

機器製造中的 許用應力計算

徐 灝 編 著

中國科學圖書儀器公司

出 版

機器製造中的 許用應力計算

蘇州工業學院圖書館
藏書章

中國科學圖書儀器公司

出版

內 容 提 要

本書以機件強度設計的觀點，列述許用應力的基本原理，在靜載荷及變載荷單向應力情況下求安全係數與許用應力的方法；在複合應力情況下校對機件的強度以及在不規則變載荷下的強度計算。書中附有許多實用數據，並舉有許用應力的計算例題。

本書能幫助讀者有系統地認識許用應力的理論，並能掌握許用應力方面的運算，可作為機械設計人員的參考書，同時亦可作為機械零件、材料力學等專業系科的教學參考用書。

機器製造中的許用應力計算

編 著 者 徐 灝

出 版 者 中國科學圖書儀器公司
印 刷 上海延安中路 537 號 電話 64545
上海市書刊出版業營業許可證出〇二七號

經 售 者 新華書店上海發行所

★ 有 版 權 ★

ME. 53—0.15 85千字 開本：(762×1066) $\frac{1}{32}$ 印張：4.8125

定 價 ￥ 5,600 1955年2月初版第1次印刷 1—3,500

序

在大規模經濟建設開始的年代中，政府要求機器製造的工業部門，在仿造蘇聯機器及學習蘇聯先進技術的基礎上，逐步能自行設計新機器產品。所以在發展機器製造業的道路中，如何解決機械設計中存在的問題，在目前及今後將一直為大家所重視而作為研究的對象。

大家知道，機械設計中有各種不同的出發點，如強度、剛性、耐磨性、散熱等，但內中的強度設計，是機械設計中最主要的設計，不論那種機器，強度的條件必需要滿足，用強度設計得到的機件尺寸，是保證機件不破壞的最經濟的尺寸。要計算機件的尺寸，首先得選定材料；其次得根據具體情況決定許用應力；然後才能由這許用應力進行計算。由於材料是有標準的，選擇都有一定的範圍，在具體工作中較容易解決。但許用應力的選擇，由於影響的因素多、資料不足；或雖有數據、但不知其決定的原理而不敢採用等問題存在，故在機械設計中首先得要解決這個問題。

本書列述許用應力的基本原理，求許用應力時所需的數據，並舉有許用應力計算例題。使讀者對許用應力有系統的、明晰的概念，並能實際作許用應力的計算，故可作為機械設計人員關於許用應力方面的參考書；同時也可作為高等工業學校機械零件

及材料力學關於許用應力方面的參考書。

最後，在書中可能存在有缺點，盼同志們批評及指教！

徐 灝 東北工學院機電系 一九五四年七月八日

目 錄

序言

採用符號

參考文獻

第一章	緒論	1
1-1	機械設計的前進方向	1
1-2	載荷的種類	5
1-3	材料的選擇	5
1-4	許用應力及安全係數	7
第二章	強度理論	11
2-1	靜應力下材料的破壞及強度理論	11
2-2	變應力的強度理論	15
第三章	影響機件強度的因數	33
3-1	應力集中的影響	33
3-2	尺寸影響	62
3-3	表面情況的影響	68
第四章	安全係數與許用應力	80
4-1	部分係數法求安全係數	80
4-2	不對稱循環變應力的安全係數與許用應力	87
4-3	複合變應力下的強度計算	96
4-4	不規則變載荷的強度計算	103
4-5	求安全係數及許用應力的例題	111
附表		135

第一章

緒論

1-1 機械設計的前進方向 我們要設計一部機器，或者是機器的某一部件，總是預先知道該機器或該部件的作業條件的。例如要設計一齒輪減速箱，一定要知道出軸（與工作機連接的軸）的轉速及扭轉力矩等。當然，這齒輪減速箱具體用在什麼機器上，它的載荷變化情況如何，我們也是知道的。根據這些已知條件，可以來確定傳動草圖及速比的分配。在確定傳動草圖及速比分配中，一則與傳動的形式有關，如假使已決定用齒輪了，那末在齒輪中還有直齒圓柱齒輪、斜齒圓柱齒輪和圓錐齒輪等分別，它們能容許的最大速比也是不一樣的；再則與所選擇的標準電動機有關，如所選擇的標準電動機轉速高，減速級數可能就要增加，或者是每一級的速比要增加。不過我們總可以選得一較合適的電動機，使傳動草圖減速次數及每級減速的速比，組合得較好。傳動草圖既經確定後，即可依次求各零件的主要尺寸。有些零件的主要尺寸，我們直接可以用公式求出，例如齒輪的模數、輪寬及直徑等。但是在有些零件的計算中，必定要作某些假定，求出初步的尺寸，最後再行校核。例如設計軸時，其長度與軸承、齒輪及箱壁間的間隙等有關，軸承的長度是與軸的直

徑有關的，這時只能先行假定一長度，待軸的直徑求出後，再來校核。在計算過程中，應該同時開始繪製結構圖，這張紙應該厚一些，經得起橡皮擦改，要邊算邊繪邊改，在計算中有要預先決定的尺寸，在圖中可以求出。同時計算得到的尺寸，應立刻畫到圖上，再作下一步的計算。如發現尺寸不合適時，應立刻修正後加以驗算。至於為什麼要邊算邊繪邊改的原因，是怕大反工。假使全部計算都完成後再畫圖，可能發生一對齒輪的中心距太小，以致所設計的滾珠軸承外座圈撞了，如到這時才發覺這箱不能按裝而改的話，所有計算，都得重做。假使在計算主要尺寸時發現這問題，可以馬上將齒輪的齒數增大或用其他辦法來增加中心距，則軸同軸承的設計，因為正在進行中，改動幾個數字，計算是很方便的。此外，在繪圖時，還得考慮到一系列的製造工藝問題：在按裝問題上，應該考慮到各零件按裝的先後，按裝的方法，不要使螺釘搬手放不下，或轉不過某一角度；還應考慮到如有某一零件要拆下修配時，應該如何拆卸，不要爲了拆卸一零件，要將這機器從頭拆起。總之，務使按裝簡便及能保持精密度，要修配的零件，容易拆卸。在製造的問題上，應考慮到製造成本，製造的可能性，如鑄件不能太薄，因壁厚度相差太懸殊時，在接界處易生裂紋等。經過這些工藝校對而修正後的圖，我們就得到了設計總圖。然後再根據這總圖畫零件的施工圖，施工圖上應註上加工符號和配合種類。最後，上面的設計總圖，一則經多次修改太髒，再則根據零件施工圖，可能有些小修改，故需

要重畫一遍，就得到了正式的設計總圖。

上面的設計步驟，是比較典型的。當然，在某種特殊的情況下可有所改變。再如修配的計算，一般只要校核一下強度就行了。

在祖國工業化的道路中，機械設計顯得更為重要了。在《總路綫學習提綱》中，「實現黨在過渡時期的總路綫，就是要充分地發展社會主義工業，並且把現有的非社會主義工業變為社會主義工業，使我國由工業不發展的落後的農業國變為工業發達的先進的工業國，使社會主義工業成為我國整個國民經濟發展的起決定作用的領導力量。」而「實現國家的社會主義工業化的中心環節是發展國家的重工業，以建立國家工業化和國防現代化的基礎。斯大林說：“不是說隨便怎樣發展工業都是工業化。工業化的中心，它的基礎，就是發展重工業（燃料、冶金等等），歸根到底，就是發展生產資料的生產，發展本國的機器製造業”。」要發展祖國的機器製造業，我們不僅能仿造新型機器，更重要的是我們要學會如何來設計新機器，並不斷地將製造及設計的水平提高。因為「只有在機器製造業具有應有的水平的條件下，它以及其它的工業部門才能獲得真正的廣泛發展。沒有機器，甚至沒有完善的機器，就不可能使勞動生產率有多少顯著的提高，就不可能保證費力操作的機械化和生產的自動化，而這些正是社會主義勞動組織的基礎。（蘇聯的機器製造業——在蘇聯一切國民經濟部門中新的強大的技術進步的基礎。科學通報，1953年6月份）」。所以很明顯，祖國要求每一有關機器製造的科學部門，

以及每一機器製造工作者，不僅學會設計機器，而是在能設計新機器的一定基礎上，不斷地研究怎樣提高機器的效率、加強機器的生產能力。在設計新機器時，尤其應當注意到提高機器的壽命和減輕機器的重量。這方面要求機件強度、磨損、潤滑等理論研究工作的發展。

蘇聯在實行第五個五年計劃中黨第十九次代表大會的指令，要求在改進質量的同時達到所設計新機器重量的減輕。蘇聯的科學家們響應了黨的號召，在這方面做了很多工作。事實證明，蘇聯在最近的五年計劃中，新設計機器的重量，平均減輕了15%。這一成績的獲得，其原因是多方面的，但內中最重要的因素之一，是機件設計中所採用的許用應力的提高。許用應力所以有提高的可能，是由於科學家們多年的努力，科學地分析了影響許用應力的各因素，初步地掌握了許用應力，使所設計的機件，用最小的尺寸，來達到所要求的強度。

由於設計機件的出發點是多方面的，有從強度的觀點；有從剛性的觀點；有從耐磨的觀點等不同，所以設計出來的機件尺寸也不同；計算方法也不一樣。在本書僅從強度的觀點出發，來敘述決定許用應力的問題。而且僅限於在平常溫度下的許用應力，一則因在高溫下工作的機器很少；再則材料在高溫下求許用應力的問題甚為複雜，留給專門書籍講這問題，這裏不談。此外，關於機件受衝擊載荷的計算，由於計算性質不同，這裏不講。不過在機械中常遇到的載荷變化，在具體設計中是要考慮的。

1-2 載荷的種類 要設計機件，一定要先求得作用於該機件上的載荷。不同載荷對於機件的強度影響是完全不同的。最普遍的分法，是把載荷分為靜載荷和動載荷兩種。

靜載荷的定義，是載荷一次作用，並且是逐漸的加上去，既作用上後，載荷的大小和方向是不變的。嚴格說來，在機件上所受的載荷，是沒有絕對靜載荷的，都得帶某些程度的動載荷成份，甚至帶的動載荷成份相當大。即使如此，假使這載荷並不多次循環作用，在實用上還是令它屬於靜載荷。

在動載荷中有隨時間變化的載荷，稱為變載荷。一般所謂變載荷，都是指作週期性循環變化的載荷而言，因為這種載荷在設計中遇到得最多。

衝擊載荷是動載荷中的另一類型。為驟然加上去的載荷，作用的時間極短，幾乎是萬分之幾秒或十萬分之幾秒以內。衝擊載荷可以是一次作用的，但也可以是多次反覆作用的。

1-3 材料的選擇 設計機器，首先得選擇各機械零件的材料。這要根據機構的特性及用途，以及零件自身的工作情況而定。務使機構能達到工作完善、工作的可靠性大，同時還得考慮儘量減少製造費用、維持費用及修理費用。

較粗糙及價廉的機構，如重量不特別受到限制、載荷穩定且在不大的應力下工作時，則可採用普通常用的材料，例如普通機械製造用鑄鐵、普通碳鋼、普通青銅等。但在這種粗糙機構中的個

別零件，由於尺寸的限制及特種載荷性質，則應該用較好的材料製造。

如機械零件的尺寸有限制，重量要求輕，受有較大及較長時間的變載荷或動載荷，則該零件應該用較好的材料來製造，例如優質碳鋼、優質合金鋼、特種鑄鐵、鑄鋼、特種銅、鋁及其他金屬的合金等。

選擇材料，要按照零件的工作情況，考慮下列各點：

- (一) 靜載荷及變載荷下的強度，在普通溫度下無蠕變現象；
- (二) 韌性要高，亦即承受動載荷的能力高，對於應力集中的敏感性低，對於表面加工性質的敏感性低；
- (三) 彈性及硬度；
- (四) 對於焊、鉚及鑲其他金屬的能力；
- (五) 在高溫或低溫情況下的延性；
- (六) 採用表面硬化及其他熱處理的能力；
- (七) 材料的均勻性、密度，在該尺寸時能鑄造得很好，無氣泡裂紋等；
- (八) 在熱處理前後切削加工的能力；
- (九) 防銹性能；
- (十) 耐磨性能；
- (十一) 高溫時的導熱性能、耐熱性能，在高溫下的蠕變要小；
- (十二) 材料要價廉，且在本廠內能得到的。

1-4 許用應力及安全係數 上面曾經談到設計機件，在保證機件強度的條件下，材料要耗費最少；尺寸要最小；重量要最輕。這裏所謂保證機件的強度，乃是說機件將來在工作中不會破壞。在靜載荷或衝擊載荷的作用下，對塑性材料而言，破壞就是指很大的殘餘變形的出現；對脆性材料而言，破壞就是斷裂或裂紋的出現；在變載荷作用下，危險狀態就是材料因疲勞現象而產生的裂紋及其發展與破裂。因此，在靜載荷作用下，用塑性材料製造的機件，其危險斷面上的實際應力，大小不應超過材料的屈服限；而脆性材料的機件，其實際應力大小不應超過材料的強度限。在變載荷作用下，機件的實際應力不應超過材料的耐久限。

現在我們設計機械零件，要求其工作時的實際應力等於或較小於極限應力，在計算中恆應用名義應力來做出發點。例如一機件的斷面面積為 F ，受有拉力 P ，則該斷面上的名義拉應力 σ_p

為

$$\sigma_p = \frac{P}{F}.$$

這名義拉應力我們是認為在整個斷面上應力是平均分佈的。而事實上由於材料的不均勻性，斷面的不連續（例如有圓孔、凹口等）而產生應力集中現象等，使機件在工作中的實際應力並不是均佈，而是實際應力的最大值要比名義應力高。實際應力比名義應力增加的值，是根據上述材料不均勻及應力集中等因素影響的程度而定。現在若將極限應力中計入這些影響，也就是說

將極限應力除上一大於 1 的係數。將名義應力增加的數值，這樣就變成了將極限應力預先減小的數值，所得的結果也是相同的。如為脆性材料，則

$$\frac{\sigma_{\text{Lp}}}{n_{\text{L}}} = [\sigma]_{\text{p}},$$

式中 σ_{Lp} 為拉力強度限， n_{L} 為按強度限計算的安全係數， $[\sigma]_{\text{p}}$ 稱為許用拉應力。名義拉應力應該等於或小於許用拉應力，即

$$\sigma_{\text{p}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{\text{p}}. \quad (1-1)$$

(1-1)式還可改寫為

$$F \geq \frac{P}{[\sigma]_{\text{p}}}, \quad (1-1')$$

就是說，當外力已知，假使我們能夠根據機件具體情況求出許用拉應力 $[\sigma]_{\text{p}}$ 時，則機件的斷面積可以求出。這斷面積的尺寸，表示將來機件受載荷後的實際應力，剛好等於或略小於極限應力。

同樣可得壓應力的公式為

$$\sigma_{\text{сжк}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{\text{сжк}}, \quad (1-2)$$

式中 $\sigma_{\text{сжк}}$ 為名義壓應力， $[\sigma]_{\text{сжк}}$ 為許用壓應力。

彎曲應力雖然不是平均分佈，但是名義應力與許用應力間的關係是相同的。由材料力學知

$$\sigma_n = \frac{Me}{I} \leq [\sigma]_n \quad (1-3)$$

式中 σ_n 為名義彎曲應力, M 為彎曲力矩, e 為最遠邊至中性軸間的距離, $[\sigma]_n$ 為許用彎曲應力。

同樣, 扭轉應力為

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau]_k, \quad (1-4)$$

式中 τ_k 為名義扭轉應力, M_k 為扭轉力矩, W_p 為極斷面係數(阻力矩), $[\tau]_k$ 為許用扭轉應力。

上面公式僅指出了名義應力與許用應力間的關係。現在問題變成了求許用應力的問題了。許用應力, 乃是將極限應力除上安全係數來求得。根據各種材料破壞的情況, 得到下面的公式:

靜載荷作用下, 塑性材料的許用應力為

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_T}{n_T}. \quad (1-5)$$

靜載荷作用下, 脆性材料的許用應力為

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n_b} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_b}{n_b}. \quad (1-6)$$

對稱循環變載荷作用下, 材料的許用應力為

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n_{-1}} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_{-1}}{n_{-1}}. \quad (1-7)$$

式中 σ_T 及 τ_T 為直應力及剪應力的屈服限, σ_b 及 τ_b 為直應力及剪應力強度限, σ_{-1} 及 τ_{-1} 為直應力及剪應力的耐久限, n_T, n_b 及

n_{-1} 爲相應的安全係數。

由於極限應力在各種材料講來是已知的，所以只要能求出各機件的安全係數後，許用應力就很易求得了。正確的選擇許用應力是很複雜的問題，它非但與材料、載荷情況、機件形狀等有關，而且對計算方法國民經濟等也發生關係。任何一個許用應力的選擇，決定了材料的消耗量，機件的使用年限，同時也改變了機構的形式。所以，許用應力及安全係數的正確選擇，對於機械設計工程師來講，是最基本的知識，同時也是最重要的知識。在下面我們將詳細地來分析它們。

因爲許用應力及安全係數的確定，是建立在材料破壞的基礎上的，所以在講許用應力及安全係數之前，必須要討論靜應力及變應力的強度理論。這種強度理論，在一般的材料力學書中，僅涉及某些最基本的知識。當然在這裏也不可能很深入的來討論。

第二章

強度理論

2-1 靜應力下材料的破壞及強度理論 要討論材料在受靜應力下的破壞，一般的將材料分為塑性材料和脆性材料兩大類來研究。所謂塑性材料和脆性材料實際上是相對的。脆性材料在拉伸試驗所得的應力變形圖上有很明顯的屈服限，而且到破裂時要經過很大的殘餘變形階段，低碳鋼是塑性材料最明顯的例子。脆性材料乃在很小變形階段後即行破壞，且拉伸時脆性材料應力與變形間的關係，不完全能以虎克定理來表示，也就是應力與變形間不是嚴格的直線關係，例如鑄鐵是。

關於機件在靜應力下的破壞概念，一般是說塑性材料的機件，當最大應力達到屈服限時，就算破壞，因為超過屈服限時機件要產生殘餘變形了。而脆性材料由於沒有屈服限，它的破壞，是當最大應力達到強度限破裂的時候。這說明了為什麼在靜應力下塑性材料的許用應力是按屈服限 $\sigma_r^{(1)}$ 來求，而脆性材料的許用應力是按強度限來求。

(1) 關於 σ_r 的定義，在實用上都是取殘餘變形為 0.2% 時相應的應力。但在彎曲及扭轉情形下，如彎曲及扭轉的屈服限，也是直線殘餘變形為 0.2% 的應力，則用該法求得的彎曲及扭轉的屈服限，並不能表示金屬的機械性能。薛林辛 (C.B. Cepe-