

机械设计原理

大學叢書
機械設計原理
下 冊
許鎮宇 關廷棟編著

★版權所有★
商務印書館出版
上海河南中路二一—號
中國圖書發行公司發行
商務印書館北京廠印刷
◆ (64403 1 B)

1952年1月初版 1958年4月再版
印數2,001—8,500 定價¥29,800

下 冊 目 錄

第十二章 鉚釘接合

12—1	概說	309
12—2	鉚釘接合的式樣	311
12—3	鉚釘接合中的應力	312
12—4	邊限強度	315
12—5	鉚釘橫距與鉚釘對角距	315
12—6	鉚釘接合的理論強度	316
12—7	蓋板厚度	318
12—8	鉚釘接合的通用方程式	319
12—9	鉚釘接合的可能失效情況	322
12—10	鍋爐與高壓容器的鉚釘接合設計	323
12—11	結構的鉚釘接合設計	333
12—12	鉚釘接合工作法	338
	練習題	340

第十三章 焊接合

13—1	焊接的應用與分類	345
13—2	焊接原理與焊接方法	345
13—3	各種材料的焊接性質	350
13—4	焊接合的式樣	351
13—5	焊接的強度	353
13—6	圓角焊接的強度計算	354

13—7	偏心載荷·····	356
13—8	焊接合的實用定則·····	359
	練習題·····	362

第十四章 連接用螺絲與傳動用螺絲

14—1	概說·····	364
14—2	螺紋的式樣·····	366
14—3	公制螺紋·····	373

連接用螺絲

14—4	連接用螺絲的式樣·····	377
14—5	標準螺栓頭與螺母·····	383
14—6	緊鎖裝置·····	384
14—7	連接用螺絲中的靜應力·····	385
14—8	初應力·····	385
14—9	螺栓承受外載荷所生的應力·····	386
14—10	螺栓受聯合載荷所生的應力·····	389
14—11	連接用螺絲的設計·····	392

傳動螺絲

14—12	傳動螺絲與傳動螺紋·····	396
14—13	方螺紋螺絲的摩擦力與效率·····	396
14—14	V形螺紋的摩擦阻力與效率·····	400
14—15	傳動螺絲的效率、潤滑與許用壓力·····	401
14—16	傳動螺絲中的應力·····	403
14—17	傳動螺絲的設計·····	403
	練習題·····	407

第十五章 筒管與平鈑

受內壓力的薄筒

15—1	薄圓筒·····	411
15—2	薄球體·····	413
15—3	受內壓力的非圓形薄筒·····	413
15—4	受內壓力的長薄管·····	415

15—5	發動機汽缸	416
	受外壓力的薄筒	
15—6	理論上力的分析	417
15—7	受外壓力的長管	418
15—8	長管的設計公式	420
15—9	受外壓力的短筒與短管	420
15—10	波紋火焰管	422
	厚圓筒	
15—11	Lamé 公式	422
15—12	Clavarino 公式	425
15—13	Birnie 無蓋厚筒或厚管公式	428
15—14	複合厚筒	429
15—15	厚筒設計公式的選擇與許用應力	430
	平鈹	
15—16	平鈹的應力分析	431
15—17	端蓋鈹的設計	433
15—18	用牽條支撐的平鈹	437
15—19	牽條的式樣	438
	練習題	440

第十六章 皮帶、皮帶輪與皮帶搬運器

	平皮帶	
16—1	概說	442
16—2	皮帶的材料	442
16—3	皮帶的牽力比	444
16—4	皮帶所傳達的功率	447
16—5	空氣濕度對革帶的影響	449
16—6	皮帶的全長	450
16—7	接觸角	451
16—8	皮帶的許用應力	452
16—9	皮帶的接合與連接器	453
16—10	斜置皮帶傳動	453

16—11	交叉皮帶·····	454
16—12	皮帶的滑動與爬動·····	454
16—13	皮帶的摩擦係數·····	455
16—14	皮帶的運轉速度·····	456
16—15	皮帶傳動的效率·····	457
16—16	皮帶傳動的設計·····	457
16—17	短軸心距離的皮帶傳動·····	458
16—18	Rockwood 式皮帶傳動·····	463
三角皮帶		
16—19	三角皮帶傳動·····	466
16—20	三角皮帶的牽力比·····	467
16—21	三角皮帶的選擇·····	468
16—22	雙三角皮帶·····	471
皮帶輪		
16—23	皮帶輪的構造與種類·····	471
16—24	皮帶輪的材料·····	474
16—25	皮帶輪設計·····	475
16—26	三角皮帶輪·····	477
皮帶搬運器與皮帶升降機		
16—27	皮帶升降機·····	478
16—28	升降機的皮帶·····	479
16—29	皮帶搬運器·····	479
16—30	搬運器的搬運量·····	480
16—31	裝載與卸載·····	481
16—32	支持皮帶的遊輪·····	481
16—33	水平式帶搬運器所須的動力·····	482
16—34	搬運皮帶的選擇·····	483
	練習題·····	485

第十七章 繩索傳動

纖維繩傳動

17—1	概說·····	488
------	---------	-----

17—2	連續制與個體制的繩索傳動	488
17—3	纖維繩的種類	489
17—4	繩索的傳動容量	490
17—5	繩的摩擦係數	491
17—6	纖維繩的繩輪	492
17—7	繩的垂度	495
17—8	繩索傳動的效率	496
17—9	起重用的纖維繩	496
17—10	起重滑車	498
	鋼絲繩傳動	
17—11	鋼絲繩的用途與材料	499
17—12	鋼絲繩的構造	499
17—13	鋼絲繩的強度與重量	500
17—14	鋼絲繩的抗腐蝕性	505
17—15	鋼絲繩中的應力	505
17—16	鋼絲繩的繩輪與鼓輪	507
17—17	接繩器	510
17—18	鋼絲繩的設計實例	511
	練習題	515

第十八章 鏈與鏈輪

18—1	鏈的分類	518
18—2	起重鏈	518
18—3	搬運鏈	520
18—4	傳動鏈	520
18—5	塊環鏈	521
18—6	滾筒鏈	522
18—7	滾筒鏈的選擇	522
18—8	滾筒鏈的鏈輪	525
18—9	無聲鏈	527
18—10	無聲鏈的鏈輪	529
18—11	兩鏈輪的中心距離及鏈長	531

18—12	鏈之潤滑.....	532
	練習題.....	536

第十九章 齒 輪

19—1	概說.....	538
正齒輪		
19—2	齒輪各部份的名稱.....	539
19—3	漸開線齒的干涉.....	541
19—4	齒制.....	543
19—5	齒的強度, Lewis 公式.....	545
19—6	速度因數.....	550
19—7	載荷因數.....	551
19—8	齒的動力載荷.....	551
19—9	齒的磨損.....	554
19—10	齒寬.....	556
19—11	齒輪的聲響及無聲齒輪.....	557
19—12	齒輪的潤滑.....	558
19—13	輪緣輪輻及輪轂.....	559
19—14	齒輪設計.....	562
螺旋正齒輪與鯨骨輪		
19—15	概說.....	565
19—16	螺旋正齒輪與鯨骨輪各部份的比例.....	566
19—17	螺旋正齒輪之強度.....	566
19—18	齒寬.....	567
螺旋齒輪		
19—19	概說.....	568
19—20	螺旋齒輪各部份的名稱及其間的相互關係.....	569
19—21	螺旋齒輪設計的步驟.....	570
斜齒輪		
19—22	概說.....	572
19—23	斜齒輪各部份的名稱.....	573
19—24	斜齒輪中各種角度間的相互關係.....	574

19—25	斜齒輪的強度	575
19—26	速度因數及載荷因數	577
19—27	斜齒輪的動力載荷與安全抗磨損載荷	577
19—28	Gleason 齒制	577
19—29	直齒斜齒輪的軸承載荷	583
19—30	螺旋齒斜齒輪的軸承載荷	585
蝸桿與蝸輪		
19—31	概說	587
19—32	蝸桿與蝸輪中各部份的名稱	587
19—33	蝸桿與蝸輪各部份的比例	588
19—34	蝸桿與蝸輪的強度	590
19—35	齒的抗磨損強度	590
19—36	蝸桿軸承與蝸輪軸承的載荷	592
19—37	蝸桿與蝸輪的效率	593
19—38	蝸桿與蝸輪的材料	595
19—39	蝸桿與蝸輪的潤滑及其散熱能力	596
	練習題	599

第二十章 機械配合

20—1	概說	602
20—2	配差與公差	602
20—3	美國標準配合	603
20—4	國際標準配合	605
20—5	重壓配合及冷縮配合機件中的應力	607
20—6	重壓配合所需的壓力	611
20—7	薄圓環的壓力配合	612
20—8	冷縮鏈	612
	練習題	615

第二十一章 飛 輪

21—1	概說	616
21—2	飛輪的容量與飛輪的效果	616

21—3	速變係數與穩定係數.....	618
21—4	飛輪中的應力.....	619
21—5	飛輪的設計.....	623
21—6	飛輪的構造.....	627
	練習題.....	630

第二十二章 機 架

22—1	概說.....	633
22—2	開口機架.....	633
22—3	閉口機架.....	637
22—4	機架的斷面式樣.....	638
22—5	附件與支架.....	640

第二十三章 雜項設計

滑件與滑導

23—1	滑件與滑導的式樣.....	643
23—2	摩擦面.....	645
23—3	滑件與滑導的潤滑.....	646
23—4	滑件的工作壓力.....	646

摩擦輪

23—5	摩擦輪的式樣.....	647
23—6	摩擦輪的材料.....	648
23—7	摩擦輪所能傳達的功率.....	650
	練習題.....	651

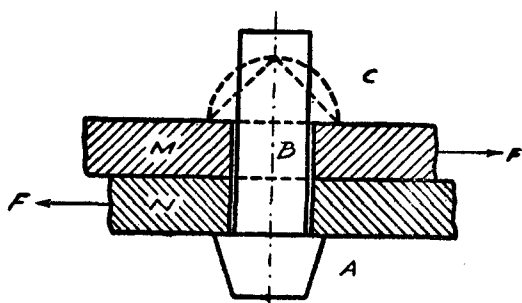
附 錄

1.	各種橫斷面的性質.....	654
2.	材料重量.....	655
3.	公制單位.....	656
4.	公制單位及英制單位換算表.....	657
5.	英吋的小數與分數換算表.....	662
	索引.....	664

第十二章

鉚釘接合

12—1 概說 鉚釘爲最簡單的連接品，係由三部組成，即鉚釘頭 *A*，鉚釘體 *B*，及釘端 *C* (第 12—1 圖)。當二金屬板 *M*, *N* 欲鉚接成爲一體時，需先製孔，孔徑較釘體略大，鉚釘燒至白熱狀態，推入孔中，鉚釘頭用大鎚或重棒抵住，



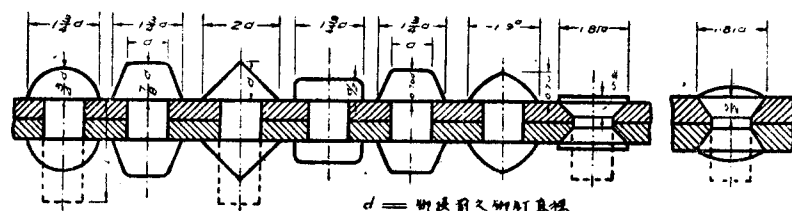
第 12—1 圖

使與板固定密合，釘端用手鎚擊成，並用釘端型模輔助之。鉚接較大的機件時，此種鉚接技術不用人力擊打，而改用汽鎚 (steam hammer)、風鎚 (air hammer) 或液體壓力機 (hydraulic press)。鉚釘爲永久接合，除將釘頭或釘端拆毀，不能使被鉚的二件分離。工程上鉚釘接合的應用頗爲廣泛。

鉚釘頭與鉚釘端的樣式，依其功用的不同可分爲八類，如第 12—2 圖所示，各部尺寸亦於圖上註明。

(1) 圓頭 (button head)—— $\frac{5}{16}$ 吋直徑以下的小鉚釘多用此種形狀的釘頭，其應用最爲普遍，並多不經過燒熱手續而用冷鉚方法。如輕壓力汽機烟窗等用之。形狀如第 12—2 圖(a)。

(2) 錐頭 (cone head)——常用於結構如房架等。形狀如第 12—2 圖(b)。



(a) 圓頭 (b) 錐頭 (c) 尖頭 (d) 平頭 (e) 截錐頭 (f) 尖圓頭 (g) 埋頭 (h) 埋頭圓頂

第 12—3 圖

(3) 尖頭 (steeple head)——形狀如第 12—2 圖(c)。

(4) 平頭 (flat head)——此種釘頭僅用於特殊用途，在機械加工中需特別精確，孔多爲銑絞而成，鉚釘配合時須格外小心以使釘與孔密合，常用在造船工程，形狀如第 12—2 圖(d)。

(5) 截錐頭 (pan head)——此種鉚釘頭表面須光滑，亦常用於造船工程，形狀如第 12—2 圖(e)。

(6) 尖圓頭 (double radius button head)——如第 12—2 圖(f)。

(7) 埋頭 (countersunk head)——此種釘頭的強度較低，常用於板的表面須平滑或不可凸出過高之處。形狀如第 12—2 圖(g)。

(8) 埋頭圓頂 (oval countersunk head)——形狀與(f)種相似，應用不普遍，形狀如第 12—2 圖(h)。在普通應用上，鉚釘直徑自 $\frac{3}{8}$ 吋至 $1\frac{1}{2}$ 吋。特種用途如大型蓄汽罐 (gas-storage tank)、蓄油池等，有時

直徑可大至 4 吋。

鉚釘材料須堅韌而富有延性，如低碳鋼、鑲鋼等最適用。按照 A.S.T.M. 的規定，鉚釘材料須具有 45,000 至 55,000 磅每平方吋的最高抗牽強度，其屈服點至小須等於最高抗牽強度的一半。較小尺寸可用銅質，並多用冷鉚，近來亦有用鋁者，將在第 12—11 節中討論。

鉚釘孔的製成有兩種方法，即鑽法與銑法。銑孔時將傷及孔的四週，故銑孔的直徑必須較所要求的尺寸小 $\frac{1}{16}$ 吋，以備銑孔後再鉸光。 $\frac{5}{16}$ 吋以上厚度的鈹，銑孔直徑需較要求的孔徑小 $\frac{1}{4}$ 吋。孔的直徑如小於鈹的厚度，不能用銑法，因容易破裂。鑽孔為最好的方法，在機械工業進步的今日，鑽孔的價格與銑孔加鉸光者，並不昂貴。孔徑普通均較未燒熱的鉚釘直徑大約 $\frac{1}{16}$ 吋，等到鉚釘燒紅後則恰與孔緊合。釘孔邊緣常下凹 $\frac{1}{16}$ 吋深度，或成圓角，以減少釘體與釘端連接處的集中應力。

12—2 鉚釘接合(riveted joints)的式樣 在工程部門中，鉚釘的應用有三種：

- (1) 汽櫃與有壓力的容器。
- (2) 橋樑結構。
- (3) 船體。

以上三類的第一類鉚接必需保證不漏洩液體或氣體。第二類必須能抵抗外載荷並具有足用的剛性。第三類則強度、剛性、耐久性均屬重要，漏洩次之。鉚釘接合的形式普通分為二類：

(1) 搭接(lap joints)——二金屬鈹互相搭連後直接鉚接，如第 12—3 圖(a),(b),(c),(d)。

(2) 對接(butt joints)——二鈹放平後(在同一平面)，邊對邊相連，以搭鈹(straps)或蓋鈹(cover plates)與二鈹的邊緣鉚接，如第 12—3 圖(e),(f),(g),(h)。

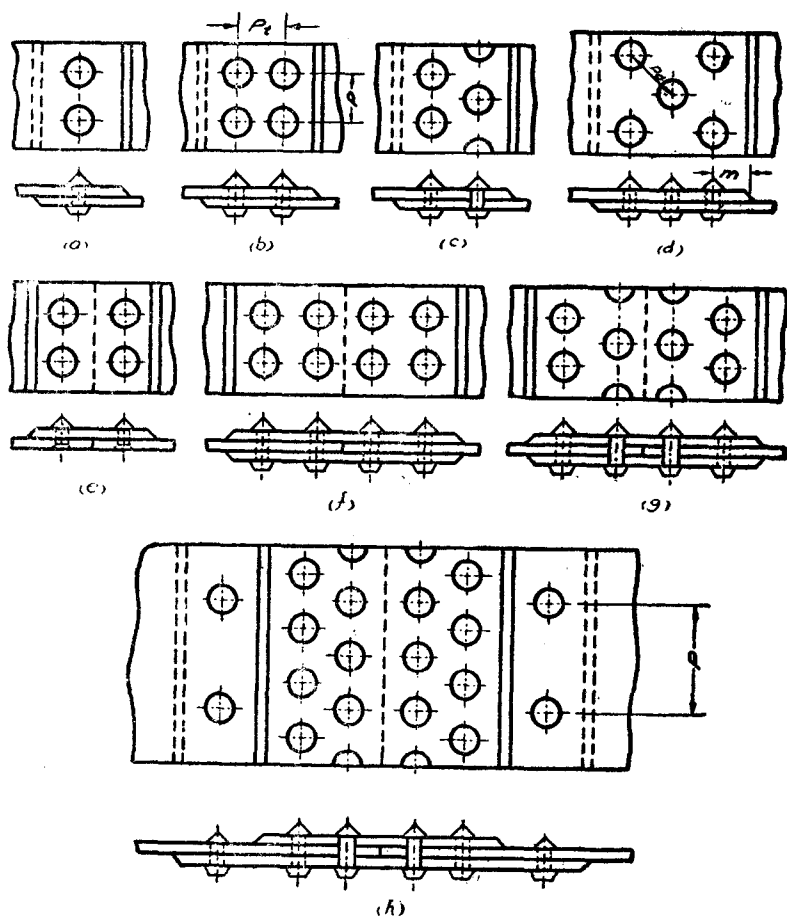
搭接可有一行或多行鉚釘，排成並列鉚 (chain form riveting) 如 12—3 圖 (b) 或成錯綜鉚 (staggered form, 或 zigzag form riveting) 如第 12—3 圖 (c)。

對接在接縫的兩邊或有一行，或有多行鉚釘，亦可排列成並列鉚或成錯綜鉚如第 12—3 圖 (f) 與 (g)。

連接一行鉚釘的中心，作線與鉚邊平行，此線稱為規線 (gage line)。沿行列方向，兩鉚釘間的距離，稱為鉚釘間距 (pitch) 或鉚釘間隔 (spacing)，通常以 P 代表，如第 12—3 圖 (b) 所示。第 12—3 圖 (h) 所示為對接的二鉚上鉚有若干行的鉚釘，內行和外行的鉚釘間距並不相同。與 P 等寬的鉚面，稱為單位鉚條 (unit strip) 或單位鉚長 (unit length)，但所有行列的鉚釘間距，如不相同時，則指其間距最大者。二鄰近行列的中線 (即規線) 距離，稱為鉚釘橫距 (transverse pitch)，如第 12—3 圖 (b) 的 P_t 。在錯綜鉚中，一鉚釘的中心及鄰一行列中與其最近的鉚釘中心間的距離，稱為鉚釘對角距 (diagonal pitch)，用 P_a 代表，如第 12—3 圖 (d)。最靠鉚邊的一行鉚釘，其中心與鉚邊的垂直距離稱為邊限 (margin)，常用 m 代表，有時 m 係指鉚邊與最近鉚邊的一行鉚釘孔邊緣的距離。

12—3 鉚釘接合中的應力 鉚釘接合的機件中，有極複雜的應力，無法作詳細的計算。承受載荷後，非但鉚中生有直接應力 (牽力或壓縮力)，鉚釘中生有剪與壓縮應力，並且常有難用數學分析的彎曲應力發生。第 12—3 圖 (a) 所示的單搭接 (simple lap joint)。當承受載荷時，有成爲第 12—4 圖情形的趨向，因為作用的力不在同一平面，故鉚釘除受有牽力外，又同時受另一彎曲力。此種缺點只發生在搭接中，雙搭鉚對接的主鉚 (main plate) 始終成一直線，故不致發生如 12—4 圖的現象，但當鉚釘冷卻後如未能完全填滿孔中的空隙，結果亦可能在鉚釘

中發生彎曲，而在鉚中發生集中壓破情況。雖然鉚釘與鋼鉚的機械性質可以測驗求得，但鉚接技術則難以估計，往往外部完美而內部有嚴重的損傷，許多弊病或缺點均由不良的鉚接技術造成。鉚釘接合的最高強度，雖由若干實驗可以決定，但僅能求出其失效或破裂時的應力，而

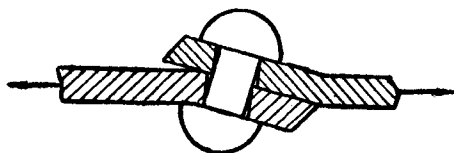


第 12-3 圖

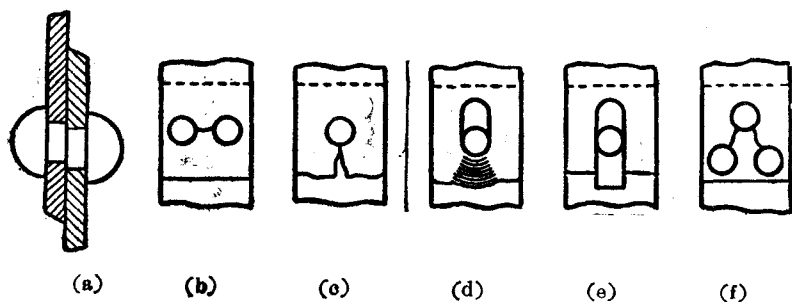
在試驗時無法決定其應力的分佈情況。並且試驗時均為平鈑，實際上則多為曲鈑，因此鉚釘接合設計的理論公式，僅適用於顯明的簡單應力，其未知者概以安全係數包括之。

鉚釘接合失效情況，有下列數種：

- (1) 鉚釘的切斷，如第 12—5 圖(a)。
- (2) 由於牽力發生的鈑的破裂，如第 12—5 圖(b)。
- (3) 鈑端的破裂，如第 12—5 圖(c)。



第 12—4 圖



第 12—5 圖

- (4) 鉚釘或鈑被壓破，如第 12—5 圖(d)。
- (5) 鈑端被切斷，如第 12—5 圖(e)。
- (6) 在錯綜鉚中，由於牽力發生的鉚釘孔間的對角破裂，如第 12—5 圖(f)。

如果接合的形式複雜，最後的失效可由於以上的一種或數種原因。

鉚釘結合的強度必低於無孔板的強度，接合中最弱部分的強度與無孔板的強度的比值，稱為接合效率或相對強度，常用 E 代表。最理想的鉚釘接合設計，在各種失效的情況下，應當有相等的效率。設各種失效情況下的效率不相等時，可降低其效率高者以增強其效率低者，則整個接合的效率可因之增高。

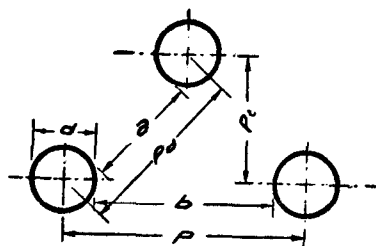
12—4 邊限強度(marginal strength) 邊限的寬度與其他各部的尺寸無關，但須足以防禦切斷或破裂，在一般情況下，如果邊限等於 1 至 1.5 倍鉚釘直徑，則強度均不致發生問題。但在鍋爐鉚釘接合中，邊限不宜過大，因為邊限過大則汽密(steam tight)接合中中斂縫工作(calking)發生困難。邊限強度普通均較鉚釘強度高，故常略去不予計算。

15—5 鉚釘橫距與鉚釘對角距 在並列鉚中，為使有足裕的地位放置鉗端型模，鉚釘橫距 P_t (第 12—6 圖) 不能小於鉚釘直徑 d 的二倍，最好為其 2.5 倍，即

$$P_t = 2.5d \quad (12-1)$$

在錯綜鉚中，為避免鉚釘對角破裂， P_t 的最小長度可由下列關係求出。參看 12—6 圖，為使對角強度不小於行列間之強度， a 不可小於 $\frac{h}{2}$ ，即：

$$2(P_d - d) \geq P - d \quad (12-2)$$



第 12—6 圖

而

$$P_d = \sqrt{P^2 + \frac{1}{4}P^2} \quad (12-3)$$

由第 (12-2) 式

$$2P_d \geq P + d$$