

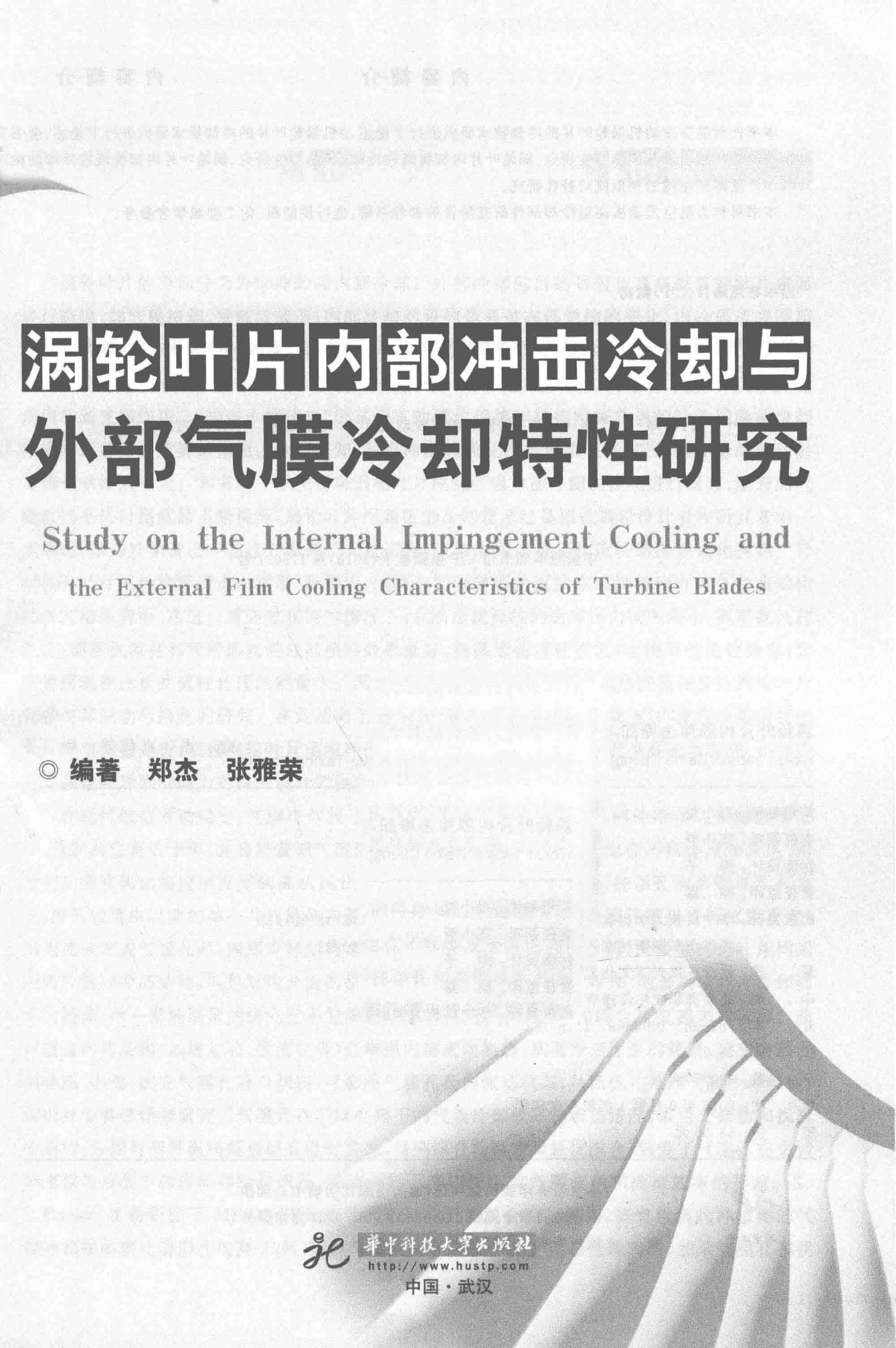
涡轮叶片内部冲击冷却与 外部气膜冷却特性研究

Study on the Internal Impingement Cooling and
the External Film Cooling Characteristics of Turbine Blades

◎ 编著 郑杰 张雅荣



华中科技大学出版社
<http://www.hustp.com>



涡轮叶片内部冲击冷却与外部气膜冷却特性研究

Study on the Internal Impingement Cooling and the External Film Cooling Characteristics of Turbine Blades

◎ 编著 郑杰 张雅荣



华中科技大学出版社
<http://www.hustp.com>

中国·武汉

内 容 简 介

本书针对航空发动机涡轮叶片的冷却技术研究进行了论述,全书主要由三部分内容组成,分别为涡轮叶片冲击冷却结构的流动与换热特性研究、涡轮叶片内部扰流柱冷却结构对外部气膜冷却特性的影响研究、涡轮叶片微小尺度冷却结构的相似流动特性研究。

本书可作为航空发动机高温冷却部件研究学者的参考书籍,也可供能源、化工领域学者参考。

图书在版编目(CIP)数据

涡轮叶片内部冲击冷却与外部气膜冷却特性研究/郑杰,张雅荣编著. —武汉:华中科技大学出版社,2018.9
ISBN 978-7-5680-4378-6

I. ①涡… II. ①郑… ②张… III. ①涡轮喷气发动机-叶片-冷却-研究 IV. ①V235.11

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2018)第 179637 号

涡轮叶片内部冲击冷却与外部气膜冷却特性研究

郑 杰 张雅荣 编 著

Wolun Yepian Neibu Chongji Lengque yu Waibu Qimo Lengque Texing Yanjiu

策划编辑:郑小羽

责任编辑:郑小羽

封面设计:孢子

责任监印:徐露

出版发行:华中科技大学出版社(中国·武汉)
武汉市东湖新技术开发区华工科技园

电话:(027)81321913

邮编:430223

录排:武汉正风天下文化发展有限公司

印刷:北京虎彩文化传播有限公司

开本:787mm×1092mm 1/16

印张:14.25

字数:380千字

版次:2018年9月第1版第1次印刷

定价:48.00元



本书若有印装质量问题,请向出版社营销中心调换
全国免费服务热线:400-6679-118 竭诚为您服务
版权所有 侵权必究

涡轮叶片的冷却分为外部冷却和内部冷却。外部冷却的目的是阻止高温燃气对叶片表面进行烧蚀,如气膜冷却、发散冷却等;内部冷却的目的是通过内部结构的变化、内冷通道表面积增大,使内流带走较多的热量,降低涡轮叶片的温度,同时促进扰流柱、扰流肋强化换热等。涡轮叶片尾缘区域的扰流柱对内部不仅能强化换热,而且连接着吸力面与压力面,在狭窄的通道内起到支撑作用。“冲击+扰流柱”因其固有的强化传热和结构特征在涡轮叶片尾缘的冷却结构中起着十分重要的作用。众所周知,射流冲击的强化换热效果很好,但射流冲击的流动阻力和气动损失较大。本书第一章主要对涡轮叶片尾缘区吸力面一侧的换热进行研究,随着燃气轮机透平进口温度的不断提高,涡轮叶片尾缘区的冷却技术已是困扰涡轮设计者和研究者的一大难题,国内外学者已经在这方面做了大量研究,主要采用多排短扰流柱结构来强化换热。针对涡轮叶片尾缘梯形通道内圆形、椭圆形、水滴形和哑铃形扰流柱在叉排排列方式下的流动换热研究结果表明,在进口雷诺数相同的情况下,水滴形扰流柱的通道压力损失最小,圆形扰流柱次之;圆形扰流柱和哑铃形扰流柱的换热效果最好,椭圆形扰流柱次之,水滴形扰流柱最差;叉排短扰流柱比长扰流柱传递的能量少。因此,应选取换热效果最好的圆形扰流柱进行涡轮叶片尾缘内部流动与换热的研究。在此基础上,展开涡轮叶片尾缘“冲击+扰流柱”复合冷却结构的热分析与流场分析,获得涡轮叶片尾缘冲击扰流结构的相关数据,揭示其换热流动机理,从而为高温涡轮叶片冷却能力的提升设计提供参考依据。

在现代航空发动机中,气膜冷却技术作为高性能航空发动机高温部件冷却的关键技术之一,其发展已有数十年,并且随着燃气温度的不断提高,气膜冷却技术也在不断地发展改进,由最初的低吹风比的应用发展到高吹风比的应用,气膜孔形由最初的圆柱形孔向非圆柱形孔演变,冷气通道由以前的单一几何结构向复杂几何结构发展。流体从气膜孔喷出进行气膜冷却,而当流体流进气膜孔时,内部冷却结构对外部冷却特性影响很大。目前,大多数涡轮叶片均采用内外复合冷却结构,但是对内外流的研究大多都是单独研究,而近年来,随着涡轮叶片冷却要求的提高,单一影响因素的研究已不能满足要求,内外复合冷却结构耦合研究越来越重要。改变通道内部结构(如增加肋、扰流柱等)会增强内部流动换热,从而带走更多的热量,改变内部流动状态,因此,改变气膜孔进口状态,可影响气膜孔孔内流动状态,从而优化外部气膜冷却特性。国内外学者已详细研究了气膜孔在不同夹角下的气膜冷却效率和换热情况;采用交错肋和扰流柱结构,分别与两种纵向隔板组合进行实验,得到综合传热效果最优组合;研究了气膜孔在交错通道供气情况下的流动和冷却情况,详细分析了交错横流对气膜流动和冷却效率的影响。R. S. Bunker 实验研究了 MESH-FED 型气膜孔与扰流柱组合冷却结构,研究指出此种结构的气膜冷却效率要比扇形孔的高 25%,而且气动损失相对较小。上述研究均表明,如果气膜孔和扰

流柱复合结构设计得当,在小吹风比下内部冷却结构对外部气膜冷却特性影响较大,可以有效提高气膜冷却效率;在气膜孔进口处合理布置导向肋,局部气膜冷却效率最多可提高1倍,平均效率能提高0.5倍,且外部气膜展向覆盖面积增加,改变内部结构的强化换热,从而使冷却气流带走更多的热量。通过以上研究也可以知道,目前大多数研究集中在内部扰流肋,而对内部扰流柱形式的内冷结构的研究较少。基于以上背景,本书第二章针对燃气轮机涡轮叶片冷却结构进行优化,提出内部扰流柱结构,通过数值计算研究内部冷却结构的扰流柱对外部气膜孔的影响机理。根据气膜冷却技术的发展过程,选取了六种不同的气膜孔和扰流柱的位置结构,采用数值模拟技术研究气膜孔内的流动结构及气膜喷出后与主流的相互作用,揭示特殊气膜孔与扰流柱组合结构强化冷却的原因。因此,选择合适的扰流柱与气膜孔排列方式将有利于气膜冷却效率的提高。

近年来,冷却结构尺度的微型化极大地推动了微、纳尺度领域的研究,其中,微电子领域对微尺度流动与换热的研究最多,也是提出微尺度流动与换热问题最早的领域,但主要集中在微、纳尺度领域内。国内外针对燃气轮机涡轮叶片微尺度冷却结构方面的研究还不是很多,但是微尺度结构又具有很高的换热速率,因而将微尺度冷却技术融合到燃气轮机研制过程中,可以为突破涡轮叶片冷却能力瓶颈提供有效的技术途径。提高涡轮进口温度既可以增加发动机推力,又可以提高发动机效率。涡轮进口燃气温度逐年提高,对于涡轮叶片的冷却要求也越来越高。微小尺度冷却结构具有很高的换热速率,被越来越多地应用到航空发动机的冷却中。通常,将大于1 mm的尺度称为宏观尺度,将 $1\ \mu\text{m}\sim 1\ \text{mm}$ 的尺度称为微尺度,涡轮叶片等高温部件的气膜冷却、发散冷却等冷却结构的尺寸多为 $100\ \mu\text{m}\sim 1\ \text{mm}$ 。由于尺度变小之后给加工和测量提高了难度,因此,对小尺度结构的相似放大研究就显得极为重要。在研究宏观流动问题时,大多都是在保证几何结构相似与单值性条件相同的情况下,只保证了流动无量纲参数 Re 相等,其他无量纲参数没有考虑。那么,随着尺度的减小,是否依然继续保证 Re 相同,而忽略其他无量纲参数,就是本书第三章研究的重点问题之一。已有的研究表明,在连续介质流动的条件下,不同的克努森数对流动结果有影响。因此,本书第三章选取孔径 $d=0.3\ \text{mm}$ 的孔,在 Re 和 Ma 相同与不同时,研究其相似放大100倍后的流动特性,从而为微小尺度结构的流动研究提供理论依据。

本书由西安石油大学郑杰、西安建筑科技大学张雅荣共同编著,其中,张雅荣负责编写第一章涡轮叶片冲击冷却结构的流动与换热特性研究,郑杰负责编写第二章涡轮叶片内部扰流柱冷却结构对外部气膜冷却特性的影响研究与第三章涡轮叶片微小尺度冷却结构的相似流动特性研究。全书由郑杰统稿和定稿。

由于编者水平有限,书中难免存在不足之处,恳请广大读者朋友批评指正。

编者
2018年4月

第 1 章 涡轮叶片冲击冷却结构的流动与换热特性研究	1
1.1 研究背景与意义	1
1.1.1 引言	1
1.1.2 冲击扰流柱实验研究现状	1
1.1.3 冲击扰流柱数值模拟研究现状	1
1.1.4 本章研究内容	2
1.1.5 本章的主要工作	3
1.2 数值方法	3
1.2.1 计算模型	3
1.2.2 控制方程	5
1.2.3 湍流模型	6
1.2.4 壁面函数	7
1.2.5 模型网格	8
1.2.6 边界条件	10
1.2.7 计算方法	11
1.2.8 说明	11
1.3 流场特性的数值模拟研究	12
1.3.1 压力场计算结果与分析	12
1.3.2 速度场计算结果与分析	21
1.3.3 温度场和速度矢量场计算结果与分析	36
1.3.4 温度场和流线场计算结果与分析	48
1.3.5 说明	61
1.4 冷却特性的数值模拟研究	61
1.4.1 相同压比下换热系数云图对比	61
1.4.2 换热系数随压比变化的 XY 曲线图	95
1.4.3 说明	98
1.5 结论	99

- 第 2 章 涡轮叶片内部扰流柱冷却结构对外部气膜冷却特性的影响研究 100
 - 2.1 背景 100
 - 2.2 计算内容和模型 101
 - 2.3 计算边界条件和网格 101
 - 2.4 计算结果和分析 102
 - 2.4.1 吹风比的影响 102
 - 2.4.2 不同位置的影响 117
 - 2.5 结论 191
- 第 3 章 涡轮叶片微小尺度冷却结构的相似流动特性研究 193
 - 3.1 研究背景及意义 193
 - 3.2 微小通道的概念和微尺度效应 194
 - 3.2.1 微小通道的概念 194
 - 3.2.2 微尺度效应 195
 - 3.3 微小通道在航空发动机中的作用 196
 - 3.4 微小尺度通道流动的研究现状 197
 - 3.5 数值模拟理论及方法 199
 - 3.5.1 数值模拟理论 199
 - 3.5.2 计算方法 202
 - 3.5.3 微尺度通道流动特性的计算结果及分析 204
 - 3.6 结论与展望 215
 - 3.6.1 研究结论 215
 - 3.6.2 进一步工作建议 215
- 参考文献 216

1.1 研究背景与意义

1.1.1 引言

目前,对航空发动机中的高温部件实施的基本冷却方式有扰动强化对流冷却、冲击冷却、发散冷却、气膜冷却、喷射冷却等。

扰动强化对流冷却多用于高温部件的内部,如将涡轮叶片做成空心的,在内部形成冷却通道,通道内有肋或扰流柱等强化换热结构,以提高冷气与通道壁之间的换热系数。当冷气从冷却通道流过时,就可以将高温燃气传给叶片的热量带走,达到对叶片进行冷却的目的。

冲击冷却主要利用高速气流冲刷被冷却叶片表面,以达到冷却叶片的目的。针对航空发动机,冲击冷却也多用于高温部件的内部,特别是涡轮叶片的前缘区和中弦区,冲击冷却以高速气流从内部针对冲刷被冷却部件,带走部件另一侧从燃气所吸收的热量。虽然冲击冷却气流的压力损失最大,但其换热效果最为显著。

1.1.2 冲击扰流柱实验研究现状

随着涡轮前进口温度的进一步提高,涡轮叶片尾缘区的冷却问题受到了越来越多的重视。扰流柱排是一种强化换热的重要形式,国内外学者对扰流柱排内端壁换热展开了大量的研究工作,对扰流柱柱面换热方面的研究很少。为了对涡轮叶片尾缘区采取更为有效的冷却措施,在扰流柱排前加上一排孔板,产生射流直接冲击扰流柱柱面,以增强扰流柱通道内换热的效果。带射流冲击的短扰流柱排内柱面的换热研究至今未见过公开文献报道。射流冲击是一种非常独特的流动现象,具有很高的传热传质效果,目前有关射流冲击的研究正在深入进行。国际上,Goldstein 等用实验方法研究了喷管轴线与入射平面成不同角度时射流冲击的传热规律;Copper 等采用双通道热线风速仪详细测量了无封闭板在 $Re=23\ 000$ 和 $70\ 000$, $D=0.002\ 6\ \text{m}$, $Z/D=2\sim 10$ 时的流场,并以此为标准实验校核了 4 种紊流模型。国内方面,苏红楨和王宁对叉排扰流柱内的流场和换热进行了详细的实验研究,苑中显用液晶显示的方法研究了实际叶型前缘冲击冷却的换热规律;向安定等对带射流冲击的短扰流柱排内柱面进行了传热实验,以进一步研究扰流柱表面的局部换热系数分布和换热规律。

1.1.3 冲击扰流柱数值模拟研究现状

目前,在对涡轮叶片尾缘部分的气膜冷却中,为了增强气膜冷却的效果,主要是通过尾缘狭窄通道中增加扰流柱来增强换热,扰流柱的通道换热和流动特性与扰流柱的种类、几何尺寸、

柱间距、排数、排列方式、雷诺数等有关。从已有的研究结果来看,顾维藻等用放大一倍模型对涡轮叶片通道的压力分布、冷热态阻力及局部换热系数分布进行了详细的实验研究;凌长明等比较了涡轮叶片尾缘区内冷通道扰流柱的排列方式中顺排及叉排的区别,并提出了一种沿流动方向叉排扰流柱的排列方式,并对扰流柱各种排列的传热与阻力塔形进行了综合分析和比较;Kenu-Shik Chang 和 Chang-Joom Song 对一排扰流柱的二维流动特性进行了数值模拟;Chyu MK 等对扰流柱排内部平均换热系数进行了研究;C. M. Ling 等对三角肋和直肋进行了比较研究;凌长明等对扰流柱与涡轮叶片劈缝出口的距离对叶片尾缘的气膜冷却的影响,并对偏劈缝出口的阻力的影响进行了三维数值模拟,计算研究表明扰流柱的位置对偏劈缝后尾缘的冷却效果影响不大,但有扰流柱时叶片尾缘冷却效果比无扰流柱时叶片尾缘冷却效果高约 20%;张靖周等运用商用 Fluent 软件,对具有相同横截面积的不同形状扰流柱,特别是水滴形扰流柱,在相同排列方式下的强化换热特性和压力损失特性进行了数值模拟和对比分析,结果表明水滴形扰流柱是一种能实现高冷却低流阻、替代常规圆形扰流柱的理想结构。

20 世纪 70—80 年代,人们针对圆柱形扰流柱开展了大量的研究工作,系统地研究了圆柱长径比、排列方式、端壁效应等对流动传热性能的影响;20 世纪 90 年代以来,为了满足发动机推重比的提高对涡轮叶片的冷却要求,人们开始寻求换热效果好、流动阻力低的扰流柱结构,并考察复杂旋转环境下的扰流效应,Sparrow、Grannis 等对钻石形扰流柱,Chyu 和 Natarajan 对方形扰流柱,Metzger、Ota 和 Li 等对椭圆形扰流柱进行了研究,这些研究帮助我们建立了一些异形扰流柱的流动传热基本概念,但有些物理特征并不清晰明确。譬如 Ota 等人对长短轴径比为 3 的椭圆形扰流柱的研究表明:与圆形扰流柱相比,换热可提高 20%,流阻却增加了近 1 倍。而 Li 等人对长短轴径比为 2 的椭圆形扰流柱的研究表明:在换热增强的同时,流阻仅为圆形扰流柱的 50%。可见人们对异形扰流柱的认识还很不深入全面,对于水滴形扰流柱的研究显得太少了。杨成凤等运用数值计算的方法对具有水滴形叉排扰流柱阵列矩形通道内的流动和换热过程进行了数值模拟,并与具有相同横截面积的圆柱形扰流柱进行了对比分析,以揭示水滴形扰流柱基本的物理特征。

1.1.4 本章研究内容

航空发动机是决定飞机性能的关键部件之一,而涡轮叶片又是航空发动机的核心部件,涡轮叶片的冷却在某种程度上决定着高性能航空发动机的实施应用。气膜冷却是目前较为有效的一种冷却方式,这种冷却技术的研究对发展新型航空发动机、缩小我国与先进国家的差距具有十分重要的战略意义。

热端部件的冷却技术一直是航空发动机的关键技术之一,它的主要特点是:与实验联系非常紧密,工程性和针对性都很强,需要大量的实验数据做支持,研究成本高,周期长,各国都将该技术视为核心机密,难以从公开发表的文献资料中获取实用的信息。我国要设计自己的高性能航空发动机,必须大力开展有关热端部件冷却的数值模拟研究,获取第一手的数据和资料,以丰富和完善我国自己的发动机设计体系。与实验研究相比,数值模拟研究具有耗资小、周期短、节省人力等优点,同时也具有数据完整的特点。因此,数值模拟研究已成为研究气膜冷却现象的重要手段。

我国在航空发动机设计方面,还处于基础研究层面,扰流柱或肋化壁面因其固有的强化传

热和结构特征在涡轮叶片的内冷结构中,特别是在涡轮叶片尾缘的冷却结构中起着十分重要的作用。众所周知,涡轮叶片强化冷却效果的提高往往和流动阻力、气动损失的增加联系在一起,为此,国内外的研究人员已开展了许多研究工作以优化扰流柱的几何结构。为了更好地开展研究,本章数值模拟应用 Fluent 和 Gambit 软件对 8 种几何模型进行了压比分别为 1.05、1.1、1.15、1.2、1.3、1.4、1.5、1.6、1.7、1.8、1.9、2.0 共 12 种工况下的数值模拟研究。因为这样可以研究单个或者多个参数的影响,其结果可用于改进和验证数值模拟或预测模型和计算程序。本章主要对冲击扰流柱的情况进行数值模拟研究,并对其进行换热分析。该研究获得的扰动强化对流冷却和冲击冷却数据对设计高温涡轮叶片的冷却系统具有较大的参考应用价值,在航空发动机高温部件的冷却方案的设计中也将发挥重要的作用。

1.1.5 本章的主要工作

- (1) 应用 Gambit 软件设计了 8 种不同的数值模拟模型(即几何模型),并划分网格。
- (2) 应用 Fluent 软件对压比分别为 1.05、1.1、1.15、1.2、1.3、1.4、1.5、1.6、1.7、1.8、1.9、2.0 共 12 种工况进行了数值模拟研究。
- (3) 对 8 种几何模型、12 种工况的流场结构(速度矢量和流线)、换热系数、压力分布和速度分布进行了计算,并主要分析了压比对换热系数的影响。
- (4) 应用 Tecplot 软件导出各个换热部位的换热系数随压比变化的 XY 曲线图及压比为 1.05、1.5、2.0 时的换热系数云图、压力云图、速度云图、速度矢量图和流线图。

1.2 数值方法

1.2.1 计算模型

如图 1-1 所示,前腔和后腔的长分别为 $10D_2$ 和 $25D_2$,宽均为 $12D_2$,高均为 $3D_2$;冲击孔开在隔板上,冲击孔直径 $D_2=0.8\text{ mm}$,冲击孔的间距为 $4D_2$,冲击孔的长为 $2D_2$;扰流柱直径 $D_1=1\text{ mm}$,扰流柱间距为 $4D_2$,扰流柱高度为 $3D_2$,扰流柱与冲击孔的距离 n 分别为 $3D_2$ 和 $6D_2$;中间冲击时 $H=1.5D_2$,端部冲击时 $H=0.6D_2$ 。另外,分为正向冲击扰流柱和交错冲击扰流柱(相邻冲击孔中心正对扰流柱,相邻扰流柱中心正对冲击孔)两种情况。总体来说,一共有 8 种计算模型。

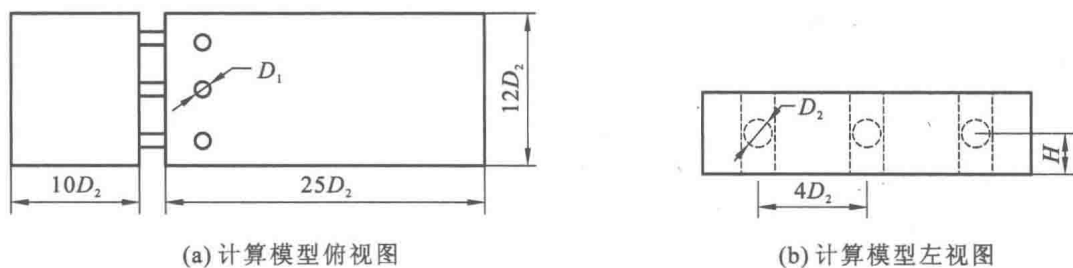
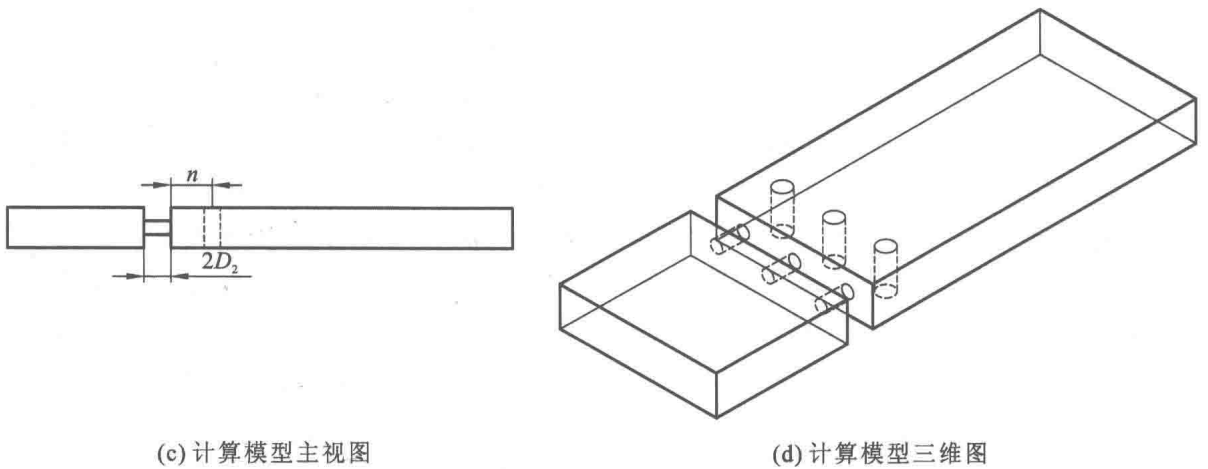


图 1-1 计算模型



续图 1-1

如图 1-2 所示,定义了 8 种几何模型三个特定截面,其中虚线区域代表 $x=3D_2$ 或 $x=6D_2$ 截面,由于其是扰流柱中心线所构成的平面,故称为扰流柱中心线平面;点划线区域代表 $y=0$ 截面,由于其是上下端壁中心线所构成的平面,故称为端壁中心线平面;细实线区域代表

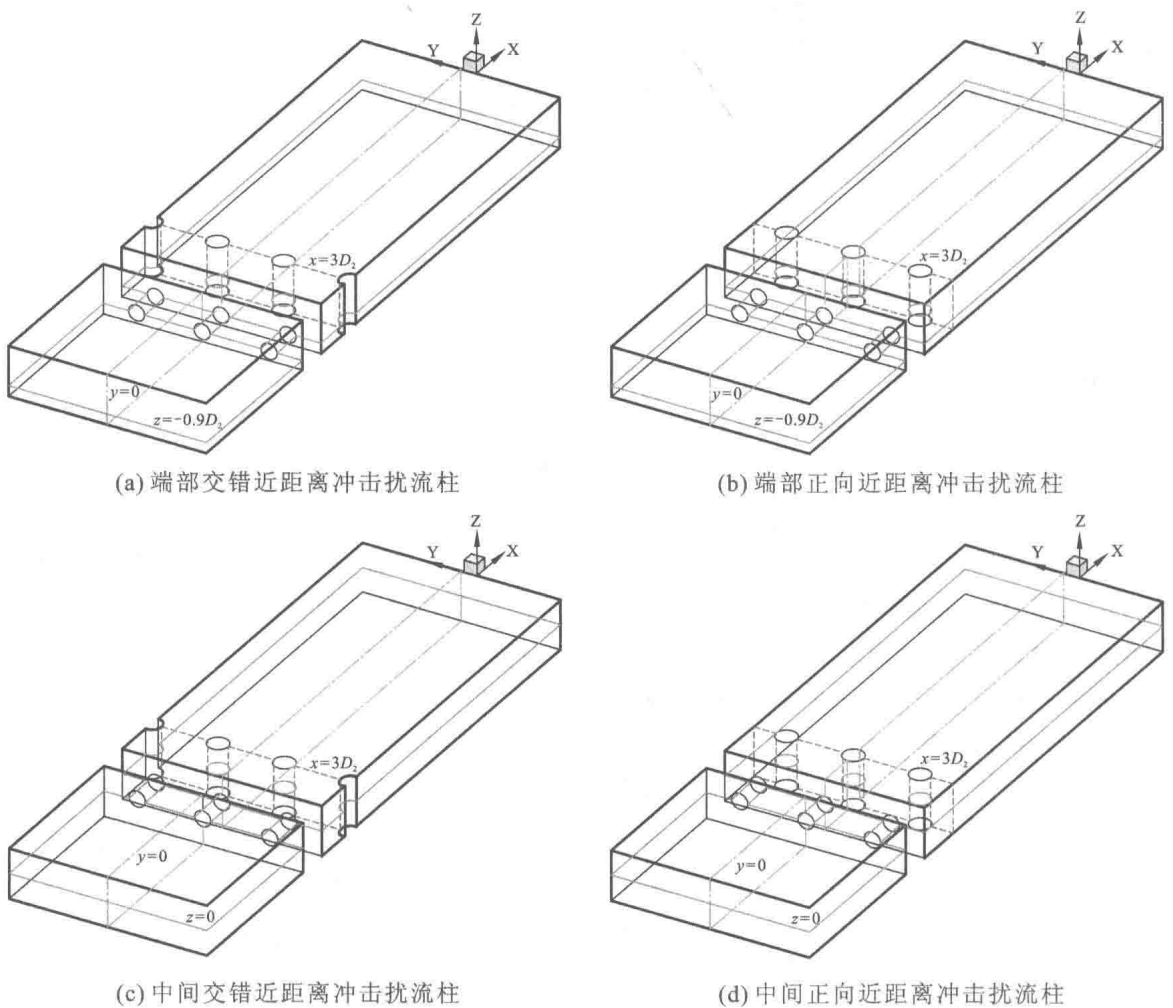
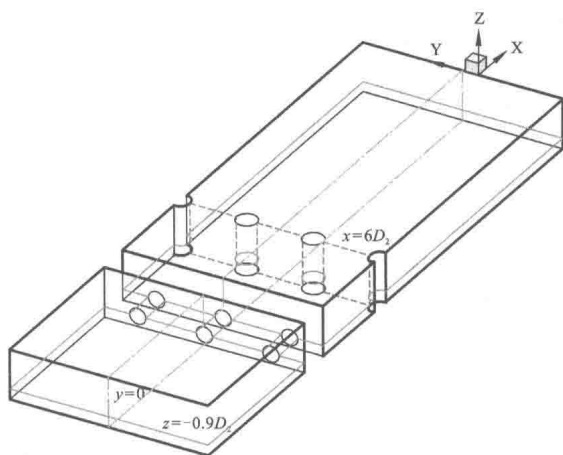
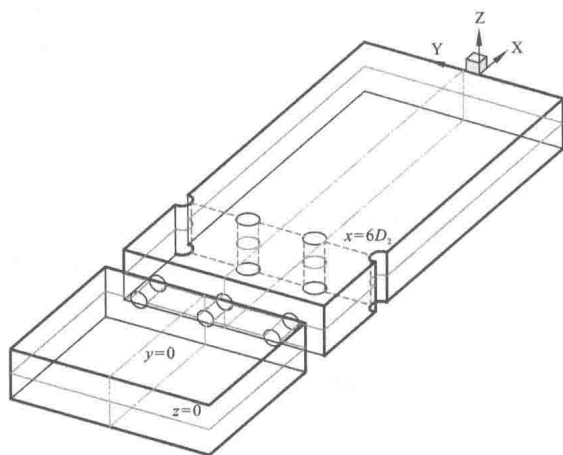


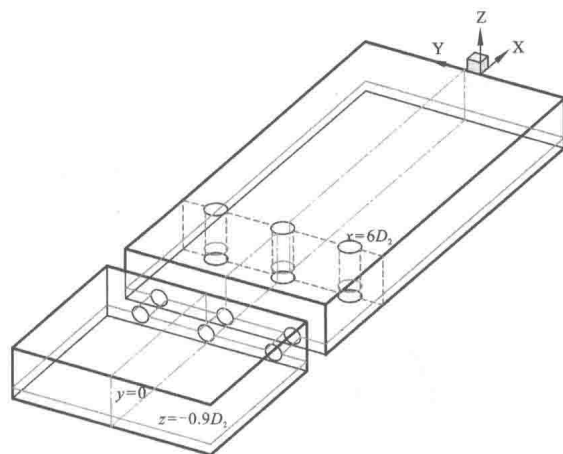
图 1-2 8 种几何模型特定截面



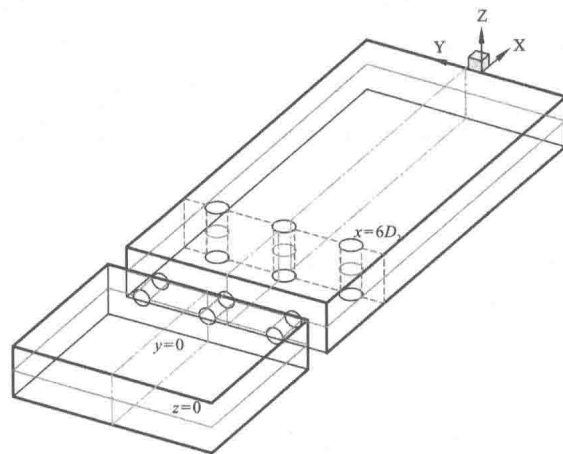
(e) 端部交错远距离冲击扰流柱



(f) 端部正向远距离冲击扰流柱



(g) 中间交错远距离冲击扰流柱



(h) 中间正向远距离冲击扰流柱

续图 1-2

$z=0$ 或 $z=-0.9D_2$ 截面, 由于其为冲击孔中心线所构成的平面, 故称为冲击孔中心线平面。定义这三个特定截面是为详细分析速度场分布而截取的。

1.2.2 控制方程

本章研究的是可压缩理想流体的流动问题, 在笛卡儿坐标系中, 以张量形式表示的湍流流动控制微分方程如下。

连续方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = 0 \quad (1-1)$$

动量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_i v_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho v'_i v'_j) \quad (1-2)$$

能量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_T \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right] \quad (1-3)$$

k 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (1-4)$$

ϵ 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v\epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \quad (1-5)$$

在上述方程中, $i, j = 1, 2, 3$, 分别对应正交直角坐标 x, y, z ; v 表示气流速度, 单位为 m/s ; ρ 表示气流密度, 单位为 kg/m^3 ; T 表示温度, 单位为 K ; p 表示压强, 单位为 Pa ; μ 表示气体分子黏性系数, 单位为 $Pa \cdot s$; k 表示湍流动能, 单位为 J 。

1.2.3 湍流模型

对于对流传热计算, 湍流模型的选取至关重要。以往的研究表明, 在传统 $k-\epsilon$ 湍流模型基础上发展起来的 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型具有更好的优越性。因此, 本章选用 Shih 等提出的湍流模型(简称 RKE), 它的 k 方程与传统 $k-\epsilon$ 湍流模型的形式完全相同, 只是其模型常量 C_μ 的取值方法不同, 而 ϵ 方程则有很大差别。Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型可使计算的雷诺应力满足所谓的“realizability constraints”, 从而使计算得到的湍流场更贴近实际情况。相关文献的计算结果表明, 在气膜冷却数值模拟中, Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型结合近壁区域的双层法处理(即增强壁面函数法)的计算效果优于其他湍流模型。与传统的 $k-\epsilon$ 湍流模型相比, Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型在两个方面有所改进: 第一, 对于湍流黏性系数计算公式中的系数项 C_μ , 不再简单地将其当成常量处理, 而是将其作为变量处理, 由流动参数确定; 第二, 湍流耗散方程由均方涡流脉动的精确运输方程推导而来。验证表明, Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型的直接好处是能对平板和圆柱射流的发散比率进行更精确的预测, 而且它对于旋转流动、强逆压梯度的边界层流动、流动分离和二次流有很好的效果, 求解精度也得到显著提高。另外, 在计算过程中笔者也尝试过 Realizable $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\omega$ 模型、SST $k-\epsilon$ 模型三种湍流模型, 进一步证明 Realizable $k-\epsilon$ 模型的收敛性最好。

Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型的输运方程为:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (1-6)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right\} + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v\epsilon}} \quad (1-7)$$

湍流黏性系数的计算公式为:

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon \quad (1-8)$$

上式中, C_μ 按下式计算:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{U^* k}{\epsilon}} \quad (1-9)$$

其中, $U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}}$, $\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk} \omega_k$, $A_0 = 4.04$, $A_s = \sqrt{6} \cos \varphi$, $\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$, $\varphi = \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6}W)$, $W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}}$, $\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}}$, $S = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}}$, $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$, ω_k 为体系的旋转角速度。

式(1-6)和式(1-7)中其他量的定义如下。

G_k 代表平均速度梯度对湍流动能产生项的贡献, 由下式计算得到:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (1-10)$$

G_b 代表浮升力对湍流动能产生项的贡献,在本章的计算中该项可以舍去。 Y_M 代表可压缩流的脉动膨胀对总耗散率的贡献,在本章计算中也可将其忽略。 σ_k 和 σ_ϵ 分别是对于 k 和 ϵ 的湍流普朗特数,其值分别为 $\sigma_\epsilon=1.0, \sigma_k=1.2$ 。 $C_1 = \max[0.43, \eta/(\eta+5)]$, $\eta = Sk/\epsilon$ 。 C_2 为模型常量,其值为 1.9。

1.2.4 壁面函数

湍流流动受壁面的影响很大,平均流动区域因壁面不光滑而受到影响。当然,湍流还受到壁面其他方面的影响。在离壁面很近的地方,黏性力会抑制流体切线方向的速度变化,而且流体运动受壁面阻碍,从而抑制了正常的流体波动。但近壁面的外部区域,湍流动能受平均流速的影响而增大,湍流运动加剧。前面所讲的湍流模型只适用于湍流核心区,而在湍流边界层附近并不适用。经典理论和大量实验研究表明,在壁面附近的流动大致可以分为三个区域:层流底层、过渡区、湍流核心区。针对近壁区域的特点,目前模拟近壁附近的流动主要有两种方法:一种是壁面函数法,它基于半经验的公式,在壁面附近并不精确地解析流动的梯度,网格密度可以较疏,如此一来,计算耗费的内存大大减小,计算时间大大缩短,故此种方法在工程湍流计算中得到了广泛的应用;另一种是近壁模型法,这种方法需对湍流模型进行修正,以解析壁面附近的黏性影响,壁面附近的网格必须很密。

本章计算采用的是增强壁面处理,是一种近壁模型方法,它通过增强壁面函数结合了一个双层模型。

本章采用的增强热壁面函数,在平均流速区域,其壁面的对数律分布为:

$$U^* = \frac{1}{k} \ln(Ey^*) \quad (1-11)$$

式(1-11)中,无量纲速度 U^* 和无量纲距离 y^* 的定义分别为:

$$U^* = \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P}{\tau_w / \rho} \quad (1-12)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (1-13)$$

上述几个公式中, k 是 von Karman 常数, E 是经验常数, $E=9.81$, U_P 是流体在 P 点的平均速度, k_P 是流体在 P 点的湍流动能, y_P 是 P 点到壁面的距离, μ 是动力黏性系数。理论上认为,当 $y^* > 30 \sim 60$ 时,平均速度的上述对数律分布才奏效,但在实际计算分析中,一般取 $y^* \geq 11.225$ 。当 $y^* < 11.225$ 时,即在紧贴壁面区域,则采用层流应力-应变关系:

$$U^* = y^* \quad (1-14)$$

因对数律分布仅在 $y^* > 30 \sim 60$ 时才成立,所以一般要求第一个内节点布置在旺盛湍流区。

壁面热量公式:

$$T^+ = e^\Gamma T_{\text{lam}}^+ + e^{\frac{1}{2}\Gamma} T_{\text{turb}}^+ \quad (1-15)$$

上式中:

$$\Gamma = -\frac{a (\text{Pr} y^+)^4}{1 + b \text{Pr}^3 y^+} \quad (1-16)$$

Pr 是分子的普朗特数, a 、 b 分别由下式确定:

$$a = 0.01c \quad (1-17)$$

$$b = \frac{5}{c} \tag{1-18}$$

其中：

$$c = \exp\left(\frac{E}{E^n} - 1.0\right) \tag{1-19}$$

1.2.5 模型网格

8种几何模型的计算网格均采用 Fluent 软件的前置网格处理器 Gambit 生成。为了保证网格质量,模型网格生成采用结构/非结构分块网格生成技术,即将几何模型分为前腔、冲击孔、后腔等几部分(见图 1-3),然后在这几部分中分别生成网格。为了使网格平滑过渡,疏密得当,本章有很多网格截面图。尤其是在三排扰流柱附近,网格有 5 条对称轴,如图 1-3(d)所示,力求该处网格满足对称要求。

为了更好地了解模型结构,本章导出了三维网格局部放大示意图(见图 1-3(f))。由于 8 种几何模型的整体网格和局部网格的示意图很多,结构很大,本章特选用有代表性的几张图。

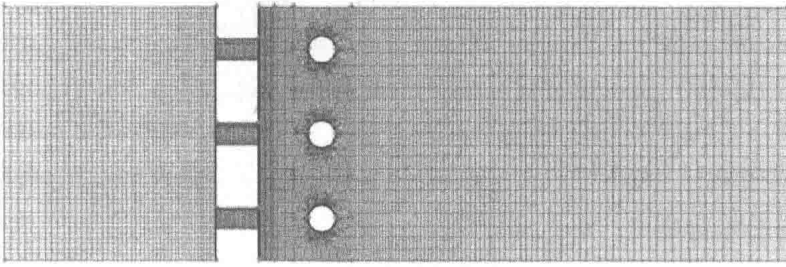
另外,为了准确计算边界层内的速度和温度分布,增强壁面函数要求临近壁面的第一层网格对应的 y^+ 在 1 左右,并且在近壁区($Re_y = \rho y \sqrt{k} / \mu < 200$)内至少有 10 层网格,因此气膜孔内和主流腔中临近测量面区域的网格都进行了局部加密,以满足其要求。图 1-3(c)和图 1-3(e)给出了几何模型的局部网格示意图。通过与更多网格数的计算结果对比,已经验证本章的网格系统获得的数值解是网格无关解(见表 1-1)。网格无关性测试时,选择正向近距离冲击扰流柱结构,分别做了 4 套不同数量的网格进行比较,每套网格的热流密度均为 $1\,000\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,避免了热流密度不一样对结果的影响,其中冲击孔是所有冲击孔换热系数的平均值,扰流柱也是所有扰流柱换热系数的平均值。将各网格换热系数与基准网格换热系数之差与 4 种网格换热系数中最大值的比值定义为无量纲换热系数,以 106 万~115 万网格为基准,无量纲换热系数都在 1%以内。如图 1-4 所示,即使网格数从 80 万提高到 150 万,无量纲换热系数最大值也在 2%以内(前腔上端壁最大为 0.73%,前腔下端壁最大为 0.76%,隔板迎风面最大为 1.69%,隔板背风面最大为 1.67%,后腔上端壁最大为 0.72%,冲击孔最大为 2%,扰流柱最大为 0.92%,净换热系数最大为 0.64%),进一步证明网格无关性。综合考虑计算速度和精确性,选择 106 万~115 万网格对 8 种几何模型进行计算。其他几何模型的计算都用与之相同的方法进行网格划分。

表 1-1 网格无关解

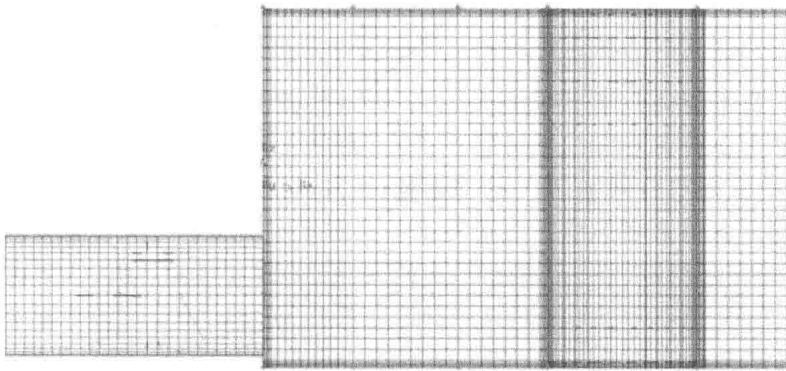
换热部位	80 万网格	106 万网格	115 万网格	150 万网格
前腔上端壁	496.736 94	496.656 37	495.144 32	498.774 35
前腔下端壁	496.622 89	496.463 01	494.942 26	498.713 62
隔板迎风面	969	968.849 37	977.201 84	985.440 67
隔板背风面	619.548 77	615.534 85	617.646 67	625.931 7
后腔上端壁	485.821 26	487.406 37	489.594 12	488.433 93
后腔下端壁	486.060 21	487.508 54	489.544 68	488.493 23
冲击孔	2 065.167 07	2 064.545 97	2 106.594 13	2 089.441 53
扰流柱	1 261.139 93	1 266.385 4	1 272.726 13	1 268.651 07
净换热系数	570.262 7	571.209 66	573.595 76	573.932 86



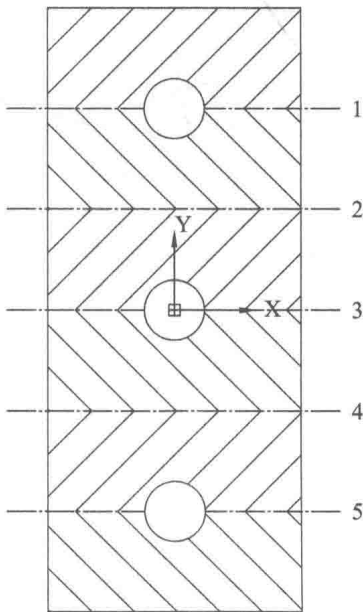
(a) 网格主视图



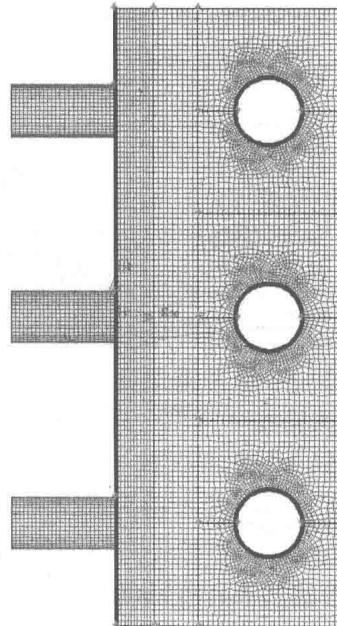
(b) 网格俯视图



(c) 二维网格局部放大图1

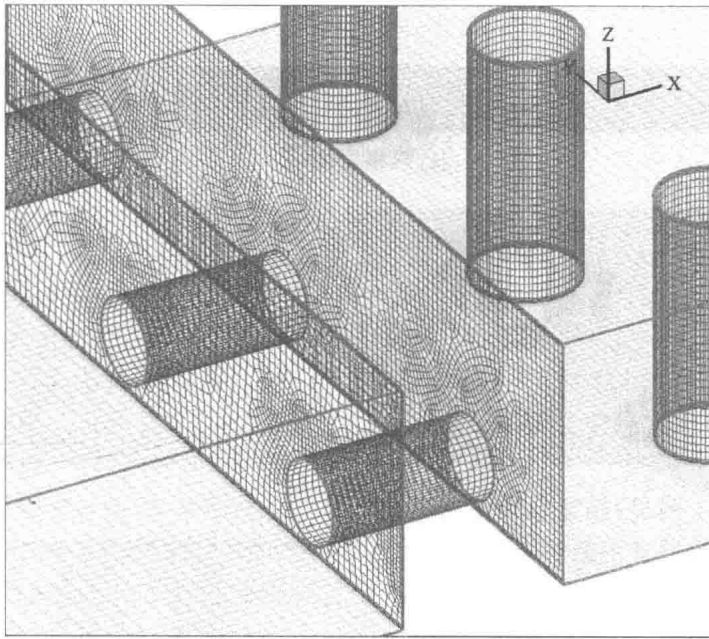


(d) 扰流柱网格画法示意图



(e) 二维网格局部放大图2

图 1-3 网格示意图



(f) 三维网格局部放大图

续图 1-3

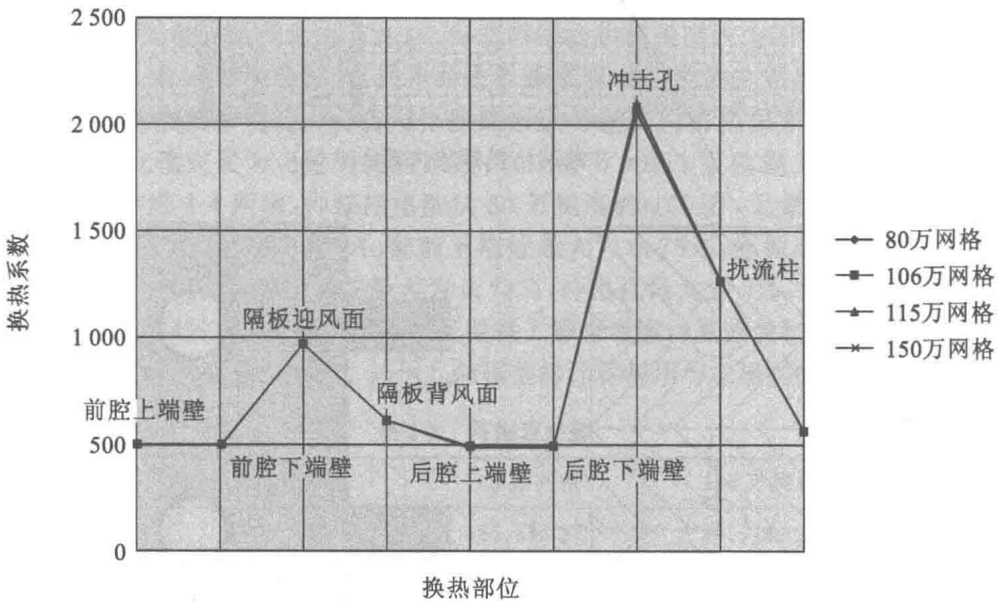


图 1-4 网格无关解

1.2.6 边界条件

density(密度)选用 ideal-gas(理想气体); specific heat(比热)选用 piecewise-polynomial(分段多项式); thermal conductivity(导热系数)选用 kinetic-theory(分子运动论); viscosity(黏度)选用基于分子运动论的 Sutherland 公式, 其方程如下:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{2/3} \frac{T_0 + S}{T + S}$$