文章编号:1006-0871(2011)03-0042-07

高速列车车厢结构声 – 振耦合响应数值分析

徐 凯 , 李跃明

(西安交通大学 航天航空学院 强度与振动教育部重点实验室,西安 710049)

摘要:为研究高速列车运行时结构表面产生的强声压对乘坐环境和结构破坏的影响,针对某型高速列车建立车厢声-振耦合有限元模型,研究车厢的结构模态、室内声场模态及结构-声场耦合系统模态;针对其所处特殊动态环境,计算耦合系统谐响应,考察其振动特点及室内噪声分布情况.计算结果表明,车厢结构低阶模态显示出良好的整体性,在较高频段内以局部模态为主;空腔声场各阶模态振型对称,耦合系统模态大部分与结构模态相似;车厢结构的振动以车头、车顶、侧墙为主, 其中车头鼻锥处、车底及车顶局部位移响应较大,车头鼻锥及其车厢壁板处声压响应较大. 关键词: 高速列车; 声-振耦合; 有限元; 数值分析 中图分类号: U270.2; U271.91; TB115.1 文献标志码: B

Numerical analysis on acoustic-vibration coupling response of high speed train carriage structure

XU Kai, LI Yueming

(MOE Key Laboratory for Strength and Vibration , School of Aerospace , Xi' an Jiaotong University , Xi' an 710049 , China)

Abstract: As to the issues that the strong acoustic pressure which is generated on structure surface by running high speed train would lead to a series of problems such as deterioration of ride environment and structure damage , a finite element model of acoustic-vibration coupling is established for a high speed train to study the structure modes of carriages , interior acoustic field modes and structure-acoustic coupling system modes; for the special dynamic environment , the harmonic response of coupling system is calculated to study the vibration characteristics and interior noise distribution. The results show that , the structural modes appear a good wholeness at lower frequencies and mostly appear local modes at higher frequencies; the vibration shapes of cavity acoustic fields are symmetrical and the coupling system modes are same as the structural modes mostly; the vibration of carriage structure mainly occurs at train head , roof and wall; the displacement responses are bigger at the nose cone , the bottom and the roof , and the sound pressures are greater at the head and the wall.

Key words: high speed train; acoustic-vibration coupling; finite element; numerical analysis

基金项目: 国家自然科学基金(91016008)

作者简介: 徐 凯(1987—) 男 陕西宝鸡人 硕士研究生 研究方向为结构声 – 振耦合数值分析 (E-mail) xukai1125@ sina. com; 李跃明(1961—) 男 江苏无锡人 教授 博导 博士 研究方向为结构分析 (E-mail) liyueming@ mail. xjtu. edu. cn

收稿日期: 2011-03-11 修回日期: 2011-04-02

43

0 引 言

2009 年,随着武广、郑西线 350 km/h 高速铁路 线的开通,标志着我国铁路正式进入高速列车时 代.^[1]然而,随着列车运行速度的不断提升,许多低 速时常被忽略的问题都显现出来,如车体结构振动 明显、内部噪声加剧等.这些问题对结构设计和制造 提出更高要求,需要开展与运行相适应的流 – 固耦 合关系等研究.^[2]

声学经典理论已有很长的历史[3],许多研究者 关注结构声 - 振耦合特性,并取得很大进展. 由于试 验及测试条件等限制,数值计算在声-振耦合问题 分析中成为重要的研究手段,而其中的有限元法又 占有极其重要的位置,它适用于任何形状结构 - 声 场耦合系统 并且可真实模拟声场低频波动特性 还 适用于声 - 结构界面(FSI) 阻抗非均匀分布等情 况^[4]. 1966 年, GLADWELL 和 ZIMMERMANN 提出 声 - 结构能量公式,开创有限元法在声学领域应用 的先例.^[5]1970年后,有限元法在工程声学中得到 应用和推广. 1980 年后,国内外学者开始对声 - 结 构耦合系统的有限元分析进行较为深入的研究 使 之广泛应用于多个领域:丁渭平等^[6]采用有限元法 研究弹性薄壁腔体声 - 振耦合计算模型; 刘禹等^[7] 分析车辆乘坐室声 - 固耦合系统特性; 邹元杰等^[8] 基于共轭子空间迭代法 ,提出计算结构振动固有频 率和振型的双重迭代算法:谢素明等^[9]利用有限元

式中: n 为壁面外法线方向; Z_a 为吸声壁面声阻抗 率; \ddot{u} 为质点振动加速度沿壁面法向的分量; $\rho_{\hat{n}}$ 为 流体介质密度; V 为声腔域; A_r 为刚性壁面域; A_a 为 吸声壁面域; A_f 为弹性壁面域; δp 为声压的变分. 经 过插值可得与结构耦合的声场有限元方程

 $M_{(a)}\ddot{p} + C_{(a)}\dot{p} + K_{(a)}p = -\rho_{\hat{n}}A_{(a)}\ddot{u}$ (4) 式中: $M_{(a)}$ 为声场总体质量矩阵; $C_{(a)}$ 为声场总体阻 尼矩阵; $K_{(a)}$ 为声场总体刚度矩阵; $A_{(a)}$ 为声场与结构的耦合矩阵.

同时,考虑声压作用,弹性体结构的振动将与内 声场产生耦合作用,根据弹性力学基本方程,由虚位 移原理、平衡方程和力边界条件可得结构的等效积 分弱形式

$$\int_{v} \delta u_{i} (\boldsymbol{\sigma}_{ij \, j} + f_{i} - \rho u_{i \, \mu} - \mu u_{i \, j}) \, \mathrm{d}v - \int_{s_{\sigma}} \delta u_{i} (\boldsymbol{\sigma}_{ij} n_{j} - T_{i}) \, \mathrm{d}s = 0$$
(5)

法分析铁路客车结构 - 声耦合系统的声学特性.

本文以某型高速列车为研究对象,基于有限元 法着重分析、研究列车在高速运行过程中车厢整体 结构声 – 振耦合特性,针对其所处的特殊动态环境 进行声 – 振耦合动力学特性分析,考察高速列车在 运营过程中的振动特点及其室内噪声分布情况.

1 声 – 振耦合基本理论

1.1 声学基本方程

声音是一种机械振动状态的传播,其传播与某 种弹性介质(如空气等)相联系.^[10]声音作为一种宏 观物理现象,满足物理学运动方程(1),即牛顿第二 定律、质量守恒定律和物态方程.

$$\nabla p = -\rho \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \, \frac{\partial \rho}{\partial t} = -\rho \nabla v \, \frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \, \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (1)$$

式中:p 为声压; ρ 为介质密度;v 为质点振动速度;t 为时间; ρ ′为密度增量;c 为流体介质中的声速; ∇ 为 微分算子. 根据介质及声传播的基本假设可建立波 动方程

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \tag{2}$$

1.2 声 – 振耦合有限元方程

对于内腔声 – 振耦合系统,腔体结构含有刚性 壁面、吸声壁面以及弹性壁面等.同时考虑式(2)和 各种边界条件的影响,可得内腔声场的等效积分弱 形式

$$\int_{V} \delta p \left(\nabla^{2} p - \frac{1}{c^{2}} \ddot{p} \right) dv - \int_{A_{r}} \delta p \frac{\partial p}{\partial n} ds - \int_{A_{a}} \delta p \left(\frac{\partial p}{\partial n} + \frac{\rho_{\tilde{m}}}{Z_{a}} \dot{p} \right) ds - \int_{A_{f}} \delta p \left(\frac{\partial p}{\partial n} + \rho_{\tilde{m}} \ddot{u} \right) ds = 0$$
(3)

式中: $u_i(x, y, z)$ 为 t 时刻的位移场; n_j 为边界 s_σ 的 外法线; σ_{ij} 为 2 阶应力张量; T_i 为面力.

将声压和其他载荷作为结构的动力载荷,经化 简可推导出与声场耦合的结构动力学方程

 $M_{(s)}\ddot{u} + C_{(s)}\ddot{u} + K_{(s)}u = f_{(s)} + A_{(s)}P_{(s)}$ (6) 式中: $M_{(s)}$ 为结构单元质量矩阵; $C_{(s)}$ 为结构单元阻 尼矩阵; $K_{(s)}$ 为结构单元刚度矩阵; $f_{(s)}$ 为结构单元载 荷; $A_{(s)}$ 为结构与声场的耦合矩阵.

在解决结构 – 声场耦合问题时,同时考虑式 (4)和(6).以结构质点的位移 *u*和声场空间位置声 压 *p*为未知量,可得结构 – 声场耦合系统的动力学 有限元方程

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{M}_{(a)} & \boldsymbol{\rho}_{\bar{m}} \boldsymbol{A} \\ \boldsymbol{O} & \boldsymbol{M}_{(s)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{p} \\ \ddot{u} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{C}_{(a)} & \boldsymbol{O} \\ \boldsymbol{O} & \boldsymbol{C}_{(s)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{p} \\ \dot{u} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{K}_{(a)} & \boldsymbol{O} \\ -\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{K}_{(s)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{p} \\ \boldsymbol{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{O} \\ \boldsymbol{f} \end{bmatrix}$$
(7)



图 1 车厢结构、室内空腔声场及其结构 – 声场耦合系统有限元模型 Fig. 1 Finite element models of carriage structure , inner acoustic field and structure-acoustic coupling system

车厢壁板材料为 EN AW 7005 T6 门、窗主要材 料为钢化玻璃,空腔介质为空气.有限元网格划分共 使用3种单元类型,即车厢结构采用四节点等参薄 壳单元,列车室内空腔声场单元分别采用接触型和 非接触型的三维流体单元.

2.2 系统声 - 固耦合模态分析

2.2.1 车厢结构模态分析

结构的固有振动是分析车厢振动特性和噪声产 生机理的依据.本文计算前100阶结构固有模态.图 2 为具有代表性的部分模态振型,可知,图 2(a) ~ 2(d)分别为车厢结构前4阶非零的模态振型,表现 为整体振动,其中侧墙和车顶振动明显,从第18阶 模态(12.19 Hz)开始(见图 2(e)~2(h)),振型逐 步转变为局部模态,且随着频率的提高,局部模态增 多,车头处的振动逐渐增强.低阶模态显示出良好的 整体性,而在较高的频率范围内,频率密集程度增 大,以局部模态为主.另外,从固有振型的总体特征 看,车厢的振动形式主要以车顶、地板、侧墙和车头 处为主.



Fig. 2 Modal vibration shapes of carriage structure

2.2.2 室内空腔声学模态分析

对车厢室内空腔声学模态进行分析,可用于确 定是否激起共振,为车厢声学结构设计提供依据.本 文计算前20阶室内空腔声学模态.图3为具有代表 性的部分声学模态振型.室内空腔声场的声学频率 和模态振型由几何形状确定,车厢结构左右对称,因 此室内空腔声场各阶模态振型也左右对称.由图3 可知,前9阶均为纵向模态,声压沿纵向变化,列车 头部及端墙处声压较大;从第10阶(51.89Hz)开始 出现竖向模态,车厢顶部及地板声压较大;从第13 阶(55.06Hz)开始出现横向模态,车厢壁板侧墙声 压较大,其余各阶模态均为这3种形式的叠加.由室 内噪声产生的机理可知,当车厢结构固有模态与室 内空腔声学模态重叠时,室内空腔与车厢结构将发

生共振现象,产生"嗡嗡"声,因此在结构设计时应 避免此类情况的发生.计算结果表明,在13.21 Hz, 25.61 Hz和31.78 Hz时声学模态与结构模态振动 频率很接近 将会与车厢结构产生耦合现象 从而加 剧室内噪声 降低乘坐舒适性.



2.2.3 结构 – 声场耦合系统模态分析

在高速列车运行时,车厢受外力引起结构振动, 结构振动又受到室内流体介质(空气)制约,从而产 生噪声,在室内被放大或衰减;反之,产生的噪声同 样会放大或抑制结构振动.因此,有必要将车厢结构 与室内空腔耦合起来考虑结构 – 声场耦合系统的动 力学特性.本文计算车体结构 – 声场耦合系统前 100 阶模态. 图 4 为耦合系统典型的部分模态振型, 可知,耦合系统模态与结构模态的振型和频率都相 差不大.耦合系统的模态振型从第 21 阶(12.25 Hz) 开始逐步由整体模态转变为局部模态.耦合系统模 态大部分表现为车厢结构模态,即耦合系统大部分 模态振型与车厢结构模态相对应;而室内空腔声学 模态对耦合系统模态影响不大.



Fig. 4 Modal vibration shapes of structure-acoustic coupling system

2.3 耦合系统谐响应分析

高速列车与普通列车最根本的区别在于车体动 态环境发生质变:由低速运行时机械、电气作用为主 转变为高速运行时气动作用为主.^[12] 列车行驶时(见图 5)将前部气流压缩,在头部 附近形成正压,并出现较大的压力梯度,其中车头处 正压最大,前窗玻璃与车厢连接处非平滑过渡,其下 部会出现较大正压;由于车头与车顶连接处流线形

较好, 气流并没有发生明显分离, 会出现较高负压, 此后负压逐渐降低;头部侧墙与车顶连接处也会出 现较大负压;车体底部气流形成负压;车厢大部分区 域结构变化平缓 均为负压 且明显小于列车头部向 顶部过渡区及侧墙与车顶流线形连接区^[1345].



图 5 CRH 5 型动车组示意

Fig. 5 Schematic diagram of electric multiple unit CRH 5 (b) 13 Hz (a) 7 Hz

根据列车高速运行时受载荷的主要特点对模型 进行加载,气动阻力^[12]可由式(8)确定.

$$F_{\equiv} = \frac{1}{2} \rho A_{i \pm} C_{\equiv} V^2 \tag{8}$$

式中: ρ 为空气密度; A_{u} 为迎风面积; C_{η} 为气动阻力 系数; / 为运行速度. 同时,为模拟列车在高速运行 时受到的激励 在车厢底部转向架处分别施加横向、 纵向和垂向等3个方向的单位激励,实现对列车高 速运行特点的模拟. 考虑结构 – 声场耦合,在频率为 5~75 Hz范围内 取步长1 Hz 对系统进行谐响应计 算 获得车体在某些频率下的振动响应 ,见图 6.



对于车厢整体,车头鼻锥和车厢壁板处声压较 大.随着外激励频率增大,车厢室内空腔声压分布变 得复杂,在较高频段内声压分布强弱交错.车头鼻锥 处振动随激励频率的提高变化最为明显,车厢顶部 及地板振动在整个频率范围内也很大.

为清楚了解车厢各部位在不同频率下的动力学 响应 在整个频率范围内选取几个特殊点(见图 8), 观察其响应情况. 各点在频率 5~75 Hz 围内的结构 位移响应曲线,见图 9.



A─车头鼻锥处 B─前门与车体连接处
 C─车顶中部 D─车厢端墙与侧墙连接处 E─车底中部
 图 8 谐响应分析观察点

Fig. 8 Some observation points of harmonic response



图 9 各观察点在 5~75 Hz 的结构位移响应

Fig. 9 Structure displacement response at some observation points under 5 ~ 75 Hz

从各点的结构位移响应看,车头鼻锥处(点 *A*) 在 12. 25 Hz 达到最大值,而在其他频率处较小;前 门与车体连接处(点 *B*)在 6. 25 Hz 达到最大值,前 20 Hz 内其振动响应都相对较大;车顶中部(点 *C*) 在 12. 25 Hz 达到最大值,17. 75 Hz 次之,而且该处 出现整车振动响应的最大值;车厢端墙与侧墙连接 处(点 *D*)在整个频率范围内都相对较小,12. 25 Hz 出现最大值;车底中部(点 *E*)在 17. 75 Hz 达到最大 值,12. 25 Hz 次之,同样地,前 20 Hz 内其振动响应 都相对较大.因此,整车在 5~20 Hz 之间振动位移 响应均较大.

考虑各点在频率为 5 ~ 75 Hz 的声压响应,见图 10. 从各点的声压响应看,车头鼻锥处(点 A) 声压响 应最大,车厢端墙与侧墙连接处(点 D) 次之,其他 部位声压都相对较小;而且每个部位振动及其声压 的最大值一般出现在结构 – 声场耦合系统中频率相 近处,如 6. 25 Hz,12. 25 Hz 和 17. 75 Hz 等处都出现 较大的声压,即在这些频率附近列车结构与室内空 腔会出现明显的共振,这与前面模态计算得到的结 果相似.



图 10 各观察点在 5~75Hz 的声压响应

Fig. 10 Sound pressure response at some observation points under 5 ~75 Hz

3 结束语

计算车厢结构、室内空腔声场以及结构 – 声场 耦合系统的模态,得到3种情况下的固有频率和振 型,结果表明车厢结构低阶模态显示出良好整体性, 在较高频率范围内以局部模态为主,其振动形式以 车顶、地板、侧墙和车头处为主.室内空腔声场各阶 模态振型左右对称,为纵向、竖向、横向以及3种形 式的叠加,其中列车头部、端墙处、车厢顶部和地板 声压较大,在13.21 Hz 25.61 Hz 和31.78 Hz时,声 学模态与结构模态振动频率很接近 将会产生共振, 使室内噪声加剧.耦合系统模态大部分表现为车厢 结构模态,与其振型和频率相差不大.

根据高速列车运行的特殊动态环境特点,施加 气动压力载荷,对其在 5~75 Hz 内进行谐响应分 析.计算结果表明车厢结构的振动形式主要表现为 车头、车顶和侧墙的局部变形,其中车头鼻锥处、车 底和车顶局部振动响应较大;车头鼻锥及其车厢壁 板处声压较大,在较高频段内声压分布强弱交错,车 厢顶部和地板振动在整个频率范围内也很大.

参考文献:

- [1] 郑百林,武秀根,顾铖璋. 高速列车空气动力学 CAE 分析技术的任务和方向[J]. 计算机辅助工程,2010,19(2): 1-5.
 ZHENG Bailin, WU Xiugen, GU Chengzhang. Goals and direction of CAE analysis technology of aerodynamics on high speed train in China[J].
 Comput Aided Eng, 2010, 19(2): 1-5.
- [2] 张卫华,张曙光. 高速列车耦合大系统动力学及服役模拟[J]. 西南交通大学学报,2008,4(2): 147-152. ZHANG Weihua, ZHANG Shuguang. Dynamics and service simulation for general coupling system of high speed trains[J]. J Southwest Jiaotong Univ, 2008,4(2): 147-152.
- [3] NEFSKE D J, WOLF J A, Jr HOWELL L J. Structural-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment: a review of current practice [J]. J Sound & Vibration, 1982, 80(2): 247-266.
- [4] 孙淦云. 声 结构耦合系统振动分析和灵敏度分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2003.
- [5] KRUNTCHEVA M R. Acoustic-structural resonances of thin-walled structure-gas systems [J]. J Sound & Vibration , 2006 , 128(6): 722-731.
- [6] 丁渭平,陈花玲. 腔体声振耦合的对称化有限元模型及其特性研究[J]. 西安交通大学学报,2000,34(7):58-62. DING Weiping, CHEN Hualing. Symmetrical finite element method for structure acoustic coupling analysis of a cavity [J]. J Xi' an Jiaotong Univ, 2000,34(7):58-62.

(下转第63页)

点线面属性提取关键几何特征作为尺寸标注的数值 和位置信息,通过定义图块实现施工图上各类符号 的表达.施工图绘制的全部信息均从三维实体模型 中识别获得,保证施工图的精确度,只需再作少量的 调整排布就可以完成绘图,极大地提高设计效率.

3 结束语

利用 ObjectARX 技术在 AutoCAD 平台上开发

参考文献:

一套用于生土结构住宅设计计算的软件.软件利用 参数化快捷建模,可方便地建立生土结构主要构件 的三维实体模型,并能进行屋盖系统的自动计算分 析、结构布置检查和施工图自动绘制.软件能满足单 层生土结构住宅的设计和出图,填补国内生土结构 设计软件的空白.该软件的主要功能已基本完成,下 一步将进行大量的工程实例测试以完善软件.

- [1] 王沛钦,郑山锁,柴俊,等. 走向生土建筑结构[J]. 工业建筑,2008,38(4): 101-105.
 WANG Peiqin, ZHENG Shansuo, CHAI Jun, *et al.* To earth building and their structures [J]. Ind Construction, 2008, 38(4): 101-105.
- [2] 中华人民共和国住房和城乡建设部.国家建筑标准设计图集 SG618-1~4 农村民宅抗震构造详图(2008 年合订本)[S].
- [3] 胡江民,张其林. 管桁架设计软件开发[J]. 计算机辅助工程,2008,17(2):43-45.

HU Jiangmin , ZHANG Qilin. Development on tubular truss design software [J]. Comput Aided Eng , 2008 , 17(2): 43-45.

[4] 刘艳,刘志伟,刘建波. 基于 ObjectARX 的空间网架结构 CAD 系统开发[J]. 工业建筑,2009,39(S1): 600-602.
 LIU Yan, LIU Zhiwei, LIU Jianbo. Development of space grid structure system based on ObjectARX [J]. Ind Construction, 2009,39(S1): 600-602.

- [5] 中华人民共和国建设部. GB 50005-2003 木结构设计规范(2005 版 [S].
- [6] 中华人民共和国住房和城乡建设部. JGJ 161-2008 镇(乡) 村建筑抗震技术规程[S].
- [7] 杨晖柱,常志国,张其林,等. 广州西塔钢结构深化设计 CAD 软件[J]. 计算机辅助工程,2007,16(3):13-46. YANG Huizhu, CHANG Zhiguo, ZHANG Qilin, *et al.* CAD software for detailing design of Guangzhou West-tower steel structure [J]. Comput Aided Eng, 2007,16(3):13-46.
- [8] 杨永华,吴杰,张其林,等. 基于 ObjectARX 的钢结构施工过程软件[J]. 计算机辅助工程,2008,17(1):42-46. YANG Yonghua, WU Jie, ZHANG Qilin, et al. CAD software for construction process of steel structure based on ObjectARX[J]. Comput Aided Eng,2008,17(1):42-46.

(编辑 于 杰)

(上接第48页)

- [7] 刘禹,喻凡,柳江. 车辆乘坐室声固耦合模态分析[J]. 噪声与振动控制,2005(5): 38-40.
 LIU Yu, YU Fan, LIU Jiang. Modal analysis of vehicle compartment with acoustic-structure coupling[J]. Noise & Vibration Contr,2005(5): 38-40.
- [8] 邹元杰,赵德有.水下结构声固耦合振动的特征值计算[J]. 船舶力学,2004,8(2): 109-120. ZOU Yuanjie, ZHAO Deyou. Computation of eigenvalues of acoustic-structural coupled vibration for underwater structures [J]. J Ship Mech, 2004,8(2): 109-120.
- [9] 谢素明,付亚兰,王悦东,等. 铁路客车结构-声耦合系统的声学特性[J]. 大连交通大学学报,2008,29(5):40-44. XIE Suming, FU Yalan, WANG Yuedong, *et al.* Acoustic property of structure-acoustic coupling system for rail car[J]. J Dalian Jiaotong Univ, 2008,29(5):40-44.
- [10] 盛美萍,王敏庆,孙进才.噪声与振动控制技术基础[M].北京:科学出版社,2007:33-36.
- [11] 张曙光. CRH 5 型动车组[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2008: 11-60.
- [12] 沈志云. 高速列车的动态环境及其技术的根本特点[J]. 铁道学报,2006,29(4): 1-5.
 SHEN Zhiyun. Dynamic environment of high speed train and its distinguished technology[J]. J China Railway Soc, 2006, 29(4): 1-5.
- [13] KITAGAWA T, NAGAKURA K. Aerodynamic noise generated by Shinkansen cars[J]. J Sound & Vibration , 2000 , 231(3): 913-924.
- [14] MELLET C , LETOURNEAUX F. High speed train noise emission: latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution [J]. J Sound & Vibration , 2006 , 293(3-5): 535-546.
- [15] MORITOH Y, ZENDA Y, NAGAKURA K. Noise control of high speed Shinkansen [J]. J Sound & Vibration, 1996, 193(1): 319-334.

(编辑 陈锋杰)