

高等学校教学讲义

内燃机动力学 构造与计算

上册

交通大学内燃机教研组编



机械工业出版社

5

42

內 燃 机
动 力 学、構 造 与 計 算
上 册

交通大学內燃机教研組編



机械工業出版社

1958

出版者的話

本書分上、中、下三冊出版，上冊敘述內燃機動力學，中、下兩冊敘述內燃機的構造與計算。上冊是在蘇聯專家羅網諾夫同志的直接指導下編寫的，中、下兩冊是根據蘇聯專家講義編寫的。

在上冊中，分析了曲柄-連杆機構的各種慣性力及力矩，並提出了各種慣性力及力矩的平衡及消滅辦法。後一部分敘述內燃機的扭轉振動。其中，由簡而繁地先從理論上分析了單質量及多質量系統的扭轉振動，然後才結合曲軸來敘述曲軸的扭轉振動，同時還敘述了測定扭轉振動的儀器，以及消滅扭轉振動的辦法。本書為了使讀者易於了解，還舉出了計算的實例。

本書內容完全符合1955年擬訂的教學大綱，可供高等學校內燃機專業教學之用，同時也可供內燃機設計人員參考。

NO. 1459

1958年3月第一版 1958年3月第一版第一次印刷

850×1168 $1/32$ 字數 171 千字 印張 $7\frac{3}{16}$ 插頁 3 0,001—2,000 冊

機械工業出版社(北京東交民巷27號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第008號 定價(10) 1.40 元

目 次

前言	3
緒言	7

第一篇 質量平衡

第一章 曲柄-連杆機構的慣性力	9
1 質量分配	10
2 曲柄-連杆機構的慣性力	13
第二章 曲柄-連杆機構的作用力	19
第三章 單氣缸內燃機的慣性力及平衡	22
第四章 多氣缸內燃機慣性力的圖解法	27
1 單列式內燃機慣性力的圖解法	27
2 二列式內燃機慣性力的圖解法	32
第五章 多氣缸內燃機慣性力矩的圖解法	34
1 單列式內燃機慣性力矩的圖解法	34
2 二列式內燃機慣性力矩的圖解法	38
第六章 多氣缸內燃機慣性力及力矩的分析法	39
1 兩氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	39
2 三氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	45
3 四氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	48
4 六氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	55
5 V型八氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	58
第七章 慣性力及力矩的影響及其消滅	59
1 慣性力及力矩的統計表格	59
2 內力矩的影響及其消滅	71
3 慣性力及力矩的影響及其消滅	72
第八章 計算舉例	74

第二篇 曲軸系統的扭轉振動

第一章 振動的一般概念	81
1 曲軸的振動	81
2 簡諧振動	82
3 二質量振動系統	87
4 三質量振動系統	91
第二章 曲軸系統的自由振動數	96
1 代替系統	96
2 多質量振動系統	108
第三章 曲軸系統所受到的干擾力	125
1 單氣缸內燃機的切向力	125
2 干擾力的簡諧分析	132
第四章 曲軸系統的強制振動	149
1 臨界轉速	150
2 共振扭幅	153
3 共振曲綫	164
4 臨界轉速時曲軸的附加應力	166
第五章 扭轉振動的試驗測定	170
1 扭轉振動的量度儀器	170
2 扭振圖的用途	180
第六章 扭轉振動的消滅方法與設備	187
1 扭轉振動的危險性	187
2 扭轉振動的消滅方法	188
3 扭轉振動的消滅設備	190
第七章 計算舉例	204
例 1 代替系統	204
例 2 曲軸扭轉振動系統的自振圓周周率	209
例 3 自振數，共振扭幅，臨界轉速，附加應力	212

內 燃 机
动 力 学、構 造 与 計 算
上 册

交通大学內燃机教研組編



机械工業出版社

1958

出版者的話

本書分上、中、下三冊出版，上冊敘述內燃機動力學，中、下兩冊敘述內燃機的構造與計算。上冊是在蘇聯專家羅網諾夫同志的直接指導下編寫的，中、下兩冊是根據蘇聯專家講義編寫的。

在上冊中，分析了曲柄-連杆機構的各種慣性力及力矩，並提出了各種慣性力及力矩的平衡及消滅辦法。後一部分敘述內燃機的扭轉振動。其中，由簡而繁地先從理論上分析了單質量及多質量系統的扭轉振動，然後才結合曲軸來敘述曲軸的扭轉振動，同時還敘述了測定扭轉振動的儀器，以及消滅扭轉振動的辦法。本書為了使讀者易於了解，還舉出了計算的實例。

本書內容完全符合1955年擬訂的教學大綱，可供高等學校內燃機專業教學之用，同時也可供內燃機設計人員參考。

NO. 1459

1958年3月第一版 1958年3月第一版第一次印刷

850×1168 $1/32$ 字數 171 千字 印張 $7\frac{3}{16}$ 插頁 3 0,001—2,000 冊

機械工業出版社(北京東交民巷27號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第008號 定價(10) 1.40 元

前 言

苏联專家罗綱諾夫 (С. Г. Роганов) 同志于 1954~1955 年間在交通大学講授了 [內燃機構造与計算] 一課。這本書主要就是該課講稿的譯本。

为了使這本書的內容更完整起見，專家建議將內燃机动力学方面的材料也补充进去。因此，这部分內容(即本書的第一部分)的編写工作是在專家指导下主要由王纘先同志負責完成，最后由李渤仲同志校閱。在編写过程中，当时的研究生曾翻譯了一些供参考用的苏联資料。

本書的 [內燃機構造与計算] 部分是完全按照專家的講稿翻譯的 (由繆道平同志翻譯)，并經過教研組校閱。为了使讀者更易了解起見，其中除少数地方曾补充和更換了一些圖表，其他均保留原作的精神。

当时專家的講授对象是教师与研究生，專家也曾一再說明这份材料用于同学是太重太多，故仅能作为教学上的参考，而且我們因限于時間和人力，編譯工作未能尽如人意，为了对專家負責，对讀者負責，所以以講義名义出版，尚希讀者提出意見和指教。

交通大学內燃机教研組

1957年4月

488689

1

2

1000000

目 次

前言	3
緒言	7

第一篇 質量平衡

第一章 曲柄-連杆機構的慣性力	9
1 質量分配	10
2 曲柄-連杆機構的慣性力	13
第二章 曲柄-連杆機構的作用力	19
第三章 單氣缸內燃機的慣性力及平衡	22
第四章 多氣缸內燃機慣性力的圖解法	27
1 單列式內燃機慣性力的圖解法	27
2 二列式內燃機慣性力的圖解法	32
第五章 多氣缸內燃機慣性力矩的圖解法	34
1 單列式內燃機慣性力矩的圖解法	34
2 二列式內燃機慣性力矩的圖解法	38
第六章 多氣缸內燃機慣性力及力矩的分析法	39
1 兩氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	39
2 三氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	45
3 四氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	48
4 六氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	55
5 V型八氣缸內燃機的慣性力、力矩及平衡	58
第七章 慣性力及力矩的影響及其消滅	59
1 慣性力及力矩的統計表格	59
2 內力矩的影響及其消滅	71
3 慣性力及力矩的影響及其消滅	72
第八章 計算舉例	74

第二篇 曲軸系統的扭轉振動

第一章 振動的一般概念	81
1 曲軸的振動	81
2 簡諧振動	82
3 二質量振動系統	87
4 三質量振動系統	91
第二章 曲軸系統的自由振動數	96
1 代替系統	96
2 多質量振動系統	108
第三章 曲軸系統所受到的干擾力	125
1 單氣缸內燃機的切向力	125
2 干擾力的簡諧分析	132
第四章 曲軸系統的強制振動	149
1 臨界轉速	150
2 共振扭幅	153
3 共振曲綫	164
4 臨界轉速時曲軸的附加應力	166
第五章 扭轉振動的試驗測定	170
1 扭轉振動的量度儀器	170
2 扭振圖的用途	180
第六章 扭轉振動的消滅方法與設備	187
1 扭轉振動的危險性	187
2 扭轉振動的消滅方法	188
3 扭轉振動的消滅設備	190
第七章 計算舉例	204
例 1 代替系統	204
例 2 曲軸扭轉振動系統的自振圓周周率	209
例 3 自振數，共振扭幅，臨界轉速，附加應力	212

緒 言

內燃機動力學是一門科學，它研究活塞式內燃機各主要零件（活塞、連杆和曲軸等）的運動規律，由此進一步說明作用在內燃機各零件上的力（以便作為內燃機零件強度計算的依據）、以及這些力對於內燃機周圍環境的影響，並針對這些影響，採用一系列的措施來消除。

早在十八世紀三十年代，法國學者潘舍列（Poncelet）已經在他的著作“*Mécanque appliquée aux machines*”中建立了內燃機曲柄連杆機構動力學中的基本原理。因為當時蒸汽機的製造轉速很低，機器中零件所產生的慣性力對於外界的影響不大，所以在相當長的一段時期內，這動力學的基本原理未能得到應用，因此也就沒有得到發展。

十九世紀的下半世紀，由於活塞式發動機與其他應用曲柄-連杆機構的工作機的速度增加，各零件的慣性力對於零件本身以及外界的影響都相應地提高，這時方才開始對於曲柄-連杆機構的動力學加以重視，因此動力學也就得到了迅速的發展。

二十世紀初期，很多蘇聯學者對於內燃機動力學作了很大的貢獻，馬克敦斯、李伏伏、茹多米斯基、聶依曼、捷爾斯基等創立了「發動機動力學」最嚴整的學說。

內燃機在工作過程中各零件所產生的慣性力和力矩都是週期性地變化的，這些力與力矩通過機器本身而作用到與機器相連系的物體上，它的大小隨內燃機的轉速提高而增大。如果內燃機裝置在車輛或輪船上，則迫使車身或船體產生振動（固定式內燃機將迫使基礎振動）。因此要求解決這一系列的問題，也就是如何應用質量平衡的方法來消除這些慣性力與力矩對於外界的影響。

內燃機的曲軸過去常常發生破裂情形，但是在設計時確已使

曲軸具有足够傳遞輸出扭矩的材料强度，所以破裂的原因，不应当是由于气体压力与慣性力所引起的各种应力超过了材料强度。然而，这种破裂現象在实际应用中愈来愈严重，所以不得不在这一方面加以鑽研，經過近代学者的研究以后，方才徹底明确了破裂的原因，是因为曲軸的各种周期性振动，最主要的是扭轉振动而引起的附加应力超过了材料强度的緣故。

內燃机的轉速漸漸地向高速方向發展，而且我国土地广闊，海岸綫特別長，無論在农業上，工業上，運輸上，国防上都需要广泛地应用，所以要求在內燃机的設計上达到完美的程度，因此質量平衡与扭轉振动的問題在內燃机制造上的重要性就很大了，不仅設計师專家要充分掌握，并且所有內燃机制造方面的工程师与技术員都应当了解。

第一篇 質量平衡

第一章 曲柄-連杆機構的慣性力

曲柄-連杆機構是活塞式內燃機的主要組成部分（圖 1），屬於此機構的零件有：

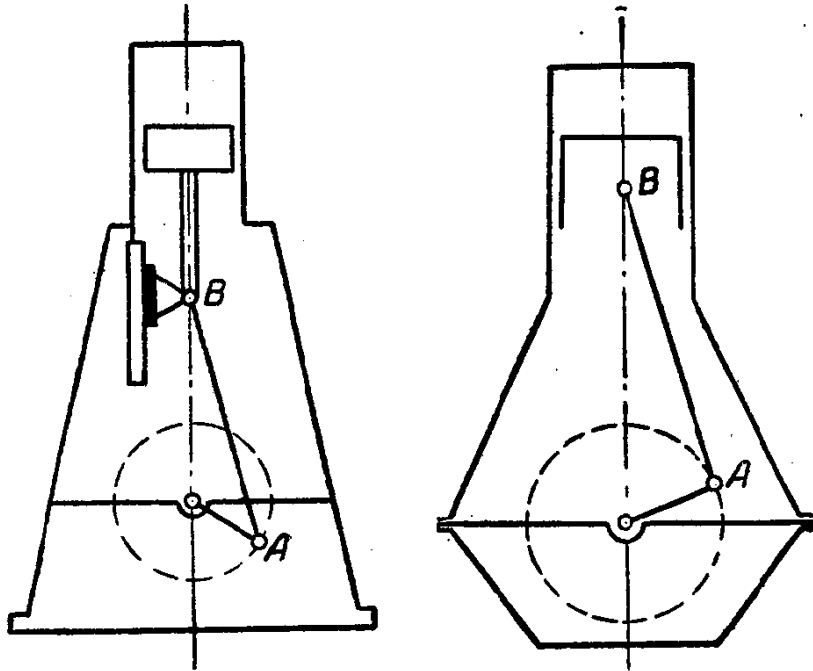


圖 1

（1）活塞組 活塞是所有安裝在活塞上的零件的總稱，這些零件是：活塞、活塞環、活塞銷等。如為有滑塊機構的內燃機，尚有活塞杆及滑塊等；

（2）連杆；

（3）曲軸 它的主要部分是：曲柄銷、曲柄、主軸頸及平衡重量。

这些零件主要的作用，是将燃烧室中的气体压力经活塞组的往复运动转变为曲轴的旋转运动，然后经过一定的传动机构将功率输出。这些零件工作时的运动情况各不相同，总共可分三类：

- (1) 主轴颈、曲柄及曲柄销作纯转动；
- (2) 连杆的一端作往复运动，另一端作转动；
- (3) 活塞组作往复运动。

转动零件的惯性力可集中在转动零件的重心上，往复运动零件的惯性力可集中在 B 点上。至于连杆的惯性力因为运动情况比较复杂，采用计算方法虽然可以力求精确，但使计算过于繁复；一般皆采用下述的质量分配方法计算，以达到简化而惯性力的作用与实际情况尚能趋于一致的目的。

1 质量分配

为了便于计算内燃机曲柄-连杆机构的惯性力起见，将此机构在运动时对于外界的影响，用换算成另一简单质量的系统来代替。代替系统应由具有运动情况最简单的质量组成，也就是由一转动质量及一往复运动质量组成。换算而得的质量称为 [代替质量]，而代替系统在进行与原系统相同的运动时，对于外界的影响亦应当一样。

1 活塞组的代替质量 活塞组的质量设为 m_P ，如有活塞杆及滑塊时，其质量亦包括在内，因为它们运动情况是直线往复运动（移动），所以可将全部活塞组的质量 m_P 集中在活塞销中心 B 点处（图 1）。

2 曲轴的代替质量 曲柄-连杆机构中的曲轴计有主轴颈、曲柄和曲柄销三部分（图 2），它们的代替质量都转换到距曲轴旋转轴半径 r 处（简称曲柄半径 r ），计算法如下：

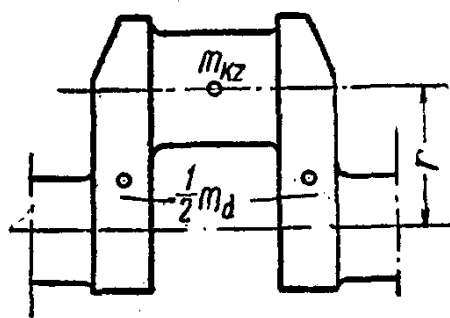


图 2

(1) 主軸頸部分由圓柱形構成，重心在曲軸的轉軸上，所以主軸頸的慣性力對外界無影響，因此轉換到曲柄半徑 r 處的代替質量為零；

(2) 曲柄銷部分也由圓柱形構成（中間鑽孔或鑄孔），它的質量為 m_{KZ} ，重心在曲柄銷的中心綫上，所以代替質量也是 m_{KZ} ；

(3) 曲柄部分的形式較多，假定一個汽缸的二曲柄的質量為 m_d ，重心與曲軸旋轉軸的距離為 ρ 。

將質量 m_d 由半徑 ρ 轉換到曲軸半徑 r 處。如以 m_{d_r} 表示代替質量，則當曲軸以角速度 ω 旋轉時，它們的慣性力（即離心力）應當相同，所以：

$$\omega^2 r m_{d_r} = \omega^2 \rho m_d ;$$

$$\text{或} \quad m_{d_r} = \frac{\rho}{r} m_d$$

由此得出曲軸的代替質量：

$$m_K = m_{KZ} + m_{d_r} ;$$

$$m_K = m_{KZ} + \frac{\rho}{r} m_d \left(\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{公尺}} \right) \quad (1)$$

3 連杆的代替質量 連杆的運動屬於複雜運動，因此它的動力情況亦比較複雜。

根據力學原理，連杆的質量 m_s 可以用任何數目的質量代替，但必須符合於以下原則：

(1) 所有代替質量的和必須等於連杆質量；

(2) 所有代替質量的重心必須與連杆重心重合；

(3) 所有代替質量對於連杆重心的轉動慣量的和，必須等於連杆對同一重心的轉動慣量 J_0 。

通常採用三質點與二質點分配法來代替連杆質量：

1) 三質點分配法：

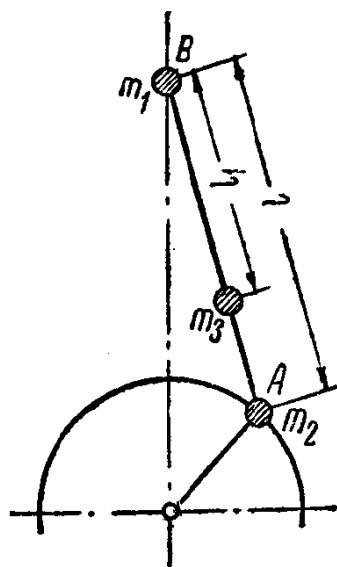


圖 3

用三个質点代替連杆的質量 m_s ；以集中在活塞銷中心 B 点处的質量为 m_1 ，集中在曲柄銷中心 A 点处的質量为 m_2 ，和集中在連杆重心处的質量为 m_3 （圖 3）。

根据上述的条件可写成以下的方程式：

$$\left. \begin{aligned} m_1 + m_2 + m_3 &= m_s; \\ m_1 l_1 &= m_2 (l - l_1); \\ m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2 &= J_0. \end{aligned} \right\}$$

解上列三式可得三代替質量：

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= \frac{J_0}{l_1 l}; \\ m_2 &= \frac{J_0}{(l - l_1) l}; \\ m_3 &= m_s - \frac{J_0}{l_1 (l - l_1)} \left(\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{公尺}} \right). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中 J_0 为連杆对于重心的轉动慣量，可根据連杆圖形計算求得。如已制成实物，則可利用下述的實驗方法求得：以連杆 B 点（活塞銷中心点）为支点，任其自由摆动，量得摆动周期为 T 秒，則連杆对于重心的轉动慣量为：

$$J_0 = \frac{T^2}{4\pi^2} \cdot \frac{m_s}{g} \cdot l_1 - m_s l^2 (\text{公斤} \cdot \text{公尺} \cdot \text{秒}^2). \quad (3)$$

用三質点分配法將使計算趋于复杂，一般在进行动力計算时，为簡單計，只作近似計算，可采用下述二質点分配法。

2) 二質点分配法：

連杆質量以兩個質量来代替，一个質量 m_1 集中在活塞銷中心 B 点处，另一个質量 m_2 集中在曲柄銷中心 A 点处（圖 4）。这样，則 m_1 作往复运动， m_2 作純轉动。

为了使上述二質量在动力情况上与实际連杆相符合，故必須依照下列关系分配：

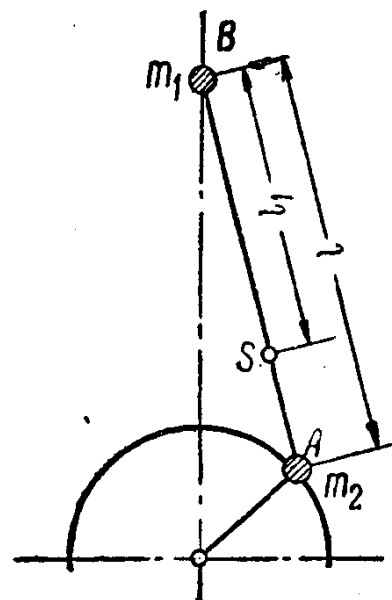


圖 4