

高等学校轻工专业教材

纸机压辊的受力分析 及查图求解


解德厚 著

中国轻工业出版社

高等学校轻工专业教材

纸机压辊的受力分析及查图求解

解德厚 著

 中国轻工业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

纸机压辊的受力分析及查图求解/解德厚著.-北京:中国轻工业出版社, 1995.5

高等学校轻工专业教材

ISBN 7-5019-1636-5

I. 纸… I. 解… III. ①造纸机械-压机-压力-分析(力学)
②造纸机械-压机-压力-分析(力学)-图解 IV. TS74

中国版本图书馆CIP数据核字(95)第06748号

责任编辑:林媛

*

出版发行:中国轻工业出版社(北京东长安街6号,邮编:100740)

印刷:北京龙华印刷厂

经销:各地新华书店

版次:1996年6月第1版 1995年6月第1次印刷

开本:787×1092 1/16 印张:29

字数:696千字 印数:1—2000

书号:ISBN 7-5019-1636-5/TS·1064 定价:38.00元

·如发现图书残缺请直接与我社发行部联系调换·

序 言

所有机械都是由各种机械零件组合而成(如齿轮、蜗杆、蜗轮、辊筒、连杆、机架等)概无例外,而造纸机使用的辊子为数特多,压辊的受力情况则更为复杂。

纸机压榨辊的受力状态,基于加压杠杆水平角度与上、下压辊之间的偏角大小而大不相同。以往,对压辊的受力分析,众说纷纭,莫衷一是。

《纸机压辊的受力分析及查图求解》一书从力学基础理论出发,循序渐进,由浅入深,最后推导出一整套比较完整的通用式和图解法来,使复杂的纸机压榨部外力和有关力学参量的计算变为有章可循、有则可依,对于它们的求解也大感简易可行、简单实用。

本书是一本好的大本和大专学生选修课教材和专业从业人员的参考书籍,值得一读。

隆言泉

1993年8月1日

编者的话

随着现代化制浆造纸工业向连续、高速、自动和大型化等多方面的不断发展,行业内对纸机及其它各种专业机器和设备中辊子强度、刚度、中高设置和轴承选择,以及动、静残余不平衡量的允留数值等,都提出了更高的要求。加之,纸的品种数目增加,其性能差异又大,这也从生产工艺技术管理角度,对辊子的设计、制造和使用、维护,提出了一些新的要求。而这些要求的实现向来都主要是以辊子的静力计算为基础来给与满足的。

纸机压辊以其工作负荷特大,所在系统和自身结构也较复杂,故其静力计算具有特殊的重要性和代表性。虽然今天现代化大型纸机上的一些其它辊子,也开始设置中高,似乎也变得复杂了,但因其或者没有装设加压杠杆,或者结构不如压辊复杂,所以,在静力计算上仍然不像压辊那样具有突出的典型性质。

在过去出版的专业文献、期刊和教科书中,很少有全面研究辊子受力计算的报导和记述,更未见有把杠杆当做一个重要因素和辊子的受力直接联系起来,进行全面研究的论著。然而,遗憾的是,辊子在外力计算方法上的不足,已给我们众多工作中、小型纸厂的青年工艺工程师们带来了不少麻烦和困难,因为他们在校学习时,机械系统课程的授课学时,已较过去大为减少,理论力学和材料力学总计只有80左右课时。致使他们在日常工作中无法迅速、准确地解决遇到的一些辊子问题。而且,连年岁稍长的工程师们也有人慨叹辊子的外力计算“总是那么啰嗦和麻烦!”甚至连机械工程师们中,也有人怀着这种同感。

本书的撰写,就是企图把辊子的外力及其有关力学参量的计算,尽可能纳入一个普遍而统一的程式内,以使其求解过程变为有章则可循,有步骤可依,从而能让我们由杂乱和冗繁中走出来,并减少一些不必要的麻烦和困扰。当然,这确实只能是我的一种愿望和设想,能否做到,就只好留待将来评说了。

本书可作为高等院校制浆造纸工程和制浆造纸机械制造专业选修教材使用,而且,如果能把它与计算机操作技巧的熟练掌握过程联系起来,则有可能收到“一箭双雕”的效果。而对于那些离校稍早的同行们,由于我在书中已做了适当安排,他们可能通过阅读或用再学习的方式,迅速将已遗忘较多的力学知识拣回来,进而占有这套处理辊子外力及其力学参量计算的程式。

我衷心感谢恩师隆言泉教授多年来的支持和勉励,特别是老师虽年岁已高,但仍欣然应我请求,为全部书稿做了审阅,并作了序。

感谢我校造纸教研室全体同事和造纸专业历届毕业的新、老校友,又尤其是87、88、89三届同学,他们直接对本书的撰写给予了具体帮助;与此同时,我院乔丹文教授、关世忠副教授、徐鹏春讲师和董平老师在计算机和数学处理方面,都给我提供过有益的帮助,从而使本书增色不少。附录中的全部线图就是董平同志用微机代做的。感谢中国造纸学会、中国农垦造纸学会、东北三省造纸学会、山东省造纸学会以及国内很多地区的造纸学会,还有我长期工作的大连轻工业学院,将我本书中的某些内容在各种年会或刊物上宣读或发表,加以介绍。

本人水平有限,书中错处肯定难免,诚望读者不吝批评指正,谨先此予致谢忱。

解德厚

目 录

第一篇 总论	1
第一章 概述	1
第一节 研究纸机压辊受力计算的目的是意义	1
第二节 目前压辊外力计算方法简介	2
第三节 本书的结构特点简介	7
第二章 纸机压榨结构的分类与主要部件受力图及其它	9
第一节 纸机压榨部结构的分类	9
第二节 纸机压辊支承杠杆的简化	10
第三节 压辊轴颈与其轴承的接触配合状况	13
一、拥有内支点式加压杠杆的普通压榨系统	14
二、拥有外支点(I)式加压杠杆的普通压榨系统	15
三、拥有外支点(II)式加压杠杆的普通压榨系统	16
四、上辊没有加压杠杆的双辊压榨系统	16
第四节 纸机压辊及其支承杠杆的受力图	17
第五节 加压区域的判定方法	20
一、直长杠杆系统	20
二、任意弯曲杠杆系统	21
第六节 加压时杠杆系统的传力计算	23
一、重锤多级杠杆加压系统(I)的传力计算	23
二、重锤多级杠杆加压系统(II)的传力计算	25
三、活塞加压系统加压时的传力计算	26
四、膜片式加压系统加压时的传力计算	27
第七节 作用在末级杠杆上的有效力矩或工作力矩	29
一、作用在内支点式杠杆上的有效力矩或工作力矩	29
二、作用在外支点式杠杆上的有效力矩或工作力矩	29
第二篇 普通压榨加压时辊子的受力计算	39
第三章 内支点式几种杠杆结构加压时辊子的受力计算	39
第一节 内支点直杠杆系统	39
一、水平内支点直杠杆系统	39
二、直立内支点直杠杆系统	48
三、斜置内支点直杠杆系统	55
第二节 内支点直角弯曲杠杆系统	68
一、水平内支点直角弯曲杠杆系统	68
二、直立内支点直角弯曲杠杆系统	74
三、斜置内支点直角弯曲杠杆系统	80
第三节 内支点任意弯曲杠杆系统	90

一、水平内支点任意弯曲杠杆系统	90
二、直立内支点任意弯曲杠杆系统	96
三、斜置内支点任意弯曲杠杆系统	103
第四章 外支点(I)式几类杠杆结构加压时辊子的受力计算	112
第一节 外支点(I)直杠杆系统	112
一、水平外支点(I)直杠杆系统	112
二、直立外支点(I)直杠杆系统	118
三、斜置外支点(I)直杠杆系统	124
第二节 外支点(I)直角弯曲杠杆系统	137
一、水平外支点(I)直角弯曲杠杆系统	137
二、直立外支点(I)直角弯曲杠杆系统	143
三、斜置外支点(I)直角弯曲杠杆系统	148
第三节 外支点(I)任意弯曲杠杆系统	157
一、水平外支点(I)任意弯曲杠杆系统	157
二、直立外支点(I)任意弯曲杠杆系统	163
三、斜置外支点(I)任意弯曲杠杆系统	170
第五章 外支点(II)式几类杠杆结构加压时辊子的受力计算	183
第一节 外支点(II)直杠杆系统	184
一、水平外支点(II)直杠杆系统	184
二、直立外支点(II)直杠杆系统	185
三、斜置外支点(II)直杠杆系统	186
第二节 外支点(II)直角弯曲杠杆系统	187
一、水平外支点(II)直角弯曲杠杆系统	187
二、直立外支点(II)直角弯曲杠杆系统	188
三、斜置外支点(II)直角弯曲杠杆系统	189
第三节 外支点(II)任意弯曲杠杆系统	190
一、水平外支点(II)任意弯曲杠杆系统	190
二、直立外支点(II)任意弯曲杠杆系统	191
三、斜置外支点(II)任意弯曲杠杆系统	192
第六章 斜置在各象限中的内支点式任意弯曲杠杆加压系统	
求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	196
第一节 概述	196
第二节 第 I 象限中内支点杠杆系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	199
一、辊位①	199
二、辊位②	201
三、辊位③	202
四、辊位④	204
第三节 第 II 象限中内支点杠杆系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	206
一、辊位①——[内— I —①(a 与 b)]	206
二、辊位②——[内— I —②(a 与 b)]	207

三、辊位③——[内—Ⅱ—③(a与b)]	208
四、辊位④——[内—Ⅱ—④(a与b)]	209
第四节 第Ⅱ象限中内支点杠杆系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	210
一、辊位①——[内—Ⅱ—①(a与b)]	210
二、辊位②——[内—Ⅱ—②(a与b)]	211
三、辊位③——[内—Ⅱ—③(a与b)]	212
四、辊位④——[内—Ⅱ—④(a与b)]	213
第五节 第Ⅳ象限中内支点杠杆系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	214
一、辊位①——[内—Ⅳ—①(a与b)]	214
二、辊位②——[内—Ⅳ—②(a与b)]	215
三、辊位③——[内—Ⅳ—③(a与b)]	216
四、辊位④——[内—Ⅳ—④(a与b)]	217
第六节 斜置、内支点式任意弯曲杠杆系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的演化	218
第七节 内支点式杠杆系统加压时求 $\alpha_{上(底)}$ 通式的掌握要点	220
第七章 斜置在各象限中的外支点(I)式任意弯曲杠杆加压系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	240
第一节 第Ⅰ象限中外(I)系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	240
一、辊位①——[外(I)—Ⅰ—①(a与b)]	240
二、辊位②——[外(I)—Ⅰ—②(a与b)]	241
三、辊位③——[外(I)—Ⅰ—③(a与b)]	243
四、辊位④——[外(I)—Ⅰ—④(a与b)]	244
第二节 第Ⅱ象限中外(I)系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	245
一、辊位①——[外(I)—Ⅱ—①(a与b)]	245
二、辊位②——[外(I)—Ⅱ—②(a与b)]	247
三、辊位③——[外(I)—Ⅱ—③(a与b)]	248
四、辊位④——[外(I)—Ⅱ—④(a与b)]	249
第三节 第Ⅲ象限中外(I)系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	250
一、辊位①——[外(I)—Ⅲ—①(a与b)]	250
二、辊位②——[外(I)—Ⅲ—②(a与b)]	251
三、辊位③——[外(I)—Ⅲ—③(a与b)]	253
四、辊位④——[外(I)—Ⅲ—④(a与b)]	254
第四节 第Ⅳ象限中外(I)系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	255
一、辊位①——[外(I)—Ⅳ—①(a与b)]	255
二、辊位②——[外(I)—Ⅳ—②(a与b)]	256
三、辊位③——[外(I)—Ⅳ—③(a与b)]	257
四、辊位④——[外(I)—Ⅳ—④(a与b)]	258
第五节 斜置外支点(I)式任意弯曲杠杆系统中求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的演化	260
第六节 外支点(I)式杠杆系统加压时求 $\alpha_{上(底)}$ 通式的掌握要点	263
第八章 斜置在各象限中的外支点(Ⅱ)式任意弯曲杠杆加压系统中求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	273

第一节 I、II象限中外(II)系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	274
一、外(I)—I—①和外(II)—II—②系统	274
二、外(I)—I—②和外(II)—II—①系统	275
三、外(I)—I—③和外(II)—II—④系统	277
四、外(I)—I—④和外(II)—II—③系统	278
第二节 III、IV象限中外(II)系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的推导	279
一、外(I)—III—①和外(II)—IV—②系统	279
二、外(I)—III—②和外(II)—IV—①系统	281
三、外(I)—III—③和外(II)—IV—④系统	282
四、外(I)—III—④和外(II)—IV—③系统	283
第三节 斜置外支点(II)式任意弯曲杠杆系统求 $\alpha_{上(底)}$ 公式的演化	284
第四节 外支点(II)式杠杆系统加压时求 $\alpha_{上(底)}$ 通式的掌握要点	287
第五节 外(II)式杠杆系统中求 $\alpha_{上(底)}$ 普遍公式的简便推导	289
一、外(II)—I—①和外(II)—II—②系统	289
二、外(II)—I—②和外(II)—II—①系统	290
三、外(II)—I—③和外(II)—II—④系统	291
四、外(II)—I—④和外(II)—II—③系统	292
五、外(II)—III—①和外(II)—IV—②系统	293
六、外(II)—III—②和外(II)—IV—①系统	293
七、外(II)—III—③和外(II)—IV—④系统	294
八、外(II)—III—④和外(II)—IV—③系统	295
九、外(II)式杠杆系统求 $\alpha_{上(底)}$ 简便公式的演化	296
十、外(II)式杠杆系统中求 $\alpha_{上(底)}$ 通式的掌握要点	298
第三篇 压榨机构减压提升时辊子的受力计算	305
第九章 几种典型杠杆系统减压时辊子的受力计算	308
第一节 普通压榨平直杠杆系统减压时辊子的受力计算	308
一、内支点式水平直杠杆系统减压时辊子的受力计算	308
二、外支点(I)式水平直杠杆系统减压时辊子的受力计算	311
三、外支点(II)式水平直杠杆系统减压提升时辊子的受力计算	314
第二节 普通压榨任意弯曲杠杆系统减压时辊子的受力计算	317
一、内支点式任意弯曲杠杆系统减压时辊子的受力计算	317
二、外支点(I)式任意弯曲杠杆系统减压时辊子的受力计算	319
三、外支点(II)式任意弯曲杠杆系统减压时辊子的受力计算	323
第三节 复式压榨减压时辊子的受力计算	327
一、带内支点式任意弯曲杠杆底辊的减压	327
二、带外支点(I)式任意弯曲杠杆底辊的减压	328
三、带外支点(II)式任意弯曲杠杆底辊的减压	329
第四篇 杂论及图解法	334
第十章 对某些问题的分析和讨论	334
第一节 将偏置角换为其补角的影响	334

一、用 $\gamma_{\text{定}}$ 代换 γ 后外(1)—Ⅰ—③结构求 $\alpha_{\text{底}}$ 公式的推导	336
二、用 $\gamma_{\text{定}}$ 代换 γ 后外(1)—Ⅱ—③结构求 $\alpha_{\text{底}}$ 公式的推导	336
三、用 $\gamma_{\text{定}}$ 代换 γ 后外(1)—Ⅳ—③结构求 $\alpha_{\text{底}}$ 公式的推导	337
四、用 $\gamma_{\text{定}}$ 代换 γ 后外(1)—Ⅳ—④结构求 $\alpha_{\text{底}}$ 公式的推导	338
第二节 新、旧两种求 $N_{\text{上}}$ 公式之间的内在联系	341
第三节 加压时 $F_{\text{上}}$ 和 $F_{\text{底}}$ 的指向范围	343
第四节 对求 $N_{\text{上}}$ 、 $F_{\text{上}}$ 式子的分析	346
一、对求 $N_{\text{上}}$ 式子的分析	346
二、对求 $F_{\text{上}}$ 式子的分析	347
三、 $F_{\text{上}}$ 、 $N_{\text{上}}$ 的三个变化区	347
第五节 求解 $Q_{\text{上}}$ 、 $Q_{\text{下}}$ 的新旧方法比较	348
第六节 附加外力种种	350
第七节 P 与 $P_{\text{压区}}$ 的差异比较	353
第八节 考虑杠杆自重时压辊的外力求解	354
一、等效代换法	354
二、直接加减法	356
第十一章 换角系数及其有关性质	364
第一节 换角系数的含义	364
一、加压时的换角系数由来	364
二、减压时的换角系数由来	367
第二节 换角系数的作用和性质	370
一、加压过程中的换角系数	370
二、减压过程中的换角系数	377
第三节 换角系数在 $\alpha_{\text{上(底)}}$ 和 γ 之间的中介作用证明	379
一、证明一	379
二、证明二	381
三、证明三	381
第四节 典型杠杆位置换角系数公式汇总	385
第五节 换角系数的取值方向和常见范围	389
一、取值方向	389
二、常见取值范围	392
三、验算 $N_{\text{上}}$	394
第十二章 压辊受力的查图求解	397
第一节 平直杠杆系统上压辊受力的查图求解	397
第二节 固定下压辊受力的查图求解	410
第三节 内支点式各类杠杆系统通用的一张换角系数查算图	413
附录	425
一、内支点式杠杆系统中 $\alpha_{\text{上}}$ 的关系曲线(微机绘)图	425
二、外支点(Ⅰ)式杠杆系统中 $\alpha_{\text{上}}$ 的关系曲线(微机绘)图	434
三、外支点(Ⅱ)式杠杆系统中 $\alpha_{\text{上}}$ 的关系曲线(微机绘)图	443

第一篇 总 论

第一章 概 述

第一节 研究纸机压辊受力计算的目的和意义

造纸工作者都知道,按静力学理论算得的辊子外力,至今仍然是纸厂中各类辊子强度、刚度乃至其轴承选择和结构设计的重要基础参数。尽管经验在这里也将起着相当有益的作用(尤其是对中高设计和轴承选择),求算辊子外力依旧是造纸工作者应该具有的一项基本功力。而且,由于现代化纸机车速高(一般在 $600\sim 900\text{m}/\text{min}$,少数在 $900\sim 1300\text{m}/\text{min}$,极少数已达到 $2000\text{m}/\text{min}$,甚至有达到 $2500\text{m}/\text{min}$ 的了)、幅门宽(一般在 $5\sim 7\text{m}$,少数已达 10m)、件重大(部件重量从几吨到近百吨。后者如压光机底辊),其设计、制造和保养工作对这一功力的掌握要求,就更是越加精细和严格了。

造纸工作者还知道,纸机中各类辊子的制造是否精良,与产品能否正常产出有着相当密切的关系。行业内众所周知的一个事实是:压榨辊和压光辊上似乎微不足道的“中高”,竟然对成纸质量产生了那么重大的影响!而这个“中高”,在今天,正就是要靠静力计算求出的总分布载荷来设计和制造,并还要根据不同外力情况,来对它进行经常核查或者修正的。

造纸工作者更都知道,压榨辊子的受力计算往往是一项容易出错的工作,弄得不好,可能导致十多小时、甚至几天无法正常产纸。遇到这种情况,对从事生产工艺技术管理的人员来说,就会感到格外头疼了。

然而,在过去出版的一些专业书籍中,对纸机压辊的外力求解,很少做系统完整的讨论和介绍;即使有些讲述,也由于没有直接考虑进各种加压机构中,不同支点杠杆作用所产生的影响,遂使得我们对其外力求解知识的掌握,显得零散和欠缺深刻。例如,使用那些文献或书籍提供的公式算出的数据,往往有一定局限性,而不是普遍、连续的,而且计算过程也较麻烦。同时,若按照这些文献或书籍所做的叙述去理解附加外(压)力,会很难达到明晰和深刻;压榨辊的偏置角为什么大多主张要小于 20° ,也很难说清;去探究偏置角与压区线压力之间的关系,也都难于查透其底蕴。

撰写本书的目的,正是想在比较系统而完整地介绍各种压榨结构中,压辊外力求解方法的同时,讲清一些基本问题和产生现象;并向大家推荐一套曲线和图表,以便简捷地把作用在压辊上的外力迅速查找出来。

还要指出的是,尽管本书对除压辊以外的其它辊子(如案辊、紧辊、网辊、展毯辊,甚至盆式打浆机的飞刀辊,以及旁的机器设备中的很多辊子)没有涉及,但所介绍的外力计算知识,是可以帮助大家简便地去完成各种辊子有关外力的求解。即使对真空辊的外力计算,也仍然毫不含糊地可以照样依法进行,只是在计算其辊筒壁上所受各种力的作用时,才去考虑真空,密封条胀紧力等对它的影响。此外,在选择真空辊轴承时,对于那些悬臂

式、箱式真空辊,绝对不能用所讲静力平衡方法求出的 F_{\perp} 做基准参数来进行,而要用替换毛毯或铜网时,使辊子一端轴头抬起,另一端轴承做支点做辊子悬空,支点轴承所受的最大作用力做基准参数。

最后,此册拙著似乎还可供制浆造纸专业学生,在选作加强课(即选修)教材的同时,也拿它做学习电子计算机的辅助材料,以帮助他们熟练掌握运算操作技巧。

第二节 目前压辊外力计算方法简介

压辊做外力计算的早期用途,是为了满足普通压榨结构中,辊子的强度设计和压区线压力的调控要求。

作为压区线压力的调控,其计算式是:

$$N = q_{\text{线}} B$$

式中: N ——压区的作用载荷。即上、下压辊间的彼此作用力和反作用力。有的书籍文献中将其分记为 N_{\perp} 、 N_{F} ;

$q_{\text{线}}$ ——压区线压力;

B ——压区有效接触长度,通常多用两辊中较短辊的辊面长度代替。

由于根据工艺要求,可以事先拟定生产过程中的最高操作线压($q_{\text{操作最大}}$),再据之放大成设计线压($q_{\text{设计}}$)和结构线压($q_{\text{结构}}$);而且纸机规格一定,则压区有效接触长度(B)就基本确定了。因之可以算出相应的 $N_{\text{操作最大}}$ 、 $N_{\text{设计}}$ 、 $N_{\text{结构}}$ 。

而作为强度设计的主要算式则是:

$$Q_{\perp} = \sqrt{G_{\perp}^2 + N_{\perp}^2 - 2N_{\perp} G_{\perp} \cos\gamma} \dots\dots\dots \text{(用于加压上辊)}$$

$$Q_{\text{F}} = \sqrt{G_{\text{F}}^2 + N_{\text{F}}^2 + 2N_{\text{F}} G_{\text{F}} \cos\gamma} \dots\dots\dots \text{(用于压榨下辊)}$$

还有: $N_{\perp} = N_{\text{F}} \dots\dots\dots \text{(作用与反作用关系)}$

式中: Q_{\perp} 、 Q_{F} ——分别为上辊和下辊的总分布载荷。它也与各自的轴承总反力 F_{\perp} 、 F_{F} 相等;

N_{\perp} 、 N_{F} ——分别为作用在上辊或下辊上的压区载荷。这时应以 $N_{\text{上结构}}$ 、和 $N_{\text{下结构}}$ 分别代替;

G_{\perp} 、 G_{F} ——分别为上、下辊自重(含各辊两端轴承重量);

γ ——上、下辊间偏置角。

显然,上述公式的使用,必须以 G_{\perp} 、 G_{F} 和 N_{\perp} 、 N_{F} 及 γ 为已知做条件,否则无法求解。

时至今日,对于一些小型而且结构简单的纸机,借此组公式就能应付普通压榨结构中,水平直长杠杆系统内辊子的强度和线压调控问题。

但是,由于纸机幅门宽度不断加大,车速也不断提高,造纸行业内对压辊(当然也包括其它辊子)强度、刚度、中高设置、轴承选择等等的更高要求,也相应提出来了,而且要求越来越高。加上各种斜置加压杠杆的采用,使得压辊外力计算的工作变得相当繁难了。为了方便解决问题,一些造纸工作者针对不同情况,提出了好些套压辊外力计算公式。这些公式,在近年来出版的教科书和专著中,大概可以推出三种。当然,尽管套数虽有三种,而其立式的基本原理,仍是刚体静力平衡理论,只是因立式时的需要不同,处理办法不同,因而形式有些不同罢

了。不过，它们的共同特点都是：不直接考虑上辊支持杠杆对辊子外力计算的影响，也没有把方法系统化和规范化。下面让我们来简介三种方法，以便对比进行研究。

(一) 第一种方法

这种方法可以拿 1981 年轻工业出版社出版的统编教材《造纸装置及其防护》做例子。

1. 上辊

如图 1-1，设：

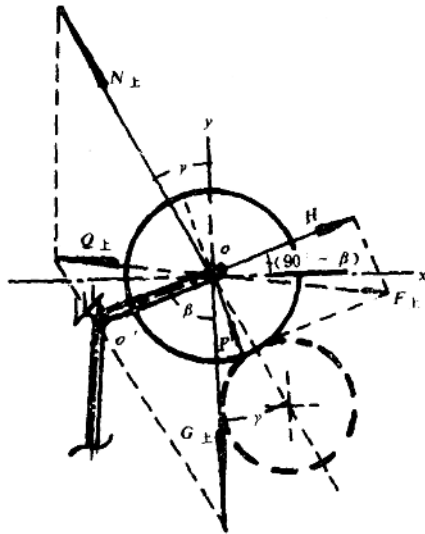


图 1-1

G_{\perp} ——上辊重量(含两端轴承)；

N_{\perp} ——下辊对上辊反力；

H ——上辊轴承总反力(F)沿杠杆 f 段轴线 x' 的分力；

P ——上辊轴承总反力(F)沿杠杆 f 段轴线 x' 垂直方向上的分力；

γ ——上、下辊位置偏置角；

β ——上辊支承杠杆的 f 段轴线 x' 与垂直坐标轴 y 之间的夹角。

于是，据上辊受力图，由 $\Sigma F_x = 0$ 和 $\Sigma F_y = 0$ 得：

$$N = \frac{P + G \sin \beta}{\sin(\beta + \gamma)} \quad \dots\dots\dots (a)$$

$$H = \frac{G \sin \gamma - P \cos(\beta + \gamma)}{\sin(\beta + \gamma)} \quad \dots\dots\dots (b)$$

$$P = N \sin(\beta + \gamma) - G \sin \beta \quad \dots\dots\dots (c)$$

但，为了简化计算，常：

(1) 令 $\beta = 90^\circ$ (即令杠杆 f 段轴线水平)

则
$$N = \frac{G + P}{\cos \gamma}$$

$$H = (G + P) \operatorname{tg} \gamma$$

$$P = N \cos \gamma - G$$

或(2)令 $\beta + \gamma = 90^\circ$ (即令 f 段轴线与两辊心连线成垂直), 则

$$N = P + G \cos \gamma$$

$$H = G \sin \gamma$$

$$P = N - G \cos \gamma$$

该书编写者指出, 这种令 $\beta = 90^\circ$ 的设计方案较好, 因为 γ 增大, N 、 P 将减小; 虽然 H 要增大, 但由于 γ 常不超过 20° , 故 H 的增值不会太多, 于是轴承总反力 (F) 不会太大。故目前有较多的复式压榨采用这种办法和原理。

然而, 我们知道, 由 $\Sigma F_x = 0$ 和 $\Sigma F_y = 0$ 只能得到两个独立方程, 故在上述的 (a)、(b)、(c) 三式中总有一个是非独立的。因之只能求解两个未知数。

2. 下辊

因为下辊多不设置加压杠杆, 故其外力计算没有变化。不再赘述。

(二) 第二种方法

这种方法可以拿 1981 年轻工业出版社出版的另一本统编教材《制浆造纸机械与设备》(下) 做例子。

1. 上辊

如图 1-2, 设:

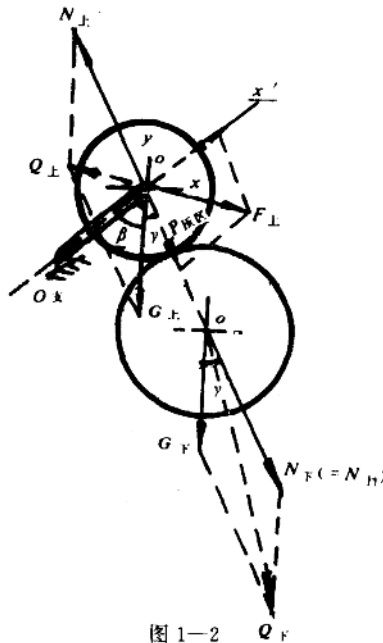


图 1-2

N_U ——上、下压辊中心连线上的载荷, 也即下辊对上辊的反作用力 (原书符号为 Q_0);

F_U ——上辊轴承总反力 (原书中此符号未写出);

P_{RK} ——加压机构在上、下压辊中心连线方向上产生的附加外力 (原书符号为 P);

且称其为附加压力)。

G_{\pm}, G_{\mp} ——为上、下压辊自重(原书符号为 G_1, G_2)；

γ ——为上、下压辊之间的偏置角(原书符号为 α)；

β ——加压杠杆和铅垂线之间的夹角。

假使我们将上辊轴承总反力 F_{\pm} 沿杠杆轴线 x' 方向和两辊中心连线 $\overline{oo'}$ 方向分解成 P_{\mp} 和 H 两个分力, 于是, 据图并由正弦定理, 得:

$$\frac{N_{\pm} - P_{\mp}}{\sin\beta} = \frac{G_{\pm}}{\sin[180^\circ - (\beta + \gamma)]}$$

即

$$N_{\pm} - P_{\mp} = \frac{G_{\pm} \sin\beta}{\sin(\beta + \gamma)}$$

也即

$$N_{\pm} = P_{\mp} + \frac{G_{\pm} \sin\beta}{\sin(\beta + \gamma)}$$

而由余弦定理得上辊总分布载荷为:

$$Q_{\pm} = \sqrt{P_{\mp}^2 + G_{\pm}^2 - 2P_{\mp}G_{\pm} \cos\gamma}$$

2. 下辊

也由余弦定理得下辊总分布载荷为:

$$Q_{\mp} = \sqrt{N_{\pm}^2 + G_{\mp}^2 + 2N_{\pm}G_{\mp} \cos\gamma}$$

当然, $N_{\mp} = N_{\pm}$ (作用与反作用关系)

(三) 第三种方法

这一方法可以拿 1983 年轻工业出版社出版的《造纸机——原理结构与设计》第二分册, P. 185 做代表。

1. 上辊外力计算

如图 1-3, 为一上辊支承杠杆并非水平放置的双辊压榨结构示意图。设:

G_{\pm}, G_{\mp} ——上、下辊自重(含各自两端轴承重量)(原书符号分别为 G_1, G_2)；

Q_{\pm}, Q_{\mp} ——上、下辊各自的总分布载荷(原书符号为 Q_1, Q_2)；

N_{\pm}, N_{\mp} ——上、下辊相互间的作用力和反作用力(原书符号为 Q_{21})；

F_{\pm}, F_{\mp} ——上、下辊各自轴承的总反力(原书未画出此符号)；

P ——附加外力。实质上它也是上辊轴承总反力 F_{\pm} 沿杠杆轴线 x' 垂直方向上的分力；

$F_{\pm x'}$ ——上辊轴承总反力 F_{\pm} 沿杠杆轴线 x' 方向上的分力(原书未写上此符号)；

T —— P 与 G_{\pm} 的合力(原书符号为 R)；

α ——杠杆轴线 x' 与铅垂线之间的夹角；

β ——合力 T 作用线与铅垂线之间的夹角；

γ ——上、下辊之间的偏置角。

于是, 据图 1-3(b) 由余弦定理, 得:

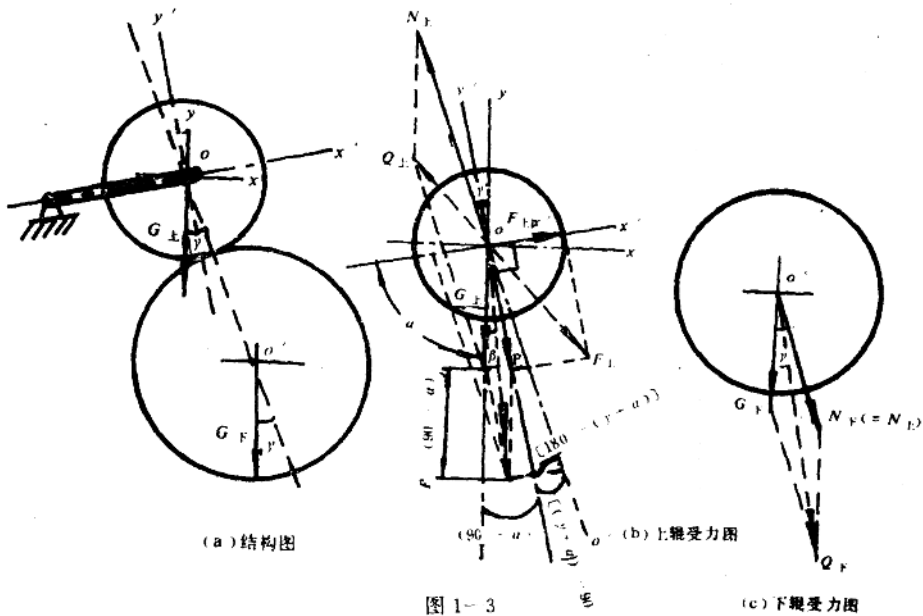


图 1-3

$$\begin{aligned} \bar{T} &= \bar{P} + \bar{G}_L \\ &= \sqrt{P^2 + G_L^2 + 2PG_L \cos(90^\circ - \alpha)} \end{aligned}$$

和

$$\beta = \text{tg}^{-1} \left\{ \frac{P \sin(90^\circ - \alpha)}{G_L + P \cos(90^\circ - \alpha)} \right\}$$

该书建议说,通常多不去计算 T 与 β ,而是将 G_L 与 P 都分别分解到两辊中心连线 $\overline{OO'}$ 与杠杆轴线 x' 两个方向上去,然后,再在此二方向轴上求上辊力系的分力的合力,并令它们为零,即取 $\Sigma R_x = 0$ 和 $\Sigma R_y = 0$,从而可以求出:

$$\begin{aligned} N_L &= q_{\text{线}} B = G_L [\cos \gamma + \cos(90^\circ - \gamma) \text{tg}(\alpha + \gamma - 90^\circ)] \\ &\quad + P \left[\cos(\alpha + \gamma - 90^\circ) + \frac{\sin^2(\alpha + \gamma - 90^\circ)}{\cos(\alpha + \gamma - 90^\circ)} \right] \end{aligned}$$

和

$$F_{L,x} = G_L \left[\frac{\cos(90^\circ - \gamma)}{\cos(\alpha + \gamma - 90^\circ)} \right] + P \text{tg}(\alpha + \gamma - 90^\circ)$$

$$q_{\text{线}} = \frac{N_L}{B} \quad (\text{式中: } q_{\text{线}} \text{ 为压区线压力})$$

$$q_{\text{压}} = \frac{P}{B} \left[\cos(\alpha + \gamma - 90^\circ) + \frac{\sin^2(\alpha + \gamma - 90^\circ)}{\cos(\alpha + \gamma - 90^\circ)} \right]$$

(式中: $q_{\text{压}}$ 为 P 在两辊中心连线上的分力的线强度,或者说是单位长度上的 $P \sigma$,亦即压区线压力)。

对于上辊轴承所受的径向载荷(也就是上辊轴承总反力 F_L)则为:

$$F_L = \sqrt{F_{L,x}^2 + P^2}$$

显然,此时自然应有:

$$Q_L = F_L$$

而 Q_L 与铅垂线间夹角为:

$$\theta_L = \operatorname{tg}^{-1} \frac{F_{LX}}{P} + (90^\circ - \alpha)$$

2. 下辊外力计算

据图 1—3(c), 由余弦定理, 得:

$$Q_F = G_F^2 + N_F + 2G_F N_F \cos\gamma$$

而
$$\theta_F = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{N_F \sin\gamma}{G_F + N_F \cos\gamma} \right)$$

还有 $N_F = N_L$

该书指出, 如果令 $\alpha = 90^\circ$, 则上面的求 N_L 和 F_{LX} 的两个公式就将变成:

$$N_L = \frac{G_L + P}{\cos\gamma}$$

$$F_{LX} = F_{LX} = (G_L + P)\operatorname{tg}\gamma = N_L \sin\gamma$$

除此之外, 书中还有一些与辊子外力求算有关的其它推导和叙述。这大概算得上是迄今为止论述压辊外力计算颇较详尽的著述。

第三节 本书的结构特点简介

虽然本书也是在研究纸机压辊的受力分析及计算, 但它与过去见到的压辊受力分析和计算书籍文献不同:

(1) 它把杠杆系统对压辊受力的影响做了直接考虑, 并列进了计算过程之中, 继而通过轴承总反力这一重要参量的引入, 使论说和公式推导过程都显得层次十分清晰, 而且系统全面, 容易理解。

(2) 它把目前所能见到的各种压辊直接支承杠杆(即最末一级杠杆), 按照支点位置的不同, 分为内支点式和外支点式两大类, 并进而又把后一类再分为外支点(I)式和外支点(II)式两种。然后, 先按这样的分类法由浅入深和从简到繁地, 系统研究了它们在不同空间布置状况下, 辊子外力及其它众多有关力学参量的计算方法, 以帮助一些“理力”知识遗忘较多的读者尽快恢复记忆。最后才单独解决如何掌握三种杠杆在最一般布置状况下, 求算轴承总反力定位角 α 这一关键, 进而最终掌握本书所介绍的诸多外力和力学参量的计算。

(3) 本书分别以三种支点形式的任意弯曲和任意斜置末级支承杠杆为典型, 分别推导出了求算普通压榨和复式压榨中带加压杠杆的上(或顶)辊和下(或底)辊求算外力及有关力学参量的关键通式:

$$\operatorname{tg}\alpha_{L(\text{下或底})} = (\overline{+})K\operatorname{tg}\gamma$$

在通过此式求出 $\alpha_{L(\text{下或底})}$ 后, 再据之按已经形成的步骤, 逐一求算其它外力和力学参量。

另外, 由于通式中含有全部相关变元, 因而通过命定各个不同变元数值的办法, 就能进一步演化出直长, 直角弯曲和任意弯曲等杠杆在作水平、直立、斜置等种种空间布置时