对转涡轮内部流动机理及设计方法研究

赵巍^{1,2}, 隋秀明¹, 赵庆军^{1,2}, 徐建中^{1,2*}

1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学航空宇航学院, 北京 100049

* E-mail: xjz@iet.cn

收稿日期: 2020-03-11; 接受日期: 2020-06-10; 网络版发表日期: 2020-09-24

国家科技重大专项(编号: 2017-III-0010-0036)和国家自然科学基金(批准号: 51776198)资助项目

摘要 对转涡轮与常规涡轮相比具有效率高、重量轻和陀螺力矩小的优点, 已广泛应用于先进航空发动机, 正向着更高效率、级载荷和更优变工况性能方向发展. 本文开展了1+1/2, 1+1和1+3/2对转涡轮基元级分析, 指出给定转速时, 减小涡轮进口导叶出口预旋和增大高压涡轮动叶载荷是使低压涡轮动叶出口气流满足轴向约束的主要手段. 根据进口总温1850 K、进口总压2.5 MPa和总膨胀比6等设计点要求, 分析讨论了相同转速、进口内径和轮毅比的1+1/2, 1+1和1+3/2对转涡轮通流设计和三维气动设计方法, 实现涡轮高压动叶压比分别为2.0, 1.8和1.5, 效率分别为91.7%, 91.8%和92.4%, 高压动叶级载荷系数分别为3.2, 2.7和2.4. 其中1+1/2对转涡轮高压动叶中径出口相对马赫数达到1.60, 采用缩扩流道叶型; 1+1和1+3/2对转涡轮高压动叶出口相对马赫数分别为1.28和1.10, 均采用渐缩流道叶型. 分析了对转涡轮内部流动损失, 指出对转涡轮相比传统涡轮具有更强的激波损失. 提出了对转涡轮高压动叶吸力面无遮盖段内凹型线优化方法, 降低了对转涡轮尾缘激波强度和尾迹宽度, 1+1/2涡轮效率比采用常规设计方法提高0.3%, 达到92.0%. 给出了对转涡轮变工况特性, 指出对转涡轮在高低压转子90%转速以上具有接近设计点的高效率, 全工况性能无急剧衰退. 针对1+1/2高低压转速分别为20%和10%工况, 提出了低压动叶性能优化方法, 提高低压涡轮效率15%、涡轮总效率5%, 涡轮在发动机起动过程做功能力得到增强.

关键词 对转涡轮, 气动设计, 流动机理, 变工况

1 引言

航空发动机必须不断提高推重比、降低耗油率才能满足先进飞行器对高效动力装置的迫切需求. 涡轮作为发动机的核心部件之一, 直接影响发动机性能. 对转涡轮利用高低压转子反向旋转使高压级为下游转子提供进气预旋, 减少甚至取消高低压级间导叶, 能够

降低涡轮重量、导叶相关的气动损失和转子陀螺力矩, 对提高发动机性能具有重要作用, 已在国外先进航空发动机中得到普遍应用. 下一代先进航空发动机正向着更低耗油率和更高推重比方向发展, 牵引对转涡轮级载荷和效率不断提高.

在对转涡轮气动设计和性能分析方面, 国外Wintucky等人^[1]研究了1+1/2对转涡轮在不同转速比下, 功

引用格式: 赵巍, 隋秀明, 赵庆军, 等. 对转涡轮内部流动机理及设计方法研究. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 1376–1390

Zhao W, Sui X M, Zhao Q J, et al. Counter-rotating turbine flow mechanism and aerodynamic design (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 1376–1390, doi: 10.1360/SST-2020-0089

比变化对涡轮最高效率的影响. Louis^[2]开展了具有和取消低压进口导叶的对转涡轮气动设计研究, 涡轮叶片采用了等环量设计. Huber等人^[3]验证了采用无导叶对转涡轮提高性能和降低成本的可行性. Keith等人^[4]发现1+3/2对转涡轮可满足发动机在测试范围内的性能需求. Pascal等人^[5]指出对转涡轮相比常规涡轮能够减小涡轮泵直径与流量, 发动机比冲增加1.7 s. Leonid等人^[6]指出相同设计要求下对转涡轮轴向长度缩短30%, 重量减少40%, 效率增加0.7%, 变工况性能也优于常规涡轮, 60%转速时效率提高约4%. 蔡睿贤^[7]给出了对转涡轮基元级的典型分类及其功率特性、效率情况^[8]. 赵晓路等人^[9]开展了对转涡轮高压涡轮基元级设计分析, 指出高压级基元级采用较大的载荷系数能增大动叶出口气流角、降低出口马赫数. 闫晓娜^[10]开展了1+1对转涡轮通流和叶型设计研究, 实现了膨胀比为3.1、效率为91.4%的气动性能. 季路成等人^[11]探索了1+1/2对转涡轮设计方法, 完成了模型试验件设计, 数值膨胀比为5.97、效率为93.6%(无叶顶间隙), 给出了高压导叶开度变化后的涡轮流量、效率特性; 基于经验关系获得涡轮效率, 以速功比为主要变量分析和对比了1+1和1+3/2对转涡轮效率和出功比特性^[12,13]. 方祥军等人^[14]完成了膨胀比为5.7的无导叶对转涡轮气动设计, 指出在相同气动设计要求下对转涡轮比传统涡轮效率提高1.77%; 完成出口马赫数为1.33的超声速高载荷对转涡轮动叶设计, 数值滞止效率达到92.57%^[15]. 周扬等人^[16]对无导叶对转涡轮气动设计进行了参数化分析, 实现了设计点膨胀比为5.7、效率为91%的涡轮气动设计. 陈云等人^[17]以现有1+2对转涡轮为平台, 重点开展了1+3/2对转涡轮低压涡轮匹配设计与特性研究. Zhao等人^[18]提出了具有悬垂动叶的多级无导叶对转涡轮气动布局和设计方法, 采用4排叶片实现总膨胀比9.8、效率91.5%, 给出了设计点和变工况内部流动损失机理. 吴中野等人^[19,20]通过试验研究, 获得了1+1/2和1+3/2对转涡轮变工况特性和高低压膨胀比变化规律.

在对转涡轮内部流动分析及优化方面, Weaver等人^[21]试验研究了无导叶对转涡轮叶表压力的非定常变化规律, 指出高压转子尾缘激波是引起低压叶表载荷非定常变化的重要因素. Wang等人^[22]数值研究了无导叶对转涡轮高压动叶复杂尾缘激波波系结构, 指出激波与尾迹的相互作用需要深入研究; 开展了动叶顶

部间隙对1+1/2对转涡轮性能的影响, 给出了间隙大小对叶顶流动的影响规律^[23]. 张惠等人^[24]对1+1/2对转涡轮变工况性能开展研究, 发现涡轮出口背压对低压转子膨胀比的影响大于对高压转子的影响. Zhao等人^[25,26]开展了无导叶对转涡轮叶顶间隙对进口热斑在高、低压动叶通道迁移的影响研究. 慕蕾等人^[27]完成了膨胀比为3.0、效率为91.4%的1+1/2对转涡轮气动设计, 指出进口导叶和高压动叶二次流较弱, 高压动叶存在较强燕尾激波. 常骥越等人^[28]分析了1+1对转涡轮变工况气动损失, 提出了前缘叶型优化设计方法, 增强了低压动叶在低转速工况下对攻角变化的适应性.

现有研究针对不同设计要求的1+1/2, 1+1和1+3/2对转涡轮开展了气动设计和试验研究, 已经认识到对转涡轮高压动叶强尾缘激波制约了涡轮性能提高, 基于经验关系开展了1+1和1+3/2对转涡轮特性对比, 并且给出了1+1对转涡轮低转速工况性能优化方法. 这些工作表明研究人员已经在尝试利用不同类型的对转涡轮满足不同应用平台的性能需求. 然而, 在尽可能相同的设计需求下, 不同类型高负荷对转涡轮在气动设计、内部流动和变工况性能方面的探讨分析尚未涉及, 高负荷对转涡轮设计点及变工况性能优化方法尚为不足, 因此本文针对这些欠缺开展研究, 有利于深入认识对转涡轮对应用平台的适用性, 从对转涡轮自身特点出发为下一代先进航空发动机发展提供思路.

2 基元级分析

本文研究膨胀比为6的高负荷对转涡轮, 适用于该膨胀比的对转涡轮有以下几种.

(i) 1+1/2对转涡轮. 依次由高压进口导叶、1级高压转子及与高压转子反向旋转的1级低压转子构成, 如图1(a)所示, 其速度三角形如图2(a)所示. 该涡轮取消了低压转子进口导叶, 低压转子的进口预旋完全由高压转子提供. 在轴向排气的约束下, 高压转子必须提供满足低压转子出功要求的出口预旋, 即足够大的出口气流速度和角度. 根据叶轮机械欧拉功方程可得式(1)~(4), 其中 γ 为出口和进口的轴向速度之比. 对于高压转子, 由式(1)~(4)可知, 增大载荷、减小进口气流速度和角度可以提高出口速度. 增大载荷即为提高高低压转子出功比, 减小进口气流速度和角度即为降低

图 1 (网络版彩图)对转涡轮. (a) 1+1/2; (b) 1+1; (c) 1+3/2
Figure 1 (Color online) Counter-rotating turbines. (a) 1+1/2; (b) 1+1; (c) 1+3/2.

轴向进气进口导叶的折转和轴向速比. 在出功比和转速给定的设计要求下, 涡轮高压进口导叶宜采用亚音速设计, 其出口气流速度和角度由低压转子的轴向排气要求决定. 进口导叶出口气流和低压转子进口气流确定后, 高压转子的进出口气流参数主要由进口过渡段轴向速比和转子轴向速比决定. 提高二者的轴向速比有利于减小高低压转子叶片折转角度, 但会增大叶片出口气流速度. 较高的高压转子轴向速比同时有利于减小高压转转子午流道的扩张程度, 所以高压转子轴向速比主要由高压转子叶片的最大出口气流速度和子午流道扩张角决定. 轴向速比同时会影响低压转子排气角度, 但与进口导叶排气速度和角度相比, 影响程度较小.

$$\Delta H = U(W_1 \sin \alpha_1 - W_2 \sin \alpha_2), \quad (1)$$

$$W_2 = (|\Delta H| / U - W_1 \sin |\alpha_1|) / \sin |\alpha_2|, \quad (2)$$

$$W_2 = \frac{\gamma W_1 \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}, \quad (3)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{\Delta H / U - W_1 \sin \alpha_1}{\gamma W_1 \cos \alpha_1}. \quad (4)$$

(ii) 1+1对转涡轮. 依次由高压进口导叶、1级高压转子、低压进口导叶及与高压转子反向旋转的1级低压转子构成, 如图1(b)所示, 其速度三角形如图2(b)所示. 该涡轮与1+1/2对转涡轮相比, 增加了级间导叶, 能够改善低压动叶的进口预旋, 增大低压动叶的做功能力, 降低对高压动叶出口预旋要求, 因此可以提高高压进口导叶出口预旋和降低高压转子叶片出口速度. 该涡轮高压动叶提供的预旋具有较大的出口气流速度和角度, 限制了低压进口导叶偏离轴向的折转程度. 较高的高压动叶轴向速比有利于降低低压导叶的进口气流角, 较低的低压导叶轴向速比有利于提高低压导叶的出口气流角, 从而增大低压导叶的折转程度. 较高的高压动叶轴向速比同时会导致低压导叶进口速度增大, 需要合理选择.

(iii) 1+3/2对转涡轮. 依次由高压进口导叶、1级高压转子、与高压转子反向旋转的第1级低压动叶和第2级低压涡轮构成, 如图1(c)所示, 其速度三角形如图2(c)所示. 该涡轮与1+1/2涡轮相比, 增加了具有进口导叶的低压第2级涡轮, 使得高压进口导叶的出口气流速度和角度不再需要满足低压第2级转子的轴向排气要求. 第1级低压动叶无需轴向排气, 降低了其对高压转子出口预旋的需求. 由于第1、2级低压涡轮动叶转向相同, 所以第2级低压涡轮导叶为常规涡轮级间导叶, 它们共同做功, 能够明显降低高低压出功比.

图 2 (网络版彩图)基元级速度三角形. (a) 1+1/2对转涡轮; (b) 1+1对转涡轮; (c) 1+3/2对转涡轮

Figure 2 (Color online) Stage velocity triangles. (a) 1+1/2 counter-rotating turbine; (b) 1+1 counter-rotating turbine; (c) 1+3/2 counter-rotating turbine.

3 气动设计

3.1 设计要求

为了说明1+1/2, 1+1和1+3/2高负荷对转涡轮气动设计方法和特点, 采用相同设计要求实现对转涡轮气动设计, 同时给出与1+1对转涡轮低压转速相同、转向相反的同转涡轮设计, 便于对比分析. 立足现有材料和工艺水平给出1+1/2, 1+1和1+3/2对转涡轮设计要求, 如表1所示. 各涡轮具有相同的膨胀比、转速和进口内外径等设计要求. 根据基元级分析, 1+1/2对转涡轮适合实现较高的出功比, 1+1对转涡轮次之, 1+3/2对转涡轮最小. 为此, 给出如表2所示的对转涡轮出功比、载荷系数和流量系数. 与出功比相对应, 1+1/2对转涡轮高压级载荷系数最高, 1+3/2对转涡轮高压级载荷系数最小. 1+1/2和1+1低压涡轮级载荷系数随出功比降低而增加. 1+3/2对转涡轮低压级载荷系数较低, 这是由于其低压转子级数增加, 第1级进气预旋最小、做功能力最低. 同转涡轮与1+1对转涡轮高低压级功分配一致, 载荷系数与1+1对转涡轮相同.

3.2 通流设计

依据表1和2的设计参数开展对转涡轮通流设计. 给定各排叶片载荷后, 决定叶片进出口相对气流角和相对马赫数的参数主要包括叶片、过渡段的轴向速比和环量、效率的径向分布等.

1+1/2和1+3/2对转涡轮进口导叶的轴向速比高于1+1对转涡轮, 如表3所示. 这是为了降低进口导叶出口预旋, 从而使高压动叶为低压第1级动叶提供较大预旋. 1+1/2对转涡轮高压动叶膨胀比较高, 因此采用了较高的轴向速比, 避免出现过大的气流折转和子午扩张, 从而减小叶片轴向长度. 1+1/2对转涡轮低压涡轮转子轴向速比高于其他低压涡轮转子. 由于高压转子直接提供的出口预旋较大, 低压转子进口相对马赫数较高, 为了避免叶根出现扩压流动, 所以采用了较高

表 1 设计要求

Table 1 Design objectives

参数	数值	参数	数值
进口总温 (K)	1850	膨胀比	6.0
进口总压 (MPa)	2.53	高压转速 (r/min)	14000.0
流量 (kg/s)	50.0	低压转速 (r/min)	-12000.0
进口马赫数	0.15	进口轮毂比	0.83
进口内径 (mm)	510	进口外径 (mm)	608

的轴向速比. 1+3/2对转涡轮低压各排叶片轴向速比均较低, 这是由于叶片载荷较小, 可以充分利用气流折转做功.

各叶片排出口气流沿展向近似具有等环量分布规律, 端区环量由于端区损失增大而略小于中径环量. 对转涡轮各排叶片进出口马赫数和气流角的径向分布如表4所示, 各涡轮出口气流角均小于15°, 出口马赫数均小于0.45. 同转涡轮低压导叶、动叶进出口气流与1+1对转涡轮速度相同、方向相反, 其余参数与1+1对转涡轮完全相同. 考虑到对转涡轮高压转子沿展向全超音, 已构成堵塞截面, 所以各涡轮导叶均未布置全超音截面. 各涡轮通流设计特点如下. (1) 1+1/2对转涡轮高压导叶出口气流速度和角度均为最小, 这是为了增大高压转子给低压转子提供的进口预旋. 高压转子出口相对马赫数沿展向在1.6左右, 明显高于1+1和1+3/2对转涡轮高压动叶. 低压转子获得了较高的进口相对速度, 主要依靠气流折转做功. (2) 1+1对转涡轮高压转子出口相对马赫数降低到1.28左右, 这是由于功比和轴向速比下降的原因. 尽管通过调整轴向速比降低了高压动叶的出口预旋, 但低压导叶在中径处的折转仅为7°, 主要起到加速气流的作用, 使低压动叶获得与1+1/2对转涡轮低压动叶接近的进口预旋. (3) 1+3/2对转涡轮高压动叶载荷最小, 出口相对马赫数最低, 但依然为展向全超音转子. 低压第1级转子由于缺乏进口

表 2 对转涡轮出功比、载荷系数和流量系数

Table 2 Work ratio, load coefficient and flow coefficient of counter-rotating turbines

出功比	载荷系数			流量系数		
	高压级	低压第一级	低压第二级	高压级	低压第一级	低压第二级
1+1/2	2.00	3.21	1.96	—	0.62	0.89
1+1	1.80	2.74	1.99	—	0.51	0.72
1+3/2	1.20	2.42	1.10	1.61	0.62	0.84

表 3 叶片与级间过渡段轴向速比

Table 3 Axial velocity ratio of blades and ducts

		1+1/2	1+1	1+3/2
叶片轴向速比	S1	1.60	1.5	1.60
	R1	2.00	1.55	1.60
	R2	1.20	1.05	1.10
	S3	—	1.22	1.00
	R3	—	—	1.10
过渡段轴向速比	S1-R1	0.80	0.90	0.98
	R1-R2	0.90	—	0.90
	R1-S2	—	0.86	—
	S2-R2	—	1.00	—
	R2-S3	—	—	0.85
	S3-R3	—	—	0.95

预旋, 在中径处的折转仅为 36° . 低压第二级涡轮为常规亚音速涡轮. (4) 同转涡轮低压进口导叶排气方向与1+1对转涡轮低压进口导叶正好相反, 所以中径处的折转角达到了 133° .

对转涡轮和同转涡轮子午流道示意图如图3所示. 1+1/2对转涡轮轴向长度最短, 1+1对转涡轮次之, 1+3/2

对转涡轮的轴向长度最长. 1+1/2对转涡轮高压转子轴向长度最长, 1+1对转涡轮低压导叶轴向长度仅约为同转涡轮的1/2. 对转涡轮高压转子子午流道扩张角随着出功比降低而减小.

3.3 三维设计

在三维叶片造型中将叶片沿展向划分为7个截面, 导叶采用前缘积叠, 动叶采用重心积叠, 积叠后得到三维叶型. 1+1/2对转涡轮出口相对马赫数较高, 吸力面与压力面构成缩扩流道, 展向各截面上的喉口位于尾缘上游15%轴向弦长左右, 各截面叶型如图4所示. 1+1和1+3/2对转涡轮高压动叶出口马赫数相对较低, 均采用渐缩流道, 喉口布置在尾缘处.

3.4 设计结果

利用Numeca软件包进行了对转涡轮三维定常数值计算, 计算中进口给定总温与总压边界条件, 出口给定径向平衡条件, 壁面为无滑移绝热边界条件. 为验证本文数值计算方法的准确性, 将如图5所示的对转涡轮试验件数值结果与试验结果进行对比. 该涡轮试验件在中国科学院工程热物理研究所暂冲式对转涡轮试验

表 4 通流设计结果

Table 4 Through flow design results

		1+1/2对转涡轮			1+1对转涡轮				1+3/2对转涡轮				
		S1	R1	R2	S1	R1	S2	R2	S1	R1	R2	S3	R3
进口相对马赫数	叶根	0.15	0.33	0.77	0.15	0.52	0.78	0.66	0.15	0.47	0.39	0.45	0.52
	中径	0.15	0.26	0.55	0.15	0.41	0.70	0.48	0.15	0.39	0.38	0.44	0.41
	叶尖	0.15	0.22	0.39	0.15	0.33	0.63	0.37	0.15	0.33	0.38	0.39	0.32
出口相对马赫数	叶根	0.81	1.68	0.79	0.99	1.28	1.13	0.75	0.93	1.10	0.67	0.93	0.70
	中径	0.77	1.60	0.81	0.92	1.26	0.98	0.77	0.86	1.10	0.69	0.82	0.75
	叶尖	0.73	1.52	0.82	0.86	1.25	0.87	0.80	0.81	1.08	0.71	0.75	0.78
进口相对气流角	叶根	0	56	-56	0	63	-64	-53	0	65	14	30	-45
	中径	0	45	-49	0	59	-63	-50	0	59	23	28	-27
	叶尖	0	32	-37	0	51	-62	-37	0	53	34	28	-10
出口相对气流角	叶根	72	-72	51	75	-72	-68	52	76	-65	59	-65	54
	中径	71	-73	55	75	-73	-70	57	75	-65	59	-62	57
	叶尖	70	-74	59	75	-74	-69	59	74	-68	63	-62	62
气流折转	叶根	72	128	107	77	135	4	105	75	129	44	94	99
	中径	71	118	104	76	131	7	107	74	124	36	89	84
	叶尖	70	106	95	75	125	7	96	73	120	28	90	71

图 3 涡轮子午流道. (a) 1+1/2对转涡轮; (b) 1+1对转涡轮; (c) 同转涡轮; (d) 1+3/2对转涡轮

Figure 3 Schematic sketch of turbine meridional flowpath. (a) 1+1/2 counter-rotating turbine; (b) 1+1 counter-rotating turbine; (c) co-rotating turbine; (d) 1+3/2 counter-rotating turbine.

图 4 (网络版彩图)1+1/2对转涡轮叶型. (a) 高压导叶; (b) 高压转子; (c) 低压转子

Figure 4 (Color online) Blade profiles of 1+1/2 counter-rotating turbine. (a) High pressure stator; (b) high pressure rotor; (c) low pressure rotor.

台上完成性能测试. 试验台主要由储气罐、快开阀、试验段(包括进气段、试验件和排气段)、电磁涡流制动及测功器、真空罐和配电系统等构成, 如图6所示. 实验中采用UEI多功能卡PD2-MF-16-400/14L, DH-5935N数据记录仪和NI PXI-6289采集卡作为数采设备, 记录涡轮进出口总温、总压和静压等气动参数, 通过电磁涡流测功器获得涡轮实际输出功率, 计算得到涡轮效率.

涡轮变工况数值及试验结果对比如图7所示. 由图7(a)可见, 在100%转速线上, 设计点数值流量偏差为

1.0%, 在70%设计膨胀比下偏差为2.0%; 在60%转速线上, 在设计膨胀比下偏差为0.34%, 最大偏差为3.5%, 数值流量与试验流量变化趋势吻合较好. 由图7(b)可见, 在100%转速线上, 设计点数值效率偏差为0.3%, 在80%膨胀比偏差为1.0%; 在60%转速线上, 在设计膨胀比下偏差为6%, 60%膨胀比偏差降低到0.6%, 数值效率与试验效率变化趋势同样保持一致. 总的来看, 采用数值方法预测涡轮设计点性能较为准确, 预测变工况性能能够获得可信的变化趋势.

1+1/2, 1+1和1+3/2对转涡轮与同转涡轮设计点等

图5 (网络版彩图)对转涡轮转子叶盘
Figure 5 (Color online) Counter-rotating turbine rotor disks.

图6 (网络版彩图)短周期对转涡轮试验台
Figure 6 (Color online) Short-duration counter-rotating turbine facility.

熵效率分别为91.7%, 91.8%, 92.4%和88.7%, 对转涡轮效率均大于91%, 1+3/2对转涡轮效率最高。这是由于随着出功比的降低, 高压转子负荷及出口相对马赫数逐渐减小, 气动损失不断降低。同转涡轮效率明显低于对转涡轮, 其大折转低压导叶的气动损失是效率降低的主要原因。

4 内部流动损失及优化

4.1 内部流动损失分析

1+1, 1+1/2和1+3/2对转涡轮中径马赫分布如图8所示, 各涡轮高压进口导叶和低压涡轮马赫数基本一致, 而高压级动叶存在较大差异。随着出功比的降低, 对转涡轮高压转子叶片流道内的马赫数逐渐减小: 1+1/2对转涡轮高压转子流道内最高马赫数达到2.2, 1+1对转涡轮为1.60, 而1+3/2对转涡轮降低到了1.35。各涡轮高压动叶均存在明显的膨胀波及尾缘激波, 其中同转涡轮低压级由于采用了与对转涡轮低压级相同的设计效率, 导致其高压级动叶背压升高、激波强度增大。

为明确高压转子内气动损失构成, 针对1+1/2对转涡轮高压转子中径处损失进行分析。取图9中黑色实线与叶片的吸力面、压力面构成控制体, 并将控制体划分为不同的区域: S1-S2间构成的区域为内伸激波损失计算域, S2-S3间构成的区域为内伸激波反射波损失计算域, S3-S4间构成的区域为外伸激波损失计算域; 流体速度梯度小于1%的边界至叶表区域为边界层损失计算域; S3-S4区域速度梯度值小于1%的区域为尾迹损失计算域。

采用质量平均总压损失系数量化损失大小, 计算方法如下: 在各计算域进出口截面提取速度、密度和总压分布, 通过式(5)与(6)计算得到质量平均总压损失系数, 其中 ξ 为总压损失系数, m 为流量, P 为总压, P_{inlet} 为控制体进口总压。

$$\bar{\xi} = \frac{\int \xi dm}{\int dm}, \quad (5)$$

图7 (网络版彩图)数值验证。(a) 流量特性; (b) 效率特性

Figure 7 (Color online) Validation of CFD tool. (a) Mass flow rate characteristics map; (b) efficiency characteristics map.

图 8 (网络版彩图)对转涡轮中径马赫数云图. (a) 1+1/2对转涡轮; (b) 1+1对转涡轮; (c) 同转涡轮; (d) 1+3/2对转涡轮

Figure 8 (Color online) Mach number contour at midspan of counter-rotating turbines. (a) 1+1/2 counter-rotating turbine; (b) 1+1 counter-rotating turbine; (c) co-rotating turbine; (d) 1+3/2 counter-rotating turbine.

图 9 (网络版彩图)控制体示意图

Figure 9 (Color online) Schematic of control volume.

$$\zeta = \frac{P - P_{\text{inlet}}}{P_{\text{inlet}}} \quad (6)$$

高压转子中径截面流动损失构成如图10所示. 在85%轴向位置以前, 流道内的损失主要为边界层损失. 在85%轴向位置以后, 内伸激波及其反射波、外伸激波与尾迹损失导致总损失突增. 内伸激波及其反射波损失占总损失的26%, 外伸激波损失占总损失的21%, 包含了边界层损失的尾迹区域损失占总损失的53%. 尾缘内伸激波的入射导致吸力面边界层增厚, 致使尾迹区的掺混损失增大; 在尾迹区的内伸激波反射波和外伸激波损失也会导致尾迹区域损失增大, 因而对转涡轮高压转子叶片流道内激波与尾迹构成了损失的主要来源.

对转涡轮高压转子出口熵分布如图11所示. 叶顶间隙泄漏流、尾迹与端区二次流是对转涡轮高压动叶气动损失的主要来源, 其中叶顶间隙泄漏流和尾迹区损失最为明显. 在叶顶泄漏流方面, 1+1/2对转涡轮叶顶泄漏损失最大, 1+3/2对转涡轮的叶顶泄漏损失最小, 这是由高压动叶载荷不断降低的原因. 在尾迹方面, 1+1/2对转涡轮在尾迹区的熵增相对主流区最为明显, 而1+3/2对转涡轮的相对最弱, 这是由于1+1/2对转

图 10 (网络版彩图)流动损失分布
Figure 10 (Color online) Flow loss distribution.

涡轮出口气流速度最大, 尾迹与主流的剪切作用最强, 而1+3/2对转涡轮出口气流速度最小、尾迹与主流的

剪切作用最弱. 在端区二次流方面, 1+1/2对转涡轮角区熵增相对叶顶泄漏流和尾迹熵增最小, 而1+3/2对转涡轮相对最大, 这是1+1/2对转涡轮气流折转最小和尾迹损失相对较大, 而1+3/2对转涡轮气流折转较大和尾迹损失相对较小的原因.

4.2 尾缘激波损失抑制

对转涡轮高压转子展向全超音, 按传统设计方法, 气流在喉口达到临界后在无遮盖通道中沿略微外凸或者平直的吸力面型线继续加速至超音速. 超音速气流在尾缘处产生激波、膨胀波以及它们在吸力面上的反射波, 伴随着较大的速度梯度和熵增, 降低对转涡轮气动性能. 为降低对转涡轮跨音速动叶的激波与尾迹损失, 本文提出一种在高压转子尾缘内伸激波入射点附近采用内凹型线的叶型优化方法, 采用该方法设计的

图 11 (网络版彩图)高压转子出口熵云图. (a) 1+1/2对转涡轮; (b) 1+1对转涡轮; (c) 1+3/2对转涡轮
Figure 11 (Color online) Entropy contour at high pressure rotor outlet. (a) 1+1/2 counter-rotating turbine; (b) 1+1 counter-rotating turbine; (c) 1+3/2 counter-rotating turbine.

图 12 (网络版彩图)高压转子叶型. (a) 叶型对比; (b) 局部放大图
Figure 12 (Color online) Blade profiles of high pressure rotor. (a) Comparison of blade profiles; (b) schematic of local blade profile.

1+1/2对转涡轮高压动叶新叶型如图12所示, 其内凹表面的深度与长度之比为0.01. 优化后的1+1/2对转涡轮等熵效率由91.7%提高了0.3%、达到92.0%.

优化前后涡轮高压转子尾缘下游12%轴向弦长处的相对气流角和相对马赫数周向分布如图13所示. 内

凹型线产生的压缩波减小了尾缘外伸激波波前马赫数和气流角, 减小的气流角降低了波前气流与尾迹所成的楔角, 从而降低了尾缘外伸激波的强度和损失. 内凹型线同时使出口气流均匀性得到改善, 使出口周向最大、最小马赫数分别得以减小和增大, 从而降低了在尾迹

图 13 (网络版彩图) 气流角(a), 马赫数(b)和相对总压恢复系数(c)周向分布

Figure 13 (Color online) Flow angle distribution (a), Mach number distribution (b), and relative total pressure recovery coefficient distribution (c) along circumferential direction.

图 14 (网络版彩图) 流量-膨胀比特性. (a) 1+1/2对转涡轮; (b) 1+1对转涡轮; (c) 同转涡轮; (d) 1+3/2对转涡轮

Figure 14 (Color online) Variation of expansion ratio with mass flow rate. (a) 1+1/2 counter-rotating turbine; (b) 1+1 counter-rotating turbine; (c) co-rotating turbine; (d) 1+3/2 counter-rotating turbine.

区由于剪切作用而引起的黏性损失, 如图13(c)所示。

5 变工况特性与优化

5.1 变工况特性

1+1/2, 1+1与1+3/2对转涡轮及同转涡轮的流量特性如图14所示。由于对转涡轮超音截面均布置在高压转子上, 在堵塞工况下流量均能随高压转速有所变化。1+1/2, 1+1与1+3/2对转涡轮膨胀比分别小于1.8, 2.5与3.1后, 涡轮流量随膨胀比降低而迅速减小, 也就是说, 1+1/2对转涡轮离开堵塞工况所需的膨胀比最小。在相同等转速线上, 1+1/2对转涡轮折合流量在开始下降处减少的最为迅速, 折合流量能够变化的范围最窄。对转涡轮及同转涡轮的效率特性如图15所示。1+1/2, 1+1与1+3/2对转涡轮在高低压转子90%转速以上均保持了接近设计点的高效率, 在膨胀比2.5以下开始明显降低。在高低压转子50%转速以上, 对转涡轮效率未出现急

剧下降。在高低压转子10%转速时1+1/2对转涡轮的效率最高, 1+3/2对转涡轮的效率最低。在该转速膨胀比为1.2的工况点, 涡轮中径马赫数云图如图16所示。由图可见, 高低压涡轮均易在吸力面前缘产生流动分离, 1+3/2对转涡轮产生分离的叶片排数相对较多, 所以效率最低。

5.2 特性优化

为提高对转涡轮低速工况做功能力, 针对低压动叶开展特性优化。这是因为对转涡轮高压转子为跨音速动叶, 在喉口面积和吸力面无遮盖段折转的约束下叶型优化空间较小, 而低压涡轮转子均为亚音速动叶, 无喉口面积等约束, 优化空间较大。以1+1/2对转涡轮高压20%转速-低压10%转速工况为例说明特性优化方法。该工况涡轮中径相对马赫数云图如图17所示, 低压动叶吸力面存在明显流动分离, 前缘驻点位于压力面, 表明入口存在较大正攻角。为此减小低压涡轮动叶安

图15 (网络版彩图)效率-膨胀比特性。(a) 1+1/2对转涡轮; (b) 1+1对转涡轮; (c) 同转涡轮; (d) 1+3/2对转涡轮

Figure 15 (Color online) Variation of efficiency with expansion ratio. (a) 1+1/2 counter-rotating turbine; (b) 1+1 counter-rotating turbine; (c) Co-rotating turbine; (d) 1+3/2 counter-rotating turbine.

图 16 (网络版彩图)中径马赫数云图. (a) 1+1/2对转涡轮; (b) 1+1对转涡轮; (c) 同转涡轮; (d) 1+3/2对转涡轮

Figure 16 (Color online) Mach number counter at midspan. (a) 1+1/2 counter-rotating turbine; (b) 1+1 counter-rotating turbine; (c) co-rotating turbine; (d) 1+3/2 counter-rotating turbine.

图 17 (网络版彩图)20%~10%转速工况低压动叶中径马赫数云图

Figure 17 (Color online) Mach number contour of low pressure rotor with 20%~10% rotational speed at midspan.

图 18 (网络版彩图)低压动叶优化前后叶型

Figure 18 (Color online) Comparison of blade profiles for low pressure rotor.

装角、增大进口几何角, 将前缘驻点移向吸力面, 同时增厚吸力面, 降低吸力面流动分离. 优化后的叶型相比于原叶型安装角减小 1° 、进口几何角增加 2° , 如图18所示. 优化前后涡轮性能如表5所示, 涡轮总效率与低

压级效率分别提高5.24%和15.25%, 而在设计点效率仅下降0.1%, 从而以较小的代价改善了涡轮低转速工况气动性能. 图19为优化后的叶片在该工况的中径马赫数云图, 低压转子叶片吸力面流动分离明显减弱.

表 5 对转涡轮变工况优化结果

Table 5 Off-design optimization results of counter-rotating turbine

	高压20%~低压10%转速		设计点	
	总效率	低压效率	总效率	低压效率
原方案	41.64%	24.33%	91.70%	91.53%
新方案	43.82%	28.04%	91.45%	91.54%
相对变化	+5.24%	+15.25%	-0.11%	-0.03%

图 19 (网络版彩图)涡轮中径马赫数云图

Figure 19 (Color online) Mach number contour at midspan of turbine.

6 结论

本文开展了相同设计要求的1+1/2, 1+1和1+3/2高负荷对转涡轮气动设计、内部流动与变工况特性分析, 提出了高压转子叶片尾迹和激波损失抑制方法和低转速工况低压转子吸力面流动分离抑制方法, 得到以下结论。

(1) 1+1/2, 1+1和1+3/2对转涡轮高压转子均为展向全超音。在相同气动和转速等设计要求下, 1+1/2对

转涡轮高压转子出口相对马赫数最高, 降低进口导叶出口预旋能够使低压涡轮动叶出口气流满足轴向要求, 提高轴向速比能避免子午流道大角度扩张。1+1对转涡轮低压导叶受高压转子出口预旋影响, 能够实现的折转较为有限; 高低压级出功比低于1+1/2对转涡轮, 效率与1+1/2对转涡轮相当, 但明显高于同转涡轮。1+3/2对转涡轮高压转子出口相对马赫数最低, 低压第1级转子叶片折转有限, 高低压级出功比最小, 效率最高。

(2) 1+1/2, 1+1和1+3/2对转涡轮高压转子叶片通道均存在明显的膨胀波和尾缘激波, 1+1/2对转涡轮叶片通道内的最大相对马赫数最高, 达到2.0以上。在高出口马赫数的高压转子叶片通道内, 边界层损失沿流向不断提高, 尾缘下游的尾缘激波和尾迹是损失的主要来源。随着对转涡轮级数增多, 叶顶间隙泄漏流损失和尾迹损失在总损失中的占比逐渐减小。高压动叶吸力面无遮盖段采用内凹型线能够降低尾缘反射激波波前马赫数和折转角, 降低尾缘激波强度和激波诱导的边界层分离, 从而降低尾迹区损失、提高涡轮效率。

(3) 1+1/2, 1+1与1+3/2对转涡轮在堵塞工况下流量均能随转速有所变化。1+1/2对转涡轮进入堵塞工况的膨胀比最小, 折合流量下降最为迅速, 能够变化的范围最窄。1+1/2, 1+1与1+3/2对转涡轮在高低压转子90%转速以上均保持了接近设计点的高效率, 在低转速工况1+1/2对转涡轮的效率最高。1+1/2对转涡轮在低转速工况低压涡轮转子叶片具有正攻角, 气流在吸力面发生分离是效率降低的原因之一。1+1/2对转涡轮低压涡轮动叶采用减小安装角、增大进口几何角和增厚吸力面型线的优化方法, 能够降低在低转速工况吸力面流动分离程度, 提高涡轮做功能力。

致谢 感谢徐建中院士及研究团队长期以来的辛勤付出, 祝贺徐建中院士80华诞。

参考文献

- 1 Wintucky W T, Stewart W L. Analysis of two-stage counter-rotating turbine efficiencies in terms of work and speed requirements. NASA Technical Report. NACA-RM-E57L05, 1958
- 2 Louis J F. Axial flow counter-rotating turbines. ASME Paper 85-GT-218, 1985
- 3 Huber F W, Branstrom B R, Finke A K, et al. Design and test of a small two stage counter-rotating turbine for rocket engine application. AIAA Paper 93-2136, 1993

- 4 Keith B D, Basu D K, Stevens C. Aerodynamic test results of controlled pressure ratio engine (cope) dual spool air turbine rotating rig. ASME Paper 2000-GT-0632, 2000
- 5 Pascal P, Laurent R. Counter-rotating turbine designed for turbopump rocket engine. AIAA 2003-4768, 2003
- 6 Leonid M, Petr P, Yuri G, et al. Comparison of counter-rotating and traditional axial aircraft low-pressure turbines integral and detailed performance. In: Proceedings of the International Symposium on Heat Transfer in Gas turbine System. Antalya, 2009. TURBINE-09
- 7 Cai R X. Basic analysis of counter-rotating turbines (in Chinese). Acta Aeronaut Astron Sin, 1992, 13: 57–63 [蔡睿贤. 对转涡轮基本分析. 航空学报, 1992, 13: 57–63]
- 8 Cai R X. Consideration on the basic design and application of counter-rotating turbines (in Chinese). J Aerospace Power, 2001, 16: 193–98 [蔡睿贤. 有关对转涡轮基本设计与应用的进一步思考. 航空动力学报, 2001, 16: 193–198]
- 9 Zhao X L, Jiang X H. A study of the design feature of E3 counter-rotating turbine (I)—Consideration on the design of high-pressure stage (in Chinese). J Eng Thermophys, 2003, 24: 406–408 [赵晓路, 蒋雪辉. E3对转涡轮设计特点分析(I)——高压涡轮基元级方案分析. 工程热物理学报, 2003, 24: 406–408]
- 10 Yan X N. Aerodynamic design technology of counter-turbine (in Chinese). Dissertation for Master Degree. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2003 [闫晓娜. 对转涡轮气动设计方法研究. 硕士学位论文. 西安: 西北工业大学, 2003]
- 11 Ji L C, Xiao X, Chen J. Numerical investigations about the vaneless counter-rotating turbine for the cold-air test (in Chinese). J Eng Thermophys, 2004, 25: 405–407 [季路成, 肖翔, 陈江. 1+1/2对转涡轮设计及控制方法探索. 工程热物理学报, 2004, 25: 405–407]
- 12 Ji L C. Basic analysis on 1+3/2 and 1+1/2 counter-rotating turbines (in Chinese). J Eng Thermophys, 2007, 28: 113–116 [季路成. 1+3/2与1+1/2对转涡轮对比分析. 工程热物理学报, 2007, 28: 113–116]
- 13 Ji L C, Shao W W, Wang B C. Basic analysis of a counter-rotating turbine (in Chinese). J Propul Tech, 2008, 29: 62–66 [季路成, 邵卫卫, 王宝臣. 一种对转涡轮性能基本分析. 推进技术, 2008, 29: 62–66]
- 14 Fang X J, Liu S Y, Wang P, et al. Design and analysis of LP vaneless contra-rotating turbine (in Chinese). J Propul Tech, 2005, 26: 234–238 [方祥军, 刘思勇, 王屏. 一种低压无导叶对转涡轮特性分析与设计. 推进技术, 2005, 26: 234–238]
- 15 Fang X J, Liu S Y, Wang P, et al. Research of 3D design method for rotor of supersonic high loaded contra rotating turbine with large expansible meridional channel (in Chinese). Acta Aeronaut Astron Sin, 2007, 28: 25–31 [方祥军, 刘思勇, 王屏, 等. 大扩张通道超声高载荷对转涡轮动叶三维设计方法研究. 航空学报, 2007, 28: 25–31]
- 16 Zhou Y, Liu H X, Zou Z P. Aerodynamic design of two-stage vaneless counter-rotating turbine (in Chinese). J Propul Tech, 2010, 31: 689–695 [周扬, 刘火星, 邹正平, 等. 无导叶对转涡轮气动设计技术. 推进技术, 2010, 31: 689–695]
- 17 Chen Y, Hu S Y, Wang L. Analysis of design characteristics for 1+3/2 vaneless counter-rotating turbine (in Chinese). Aeroengine, 2011, 37: 20–23 [陈云, 胡松岩, 王雷. 1+3/2无导叶对转涡轮设计特点分析. 航空发动机, 2011, 37: 20–23]
- 18 Zhao W, Wu B, Xu J. Aerodynamic design and analysis of a multistage vaneless counter-rotating turbine. J TurboMach, 2015, 137: 061008
- 19 Wu Z Y, Fang X J, Liu S Y, et al. Experimental research of 1+3/2 contra rotating turbine aerodynamic performance (in Chinese). J Beijing Univer Aeronaut Astron, 2016, 42: 2676–2682 [吴中野, 方祥军, 刘思永, 等. 1+3/2级对转涡轮气动性能试验研究. 北京航空航天大学学报, 2016, 42: 2676–2682]
- 20 Wu Z Y, Fang X J, Liu S Y, et al. Test and analysis on aerodynamic performance of 1+1/2 super-transonic counter-rotating turbine (in Chinese). Aeronaut Astron Sin, 2018, 39: 122155 [吴中野, 方祥军, 刘思永, 等. 1+1/2级超跨声对转涡轮气动性能试验及分析. 航空学报, 2018, 39: 122155]
- 21 Weaver M M, Manwaring S R, Abhari R S, et al. Forcing function measurements and predictions of a transonic vaneless counter rotating turbine. ASME Paper 2000-GT-375, 2000
- 22 Wang H S, Zhao Q J, Yang K, et al. Numerical simulation of shock systems of low pressure turbine in vaneless counter-rotating turbine. ASME Paper GT-2006-90397, 2006
- 23 Wang H S, Yang K, Zhao Q J, et al. Influence of rotor tip clearance on performance of vaneless counter-rotating turbine (in Chinese). J Eng Thermophys, 2006, 27: 399–401 [王会社, 杨科, 赵庆军, 等. 动叶顶部间隙对1+1/2对转涡轮性能的影响. 工程热物理学报, 2006, 27: 399–401]
- 24 Zhang H, Wang H S, Tang F, et al. Research of the performance of a vaneless counter-rotating turbine on the off-design conditions (in Chinese). J Eng Thermophys, 2007, 28: 571–573 [张惠, 王会社, 唐菲, 等. 非设计工况下1+1/2对转涡轮性能研究. 工程热物理学报, 2007, 28: 571–573]
- 25 Zhao Q, Wang H, Zhao X, et al. Tip-clearance effects on hot-streak migration in low-pressure stage of vaneless counter-rotating turbine. J

Propulsion Power, 2009, 25: 940–948

- 26 Zhao Q J, Du J Y, Wang H S, et al. Tip clearance effects on inlet hot streak migration characteristics in high pressure stage of a vaneless counter-rotating turbine. *J TurboMach*, 2010, 132: 011005
- 27 Qi L, Yang L, Zou Z P. Numerical simulation for inner three-dimensional flow of 1+1/2 counter rotating turbines (in Chinese). *Aeron Sci Tech*, 2009, 4: 13–18 [綦蕾, 杨琳, 邹正平, 等. 1+1/2对转涡轮内部三维流动数值模拟. 航空科学技术, 2009, 4: 13–18]
- 28 Chang Q Y, Zhao W, Luo W W, et al. Aerodynamic performance analysis and improvement of a counter-rotating turbine at off-design conditions (in Chinese). *J Propul Tech*, 2017, 38: 49–56 [常骐越, 赵巍, 雒伟伟, 等. 1+1对转涡轮变工况性能分析与优化设计. 推进技术, 2017, 38: 49–56]

Counter-rotating turbine flow mechanism and aerodynamic design

ZHAO Wei^{1,2}, SUI XiuMing¹, ZHAO QingJun^{1,2} & XU JianZhong^{1,2}

¹ *Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;*

² *School of Aeronautics and Astronautics, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*

Counter-rotating turbines have a high efficiency, low weight, and gyroscopic torque, which contribute to their wide use in advanced aerojet engines. Currently, counter-rotating turbines continue to be developed for higher efficiency, stage work loading, and better performance under design and off-design conditions. This paper presents velocity diagrams for counter-rotating turbines, showing that reducing the exit swirl of the turbine inlet nozzle and increasing the stage work loading of a high-pressure turbine rotor are main way to satisfy the turbine design constraints of an axial exhaust flow. According to the turbine design condition of an inlet total temperature of 1850 K, inlet total pressure of 2.5 MPa, and expansion ratio of 6, the through flow and 3D blade design for 1+1/2, 1+1, and 1+3/2 counter-rotating turbines were conducted using the same rotating speeds, hub radius, and inlet hub-tip ratio. The output power ratios for the high-pressure and low-pressure stages were 2.0, 1.8, and 1.5, respectively, with efficiencies of 91.7%, 91.8%, and 92.4%, respectively, and working coefficients for the high-pressure rotors of 3.2, 2.7, and 2.4 for the three types of turbines. The high-pressure rotor of the 1+1/2 turbine has an exit relative Mach number of 1.6 at a 50% blade span and a convergent-divergent blade passage, whereas those of the 1+1 and 1+3/2 turbines were 1.28 and 1.10, respectively, and both had convergent blade passages. The flow losses of these turbines were investigated, showing that severe shock losses are present in counter-rotating turbines in contrast to traditional turbines. A shock loss restriction method using a concave suction side curve was consequently proposed to reduce the intensity of trailing edge shocks and the width of the wake. The efficiency of the 1+1/2 turbine is increased by 0.3% to 92.0% by using this method. The turbine performance characteristics are also presented and discussed. The turbine efficiency remained almost unchanged above a rotating speed of 90%, and there was no sharp drop in the off-design performance. A performance optimization approach for the low-pressure turbine rotor of the 1+1/2 turbine is suggested for 20% high-pressure and 10% low-pressure stage design rotating speeds. This increases the efficiency of the low-pressure turbine by 15% and the entire turbine by 5% so that the turbine power output is enhanced during the engine startup process.

counter-rotating turbine, aerodynamic design, flow mechanism, off-design condition

doi: [10.1360/SST-2020-0089](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0089)