

# 机械零件

中国工业出版社

# 机 械 零 件

(計算与設計資料汇集)

上 卷

增訂第二版

阿切尔康主編

江苏工业学院图书馆  
藏书章

中国工业出版社

【机械零件】（計算与設計資料汇集）是由苏联廿六位著名学者根据【苏联机器制造百科全书】第二卷增編而成的，故【苏联机器制造百科全书】第二卷的中譯本即以本书代替。

本书第一版于1951年出版，主編者为技术科学博士薩威林（М. А. Саверин）教授；第二版于1953年出版，由于薩威林教授的逝世，改由技术科学博士阿切尔康（Н. С. Ачеркан）教授主編。

原书是苏联机械零件方面的权威著作，对于机械零件范围所涉及的問題都有述及，資料不但丰富而且都是最新的。书中列有机械零件計算及設計时所需的各种公式、数据并附有許多图表，主要章节之后还附有示范的設計举例。

本书分上、下两卷出版，上卷曾分成三个分册出版，現在合訂为一。

本书192頁以前由許鎮宇、錢耀緒、李廷杰、张洪錫、樂吉三、夏天糾、夏守身譯，許鎮宇校；193~390頁由謝宝琰譯；391頁以后由許鎮宇、祝毓琥、张桂芳、鍾兴銳、吳又兰、楊学涵、周开勤、樂吉三、夏守身、尹长吉、侯穆楷譯，許鎮宇校。

本书的讀者对象为机械設計师、工程技术人员，并可作为高等工业学校的教学参考书。

## 机 械 零 件

（計算与設計資料汇集）

### 上 卷

許鎮宇、謝宝琰、錢耀緒、李廷杰、张洪錫、樂吉三、夏天糾、  
夏守身、祝毓琥、张桂芳、鍾兴銳、吳又兰、  
楊学涵、周开勤、尹长吉、侯穆楷

（根据原机械工业出版社紙型重印）

\*

机械工业图书編輯部編輯（北京苏州胡同141号）

中国工业出版社出版（北京佟麟閣路丙10号）

（北京市书刊出版事业許可証出字第110号）

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

\*

开本787×1092 1/16·印張38<sup>1</sup>/<sub>8</sub>·插頁2·字數1,181,000

1956年9月北京第一版

1963年12月北京新一版·1963年12月北京第一次印刷

印数0001—5,110·定价（11）7.40元

\*

統一书号：15165·2923（一机-610）

## 本书作者

技术科学副博士**別里雅耶夫**(В.Н.Беляев)副教授,技术科学副博士**比傑尔曼**(В.Л.Бидерман),技术科学副博士**伯罗維奇**(Л.С.Борович) **噶新斯基**(А.Г.Гашинский)工程师,技术科学博士**哥罗傑茲基**(И.Е.Городецкий)教授,技术科学博士**伊凡諾夫**(В.А.Иванов)教授,技术科学副博士**克罗米采夫**(А.А.Коломийцев)副教授,技术科学博士**克拉格爾斯基**(И.В.Крагельский)教授, **馬澤林**(И.В.Мазырин)工程师,技术科学副博士**馬尔狄諾夫**(А.Д.Мартьянов),技术科学博士**尼古拉耶夫**(Г.А.Николаев)教授,技术科学博士**彼德魯雪維契**(А.И.Петрусевич), **波茲德尼雅可夫**(С.Н.Поздняков)副教授,技术科学博士**波諾瑪列夫**(С.Д.Пономарев)教授,技术科学副博士**波尔托加洛娃**(А.А.Португалова),技术科学副博士**普勞宁**(В.А.Пронин),技术科学博士**列施多夫**(Д.Н.Решетов),技术科学博士**列施多夫**(Л.Н.Решетов)教授,技术科学博士**薩威林**(М.А.Саверин)教授,技术科学副博士**薩威林**(М.М.Саверин), **斯罗伯德金**(М.С.Слободкин)工程师,技术科学博士**斯比倩**(Н.А.Спицын)教授,技术科学副博士**斯托宾**(Г.В.Столбин)副教授, **烏姆諾夫**(В.А.Умнов)工程师,技术科学副博士**切尔尼雅克**(В.З.Черняк),技术科学副博士**謝德罗夫**(В.С.Щедров)副教授。

## 序

第十九次党代表大会关于苏联五年计划发展的决议指出：「决定以高速度发展机器制造业作为苏联国民经济各部门中强大的新技术的推进基础。」

为了争取减轻机器的重量、减小机器的外型尺寸、增加机器的使用可靠性、经济性和耐久性，就需要采用能计入零件使用时具体条件的先进计算方法。

科学的、有根据的机械零件计算常常是一种比较繁重的工作，但这样所设计的机器就可能不致有过大的强度及刚度的安全系数，也就是可以用最低的材料损耗来制成机器。

由于机械零件计算知识的提高，很多近似的经验公式已被那些计入了能引起全部或重要影响因素的计算公式所代替。

「机械零件计算和设计资料汇集」第二版的发刊，是为争取继续发展苏维埃机器制造的技术改进事业而服务。

当准备再版「机械零件计算和设计资料汇集」（根据「机器制造百科全书」第二卷）的时候，曾根据读者所指出的错误以及在本书校阅过程中所提出的意见做了修订。

出版社收到设计机关、工厂设计处、科学研究院和高等学校教研室所提出的批评意见和要求，在编辑时大部分都加以考虑过。由于需要在尽可能最短的时间内将书出版，因此在汇集中未能做到大力的修改，致使有些要求未能得到满足。

发表在我们出版物中的「齿轮和蜗杆传动」这篇文章引起了中央工艺及机器制造研究所（ЦНИИТМАШ）工作人员们的严厉批评〔参看波洛次基（М.С. Полоцкий）和克斯扬（Я. Г. Кистьян）在1952年苏联科学院技术科学研究所的第十一卷工程论文集中所发表的文章和1952年苏联科学院通报第八、九两期中技术科学研究所发表的文章以及于1953年在同一杂志第二期中阿·依·彼得罗雪维契（А.И. Петрусевич）的答复〕。不过关于创造一个严格的、有科学根据的同时可在设计工作中运用方便的齿轮传动计算方法问题的争论一时尚不能完结，而彼得罗雪维契的方法却得到许多机关以及在齿轮传动学术上闻名的学者和专家们的支持。因此又把彼得罗雪维契制定的计算方法，经作者又作了一些修正刊入本书。为了简化这一方法的使用起见，在齿轮和蜗杆传动两章中补充了一些表格、计算线图和一些公式，这些在实际计算齿轮传动时对缩短时间及减少错误将有很大帮助。

阿切尔康

## 基本符号表

<p><math>\alpha_n</math>——比冲击韧性, 用切口试样 (公斤·公尺/公分<sup>2</sup>、公斤·公分/公分<sup>2</sup>)</p> <p><math>d, D</math>——直径 (公分、公厘)</p> <p><math>E</math>——纵向弹性模数 (公斤/公分<sup>2</sup>)</p> <p><math>F</math>——横断面积 (公分<sup>2</sup>)</p> <p><math>G</math>——剪切模数 (公斤/公分<sup>2</sup>)</p> <p><math>h, b</math>——长方形断面的零件的尺寸, 相当于高与宽 (公分、公厘)</p> <p><math>J, I</math>——断面的轴惯性矩 (公分<sup>4</sup>)</p> <p><math>I_p</math>——断面的极惯性矩 (公分<sup>4</sup>)</p> <p><math>i</math>——断面的惯性半径 (公分)</p> <p><math>k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1\kappa}}</math>——法向应力变化时的有效应力集中系数</p> <p><math>k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1\kappa}}</math>——切向应力变化时的有效应力集中系数</p> <p><math>l, L</math>——长度、跨度 (公分)</p> <p><math>M</math>——弯矩 (公斤·公分、吨·公尺)</p> <p><math>M_\kappa</math>——扭矩 (公斤·公分、吨·公尺)</p> <p><math>N</math>——转数</p> <p><math>n</math>——强度的安全系数, <math>n_y</math>——稳定性的安全系数</p> <p><math>P</math>——集中的力、外载荷 (公斤、吨)</p> <p><math>P_{kp}</math>——临界的力、临界载荷 (公斤、吨)</p> <p><math>r, \rho, R</math>——力臂、半径 (公分、公厘)</p> <p><math>S</math>——面积的静矩 (公分<sup>3</sup>)</p> <p><math>T</math>——时间、期间、动能 (公斤·公分、公斤·公尺)</p> <p><math>U</math>——变形的势能 (公斤·公分、公斤·公尺)</p> <p><math>W</math>——弯曲时断面的阻力矩 (公分<sup>3</sup>)</p> <p><math>W_p</math>——极阻力矩 (公分<sup>3</sup>)</p> <p><math>x, y, z</math>——所考虑的点的坐标、坐标轴的符号</p> <p><math>\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_\kappa}</math>——在弹性限以内的法向应力集中系数</p> <p><math>\alpha_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_\kappa}</math>——在弹性限以内的切向应力集中系数</p> <p><math>\theta</math>——质量的惯性矩 (公斤·公分·秒<sup>2</sup>)</p> <p><math>\mu</math>——波松系数</p>	<p><math>\sigma</math>——法向应力 (公斤/公分<sup>2</sup>、公斤/公厘<sup>2</sup>)</p> <p><math>\sigma_n</math>——名义法向应力</p> <p><math>\sigma_z</math>——应力强度</p> <p><math>[\sigma]</math>——许用法向应力</p> <p><math>[\sigma]_p</math>——许用拉应力</p> <p><math>[\sigma]_{c\kappa}</math>——许用压应力</p> <p><math>[\sigma]_u</math>——许用弯曲应力</p> <p><math>\sigma_\theta</math>——强度限 (瞬时阻力)</p> <p><math>\sigma_{\sigma p}</math>——拉伸时的强度限</p> <p><math>\sigma_{\sigma c\kappa}</math>——压缩时的强度限</p> <p><math>\sigma_{\sigma u}</math>——弯曲时的强度限</p> <p><math>\sigma_x</math>——屈服限 (公斤/公厘<sup>2</sup>、公斤/公分<sup>2</sup>)</p> <p><math>\sigma_{0.2}</math>——0.2% 许可塑性变形时的屈服限</p> <p><math>\sigma_{-1}</math>——对称循环时的弯曲耐久限 (公斤/公分<sup>2</sup>、公斤/公厘<sup>2</sup>)</p> <p><math>\sigma_{-1p}</math>——对称循环时的拉压耐久限</p> <p><math>\sigma_0</math>——脉动循环时的弯曲耐久限</p> <p><math>\sigma_{0c}</math>——脉动循环时的压缩耐久限</p> <p><math>\sigma_{-1\kappa}</math>——对称循环而有集中应力时的弯曲耐久限</p> <p><math>\sigma_{\max}, \tau_{\max}</math>——循环的最大应力</p> <p><math>\sigma_{\min}, \tau_{\min}</math>——循环的最小应力</p> <p><math>\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}</math>——循环的平均应力</p> <p><math>\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}</math>——循环的应力振幅</p> <p><math>\sigma_{nA}</math>——蠕变限</p> <p><math>\sigma_{nu}</math>——比例限</p> <p><math>\sigma_{\sigma A}</math>——持久强度限</p> <p><math>\sigma_y</math>——弹性限</p> <p><math>\tau</math>——切向应力 (公斤/公分<sup>2</sup>、公斤/公厘<sup>2</sup>)</p> <p><math>\tau_n</math>——名义切向应力</p> <p><math>[\tau]</math>——许用切向应力</p> <p><math>[\tau]_p</math>——许用剪应力</p> <p><math>[\tau]_\kappa</math>——许用扭应力</p> <p><math>\tau_\theta</math>——扭转时的强度限</p> <p><math>\tau_{\sigma p}</math>——剪切时的强度限</p> <p><math>\tau_x</math>——剪切时的屈服限</p> <p><math>\tau_{-1}</math>——对称循环时的扭剪耐久限</p>
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

$\tau_{-1\kappa}$ ——对称循环而有应力集中时的扭剪耐久限

$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$ ——循环的平均切向应力

$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$ ——循环的切向应力振幅

$\varphi$ ——扭转角度

$\psi$ ——断裂时的面积收缩率

$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ ——系数，表示在法向受力时循环的不对称性对于强度的影响

$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$ ——系数，表示在切向受力时循环的不对称性对于强度的影响

$\omega$ ——角速度、角频率

# 目次

序	IX
基本符号表	1
摩擦	1 克拉格尔斯基
概論	1
摩擦种类	1
滑动摩擦	2
干摩擦	2
境界摩擦	6
液体摩擦	6 謝德罗夫
液体摩擦的流体动力学理論基础	9 謝德罗夫
圆柱体滑动轴承的原理	9 謝德罗夫
用机械方法减低物体在給定方向的滑动摩擦力	11
滚动摩擦(轉动阻力)	12
摩擦系数	12
閘和摩擦装置中的摩擦	12
活塞、填料箱和滑閘的摩擦	15
金属切削时的摩擦	15
金属塑性变形时的摩擦	16
紧配合零件的摩擦	17
螺栓連接和铆釘連接中的摩擦	18
摩擦自动联接器中的摩擦	18
铁路列車、汽車、拖拉机和滑軌拖車的车輪的滑动摩擦和滚动摩擦	18
純金属的摩擦	20
石墨零件的摩擦	21
钟表轴承的摩擦	22
参考文献	23
<b>不可拆卸的連接</b>	
铆釘連接	25 尼古拉耶夫
概論	25
铆釘的各种式样	25
铆釘連接的标准元件	25
强固铆接縫的許用应力	28
强固铆接縫的基本式样及其强度計算	29
强密接縫的强度計算	32
铆-焊連接	34
铆釘連接的强度計算举例	34
参考文献	35
焊接	36 尼古拉耶夫
概論	36
許用应力	36
焊接接头的类型及强度計算	38
电弧焊的对接	38
电弧焊的搭接	38
T形接头和角接头	39
切口焊接头和塞焊接头	40
电弧焊的盖板接头	40
气焊和氩弧焊的接头	41
接触焊接接头	41
在弯曲力及复杂抗力作用下接头的强度計算	42
焊接接头的强度計算举例	44
焊接接头的标准元件	45
参考文献	51
紧配合連接	52 M. A. 羅威林及M. M. 羅威林
A型連接	52
配合零件的粘着效果及其評定	53
配合表面的不平度与連接的强度	55
連接的强度和配合零件的变形	56
配合表面的潤滑影响	59
紧配合的計算公式	60
结构上的說明	63
B型連接	64
参考文献	65
<b>可拆卸的連接</b>	
概論	67 哥罗杰茲基
标准直径	67
圆柱螺紋	67
螺紋要素的定义	67
圆柱螺紋的基本参数	68
圆锥螺紋	79
基本概念及定义	79
圆锥螺紋要素的定义	79
圆锥螺紋的类型	80
光滑圆锥的連接	81
螺紋的标准要素	83
螺紋連接	100 M. A. 羅威林及M. M. 羅威林
概論	100
螺紋連接的基本类型	100
螺紋連接的計算公式	100
靜載荷时的連接强度	100
变載荷及冲击載荷时的連接强度	104
螺紋連接中的溫度应力	105
螺紋制品的结构形式及其对强度和連接耐久性的影响	107
螺紋組的計算	111
制止螺紋連接自动松动的方法(鎖紧装置)	116
螺紋制品的材料及其制造方法。許用应力	120



螺紋連接的标准元件	124	齿工作面的耐勞(寿命)計算(完全計算法)	249
参考文献	158	剪切的容許接触应力	253
键連接	波茲德尼雅可夫 159	鋼齒輪的粘着計算	256
键的式样	159	按抗弯应力計算的齿之耐勞寿命(完全計算法)	261
键的計算	160	抗弯的容許应力	265
键的材料和許用应力	162	求計算負荷(完全計算法)	267
键連接的公差与配合	162	圆柱齒輪强度及寿命計算的方法步驟的說明	
键連接的标准元件	163	(完全計算法)	275
多槽連接	馬澤林 169	齒輪精度与計算及应用质量的关系	281
連接的类型、几何学和主要的参数	169	圆柱齒輪传动啮合中的摩擦生热与冷却	283
强度的計算	171	圆柱齒輪的潤滑	286
公差与配合	171	啮合的变位(修正)	289
多槽連接的标准元件	173	齒輪及减速器的基本参数	291
参考文献	182	圆柱齒輪传动基本参数的选定	292
楔連接	波茲德尼雅可夫 183	內啮合齒輪传动	294
楔連接的結構	183	齒輪及减速器的构造	296
楔連接中的力	184	齒輪的材料	305
楔連接各部分的强度計算	184	圓錐齒輪(傘齒輪)	310
銷釘	185	代号	310
銷釘的标准元件	186	术语及定义	311
无键連接	伯羅維奇 188	啮合的几何学計算	313
概論	188	直齿斜齿及曲綫齒圓錐齒輪的用途	319
連接元件的几何学	188	圓錐齒輪的制造法	319
制造軸和輪轆的主要工艺程序	190	圓錐齒輪的計算与设计	320
連接元件的强度計算	190	准双曲面传动(螺旋圓錐齒輪传动)	323
方軸連接	192	附录一 关于計算負荷集中系数 $K_2$ 的补充	
参考文献	192	..... 噶新斯基 325	
		附录二 求齿的弦线尺寸	噶新斯基 333
		附录三 齒輪啮合几何学的計算	烏姆諾夫 340
		角度变位正齒輪的啮合几何学計算	340
		外啮合	340
		內啮合	341
		角度变位斜齿圆柱齒輪的啮合几何学計算	346
		直齿圓錐齒輪的啮合几何学計算	354
		齿厚的計量	364
		应用切綫量齿仪的計量工作	379
		例	380
		齒輪传动的标准基素	380
		蝸輪及螺旋輪传动	彼德魯雪維契 391
		概論	391
		代号	391
		术语及定义	391
		蝸杆及蝸輪的制造方法	393
		蝸輪传动的計算	394
		啮合的几何計算	394
		蝸輪齿工作表面的耐勞强度(耐久性)計算	395
		根据弯曲应力的輪齿的耐勞計算	397
		載荷系数	398
		蝸輪传动啮合中的摩擦及发热	399
		蝸輪传动的結構和蝸輪、蝸杆的材料	406
总論	列施多夫 193		
齒輪传动	彼德魯雪維契 199		
精論	199		
基本概念	199		
齒輪传动及减速器的功用	200		
齒輪传动与其他传动的比較	201		
各种齒輪传动的比較	201		
直齿斜齿及人字齿的圆柱齒輪(平齒輪)	202		
代号	202		
术语及定义	204		
渐开綫啮合的几何学計算	210		
外啮合齒輪利用标准的 $m_n$ 模数的滾刀或齿条			
型剉刀切削时的啮合計算	219		
正齒輪、斜齿圆柱齒輪及人字齒輪的用途	221		
圆柱齒輪制造法	228		
齿的各种損坏或損伤	231		
齒輪强度及寿命的計算法	233		
圆柱齒輪的寿命計算(簡略計算法)	234		
齿的抗弯强度計算(簡略計算法)	245		
齒輪計算例	245		

## 傳 动

圆弧面的蜗轮传动.....	406	曳引链.....	465
螺旋齿轮传动(圆柱形的).....	407	链传动的标准元件.....	465
螺旋齿轮传动概论.....	407	皮带传动.....	别里雅耶夫 486
螺旋齿轮传动的强度及耐久性计算的特点.....	408	概论.....	486
蜗轮传动的标准要素.....	408	皮带传动的概念.....	486
参考文献.....	413	●皮带传动的主要规格.....	487
行星传动.....	列施多夫 415	皮带的拉紧方法.....	487
概论.....	415	皮带传动的各种型式.....	487
传动比的求法.....	415	普通的(简单的)传动.....	488
按移力求效率.....	416	拉紧的与自动拉紧的传动.....	489
简单行星传动.....	417	传动带(平皮带).....	492
大传动比的复杂行星传动.....	419	概论.....	492
多级的行星变速箱.....	420	皮带的尺寸.....	495
强度与耐久性计算的特点.....	421	皮带的机械性质.....	497
参考文献.....	422	皮带的预加拉伸.....	497
链传动.....	423	皮带的接头.....	498
概论.....	423	皮带传动的理论基础.....	504
传动链.....	425	概论.....	504
齿链.....	425	皮带传动中的力.....	507
套筒-滚子链及套筒链.....	431	皮带的工作应力.....	508
成形环链.....	438	传动带的疲劳.....	510
参数的选择及链传动的计算.....	斯托宾 439	平皮带传动计算的原始数据.....	512
传动比.....	439	滑动曲线(和效率曲线).....	512
链轮的齿数.....	439	传动带的荐用拉紧力及其检查.....	513
链轮的中心距离及链条的长度.....	440	许用有效应力.....	515
链轮的转速及速度.....	440	皮带传动中轴上的压力.....	518
节距.....	442	平皮带传动的计算(普通传动).....	520
链条特性的计算及选择.....	443	计算方法.....	520
各链边中的作用力.....	445	计算例题.....	522
轴上的载荷.....	446	高速平皮带传动.....	524
链传动的位置.....	447	概论.....	524
动力载荷.....	448	皮带的种类.....	524
高速链传动的设计.....	448	传动的计算.....	525
链传动的润滑及运转.....	449	圆皮带传动.....	527
润滑对于传动工作的影响.....	449	概论.....	527
润滑方法.....	449	传动的计算.....	527
护罩的结构.....	450	具有张紧惰轮的传动.....	528
润滑材料.....	451	概论.....	528
链传动的使用规则.....	451	传动的几何学.....	528
在工作过程中链节距的增大.....	451	传动工作的特性.....	529
传动链的链轮.....	452	传动的计算.....	530
材料.....	452	在张紧惰轮上和轴上的压力.....	531
齿形.....	453	参考文献.....	531
齿链的链轮.....	453	三角皮带传动.....	普劳宁 532
套筒-滚子链及套筒链的链轮.....	459	概论.....	532
成形环链及套筒链的链轮.....	461	三角皮带.....	532
鼓链起重链.....	461	基本参数的选择.....	534
结构.....	461	传动计算的前提.....	535
计算关系式.....	464	牵引能力.....	535
链轮.....	464	耐久性.....	536

效率.....	537	利用中間机件的軸向移动来調节轉速的圓錐	
原始的計算数据.....	537	变速器.....	560
傳动的計算步驟.....	538	具有可移动錐体的变速器.....	560
三角皮帶傳动的特殊形式.....	539	球式变速器.....	563
平面-三角皮帶传动.....	539	由滾子傾斜度的变化来調节的环柱体变速器.....	564
具有若干从动軸的传动.....	539	摩擦传动及变速器的計算.....	567
具有张紧惰輪的传动.....	540	运动学的計算.....	567
垂直軸間的传动.....	540	工作物体所需的相互压力及皮帶各边所需的	
半交叉的传动.....	540	拉力.....	568
計算例題.....	540	滾动物体及滾动軸承表层耐久性的驗算.....	568
傳动皮帶輪.....	普勞宁 542	摩擦传动的損失及效率.....	573
概論.....	542	自动压紧机构的計算.....	574
鑄铁皮帶輪.....	543	具有楔形自动压紧机构的变速器.....	575
焊制皮帶輪.....	545	行星摩擦变速器.....	576
拼制皮帶輪.....	546	简单的行星变速器.....	576
木制皮帶輪.....	547	封閉的行星摩擦变速器.....	577
三角皮帶輪.....	547	传动比的准确性(应用于仪器的摩擦变速器).....	578
张紧惰輪.....	549	参考文献.....	578
导輪.....	552	曲柄連杆传动.....	波茲德尼雅可夫 579
参考文献.....	552	定义. 曲柄連杆传动中的力.....	579
摩擦传动和摩擦变速器.....	列施多夫 553	曲柄連杆传动的零件.....	581
概論.....	553	活塞銷.....	581
基本特性及設計的一般要領.....	555	十字头.....	582
材料.....	556	十字头銷.....	583
定传动比的摩擦传动.....	556	連杆.....	584
可离合的传动.....	556	連杆螺栓.....	590
永远連接的传动.....	557	曲柄軸.....	592
无級摩擦变速器.....	558	組成的曲柄軸.....	594
摩擦离合器.....	558	曲柄.....	595
平面变速器.....	558	偏心輪.....	597
沒有中間机件的圓錐变速器.....	559	参考文献.....	597

# 摩 擦

## 概 論

### 摩 擦 种 类

两个相接触的物体有相对移动时，在它们的接触平面間所发生的抵抗，称为**摩擦**。与作用力的方向相反的抵抗力，称为**摩擦力**。

按照位移的大小及其与作用力的关系，摩擦力可区分为：a)动摩擦力；b)非全部静止摩擦力；和a)全部静止摩擦力，通常称为**静摩擦力**。

**动摩擦力**是相当于很大的而不可逆的相对移动时的摩擦力，相对移动的大小不决定于作用力；当等速运动时，作用力和运动的摩擦力互相平衡。

**非全部静止摩擦力**是相当于很小部分可逆的相对移动时的摩擦力，相对移动的大小与作用力成正比例。与**非全部静止摩擦力**所对应的位移，称为**预先位移**。预先位移是用公忽来测量的，所以通常不可能用眼睛来观察。在这种情形下，产生预先位移的作用力与**非全部静止摩擦力**互相平衡，并且物体是处于静止状态。**非全部静止摩擦力**与其作用力有关，并且它要随作用力的增大而由零变至某一最大值，在最大值时的摩擦力，称为**静摩擦力**。在这种情形下，预先位移就轉变成相对位移。

按照相对移动的运动学特性，摩擦力又可区分为以下几种：

a) **滑动摩擦**是一个物体上的某些点接連不断地与另一物体的許多点相接触时，所产生的摩擦。

b) **滚动摩擦**是一个物体上一个点接着一个点与另一物体上一个点接着一个点依次相接触时所产生的摩擦，这时一个物体相对另一物体的瞬时轉动軸线通过它們的一个接触点。

b) **卷动摩擦**是分布在两个物体的接触平面中的所有点，要描繪出圆心在卷动軸线的同心圆时所产生的摩擦。

卷动摩擦是滑动摩擦的另一种形式。

以上所列举的定义，是表明理想物体的摩擦特性。对于真正的有变形的物体，其接触不是以点接触而是以面接触。

图 1 表示两个物体在各种形式相对运动时的运动条件图解。

一种摩擦往往还要伴随着另一种摩擦，例如滚动的同时要发生滑动(滚动及滑动)。

按照摩擦物体表面的潤滑情形，摩擦可以分为：

a) **純摩擦**是发生在无吸附薄膜或化合物的表面上的摩擦；它的形成是当脆弱的薄膜在相当大的塑性变形下破裂后而露出純粹的表面时所构成的摩擦；**純摩擦**常常伴随着两表面的相吸，并构成冷焊现象的桥梁。

b) **干摩擦**是发生在没有潤滑物质和污秽物的表面間的摩擦；常常称为无潤滑表面的摩擦(这是一个不足推荐的术语)。

b) **境界摩擦**是被厚度不大的潤滑油膜(0.1公忽或更小)所分开的表面間的摩擦。这油膜具有特殊的性质，但不同于具有体积性质的潤滑油，它的性质与摩擦表面的性质和状态有关。境界油膜具有层状的构造。境界油膜是以其分子活跃的端部牢固附在金属上，如同羊毛一样。境界油膜在相当高的温度下(接近200°C)和金属产生具有潤滑性质的化合物(хемосорбция)。

c) **液体摩擦**是发生在完全为液体所分隔的两表面間的摩擦，外部的压力将因特殊形状的縫隙而为运动着的粘性液体层所承受。

a) **半干摩擦**是同时具有境界摩擦和干摩擦的混合摩擦。

e) **半液体摩擦**是同时具有液体摩擦和境界摩擦或液体摩擦和干摩擦的混合摩擦。

摩擦力是作用在两相互作用的物体表面的公共切线面上，而其方向永远与相对移动速度(对于其中的每一个物体)的方向相反。任何的摩擦力是与物体形状变化相关的，但不是与物体表面层的可见形状变化相关，而是与物体局限于表面层的显微形状变化相关。

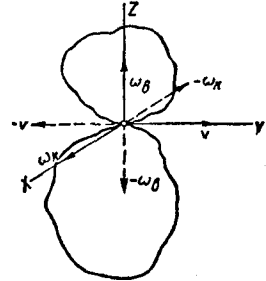


图 1 两个物体在各种形式的相对运动时的运动图解：  
当 $\omega_\beta=0, \omega_\alpha=0, v \neq 0$ ；是滑动；  
当 $\omega_\beta=0, \omega_\alpha \neq 0, v=0$ ；是滚动；  
当 $\omega_\beta \neq 0, \omega_\alpha=0, v=0$ ；是轉动；  
图中 $\omega_\beta$ 是繞Z軸的瞬时角速度； $\omega_\alpha$ 是繞X軸的瞬时角速度； $v$ 是瞬时的直綫速度。

## 滑 动 摩 擦

### 干 摩 擦

如果我们详细地来分析摩擦副的现象，那么就可以发现随着切线作用力的增大，表面开始发生了用眼睛观察不出的由0.1公忽到几个公忽的预先位移，但是当作用力达到了一定的数值时，就在一瞬间开始了滑动。

如果在某一时间内，两个摩擦表面是相对静止的，则由于持续的静止接触，摩擦力的数值将要增大[13]、[27]，并且对于某些摩擦副来说，可以达到相当大的数值。

如果使两表面缓慢的相对滑动，则在一般机械物体具有弹性的情形下，就不能实现平稳的滑动，而产生跳跃运动（摩擦时的跳跃）[15]。

跳跃是在因两表面的持续静止接触而使摩擦系数  $f$  增大的情况下或者是在滑动速度增大而使摩擦力减小的情形下发生的[20]。

由摩擦而生出的热量，最初只局限在接触的微小表面上，这热量可引起局部的发热而达到使摩擦副中的一个发生熔化的温度。接触处的温度决定于热量产生的速度与散热速度之间的关系。

当一个粗糙的平面在一个光滑的平面上滑动时，在粗糙表面上的凸出处的温度，可以用下面的依拉尔(Erep)公式来计算[35]：

$$\vartheta = \frac{f \cdot 1.064ql\sqrt{a_1}}{1.125\lambda_2\sqrt{a_1} + \lambda_1\sqrt{lv}}$$

对于速度相当大的摩擦副：

$$\vartheta = 1.064 \frac{fp}{\lambda_1} \sqrt{lv a_1}$$

式中  $q$ ——比摩擦功率，等于比压  $p$  (公斤/公分<sup>2</sup>) 与速度  $v$  (公分/秒) 和摩擦系数  $f$  的乘积； $a_1$ ——光滑表面的传温率 (公分<sup>2</sup>/秒)； $\lambda_1$ ——光滑表面的传热率 (公斤·公分/公分·秒·度)； $a_2$  和  $\lambda_2$ ——粗糙表面的传温率和传热率； $2l$ ——正方形的边长 (公分) 假使它们的接触面积是正方形的话。

摩擦的根源是两接触相压物体间在个别接触点上所发生的阻力。无论表面如何光滑，它们的接触总是发生在个别的接触点上。而接触的总面积，不过是摩擦物体接触概括面的一微小部分而已。仅在液体摩擦的情况下，由于液体层的存在，接触才最完全(9)。

在个别接触点上，阻力的发生是由于克服所产生的机械结合力及决定两物体相互吸引的分子相互作用力而起的。

机械结合力之所以产生，是因为即或轻微的载荷，由于接触面相当小，所产生的单位面积的压力(比压)也非常之大的缘故。

在这样的压力影响下，材料将发生互相侵入的现象，当有切向移动时，表面不是产生擦伤就是使侵入的材料发生剥离。由此而形成的材料分子随其大小之不同或在摩擦物体间滑动而起[微小刀具]的作用，或在其中滚动。在侵入量不大时，也产生材料的弹性排挤现象。

发生在接触微面上的强烈变形，可使其薄表层发热。上面所说的材料互相侵入的深度大约在1~5公忽的范围内；在极大的载荷下，可达到20~40公忽。

分子的吸引力是发生在两个在按正常晶格距离排列的平面间。由于凸出处的外形复杂，在垂直于接触面方向的相互吸引力将于其公共接触面内产生一切线分力。克服这个阻力，就构成摩擦力本身的分子分力。在充分接近而无外附薄膜时，将使凸出处发生冷焊现象；以后更引向机械性质的破坏。

因此摩擦是一个复杂的现象，对于一对摩擦副来说，决不可能用一个与外界情况无关的不变系数来表示。摩擦系数是与外界情形有关的，因为分子的相互作用和表面层的强度是由表面层的性质来决定的；而表面层的性质又是由外界的情况来决定的。

物质表面层的物理性质与其内层有所不同。

金属的表面可在刹那间(百分之几秒)生成能迅速改变它的摩擦系数的氧化物薄膜和各种物质的薄膜；这些薄膜与金属的结合极其牢固，并且时间愈久愈增长，能以改变物体表面的机械性质。

一切抛光了的金属表面，大部分消失了它原结晶组织，而由破碎了的碎小晶体所组成，因此具有非结晶的性质。

在金属表面所生成的氧化膜通常要降低金属的硬度(相反的在铝上所生的氧化膜要增加它的硬度)。

表面的硬度也因机械加工(如加工硬化)、摩擦和磨损等原因而改变。

因为这个缘故，确定摩擦系数与材料的物理和机械性质的关系是有很大的困难的，至于表面粗度、载荷和表面形状的影响如何运用于静摩擦的情况下，则是可以计算的。摩擦系数的计算方法在于总计各个微面积上的分子摩擦力  $\tau_{分子}$  和机械摩擦力  $\tau_{机械}$ ，这些摩擦力的总和为：

$$T_{\Sigma} = \sum_1^n \tau_{机械} + \sum_1^m \tau_{分子}$$

这就是按一般定义所说的摩擦力。

但应当区分的是：

a) 名义接触面积(几何学的) $S_N$ , 即摩擦物体的接触外廓所描出的面积, 和

6) 实际的接触面积(物理的) $S_\phi$ , 即接触物体的实际接触面积(很小的)的总和; 同样应当区分的是名义平均比压 $p_N$ 和实际平均比压 $p_\phi$ ;

$$p_N = \frac{P}{S_N}; \quad p_\phi = \frac{P}{S_\phi},$$

式中  $P$  —— 接触处的载荷。

对于光滑的球形表面和圆柱形表面, 在接触时其实际的接触面积和载荷的关系可由贺尔滋(Герц)和别辽耶夫(Беляев)公式来确定(参阅本书第249页)。

两个平面互相接触时, 实际接触面积和载荷的关系可由下面的经验公式来表示; 这公式适用于相当大的载荷:

$$S_\phi = \nu P^n.$$

对于抛光、车光、加工硬化和退火的表面, 指数  $n$  是不变的; 对于铜类物质  $n$  的数值是 0.6。系数  $\nu$  和表面的硬度、粗度有关。在粗度和硬度增大时, 系数  $\nu$  就要减小。

已经明确了实际比压的平均值, 约等于材料的硬度数值或者超越它一两倍; 由此可见, 在相当巨大的载荷下, 当名义比压是硬度的  $\frac{1}{100}$  时, 只有  $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{200}$  的面积承受载荷。

甚至在巨大的载荷下, 也只有 30~80% 的接触点发生弹性的变形。

**静摩擦的综合定律** 因为摩擦力是由接触点的比压来确定的, 所以在不同接触点处的微摩擦力的数值也各不相同。

比摩擦力(实际接触单位面积的摩擦力)与比压的关系, 可以用所谓基本的摩擦定律来表示。

分子间的互相作用力, 可以按照杰拉琴(Дерягин)公式求出:

$$\tau_n = f_n(A_0 + p),$$

式中  $A_0$  —— 分子的粘着性, 即接触点由于分子吸引力而产生的附加比压;  $p$  —— 比压;  $f_n$  —— 分子粗度系数。

另一方面, 对于机械结合力在各个微面积上的剪切切线应力可以由下面公式来表示:

$$\tau_c = \tau_{acp} + kp,$$

式中  $\tau_{acp}$  —— 在没有压力的情况下的抗剪强度限;  $k$  —— 压力与抗剪强度限的比例系数。

因此在上述两种的情形下, 摩擦的基本定律可以用一个直线方程式来表示:

$$\tau = \alpha + \beta p.$$

分子摩擦力与机械摩擦力的比例可以认为是不变的, 因此各个微面积上所发生的摩擦力的总和和以下的形式[18]:

$$T = \sum_{i=1}^n \tau_i = S_\phi(\alpha + \beta p) = S_\phi \alpha + \beta P. \quad (1)$$

公式(1)所表示的关系是干摩擦的综合定律。应合理地来区分代表摩擦力与载荷之比( $f = \frac{T}{P}$ )的摩擦系数  $f$ , 和与摩擦副的机械及物理性质有关的摩擦常数  $\alpha$  和  $\beta$ 。

摩擦系数可用下面的总和来表示:

$$f = \alpha \frac{S_\phi}{P} + \beta. \quad (2)$$

对于已知的摩擦副来说, 公式中的第二项是个不变值; 而第一项(阿蒙顿定律  $T = fp$  的修正数)则决定于  $\frac{S_\phi}{P}$  的比值。而此比值为接触物体的几何形状、波度、粗度和弹性性质所决定。

用实际接触面积  $S_\phi$  来表示摩擦系数很不方便, 因此可用贺尔滋和别辽耶夫公式根据载荷和材料的物理及机械性质来表示实际接触面积。

对于球面与平面相接触时的摩擦系数为:

$$f = \frac{\alpha_1}{\sqrt[3]{p}} + \beta;$$

对于圆柱面与平面相接触时的摩擦系数为

$$f = \frac{\alpha_2}{\sqrt{p}} + \beta;$$

对于平面与平面相接触时的摩擦系数为:

$$f = \frac{\alpha_3}{p^n} + \beta;$$

式中对于各种不同的材料,  $n$  的数值变化范围由 0.5 到 0.3。

在一切情况下, 对于塑性接触的摩擦系数:

$$f = \alpha_4 + \beta.$$

显然, 公式(2)中的第一项是表示对阿蒙顿定律修正的数值, 对于载荷轻微以及光滑而无外附薄膜的表面具有相当大的数值; 因为表面的粗度愈小(即表面愈光), 其实际接触的面积愈大; 表面外附薄膜的厚度愈小, 则分子粘着性愈大, 因此系数  $\alpha$  的数值也愈大。

实际上, 接触带有弹性和塑性的混合性质。为了破

坏两个相互侵入的接触着的面所必需的力，决定于载荷的作用速度和滑动速度，而滑动则为接触韧性的结果。在另一方面，由于韧性的结果就仿佛对已得出的表面不平度进行了人为的平整作用。由于这个缘故，具有弹性和塑性接触的表面上，在滑动速度增大时，摩擦力将越过其最大值。

由于两接触物体的相互作用的不连续性，将因产生振动的结果而造成能量的消耗，并且伴随着塑性变形要产生热量，这热也要逸散出去。因此滑动摩擦常伴有振动和发热，有时也有摩擦电现象。由此可见，滑动摩擦是一个复杂的物理现象，认为摩擦只是与载荷成比例的阻力，是极简化了的观念；因为在摩擦面上发生了复合的过程，这过程使摩擦力与很多的因素有关。

**相对滑动速度对于摩擦系数的影响** 相对滑动速度增大时，摩擦系数的数值通常是要越过其最大值[17](图2)。

摩擦系数与相对速度  $v$  的关系，可由下面的公式来表示：

$$f = (a + bv)e^{-cv} + d,$$

式中  $a, b, c, d$ ——与物体的性质和压力有关的常数。

摩擦系数曲线上最大值的位置与摩擦副的压力和摩擦副中每个物体的表面硬度有关；物体的表面压力和硬度愈大，则摩擦系数的最大值愈接近坐标的原点。在某些情形下，摩擦曲线则没有上升的部分。

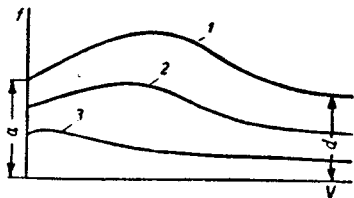


图2 在各种载荷下摩擦系数  $f$  与滑动速度  $v$  的关系：

1—轻载荷；2—中等载荷；3—重载荷。

这个可以说明在工程文献中所遇到的矛盾，例如在皮带传动(压力小和速度低)许多研究者都确认当速度增大时，摩擦系数要增大；并且速度和摩擦系数的关系有下列的形式：

$$f = a + bv$$

式中  $a$  和  $b$ ——随物质不同而具的常数。

按照铁路车辆(速度高、压力大)在刹车时的情况，在速度增大时，摩擦系数反而要降低。这可以从下面列举的公式看出来。

法拉可(Франк)公式：

$$f = f_0 e^{-cv},$$

式中  $v$ ——滑动速度(公尺/秒)；对于组成各种摩擦副的金属的常数  $f_0$  和  $c$  的数值为：

摩擦副	$f_0$	$c$
铸铁—钢, 干摩擦	0.29	1/25
钢—钢	0.29	1/50
钢—钢, 轻微湿润	0.24	1/30

表示摩擦系数的公式，如能同时估计到压力和速度的影响，是有价值的[卡尔法慈斯基和尼考李斯基(Б.Л.Карвацкий и Л.Н.Никольский)公式]。

根据铁路运输科学研究所(НИИЖТ)的数据，在车辆刹车时的摩擦系数与滑动速度和铸铁刹车块上压力的关系，由卡尔法慈斯基[16]所表示的公式为：

$$f = \frac{17}{\sqrt{P(v+40)}},$$

式中  $P$ ——作用在标准铸铁刹车块上的载荷(吨)；  
 $v$ ——速度(公里/小时)。

按照尼考李斯基的公式：

$$f = \frac{a}{(m+c)^n} e^{-bv},$$

式中  $a, n, c, b$ ——由实验所确定的参数。

**软索经过圆柱体在其横断面中的摩擦** 如果两个摩擦物体中，一个具有坚硬的表面而一个具有柔软的机械组织(绳、带、皮带和链等)，对于这种形式的摩擦，完全不能应用阿蒙顿定律  $T=fP$  和一般的摩擦定律  $f = a \frac{S\phi}{P} + \beta$  来计算。但是如果将绳子想象地分成很小的线段，就可以认为它是一个坚硬的链环，对于这种形式的摩擦则上述的定律可以应用，并且具有同样的精确程度。因此由摩擦力  $dT$  所决定的  $AB$  线段上的拉力  $Q$  和  $Q+dQ$  之差(图3)应等于：

$$dT = dQ = f dP.$$

应用这个定律，可以导出爱依列耳(Эйлер)公式：

$$Q_2 = Q_1 e^{f\phi}. \quad (3)$$

在  $Q_1 < Q_2$  的情形下，这个公式是表示绕在圆柱体上而垂直于其母线的绳索的两端的拉力关系。

式中  $Q_1$  和  $Q_2$ ——绳索端上的拉力； $f$ ——绳索与圆柱体间的摩擦系数； $\phi$ ——绳索在圆柱体上的包角(弧度)。

公式(3)只适用于由静止过渡到滑动的情形下(起始移动时)，也就是过渡到整个包围弧内的摩擦系数达到了最大值的时候(全部静摩擦力)。

如果  $Q_1$  力没有达到使绳索滑动，则公式(3)中在整个包围弧中的摩擦系数  $f$  并不是一致的，因为在接近于拉力  $Q_2$  的一段中非全部静摩擦力将获得发展。

对于皮带传动工作，摩擦系数是沿包围弧而变化的，因此使爱依列耳公式趋于复杂[12]。

从爱依列耳公式可以看出来当 $Q_2 = 0$ 时，拉力 $Q_1$ 也等于零，这是在实际上不常出现的情形，由于这个缘故，在某些情形下，可以应用按照库伦(Кулон)的基本摩擦定律  $dT = \alpha ds + \beta p ds$  而加以改变的爱依列耳公式，这得出：

$$Q_2 = Q_1 e^{\beta p} + \alpha \frac{r}{\beta} (e^{\beta p} - 1).$$

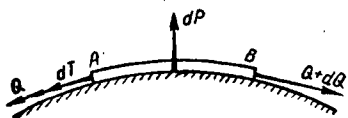


图3 在粗糙表面上微线段的平衡条件。

**软索经过任意旋转面时的摩擦** 计算通过任意旋转面的绳索两端的拉力(圆锥体、双曲线体等)不能应用爱依列耳公式。这时可以应用米那可夫(Минаков)公式[23]。

对于在其横断平面经过上述的旋转面的绳索两端的拉力关系是：

$$Q_1 = Q_2 e^k,$$

式中  $k = \int_0^{\varphi} \sqrt{\frac{f^2 - \left(\frac{dr}{dz}\right)^2}{1 + \left(\frac{dr}{dz}\right)^2}} da_1,$

式中  $f$ ——阿蒙顿定律的静摩擦系数； $r = r(x)$ ——是  $AB$  母线曲线的方程式(图4)； $\varphi$ ——包角。

随意经过任意旋转面(凸面)上的绳索两端的拉力，可以应用公式：

$$Q_2 = Q_1 e^{k_1},$$

式中  $k_1 = \int_0^S \frac{ds}{R} \sqrt{f^2 - \frac{R^2}{R_1^2}}.$

式中  $ds$ ——微小绳索的长度； $R$ ——通过绳索切线引出的法向断面的曲率半径； $R_1$ ——绳索测量的曲率半径。

**影响摩擦系数的基本因素。**

**影响干摩擦系数的各种因素**

**摩擦副的性质** 摩擦副中的一个物体的硬度越小，其摩擦系数  $f$  越大；相同材料的摩擦系数  $f$  大于不相

同材料的摩擦系数。

**表面附有污膜** 对于完全光滑而载荷不大的表面，污膜使摩擦系数  $f$  降低甚大；对于粗糙而载荷巨大的表面，影响不大。

**厚氧化皮** 增大摩擦系数  $f$ 。

**表面粗糙度** 对于静摩擦，表面愈粗糙  $f$  愈小；当二表面相对滑动时， $f$  要经过一最小值。

**压力** 与支撑面的曲率性质有关， $f$  或经过最大值或者降低。对于硬而不甚光滑的表面， $f$  通常要降低。

**表面尺寸** 当表面尺寸减小时， $f$  数值随之减小；对于尺寸小的表面，降低特别显著。

**在不动接触的持续时间**  $f$  增大。

**温度** 随机械性质的变化、温度及氧化皮的性质而不同。

**相对滑动速度** 当滑动速度增大时，滑动摩擦系数要经过一个最大值。压力愈大和硬度愈高的摩擦副，其最大值愈益接近原点。速度不大的滑动， $f$  要增大。

以下引证一些影响于摩擦系数的因素如污膜、粗糙度、压力等的实验数据。

· 污膜和氧化皮的厚度对于铜和铜的摩擦系数的影响，如图5所示。由图可知当氧化皮的厚度增大时，摩擦系数要经过一最小值。图中所示的点线，是厚度由2到10公忽时的摩擦系数的数值。

三个  $\text{ШX15}$  号钢的球形支脚与平面摩擦时，其表面粗糙度对于静摩擦系数的影响如图6所示。比压的数据是根据贺尔滋和别辽耶夫公式(接触面用活性炭粉仔细地清洁过)。

当表面粗糙度增大时，静摩擦系数随之减小；当滑动时，摩擦系数要经过一最小值。

三个  $\text{ШX15}$  号钢的球形支脚与平面的摩擦，其压力与摩擦系数的关系如图7所示(用活性炭粉仔细地清洁过)[19]。

对于很光滑的平面  $f$  要经过一个最大值；对于粗糙的表面  $f$  要降低。

压力与摩擦系数在试验过程中的差别，主要决定于支承表面的曲线的不同性质。对于光滑的表面，其实际接触面积  $S_{\phi}$  与  $P$  的比值要经过一最大值；对于粗糙的表面， $f$  只是减小。

三个直径不同的  $\text{ШX15}$  号钢的球形支脚在不变载荷 645 克下与平面摩擦时，其表面尺寸对于摩擦系

● 如果物体是塑性接触，则粗糙度、压力和表面尺寸对于摩擦系数  $f$  没有影响。

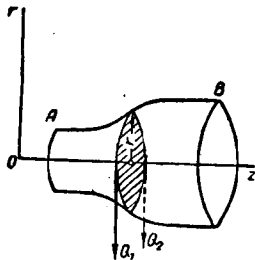


图4 包围任意旋转面体的横断面的绳索平衡图。



数的影响，如图8所示。在尺寸小的表面的范围内， $f$  数值的变化特别巨大。

滑动速度对于一些摩擦物质的摩擦系数的影响如图9所示。

因对计算上述因素影响的解析关系所知不足，所以目前在工程的计算中求摩擦力的大小，除了计算压力外常常忽略其他的各因素；并且认为摩擦力是与垂直压力成正比的： $T=fP$ ；比例系数  $f$  可以从有关的表格上查到。

有关表格中所列的摩擦系数未计入上述的各因素；所以它的数值常常因为研究者的不同而不同，这也说明了计算数值与实际数值常常发生很大的分歧的原因。

### 境界摩擦

在固体的表面上常有由空气吸附的各种外界物质的薄膜。这些单分子的或多分子的薄膜通常是由氧分子、水和其它存于空气混合物中的物质分子所构成的。在表面上所构成的薄膜可以吸收分子间的相互作用力（在代表比摩擦力和比压的关系的方程式中的常数  $\alpha$ ，参看第3页），因此摩擦系数得以减低。

氧化皮对于摩擦系数的影响，可由下列的数据来说明：

摩擦副，鋼—鋼：	摩擦系数
光洁表面	0.78
有薄膜的表面	0.27
摩擦副，銅—銅：	
光洁表面	1.21
有薄膜的表面	0.78

氯化物、磷化物和硫化物的薄膜显著降低  $f$ ，这对耐擦（或极压）润滑油是很重要的。金属在真空中的摩擦系数，常可达到相当大的数值（参閱14表）。

因为在金属表面上具有极薄而坚强的膜层，致使我們所确定的摩擦系数，在事实上不是金属本身的摩擦系数，而是它的氧化物的摩擦系数。

为了减低摩擦，应该在表面上涂一层润滑物质。

X光的研究和电子绕射的方法，可以确定润滑与被润滑物质的分子的相互作用的情形。图10是表示固体和润滑油膜分子相互作用的图解。脂肪酸的链式分子用它的活跃的端部和晶格相联，在表面上构成了绒毛。这些绒毛的分布只有二、三个分子层；再远些的吸引力变为很薄弱，以致部分的润滑油具有在绒毛上自由滑动的可能性。通常润滑油膜的作用机构可以看作是重迭起来的许多纸片的位移，这些纸片彼此很容易地相对滑动〔1〕。

显然，润滑油膜愈薄，其摩擦系数也愈大〔28〕。

摩擦系数与杂质膜的厚度的关系如图5所示。

已进行的试验可确定临界摩擦力的大小与润滑油分子重的关系。润滑油的分子重愈大，则摩擦系数愈小。

实验的结果如图11所示。因为润滑油料与金属发生化合作用产生了金属质的肥皂，所以常常不能保持其规律性。

实验明确了在压力不大的范围内，当压力降低时，境界摩擦系数将迅速地上升。

润滑油的作用，不仅是因润滑膜彼此滑动而降低摩擦，根据彼毕杰尔（П.А.Рибиндер）的研究，指出了润滑油将透入固体的微承面而迅速地改变了表层的机械性质〔26〕。这样吸附薄膜降低表面硬度的结果，在相当大的程度上使物质容易发生塑性变形，促进了摩擦副表面的相互跑合过程，而大大改变摩擦系数；并且也是说明在半液体润滑时，出现金属表层塑性流动的基本因素。后者的现象，在半液体摩擦理论中得到了数学的推演。

薄层润滑油不仅对剪切作用发生很大的阻力，而且能够经受巨大的法向压力。这个阻楔压力的效果是由杰拉琴（В.В.Дерягин）和科萨可夫（М.М.Кусаков）指出的。

正如苏联学者的研究所指出的，在薄膜的厚度小于0.2公忽时，所谓阻楔压力，即反抗减低其薄膜厚度的压力，可以达到数千公斤/公分<sup>2</sup>。

因此润滑油膜正如保护金属的外衣。虽然通过油膜也可使金属损坏，但因为有油膜，它可使粗糙表面平滑，促使压力的分布更为均匀及促进金属的塑性变形，整个说来，可降低表面的摩擦。

敷在硬钢表面上的薄层的软金属（锡）是种特别的润滑剂（ $f$  在0.04~0.06范围内）。这种薄膜是为了使摩擦面互相跑合。

### 液体摩擦

**粘度及其求法** 粘度和油性是润滑液体能以产生液体摩擦状态的基本特性。

液体内部分子相对移动时所遇到的阻力称为粘度。液体中相邻液体层相对滑动时的切线反作用力  $\tau$  称为粘性剪切力或液体摩擦力，可由牛顿定律来确定：

$$T = \mu S \frac{\partial v}{\partial n}, \quad (4)$$

式中  $\mu$  ——动力粘度系数； $S$  —— $\tau$  剪切面积； $\frac{\partial v}{\partial n}$  ——液体流动方向的垂直线上的速度变化率。数值