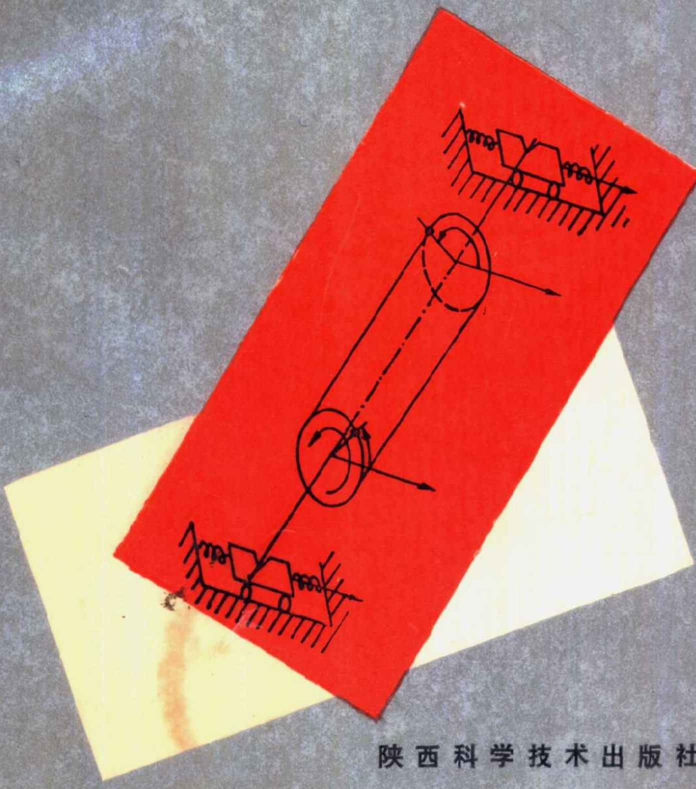
[德] H. 普菲茨纳
R. 马克尔特 著

高等学校教学用书

机械振动学与机器动力学 II

陈朝达 译 吴鸿启 校



陕西科学技术出版社

高等学校教学用书

机械振动学与
机器动力学Ⅱ

[德] H·普菲茨讷 R·马克尔特 著
陈朝达 译 吴鸿启 校

陕西科学技术出版社

高等学校教学用书
机械振动学与机器动力学Ⅱ
[德] H·普菲茨讷　R·马克尔特　著
陈朝达　译
吴鸿启　校
陕西科学技术出版社出版发行
(西安北大街131号)
西安电子科技大学印刷厂印刷
787×1092毫米　32开本　8.625印张　18万字
1992年3月第1版　1992年3月第1次印刷
印数：1—2130
ISBN　7-5369-1087-8/TH·28

定价：4.20元

内 容 简 介

本书系统地介绍了机器动力学中最重要的几个问题，即第一章机器轴的扭转振动；第二章质量平衡；第三章刚性转子求平衡；第四章弯曲弹性转子．该书集中了当代德国学者对机器动力学的研究成果，并包含有例题和计算机程序，方便实用．

本书可供从事机械扭转振动、弯曲振动及平衡技术研究的科技人员参考，也是机械制造类的工科大学师生的有益参考教材．

Mechanische Schwingungslehre
und Maschinendynamik II

Ein Vorlesungsskript
mit ausführlichen Übungsbeispielen

von

Prof. Dr.-Ing. H. Pfützner
und Dipl.-Ing. R. Markert

Gesamtherstellung: aku-Fotodruck GmbH, 8600 Bamberg

▲ 译 者 序 ▲

笔者在联邦德国西柏林工业大学(TUB)进修期间，曾亲自聆听工学博士 H·普菲茨纳教授讲授的博士研究生课程“机械振动学与机器动力学Ⅱ”。使用的教材即本书。通过讲课、练习、实验与口试等多个环节的训练，获益匪浅，也感到本课程所包含的内容正是工科大学开设的高等动力学类课程中不可缺少的。该书对机器扭转振动的研究具有较高的学术水平。与其它国家学者对该专业范畴内诸问题的研究、计算相比，突出表现了德国学者严谨求实的特点，并与德国现代机器制造设计业的水平相适应。笔者希望通过这个译本能为中德科技文化交流做一些基础工作。该书是在普通机械振动学及机器动力学的课程基础上的提高，故名“Ⅱ”。

本书对于从事机器扭转振动、动平衡、发动机等等方面设计、研究、现场使用的工程技术人员及高等学院师生均有参考价值。

对胡再英老师的细致辛勤的抄写及绘图工作深表感激，对长庆石油勘探局的支持表示谢意。

陈朝达

1991 年 *2* 月于西安石油学院

▲ 原 书 序 ▲

本书在我的课程“机械振动学与机器动力学Ⅱ”的讲授中将对大学生们有所裨益，该课程自1972年以来均在每年夏季学期按规定开设。出版的新版本已进行了全面修改，并在一些部分做了补充。新的内容是由R·马克尔特倡议的，在每一章中加入了详尽的示例。希望这些例题有助于更加透彻地理解原文。

对R·马克尔特先生不倦的努力，C·彻西尔夫人辛勤的书写工作，以及U·巴斯勒、T·海特曼和J·西拉夫先生完成公式和插图表示感谢。

H·普菲茨讷

1980年2月

1983年2月修订版一般未加更动。

▲ 中文译本前言 ▲

我的课程“机械振动学与机器动力学Ⅱ”的文本，包括机器动力学领域中的四个课题，它们对于机械制造类的大学生具有特殊的意义。

这里列出以下几个课题：

1. 机器轴的扭转振动，

2. 质量平衡，

3. 刚性转子求平衡，

4. 弯曲弹性转子。

该课程教材辅以详尽的练习例题。

我感到高兴的是，陈朝达先生承担了将这部文本译为中文的艰辛任务。同时我希望，这部文本也将有助于中国的大学生——未来的工程师们熟悉机器动力学中最重要的问题。

教授，工学博士

H·普菲茨纳

1990.12.10于柏林工业大学

▲ 目　　录 ▲

第一章　机器轴的扭转振动

1.1　概论

在旋转的弹性轴系统中，常会遇到由于扭矩波动而引起的危险的扭转振动。扭转振动在活塞发动机中起到特殊的作用。其它的例子就是航空螺旋浆和船舶螺旋浆的驱动，机床、电动机及齿轮传动装置的驱动了。

为了评价轴上的振动载荷，必须在考虑阻尼影响的条件下，计算与轴旋转运动迭加的扭转受迫振动。一般地，一台装置的驱动可靠性仅仅是在共振情况时，即一个激励频率与一个固有频率相一致时，才有危险。因此，确定驱动中是否能够遇到共振，一般来说就已足够了。为此人们必须知道扭转振动系统的激振频率与固有频率。

如果激振频率与轴的旋转速度 Ω 成正比，那么人们就称共振刚好发生的转速为“临界转速”，在这里或者专门称为“扭转临界转速”。

一个周期性的激励扭矩，若其基本频率与被认为是常数的轴的旋转频率 Ω 一致，则该扭矩能够写作富里叶级数

$$M(t) = M_0 + \sum_{\nu=1}^{\infty} M_\nu \sin(\nu\Omega t + \delta_\nu). \qquad (1.1)$$

这里 $\Omega_\nu = \nu \cdot \Omega$ 为激振频率，式中 ν 值称为激振的阶。

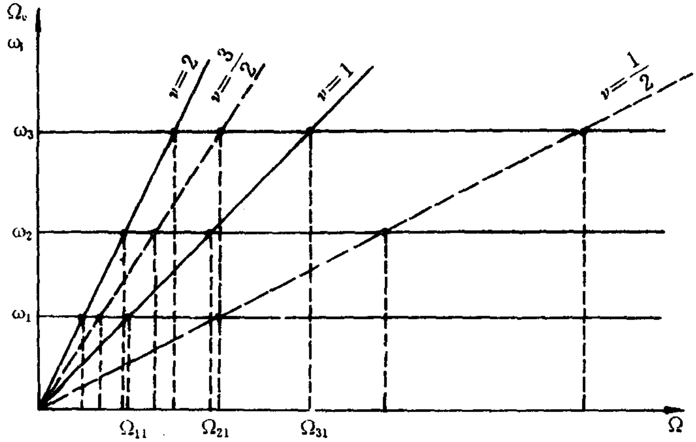


图 1.1　$i=1$，2，3 级和 $\nu=1/2$，1，3／2，2 阶的临界转数$\Omega_{i\nu}$

图 1.1 中描绘的曲线展现了对应于不同固有频率ω_i(i 为固有频率的级)的扭转临界转速。四冲程内燃机中会出现半阶($\nu=1/2$，3／2 等等)的附加固有频率，因为在该机中两转才为一个工作冲程，因此激励扭矩的基本频率为 $\Omega/2$。

正如第二章将要表达的那样，按照公式(2.23)形如

$$M_{惯}=\Delta\theta_{连杆}\Omega^2\sum_{\nu=1}^{\infty}B_\nu\sin(\nu\Omega t-\gamma_\nu) \tag{1.2a}$$

的表达式适用于不依赖于发动机工作方式的惯性力激励扭矩。

二冲程内燃机气体推力的激励扭矩是

$$M_{气}=M_{o气}+\sum_{\nu=1}^{\infty}M_{\nu气}\sin(\nu\Omega t-\delta_\nu), \tag{1.2b}$$

而四冲程内燃机的是

$$M_{气} = M_{o气} + \sum_{v=1}^{\infty} M_{v/2气} \sin(\frac{v}{2}\Omega t - \delta_{v/2}). \qquad (1.2c)$$

气体旋转推力可由示功图阐明，严格地说，其值仅仅适用于一个特定的示功图，并随转速和载荷而变化。

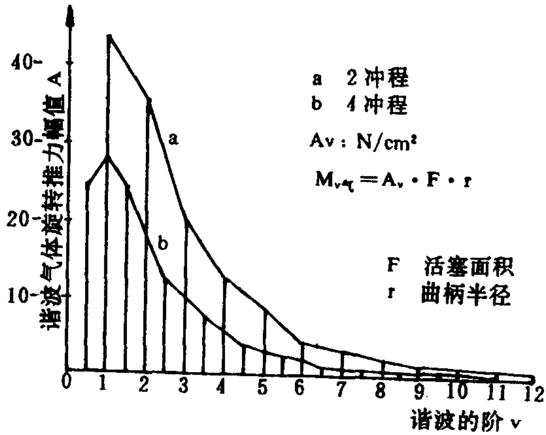


图 1.2 单缸气体旋转推力谐波的频谱[3]

a) 二冲程发动机，b) 四冲程发动机

旋转惯性力可由曲柄驱动振动分量的惯性力中计算，式中B_v仅依赖于联杆曲柄之比$\lambda = \frac{r}{l}$.

对于多缸发动机则涉及到每一个曲柄驱动力矩，它们由气体推力和惯性推力分量组成，由于各个曲柄彼此的角度和点火顺序不同，结果彼此出现了相位差。

1.2 扭转振动体简化为力学模型

1.2.1 力学模型与微分方程组

为了进行振动计算，特别是为了求得固有频率，必须将曲轴化成简单的力学模型，其振动特性应与真实系统在相当大的程度上一致。通常人们使用如图 1.3 的由各个常转动质量构成的力学模型，这些质量又通过具有扭转弹性的，但无惯性的圆柱轴段彼此相联。曲轴和具有速比的轴(齿轮传动)也简化为这种力学模型。

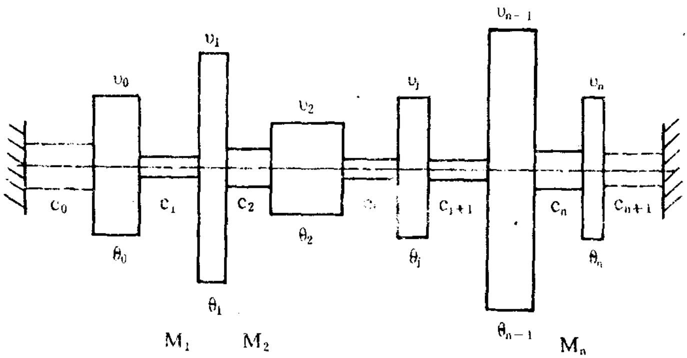


图 1.3 力学模型

标记：θ_j 圆盘 j 的转动惯量

υ_j 圆盘 j 的转角

c_j 轴段 j 的扭转弹性常数

M_j 轴段 j 中的扭矩

直径为 d_j，长为 l_j 的圆柱轴段的扭转刚度(扭转弹性常数)是

$$c_j = \frac{GJ_{pj}}{l_j}, \tag{1.3a}$$

式中极惯性矩

$$J_{pj} = \frac{\pi}{32} d_j^4$$

并且剪切弹性模量为 G。对于具有非常截面变化的圆形轴，其扭转刚度须由式

$$\frac{dv}{dx} = \frac{M}{GJ_p(x)} \tag{1.3b}$$

计算. 式中 x 为涉及到的轴段之纵向坐标. 在轴段中扭矩的弹性方程式为

$$M_j = c_j(v_j - v_{j-1}) \tag{1.4}$$

$$j = 0, 1, 2, \cdots, n.$$

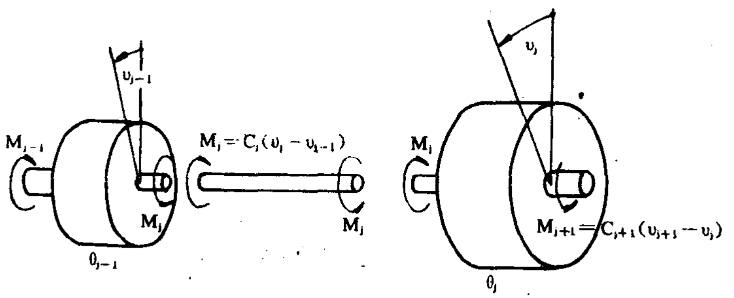


图 1.4 正转角 v_j 和正截面扭矩 M_j 的定义

将上述 M_j 值代入动力学方程

$$\theta_j \ddot{v}_j = M_{j+1} - M_j \tag{1.5}$$

$$j=0,\ 1,\ 2,\ \cdots,\ n$$

中，消去扭矩后即产生运动微分方程组

$$\theta_j \ddot{v}_j - c_j v_{j-1} + (c_j + c_{j+1}) v_j - c_{j+1} v_{j+1} = 0 \qquad (1.6)$$

$$j=0,\ 1,\ 2,\ \cdots,\ n,$$

式中只是还包含着转角。对于两端自由的轴可用 $c_0 = = c_{n+1} = 0$ 代替。

1.2.2 齿轮传动的简化

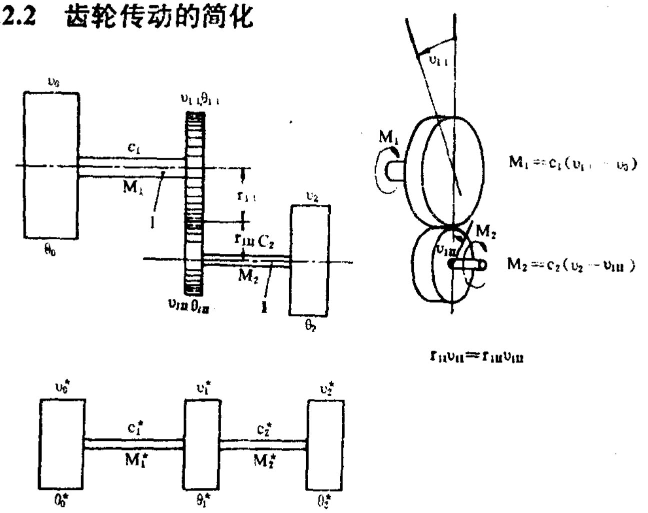


图 1.5 单级齿轮传动及其力学模型

我们来考察图 1.5 中所描绘的传动比为

$$\mu = \frac{r_{1\mathrm{I}}}{r_{1\mathrm{II}}} = \frac{v_{1\mathrm{II}}}{v_{1\mathrm{I}}} \qquad (1.7)$$

的单级齿轮传动。至于旋转方向的改变，将把下轴(段Ⅱ)相

对于上轴(段Ⅰ)的转向记为正向。同时假定，牙齿是刚性的，相互间也不存在间隙。力学模型的所有参量均以星号(※)来标记(见图 1.5 下图)。

如果两个系统的动能与势能总是一致时，则两个系统就是等值的。由这一条件可以确定力学模型中$c_j^{※}$和$\theta_j^{※}$之值。力学模型与轴Ⅰ相关联，那么在原系统和力学模型之间对于转角和弹性轴段中的扭矩就有关系

$$\varphi_0=\varphi_0^{※},\quad \varphi_{1\mathrm{I}}=\varphi_1^{※},\quad \varphi_{1\mathrm{II}}=\mu\varphi_1^{※},\quad \varphi_2=\mu\varphi_2^{※} \tag{1.8}$$

以及

$$M_1=M_1^{※}\qquad M_2=\frac{M_2^{※}}{\mu}. \tag{1.9}$$

根据动能

$$T=\frac{1}{2}\theta\dot{\varphi}^2$$

相等，两个系统中将有

$$\theta_0^{※}\dot{\varphi}_0^{※2}=\theta_0\dot{\varphi}_0^2=\theta_0\dot{\varphi}_0^{※2}$$

$$\theta_1^{※}\dot{\varphi}_1^{※2}=\theta_{1\mathrm{I}}\dot{\varphi}_{1\mathrm{I}}^2+\theta_{1\mathrm{II}}\dot{\varphi}_{1\mathrm{II}}^2=(\theta_{1\mathrm{I}}+\mu^2\theta_{1\mathrm{II}})\dot{\varphi}_1^{※2}$$

$$\theta_2^{※}\dot{\varphi}_2^{※2}=\theta_2\dot{\varphi}_2^2=\mu^2\theta_2\dot{\varphi}_2^{※2},$$

由此可以得出力学模型中的转动惯量

$$\left.\begin{aligned}\theta_0^{※}&=\theta_0\\ \theta_1^{※}&=\theta_{1\mathrm{I}}+\mu^2\theta_{1\mathrm{II}}\\ \theta_2^{※}&=\mu^2\theta_2\end{aligned}\right\} \tag{1.10}$$

由势能