

51031



機械原理

下 冊

沈 嘉 猷 編 譯



上海中外書局出版

57
3448
12K2

51091

機 械 原 理

下 冊

沈 嘉 猷 編 譯

上 海 中 外 書 局 出 版

印刷者 春明印刷廠
上海新昌路481弄2號

書號: 0026—2 開本: 787×1092, 1/25 印張: 10¹⁸/25
 字數: 200 千字 定價: 一元七角
 1955 年 4 月第一版第一次印刷 印數 0001—1500 冊

內 容 大 要

本書根據 Артоболевский 著 Теория Механизмов и Машии, 及 Кожевников 著 Теория Механизмов и Машии, 兩書編譯而成。

Артоболевский 所著原書業經蘇聯高等教育部文化總管理局批准, 作為機器製造高等學校教科書之用。

Кожевников 所著原書係按照蘇聯高等工業學校機器製造專業教學大綱寫成, 並經蘇聯高等教育部審定, 作為高等學校機器製造專業學生的教材之用。

本下冊分兩篇計十章, 是機械原理中的機構靜力學和動力學兩部份。

目 錄

第三篇 機構靜力學

第十五章 機構中的靜力	1
15—1. 引論	1
15—2. 研究機構靜力學的任務	2
15—3. 作用在機器中的力的分類	2
15—4. 運動副中作用力的決定	4
15—5. 曲柄桿的靜力分析	5
15—6. 蒸汽機機構的靜力分析	5
15—7. 拉桿機構的靜力分析	7
15—8. 利用瞬時中心求靜力法	8
15—9. 利用計算法求靜力	9
習題	11
第十六章 機構中的摩擦	14
16—1. 摩擦的種類	14

16—2. 摩擦定律.....	16
16—3. 滑動副的摩擦.....	19
16—4. 具有間隙的滑動副的摩擦.....	20
16—5. 根據直綫定律對於均佈反力的摩擦計算.....	25
16—6. 斜面.....	30
16—7. 螺旋副和蝸桿傳動中的摩擦.....	33
16—8. 當軸頸與軸承之間存有間隙時，迴轉副的摩擦——摩擦圓.....	35
16—9. 利用摩擦圓來求機構的靜點位置.....	39
16—10. 沒有磨損時，軸頸中的摩擦力.....	42
16—11. 磨損軸頸中的摩擦力.....	45
16—12. 樞軸頸中的摩擦力矩.....	47
16—13. 滾動摩擦.....	50
16—14. 鋼輥與鋼珠軸承中的摩擦.....	52
16—15. 幾種實用機構舉例.....	57
16—16. 韌帶機構的摩擦.....	60
16—17. 摩擦係數.....	61
習題.....	62

第十七章 潤滑表面的摩擦.....65

17—1. 液體摩擦.....	65
17—2. 絕對與相對黏度.....	67
17—3. 摩擦表面中液層的形成.....	69
17—4. 液體潤滑劑在摩擦表面間隙中的運動公式.....	71
17—5. 所得結果的應用.....	75
17—6. 在無限長而又潤滑的軸頸中的摩擦.....	78

17—7. 軸頸油層的壓力分佈.....	84
----------------------	----

第十八章 機構中的慣性力89

18—1. 引論.....	89
18—2. 慣性力計算的基本原理.....	90
18—3. 連桿中慣性力的決定.....	93
18—4. 迴轉曲柄慣性力的決定.....	94
18—5. 四桿機構的慣性力分析.....	97
18—6. 用質量代替法決定慣性力.....	102
18—7. 引擎機構的慣性力計算.....	106
18—8. 凸輪機構的慣性力計算.....	109
18—9. 用計算法求慣性力.....	111
習題.....	114

第十九章 動態靜力學..... 117

19—1. 機構動態靜力學的任務.....	117
19—2. 鍊件組合靜力可決定性的條件.....	120
19—3. 具有三個迴轉副的雙桿件的組合.....	121
19—4. 內部具有前進副(滑動副)的雙桿件組合.....	124
19—5. 外部具有滑動副的雙桿件組合.....	125
19—6. 內部具有迴轉副的雙桿件組合.....	126
19—7. 外部具有迴轉副的雙桿件組合.....	127
19—8. 動態靜力學計算步驟.....	128
19—9. 擺動運輸機構的動態靜力學計算.....	130
19—10. 鉋齒機機構的動態靜力學計算.....	133
19—11. 迴轉式水泵機構的動態靜力學計算.....	135

19—12. 在平衡力的決定時,可能移動法則的應用.....	136
19—13. H. E. 茹可夫斯基的補助桿.....	138
習題	142

第四篇 機構動力學

第二十章 動力學緒言.....145

20—1. 研究機構動力學的任務	146
20—2. 外力和機器的機械特性	147
20—3. 機器的運動週期	153
20—4. 起動、穩定和制動運動時的特性	154
20—5. 均衡機器的能量方程式	155
20—6. 作用在機器中機構的動能和功	157
20—7. 力和質量的替換	159
20—8. 作力圖	168
習題	170

第二十一章 機構的機械效率.....173

21—1. 效率的定義與計算公式	173
21—2. 串聯組合的效率	174
21—3. 並聯組合的效率	176
21—4. 特殊機構的效率	177
21—5. 斜面機構的效率	178
21—6. 螺旋與鍵楔機構的效率	181
21—7. 齒輪的效率	183
21—8. 遊星輪系機構的效率	187

21—9. 差動輪系的效率	191
21—10. 低副機構的效率	192
習題	194

第二十二章 調速器的主要知識.....197

22—1. 問題的一般	197
22—2. 離心調速器的動態靜力學	200
22—3. 調速器的穩定性	205
22—4. 調速器的非靈敏性	208

第二十三章 迴轉質量的平衡與均衡.....211

23—1. 慣性力的平衡問題	211
23—2. 質量和質量系統着固定軸心迴轉時的平衡條件	213
23—3. 分佈在一個平面內的各迴轉質量的平衡	215
23—4. 在一般情況下迴轉質量的平衡	217
23—5. 迴轉質量的靜均衡與動均衡	220
習題	224

第二十四章 機構慣性力的平衡.....227

24—1. 機構重心的求法	227
24—2. 機構的靜平衡	230
24—3. 各級次的慣性力分析	233
24—4. 迴轉負荷各級的力與慣性力矩的平衡	241
24—5. 多汽缸發動機機構的平衡	243
習題	245
中俄名詞對照表	1

第三篇

機構靜力學

第十五章

機構中的靜力

- 重點：**
1. 研究機構靜力學的目的。
 2. 作用在機器中的力的分類。
 3. 各運動副中反力的求法。
- 要求：**
1. 熟習迴轉副中的反力求法。
 2. 熟習滑動副中的反力求法。
 3. 什麼叫做轉動作力或切綫作力。
 4. 試比較用畫法和算法在解題時的優劣點。

15—1. 引論 發動機能量的變換發生在機構和機械中，起初變成爲機械功，然後才成爲能量的任何其他形式。在工作機中，工藝變換的實現，必需消耗一部份機械功，這部份功在加工過程中由於摩擦的關係，大部變成了熱能而隨之消失掉。從發動機傳送力開始一直到刀具作用在原料上的地點止，在這一段過程中，也發生能量的消耗以克服摩擦力和其他等的額外阻力；故在工作機的作用過程中一切發動機能量的消耗是消耗在克服工藝和額外機械阻力上的。

假使來研究機構的工作，則因其中並無工藝阻力，故一切發動機所消耗的能量是用來克服由鍊件運動所引起的機構阻力上的；此項阻力

包括着摩擦力、鍊件重力和其他等等。

倘不計阻力的原因和它的特性，而祇計它的量的一方面，那末在靜力和動力計算上所用的方法，可能是相同的。因此我們對今後所討論的各章並不把機構和機械區分開來，因為兩者的區別僅是在應用上而不是在結構上。

15—2. 研究機構靜力學的任務 新機器的設計，常要考慮到各種零件在強度方面的計算，因為鍊件的尺寸是按照作用在它上面的那些力而確定的。

在機構運動學中(第二篇)，僅研究了機構的幾何運動，並未把鍊件的外形輪廓考慮在內，同時又僅規定了可作為特徵的尺寸(如中心間距和其他等)，以及決定了鍊件間的相對運動。在靜力學方面，則需考慮到鍊件的強度計算。倘先選擇好鍊件的尺寸大小後，再由作用在運動副鍊件上的力、以及由工藝和機械阻力在機械中作用而出現的力，就可決定鍊件中的應力。反過來講，倘已知鍊件的材料應力也可決定鍊件的尺寸大小。由此可見，力的決定是各種計算的先決條件。因此機構靜力學主要任務之一便是決定那些作用在運動副鍊件上並且在機器工作過程中引起鍊件變形的力。

作用在機構鍊件上而不考慮到慣性力的計算方法，通常都歸屬在機構靜力學的名稱下，當近似地考慮到決定鍊件慣性力的計算方法時，則稱為機構動態靜力學(кинестатика)。事實上機構的靜力學和動態靜力學的計算方法，若將慣性力認為是外力的話，兩者之間是沒有什麼區別的。

15—3. 作用在機器的中力的分類 在機器的工作過程中，鍊件上作用着所担负的外力；其中有由發動機所發出的原動力、工藝的阻力、鍊件的重力、機械的或者附加的阻力、以及由鍊件運動所產生的慣性力。屬於未知的力為作用在運動副副件上的有關反力。

發動機工作物方面對從動部的作用力，稱為原動力 P 。如在內燃機中，燃氣混合物在壓力下作用在活塞上的結果，將是原動力；在電動機中，作用在迴轉於電磁場中轉子上的力矩，也是原動力。

原動力的功照例是正的，換言之，即原動力與其施力點的速度，它們的方向是互相重合或互成銳角的。但在某種場合下，作用在原動部上的力可能轉變成阻力，因而產生了負功。如對熱力發動機而言，作用在活塞上的力當燃氣在壓縮時將產生負功；對工作機而言，原動力將是作用在原動件上的力或力矩。故在今後，不論原動件的運動性質和工作符號怎樣，作用在該件上的力都認為是原動力。

在今後我們稱作用在從動部上的力為工藝阻力 Q 。在工作機中，工藝阻力是從動部的阻力，如在金屬的壓延、切削及其他等時產生在刀具上的阻力。在運輸機中，如起重機等，工藝阻力將是被升起重物的重量。在轉換機械能的機器中（上冊 25 頁機器的分類，如發電機等），則一切作用在從動部的阻力都屬工藝阻力。通常工藝阻力認為是有效阻力。

工藝阻力的功照例是負的，即工藝阻力的方向和其作用點的速度兩者是相反的，或者是形成鈍角。工藝阻力的力矩與從動部的角速度具有相反的符號。

鍊件的重力 F_g 作用在鍊件的重心，在很多場合下，尤其在高速機器的計算時，可忽略鍊件的重力。在一機構的工作循環中，因鍊件的重心沿着閉合的動路（軌跡）運動，重力的功等於零。但在機構的運動循環裏面，重力所做的功不等於零。

在機器中常遇到的機械的或附加的阻力 F 主要是形成一種當運動副作相對運動時所產生的阻力，換言之，即為摩擦力、形成一種環授阻力的空氣動力阻力、以及被韌帶鍊件（如鏈子、繩索、皮帶等）的剛性所引起的阻力。在法綫向反力作用下，在運動副中所產生的摩擦力是未

知力。

摩擦力總是產生負功的，因為該力方向始終與運動副中鍊件相對速度的方向相反。通常認為摩擦力是有害的阻力，但在某些場合下，例如汽車、蒸汽機車和其他等的運輸工具運動時，以及工具磨床在工作時，必要的剎車等都認為摩擦力是有用的。在今後我們認為摩擦力或者是屬於機械的阻力，或者是屬於工藝的阻力，而由在機器工作中的作用為轉移。因之，摩擦力始終可以被列入為有用的或有害的阻力。若認為是機械的阻力，則必須利用一切方法去消滅它或減少它。由於在很多情況下，所有消費在使機器運轉的能量都消耗在摩擦力的克服上，故我們以後將劃出專章來討論機構中的摩擦力。

慣性力 P_i 當機構中鍊件作不均勻（不等速）運動時發生。當原動部開始運動時，若已知鍊件的質量和重心的位置，則慣性力便可計算出來。在本篇第十八和十九章將專門來討論慣性力的各種計算方法。

當考慮機構的平衡時應認為各有關的反力為內力，即它們彼此成對地平衡着。在運動副中反力所產生的功等於零。

15—4. 運動副中作用力的決定 普通作用在一鍊件上的力，除慣性力和鍊件自身的重力外，其施力點都在此鍊件與另一鍊件的接觸點上（副合處）。不論其運動情形如何，若不計摩擦力，則一鍊件作用在另一鍊件上的力，其方向都在接觸點與鍊件的表面相垂直。

在迴轉副或滑動副中，一鍊件作用於另一鍊件上的力並不祇集中在一點上，而係由很多的力分佈在整個副合面積上，這些力的方向都各在其相當的接觸點與鍊件的表面相垂直，這些力的合力便成為迴轉副或滑動副中兩鍊件相互作用的力。如在迴轉副中，這些力的作用綫都通過副的幾何中心，故其合力亦必通過此中心；如在滑動副中，這些力便都垂直於同一平面上，故其合力亦必垂直於此平面，但合力的作用綫却不能決定，普通為簡化分析手續起見，都假設為通過副合面積的重心

或由平衡時的條件來決定。

15—5. 曲柄桿的靜力分析 如圖 15—1 係用固定件 1、曲柄桿 2 和桿 3 與 4 組成一槓桿系統，若假設力 P 為已知，試求，作用在曲柄桿上的其餘的力。設 3、4 兩桿作用在 2 上的力，其作用綫都各在其中心綫(軸綫)上。

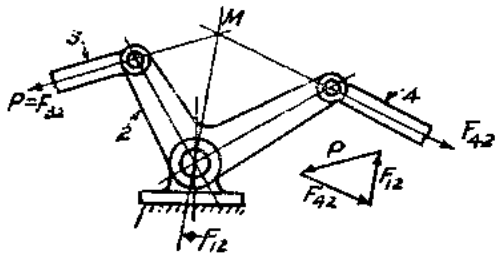


圖 15—1

F_{42} 表示鍊件 4 作用在鍊件 2 上的力；

F_{24} 表示鍊件 2 作用在鍊件 4 上的力；

F_{24} 和 F_{42} 的大小相等、但方向相反(一為作力，一為反力)，這些符號將於以後的力分析中經常用之。

在曲柄 2 上有三個力作用着；已知力 P 、由桿 4 產生的力 F_{42} 、以及由軸承 1 產生的力 F_{12} 。 F_{42} 的作用綫已經決定， F_{42} 和 P 的合力，由力學原理，必係通過該兩力作用綫的交點 M ，故第三個力 F_{12} 照上節討論必通過軸承的幾何中心。又因它與 F_{42} 和 P 的合力，其值相等而方向相反，故亦必通過交點 M 。現在三個力的方向既已知道，則力多邊形即可畫出如圖 15—26 所示，至此 F_{12} 和 F_{42} 的大小便得到決定。

15—6. 蒸汽機機構的靜力分析 在作機械上的力分析時，或假設作力為已知，或假設有用阻力為已知，兩者必先知其一，否則不能進行分析。如圖 15—2 所示為一蒸汽引擎機構，由蒸汽壓力所產生作用於活塞上的作力 P 假設為已知，有用阻力 Q 為一未知力偶，這個力偶作用在機軸上，其與機軸所產生的力矩，大小相等而方向相反。分析的步驟如下：

第一步先分析作用於十字頭(鍊件 4)上的各力，為：

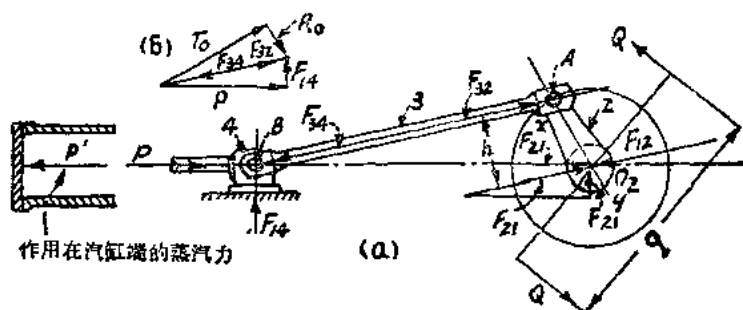


圖 15-2

P = 已知作力(原動力);

F_{14} = 導槽的反力 (1 與 4 組成一滑動副, F_{14} 的方向垂直於副合面並通過副合面積的重心, 或由平衡條件通過十字頭與連桿 3 的副合中心 B);

F_{34} = 由連桿 3 作用在 4 上的力。

在此三力中, 祇力 P 為已知。又因連桿 3 上祇在 A 點和 B 點作用着二力, 故 F_{34} 的作用綫必在 AB 連綫上 (因照力學原理, 桿 3 為受着兩個力的鍊件, 此兩力必在一直綫上)。 F_{34} 和 P 的合力必通過該兩力作用綫的交點 B, 同時因祇有三個力作用在十字頭 4 上, 故 F_{14} 亦必通過 B 點並垂直於導槽 1。至此三力的方向均已定出, 故可畫出力多邊形如 6 圖所示, 在力多邊形上量出 F_{34} 和 F_{14} 的大小來。

其次為分析作用在曲柄 2 上的各力, 力 F_{32} 係由連桿 3 作用於曲柄 2 者, 其與 F_{34} 的大小相等而方向相反, 其餘作用在 2 上的力為 F_{12} 和未知力偶 Qq , 前者係來自軸承壓力, 後者即為上面所述的有用阻力。為了平衡這個力偶 Qq 起見, F_{12} 必須與 F_{32} 亦組成一力偶, 其大小與 Qq 相等、但方向相反, 因此 F_{12} 必須等於及平行於 F_{32} 而方向則與之相反。 Qq 力偶的力矩 = $F_{32}h$, $F_{32}h$ 在此稱為迴轉矩或簡稱轉矩。若 F_{32} 在曲柄軸針 A 處分解為兩力 T_0 和 R_0 , 各與曲柄相垂直和平行, 則垂直分

力 T_0 稱為轉動作力或轉動力或切綫作力。自圖上可知 $\frac{F_{32}}{T_0} = \frac{O_2A}{h}$,

$$\therefore F_{32} \cdot h = T_0 \cdot \overline{O_2A}$$

當曲柄作任一迴轉時，作力 P 係一變量，轉動作力 T_0 亦隨之而成爲一變量。反之，需由引擎克服的有用阻力則始終不變，故爲避免機軸轉速的急劇升降起見，常用飛輪來調節，飛輪的功用爲當 P 太大時儲蓄能量，而當 P 太小時則放出所儲的能量予機軸（見上冊節 5—19）。當用飛輪時，力偶 Qq 已非純粹的有用阻力而係此阻力與飛輪慣性力的合成力量。

末了我們分析作用於機架上的力，有四個力作用在機架上：

1. $P' = -P$;
2. $F_{21} = -F_{12}$;
3. $F_{41} = -F_{14}$;
4. 機架和機座的重力。

由於 P 、 F_{14} 及 F_{12} 的矢量和是等於零，故 P' 、 F_{41} 及 F_{21} 的矢量和亦等於零。但 P' 、 F_{41} 及 F_{21} 三力並不平衡。我們可用下面的分析來證明：設 F_{21} 在主軸承的幾何中心 O_2 處分解成水平和垂直兩分力 F_{21}^x 和 F_{21}^y ，其中水平分力 F_{21}^x 與 P' 相等而方向相反，互相抵消掉；垂直分力 F_{21}^y 却和 F_{41} 組成一力偶，此力偶與 Qq 的值相等，將使整個引擎有繞着機軸迴轉的趨勢，故必須由機座及機架的重力纔得加以平衡。

15—7. 拉桿機構的靜力分析 分析拉桿機構上的靜力爲比較複雜的問題。如圖 15—3(a) 若阻力 Q 爲已知，今需求出加於齒輪 3 上的壓力（作力 P ）。首先分析作用於撞桿 7 上的各力， Q 、 F_{17} 和 F_{67} （步驟與前節十字頭分析相同）， F_{17} 和 F_{67} 的大小由力多邊形（如 6 圖）中求得。其次分析作用於鍊件 5 上的各力， F_{65} 、 F_{45} 和 F_{15} ； F_{65} 和 F_{45} 的作用綫均已知道，其交點 M 即可求出， F_{15} 必須通過 M 點和軸承的

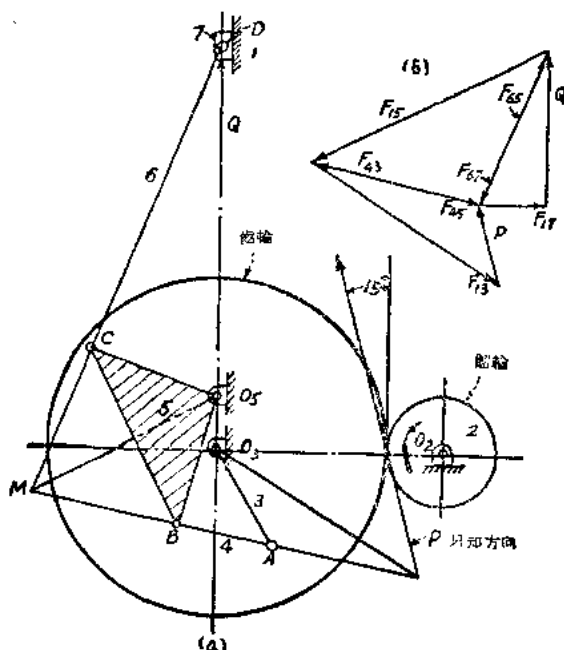


圖 15—3

中心 O_5 ，至此三力的方向都屬已知，因而其大小即可由力多邊形決定。作用於鍊件 3 上的力可用相同方法予以求出，故輪齒的壓力 P 即由此求得（上圖可與上冊圖 5—6~7 同時參閱）。

15—8. 利用瞬時中心求靜力法 上面幾節都用力多邊形的方法求出靜力，今舉例題來說明應用瞬時中心求靜力的方法。

已知 F_a 的大小與方向（參閱圖 15—4），求因此力在 C 點的方向綫 aa 上所產生的力。

解：自 B 點作 $F_b \parallel F_a$ ，

$$F_b = F_a \cdot \frac{AE}{AB}。$$

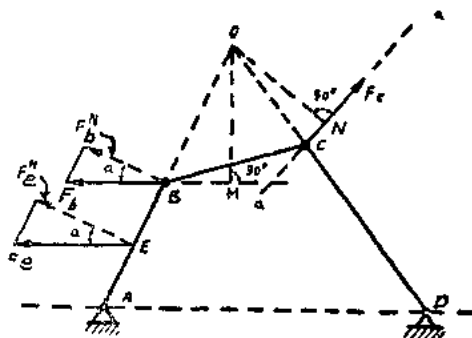


圖 15—4