

※设计开发※

美国 APCI 公司低温透平膨胀机设计方法介绍

应克廷

(杭州制氧机集团有限公司透平压缩机厂)

摘要 本文详细介绍了美国 NREC 公司为美国 APCI 公司提供的氮气透平膨胀机工作轮和扩压器的设计方法。由于该方法参数选取适当,气流组织、损失考虑、速度分布分析得当,因而设计出的透平膨胀机达到了很高的效率,值得我国借鉴。图 12 表 7。

关键词:美国 透平膨胀机 设计方法 数据 过程 介绍

一、前言

杭州制氧机集团公司 1993 年引进美国 NREC 公司(Northern Research and Engineering Corporation)透平设计加工软件。其中包括透平膨胀机性能预测程序 RIT-DAP,叶片详细设计分析程序 Comig,以及叶轮加工程序 Max5。这几个程序构成一个整体,满足了透平膨胀机、增压机的设计与加工需要,它们是透平设计与加工时的专用软件。程序中包含了許多试验数据、经验公式,有的资料直接源于权威的技术资料,如 NASA 报告等,是当今世界上商品化的针对径流透平设计制造方面的先进软件。使用这些软件进行精心设计,易于设计出高效率的透平膨胀机。1986 年,美国空气制品与化学公司 APCI(Air Products and Chemicals, Inc.)低温透平膨胀机由 NREC 公司设计,由于设计方法科学合理,分析详细,因而获得了很高的效率。相信杭氧采用同样的方法,能使膨胀机效率大大提高,本文着重介绍 NREC 为 APCI 低温透平膨胀机工作轮和扩压器的设计过程。

二、设计考虑

1. 设计工况

进口总压 $47.2843 \times 10^5 \text{ Pa}$ (685.8psia)
进口总温 -99.8°C (-147.7°F)
出口总压 $6.4121 \times 10^5 \text{ Pa}$ (93.0psia)
流量 17.7 kg/s (5018.2mol/hr)
工质 N_2
转向(从出口方向看) 逆时针
设计转速 27400 r/min
叶轮材料 铝合金
喷嘴数 12

2. 设计限制

APCI 公司这一膨胀机用于替换原生产线中高压比膨胀机,并满足最大制冷量工况。要求 NREC 设计新的单级封闭式叶轮和出口扩压器,并利用原有的机架。具体限制为:利用原来的喷嘴和蜗壳。对喷嘴来说,出口半径为 96.52 mm (3.8 in),弦长 96.52 mm (3.8 in),喷嘴损失认为是几何尺寸与雷诺数的函数,蜗壳进口平均半径和进口面积分别为 188.72 mm (7.43 in) 和 9152.24 mm^2 (14.186 in²)。另外,膨胀机总的级长度(从叶轮进口轮盘线到扩压器出口)为 523 mm (20.592 in),扩压器最大直径

202.7mm(7.981 in)。

3. 空气动力学考虑

空气动力学设计分两步考虑:

(1) 初步设计

(2) 详细设计

初步设计的总目的是确定最佳总体结构尺寸, 考虑喷嘴出口轴向宽度和总体尺寸或设计参数后, 得出相应的膨胀机性能。

初步设计完成后, 总体尺寸已经优化确

定, 然后就可以对叶轮和扩压器进行详细设计。叶轮的几何尺寸选取以详细流动分析为基础, 扩压器的设计则是在允许的轴向长度内得出最佳的扩张角。

三、加工说明

工作轮子午面流道与出口扩压器见图

1, 下面给出叶轮与扩压器的加工说明:

1. 工作轮

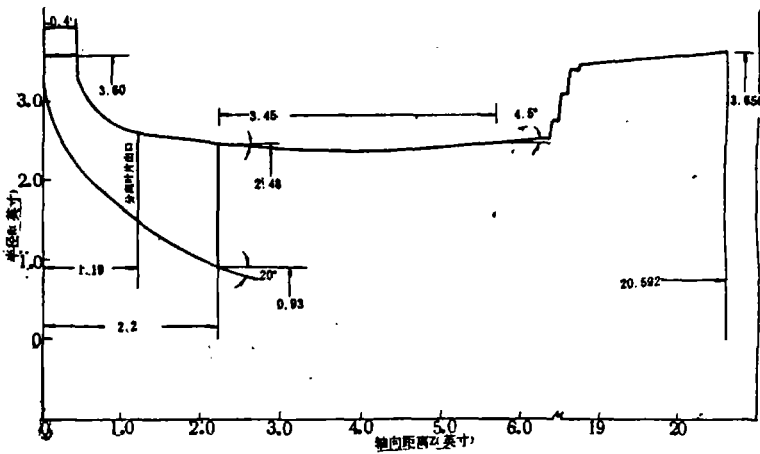


图1 工作轮和扩压器子午流道

如图 1, 全叶片轴向长度为 55.88mm (2.2 in), 分离叶片长度为 30.23mm (1.19 in), 叶片出口处的轮盖线与轮盘线由下面的详细叶片几何尺寸说明来确定, 建议叶轮轮盘线超出叶片出口端约 12.7mm (0.5 in)。

叶片的几何形状可由两种方法规定。

第一种方法是给出中弧线 (Camber-line) 坐标 (r, z, θ) 以及垂直中弧线的叶片厚度 (见表 1, 表 2), 轮盖与轮盘间的轮廓线由这种方法定义, 轮盖到轮盘叶片由直线元素来规定。因此, 沿线元素厚度是线性的。

表 1 工作轮叶片说明——轮盖线

线元号	半径 (mm)	轴向距离 (mm)	叶片角 α(°)	法向厚度 (mm)
1	91.440	10.160	0.0000	1.524
2	90.853	10.150	0.0000	1.524

3	90.266	10.147	0.0000	1.524
4	89.680	10.150	0.0000	1.524
5	89.093	10.163	0.0000	1.524
6	88.509	10.178	0.0000	1.524
7	87.922	10.201	0.0000	1.524
8	87.335	10.234	0.0000	1.524
9	86.751	10.277	0.0000	1.524
10	86.167	10.330	0.0001	1.524
11	85.585	10.400	0.0001	1.524
12	85.004	10.480	0.0001	1.524
13	84.425	10.574	-0.0001	1.524
14	83.850	10.686	-0.0006	1.524
15	83.276	10.815	-0.0016	1.524
16	82.707	10.960	-0.0030	1.524
17	82.144	11.120	-0.0049	1.524
18	81.585	11.295	-0.0078	1.524
19	81.029	11.486	-0.0118	1.524
20	80.480	11.915	-0.0173	1.524

共 150 根线元

表2 工作轮叶片说明——轮盘线

线元号	半径 (mm)	轴向距离 (mm)	叶片角 $\alpha(^{\circ})$	法向厚度 (mm)					
1	91.437	0.000	0.0000	1.905	10	77.660	0.683	0.0001	2.541
2	90.035	-0.002	0.0000	1.976	11	75.814	0.991	0.0001	2.609
3	88.623	0.002	0.0000	2.047	12	73.914	1.420	0.0001	2.679
4	87.191	0.015	0.0000	2.120	13	72.001	1.971	-0.0001	2.741
5	85.728	0.041	0.0000	2.195	14	70.076	2.631	-0.0006	2.788
6	84.226	0.094	0.0000	2.271	15	68.209	3.376	-0.0016	2.834
7	82.680	0.173	0.0000	2.350	16	66.449	4.178	-0.0030	2.878
8	81.077	0.295	0.0000	2.417	17	64.940	4.940	-0.0049	2.917
9	79.411	0.462	0.0000	2.478	18	63.604	5.669	-0.0078	2.945
					19	62.433	6.363	-0.0118	2.959
					20	61.354	7.046	-0.0173	2.972

共 150 根线元

另一种方法是给出叶片吸力面与压力面的空间 x, y, z 坐标(见表 3, 表 4)。

表3 吸力面叶型

线元号	轮盖中弧线			轮盘中弧线		
	X	Y	Z	X	Y	Z
1	91.440	-0.762	10.160	91.437	-0.953	0.000
2	90.853	-0.762	10.150	90.035	-0.988	-0.003
3	90.266	-0.762	10.147	88.623	-1.024	0.003
4	89.680	-0.762	10.150	87.191	-1.059	0.015
5	89.093	-0.762	10.163	85.728	-1.097	0.041
6	88.509	-0.762	10.178	84.226	-1.135	0.094
7	87.922	-0.762	10.201	82.680	-1.173	0.170
8	87.335	-0.762	10.234	81.077	-1.209	0.295
9	86.751	-0.762	10.277	79.411	-1.239	0.462
10	86.167	-0.762	10.330	77.660	-1.270	0.683
11	85.585	-0.762	10.400	75.811	-1.306	0.988
12	85.004	-0.762	10.480	73.911	-1.339	1.417
13	84.425	-0.762	10.574	71.999	-1.372	1.969
14	83.850	-0.762	10.686	70.071	-1.394	2.626
15	83.281	-0.765	10.813	68.204	-1.420	3.373
16	82.715	-0.767	10.958	66.444	-1.443	4.173
17	82.154	-0.770	11.115	64.933	-1.463	4.935
18	81.598	-0.772	11.290	63.599	-1.481	5.662
19	81.051	-0.777	11.476	62.431	-1.494	6.355
20	80.510	-0.785	11.679	61.354	-1.504	7.033

共 150 根线元

表4 压力面叶型

线元号	轮盖中弧线			轮盘中弧线		
	X	Y	Z	X	Y	Z
1	91.440	0.762	10.160	91.437	0.953	0.000
2	90.853	0.762	10.150	90.035	0.988	-0.003
3	90.266	0.762	10.147	88.623	1.024	0.003
4	89.680	0.762	10.150	87.191	1.059	0.015
5	89.093	0.762	10.163	85.728	1.097	0.041

6	88.509	0.762	10.178	84.226	1.135	0.094
7	87.922	0.762	10.201	82.680	1.176	0.173
8	87.335	0.762	10.234	81.077	1.209	0.295
9	86.751	0.762	10.277	79.411	1.239	0.462
10	86.167	0.762	10.330	77.660	1.270	0.683
11	85.585	0.762	10.440	75.814	1.306	0.988
12	85.004	0.762	10.480	73.911	1.341	1.419
13	84.423	0.762	10.574	71.999	1.372	1.969
14	83.845	0.762	10.686	70.068	1.394	2.629
15	83.271	0.759	10.815	68.199	1.415	3.373
16	82.697	0.757	10.963	66.437	1.435	4.176
17	82.131	0.754	11.123	64.925	1.453	4.938
18	81.567	0.752	11.300	63.588	1.463	5.669
19	81.003	0.747	11.494	62.413	1.468	6.395
20	80.444	0.739	11.704	61.328	1.468	7.051

共 150 根线元

2. 扩压器

如图 1, 扩压器用锥形扩压器, 其过渡区长度为 87.63mm(3.45 in), 过渡区后, 扩压器的扩张角(半锥角)为 4.5°(见表 5)。

表 5 扩压器轮廓

半径 R(mm)	轴向距离 Z(mm)
62.992	55.88
62.382	60.96
61.798	66.04
61.303	71.12
60.884	76.20
60.604	81.28
60.452	86.36
60.414	91.44
60.427	96.52
60.541	101.60
60.693	106.68
60.896	111.76
61.151	116.84
61.443	121.92
61.760	127.00
62.116	132.08
62.497	137.16
62.992	143.51
↓	↓
92.862	523.037

四、详细设计与分析

下面给出工作轮与扩压器的详细分析, 详细设计仅对设计工况进行优化, 但工作轮设计要求能处理 120% 设计气量。详细设计确定后, 膨胀机性能可用性能预测程序 RITDAP 进行预测。

1. 工作轮设计

(1) 处理方法

工作轮的设计是一个迭代过程, 它包括叶片形状定义与流动分析, 详细设计由 NREC 软件 Comig 进行优化, 叶片形状定义由几何构造模块 SPECIG 来完成, 流动分析由流动分析模块 BANIG 完成, 最终的叶片确定是通过比较一系列设计的叶片表面速度, 尤其是评价与表面速度相关的扩散与扩散率来进行。

叶片形状选择的主要步骤是:

- ①选择子午面流道;
- ②选择叶片厚度分布;
- ③确定最终叶片角坐标分布。

(2) 叶片厚度分布

最终设计的叶片厚度分布见图 2, 轮盖侧厚度为常数 1.524mm(0.06 in)。厚度取得大一点是为了使轮盖与叶片的钎焊容易。轮盘侧叶片厚度从进口的 1.9mm(0.075 in)到中间附近的 3.048mm(0.12 in), 最大厚度区选取对应于最大叶片高度区, 以减少叶根应力。出口处轮盘侧叶片厚度取 2.286mm(0.09 in), 叶根与叶顶厚度比为 1.5。而初步设计所确定的轮盘侧叶片厚度为 3.048mm(0.12 in), 使得从出口到进口的轮盘侧叶片厚度都相应增加。因为很高

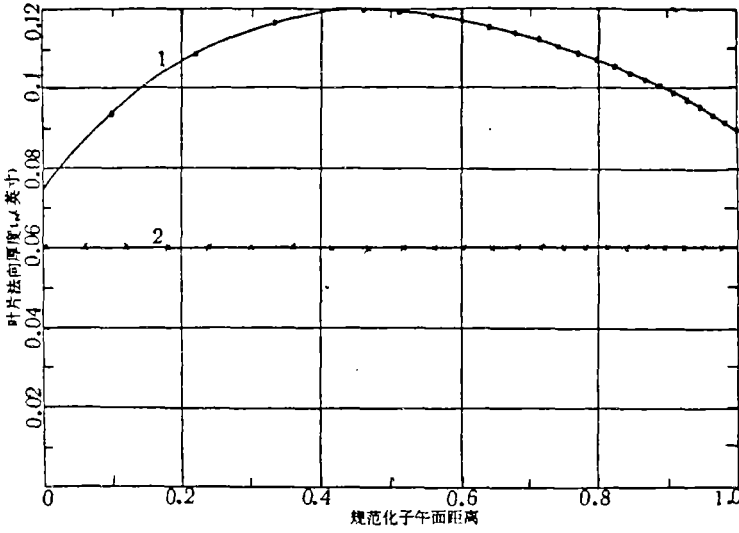


图2 叶片厚度分布

× 轮盖 ○ 轮盘

的叶根厚度不必考虑应力,而降低原先所取的轮盘侧叶片厚度是为了避免过多的叶片出口阻塞所引起的效率下降。

(3) 叶片角与叶片角坐标分布

叶片角坐标沿轴线分布见图3,从轮盘

轮盖角坐标的一致分布明显看出,从进口到出口,叶片是径向的。为保证光滑,该分布由一系列三次方程曲线组成,三次曲线接点一阶导数连续。

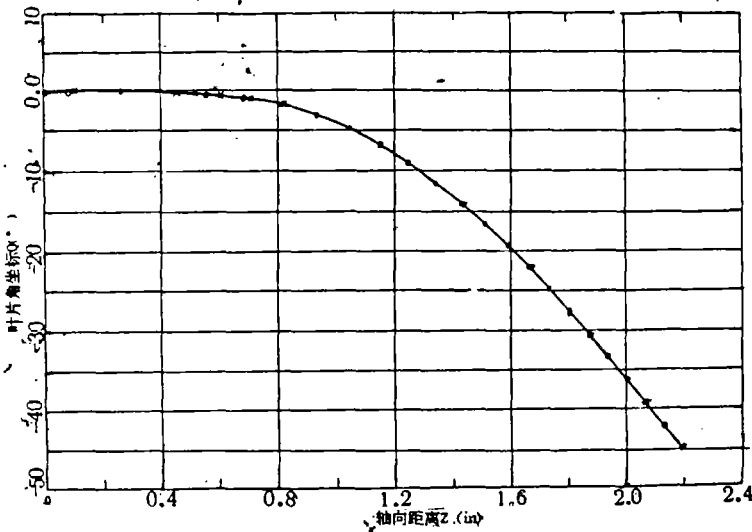


图3 叶片角坐标沿轴线分布

× 轮盖 ○ 轮盘

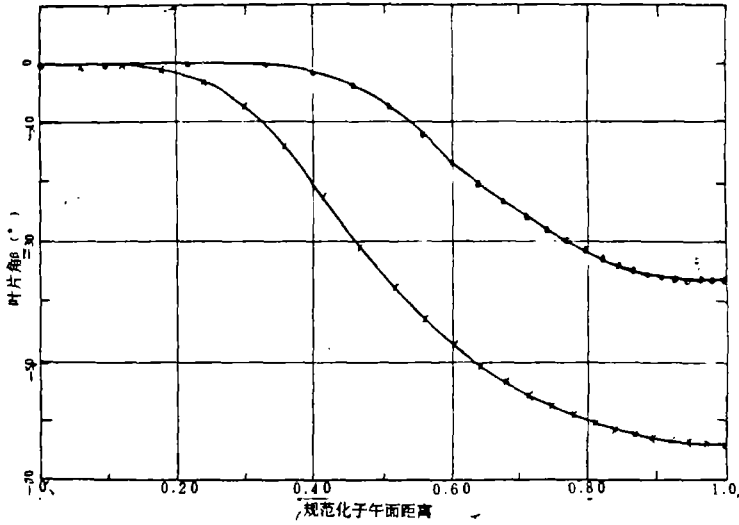


图4 叶片 β 角沿子午面距离分布
× 轮盖 ○ 轮盘

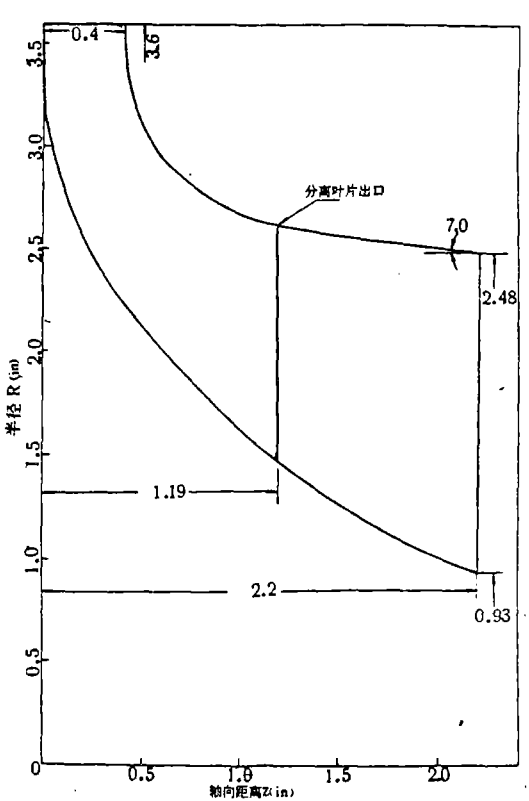


图5 工作轮子午流道

轮盖轮盘的叶片角分布见图4。分布表明,出口区约10%子午流道长度内,轮盖的偏转角仅 1° 左右。最终设计中取如此小的叶片偏转角是由于轮盖出口平均马赫数已经是超音速($M=1.035$),马赫数的增大会增强激波和激波所诱导的分离损失。

(4)子午流道

叶轮的子午流道见图5。叶轮轮盘轮盖的轮廓最终确定是以子午面和叶片表面速度为基础,流道宽度和分离叶片出口前轮盘壁面曲率相对取比较小,这是为了降低轮盘流管吸力面的扩散。轮盘轮盖的出口斜率设计已经考虑了出口扩压器设计的需要。

轮盘、中面、轮盖流线子午面速度见图6, 叶轮进口、分离叶片出口和全叶片出口处

子午面速度的突变, 是由于叶片厚度所引起的阻塞突变的缘故。

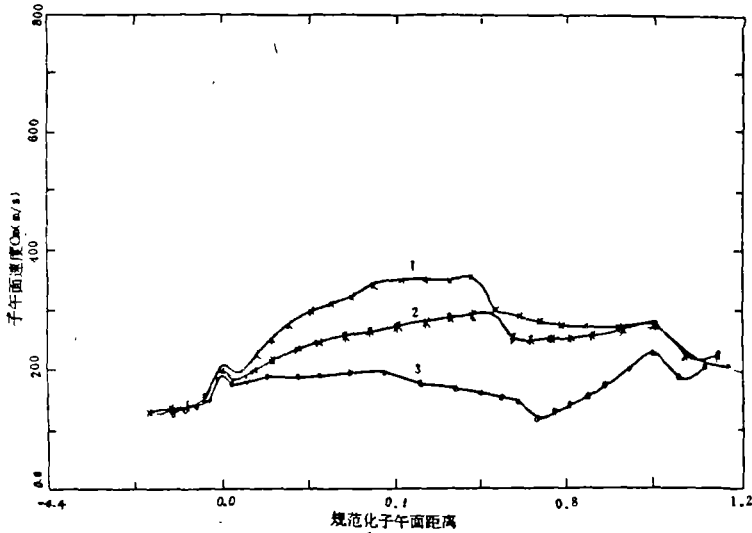


图6 子午面速度分布

1—轮盖 2—平均值 3—轮盘

(5) 流动分析结果

流动分析结果以速度分布来表示, 计算了10根分析用流线上的平均速度和子午面速度分布, 也给出10根流线所对应的9根流管中心平均速度和表面速度。图7, 图8, 图9为轮盖、平均轮、盘流管速度分布。

数据分析表明进口载荷从轮盖的近于0(图7), 变到轮盘的适当值(图9)。另外, 所预测的压力面速度分布没有负速度, 除了分离叶片出口处速度突然减少, 吸力面沿轮盖与平均流管没有扩散。

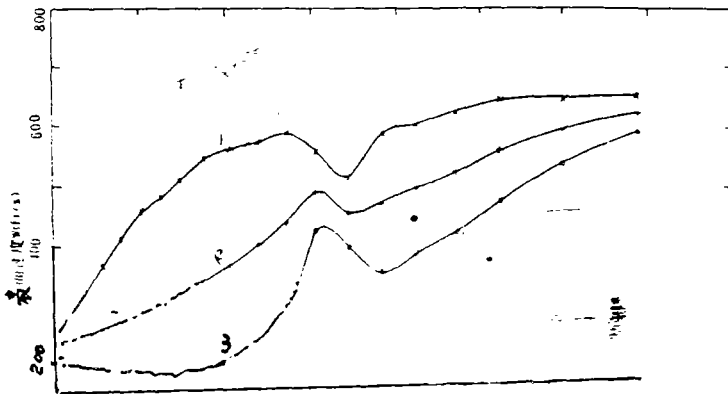


图7 轮盖流管叶片表面速度——设计点

1—轮盖 2—平均值 3—轮盘

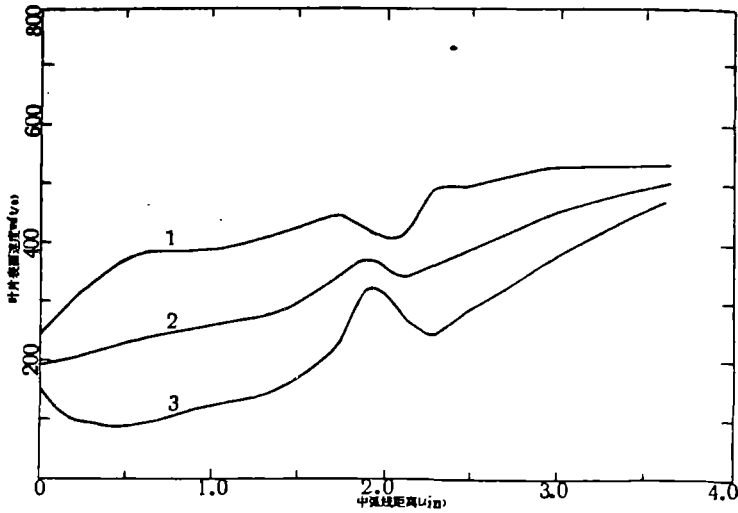


图8 沿中间流管叶片表面速度——设计点
1—轮盖 2—平均值 3—轮盘

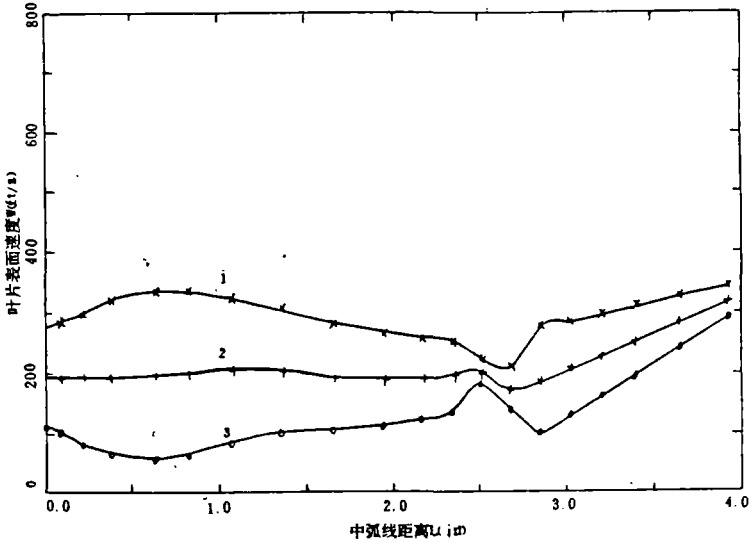


图9 沿轮盘流管叶片表面速度——设计点
1—轮盖 2—平均值 3—轮盘

轮盘流管在分离叶片前有某些扩散,但总的扩散与扩散率是相当低的,分离叶片出口处表面速度突然降低是由于用于计算的叶片阻塞突然减少的缘故。事实上,这一速度突减不会出现,因为存在分离叶片后尾迹扩散,结果是轮盘吸力面速度在分离叶

片出口上面一个计算点附近约为 77m/s,最大/最小速度比约 1.32,大大低于正常的 2.0 限制值。

(6) 增大通流能力

膨胀机调节范围为 80—120% 设计流量,尽管叶轮叶片的设计对两种极端工况效

率会有所降低,但叶片设计要求能处理120%设计流量。为此,通过减少工作轮出口叶片角以增大叶轮喉部面积,增加通流能力。并在设计点通过减少出口叶片角以引进正的出口旋角,这样,就会减少叶片表面马赫数,提高100—120%设计流量时的性能,对80%设计流量性能不会产生负面影

响。

在设计总压比下,120%设计流量时的表面速度分布见图10、图11、图12,进口处负的加载会引起相对大的负冲角,将引起上流喷嘴叶片为增大通流能力而开大,在轮盖侧平均出口速度已经是超音速。

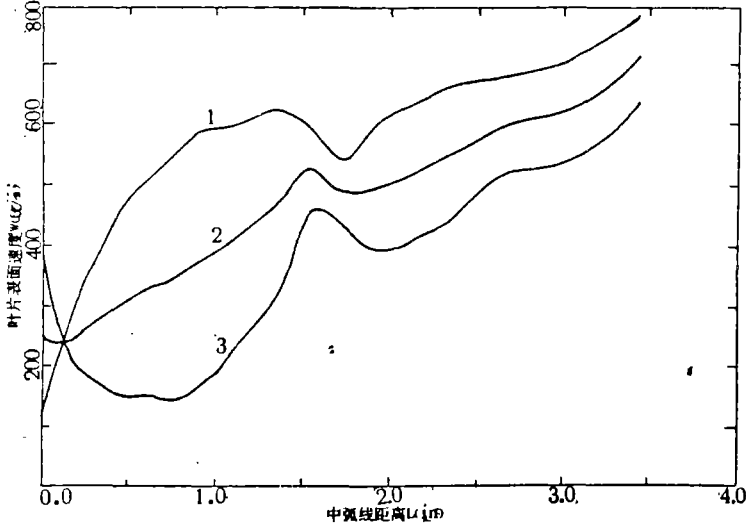


图10 沿轮盖流管叶片表面速度——120%设计流量
1—轮盖 2—平均值 3—轮盘

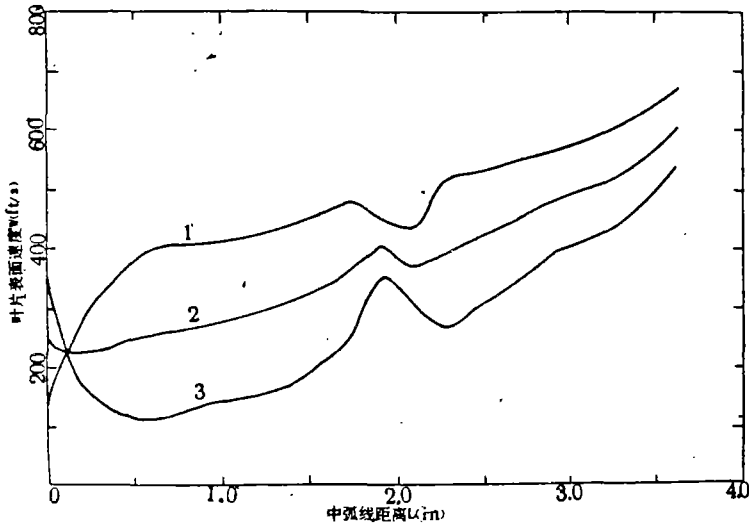


图11 沿平均流管叶片表面速度——120%设计流量
1—轮盖 2—平均值 3—轮盘

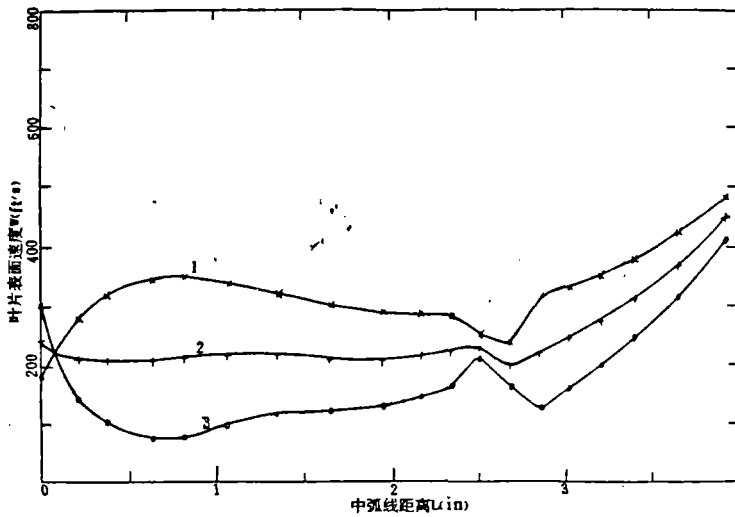


图 12 沿轮盘流管叶片表面速度——120%设计流量

1—轮盖 2—平均值 3—轮盘

2. 扩压器设计

下游扩压器选用圆锥形,与带中间体的环形扩压器相比,其优点是它可以消除任何与支杆数相关的激振频率引起的叶片共振。无中间体的情况下,气流离开叶轮时会突然膨胀,设计中延长轮盘线不小于 12.7mm (0.5 in),以减少这一效应。实践证明,允许一段尾迹混合长度和扩压器外轮廓角从 -7°渐变到 4.5°是良好的设计。为此,设计中取过渡长度 87.6mm(3.45 in),这一长度对尾迹混合和中心体的突然膨胀是足够了。

直扩压段扩张角(半锥角)取 4.5°,此值是以扩压器最佳几何试验数据校正为依据的,选此扩张角后,扩压器的面积比为 2.529,直扩段轴向长度为 467mm(18.392 in)。

下游扩压器的效率一般取 0.7,叶轮设计平均出口旋角约 10°,带适当的旋角对稳定气流壁面流动有好处,有助于达到所假定的扩压器效率。

3. 最终性能预测

建立在上述讨论的详细设计分析结果

基础上,初步设计和最终所选的设计参数如下:

	初步设计	最终设计
轮毂半径(mm)	89.154	91.44
分离叶片长度(mm)	23.87	30.23
全叶片数	11	13
分离叶片数	11	13
扩压器出口半径(mm)	95.25	92.86
工作轮出口旋角(°)	0	11.4
工作轮出口轮盘叶片厚度(mm)	3.048	2.286

前四个参数值的修改是考虑叶片载荷或表面速度分布,扩压器出口半径的适当减少对尾迹混合和轮廓从 -7°渐变为 4.5°的过渡管是必要的,这一变化使扩压器面积比从 2.66 变为 2.53,由此引起的效率减量为 0.03%,可忽略不计。出口旋角的采用有下列几方面原因:

- (1)降低叶片表面相对马赫数
- (2)低的旋角对扩压器性能有好处
- (3)叶片厚度即使适当增大也能通过 120%设计流量
- (4)提高 100%—120%设计流量的性能,对 80%设计流量性能没有负面影响

由于叶片厚度大,不必考虑应力,轮盘叶片厚度减少是为了避免过量阻塞以及由此引起的效率下降,程序计算了最终级设计的详细几何尺寸(从略)。工作轮的子午面流道与扩压器总体尺寸见图1,工作轮流动参数见表6,设计点性能预测所用的进口条件和流体物性见表7。

表6 工作轮流动参数

	进 口	出 口
绝对总压(Pa)	44.741×10^5	6.675×10^5
绝对总温(°C)	-99.5	-172
相对总压(Pa)	21.844×10^5	8.826×10^5
相对总温(°C)	-133.14	-163.15
静压(Pa)	20.933×10^5	6.043×10^5
静温(°C)	-134.93	-174.98
绝对速度(m/s)	243.48	70.57
子午面速度(m/s)	49.1	69.17
绝对切向速度(m/s)	238.48	14.0
绝对气流角(°)	78.37	11.44
绝对马赫数	1.092	0.376
相对速度(m/s)	54.60	140.67
相对切向速度(m/s)	-23.89	-122.5
相对气流角(°)	-25.95	-60.55
相对马赫数	0.245	0.749
叶片速度(m/s)	262.37	
进口叶片角(°)	0	
计算最佳相对流动角(°)	-28.64	
最佳进口叶片角(°)	3.41	
平均叶片角(°)		-52.25
平均半径处叶片速度(m/s)		136.5

表7 进口条件与流体物性

比热比	1.43000
气体常数	46.7600 ft.lbf/lbm.degR
T=0时粘度	0.160×10^{-5} lbm/ft.sec
粘-温系数	0.220×10^{-7} lbm/ft.sec.degR.
进口总压	685.8000 psia
进口总温	312.3000 R
质量流量	39.0300 lbm/sec

APCT公司打算采用小间隙密封以限制其泄漏量约为0.3%,计算时输入轮盖间隙值0.09mm。另外,喷嘴损失校正因子取0.992,它以NREC校正关系为基础,用于修正程序内部。效率增量为0.02%。

设计所预测的整机静效率为92.30%,此效率是扩压器出口静压作为计算的。它包括泄漏下降0.27%,轮盘摩擦0.23%,叶轮出口处总静效率为90.59%,扩压器出口处效率92.53%。

工作轮进口相对流动角为 -25.95° ,而所计算的最佳相对流动角为 -28.64° ,两者很接近。叶轮出口面积平均半径处的旋角为 11.4° ,相应的叶轮相对出口角为 -60.55° 。

性能预测时RITDAP中可以计算或指定相对出口流动角,计算是在叶片几何详细设计时根据修正的Ainley's偏离校正为基础而进行的,详细流动分析结果要求平均半径处的出口旋角为 7.65° ,此值是叶片出口处的数值,若考虑叶片阻塞和子午速度径向梯度,它应为 9.32° 。它比RITDAP所预测对应于相对流动角 -60.55° 时的旋角 11.4° 少 2° ,与相对出口流动角相差约 0.5° 。

五、结束语

以上介绍了NREC公司为APCI公司膨胀机工作轮与扩压器的设计过程,从设计上讲,NREC公司对设计参数的选取,几何尺寸的确定,修正系数的估取等都作了非常仔细的考虑,气流组织,损失考虑,速度分布都分析得相当好。从性能上看,该膨胀机所预测的效率为92.30%,达到了相当高的水平。同时应该认识到,精心设计一台好的膨胀机,考虑的因素很多,工作量是相当大的。NREC公司的膨胀机设计方法与我国传统设计方法有很大区别,叶片成形,空气动力学分析处理,叶轮加工方法都不一样。目前,以上这些技术条件在抗氧已经具备膨胀机设计加工中采用该法,这必然会使抗氧膨胀机设计制造水平有质的飞跃。

(参考文献略)

(1996年1月)