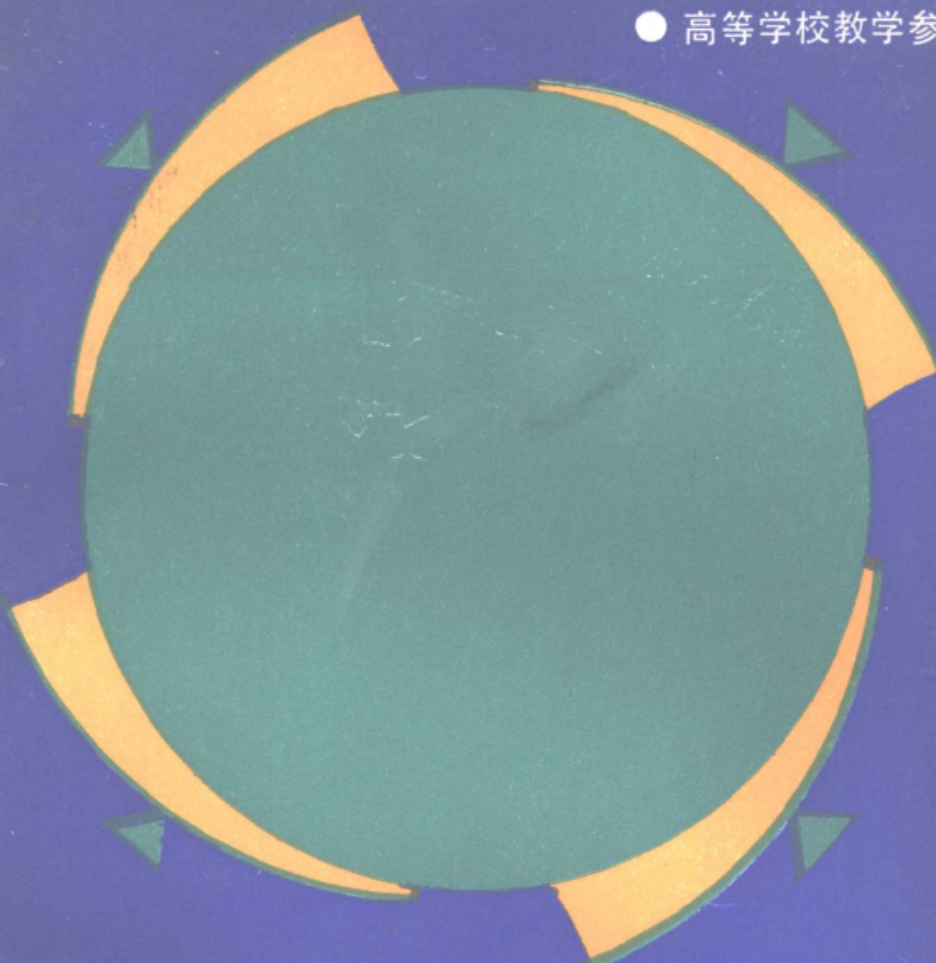


● 高等学校教学参考书



滑动轴承的 流体动力润滑理论

● 张直明 张言羊 谢友柏
陈兆雄 丘大谋 朱均 编著

● 张直明主编

● 高等教育出版社

封面设计：张 弓

TH 133.31

7.8

书 号 15010·0766

定 价 2.00 元

高等学校教学参考书

滑动轴承的 流体动力润滑理论

张直明 张言羊 谢友柏 编著
陈兆雄 丘大谋 朱均
张直明 主编

368042

高等教育出版社

内 容 提 要

本书是在主编者1979年于上海交通大学的讲学讲义“流体动压轴承润滑理论”等的基础上，根据编著者们近年来研究工作的体会及国内外的的发展改写而成的。

本书主要论述动压式油润滑轴承的理论基础、计算方法和测试原理。着重阐明所述问题的物理本质和数学、力学基础以及实用解题方法。

本书可作为高等工业学校机械类研究生及大学生的教学用书，也可供有关教师和工程技术人员及研究人员参考。

本书承华东化工学院钱祥麟同志审阅。

高等学校教学参考书

滑动轴承的流体动力润滑理论

张直明 张言羊 谢友柏 编著
陈兆雄 丘大谋 朱均
张直明 主编

高等教育出版社出版
新华书店北京发行所发行
北京印刷一厂印装

开本850×1168 1/32 印张9.875 字数237,000

1986年11月第1版 1986年11月第1次印刷

印数 00,001—2,630

书号 15010·0766 定价 2.00 元

前 言

随着工业的现代化进程,机器越来越向高速度和大功率发展,对于轴承的各方面性能要求也越来越高。相应地,动压式滑动轴承的研究也愈益向广度和深度推进。用于汽轮发电机组和鼓风机、离心机之类旋转式机器的高速滑动轴承,是动压式滑动轴承的一个重要类别。这一类轴承的发展和研究,牵涉到诸如润滑膜中的压力分布、轴心平衡位置和最小油膜厚度、摩擦损耗和发热、润滑剂的流通量、润滑膜的刚度和阻尼特性及其与转子动力学的关系、转子系统在润滑膜上的动力稳定性问题、润滑剂的流动状态由层流向 Taylor 涡旋和紊流转化的问题、润滑膜在紊流工况及过渡工况下的性能、轴承变形对性能的影响、轴承性能的实验测定、轴承的设计计算等等各项。只有完善地解决了这些问题,才能使滑动轴承适应机器的发展要求。这些问题的研究,不仅推动了高速动压滑动轴承的蓬勃发展并促使新型高速轴承不断出现,也对整个轴承科学技术和润滑理论作出了颇大的贡献。动载轴承方面的研究,也从另一方面充实了轴承理论。

编著者们在西安交通大学从事润滑理论特别是高速滑动轴承的研究工作及研究生培养工作的二十余年中,以及近五年来在上海交通大学、太原重机学院、洛阳工学院、广州机床研究所、哈尔滨汽轮机厂、东北电管局所属电厂、辽阳石油化纤总公司、陕西省摩擦学会等处讲学过程中,深感有必要编写一本适合我国需要,反映我国成就以及国际水平的滑动轴承理论书籍。本书即主要以主编著者 1979 年初在上海交通大学讲学时的记录讲义“流体动压轴承润滑理论”为基础,并根据编著者们近年来工作中的体会及国内外的的发展,改写而成。书中主要论述动压式油润滑轴承的理论基础、

计算方法和测试原理。在内容安排上，着重于阐明问题的物理本质和数学、力学基础以及解题方法，而不局限于陈述结论。除了注意介绍当前先进的理论和方法外，较多地介绍我们自己的一些研究心得。书末编有两篇附录，集中列示多种常用轴承的性能，数据，以方便读者使用。

各章编者为：前言～第六章——张直明，第七章——张言羊，第八章——谢友柏，第九章——陈兆雄，第十章——丘大谋，第十一章及附录A、B——朱均。

本书承华东化工学院钱祥麋同志审阅，在此表示衷心感谢。

本书主要对象为机械类研究生及大学生，亦可供有关教师和工程技术人员及研究人员参考之用。

张直明 1984年初

于上海工业大学轴承研究室

目 录

第一章 流体动压润滑的工作原理和基本关系	1
1-1 动压形成原理	1
1-2 基本关系	5
1-3 常用油叶类径向轴承的膜厚表达式	27
1-4 无量纲形式	28
参考文献	33
第二章 油膜压力分布和静特性计算	34
2-1 无限宽轴承理论	34
2-2 短轴承理论	42
2-3 有限宽轴承的近似分析解	44
2-4 数值计算法	46
2-5 变分原理在润滑力学上的应用	63
参考文献	63
第三章 滑动轴承的动力特性计算	65
3-1 概述	65
3-2 油膜的刚度和阻尼	65
3-3 扰动压力的求得	72
3-4 圆柱轴承的油膜刚度	73
3-5 圆弧形瓦的油膜阻尼	75
3-6 无限宽圆柱轴承的动力特性	76
3-7 短轴承的动力特性	78
参考文献	79
第四章 油膜稳定性	80
4-1 油膜失稳现象	80
4-2 油膜失稳的力学机理	82
4-3 油膜稳定准则	84

4-4 提高稳定性的措施	96
4-5 关于实际转子	97
参考文献	98
第五章 可倾瓦轴承特性	99
5-1 稳定本质	99
5-2 瓦油膜的静承载力	100
5-3 轴承的承载力	102
5-4 动力特性	104
5-5 支点弹性和阻尼的影响	107
5-6 临界瓦质量	107
参考文献	107
第六章 油膜温度分布	108
6-1 概况	108
6-2 等温计算	108
6-3 温粘关系	111
6-4 能量方程	111
6-5 绝热流动	115
6-6 广义 Reynolds 方程	118
参考文献	119
第七章 紊流润滑理论和流态转变	120
7-1 紊流的现象	120
7-2 紊流情况下的运动方程	123
7-3 紊流剪应力	124
7-4 按壁面定律的方法	126
7-5 按紊流能量方程的方法	131
7-6 按混合长度理论的方法	132
7-7 按整体流动理论的方法	136
7-8 润滑膜的流动稳定性问题	140
参考文献	143
第八章 固体变形等因素的影响	144

8-1 关于弹性变形因素	144
8-2 关于粗糙表面因素	156
8-3 关于润滑油是非 Newton 体的因素	162
参考文献	168
第九章 动载轴承	170
9-1 轴心轨迹的计算	173
9-2 轴承载荷的计算	189
参考文献	191
第十章 径向滑动轴承性能试验原理	192
10-1 油膜压力测量	192
10-2 间隙圆及轴心轨迹的测量	193
10-3 摩擦功耗的测量	195
10-4 用影响系数法测定轴承油膜刚度系数	196
10-5 用动态激振法测定轴承油膜动刚度系数及阻尼系数	198
10-6 用频谱分析法测定轴承油膜动力特性	204
10-7 系统阻尼的测试	209
参考文献	210
第十一章 滑动轴承的设计计算	211
11-1 各项参数对轴承工作的影响	211
11-2 设计计算	232
参考文献	256
附录A 常用滑动轴承的几何关系	258
附录B 常用滑动轴承的特性数值表	273
参考文献	306

第一章 流体动压润滑的工作原理和基本关系

1-1 动压形成原理

1. 楔形间隙 流体动压润滑,就是依靠被润滑的一对固体摩擦面间的相对运动,使介于固体间的润滑流体膜内产生压力,以承受外载荷而免除固体相互接触,从而起到减少摩擦阻力和保护固体表面的作用。自从 B.Tower 在其著名实验中发现了动压现象,继由 O.Reynolds 分析了它的机理并导出了描述润滑膜压力分布的微分方程^[1],遂奠定了流体动力润滑理论的原始基础。多少年来直到今天,实用上构成动压润滑膜的最常见工作原理,仍是图 1-1 所示的型式。其要素是:两固体表面间具有楔形间隙;间隙中充有粘性流体;此粘性流体能吸附于两固体表面;两固体表面的相对运动带动润滑流体由间隙大端向间隙小端运动。如果润滑膜中没有压力,则无论在间隙大端截面 1 还是间隙小端截面 2 处,流体的速度沿膜厚的分布都将为虚线所示的三角形分布,于是单位时间内流体经过截面 1(设固体垂直图面的宽度为 1),流入截面 1、2 之间所包空间的质量为 $\frac{\rho h_1 U}{2}$ 而由该空间经过截面 2 流出的质量则为 $\frac{\rho h_2 U}{2}$ (其中 ρ 是流体的密度, h 是间隙高度, U 是运动固体的速度),此时显然流入量大于流出量,流量是不平衡的。因此截面 1、2 之间所包之空间内必然有高于入口和出口处环境压力 p_0 的压力产生,从而使流经截面 1 的速度分布减小为内凹的曲线,并使流经截面 2 的速度分布增大为外凸的曲线,达到

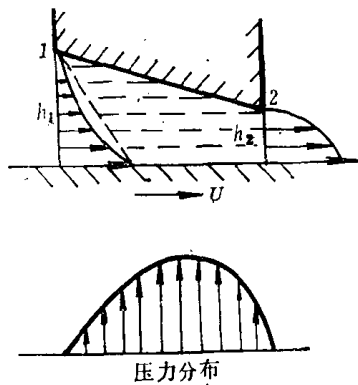


图 1-1

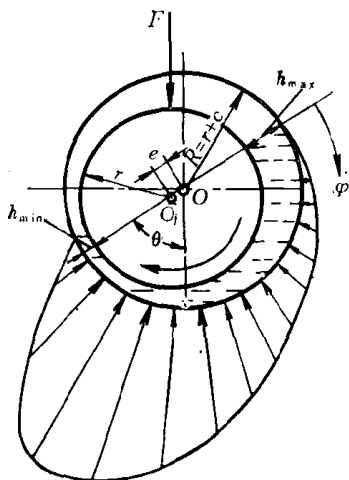


图 1-2

流量平衡。这就是动压形成的原理。

2. 径向轴承中的楔形润滑膜 图 1-2 表示一圆柱形轴承, 在外载荷 F 作用下, 轴颈中心 O_1 相对于轴承中心 O 处在一偏心位置上工作。偏心距为 e , 偏位角为 θ 。在连心线 OO_1 的延长线上, 一端有最大间隙 $h_{\max} = c + e$, 另一端有最小间隙 $h_{\min} = c - e$ 。其中 c 为半径间隙, $c = R - r$; R 为轴承孔半径; r 为轴颈半径。顺着轴颈旋转方向, 由 h_{\max} 到 h_{\min} 的半圈内, 间隙是由大变小的收敛楔形, 这就是润滑膜能产生压力以承受载荷 F 的主要几何条件。在由 h_{\min} 到 h_{\max} 的半圈内, 则为由小变大的开扩楔形, 其作用正好相反, 因此润滑膜中压力分布在 h_{\min} 以后急剧下降; 如果是用油作润滑剂, 则一般在 h_{\min} 以后不长的距离上, 油膜即因不能承受太大的负压而破裂。这样, 就在略大于 180° 的间隙内, 形成了压力分布。在破裂区内^[6], 油膜不完整, 而成许多细条状。

图 1-3 表示一椭圆轴承, 它实际上由两块圆弧形轴瓦构成, 两轴瓦的中心 O_1 和 O_2 与轴承中心 O 间有预偏心距 δ 。当轴颈在

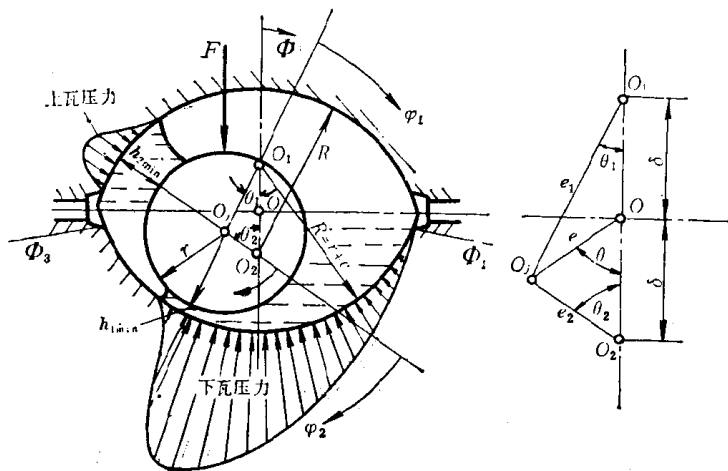


图 1-3

载荷 F 下工作时, 上、下两瓦在与轴颈间均可能有收敛形间隙和开扩形间隙。当间隙中用油润滑时, 就会形成两段承载油膜。

图 1-4 表示三叶轴承, 图 1-5 表示错位轴承的类似情况。

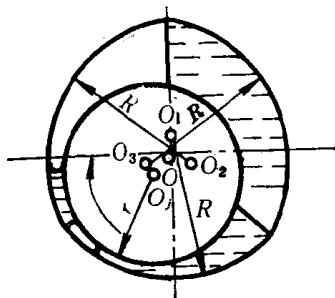


图 1-4

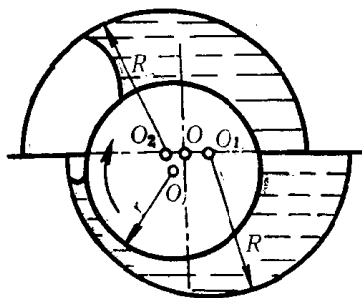


图 1-5

3. 阶梯形支承 阶梯形支承(图1-6)可认为是楔形间隙的一种特殊型式。阶梯形支承在理论上可设计成比一般楔形间隙支承有更高的承载能力^[2], 在某些推力轴承和径向轴承上都有所应用,

但此种结构要求精确地制造高度很小(与润滑膜厚属同一数量级)的阶梯面,而且磨损对阶梯支承的性能影响很大。

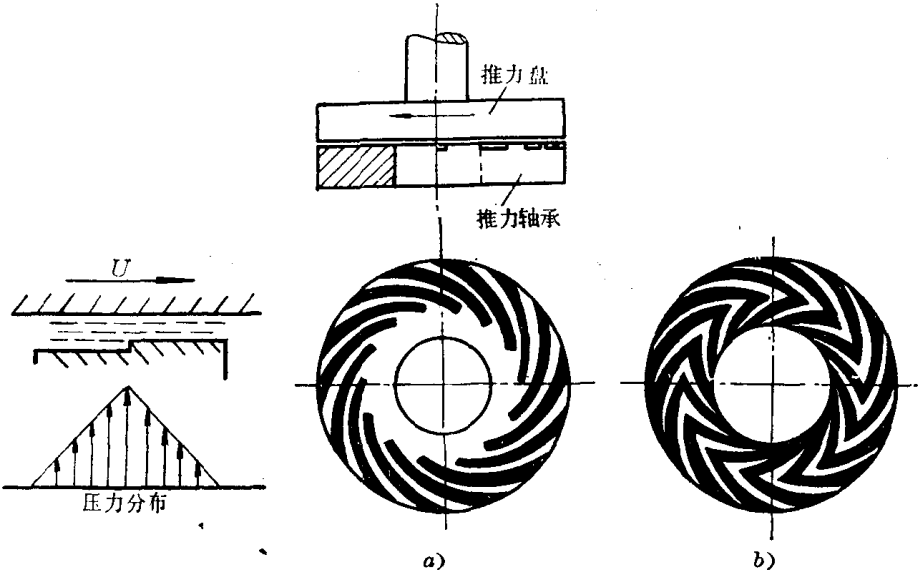


图 1-6

图 1-7

4. 螺旋槽支承 图 1-7 a 所示为螺旋槽推力轴承,黑色部分表示浅槽。槽通常做成矩形截面。工作时,依靠固体表面的相对运动(当图中之推力轴承固定时,轴上的推力盘相对于轴承作顺时针转动)带动润滑剂沿各条螺旋槽向中心流动。由于槽不开通到中心孔,摩擦面间在不开槽处的间隙要小得多,因此润滑流体在槽的里端处受阻,从而建立压力分布以承受载荷。

图 1-7 b 表示人字形螺旋槽,润滑剂由槽的里、外两端向槽的人字尖端流集,而造成压力分布。

此种承载原理亦已用于径向轴承,可获得很好的刚度和稳定性^[3]。

5. 其他动压承载原理 曾经有人认为,润滑剂在间隙中流动时,其质点的温度由于摩擦发热而逐渐升高,使润滑膜在终端处的

温度高于起始端。质点由于温度升高而膨胀,其效应犹如增强了间隙收敛程度,从而也形成了承载机理,并曾被称为“热楔”。但后来的研究认为此种作用甚为微弱。

还有人建议在轴颈上用弹性物质做成犹如花键那样的结构形状,可达到象叶片泵那样的升压原理,以实现大的承载能力^[4]。但尚未见实用效果。

6. 挤压效应 受变动载荷时,或当载荷大于油膜压力合力时,轴颈在轴承中发生变位运动。轴颈变位运动时,必定将逐渐变小的那部分间隙中的润滑剂挤出,而润滑剂的粘性将引起对这种流动的抗力。这种现象称为“挤压效应”,亦可视为一种抵抗轴颈变位运动的承载力。

1-2 基本关系

为了计算润滑膜的承载力,需计算其压力分布。为了计算摩擦阻力,需计算剪应力分布。为了计算流体的流量,需计算润滑膜内的速度分布。为此,先要对润滑膜的微小单元体进行分析,以建立流体应力、比压和速度等变量间的基本关系,亦即本节中要导出的质点运动方程、连续方程和牛顿粘性定律,以作为解题的基础。以下只考虑各向同性的流体。在基本方程的建立方面,读者如欲进一步了解详情,可参阅[5]。

1. 质点运动方程 过一点所作的平面上,有三个应力分量。如该平面的外法线方向为 x , 则作用在该平面上的三个应力分量可表示为 $\sigma_x, \tau_{xy}, \tau_{xz}$ (图 1-8)。相似地,在外法线向为 y 和 z 的平面上,分别有应力分量 $\tau_{yx}, \sigma_y, \tau_{yz}$ 及 $\tau_{zx}, \tau_{zy}, \sigma_z$ 。这九个应力分量代表了一点上的应力状态,构成应力张量:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

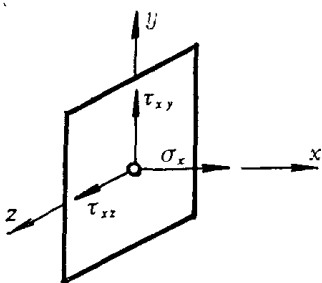


图 1-8

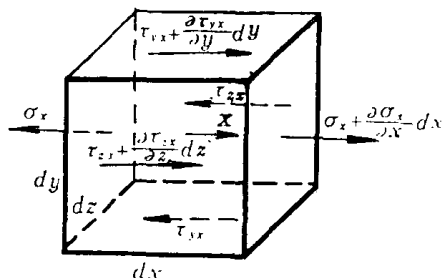


图 1-9

由剪应力双生定律可知：

$$\tau_{ij} = \tau_{ji} \quad (i, j = x, y, z)$$

因此应力张量是个对称张量，含有六个独立的应力分量。

图 1-9 所示为单元体上沿 x 方向作用的各应力分量。图中 X 为单位质量的流体所受之 x 方向彻体力（例如由于重力或磁力等）。设以 v_x 表示该质点的 x 方向速度，则其 x 方向的运动方程为：

$$\rho \cdot \frac{dv_x}{dt} = \rho X + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}$$

式中 ρ 为密度； t 为时间。

相似地，可导出 y 和 z 方向的运动方程：

$$\rho \cdot \frac{dv_y}{dt} = \rho Y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}$$

$$\rho \cdot \frac{dv_z}{dt} = \rho Z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z}$$

将整个润滑膜中的流速看成一个场，即将流速看成空间坐标 (x, y, z) 中的一个分布，并随时间坐标 (t) 而变：

$$v_x, v_y, v_z(x, y, z, t)$$

则质点的加速度 $\frac{dv_x}{dt}$ 就可表达为：

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} &= \frac{\partial v_x}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial v_x}{\partial t} \\ &= v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_x}{\partial t} \end{aligned}$$

或即：

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{\partial v_x}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla v_x$$

式中 $\frac{\partial v_x}{\partial t}$ 称为当地(或局部)加速度, 它表达不同瞬时流经同一地点的各个质点速度的差异速率, 对于定常的流速场它等于零; ∇v_x (v_x 的梯度矢量)表达同一瞬时不同地点 v_x 值的差异程度; $\mathbf{v} \cdot \nabla v_x$ 称为迁移加速度, 表达由于质点在非匀速场中变位而引起的加速度。

同理, 在 y 和 z 方向亦可得

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{\partial v_y}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla v_y$$

$$\frac{dv_z}{dt} = \frac{\partial v_z}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla v_z$$

因此, 质点运动方程可用场的表达式写成:

$$\left. \begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla v_x \right) &= \rho X + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \\ \rho \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla v_y \right) &= \rho Y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \\ \rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla v_z \right) &= \rho Z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

2. 连续方程 先对质点的运动情况作一基本分析。图 1-10 表示 x - y 平面中单元体 $ABCD$ 经过时间 dt 后变为 $A'B'C'D'$ 的情况。整个运动可分解为下列组成部分:

(1) 角点 A 移至 A' , 移动距离为 $v_x dt$ 及 $v_y dt$, 速度为 v_x 及

v_y 。

(2) 线元 AB 变为 $A'B'$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{伸长量为 } \frac{\partial v_x}{\partial x} dx dt, \text{ 伸长应变速率为 } \frac{\partial v_x}{\partial x} \\ \text{转角为 } \frac{\partial v_y}{\partial x} dt, \text{ 角速度为 } \frac{\partial v_y}{\partial x} \text{ (逆时针);} \end{array} \right.$$

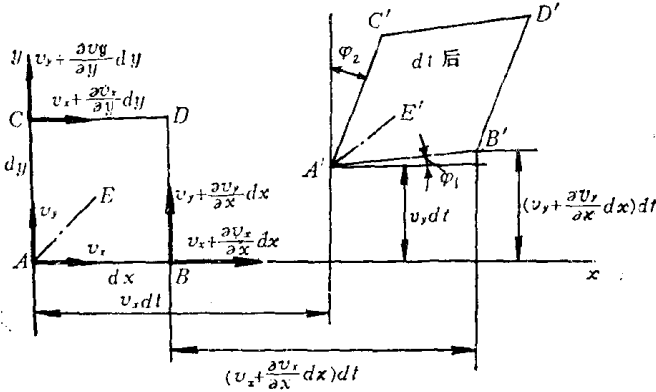


图 1-10

线元 AC 变为 $A'C'$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{伸长量为 } \frac{\partial v_y}{\partial y} dy dt, \text{ 伸长应变速率为 } \frac{\partial v_y}{\partial y} \\ \text{转角为 } \frac{\partial v_x}{\partial y} dt, \text{ 角速度为 } \frac{\partial v_x}{\partial y} \text{ (顺时针)。} \end{array} \right.$$

线元 AB 和 AC 的转角的平均值, 就是质点作为一个整体的转角 (亦即角平分线 AE 的转角), 故质点转动角速度为 $\frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)$ (逆时针)。而 $\angle BAE$ 及 $\angle CAE$ 的减小率就是质点的相应的切变速率 $\frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)$ 。

在 $y-z$ 及 $z-x$ 平面内亦可作类似的分析。

综合起来, 质点的运动可归结为: