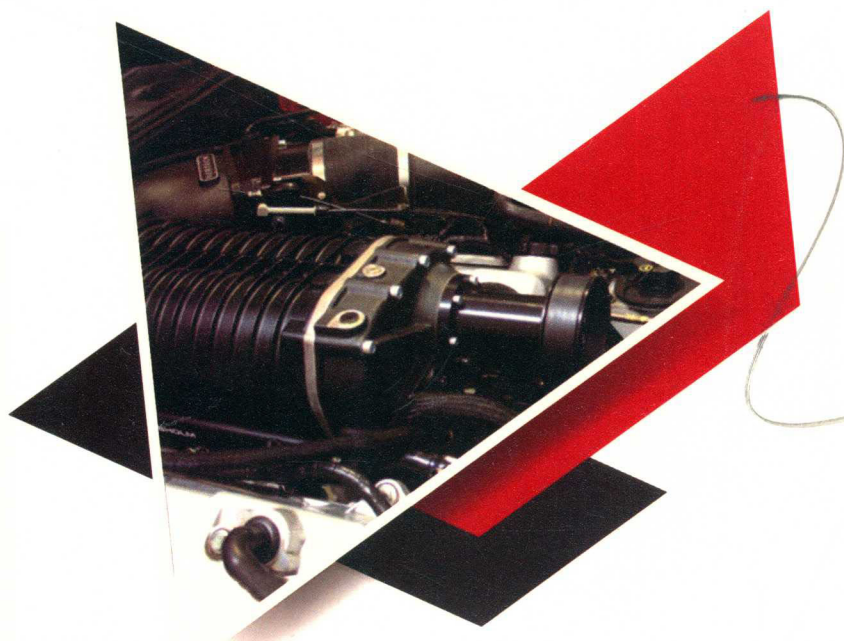


车用涡轮增压器的 气动与振动声学

Aero and Vibroacoustics
of Automotive Turbochargers

[德] 雄阮-舍费尔 (Hung Nguyen-Schäfer) 著
曹贻鹏 张文平 刘晨 译



国防工业出版社
National Defense Industry Press



Springer

车用涡轮增压器的 气动与振动声学

Aero and Vibroacoustics of
Automotive Turbochargers

[德] 雄阮 - 舍费尔 (Hung Nguyen-Schäfer) 著

曹贻鹏 张文平 刘晨 译

国防工业出版社

·北京·

著作权合同登记 图字:军-2018-042 号

图书在版编目(CIP)数据

车用涡轮增压器的气动与振动声学/(德)雄阮-舍
费尔(Hung Nguyen-Schäfer)著;曹贻鹏,张文平,刘
晨译. —北京:国防工业出版社,2019.5

书名原文:Aero and Vibroacoustics of
Automotive Turbochargers

ISBN 978-7-118-11737-0

I. ①车… II. ①雄… ②曹… ③张… ④刘… III.
①汽车—活塞式发动机—涡轮增压器—气动力—研究②汽
车—活塞式发动机—涡轮增压器—声—振动—研究 IV.
①U464.135

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第286981号

Translation from the English language edition:

Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers

by Hung Nguyen-Schäfer

Copyright © Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2013

This Springer imprint is published by Springer Nature

The registered company is Springer-Verlag GmbH, DE

All Rights Reserved

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号 邮政编码100048)

三河市众誉天成印务有限公司印刷

新华书店经售

*

开本 710×1000 1/16 印张 8 $\frac{3}{4}$ 插页 1 字数 137 千字

2019年5月第1版第1次印刷 印数 1—2000册 定价 78.00元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)88540777

发行邮购:(010)88540776

发行传真:(010)88540755

发行业务:(010)88540717

随着乘用车舒适性要求的日益提高,车内噪声问题逐年得到重视。涡轮增压发动机的引入为车用动力提供了更好的能源利用效率、提升了驾乘感受,同时也带来了噪声偏高的问题,使得涡轮增压器的噪声指标成为继性能指标以外最重要的参数。掌握涡轮增压器噪声的成因与机理、形成系统有效的分析方法与控制方法、降低涡轮增压器噪声,是车用动力研发机构、生产企业迫切需要解决的关键问题。本书立足于基础理论,侧重机理研究,既可用于车用涡轮增压器噪声方向,也可用于船舶、电站、交通运输等涡轮增压器噪声研究领域。

本书原作者于1988年在德国卡尔斯鲁厄大学机械工程专业获得博士学位,自2007年开始在博世(Bosch)马勒(Mahle)合资公司负责博世马勒涡轮增压系统的转子动力学、轴承和设计平台研究。原著 *Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers* 一书是作者多年的技术积累与工程实践经验的总结,该书系统分析了涡轮增压器的噪声成因与构成、频谱特点、控制措施等内容,为涡轮增压器的设计与噪声控制提供了重要依据。

本书共7章,介绍了涡轮增压装置的构成、涡轮增压器噪声类型、声学传播理论、增压器噪声产生机理、涡轮增压器的非线性转子动力学、油膜涡动噪声产生机理与特性、降低油膜涡动噪声特征频率的优化方法。曹贻鹏翻译了本书的第3、4章,张文平翻译了本书的第5、6章,刘晨翻译了其余章节。全书由刘晨统稿,张文平教授和王贺春副教授对译稿进行了审校,在此表示衷心感谢。研究生张润泽、杨国栋等在本书翻译的过程中做了大量基础性

工作,在此一并表示衷心感谢。

本书的出版得到了工业和信息化部高技术船舶科研项目“增压器振动噪声控制技术研究”的资助,在此深表感谢。

由于译者水平有限,在对原著的理解上难免有不当之处,敬请读者谅解,并不吝指正。

译者

2018年5月

本书源于我在汽车行业多年的从业经验,适用于机械工程高年级本科生、研究生和从事车用涡轮增压器工作的工程师,也可作为大专院校的气动及振动声学教科书使用,或用做涡轮增压器行业中气体动力学和转子动力学的实用手册。

车用涡轮增压器的气动及振动声学是一个跨学科交叉研究领域,包括噪声的根源和气动噪声从涡轮增压器到环境的传播两个方面。首先,在设计涡轮增压器、确定其工作条件时需要考虑叶轮机械热动力学;其次,涉及气体动力学、流体力学以及压气机中旋转失速和喘振带来的不稳定性研究,它们都会产生气动噪声,这些噪声均属于自激振动噪声,不是由外部噪声源激励引起的;再次,还涉及流体和转子动力学,用以研究由转子不平衡引起的不平衡啸叫噪声和由浮环轴承中油膜涡动的自激流动不稳定性导致的油膜涡动噪声(振鸣),这两种噪声类型统称为转子动力学噪声;最后,涉及用于计算乘用车空气噪声传播的莱特希尔(Lighthill)声类比理论,以研究乘用车中涡轮增压器的空气噪声。此外,气动及振动声学属于交叉学科研究领域,若要综合理解还需具备一些关于矢量、矩阵和张量分析的数学基础。

空气噪声已经成为继降低二氧化碳排放和降低燃料消耗之外的一个日趋重要的话题。近年来,发动机噪声的降低使得乘用车中其他噪声源逐渐显现,驾驶员及乘客希望在驾驶期间可以通过互联网和移动电话进行在线通信,或使用音频和视频等娱乐媒介而不受外部噪声的干扰,为此,车内的空气噪声应尽可能得到降低。此外,汽车广泛采用轻质合金部件制造,这固然可以减轻车体重量、降低燃油消耗和尾气排放量,但是在此条件下,涡轮增压器噪声激励涡轮增压器周围的部件,增强了车内和环境中的空气噪声。

基于上述原因,本书对涡轮增压器中不同类型空气噪声的产生机理进行了全面研究,包括脉动啸叫噪声、旋转噪声、失速噪声、喘振噪声、不平衡啸叫噪声、油膜涡动噪声、废气旁通阀噪声、滚动轴承高次谐波噪声和磨损噪声等,选用主动和被动措施降低乘用车的空气噪声水平。

尽管作者倾注心血,但是本书中依然可能存在一些不可预知的错误,对读者提出的反馈和错误提示本人将不胜感激。读者在将本书内容进行工业应用前,应对本书有透彻的理解,并对可能造成的损失承担责任。

在此,本人非常感谢斯图加特博世马勒(Bosch Mahle)涡轮增压系统(BMTS)执行理事 Martin Knopf 博士的支持和鼓励,同时还要特别感谢同事 Daren Bolbolan 对本书进行审阅并给出建设性的建议。此外,特别感谢海德堡施普林格的 Jan-Philip Schmidt 博士对本书数学推导和编辑工作做出的贡献,同时对施普林格的 Heather King 女士和 SPS 公司的 Shine David 博士提出的宝贵建议和出版本书时提供的帮助表示谢意。

最后要特别感谢在空闲时间和假期中编写此书时,我妻子的理解、耐心和全力支持。

Hung Nguyen-Schäfer
德国斯图加特

符号表	1
第 1 章 涡轮增压概述	4
1.1 概述	4
1.2 用于小型化发动机的涡轮增压器	6
1.2.1 EGR 单级涡轮增压器	7
1.2.2 双涡轮增压器	8
1.2.3 两级涡轮增压器	9
1.2.4 复合涡轮增压装置	11
参考文献	12
第 2 章 增压器噪声类型	13
参考文献	16
第 3 章 声传播理论	17
3.1 气动声学特性	17
3.2 声传播方程	23
3.3 声传播计算	27
3.3.1 计算方法	27
3.3.2 气动声学的边界元法	28
3.3.3 气动声学的有限元法	32
3.4 非线性气动声学的频率调制	34
3.4.1 非线性气动声学系统响应	35
3.4.2 噪声边带频率调制	36
参考文献	42
第 4 章 增压器噪声产生机理分析	43
4.1 气动噪声	43
4.1.1 气动噪声产生机理	43
4.1.2 径流式压气机的空气动力学	45

4.1.3	径流式压气机的失速和喘振	51
4.2	不平衡啸叫噪声	60
4.2.1	不平衡啸叫噪声的产生机理	60
4.2.2	涡轮增压器的不平衡类型	61
4.2.3	转子不平衡变化	62
4.2.4	基于影响系数法的高速平衡法	63
4.3	油膜涡动噪声	65
4.4	滚动轴承高次谐波噪声	66
4.5	磨损噪声	67
	参考文献	69
第5章	涡轮增压器的非线性转子动力学	70
5.1	转子振动方程	70
5.2	两相雷诺方程	72
5.3	非线性轴承力	74
5.4	非线性转子动力学的边界条件	75
5.5	涡轮增压器计算结果	77
	参考文献	83
第6章	油膜涡动噪声	84
6.1	空气噪声传递途径	85
6.2	油膜涡动噪声的产生机理	86
6.3	油膜涡动噪声分析	89
6.4	环速比计算	92
6.5	前、后油膜涡动噪声	95
6.6	降低油膜涡动噪声的措施	97
6.6.1	主动措施	97
6.6.2	被动措施	98
	参考文献	100
第7章	降低油膜涡动噪声特征频率的优化方法	101
	参考文献	103
	结论	104
	延伸阅读文献	106
附录A	理想气体热力学特性	108
附录B	坐标变换	110

附录 C 含复系数的特征方程解	114
附录 D 线性气动声学的稳定性条件	116
附录 E 劳斯-赫尔维茨稳定性判据	119
作者简介	121
中英文对照	122

符号表

A	转子质量、惯性矩、刚度和陀螺效应矩阵
a	加速度
a_v	本生系数
b	不平衡和非线性轴承力矩阵
C_{SG}	阻尼系数和陀螺矩阵
c	对角阻尼系数; 径向轴承间隙; 绝对速度; 声速; 阻尼系数
c_c	耦合阻尼系数
c_m	子午面速度分量
C'	压气机特性线斜率
CW	压气机叶轮
c_1	内轴承间隙
c_2	外轴承间隙
D_i, D_o	内外轴承直径
e	轴颈偏心度
F_B	作用于轴颈的轴承力
F_J	作用于轴承的轴颈力
F_1, F_2	惯性坐标系下横向和纵向分力
F_r, F_t	旋转坐标系下径向和切向分力
f	不平衡力、力矩和非线性轴承力矢量
h	油膜厚度
I	声强
I_P	极惯性矩
I_t	横向质量惯性矩

j	虚数单位
K_S	含对角、耦合刚度系数的刚度矩阵
K	等效刚度系数
k	波数
k_c	耦合刚度系数
L	声压级
L_i, L_o	内外轴承宽度
L_p	声功率级
M	含转子质量和惯量的质量矩阵
Ma	马赫数
N	自由度(DOF)
NVH	噪声、振动及声振粗糙度
p_0	环境绝对压力
p	油膜压力
p'	声压
P	声功率
R	轴颈半径
RSR	环速比
Q	噪声源复体积速度
r_0	初始气泡分数
r	油膜气泡分数
s	复特征值
T_0	环境温度
T	油膜温度
T'	节气门特性线斜率; 摄动流体温度
t	时间
u	圆周速度
U	不平衡力与力矩矩阵
U_r	转子周向速度
U_b	轴承环周向速度
v	气流速度

w	相对速度
x	振动响应
α	气流角;空间方位角
β	叶片角
γ	轴颈偏位角
ε	轴颈偏心率
ξ	阻尼比
φ	流量系数
λ	平均流速比;特征值
η	速度比
η_{TC}	涡轮增压器总效率
η_{liq}	油黏度
η_{mix}	油混合物黏度
η_i	内油膜的动力学黏度
η_o	外油膜的动力学黏度
θ	油液填充比
κ	气体绝热指数
ρ'	扰动流体密度
ψ	压升系数
ω	涡动频率
Ω	角速度
Ω_R	环角速度



第 1 章

涡轮增压概述

1.1 概 述

为满足新颁布的车辆二氧化碳和氮氧化物(NO_x)减排法规,小型化车用发动机越来越广泛地选用废气涡轮增压器,并降低汽缸数和汽缸容积。由于采用了较低的汽缸数或较低的汽缸容积,小型化发动机可以有效地降低活塞和汽缸间的摩擦功,发动机重量的降低也减轻了车辆总重,从而降低了驱动摩擦力,这些措施都有助于减少排放并改善小型化发动机的比功率^[1]。综合使用涡轮增压器(TC)、高压直喷(HPDI)、低压废气再循环(LP-EGR)、可变压缩比(VCR)和可变配气系统(VVT)等技术,可使乘用车在保持发动机功率的基础上降低约 18% 的燃油消耗量;通过发动机高度小型化、涡轮增压及其他混合技术,整体燃料消耗可以降低 30% 这些措施都有助于降低汽车行业法规中规定的二氧化碳平均排放量。以新型乘用车(PV)为例,排放量由 2012 年的 120g/km 减少至 2020 年的 95g/km,而对欧盟(EU)国家新开发的轻型商用车(LDCV)而言,排放量则从 2014 年的 175g/km 减少至 147g/km,如图 1.1 和图 1.2 所示。

发动机的燃油燃烧之后,废气温度很高(如柴油为 820~850℃,汽油为 950~1050℃),发动机排气管中的废气中仍含有大量以焓值存在的能量,这些焓值能量通常由发动机排放到环境中,可以利用这部分能量提高发动机效率进而改善比功率。利用废气驱动涡轮增压器中的涡轮,带动压气机将进气进行增压并用于发动机燃烧,这个可以提高发动机比功率的过程称为涡轮增压。废气涡轮增压器由图 1.3 中显示的轴承室和转子系统(CHRA)、涡轮、压气机和执行器组成^[2]。压气机和涡轮叶轮安装在由两个单独的旋转浮动式径向轴承和一个推力轴承组成的支撑轴上,废气在涡轮叶轮中膨胀并产生作用于转轴的转动动能,产生的动能驱动转轴旋转并通过压气机

将要充入汽缸的空气压缩至高压。

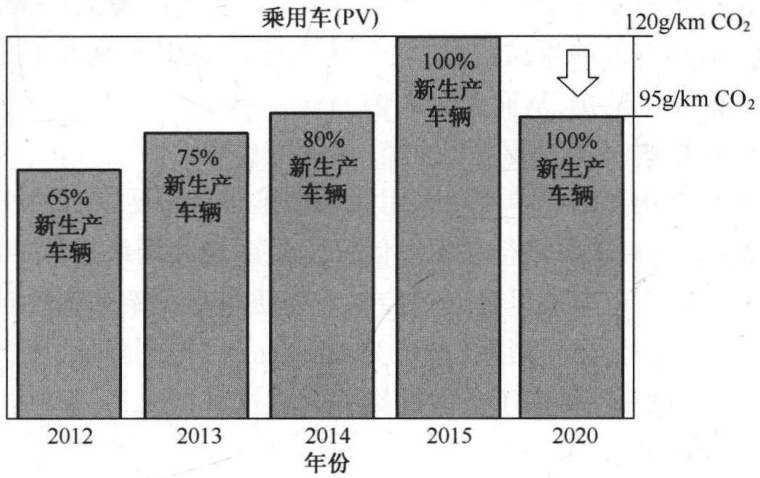


图 1.1 乘用车二氧化碳平均排放限值

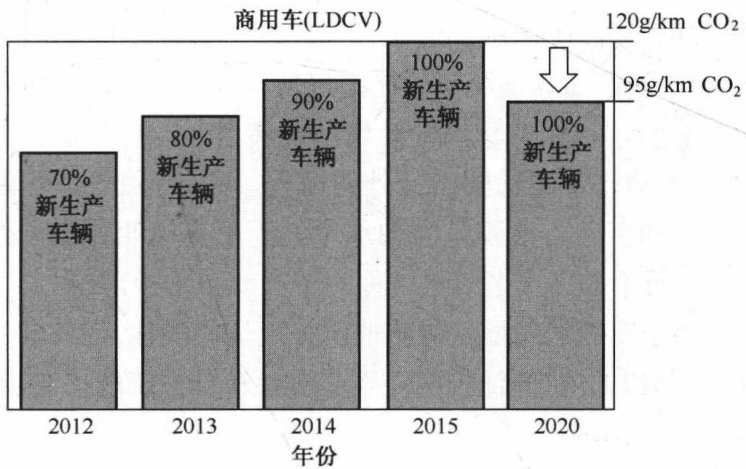


图 1.2 商用车二氧化碳平均排放限值

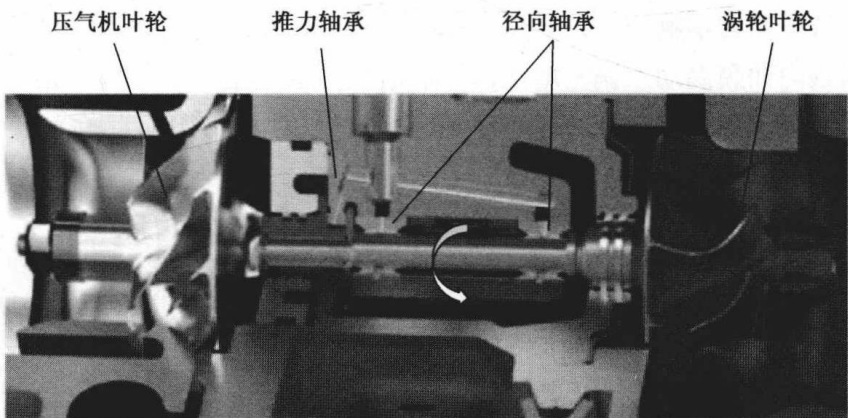


图 1.3 车用涡轮增压器的轴承室和转子系统(博世马勒公司许可使用)

使用废气涡轮增压器可以充分提高发动机的比功率,这样就可以在保持原发动机功率不变的情况下,将发动机小型化,进而降低燃料消耗,减少发动机的 CO_2 和 NO_x 的排放;在消耗等量燃料的前提下,涡轮增压发动机可以实现更大的功率输出,从而迎合人们的驾驶体验。其中,前者是帮助人们满足新的汽车排放法规的最主要途径(参见 1.2 节)。

除了小型化发动机中使用车用涡轮增压器以满足 2012 年规定的二氧化碳减排要求外,由于车辆行驶中对信息娱乐系统和网络通信的需求,乘用车车内的空气噪声也应该尽量得到控制。轻质车身框架和部件被广泛用于减轻车辆总重,此时,燃料消耗(单位为 mile/gal ^①)得到降低,废气排放得到减少,但此方法对噪声带来了负面的影响。在这种情况下,发动机和涡轮增压器引起的噪声通过涡轮增压器、空气滤清器、空气中间冷却器(简称中冷器)、废气系统(催化器、柴油颗粒过滤器和消声器)和车身框架传播到车内和外界环境中,这种空气噪声需要得到有效控制。

除了发动机噪声,还存在一些车用涡轮增压器中同步和异步(超同步和次同步)诱导噪声,产生这些噪声的原因包括压气机叶轮中的流动不稳定性(旋转失速和喘振)、压气机和涡轮叶轮的旋转、转子不平衡、流体动压径向轴承中的油膜涡动以及滚动轴承的外间隙等。其中,由气流引起的噪声称为气动噪声(气动声学);油膜径向轴承中的不平衡啸叫噪声和油膜涡动噪声,以及滚动轴承中的高次谐波噪声称为转子动力学噪声(振动声学或转子动力声学)。由于车用涡轮增压器的轴承特征呈非线性,因此同步转子不平衡激励(基频)与诸如内、外油膜涡动等非线性转子系统的次同步成分叠加,引起了非同步转子响应^[2, 3],相应的,内油膜涡动产生了次同步噪声,这类噪声通常称为油膜涡动噪声,是一种自激振动响应。以乘用车中使用两个独立式旋转浮环轴承运行的涡轮增压器为对象,对径流式压气机的气体动力学和其转子动力学响应进行了计算和测量,结果表明油膜涡动噪声产生的根本原因是内油膜涡动。涡轮增压器噪声通过激励其他相邻部件传播到车内和外部环境中,必须采取有效措施来降低乘用车中的涡轮增压器噪声。

1.2 用于小型化发动机的涡轮增压器

在车用领域,单级涡轮增压器通常在空气压缩比不超过 2.5 的情况下使

① $1\text{mile} = 1.609\text{km}$, $1\text{gal} = 3.785\text{L}$ 。

用,涡轮增压器按废气再循环类型(EGR)可分为两种,即低压废气再循环(LP-EGR)和高压废气再循环(HP-EGR)。通过发动机废气再循环,废气的燃烧温度峰值降低,从而减少了 NO_x 。一般情况下,加装涡轮增压器的小型化发动机可以在保持原功率不变情况下降低 25% 的汽缸容积,从而使燃料消耗减少约 10%。为满足现行排放法规或提高乘用车发动机功率,在压缩比大于 4 的发动机中通常会使用两级涡轮增压器,两级涡轮增压器由两个按顺序安装的不同尺寸的单级涡轮增压器组成,关于不同类型涡轮增压器的应用将在后续小节中介绍。

1.2.1 EGR 单级涡轮增压器

图 1.4 为 HP-EGR 单级涡轮增压器,部分废气在进入涡轮前以最大 50% 的废气再循环比率返回至发动机,其中废气再循环比率定义为再循环质量流量与废气总质量流量之比。通过废气再循环调节阀可调整废气再循环质量流量,从而使 NO_x 排放满足现行排放法规。通过废气膨胀做功,涡轮带动压气机将进气压缩至约 2.5 的最大压缩比,压气机的压缩过程使进气从常压变为高温、高压状态。为了确保发动机燃烧所需空气量充足,空气压缩之后需通过中冷器降低温度,否则质量流量会因高温时空气密度降低而降低。若使用 HP-EGR 涡轮增压器,经中冷器冷却后的再循环废气压力须高于发动机入口处的增压空气压力,因此涡轮的压比必须足够高以克服增压空气压力。一般情况下,使用 HP-EGR 的涡轮增压器涡轮尺寸要小于未使用

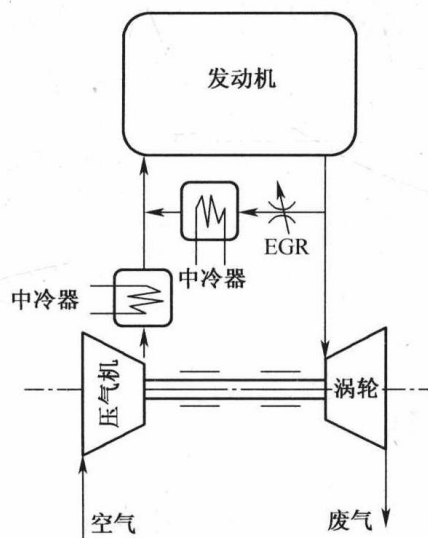


图 1.4 HP-EGR 单级涡轮增压器