

機 械 零 件

上 卷

第 一 分 冊

阿 切 爾 康 主 編

機 械 工 業 出 版 社

機 械 零 件

上 卷

第 一 分 冊

阿切爾康主編

許鎮宇、錢耀緒、李廷傑、張洪錫

樂吉三、夏天糾、夏守身譯

機械工業出版社

1956

出版者的話

[機械零件](計算及設計資料彙集)是由蘇聯廿六位著名學者根據[蘇聯機器製造百科全書]第二卷增編而成的,故[蘇聯機器製造百科全書]第二卷的中譯本即以本書代替。

本書第一版於1951年出版,主編者為技術科學博士薩威林(M. A. Саверин)教授;第二版於1953年出版,由於薩威林教授的逝世,改由技術科學博士阿切爾康(Н. С. Ачеркан)教授主編。

原書是蘇聯機械零件方面的權威著作,對於機械零件範圍所涉及的問題都有述及,資料不但豐富而且都是最新的。書中列有機械零件計算及設計時所需的各種公式、數據並附有許多圖表,主要章節之後還附有示範的設計舉例。

因為本書篇幅較大,故分成幾部分出版,上卷分為三冊出版,此書為第一分冊,包括不可拆連接及可拆連接。

本書由許鎮宇同志統一校閱,並承謝寶瑛同志審閱。

本書的讀者對象為機械設計師,工程技術人員,並可作為高等工業學校的教學參考書。

蘇聯 Н. С. Ачеркан 主編 'Детали машин' (Машгиз 1953 年第二版)

* * *

NO. 0944

1956 年 7 月 第一版 1956 年 7 月 第一版 第一次印刷

787×1092 1/16 字數 380 千字 印張 12 7/8 00,001—10,000 冊

機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第 008 號

定價(10) 2.00 元

圓柱鍵 Цилиндрическая шпонка
 圓錐鍵 Коническая шпонка
 圓錐度 Конусность
 圓形螺紋 Круглая резьба
 圓錐小直徑 Малый диаметр конуса
 圓錐螺紋 Коническая резьба
 圓角 Закругление
 圓錐計算長度 Расчетная длина конуса
 圓柱螺紋 Цилиндрические резьбы
 鉛的 Свинцовый
 載重螺旋 Грузовый винт
 電爐 Электрическая печь
 萬向接頭 Карданное сочленение
 傳溫率 Температуропроводность
 暖氣系統 Систем отопления
 補助圓柱表面 Вспомогательная цилиндрическая поверхность
 預先位移 Предварительное смещение
 十四畫
 漸開線連接 Эвольвентное соединение
 裝配 Сборка
 銅 Медь
 適應性 Приспособленность
 截錐頭帶頭鉚釘 Заклепка с конической головка и подголовком
 截錐頭鉚釘 Заклепка с конической головка
 滾壓 Накатка
 滾製螺紋 Накатанная резьба
 滾動摩擦 Трение качения
 滾動摩擦係數 Коэффициент трения качения
 高拉羅維奇迴轉粘度計 Ротационного вискозиметр воларовича
 高拉羅維奇毛細管粘度計 Капиллярного вискозиметр воларовича
 碳鋼 Углеродистая сталь
 實際接觸面積 Фактическое площадь соприкосновения
 實際平均比壓 Фактическое среднее удельное давление
 精度 Точность
 精裝配 Точная сборка
 輕合金 Легкий сплав
 輕壓配合 Легкопрессовая посадка
 對中 Центрирование
 對頂螺母 Контрайка
 對稱循環 Симметричный цикл
 鉸製孔 Отверстие из-под развертки
 鉸鏈螺栓 Болты откидные
 鉸 Развертывание
 鉸刀 Развертка
 銑 Кернение
 銑齒機 Зубофрезерный станок
 氬弧銲接 Аргонодуговая

熔劑 Флюс
 蒸汽機 Паровая машина
 管子 Труба
 慣性載荷 Инерционная нагрузка
 棒舌 Усик
 墊圈 Шайба
 境界摩擦圖 Граничное трение
 槓桿壓力機 Рычажный пресс
 滲碳 Цементация
 試驗壓力 Пробное давление
 端鍵 Торцевая шпонка
 潤滑油 Смазка масло
 十五畫
 鋁 Алюминий
 鋁合金 Алюминиевые сплавы
 銷釘 Штифт
 調節,調整 Регулирование
 調整的階段性 Ступенчатость регулировки
 模鍛 Штамповка
 模數 Модуль
 彈性變形 Деформации упругие
 彈性模數 Модуль упругости
 銳角螺紋 Остроугольная резьба
 銳角截形的高度 Высота остроугольного профиля
 衝擊 Удар
 衝擊韌性 Ударная вязкость
 衝擊載荷 Ударная нагрузка
 槽 Паз
 槽 Шлиц
 槽溝 Канавка
 鉀條 Электрод
 鉀脚 Катет шва
 鉀接,鉀接接頭 Сварные соединения
 輪穀 Ступица
 輪廓 Профиль
 輪廓角 Угол профиля
 輪胎 Шина
 標準 Нормаль
 標準棒料 Калиброванный прут
 標準金屬絲 Калиброванная проволока
 標準絲錐 Нормальный метчик
 齒 Зуб
 齒厚 Толщина зуба
 齒溝寬 Ширина впадин
 齒條的原始齒形 Исходный контур рейки
 齒溝 Впадина
 熱處理 Термообработка
 熱衝,熱模鍛 Горячая штамповка
 熱處理 Термическая обработка
 熱配合 Горячая посадка

緊密性 Плотность
 緊連接 Напряженное соединение
 緊度 Напряженность
 緊配合連接 Соединение деталей гарантированным натягом
 緊密接縫 Плотный шов
 緊密性 Герметичность
 摩擦鍵 Фрикционная шпонка
 摩擦係數 Коэффициент трения
 摩擦角 Угол трения
 摩擦 Трение
 摩擦力 Сила трение
 橫向載荷 Поперечная нагрузка
 橫斷面 Поперечное сечение
 盤形聯軸節 Дисковые муфты
 輪廓半角 Половина угла профиля
 熟亞麻油 Вареное льняное масло
 節圓 Делительная окружность
 震動 Вибрация
 線膨脹係數 Коэффициент линейного расширения
 駕駛盤螺旋 Штурвальный винт

十六畫

錐角 Угол конуса
 錐形連接 Конические соединения
 機體, 外殼 Корпус
 靜配合 Неподвижная посадка
 靜摩擦綜合定律 Обобщенный закон трения покоя
 靜載荷 Статическая нагрузка
 磨削 Шлифование
 彈性螺栓 Упругий болт
 彈簧墊圈 Пружинная шайба
 彈性係數 Модуль упругости
 鋼板 Листовая сталь
 機械化 Механизация
 鎚 Молоток
 鋸齒形螺紋 Упорная резьба
 導鍵 Направляющая шпонка
 選擇配合 Выбранная посадка
 膨脹係數 Коэффициент расширения
 變向載荷 Знакопеременная нагрузка

十七畫

環扣 Петля
 環首螺釘 Рым-болты
 鍵 Шпонка
 鍵連接 Шпоночные соединения
 鎖扣螺紋 Замковая резьба
 鎖緊(力) Затяжка
 邊長 Длина сторон
 邊, 稜 Грань
 壓入 Запрессовка

壓配合 Прессовая посадка
 壓出 Выпрессовка
 壓製 Пресование
 壓力角 Угол давления
 壓應力 Напряжение сжатия
 螺紋 резьба
 螺距 Шаг
 螺旋副 Резбовое пары
 螺紋尾 Сбег
 螺母孔 Отверстие гаек
 螺母 Гайка
 螺栓 Болт
 螺母軸 Гайка-валик
 螺絲起子 Отвертка
 螺紋導程角 Угол подъема резьбы
 螺栓連接 Болтовые соединения
 螺旋壓力機 Винтовой пресс
 螺紋谷 Впадина резьбы
 螺紋外直徑 Наружный диаметр резьбы
 螺紋內直徑 Внутренний диаметр резьбы
 擦傷 Задир
 應力集中 Концентрация напряжений
 翼形螺母 Барашковая гайка
 鎂合金 Магниеые сплавы

十八畫

轉動 Проворачивание
 轉塔車床 Революционный станок
 轉距 Крутящий момент
 雙舌止動墊圈 Шайба стопорная с двумя лапками
 雙排搭接 Двухрядные внахлестку
 雙排雙蓋板對接 Двухрядный встык с двусторонними накладками
 雙帽螺栓 Болт-шпилька
 斷口 Излом
 臨界厚度 Критическая толщина

二十畫

鐘錶軸承的摩擦 Трение в часовых опорах
 鐘錶螺紋 Часовая резьба
 攔住, 卡住 Заедание

二十二畫

鑄鐵件 Чугунное литье
 變形 Деформация

二十三畫

纖維製環 Фибровое кольцо

二十六畫

鑽桿 Бурильная труба
 鑽削 Сверление
 鑽床 Сверлильный станок
 鑽孔 Сверленное отверстие
 鑽孔深度 Глубина сверления

序

第十九次黨代表大會關於蘇聯五年計劃發展的決議指出：「決定以高速度發展機器製造業作為蘇聯國民經濟各部門中強大的新技術的推進基礎。」

為了爭取減輕機器的重量、減小機器的外型尺寸、增加機器的使用可靠性、經濟性和耐久性，就需要採用能計入零件使用時具體條件的先進計算方法。

科學的、有根據的機械零件計算常常是一種比較繁重的工作，但這樣所設計的機器就可能不致有過大的強度及剛度的安全係數，也就是可以用最低的材料損耗來製成機器。

由於機械零件計算知識的提高，很多近似的經驗公式已被那些計入了能引起全部或重要影響因素的計算公式所代替。

「機械零件計算和設計資料彙集」第二版的發刊，是為爭取繼續發展蘇維埃機器製造的技術改進事業而服務。

當準備再版「機械零件計算和設計資料彙集」（根據「機器製造百科全書」第二卷）的時候，曾根據讀者所指出的錯誤以及在本書校閱過程中所提出的意見做了修訂。

出版社收到設計機關、工廠設計處、科學研究院和高等學校教研室所提出的批評意見和要求，在編輯時大部分都加以考慮過。由於需要在盡可能最短的時間內將書出版，因此在彙集中未能做到大力的修改，致使有些要求未能得到滿足。

發表在我們出版物中的「齒輪和蝸桿傳動」這篇文章引起了中央工藝及機器製造研究所（ЦНИИТМАШ）工作人員們的嚴厲批評〔參看波洛次基（М.С. Полоцкий）和克斯揚（Я. Г. Кистьян）在1952年蘇聯科學院技術科學研究所的第十一卷工程論文集上所發表的文章和1952年蘇聯科學院通報第八、九兩期中技術科學研究所發表的文章以及於1953年在同一雜誌第二期中阿·依·彼得羅雪維契（А.И. Петрусевич）的答覆〕。不過關於創造一個嚴格的、有科學根據的同時可在設計工作中運用方便的齒輪傳動計算方法問題的爭論一時尚不能完結，而彼得羅雪維契的方法却得到許多機關以及在齒輪傳動學術上聞名的學者和專家們的支持。因此又把彼得羅雪維契制定的計算方法，經作者又作了一些修正刊入本書。為了簡化這一方法的使用起見，在齒輪和蝸桿傳動兩章中補充了一些表格、計算線圖和一些公式，這些在實際計算齒輪傳動時對縮短時間及減少錯誤將有很大幫助。

阿切爾康

基本符號表

α_u ——比衝擊韌性，用切口試樣（公斤·公尺/公分 ² 、公斤·公分/公分 ² ）	σ ——法向應力（公斤/公分 ² 、公斤/公厘 ² ）
d, D ——直徑（公分、公厘）	σ_H ——名義法向應力
E ——縱向彈性模數（公斤/公分 ² ）	σ_t ——應力強度
F ——橫斷面積（公分 ² ）	$[\sigma]$ ——許用法向應力
G ——剪切模數（公斤/公分 ² ）	$[\sigma]_p$ ——許用拉應力
h, b ——長方形斷面的零件的尺寸，相當於高與寬（公分、公厘）	$[\sigma]_{c\kappa}$ ——許用壓應力
J, I ——斷面的軸慣矩（公分 ⁴ ）	$[\sigma]_u$ ——許用彎曲應力
I_p ——斷面的極慣矩（公分 ⁴ ）	σ_B ——強度限（瞬時阻力）
i ——斷面的慣性半徑（公分）	σ_{Bp} ——拉伸時的強度限
$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1\kappa}}$ ——法向應力變化時的有效應力集中係數	$\sigma_{Bc\kappa}$ ——壓縮時的強度限
$k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1\kappa}}$ ——切向應力變化時的有效應力集中係數	σ_{Bu} ——彎曲時的強度限
l, L ——長度、跨度（公分）	σ_T ——屈服限（公斤/公厘 ² 、公斤/公分 ² ）
M ——彎矩（公斤·公分、噸·公尺）	$\sigma_{0.2}$ ——0.2%許可塑性變形時的屈服限
M_κ ——扭矩（公斤·公分、噸·公尺）	σ_{-1} ——對稱循環時的彎曲耐久限（公斤/公分 ² 、公斤/公厘 ² ）
N ——轉數	σ_{-1p} ——對稱循環時的拉壓耐久限
n ——強度的安全係數， n_v ——穩定性的安全係數	σ_0 ——脈動循環時的彎曲耐久限
P ——集中的力、外載荷（公斤、噸）	σ_{0c} ——脈動循環時的壓縮耐久限
$P_{\kappa p}$ ——臨界的力、臨界載荷（公斤、噸）	$\sigma_{-1\kappa}$ ——對稱循環而有集中應力時的彎曲耐久限
r, ρ, R ——力臂、半徑（公分、公厘）	$\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ ——循環的最大應力
S ——面積的靜矩（公分 ³ ）	$\sigma_{\min}, \tau_{\min}$ ——循環的最小應力
T ——時間、期間、動能（公斤·公分、公斤·公尺）	$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ ——循環的平均應力
U ——變形的勢能（公斤·公分、公斤·公尺）	$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ ——循環的應力振幅
W ——彎曲時斷面的阻力矩（公分 ³ ）	σ_{rA} ——蠕變限
W_p ——極阻力矩（公分 ³ ）	σ_{nu} ——比例限
x, y, z ——所考慮的點的坐標，坐標軸的符號	$\sigma_{\partial A}$ ——持久強度限
$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_H}$ ——在彈性限以內的法向應力集中係數	σ_p ——彈性限
$\alpha_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_H}$ ——在彈性限以內的切向應力集中係數	τ ——切向應力（公斤/公分 ² 、公斤/公厘 ² ）
θ ——質量的惰矩（公斤·公分·秒 ² ）	τ_H ——名義切向應力
μ ——波松係數	$[\tau]$ ——許用切向應力
	$[\tau]_p$ ——許用剪應力
	$[\tau]_\kappa$ ——許用扭應力
	τ_B ——扭轉時的強度限
	τ_{Bcp} ——剪切時的強度限
	τ_T ——剪切時的屈服限
	τ_{-1} ——對稱循環時的扭剪耐久限

目 次

序	5
基本符號表	7
摩擦〔技術科學博士克拉格爾斯基(И. В. Крагельский)教授〕	1
概論	1
摩擦種類	1
滑動摩擦	2
乾摩擦	2
境界摩擦	6
液體摩擦〔技術科學候補博士謝德羅夫著(Щедров)〕	6
液體摩擦的流體動力學理論基礎(謝德羅夫)	9
圓柱體滑動軸承的原理(謝德羅夫)	9
用機械方法減低物體在給定方向的滑動摩擦力	11
滾動摩擦(轉動阻力)	12
摩擦係數	12
閘和摩擦裝置中的摩擦	12
活塞、填料箱和滑閘的摩擦	15
金屬切削時的摩擦	15
金屬塑性變形時的摩擦	16
緊配合零件的摩擦	17
螺栓連接和鉚釘連接中的摩擦	18
摩擦自動聯接器中的摩擦	18
鐵路列車、汽車、拖拉機和滑軌拖車的車輪的滑動 摩擦和滾動摩擦	18
純金屬的摩擦	20
石墨零件的摩擦	21
鐘錶軸承的摩擦	22
參考文獻	23

不可拆卸的連接

鉚釘連接〔技術科學博士尼古拉耶夫(Г. А. Николаев)教授〕	25
概論	25
鉚釘的各種式樣	25
鉚釘連接的標準元件	25
強固鉚接縫的許用應力	28
強固鉚接縫的基本式樣及其強度計算	29
強密接縫的強度計算	32
鉚-鉗連接	34
鉚釘連接的強度計算舉例	34
參考文獻	35
鉗接〔技術科學博士尼古拉耶夫(Г. А. Николаев)教授〕	36
概論	36

許用應力	36
鉗接接頭的類型及強度計算	38
電弧鉗的對接	38
電弧鉗的搭接	38
T形接頭和角接頭	39
切口鉗接頭和塞鉗接頭	40
電弧鉗的蓋鉗接頭	40
氣鉗和氬弧鉗的接頭	41
接觸鉗接頭	41
在彎曲力及複雜抗力作用下接頭的強度計算	42
鉗接接頭的強度計算舉例	44
鉗接接頭的標準元件	45
參考文獻	51
緊配合連接〔技術科學博士薩威林(М. А. Савелин)及技術科學候補博士薩威林(М. М. Савелин)〕	52
A型連接	52
配合零件的粘著效果及其評定	53
配合表面的不平度與連接的強度	55
連接的強度和配合零件的變形	56
配合表面的潤滑影響	59
緊配合的計算公式	60
結構上的說明	63
B型連接	64
參考文獻	65

可拆卸的連接

概論〔技術科學博士哥羅傑茲基(И. Е. Городецкий)教授〕	67
標準直徑	67
圓柱螺紋	67
螺紋要素的定義	67
圓柱螺紋的基本參數	68
圓錐螺紋	79
基本概念及定義	79
圓錐螺紋要素的定義	79
圓錐螺紋的類型	80
光滑圓錐的連接	81
螺紋的標準要素	83
螺紋連接〔技術科學博士薩威林(М. А. Савелин)及技術科學候補博士薩威林(М. М. Савелин)〕	100
概論	100

螺栓連接的基本類型.....	100	強度的計算.....	171
螺栓連接的計算公式.....	100	公差與配合.....	171
靜載荷時的連接強度.....	100	多槽連接的標準元件.....	173
變載荷及衝擊載荷時的連接強度.....	104	參考文獻	182
螺栓連接中的溫度應力.....	105	楔連接〔波茲德尼雅可夫(С.Н. Поздняков)	
螺紋製品的結構形式及其對強度和連接耐久性的		副教授〕	183
影響.....	107	楔連接的結構.....	183
螺栓組的計算.....	111	楔連接中的力.....	184
制止螺紋連接自動鬆動的方法(鎖緊裝置).....	116	楔連接各部分的強度計算.....	184
螺紋製品的材料及其製造方法。許用應力.....	120	銷釘.....	185
螺紋連接的標準元件.....	124	銷釘的標準元件.....	186
參考文獻	158	無鍵連接〔技術科學候補博士伯羅維奇(Л.С. Борович)	
鍵連接〔波茲德尼雅可夫(С. Н. Поздняков)		概論.....	188
副教授〕.....	159	連接元件的幾何學.....	188
鍵的式樣.....	159	製造軸和輪轂的主要工藝程序.....	190
鍵的計算.....	160	連接元件的強度計算.....	190
鍵的材料和許用應力.....	162	方軸連接.....	192
鍵連接的公差與配合.....	162	參考文獻	192
鍵連接的標準元件.....	163	中俄名詞對照表	1
多槽連接〔技術科學候補博士馬澤林(А.Д. Мазырин)〕.....	169		
連接的類型, 幾何學和主要的參數.....	169		

摩 擦

概 論

摩 擦 種 類

兩個相接觸的物體有相對移動時，在它們的接觸平面間所發生的抵抗，稱為摩擦。與作用力的方向相反的抵抗力，稱為摩擦力。

按照位移的大小及其與作用力的關係，摩擦力可區分為：a)動摩擦力；б)非全部靜止摩擦力；和 B)全部靜止摩擦力，通常稱為靜摩擦力。

動摩擦力是相當於很大的而不可逆的相對移動時的摩擦力，相對移動的大小不決定於作用力；當等速運動時，作用力和運動的摩擦力互相平衡。

非全部靜止摩擦力是相當於很小部分可逆的相對移動時的摩擦力，相對移動的大小與作用力成正比例。與非全部靜止摩擦力所對應的位移，稱為預先位移。預先位移是用公忽來測量的，所以通常不可能用眼睛來觀察。在這種情形下，產生預先位移的作用力與非全部靜止摩擦力互相平衡，並且物體是處於靜止狀態。非全部靜止摩擦力與其作用力有關，並且它要隨作用力的增大而由零變至某一最大值，在最大值時的摩擦力，稱為靜摩擦力。在這種情形下，預先位移就轉變成為相對位移。

按照相對移動的運動學特性，摩擦力又可區分為以下幾種：

a)滑動摩擦是一個物體上的某些點接連不斷地與另一物體的許多點相接觸時，所產生的摩擦。

б)滾動摩擦是一個物體上一個點接着一個點與另一物體上一個點接着一個點依次相接觸時所產生的摩擦，這時一個物體相對另一物體的瞬時轉動軸線通過它們的一個接觸點。

B)捲動摩擦是分佈在兩個物體的接觸平面中的所有點，要描繪出圓心在捲動軸線的同心圓時所產生的摩擦。

捲動摩擦是滑動摩擦的另一種形式。

以上所列舉的定義，是表明理想物體的摩擦特性。對於真正的有變形的物體，其接觸不是以點接觸而是以面接觸。

圖 1 表示兩個物體在各種形式相對運動時的運動條件圖解。

一種摩擦往往還要伴隨着另一種摩擦，例如滾動的同時要發生滑動(滾動及滑動)。

按照摩擦物體表面的潤滑情形，摩擦可以分為：

a)純摩擦是發生在無吸附薄膜或化合物的表面上的摩擦；它的形成是當脆弱的薄膜在相當大的塑性變形下破裂後而露出純粹的表面時所構成的摩擦；純摩擦常伴隨着兩表面的相吸，並構成冷銲現象的橋梁。

б)乾摩擦是發生在沒有潤滑物質和污穢物的表面間的摩擦；常常稱為無潤滑表面的摩擦(這是一個不足推薦的術語)。

B)境界摩擦是被厚度不大的潤滑油膜(0.1公忽或更小)所分開的表面間的摩擦。這油膜具有特殊的性質，但不同於具有體積性質的潤滑油，它的性質與摩擦表面的性質和狀態有關。境界油膜具有層狀的構造。境界油膜是以其分子活躍的端部牢附在金屬上，如同絨毛一樣。境界油膜在相當高的溫度下(接近 200°C)和金屬產生具有潤滑性質的化合物(хемосорбция)。

г)液體摩擦是發生在完全為液體所分隔的兩表面間的摩擦，外部的壓力將因特殊形狀的縫隙而為運動着的粘性液體層所承受。

д)半乾摩擦是同時具有境界摩擦和乾摩擦的混合摩擦。

е)半液體摩擦是同時具有液體摩擦和境界摩擦或液體摩擦和乾摩擦的混合摩擦。

摩擦力是作用在兩相互作用的物體表面的公共切線上，而其方向永遠與相對移動速度(對於其中的每一個物體)的方向相反。任何的摩擦力是與物體形狀變化相關的，但不是與物體表面層的可見形狀變化相關，而是與物體局限於表面層的顯微形狀變化相關。

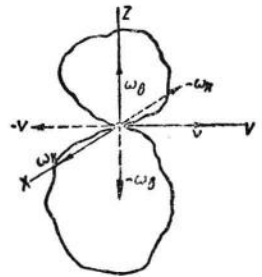


圖 1 兩個物體在各種形式的相對運動時的運動圖解：

當 $\omega_B=0, \omega_K=0, v \neq 0$ 是滑動；
當 $\omega_B=0, \omega_K \neq 0, v=0$ 是滾動；
當 $\omega_B \neq 0, \omega_K=0, v=0$ 是轉動；
圖中 ω_B 是繞 Z 軸的瞬時角速度； ω_K 是繞 X 軸的瞬時角速度； v 是瞬時的直線速度。

滑 動 摩 擦

乾 摩 擦

如果我們詳細地來分析摩擦副的現象，那麼就可以發現隨着切線作用力的增大，表面開始發生了用眼睛觀察不出的由 0.1 公忽到幾個公忽的預先位移，但是當作用力達到了一定的數值時，就在一瞬間開始了滑動。

如果在某一時間內，兩個摩擦表面是相對靜止的，則由於持續的靜止接觸，摩擦力的數值將要增大[13]、[27]，並且對於某些摩擦副來說，可以達到相當大的數值。

如果使兩表面緩慢的相對滑動，則在一般機械物體具有彈性的情形下，就不能實現平穩的滑動，而產生跳躍運動（摩擦時的跳躍）[15]。

跳躍是在因兩表面的持續靜止接觸而使摩擦係數 f 增大的情況下或者是在滑動速度增大而使摩擦力減小的情形下發生的[20]。

由摩擦而生出的熱量，最初只局限在接觸的微小表面上，這熱量可引起局部的發熱而達到使摩擦副中的一個發生熔化的溫度。接觸處的溫度決定於熱量產生的速度與散熱速度之間的關係。

當一個粗糙的平面在一個光滑的平面上滑動時，在粗糙表面上的凸出處的溫度，可以用下面的依拉爾 (Erep) 公式來計算[35]：

$$\vartheta = \frac{1.064 q l \sqrt{\alpha_1}}{1.125 \lambda_2 \sqrt{\alpha_1 + \lambda_1 \nu}},$$

對於速度相當大的摩擦副：

$$\vartheta = 1.064 \frac{f p}{\lambda_1} \sqrt{\nu \alpha_1},$$

式中 q ——比摩擦功率，等於比壓 p (公斤/公分²) 與速度 ν (公分/秒) 和摩擦係數 f 的乘積； α_1 ——光滑表面的傳溫率 (公分²/秒)； λ_1 ——光滑表面的傳熱率 (公斤·公分/公分·秒·度)； α_2 和 λ_2 ——粗糙表面的傳溫率和傳熱率； $2l$ ——正方形的邊長 (公分)，假使它們的接觸面積是正方形的話。

摩擦的根源是兩接觸相壓物體間在個別接觸點上所發生的阻力。無論表面如何光滑，它們的接觸總是發生在個別的接觸點上。而接觸的總面積，不過是摩擦物體接觸橢圓面的一微小部分而已。僅在液體摩擦的情況下，由於液體層的存在，接觸才最完全[9]。

在個別接觸點上，阻力的發生是由於克服所產生的機械結合力和決定兩物體相互吸引的分子相互作用力而起的。

機械結合力之所以產生，是因為即或輕微的載荷，由於接觸面相當小，所產生的單位面積的壓力 (比壓) 也非常之大的緣故。

在這樣的壓力影響下，材料將發生互相侵入的現象，當有切向移動時，表面不是產生擦傷就是使侵入的材料發生剝離。由此而形成的材料分子隨其大小之不同或在摩擦物體間滑動而起「微小刀具」的作用，或在其中滾動。在侵入量不大時，也產生材料的彈性排擠現象。

發生在接觸微面上的強烈變形，可使其薄表層發熱。上面所說的材料互相侵入的深度大約在 1—5 公忽的範圍內；在極大的載荷下，可達到 20—40 公忽。

分子的吸引力是發生在兩個在按正常晶格距離排列的平面間。由於凸出處的外形複雜，在垂直於接觸面方向的相互吸引力將於其公共接觸面內產生一切線分力。克服這個阻力，就構成摩擦力本身的分子分力。在充分接近而無外在薄膜時，將使凸出處發生冷鐸現象；以後更引向機械性質的破壞。

因此摩擦是一個複雜的現象，對於一對摩擦副來說，決不可能用一個與外界情況無關的不變係數來表示。摩擦係數是與外界情形有關的，因為分子的相互作用和表面層的強度是由表面層的本質來決定的；而表面層的性質又是由外界的情況來決定的。

物質表面層的物理性質與其內層有所不同。

金屬的表面可在利那間 (百分之幾秒) 生成能迅速改變它的摩擦係數的氧化物薄膜和各種物質的薄膜；這些薄膜與金屬的結合極其牢固，並且時間愈久愈增長，能以改變物體表面的機械性質。

一切拋光了的金屬表面，大部分消失了它的結晶組織，而由破碎了的碎小晶體所組成，因此具有非結晶的性質。

在金屬表面所生成的氧化膜通常要降低金屬的硬度 (相反的在鋁上所生的氧化膜要增加它的硬度)。

表面的硬度也因機械加工 (如加工硬化)、摩擦和磨損等原因而改變。

因為這個緣故，確定摩擦係數與材料的物理和機械性質的關係是有很大的困難的，至於表面粗度、載荷和表面形狀的影響如何運用於靜摩擦的情況下，則是可以計算的。摩擦係數的計算方法在於總計各個微面積上的分子摩擦力 $\tau_{\text{分子}}$ 和機械摩擦力 $\tau_{\text{機械}}$ ，這些摩擦力的總和為：

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

這就是按一般定義所說的摩擦力。

但應當區分的是：

a) 名義接觸面積(幾何學的) S_n , 即摩擦物體的接觸外廓所描出的面積, 和

б) 實際的接觸面積(物理的) S_{ϕ} , 即接觸物體的實際接觸面積(很小的)的總和; 同樣應當區分的是名義平均比壓 p_n 和實際平均比壓 p_{ϕ} :

$$p_n = \frac{P}{S_n}; \quad p_{\phi} = \frac{P}{S_{\phi}},$$

式中 P ——接觸處的載荷。

對於光滑的球形表面和圓柱形表面, 在接觸時其實際的接觸面積和載荷的關係可由賀爾滋(Герц)和別遼耶夫(Беляев)公式來確定(參閱本書上卷第二分冊第57頁)。

兩個平面互相接觸時, 實際接觸面積和載荷的關係可由下面的經驗公式來表示; 這公式適用於相當大的載荷:

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

對於拋光、車光、加工硬化和退火的表面, 指數 n 是不變的; 對於銅類物質 n 的數值是 0.6。係數 ν 和表面的硬度、粗度有關。在粗度和硬度增大時, 係數 ν 就要減小。

已經明確了實際比壓的平均值, 約等於材料的硬度數值或者超越它一兩倍; 由此可見, 在相當巨大的載荷下, 當名義比壓是硬度的 $\frac{1}{100}$ 時, 只有 $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{200}$ 的面積承受載荷。

甚至在巨大的載荷下, 也只有 30~80% 的接觸點發生彈性的變形。

靜摩擦的綜合定律 因為摩擦力是由接觸點的比壓來確定的, 所以在不同接觸點處的微摩擦力的數值也各不相同。

比摩擦力(實際接觸單位面積的摩擦力)與比壓的關係, 可以用所謂基本的摩擦定律來表示。

分子間的互作用力, 可以按照傑拉琴(Дерягин)公式求出:

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

式中 A_0 ——分子的粘着性, 即接觸點由於分子吸引力而產生的附加比壓; p ——比壓; f_n ——分子粗度係數。

另一方面, 對於機械結合力在各個微面積上的剪切切線應力可以由下面公式來表示:

$$\tau_c = \tau_{c0} + k p,$$

式中 τ_{c0} ——在沒有壓力的情況下的抗剪強度限; k ——壓力與抗剪強度限的比例係數。

因此在上述兩種的情形下, 摩擦的基本定律可以用一個直線方程式來表示:

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

分子摩擦力與機械摩擦力的比例可以認為是不變的, 因此各個微面積上所發生的摩擦力的總和有以下形式[18]:

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

公式(1)所表示的關係是乾摩擦的綜合定律。應該合理地來區分代表摩擦力與載荷之比($f = \frac{T}{P}$)的摩擦係數 f , 和與摩擦副的機械及物理性質有關的摩擦常數 α 和 β 。

摩擦係數可用下面的總和來表示:

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

對於已知的摩擦副來說, 公式中的第二項是個不變值; 而第一項(阿蒙頓定律 $T = fP$ 的修正數)則決定於 $\frac{S_{\phi}}{P}$ 的比值。而此比值為接觸物體的幾何形狀、波度、粗度和彈性性質所決定。

用實際接觸面積 S_{ϕ} 來表示摩擦係數很不方便, 因此可用賀爾滋和別遼耶夫公式根據載荷和材料的物理及機械性質來表示實際接觸面積。

對於球面與平面相接觸時的摩擦係數為:

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

對於圓柱面與平面相接觸時的摩擦係數為:

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

對於平面與平面相接觸時的摩擦係數為:

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

式中對於各種不同的材料, n 的數值變化範圍由 0.5 到 0.3。

在一切情況下, 對於塑性接觸的摩擦係數:

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

顯然, 公式(2)中的第一項是表示對阿蒙頓定律修正的數值, 對於載荷輕微以及光滑而無外附薄膜的表面具有相當大的數值; 因為表面的粗度愈小(即表面愈光), 其實際接觸的面積愈大; 表面外附薄膜的厚度愈小, 則分子粘着性愈大, 因此係數 α 的數值也愈大。

實際上, 接觸帶有彈性和塑性的混合性質。為了破

壤兩個相互侵入的接觸着的面所必需的力，決定於載荷的作用速度和滑動速度，而滑動則為接觸韌性的結果。在另一方面，由於韌性的結果就彷彿對已得出的表面不平整進行了人為的平整作用。由於這個緣故，具有彈性和塑性接觸的表面上，在滑動速度增大時，摩擦力將越過其最大值。

由於兩接觸物體的相互作用的不連續性，將因產生振動的結果而造成能量的消耗，並且伴隨着塑性變形要產生熱量，這熱也要逸散出去。因此滑動摩擦常伴有振動和發熱，有時也有摩擦電現象。由此可見，滑動摩擦是一個複雜的物理現象，認為摩擦只是與載荷成比例的阻力，是極簡化了的觀念；因為在摩擦面上發生了複合的過程，這過程使摩擦力與很多的因素有關。

相對滑動速度對於摩擦係數的影響 相對滑動速度增大時，摩擦係數的數值通常是要越過其最大值[17](圖2)。

摩擦係數與相對速度 v 的關係，可由下面的公式來表示：

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

式中 a, b, c, d —— 與物體的性質和壓力有關的常數。

摩擦係數曲線上最大值的位置與摩擦副的壓力和摩擦副中每個物體的表面硬度有關；物體的表面壓力和硬度愈大，則摩擦係數的最大值愈接近坐標的原點。在某些情形下，摩擦曲線則沒有上升的部分。

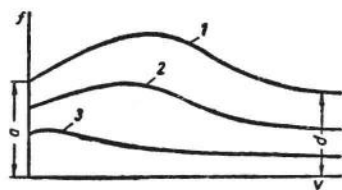


圖2 在各種載荷下摩擦係數 f 與滑動速度 v 的關係：
1—輕載荷；2—中載荷；3—重載荷。

這個可以說明在工程文獻中所遇到的矛盾，例如在皮帶傳動(壓力小和速度低)許多研究者都確認當速度增大時，摩擦係數要增大；並且速度和摩擦係數的關係有下列的形式：

$$f = a + bv$$

式中 a 和 b —— 隨物質不同而異的常數。

按照鐵路車輛(速度高、壓力大)在制車時的情況，在速度增大時，摩擦係數反而要降低。這可以從下面列舉的公式看出來。

法拉可(Франк)公式：

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

式中 v —— 滑動速度(公尺/秒)；對於組成各種摩擦副的金屬的常數 f_0 和 c 的數值為：

摩擦副	f_0	c
鑄鐵—鋼，乾摩擦	0.29	1/25
鋼—鋼	0.29	1/50
鋼—鋼，輕微濕潤	0.24	1/30

表示摩擦係數的公式，如能同時估計到壓力和速度的影響，是有價值的[卡爾法慈斯基和尼考李斯基(Б.Л.Карвацкий и Л.Н.Никольский)公式]。

根據鐵路運輸科學研究所(НИИЖТ)的數據，在車輛制車時的摩擦係數與滑動速度和鑄鐵制車塊上壓力的關係，由卡爾法慈斯基[16]所表示的公式為：

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

式中 P —— 作用在標準鑄鐵制車塊上的載荷(噸)；
 v —— 速度(公里/小時)。

按照尼考李斯基的公式：

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

式中 a, n, c, b —— 由實驗所確定的參數。

軟索經過圓柱體在其橫斷平面中的摩擦 如果兩個摩擦物體中，一個具有堅硬的表面而一個具有柔軟的機械組織(繩、帶、皮帶和鏈等)，對於這種形式的摩擦，完全不能應用阿蒙頓定律 $T = fP$ 和一般的摩擦定律 $f = \alpha \frac{S\phi}{P} + \beta$ 來計算。但是如果將繩子想像地分成很小的線段，就可以認為它是一個堅硬的鏈環，對於這種形式的摩擦而則上述的定律可以應用；並且具有同樣的精確程度。因此由摩擦力 dT 所決定的 AB 線段上的拉力 Q 和 $Q + dQ$ 之差(圖3)應等於：

$$dT = dQ = f dP.$$

應用這個定律，可以導出愛依列耳(Эйлер)公式：

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

在 $Q_1 < Q_2$ 的情形下，這個公式是表示繞在圓柱體上而垂直於其母線的繩索的兩端的拉力關係。

式中 Q_1 和 Q_2 —— 繩索端上的拉力； f —— 繩索與圓柱體間的摩擦係數； ϕ —— 繩索在圓柱體上的包角(弧度)。

公式(3)只適用於由靜止過渡到滑動的情形下(起始移動時)，也就是過渡到整個包圍弧內的摩擦係數達到了最大值的時候(全部靜摩擦力)。

如果 Q_1 力沒有達到使繩索滑動，則公式(3)中在整個包圍弧中的摩擦係數 f 並不是一致的，因為在接近於拉力 Q_2 的一段中非全部靜止摩擦力將獲得發展。

對於皮帶傳動工作，摩擦係數是沿包圍弧而變化的，因此使愛依列耳公式趨於複雜[12]。

從愛依列耳公式可以看出來當 $Q_2 = 0$ 時，拉力 Q_1 也等於零，這是在實際上不常出現的情形，由於這個緣故，在某些情形下，可以應用按照庫倫(Кулон)的基本摩擦定律 $dT = \alpha ds + \beta p ds$ 而加以改變的愛依列耳公式，這得出：

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

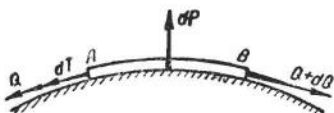


圖3 在粗糙表面上微線段的平衡條件。

軟索經過任意旋轉面時的摩擦 計算通過任意旋轉面的繩索兩端的拉力(圓錐體、雙曲線體等)不能應用愛依列耳公式。這時可以應用米那可夫(Минаков)公式[23]。

對於在其橫斷平面經過上述的旋轉面的繩索兩端的拉力關係是：

$$Q_1 = Q_2 e^k,$$

$$\text{式中 } k = \int_0^\varphi \sqrt{\frac{f^2 - \left(\frac{dr}{dz}\right)^2}{1 + \left(\frac{dr}{dz}\right)^2}} d\alpha;$$

式中 f ——阿蒙頓定律的靜摩擦係數； $r = r(z)$ ——是 AB 母線曲線的方程式(圖4)； φ ——包角。

隨意經過任意旋轉面(凸面)上的繩索兩端的拉力，可以應用公式：

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

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

式中 ds ——微小繩索的長度； R ——通過繩索切線引出的法向斷面的曲率半徑； R_1 ——繩索測量的曲率半徑。

影響摩擦係數的基本因素。

影響乾摩擦係數的各種因素

摩擦副的性質 摩擦副中的一個物體的硬度越小，其摩擦係數 f 越大；相同材料的摩擦係數 f 大於不相

同材料的摩擦係數。

表面附有污膜 對於完全光滑而載荷不大的表面，污膜使摩擦係數 f 降低甚大；對於粗糙而載荷巨大的表面，影響不大。

厚氧化皮 增大摩擦係數 f 。

表面粗度 對於靜摩擦，表面愈粗糙 f 愈小；當二表面相對滑動時， f 要經過一最小值。

壓力 與支撐面的曲率性質有關， f 或經過最大值或者降低。對於硬而不甚光滑的表面， f 通常要降低。

表面尺寸 當表面尺寸減小時， f 數值隨之減小；對於尺寸小的表面，降低特別顯著。

在不動接觸的持續時間 f 增大。

溫度 隨機性質的變化，溫度及氧化皮的性質而不同。

相對滑動速度 當滑動速度增大時，滑動摩擦係數要經過一個最大值。壓力愈大和硬度愈高的摩擦副，其最大值愈接近原點。速度不大的滑動， f 要增大。

以下引證一些影響乾摩擦係數的因素如污膜、粗度、壓力等的實驗數據。

污膜和氧化皮的厚度對於鋼和銅的摩擦係數的影響，如圖5所示。由圖可知當氧化皮的厚度增大時，摩擦係數要經過一最小值。圖中所示的點線，是厚度由2到10公忽時的摩擦係數的數值。

三個 LIX15 號鋼的球形支脚與平面摩擦時，其表面粗度對於靜摩擦係數的影響如圖6所示。比壓的數據是根據賀爾滋和別達耶夫公式(接觸面用活性炭粉仔細地清潔過)。

當表面粗度增大時，靜摩擦係數隨之減小；當滑動時，摩擦係數要經過一最小值。

三個 LIX15 號鋼的球形支脚與平面的摩擦，其壓力與摩擦係數的關係如圖7所示(用活性炭粉仔細地清潔過)[19]。

對於很光滑的平面 f 要經過一個最大值；對於粗糙的表面 f 要降低。

壓力與摩擦係數在試驗過程中的差別，主要決定於支承表面的曲線的不同性質。對於光滑的表面，其實際接觸面積 S_ϕ 與 P 的比值要經過一最大值；對於粗糙的表面， f 只是減小。

三個直徑不同的 LIX15 號鋼的球形支脚在不變載荷 645 克下與平面摩擦時，其表面尺寸對於摩擦係

● 如果物體是塑性接觸，則粗度、壓力和表面尺寸對於摩擦係數 f 沒有影響。

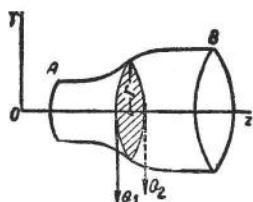


圖4 包圍任意旋轉面體的橫斷面的繩索平衡圖。

數的影響，如圖 8 所示。在尺寸小的表面的範圍內， f 數值的變化特別巨大。

滑動速度對於一些摩擦物質的摩擦係數的影響如圖 9 所示。

因對計算上述因素影響的解析關係所知不足，所以目前在工程的計算中求摩擦力的大小，除了計算壓力外常常忽略其他的各因素；並且認為摩擦力是與垂直壓力成正比的： $T=fP$ ；比例係數 f 可以從有關的表格上查到。

有關表格中所列的摩擦係數未計入上述的各因素；所以它的數值常常因為研究者的不同而不同，這也說明了計算數值與實際數值常常發生很大的分歧的原因。

境界摩擦

在固體的表面上常有由空氣吸附的各種外界物質的薄膜。這些單分子的或多分子的薄膜通常是由氧分子、水和其它存於空氣混合物中的物質分子所構成的。在表面上所構成的薄膜可以吸收分子間的相互作用力（在代表比摩擦力和比壓的關係的方程式中的常數 α ，參看第 3 頁），因此摩擦係數得以減低。

氧化皮對於摩擦係數的影響，可由下列的數據來說明：

摩擦副，鋼—鋼：	摩擦係數
光潔表面	0.78
有薄膜的表面	0.27
摩擦副，銅—銅：	
光潔表面	1.21
有薄膜的表面	0.78

氯化物、磷化物和硫化物的薄膜顯著降低 f ，這對耐擦（或極壓）潤滑油是很重要的。金屬在真空中的摩擦係數，常可達到相當大的數值（參閱 14 表）。

因為在金屬表面上具有極薄而堅強的膜層，致使我們所確定的摩擦係數，在事實上不是金屬本身的摩擦係數，而是它的氧化物的摩擦係數。

為了減低摩擦，應該在表面上塗一層潤滑物質。

X 光的研究和電子繞射的方法，可以確定潤滑與被潤滑物質的分子的相互作用的情形。圖 10 是表示固體和潤滑油膜分子相互作用的圖解。脂肪酸的鏈式分子用它的活躍的端部和晶格相聯，在表面上構成了絨毛。這些絨毛的分佈只有二、三個分子層；再遠些的吸引力變為很薄弱，以致部分的潤滑油具有在絨毛上自由滑動的可能性。通常潤滑油膜的作用機構可以看作是重疊起來的許多紙片的位移，這些紙片彼此很容易地相對滑動〔1〕。

顯然，潤滑油膜愈薄，其摩擦係數也愈大〔28〕。

摩擦係數與雜質膜的厚度的關係如圖 5 所示。

已進行的試驗可確定臨界摩擦力的大小與潤滑油分子重的關係。潤滑油的分子重愈大，則摩擦係數愈小。

實驗的結果如圖 11 所示。因為潤滑油料與金屬發生化合作用產生了金屬質的肥皂，所以常常不能保持其規律性。

實驗明確了在壓力不大的範圍內，當壓力降低時，境界摩擦係數將迅速地上升。

潤滑油的作用，不僅是因潤滑膜彼此滑動而降低摩擦，根據彼畢傑爾（П.А.Резиндер）的研究，指出了潤滑油將透入固體的微承面而迅速地改變了表層的機械性質〔26〕。這樣吸附薄膜降低表面硬度的結果，在相當大的程度上使物質容易發生塑性變形，促進了摩擦副表面的相互跑合過程，而大大改變摩擦係數；並且也是說明在半液體潤滑時，出現金屬表層塑性流動的基本因素。後者的現象，在半液體摩擦理論中得到了數學的推演。

薄層潤滑油不僅對剪切作用發生很大的阻力，而且能够經受巨大的法向壓力。這個阻楔壓力的效果是由傑拉琴（Б.В.Дерягин）和科薩可夫（М.М.Кусаков）指出的。

正如蘇聯學者的研究所指出的，在薄膜的厚度小於 0.2 公忽時，所謂阻楔壓力，即反抗減低其薄膜厚度的壓力，可以達到數千公斤/公分²。

因此潤滑油膜正如保護金屬的外衣。雖然通過油膜也可使金屬損壞，但因為有油膜，它可使粗糙表面平滑，促使壓力的分佈更為均勻及促進金屬的塑性變形，整個說來，可降低表面的摩擦。

敷在硬鋼表面上的薄層的軟金屬（鋁）是種特別的潤滑料（ f 在 0.04~0.06 範圍內）。這種薄膜是為了使摩擦面互相跑合。

液體摩擦

粘度及其求法 粘度和油性是潤滑液體能以產生液體摩擦狀態的基本特性。

液體內部分子相對移動時所遇到的阻力稱為粘度。液體中相鄰液體層相對滑動時的切線反作用力 τ 稱為粘性剪切力或液體摩擦力，可由牛頓定律來確定：

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

式中 μ ——動力粘度係數； S ——剪切面積； $\frac{\partial v}{\partial n}$ ——液體流動方向的垂直線上的速度變化率。數值

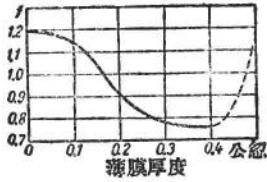


圖5 雜質和氧化物薄膜的厚度對於摩擦副的摩擦係數的影響，銅—銅。

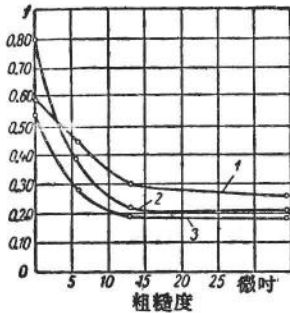


圖6 三個球狀支腳在平面上摩擦時，表面粗糙度對於摩擦係數的影響。表面粗糙度是由偏差平方的平均方根來計算，單位微米。三種載荷的曲線：
1—4500公斤/公分²；2—8500公斤/公分²；3—11000公斤/公分²；ИХ15號鋼。

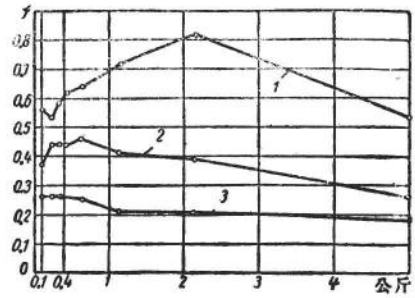


圖7 各種粗糙度不同的材料(ИХ15號鋼)的摩擦係數與載荷的關係。三個球形的支腳對於平面的摩擦：
1—平面粗糙度0.02公忽；2—平面粗糙度0.6公忽；3—平面粗糙度3.5公忽。

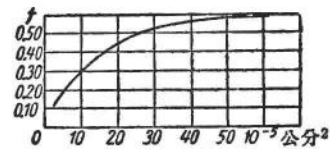


圖8 摩擦係數與接觸面積 S_{ϕ} (按照賀爾滋公式計算)的關係。三個直徑不同的球狀支腳對平面的摩擦 (ИХ15號鋼)。

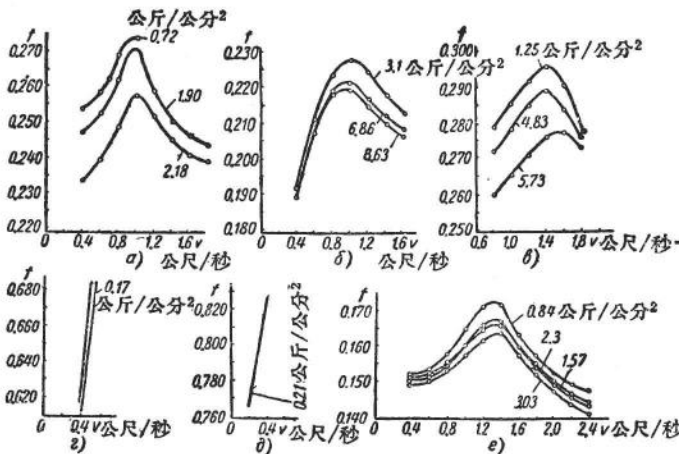


圖9 各種材料的摩擦係數與滑動速度的關係：
а—銅對鑄鐵；б—鋼對鑄鐵；в—橡木對鑄鐵；
г—皮革對鑄鐵；д—橡皮對鑄鐵；е—鑄鐵對鑄鐵。



圖10 潤滑材料的分子和物體表面關係的圖解。

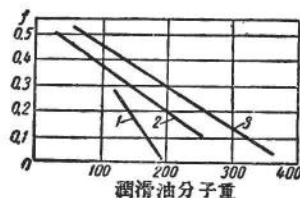


圖11 潤滑材料的分子重和摩擦係數的關係：
1—酸；2—酒精；3—石蠟。

