

机械振动概论

黃維德 編著

上海科学技术出版社

內 容 提 要

本書敘述了機械振動的基本現象和理論基礎，並結合機械工程中的實際問題，來說明機械振動的計算、測量和減振方法。

本書可供有關專業的高等學校學生在學習機械振動理論課程時的參考書；也可供機械製造廠工程技術人員在實踐工作中作為參考之用。

機 械 振 動 概 論

黃維德 編著

上海科學技術出版社出版（上海瑞金二路450號）

上海市書刊出版業營業許可證出093號

洪興印刷廠印刷 新華書店上海發行所發行

開本850×1168 1/32 印張7 14/32 插頁1 排版字數182,000

（原科技版印2,000冊 1953年7月第1版）

1960年4月新1版 1964年9月第3次印刷

印數4,501—7,700

統一書號 15119·693 定價（科六）1.20 元

目 錄

序

第一章 產生振動的原因 1

1-1 振動系統..... 1	1-6 气缸的式樣..... 9
1-2 旋轉體的不平衡..... 6	1-7 复合振動.....10
1-3 引擎的平衡和調諧..... 7	1-8 電纜的振擺運動.....11
1-4 製造技術..... 8	1-9 活塞環的漏氣.....12
1-5 往復泵的凡爾彈簧..... 9	1-10 接合部分的鬆動..... 13

第二章 單自由度無振阻振動系統的自然周率計算法.....14

2-1 單自由度振動問題中的微分方程.....14	2-3 平衡法.....27
2-2 實驗法.....26	2-4 能量法.....31
	2-5 雷利法.....41

第三章 單自由度無振阻振動系統的強制振動.....44

3-1 無振阻強制振動理論.....44	3-3 變速動力機的彈性機座 ...53
3-2 等速動力機的彈性機座 ...50	3-4 旋轉動力機的彈性機座 ...54

第四章 單自由度有振阻振動系統.....57

4-1 單自由度有粘帶振阻的自由振動.....57	4-3 等速動力機的有振阻彈性機座72
4-2 單自由度有粘滯振阻的強制振動.....64	4-4 變速動力機的有振阻彈性機座76

第五章 二自由度振動系統.....80

5-1 二自由度振動系統方程的標準解法.....80	期日方程.....93
5-2 雙聯擺的振動及拍.....86	5-5 位能和消散函數.....99
5-3 動力減振器.....89	5-6 復擺的強制振動..... 103
5-4 受壓束系統的振動和拉格	5-7 扭轉振動振阻器..... 107

第六章 多自由度振動系統..... 111

6-1 当量質量.....	111	題.....	123
6-2 当量彈性軸.....	115	6-6 霍爾茲氏的自然周率計算法.....	129
6-3 決定曲軸当量長度的實驗法.....	120	6-7 多質量轉軸自然周率計算法.....	137
6-4 船用螺旋槳的質量轉動慣量的圖解法.....	121	6-8 屯克來氏法.....	141
6-5 船用螺旋槳傳動軸的当量質量和当量長度的計算例		6-9 施托雅拉法.....	141
第七章 振动周率的測量.....	144		
7-1 彈性杆周率儀.....	145	7-5 壓縮空氣吹击法.....	153
7-2 閃動式周率儀.....	146	7-6 高周率測量和高周率力的產生.....	154
7-3 機械系統擾動法.....	148		
7-4 電磁系統擾動法.....	151		
第八章 振幅及振动波形的測量.....	156		
8-1 直接測量法.....	156	8-6 電磁扭轉感振儀.....	165
8-2 慣量振動儀.....	158	8-7 積分电路.....	167
8-3 加速度測量儀.....	160	8-8 金屬綫应变測振儀.....	169
8-4 蓋格爾扭轉振動儀.....	163	8-9 和諧分析.....	171
8-5 電磁感應感振儀.....	164		
第九章 动平衡及动平衡机.....	175		
9-1 靜平衡及动平衡.....	176	9-5 电火花式动平衡机.....	185
9-2 不平衡質量的位置和轉速的关系.....	178	9-6 磁力平衡法.....	187
9-3 划綫式.....	181	9-7 葛蓄特动平衡机.....	188
9-4 試加重量法.....	184	9-8 阿斯卡尼亞动平衡机.....	196
第十章 振动的隔离.....	204		
10-1 增強結構的方法.....	204	10-4 扭轉振动的隔离.....	212
10-2 彈性裝置.....	206	10-5 彈性联轴器.....	215
10-3 橡皮隔离体.....	209		
第十一章 振动阻力器.....	219		
11-1 振阻器的基本原理.....	219	11-5 固体的內摩擦振阻.....	227
11-2 粘滯振阻器.....	221	11-6 摩擦振阻器.....	227
11-3 活塞振阻器.....	223	11-7 振阻器的位置.....	230
11-4 液体联轴器.....	225		
参考文献.....	232		

第一章 產生振動的原因

1-1 振動系統

任何物体或机件都具有一定的質量和彈性。当物体受到一次外力的擾動后,它就按一定的節奏在原來靜止位置的二側作往復運動,這種運動就稱為振動。而本身具有彈性的質量或是和它相連接的彈性部分的組合体,就稱為振動系統。

最簡單的振動系統通常可由質量為 m 的重物和螺旋彈簧所組成(圖1)。物体重量 W 使彈簧伸長 δ_{st} 后而靜止不動,這種伸長稱為靜力伸長。

產生每單位長度的靜力伸長所需要的力,稱為該彈簧的彈力常數 k ,而彈簧因其收縮所產生的力稱為回復力。今重物在靜止位置,被重力和彈簧的回复力所平衡,這二個力大小相等,方向相反,即

$$k \cdot \delta_{st} = W$$

這種呈平衡狀態时的位置,稱為平衡位置或中立位置。

今若使質量 m 向下離開平衡位置 x 距離而听其自由運動,這時彈簧力大於重力,即

$$k \cdot (\delta_{st} + x) > W$$

故質量 m 即向上運動,到達平衡位置以后,因其仍具有動量,故必繼續向上運動。經過平衡位置后,彈簧力逐漸減弱,即

$$k \cdot (\delta_{st} - x) < W$$

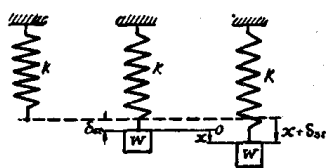


圖 1

于是这向上的运动随即逐渐被这向下的力所减慢,最后,质量在一定的顶点停止。然后 m 再向下运动,经过平衡位置而回到原来起动地点,这一运动过程称为完整振动,而这一完整振动所需的时间

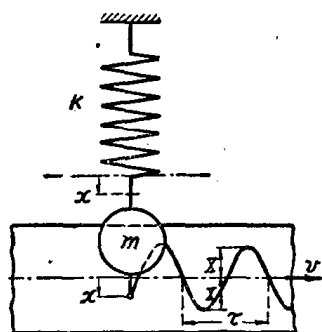


圖 2

称为周期 τ 。每单位时间内的完整振动的次数,就称为周率 f 。若無振动阻力存在,则质量自平衡位置到上下顶点的位移相等,这位移称为最大振幅 X 。当质量 m 作上下运动时,如果在它下端按装记录笔尖,并用纸带按着一定的速度作横向移动,质量振动的情形就可记录在纸带上,并且是条余

弦曲线,如图 2 所示,因此振幅的变化,常用余弦或正弦曲线表示,

$$x = X \cos \omega t \quad (1-1)$$

同时可见简单振动系统的振动是简谐运动。几个简谐运动可以有同样大小的振幅和周期,但若由于时间的起点不同,就可能有以下三种不同形式的简谐曲线,如图 3 所示。

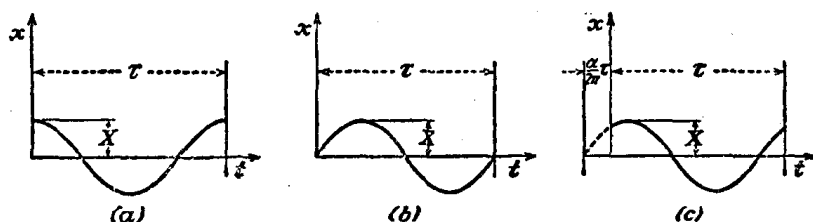


圖 3

圖(c)中的起点是质量在经过了平衡位置 $\frac{\alpha}{2\pi} \tau$ 单位时间以后的位置,而圖(a), (b)中的起点是质量正在最高点及平衡位置上。

式(1-1)中的 ω 是常数, ωt 是以弧度计量的角度。这函数的角周期显然是 2π , 于是 $\omega\tau = 2\pi$, 其中 τ 是以单位时间计量的周期;而周率 f 、周期 τ 和常值角速度 ω 之间的关系如下:

$$\omega = \frac{2\pi}{\tau} = 2\pi f \quad (1-2)$$

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (1-3)$$

$$\tau = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (1-4)$$

若以 $x = X \cos \omega t$ 作為參考曲綫，則在

$$x = X \sin \omega t = X \cos \left(\omega t - \frac{\pi}{2} \right)$$

中就有一個落后的相角 $\frac{\pi}{2}$ ，在

$$x = X \sin (\omega t + \alpha) = X \cos \left(\omega t + \alpha - \frac{\pi}{2} \right)$$

中則有一個超前的相角 $\left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right)$ 。

相角是兩個等周率的簡諧運動之間，因起點在時間上的差別而形成的角位移差。這種情形在所有曲綫都具有等值的 τ 時方能成立，否則就不能由滑移一根曲綫而得到另一根曲綫，所以“相角”這定義僅適用於等周率的簡諧運動。

上述的運動過程，除起始運動時有外力作用外，以後在上下二頂點之間的運動，全靠這系統自身彈簧的回復力，故稱為自由振動。自由振動系統的周率，稱為固有周率或自然周率。

若在運動過程中，質量始終被一個具有一定周率的周期性外力所強制着進行，這種振動就稱強制振動。

如果強制力的周率和振動系統的自然周率相等或成倍數時，振幅就隨時間而增大，並使振動系統進入危險階段，此時就稱為這系統發生共振。

自由振動僅說明一個振動系統本身所具有的特性，並且常因系統本身以及外部阻力而自行消滅。一般在機械工程中所產生的總是受着周期性外力作用的強制振動，但為了使所考查系統，避免

共振,就必须先计算这系统的自然周率,了解它的主要特性。

工程中常遇见另一种形式的振动系统,如图 4 所示,它由转动惯量为 J 的质量和一根弹性轴垂直相連而成。当质量受到外力矩扰动,它就扭动弹性轴对平衡位置作来回扭摆运动,也称为扭摆振动。扭转弹力常数 C ,表示使弹性轴扭转角 θ 为 1 弧度时所需的力矩。

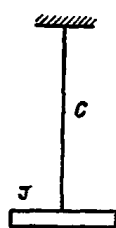


圖 4

由上可見,通常組成振动系统的要素有:

a. 質量 如果物体的質量是固体,則常假定为無彈性;如果是流体的,常假定为不可壓縮且無粘性。这样就可看作是單一的慣量,于是当它的运动速度有变化时,考察动能的增减也就方便了。

b. 回复力 彈簧或彈性体部分常被假设为無慣性的質量,它們能抗变形和位移,当其產生变形和位移时就作功,并以位能的形式保存在彈性体的内部。当彈性体在回复其原来的形状和位置的过程中,所儲存的功又逐渐变为动能而產生了回复力,促使質量回到平衡位置。

所以如不計算阻力,質量和彈簧部分就組成了一個这样理想的保守系統,儲蓄在質量中的任何能量决定于質量的运动,而包含在彈簧或其相当物体中的任何能量,都由于它的变形或位移而產生。在保守系統中,这两种能量之間可以互相轉換,但其总和为一常值。在这常值的能量中,从質量的动能轉換为彈簧的位能的这种变化,常是考察許多振动系統的基础。

彈簧可以任何彈性体的形式出現,例如:弯曲了的樑、捲成螺旋形的鋼絲、扭轉了的軸、具有彈性的車刀架、以及受壓縮的空氣和橡皮墊,都可看作該系統中能產生回复力的彈簧。使擺动物体恢复最低位置的重力及流体对物体的浮力,它們都能使运动物体回到平衡位置,其作用顯然也和彈簧的回复力相同。

c. 振阻力 一切实际的振动系統本身,都有着随时抗阻質量

运动的阻力，称为振阻力。有时为了防止系統發生共振或是为了使运动質量能迅速地在平衡位置上靜止下來，常在系統中加裝一種能產生振阻力的器械，称为振阻器。振阻力不断地消耗着質量的运动能量，使之轉变为热量，随后消散在空間，这样就使系統的能量不断地受到耗損。

形式最普通的振阻力，是接觸面之間的摩擦阻力，所以机械在振动中总存在着一些微小的振阻力。由于这种振阻力总是很小，为了計算时簡便起見，故在振动分析中常被略去。自由振动系統常由以上三种因素所組成，而在强制振动系統中，則尚有下面所述的一个要素。

d. **擾动力** 这种对振动体擾动的力，往往產生在系統的內部，常是一种随着一定時間間隔而变更其方向的周期性力，例如：內燃机中活塞的往复慣性力；气輪机动輪不平衡質量的离心力。它們强制机体產生振动，故常称为强制力。整个机体因振动所產生的慣性力，往往又通过地面或其他相連接的結構，而使附近設備產生振动，故它对这些設備而言，又可看作是擾动力，在停着而开动了引擎的公共汽車中常能体会到这种擾动力的逐一傳播。

在結構复杂的机械中考察振动問題时，若能掌握以上四种要素，就不难認出所考察的以及和它相关連的一些振动系統。

由上可見，任何物体、机件以及任何具有一定質量和彈性的机械系統，都可以看作为一个自由振动系統。若在系統的質量上經常有周期性的擾动力作用时，就成为一個强制振动系統。

圖 1 和圖 3 中的質量，它們的运动情况只須用一个座标 x 及扭轉角 θ 就可說明，这种系統称为單自由度振动系統。圖 5 中的質量 m_1 和 m_2 各不相干地在垂直方向自由运动，这就需要兩個座标 x_1 和 x_2

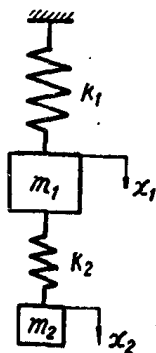


圖 5

說明它們的运动，故称为二自由度振动系統。如果在一根緊張的

彈性弦上有着 n 个均匀分佈的質量，当这些質量各自在垂直方向自由运动时，这就成为一个 n 自由度的振动系統。

單自由度振动系統只有一个自然周率，而多自由度例如 n 个自由度的振动系統就有 n 个自然周率。 n 个自然周率中較高級的自然周率計算較难，較低級的計算則比較容易。在实际应用上，常以最低一級的自然周率最为重要。

1-2 旋轉体的不平衡

各种动力机械在設計、制造或裝配工作上如果不夠精确，机械本身以及和它相連接的部分就会產生振动。这种机械振动往往会使机件的內应力增加，甚至使机件断裂，并且能消耗功能、擾动四周的仪表和设备，以及發出使工作人員厭倦的声音，这些情形在以高速率運轉的机械中，尤其成为嚴重而必須解決的問題。所以在机械工程中，除了少数利用机械振动來工作的情况以外，总是設法防止或消滅所有不希望產生的振动。

產生振动的原因很多，將分別按各种振动系統的情形在以下

各節中敘述。現在先考察旋轉体如何產生不平衡。

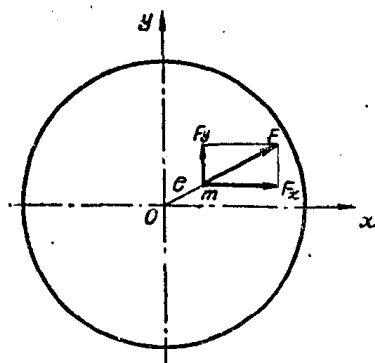


圖 6

旋轉式机械產生振动的主要原因，是由于轉子的离心力失去平衡。今設在質量均匀的圓盤上，偏离圓心 e 处有一附加質量 m ，当圓盤以角速度 ω 運轉时，質量 m 就因偏心距 e 而產生离心力（圖 6）

$$F = me\omega^2 \quad (1-5)$$

对于蒸汽透平、燃气透平、旋轉式的压气机和鼓風机以及离心式水泵的动輪，常由于材料均質性不佳或是由于制造技朮的不良，

使輪的重心偏离几何中心而形成偏心距 e ，因此在运转时就产生上述不平衡的离心力。

这离心力向量可沿两坐标轴分解而得水平分力 F_x 及垂直分力 F_y ，随着转动向量 F 的位置不同，两分力的大小也不断变化，于是在 x 和 y 方向就各产生了一个周期性变化的力。由于这两个力的作用，使机械在运转中失去平衡，而产生了垂直向和横向的振动。由式 (1-5) 中所表的离心力可见，一根粗大而转速高的转轴，虽只有很小的偏心距，然因离心力所产生纵横方向的振动也很可观。

上述情形不仅发生在旋转机械的转子，并也发生在一般的动力机械中，例如一辆普通的汽车，其中的曲柄、飞轮、联轴器、齿轮以及传动轴等许多旋转部分，在制造或装配时要尽量使得它们的重心恰好在转动轴线上，否则将产生偏心距 e 而失却平衡，这样就会引起振动。为了保证在运转时不产生较大的离心力而引起振动，每个转动部分在装配前就需要用静平衡法或动平衡机加以平衡，使它们的重心回到或接近它们的几何中心。

1-3 引擎的平衡和调谐

一架内燃引擎的主要推动机构有活塞、连杆和曲柄三个部分，由于它们的运转情形不同，就分别产生往复惯性力和旋转惯性力。要使这些惯性力以及其对引擎重心所产生的力矩达到平衡，就非先要使这些运转质量达到平衡不可，亦即在运转时各运转质量的总重心位置应保持不变。这种平衡并非各式引擎都能达到，例如在四冲程行列式引擎中，只有六汽缸、八汽缸及十二汽缸等引擎方能完全平衡。其他汽缸数的引擎就可能因惯性力的不平衡，而在运转时产生垂直向振动和绕引擎重心的振摆运动。

汽缸内混合气爆发后所产生的气体压力和往复质量力的方向相同，因而在四个冲程中，亦即在曲柄的转角 720° 中，可得一个作

周期性变化的合成压力 P 。分析 P 力的結果(圖 7), 可見在曲柄梢上經常作用着徑向分力 R 和切向分力 T , R 使軸承產生壓力傳

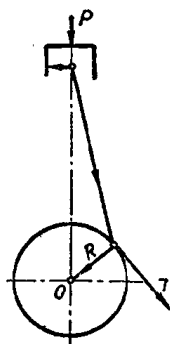


圖 7

与机身, 并使机身作縱橫方向的振动, T 則使曲柄旋轉, 称为扭轉力。由于这种扭轉力作周期性变化, 使曲軸產生扭轉振动, 并且激起其他各部分產生共振性的直綫振动。增加汽缸的数目可減輕这种扭轉力的变化, 通常十六汽缸引擎的扭力变化已很輕微, 但仍有变化存在。故在曲軸的一端常裝置扭轉減振器, 用來消滅因扭轉变化所引起的扭轉振动。

引擎中如有汽缸不發火, 轉矩也会產生間歇性的变化而呈参差不齐, 于是引擎就失却調諧而形成不規則的運轉以及發生和上述类似的振动。火星塞的電極之間適當間距的調節, 对汽缸中混合气的發火很是重要, 至于火花是否能跳过間距, 那还和蓄電池、電板綫圈、磁电机及白金斷電器的情形有关。其次, 凡尔的定时对于燃燒可適在循环的准确部分發生, 对于使排气不致提早或过于延迟也很重要。

由于以上种种原因所產生的机械振动, 如果听其周期性地發生, 那末象轉軸軸承等重要部分就要加速磨損, 甚至会產生破裂。

1-4 制造技术

在蒸汽透平机的制造过程中, 必須要把叶片准确地安裝在轉子的周圍, 否則轉子就会失却平衡。同样, 轉盤必須和轉軸相垂直, 否則在運轉时轉軸会受到弯曲力偶矩, 而使軸承受到周期性变化的压力。所以轉盤和轉軸結合时的热套工作, 在透平制造中就需要高度而熟練的技术。在齒輪制造中, 如果輪齒的形狀和位置存在着誤差, 那末在運轉时齒輪之間就產生周期性的撞击, 因此对齒輪的制造技术就有着一定的要求。

作用在電動机电樞上的力矩，隨着永久磁極及其和電樞之間的間隙、相隣電極之間的角位置而變動，因而就需要適當地把軸頸安裝在軸承中，以便使電樞和磁極之間保持一定的空隙。

在馬達的裝配中，如果把電樞裝得偏斜，那就會使樞徑一邊的空隙大於另一邊，結果使電樞得到可變的力矩，而使樞軸產生扭轉振動，因此，為了防止產生可變轉矩的危險，電樞繞線的間距就必須準確。

僅在這些例子中，可見在考慮振動問題時，裝配和製造技術是何等重要了。

1-5 往復泵的凡爾彈簧

因設計上的問題而可能產生的機械振動，其原因很多，且在設計新機器時所經歷到的許多困難中，往往也牽涉到機械振動方面的缺陷。在一個設計師的能力範圍內，通常總可能有一些主要的振動缺陷存在，而這種困難又常因機械的次要部分之欠缺所造成，例如，有些往復式水泵，剛工作不久，磷銅制的凡爾彈簧即忽告斷裂。檢驗後發現，這是由於材料承受應力變化而發生疲勞以致斷裂，經過核算，更發現彈簧和凡爾所組成系統的自然周率，和水泵的運轉速率相差極微，顯然可見，因凡爾的定期開閉，磷銅彈簧遭受了由共振作用而造成的強制性的高應力。今把彈簧的材料改用不銹鋼，這樣既增加了強度，又提高了自然周率，上述的缺陷就能夠完全消除。在機械工程的任何部分，都可能遇到這種類似的初步困難及其解決方法，但並不是所有設計上的困難都這樣容易矯正。

1-6 汽缸的式樣

在一架引擎的各汽缸中，間歇性的燃燒也能產生一些擾動力，引起共振性的振動。汽缸頭和活塞頂部的式樣，是判別一架引擎

汽缸內燃燒效率的重要标准，如果我們对可燃混合气爆發的程序已經熟悉，顯然在火星塞發生火花之后，那些最靠近火花的混合气分子即被燃着，每次的火花都会立刻燃着它隣近分子，并把燃燒傳播开去。如果汽缸头設計得不適當，就会超在火焰之前形成一道震波，缸內也就發生了爆震現象，这时由于汽缸內压力突然升高，活塞上就遭到了强力的閃击（在汽缸头上受到它的反作用），并且被傳到引擎的其他部分。一些自然周率在共振范围以內的固定部分，就因为接受了这种周期性的擾动力而產生振动。通常在設計汽缸和汽缸头时，有一些規律可以遵循，从而避免爆震的產生，但这种規律决不能在所有情形之下都能保証，例如采用一种新燃料，或潤滑油气化漏过活塞环而進入燃燒室，由于新燃料燃燒率的差異，仍可能引起爆震。以上所述的这种間歇性燃燒，往往是一个在新引擎試驗中產生共振性振动的可能來源。

特別是用于汽車和航空方面的往复式內燃引擎，很容易感染到振动方面的缺点。除爆震以外，其他由于設計不良而可作为振动來源的尚有：汽缸吸气的錯誤設計；气体經過气門的節流；火星塞和噴油嘴的位置不適當等等。如果飛輪的慣性不足，就不能調節引擎轉矩的变化，而引擎運轉时就無法安靜，故飛輪慣性不足，也是往复式引擎中另一个引起振动的原因。

1-7 复合振动

象透平、鼓風机、風扇、电动机、發电机以及航空螺旋槳等轉動机械，除了質量不平衡外，还可能由于設計中很小的缺点而形成振动，就象航空螺旋槳，时常在振动应力作用下使材料損伤而致破裂。產生这类振动的原因很多，若單从設計方面而言，以下各点就顯得相当重要：

- (a) 槳叶的自然周率或可和它們的旋轉速率相共振；
- (b) 槳叶尖端的速率已超过了音速；

(c) 可變沖角的槳葉裝在圓殼中，而殼對槳葉的支持可能不足，於是葉的根部就可能產生運動。

由於螺旋槳葉沿長度方向的葉面扭轉角、以及槳葉的翼形剖面的變化，使得僅根據理論對槳葉的剛性作確切的估計就不很容易，因而一個設計者可能不自觉地選擇了這樣的槳葉，它的自然周率適和葉面的扭轉振動周率以及螺旋槳旋轉速率或和它的倍數相等（螺旋槳葉能向多方面運動，所以是多自由度振動系統，故有多個自然周率）。

超音速的葉尖速度常是產生螺旋槳葉振動的根源，大直徑的槳葉以高速率轉動時，葉尖的周速可大於音速，於是在每個葉尖之後就尾隨着一道沖波，當隨後的槳葉追及沖波時，就象受到衝擊力的打擊一樣，由於這些力的周期性作用，就可能形成產生劇烈振動和槳葉損蝕的原因。為了減小螺旋槳的直徑和不必要的面積，最簡便的方法是增加槳葉的數目，因而現今有些大馬力的航空發動機之螺旋槳竟有採用六片槳葉的。而鼓風機葉片、透平機轉子以及類似的裝置，都可能象航空螺旋槳一樣地感受到類似的振動和擾動。

1-8 電纜的擺運動

兩端固定的架空電纜，往往因其具有一定的質量，在靜止時下垂成為弧形，並且適為其平衡位置。若受到擾動而繞其平衡位置擺動時，其重心升高，由於地心引力作用而產生回復力，使其按照固有的自然周率擺動，這類振動的來源，實際上還是出於設計和製造技術方面的不良。

當氣流吹過電纜時，由於氣流在纜後形成低壓區域而產生渦流，使纜的前後形成壓力差。由於氣流的不穩定，每當旋渦急速離開電纜時，又使差壓形成了周期性的變化，這種周期性的擾動力，就激起了輸電纜的振擺運動。如果擾動力的周率和電纜的自然周

率相等时,就產生共振,此种情形,大多發生在積雪的电綫上,这是由于:

(a) 積雪使电綫直徑增大,旋渦的周率即被减小;

(b) 电綫因積雪而重量增大,其自然周率因而降低;

于是就和因压差而引起的擾动力的周率相接近。故电綫在積雪情形之下的自然周率,常会引起共振而產生巨大的振幅,为了防止电綫的振擺,在設計中可把一些有关的因素加以变化,例如:减小电綫的直徑,使積雪不足以引起共振;电綫的断面做成流綫形,以防止積雪和渦流的形成;电綫的間距使得可以調節,以改变振擺的周期。在許多情形中,改变設計可使一个裝置在不合適的条件下,產生共振的感受性顯著地减低,这种改变常常在实际經驗中指出,而在繪圖板上往往不容易体会。

1-9 活塞环的漏气

活塞环的不准确設計和环与环槽之間的間隙太大,常是活塞环漏气的主要原因,而且气体穿过一个相当大的間隙而漏气时,可使各种潤滑油發生膠粘作用,以致部分的活塞环就被膠着,随着气缸內气体压力的变化而作上下向的撲击运动。活塞环的这种交变地膠着和脫开的过程進一步就分解为一种純机械性的錘击并產生振动。活塞环因振动而断裂的結果,常使各种內燃机遭受嚴重的損坏。为了避免以上这种形式的振动,在設計时可考慮以下各点:不使括缸壁油环的温度高到足以使滑油膠着;活塞环和环槽上下面及环槽的內面之間的間隙,应保持最小,以符于气缸的緊密性,并可使:

(a) 气体不能从活塞环后面洩漏;

(b) 膠粘了的滑油將不聚集在間隙的空間。

活塞环接縫形式的选择,以及把各活塞的接縫等距离地安放在圓周的不同点上,都是防止漏油的重要因素。

1-10 接合部分的鬆動

鬆動部分常發生响声和振動，長久後使機體破裂。這種鬆動並不只在於螺帽的鬆緊或是墊圈的厚薄，不準確的間隙也屬於這一範疇。如果機件之間的間隙太大，於是它們之間的任何相對運動都能引起冲击力，但是轉軸和軸承之間應有一定的間隙，以便膨脹、潤滑以及轉軸頸表面或軸承任何不正常狀態的調節。如果由於裝置不良或重大磨損的結果，或採用了過大的間隙，就能使轉軸力的方向變化，油膜將因不夠堅強而發生移動，軸承則因受到撞擊而增加運轉的困難，撞擊的結果就使機器產生了鏗鏘之聲的振動。

除了以上所討論的各種產生機械振動的原因之外，以下一些情形也是產生振動的源泉：錘鍛機和沖壓機的加工；變壓器中疊合鋼片之間的電磁效應；氣流對飛機襟翼的擾動；波浪對航海船艦的沖擊，鐵軌的相接處和不平的路面對車輛的擾動；地震及市街上的吵鬧聲等。

由上述可知，大部分的機械振動是由於機械設計、安裝、運轉等工作中的缺點所引起的，故在考查機械振動產生的原因時，也應從這幾方面來進行。