

叶片机械 气动声学 译文集

钟芳源 主编译

陆桂林 等译

机械工业出版社

53.539

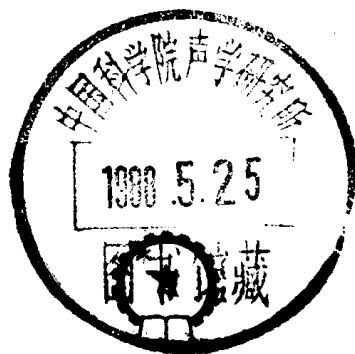
029

31

叶片机械 风机和压气机 气动声学

译文集

钟芳源 主编译
陆桂林 等译
王兆华 主校



机械工业出版社

4013546

本译文集按照突出基础性、有代表性、广泛性和实用性的要求，从200多篇文章中选择了33篇论文。内容共分四部分：（1）流动噪声原理及其测量技术；（2）轴流风机和压气机气动噪声机理以及气流和结构参数的影响；（3）轴流风机和压气机气动噪声的理论估计方法；（4）离心风机和压气机气动噪声的研究、结构和气流参数的影响、降噪措施以及理论估计方法等。

本书适用于广大从事风机噪声研究工作的科研、设计及试验人员参考，也可作为大专院校有关专业本科班或进修班的选修课程教材。

叶片机械 风机和
压气机 **气动声学译文集**

钟芳源 主编译

陆桂林 等 译

王兆华 主 校

责任编辑：周性贤 高文龙

封面设计：田淑文

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

北京通县建新印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本787×1092 1/16·印张30·插页·字数749千字

1987年11月北京第一版·1987年11月北京第一次印刷

印数 00, 001—01,970 ·定价：7.65元

*

统一书号：15033·6609H

译者的话

气动声学 (*Aeroacoustics*) 是以研究气体流动所产生的噪声[即所谓气动噪声 (*Aerodynamic Noise*)]为主要对象, 研究它的噪声源 (即为产生的机理)、气流和结构参数的影响、噪声级的理论估计方法以及降噪措施等内容, 并以研究开发气动声学设计方法来制造出低噪声, 国外常称之为安静发动机 (*Quiet Engine*) 或机器 (*Quiet Machine*) 作为最终目的。因此, 气动声学是属于气动力学和声学这两门学科之间的一门交叉性和边缘性的学科。当今国内外从事气动力学和声学这两门学科的研究工作者, 都怀着很大的兴趣对气动声学进行研究, 当然, 他们研究的侧重点和特长是不尽相同的。

古典声学 (*Classical Acoustics*) 的建立, 如以1877年Rayleigh的不朽著作“声的理论”的发表作为标志, 至今已有100多年了。可是, 气动声学, 如以1952年著名的Lighthill的非齐次波动方程及其解的提出作为标志, 发展至今仅30多年, 至于它的研究成果在工程技术上的应用, 历史那就更短了, 最多只有20多年。因此, 气动声学目前仍属一门新兴的、还在迅速发展的学科。

气动声学在近二三十年才获得发展, 其主要原因有两个: 一是由于二次世界大战后, 巨型喷气式飞机问世所带来的巨大的噪声污染, 以及由于近二十年以来, 随着世界各国对环境保护工作重视程度的提高而不断要求降低, 诸如通风、空调、冷却器及其它系统中所出现的气动噪声污染所致的; 二是气动声学发展必需建筑在气动力学和声学这两门学科本身发展的基础上, 且往往需要建筑在目前还未完全解决的一些难题的基础上, 例如, 气动力学中的“紊流流动”和“非定常作用力”的研究以及声学中的“紊流气流中运动的固体壁面所产生声辐射场的估计”等。因此, 气动声学的研究, 无论从理论计算, 还是从试验研究上来说, 都是有相当难度的。

上海交通大学动力机械工程系叶片机气动热力学研究室自1981年年底开始筹备开展叶片机气动声学研究, 至今已有六年。在这期间中, 我们主要做了如下四方面的工作: 1) 广泛搜集研究世界各国有关气动声学, 特别是叶片机气动噪声研究方面的文献资料, 以了解目前气动声学研究的现状和掌握今后发展趋势; 2) 分别开设硕士研究生课程和大学生课程“气动噪声”, 并逐年招收以气动噪声为题的硕士和博士研究生; 3) 筹建以能够同时研究叶片机气动性能和气动声学的试验室, 添置仪器, 掌握测量方法; 4) 把气动声学的理论和测量等基础性的研究 (如申请科学院科学基金和高等学校科学技术基金) 与国民经济迫切需要的新产品 (如节能低噪声风机和压气机等) 和新技术 (如飞机噪声的预估和机场噪声污染的评估等) 的开发, 紧密结合、互相促进。

根据这几年在气动声学研究工作中的体会, 我们认为: 为了系统扎实地开展我国叶片机气动声学的研究, 尽快广泛地进行为生产安静发动机和机器所必需的气动声学设计工作, 首要的任务就是要提高我国广大科技人员有关气动声学理论和气动声学设计方法的水平, 学习、消化、掌握世界各国的先进的理论和经验。正是鉴于上述想法, 我们从搜集到二百多篇有价值的国外文献中, 按照突出基础性、有代表性、广泛性和实用性的要求, 选择了其中的33篇, 编译了本译文集。

本译文集共分四部分:

第 I 部分“流动(气动)噪声原理及其测量技术”共三篇,皆属气动声学基础。它们是用来作为一般技术人员的培训教材,也可以作为大学生的选修课程的教材用。

第 II 部分“轴流风机和压气机气动噪声机理以及气流与结构参数的影响”共15篇,都是理论分析和试验研究相结合的文献,是本译文集的主要部分。本部分内容大致还可分成如下三个方面:1)气动噪声源(包括宽频噪声和离散噪声),即噪声产生的机理分析;2)结构参数(包括叶栅的结构参数、径向与轴向间隙、动静叶片数目的匹配等)和气流参数(包括转速、流量系数以及进气畸变等)的影响;3)典型降噪措施(包括旋转围带、锯齿形进气边、前倾叶片、不等距叶片、端壁边界层抽吸等)。这些文献所总结的宝贵经验,值得我国叶片机气动声学设计人员研究分析和借鉴。

第 III 部分“轴流风机和压气机气动噪声的理论估计方法”共六篇,分别介绍了 I. J. Sharland、M. V. Lawson、R. Mani、B. D. Murgridge 和 L. Morfey、S. E. Wright 以及 D. B. Hanson 等提出的当前有代表性的六种估计方法。为了比较全面了解这些方法的要点,我们往往只能选择首次发表或综合性介绍的文献。为了进一步了解这些方法的细节以及以后的发展,我们还在文章的参考文献中,补充列入了作者在该文以后所发表的代表作目录。这些文献主要是为叶片机气动声学理论研究工作,把叶片机的结构和参数与气动噪声级之间建立起数学关系式,使设计人员能在设计阶段就能预估该发动机或机器方案的气动噪声级,从而象通常所进行气动设计那样来进行气动声学设计,进一步还可以进行气动力学和气动声学的综合优化设计。

第 IV 部分“离心风机和压气机的气动噪声”共九篇,包括噪声源及机理研究,结构和气流参数的影响、降噪措施以及理论估计方法等。由于离心风机和压气机中流动的复杂性,使得它无论是在气动力学方面,还是在气动声学方面的发展,都要比轴流风机和压气机要差得远,因而,有分量的代表性的文章也不多见,我们只选中了这几篇。此外,本部分中我们还同时列出一篇斜流式风机的文献,尽管它既不属于轴流式,也不应属于离心式范畴。

本译文集的文献由钟芳源教授选定,由陆桂林负责全部译文统稿、修改和编译。叶片机气动热力学研究室的部分教师钟芳源、陆桂林、邵震、林文光,工程师金明月、罗次申,博士研究生顾大伟、王建民及有关人员徐维新、朱仲文、顾茸蕾和屠震参加了翻译。并由屠仁涌、陆桂林、罗曼芦和宋德耀参加了部分译文稿的初校工作。王兆华教授(热力涡轮机械博士研究生导师)作了详细审阅,校正了全部译文。此外,陆桂林还承担了译文集的组织工作和出版的技术性工作。

我们希望本译文集的出版,对促进我国气动声学研究和气动声学设计工作有所贡献,我们也愿意与全国气动声学研究工作设计工作者一起,努力奋斗,互相学习,争取早日出版总结我国自己研究成果的气动声学论文集。

上海交通大学动力机械工程系教授、热力涡轮机械
博士研究生导师、叶片机气动热力学研究室主任 钟芳源

1987年2月

目 录

I. 流动 (气动) 噪声原理及其测量技术	1
一、流体噪声产生的基本作用原理 Robert C. Chanaud	1
二、流动噪声 B. Stüber	11
三、气动声学测量和分析技术 Michicael E. House	44
II. 轴流风机和压气机气动噪声机理以及气流与结构参数的影响	87
四、给定风机供气要求下最小噪声风机的选择 R. C. Mellin	87
五、低压轴流风机产生的噪声 Y. Senoo, Y. Kodama	100
六、低压轴流风机产生的噪声之一——紊流噪声模型 T. Fukano, Y. Kodama和 Y. Senoo	113
七、低压轴流风机产生的噪声之二——叶片数、叶片弦长及弯角的影响 T. Fukano, Y. Kodama和 Y. Tkamatsu	123
八、低压轴流风机产生的噪声之三——旋转频率、叶片厚度和叶片外形的影响 T. Fukano, Y. Kodami和 Y. Takamafsu	133
九、低叶尖速度轴流风扇噪声机理的划分和设计上的考虑 R. E. Longhouse	146
十、低叶尖速度轴流风机的涡流脱落噪声 R. E. Longhouse	155
十一、旋转围带对轴流风机叶尖涡流噪声的控制 R. E. Longhouse	171
十二、合理设计转子结构以减小轴流风机干涉噪声 P. E. Duncan	180
十三、用消除环壁边界层来降低轴流风扇噪声 C. J. Moore	191
十四、斜叶片用于船舶螺旋桨和汽车风扇 Nealo A. Brown	200
十五、低压比风机噪声的试验和理论 F. B. Metzger, D. B. Hanson	210
十六、转子叶尖不规则流动与静叶片的相互作用成为的噪声源 J. H. Dittmar	221
十七、风机进口处的扰动及其对声学试验数据的影响 K. L. Bekofske, R. E. Sheer, 和 J. C. F. Wang ²³²	
十八、进气畸变分布对风机噪声的影响 H. Kobayashi, J. F. Groenweg	245
III. 轴流风机和压气机气动噪声的理论估计方法	258
十九、轴流风机的轴声源 I. J. Sharland	258
二十、压气机噪声的理论分析 M. V. Lawson	273
二十一、轴流风机叶片列辐射的离散频率噪声的产生 R. Mani	290
二十二、轴流风机噪声源 B. D. Mugridge, C. L. Morfey	304
二十三、转子噪声产生过程的频率趋势 S. E. Wright	325
二十四、风扇静叶噪声的统一分析方法 Donald B. Hanson	337
IV. 离心风机和压气机气动噪声	361
二十五、离心风机中气流的气动和噪声研究 N. Venkatrayulu, D. Prithvi Raj, S. Arumugham	361
二十六、离心风机降噪方法述评 W. Neise	370
二十七、斜流风机试制研究 伊吹征太	387
二十八、风机声学相似定律 W. Neise, B. Barsikow	395
二十九、相似定律在离心风机叶片通过频率噪声上的应用 W. Neise	407
三十、高比转速机翼型叶片风机的研究 S. Suzuki, Y. Ugai	420
三十一、机壳对离心风机噪声的影响 J. B. Moreland	432
三十二、管道离心叶轮的声学模型之一	

VI

管道离心叶轮声学特性的试验结果	K. W. Yeow.....	444
三十三、管道离心叶轮的声学模型之二		
集中阻抗模型	K. W. Yeow.....	452
附录.....		472

I. 流动（气动）噪声原理及其测量技术

一、流体噪声产生的基本作用原理

Robert C. Chanaud
Dyna-Systems, Inc.
Denver, Colorado

1. 前 言

从史前年代以来，人们对于由流体-液体和气体-运动而产生的声音已经十分熟悉。在空气中的声音，人们称之为气体动力声，在液体中的声音，则被称为流体（水）动力声。风吹过树枝所产生的啸声、人造簧管乐器和水壶的“唿哨”声以及人的口哨声等，都是普通的气体动力声源的实例。尽管人们长期与这种不可见的声源相处在一起，可是一直到二次世界大战以后，人们对它的了解仍旧很少。涡轮喷气飞机和火箭这两个世界上最巨大的气动力声源的出现，促使我们的一些才智出众的人，化费了几年时间，把注意力转移到建立声学新领域的基础。目前这个基础已经建立，而且由此所产生的技术领域正在理论上和试验工作上续继扩展。在生物学领域中，我们已了解有机物的许多原子结构单元，还积累了丰富的临床经验，可是我们至今仍不能解决诸如癌症和遗传变态等重大课题。同样地，在流体噪声领域中，我们知晓了许多机理，并已经积累了大量声学数据，可是我们现在仍还不能解决某些令人苦恼的噪声问题。飞机噪声是一个最通俗的实例，而汽车冷却风扇和建筑物通风系统用的风机的噪声，尽管具有同等重要程度，却不为人们所熟悉。

噪声问题的常规解决方法是在声音产生以后再去吸收它，即吸声。对流体致声机理的根本了解，（就可导致在声源处防止或减少噪声的发生。这是一种耗费较少的手段。因为噪声的预防最好是在机器的设计阶段中予以实施，我们准备以这样的方式来介绍噪声发生的机理，即工程师可以用它来分析他的设计，并可在毋须复杂的数学技巧的条件下确定噪声的潜在原因。（首先我们要讨论声音发生过程的物理基础，然后将它扩展到不同过程的数学模型，最终得出流体发声的完全方程。

2. 声发生的物理过程

在本节中，我们以较直观概念来叙述声音如何能够由一个局部的物理过程所产生。这些概念可用以在实践中识别（而且常常是定量化）声发生的机理（基本作用原理）。

当讨论流体机械所发生的噪声时，主要是三个阶次的声源，即单极、偶极和四极声源。这些声源的主要特征概要地列在图1-1上，并在下面予以讨论。

2.1. 单极

单极可以认为是一个脉动质量流的点源。如果一个小气球的中心被安置在这个点源上，我们便会观察到，该气球随着质量的加入或排出而膨胀或收缩。这个运动总是纯径向的，而周围的流体则应该压缩以适应其运动。这样一来，一个球对称的声场便会形成。如果我们并

不知道气球内所发生的事，我们可以设置一个数学的球形边界环绕这个声源，就会观察到通过该边界有流体的累计的净流量的流出与流入。于是，我们推断，这就是单极。如果声场的振幅和相位在球表面上每一点都是相同的，那末该声源就是单极。

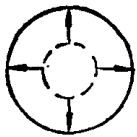
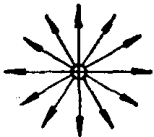
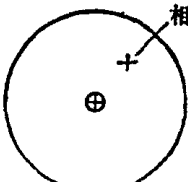
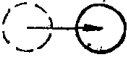
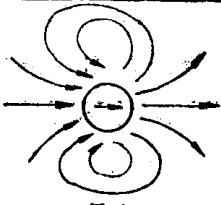


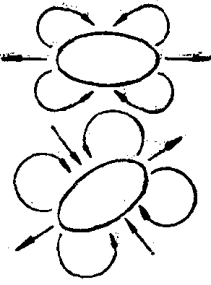
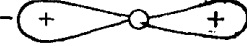


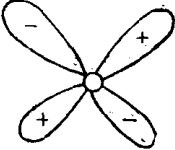
声源	源运动	流场	声场
单极	 体积变化 符号 \oplus	 径向	 球面上均匀 相位
偶极	 质量中心的变化 \ominus \oplus	 晃动	 两极-相反相位
四极 纵向	 \ominus \oplus \oplus \ominus		 两极和四极
侧向	 \oplus \ominus \ominus \oplus		 两极和四极

图1-1

现在我们准备讨论产生单极声场的某些真实世界中的现象。当我们提及形成流体向外或向内的运动的过程时，我们立刻断定，爆炸就是单极源。事实上，氢弹是世界上最大的单极。液体的沸腾或气蚀造成该液体向外爆炸，而随之的是向内的破灭。流体颗粒的燃烧则是又一个例子。如果我们围绕一个(活塞式)发动机排气管划出一个边界，我们将看到排气管端有一个脉动着的质量流。只要声波波长大于该管直径，该声场就十分接近于一个单极点源。在以上给出的每个实例中，我们仅考虑了由流体运动所产生的对声场的影响，而并没有计及固体振动的影响。

2.2. 偶极

偶极可以认为是相互十分接近、而相位相差 180° 的两个单极。如图1-1所示出，如果我们沿整个球形边界进行积分，流体的净流率总是显示为零，因为流入的流量等于流出的流量。但是，因为流入流动与流出流动的方向一致，它们的动量是相加的，所以该系统就存在

一个净动量。根据牛顿定律，一定可望找到一个与偶极有关的力。偶极的第二种描述是把它认为是一个由振荡作用力驱动的小球。两种描述下，在测量边界上的流体运动是等价的。注意到沿着动量变化或作用力的轴向存在着径向流动，我们可以推断那里可压缩运动或声学运动是最大。在与该轴相差 90° 的方向上，没有径向运动存在。于是，该声场有一个最大值的占据方向，而与轴垂直的方向上应该为零值。该声场的每一个声瓣相差 180° ，正象在声源处流体的流出流动与流入流动的相位差那样。我们要注意，如果质量中心产生运动，一个偶极源就将存在。

为了更好地了解偶极源，我们首先要讨论那些由振动着的固体所产生的偶极源。由作用的力所造成的球的往复运动，或者是乐器上的振动着的弦，都是力的偶极的实例。如果我们弹拨该弦，或者打击一个铜钹，我们就将振荡的动量给了它们，而这些振荡的动量部分地由于声辐射而衰减，铜钹演奏者，在打击他的铜钹以后，就转动它们，于是偶极轴就被指向听众！在上述每一个实例中，物体的力或动量随时间而变化。在非定常运动中的力也能产生一个声场。不平衡的转子是一个实例，那里力是定常的，但却以垂直于旋转轴而旋转着。直升机翼片上的升力是平行于旋转轴的。上述两种情况也会使偶极声场发生，尽管从加速坐标系来看，力是定常的。

上述这些概念可以转换到只存在流体运动的情况下。我们如何能够把力直接作用到流体上去？脉动着的电场作用于带荷的流体（离子化气体）上，总会形成一个体积力，因此，一定会导致声辐射的发生。一般来说，上述的力是十分小的。脉动力也可以通过表面力而作用于流体上。运动着的固体表面就是显而易见的一种方法。然而，是否存在一种消极的方法使固体表面成为产生力的根源？回答是肯定的。例如，风吹到任何一个尖边缘的固体上。固体表面的某些结构形状会改变流体力学的场，使得能量从定常流动中汲出，并以净脉动力的形式作用在固定的固体材料上，将能量加入到脉动流动中去。它的反作用力导致发生偶极声场。这类偶极源中最好的例子，也就是最常见的，气动力声源——风吹过电线所形成的哨声。围绕圆柱的流动在其尾迹区域中变为不稳定，从而形成被称为卡门涡街的脉动尾迹动量。该动量脉动直接导致升力和阻力脉动，后两者会产生轴方向相互垂直的两个偶极声场。所有气动力表面（机翼和风扇叶片）和水动力表面（水翼和泵叶片）的流出边都会导致脉动尾迹、脉动力和偶极声场的发生，即使这些固体本身并不产生声也是如此。

也有在进气边形成偶极声场的情形。遭遇到脉动流动的任一表面，其作用必定如同动量分离器一样。在散热器尾中的汽车风扇只是一个例子。因为流体运动是非线性的，基本理论考虑了声场对声源的反馈作用。于是，存在着一个啸声机理的图谱，那里声场引起流体的总动量脉动，而该流体随后遇到产生声的固体表面，再次反馈给该流动。

2.3. 四极

四极可以认为是由两个具有相反相位的偶极，因而也就是由四个单极所组成。因为偶极有一个轴，所以偶极的组合可以是侧向的也可以是纵向的，如图1-1所示。侧向四极代表剪切应力，而纵向四极则表示纵向应力。四极具有两根主轴，一个是沿着诸力的方向，而另一轴则在诸力当中。因为纵向四极是侧向四极的退化形式，它只有一根轴，并在声场中只产生两个声瓣。相反，侧向四极则有两根轴和四个声瓣。沿着围绕四极源的球形边界积分，既没有净质量流率，也没有净作用力存在。

机械应力和磁应力都能作用到流体上去。机械应力最常见于诸如射流和边界层那些具有

大的平均速度梯度的区域。磁应力可以作用于任何带有电流的介质上。因此，我们可望在实际上每一个流体流动中找到四极声源。以后可知，在大多数情况下，这些声源的声功率小得微不足道。

2.4. 实际声源

任何实际声源可以由具有适当的相位（或时间滞后）和幅值的诸单极的一个分布系统来组成。正常情况下，不可能把这样的问题公式化。采用称为偶极和四极的这种单极的特殊组合，就允许把我们的直觉知识用于特定问题。考虑一个机器噪声问题，我们通常可以判定哪一种形式的声源是占主导地位，并根据这种判定预见声源的某些特征。于是，困难就集中在用一个点源来近似一个多源的分布。如果能作出这种近似的话，那末我们就可以用以上讨论的简单物理模型来掌握许多有关给定过程的声的产生。

令人惊奇的是，对于许多实际机器来说，点源模型的采用是一个十分有用的技术。这种近似所用的一般准则是，所要研究的最高频率的波长 λ 应该远大于声源的物理尺寸 L 。如果我们考虑的是发射着高频噪声的大型汽轮机，那末这种近似可能是不正确的。然而，发射着高频噪声的机翼仍可以采用点源模型，即使 $L > \lambda$ 。这是因为准则适用于实际声源（流体流动）的物理尺寸，而不是机翼本身的尺寸。在紊流流动中，相关尺度是英寸或小于英寸的数量级。每个相关面积或相关体积，可以被认为是一个小尺寸的孤立声源。于是，一个很大的机翼或转子叶片，可以用沿着叶片展长分布的孤立点源的总和来模拟。在分析流体力学噪声问题中，应用相关长度的概念，是十分重要的。

相关还以另一个重要方式被引入声的产生过程。我们研究具有两个叉的音叉。每个叉都有一个偶极状的流动围绕着叉体和一个运动着的质量中心，因此，就是一个偶极声源。考虑两叉的间距远小于其波长的那些频率，如果我们同时向内弹拨两个叉，就产生一个纵向四极声场。如果其中一个叉略长些，那末它将缓慢地产生相位移，直至它们以同相位运动来代替相反相位的运动。这时，双幅值的偶极场就将形成。人们可以想象，如果有一宽频带过程，其中相关系数既非+1，也非-1，我们会同时具有两个源的一些内容。这里的要点是，一般的噪声控制规律，即以减少声源之间的正的相关系数使之趋于零的做法，应该进一步扩展到产生负的相关系数，以建立一个不大有效的（指声辐射效果——译者注）的高阶声源（指四极源——译者注）。

3. 声源的数学表达式

波动方程的解使每一阶次的声源（指单极、偶极、四极声源）有一数学表达式。声压级和声功率级是两个重要的变量。对每一种形式的单一频率的声源，相应的方程如下：

单极

$$L_p = 20 \log \left[\frac{\rho_0 f q}{2r \rho_{ref}} \right] \quad (1-1)$$

$$W = \frac{\pi \rho_0 f^2 q^2}{c_0}$$

式中 ρ_0 ——流体平均质量密度；

f —— 频率;
 q —— 均方根体积流率;
 c_0 —— 平均声速;
 p_{ref} —— 参考声压, $20\mu\text{Pa}$;
 r —— 声源至接受点的距离。

偶极

$$L_p = 20 \log \left[\frac{F \cos \theta}{4\pi r p_{ref}} \sqrt{\frac{1+k^2 r^2}{r^2}} \right] \ominus \quad (1-2)$$

$$W = \frac{\pi f^2 F^2}{3\rho_0 c_0^3} \ominus$$

式中 F —— 均方根作用力;

$$k = \frac{2\pi f}{c_0} \text{—— 波数;}$$

θ —— 与偶极轴的夹角。

四极

侧向四极

$$W = \frac{4}{15} \frac{\pi^2 f^4 \tau_{xz}^2}{\rho_0 c_0^5} \ominus \quad (1-3)$$

纵向四极

$$W = \frac{4}{5} \frac{\pi^2 f^4 \tau_{zz}^2}{\rho_0 c_0^5} \ominus \quad (1-4)$$

式中 τ_{xz} —— 均方根剪切应力;

τ_{zz} —— 均方根纵向应力。

我们可以用量值加倍以后, 分贝 (dB) 增加的多少来概括上述诸声源的某种规律。只要声源的幅值 (质量流量、力、应力) 加倍无论哪种声源的输出声级就增加 6dB。

单极的和偶极的频率增加一倍, 导致声级增加 6dB, 而对四极声源, 则相应增加的是 12dB。这样就可联想到在任何一个声谱的高频段, 四极源的相对重要性 (见图 1-2)。

数学表达式在有因次的形式下, 我们不可能对其重要性有更多了解。利用流体力学中常用的一些参数, 把上述诸方程变成无因次形式, 我们可以了解得更多些。

⊖ 原文中式 (1-2) 中 F 误为 $3F$; $\frac{\pi}{3}$ 误为 3π ; 式 (1-3)

中 $\frac{4}{15}$ 误为 $\frac{5}{3}$, $\frac{4}{5}$ 误为 45。——译者注

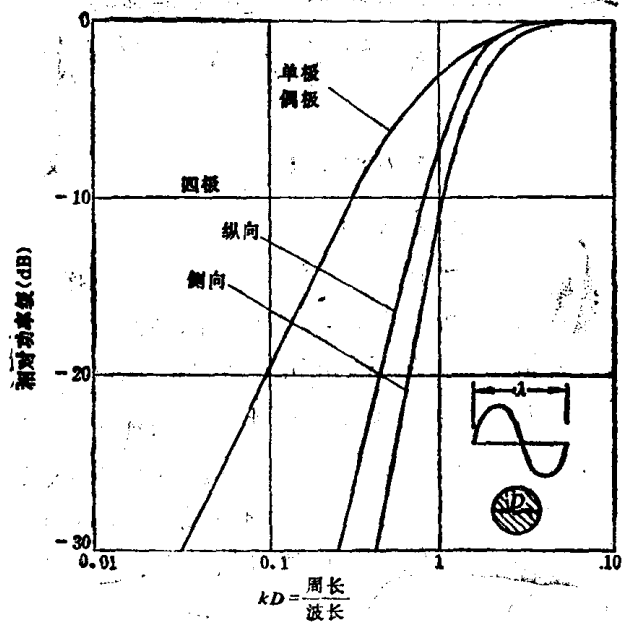


图 1-2

4. 无因次表达式

相似性分析已经在流体力学中应用多年，雷诺数是其中最为熟悉的。采用特征速度 U 和特征长度 L ，我们可以列出几个有意义的无因次参数：

$$S = \frac{fL}{u} \quad \text{斯特劳哈尔数(Strouhal Number)}$$

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad \text{雷诺数}$$

$$M = \frac{u}{c_0} \quad \text{马赫数}$$

$$\hat{F} = \frac{F}{\rho_0 u^2 L^2} \quad \text{无因次力}$$

$$\hat{\tau} = \frac{\tau}{\rho_0 u^2 L^3} \quad \text{无因次应力}$$

$$\hat{W} = \frac{W}{\rho_0^3 L^2} \quad \text{无因次声功率}$$

式中 ν ——流体的运动粘度。

Strouhal 数是一个频率尺度的参数，它常常可单独用来决定声源的尺寸大小，因而也就对声源识别。有一段时期，曾经有过关于轮胎噪声是由轮胎面还是外胎振动所造成的争论。把典型的每小时50英里的数据代入 $s=0.2$ (Strouhal 的原始数值)，即可提醒人们，该声源尺寸是处于1in的数量级。

因为大家已经知道，大多数声学公式都是无粘的，所以雷诺数不会以显式形式出现。采用了这些无因次参数，我们就可以把式(1-1)~(1-4)转换成下述形式：

单极

由式(1-1)转换为：

$$W = K \frac{\rho_0}{c_0} \left(\frac{q^2}{Q^2} \right) \left(\frac{fL}{u} \right)^2 U^4 L^2$$

$$\hat{W} = K s^2 M \left(\frac{q^2}{Q^2} \right)$$

式中 K ——未知的常数；

Q ——平均体积流率。

相似理论认为，在动力相似系统中，与脉动的体积流率与平均体积流率的比值一样，Strouhal数(或 Strouhal 数谱)基本上也保持为常数。这样，我们可以预料，单极的无因次声功率仅与马赫数成正比，而实际声功率则正比于平均速度的四次方。当体积流率比变化时，雷诺数的影响将显示出来。如果人们希望确定单极源是否占主导地位，他必须观察在 Strouhal 数为常数下(而不是象通常那样，在频率为常数下)，声功率随平均速度的变化规律。人们可望，平均速度加倍时，声功率级将增加12dB；长度尺度加倍时，声功率级将增加6dB。

偶极

由式(1-2)转换为：

$$W = K \frac{\rho_0}{c_0^3} S^2 \widehat{F}^2 u^6 L^2$$

$$\widehat{W} = K S^2 M^3 \widehat{F}^2$$

利用动力相似原理，我们可以预料，偶极的无因次声功率随马赫数的三次方而增加，而实际声功率则随 U^6 而增加（ U 加倍，声功率级增大18dB）和随 L^2 而增加（ L 加倍，声功率级增加6dB）。此外，雷诺数的影响是内含地出现在无因次力项中。例如在紊流边界层中，该力正比于紊流强度，而紊流强度则取决于雷诺数的大小。

四极由式(1-3)转换为：

$$W_{LAT} = K \frac{\rho_0}{c_0^5} S^4 \widehat{\tau}_x^2 u^8 L^2$$

$$\widehat{W}_{LAT} = K S^4 M^5 \widehat{\tau}_{xz}^2$$

由式(1-4)转换为：

$$W_{LONG} = K \frac{\rho_0}{c_0^5} S^4 \widehat{\tau}_{zz} u^8 L^2$$

$$\widehat{W}_{LONG} = K S^4 M^5 \widehat{\tau}_{zz}^2$$

四极不仅与频率有强烈的依赖程度，而且还取决于 U^8 （特征速度 U 加倍，声功率级增加24dB）和 L^2 （特征长度 L 加倍，声功率级增加6dB） \ominus 。由此，我们可以明白，要是四极源占主要份额，那末它总是在高速情况下。

速度对声功率所产生的影响有两个方面：1) 声功率正比于速度的某一高幂次值；2) 声源趋向高阶次，声功率的幂次值就增加。熟知的实例是汽车发动机的排气管。在额定排气速度下，脉动流动在其排气管出口处产生一个单极源。如果排气管尺寸对所需的流动来说，显得过小的话（在高负荷下的旅行车），人们听到的是滋滋声。这个声音实质上是偶极声，它是由于管口边处的动量脉动所造成的。进一步增加流动速度，我们便会得到四极源的喷气噪声。

5. 模型应用的实例

图1-3示出导管轴流风扇的声学模型，每一个小图表示依次增加详尽程度的模型。图中a示出该风扇采用一个点源的模型。如果该声源是用来代表低频脉动质量流动，那末这个模型是有用的，因为这时特征速度和尺度将是轴向流动速度和风扇直径。图中b示出四个点声源的模型，每个声源代表每个叶片上互不相关的升力脉动，因此恰当地是偶极源。这时，特征速度和尺度是叶顶速度与叶片长度。在图中c上，每个叶片是由相距一个相关长度的若干个点源来代表。现在的特征速度是 $U = NR$ ，这里 N 为每分钟转速，而 R 是点源所处的半径。将这些值代入前述偶极方程式，我们可以看出，叶顶处是主要噪声源。这时，特征尺度是叶片弦长。

这个简化技术的采用，使我们能够用基本声源来分析噪声问题，并能了解许多关于声的产生如何依赖于那些基本运行参数。我们在这里选用的参数就是那些计算机性能所应用的值，因此，当一个设计被修改时，相应的声的产生的变化也就可随之估计出来。

\ominus 原文误为12dB——译者注

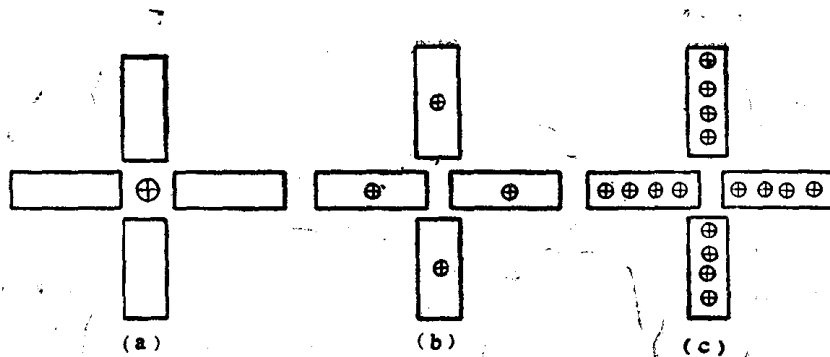


图1-3

6. 基本方程

上述讨论全部建筑在对精确方程的工程近似基础上，而精确方程的求解，就它们的大多数来说，是十分棘手的。我们在这里介绍那些结果，并在适当的地方把它们与以上的陈述联系起来。

由流体产生的噪声只能利用诸控制方程才能与由其他材料产生的噪声区别开来。因此，我们把固体力学声源，主要是板和壳，看作由弹性力学方程控制；而流体力学声源则是受纳维-斯托克斯方程控制。有足够多的普通的材料，它们同时具有上述两者的特性，以致总有一天，我们也许必须发展一种理论来估计干乳酪的层流超音速流动所引起的噪声。幸而，两个最常见的物质——空气和水，遵循流体运动方程，并且是流体产生噪声的主要来源。

M. J. Lighthill 在他的两篇经典性论文中，第一个对流体力学声产生的原理作出基础性的透彻理解。随后，许多研究人员分析并发展了他的理论。下面我们示出两个控制微分方程，它们对构成下述声学方程是必须的，然后又介绍声学方程的解。

第一个重要方程是与质量守恒有关的方程（也称连续方程）。采用笛卡尔张量符号，它就是：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1-5)$$

式中 t 和 x_i 分别是时间和空间坐标；

ρ ——质量密度；

u_i ——速度。

第二个重要方程是作用于确定的微元体积上的牛顿第二定律。采用笛卡尔张量符号，即为

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j)}_{\text{流体响应}} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (p_{ij})}_{\text{表面力}} + \underbrace{\xi E_i - \frac{\partial}{\partial x_j} (H_{ij})}_{\text{体积力}} \quad (1-6)$$

式中 $p_{ij} = p\delta_{ij} - \sigma_{ij}$ ——由压力标量 p 和粘性应力张量 σ_{ij} 所组成的应力张量；

ξ ——电荷密度；

E_i ——电场矢量；

$H_{ij} = A\delta_{ij} - B_{ij}$ ——磁应力张量，而

$$A = \frac{\mu}{8\pi} |H|^2, \quad B_{ij} = \frac{\mu}{4\pi} H_i H_j$$

我们注意到 $-\frac{\partial}{\partial x_j}(H_{ij})$ 在符号表示法中通常记作 $JX\mu H$ 。 H_{ij} 的第一部分是一个标量，相当于流体的压力，而第二部分是与粘性力相类似的应力张量。于是， H_{ij} 的作用如同 p_{ij} 。

方程 (1-5) 对时间、方程 (1-6) 对空间求导，消去相同项，我们得出用密度变化来表示的波动方程：

$$\epsilon^2_0 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} - \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = -\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial y_i}{\partial x_i} \quad (1-7)$$

$$T_{ij} = \rho \mu_i \mu_j - \sigma_{ij} + B_{ij} + (p - A - c^2 \rho) \delta_{ij}$$

$$y_i = \xi E_i$$

方程右边诸项可被解释为“源”项，是由它们才造成密度波的传播。该方程并不比原先的方程 [指方程 (1-5) 和 (1-6) ——译者注] 少一些非线性性质；因为流体质量密度出现在源项中。于是，反馈就有可能发生。Lighthill 是在这个反向作用很小的假设下，对射流流动进行研究，并由此发展出他那现在十分著名的解。他的形式解，连同附加项和边界条件在下面给出。

为了得到最为一般形式的解，我们采用图 1-4 所示出的图形。流体介质所占的整个体积被分成两部分， $G \neq 0$ 的源区域 V_A 和 $G = 0$ 的传播区域 V_B 。为了允许有其它介质的存在，我们还规定有一界面与这两部分区域在一起。典型的材料是固体。例如，直升飞机桨叶就是在源区域中的固体表面 s_A ，而地面则将是在传播区域中的一个反射、吸收表面 s_B 。图 1-4 上所示表面 s_B ② 是为了表示可能使用几种不同的介质作为界面。这个附加表面通常设置在无限远处，用来表示敞开着的大气。应该指出，上述诸边界都是指在空间坐标上固定的；如果物理边界产生运动，例如振动着的平板，那末上述诸方程还要计及该运动所带来的影响。

式 (1-7) 的解是体积分和面积分的一个冗长的序列，并可写成如下形式：

$$4\pi[\rho(p_0, t) - \rho_0] = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{V_A} [T_{ij}]^* \frac{dV}{r} - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{V_A} [\xi E_i]^* \frac{dV}{r} - \int_{V_A} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_n) \right]^* \frac{ds}{r} + \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{s_A} [\rho u_i u_j + p_i + H_i]^* \frac{ds}{r} + \text{纯声学诸项} \quad (1-8)$$

采用字母 n 以表示垂直于边界表面的导数或分量。式中 $[]^*$ 表示为了确定时间 t 下密度脉动 $(\rho - \rho_0)$ ，我们必需在连续变化着的早先时间进行积分，从而使被积分的一项都在精确的时间 t 下到达 p 点（指观察点，参看图 1-4 ——译者注）。这里应当清楚，在我们可以精确预估围绕简单机器的声场以前还需要有一段时间！我们在上式中删去了在表面 s_B 上的诸积分，因为它们是纯声学上的作用。

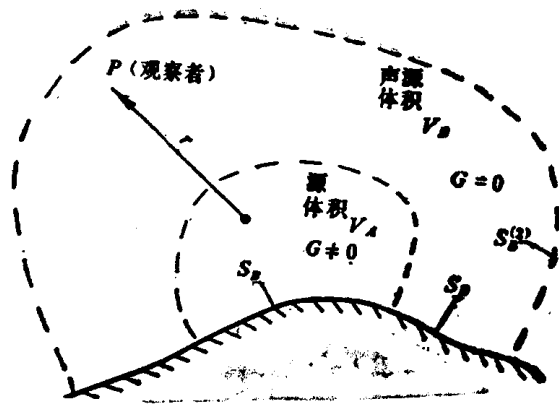


图1-4

7. 方程的物理解释

尽管在原则上我们已经利用式(1-8)确定了几平全部噪声问题, 因为接受点(图1-4中的观察点 P)是在空气(一种正常流体)中, 但是我们仍需要掌握这些结果能提供的理解和直观知识。

诸声源项

毋需证明, 我们就可以注意到, 双重空间导数代表的是四极源, 单空间导数代表的是偶极源, 而无空间导数项则代表单极。查看式(1-7), 我们看到四极源存在若干项。Lighthill估计喷气噪声原先只考虑动量通量项, 即在 T_{ij} 中的第一项。这一项本身已经由不同研究者以不同的方法考虑过。因为我们正在考虑的是脉动量值, 我们把这类声源汇总, 当作全部由“紊流”所形成。 T_{ij} 中第二项与作用在介质上的粘性力和磁性力有关的应力; 这类声源一般不大会遇到。第三项是与热平衡的偏离(燃烧噪声)和磁膨胀(magnetic dilatation)有关。整个四极源项 T_{ij} , 实际上包括全部与能量有关的影响, 再加上在源区域中的声的散射和传播, 外加反馈的影响。这是一个正在继续探索研究的课题。

式(1-8)右边第二项是偶极源的体积分(体积力), 它是由作用在带荷介质上的脉动电场所造成的。第三项是单极源的面积分, 在物理上它是通过该边界的脉动质量流。它也可能是在紊流边界层中的板的颤振。第四项是偶极源的面积分。其中, 第一部分代表运动表面的动量交换, 第二部分代表被反射的流体动力压力和声压, 而第三部分则代表被反射的磁“压力”。

8. 结束语

在许多实际场合下, 由流体运动所产生的声的基本方程很难获得解。然而, 许多实际信息可以从这些基本方程那里提取出来, 特别是藉助于线性波动理论和相似分析。由这些实际信息得出的模拟技术, 可有助于清楚地认识复杂机器的噪声问题的本质和确定噪声量值的动力学诸变量。对噪声源的噪声控制, 只有在减小这些变量值下才能得以实施。

译自《Noise and Fluid Engineering》, Robert Hickling(Editor),

p. 45~50, ASME, 1977.

钟芳源 译

王兆华 校