

文章编号:1000-8055(2013)02-0410-08

四端口通流波转子的波系分析

产世宁¹, 刘火星¹, 胡晓煜²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 项目部, 北京 100012)

摘 要: 针对用于燃气轮机的四端口通流波转子, 首先将通道内部复杂的压力波系简化, 建立解析的数学模型, 并依据国外的实验结果验证其正确性, 最终用该解析模型分析波转子的边界条件、波系结构、性能以及压气机、涡轮、燃烧室的相关参数之间的关系。结果表明: 提高波转子的高压空气出口反压可以有效提高波转子压比, 这是波转子内部波系整体性增强的结果; 合理地设计压气机与涡轮可以优化波转子的性能; 波转子与燃烧室的匹配会制约燃烧室的设计, 而提高燃烧室的总压恢复系数则有利于波转子压缩效率的提高。

关 键 词: 燃气轮机; 四端口通流波转子; 波系结构; 解析模型; 参数分析

中图分类号: V235.12

文献标志码: A

Wave system analyses of four-port through-flow wave rotors

CHAN Shi-ning^{1,2}, LIU Huo-xing¹, HU Xiao-yu²

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Project Department, Aviation Industry Corporation of China, Beijing 100012, China)

Abstract: Aiming at four-port through-flow wave rotors used in gas turbines, the pressure wave system inside the channels was simplified, and analytic models were established and proved with foreign experimental results. The analytic wave system models were finally used to analyze the relationships among boundary conditions, wave structures, wave rotor performances, and parameters of other components such as compressors, turbines or combustors. The results show that: the rise of high pressure air (HPA) static pressure could effectively increase the wave rotor pressure ratio, as a result of strengthened entire wave system; the wave rotor performances could be optimized by properly designing the compressors and turbines; the matching of wave rotors and combustors could restrict the combustor design, while the rise of combustor total pressure recovery could enhance the wave rotor compression efficiency.

Key words: gas turbines; four-port through-flow wave rotors; wave structures; analytic models; parameter analyses

收稿日期: 2012-03-01

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130131.0829.201302.410_023.html

基金项目: 预研基金(9140c410101110c4101); 国家自然科学基金(51106004)

作者简介: 产世宁(1989—), 男, 安徽池州人, 博士生, 主要从事波转子技术与燃气轮机气动热力学研究。

波转子是一种新型的非定常流体机械,它利用非定常压力波在高/低压气体之间传递能量,其能量交换效率与叶轮机械持平;而它无需叶片等机械部件作为做功的媒介,所以在结构强度、质量等方面都具有明显优势^[1-3]。

波转子内部的低温空气、高温燃气交替冲刷波转子的通道壁面,使平均壁温低于燃气温度,这就是波转子固有的自冷却效应。在同样的材料、热防护技术条件下,自冷却效应使波转子比涡轮更耐高温。波转子也因此被用作燃气轮机的高压级,从而在涡轮进口温度不变甚至降低的前提下提高燃烧室出口温度。这在本质上改变了燃气轮机热力学循环的过程,可以使其性能得到大幅提高^[4-5]。

波转子中的全部气动热力过程都由非定常压力波实现,其波系结构实质上包含了通道内部的周期性非定常流场的主要信息。CFD 与实验手段都可以模拟波转子内部复杂波系的细节^[6-8],但其时间、资金成本也很高。而以美国的 Edwin, Akbari, Iancu Pohorelský 等为代表的一些学者则从波转子设计的角度出发,将波转子内部流场进行大幅简化,建立压力波的数学模型,并发展了一套解析的波转子设计方法,从而具备了实时计算波转子基本参数的能力^[9-12]。

文献[9]推导了用于燃气轮机的波转子内部波系的主要解析方程,然而文中介绍的2种典型的波转子结构形式都较为特殊,与普通的四端口通流波转子明显不同。文献[10]建立了波转子高压部分的波系模型,但是该文献研究的是用于活塞发动机的回流波转子,其波系结构与通流波转子略有差异,而且文中不涉及波转子的低压部分。文献[11-12]则分别针对通流、回流波转子建立了完整的波系模型。其中文献[11]用CFD验证了基于波系解析模型的波转子设计方法的可行性,但没有分析波转子主要参数之间的关系;文献[12]分析的参数也主要针对波转子设计,而对气动、性能参数的分析则较少。此外,文献[9-12]对波系的简化程度也各不相同。

鉴于上述文献所做工作存在一定空白,笔者以波系的简化、建模为核心,以气动性能分析为目的,针对用于燃气轮机的四端口通流波转子开展了波系分析工作。本文首先将波转子内部复杂的压力波系简化为3道膨胀波、3道激波,建立其解析模型;然后根据解析模型的计算结果分析波转子气动、性能参数之间的函数关系,其中包括与波转子联接的部件(压气机、涡轮、燃烧室)与波转子

之间的相互影响。分析的结果可以指导波转子的设计工作。

1 波转子内部波系的发展过程

四端口通流波转子作为高压转子用于燃气轮机,原理如图1所示。其主要结构包括1个转子鼓筒和转子两端的静子盘,如图2所示。波转子有4个端口,分别与燃气轮机的压气机出口、燃烧室进口、出口,涡轮进口连通。经过压气机初步增压的低压空气(LPA)在波转子中进一步压缩,成为高压空气(HPA)之后再排入燃烧室;而燃烧室排出的高温高压燃气(HPG)也先经过波转子的初步膨胀,成为低压燃气(LPG)之后才排入涡轮。如此,波转子即可为燃气轮机提供额外的增压,并且使燃烧室出口温度高于涡轮进口温度。

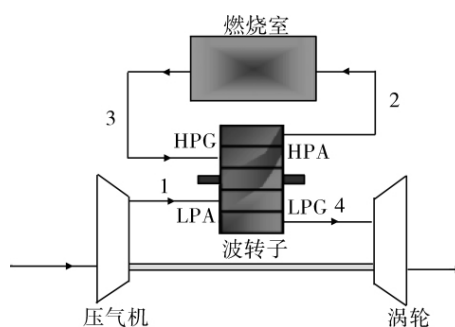


图1 四端口通流波转子用于燃气轮机的原理图^[1]

Fig. 1 Schematic diagram of a four-port through-flow wave rotor used as a pressure exchanger in a gas turbine

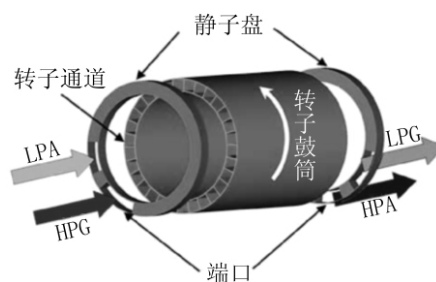


图2 四端口通流波转子结构^[13]

Fig. 2 Scheme of a four-port through-flow wave rotor geometry

用于燃气轮机的波转子,压气机出口、燃烧室出口在波转子的一端,是波转子通道的气流进口;而燃烧室进口、涡轮进口在另一端,是波转子通道的气流出口。因为空气、燃气的进、出口都分别位于通道两端,所以通道内的空气、燃气都沿着同一方向流动。这也是通流波转子的特点。

随着通道的旋转,各端口依次触发 6 道压力波,在通道内形成复杂的波系,其波系结构如图 3 所示.图中的横轴表示一维空间 x ,纵轴表示时间 t .

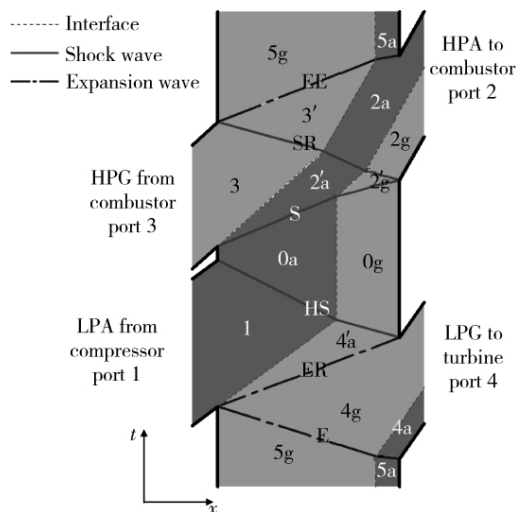


图 3 波转子通道内流场的波系图

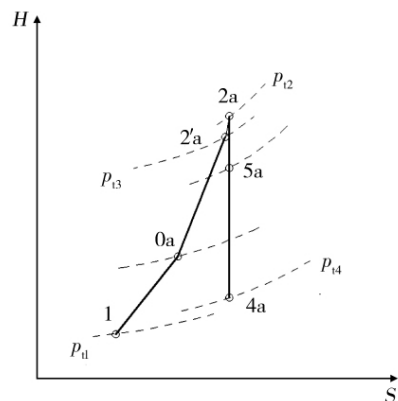
Fig. 3 Wave structures in a wave rotor

在循环的初始状态(波系图底部),波转子通道内包含大量燃气与少量空气.循环随着端口 4 的打开而开始,通道与压力较低的涡轮进口连通,从而激发一道左行膨胀波 E(expansion),使通道内的空气、燃气先后排入涡轮.当膨胀波 E 传至通道左端,端口 1 打开,通道与压力更低的压气机出口连通.于是膨胀波 E 反射为 1 道右行膨胀波 ER(expansion-reflected),新鲜空气随之进入通道.当膨胀波 ER 传至通道右端,端口 4 关闭,激发 1 道左行激波 HS(hammer-shock^[9,14]).被激波 HS 扫过的气体恢复静止状态,使一部分燃气滞留在通道中,而端口 1 也在激波 HS 传至通道左端时关闭.上述过程称为波转子循环的低压部分.

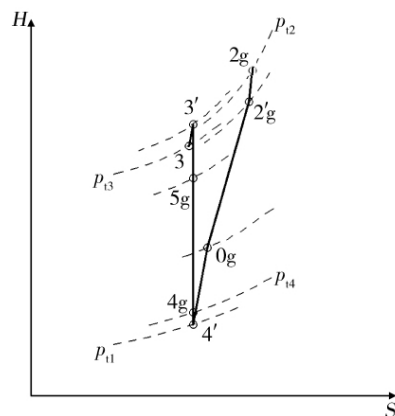
经过适当的时间,端口 3 打开,通道与压力较高的燃烧室出口连通,激发 1 道右行激波 S(shock),使高压燃气开始进入通道,而通道内的空气与滞留燃气则开始向右运动.当激波 S 传至通道右端,端口 2 打开,通道与压力更高的燃烧室进口连通,于是激波 S 反射为 1 道左行激波 SR(shock-reflected).具有向右速度的滞留燃气、空气随之先后排入燃烧室.滞留燃气原本就来自燃烧室,经过一个循环再次流入燃烧室,这种现象被国外学者称作燃气的二次回流 EGR(exhaust gas recirculation^[12,15]).当激波 SR 传至通道左端时,端口 3 关闭,并且激发出 1 道右行膨胀波 EE(expansion-end).膨胀波 EE 使通道中的气体恢复静

止,因此端口 2 在膨胀波 EE 传至通道右端时关闭.波转子循环结束.上述过程称为波转子循环的高压部分.被膨胀波 EE 扫过的空气因为恢复静止而滞留在通道内,无法参与燃烧过程,只能在下一循环中与燃气一起排入涡轮.

气体的热力状态在波系的作用下变化,如图 4 所示.图中各状态点分别对应波系图中的各个区域.



(a) 空气



(b) 燃气

图 4 波转子循环中空气与燃气的焓熵图

Fig. 4 Enthalpy entropy diagram of air and gas in a wave rotor cycle

图 4(a)是空气在波转子通道中热力变化的焓熵图.新鲜空气从压气机流入波转子,状态如图中 1 点所示.随着波系的发展,空气依次被激波 HS, S, SR 扫过,逐步增压至燃烧室进口压力,如 2a 点所示.然后,一部分空气直接排入燃烧室,另一部分空气则滞留在通道内,与燃气一起发生膨胀.

图 4(b)是燃气的热力变化焓熵图.燃气从燃烧室出口流入波转子,状态如 3 点所示.燃气首先被激波 SR 压缩,但由于激波 SR 很弱,因此压缩程度很小.然后,燃气进入膨胀过程,依次被膨胀

波 EE, E 扫过, 等熵膨胀至涡轮进口压力, 如点 4g 所示。到这里, 一部分燃气直接排入涡轮; 而另一部分则发生二次回流: 先被膨胀波 ER 进一步降压, 然后与新鲜空气一起被压缩, 回流到燃烧室。

2 波转子内部波系的解析模型

本文用非定常一维气体动力学理论建立膨胀波、激波的解析模型, 所有的分析都针对无黏、绝热的理想气体, 气体常数 R 、比热比 γ 为常数。该模型忽略膨胀波的厚度, 将它对气体的渐变作用简化为突变; 忽略气体交界面两侧气体的质量扩散与热传导, 并假设压力波穿过交界面时不发生反射, 交界面两侧气体静压、速度相等, 但温度不等; 忽略壁面的黏性、传热以及端区间隙泄漏, 并假设波转子端口的开闭在瞬时完成。

对于波转子内部的一维流场, 在上文的假设条件下, 只需求解静压 p 、静温 T 、速度 u 这 3 个参数, 即可确定一个区域的气动热力状态。而对于每一道压力波, 若波前状态已知, 再给定一个扰动, 即可根据非定常一维气体动力学理论求解波后状态。

2.1 激波的解析模型

波转子内部的 3 道激波 S, SR, HS 之中, 激波 S 和 SR 由端口打开时的压力扰动触发, 而 HS 则由端口关闭时的速度扰动触发。

激波 S 被端口 3 打开时的压力扰动触发, 它压缩工质的能量来源是波转子通道外部的燃气能量。波后静压 p_3 已知, 再定义激波的静增压比 $\Pi_s = p_3/p_{0a}$, 则 Π_s 已知。将 R-H(朗金-雨恭纽)关系式与普朗特关系式代入激波前流场静止的非定常参考系, 即可推导激波 S 的解析模型, 求解波后的速度、静温参数。

波后气体的运动速度

$$u_{2'a} = u_{0a} + \frac{a_{0a}(\Pi_s - 1)}{\gamma_a} \sqrt{\frac{\left(\frac{2\gamma_a}{\gamma_a + 1}\right)}{\left(\Pi_s + \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a + 1}\right)}} \quad (1)$$

式中变量 a 为声速, γ 为比热比。下标 a 表示工质为空气。诸如 $2'a$, $0a$ 形式的下标与图 3 中的流场区域、图 4 中的状态点对应, 代表气体状态。下标 s 表示激波。式(1)中 $u_{0a} = 0$ 。

波后空气静温

$$T_{2'a} = T_{0a} \Pi_s \left(\frac{\gamma_a + 1}{\gamma_a - 1} + \Pi_s \right) / \left(1 + \frac{\gamma_a + 1}{\gamma_a - 1} \Pi_s \right) \quad (2)$$

当激波 S 穿过空气/燃气的交界面, 波后静压、速度在交界面两侧保持一致, 则静增压比不变, 且只需再求解静温即可确定交界面另一侧的气体状态。

$$T_{2'g} = T_{0g} \Pi_s \left(\frac{\gamma_g + 1}{\gamma_g - 1} + \Pi_s \right) / \left(1 + \frac{\gamma_g + 1}{\gamma_g - 1} \Pi_s \right) \quad (3)$$

式中下标 g 表示工质为燃气。

式(1)~式(3)建立了激波 S 的形成与传播(穿过交界面)过程的显式解析模型。激波 SR 由端口 2 打开的压力扰动(p_2)触发, 其解析模型的方程组形式与 S 基本相同, 因此不再赘述。

激波 HS 的触发原因与激波 S, SR 不同, 是端口关闭引起的速度扰动(波后速度 $u_{0g} = 0$), 它压缩工质的能量来源是工质自身的动能。虽然其解析模型的理论基础与激波 S 相同, 但是需要使用不同的非定常参考系, 于是推导得到完全不同的方程组形式。

激波 HS 的波后速度为 0, 实际上就是限制激波 HS 给 $4'$ 区域带来的速度增量与波前气体运动速度大小相等, 方向相反。由此得到激波 HS 在 $4'$ 区域传播的相对马赫数

$$Ma_{hs,4'} = \frac{(\gamma_g + 1)u_{4'}}{4a_{4'}} + \sqrt{\left[\frac{(\gamma_g + 1)u_{4'}}{4a_{4'}} \right]^2 + 1} \quad (4)$$

再由激波传播的相对马赫数求解波后静压

$$p_{0g} = p_{4'} (2\gamma_g Ma_{hs,4'}^2 - \gamma_g + 1) / (\gamma_g + 1) \quad (5)$$

同时得到激波 HS 的静增压比 $\Pi_{hs} = p_{0g}/p_{4'}$, 即可计算波后静温

$$T_{0g} = T_{4'} \Pi_{hs} \left(\frac{\gamma_g + 1}{\gamma_g - 1} + \Pi_{hs} \right) / \left(1 + \frac{\gamma_g + 1}{\gamma_g - 1} \Pi_{hs} \right) \quad (6)$$

式(4)~式(6)建立了激波 HS 形成过程的显式解析模型, 而传播过程(穿过交界面)的求解方法则与激波 S 相同, 只需根据交界面另一侧的工质物性计算波后静温即可。

2.2 膨胀波的解析模型

波转子内部有 3 道膨胀波 E, ER, EE, 遵循特征线方程与等熵过程的热力学关系。

膨胀波 E 由端口 4 打开的压力扰动触发, 波后静压 p_4 已知。首先根据等熵过程关系式求波后静温

$$T_{4a} = T_{5a} (p_{4a}/p_{5a})^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (7)$$

声速方程

$$a_{4a} = \sqrt{\gamma_a R_a T_{4a}} \quad (8)$$

最后根据特征线方程求波后速度

$$u_{4a} = \frac{2(a_{5a} - a_{4a})}{\gamma_a - 1} \quad (9)$$

膨胀波穿过交界面的求解方法与激波同理, 只需根据等熵过程关系式求交界面另一侧的静温即可。

$$T_{4g} = T_{5g} (p_{4g}/p_{5g})^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (10)$$

式(7)~式(9)建立了膨胀波 E 的显式解析模型。膨胀波 ER 同样由压力扰动触发, 相应的方程组形式与膨胀波 E 基本相同, 不再赘述。而膨胀波 EE 由端口关闭的速度扰动($u_{5g}=0$)触发, 其解析模型的方程组形式如下:

$$a_{5g} = a_{3'} - \frac{\gamma_g - 1}{2} u_{3'} \quad (11)$$

$$T_{5g} = a_{5g}^2 / (\gamma_g R_g) \quad (12)$$

$$p_{5g} = p_{3'} (T_{5g}/T_{3'})^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \quad (13)$$

本文用显式方程组建立了波转子内部波系的解析模型。在已知各端口边界条件的前提下, 按照时间顺序依次循环求解 6 道压力波, 最终就可以得到波转子 1 个周期内完整的流场信息。而通道内的流场状态也仅由 4 个端口的 6 个边界条件参数($p_1, p_2, p_3, p_4, T_1, T_3$)决定。

3 波转子主要性能参数的定义

以波转子的波系分析为基础, 本文给出一些基本的波转子性能参数的定义。

波转子压比, 定义为端口 2 排入燃烧室的空气总压与端口 1 进入波转子的空气总压之比:

$$\pi_w = p_{t2a}/p_{t1} \quad (14)$$

这是直接描述波转子增压能力的基本参数。

波转子低压部分的总压升 (pressure gain), 定义为端口 4 排入涡轮的燃气总压与端口 1 进入波转子通道的空气总压 (即压气机出口总压) 之比:

$$\pi_{low} = p_{t4g}/p_{t1} \quad (15)$$

波转子用于燃气轮机循环的效果之一就是可以使涡轮的进口总压高于压气机出口总压, 突破传统燃气轮机燃烧室总压损失的限制。该参数直接描述波转子提升涡轮总压的能力。

波转子的温比, 定义为端口 4 排入涡轮的燃气总温与端口 1 进入波转子的空气总温之比:

$$\tau_w = T_{t4g}/T_{t1} \quad (16)$$

波转子与燃烧室共同组成动力系统的燃气发生器, 该参数实质上是燃气发生器输出的燃气总温

与输入的空气总温之比, 是决定涡轮做功能力的最重要的因素之一。

波转子的效率, 包括空气压缩过程的等熵效率

$$\eta_c = [(p_{t2a}/p_{t1})^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1] / (T_{t2a}/T_{t1} - 1) \quad (17)$$

以及燃气膨胀过程的等熵效率

$$\eta_e = (1 - T_{t4g}/T_{t3}) / [1 - (p_{t4g}/p_{t3})^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}] \quad (18)$$

虽然波转子的空气压缩过程与燃气膨胀过程发生在同一个通道内, 但是两者是完全不同的热力过程, 而且被压缩的空气与膨胀做功的燃气质量也不相等。所以, 在研究热力过程的效率时, 需要将压缩、膨胀效率分开定义。

4 波系解析模型的验证

为了验证上述解析模型, 本文用该模型计算 NASA Glenn 研究中心的波转子实验台^[16]的相关参数, 如表 1 所示。验证计算的思路是: 在确保边界条件和性能参数与实验结果一致的前提下, 对比解析/实验的流场参数。文献^[16]中提供的边界条件是 p_{t1} , T_{t1} , 性能参数是 π_{low} 和 τ_w ; 而流场参数则是 $\epsilon = p_4/p_5 = 1/\Pi_c$, 即端口 4 打开的瞬间, 波转子通道的出口反压与通道内静压之比。

表 1 解析模型计算结果与 NASA 实验结果对比

Table 1 Comparison of the results between analytic model and experiment

参数名称	解析模型 计算结果	实验结果	误差/ 10^{-4}
p_{t1}/Pa	51 719	51 711	1.6
T_{t1}/K	773.19	773.15	0.47
π_{low}	1.1298	1.1300	-2.1
τ_w	1.9993	2.0000	-3.3
ϵ	0.3744	0.4000	-640

流场参数 ϵ 的误差反映了解析模型的准确性。该误差在 10^{-2} 量级, 对于一个解析模型而言, 可以认为它的精度基本满足要求。

由于本文的解析模型使用静温、静压作为边界条件, 所以表 1 中的总温总压边界条件以及性能参数均为解析模型的计算结果, 也存在误差。这些误差不能反映模型的准确性。

5 波系相关参数的分析

利用波系的解析模型, 可以根据给定的端口

边界条件求解波转子内部的流场状态与性能参数。下面分析这些参数之间的相互影响。

5.1 波系强度分析

波系的组织是波转子分析、设计工作的基础,本文用静压比 Π (激波的静增压比,膨胀波的静落压比)描述波的强度,分析边界条件、波转子性能参数以及与波转子通道联接的其他部件相关参数对波系强度的影响。

边界条件对激波 SR、膨胀波 ER 的静压比 $\Pi_{sr} = p_2/p_3$, $\Pi_{er} = p_4/p_1$ 的影响很容易根据这两个定义式推断;而其余 4 道压力波 E, HS, S, EE 的静压比随边界条件变化的规律则不容易判断,于是本文利用计算结果的函数曲线图进行分析,如图 5~图 8 所示。

图 5 显示波系静压比与无量纲化边界条件 p_2/p_1 的函数曲线,以及 π_w 与 p_2/p_1 的对应关系。 π_w 与 p_2/p_1 分别为波转子的空气总增压比与静增压比,呈非线性递增关系。而根据图中 4 条函数曲线的递增特性可以推断:通过提高 p_2/p_1 所实现的 π_w 提升,实质上是波转子内部波系整体性增强的结果。

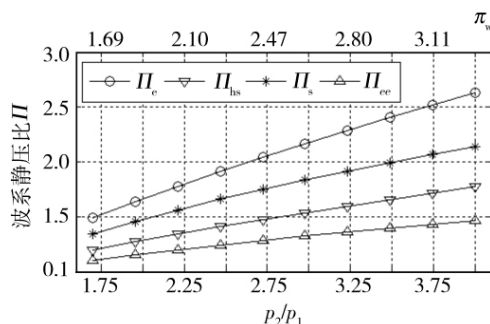


图 5 p_2/p_1 与 π_w 对波系静压比的影响

Fig. 5 Influence on Π by p_2/p_1 and π_w

图 6 表示波系静压比与 p_4/p_1 的函数曲线,

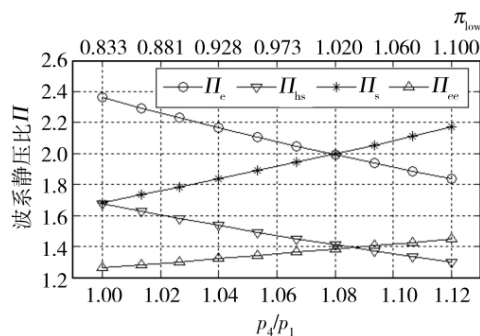


图 6 p_4/p_1 与 π_{low} 对波系静压比的影响

Fig. 6 Influence on Π by p_4/p_1 and π_{low}

以及 π_{low} 与 p_4/p_1 的对应关系。当 $p_4/p_1 \geq 1.072$ 时, $\pi_{low} \geq 1$,表示涡轮进口总压超过压气机出口总压。由图可知, p_4/p_1 或 π_{low} 增加会导致激波 HS 和膨胀波 E 的减弱,以及激波 S 和膨胀波 EE 的增强。此外,由 $\Pi_{er} = p_4/p_1$ 可以判断,膨胀波 ER 是增强的。

图 7 表示波系静压比与 p_3/p_2 的函数曲线,以及燃烧室总压恢复系数 σ_{comb} 与 p_3/p_2 的对应关系。由图可知, p_3/p_2 或 σ_{comb} 的增加导致激波 HS 和膨胀波 E 的减弱,以及激波 S 和膨胀波 EE 的增强。此外,由 $\Pi_{sr} = p_2/p_3$ 可以判断,激波 SR 是减弱的。

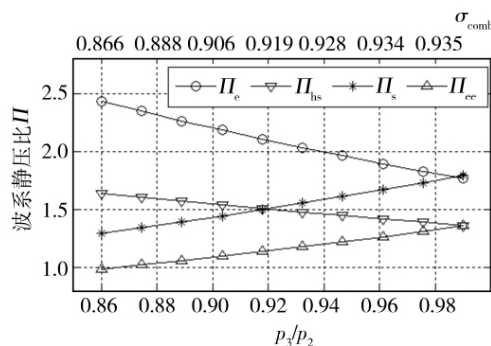


图 7 p_3/p_2 与 σ_{comb} 对波系静压比的影响

Fig. 7 Influence on Π by p_3/p_2 and σ_{comb}

图 8 表示波系静压比与 T_3/T_1 的函数曲线,以及 τ_w 与 T_3/T_1 的对应关系。对比图 8 与图 5~图 7 中函数曲线的变化幅度可知,温度参数对波系强度的影响弱于压力参数。

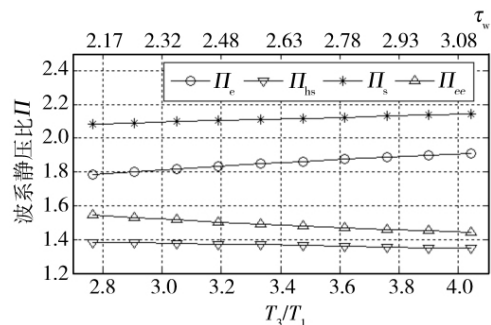


图 8 T_3/T_1 与 τ_w 对波系静压比的影响

Fig. 8 Influence on Π by T_3/T_1 and τ_w

5.2 波转子性能分析

波转子作为燃气轮机的压力交换器,最重要的性能是压比与效率。在本文的假设条件下,仅计入波阻损失,因此效率随着激波的增强而降低。其中,燃气的膨胀过程是在膨胀波作用下完成的,唯

一带来损失的因素是激波 SR 扫过燃气, 因此 η_c 仅与激波 SR 有关; 而由于激波 SR 很弱 (仅补偿燃烧室的压力损失), 所以 η_c 很高, 在本文计算结果中 $\eta_c > 99.85\%$, 不作详细分析。

波转子与压气机、涡轮、燃烧室的性能相互约束。例如波转子的波系结构特点使涡轮进口总压可以高于压气机出口总压, 而另一方面 π_{low} 也作为压气机/涡轮的 1 个无量纲压力参数, 影响波转子的波系结构与性能, 如图 9 所示。

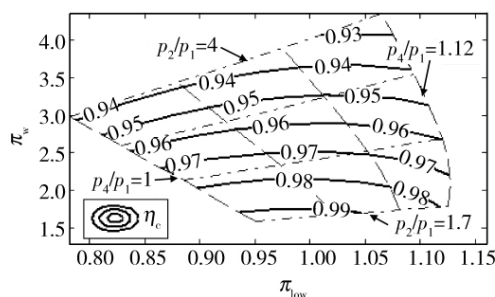


图 9 压气机/涡轮对波转子性能的影响

Fig. 9 Influence of compressors/turbines on wave rotors

图 9 中的横、纵坐标分别为 π_{low} 和 π_w , 等值线表示 η_c , 而网格线则分别表示无量纲边界条件 p_2/p_1 与 p_4/p_1 。由图可知: ① 当 π_w 不变, 增加 π_{low} , η_c 先增后减, 有极大值。因为该过程中 p_2/p_1 降低, 会使波系整体性减弱, 减小损失; 但 p_4/p_1 升高, 使激波 S 增强, 增大损失。在 p_2/p_1 起主导作用的区间, η_c 升高, 反之则 η_c 降低。② 当 η_c 不变, 增加 π_{low} , π_w 先增后减, 有极大值, 其原因同样是 p_2/p_1 与 p_4/p_1 的综合作用。③ 上述分析说明, 无论设计要求给定 π_w 还是 η_c , 都可以选取适当的 π_{low} , 使波转子的性能达到最优。

图 10 与图 9 类似, 表示燃烧室的主要参数 σ_{comb} 对波转子的影响。

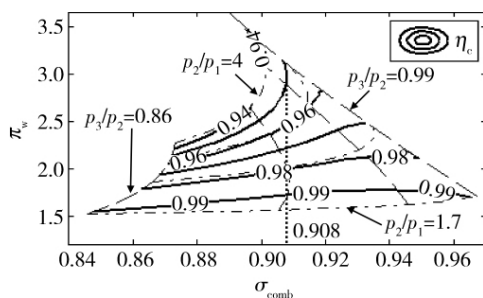


图 10 燃烧室对波转子性能的影响

Fig. 10 Influence of combustors on wave rotors

图 10 中各种曲线的增减性、凹凸性都较为复杂。尤其是当 η_c 较低时, 等效率线对应的横坐标 σ_{comb} 存在上限。例如 $\eta_c = 0.95$ 的等效率线, 对应 $\sigma_{comb} \leq 0.908$ 。这说明波转子对燃烧室也存在一定的制约, 为了匹配 $\eta_c = 0.95$ 的波转子, 设计燃烧室时就应该限制 $\sigma_{comb} \leq 0.908$, 否则燃烧室的进出口压差过低, 无法确保波转子内部波系的建立, 导致波转子与燃烧室不能共同工作。另一方面, 虽然图 10 中的参数间关系较为复杂, 却仍然可以判断: σ_{comb} 升高对提高 η_c 总体上还是有利的。

6 结 论

本文推导了四端口通流波转子内部波系的解析模型, 并依据 NASA 实验结果验证其正确性。根据本文的计算结果, 可以得出以下结论:

1) 波转子内部的 6 道压力波当中, 激波 SR 的强度仅随 p_3/p_2 的升高而减弱, 膨胀波 ER 的强度仅随 p_4/p_1 的升高而增强, 与其他因素无关。对于其余 4 道压力波 HS, E, S, EE: p_2/p_1 或 π_w 升高使之全部增强; p_4/p_1 , π_{low} , p_3/p_2 , σ_{comb} 的升高会引起激波 HS 和膨胀波 E 的减弱, 以及激波 S 和膨胀波 EE 的增强。而温度参数对波系强度的影响弱于压力参数。

2) 提高 p_2/p_1 可以有效提高波转子压比 π_w , 这是波转子内部的压力波系整体性增强的结果。提高 p_4/p_1 , π_{low} 会随之升高, 并且当 p_4/p_1 超过某一临界值时 (临界值一般大于 1), 可以使 $\pi_{low} \geq 1$, 表示涡轮进口总压超过压气机出口总压。

3) 合理地设计压气机与涡轮可以优化波转子的性能。当 π_w 与 η_c 中的一个参数给定, 可以通过调整压气机/涡轮的设计来获得适当的 π_{low} 值, 使另一参数达到最优值。

4) 波转子与燃烧室的匹配会制约燃烧室的设计。当 η_c 较低时, 给定 η_c 的同时也就确定了燃烧室总压恢复系数 σ_{comb} 的上限。而另一方面, σ_{comb} 升高总体上有利于 η_c 的提高。

参考文献:

- [1] Akbari P, Nalim R, Müller N. A review of wave rotor technology and its applications [C] // Proceedings of 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress. California, USA: ASME, 2004: 1-23.
- [2] Iancu F, Müller N. Efficiency of shock wave compression in a microchannel [J]. Microfluid. Nanofluid., 2006, 2 (1): 50-63.
- [3] Iancu F, Akbari P, Müller N. Feasibility study of integra-

- ting four-port wave rotors into ultra-micro gas turbines (U μ GT)[C]//Proceedings of 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Florida, USA; AIAA, 2004; 1-12.
- [4] Akbari P, Müller N. Performance investigation of small gas turbine engines topped with wave rotors[C]//Proceedings of 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Alabama, USA; AIAA, 2003; 1-11.
- [5] Dempsey E, Müller N, Akbari P, et al. Performance optimization of gas turbines utilizing four-port wave rotors[C]//Proceedings of 4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, San Diego, California, USA; AIAA, 2006; 1-14.
- [6] Welch G E. Macroscopic balance model for wave rotors[C]//Proceedings of 34th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada; AIAA, 1996; 1-20.
- [7] Wilson J, Welch G E, Paxson D E. Experimental results of performance tests on a four-port wave rotor[C]//Proceedings of 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada; AIAA, 2007; 1-16.
- [8] Akbari P, Nalim R, Donovan E S, et al. Leakage assessment of pressure-exchange wave rotors[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(4): 732-740.
- [9] Edwin L R J, Mocsari J C, Nalim M R. Analytic methods for design of wave cycles for wave rotor core engines[C]//Proceedings of AIAA/SAE/ASME/ASEE 29th Joint Propulsion Conference and Exhibit, Monterey, CA; AIAA, 1993; 1-12.
- [10] Akbari P, Müller N. Gas dynamic design analyses of charging zone for reverse-flow pressure wave superchargers[C]//Proceedings of 2003 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, Salzburg, Austria; ASME, 2003; 1-11.
- [11] Iancu F, Piechna J, Müller N. Basic design scheme for wave rotors[J]. Shock Waves, 2008, 18(5): 365-378.
- [12] Pohorelský L, Sané P, Rozsas T, et al. Wave rotor design procedure for gas turbine enhancement[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, Berlin, Germany; ASME, 2008; 1-14.
- [13] Iancu F, Zhu X, Tang Y, et al. Design and fabrication of microchannel test rig for ultra-micro wave rotors[J]. Microsyst Technol, 2007, 14(1): 79-88.
- [14] Piechna J, Cerpa R, Marcin S, et al. Numerical analysis of the wave topping unit for small turbojet[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK; ASME, 2010; 1-9.
- [15] Spring P, Onder C H, Guzzella L. EGR control of pressure-wave supercharged IC engines[J]. Control Engineering Practice, 2007, 15(12): 1520-1532.
- [16] Paxson D E, Wilson J, Welch G E. Comparison between simulated and experimentally measured performance of a four port wave rotor[C]//Proceedings of 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cincinnati, OH; AIAA, 2007; 1-16.