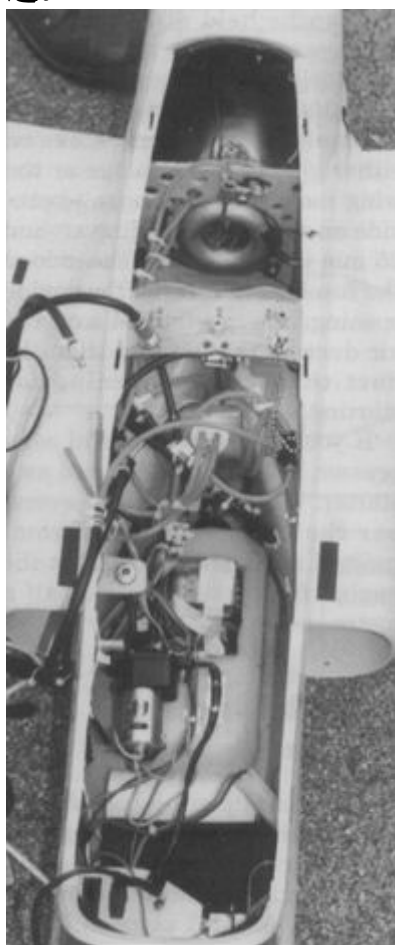
6. 4. 2 电子启动器

另一种让发动机转子达到启动转速的方法是使用一个带有柔性连接转轴的电动马达。一种粗的硅胶管很适合于做着种柔性连接，它必须被可靠的安装在马达的

轴上。然后把它紧紧的压在压缩涡轮的毂上，就像启动活塞发动机一样。启动马达的功率并不重要，起决定作用的是它的空载转速，必须能够达到涡轮喷气发动机的维持转速之上。一种小型的"buggy"马达，通常被用在遥控车上，是很好的选择。它的空载转速至少为 15000rpm。当把它连接在压缩涡轮的毂上时，转子的转速就会以这个转速运行，而不是以维持转速运行。当涡轮发动机还没启动的时候，马达消耗的电流最大。只要燃烧一开始，你就会听到转速在升高，同时马达的消耗电流在下降。如果你进一步打开节流伐，转速会继续攀升而消耗电流也会一直下降直到到达维持转速。在这个点上马达不再给涡轮提供动力，而它消耗的电流也会下降到空载电流。这个过程能告诉你发动机自动运行的转速范围。如果这时马达继续与涡轮相连，涡轮就会驱动马达到达空载速度之上，这时电流方向就会反过来，也就是马达这时变成了发电机。在马达电流下降到空载电流以下时就可以断开马达电源，这时涡轮会继续靠自身的动力运行。

对于 FD3/64 你不必使用这种方法去彻底的测试它的启动过程。然而如果你是按照自己的方法开发发动机，那么这是判断涡轮喷气发动机能否自己独立运行的可靠方法。例如，当你点燃发动机，但马达的电流只是有一点下降，但涡轮的温度已经很高，那么你就可以断定系统有毛病。马达的空载转速比发动机的维持速度高得越多，这种方法越可靠。

FD3/67 被装在一架 Saab Viggen 模型上，能够看到三个分开的燃料箱和发动机后边的不锈钢喷气推离通道。



Mike Koskela 和 Nick Moore 制作的BAE Hawk 安装了FD3/67发动机和必要的设备，在图中你能看到燃料泵(左前方)和燃料箱上方的电子控制设备。Hawk 在这台发动机的推动下虽然重 14 磅但还是能够飞的很棒，但是降落和起飞速度也因为翼载而比较高。

第 7 章

FD3/64 涡轮发动机制作指导

7. 1 前言

我已经按照这部分描述的方法根据图纸制作了发动机的所有部件，而且它们都经过了飞行测试。我建议你在制作自己的发动机之前仔细的阅读这部分内容。使用的技术和方法已经是尽可能的减小了复杂性和困难度的。我没有试过使用适合大批量商品生产的方法。如果你想要修改设计或制造方法，使它更合适你，那么你要记住你所做的任何设计、制作方法或是材料的选择都可能导致整个系统的失败。

而且你不可能不用车床制作出转子和机壳部件。机床必须有以下设备：放射式的可调节的卡盘，能够旋转、滑动和调节角度的托盘。攻丝功能很有用但是不是必备的。车床应足够的大以便于能够住或旋转最大的部件。在这个项目中就是机壳，它的直径是 130mm。

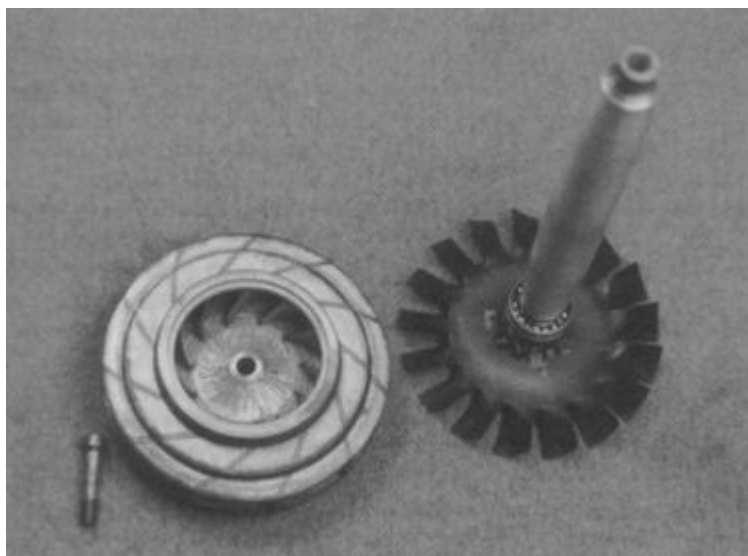
某些部件必须有很高的制作精度，但我已经不依靠昂贵的测量工具来达到这个目的。在下边的介绍中，“前”或“前部”指发动机压缩涡轮的进气口。“尾”或“尾部”指喷气口。

。注意：安装部分为了不误导爱好者，保留英文，中文意思请看 fd3-64 中文制作对照。

7.2 Constructing the components

7.2.1 The rotor system

This consists of the shaft assembly and the compressor and turbine wheels. The wheels can-not be made accurately unless the finished shaft is available. You will need the following measuring equipment: good vernier callipers, a dial gauge graduated to 1/100 mm and a screw micrometer. Vernier callipers with 1/100 mm digital readout can be used instead of a micrometer.



The complete rotor, ready to install

7.2.1.1 The shaft

This consists of the central shaft and the two bearing spigots. Turn down the central shaft to a diameter of about 14.5 mm, and leave it about 0.5 mm overlength. Bore the 10 mm holes and cut the M6 threads to take the bearing spigots. To avoid imbalance in the finished shaft I recommend that you check that the workpiece runs true using the dial gauge every time you have to re-chuck it. Adjust the centration of the chuck if necessary.

The permanent connections consist of M6 screwed joints and 10 mm nominal diameter bores, in which the bearing spigots are an interference fit. Measure the actual dimension and add 0.1 mm for the diameter of the spigot. Turn it down to this dimension, then chamfer the edge facing the central shaft. With the workpiece held in the chuck, attempt to screw the bearing spigot into the central shaft. It should be possible to screw the spigot into place as far as the 12 mm diameter flange using moderate force. If this is not possible, carefully grind down the diameter. Once you have successfully completed the screwed joint to the central shaft, pilot-drill the front face of the front bearing spigot (compressor wheel) using a 60° centre drill, and bore the 3.2 mm diameter hole for the M4 thread.

Turn down both ballrace journals 0.5 mm oversize. Do the same with the spigot for the M6 thread-ed section which accepts the turbine wheel. With both bearing spigots screwed to the central shaft, clamp the (uncompleted) turbine end of the workpiece in the chuck, and locate the other end on the live centre. It is extremely important that the following processes are completed without unchucking the shaft; this should ensure that the shaft, and thus the whole rotor, will run absolutely true. This is the sequence of operations: turn the tapered section at both ends, turn down the centre section to the nominal 14 mm diameter, then turn down the ballrace journals. The ballrace journals should be left 0.01 mm oversize. The ball-races should be a light force fit on the journals; this is achieved by polishing the bearing journals with the central shaft in the chuck. I recommend that you use the dial gauge to check that the bearing spigot is running true at the start of this process, and adjust the centring if necessary. Finish the job by cutting the M4 and M6 threads.

Note: it is also possible to machine the shaft from a single piece of steel. In this case the maximum diameter can be reduced from 14 to 12 mm without loss of bending strength.

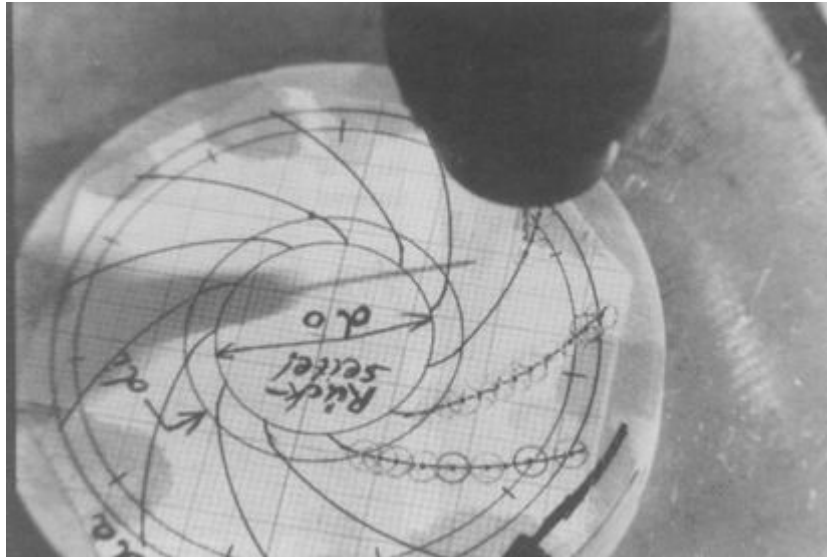
7.2. 1.2 The compressor wheel

This component is the most difficult part of the turbo-jet to make. The process is illustrated with photographs as well as drawings. In addition to the lathe you will need a small, precision pillar drill with a maximum speed of at least 6000 rpm, and a miniature hand-held grinder. If your lathe chuck cannot accommodate a blank of at least 50 mm diameter, you will need a 10 mm diameter mandrel and support flange to machine the inside of the cover plate.

The first step here is to make the bushes which are fitted to the base disc later. It is important that the bore (nominal diameter 8 mm) of the rear bush is a light force fit on the front 8 mm diameter bearing journal, to ensure that the complete wheel is accurately centred on the shaft. It is also important that the front face of the 10 mm diameter flange, which rests against the inner ring of the ballrace, is exactly

perpendicular to the bore. The front bush is not machined to final shape until both bushes have been glued to the base disc.

Cut the blanks for the base disc and the cover plate from 6 mm aircraft-grade plywood, and turn them down to an outside diameter of 80 mm. Bore the centre 10 mm diameter. Cut an additional 50 mm diameter blank from the same material for the cover plate.



Marking out the blank and pilot-drilling the holes for the blade slots. The base disc and coverplate are drilled through in one operation between di and da. The base disc alone is then drilled between di and do.

Cutting the blade slots

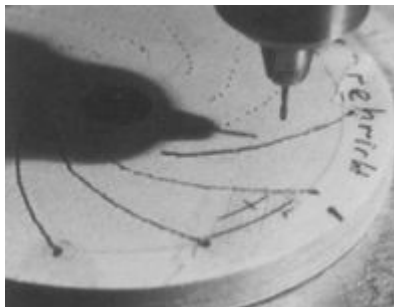
Mark the centrelines of the curved blade slots on the rear face of the base disc. The easiest way to do this is to draw them on paper, then stick the drawing to the rear face of the base disc. Caution: the direction of rotation appears reversed when you look at the rear of the wheel. To allow for this you must draw the curvature on the template as a mirror-image. The angular division is $360^\circ / 11 = 32.72^\circ$, but for our purposes it is sufficient to round the figure to the nearest 0.5° using a protractor, i.e. 32.5° , 65.5° , 98° ... etc.

Place the two 80 mm diameter blanks together concentrically and join them by gluing a few strips of wood across them around the outside diameter. Mark the front face of the cover plate and draw alignment marks across the edges with a pencil to establish the position of the discs relative to each other. The first step in cutting the slots is to drill a chain of 1 mm diameter holes spaced about 2 mm apart through both discs. The first holes should be drilled exactly at the inner diameter of 32 mm. Continue drilling until about 2 mm beyond the outside diameter of 66 mm. Separate the discs, then drill the 1 mm holes in the area from 26 to 32 mm in the base disc only. Connect the chains of holes using a fretsaw. On no account continue these cuts right out to the 80 mm outside diameter. Using a 1 mm bit in the pillar drill, machine out the slots using a high speed setting on the drill.

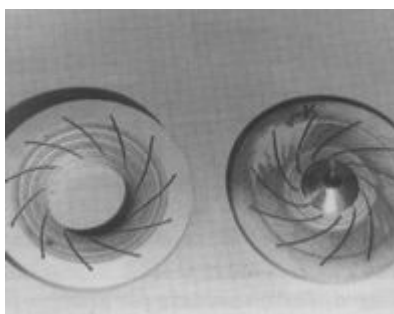
Installing the bushes in the base disc

The bushes can now be glued to the base disc. They must be a snug fit, and they should be fixed in place using heat-curable epoxy, e.g. UHU endfest 300. It should go

without saying that the joint surfaces should be cleaned and keyed (roughened) before you apply the resin. Be careful not to apply excess glue. Fit a machine screw through both bushes and tighten a nut on the other side to hold the parts together under light pressure. Cure the epoxy at a temperature of 120°C, then let the assembly cool down. Fit the blank on the shaft with the ballrace in place, clamp it in the lathe chuck, centred on the ballrace journal, and tighten the retaining screw. You can now machine the bush to final shape, and machine out the stepped section to an internal diameter of 64 mm on the front face of the base disc. Machine out the curved face of the bush in small stages at first, then smooth it to a radius of about 17 mm using a mini-grinding disc. The actual radius is not crucial to the correct working of the compressor wheel. The only important point is that there should be a smooth, flowing transition from metal to wood, and that the worked surfaces should exhibit no wobble. It is essential to maintain the outer step as shown in the drawing, as it locates the carbon fibre reinforcement. It is sanded away when the compressor wheel is finished. Mark the position of the disc relative to the shaft, and always screw the parts together in the same position during the later stages of construction, and when you assemble the engine before running it. Leave the disc 80 mm in outside diameter for the present. Glue the 50 mm diameter blank concentrically to the front face of the cover plate blank using cyanoacrylate adhesive. The grain direction at the joint surfaces should cross at right-angles. Before applying the glue check on

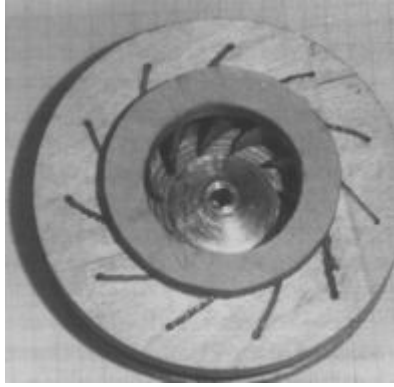


Milling out the slots.

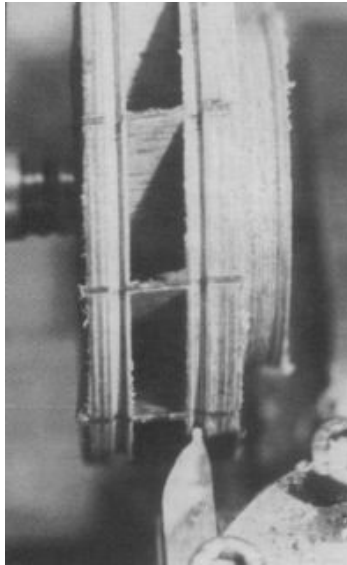


The machined inside surfaces after gluing the bushes into the base disc and joining the cover plate to the 50 mm diameter disc.

scrap material that it forms a strong joint with timber. When the joint has cured, clamp this assembly in the chuck at the 50 mm diameter. If your chuck can-not cope with this, screw it to the mandrel. Now you can machine out the inside shape of the cover plate as shown in the drawing. As



The three discs after gluing the blades in place.



The outer channels for the carbon fibre reinforcement are cut after the discs have been turned down to nominal diameter. The width of the inner flange of the channel on both discs is the edge "K"

with the base disc the 0.5 mm shoulder is important. Leave the outside diameter at 80 mm. Bore a central 33 mm diameter hole in the cover plate.

Preparing the blade blanks is simply a matter of cutting them to the size shown in the drawing. They should be left oversize in length and width. The stated material — beech 3-ply, nominal thickness 0.8 mm (= 0.88 mm) has proved an excellent choice for this purpose. Note that the grain direction of the outer plies must run parallel to the axis of rotation. Please don't try experimenting with different materials or thinner plywood — you have been warned!

Assembling the blades, the base disc and the cover plate

The important point here is that the two discs are plano-parallel and concentric to each other. Screw the base disc to the shaft with a ballrace in place, and clamp the shaft in the lathe chuck. Glue three small spacers exactly 6.5 mm thick to the internal edge of the cover plate, spaced apart by about 120°. Push three blade blanks into the slots in the cover plate which are adjacent to the spacers. Don't glue the blades to the plate yet. Push the other end of the blades into the corresponding slots in the base disc.

Check that the alignment marks at the edge of the two discs are lined up correctly. The blades have to be curved to take up the Camber of the slots. Since the blades are "sprung" in this shape, they stay firmly in place in their slots, with the result that, at this stage of Construction, the whole assembly can be

plugged together "dry" and dismantled at any time. Gently press the cover plate onto the assembly using the tailstock and a soft buffer, and check that both discs make contact with all three spacers. You are now in a position to adjust the concentricity of the cover plate relative to the base disc. Take your time, and be as accurate as you can.

An eccentricity of 0.1 mm is satisfactory. Once you are confident that alignment is correct, glue the blades into the slots using cyano-acrylate adhesive. It is very important here to use a type of cyano which is expressly recommended for wood. Alternatively a slow-setting epoxy resin can be used. Once you have decided on the type of glue, keep to it when fitting the remaining blades. Once the joints have set



hard, release the workpiece from the shaft and fit the remaining blades, working from the rear face of the base disc. Push them through until they rest against the 50 mm diameter disc on the front face of the cover plate. Glue them in place as described above.

Reinforcing the compressor wheel

Fix the compressor wheel to the shaft again, and turn it down to final outside diameter. The reinforcement consists of three annular windings of carbon fibre on each disc. Slow-setting epoxy resin is a suitable binding material, or you can use a specially formulated cyano-acrylate adhesive. In either case the important factor, as far as maximum strength is concerned, is that the carbon fibres are arranged very densely, are aligned accurately

Winding the carbon fibre reinforcement. The channel for the next smaller diameter should not be cut, and the carbon fibre wound into it, until after the first winding has cured.

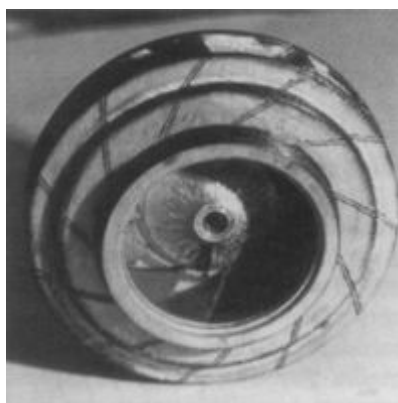
along the periphery of the wheel, and are saturated completely with the binding material. Fast-setting bonding materials, especially "instant" glues, do not meet this requirement. Glass fibres and aramid fibres are not a suitable alternative for carbon fibres. Aramid fibres are very strong, but at the same time they expand much more than carbon fibre, and their modulus of elasticity is much lower. The result would be that the reinforcing rings would expand considerably under centrifugal load, and the wooden component would fracture. Glass fibres also have a low modulus of elasticity and expand more than carbon fibres, and they are also more difficult to wind. We recommend that you practise the winding technique on a test disc of the same material and diameter. For the practice piece you don't need to cut the slots and machine the internal shape.

Now we come to applying the reinforcements: first turn the channels using a fine, sharp parting-off tool, then smoothe them using the finest grade of abrasive paper. The next step is to prepare the carbon fibres. The carbon fibre rovings generally available in model shops are too thick for our purpose, as the cross-sectional area is about 1 mm². A roving of this type should be divided into about five strands, each of

approximately the same thickness. If possible they should all be longer than 1 m. Splice the start and finish of each strand using a sharp balsa knife. This ensures that the individual fibres of each strand do not end at the same point. All strands must be free of knots and tangles.

Clamp the workpiece in the lathe chuck and wind the fibres onto the wheel by manually rotating the chuck, holding the carbon fibre strand taut, and guiding it by hand. Check that the *start* of the strand rests snugly in the bottom of the channel. You can achieve this by smoothing it down with a narrow strip of soft balsa. When the start of the strand is correctly positioned, apply a drop of adhesive. Apply glue successively at approximately each quarter-rotation. Smooth the end of the strand into the channel in the same way, and start winding the next strand at a point offset by around 180° from the end. Continue this process until the channel is completely filled with carbon fibres. Leave the bonding agent to cure for several hours before starting on the next stage, even if you are using cyano-acrylate adhesive. The next step is to cut the channels for the rings of the next smaller diameter.

Once you have completed the test piece, let the bonding agent cure then separate the carbon fibre ring from the wood on the lathe. You can now test the quality of the winding by carrying out a fracture test. Study the fracture point with a powerful magnifier, and you will clearly be able to see whether the fibres are fully saturated with binding agent as described above. If fairly large areas seem to be unsaturated, the adhesive or epoxy is not suitable. In my experience, UHU Endfest 300 and Simprop Blitzkleber "extra duenn" (ultra-low viscosity cyano) have proved outstandingly good. Although the Simprop adhesive is termed "Blitzkleber" (instant glue) it is sufficiently slow in response when applied to the carbon fibre windings using the method stated above, and permeates the fibres very well. I always recommend making an experimental winding in any case if you are



The finished compressor wheel.

using cyano-acrylate, since the adhesive characteristics of all cyanos vary markedly depending on their age. One of my compressor wheels constructed using this technique has survived rotational speeds of more than 90,000 rpm undamaged.

A little trick is required to produce the channel for the smallest ring on the rear face of the base disc. Turn the step at the smallest diameter, then glue a thin ply-wood disc, 4 mm larger in diameter than the step, on the rear face. This produces the channel for the winding.

Finishing the compressor wheel

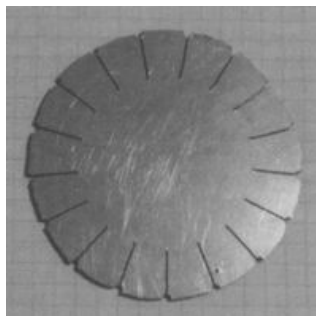
Part off the temporary plywood disc used for the final channel, then machine the outside of the cover plate and base disc to final shape. At this point all the surfaces, including those of the blades, should be impregnated with the adhesive you last used. When this has cured, sharpen the inlet edges of the blades using a fine grinding wheel in a mini hand-drill, and seal the worked surfaces with adhesive to complete the job.

The transition areas where the blades meet the discs must be left unworked. Cut away the plywood at the outside diameter on the internal face of both discs, taking greater care to avoid damaging the blades and the carbon fibre windings. Ideally a thin layer of wood should remain between the carbon winding and inside face. Smooth the worked edges using a fine emery board.

The final process on the lathe is to machine out and round off the inlet throat. The internal shape has to match the outside diameter of the inlet nozzle, and this cannot be done until the nozzle has been made. For this reason it makes sense to leave this stage until all the internal components and the cover have been completed. The actual process is completed in two stages: first bore out the inlet to the point where the inlet nozzle is a tight fit in it. Once the rotor and all the other parts have been installed, and the housing trimmed to fit, it is possible to centre the nozzle, the cover and the compressor wheel very accurately (see section 7.2.8). Once the parts have been centred, you can increase the diameter and depth of the opening by 0.2 mm. The worked surfaces must be impregnated with adhesive in the usual way.

Balancing the compressor wheel

This is best left until all the processes described above have been completed in full. Screw the



The blank after sawing out and marking the position of the flange.

compressor wheel to the shaft with a ballrace in place. Hold the outer ring of the ballrace between thumb and index finger to support the assembly, and run it up to a speed of about 10,000 rpm by playing the starter fan or compressed air on the compressor wheel. At quite a low rotational speed you will usually feel a distinct vibration through your fingertips — an indication of imbalance. Now apply a strip of fabric tape about 1 cm² in size at any point on the outside of the cover plate, and repeat the test. Your fingertips will immediately tell you whether you have, by chance, found the right position, as the vibration will be noticeably weaker. Alter the position and size of the piece of tape and repeat the test until the vibration is at a minimum. This does not take long. Now remove the balance weight (the tape) and apply a drop of glue to the cover plate at that point, wiping it out to form a thin layer. Repeat the testing procedure as necessary. Your fingertips are quite accurate enough to balance the compressor wheel adequately. This method is so sensitive that your fingertips can easily detect a difference in mass of a few milligrammes at the edge of the compressor wheel, just by sensing the change in vibration. Once the balancing act is over, the compressor wheel is ready for use.

7.2.1.3 The turbine wheel

To construct this component you will need MIG (Metal Inert Gas) welding

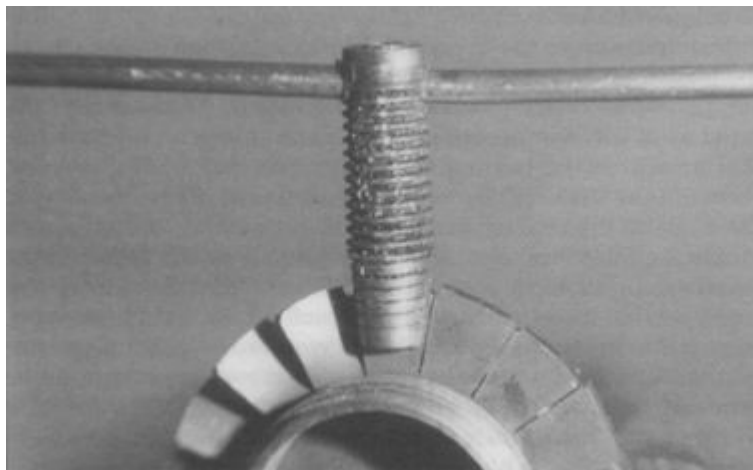
apparatus and a small, robust, high-speed hand-held grinder in addition to the lathe. Mark out the blade division on drafting paper using a root diameter of 41.5 mm and an outside diameter of 65 mm, and glue the template to the blank (2.5 mm thick stainless steel sheet). Mark the diameter of the mounting flange on the template. The stated outside diameter is about 1.5 mm larger than the diameter of the finished turbine wheel.

Mark both ends of the blade division slots on the metal at the inside and outside diameters using a centre punch. Mark the points on the outside diameter deeply, but those at the root diameter very delicately. Punch four points lightly around the hub flange diameter, spaced out at 90° to each other. Remove the paper template and mark the blade divisions from each punched point at the root diameter out to the corresponding point on the outside diameter, using a scribe. Don't scribe lines right across the disc, as this produces a serrated effect.

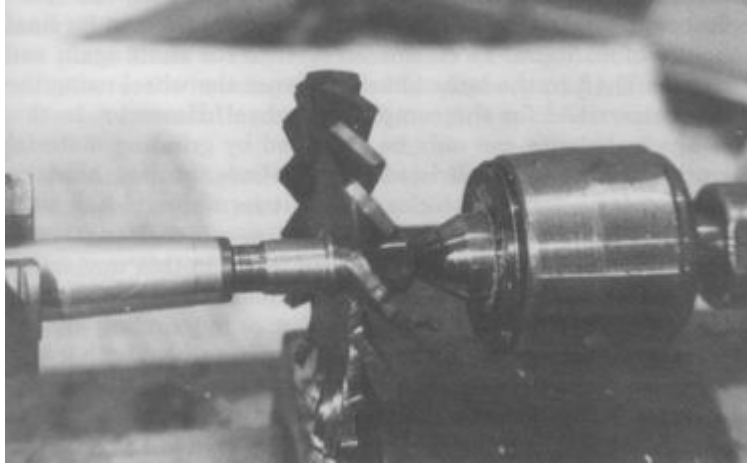
Making the blank

Drill 2.5 mm diameter holes at the outside point of each division. You will need to use a HSS drill in conjunction with a lubricant designed for stainless steel. In an emergency lubricating oil forms an adequate lubricant. Remove rough edges from the drilled holes. You can now cut out the prepared blank from the sheet material. Using a good hacksaw this takes about 30 minutes. Guide the saw blade from the centre of one hole to the centre of its neighbour, leaving half of each hole visible on the blank. Cut along the dividing lines between the blades, again using the fretsaw. Start from the half-holes and cut along the scribed line to the punched point at the root diameter.

Twisting the blades



Twisting the blades with the help of a claw tool.



Flange screwed to shaft and centred up with the blank prior to welding.

The next process is much easier if you first anneal the blank *at* about 700°C. Allow the workpiece to cool down fully. Clamp the blank in a vice between two 41 mm diameter steel rings. The front face of the blank, bearing the hub diameter marks, should be facing you. Locate the blade which is pointing vertically upward, and grip it in the claw tool as shown in the photograph. Twist the tool through 37°, Please be sure to twist the blade in the correct direction: looking at the blade from above, the twist should be anti-clockwise. To check the angle of twist use a protractor or an adjustable square set to 37°, Rest one shank of the adjustable square against the outside edge of the blade. If the angle is correct, the other shank will lie parallel to the vice jaws. Rotate the blank between the two rings until the next blade points vertically up, then repeat the procedure.

When twisting the blades please note that they should be twisted around their vertical axis only. They must not be bent in the direction of the axis of rotation. This can easily happen if you use pliers instead of the claw tool shown. It is a simple matter to

twist the blades with an accuracy of better than $\pm 1\%$ using this method.

Making the hub

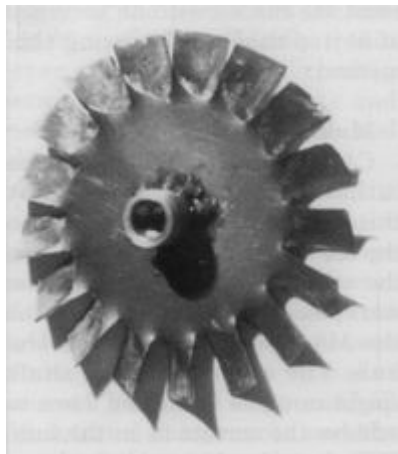
Clamp the hub blank in the lathe chuck and bore right through for an M6 thread. Bore the 6.5 mm mating hole, and turn the other dimensions leaving the workpiece 0.5 mm oversize. Cut the M6 thread and part off the hub. The corresponding shaft spigot can now be turned down to achieve the correct fit in the hub. The parts should be a light force fit. Screw the two parts together, clamp the shaft in the lathe chuck, and turn the hub down to final size. Don't forget to check the centring of the ballrace journal beforehand, using the dial gauge.

Welding the hub to the turbine blank

Leave the shaft and hub chucked in the lathe. Press the turbine blank against the flange using the tailstock live centre and a cylindrical spacer, and check its alignment with the outside diameter of the hub flange. The four punched points on the blank are your reference points. The blank can now be attached to the flange by eight spot-welds. Use Cr-Ni wire of 0.6 mm diameter as a welding rod, using the MIG welder, of course. The spot welds should be exactly opposed to each other, i.e. offset by 180°.

Cover the lathe under the joint area with metal sheet to avoid blobs of hot welding rod burning the machine. Turn down the blank to within 0.5 mm of its final outside diameter.

Grinding the turbine blades



For this process you will need a high-speed miniature hand-held grinder, protective goggles and a dust mask. If you are new to this process, start by practising on a piece of spare sheet metal -- the same material used for the turbine blank. The grinder should be set to a speed where plenty of sparks fly when grinding.

The blades should be ground down to a shape which corresponds approximately to the cross-sections shown in the drawing. Exact fidelity to the profile shown is not absolutely essential. The profiles drawn in the cross-sections are designed with adequate blade stiffness and strength as the main priority. With this in mind, it is important that the blade root cross-section should be The first step in the grinding process is to open up the gap at the blade root to form a channel about 2 mm wide at an angle of 40', measured relative to the axis of rotation. At the same time grind away any traces of the sawcut at the blade root. The diameter on which the base of these channels lies is 41.5 mm, as shown in the drawing. Grind the rounded area of the rear face of the blade to the radii shown in the drawing. The next step is to profile the front face. Note that the profile thickness reduces constantly from the blade root outward. The profile thickness at the outer part of the blade should

Plan view and side elevation of the finished turbine wheel.

Be about 1 mm. Grind the front edge of the blades to a point, but leave the rear edge about 0.2 mm thick. Rounding off the front edge is not advantageous in terms of airflow. Finally grind down the tip of the blades to a width of 10.5 mm, finish off the taper at the front edge and, if necessary, adjust the blade thickness at the rear edge.

Balancing the turbine wheel

Before balancing the turbine wheel, turn it down to its final diameter of 63.5 mm. To do this screw it to the shaft again and clamp the shaft in the lathe chuck. Balance the wheel using the method described for the compressor wheel. However, in this case any imbalance can only be corrected by grinding material from the turbine wheel. It is usually the case that one blade or other has been left too thick, or too little material has been ground away at the blade root. It is a very quick matter to achieve an accurately balanced turbine wheel in this way, using the fingertip method. Do not under any circumstances attempt to balance the wheel by drilling into the disc or by

grinding material away from the turbine disc itself. A turbine wheel with a hole in it, even if the hole is only part-way through, is completely unsuitable for high rotational speeds, and will certainly fail in use.

7.2.2 Jigs

Jigs are required to centre the housing component 14 relative to parts 15 — 18, and to the internal structure, parts 7 — 13. The first jig is a flanged disc similar to the turbine wheel, with the same diameter as the internal diameter of part 18 (jig A). You will also need two discs with the same diameter as the internal diameter of the housing, and a central bore matching the shaft diameter. Link these two discs together using three studs, spaced about 70 mm apart. You can turn the discs from 4 — 5 mm thick plywood. The two large discs with the studs form jig B. Jig C is used to align parts 15, 16 and 18.

7.2.3 The internal structure

The internal structure consists of parts 7 to 13. It's purpose is to locate and centre the rotor bearings in the housing, and it simultaneously forms the diffuser system for the compressor wheel at the front end.

We will begin with the shaft sleeve, part 7, which includes the bearing sockets at either end. The rear bearing socket is an easy sliding fit. The front bearing socket forms a fixed bearing, and provides the axial location of the rotor, in conjunction with the base plate, part 10. The bearing centres up parts 7 and 10 relative to each other.

The easiest method of making the bearing sockets is to turn them from bar stock initially, fit them in the tubular shaft sleeve, and hard-solder the parts together. Turn the shaft sleeve to length, then attach the front mounting flange to it using about 6 spot welds. The struts between flange and shaft sleeve can now be welded in place. Clamp the workpiece in the lathe chuck, true up the front face of the flange perfectly flat, and turn the front bearing sleeve as shown in the drawing. The position of the vent hole on the periphery of the shaft sleeve is not crucial, but it must be the correct distance from the front face, and the inlet point for the oil pipe, part 35, should be offset to the hole by 180°. Hard-solder part 35 to part 7, and attach it to one of the struts by wrapping with wire. Hard solder the joint.

Cut out the base plate, part 10, oversize. Don't use thinner material to save weight — that would be a false economy! The base plate forms a very rigid assembly in conjunction with the shaft sleeve, the housing and the link pieces, part 11. This rigidity is a fundamental necessity if the engine is to function correctly.

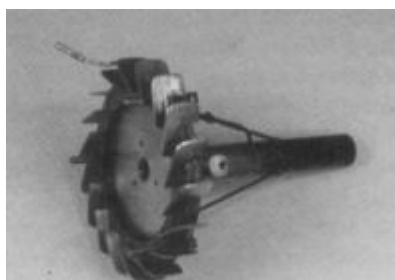
First drill through the centre bore in the plate and turn the ballrace seating. If your lathe does not allow you to chuck the base plate directly, screw it to a simple flat-faced flange for machining. The screw holes can be sealed later with countersunk aluminium rivets.

Make the link pieces, part 11, leaving them overlength, so that they can be cut down to suit the exact diameter of the housing. The threaded holes for the retaining screws, part 8, should not be drilled until the internal structure has been completed, and is ready for fitting in the housing. Rivet the link pieces to the base plate, using countersunk rivets on the front face of the base plate.

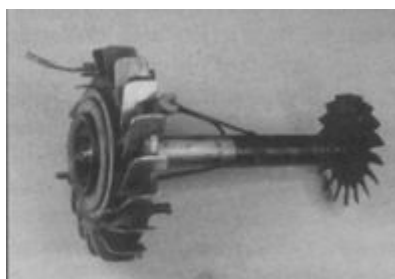
Saw out the compressor diffuser blade holder, part 12, to approximate size, and slot it to take the diffuser blades, part 13. Use the template method to mark out the slots, as described in chapter 7.2. 1. Glue parts 10 and 12 together at this stage using heat-curable epoxy, e.g. UHU Endfest 300, and cure the joint at 120°C. Offer up this assembly to the assembly consisting of parts 7, 8 and 9, using a ballrace to aid location. The screw holes can now be drilled in the following sequence:

Drill the 2.5 mm through holes in the positions shown. Drill out these holes in part 8 to 3.1 mm diameter. Tap an M3 thread in parts 10 and 12. Harden the threaded holes in part 12 by applying cyano-acrylate glue. This produces a self-locking thread which holds quite well. For the next stage the two sub-assemblies need to be screwed together. Clamp the shaft sleeve in the lathe chuck, and centre up the other end on the ballrace using the live centre. This ballrace should only be used for the following machining process. Don't use it when running the rotor. Turn the diameter of parts 10 and 12 to final size. Machine the radiused edge and turn the front face of part 12 to size.

The next step is to install the diffuser blades, parts 13, in the



The completed internal structure. The tube projecting at top left is the oil pipe. The fuel and supplementary gas pipes are routed through the same area between the diffuser vanes. Three 3 mm diameter holes are provided at the corresponding points in the front housing. This pipe arrangement saves a lot of work with pipe sockets



The rotor installed in the internal structure. In this state it is possible to check the quality of the bearings before final assembly.

slots, but you will need to remove excess adhesive from the slots beforehand. Use a miniature 1 mm diameter mill for this, or a 1 mm drill bit and a miniature hand-held drill. Position the threaded holes (for the bolts, part 23) so that their centres intersect the centreline of the adjacent blades.

Cut the diffuser blades, parts 13, to approximate size, sharpen their front edge (the edge which meets the airflow), and glue them to part 12. Use UHU Endfest 300 again, cured at 100°C. It is important not to use a higher curing temperature this time, otherwise the diffuser blade holder may become detached from the base plate.

Parts 11 and 13 have to be finished on the lathe, but this can only be done if the housing, part 14, and the cover, part 25, have already been prepared. The first step is to turn the outside diameter of parts 11 and 13 to match the internal diameter of the housing, part 14. Round off the machined outside edges of parts 11 and 13 with a file, to make insertion easier. The parts should be a close sliding fit in the internal diameter of part 14, so that the internal structure can be pushed into the housing without requiring great force. Machine the 67 mm internal diameter of part

12, and chamfer the edges. Impregnate all the worked surfaces of the wooden component with fuel-proof lacquer. Machine the outside shape of the diffuser blades 13 to match the shape of the cover. Machining the blades is easier if you set up the lathe to rotate in the direction opposite to normal, and clamp the turning tool with the cutting edge at the bottom.

7.2.4 The housing

The housing is made from an empty Camping Gas International gas cartridge, type CV 470. The first step is to mark the 79 mm diameter on the valve end and cut along the line using a miniature cutting disc. Cut off the bottom section leaving the housing 108 mm long, measured from the rear opening. The best tool is again a miniature disc cutter. Sand or carefully burn off all the paint on the inside and outside of the car-tridge. The painted finish on the inside and outside surfaces is now replaced with aluminium spray paint, available from many car accessory shops. When the



On the left, the housing blank. In its final stage it is transformed into a component fitted with integral diffuser vanes, turbine housing, mounting brackets and oil pipe (bottom right).

sprayed coating has dried, burn it on using a gas torch. At this point the mounting brackets, parts 36 and 37, the connecting nipple, part 42, and the reinforcements, part 39, can be hard-soldered to the housing. The best solder to use for these joints is low melting point silver solder.

7.2.5 Turbine diffuser blade system and turbine housing

This assembly consists of the diffuser blade holder, part 15, the diffuser blades, part 16, the central body, part 17 and the turbine housing, part 18. The first step is to make part 17 as shown in the drawing. You can save on work by making the outer cylindrical ring from tubing, cut the inner disc from 0.8 mm thick steel sheet, and weld it to the outer ring. Apply aluminium spray to part 17 and heat-treat it when it is dry. Alternatively this part can be welded up from nickel-chrome steel sheet, in which case no surface treatment is required. The radius at the front edge is non-critical.

Cut parts 15 and 18 to size from 0.8 mm thick sheet steel as shown in the illustration, and bend them to form a cylinder and truncated cone respectively. A piece of wood turned to the inside shape makes a useful former for shaping these parts.

When the shaping stage is completed, weld parts 15 and 18 together using the MIG welder. This is the procedure: hold the parts together on the jig, tack-weld the parts at a few points along the seam, then remove the jig and weld the seam completely on the outside. Clean up the inside of the joint between the two parts using a miniature hand-

held grinder. Apply the usual surface treatment to this component: aluminium spray fixed by burning on.

Cut the diffuser blade slots in part 15 working from the out-side, using a miniature disc cutter and hand-held drill. Mark the slot positions using the paper template method. Glue the paper template in place securely and cut the slots using a grinder or drill, cutting along the marked centrelines. Make the wooden jig C as shown in the sketch before installing the blades. It is important that the 64 mm diameter of the jig is a press-fit in part 18. The jig forms a stop for the inside edge of the diffuser blades, part 16. The diameter of the stop should be approximately 1 mm smaller than the outside diameter of part 17 at this point. The result is a pre-defined excess at the inside edge of the diffuser blades, ready for final working.

The first step in making the diffuser blades is to cut a pattern from 0.5 mm sheet brass. This blade should fit as accurately as possible against the cylindrical part of the jig, and project by about 2 mm beyond the outside edge of part 15. The curvature of the outside edge of the blade is dictated by the shape of the slots in part 15. The radius of the curve should become steadily smaller towards the cylindrical part of the jig, although exact adherence to the stated radii is not a pre-requisite for the correct functioning of the system. Once this template is completed, you can make the actual diffuser blades using it as a pattern. The blades are installed as follows: fit the blade through the slot and tack in place on the outside using the welder, then adjust it if necessary. The blades should be radially symmetrical when viewed from the front and rear, but aligning them by eye is quite accurate enough. When you are satisfied, weld the blades to part 15 along the length of the joints, using the MIG welder. Use 0.6 mm diameter steel wire as welding rod.

Press out the jig, and clamp the diameter of part 18 in the lathe. The inside length of the diffuser blades can now be ground down to final size using the miniature grinder. Part 17 should fit inside the diffuser blades with about 0.2 mm clearance.

7.2.6 Attaching the diffuser blade system to the housing

Push jig B into the housing. Screw jig A to the shaft instead of the turbine. Place the sub-assembly consisting of parts 15 to 18 on the rear face of part 14, and slide the shaft in from the rear using jig A to centre up the parts. The sub-assembly can now be hard-soldered to part 14. Alternatively, if you are confident of your ability to weld very thin sheet metal you can weld the joint instead. Remove the jigs and clean up the hard soldered or weld-ed seam on the inside of the joint. Use brass-based hard solder for this joint.

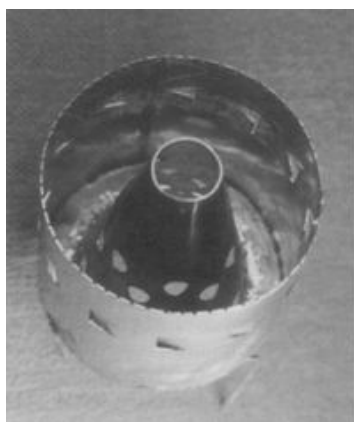
7.2.7 Centring the internal structure

Fit the front bearing in the internal structure by pushing it into the housing from the front. Fit a ballrace on the turbine end of the shaft, then screw jig A in place again. Slide this assembly into the shaft sleeve from the rear. This process accurately centres the shaft sleeve relative to the turbine housing. Measure the dimensions carefully, and drill the retaining screw holes through part 14 and the link pieces, part 11. Drill 3.2 mm pilot holes for

the M4 thread first, then remove the internal structure from the housing. Drill out the holes in the housing to 4 mm diameter, and tap an M4 thread in the holes in parts 11.

7.2.8 Making the front section

This consists of the cover, part 25, the reinforcing ring, part 26, the connecting ring, part 28, and the inlet nozzle, part 27. Parts 25 and 27 are pressed out of 1 mm thick pure aluminium sheet. This technique is very easy to learn. I suggest that you start with the simpler component: part 27. You will need a hardwood former turned to shape; alternatively you could assemble the former from a stack of plywood discs. The out-side shape of the former should be the same shape as the inside of the component to be pressed, but should be slightly longer, as shown in the drawing. Clamp the former in the lathe chuck. The workpiece blank is now pressed over the flat front face of the former. The live centre is used for this, in conjunction with a pressing disc whose diameter is slightly smaller than the front face of the former. The blank is a flat disc of sheet metal with the diameter stated in the drawing. It must be annealed at around 300° C before being shaped. Instead of a turning tool, a pressure tool is used for the next step. For our purposes this consists of a length of hardwood about 10 x 10 mm in cross-section, with the front face rounded off. For this simple type of pressing a lubricant is needed, e.g. grease. The principle of the process is this: the former rotates, and the sheet metal, in its soft state, is pressed against the former using the pressure tool. The first step is to guide the pressing tool as if you wanted to create a shape half-way between the final form and the flat plate. You then continue pressing with the pressure tool, until finally the formed metal rests against the former. This process does demand a little practice. If the material becomes too brittle

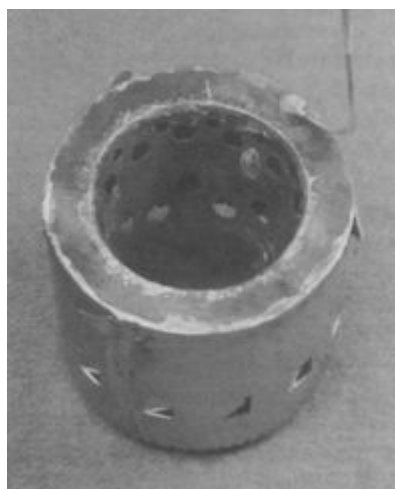


chamber seen from the

while you are working it, it have to start again, this again after the second process is completed, you length while it is still on parts can then be separated. to part, moderate heating Parts 25 and 27 can being annealed a second

Rear view of the combustion

chamber. This component presents no technical or constructional problems. The position and size of the holes and openings are crucial to the quality of combustion. The hole sizes of the version shown here are not exactly as described in the building instructions. The pipe projecting at the bottom is the supplementary gas line.



The same combustion front.

may tear, and you will time annealing the metal stage. Once the pressing can cut the workpiece to the pressing former. The If it they are reluctant with a flame will help. usually be made without time.

Once part 25 has been formed, you can glue the reinforcing ring, part 26, to it

using UHU Endfest 300. Cure the epoxy with heat. When the glued joint is hard, saw out the central hole to accommodate part 27. It does not matter if this opening is not exactly central. Drill holes in parts 25 and 26 for the retaining screws, part 41, in line with the holes in the internal structure. You can now screw the cover, the internal structure and the housing together, and centre up parts 27, 28 and 25 using the compressor wheel itself. The machined curve in the compressor wheel cover plate serves to locate part 27 accurately. Parts 25, 28 and 27 can now be glued together in a single operation, with part 27 engaging in the opening in the compressor wheel. For once fast-setting epoxy is adequate for the job, although the metal joint surfaces should still be cleaned carefully and keyed with coarse abrasive paper. Take care that no resin gets between part 27 and the compressor wheel. When the resin has cured, separate the parts again (in so far as you have not glued them together). The opening in the compressor wheel can now be turned down on the lathe to produce 0.3 mm clearance between the nozzle and the cover plate both axially and radially. Apply sealing lacquer to the machined opening. It is a good idea to re-check the balance of the compressor wheel after completing this stage.

7.2.9 The combustion chamber

The combustion chamber consists of the inner cone, part 29, the front section 30 and the outer jacket 31. Mark out these parts as shown in the drawing, and drill the holes in part 29. Place a sheet of hardwood under the thin sheet metal before applying the drill. It is important to use the right type of drill with this material. HSS drill bits, in conjunction with stainless steel cutting paste, have proved excellent. Remove rough edges from the holes using a miniature hand-held grinder.

All the sheet metal parts can be cut accurately from the sheet material, without distorting the panels, using a miniature hand-held grinder and fine cutting discs. Part 29 can then be bent to the correct conical shape. One method is to machine a conical wooden former and bend the metal round it. Alternatively, with a little skill it is possible to do the job using a length of dowel about 15 mm in diameter as a former. Clamp the dowel in the vice, and bend the part round it segment by segment, until you achieve the correct conical shape. Weld the seam using the MIG welder and 0.6 mm diameter nickel-chrome wire. Weld part 29 to the front section, part 30, as just described, then weld part 30 to part 31. It is a good idea to make a plywood locating ring to help centre up part 29 relative to part 31 at the rear end. Cut out the air inlet flaps in part 31 using the miniature disc cutter, and bend them inward as shown in the drawing. It is important that the flaps are cut so that they point in the direction of rotation. Cut the cooling air slots as shown in the drawing, using a 1 mm thick grinding disc. The last part of the combustion chamber is the spacers, which are tack-welded in place using the MIG welder, and the supplementary gas inlet tube, part 43, which should be fixed to part 30. The tube can be soldered in place using high melting point silver solder. The inlet tube should only just project into the combustion chamber, otherwise there is a risk that it will melt when the engine is running.

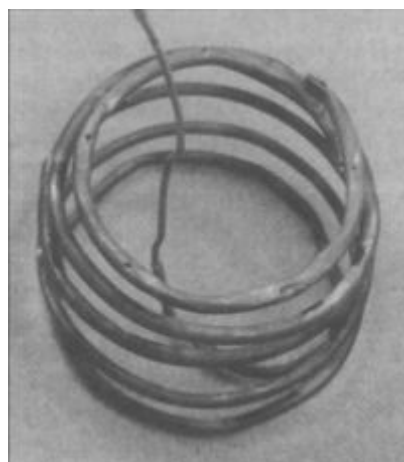
If you wish to install an internal ignition system, fit a threaded glowplug sleeve on the front face, offset by about 60° relative to the inlet pipe, and hard-solder it in place. If you fit the sleeve, remember to check at the final assembly stage that the projecting

glowplug head does not foul any of the internal structure components. A cable duct must also be provided for the glowplug cable. The duct can be fitted at any point in the housing in the area between parts 10 and 30. Thick-walled silicone tubing has proved an ideal insulating material for the cable. Make a spring clip from brass sheet for the glowplug contact. Bend the spacer 32 so that it presses lightly against the inner wall when the combustion chamber is fitted into the housing, part 14.

7.2.10 The vaporiser

The vaporiser consists of a 1300 mm length of 5 mm O.D. stainless steel tube with a wall thickness of 0.3 mm. Squash one end of the tube flat and fold the end over in the manner of a toothpaste tube. Seal the end. The next step is to bend it to shape, but it is essential to anneal it beforehand by heating it to red-hot using a gas torch. Let it cool down, then fill it with the finest grade of quartz sand. Tap along the length of the tube with a metallic object to ensure that the sand collects densely in the tube. When the tube is completely full, push a wooden plug into the open end. Now wind the tube into a coil, as shown in the drawing, using a 70 mm O.D. cylinder as a winding former. The direction of winding is important: from the crimped end of the coil, it must wind in the direction of rotation. Bend the first turn of the coil into a ring of 66 mm internal diameter, and position it approximately central relative to the coil. Bend the other end of the coil inward. Remove the wooden plug and tap the sand out of the tube

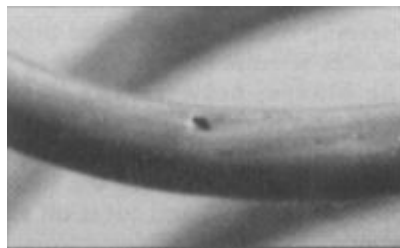
Drill five 0.8 mm diameter jet holes in the tube, spaced out at 72°. at right-angles to the plane of the front ring. These jets should then point exactly in the axial direction, towards the compressor end. To improve the mixing effect, bend the holes outward to form cowls, using a piece of 0.8 mm diameter spring steel wire. When using this tool, hold the wire with its end in the plane of the ring, its outside tangent running at an angle of about 20° outwards. With the wire in this position, crimp the tube lightly at a point immediately adjacent to the hole, using a pair of pliers. This results in the vaporised fuel flowing out in a spiral pattern, which helps to ensure thorough mixing of the fuel and air. Hard-solder the fuel feed tube, part 34, to the free end of the vaporiser tube via an adaptor. Adjust the curvature of the tube so that the solder joint is located in one of the openings in part 29.



The vaporiser coil, showing the fuel feedpipe and exit jets. The direction of rotation of the coil is the opposite of the version described in the building instructions.



Vaporiser installed in the combustion chamber.



To improve the mixing effect, the holes in the vaporiser should be angled as shown. This is easily done after drilling with a piece of 0.8mm wire.

If you cannot obtain 5 mm diameter stainless steel tubing of the stated length, you can hard-solder a length of 4 mm stainless steel tube into the main tube to make up the length, although the main tube must be at least 1 m long. The additional solder joint should be located in contact with the outer wall of the combustion chamber. This minimises the danger of the solder joint melting when the engine is running. High melting point hard solder must be used here.

7.2.1 1 Installing the vaporiser in the combustion chamber

Fit the vaporiser into the combustion chamber from the rear, at the same time slipping the connecting tube forward through the corresponding hole in the inside section. The front ring of the vaporiser is fixed in place with three wire clips made of 0.6 mm diameter nickel-chrome wire (welding rod). Bend the feed pipe so that it runs forward between the blades, between the base plate and the housing wall. Drill a 3 mm diameter hole in the cover at this point. Pass the tube through the hole, and cut it off at a sensible length. Solder a union olive about 3 mm in diameter to the end. Bend the supplementary gas inlet tube to shape in a similar way, and run it to the outside. The combustion chamber and vaporiser are now finished.

7.2.1 2 Annular jet

This consists of the external jet, part 19, the flow stabiliser, part 20, and the connecting struts, part 21. The fixing straps, parts 22, are also required to fix the jet to the housing. Part 19 consists of a short truncated cone whose outside diameter is exactly the same as the outside diameter of part 18. Part 19 is used to cover this butt joint, and its short cylindrical section should be an accurate fit over the joint. Bend this external part to *shape* from a strip of sheet metal, tie it tightly round part 18 using wire, and fix it to the tapered part using about 20 spot-welds. Three connecting lugs can now be welded to part 19 and three to part 18, spaced out at 120°. Cut slots in the conical end of part 19 to take the fixing lugs, parts 22, using a rotary cutter. Bend the

deflector cone to approximate shape round a length of 12 mm diameter dowel prior to welding the joint. Clean up the weld seam inside and out using the miniature grinder. Make a hardwood cone with a slightly rounded base, and drive the truncated metal cone onto it. If the wooden cone is now clamped in the lathe using a suitable mandrel, you can press the deflector cone to final shape and clean it up. Parts 20, 19 and 21 are assembled as follows: place part 19 on part 18, and wrap nickel-chrome wire round the lugs. With the turbine wheel in position, place part 20 on the turbine disc, using a locating ring and a spacer disc. The struts, part 21, can now be fitted, and parts 19 and 20 joined by means of a few spot welds. Remove the spacer disc and the locating ring, and the annular jet is ready to use. You may find that the fatter end of the deflector cone distorts into a slightly triangular shape, but this has no effect on the annular jet's effectiveness.

The turbo-jet engine has been thoroughly tested with the annular jet held in place by the fixing lugs and wire clips shown, and the system is completely reliable. A gastight joint between jet and housing is not necessary.

7.3 Final assembly

Screw three studs in the M4 threaded holes in the central structure, and fit locknuts on the rear face to secure them. Flatten the studs slightly in the air duct area on the front face, using the disc grinder. Fit the springs which press against the combustion chamber onto the end of the bolts which project on the rear side. You can bend the springs slightly so that they do not slip off the bolts by themselves. There must be at least 1 mm clearance between the projecting end of the studs facing the combustion chamber, and the front face of the combustion chamber itself, to avoid serious stress or distortion occurring when heat causes the combustion chamber to expand.

The front end of the studs is used to secure the cover. Three M4 nuts are sufficient for this. Alternatively you can use two of the studs as a method of mounting the turbo-jet: in this case replace two of the M4 nuts with 7 mm diameter pillars with an internal M4 thread. Fit these pillars through a former at the tail end of the fuselage, and the engine only then requires to be screwed to a suitable support at the rear, by means of the rear front mounting bracket, part 37. If you select this method of mounting, the mounting bracket, part 36, is not required.

Before finally assembling the motor prior to running it, check that all the pipework is unobstructed, and mark each pipe to identify it. Remove any traces of dust and swarf from all the engine's components. Install the front and rear ballraces, and fix the central structure in place using three M3 screws. Clamp the shaft in the lathe chuck and screw the turbine wheel into place by hand, using a cloth to avoid injury. Screw the wheel in place as far as it will go, without using force. Further assembly is completed in the following sequence:

Push part 17 in as far as it will go. Slide the combustion chamber into place and rotate it until the three pipes line up with the holes in the cover. Fit the central structure and line up the threaded holes in parts 11 with the corresponding holes in part 14. Fit the retaining screws but do not tighten them fully. Slide the shaft and turbine wheel into the shaft sleeve from the rear, as far as it will go. The clearance

between the turbine wheel and part 18 should now be adjusted by placing three strips of metal 0,3 mm thick between the turbine wheel and part 18, spaced out at 120°. Lightly tighten the retaining screws, part 38. Withdraw the metal strips and check that the turbine wheel rotates freely. I recommend using a feeler gauge, 0.2 to 0.3 mm thick. If the blade can be slipped into place equally easily at all points, then the turbine wheel is correctly centred. Otherwise you will need to make a slight further adjustment, as follows: undo the retaining screw which is closest to the area with the tightest clearance —two of the screws, if necessary — and fit a 0.4 mm feeler gauge at the point with least clearance. Tighten all the screws and withdraw the feeler gauge. If you find it impossible to centre the turbine in this way you will have to make a careful adjustment to the holes in part 14.

Once you have successfully carried out this adjustment, you can fit the compressor wheel and screw it to the shaft using the retaining screw, part 40. Check again that the rotor spins freely. The bearings should be so free that a light puff on the compressor wheel sets it spinning. If the system passes this test satisfactorily, the front section can be fitted and screwed in place. Now repeat the freewheel test again, and re-check the centration of the turbine, as under certain circumstances the housing may change shape when the cover is screwed to it. This may occur if the cover is pressed too tightly against the edge of the housing. If this is the case, grind back the cover slightly where it makes contact with the housing. With the front section screwed in place and the turbine centred perfectly, blow on the rotor with the electric fan, then switch the fan off and hold the engine with the inlet opening facing down. Listen carefully, and you should hear no sounds of rubbing at all. The rotor should slow down gradually not abruptly. Assuming that any fouling is not due to dirt or excess glue at the edge of the inlet nozzle, the machined opening in the compressor wheel cover plate will need further adjustment.

For the first test runs seal the gap between parts 15 and 14 with a double layer of narrow textile tape, wrapped tightly round over the gap. Temporarily seal the openings between the feed pipes and the cover with thin hose. The engine is now ready for its first run. Don't install the annular jet at this stage.

Carry out test runs of the engine as described in sections 9.3 and 9.4. When you are satisfied that everything works correctly, seal the cover and the feed pipe openings with silicone sealant, using this procedure: remove all traces of oil from the inside of the cover and the edge of the housing. Place the cover on the engine and tighten the retaining nuts lightly, so that the components are in their final position. Now loosen the three retaining nuts by one complete turn, and push the cover forward as far as the nuts allow. Apply a thin line of silicone sealant around the annular gap, and tighten the retaining nuts fully. Seal the pipe openings in the cover with silicone sealant.

配件编号	材料	直径	图号
1 轴	1	构造群	1
1.1 中轴	1 轻金属合金	圆柱形, 15Φ	1
1.2 前部轴承套	1 C45 钢或 sim	圆柱形, 12Φ	1
1.3 后部轴承套	1 C45 钢或 sim	圆柱形, 12Φ	1
2 压缩轮	1	构造群	2
2.1 前部衬套	1 轻金属合金	圆柱形, 25Φ	1
2.2 后部衬套	1 C45 钢或 sim	圆柱形, 25Φ	1
2.3 底盘	1 夹板	厚 6, 碳纤维加固	2, 3
2.4 盖板	1 夹板	厚 6, 碳纤维加固	2, 3
2.5 压缩轮桨叶	11 夹板	厚 0.8-0.9, 3 层	2
3 毂	1 C45 钢或 sim	圆柱形, 12Φ	4

4 涡轮	1 镍铬钢	厚 2.5	4
5 前部滚珠轴承	1 铬钢	8 I.D. x 16 O.D. x 5, ISO 688	0
6 后部滚珠轴承	1 铬钢	8 I.D. x 16 O.D. x 5, ISO 688	0
7 轴袖	1 钢	18*1 管子，圆柱形，18Φ	5
8 法兰盘	1 37 号钢	薄片，厚 2	5
9 支撑	3 钢	焊接杆，2.5Φ	5
10 底盘	1 轻金属合金	薄片，厚 4	6
11 连接件	3 轻金属合金	薄片厚 10，10*10 或圆柱形，15Φ	5, 6
12 压缩轮桨叶架	1 夹板	厚 6，山毛或白桦	6
13 压缩轮桨叶	18 轻金属合金	薄片，厚 1	5
14 机壳	1 钢	GAS CV 470 弹壳	7
15 涡轮桨叶架	1 钢	薄片，厚 0.8	8
16 涡轮桨叶	11 镍铬钢	薄片，厚 0.8-1	8
17 中央部件	1 37 号钢	圆柱形，42Φ或圆管+薄片，0.8	8
18 涡轮机室	1 钢	薄片，厚 0.8	8
19 环形喷管	1 镍铬钢	薄片，厚 0.5	9, 12
20 扩散锥	1 镍铬钢	薄片，厚 0.8	9, 12
21 支架	3 镍铬钢	薄片，厚 0.8	9
22 环	6 镍铬钢	薄片，厚 0.8	0
23 螺栓	3 钢	圆柱形，4Φ或 M4	5
24 压缩机弹簧	3 弹簧钢	线，0.6Φ或类似	5
25 盖子	1 铝	薄片，厚 1	10
26 加固环	1 轻金属合金	薄片，厚 2	10
27 吸气口	1 铝	薄片，厚 0.8-1	10
28 连接环	1 夹板	厚 6	10
29 内部蜂窝燃烧室	1 镍铬钢	厚 0.5	11
30 燃烧室前部	1 镍铬钢	厚 0.5	11
31 燃烧室外部	1 镍铬钢	厚 0.5	11
32 间隔	1 镍铬钢	厚 0.5	0
33 喷雾器	1 镍铬钢	管 5Φ*0.3，1300 长	13
34 燃料管	1 黄铜	管 2Φ*0.5 和 3Φ*0.5	13
35 油管	1 黄铜	管 2Φ*0.5 和 3Φ*0.5	0
36 前部装备支架	1 钢	薄片，厚 0.8, 2M4capt.nuts	7

37 后部装备支架	1 钢	薄片，厚 0.8,2M4capt.nuts	7
38 螺丝	3 钢	M4*6 槽头螺丝	0
39 加固	3 钢	薄片，厚 0.5	7
40 保持螺丝	1 钢	M4*16 槽头螺丝	0
41 螺丝	3 钢	M4*12 槽头螺丝	0
42 辅助气体管道	1 黄铜	管 $2\Phi*0.5$ 和 $3\Phi*0.5$	0