

汽车喇叭膜片结构参数分析

张博宇, 孙全颖, 张明曦, 程 啸
(哈尔滨理工大学 机械动力工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150080)

摘 要: 针对解决汽车喇叭声级不足, 喇叭膜片在寿命期内碎裂等问题, 建立了汽车喇叭膜片组件的振动模型, 并给出了通过调整膜片结构参数使膜片组件的固有频率及膜片工作时的应力分布达到理想状态的方法, 研究了膜片工作中裂纹产生的原因, 并给出了如何通过合理设计膜片结构参数来提高膜片使用寿命的方法, 提出了对应膜片组件固有频率的结构参数合理范围和膜片理想应力状态情形, 为以后指导汽车喇叭膜片组件设计、生产等工作起到积极作用.

关键词: 喇叭膜片; 振动; 固有频率; 应力状态

中图分类号: TB532 文献标志码: A 文章编号: 1007- 2683(2011) 01- 0013- 05

Analysis of the Structural Parameters of the Automobile Horn Membrane

ZHANG Bo - yu, SUN Quan - ying, ZHANG Ming - xi, CHENG Xiao

(School of Mechanical and Power Engineering Harbin University of Science and Technology Harbin 150080 China)

Abstract To build the vibration model of the horn membrane for automobile and adjust the structural parameters of the membrane, the natural frequency and stress condition in the horn membrane component are optimized in order to solve the problem furthermore that the sound level of horn is lower than standard one and the horn membrane is broken in operation life. The method to increase the operation life by designing the structural parameters of the membrane reasonably is made by the explanation for the appearance of the membrane flaws. The reasonable range of the membrane structural parameters and the desired stress condition of the membrane are taken and the positive action is taken to guide the design and production of the horn membrane for automobile.

Key words horn membrane; vibration; natural frequency; stress condition

0 引 言

目前预计 2020 年我国汽车保有量将超过 1.5 亿辆, 其中汽车喇叭作为一种重要的警示工具被强制安装在机动车上. 汽车喇叭核心工作元件是一个带衔铁的圆形钢制膜片, 膜片在一定频率下振动发声. 近年, 汽车喇叭声源部分基本由无触点的电子喇

叭取代带触点的机械喇叭, 从而使得汽车电子喇叭膜片使用寿命已经突破 100 万次. 然而, 由于膜片的工作特性导致出现大于 1% 的废品率, 其失效形式有膜片振动声级不足^[1], 膜片出现裂纹甚至断裂^[2-3]. 总体上, 膜片的失效占喇叭故障的 40%. 研究汽车喇叭膜片的动态特性及裂纹产生原因对于汽车喇叭的设计、生产具有重大意义^[4].

汽车喇叭膜片由钣金冲压成型, 膜片上有圆台

收稿日期: 2009- 11- 08

作者简介: 张博宇(1984—), 男, 硕士研究生, E-mail: cheung-xi@hotmail.com;

孙全颖(1960—), 男, 教授, 硕士生导师.

等结构. 这些结构对膜片的固有频率, 应力分布等指标有显著影响. 有人对膜片刚度进行分析^[5], 对喇叭声特性做过研究以及分析过膜片寿命的影响因素^[6-7]. 本文对于一种在国内外广泛使用的电子喇叭膜片组件的固有频率、幅频特性及疲劳裂纹进行了研究, 利用 ANSYS有限元分析软件对膜片进行模态分析和谐响应分析, 联系分析结果与生产中出现的问题, 以寻求膜片结构尺寸的最佳方案.

2 喇叭膜片组件振动模型

电子喇叭工作时通过以一定频率交变的电磁场作用于铆接在膜片中心孔处的衔铁, 产生一定频率的激振力, 膜片最外圈被喇叭上下外壳夹紧, 从而形成一个振动系统. 喇叭膜片组件如图 1所示, 其中 D 为膜片上冲压凸台的直径, h 为凸台高度.

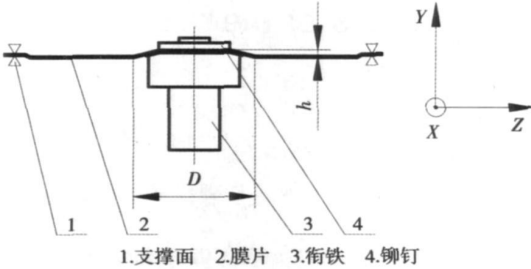


图 1 喇叭膜片结构参数示意图

通过对膜片组件的分析, 膜片在工作过程中的运动形式主要由前三阶主振型确定, 具体的主振型对应的模态阶数由各主振型振动方向上的刚度决定. 膜片组件中衔铁沿 Y 轴为膜片工作时的运动, 由此可见, 该主运动的速度决定了喇叭声源的声级^[8]. 其他两阶主运动是衔铁绕 Y 轴上某点在 X 轴和 Z 轴方向上的摆动^[9], 这样的主运动在膜片工作中起到负面作用, 要尽力避免.

因此, 分析膜片组件主要是探讨其作为在 Y 轴方向上的单自由度振动系统. 设膜片组件受一定频率的谐波激励, 则有^[10]

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = \omega_n^2 f(t) \tag{1}$$

其中 $f(t)$ 为激励函数.

设 $f(t) = A \cos\omega t$ 则对式 (1) 的解有^[10]

$$x(t) = X \cos(\omega t - \varphi) \tag{2}$$

其中 X 、 φ 为 ω 的函数. 则振动速度表示为^[10]

$$\dot{x}(t) = -\omega X \sin(\omega t - \varphi) \tag{3}$$

对其 Fourier 变换得到振动速度的频域^[10]

利用 ANSYS软件来建立膜片组件的有限元模型. 由于膜片材料参数以弹性模量和泊松比为主, 衔铁及紧固件材料参数以密度为主. 因此, 膜片组件建立整体模型并且统一划分单元, 单元类型为 `solid187`. 根据不同的分析类型及参数, 单元数量从 9 万到 15 万不等. 边界条件按照图 1所示, 将支撑面上所有节点自由度约束为零. 谐响应分析的初始条件依据实际情况, 在衔铁下端面加入 60N 均布载荷, 激励频率为 399Hz 到 420Hz 这样简化建模过程, 对于不同参数模型可以很简便地修改参数, 但为能达到精确度要求, 单元数量较大, 分析耗时较长. 所以, 膜片组件的有限元模型可以保证结果的可靠性和精确性.

3 膜片尺寸参数对固有频率的影响

膜片的直径由喇叭尺寸确定, 通过改变膜片刚度和衔铁质量而改变膜片组件的固有频率. 这里, 分析参数 D 和 h (图 1) 的变化对膜片组件的前三阶固有频率的影响, 分析结果如图 2

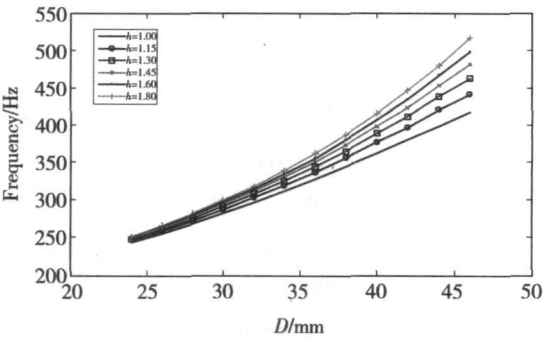


图 2 一阶固有频率与参数 h 和 D 的关系曲线

对于图 2 内的曲线利用 3 次多项式拟合, 其各项系数见表 1.

表 1 曲线拟合系数表

h	X^3	$X^2 \times 10^8$	X^1	X^0
1. 00	8.5758×10^{-4}	7.551 9	4.722 6	117.525 3
1. 15	0.001 2	5.422 2	4.258 5	125.739 1
1. 30	0.001 6	1.908 3	3.650 0	137.367 5
1. 45	0.002 0	- 4.656 4	3.023 6	149.250 0
1. 60	0.002 3	- 2.455 5	2.383 9	161.884 1
1. 80	0.002 7	- 6.395 0	1.719 4	173.671 8

前两阶固有频率与参数 h 与 D 的关系曲线如

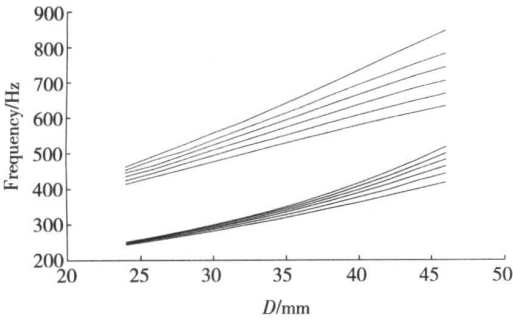


图 3 前两阶固有频率与参数 h 与 D 的关系曲线

通过分析结果得到:

- 1) 膜片组件在 Y 轴方向上的主振型对应的固有频率随参数 D 和 h 的增大呈非线性增大趋势。
- 2) 在 X 轴和 Z 轴方向上的衔铁偏摆振动对应的固有频率随参数 D 和 h 的变化呈线性趋势。
- 3) 膜片组件在各坐标轴上的刚度均随参数 D 和 h 的增大而增大。从图 3 两组曲线趋势来看, 图 1 所示的膜片结构中 Y 轴方向上的刚度比 X 、 Z 轴方向上的刚度要小得多。
- 4) 对于特定参数的膜片组件, 尤其是在图 1 所示结构中去掉支撑附近的环状阶梯结构后, 膜片在 Y 轴方向和 X 、 Z 轴方向上的刚度差在缩小, 并且随参数 D 和 h 的增大这个差值将越来越小, 最终可导致前三阶固有频率必有非常接近甚至重合的现象, 此时参数 D 和 h 继续增大, 则主振型的次序将发生改变, 所以参数 D 和 h 有其极限情况, 避免主振型次序的改变。

5) 根据振型叠加理论, 改变参数 D 和 h 会影响膜片组件振动过程中衔铁偏摆运动的比例。

4 膜片尺寸参数对振幅、速度及应力分布的影响

膜片组件及边界条件所组成的振动系统, 在实际喇叭工作中的激振频率为 $400 \sim 420 \text{ Hz}$ 以参数 $D = 40 \text{ mm}$, $h = 1.4 \text{ mm}$ 的膜片组件为例, 其 Y 轴方向上的幅频特性曲线如图 4 所示, 工作应力云图如图 5 所示。

图 4 显示, 该参数膜片组件工作时 Y 轴方向振幅达到最大值时对应的激振频率为 403 Hz 图 5 中明显出现 3 个应力较大的环状区域, 其中直径最大和最小的两个区域在衔铁处于平衡位置以下时出现大应力情形, 中间环状区域在平衡位置以上时应力为整个膜片工作中的最大值。

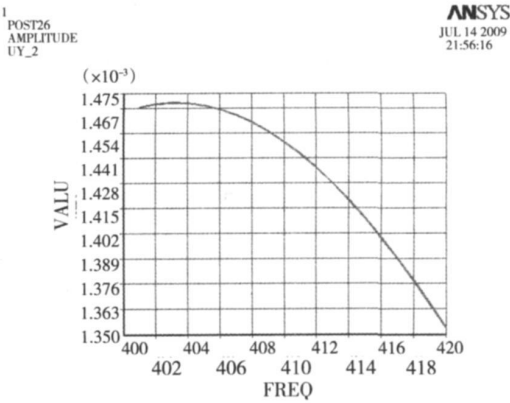


图 4 Y 轴方向上的幅值—频率特性曲线

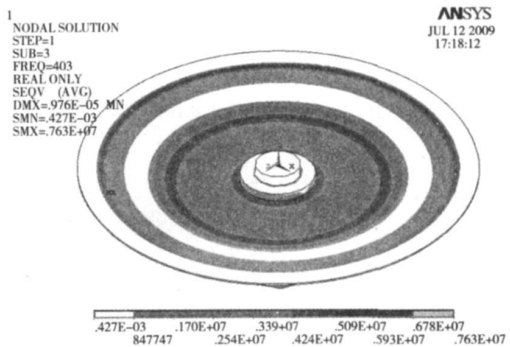


图 5 403Hz 时膜片 ($D = 40 \text{ mm}$, $h = 1.4 \text{ mm}$) 工作应力云图

膜片组件工作时衔铁的偏摆对膜片的运动和应力状态都有较大影响, 上述参数的膜片组件在 X 轴和 Z 轴方向上的幅频特性曲线如图 6 和图 7 所示。

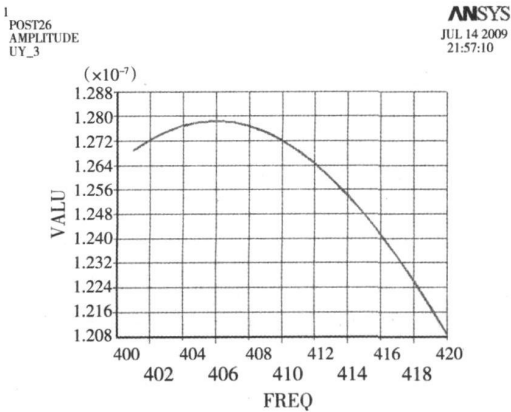


图 6 X 轴方向上的幅值—频率特性曲线

图 6 和图 7 分别表示衔铁下端面在 X 轴和 Z 轴方向上偏摆幅频特性。由此可以得到各个频率下的衔铁最大偏摆的数值和在 XZ 平面上的偏摆方向, 图 6 和图 7 中曲线的趋势又有较大差异, 说明膜片组件在振动中, 衔铁的偏摆方向是随频率的不同而改变, 并且在 Y 轴方向上振幅最大时, 衔铁偏摆

量的数值是决定该参数下膜片组件工作状态的重要指标

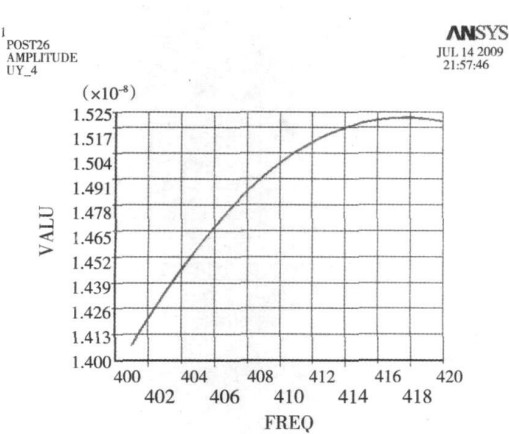


图 7 Z轴方向上的幅值-频率特性曲线

由图 5 表明, 在参数 $D = 40\text{mm}$, $h = 1.4\text{mm}$ 下的膜片各个应力区分明, 应力分布比较均匀, 应力状态比较理想. 在非理想应力状态下, 膜片应力分布在衔铁偏摆影响下出现局部高应力点或区域, 从而导致膜片在寿命期内的失效. 非理想状态下的应力分布大致呈现中心月牙形高应力区和边缘点状高应力区两种情形.

1) 中心月牙形高应力区. 例如: 参数 $D = 44\text{mm}$, $h = 1.15\text{mm}$, 在 406Hz 激振下的膜片工作应力云图, 如图 8 所示.

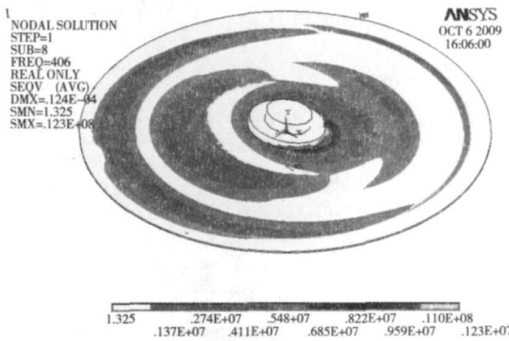


图 8 406Hz 时膜片 ($D = 44\text{mm}$, $h = 1.15\text{mm}$) 工作应力云图

由图 8 可见, 衔铁铆接处有明显的月牙形高应力区. 此处不但应力水平高, 而且受到挤压的作用, 将影响膜片寿命.

2) 边缘点状高应力区. 例如: 参数 $D = 42\text{mm}$, $h = 1.45\text{mm}$, 在 412Hz 激振下的膜片工作应力云图, 如图 9

图 9 中, 膜片工作时在膜片非支撑部分的边缘出现应力很高的点, 加之此区域原本的大应力工作状态, 使得这部分更加容易失效.

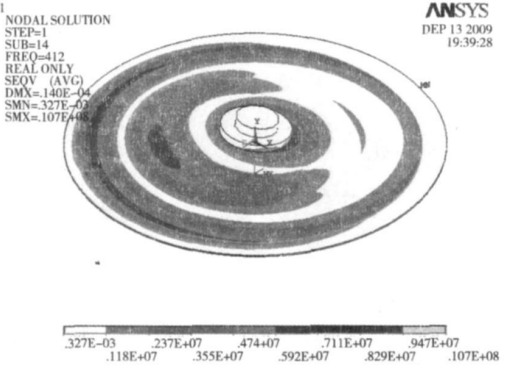


图 9 412Hz 时膜片 ($D = 42\text{mm}$, $h = 1.45\text{mm}$) 工作应力云图

膜片应力分析中, 考虑使膜片振动幅值足够大 (提高声级), 又不使得衔铁的偏摆运动过大 (降低非理想应力状态出现的可能性), 从而按照图 2 选取一阶固有频率在 420Hz 以上的参数 D 和 h .

选取的各个参数 D 和 h , 不同的膜片组件在 $400 \sim 420\text{Hz}$ 上激振, 得到结果如表 2

表 2 不同参数的膜片分析结果

组别	尺寸参数		性能参数		高应力 区类别	最大应力 值 /MPa	偏摆参数	
	h/mm	D/mm	A/mm	f/Hz			$A_x/\mu\text{m}$	$A_z/\mu\text{m}$
1	1.15	44	1.53	406	中心月牙	12.3	40.7	81.4
2	1.30	43	1.60	400	边缘点状	157	44.2	86.8
3	1.40	40	1.471	403	均匀环形	7.63	0.13	0.01
4	1.45	42	1.478	412	边缘点状	10.7	37.4	72.7
5	1.60	41	1.502	409	边缘点状	18.5	34.4	67.3
6	1.80	41	1.438	415	边缘点状	38.0	37.3	81.2

表中性能参数 A 和 f 为特定的参数 D 和 h 在 $400 \sim 420\text{Hz}$, 60N 力激振下响应幅值最大值及其对应的频率. 高应力区类别和最大应力值是在性能参数 A 和 f 确定的情况下, 衔铁处于平衡位置以下最大位移处的应力状态及其最大应力值, 膜片组件振动过程中, 两种非理想应力状态可能交替出现. 偏摆参数 A_x 和 A_z 是在性能参数 A 和 f 确定的情况下, 衔铁在图 1 所示的 X 轴及 Z 轴方向上的 f 频率下的振幅值.

表 2 中数据显示膜片在振动中的应力状态与偏摆参数密切相关. 除第三组中两个偏摆参数极小外, 其余五组偏摆参数均在 0.01mm 数量级上, 虽然振动幅值与性能参数 A 相比不足后者 1% , 但对应力状态及其最大应力值都有明显的影响, 如第 2 组中最大应力值达到 157MPa 这样的尺寸参数下的膜片在工作中将会很快失效.

5 膜片裂纹产生原因

喇叭膜片工作中出现裂纹甚至断裂是喇叭故障的重要原因. 通过统计, 膜片裂纹集中在图 10 中 3 个应力较大的环状区域上, 环状区域的直径由大到小编号为 1、2、3

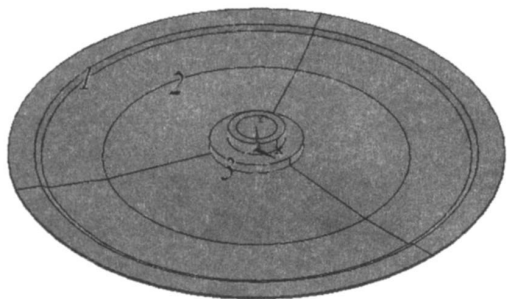


图 10 膜片裂纹产生区示意图

实际应用中, 各区裂纹产生的频率及原因:

1) 1 区裂纹出现频率最低, 影响 1 区裂纹产生的因素主要是边缘点状应力区的产生, 但由于此时膜片高应力区面积较小, 应力值较强度极限相比不大, 所以 1 区出现破坏的概率比较低。

2) 2 区裂纹产生于喇叭工作一定时间后, 并且喇叭工作中无论衔铁在平衡位置的上或下, 2 区都处于大应力情形. 和 2 区有关的裂纹, 一部分裂纹沿膜片原料锻造流线方向出现, 一部分沿 2 区的环状带断裂, 因此 2 区的裂纹属于疲劳裂纹。

3) 3 区产生裂纹的频率较高, 但在工作时间内出现明显的离散性, 从膜片工作几次到几十万次都可能出现裂纹. 当出现中心月牙形高应力区时, 3 区出于部分高应力状态, 这是 3 区裂纹原因之一. 而由于喇叭工作中, 衔铁始终存在偏摆振动, 导致铆接件与膜片 3 区环状区域相互挤压形成膜片表面的缺陷, 从而使得膜片 3 区裂纹容易形成, 从而导致破坏。

4) 这 3 个不同区域裂纹产生的原因有所区别. 1 区边缘点状应力区和 2 区均匀环状引力区产生裂纹均由于材料的疲劳破坏; 2 区均匀环状引力区和 1 区有所区别在于 2 区最大应力值要远小于 1 区, 而且 2 区应力分布均匀受外部环境的影响也要小, 高低温实验结果也证明了这点, 所以 2 区裂纹产生的频率要低; 3 区中心月牙形应力区出现裂纹的因素要比前两种情况复杂, 3 区不但最大应力值较高, 而且此处容易出现零件表面缺陷, 使得缺陷处应力集中, 所以 3 区裂纹是疲劳与挤压共同作用的结果; 通常,

在一个振动周期中, 1 区边缘点状应力区和 3 区中心月牙形应力区会交替出现, 3 区出现裂纹的可能性要高于 1 区, 因此在 1 区还没有出现疲劳裂纹时, 3 区已经出现局部断裂, 导致膜片组件失效。

6 结 论

通过本文对汽车喇叭膜片结构参数的分析, 结论如下:

1) 参数 D 和 h 影响膜片刚度, 参数 D 或 h 越大, 膜片刚度越大, 膜片组件固有频率越高; 衔铁质量影响膜片组件的质量, 衔铁质量越大, 膜片组件的质量越大, 固有频率越低. 其中, 参数 D 和 h 对第一阶固有频率影响比第二、三阶要大。

2) 保证较大的 Y 轴方向上的振幅时, 理想的膜片应力状态一般在激振频率处于一阶固有频率以下 20Hz 到 30Hz 时出现. 因此对于固定激振频率的汽车喇叭, 要调整参数 D 或 h 或者衔铁质量使膜片组件的一阶固有频率比激振频率高 20Hz 到 30Hz . 对于非固定激振频率的情况, 则需控制激振频率在一阶频率以下 20Hz 到 30Hz 范围内。

3) 膜片裂纹在不同区域的产生主要取决于衔铁偏摆幅值的大小, 偏摆值决定着膜片工作时的应力状态, 调整参数 D 和 h , 减少偏摆, 可以避免工作寿命内裂纹出现。

参 考 文 献

- [1] 叶郁文, 吴初桢, 潘钧俊, 等. 蜗牛式电喇叭膜片振动对声特性的影响研究 [J]. 振动与冲击, 2001, 20(2): 56–58
- [2] 陈小工, 何文翔, 张明珠. 汽车盆形电喇叭零件的失效分析 [J]. 汽车工艺与材料, 2002(10): 38–39
- [3] 陆克久. 汽车电喇叭的故障分析与检修 [J]. 汽车维修, 2000, 05: 21–22
- [4] 赵继俊, 李光荣, 赵舒. 汽车电喇叭膜片结构优化与可靠性分析 [J]. 机械工程师, 2009(5): 101–103
- [5] 王世忠, 荣吉利, 邓纓, 等. 电一声喇叭振动模型的建立与频率修正 [J]. 振动与冲击, 1998, 17(2): 9–12
- [6] 季强, 蒋伟康, 戚方好. 汽车喇叭膜片寿命的影响因素分析及其优化设计 [J]. 振动与冲击, 2007, 26(5): 112–114
- [7] ADACHI Seiji, AKI Saka-Masa. Trumpet Sound Simulation Using a Two-dimensional Lip Vibration Model [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1996, 99(2): 1200
- [8] 王孚懋, 任勇生, 韩宝坤. 机械振动与噪声分析基础 [M]. 国防工业出版社, 2006: 40–70
- [9] J·H·金斯伯格. 机械与结构振动—理论与应用 [M]. 中国宇航出版社, 2005: 172–254
- [10] 师汉民. 机械振动系统 [M]. 2 版. 华中科技大学出版社, 2004: 42–47