

機械零件 計算指南

上 冊

С. Г. КУБЛАНОВ 著
機械原理機械零件教授會譯校

中國人民解放軍軍事工程學院

一九五四年十月

機 械 零 件 計 算 指 南

С.

КУБЛАНОВ

著

機械

原理

機械

零件

教授

會譯

校

藏

書

章

章

中國人民解放軍軍事工程學院

一九五四年十月

目

錄

序 言

第一章 許用應力與零件強度

§ 1. 概述	5
§ 2. 安全因數之選擇	6
§ 3. 靜載荷下零件的有效安全因數	10
§ 4. 變載荷下零件的有效安全因數的計算	14
§ 5. 應力集中係數的決定	28
§ 6. 應力集中的參考數據與例題	33

第二章 鉚釘聯接

§ 1. 許用應力及鉚釘強度	61
§ 2. 決定鉚釘聯接承受彎曲力矩時鉚釘上所受之力	73
§ 3. 強密鉚縫	74
§ 4. 鉚釘聯接計算的步驟	77
§ 5. 習題	79

第三章 鉚 接

§ 1. 許用應力	83
§ 2. 承受複雜阻力的鉚接部件之計算	99
§ 3. 鉚接中的應力集中及殘餘應力	101
§ 4. 習題	105

第四章 螺釘聯接與螺旋聯接

§ 1. 許用應力與計算資料	119
§ 2. 螺紋的計算	126
§ 3. 螺釘的計算	128

§ 4. 螺釘組的計算	140
-------------------	-----

§ 5. 習題	145
---------------	-----

第五章 鍵聯接，多槽聯接及楔聯接

§ 1. 許用應力	163
-----------------	-----

§ 2. 鍵聯接的計算	164
-------------------	-----

§ 3. 多槽聯接的計算	166
--------------------	-----

§ 4. 楔聯接	171
----------------	-----

§ 5. 習題	172
---------------	-----

第六章 緊配合聯接

§ 1. 概述	181
---------------	-----

§ 2. 壓配合聯接強度的確定	183
-----------------------	-----

§ 3. 扣緊件聯接強度的確定	186
-----------------------	-----

§ 4. 習題	187
---------------	-----

序 言

蘇聯在斯大林五年計劃時期及偉大的衛國戰爭年代中所積累起來的先進經驗，蘇聯主要工廠的實踐，科學研究院、工廠、實驗室及設計局的著作，蘇聯學者〔С.В.謝林遜(С.В.Серенсен), М.А.沙維林(М.А.Саверин), И.А.阿金格(И.А.Одинг), Д.Н.別遼耶夫(Д.Н.Беляев)等〕在機械製造方面的成就——所有這些在技術文獻中都還未作應有的說明。

本參考書就 Н.Е. 儒考夫斯基空軍軍事工程學院機械零件教本在這一方面所缺少的予以補充。

本書引用了近代機械零件最先進的計算方法，給出了必須的參考資料及設計數據，並且討論了許多計算的實例。這不僅能幫助學員進行計算，並且可以幫助他們設計各種機械零件。本書既是一本參考書，所以不再將所用的公式完全導出，因為這些公式是應該在機械零件教本及講義中給出的。

本參考書也未曾編入以下的資料：

(1) 滾動軸承的選擇；這種選擇可根據有詳細說明的產品目錄來進行。

(2) 曲柄連桿傳動的計算及由於軸的扭轉振動及橫向振動而引起共振的計算；這些問題將在其他課程的大綱中被提到。

(3) 多圈及特殊彈簧的計算，疊板彈簧的計算。

(4) 潤滑裝置及潤滑材料，導管部分以及各種形式的墊料的計算。

編寫本書時，參考了許多雜誌上的論文以及許多蘇聯學者的卓越著作（請看本書的參考文獻）。遵照蘇聯人民委員會1944年

3月5日 №240 號決議爲「系統與推廣祖國先進經驗」而出版的機械製造百科全書，大大地減輕了本參考書的編寫工作。本書大多數的參考材料及一些實例，就是摘自機械製造百科全書的第一卷第二冊、第二卷、第三卷、第四卷、第五卷及第七卷。

儒考夫斯基空軍軍事工程學院機械零件教授會教員 С.Е. 德修培講師 (С. Е. Дзюбе)，В. В. 依格拉基也夫講師 (В. В. Игнатьев)，В. А. 任羅維也夫 (В. А. Зиновьев) 教授，А. А. 格萊斯洛夫教授 (А. А. Грызнов) 以及捷爾任斯基砲兵學院機械零件教授會主任 А. М. 依格拉托維奇 (А. М. Игнатовин) 講師，在校閱本書時提出許多寶貴的意見，作者謹表謝意。

作者並向惠予提出改進本書的指正及建議的諸君致以謝意。

第一章 許用應力與零件強度

§1. 概 述

設計與計算機械零件的任務就是要決定零件的尺寸，使之破壞的可能性極為微小。

所謂破壞，是指真正的破壞（對脆性材料），或在機構中，零件出現了破壞正常工作的殘餘變形。

在計算時，必須顧及到影響零件強度的一連串因素，如：

- 1) 零件工作時的溫度；
- 2) 塑性材料或是脆性材料；
- 3) 載荷的性質（靜的、變的、衝擊的）及其方向、大小和計算的組合；
- 4) 變形的性質（拉伸、剪切、複雜應力狀態及其他）及其不同程度（集中的程度）；
- 5) 剝蝕的情況（磨損、侵蝕、燒毀等）；
- 6) 零件的形狀與載荷作用的方式；
- 7) 極限尺寸；
- 8) 與其他零件間的相互關係，這些零件能確定所計算的零件各部的要素（尺寸、加工等）；
- 9) 殘餘變形與加工性質。

所有這些情況的總和，常常迫使我們放棄計算得來的尺寸來改變零件的形狀，也就是說要從結構上去考慮。

在這樣情況下，通常必須驗算其強度。

由於零件中應力分配不均勻，塑性變形與殘餘變形可能發生

在應力最大的地方。假如是脆性材料，在這些地方就可能破壞。評定零件的強度是按照：

- 1) 許用應力的安全因數；
- 2) 作用力的安全因數；
- 3) 耐久性的安全因數；
- 4) 堅韌性的安全因數（對脆性破壞這是特別重要的性質）。

我們將不提及決定於實驗的耐久性的安全因數，所謂耐久性安全因數也就是零件所給定的工作時間與在同一條件下工作到破壞的時間的比值。我們也不論及堅韌性的安全因數，因為在以後計算中很少用到。

許用應力的安全因數，就是材料的強度極限（或屈服限）與零件實際應力之比值，此實際應力是由計算或實驗所決定。

作用力的安全因數，是機件所能堅持的最大力與實際作用在零件上的力之比值，這個作用力是經實驗或計算得來的。

對於一定的機器零件在一定的計算方法下，安全因數是根據試驗機的實驗與零件在機器中工作結果的統計，建立了專門的規範。

這些選用安全因數與許用應力的數據，在以後的每章每節中敘述之。

§2. 安全因數之選擇

實際上，特別在設計計算時，最低限度必須給予應有的安全因數。

由下面的敘述，零件所必須的安全因數是可以選取的。安全因數 n 的大小應該反映出：作用於零件中的力或應力的可靠性，材料機械屬性之一致性，及對安全上之特殊要求。我們用 n_i 來表明這些因素中的每一個因子，而這些因子都有一定存在的可能性，而且 n_i 的數值是應該服從統計學中的分配定律的。

但是，由於我們缺少有關不同性質的 n_i 及可能的分配規律的

資料，爲了確定總的安全因數，我們不可能把所有不同的而又可能存在的 n_1 連乘起來；迫不得已，乃利用這些數值的簡單乘積（增大這些數值）。換句話說，安全因數 $n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3$ （這是奧金格教授作的，總的安全因數是能夠從這些反映出各種影響到強度的因素的乘數 n_1 來求得的）。

係數 n_1 是考慮到作用力與應力確定的可靠性，通常取1—1.5。這個係數是考慮到由於零件變形的條件使與計算應力不合適而可能引起的誤差（由於裝配、熱變形、工作狀況而產生的應力）。在工作狀況變化極其激烈，或者具有衝出載荷的各別情況下，必須專門確定這些載荷，並列入計算中去。

在某些情況下，當要求結構有特殊的剛性時， n_1 可取到3—4。

n_2 是材料屬性與零件製造情況係數，對於靜載荷與變載荷，具有完全不同的數值。

靜載荷下：對鋼的屈服限取 $n_2 = 1.3—1.5$ ；對鑄鋼的強度限取 $n_2 = 2$ ；對鑄鐵的強度限取 $n_2 = 1.5—2$ 。

n_3 是特殊的安全情況係數，要求零件堅固可靠，使工作不受損失，保證人命安全等等，取 $n_3 = 1—1.5$ 。

用這些係數所確定的總安全因數之極限值爲1.2—6。

如零件用品質優良均勻、經過詳細檢查過的材料做成，並且製造技術高明，機器管理很好，則係數 n_1, n_2, n_3 取低值。若零件是用未經檢查過的材料製成，載荷情況未詳細掌握，或計算上不夠精確，在這些情況下，係數 n_1, n_2, n_3 取高值。

在計算同一零件時，確定了的安全因數即不應降低。

零件中可能有應力集中的地方，其數值甚至達到平均應力的十倍。由於熱加工而留下的殘餘應力，在合金鋼可達到30—40 kg/mm^2 。

機械加工之不同，絕對尺寸的小大，鍍蓋的方法與式樣，預先的硬化，與零件工作時介質的條件，對改變零件的強度起着決

定的作用。

如果沒有估計到影響零件強度的一切因素，那末應該把安全因數提高到 $n=10-15$ 。

爲了可靠地計算由於前所列舉的許多因數所決定的強度，我們將某些數據在以下的章節中加以論述。

奧金格教授曾把安全因數決定於十個係數的連乘積：

$$n = S_1 \cdot S_2 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot M_1 \cdot M_2 \cdot M_3 \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot T_3$$

這些係數之值分述如下。

奧金格安全因數

因數	計算係數	部份係數確定的條件	數 值	
性能係數 $S = S_1 \cdot S_2$	材料的可靠性 S_1	對可變形的材料（鍛及軋壓的材料）…………… 對鑄製的材料……………	1.10 1.30	
	零件所担任工作的重要程度（職務條件） S_2	重 要 的 程 度	一級， 價值小的	二級， 價值大的
		零件破壞不會引起機器停車者……………	1.00	1.10
		零件破壞會引起機器停車者……………	1.10	1.20
計算係數 $K = K_1 \cdot K_2$	作用力與計算公式的準確性 K_1	零件破壞會引起嚴重損壞（使全部機器損壞，甚至周圍設備損壞）……………	1.20	1.30
		計算得極為準確……………	1.00	
		根據可能發生的最大應力計算的……………	1.00	
		根據縮減了的應力計算的……能估計到發生的應力，並能決定其發生的程度……………	≥ 1.00	
			≤ 1.00	

金屬 驗收 係數 $M = M_1 \cdot M_2 \cdot M_3$	計及應力集中的係數 K_2	零件有尺寸不等的過渡處…… 零件上有溝槽者…………… 零件上帶有鍵槽者（依鋼的等級而決定的經驗數據）…… 零件上有保護孔者（經驗數據）……………	1.8—2.15 1.15—2.6 1.25—3.1 1.5—2.0
	強度換算係數 M_1	金屬試驗方法在質量上的可靠性與零件工作條件相符合（當工作應力的性質與強度指標應力性質相一致時 $M_1 = 1.0$ ）。 不經檢驗或檢驗得不可靠時 $M_1 > 2$ 。	1.0—2.0
	零件檢驗係數 M_2	只檢驗一部份樣品…………… 對每一產品皆進行檢驗，但接收不嚴格…………… 對每一產品皆進行檢驗，並接收嚴格……………	1.1—1.15 1.1—1.15 1.05
	產品的大小 M_3	在巨大的產品中，作為樣品的一部份與最大計算應力不一致…………… 產品的大小影響到疲勞強度……………	1.1—1.15 1.0—1.25
工藝 係數 $T = T_1 \cdot T_2 \cdot T_3$	表面狀態係數 T_1	表面狀態對強度降低的影響： $\alpha = 0$ —對拋光表面； $\alpha = 0.004$ —對磨光表面； $\alpha = 0.006$ —車刀痕跡不顯著者； $\alpha = 0.01$ —車刀粗加工； $\alpha = 0.017$ —經過鍛製或碾壓的； $\alpha = 0.02$ —表面有傷痕的；	$1 + \alpha \sigma_{-1H}$

	σ_{-1H} —對稱彎曲疲勞極限。	
殘餘應力 係數 T_2	殘餘應力的符號與工作應力 相反者…………… 殘餘應力的符號與工作應力 相一致者…………… 熱處理引起的應力……………	≤ 1.0 ≥ 1.0 $1.0—1.2$ (對鋼)
裝配與緊 配合 T_3	緊配合(依鋼的種類而定的 經驗數據): 表面未經滾壓…………… 表面經過滾壓…………… 表面滲炭……………	$2.15—3.3$ $1.35—1.75$ $1.20—1.25$

§ 3. 靜載荷下零件的有效安全因數

在靜載荷下，基本的計算條件是(1)計算塑性變形的抵抗力；(2)計算材料處於塑性或脆性狀態下的強度。

當計算塑性變形抵抗力時，按下列公式來決定安全因數：

1)對拉伸——壓縮

$$n_{s\sigma} = \frac{\sigma_s}{\sigma}; \quad (1)$$

2)對扭轉——剪切

$$n_{s\tau} = \frac{\tau_s}{\tau}; \quad (2)$$

3)對複雜的應力狀態，亦即同時具有法向與切向應力

$$n_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{np}} \quad (3)$$

此處記號： n_s ——對塑性材料的安全因數； σ 及 τ ——作用的法向及切向應力(按材料力學的公式計算)； σ_s 及 τ_s ——材料的法向應力與切向應力的屈服限； σ_{np} ——複合應力，它是按第三強度理論公式計算：

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau_s}\right)^2 \tau^2} \quad (4)$$

由(1)(2)(3)(4)式的關係，複雜應力狀態下的安全因數可按公式：

$$n_s = \frac{n_{s\sigma} \cdot n_{s\tau}}{\sqrt{n_{s\sigma}^2 + n_{s\tau}^2}} \quad (5)$$

求得。

此處， $n_{s\sigma}$ ——法向應力安全因數； $n_{s\tau}$ ——切向應力安全因數。

有應力集中時，按塑性變形而定的安全因數是由實驗而定。

材料處於塑性狀態下的安全因數，按下式確定：

1) 對法向應力

$$n_\sigma = \frac{\sigma_b}{k_\sigma \sigma} ; \quad (6)$$

2) 對切向應力

$$n_\tau = \frac{\tau_b}{k_\tau \tau} ; \quad (7)$$

3) 對複雜應力狀態

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (8)$$

此處的 σ_b 和 τ_b ——分別為法向及切向應力的強度極限(瞬時抵抗力)；

k_σ 和 k_τ ——對靜的法向及切向應力的有效應力集中係數。

k_σ 、 k_τ 由實驗而定，它是沒有應力集中時的強度限 σ_b 和 τ_b ，與有應力集中的強度限 σ'_b 和 τ'_b 之比值，亦即

$$k_\sigma = \frac{\sigma_b}{\sigma'_b} ; \quad k_\tau = \frac{\tau_b}{\tau'_b} \circ$$

在靜載荷下，關於塑性材料的 k_σ 與 k_τ 之數值，列於表 1、2、3中。

表中符號： ψ ——試件的頸部在破壞時之相應縮小係數，

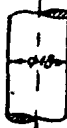
$$\psi = \frac{F_0 - F_1}{F_0} \circ 100\% , F_0 \text{——試件原來的面積} , F_1 \text{——破壞後}$$

頸部的面積。

靜扭轉時的有效應力集中係數

表 1

試件材料	σ_s KG/MM ²	σ_b KG/MM ²	$\delta_{10}\%$	$\psi\%$	1	2	3	4	5
					σ'_b	k_τ	k_τ	k_τ	k_τ
鋼0.05%C	30	42	31	72	56.2	—	—	—	—
鋼0.16%C	37	50.3	27	67	57.1	0.95	1.0	1.06	1.06
鋼0.04%C	37.6	56.5	17	43	67.9	0.93	—	1.2	—
鋼0.64%C 正常化的	44	79.3	16	31	76.6	0.96	—	1.1	1.01
鋼0.64%C 淬火的	70	84.3	13	56	78.4	—	—	1.15	1.06
杜拉鋁	19.2	37	21	33	37.3	—	—	1.01	—





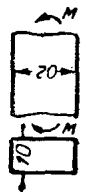
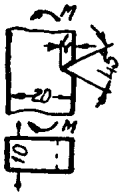
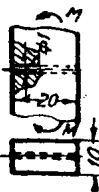


1
2
3
4
5

靜彎曲時的有效應力集中係數

表 2

試件材料	σ_b KG/MM ²	$\delta_{10}\%$	1	2	3
			σ'_b	k_σ	k_σ
鋼0.04%C	38	—	90	1.54	—
鋼0.47%C	70	19	134	1.43	—
含Cu4.3%的鋁合金	36	19	69	1.33	—
杜拉鋁	52	14	93	1.43	1.2
依蘭鎂合金，經過變形	31	11	60	1.61	1.33
依蘭鎂合金，砂型澆鑄	15	—	23	1.35	—

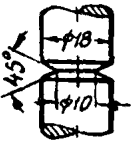
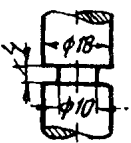




1
2
3

靜拉伸時的有效應力集中係數

表 3

試 件 材 料	1	2	3	4
	$\sigma_b \text{ KГ/ММ}^2$	k_σ	k_σ	k_σ
鋼0.05%С	43.9	0.62	—	—
鋼0.17%С	47.7	0.73	—	—
鋼0.35%С	58.3	—	—	0.95
鋼0.64%С	85.8	0.87	0.83	—
鋁	9.9	0.57	0.74	0.97
杜拉鋁	51.5	0.833	0.99	0.12
依蘭鎂合金，經過變形...	31.4	0.92	0.91	0.09
依蘭鎂合金，冷模澆鑄...	15	0.88	1.0	1.07

			
1	2	3	4

$\delta_{1.0}$ ——試件在破壞時之相應伸長，其指數即表示 $\frac{l_0}{d_0}$ 之

值， l_0 ——試件原有長度， d_0 ——試件在試驗前的直徑。

在脆性狀態下的材料，其安全因數依下面公式確定：

1) 對法向應力

$$n_\sigma = \frac{\sigma_b}{\alpha_\sigma \sigma} ; \quad (9)$$

2) 對切向應力

$$n_\tau = \frac{\tau_b}{\alpha_\tau \tau} ; \quad (10)$$

3) 對複雜應力狀態

$$n = \frac{\sigma_b}{\sigma_{np}}, \quad (11)$$

按第一強度理論計算時：

$$\sigma_{np} = \frac{\alpha_o \sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\alpha_o^2 \sigma^2 + 4 \left(\frac{\sigma_b}{\tau_b} \cdot \alpha_\tau \tau \right)^2}; \quad (12)$$

若材料適應於第二強度理論，則按公式

$$\sigma_{np} = 0.35 \alpha_o \sigma + 0.65 \sqrt{\alpha_o^2 \sigma^2 + 4 \left(\frac{\sigma_b}{\tau_b} \cdot \alpha_\tau \tau \right)^2}。$$

因而複雜應力狀態下的安全因數又決定如下：

$$n = \frac{2\sigma_b}{\alpha_o \sigma + \sqrt{(\alpha_o \sigma)^2 + \left(2 \cdot \frac{\sigma_b}{\tau_b} \alpha_\tau \tau \right)^2}}; \quad (12a)$$

或

$$n = \frac{\sigma_b}{0.35 \alpha_o \sigma + 0.65 \sqrt{(\alpha_o \sigma)^2 + \left(\alpha \frac{\sigma_b}{\tau_b} \alpha_\tau \tau \right)^2}}。 \quad (12b)$$

此處 α_o 及 α_τ 為在彈性應力狀態下的法向與切向應力集中係數，按彈性力學的法則計算之；假如所計算的材料還有有效應力集中係數，則應該用它們來代替 α_o 和 α_τ 。

§ 4. 變載荷下零件的有效安全因數的計算

在設計承受重載荷和在高速下工作的機器如飛機發動機及其他機構的零件時，必須計算其在變載荷時的強度或計算其疲勞。

蘇聯科學家M. B. 伏羅巴夫，K. K. 西蒙斯克，奧金格等對這部門知識作了很大的貢獻。如所共知，材料因疲勞而破壞時，並不引起顯著的塑性變形，損壞的地方老是分為二部份：一部份是表面平滑的部份，就在這個地方散佈裂縫，這裂縫在變載荷影響下壓縮與張開；另一部份是由於其本身的損壞而呈現很大的粒狀。為了說明疲勞現象，曾有很多的理論出現，蘇聯科學家

H.H. 阿發那西代在1940年發表這些理論，後來又發展，已足夠說明疲勞裂縫與疲勞破壞的形成問題。

變應力對於軸及心軸具有特殊的性質。在變應力下，強度的計算形式有下列幾種：

- 1) 作用載荷的循環次數超過千百萬次，而且是一次接一次的變更；
- 2) 作用載荷的循環次數不多，而且是局部的，即其循環需要一定的時間；
- 3) 作用載荷的循環在大小與外形上變化（即沒有一定的規律）。

以上幾種情況都是可能遇見的，但最普通與有趣的是第一種情況，我們以後還要詳加論述。

若變載荷的發生是任意循環的，如圖 1 所示，則列於坐標軸上之應力可分為下面幾種：

- 1) 循環應力的平均數值

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} ; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

- 2) 循環應力的振幅

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} ; \quad \tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$$

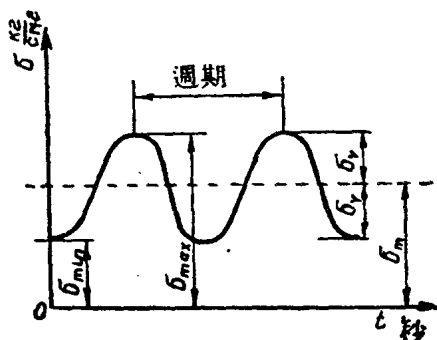


圖 1