

# 机床零件計算手冊

(第 一 冊)

苏联机床制造部金屬切削机床实验科学研究所編

山東工学院金屬切削教研組譯

科 学 技 術 出 版 社

# 机床另件計算手冊

## 第一冊

苏联机床制造部金屬切削机床实验科学研究所編

山東工学院金屬切削教研組譯

---

科学技術出版社

## 內 容 提 要

本書係根據蘇聯機床製造部金屬切削機床實驗科學研究所編纂的 Табличные Расчеты Деталей Станков, Выпуск 1 一書所譯出。原書系由蘇聯技術科學博士烈歇托夫教授主編，蘇聯科學院通訊院士吉庫新審閱。本書共分四章：第一章為齒輪傳動計算；第二章為皮帶傳動計算；第三章為軸的計算；第四章為滾動軸承計算。本書編者以簡潔扼要的筆法敘述在此諸零件上如何選擇計算載荷與工作用量，如何決定許用應力，如何進行設計計算，如何進行複核計算，並以表格方式列出計算步驟。每章之末附有計算例題以資印證。每章均羅列大量計算所必需的數據資料曲綫圖表，以供設計參考。本書對於吾國機床製造廠技術人員及工業大學中金屬切削機床專業及機器製造專業學生在日常工作及作課程設計時，可作最主要之參考書，又中等技術學校有關專業亦可用作參考。

## 機 床 零 件 計 算 手 冊

(第 一 冊)

ТАБЛИЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ СТАНКОВ

(Выпуск I)

原 編 者 [蘇聯] Министерство Стан-  
костроения СССР Энине

原出版者 Машгиз · 1952 年版

譯 者 山東工學院金屬切削教研組

\*

科 学 技 術 出 版 社 出 版

(上海建國西路 336 弄 1 號)。

上海市書刊出版業營業許可證出 0-79 號

上海市印刷四廠印刷 新華書店上海發行所總經售

\*

統一書号: 15119 · 238

(原大東亞印 2,000 冊)

開本 787 × 1092 紙 1/18 · 印張 13 7/9 · 字數 244,000

一九五六年五月新一版

一九五六年五月第一次印刷 · 印數 1—3,020

定價: (10) 一元九角

## 譯 校 者 的 話

本書的書名，按照它的原文“Табличные Расчеты Деталей Станков”應譯為“機床零件的列表計算法”。但因為它除了計算方法的一些說明和計算表格外，還包含着大量的數據表和曲線圖表，從內容的形式上來看，更接近於手冊的性質；因此我們大膽地將本書的譯名改為“機床零件計算手冊”。

本書以簡明扼要的筆法，敘述了機床零件在設計計算和覆核計算中的一些主要問題，如工作用量與計算載荷的選擇、許用應力的決定、零件主要尺寸的計算等；並以表格的方式列出了計算的步驟，使設計者能按步就班地週密地對一個指定的零件進行精確的計算。本書所附的大量的數據表和曲線圖表，不但是設計中一份豐富的參考資料，同時也大大的簡化了計算中許多繁複的手續。

這本書對於機床製造工廠中的設計工作者是會有很大的幫助的。對於工科大學中機械製造工藝專業和金屬切削機床專業的學生，在進行機床的課程設計和畢業設計時，無疑地也是一本良好的參考讀物。但本書由於在計算的說明方面過於簡潔，有一些公式或數據的來源都沒有引證，讀者在閱讀或使用這本書的過程中可能產生一些困難；因此我們建議讀者最好能先讀一讀烈歇托夫（Д. Н. Решетов）的“機床零件計算”（這本書的譯本可能在一九五四年就會出版），或者葉蓋爾曼的“金屬切削機床設計”作為理論的基礎。

由於我們在業務水平與外文水平各方面的限制，在翻譯本書的過程中雖然盡了最大的努力，以求忠實於原文，但不妥和錯誤的地方一定仍然很多，希望讀者們大力地幫助我們，多提意見和批評，以期再版時得以改進。

最後應該說明的，這本書在高教部高等學校教材翻譯座談會上原定由大連工學院主譯，山東工學院因為沒有參加那次會議，得到的消息也較晚；所以在1953年秋便已開始了這本書的翻譯，幾乎產生複譯的現象。後經兩校協商，決定仍由山東工學院主持這一個工作，我們對於大連工學院同志們已作的努力，表示深切的歉意和感謝。

## 原 序

金屬切削機床與其他許多機器不同，其特徵在於它的一系列零件的工作性能標準和計算標準，以及其運用條件，特別是它的工作用量變化異常劇烈。

而且機床製造同時還需要大量的機器設計；因此在機床製造中需要製訂反映機床工作特性的計算標準。

近代對於計算精確度的高度要求，應該和計算技術的簡化及在計算中消滅誤差的可靠性的要求結合起來。達成這種結合的最適當的方法，就是編製並採用計算圖表。由於機器製造中零件的廣泛標準化，以及其巨大的發展遠景，此法在頗大程度上已被確定；因此在編製本指導材料時即採用此法。

計算表包括所計算零件或所計算零件的組合，根據主要參數（尺寸和材料）所能傳遞的許用力矩和許用載荷。至於次要因素的影響則利用修正的方法加以補充。在編製計算表時，儘可能地在普通的條件下以及一系列的初步計算中，不引用修正的步驟。

成套的曲線圖<sup>①</sup>則被採用來作為補充的計算。

為了簡化計算手續及保持紀錄便利起見，同時為了可能作以後的核算等理由，將計算表製訂為許多欄，在欄中可以填註計算用的原始資料、計算公式（特別是決定計算順序的公式），此外並為計算預留填寫具體數值的地位。

計算表製成通用的形式，並包括許多欄：所計算零件的詳盡資料、不同形式的已知載荷（功率及每分鐘的轉數<sup>②</sup>、力矩或力），還包括不同的計算形式（設計的計算及複核的計算），以及在不是所有情況下都需要的精確計算等。各欄的填寫在實際上是可能受到限制的。對於大約的計算不必去填計算表，可以直接利用那些主要的數據表。

---

① 因為其他的圖解的形式在個別因素對計算結果的影響方面不能獲得一個明確的概念，所以不被採用。

② 為了簡化起見，以後對於“每分鐘的轉數”這一個術語將處處採用“轉數”來代替。

# 目 次

## 原 序

|                                  |     |
|----------------------------------|-----|
| 第一章 齒輪傳動計算 .....                 | 1   |
| 一 輪齒破裂及損傷的類型 .....               | 1   |
| 二 選擇計算用的工作用量及計算用的載荷 .....        | 2   |
| 三 許用應力 .....                     | 9   |
| 四 設計的計算 .....                    | 10  |
| 五 覆核的計算 .....                    | 12  |
| 六 計算表、數據表及曲線圖 .....              | 13  |
| 七 計算例題 .....                     | 82  |
| 附錄一 表和圖的說明 .....                 | 88  |
| 附錄二 許用應力的決定 .....                | 93  |
| 附錄三 按彎曲應力計算齒輪的持久強度 .....         | 93  |
| 附錄四 決定圓柱齒輪動載荷係數的近似公式 .....       | 94  |
| 附錄五 符號一覽表 .....                  | 95  |
| 參考文獻 .....                       | 97  |
| 第二章 皮帶傳動的計算 .....                | 98  |
| 一 計算載荷的選取 .....                  | 99  |
| 二 傳動參數的選取 .....                  | 100 |
| 三 按照牽引能力的計算 .....                | 101 |
| 四 皮帶壽命的計算 .....                  | 103 |
| 五 計算表、數據表及曲線圖 .....              | 111 |
| 六 計算例題 .....                     | 131 |
| 附錄一 皮帶和皮帶輪之間的摩擦係數 .....          | 134 |
| 附錄二 皮帶傳動的緊邊和鬆邊上的拉力及作用在軸上的力 ..... | 141 |
| 附錄三 皮帶的彈性 .....                  | 143 |

## 附錄四 根據疲勞對皮帶作壽命試驗的結果和根據機床皮帶壽命所得的實用資

料..... 158

參考文獻..... 168

## 第三章 軸的計算 ..... 169

一 軸上載荷的決定..... 169

二 支點反作用力及彎矩的決定..... 170

三 軸的持久強度計算、軸的直徑及危險斷面中應力的決定..... 171

四 軸的剛度計算..... 174

五 計算表、數據表及曲線圖..... 177

六 計算例題..... 199

參考文獻..... 208

## 第四章 滾動軸承的計算..... 209

一 決定用於計算的原始資料..... 209

二 條件載荷的決定..... 209

三 高速性能的核算..... 211

四 在固定的工作用量下軸承的選擇(設計的計算)與計算壽命的核算(覆核的計算)..... 212

五 工作用量變動時計算壽命的核算(精確的計算)..... 213

六 計算表、數據表及曲線圖..... 214

七 計算例題..... 238

參考文獻..... 242

# 第一章

## 齒輪傳動計算

輪齒須根據接觸應力計算其表面層的持久強度，及根據彎曲應力計算其持久強度。當輪齒表面層因連續磨損而產生逐漸的擦傷致發生疲勞現象時，這種情況不應視為疲勞的剝蝕；因此對於潤滑不良低速傳動的齒輪不必根據接觸應力計算其疲勞，或者在任何情形下，這樣的計算應該視為有條件的計算<sup>①</sup>。然而從減輕齒輪的磨損來說，根據接觸應力的計算，還是很有意義的。

最大的連續作用的載荷被取為計算用的標稱載荷。載荷的特性如：動載荷的作用，過載荷的作用，沿整個齒寬載荷分佈的不均勻性，以及工作用量的變動，和所要求的使用期限的長短等，均可藉相當的係數來表示。

本章的齒輪計算是以 А. И. 彼得路斯維奇 (А. И. Петрусевич) 所創造的計算方法為基礎的。目前這種方法已被廣泛地應用。

對於機床製造特別有關的問題及用圖表計算的問題都已經做過了很大的研究。

本章內容依次為：(1) 輪齒破裂或損傷的類型；(2) 選擇計算用的工作用量及載荷；(3) 選擇許用應力；(4) 設計的計算；(5) 覆核的計算。

附錄包括：全部的符號一覽表，圖表構成的解釋，以及未被包括在正文中補充的計算問題。

### 一 輪齒破裂或損傷的類型

**1. 輪齒的破裂** 輪齒的破裂可有下列幾種情況：(a) 因齒根受着最大彎曲應力，並發生很大的應力集中，在齒根上形成裂痕而引起疲勞破裂。(б) 在快速行程中將齒輪換擋時，使個別齒輪過載，或者由於機床劇烈的過載等而引起破裂。

---

<sup>①</sup>對於這種齒輪，特別是齒條傳動——齒條小齒輪及送進機構中相類似的齒輪，最好應根據磨損計算其壽命，來代替根據接觸應力作持久強度的計算。但由於實驗數據缺乏，這種計算還不能進行。然而在根據接觸應力計算時，則必須滿足靜力強度的條件。通常如輪齒根據彎曲計算時，這種條件便會自動地得到滿足(可能的核算方式是以最小的壽命係數根據接觸應力來計算)。

很多齒輪的破裂是由於不正確的熱處理過程所引起的。當輪齒工作表面磨損後便引起了動載荷的急劇增加，致使輪齒的破裂加劇；對於推移齒輪，當端面磨損後也產生同樣的情況。

**2. 輪齒的剝蝕** 輪齒的剝蝕是由於輪齒薄表面層發生疲勞現象所造成。它有幾種可能：(a)限制性的剝蝕：有時可在較軟的輪齒工作表面上發現，但當載荷分佈在較大的輪齒表面時，其剝蝕現象便不再擴展；(b)發展性的剝蝕：可在軟的同樣也可在淬過火的輪齒工作表面上發現。這種剝蝕繼續擴展的結果將使齒輪損毀。

機床上齒輪的疲勞剝蝕現象比其他在工作時受着連續載荷且潤滑良好的機器的輪齒要顯著地少得多。發生這種現象的原因，通常是由於機床潤滑油不夠清潔，和萬能機床常在較小的載荷下工作的緣故。其時疲勞效應很小，但卻有着相當大的磨損；在這樣情況下受着較大變應力的輪齒表面乃發生了擦傷的現象。

**3. 磨損** 磨損是在潤滑不良的齒輪傳動中由於金屬面互相接觸，或者因為在潤滑油中混入了磨碎的細屑所造成。變速箱(1Д62М型車床)的齒輪在雙班工作的情況下，其工作表面的磨損每年可達0.015~0.030公厘；而主軸齒輪的磨損還要大1.5~2倍。

**4. 在運轉中換檔而引起的輪齒端面的破裂** 這種類型的輪齒損傷具有極大的意義。極大多數的推移齒輪及其相接合的齒輪都是因為端面磨損而致破壞。推移齒輪輪齒端面的磨損每年可達3~4公厘，通常在中型萬能車床中，推移齒輪的輪齒端面的磨損每年可達0.5~1公厘。受最大載荷的推移齒輪(1Д62М型車床及其類似的機床)每2~3年須更換一次。

**5. 咬合** 在輪齒的滑動表面上，由於潤滑油的缺乏，並受相當大的單位壓力時則發生咬合現象。在接觸面上，因為加油的不及時，有時致使潤滑油缺乏；或者在高速傳動中因為溫度驟然升高，使潤滑油的黏度劇烈降低而將油擠出，都可能發生咬合現象。在低速傳動中，因為構成油膜的速度不夠，潤滑同樣也很困難，所以也可能有咬合情形發生。

## 二 選擇計算用的工作用量及計算用的載荷

**標稱計算載荷<sup>①</sup>** 齒輪齒上的最大載荷可以用圓周力( $P$ )、扭矩( $M$ )、或功率和轉數( $N$ 及 $n$ )來表示，其大小係根據作用在被計算的齒輪所在部件上任何一種形式的已知載荷( $M_0$ 、 $N_0$ 或 $P_0$ )而決定。藉圖表的幫助而進行設計的計算時，載荷應以功率及轉數、或圓周力來表示。

<sup>①</sup>代表符號參閱附錄五 95 頁的符號一覽表。

**計算用的轉數  $n$**  計算用的轉數  $n$  應採用齒輪承受最大載荷時的轉數。當計算萬能機床變速箱的齒輪時，其所用的計算轉數  $n$ ，一般相當於主軸的最小轉數  $n_{\text{主軸}}$ ，最小的轉數或者與開始利用機床全部功率工作時主軸轉數  $n_{\text{主軸}}$  相當的轉數。轉數  $n_{\text{主軸}}$  可用計算的方法加以確定。例如先根據規定的最大切屑截面積，決定其切削速度，然後再根據在車床和鑽、鏜床上加工工件及孔的直徑或銑床上銑刀的直徑求其轉數；同時應該注意到低檔轉數常用於不需要大功率的技術操作中（例如：鉸工、大節距螺紋的精加工及不需要高生產率的大尺寸工件的加工<sup>①</sup>）。然而對於許多萬能機床在它的整個轉數範圍中其全部功率都應該有可能使用。

**表示載荷特性的係數  $k_0$**   $k_0$  乃是下列各係數的乘積，動載荷係數  $k_d = \frac{1}{k_0}$ ，過載荷係數  $k_{\text{огп}}$ ，及沿整個齒寬載荷分佈不均勻性的係數  $k_{\text{неп}}$ 。

**動載荷** 在輪齒上發生的動載荷主要根據基節的誤差（係由於切齒刀具的不準確性）及周節的誤差（係由於切齒機床的不精確性）而決定。

直齒齒輪應根據基節誤差而引起的動載荷來計算（表 5）。但對於調質鋼或淬火鋼的齒輪，如其圓周速度大於 10 公尺/秒者除外；對於這種齒輪，如根據周節誤差計算時，所引起的動載荷數值可能較大；因此作此種齒輪的精密計算時，應當根據基節誤差（按表 5）及周節誤差（根據列在以下的公式）核算所引起的動載荷，而採用其較大者。

斜齒齒輪應當根據周節誤差所引起的動載荷來計算（表 6）。

表 5 及 6 均根據 A. И. 彼得路斯維奇對於輪齒的衝擊力公式製訂，這兩個表適用於計算這樣的齒輪，其節徑為  $d_0$ ，轉數為  $n$ ，計算用的接觸應力為  $\sigma^{\text{②}}$ ，基節誤差為  $\Delta$ （直齒輪，見表 5）及周節誤差為  $\delta$ （斜齒輪，見表 6）<sup>③</sup>。

當需要很精密地決定  $k_d$  的數值時，或在  $k_d$  的數值表中並未載明的情況下， $k_d$  可按公式  $k_d = 1 + \frac{U_b}{P}$  計算，但對於未經淬火的鋼質齒輪，其輪齒表面層的硬度為  $H_B < 350$  者，則可按公式<sup>④</sup>  $k_d = 1 + \frac{U_b}{2P}$  決定。

① 當計算中型萬能機床的變速箱時，如其轉數調整範圍相當大時，常可採用  $n_{\text{主軸}} = \sqrt[4]{D} n_{\text{主軸}}$ ，最小。

② 當齒係數  $k$  的數值與 1 相差很大時，動載荷係數應該根據這樣一個接觸應力來按表選擇，其數值等於或非常接近於原齒輪的接觸應力除以  $\sqrt{k}$ ，即  $\frac{\sigma}{\sqrt{k}}$ 。載在表上的數值  $k_d$  是根據這樣一個假定來求得的，就是齒輪所傳遞的載荷等於其表面層工作能力所許可的最大載荷；假使有效的載荷小於最大許可載荷時，那麼從表所查到的動載荷係數應該採用一個較小的數值，但是強度的條件仍然很顯然有餘裕地被滿足了的。用表中的動載荷係數來決定齒輪的壽命時，所得的數值將會稍高一些。

③ 人字齒輪的動載荷同樣也根據周節誤差決定，但是所得的數值應比斜齒輪的動載荷少 10%。

④ 對於未經淬火而輪齒表面硬度  $H_B < 350$  的鋼質直齒輪， $k_d$  亦可近似地按公式  $k_d = 1 + \sqrt{\frac{v}{30}}$  或者  $k_d = \frac{\sigma + v}{\sigma}$  來計算，式中  $v$ —圓周速度（公尺/秒）， $\sigma$ —係數，對於二級精度齒輪（ $H_B < 350$ ），取為 6—12；對於淬火齒輪，係數  $\sigma$  應相應地選用較大值（參閱附錄 95 頁）。

式中:  $P = \frac{102 N}{v}$  — 作用於輪齒上的有效圓周力, 公斤;

$N$  — 齒輪所傳遞的功率, 仟瓦;

$v = \frac{\pi m z n}{1000 \times 60}$  — 圓周速度, 公尺/秒;

$U$  — 單位齒寬上的衝擊力(圓周方向的分力), 公斤/公厘。

由於基節誤差所引起的衝擊力(直齒輪)為:

$$U = 0.025 v \sqrt{\frac{A(\Delta - 5)}{i}} \quad \text{公斤/公厘。}$$

由於周節誤差所引起的衝擊力(斜齒輪)為:

$$U = \sqrt{\frac{0.0066 (\delta c)^2}{2 + \frac{470 \delta c d}{v^2 d_0}}} \quad \text{公斤/公厘;}$$

$b$  — 輪齒寬度, 公厘;

$A = \frac{mz(i+1)}{2}$  — 齒輪的中心距離, 公厘;

$\Delta$  — 基節誤差(表 9), 公微(補償誤差為 5 公微);

$\delta$  — 周節誤差, 公微;

$c$  — 輪齒的單位刚度, 公斤/公分公微(鋼質直齒輪  $c=16.5$ ; 斜齒輪  $c=28$ ; 人字齒輪  $c=22.5$ );

$d_0$  — 齒輪節圓直徑, 公厘。

$d$  — 齒輪偶中某一個齒輪的節圓直徑, 根據這個齒輪的誤差, 將引起較大的動載荷。在齒輪的一般工作用量與實際尺寸下, 應令  $d = d_0$  ①。

鋼質圓錐齒輪的動載荷係數可和同等精度的圓柱齒輪一樣(有相同的節圓直徑、轉數及傳動比等), 根據表 5 及表 6 來決定, 並根據圓柱齒輪的  $k_\alpha$  按表 7 加以修正。一般情況下圓錐齒輪齒上的動載荷約等於相應的圓柱齒輪的動載荷的 40~60% (因之, 以動載荷係數— $k_\alpha$  的值—所表示的動載荷的增加為 1)。

當精密計算  $k_\alpha$  的值或者  $k_\alpha$  未列於表中時, 圓錐齒輪的動載荷係數  $k_\alpha$  可根據計算圓柱齒輪的同一公式來決定, 即  $k_\alpha = 1 + \frac{Ub}{P}$  或  $k_\alpha = 1 + \frac{Ub}{2P}$ 。式中  $Ub$  及  $P$  按圓錐齒輪平均直徑計算, 同時須將計算直齒輪輪齒圓周衝擊分力公式中的齒輪中心距離  $A$  以  $L - 0.5b$  代替, 此數值可藉模數按公式  $L - 0.5b = \frac{mz(1 - 0.5\psi)}{2 \cos \beta} \sqrt{i^2 + 1}$  決定 ( $m$  — 最大法向模數, 如已知端面模數  $m_s$ , 則式中  $m$  可用  $m_s \cos \beta$  代替)。

鋼質齒輪與鑄鐵齒輪嚙合時, 其動載荷係數的計算與計算成對的鋼質齒輪(即鋼齒輪與鋼齒輪的嚙合)相同。亦可以先根據表 5 或 6 (按鋼質齒輪)查出, 然後再根據表 8 加以修

① 在所有情況下, 由於  $d = d_0$  而引起的誤差不大。

正。

鑄鐵齒輪動載荷係數的計算和 45-H 或 6 號 ( $\sigma_{\text{HON}} = 45$  公斤/公厘<sup>2</sup>) 鋼質齒輪一樣，先按表 5 或 6 查出，然後按表 8 加以修正。

當圓周速度  $v \leq 1$  公尺/秒時，動載荷係數可取為 1。

沿整個齒寬、載荷分佈不均勻性的係數  $k_{\text{неп}}$  對於在具有正常剛度的軸上並置於兩軸承間的齒輪， $k_{\text{неп}}$  可取為 1。

當齒輪置於懸臂軸上及剛度不足的軸上，且靠近軸承時，其數值可取為 1.2。在切製齒輪時，如能保證受載荷時輪齒具有正確的接觸點位置，則載荷不均勻性係數可以不計。

過載荷係數  $k_{\text{неп}}$  根據電動機標稱功率規定標稱載荷時， $k_{\text{неп}}$  的數值一般可估計為 1~1.25。

對於連續切削工作的機床傳動，只有在電動機所用的功率經常過載時，才採用不等於 1 的過載荷係數的數值<sup>①</sup>。

當計算輪齒的疲勞時，如實際過載極少發生，則可不必特別考慮過載荷係數，因為可通過材料的處理來得到補償。但有時機床的過載可能達到電動機損壞的程度，即為標稱載荷的 1.8~2 倍（主要是由於機床沒有摩擦接合器），則必須考慮過載荷係數，使能滿足靜力強度的要求<sup>②</sup>。

**壽命係數** 齒輪工作用量及使用期限的變動性可藉壽命係數來加以計算。壽命係數在計算中係作為一乘數與最大的連續作用載荷相乘，這一乘積即為換算載荷；在等於載荷基準循環次數下（根據此種載荷基準循環數，可以求得材料的永久疲勞極限，或者可以決定材料的瞬時疲勞極限），這一個換算載荷的固定作用就其本身所產生的疲勞應力而言，相同於在已知使用期限中各種不同載荷的綜合作用（即在這種換算載荷作用下，根據疲勞應力  $\sigma_{-1}$  所計算的齒輪可以承受基準次數的載荷循環——譯者註）。

利用壽命係數的計算是在用實驗方法所找到的載荷  $Q$ ，與在損壞前載荷循環次數  $n_{\text{總}}$  的關係上建立起來的；並且利用在不同的變載荷下疲勞和的簡單定律，來加以計算（近似於滾動軸承用的一般計算公式）： $\Sigma Q_i^m n_{i\text{總}} = \text{常數}$

式中： $m$ —幂數，根據表層強度（即接觸應力——譯者註）計算時， $m$  取為 3；根據彎曲應力計算時， $m$  取為 9。

① 假如在零件加工中有着相當大的功率消耗，其加工循環時間不大於 10—15 分鐘，並且在整個循環中包括着停車或空轉，在這種情況下也有可能採用  $k_{\text{неп}}$  不等於 1。

② 在這樣類型的過載下，如齒輪是根據永久疲勞極限並考慮到電動機有 25% 的過載按彎曲來計算的，則所推薦的許用應力數值，就能符合於強度條件，亦即在最大應力區域內，完全不產生任何的殘餘塑性變形。

壽命的計算主要適用於輪齒的表面層。在比較不大的使用期限中，中速和高速的齒輪，在達到載荷循環次數之後，它的抗彎疲勞極限即保持常值（亦即與循環次數無關）。因此在按彎曲的計算中壽命係數通常取為 1；亦即根據最大的永久作用應力（即永久疲勞極限——譯者註）的計算來加以限制（這也就是說根據彎曲應力計算時，計算的使用期限可以無限大）。但低速而重要的齒輪，均應根據彎曲應力計算其壽命（參閱附錄）。

表層壽命的計算將在本文以下各節中加以討論。

壽命係數的最大數值由上述關係的應用範圍加以限制。最小數值（特別在缺乏塑性變形的時候）係根據單一載荷下的強度條件決定，作表面層的計算時  $k_{min}=0.4$ 。

通常在根據材料的永久疲勞極限（或根據與材料的永久疲勞極限有關的許用應力）的計算條件下，壽命係數的最大值可取為 1。假使按計算而得的壽命係數的數值大於 1，則仍應取為 1。對於淬火的鋼質齒輪，可以利用以載荷基準循環次數  $10^7$  時的瞬時疲勞極限的數值，根據接觸應力加以計算；但此時淬火鋼疲勞曲線的降低約至  $25 \cdot 10^7$  時始告一段落，因此壽命係數的最大值等於 3。

由於在初步或簡單的計算中沒有引用壽命係數，所以可能使強度裕度提高；但對於淬火齒輪如其表面層係按瞬時的（在  $10^7$  的循環下）而不是永久的疲勞極限計算時，應該除外。此時強度裕度可能提高亦可能顯著的降低，因此淬火齒輪表面層的計算，必須引用壽命係數。

對於調質鋼齒輪，如根據接觸應力作壽命的計算時（引用壽命係數）其實用範圍應以  $n_{min} \leq 300$ （每分鐘轉數）為限制。

在較高轉數中，壽命係數的引用通常無此必要，亦無何效果。

萬能機床變速箱齒輪的壽命係數可為下面各係數的乘積：表示功率可能變動的係數  $k_N$ （被引用於當轉數固定而所傳遞的功率為變動的工作情況下），表示在不同轉數下工作的係數  $k_n$ ，和表示使用期限的係數（其值為  $\sqrt[3]{\frac{60 T n_{min}}{10^7}}$ ）。

係數  $k_N$  係數  $k_n$  的數值可自表 11 中查得。

根據統計的資料，在萬能機床上的大部份加工時間中，功率的消耗是較小的。這個資料是符合於機床所規定功率利用係數的數值的，它對於有單獨傳動機床的車間，一般取為 0.2 至 0.25（對於有同時工作的機床的車間，這一個係數的值可以取得稍稍高些）。

在萬能車床鑽床及其他機床上，在不同功率下工作時間的分配曲線，如以所消耗的功率為橫座標，工作時間百分率為縱座標，則通常構成一個雙曲線。

在銑床上，特別是在立銑床上，功率的利用更完全，並且當使用高速鋼及硬質合金刀

具時，常達到兩個最高的數值。

今後由於硬質合金刀具的廣泛應用和日益完善的工作方法，機床功率利用的提高，是完全可以期待的。

**係數  $k_n$**  對於機床變速齒輪箱內的齒輪，在所有的轉數級中，其係數  $k_n$  在相同的工作時間條件下，可根據變速箱總級數  $Z$  及全部功率開始被利用的那一級  $Z_1$  按表 12 ① 決定。如表中不能查到時，係數  $k_n$  可根據齒輪的全部轉數調整範圍  $D = \frac{n_{max}}{n_{min}}$  及在此時的轉數調整範圍  $D_1 = \frac{n}{n_{min}}$  查圖 1 ② 而定。假使在兩軸之間，所計算的傳動齒輪不是一對，而是  $x$  對時，那麼按圖 1 所決定的  $k_n$  值，因為要考慮到齒輪工作的輪換性，應當除以  $\sqrt{x}$ 。

圖 1 和表 12 中係數  $k_n$  的數值並未考慮由於轉數變化而引起的動載荷的變動。

如考慮到動載荷的變動時（動載荷係與轉數成正比例），直齒齒輪的係數  $k_n$  可按圖表（圖 3—6）決定。

然而如計算所顯示的，動載荷的變動只應當對於高速的並在比較大的調整範圍下工作的齒輪（ $D \geq 6-8$ ，最小的圓周速度  $v \geq 2-2.5$  公尺/秒）才被考慮，對於中等速度的齒輪，係數  $k_n$  的決定可以不考慮動載荷的變動。

根據統計資料，在機床使用及磨損範圍內，最適合的轉數區域是隨着刀具切削性能的提高而不斷的變動着的。在新式結構的機床上，這一個區域在低轉數方面稍稍有些變動，為了對稱分配的緣故，所以在高轉數方面也有些變動。這便證實了時間分配對稱定律對於轉數級的運用性。對於有着多種級數及大轉數調整範圍的機床，我們可以觀察到兩端的級數是很少被利用的，而中間的級數的利用率卻比較頻煩，這種情況通常是有利於強度裕度的增加的。

**使用期限** 使用期限是指齒輪用於計算的總傳動工作時間，以小時作為計算單位。對於中型機床的齒輪和重型機床上尺寸不大的齒輪，使用期限可取為 10,000—15,000 小時；對於重型機床上大模數的齒輪，則可達 25,000 或更多的小時。選取計算用的使用期限時，也應當考慮部件拆卸和齒輪的更換條件的難易。

① 在表 12 的簡圖中，如轉數級數的公比值相當大時，則結構圖上某些傳動比須用兩對齒輪來達到。

② 我們可以看到，所計算的齒輪是循着同一的傳動系統的不同後面部分，在不同工作用量下工作着的（以同樣的全部調整範圍  $D$  但不同的  $D_1$ ）。在必須作精密計算的情況下，應將對於所有工作情況的  $k_{nnp}$  的數值先按圖 1

加以決定，然後再按下式求得  $k_n$  值。 $k_n = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^r (k_{nnp})^3}{x}}$ ，式中  $r$  代表齒輪工作情況種數。表 12 中的係數  $k_n$  的值即係按此公式求得。當根據彎曲計算時，係數  $k_n$  應利用圖 2 按同一公式加以決定，但式中之種數及模次均應改為 9。

在覆核計算中，齒輪的使用期限是要在確定了最大單位壓力之後才被決定的。在這種情況下，決定使用期限時也就考慮到了工作用量的變換性。對於輪換工作着的齒輪，如對於所有轉數級都有着同樣工作時間，也就是每一傳動齒輪都有着同樣工作時間，則規定的或根據計算結果所得的壽命數值，等於齒輪組中所有齒輪壽命之和。在計算表中（見表3和表4）考慮到對於所採用的假定的偏差，在決定齒輪的使用期限時，引用了係數 $\xi=1.1-1.3$ 。係數的較小值用於固定工作的齒輪傳動（例如主軸的齒輪），較大值用於輪換工作的齒輪傳動。

萬能機床有時被用於大批生產操作中，並且以一個中級的或較高的轉數在工作着。如這一個固定的轉數大於最小轉數6倍到8倍，則位於驅動主軸的傳動系統的末端的齒輪，在以全功率工作下，按其表面層的疲勞計算時，它的壽命的維持仍可得到保證。

置於傳動系統前端的齒輪，它的壽命在不利的情况下，如按表面層的疲勞來計算時，可能降低20-30%，但在一般情況下，這種降低是比較少的。

當利用萬能機床在固定載荷下工作時，如其功率小於最大功率20—30%，則齒輪仍可維持它的計算的壽命。

齒輪的壽命如根據彎曲強度核算時，一般是不成問題的。

利用萬能機床以全功率工作時（譯者註：在固定載荷下），齒輪的平均壽命可能不被降低，甚至由於減少了在工作中因齒輪換檔而引起的輪齒的破裂，齒輪壽命反而可以增加。

在上述所推薦的壽命係數的計算中，疲勞總和是由各種不同振幅的變應力，包括低於疲勞極限的應力所產生的。這一個總和，對於有着相當短的向下一段疲勞曲線的材料（例如青銅受接觸應力作用時的疲勞曲線其曲線部份在 $n_{總}=2.5 \times 10^8$ 時，開始轉變為直線——譯者註），可以使安全係數作某些形式的提高。因為疲勞是與載荷的高冪數成比例的，因此低載荷因素的影響非常小，安全係數的提高也不顯著，通常不超過10%。除此而外，很顯然地它也可以藉一系列的其他因素得到補償。

要達到某些計算上的精密還是可能的，特別是對於表示工作用量變動係數 $k_n$ 的決定。它可以不根據所計算的齒輪的全部轉數調整範圍 $D$ 而是根據這樣一個轉數調整範圍 $D'$ 或轉數級 $Z'$ 而決定，此時在無限長的載荷作用下應力仍高於許用數值。這樣所得到的 $k_n$ 數值應乘以係數 $\sqrt[m]{\frac{Z}{Z'}}$ （也可以乘以 $\sqrt[m]{\frac{D'}{D}}$ ），式中 $Z$ 為所計算齒輪的全部轉數級數。這一個係數是用來考慮這樣一個事實，即連續地高於許用應力而工作的時間是與相適應的級數或調整範圍成正比例的。此時如機床以變動功率工作時，係數 $k_N$ 應該採用平均小於前述2—5%的數值。

這種計算作為覆核計算是很方便的。為了設計的計算，則可以利用一個特別圖表。因為限於本書篇幅，這些圖表沒有列入。在有限制的工作用量種數下，可以從連續地高於許用值的應力的疲勞和來決定壽命係數。

### 三 許用應力

**許用彎曲應力** 許用彎曲應力是與輪齒工作的基本情況——單向載荷傳遞有關的，其數值見表 13。與模數有關的許用應力值的變化是隨着單純按疲勞而定的尺寸效應（尺寸增大時，疲勞極限降低）及不同的熱處理條件而更異。

對於正火、調質及深度淬火的鋼質輪齒，以及鑄鐵輪齒，其尺寸因素影響的估計與軸的實驗數據相似（對模數大的齒輪在 15~20% 範圍內）。對於用熱處理或化學熱處理而使表面強化的輪齒，其應力集中有效係數是根據相關的表面強化層深度而計算的。

對於滲碳的輪齒，其滲碳層深度的計算可取為（根據金屬切削機床試驗科學研究所的決定） $S_k = 0.15S_{\pm 0.1}^{0.1-0.2}$  公厘（ $S$ —輪齒厚度）。其最大限制深度為  $S_{k\max} = 2$  公厘，對模數大的輪齒，許用應力的降低估計約為 35%。

對於用高頻率電熱淬火的輪齒，其許用應力須根據下列淬火的技術規程來選擇：深度淬火——實際應用於模數小的輪齒；齒廓及齒根圓角（выкружка зубьев）淬火——近代多應用於中等模數的輪齒；及單純的齒廓淬火——近代應用於模數大的輪齒（在齒根圓角淬火不可能的情形下）。

對於以高頻率電熱作深度淬火的輪齒，其許用應力近似於在油中淬火到同樣硬度時的應力。對於淬火齒廓及齒根圓角的輪齒，由於表層強化使在齒根圓角部分應力集中係數的數值減少，故其許用應力應根據中心層的強度選擇。

對於作齒廓淬火的輪齒，其許用應力應根據中心層強度選擇。

當工作齒廓及齒根圓角受到淬火時，輪齒可得到最高的強度。

用高頻率電熱淬火的齒輪，特別是以不常用的方法淬火的齒輪，其許用應力的選擇應考慮到內應力的影響，這種內應力特別會使輪齒衝擊韌性降低，而這種衝擊韌性對推移齒輪及與其相嚙合的齒輪是有着極重大意義的。

**許用接觸應力** 許用接觸應力等於以  $10^7$  載荷循環次數為基準而決定的表層疲勞極限。其數值見表 13。因此對於  $H_B > 350$  其表層疲勞極限降低到相當於有着  $25 \cdot 10^7$  載荷循環次數的淬火鋼，表 13 中的許用接觸應力只能在下列條件下才被應用：(a) 載荷循環次數須接近於  $10^7$  及 (6) 須根據用壽命係數得來的換算載荷進行計算，換算載荷的決定見

本章前節所述。

對於當載荷循環次數等於或小於  $10^7$  時可以達到永久疲勞極限的  $H_B \leq 350$  的正火鋼及調質鋼，這時表中所列的應力可以應用在無限制長載荷作用期限中。對於上述鋼料，根據用壽命係數而得的換算載荷來進行計算時，因為載荷被允許有一些提高，所以這一種計算實際上只符合於低速齒輪（表 13 中未列入的材料，其許用應力的決定參閱附錄 II）。

#### 四 設計的计算

在設計的計算中，齒輪傳動的尺寸是根據齒數較少齒輪的計算來決定的（假定傳動齒輪係由同一材料所製成）。

計算的進行可利用圖表的幫助。

表 14、16 及 17 載有圓柱齒輪（輪緣寬度為 10 公厘，轉速為 100 轉/分時）的許可傳遞的最大功率和圓周力：（a）按照輪齒抗彎曲的強度（疲勞）（表 14）；（b）按照表層的疲勞強度（表 16 及 17）。

表 15 及 18 載有圓錐齒輪（通常齒寬係數  $\frac{b}{L} = 0.3$ ）在轉速為 100 轉/分，傳動比  $i=1$ （亦即初錐角為  $45^\circ$ ，而有相同的工作能量標準）<sup>①</sup>所傳遞的最大許可功率和圓周力。

計算表是在僅有一對齒輪同時工作的假定下而構成的，在表中根據彎曲應力計算的一欄下，對於主要用於機床構造的二級精度的齒輪，其傳遞功率（及載荷）可以加大到下列數值（在公式中引用了係數  $k_\varepsilon$ ）：（a）對於齒輪寬度上的輪齒的昇程不少於端面周節 75—80% 的斜齒齒輪——可以加大  $(0.9-0.10) \varepsilon_\alpha$  倍，式中  $\varepsilon_\alpha$ ——端面重合度，即加大 40—50%；（b）對於直齒齒輪及上述以外的斜齒齒輪——可加大  $0.8\varepsilon$  倍，式中  $\varepsilon$ ——重合度，即加大 20—30%。

當修正齒輪採用大的齒形修正係數時（為了加大輪齒強度與減少接觸時間），表 14 所列按彎曲應力計算而得的功率及圓周力的數值，應根據在切削中刀具的原始齒形從節圓上每移動  $0.1m$ ，提高 3—6%<sup>②</sup>。對於齒數少的（10—15）齒輪應當採用較大的數值（6%），

① 因為齒形係數須根據換算齒數  $z_1$  來決定，對於直齒圓錐齒輪  $z_1 = \frac{z}{\cos \gamma}$ ，對於斜齒圓柱齒輪  $z_1 = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ ，對於斜齒圓錐齒輪  $z_1 = \frac{z}{\cos \gamma \cos^3 \beta}$ ，而在表 14 及 15 中則在  $\beta=0, \gamma=45^\circ$  的假定下來計算的；因此當利用此表的資料根據彎曲應力來計算初錐角  $\gamma=45^\circ$ （亦即  $i=1$ ）的直齒圓錐齒輪以及斜齒圓柱齒輪和斜齒圓錐齒輪時，便產生了一些誤差，此時所產生的誤差對齒數少的斜齒齒輪不超過 3—4%，齒數多的斜齒齒輪不超過 1—2%。對初錐角  $\gamma=45^\circ$  的，齒數少的圓錐齒輪不超過 10—11%，齒數多的（當  $i \geq 2$ ）不超過 4—6%。當必須精密計算時，表中功率和圓周力的數值須乘以  $\frac{y}{y_T}$ ，式中  $y_T$  為根據  $z_1 = \frac{z}{\cos 45^\circ \cos \beta}$ （圓錐齒輪）及  $z_1 = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ （圓柱齒輪）查表 10 而決定的齒形係數。而  $y$  則係根據  $z_1 = \frac{z}{\cos^2 \beta \cos \gamma}$ （圓錐齒輪）及  $z_1 = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ （圓柱齒輪）而決定的齒形係數。

② 當計算時如沒有估計第二對齒參加工作，則這個數值可能提高為 5—8%。