

武汉大学学士学位论文

基于可视化程序和 CAD 的
背压式汽轮机设计

刘昱

2005 年 6 月



摘要

本论文主要分析了背压式汽轮机的设计方法,着重于多级背压式汽轮机设计工况热力计算的方法和步骤,变工况汽轮机热力核算的方法和步骤以及轴向推力的计算方法。

根据上述步骤,本文设计了背压式汽轮机可视化辅助设计软件,软件使用 Visual Studio.net 开发环境以 Visual basic.net 语言,采用面向对象的程序设计方法开发。并且用开发的软件进行一个实例的计算。

根据上述实例的计算数据,运用 AutoCAD 软件和 Pro Engineer 软件绘制了背压式汽轮机的二维 CAD 剖面图和三维 CAD 实体装配图。

关键字: 汽轮机设计 热力计算 热力核算 程序 CAD



Abstact

The paper is based on the normal method of steam turbine designing, emphasis is placed on thermal calcaulation under designing condition, collated calculation under non-designing condition and axis-direction thrust force calculation of multi-stage steam turbine.

According to the method mentioned before, a visual aided design software was designed to help designer in designing back-pressure muti-stage steam turbine. Software was programmed by VB.net with Visual Studio.net and object-oriented.

Based on result calculated by software, such computer aided designing software were used as AutoCAD, Pro Engineer, to draw some project-plot with 2-D and 3-D of back-pressure muti-stage steam turbine.

Keyword: steam turbine designing、thermal calcaulation、collated calculation、programme、CAD



目录

摘要.....	I
ABSTACT	II
目录.....	III
第一章 概述.....	1
1.1 计算机在汽轮机设计过程中的应用背景和现状	1
1.1.1 计算机数值计算在汽轮机设计过程中的应用	1
1.1.2 计算机辅助设计在汽轮机设计过程中的应用	2
1.2 本课题的主要内容.....	3
1.2.1 本课题设计的汽轮机形式——背压式汽轮机	3
1.2.2 本课题的主要内容.....	3
第二章 背压式汽轮机设计过程	4
2.1 背压式汽轮机设计工况热力计算	4
2.1.1 汽轮机基本参数的选择和系列.....	4
2.1.2 汽轮机进气量的确定.....	4
2.1.3 调节级热力计算.....	5
2.1.4 压力级焓降分配和级数确定.....	8
2.1.5 压力级热力计算.....	10
2.1.6 汽轮发电机功率的计算和流量修正	11
2.2 背压式汽轮机变工况热力核算	11
2.2.1 热力核算的方法.....	12
2.2.2 本论文热力核算的概述.....	12
2.2.3 调节级热力核算.....	12
2.2.4 压力级热力核算.....	14
2.3 背压式汽轮机强度校核	20
2.3.1 背压式汽轮机强度校核概述.....	20
2.3.1 背压式汽轮机轴向推力的计算与校核	20
第三章 汽轮机辅助设计软件.....	22
3.1 辅助设计软件的图表处理方法	22



3.1.1 水蒸气焓熵图的处理.....	22
3.1.2 其他图表的处理.....	23
3.2 辅助设计软件的设计思想.....	23
3.2.1 面向对象软件思想概述.....	23
3.2.2 面向对象最主要的特点.....	23
3.3 辅助设计软件的介绍	24
3.3.1 辅助设计软件的计算流程.....	24
3.3.2 辅助设计软件的使用.....	24
3.4 辅助设计软件计算实例	30
3.4.1 设计工况热力计算结果.....	30
3.4.2 变工况热力核算结果.....	32
第四章 背压式汽轮机 CAD 图的绘制	35
4.1 计算机辅助设计绘图软件概述.....	35
4.2 背压式汽轮机 CAD 图实例	36
4.2.1 二维 CAD 剖面图的绘制	36
4.2.2 三维 CAD 实体装配图的绘制	36
第五章 总结.....	39
致谢.....	40
参考文献.....	41



第一章 概述

1.1 计算机在汽轮机设计过程中的应用背景和现状

1.1.1 计算机数值计算在汽轮机设计过程中的应用

汽轮机设备是火电厂的三大核心设备之一，是一种连续高速旋转的大型精密仪器。如果在汽轮机的设计过程中出现错误，会对将来汽轮机的制造和运行造成很大的影响，轻则使汽轮机的效率到不到要求，造成巨大的经济损失，重则会产生严重事故，造成人员伤亡。而在汽轮机的设计过程中有许多需要试算或者迭代的地方，若用传统的完全人工手算的方法不仅要消耗大量的时间和设计人员的精力，而且还容易在计算过程中出现错误，而一旦修正错误的话又要重新计算，工作量非常巨大，因此借助计算机进行辅助计算是有必要的。

随着现在电子计算机技术的不断发展，计算机数值计算在众多领域发挥了巨大的优势，在汽轮机的设计方面，有两种计算机辅助计算的方法，一是利用电子表格（例如 Excel）进行计算，先在电子表格中定义好各个单元格之间的关系，接着在相应的单元格输入参数以后，电子表格软件会自动计算已定义好的单元格中的数据，这种方法使用简单，方便。但是这种方法有个缺点就是在计算过程中不能直接调用焓熵表获取需要的数据，需要人工干预，而在汽轮机设计过程中要大量的调用焓熵表查取数据，因而工作量虽然相比完全手算小了很多，但还是很大，此外，定义单元格数据的过程非常复杂，而且在定义好了以后修改起来略显困难。另外一种方法就是利用已编制好的计算机程序进行计算，设计人员只要给出汽轮机的部分初始参数值，程序便能自动计算设计过程中需要的其他数据，直到得出最后的结果。运用这样的软件，当计算条件出现变化的时候只需要修改相应的初始参数便可以得到对应的结果，易于设计人员在设计过程中寻找最优化的设计。更关键的是在设计过程中计算机可以通过预先编制的焓熵表程序去自动求取压力，温度，比焓或者比容，不需要设计人员干预，大大减轻了设计人员的工作量。而且程序能够将计算结果输出或者打印，方便设计人员保存设计治疗。此方法的不足之处是程序的编制过程非常复杂，但是一旦程序编制完成，在应用中是非常简单的。

因为计算机辅助设计程序易于调用焓熵表和能够设计不同参数的汽轮机，因而在实际设计过程中，设计人员编制了大量这样的整机计算程序或者是局部设备（局部工况）计算程序来帮助设计。但是通过资料得知绝大多数这样的程序是利



用 Fortran 语言或者 C 语言编写，只能在已经被淘汰的 Dos 操作系统下运行，界面枯燥、单调，结果显示不易设计人员审阅。能够在 Windows 环境下运行的，具有友好界面的可视化辅助设计程序则少之又少，而运用了现代软件思想的辅助设计的程序更是凤毛麟角。

1.1.2 计算机辅助设计在汽轮机设计过程中的应用

计算机辅助设计（简称 CAD 技术）在近 30 年迅速发展，几乎引起了设计领域的一次革命，彻底改变了传统的手工设计绘图方式，他充分运用计算机的高速运算，快速绘图和海量存储的强大功能为产品设计服务，让人的聪明才智和创造能力在接触重复劳动的束缚后得到充分发挥，极大地提高了产品开发速度，提高了设计精度。

在汽轮机设计领域，基于上述原因 CAD 技术也得到了广泛的应用，特别是利用计算机二维 CAD 软件（例如 AutoCAD）代替人工绘制汽轮机设计图纸已成为设计人员的必修课。因为采用了这样的技术来进行汽轮机产品设计，使得设计，生产，维修工作得以快速而且高效率的进行，所带来的各方面效益非常明显。据某资料报道，设计部门在设计过程中采用 CAD 技术后，汽轮机设计速度加快了约 30%，产品的可信度提高了 40%，整套的设计资料利用 3-5 张光盘即可保存。

汽轮机是一个三维实体，以前由于各方面限制，人们不得不通过若干个二维图来描述三维物体，而它的不唯一和完整性，必须不断修正和完善，才能表达清楚。但是二维绘图在许多情况下，不能完全表述设计意图，难于完全表现出思维中零部件的材料、形状、尺寸、相关联零件等三维实体。随着计算机软硬件技术的不断发展，使得三维 CAD 设计成为可能。应用三维 CAD 技术，人们能够直接由思维中的三维模型开始设计，有了表达全部几何参数和设计构想的可能，使得整体设计过程能够在三维模型中分析与研究，并能使用统一的数据，因而能够更好地完善其设计思想，从而使设计方案理想化。并且三维 CAD 软件一般支持二维 CAD 功能，能够自动生成三维实体的二维工程图，并且无论是在二维还是三维环境下进行修改后，程序能够自动更新相应得三位实体或者二位工程绘图。此外在三维实体建立以后，三维 CAD 软件能够实现以此为基础对整体设计或部件进行有限元分析、运动分析、颜色或动画外观效果的渲染等功能。因此，三维 CAD 技术在汽轮机设计过程中也越来越受到重视，运用也日益广泛，而且必将得到更广泛的应用。



1.2 本课题的主要内容

1.2.1 本课题设计的汽轮机形式——背压式汽轮机

汽轮机按不同的热力特性可以分为凝汽式汽轮机、背压式汽轮机、调节抽汽式汽轮机等。在实际生产中，凝汽式汽轮机主要面向火力发电厂，现在朝着大功率，高参数和高效率的方向发展，因此人们对它的研究也最为广泛和深入。背压式汽轮机主要是面向工业市场和用于供热，和凝汽式汽轮机相比，背压式汽轮机没有凝汽器，而且一般没有回热系统，但是对于汽轮机本体即通流部分的设计，两者基本上是相同的。

在本论文中我们选取背压式汽轮机作为研究对象，一是因为背压式汽轮机设计包含了一般汽轮机设计的主要方面，将它的设计过程稍微改变即可成为其它汽轮机的设计过程。二是因为背压式汽轮机的设计过程较凝汽式汽轮机少了回热系统的计算，抓住了汽轮机设计过程中的关键即汽轮机通流部分的设计，这样我们能够在一定的时间内把汽轮机的设计过程充分掌握，着重于计算软件的编制和 CAD 工程图的绘制。

1.2.2 本课题的主要内容

一. 详细了解和掌握汽轮机的设计过程，包括多级汽轮机设计工况下的热力计算，汽轮机变工况下的热力核算以及汽轮机通流部分主要零件的强度核算。

二. 完成背压式汽轮机计算机辅助设计计算程序的设计和编制。软件基于 Windows 平台，具有界面友好、使用方便的特点。软件利用 Visual Studio.net 开发工具运用 Visual Basic.net 语言编写，采用面向对象的程序设计方法，维护性能和可扩张性好，方便系统进一步功能的开发，如凝汽式汽轮机的设计。程序最大的特点是交互性能好，加强了人机的对话，设计人员可以根据实际情况选择不同的设计形式和计算参数，适用于各种小型背压式汽轮机。

三. 用目前汽轮机设计过程中 CAD 的主流方法即使用二维 CAD 软件绘制汽轮机整机的剖面图，并且为了紧跟 CAD 技术的趋势，采用三维 CAD 软件绘制汽轮机转子的三维实体装配图。



第二章 背压式汽轮机设计过程

普通的多级背压式汽轮机的设计过程包括热力计算和强度校核,前者又包括设计工况的热力计算和变工况下的热力核算。后者主要包括轴向推力校核、隔板扰度核算、叶片频率核算和转子振动频率核算。

2.1 背压式汽轮机设计工况热力计算

汽轮机设计工况下热力计算的任务是按给定的设计条件,确定通流部分的几何尺寸,力求获得高的小对内效率。在本论文中主要是指确定调解级和各压力级的几何尺寸、级效率和级功率等。

2.1.1 汽轮机基本参数的选择和系列

通过给定的汽轮机型号我们可以得到设计的部分基本参数,其它按照电力部门明确规定的系列规范选取,没有形成规范的根据技术经济比较后确定。

根据上述原则我们可以得到额定功率(P_r)、初压(P_0)、新汽温度(t_0)、设计功率(P_e)、背压(P_c)、汽轮机转速(n)。

2.1.2 汽轮机进气量的确定

右图为背压式汽轮机的热力过程曲线。

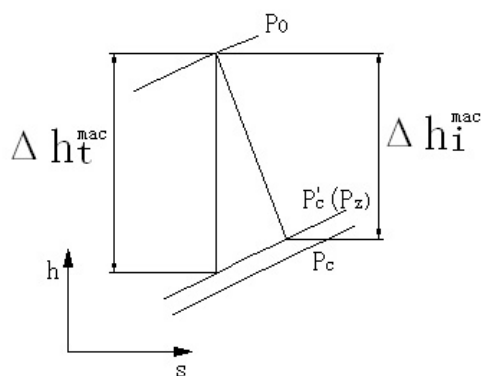
由于背压式汽轮机各级效率变化不大,因此过程曲线可用直线代替。

在本论文设计过程中因为不考虑进汽节流损失所以汽轮机估算相对内效率数值较小。

排气节流损失用公式 ΔP_c
 $=\lambda\left(\frac{C_{ex}}{100}\right)^2 P_c$,那么末级排汽压

力 $P_{c'} = P_c + \Delta P_c$ 。

通过焓熵图及初始参数可以在焓熵表上得到通流部分的理想比焓降(Δh_t)



背压式汽轮机热力过程曲线

图 2-1



从而汽轮机进汽量根据公式 $D_0 = \frac{3.6Pe}{\Delta H t \eta_{ri} \eta_g \eta_m} m + \Delta D$ 得到。

2.1.3 调节级热力计算

一. 调节级的选型和设计初始参数的选择

调节级的选型即选择单列级还是双列级主要根据汽轮机的结构特点和承担的负荷类型来确定，本文以单列级为例。

调节级平均直径(dm)的选择主要考虑它的制造工艺，套装叶轮的直径在 1000-2000mm，而整级转子的直径在 900-1100mm。

调节级速度比(x_a)的选择与调节级的形式有关，单列调节级速比选择范围是 0.35-0.44，双列调节级速比选择范围是 0.22-0.28

为了提高级效率，调解级具有一定的反动度(Ω_m)，但是为了减少漏气损失，反动度不宜选择过大，通常小于 0.13

二. 调解级喷嘴部分热力计算

1. 根据级的平均和速度比利用公式 $\Delta h_t = 0.5 \left(\frac{\pi d_m n}{60 x_a} \right)^2$ 计算调解级的理想比焓降(Δh_t)。

2. 根据反动度计算喷嘴中的理想比焓降 $\Delta h_n = (1 - \Omega_m) \Delta h_t$ 。

3. 得到喷嘴中的理想比焓降后可以在焓熵图上查取喷嘴后压力(p_1)，喷嘴出口理想比焓(h_{1t})，喷嘴等熵出口温度(t_{1t})，喷嘴等熵出口比容(v_{1t})。

4. 计算喷嘴出口理想气流速度(C_1)和实际气流速度(C_{1t})

$$C_{1t} = \sqrt{2\Delta h_n + C_0^2} \quad C_1 = \varphi C_{1t}$$

5. 计算喷嘴压比 $\varepsilon_n = P_1 / P_0$ ，判断气流在喷嘴中的流动性质。

6. 计算喷嘴出口面积 $A_n = \frac{G_n v_{1t}}{\mu_n C_{1t}}$

7. 根据喷嘴喷嘴中的马赫数选择喷嘴叶片型号和喷嘴出口气流角度(α_1)，如果出现超音速流动，气流在斜切部分继续膨胀。

$$\alpha_1 = (\alpha_{1n} + \delta_1) = \sin^{-1} \left[\sin \alpha_{1n} \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\varepsilon_n^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \varepsilon_n^{\frac{(k-1)}{k}}}} \right]$$



8. 选取若干叶片长度 l_n 做平行计算以确定部分进汽度。根据选取叶片长度

计算部分进汽度(e), $\ell_n e = \frac{A_n}{\pi d_n \sin \alpha_1}$ 。得出部分进汽度以后, 再按下述步

骤计算调节级内各项损失之和, 然后以叶片长度 l_n 为横坐标, 损失之和为纵坐标, 绘制一条曲线, 在部分进汽度允许的范围($e < 0.75$) 对应的叶高范围内, 找到曲线的最低点对应的叶高即为最佳叶高。

9. 校核根部反动度 $\Omega_r = (1 - \Omega_m) \frac{d_2}{(d_2 - l_1 - \Delta)}$ 在范围 0.03-0.05 内。

10. 计算喷嘴损失 $\Delta h_{n\xi} = (1 - \varphi^2) \Delta h_n$

11. 喷嘴出口比焓 $h_1 = h_{1t} + \Delta h_{n\xi}$

12. 做动叶进口速度三角形并计算

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2u C_1 \cos \alpha_1} \quad \beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{C_1}{w_1} \sin \alpha_1 \right)$$

三. 调解级动叶部分热力计算

1. 计算动叶中的理想比焓降 $\Delta h_b = \Omega_m \Delta h_t$

2. 计算动叶出口理想气流速度 (w_2) 和实际气流速度 (w_{2t})

$$w_{2t} = \sqrt{2\Delta h_b + w_1^2} \quad w_2 = \psi w_{2t}$$

3. 得到动叶中的理想比焓降后可以在焓熵图上查取动叶后压力 (p_2), 动叶出口理想比焓 (h_{2t}), 动叶等熵出口温度 (t_{2t}), 动叶等熵出口比容 (v_{2t})。

4. 计算动叶压比 $\varepsilon_b = p_2 / p_1^*$, 判断气流在动叶中的流动性质。

5. 不考虑叶顶漏气量计算动叶出口面积 $A_b = \frac{G_b v_{2t}}{\mu_b w_{2t}}$, 此时 $G_b = G_n$

6. 计算动叶高度 $l_b = l_n + \Delta r + \Delta t$

7. 计算动叶汽流出口角度 $\beta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{A_b}{\pi d_b \ell_b e} \right)$

如果气流在动叶中出现超音速流动, 气流在斜切部分继续膨胀。



$$\beta_2 = (\beta_{2n} + \delta_2) = \sin^{-1} \left[\sin \beta_{2n} \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\varepsilon_b^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \varepsilon_b^{\frac{k-1}{k}}}} \right]$$

8. 做动叶出口速度三角形并计算

$$C_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2} \quad \alpha_2 = \tan^{-1} \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u}$$

9. 计算动叶损失 $\Delta h_{b\xi} = (1 - \psi^2) \left(\Delta h_b + \frac{w_1^2}{2} \right)$

10. 计算余速损失 $\Delta h_{c2} = \frac{1}{2} c_2^2$

11. 动叶出口比焓 $h_2 = h_{2t} + \Delta h_{b\xi}$

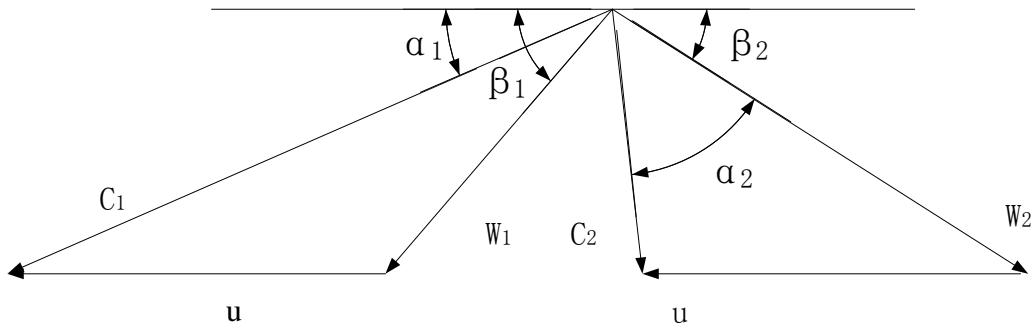


图 2-2 调节级的速度三角型

四. 轮周效率的计算

1. 计算轮周有效比焓降 $\Delta h_u = \Delta h_t - \Delta h_{n\xi} - \Delta h_{b\xi} - \Delta h_{c2}$

2. 计算理想能量 $E_0 = \Delta h_t - \mu_1 \Delta h_{c2}$

3. 轮周效率 $\eta_u = \Delta h_u / E_0$

4. 校核轮周效率 $W_u = u (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)$

$$\eta_u^1 = W_u / E_0$$

如果两种方法计算的轮轴效率相对误差小于 0.01, 则计算正确。

五. 级内损失的计算



1. 叶高损失(包括扇形损失) $\Delta h_1 = \frac{\alpha}{\ell} \Delta h_u$

2. 叶轮摩擦损失 $\Delta h_f = \frac{k_f \left(\frac{u}{100} \right)^3 d^2}{G_0 v_{2t}}$

3. 因为调节级没有隔板, 所以隔板漏气损失 $\Delta h_p = 0$

4. 要计算叶顶漏气损失, 先计算叶顶漏气量

$$\Delta G_t = 0.6 \sqrt{\frac{\Omega_t}{1 - \Omega_t}} \cdot \frac{v_{1t}}{v_{2t}} \cdot \frac{\pi d_t \delta_t}{A_n} \cdot G_n'$$

$$\text{在计算漏气损失 } \Delta h_t = \frac{\Delta G_t}{G_0} \Delta h_u$$

5. 因为调节级工作在锅热蒸汽区, 所以隔板漏气损失 $\Delta h_z = 0$

6. 部分进汽损失用下面经验公式计算

$$\Delta h_e = \frac{E_0}{e} \times \frac{u}{C_a} \times \left[K_e \left(\frac{u}{C_a} \right)^2 \left(1 - e - \frac{e_k}{2} \right) + K_e' \frac{z_k}{d_b} \right]$$

7. 级内各项损失之和 $\Delta h_{all} = \Delta h_\ell + \Delta h_f + \Delta h_p + \Delta h_t + \Delta h_e + \Delta h_z$

8. 调节级出口比焓 $\Delta h_{out} = h_2 + \Delta h_{all}$

六. 级效率与内功率的计算

1. 调节级的有效比焓降 $\Delta h_i = \Delta h_u - \Delta h_{all}$

2. 调节级的内效率 $\eta_i = \frac{\Delta h_i}{E_0}$

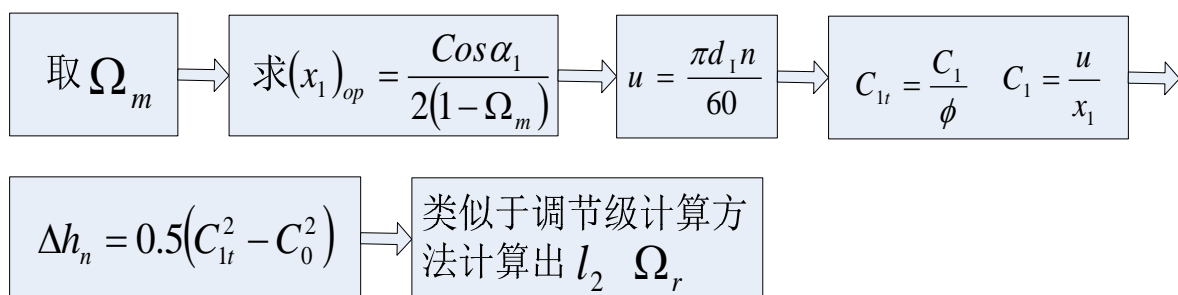
3. 调节级的内功率 $P_i = G \Delta h_i$

2.1.4 压力级焓降分配和级数确定

一. 确定压力级第一级直径

1. 选取与调节级直径差 Δd 后得到第一压力级直径 $d_1 = d_c - \Delta d$

2. 校核第一压力级动叶高度, 过程如下图所示



如果 l_2 不能满足要求，则重新取 d_1 进行计算。

如果 $\Delta d > 150$ 仍不能满足要求，则要采用部分进汽。

二. 确定压力级最后一级直径

1. 背压式汽轮机多采用等根径叶栅，因此有 $d_z - l_z = d_1 - l_1$

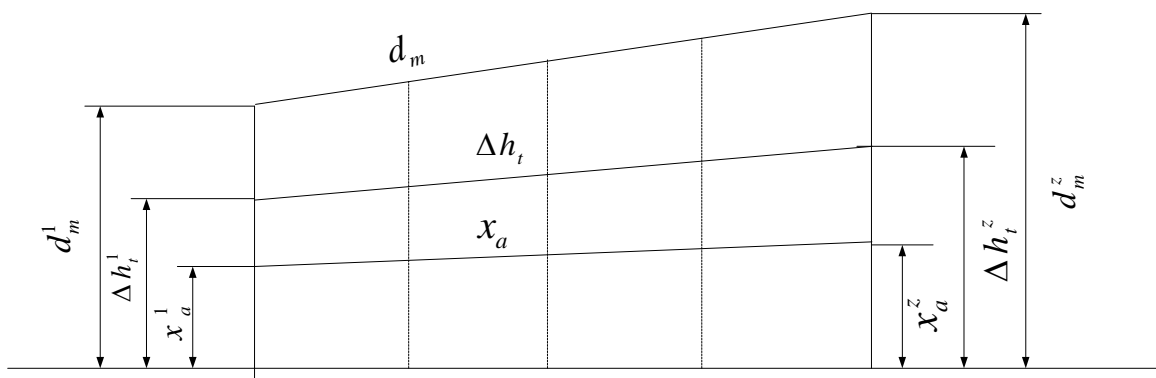
2. 而 $d_z l_z = \frac{G_z V_{2z}}{\pi C_{2z} \sin \alpha_{2z}}$

3. 连立上述二式求出 d_z

三. 作各级直径变化和速比变化曲线并求出级的平均理想比焓降。

1. 利用 $\Delta h_t = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi d_2 n}{60 x_a} \right)^2$ 求出对应得理想比焓降。

2. 由于背压式汽轮机排气压力高，而且蒸汽容积流量在整个流道中变化不大，故其各级直径、速度比和理想比焓降也变化不大，都可以用直线表示这些参数的变化规律。



背压式汽轮机压力级 d_m, x_a 和 Δh_t 的变化规律

图 2-3



3. 在做出 Δh_t 的变化曲线以后，将图上坐标分成 n 等分，在图上查 $(\Delta h_t)_i$ 并

求出级的平均理想比焓降 $\Delta h_m = \frac{\Delta h_{t1} + \Delta h_{t2} + \dots + \Delta h_{tn+1}}{n + 1}$

4. 假设一个重热系数 α 后再利用公式 $z = \frac{(1 + \alpha) \Delta h_t'}{\Delta h_m}$ 计算压力级的级

数。在利用公式 $\alpha = k(1 - \eta_i') \frac{\Delta h_t'}{419} \frac{z - 1}{z}$ 校核重热系数。

5. 求出级数以后将上述曲线图横坐标再分为 $z-1$ 等分，在 Δh_t 曲线上查出各分点的 $(\Delta h_t)_i$ ，即各级预先分配理想比焓降。

6. 重热系数对各级理想比焓降分配的修正，将各级理想比焓将增加 $\Delta h = \frac{(1 + \alpha) \Delta h_t' - \sum (\Delta h_t)_i}{z}$

7. 若 Δh_t 较大，则要在焓熵图上校正各级理想比焓降。将最后一级分配的理想比焓降 (h_m) 与在焓熵图上查取的理想比焓降 (h_m') 的差值平均分配到每一级，

每一级平均增加或减少 $\Delta h' = \frac{h_{tn} - h_{tn}'}{z}$ 。

8. 最终得到压力级每一级的理想比焓降。

2.1.5 压力级热力计算

一. 压力级热力计算概述

压力级计算的流量 G 为已知，各级喷嘴流量 $G_n = G - \Delta G_p$ ；动叶流量 $G_b = G - \Delta G_t$ 。

计算的进口状态点即为调解级的出口状态点，如图所示。

在压力级计算过程中，上一级的排气状态即为下一级的进汽状态。

$$(p_0)_i = (p_2)_{i-1} \quad (h_o)_i = (h_p)_{i-1}$$

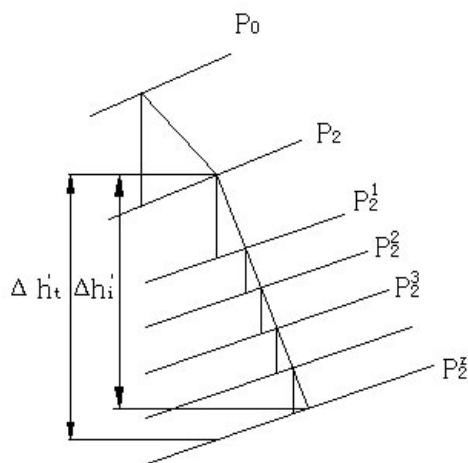


图 2-4



$$(c_0)_i = u_c (c_2)_{i-1}$$

各级的理想焓降去分配的值，但最后一级的要在焓熵图上查取，若与原来分配的理想焓降相差过大要重新分配计算。

二. 压力级热力计算步骤

压力级的计算步骤与调解级的计算步骤大致相同，只说明不同点。

1. 不用进行叶高平行计算，但尽可能使级的部分进汽度为 1。

2. 压力级的喷嘴叶栅固定在隔板上，要计算隔板漏气量 ΔG_p 和隔板漏气损失 Δh_p

$$\Delta G_p = \frac{\mu_p \pi d_p \delta_p}{\mu_n A_n \sqrt{z}} G \quad \Delta h_p = \frac{\Delta G_p}{G} \Delta h_u$$

3. 级工作在湿蒸汽区时要计算级的湿气损失 $\Delta h_z = \left[1 - \frac{x_0 + x_2}{2} \right] \Delta h_u$

2.1.6 汽轮发电机功率的计算和流量修正

1. 计算汽轮发电机的输出功率 $N_e = (\sum N_i) \times \eta_{ax} \eta_g$ ，并计算它与设计功率的相对差值 $\frac{\Delta N_e}{N_e}$ 。若 $\frac{\Delta N_e}{N_e} < 0.01$ ，计算正确；若 $0.01 < \frac{\Delta N_e}{N_e} < 0.03$ ，则

在认为效率不变得情况下按相应比例修正进汽量后计算；若 $\frac{\Delta N_e}{N_e} > 0.03$ ，则要

重新进行热力计算。

2. 计算汽轮机的相对内效率 $\eta_{ri} = \frac{\sum \Delta h_i}{\Delta H_t}$

3. 对汽轮机进汽量与叶栅高度的修正

$$D_0 = D_0 (1 + \frac{\Delta N_e}{N_e}) \quad l_i = l_i (1 + \frac{\Delta N_e}{N_e})$$

2.2 背压式汽轮机变工况热力核算

汽轮机运行工况改变时，通过汽轮机的蒸汽流量或者蒸汽参数将发生变化，汽轮机的某些级或者全部级的反动度、级效率也随之发生变化。为了估计汽轮机在新工况下的经济性和可靠性，就要对新工况进行热力核算。



变工况下热力核算的目的是获取各级的状态参数、理想比焓降、反动度、效率、功率等数据，校核他们是否能保证机组的安全可靠和经济运行，同时也为强度分析，推理计算以及了解效率及功率变化提供科学的参考依据。

2.2.1 热力核算的方法

第一种是顺序算法，它以给定的级前状态为起点，由高压级向低压级逐级核算，适用于蒸汽流动式亚音速的状态；第二种是倒序算法，它则以给定的级后状态为起点，有低压级向高压级逐级核算，不仅适用于亚音速状态，还适用于超音速状态。至于在具体应用中采用哪种方式核算，要根据所给定的新工况的条件及要求的精确程度来确定。

2.2.2 本论文热力核算的概述

1. 计算工况为主蒸汽压力 p_0 下降 5%，主蒸汽温度 t_0 下降 10°C 的最大流量工况。
2. 调节级热力核算时，因为调节级前状态为已知，故采用顺序算法，假定汽轮机的效率不变，利用弗留格尔方程确定调节级后压力近似值。
3. 压力级热力核算时，因为背压式汽轮机排气压力确定，故采用倒序算法。
4. 最终校核调节级出口状态和压力级进口状态是否一致，并进行相应得修正。

2.2.3 调节级热力核算

调节级热力计算采用顺序算法。

一．确定新蒸汽参数：主蒸汽压力 $p_{01} = p_0(1 - \Delta p)$ ，主蒸汽温度 $t_{01} = t_0 - \Delta t$

二．确定进汽量 $D_{01} = \frac{3600 N_e}{\Delta H_i \eta_i \eta_m \eta_e} + \Delta D_{01}$

三．迭代求取调节级后压力 p_{21}

1. 将设计工况下的调节级热力过程线平移到通过变工况进汽点

2. 在忽略温度变化的情况下应用弗留格尔方程 $\frac{G_{01}}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{21}^2 - p_{z1}^2}{p_2^2 - p_z^2}}$ 求出调节级后

压力 p_{21} 的近似值。

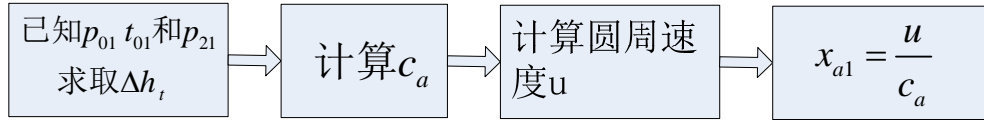
3. 在焓熵图上画 p_{21} 与过程线的交点，查出此交点的温度 T_{21} 的近似值。



4. 在考虑温度变化以后再应用弗留格尔方程 $\frac{G_{01}}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{21}^2 - p_z^2}{p_2^2 - p_z^2}} \sqrt{\frac{T_2}{T_{21}}}$ 再求出

级后压力 p_{21} 的近似值后重复上述步骤直到温度的相对变化小于给定值。

四. 求取变工况下反动度和速度比, 计算 x_{a1} 步骤如下框图。



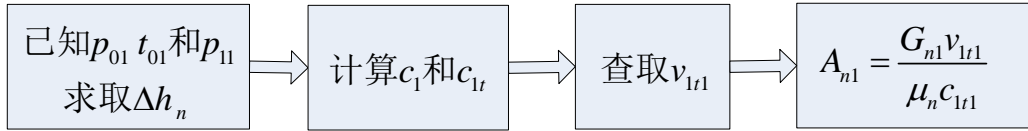
然后根据 x_{a1} 计算 Ω_{m1}

$$\Delta x_a = x_{a1} - x_a \quad \frac{\Delta \Omega_m}{1 - \Delta \Omega_m} = 0.3 \frac{\Delta x_a}{x_a} - 0.5 \left(\frac{\Delta x_a}{x_a} \right)^2 \quad \Omega_{m1} = \Omega_m + \Delta \Omega_m$$

五. 作图法求取调节级喷嘴后压力 p_{11}

1. 试取 p_{11} 满足连续流动。

2. 用如下步骤计算 A_{n1}



3. 在计算出 A_{n1} 后利用公式计算变工况下喷嘴数 $z_1 = z \frac{A_{n1}}{A_n}$, 此时计算部分进

气度要符合要求 $e < 0.8$

4. z_1 圆整后, 修正喷嘴面积 A_{n1} 和喷嘴流量 G_{n1}

$$A'_{n1} = A_n \frac{z_1}{z} \quad G'_{n1} = G_{n1} \frac{A'_{n1}}{A_{n1}}$$

5. 根据修正后的流量再次计算 p_{21}

6. 解动叶入口速度三角形求取 w_{11} 和 β_{11} , 并计算撞击损失 Δh_{zj} 和动叶进口焓 h_{11}

$$\Delta h_{zj} = \frac{1}{2} \left[w_{11} \sin(\beta_{11} - \beta_1) \right]^2 \quad h_{11} = h_{1t} + \Delta h_{n1} + \Delta h_{z1}$$

7. 根据 Ω_{m1} 可以求出动叶叶顶漏气量 ΔG_t



8. 计算 $w_{2t1} = \sqrt{2\Delta h_{b1} + [w_{11} \cos(\beta_{11} - \beta_1)]^2}$

9. 计算变工况动叶出口面积 $A_{b1} = A_b \frac{A_{n1}'}{A_n}$

10. 在焓熵图上查取 V_{2t1} 后可以计算动叶流量 $G_{b1}' = \frac{\mu A_{b1} w_{2t1}}{v_{2t1}}$

11. 再取 N 个 p_{11} ，分别计算出对应的叶顶漏气量 ΔG_t 和动叶流量 G_{b1}'

12. 以 p_{11} 横坐标， G 为纵坐标画图，将点 $(p_{11}, G_{b1}' + \Delta G_t)$ 逐个标在图上，最后拟合得到一条曲线，如下图所示。并将喷嘴流量 G_n 也画在图上，如图所示为一直线。

两条曲线有一个交点，此点对应的 p_{11} 即

为最终的调节级后压力。

一. 计算变工况下的效率和功率

在得出调节级后压力 p_{11} 后按热力计算的步骤逐步进行计算直到得出变工况下效率和功率为止。

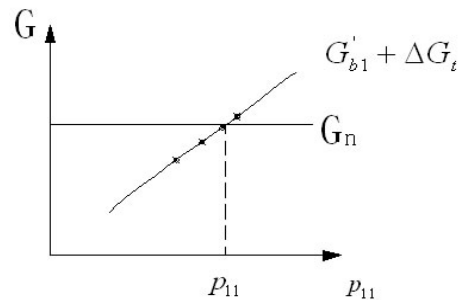


图 2-5

2.2.4 压力级热力核算

压力级热力计算采用倒序算法。

单级的倒序亚音速计算步骤

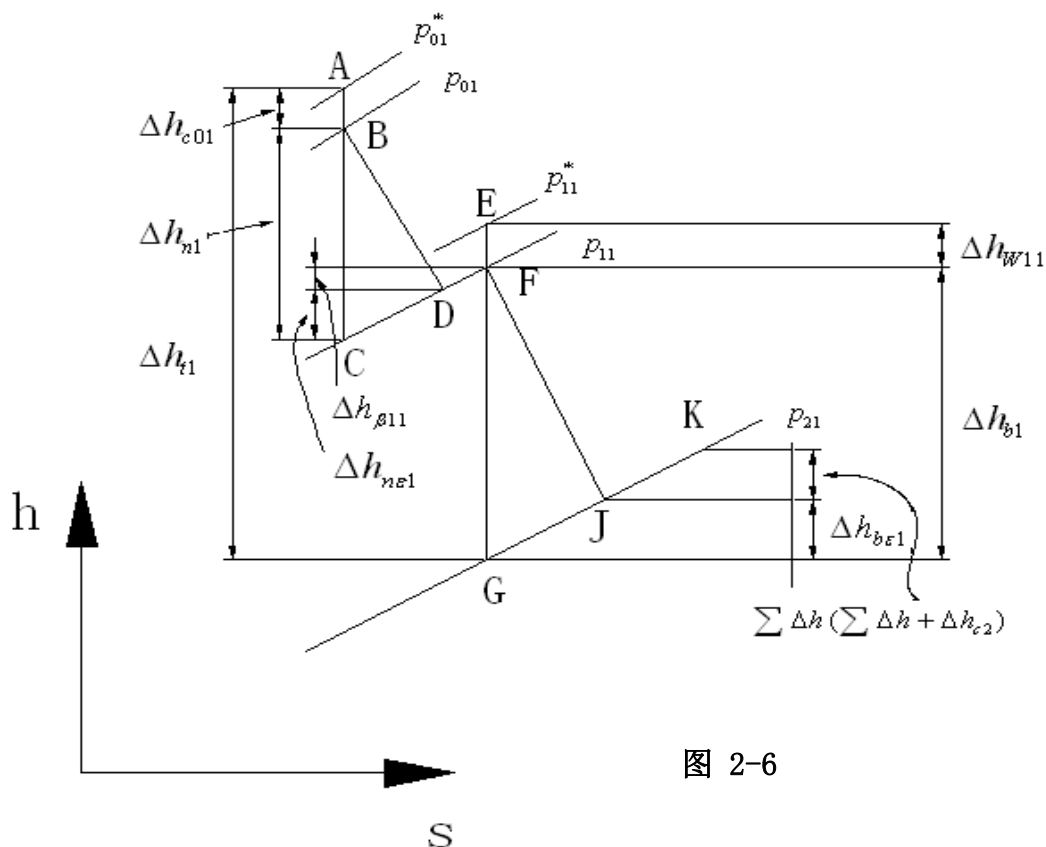


图 2-6

1. 估算整机效率 η_i^T ，求出整机的有效比焓降 $\Delta H_{il} = \Delta H_{il} \cdot \eta_i^T$ ，定出末级蒸汽排气焓值，并在焓熵图上画出点 K

2. 在估计了末级排汽点 K 之后, 为了求出动叶后的蒸汽状态点 J, 必须预先估计级有关损失的初值, 其中包括叶轮摩擦损失 Δh_{f1}^0 、湿汽损失 Δh_{x1}^0 、漏汽损失 Δh_{p1}^0 、余速损失 Δh_{c21}^0 。这些损失可初设为零, 等到在级内计算中求得这些损失后, 再以计算值替代初设值。将这些损失加起来, 得

$$\text{最后一级: } \sum \Delta h = \Delta h_{f1} + \Delta h_{x1} + \Delta h_{p1}$$

$$\text{其他级: } \sum \Delta h = \Delta h_{f1} + \Delta h_{x1} + \Delta h_{p1} + \Delta h_{c2}$$

在焓熵图上得到动叶出口的实际蒸汽状态点 J, 并查取相关热力参数。

3. 利用公式利用动叶出口连续方程, 计算动叶出口的相对速 $w_{21} = \frac{G_1 v_{21}}{A_b}$

4. 估算动叶出口的音速 $w_{2s} = \sqrt{kp_{21}v_{21}}$ 、判断流动性质, 若 $w_{21} < w_{2s}$, 为亚音速流动; 否则按超音速处理。



5. 估选级的反动度 Ω_m ，对于末级，作为原始数据，初估值可取设计值，其余各级可取下一级的反动度作为本级的计算初值。待级内动叶、喷嘴的理想把焓降算出后再进行校正。

6. 按选定的反动度和 w_{21} 近似地查出动叶的速度系数 ψ 。

7. 计算动叶损失 $\delta h_{b1} = \frac{w_{21}^2}{2000} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right)$ ，画出动叶出口的理想状态点 G。

8. 计算动叶的滞止等熵焓降 $\Delta h_{b1}^* = \frac{w_{21}^2}{2000\psi^2}$ ，画出动叶的蒸汽滞止状态点 E。

9. 选取动叶进口动能，第一次计算求 w_{11} ，令 $\frac{w_{11}}{w_{21}} = \frac{w_1}{w_2}$ 。计算动叶进口速度

动能 $\Delta h_{w11} = \frac{w_{11}^2}{2000}$ ，并计算动叶内的理想焓降 $\Delta h_{b1} = \Delta h_{b1}^* - \Delta h_{w11}$ ，画出动叶进

口实际蒸汽状态点 F，查出喷嘴出口气流的实际压力 p_{11} 。

10. 按热力计算步骤进行动叶出口速度三角形的计算。

11. 计算余速损失 $\Delta h_{c21}^{i*} = \frac{(1 - \mu_2)c_{21}^2}{2}$

12. 校核余速损失 $\varepsilon_1 = \Delta h_{c21}^{i*} - \Delta h_{c21}^0$ 是否满足要求，不满足时，返回第二点重新计算，令 $\Delta h_{c21}^{i+1} = \Delta h_{c21}^{i*}$ ，重复 2-12 的计算直至满足条件为止才能继续计算。

13. 估算撞击损失： $\delta h_{\beta 11} = \frac{(w_{11}^0 \cdot \sin \theta)^2}{2000}$ ，确定喷嘴出口的蒸汽状态点 D。

14. 查取喷嘴出口的相关参数，并计算喷嘴出口的实际汽流速度 $c_{11} = \frac{G_1 v_2}{A_n}$

15. 估算喷嘴出口的音速 $c_{s1} = \sqrt{k p_{11} v_{11}}$ ，判断流动性质，若 $c_{11} < c_{s1}$ ，为压音速流动；否则按超音速处理。

16. 按热力计算步骤进行喷嘴出口速度三角形的计算。

17. 计算动叶进口动能 $\Delta h_{w1}^{i*} = \frac{w_{11}^2}{2000\psi^2}$



18. 校核余速损失 $\varepsilon_2 = \Delta h_{w11}^{i*} - \Delta h_{w11}^0$ 是否满足要求, 不满足时, 返回第十一点用 $\frac{w_{11}}{w_{21}}$ 重新计算, 重复 9-18 的计算直至满足条件为止才能继续计算。

19. 用 ϕ 的设计值估算喷嘴中的叶型损失 $\Delta h_{n\varepsilon 1} = \frac{c_{11}^2}{2000} \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 \right)$, 并在焓熵图上画出喷嘴出口理想状态点 C。

20. 计算喷嘴中的滞止等熵焓降 $\Delta h_{n1}^* = \frac{c_{11}^2}{2000\phi^2}$, 在焓熵图上画出喷嘴前的蒸汽滞止状态点 A。

21. 估算喷嘴进口动能在第一循环的初值 $\Delta h_{c0}^i = \mu_2 \frac{c_{11}^2}{2000}$, 等到算出上一级的余速 c_2 时在对此初值进行修正。

22. 计算喷嘴中蒸汽膨胀的理想比焓降 $\Delta h_{n1} = \Delta h_{n1}^* - \Delta h_{c0}^i$, 在焓熵图上画出喷嘴前的实际蒸汽状态点 B, 并查取此处的相关热力参数。

$$23. \text{ 计算反动度 } \Omega^* = \frac{\Delta h_{b1}}{\Delta h_{n1} + \Delta h_{b1}}$$

24. 校核反动度 $\Omega^* - \Omega^0$ 是否在给定范围内, 不满足时, 返回至第五步重复计算, 逐次估算公式如下:

$$\Omega_{i+1} = \Omega_i + K (\Omega^* - \Omega_i)$$

$$K = \frac{1.5}{1 + 200 \left[\frac{0.8\pi e \delta_i (D_{m2} + l_2)}{A_n \sqrt{z_2}} \right]^2} \quad K > 1 \text{ 时, 取 } K=1$$

$$25. \text{ 计算速度比 } \frac{u}{c_a} = \frac{u}{\sqrt{2(\Delta h_{n1}^* + \Delta h_{b1})}}$$

$$26. \text{ 计算轮周焓降 } \Delta h_{u1} = \Delta h_{n1}^* + \Delta h_{b1} - \Delta h_{n\varepsilon 1} - \Delta h_{b\varepsilon 1} - \frac{c_{21}^2}{2000}$$

27. 按热力计算方法计算叶轮摩擦损失 Δh_{f1} 、湿汽损失 Δh_{x1} 、漏汽损失 Δh_{p1}



28. 计算附加损失之和 $\Delta h_\varepsilon = \Delta h_{f1} + \Delta h_{x1} + \Delta h_{p1}$

29. 校核附加损失之和 $\Delta h_\varepsilon - \Delta h_{f1}^i - \Delta h_{x1}^i - \Delta h_{p1}^i$ 是否满足要求, 如果不符合, 令 $\sum \Delta h = \Delta h_\varepsilon^i$, 返回 2 重新计算

30. 若本级余速被下一级利用的系数 $\mu_2 = 0$, 则继续计算。如果 $\mu_2 \neq 0$, 则应对计算下一级的进口动能 $\Delta h_{c0i-1}^* = \frac{\mu_2 i c_{21}^2}{2}$, 并校核下一级的进口动能 $\Delta h_{c0i-1}^* - \Delta h_{c0i-1}$ 是否满足要求, 否则返回至下一级的 21 进行计算, 一直计算到本级的 30, 直至满足要求为止。

31. 计算级的理想能量 $E_0 = \Delta h_{n1}^* + \Delta h_{b1} - \frac{\mu_2 c_{21}^2}{2000}$

32. 计算级的有效比焓降 $\Delta h_i = \Delta h_u - \sum \Delta h$

33. 计算轮周效率 $\eta_u = \frac{\Delta h_u}{E_0}$

34. 计算级的内效率 $\eta_i = \frac{\Delta h_i}{E_0}$

35. 计算级的内功率 $P_i = \Delta h_i G$

单级的倒序超音速音速计算步骤

与亚临界流动相比, 超临界流动的不同之处只是计算 w_{21} 和 c_{11} 的方法, 因为超音速流动时 w_{21} 和 c_{11} 与动叶和喷嘴的喉部截面不垂直, 并在斜切部分内气流要发生偏转, 因此要计算偏转角。

在亚音速流动计算中 4 如果出现 $w_{21} > w_{2s}$ 的情况就按下列步骤继续计算。

1. 预先在焓熵图上假设一条蒸汽在叶栅中的膨胀过程线(从 J 点出发作任一过程线)如 F-J, 在过程线上任取一点 J', 若此点的汽流速度等于临界速度, 则 J' 处为

喉部截面状态点, 其速度为 $w_{2s} = \sqrt{k p_{2'} v_{2'}} = \frac{G_1 v_{2'}}{A_b}$, 即 $\frac{G_1}{A_b} = \sqrt{\frac{k p_{2'}}{v_{2'}}}$, 实际上 J' 不

一定是喉部的截面状态点。



2. 再设几个 J'' 、 J''' ，……也假设他们是喉部截面状态点，分别算出 $\sqrt{\frac{k p_{2''}}{v_{2''}}}$ 、 $\sqrt{\frac{k p_{2'''}}{v_{2'''}}}$ ，分别以 $p_{2'}$ 、 $p_{2''}$ 、……为横坐标，以 $\sqrt{\frac{k p_{2''}}{v_{2''}}}$ 、 $\sqrt{\frac{k p_{2'''}}{v_{2'''}}}$ 、……为纵坐标，画出喉部截面压力的辅助图

3. $\frac{G_1}{A_b}$ 对所核算的工况来讲，是一个常量在辅助线图上的纵坐标按 $\frac{G_1}{A_b}$ 的值

找出对应的压力 p_2 即为喉部截面上的蒸汽压力 p_{cr} 。

4. p_{cr} 的等压线与拟定的 F-J 过程线的交点即为喉部截面状态点，可查出 v_{cr}

5. 从喉部临界状态点等熵膨胀至 p_{21} 的等熵焓降即为动叶斜切部分中膨胀的理想焓降 h_{b0}

6. 根据 p_{cr} 、 v_{cr} 计算音速 $w_{cr} = \sqrt{k p_{cr} v_{cr}}$

7. 计算喉部截面以前的临界焓降 $\Delta h_{bcr} = \frac{w_{2cr}^2}{2000}$

8. 确定动叶流动的滞止焓降 $\Delta h_{b1}^* = \Delta h_{bcr} + \Delta h_{b0}$

9. 计算动叶出口的实际汽流速度 $w_{21} = 44.72 \sqrt{\Delta h_{b1}^*}$

10. 计算偏转角 $\sin(\beta_2 + \delta_2) = \sin \beta_2 \frac{w_{cr} v_{21}}{w_{21} v_{cr}}$

11. 从此开始的计算步骤均与亚音速流动相同，只是画速度三角形时，应用 $(\beta_2 + \delta_2)$ 代替 β_2 。

13. 在亚音速流动计算中 15 如果出现 $c_{11} > c_{1s}$ 的情况也按类似步骤计算。

三. 压力级组的倒序计算

以上讨论了汽轮机单个压力级的倒序计算原理和方法，包括亚临界流动和超临界流动两种工况。可以看到，利用以上方法对压力单级进行详细核算，可以很准确地求得变工况下各级蒸汽参数，如喷嘴前后、动叶前后的压力、温度、比体积、嘴及动叶出口汽流速度、级的理想比焓降、反动度、级内的各种损失、并进而求得级的轮周效率轮周功率、内效率、内功率等数据。



级组的倒序计算以末级的排气点为计算起点，每一级进口的状态就是上一级的出口状态，直到计算到压力级第一级的出口状态，判断是否与调节级的出口状态一致，如果不一致，以压力级变工况计算的压力级进口状态为出口状态重新进行调节级的变工况热力核算，直到两者的差值符合要求，若是准确度要求不高时，也可以在排气压力线上平移热力过程线以满足要求。

2.3 背压式汽轮机强度校核

2.3.1 背压式汽轮机强度校核概述

为了确保汽轮机的安全运行，应该在汽轮机设计时对已设计好的汽轮机进行强度校核。

通过汽轮机各零件强度的校核和计算，可以在设计好汽轮机以后确定汽轮机安全运行的工况范围和应该控制的极限值，为拟定合理的运行方式提供理论依据，保证汽轮机的安全运行。

在进行汽轮机的设计过程中，需要进行的强度校核包括汽轮机轴向推力的校核、隔板扰度的校核、叶片频率的校核、转子振动频率的校核。

本文只进行汽轮机轴向推力的计算和校核。

2.3.1 背压式汽轮机轴向推力的计算与校核

一．轴流式汽轮机所受蒸汽的轴向推力有以下四部分组成：

1. 作用在全部动叶片上的轴向力 F_{z1} ；
2. 作用在叶轮面和轮毂部分的轴向力 F_{z2} ；
3. 作用在转子凸肩上的轴向力 F_{z3} ；
4. 作用在轴封凸肩上的轴向力 F_{z4} ；

二．计算作用在全部动叶片上的轴向力 F_{z1}

$$F_{z1} = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + e\pi d_b l_b (p_1 - p_2)$$

计算作用在叶轮面和轮毂部分的轴向力 F_{z2}

取动叶前蒸汽压力为叶轮前蒸汽压力

$$F_{z2} = \frac{\pi}{4} \left\{ \left[(d_b - l_b)^2 - d_1^2 \right] p_1 - \left[(d_b - l_b)^2 - d_2^2 \right] p_2 \right\}$$



因为转子上没有凸肩，所以作用在转子凸肩上的轴向力 $F_{z3}=0$

因为轴封凸肩很小，故作用在轴封凸肩上的轴向力 F_{z4} 很小，实际计算中不予以考虑

汽轮机总的轴向推力

$$F_z = \sum_1^z (F_{z1} + F_{z2})$$



第三章 汽轮机辅助设计软件

从第二章汽轮机热力计算和热力核算的过程可以看出,汽轮机的设计过程式相当复杂和繁琐的,计算过程中存在很多地方需要平行计算、迭代计算或者试算,而且在计算过程中需要使用焓熵图查取状态参数。级数越多,需要花费很多时间,而且计算量越大,误差越大,出现错误的可能性越大,因而工作量和准确性的问题非常突出。

应用微型计算机可以很好的解决上述问题,因为计算机的计算速度很快,试算过程和迭代过程自动完成,并且不受迭代数量的限制,可以同时适应多方案、多工况的计算。焓熵图可以采用数值计算的方法处理,完全不需要查取焓熵图。

3.1 辅助设计软件的图表处理方法

在进行汽轮机辅助计算软件的程序编制工作之前,我们需要处理在汽轮机设计过程中使用的图表,如焓熵图、喷嘴和动叶的流量系数图等,将他们转换成为数值计算程序。以便在汽轮机设计软件中直接调用它们查取需要的数值。

3.1.1 水蒸气焓熵图的处理

在手算步骤中,状态点的计算要借助水蒸气的焓熵图。在图上,蒸汽的状态是由两个独立变化的热工参量决定的,即分别在两个独立变化的坐标上,按已知值得到两个等值线,等值线的交点便是所确定的状态点,从通过该等值线上,可以读出其余的热工参量值。在电子计算机数值计算步骤中,也是由两个独立变化的热工参量决定水蒸气的状态。不同的是用食指计算的方法由两个独立变化的已知值直接算出或是迭代出未知值的。

由于水蒸气热力性质的复杂性。很难用单纯理论的方法确定气候、状态方程式,国际上著名的水蒸气特性关系式,都是建立在实验的基础上,或是直接根据实验数据,或是根据国际水蒸汽会议采用的骨架表编制出来的。目前国内最为常用的水蒸气特性关系式是公式化委员会 IFC 制定的水和水蒸气热力性质。

在第六届国际水蒸气性质会议上,成立了国际公式化委员会 IFC。IFC 的成果是经过若干年后制定了国际公认的、工业用的 1967 年 IFC 公式。IFC 公式包括了骨架表的全部范围,根据公式计算出的数值都在骨架表规定的允许范围以内。现在最新的 IFC 公式是 IFC-97,包括①饱和状态骨架表,②比体积骨架表,③比焓骨架表。该骨架表是根据当时对这些特性全部并被认为是可靠的测量结果



编制而成的。

因为按照 IFC 的公式对焓熵图进行程序的编制也是一个相当大的工程,需要花费一定的时间,因此在本软件的编制过程中采用水蒸气动态链接库的方法处理焓熵图,水蒸气动态链接库是由上海成套发电设备公司根据 IFC-97 公式编制的。在软件中只要使用动态链接库给定的借口,便可以查询相关的热力参数值。

3.1.2 其他图表的处理

在汽轮机的设计过程中,还涉及到其他很多的曲线和图表,如喷嘴和动叶的流量系数图、动叶速度系数图、叶高和盖度关系表等。在本软件的设计过程中对这些图表采用的方法是先用最小二乘法把曲线、图表数据拟合成公式,然后再在计算机中应用这些公式来计算相应得热工参量。

3.2 辅助设计软件的设计思想

本软件采用 Visual Studio.net 开发工具运用 Visual Basic.net 语言编写。因为 Visual Basic.net 语言是完全面向对象的程序设计语言,因此我们在软件设计过程中采用面向对象的软件设计思想。

3.2.1 面向对象软件思想概述

面向对象方法是分析问题和解决问题的新方法,其基本出发点就是尽可能按照人类认识世界的方法和思维方式来分析和解决问题。客观世界是由许多具体的事物或事件,抽象的概念和规则等组成的,因此,我们将任何感兴趣或要加以研究的事、物、概念都称为对象。面向对象的方法正是以对象作为最基本的元素,也是分析问题,解决问题的核心。

3.2.2 面向对象最主要的特点

面向对象最主要的特点是对象、类和继承。

对象:客观世界里的任何实体都可以被看作是对象,对象可以是具体的物,也可以指某些概念,每个对象都有自己的行为。使用面向对象的方法解决问题的首要任务就是要从客观世界里识别出相应的对象,并抽象出为解决问题所需要的对象属性和对象方法。属性用来表示对象的状态,方法 用来描述对象的行为。在面向对象的方法里,对象被定义为由属性和相关方法组成的包。方法是描述对象行为的过程,是对当某个对象接受了某个消息后多采用的一系列操作的描述。

类:类是一类对象关系的性质描述。这些对象具有相同种类的属性及方法。类好比是一类对象的模板,有了类定义后,基于类就可以生成这类对象中的任何



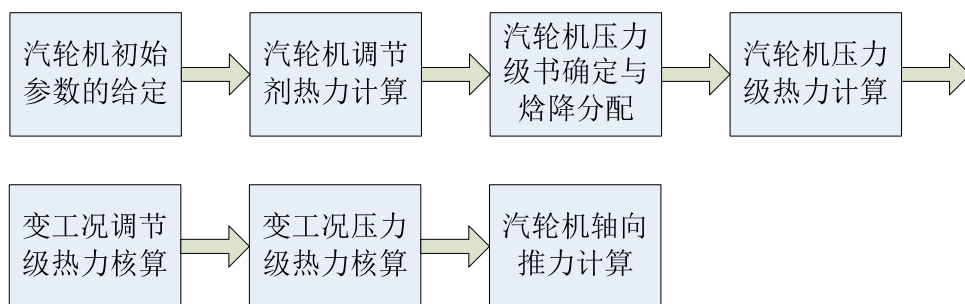
一个对象，这些对象虽然采用相同的属性来表示状态，但它们在属性上的取值完全可以不同。在类的定义中，可以为某个属性指定一个值，作为它的默认值。通常，我们把基于某个类生成的对象称为这个类的实例。

子类与继承：继承是指基于现有的类创建新类时，新类继承了现有类里的方法和属性。一个子类的成员一般包括：①由其父类继承的成员，包括属性和方法。②由子类自己定义的成员，包括属性和方法。③继承可以使在一个父类所作的改动反映到它的所有子类上。

3.3 辅助设计软件的介绍

3.3.1 辅助设计软件的计算流程

通过流程图我们可以详细的了解辅助设计软件的计算流程。软件的计算过程类似于手算步骤，流程图如下。



其中每一个框图的计算流程第二章已经叙述，不在此赘述。

3.3.2 辅助设计软件的使用

一．背压式汽轮机初始参数给定界面

在打开汽轮机辅助设计软件后，你将会看到如左图所示的程序界面。

在这里用户给定汽轮机的整机参数，如新汽压力、温度等。

我们注意到温度旁边有一个自动选者按钮，点击这个按钮程序会根据你输入的压力自动选者对应得温度。

在选取了参数以后，我们单击下一步就进入了调节级热力计算。

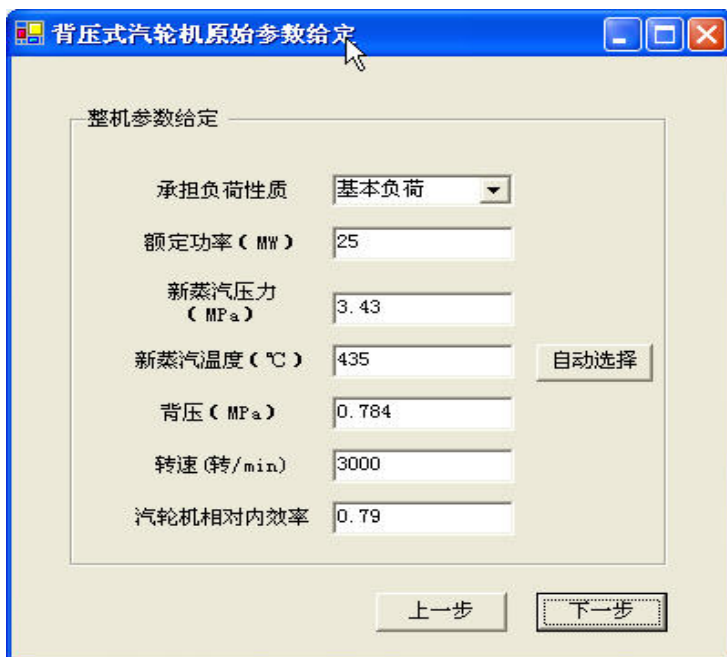
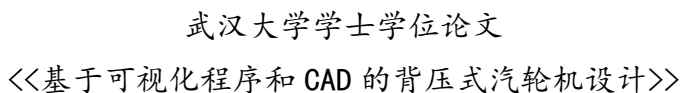


图 3-1



调节级的计算界面如下图所示，我们可以看到计算步骤分为三步，设计人员只能根据步骤一步一步的进行计算，在上一步计算完成之前，后面步骤的输入框和计算按钮是不可用的，这样就避免了设计人员产生误操作的可能性。只有在输入可用数据并点击本步骤地计算按钮以后，下一个计算步骤才会自动变成可输入状态。。

图 3-2

例如我们在点击叶片型号旁边的“提示”按钮以后，会出现下图 3-3 界面）。我们可以在这个对话框中根据下方的马赫数的提示，选取在图表中合适的叶片型号，免去了设计人员还要去查设计手册选取叶片型号的工作。而且还可以看到该叶片诸如进口角、出口角和叶片宽度这样的参数，给以设计人员更多的信息帮助他们做出最好的选择



部分苏字叶栅特性				
叶片型号	适用马赫数	出口角(α_1 或 β_2)	进口角(α_0 或 β_1)	叶片生产宽度
TC-1A	0.30 ~ 0.90	10 ~ 14	70 ~ 100	32, 50, 61
TC-2A		13 ~ 17	70 ~ 100	20,30,45,50,60,70,75
TC-3A		16 ~ 22	70 ~ 100	25, 75
TC-2B	0.85 ~ 1.30	13 ~ 17	70 ~ 110	30.2, 56.6
TP-0A	0.30 ~ 0.90	13 ~ 15	14 ~ 25	20, 40, 45, 55
TP-1A		16 ~ 19	18 ~ 33	25, 30, 40
TP-2A		19 ~ 22	25 ~ 40	20, 45
TP-3A		24 ~ 28	28 ~ 45	25,30,32,38,40,45,55
TP-4A		28 ~ 32	35 ~ 50	20, 30, 45, 60
TP-5A		32 ~ 36	40 ~ 55	25, 38, 50
TP-1B	0.85 ~ 1.30	17 ~ 20	18 ~ 28	20, 30, 38, 45, 50

此时喷嘴的马赫数 0.684

TC-1A

选择

退出

图 3-3

我们在汽轮机的设计过程中会遇到很多迭代或者试算的地方，如果在计算过程中遇到校核不合格而且需要重新修改的地方，程序会用对话框的形式给出提示。



图 3-4

三. 压力级基数确定与焓降分配计算界面

该部分的使用方法和调节级计算界面的使用方法类似，计算也是分步骤进行的。我们可以看到只有在得出计算结果以后，“进入压力级计算的”按钮才会有暗变亮，进入可操作状态。（图 3-5）



压力级焓降分配和级数确定

获取第一压力级直径

第一级反动度

第一级喷嘴出口角

与调节级直径差

☐ 采用部分进气

获取末级直径

选择末级叶高

选择末级速度比

级数的确定

选择重热系数

名称	单位	结果
初选第一级直径	mm	1050
初选第一级喷嘴叶高	mm	44.742808
第一级反动度		0.1
第一级喷嘴出口角	°	0.244346
第一级部分进汽度		1
第一级的速度比		0.496049
末级喷嘴叶高	mm	105
最末级直径	mm	1104.219172
最末级的速度比		0.5
压力级级数		5
重热系数		0.020298
第1压力级理想比焓降	kJ/kg	57.395094
第2压力级理想比焓降	kJ/kg	58.624919
第3压力级理想比焓降	kJ/kg	59.862823

计算控制板

图 3-5

四. 压力级热力计算界面

本部分的计算界面还是和调节级计算类似。因为两个计算过程需要输入的参数是类似的，使用的过程也是按步骤的，只有在计算完一级并且符合要求后才能进入下一级的计算，故在此不再赘述使用过程。计算界面如下图（图 3-6）所示。

压力级计算

共 5 级 目前正在计算 第 二 压力级

第一步

级的反动度

第二步

喷嘴叶片型号

生产叶片宽度 (mm)

喷嘴出口角度 (°)

第三步

动叶片型号

动叶片宽度 (mm)

计算控制板

第 二 压力级计算结果汇总

名称	单位	结果
级的滞止理想比焓降	kJ/kg	61.1805
级的平均反动度		0.11
级的速比		0.497
级的部分进汽度		1
级的圆周速度	m/s	173.8641
级的假想速度	m/s	349.8013
级的平均直径	mm	1107
喷嘴的滞止理想比焓降	kJ/kg	54.7317
喷嘴蒸汽流量	kg/s	79.4154
喷嘴出口汽流理想速度	m/s	330.8526
喷嘴速度系数		0.97
喷嘴出口汽流实际速度	m/s	320.9271
喷嘴等熵出口比焓	kJ/kg	3124.2526
喷嘴等熵出口压力	MPa	1.6687
喷嘴等熵出口比容	m ³ /kg	0.1644
喷嘴出口马赫数		0.5374
喷嘴流量系数		0.97
喷嘴出口面积	cm ²	406.766

图 3-6



在计算完最后一级以后，程序会进行流量校核，如果计算的流量误差过大，程序会提示你需要重新修改初始数据进行计算；如果计算误差在一定范围内，程序会修改流量重新计算；如果计算通过，则会出现如下对话框提示用户计算合格。



图 3-7

并且允许设计人员进入变工况热力核算界面。

四. 调节级热力核算界面

在热力核算界面中，只需要一次输入参数即可完成所有计算

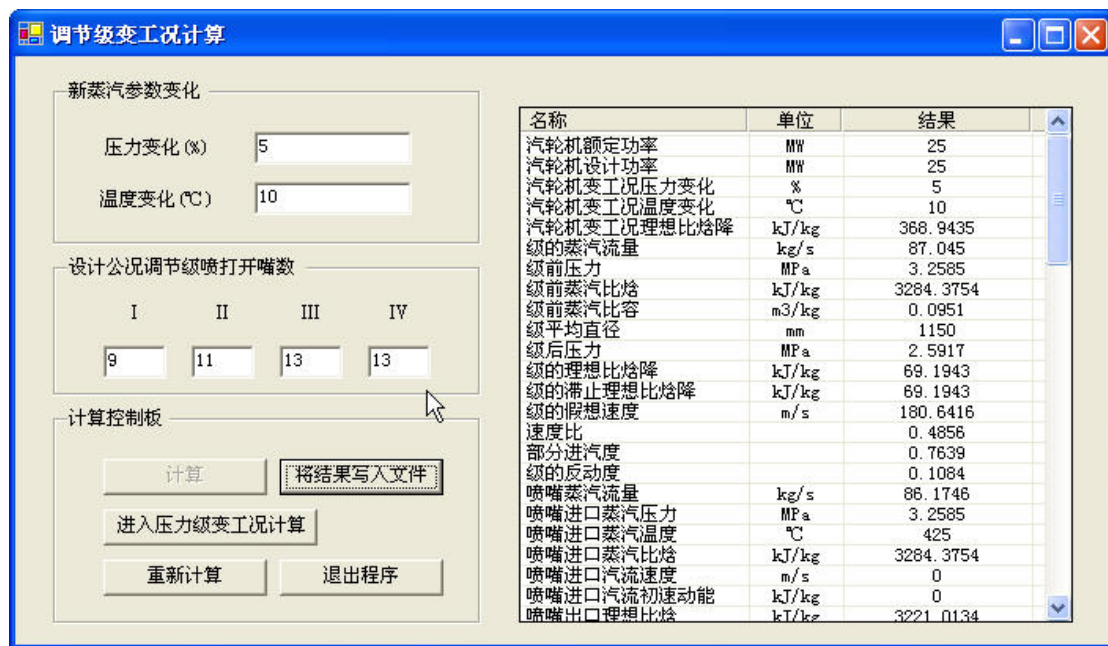


图 3-8

五. 压力级热力核算界面

压力级热力核算界面与压力级热力计算界面类似



图 3-11

3.4 辅助设计软件计算实例

本软件针对型号为 B25-35/8 的背压式汽轮机进行设计，计算结果如下

3.4.1 设计工况热力计算结果

名称	单位	调节级	第一 压力级	第二 压力级	第三 压力级	第四 压力级	第五 压力级
汽轮机额定功率	MW	25	25	25	25	25	25
汽轮机设计功率	MW	25	25	25	25	25	25
汽轮机的理想比焓降	kJ/kg	395.0011	395.0011	395.0011	395.0011	395.0011	395.0011
汽轮机的估计相对内效率		0.79	0.79	0.79	0.79	0.79	0.79
汽轮机的实际比焓降	kJ/kg	312.0509	312.0509	312.0509	312.0509	312.0509	312.0509
级的蒸汽流量	kg/s	80.9244	80.9244	80.9244	80.9244	80.9244	80.9244
级前压力	MPa	3.43	2.4499	2.0104	1.6299	1.3039	1.0278
级前蒸汽比焓	kJ/kg	3304.6323	3224.143	3176.4287	3127.8249	3077.7618	3026.1819
级前蒸汽比容	m ³ /kg	0.0917	0.1211	0.1423	0.1688	0.2023	0.2452
级平均直径	mm	1150	1070	1075	1084	1095	1115
级后压力	MPa	2.4499	2.0104	1.6299	1.3039	1.0278	0.8154
级的理想比焓降	kJ/kg	101.9731	57.3951	58.6249	59.8628	61.1087	56.8229
级的滞止理想比焓降	kJ/kg	101.9731	57.3951	61.1805	62.7094	63.9826	59.8007
级的假象速度		451.6039	338.807	349.8013	354.1452	357.7223	345.8342
圆周速度	m/s	180.6416	168.0752	168.8606	170.2743	172.0022	175.1438
速度比		0.4	0.4961	0.4827	0.4808	0.4808	0.5064
部分进汽度		0.6122	1	1	1	1	1
级的反动度		0.07	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14
根部反动度		0.0304	不用计算	不用计算	不用计算	不用计算	不用计算
喷嘴蒸汽流量	kg/s	80.9244	79.1908	79.4154	79.6522	79.8663	80.0793
喷嘴进口蒸汽压力	MPa	3.43	2.4499	2.0104	1.6299	1.3039	1.0278
喷嘴进口蒸汽温度	℃	435	392.5523	367.5454	342.0006	315.6544	288.4713
喷嘴进口蒸汽比焓	kJ/kg	3304.6323	3224.143	3176.4287	3127.8249	3077.7618	3026.1819
喷嘴进口汽流速度	m/s	0	0	71.492	75.4531	75.8146	77.1717
喷嘴进口汽流初速动能	kJ/kg	0	0	2.5556	2.8466	2.8739	2.9777
喷嘴后理想比焓	kJ/kg	3209.7973	3172.4875	3124.2526	3075.1456	3024.5973	2977.3142
喷嘴理想比焓降	kJ/kg	94.8349	51.6556	52.1762	52.6793	53.1646	48.8677
喷嘴滞止理想比焓降	kJ/kg	94.8349	51.6556	54.7317	55.5259	56.0385	51.8454



喷嘴前滞止压力	MPa	3.43	2.4499	2.0284	1.6468	1.3182	1.04
喷嘴前滞止比容	m ³ /kg	0.0917	0.1211	0.1413	0.1675	0.2006	0.243
喷嘴出口压力	MPa	2.5104	2.0513	1.6687	1.3401	1.0608	0.8429
喷嘴等熵出口熵	MPa	6.9697	7.0022	7.0173	7.0337	7.0504	7.0674
喷嘴等熵出口比容	m ³ /kg	0.1169	0.139	0.1644	0.1964	0.2372	0.2857
喷嘴等熵出口温度	℃	386.6285	366.1246	340.7578	314.862	288.1729	263.1327
喷嘴出口比容	m ³ /kg	0.1174	0.1393	0.1648	0.197	0.2379	0.2865
喷嘴出口温度	℃	389.123	367.4995	342.2285	316.3677	289.7053	264.5603
喷嘴压力比		0.7319	0.5981	0.4865	0.3907	0.3093	0.2457
喷嘴出口汽流理想速度	m/s	435.5111	321.4205	330.8526	333.2443	334.779	322.0107
喷嘴速度系数		0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97
喷嘴出口汽流实际速度	m/s	422.4457	311.7779	320.9271	323.2469	324.7356	312.3504
喷嘴流量系数		0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97
喷嘴出口面积	cm ²	22.3899	35.3075	40.6766	48.393	58.3418	73.2406
喷嘴损失	kJ/kg	5.6047	3.0528	3.2346	3.2816	3.3119	3.0641
喷嘴马赫数		0.684	0.5121	0.5374	0.5526	0.5678	0.5583
喷嘴型号		TC-1A	TC-1A	TC-1A	TC-1A	TC-1A	TC-1A
喷嘴宽度	mm	32	32	32	32	32	32
喷嘴叶高	mm	45	43	48	57	68	88
喷嘴平均直径	mm	1150	1068	1073	1081	1092	1112
喷嘴出口角度	°	13	0.2443	0.2443	0.2443	0.2443	0.2443
动叶蒸汽流量	kg/s	79.1649	77.9866	78.3058	78.6481	78.9698	79.2877
动叶进口蒸汽压力	MPa	2.5104	2.0513	1.6687	1.3401	1.0608	0.8429
动叶进口蒸汽温度	℃	389.123	367.4995	342.2285	316.3677	289.7053	264.5603
动叶进口蒸汽比焓	kJ/kg	3215.4021	3175.5403	3127.4872	3078.4272	3027.9092	2980.3783
动叶叶栅进汽角	°	22.3635	29.2938	28.5775	28.6099	28.7685	30.5694
动叶进口汽流速度	m/s	249.7618	154.1545	162.3073	163.3111	163.2353	148.5788
动叶进口汽流初速动能	kJ/kg	31.1905	11.8818	13.1718	13.3353	13.3229	11.0378
动叶后理想比焓	kJ/kg	3208.2329	3169.7867	3121.021	3071.2229	3019.9407	2972.3994
动叶理想比焓降	kJ/kg	38.3286	5.7395	6.7299	7.5251	8.3177	8.3721
动叶滞止理想比焓降	kJ/kg	38.3286	17.6213	19.9017	20.8604	21.6406	19.4099
动叶前滞止压力	MPa	2.7873	2.4238	2.0046	1.6264	1.301	1.0268
动叶前滞止比容	m ³ /kg	0.1082	0.1224	0.143	0.1696	0.2033	0.2461
动叶出口压力	MPa	2.4499	2.0104	1.6299	1.3039	1.0278	0.8154
动叶等熵出口熵	MPa	6.9781	7.0069	7.0226	7.0393	7.0563	7.0731
动叶等熵出口比容	m ³ /kg	0.1196	0.1415	0.1679	0.2012	0.2438	0.2939
动叶等熵出口温度	℃	385.4523	1.1892	1.2842	1.3664	1.4367	1.4917
动叶出口比容	m ³ /kg	0.1196	0.1418	0.1683	0.2017	0.2446	0.2948
动叶出口温度	℃	388.4306	365.7396	340.2877	314.127	287.1346	261.7942
动叶压力比		0.879	0.8294	0.8131	0.8017	0.79	0.7941
动叶出口汽流理想速度	m/s	276.8619	187.7302	199.5078	204.2566	208.0415	197.0275
动叶速度系数		0.9087	0.9221	0.9203	0.9197	0.9191	0.9208



动叶出口汽流实际速度	m/s	251.588	173.1013	183.6167	187.8483	191.2175	181.4211
动叶流量系数		0.9384	0.942	0.9431	0.9442	0.9453	0.9464
动叶出口面积	cm ²	0.0365	0.0624	0.0699	0.082	0.0979	0.125
动叶损失	kJ/kg	6.6784	2.6393	3.0441	3.2169	3.3586	2.9531
动叶马赫数		0.4076	0.3189	0.3449	0.3603	0.3752	0.364
动叶型号		TP-1A	TP-1A	TP-1A	TP-1A	TP-1A	TP-1A
动叶宽度	mm	32	32	32	32	32	32
动叶叶高	mm	47	45	50	60	71	91
动叶平均直径	mm	1150	1070	1075	1084	1095	1115
动叶出口角度	°	20.5278	24.1333	24.2583	23.7975	23.7834	23.2117
排汽速度	m/s	103.9471	71.492	75.4531	75.8146	77.1717	71.996
余速方向	°	58.0731	81.8755	88.8937	88.7888	87.7896	83.2936
余速损失	kJ/kg	5.4025	2.5556	2.8466	2.8739	2.9777	2.5917
轮周有效比焓降	kJ/kg	84.2874	49.1474	52.0551	53.337	54.3344	51.1918
轮周效率一		0.8266	0.8962	0.8924	0.8914	0.8907	0.856
单位蒸汽轮周功	kJ/kg	84.2855	52.5437	52.8282	53.6786	54.7081	54.5538
轮周效率二		0.8265	0.9581	0.9056	0.8971	0.8968	0.9123
轮周效率相对误差		0	0.0646	0.0146	0.0064	0.0068	0.0616
轮周实际有效比焓降	kJ/kg	82.0397	47.789	50.7631	52.2082	53.3696	50.4899
实际轮周效率		0.8045	0.8714	0.8702	0.8725	0.8748	0.8443
叶高和扇形损失	kJ/kg	2.9969	1.7611	1.6799	1.4733	1.2637	0.923
叶轮摩擦损失	kJ/kg	1.0013	0.5067	0.4372	0.3802	0.3298	0.2996
叶顶漏汽损失	kJ/kg	1.8326	0.7111	0.696	0.6478	0.5913	0.4939
隔板漏汽损失	kJ/kg	调节级无	1.0237	0.9466	0.8208	0.6978	0.5273
部分进汽损失	kJ/kg	3.401	0	0	0	0	0
湿汽损失	KJ/kg	0	0	0	0	0	0
级内附加损失	KJ/Kg	9.2318	4.0027	3.7598	3.322	2.8826	2.2437
级的有效比焓降	kJ/kg	72.808	43.7863	47.0033	48.8862	50.4869	48.2462
级内效率		0.714	0.7984	0.8058	0.817	0.8276	0.8068
级内功率	MW	5.8919	3.5434	3.8037	3.9561	4.0856	3.9043

3.4.2 变工况热力核算结果

名称	单位	调节级	第一 压力级	第二 压力级	第三 压力级	第四 压力级	第五 压力级
汽轮机额定功率	MW	25	25	25	25	25	25
汽轮机设计功率	MW	25	25	25	25	25	25
汽轮机变工况压力变化	%	5	5	5	5	5	5
汽轮机变工况温度变化	℃	10	10	10	10	10	10
汽轮机变工况理想比焓降	kJ/kg	368.9435	368.9435	368.9435	368.9435	368.9435	368.9435
级的蒸汽流量	kg/s	87.045	87.045	87.045	87.045	87.045	87.045
级前压力	MPa	3.2585	2.7255	2.2148	1.7686	1.3832	1.049



武汉大学学士学位论文
<<基于可视化程序和 CAD 的背压式汽轮机设计>>

级前蒸汽比焓	kJ/kg	3284.3754	3290.5586	3235.192	3177.8783	3118.8588	3055.5484
级前蒸汽比容	m ³ /kg	0.0951	0.1143	0.1352	0.162	0.1975	0.2468
级平均直径	mm	1150	1070	1075	1084	1095	1115
级后压力	MPa	2.5917	2.2148	1.7686	1.3832	1.049	0.784
级的理想比焓降	kJ/kg	69.1943	63.202	65.6812	68.5274	73.2624	72.9163
级的滞止理想比焓降	kJ/kg	69.1943	63.202	68.595	71.9675	76.929	77.1583
级的假想速度	m/s	180.6416	355.5335	370.3916	379.3876	392.2474	392.8316
速度比		0.4856	0.4727	0.4559	0.4488	0.4385	0.4458
部分进汽度		0.7639	0	0	0	0	0
级的反动度		0.1084	0.11	0.12	0.1322	0.1376	0.1306
喷嘴蒸汽流量	kg/s	86.1746	85.1395	85.391	85.6547	85.8918	86.1264
喷嘴进口蒸汽压力	MPa	3.2585	2.7255	2.2148	1.7686	1.3832	1.049
喷嘴进口蒸汽温度	℃	425	424.1776	395.7138	366.1028	335.4278	302.3917
喷嘴进口蒸汽比焓	kJ/kg	3284.3754	3290.5586	3235.192	3177.8783	3118.8588	3055.5484
喷嘴进口汽流速度	m/s	0	0	76.3386	82.9467	85.635	92.1093
喷嘴进口汽流初速动能	kJ/kg	0	0	2.9138	3.4401	3.6667	4.2421
喷嘴出口理想比焓	kJ/kg	3221.0134	3234.1307	3177.6208	3118.4103	3055.6793	2992.1577
喷嘴理想比焓降	kJ/kg	63.3619	56.4279	57.5711	59.4679	63.1795	63.3907
喷嘴滞止理想比焓降	kJ/kg	61.6931	56.4279	60.4849	62.908	66.8462	67.6327
喷嘴前滞止压力	MPa	3.2585	2.7255	2.2148	1.7686	1.3832	1.049
喷嘴前滞止比容	m ³ /kg	0.0951	0.1143	0.1352	0.162	0.1975	0.2468
喷嘴出口压力	MPa	2.6434	2.2656	1.8195	1.43	1.0908	0.8153
喷嘴等熵出口熵	KJ/(kg*℃)	6.9636	7.0521	7.0638	7.0769	7.0926	7.1099
喷嘴等熵出口比容	m ³ /kg	0.1119	0.132	0.1574	0.191	0.2373	0.2996
喷嘴等熵出口温度	℃	387.7062	395.6215	366.4289	335.696	302.9588	269.6537
喷嘴出口比容	m ³ /kg	0.1109	0.1322	0.1577	0.1913	0.2377	0.3002
喷嘴出口温度	℃	390.4172	396.3606	367.2297	336.5378	303.8625	270.5764
喷嘴压力比		0.8112	0.9344	0.928	0.9192	0.9059	0.8948
喷嘴出口汽流理想速度	m/s	355.983	335.9401	347.8072	354.7055	365.6397	367.7846
喷嘴速度系数		0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97
喷嘴出口汽流实际速度	m/s	345.3035	325.8619	337.373	344.0644	354.6705	356.751
喷嘴流量系数		0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97
喷嘴出口面积	cm ²	27.7441	35.3075	40.6766	48.393	58.3418	73.2406
喷嘴损失	kJ/kg	3.7447	1.6421	1.7601	1.8306	1.9452	1.9681
动叶蒸汽流量	kg/s	79.39	87.045	87.045	85.9525	86.0585	86.1768
动叶进口蒸汽压力	MPa	2.6434	2.2656	1.8195	1.43	1.0908	0.8153
动叶进口蒸汽温度	℃	390.4172	396.3606	367.2297	336.5378	303.8625	270.5764
动叶进口蒸汽比焓	kJ/kg	3224.8369	3235.7728	3179.381	3120.241	3057.6246	2994.1258
动叶叶栅进汽角	°	26.4975	28.0251	27.2471	26.9704	26.4947	26.7793
动叶进口汽流速度	m/s	174.1004	167.7809	178.2719	183.5305	192.3327	191.5547
动叶进口汽流初速动能	kJ/kg	15.1555	14.0752	15.8904	16.8417	18.4959	18.3466
动叶出口理想比焓	kJ/kg	3218.9874	3229.0049	3171.2786	3111.1937	3047.5663	2984.6622



动叶理想比焓降	kJ/kg	7.5012	6.7742	8.1101	9.0595	10.0828	9.5256
动叶滞止理想比焓降	kJ/kg	27.2686	20.7957	23.9572	25.8509	28.4027	27.781
动叶出口压力	MPa	2.5917	2.2148	1.7686	1.3832	1.049	0.784
动叶等熵出口焓	MPa	6.9694	7.0545	7.0666	7.0799	7.096	7.1136
动叶等熵出口比容	m ³ /kg	0.114	0.1345	0.1612	0.1963	0.245	0.3094
动叶等熵出口温度	℃	391.0578	392.9248	363.095	331.8968	298.6761	265.6723
动叶出口比容	m ³ /kg	0.1143	0.1348	0.1616	0.1969	0.246	0.3107
动叶出口温度	℃	392.9198	394.329	364.77	333.7473	300.7653	267.7263
动叶压力比		0.9804	174.0538	200.4781	233.3961	275.7399	328.3937
动叶出口汽流理想速度	m/s	212.4992	203.9398	218.8935	227.3801	238.3388	235.7158
动叶速度系数		0.9184	0.9221	0.9201	0.919	0.9176	0.9179
动叶出口汽流实际速度	m/s	195.162	188.0431	201.4021	208.9625	218.6931	216.3632
动叶流量系数		0.9429	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97
动叶出口面积	cm ²	0.0452	0.0624	0.0699	0.082	0.0979	0.125
动叶损失	kJ/kg	3.5338	3.1156	3.6758	4.0182	4.4894	4.3744
动叶出口角度	°	20.3806	24.1333	24.2583	23.7975	23.7834	23.2117
排汽速度	m/s	68.005	76.9647	84.052	86.8743	92.5686	88.5088
余速方向	°	88.059	87.3695	79.8873	76.0646	72.3164	74.4644
余速损失	kJ/kg	2.3123	2.9667	3.54	3.7918	4.3085	3.9511
轮周实际有效比焓降	kJ/kg	57.9718	55.4826	56.7129	58.905	62.5433	62.6568
实际轮周效率		0.8378	55.4487	56.6827	58.8794	62.5218	62.6411
撞击损失	kJ/kg	0.0788	0.0063	0.0077	0.0122	0.0246	0.062
叶高和扇形损失	kJ/kg	2.0704	2.0446	1.8769	1.6622	1.4809	1.1454
叶轮摩擦损失	kJ/kg	0.9793	1.8565	1.7906	1.8832	1.9549	2.3257
叶顶漏汽损失	kJ/kg	1.1263	0	0	0.7393	0.7088	0.625
隔板漏汽损失	kJ/kg	调节级无	1.2146	1.0776	0.9408	0.8286	0.6612
部分进汽损失	kJ/kg	2.2034	0	0	0	0	0
湿汽损失	KJ/kg	调节级无	0	0	0	0	0
级内附加损失	KJ/Kg	6.3794	3.0714	2.9239	3.647	3.4927	7.5628
级的有效比焓降	kJ/kg	51.5925	50.3665	51.9122	53.5958	57.5697	53.9486
级效率		0.7456	0.8361	0.8353	0.8277	0.8346	0.7399
级内功率	MW	4.4909	4.3842	4.5187	4.6652	5.0112	4.696



第四章 背压式汽轮机 CAD 图的绘制

在汽轮机设计过程中，工程图的绘制也是设计工作的重要组成部分。他是汽轮机制造和运行检修时的主要依据。

基于目前汽轮机设计过程中 CAD 的主流方法是使用二维 CAD 软件绘制汽轮机的二维工程图，本论文也将按照这个方法绘制汽轮机整机的二维剖面图，并且为了紧跟 CAD 技术的发展趋势，还将采用三维 CAD 软件绘制汽轮机转子的三维实体零件图和装配图。工程图的数据均来自于上一章的算例。

4.1 计算机辅助设计绘图软件概述

在本论文中，我们采用 Autodesk 公司的 AutoCAD 软件绘制二维工程图，PTC 公司的 Pro Engineer 软件绘制三位工程图。

本论文使用的 AutoCAD 软件的版本是 AutoCAD2006。AutoCAD 是美国 Autodesk 公司开发的一个交互式绘图软件，是用于二维及三维设计、绘图的系统工具，用户可以使用它来创建、浏览、管理、打印、输出、共享及准确复用富含信息的设计图形。它是目前世界上应用最广泛的 CAD 软件，市场占有率位居世界第一。在国内，AutoCAD 也被广泛用于各个部门和单位。考虑到大部分用户和设计人员都非常熟悉这个软件，自己也经常使用该软件进行图形的绘制，因此我在绘制工程图的时候主要学习了 Pro Engineer 软件。

本论文使用的 Pro Engineer 软件的版本是 WildFire 2 (M080)。Pro/E 由美国 PTC 公司开发。PTC 的系列软件包括了在工业设计和机械设计等方面的多项功能，还包括对大型装配体的管理、功能仿真、制造、产品数据管理等等。Pro/E 还提供了目前所能达到的最全面、集成最紧密的产品开发环境

Pro/E 软件的主要特点简单介绍如下：

一、全相关性：Pro/E 的所有模块都是全相关的。这就意味着在产品开发过程中某一处进行的修改，能够扩展到整个设计中，同时自动更新所有的工程文档，包括装配体、设计图纸，以及制造数据。全相关性鼓励在开发周期的任一点进行修改，却没有任何损失，并使并行工程成为可能，所以能够使开发后期的一些功能提前发挥其作用。

二、基于特征的参数化造型：Pro/ENGINEER 使用用户熟悉的特征作为产品几何模型的构造要素。这些特征是一些普通的机械对象，并且可以按预先设置很容易的进行修改。例如：设计特征有弧、圆角、倒角等等，它们对工程人员来说是很熟悉



的，因而易于使用。 装配、加工、制造以及其它学科都使用这些领域独特的特征。通过给这些特征设置参数（不但包括几何尺寸，还包括非几何属性），然后修改参数很容易的进行多次设计叠代，实现产品开发。

三. 装配管理: Pro/E 的基本结构能够使您利用一些直观的命令，例如“啮合”、“插入”、“对齐”等很容易的把零件装配起来，同时保持设计意图。高级的功能支持大型复杂装配体的构造和管理，这些装配体中零件的数量不受限制。

4.2 背压式汽轮机 CAD 图实例

4.2.1 二维 CAD 剖面图的绘制

背压式汽轮机整机二维剖面图见附图。

4.2.2 三维 CAD 实体装配图的绘制

要绘制三维装配图，首先需要画的是转子的零件实体图。

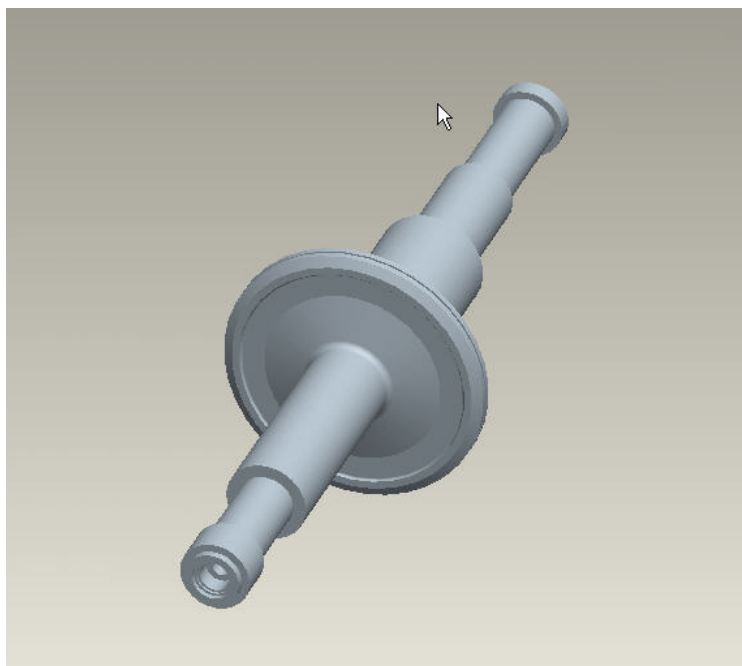


图 4-1

接着绘制叶轮的零件实体图

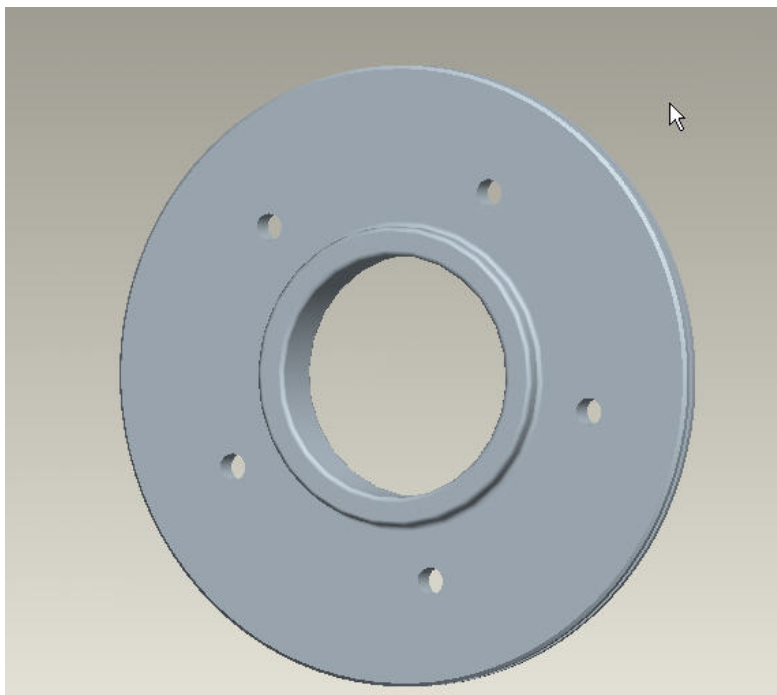


图 4-2

然后继续绘制叶片的零件实体图，每一级的叶片长度不同，所以每个叶片的零件实体图示不一样的。在这里我们只举出一个例子。

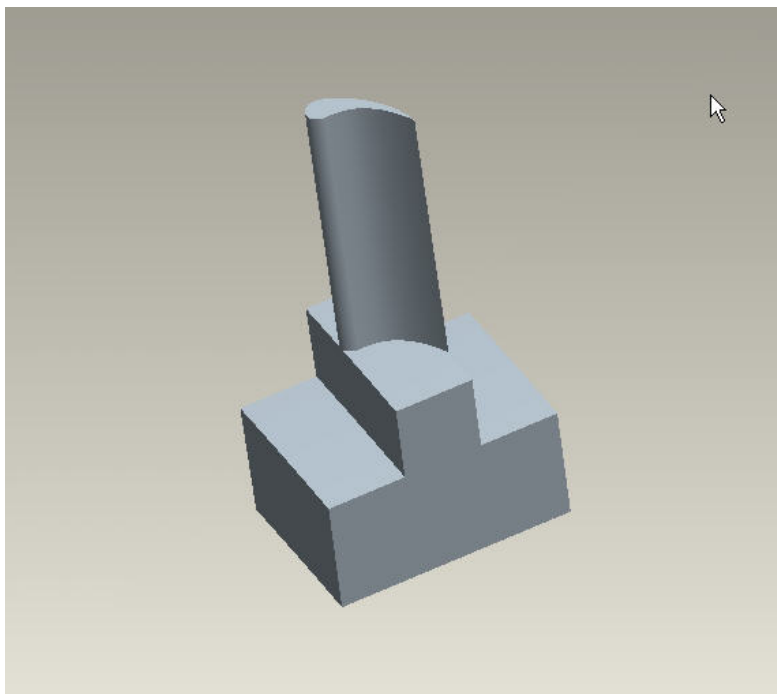


图 4-3

接着完成围带的零件实体图的绘制以后，我们就可以进出装配图的绘制了。
先将叶轮，叶片和围带装配起来

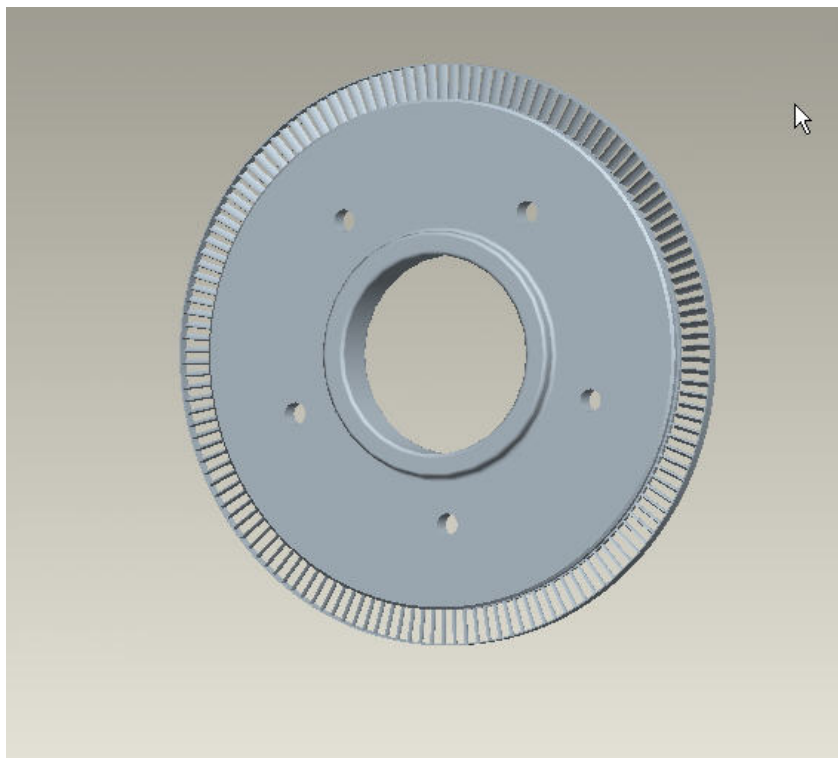


图 4-4

最后再把它和转子装配在一起

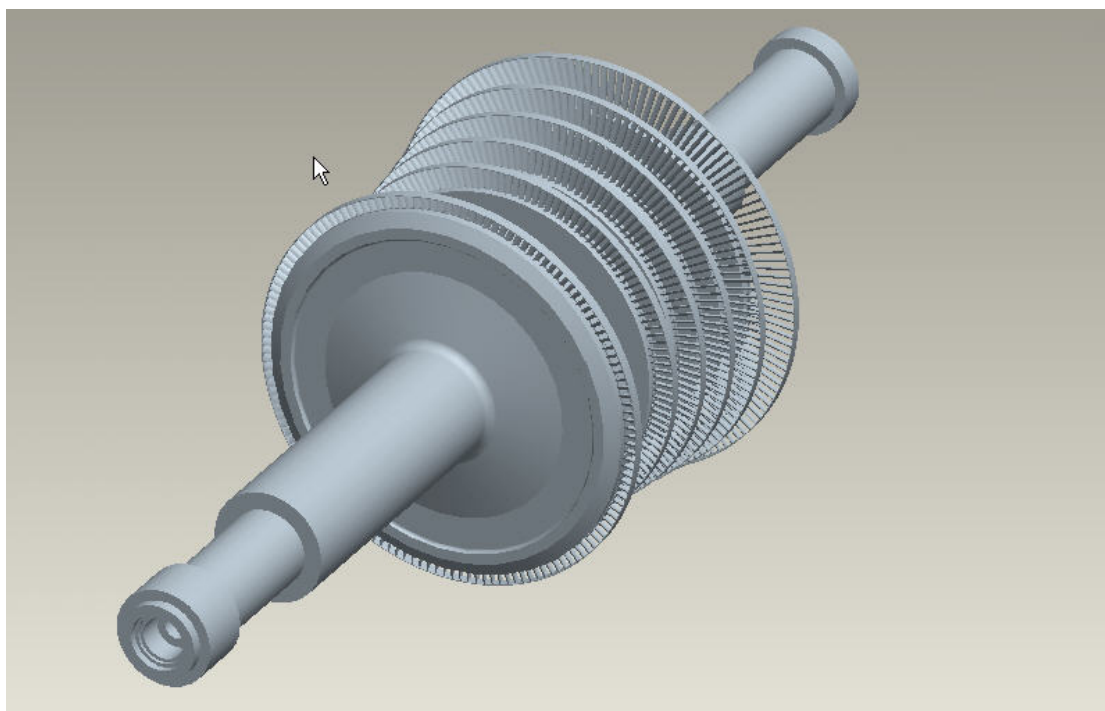


图 4-5

这样我们的转子三维实体装配图就完成了。



第五章 总结

本课题的主要目的是掌握背压式汽轮机的设计过程，在掌握了汽轮机的设计过程以后运用程序设计软件编制了一套背压式汽轮机辅助设计软件，并运用这套软件进行一个实例的计算，在计算得出数据以后，运用 CAD 软件绘制背压式汽轮机的部分工程图。在整个课题的进行过程中，我深有几点感受

1. 课程学习中，自己存在很多盲点，导致在进行汽轮机辅助设计软件编制时，遇到了不少的专业问题，不过随着对设计过程的熟悉和掌握，许多问题都迎刃而解，从而巩固了以前学习的专业课程得知识，还掌握了不少原来没有学习过的东西。

2. 原来自己在专业知识方面的学习不够用心，经常把兴趣投入在计算机方面。进行毕业设计的过程中才逐渐体会到专业知识才是以后在学习和工作中的主要内容。计算机知识不应该替代专业知识，而是应该辅助专业知识，这样或许能产生更大的作用。

3. 在完成汽轮机辅助设计软件的编制和汽轮机工程图的绘制以后，感觉自己对这两方面的相关知识，无论是专业的还是计算机方面的都有了更深的了解。当然自己的理解还是有限的，希望能在以后的学习和工作中能有更深的研究

4. 由于时间和投入精力的原因，计算机辅助设计软件的部分功能可能还存在错误，某些可能是原理上的，某些可能是程序逻辑上的，我会在以后把它逐步加以完善。



致谢

在毕业设计期间，谢诞梅老师以她丰富的知识给了我极大的帮助，使我在设计中少走了很多弯路，同时给我提供便利的条件，让我能够更好的完成设计工作，而且她一丝不苟的工作态度更给我留下了深刻的印象，也给我上了很好的一课。同时本课题小组的其他同学和同寝室的室友也给了我极大的帮助。在此表示衷心的感谢。



参考文献

- 【1】 冯慧雯 主编 . 《汽轮机课程设计参考资料》. 水利电力出版社 . 1991 年 12 月
- 【2】 李维特 黄保海 编著 . 《汽轮机变工况热力计算》. 中国电力出版社 . 2000 年 5 月
- 【3】 沈士一 庄贺庆等 编 . 《汽轮机原理》. 水利电力出版社 . 1991 年 6 月
- 【4】 康松 杨建明等 编 . 《汽轮机原理》. 中国电力出版社 . 1999 年 12 月
- 【5】 肖刚 李学志 主编 . 《机械 CAD 原理与实践》. 清华大学出版社 . 1998 年 10 月
- 【6】 张智民 李预斌等 编 . 《精通 Pro/Engineer 中文野火版》. 中国青年电子出版社 . 2004
- 【7】 Cameron-Wakefield Henk-Sorder . 《VB.NET Developers Guide》. Syngress . 2001