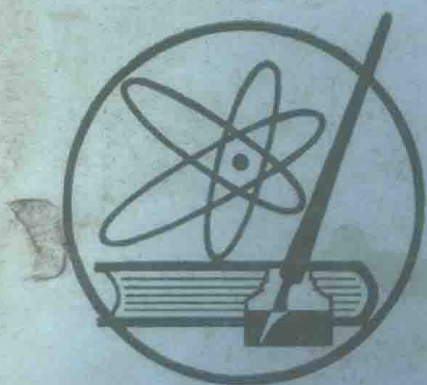




高等学校试用教材

化工机器

下 册

浙江大学 北京化工学院 等合编

潘永密 李斯特 主编

化学工业出版社

高等学校试用教材

化 工 机 器

下 册

浙江大学 北京化工学院等合编

潘永密 李斯特 主编

化 学 工 业 出 版 社

内 容 提 要

本书是根据1978年所制订的化工机器教材编写大纲而编写的。全书共分五篇三十章,分上、下册出版。上册介绍活塞式压缩机;下册介绍离心式机器。

下册共分四篇二十四章,主要内容包括:高速回转件的强度与转轴的临界转速、离心机、离心泵和离心式压缩机。书中阐述了这些常用离心式化工机器的工作原理、主要性能、结构特点以及基本设计计算方法等。

本书可作为高等学校化工机械专业的试用教材,也可供从事化工机器设计、科研和生产的工程技术人员参考。

高等学校试用教材

化 工 机 器

下 册

浙江大学 北京化工学院等合编

潘永密 李斯特 主编

化学工业出版社 出版发行

(北京和平里七区十六号楼)

化学工业出版社印刷厂印刷

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印张 27 字数 650 千字 印数 1—7,000

1981年12月北京第1版 1981年12月北京第1次印刷

统一书号 15063·3225 (K-242) 定价 2.75 元

前 言

本书是根据化学工业部于1977年10月在镇江召开的教材工作会议和1978年2月在上海召开的教材编写会议的决定编写的,可作为高等学校化工机械专业的试用教材。

化工机器的种类繁多,本书仅介绍化工厂中使用较为广泛的几种机器——活塞式压缩机、离心式压缩机、离心泵及离心机。编写时,力求做到加强基础理论,理论联系实际,并尽量反映现代科学技术方面的内容。

本书分五篇,各篇的重点如下。

第一篇 活塞式压缩机:热力计算,动力计算及结构分析。

第二篇 高速回转件的强度与转轴的临界转速:高速转盘应力分析的二次计算法和有限单元法及转轴临界转速的计算。

第三篇 离心机:工作原理及结构分析。

第四篇 离心泵:工作原理、工作点的确定及性能曲线的换算。

第五篇 离心式压缩机:基本方程及其应用,相似原理及气量调节。

本教材应在下列前修课的基础上进行教学:工程热力学(或物理化学);材料力学;机械原理;化工容器及设备。此外,还应学过线性代数,算法语言等。

各校在使用本书时,可根据具体情况适当地删减。此外,按本书进行教学时,应有相应的实验、实习课与之配合。

根据教材中要引入国际单位制的精神,本书附有工程单位制与国际单位制换算表,并在各篇后附有两种单位制的典型公式对照表,以备读者查用。

本书上册由北京化工学院李斯特主编,其中活塞式压缩机的热力学及动力学部分由北京化工学院李斯特和柳松年编写,结构和运转部分由浙江化工学院贾高顺编写;下册由浙江大学潘永密主编,其中第二篇高速回转件的强度与转轴的临界转速部分由浙江大学顾金初和申亚明编写,第三篇离心机部分由华南工学院刘健宏、岑汉钊和欧阳国豪编写,第四篇离心泵和第五篇离心式压缩机由浙江大学潘永密编写(其中第三十章由浙江大学华永利编写)。参加本书的审稿人员有:上海化工学院琚定一(主审)、成都科学技术大学孙启才、南京化工学院王德润、华东石油学院顾永泉、上海化工学院王允昌。

由于编写时间比较仓促,未能广泛地征求兄弟院校及有关单位的意见,又限于编者的政治思想和业务水平,谬误不足之处在所难免,望兄弟院校及有关单位的同志提出批评指正。

编 者

一九七九年五月

目 录

前 言

第二篇 高速回转件的强度与转轴的临界转速

第七章 高速转鼓壁的强度计算	1
第一节 概述.....	1
第二节 圆筒形转鼓壁的应力和形变的计算.....	2
第三节 圆锥形转鼓壁的应力和形变的计算.....	5
第四节 转鼓壁的强度计算.....	8
第五节 边缘应力问题.....	11
第八章 高速转盘的强度计算	13
第一节 转盘的强度分析理论.....	13
第二节 等厚度轮盘的应力计算.....	15
第三节 等强度轮盘的设计计算.....	21
第四节 锥形轮盘的应力计算.....	22
第五节 搪孔度和厚度比.....	23
第六节 离心式压缩机工作轮的应力计算.....	25
第九章 叶轮应力分析的有限单元法	47
第一节 用有限单元法计算叶轮时一些问题的处理.....	47
第二节 计算叶轮的程序框图.....	59
第十章 高速回转轴的临界转速	62
第一节 概述.....	62
第二节 临界转速的计算.....	64
第三节 影响临界转速的其它因素.....	94
附录 II	103
一、锥形轮盘的应力计算	103
二、有侧向载荷的等厚度轮盘的应力计算	109
三、关于轴对称问题刚度矩阵 $[K]$ 的积分方法	111
四、主轴影响系数 C_{ij} 的计算公式	118
五、工程单位制与国际单位制(SI)的典型公式对照表	120
参考文献	121

第三篇 离 心 机

第十一章 概述	122
第一节 离心机分离过程和分离因数	122

第二节 离心机的分类	124
第十二章 离心机的结构及选择	127
第一节 离心机基本结构型式	127
第二节 离心机主要部件的结构	150
第三节 离心机类型的选择	155
第十三章 离心机的隔振	157
第一节 隔振的作用原理	157
第二节 离心机常用的隔振元件	159
第十四章 离心机生产能力分析及功率计算	161
第一节 离心机的生产能力分析	161
第二节 离心机主轴所需的功率	170
第三节 离心机计算示例	174
附录 III 工程单位制与国际单位制(SI)的典型公式对照表	178
参考文献	178

第四篇 离 心 泵

第十五章 离心泵的基本原理	179
第一节 泵的基本术语及定义	179
第二节 泵的基本分类	182
第三节 离心泵的主要构件及作用原理	183
第四节 速度三角形及欧拉方程式	184
第五节 叶片数目有限及叶片离角 β_{A2} 对理论扬程的影响	187
第六节 离心泵的性能曲线	190
第七节 离心泵在管路中工作时的流量及扬程	193
第八节 离心泵的流量调节	199
第九节 离心泵的串、并联工作及不稳定工况	201
第十六章 离心泵的相似与切割	205
第一节 概述	205
第二节 离心泵的相似及相似定律	205
第三节 比例定律及变转速后性能曲线的换算	209
第四节 相似状态曲线及其应用	209
第五节 离心泵的通用特性曲线	211
第六节 相似准数及比转数	212
第七节 离心泵叶轮的切割	215
第八节 离心泵的选择	217
第十七章 离心泵的汽蚀及允许吸液高度	220
第一节 离心泵的汽蚀	220
第二节 离心泵的允许吸入真空度及允许吸液高度	222
第十八章 输送粘性液体时离心泵性能曲线的换算	225

第一节	输送液体的粘度对离心泵性能的影响	225
第二节	输送粘性液体时离心泵性能曲线的换算	226
第十九章	离心泵主要零部件的结构及作用原理	231
第一节	离心泵的作功部件——叶轮	231
第二节	离心泵的转能装置——蜗壳与导轮	231
第三节	离心泵叶轮的轴向力、径向力及其平衡措施	233
第四节	转轴的密封装置——填料函与端面密封	238
第二十章	离心泵的典型示例	240
第一节	离心泵的系列化及其命名	240
第二节	离心泵的示例	241
附录 IV	工程单位制与国际单位制 (SI) 的典型公式对照表	249
参考文献		249

第五篇 离心式压缩机

第二十一章	离心式压缩机的基本工作原理及其常用的基本方程	250
第一节	离心式压缩机概述及基本工作原理	250
第二节	离心式压缩机常用的基本方程	252
第二十二章	基本方程的应用	268
第一节	流道法与级效率法	268
第二节	级中关键截面处的气流参数计算	268
第三节	离心式压缩机的计算	270
第二十三章	离心式压缩机中气体的流动与损失	282
第一节	流动损失 $\sum h_{\text{hyd}}$	282
第二节	音速、马赫数与冲波	288
第三节	最大马赫数与临界马赫数	291
第四节	轮阻损失	297
第五节	迷宫密封及漏气损失	300
第二十四章	离心式压缩机级的性能曲线	307
第一节	级的性能曲线	307
第二节	β_{A2} 与级性能曲线的关系	311
第二十五章	叶轮	314
第一节	叶轮的结构和型式	314
第二节	叶轮的主要参数	318
第三节	各种 β_{A2} 叶轮级的选用	322
第二十六章	离心式压缩机的其它元件	328
第一节	吸气室	328
第二节	扩压器	329
第三节	弯道及回流器	336
第四节	蜗壳	338

第五节	轴向力及其平衡装置	341
第六节	浮环密封装置	343
第二十七章	多级离心式压缩机的分段及段的压力比的确定	346
第一节	压缩机段数的确定	347
第二节	压缩机各段压力比的分配	349
第二十八章	离心式压缩机的相似及其应用	352
第一节	离心式压缩机的相似原理	352
第二节	相似原理及无因次特性曲线的应用	369
第三节	近似相似及其性能换算	373
第四节	多段离心式压缩机性能的近似相似换算	385
第二十九章	离心式压缩机的性能曲线、工作点及气量调节	389
第一节	串联级的性能曲线和整机的性能曲线	389
第二节	离心式压缩机和管路的联合工作	394
第三节	离心式压缩机的不稳定工况——喘振及防喘振的措施	408
第三十章	典型离心式压缩机产品示例	414
附录 V		422
一、	马赫数与相似的关系	422
二、	工程单位制和国际单位制(SI)的典型公式对照表	425
参考文献		426

第二篇 高速回转件的强度与 转轴的临界转速

第七章 高速转鼓壁的强度计算

第一节 概 述

离心机、离心泵和离心式压缩机等离心式机器，它们大都在较高的转速下运转，其转速从每分钟数百转至每分钟几万转，因此它们的回转件在离心力作用下要产生很大的应力。有时，由于过高的应力使回转件发生“飞裂”，引起严重的后果。所以正确的计算回转件在高速旋转时的应力并校核其强度是很有必要的。

离心式机器的回转件大致可以分成两类：一类是转鼓，它是一转动的回转壳体，如立式或卧式离心机的转鼓，图 7-1 所示。转鼓的形式有圆筒形、圆锥形或是它们的组合形式；另一类是转盘，如图 7-2 所示，它们大都是具有中心孔的圆盘。属于这类零件的有离心机转鼓底盘，离心泵、离心鼓风机和离心式压缩机的叶轮，其它如砂轮、发电机和电动机的转子、汽轮机的轮盘等。高速回转的转鼓和转盘都是离心式机器中的重要零件，下面将分别讨论这两类零件强度计算的方法。

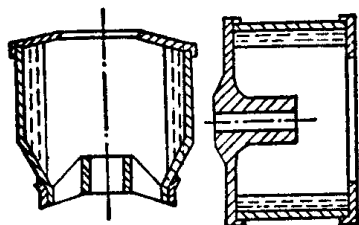


图 7-1 离心机转鼓

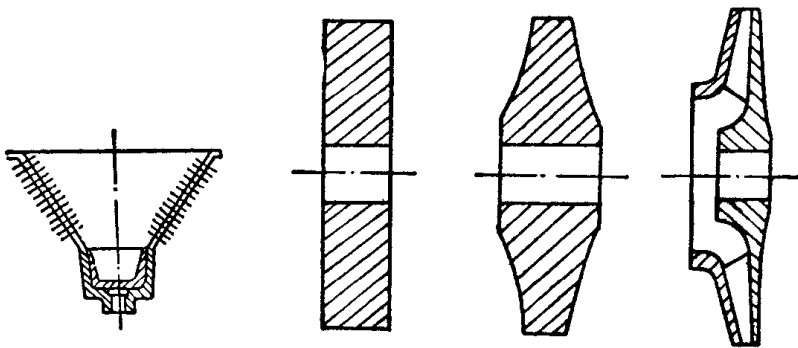


图 7-2 转盘及叶轮

转鼓是一个在高速下回转的受离心力作用的壳体，如离心机的转鼓，它除承受鼓壁自身质量产生的离心力外，鼓壁还承受筛网和物料质量产生的离心力，因此转鼓壁的强度计算，必须同时考虑这三部分离心力所产生的应力。此外，在转鼓的圆筒形部分和圆锥形部分的接界处，以及在转鼓和刚性的盘或端盖式的毂心相接界处，由于转鼓的形变受到约束还会产生边缘应力。关于边缘应力的分析需引用容器的有力矩理论才能求解。

鼓壁、筛网和物料质量所产生的离心力对鼓壁的作用，就如同受内压的薄壁容器一样，只不过这个内压不是容器内的工作压力，而是鼓壁、筛网和物料的离心压力。另外，由于离心力的方向是沿半径方向向外的，它不产生轴向力，因此在鼓壁上只引起周向应力（即纬向应力），不产生径向应力。但若转鼓内物料系流体时，由于流体压力是各向同性的，所以将在

有底、盖的鼓壁内产生轴向力,因而在鼓壁内产生径向应力。高速回转的转鼓一般为圆筒形和圆锥形,下面主要讨论这两种形式转鼓鼓壁的应力和形变的计算。

第二节 圆筒形转鼓壁的应力和形变的计算

一、鼓壁质量引起的鼓壁应力与形变

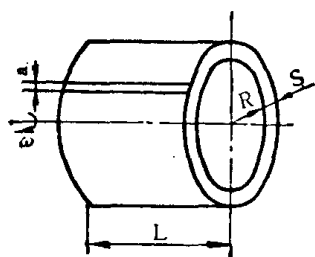


图 7-3 圆筒形转鼓

图 7-3 为绕对称轴旋转的圆筒形转鼓。筒体内半径为 R , 长度为 L , 壁厚为 S , 材料重度为 γ_0 , 当转鼓以一定的角速度 ω 旋转时, 此鼓壁质量就会产生离心力, 此离心力对鼓壁的作用设想为和薄壁圆筒承受内压一样, 即把离心力转化为与内压力相当的离心压力, 这样就可按承受内压的方法来计算应力。为此, 先求作用在鼓壁单位面积上的离心压力 p_1 。

在转鼓上取一宽度为 a 的单元体, 此单元体质量所产生的离心力为:

$$C = LaS \frac{\gamma_0}{g} \bar{R} \omega^2 \approx LaS \frac{\gamma_0}{g} R \omega^2$$

式中 $\bar{R}$ 为转鼓壁的平均半径, $\bar{R} = R + \frac{S}{2}$, 但因 $S \ll R$, 所以取 $\bar{R} \approx R$ 。

此力可以认为均匀地作用于这一单元体的表面上, 因此由鼓壁本身质量产生的单位面积上的离心压力为:

$$p_1 = \frac{C}{La} = \frac{S\gamma_0}{g} R \omega^2$$

由于鼓壁质量产生的离心力的方向是离开回转轴线沿着半径方向向外的, 因此, 它不产生轴向力, 也不产生径向应力 σ'_1 , 即:

$$\sigma'_1 = 0 \quad (7-1)$$

它的周向应力 σ'_2 和承受内压的壳体一样, 可由拉普拉斯方程求得:

$$\frac{\sigma'_1}{R_1} + \frac{\sigma'_2}{R_2} = \frac{p}{S}$$

因 $R_1 = \infty$, $\frac{\sigma'_1}{R_1} = 0$, $R_2 = R$, $p = p_1$, 故由上式可得:

$$\sigma'_2 = \frac{p_1 R}{S} = \frac{\gamma_0}{g} R^2 \omega^2 = \frac{\gamma_0}{g} u^2 \quad (7-2)$$

由上式可知, 鼓壁本身质量离心力产生的周向应力与鼓壁厚度无关, 而与转鼓材料的重度及圆周速度 u 的平方成正比。因此, 增加厚度并不能减小应力。而许用的最大圆周速度仅取决于转鼓材料的许用应力和重度, 即:

$$[u_{\max}] = \sqrt{\frac{[\sigma]g}{\gamma_0}}, \quad \frac{\text{cm}}{\text{s}} \quad (7-3)$$

对超高速的气体分离离心机, 转鼓壁强度是设计计算的主要因素, 故应选用强度高、重度小的材料。

知道了 σ'_1 和 σ'_2 , 根据虎克定律就可算出鼓壁半径增值:

$$\Delta R = R \epsilon_2 = R \left(\frac{\sigma'_2}{E} - \mu \frac{\sigma'_1}{E} \right) = \frac{\gamma_0}{gE} R^3 \omega^2 \quad (7-4)$$

上式所示的半径增值在鼓壁离开顶盖和底适当远的部位是正确的, 且在这些地方由于半径增值是均匀的, 所以经线弯曲转角为:

$$\varphi' = 0 \quad (7-5)$$

二、筛网质量引起的鼓壁应力与形变

筛网装在转鼓内, 转鼓高速旋转, 筛网也就产生离心力作用于转鼓的内壁上。由于筛网在转鼓内是均匀放置的, 故对于转鼓的作用力是均匀的, 相当于转鼓受内压, 因而也同样使转鼓壁内产生应力。

设筛网的总重量为 G , 回转半径为 R (因筛网厚度较小故近似取为鼓壁内径), 长度为 L , 回转角速度为 ω , 当筛网与转鼓一起旋转时, 其作用在鼓壁单位面积上的离心压力为:

$$p_2 = \frac{\frac{G}{g} R \omega^2}{2\pi R L} = \frac{G \omega^2}{2\pi g L}$$

如把筛网重量 G 表示为:

$$G = 2\pi R L S_s \gamma_s$$

式中 γ_s 为筛网重度, S_s 为筛网当量厚度。于是有:

$$p_2 = \frac{2\pi R L S_s \gamma_s \omega^2}{2\pi g L} = \frac{S_s \gamma_s R \omega^2}{g}$$

因离心力在转鼓壁内不产生径向应力 σ_1'' , 故有:

$$\sigma_1'' = 0 \quad (7-5)$$

此离心压力在转鼓壁内引起的周向应力为:

$$\sigma_2'' = \frac{p_2 R}{S} = \frac{S_s \gamma_s R^2 \omega^2}{g S} \quad (7-7)$$

同样可求出鼓壁的半径增值和经线弯曲转角为:

$$\Delta_R'' = R \varepsilon_2 = R \left(\frac{\sigma_2''}{E} - \mu \frac{\sigma_1''}{E} \right) = \frac{S_s \gamma_s R^3 \omega^2}{g S E} \quad (7-8)$$

$$\varphi'' = 0 \quad (7-9)$$

此半径增值 Δ_R'' 和经线弯曲转角 φ'' 也是在鼓壁离开顶盖和底适当远的部位才是正确的。

三、物料质量引起的鼓壁应力与形变

当物料加入到有底和盖的转鼓内进行高速离心操作时, 其液面为平行于轴线的同心圆柱面, 如图 7-4 所示。

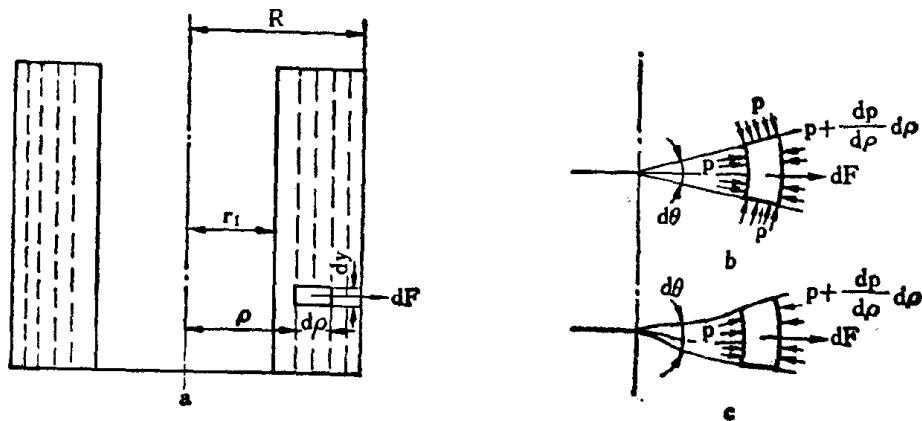


图 7-4 装有物料的圆筒形转鼓

为了分析物料离心力作用在鼓壁上引起的应力, 就须首先研究物料在转鼓壁上造成的离心压力问题。为此我们在转鼓内任取一微块的流体, 它的体积是 $\rho d\rho d\theta dy$ 。设 γ_{mf} 为流体的重度, 根据动静法原理, 那末微块所受的离心力为:

$$dF = \frac{\gamma_{mf} \rho^2 \omega^2}{g} d\rho d\theta dy$$

根据这一微块的径向平衡条件有:

$$\left(p + \frac{dp}{d\rho} d\rho\right)(\rho + d\rho)d\theta dy - p\rho d\theta dy - 2p \sin \frac{d\theta}{2} d\rho dy = dF$$

此式可以简化为:

$$\frac{dp}{d\rho} = \frac{\gamma_{mf} \rho \omega^2}{g}$$

此微分方程式的积分是:

$$p = \frac{\gamma_{mf} \omega^2}{2g} \rho^2 + C \quad (7-10)$$

式中的积分常数 C 可以这样确定, 在液面上, $\rho = r_0$, 而 $p = 0$, 故从式 7-10 可以得到:

$$C = -\frac{\gamma_{mf} \omega^2 r_0^2}{2g}$$

代入式 7-10 后, 得到压力 P 的公式并用 p_s 表示, 即:

$$p_s = \frac{\gamma_{mf} \omega^2}{2g} (\rho^2 - r_0^2) \quad (7-11)$$

由上式可见, 物料层产生的离心压力随半径 ρ 的变化而变化, 当 $\rho = R$ 时, 离心压力达最大值, 即:

$$p_{s \max} = \frac{\gamma_{mf} \omega^2}{2g} (R^2 - r_0^2) \quad (7-11a)$$

求得了离心压力, 就可分析鼓壁的应力和形变。根据轴向平衡条件可得:

$$2\pi RS\sigma_1'' = \int_{r_0}^R p 2\pi\rho d\rho = \int_{r_0}^R \frac{\gamma_{mf} \omega^2}{2g} (\rho^2 - r_0^2) 2\pi\rho d\rho = \frac{\pi\gamma_{mf} \omega^2}{4g} (R^2 - r_0^2)^2$$

故在鼓壁内引起的径向应力为:

$$\sigma_1'' = \frac{\gamma_{mf} \omega^2}{8gS} \frac{(R^2 - r_0^2)^2}{R} = \frac{\gamma_{mf} \omega^2 R^3 K^2}{8gS} \quad (7-12)$$

式中 K ——转鼓的填充系数, $K = 1 - \frac{r_0^2}{R^2}$ 。

又由拉普拉斯方程式得出周向应力为:

$$\sigma_2'' = \frac{p_{s \max} R}{S} = \frac{\gamma_{mf} \omega^2 R^3 K}{2gS} \quad (7-13)$$

于是鼓壁半径增值和经线弯曲转角为:

$$\Delta_R'' = R\varepsilon_2 = R\left(\frac{\sigma_2''}{E} - \mu \frac{\sigma_1''}{E}\right) = \frac{\gamma_{mf} \omega^2 R^4 K}{8gSE} (4 - \mu K) \quad (7-14)$$

$$\varphi'' = 0 \quad (7-15)$$

同样, 此半径增值和经线弯曲转角只有在鼓壁离开顶盖和底适当远的部位才是正确的。

对于某些过滤式离心机, 如果转鼓内的物料层已失去流动性而变成滤渣, 则滤渣的离心力将作用于转鼓壁上产生离心压力。为了讨论滤渣造成的离心压力, 和上面一样, 我们仍取一个微块 (滤渣), 见图 7-4c, 此微块与图 7-4b 所示微块 (流体) 唯一不同的是, 其侧面上可

认为没有侧压力 p 。如设 γ_m 为滤渣的重度, 则根据和流体微块同样的分析和推导, 可得滤渣作用在转鼓壁上的离心压力为:

$$p'_{3\max} = \frac{\gamma_m \omega^2 (R^3 - r_0^3)}{3gR} \quad (7-16)$$

求得了离心压力, 亦可用同样的方法求得鼓壁的应力和形变。

第三节 圆锥形转鼓壁的应力和形变的计算

一、鼓壁质量引起的鼓壁应力与形变

图 7-5 所示为圆锥形转鼓, 设 ρ 为转鼓内壁上任一点 A 的半径, S 为转鼓壁的厚度, γ_0 为转鼓材料重度, 则此处鼓壁所受的离心压力 p_{N1} 为转鼓质量产生的垂直于转鼓轴线的离心压力在该点法线方向的分量, 即:

$$p_{N1} = \frac{S\gamma_0\omega^2\bar{\rho}}{g} \cos \alpha \approx \frac{S\gamma_0}{g} \omega^2 \rho \cos \alpha$$

式中 $\bar{\rho}$ ——圆锥形转鼓内壁上任一点 A 处平均圆上的半径, 因壁厚与半径比较其值很小, 故 $\bar{\rho} \approx \rho$;

α ——圆锥形转鼓的半锥角。

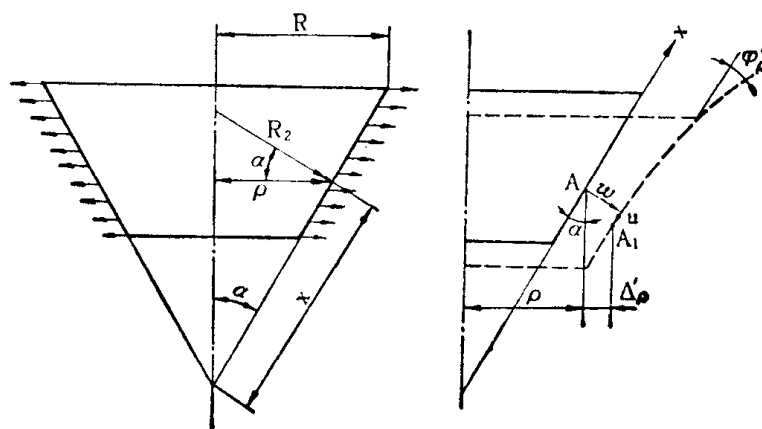


图 7-5 圆锥形转鼓

因转鼓的纬线曲率半径为:

$$R_2 = \frac{\rho}{\cos \alpha}$$

所以 p_{N1} 作用于转鼓壁而引起的周向应力为:

$$(\sigma_2)'_{\rho} = \frac{p_{N1}R_2}{S} = \frac{S\gamma_0\omega^2\rho\cos\alpha}{S} \frac{\rho}{\cos\alpha} = \frac{\gamma_0}{g} \rho^2\omega^2 \quad (7-17)$$

从上式可见, 圆锥形转鼓中, 大口应力最大, 小口应力最小。

由于鼓壁质量离心力不可能产生经线方向的应力 $(\sigma_1)'_{\rho}$, 所以:

$$(\sigma_1)'_{\rho} = 0 \quad (7-18)$$

应用虎克定律可得在半径 ρ 处鼓壁的形变(即半径增值)为:

$$\Delta'_{\rho} = \rho \epsilon_2 = \rho \left[\frac{(\sigma_2)'_{\rho}}{E} - \mu \frac{(\sigma_1)'_{\rho}}{E} \right] = \frac{\gamma_0 \rho^3 \omega^2}{gE} \quad (7-19)$$

在经线方向的形变为:

$$\varepsilon_1 = \frac{(\sigma_1)'_\rho}{E} - \mu \frac{(\sigma_2)'_\rho}{E} = -\frac{\mu \gamma_0 \rho^2 \omega^2}{g E}$$

负号表示 ε_1 是压缩形变, 圆锥形转鼓在鼓壁本身离心力作用下, 造成直径的增大和经线的压缩。由式 7-19 可知, 圆锥形鼓壁, 半径增值是和半径的立方成正比的, 所以变形后的经线就变成弯曲的形状, 如图 7-5 虚线所示。经线弯曲后的转角 φ'_ρ 可按式计算:

$$\varphi'_\rho = \frac{dw}{dx} \quad (7-20)$$

如图 7-5 所示, 经线上的 A 点, 在变形后到达 A_1 点。w 是纬线方向的位移(垂直于经线), u 是经线方向位移。由图中的几何关系可知:

$$w \cos \alpha = u \sin \alpha + \Delta'_\rho \quad (7-21)$$

所以

$$\frac{dw}{dx} = \frac{du}{dx} \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \frac{d\Delta'_\rho}{dx} \quad (7-22)$$

而

$$\frac{du}{dx} = -\varepsilon_1 = \mu \frac{\gamma_0 \rho^2 \omega^2}{g E} \quad (7-23)$$

$$\Delta'_\rho = \frac{\gamma_0 \rho^3 \omega^2}{g E} = \frac{\gamma_0 \omega^2 \sin^3 \alpha}{g E} x^3$$

$$\frac{d\Delta'_\rho}{dx} = 3 \frac{\gamma_0 \omega^2 x^2 \sin^3 \alpha}{g E} = \frac{3 \gamma_0 \omega^2 \rho^2}{g E} \sin \alpha \quad (7-24)$$

把式 1-23 和式 1-24 代入式 1-22 和式 1-20 后得:

$$\varphi'_\rho = \frac{(3 + \mu) \gamma_0 \rho^2 \omega^2}{g E} \operatorname{tg} \alpha \quad (7-25)$$

二、筛网质量引起的鼓壁应力与形变

对圆锥形转鼓, 筛网作用于鼓壁表面的离心压力 p_{N2} 为筛网质量产生的垂直于转鼓轴线的离心压力在鼓壁法线方向的分量, 即:

$$p_{N2} = \frac{\gamma_s S_s \bar{\rho} \omega^2}{g} \cos \alpha \approx \frac{\gamma_s S_s \rho \omega^2}{g} \cos \alpha$$

式中 $\bar{\rho}$ ——锥形筛网任意处网厚的平均半径, 可近似取此处鼓壁内半径 ρ ;

γ_s ——筛网重量;

S_s ——筛网当量厚度, $S_s = \frac{G}{2\pi \frac{R+r}{2} L \gamma_s}$, 其中 G 为筛网重量, R 和 r 分别为锥鼓大口、小口半径, L 为锥鼓母线长。

因筛网离心力在转鼓内不产生径向应力 $(\sigma_1)''_\rho$, 故:

$$(\sigma_1)''_\rho = 0 \quad (7-26)$$

离心压力 p_{N2} 在 ρ 处引起周向应力可由拉普拉斯方程式求得:

$$(\sigma_2)''_\rho = \frac{p_{N2} \frac{\rho}{S}}{S} = \frac{\gamma_s S_s \rho^2 \omega^2}{g S} \quad (7-27)$$

同理可求得鼓壁半径增值和经线弯曲转角为:

$$\Delta''_\rho = \frac{\gamma_s S_s \rho^3 \omega^2}{g S E} \quad (7-28)$$

$$\varphi'' = \frac{(3+\mu)\gamma_s S_s \rho^2 \omega^2}{g S E} \operatorname{tg} a \quad (7-29)$$

三、物料质量引起的鼓壁应力与形变

由于物料层产生的离心压力随半径 r 而变化, 因此物料层产生的作用在锥形鼓壁上的离心压力是随锥形鼓壁离轴线的距离(即半径)的变化而变化, 其值可根据式 7-11 求得:

$$p_s = \frac{\gamma_m \omega^2}{2g} (r^2 - r_0^2)$$

式中 r_0 ——物料层内半径;

r ——锥形转鼓内壁上任意处的半径。

由于物料层产生的离心压力各向同性, 所以垂直作用于鼓壁的离心压力即为 p_s , 其所引起的周向应力可根据拉普拉斯方程求得, 即:

$$(\sigma_2)'' = \frac{p_s \frac{\rho}{\cos a}}{S} = \frac{\gamma_m \omega^2 \rho}{2g S \cos a} (\rho^2 - r_0^2) \quad (7-30)$$

鼓壁半径为 ρ 处的径向应力 $(\sigma_1)''$ 的计算方法如下:

如果圆锥形转鼓装有顶盖, 或是和圆锥形相连接的圆柱形壳体上装有顶盖, 并且流体物料达到顶盖, 如图 7-6 所示。在 $\rho < r < R$ 范围内, 作用于顶盖的压力和作用于圆锥形鼓壁的压力互相平衡, 故根据力的轴向平衡条件有:

$$2\pi \rho S (\sigma_1)'' \cos a = \int_{r_0}^{\rho} 2\pi p_s r dr = \int_{r_0}^{\rho} 2\pi \frac{\gamma_m \omega^2}{2g} (r^2 - r_0^2) r dr = \frac{\pi \gamma_m \omega^2 (\rho^2 - r_0^2)^2}{4g}$$

故

$$(\sigma_1)'' = \frac{\gamma_m \omega^2 (\rho^2 - r_0^2)^2}{8g S \rho \cos a} \quad (7-31)$$

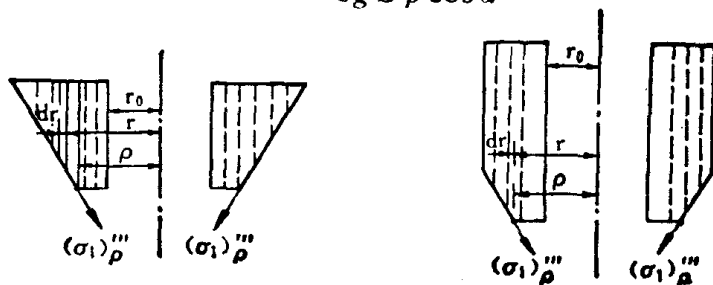


图 7-6 装有物料的圆锥形转鼓

在小口上, $\rho = r_0$, 则:

$$(\sigma_1)'' = 0 \quad (\sigma_2)'' = 0$$

在大口上, $\rho = R$, 则:

$$\begin{aligned} (\sigma_1)''_R &= \frac{\gamma_m \omega^2 (R^2 - r_0^2)^2}{8g S R \cos a} = \frac{\gamma_m \omega^2 R^3 K^2}{8g S \cos a} \\ (\sigma_2)''_R &= \frac{\gamma_m \omega^2 R (R^2 - r_0^2)}{2g S \cos a} = \frac{\gamma_m \omega^2 R^3 K}{2g S \cos a} \end{aligned}$$

同理可求鼓壁半径的增值 Δ'' 和经线弯曲转角 φ'' , 根据图 7-5 及式 7-19、式 7-20、式 7-22 诸式可得:

$$\Delta'' = \frac{\gamma_m \omega^2 (\rho^2 - r_0^2)}{8g E S \cos a} [(4-\mu)\rho^2 + \mu r_0^2] \quad (7-32)$$

$$\varphi'' = \frac{\gamma_m \omega^2 \operatorname{tg} a}{8g E S \cos a} \left(15 \rho^3 - 6 \rho r_0^2 - \frac{r_0^4}{\rho} \right) \quad (7-33)$$

在小口上, $\rho = r_0$, 则:

$$\Delta_{r_0}''' = 0$$

$$\varphi_{r_0}''' = \frac{\gamma_{mr}\omega^2 \operatorname{tg} \alpha}{8gES \cos \alpha} (15r_0^3 - 6r_0^3 - r_0^3) = \frac{\gamma_{mr}\omega^2 r_0^3 \operatorname{tg} \alpha}{gES \cos \alpha}$$

在大口上, $\rho = R$, 则:

$$\Delta_R''' = \frac{\gamma_{mr}\omega^2 (R^2 - r_0^2)}{8gES \cos \alpha} [(4 - \mu)R^2 + \mu r_0^2] = \frac{\gamma_{mr}\omega^2 R^4 K}{8gES \cos \alpha} [4 - \mu K]$$

$$\varphi_R''' = \frac{\gamma_{mr}\omega^2 \operatorname{tg} \alpha}{8gES \cos \alpha} \left(15R^3 - 6Rr_0^2 - \frac{r_0^4}{R} \right)$$

式中 K ——转鼓的填充系数, $K = 1 - \frac{r_0^2}{R^2}$ 。

在薄层分离过程中, 若转鼓中的物料层已失去流动性, 如锥兰离心机, 由于物料层的离心力作用, 所引起的锥鼓壁的应力和形变仍可用式 7-26、式 7-27、式 7-28、式 7-29 进行计算, 其公式中的 γ 和 S , 只要用此物料层的 γ_m 、 S_m 取代就行了。

第四节 转鼓壁的强度计算

当转鼓内装有筛网和放入物料进行工作时, 转鼓壁内的应力应是鼓壁、筛网和物料质量引起的应力之和。

一、整体转鼓

(一) 圆筒形转鼓

圆筒形转鼓壁的径向总应力和周向总应力分别为:

$$\sigma_1 = \sigma_1' + \sigma_1'' + \sigma_1''' = \frac{\gamma_{mr}\omega^2 R^3 K^2}{8gS}, \text{ kgf/cm}^2 \quad (7-34)$$

$$\sigma_2 = \sigma_2' + \sigma_2'' + \sigma_2''' = \frac{\gamma_0}{g} R^2 \omega^2 \left(1 + \frac{\gamma_s}{\gamma_0} \frac{S_s}{S} + \frac{\gamma_{mr}RK}{\gamma_0 2S} \right), \text{ kgf/cm}^2 \quad (7-35)$$

式中 S, S_s ——鼓壁厚度和筛网当量厚度, cm;

$\gamma_0, \gamma_s, \gamma_{mr}$ ——鼓壁材料、筛网材料和流体物料的重度, kg/cm³;

g ——重力加速度, $g = 981 \text{ cm/s}^2$;

R ——转鼓内半径, cm;

ω ——回转角速度, 1/s;

K ——转鼓的填充系数, $K = 1 - \frac{r_0^2}{R^2}$ 。

按第三强度理论, 其强度条件为:

$$\sigma_{\max} - \sigma_{\min} \leq [\sigma]$$

鼓壁中最大应力是周向应力, 即式中 $\sigma_{\max}$ 为 σ_2 , 而最小应力 $\sigma_{\min}$ 一般为径向应力 σ_r , 但因其值较小, 故近似取为零。[σ]为许用应力, 在按无力矩理论计算转鼓时, 其值选取下列两个值中的较小值:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s}, \quad [\sigma] = \frac{\sigma_b}{n_b}$$

式中 σ_s ——在设计温度时材料的屈服限, kgf/cm²;

σ_b ——在设计温度时材料的强度限, kgf/cm²;

n_s ——屈服限的安全系数,一般为2~2.5;

n_b ——强度限的安全系数,一般为3.5~4.0。

如果转鼓是焊接结构,许用应力还需计入焊缝强度削弱的影响,则为 $[\sigma]\varphi_H$ (φ_H 为焊缝强度系数,可参考机械设计手册)。这时转鼓壁的强度条件为:

$$\sigma_2 = \frac{\gamma_0}{g} R^2 \omega^2 \left(1 + \frac{\gamma_s}{\gamma_0} \frac{S_s}{S} + \frac{\gamma_{mf}}{\gamma_0} \frac{RK}{2S} \right) \leq [\sigma] \varphi_H \quad (7-36)$$

令 $\frac{\gamma_{mf}}{\gamma_0} = \lambda$, 且一般 $\gamma_s = \gamma_0$, $\sigma'_2 = \frac{\gamma_0}{g} R^2 \omega^2$, 则上式可简化为:

$$\sigma_2 = \sigma'_2 \left(1 + \frac{S_s}{S} + \frac{\lambda KR}{2S} \right) \leq [\sigma] \varphi_H \quad (7-36a)$$

从上式可得转鼓壁厚为:

$$S \geq \frac{\sigma'_2}{2} \frac{(2S_s + \lambda KR)}{([\sigma] \varphi_H - \sigma'_2)}, \text{ cm} \quad (7-37)$$

(二)圆锥形转鼓

对于圆锥形转鼓,其径向及周向的最大应力均在圆锥的大口,因此,强度校核只需校核圆锥大口的壁内应力。其大口处的径向总应力和周向总应力分别为:

$$(\sigma_1)_R = (\sigma_1)'_R + (\sigma_1)''_R + (\sigma_1)'''_R = \frac{\gamma_{mf} \omega^2 R^3 K^2}{8g S \cos \alpha}, \text{ kgf/cm}^2 \quad (7-38)$$

$$(\sigma_2)_R = (\sigma_2)'_R + (\sigma_2)''_R + (\sigma_2)'''_R = \frac{\gamma_0 R^2 \omega^2}{g} \left(1 + \frac{\gamma_s S_s}{\gamma_0 S} + \frac{\gamma_{mf} KR}{2\gamma_0 S \cos \alpha} \right), \text{ kgf/cm}^2 \quad (7-39)$$

当 $\gamma_s = \gamma_0$, 并令 $\frac{\gamma_{mf}}{\gamma_0} = \lambda$, 则上式可简化为:

$$(\sigma_2)_R = (\sigma_2)'_R \left(1 + \frac{S_s}{S} + \frac{\lambda KR}{2S \cos \alpha} \right), \text{ kgf/cm}^2 \quad (7-39a)$$

按第三强度理论,锥形转鼓的强度条件为:

$$(\sigma_2)_R = (\sigma_2)'_R \left(1 + \frac{S_s}{S} + \frac{\lambda KR}{2S \cos \alpha} \right) \leq [\sigma] \varphi_H \quad (7-40)$$

从上式解得锥形转鼓壁的厚度为:

$$S \geq \frac{(\sigma_2)'_R}{2 \cos \alpha} \frac{2S_s \cos \alpha + \lambda KR}{([\sigma] \varphi_H - (\sigma_2)'_R)}, \text{ cm} \quad (7-41)$$

二、开孔转鼓

对于过滤式离心机的转鼓,由于鼓壁上开有许多小孔,一方面削弱了鼓壁强度,为此在许用应力中引入开孔削弱系数,即开孔转鼓的许用应力为 $[\sigma]\varphi_H\varphi$, φ 为开孔削弱系数, $\varphi = (t-d)/t$, 式中 t 为孔的轴向或斜向中心距(两者取小值), d 为开孔直径。另一方面使鼓壁质量有所减小,从而使鼓壁质量离心力产生的应力变为 $\sigma'_2(1-\psi)$, 其中 ψ 为开孔率, $\psi = \text{鼓体开孔总面积}/\text{鼓体全面积}$ 。并为了计算方便起见,近似取筛网质量离心力产生的应力为 $\sigma'_2(1-\psi)$ 。作了上述考虑之后,我们就可对圆筒形和圆锥形开孔转鼓进行计算。

(一)圆筒形开孔转鼓

圆筒形开孔转鼓的径向总应力和周向总应力分别为:

$$\sigma_1 = \sigma_1'' = \frac{\gamma_{mf} \omega^2 R^3 K^2}{8g S}, \text{ kgf/cm}^2 \quad (7-42)$$