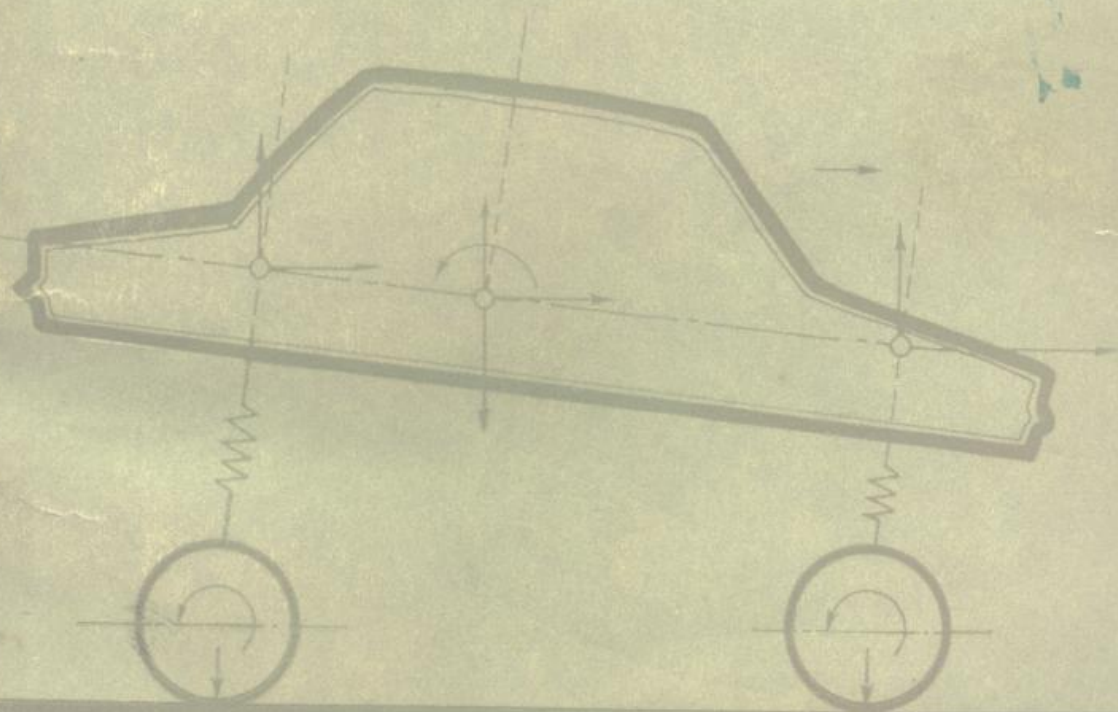


汽车振动学

〔日〕小林 明 著



机械工业出版社

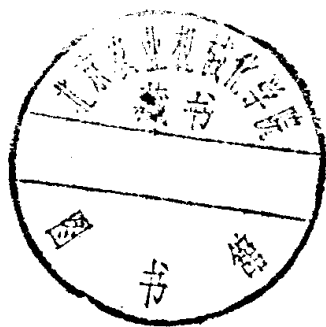
S. 219. 10 / 3

汽车振动学

[日]小林 明著

河北工学院汽车教研室 译

清华大学汽车工程系 校



机械工业出版社

自动车振动学

著者 小林 明

圖書出版社 1976年9月初版

* * *

汽车振动学

〔日〕小林 明著

河北工学院汽车教研室 译

清华大学汽车工程系 校

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ · 印张 $10\frac{3}{8}$ · 字数 272千字
1981年2月北京第一版·1981年2月北京第一次印刷

印数 0,001—5,800 · 定价 1.30 元

*

统一书号: 15033·4883

前 言

在当代社会的生产和生活中，汽车是重要的运输工具。随着我国社会主义现代化建设的发展，对汽车的需要日益增加，要求也日益提高。世界的汽车工业日新月异，研究和设计的手段不断革新，对汽车的研究也更加深入。在提高汽车行驶速度和行驶平顺性的过程中，从振动的角度来探明各种影响因素，弄清其机理已成为汽车研究工作的重要课题之一。

和其它领域一样，为了加速我国的四个现代化，更好地借鉴吸收国外的经验和先进科技，我们翻译了日本1976年版小林明著《汽车振动学》一书。作者小林明教授是日本汽车专业领域中的著名专家，有关汽车理论方面出版了多种著作，已为国内外广大汽车科技工作者所熟悉。

《汽车振动学》一书比较全面、系统地分析了汽车各部分和汽车在各种情况下的振动问题，并按经典方法给出了数学解。对于我们全面了解汽车的振动问题有一定的帮助。如果能与近年来发展很快的“随机振动”等近代的概念和方法结合起来，对于解决和分析汽车的振动问题一定能发挥更大的作用。本书可作为高等学校汽车专业的教学参考书，对从事汽车研究方面的有关人员和工厂技术人员也有参考价值。

本书由河北工学院汽车教研室刘辑昌、姜效苏、罗希璋、海德力等同志翻译，经清华大学内燃机教研室黄鼎模、汽车教研室管迪华、魏克严等同志审校。由于译者日语水平及专业水平都有限，错误和不当之处在所难免，希望使用本书的同志不吝指正。

序

在现代,汽车是丰富人们生活的近代文明的象征之一。今天,汽车做为输送人员和物资的工具正在代替铁路担任着重要角色。因而,汽车在社会生活中所承担的责任和所面临的问题也是非常多的。

为了满足社会的要求,对汽车已经进行了各种改进,而现在还不能说已经完全满足了这些要求。如何使汽车成为更好的工具仍是我们研究工作的重要课题,并要求我们给以圆满的解答。

例如,汽车通过凹凸不平的路面、加速、减速或转向时不可避免地会受到某种冲击。为了缓和这种冲击,开始考虑加上轮胎、弹簧等种种机构和装置。除此之外还有高速行驶时出现的所谓摆振现象,对汽车行驶的稳定性也是一种威胁。因而从振动学的角度探明各种不稳定因素,弄清其机理是很重要的,由此可进而研究改善现有的不稳定部分。作者希望本书对此能有所补益。

汽车发动机和传动系当然会引起振动,而进排气系统的脉动和排声噪声也不能忽视。火花点火和起动时的电振荡将产生噪声和电波干扰。本书将以振动学的观点对这些现象加以分析并提出防止的措施。本书可作为大学生的参考书,对专门的研究人员也有参考价值。

小林 明

一九七六年七月

目 录

第一章 绪 论	1
1.1 汽车的缓冲	1
1.2 冲击的影响	1
1.3 悬架弹簧及轮胎应具有的特性	5
1.4 减振作用	9
第二章 自由振动	12
2.1 无阻尼自由振动	12
2.2 具有非线性弹簧的振动系	18
2.3 无阻尼的角振动	22
2.4 具有摩擦阻尼的自由振动	24
2.5 具有速度阻尼的振动	26
2.6 具有与速度平方成正比的阻尼的自由振动	30
2.7 装有副簧时的自由振动	34
2.8 具有非线性阻尼的振动	38
第三章 受迫振动	40
3.1 无阻尼受迫振动	40
3.2 具有摩擦阻尼的受迫振动	47
3.3 具有速度阻尼的受迫振动	52
3.4 具有非线性弹簧的振动系的共振	59
第四章 汽车的自由振动	63
4.1 汽车的振动	63
4.2 车身的无阻尼自由振动	64
4.3 车身的有阻尼自由振动	74
4.4 车身和车桥的无阻尼自由振动	77
4.5 车身和车桥的有阻尼自由振动	81
4.6 单轮车的自由振动	84
4.7 车身的横向摆动	90

V

第五章 汽车的受迫振动	93
5.1 汽车的无阻尼受迫振动	93
5.2 受迫振动的图解法.....	102
5.3 车身的有阻尼受迫振动.....	107
5.4 受到非周期性衰减时车身的摇动.....	113
5.5 车身和车桥的无阻尼受迫振动.....	116
5.6 车身和车桥的有阻尼受迫振动.....	119
5.7 受周期性冲击时车身的摇摆.....	121
5.8 装有轮胎时的周期性冲击.....	129
5.9 轮胎跳离路面时的情况.....	136
5.10 减振器的安装方法	138
5.11 乘客受到的振动	144
5.12 无轮胎汽车的跌落	145
5.13 有轮胎汽车的跌落	156
第六章 前轮及前桥的振动	164
6.1 操纵机构的振动.....	164
6.2 前轮定位角.....	165
6.3 引起摆振的原因.....	169
6.4 摩擦引起的自激振动所导致的摆振.....	171
6.5 陀螺仪效应与摆振的耦合.....	177
第七章 制动时汽车的振动	184
7.1 制动作用.....	184
7.2 轮胎与路面的附着力.....	186
7.3 车轮抱死时的制动现象.....	193
7.4 制动力比.....	198
7.5 制动时汽车的振动.....	202
第八章 动力性及稳定性	208
8.1 动力性及稳定性.....	208
8.2 后轮驱动汽车的稳定性.....	208
8.3 前轮驱动汽车的稳定性.....	210
8.4 四轮驱动汽车的稳定性.....	210
8.5 重心高度和车身的转动惯量对行驶稳定性的影响.....	211

8.6	转向时的稳定理论	212
第九章	发动机的振动	216
9.1	发动机机体的振动	216
9.2	重心周期性位移产生的影响	217
9.3	回转力矩的影响	227
9.4	由往复运动惯性力引起的力偶的影响	230
9.5	由连杆惯性力引起的力偶的影响	232
第十章	动力系统的扭转振动	234
10.1	概论	234
10.2	自由扭转振动	234
10.3	受迫扭转振动	237
10.4	曲轴的自由扭转振动	241
10.5	曲轴扭转振动的当量圆盘	243
10.6	曲轴的扭转刚度和当量长度	244
10.7	汽车发动机的曲轴	256
10.8	曲轴的受迫振动	266
10.9	曲轴的危险转速	268
10.10	动力传动系统的振动	271
10.11	传动轴的振动	272
10.12	发动机内部的摩擦阻尼作用	276
10.13	轮胎的弹性阻尼作用	280
第十一章	进排气的振动	282
11.1	概论	282
11.2	脉动流动	282
11.3	进气管长度和容积效率	286
11.4	排气流动和噪声	291
11.5	排气管内的脉动流动	297
11.6	排气管的衰减作用	300
11.7	管道截面急剧变化的消声法	303
11.8	共振腔型消声器	307
11.9	吸收型消声器	309
11.10	滤波器型消声器	310

VI

第十二章 电振荡	312
12·1 电火花的生产过程	312
12·2 点火电压的生产过程	314
12·3 充电时的电振荡	315
12·4 放电时的电振荡	318
12·5 断电器的放电过程	322
12·6 电动发声器	323

第一章 绪 论

1.1 汽车的缓冲

汽车是由几个具有固有振动特性的振动系统所组成，这些振动系统相互间又有一定程度的联系而形成耦合。车轮的外周装有充气轮胎，车轮滚动时，通过其弹性表面与凹凸的路面接触，而车身则通过弹性悬架支承在车桥上，乘客又以弹性减振座垫与底盘隔开。这样既用弹性悬架支承，又用弹性轮胎，特别是使用减振座垫都是为了使乘客感到舒适，对载重汽车来说是为了防止所运货物的损伤。不仅如此，从机械工程学角度考虑，还要不使车轮及汽车各总成产生过大的应力，使轮胎与路面接触平顺以延长轮胎寿命，减轻道路损坏，特别是使从发动机传到驱动轮的驱动力更有效地驱动汽车行驶。

1.2 冲击的影响

由于汽车受到凹凸不平路面的冲击，所以在行驶中不断地引起振动，当汽车零部件的连接处有松旷时，这一振动会引起新的振动，结果使零部件逐渐损坏，使乘客感到不舒适，易于疲劳。另外这些振动还经常引起噪声及空气振动，对人耳的听觉机能会产生不良影响。因此有必要首先来讨论对人体有影响的振动及噪声。

1. 噪声

汽车车身按照外界冲击的强度使空气振动，振动的频率增加到一定程度时将发出声音。人对声音的感觉有各种评价指标。

第一是声音的高低，它和频率有直接关系，用每秒振动次数来表示，其单位为赫兹，通常以 Hz 表示。

第二是声强，声场中某一点的声强是指单位时间内从发声源

传播到该点垂直于声波方向的单位面积上的声能，以 10^{-7} 瓦/厘米² 做为声强单位。因为人说话时最弱的声强为 10^{-7} 瓦/厘米²，普通说话为此声强的 100 倍，大声说话约可达 10000 倍。若以 10^{-6} 瓦/厘米² (微瓦) 做为声强单位，则上述值分别为 0.1, 10 及 1000 微瓦/厘米² (即 $\mu\text{W}/\text{cm}^2$)。 10^{-1} 微瓦/厘米² ($\mu\text{W}/\text{cm}^2$) 相当于声压变化 1 达因/厘米² (1 dyne/cm²)。现以 ρ 表示空气密度， C 表示声速， p 达因/厘米² 表示声压变化的实际值，那么声强 I 为 $I = \frac{p^2}{\rho C}$ 。以厘米-克-秒制单位 (C.G.S) 表示时，对 20°C 的空气由于 $\rho \cdot C = 41.5$ ，所以声强可表示为

$$I = \frac{p^2}{415} \quad \text{尔格/秒 (erg/s)}$$

或
$$I = \frac{p^2}{415} \quad \text{微瓦/厘米}^2 (\mu\text{W}/\text{cm}^2)$$

第三是音色，汽车发出的声音多属噪声，而使喇叭发出乐音只是尽力做到而已。

其次改变声音的高低使其逐渐减小，一直到人耳对声音没有任何感觉为止，称此为听阈。另外使声音逐渐升高，最后感觉不到声音，只是使人耳引起疼痛感觉，称此为痛阈。因此振动频率、声能强度不同，人耳的反应程度也不同，故称此为感觉响度。图1.1所示是这种响度曲线。由图可知，当频率为 60 赫兹时听阈为 0.1 达因/厘米² (或巴)，而 1000~4000 赫兹时为 0.001 巴以下，比听到 60 赫兹声音容易几百倍。此外 500 赫兹的声音可听到几千巴。如以 I_0 表示听阈的声强，感觉到的声强以 I 表示时，则以 $\alpha = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0}$ 表

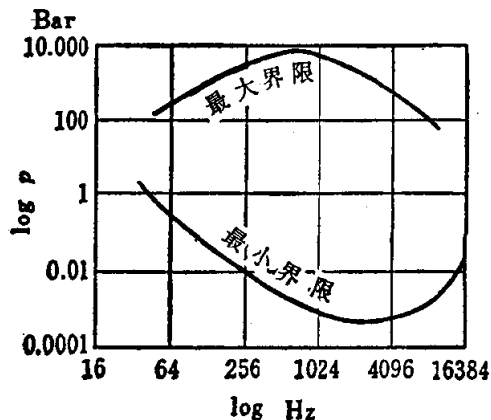


图1.1 可听阈

此外 500 赫兹的声音可听到几千巴。如以 I_0 表示听阈的声强，感觉到的声强以 I 表示时，则以 $\alpha = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0}$ 表

示声强级， α 的单位为分贝 (db) 或昉 (phone) 表示噪声强弱的程度 (db 为 decibel 的缩写)。大体上 130 分贝为最大限度，而零分贝为最小限度。普通说话为 35~65 分贝，东京地下铁道的车内噪声为 80 分贝，飞机上的噪声可达 100 分贝。图 1·2 为实测的噪声强度 (声强级 db) 与频率及声压变化的关系。又如汽车发动机的排气噪声为 65~95 分贝，装置消音器时噪声可下降 20~30 分贝等，这种场合仍用分贝为单位来表示。

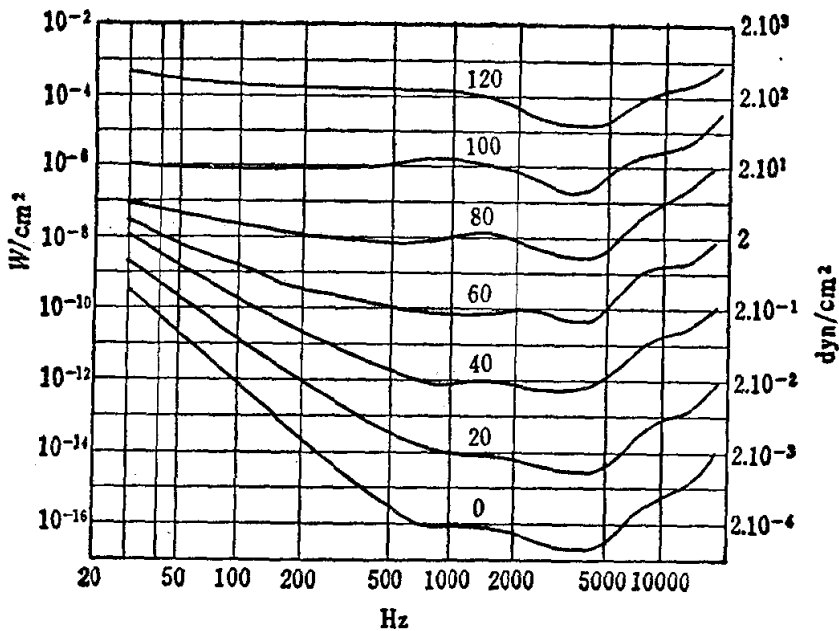


图1·2 噪声强度和频率的关系

若因车身振动而发出声音，则与作为声源的车身表面积成正比的声能是很强的。又因为这种振动的加速度及速度与振动的声压变化有关系，所以也影响声强。同时频率直接与声音高低有关系，此处的噪声是可以听到的，不用说会使人感到不舒服。所以无论对乘客还是对周围的人都希望尽量防止汽车的噪声，这一点汽车设计必需考虑进去。

2. 机械振动

目前准确定量地描述人对机械振动的感受程度是困难的。图 1.3 所示为梅斯特 (Meister) 的研究结果 (Über Federung).

Motorwagen, Bd29, 1926, p863), 表示站着的人对简谐振动感受的范围, 而坐着的人对比这高一些的频率感受却是相同的。这个资料只讨论了直线运动的情况, 而对由于汽车绕其重心的纵向角振动, 特别是使乘客摇晃的头晕, 不得不经常变换乘坐姿势, 以至引起过度疲劳的那种前后颠簸状况尚无研究资料。

总之, 乘坐者对振动的感受程度是根据振动频率及振幅大小这两种因素的综合情况不同而异, 例如对图中 0 范围内的振动频率和振幅, 乘坐者几乎没有任何感觉。Ia 范围内开始有振动的感觉, 对 Ib 范围内的振动人的感觉是良好的。而在一进入 Ic 范围内舒适感渐弱, 振动感增强, 并开始出现厌烦情绪。而当进入 II a 范围内时已感到不舒适, 进入 II b 则不舒适感特别强烈。

此外, 振动的感觉还和振幅有关系。图 1·3A 区域内是振动速度 $\frac{dx}{dt}$ 的问题, 这时振动极小, 一方面也是属于高频率范围, 而在 B 区域是振动加速度 $\frac{d^2x}{dt^2}$ 的问题, C 区域是属于振动加速度对时间的导数 $\frac{d^3x}{dt^3}$ 的问题。在简谐振动的情况下, 加速度的变化为

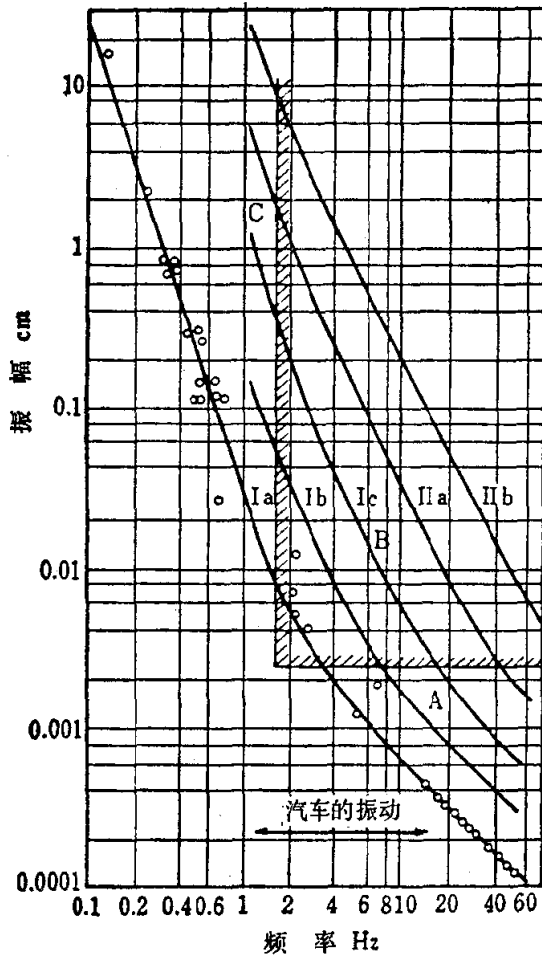


图1·3 振动的感觉

30厘米/秒³，尚未引起舒适与否的问题，而达到100厘米/秒³就感到痛苦。日本通常的步行速度为每分钟114步，相当于振动频率1.9赫兹。由于对每分钟80~140次即1.3~2.3赫兹的范围内的振动人们有舒适感，所以汽车设计时应以此范围为目标。汽车振动频率多在1~20赫兹，这属于B区域，因此很显然关于乘坐舒适性应以振动加速度做为评价指标。由于船的颠簸周期为3~4秒，频率相当于0.25~0.32赫兹。这是属于C区域，振幅很大，人体感到很不舒服。根据R.N.詹尼卫(R.N.Janeway)发表的资料(SAE of America, Aug.1948, p.49)，平顺性较好的范围可推荐如下：

a) 在低频范围($N = 1 \sim 6$ 赫兹)时，乘客感到受冲击的加速度对时间的导数的最大值可达 12.2^* 厘米/秒³。现以 a 厘米表示振动的最大位移， N 赫兹表示频率，则此二者之间的关系必需满足下式

$$a \cdot N^3 = 5$$

b) 中等频率范围($N = 6 \sim 20$ 赫兹)，与加速度有关系，其最大值为重力加速度 g 的3.3%。这时的振动频率和最大位移之间如不满足下列关系则平顺性会变坏

$$a \cdot N^2 = 0.85$$

c) 高频范围($N = 20 \sim 60$ 赫兹)是属于振动速度问题，其最大值不应超过0.27厘米/秒，为了获得较好的平顺性， a 和 N 应满足如下关系

$$a \cdot N = 0.045$$

1.3 悬架弹簧及轮胎应具有的特性

充气轮胎，在汽车行驶中也基本上不失去其弹性作用。橡胶轮胎的刚度为车身悬架弹簧刚度的5~10倍，且轮胎的刚度与其充气压力有关。车轮及车桥系统的质量相当于汽车弹簧上质量的 $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{10}$ 。而振动系的固有频率与弹簧的刚度 c 和弹簧上的质量 m

有关，它们与圆频率 ω 弧度/秒的关系为 $\omega^2 = \frac{c}{m}$ 。车桥系的固有频率为弹簧上质量系的固有频率的 5~10 倍，由此可知是相当高的频率。

车身用弹簧支承在车桥上，这种弹簧一般用重叠的板簧。但是由于这种弹簧的叶片间存在摩擦，使车身振动时的减振性能变坏，为减少摩擦常在叶片间涂加润滑脂。螺旋弹簧由于几乎不存在摩擦的影响，挠度与载荷之间具有较准确的线性关系，和减振器一起能很好地满足设计要求的减振性能，所以这种弹簧在小客车上得到了广泛的应用。特别是经常看到的丰田车（トヨペット）的设计，由于是独立悬架，左右车轮不是装在一根车轴上，而是采用装在各自的车轴上，这时多采用螺旋弹簧。

对载重量比汽车自重大的载重车来说，载荷与弹簧的挠度不应是线性关系，即载荷增加，不希望弹簧的挠度也成正比地增加。最好用非线性关系代替线性关系。对小客车也是希望这样的非线性悬架。把弹簧的强度和减振器的作用结合起来可设计出平顺性好的汽车。而且由于汽车固有频率与因路面不平所引起的受迫振动之间相互影响也会形成减振的作用。但是对固有振动来说载重量一变化，马上就影响到固有振动的变化，结果使振动情况变坏。

图 1·4 所示为采用滑板式支承的钢板弹簧，当弹簧的载荷增加时，如虚线所示那样，其两端有向内移动的趋势，两个滑动支点向中心靠近，弹簧有效长度变为 l_3 。反之，载荷减小时，弹簧

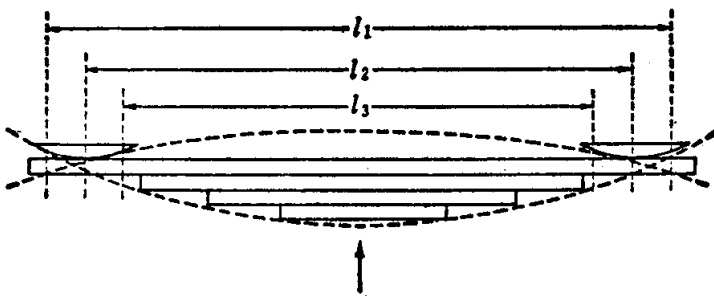


图1·4 滑动支承弹簧

两端支点向外移动，弹簧的有效长度变为 l_1 。

另外一种结构如图 1.5 所示，除主簧外，还附加有副簧，当载荷特大时副簧开始起作用，这种结构的悬架一般应用也较

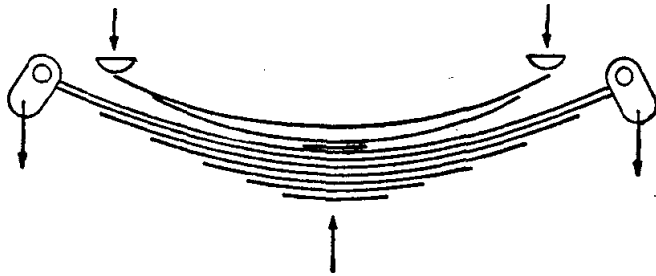


图1.5 副簧

多。图 1.6 中， $01'$ 表示主簧的载荷与挠度间的线性关系，主簧的挠度为 a 时载荷用 $0'1$ 表示。这时若副簧开始起作用，则总的载荷为 $0''2$ 时，主簧的挠度为 b ，其所承受的载荷仅为 $0''2'$ 这一部分，剩下的 $2'2$ 的载荷被副簧承受。这时 12 和 $0'2'$ 平行， $0'2'$ 是表示副簧的挠度与其承受的载荷的线性关系。同样也可制成同心圆筒状的一组螺旋弹簧。主簧挠度只要达到 a 时，其中的第二个弹簧即开始起作用，当主簧的挠度为 b 时，第二个弹簧的挠度只要达到 $(b-a)$ ，第三个弹簧就开始起作用。这样组成的弹簧，其载荷与挠度间的关系在图中以 0123 折线表示。

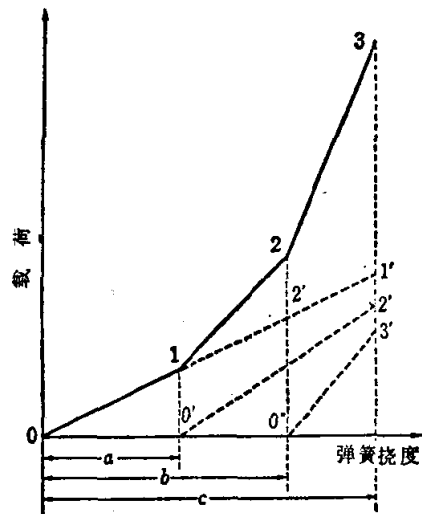


图1.6 组合弹簧的特性曲线

具有这样的弹簧特性，尚能避免共振。例如对图 1.6，弹簧在其挠度为 a 时发生共振，弹簧的振幅开始急剧增大。这样，弹簧与开始产生共振时的特性就不一样了，特别是中间的一段变为强的弹簧，其固有频率高得多，因此虽然由于外界的强制作用开始

了共振，结果共振现象总会很快消失。为此，这种折线向上越陡效果也越好。因此图 1·7 所表示的那种连续平滑曲线的特性显然也是好的。这时任意一个挠度时其弹簧刚度可用特性曲线上通过该点的切线和水平轴夹角的正切来表示。空气被急剧压缩时几乎是绝热过程，其压力 P 和体积 V 满足 $PV^{1.4} = \text{常数}$ 的规律。因此如把密闭气筒的活塞想象为空气弹簧，作用在活塞上的载荷与其位移的关系则与以上规律完全一样，其特性曲线如图 1·7 曲线 b 所示。若支承相当于 1 点挠度下的载荷，则和其有相同效果的线性弹簧特性必定是通过 1 点与曲线 b 相切的直线 a。

这时，若载荷增加一倍，弹簧的挠度发生了以 $\sqrt[3]{2}$ 的长度表示的差别。对空气弹簧来说其挠度比较小，而且可以用增加空气压力的办法来改变空气弹簧的特性曲线。如通过点 4 的曲线 c，载荷增大了一倍但挠度保持不变。

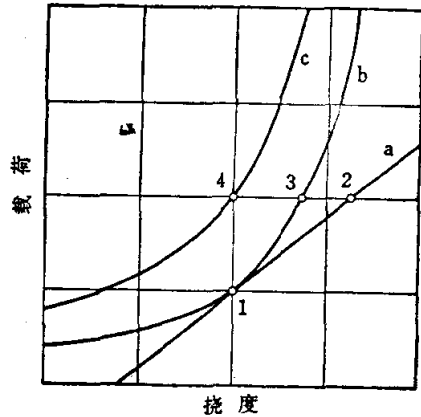


图1·7 空气弹簧的特性

若载荷增加一倍，弹簧的挠度发生了以 $\sqrt[3]{2}$ 的长度表示的差别。对空气弹簧来说其挠度比较小，而且可以用增加空气压力的办法来改变空气弹簧的特性曲线。如通过点 4 的曲线 c，载荷增大了一倍但挠度保持不变。

我们对利用空气压缩时产生的弹力来做弹簧是很感兴趣的。若活塞上下两侧的空气都能起压缩作用时称为双作用式空气弹簧，就和普通弹簧一样，伸缩两方面都产生弹簧作用，如图 1·8 所示的曲线那样，在通常载荷下，空气压力约为 4 个大气压时，活塞处于平衡位置，而当载荷增大时，活塞承受的载荷与其位移之比值将很快地增大。此外车身一发生振动，如车轮落到凹坑时，活塞产生从中间位置向下移动的趋势，这时，由于活塞下面空气压力的作用，将阻止其移动。

另外如图 1·9 所示，在活塞的中间位置附近，气缸筒内壁的一边挖去一部分，虽然很小但可以产生减振作用，与此同时当活塞在中间位置附近时由于空气压力所形成的弹性，使悬架弹簧中间的强度有所减弱，因而可以缓和由路面引起的小的冲击。