

齒輪強度 計算法

基斯茨揚著



機械工業出版社

齒輪強度計算法

基斯茨揚著

裘家駒、周惠家譯



機械工業出版社

1955

出版者的話

本書是根據蘇聯機器製造書籍出版社 1954 年出版的 Я. Г. 基斯茨揚原著：[Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность] 譯出的。

本書敘述圓柱齒輪及圓錐齒輪嚙合的強度計算方法，適用於封閉式或敞開式，連續作用或非連續作用的動力傳動嚙合，此種傳動可固定裝於機器中或製成單獨組件的形式，應用經過加工的鋼質或鑄鐵的齒輪，其速度範圍如下：鋼質齒輪——到 25 公尺/秒；鑄鐵齒輪——到 10 公尺/秒。

本書中所介紹的計算方法是蘇聯中央工藝與機器製造科學研究所所製定。可供工廠的設計部門，設計機構及科學研究所工作人員應用。

本書會承張錫聖同志校閱。

蘇聯 Я. Г. 基斯тьян 著 ‘Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность’ (Машгиз 1954 年第一版)

* * *

書號 0882

1955 年 10 月第一版 1955 年 10 月第一版第一次印刷

850 × 1168 ¹/₃₂ 字數 67 千字 印張 2 ¹³/₁₆ 0,001— 3,500 冊

機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第 008 號 定價(8) 0.55 元

目 次

原序	4
一 本書應用的範圍和計算方式	5
二 輪齒的表面強度計算	7
1 疲勞碎裂的計算	7
2 輪齒表面脆性破壞或塑性變形的計算	26
三 輪齒的彎曲強度計算	28
1 疲勞破壞的計算	28
2 輪齒彎曲時的脆性破壞或塑性變形的計算	40
四 計算例題	42
例1 軋鋼機用兩級減速器中齒輪嚙合的計算	42
例2 挖掘機中減速器低速級的嚙合尺寸的確定	51
例3 增速器負荷能力的確定	59
例4 減速器負荷能力的確定	65
例5 運輸機傳動中齒輪嚙合尺寸的確定	71
五 本書中嚙合計算方法的原始根據	75
中俄名詞對照表	87
中俄人名對照表	90

原 序

齒輪傳動和減速器均係大多數近代機器中的重要組成部分，而且它們的應用範圍在不斷地擴大。

因此，齒輪傳動和減速器的結構必須繼續發展，其計算方法必須更加完善。

本書基本上是綜合了重型機械製造業（包括起重機製造業）中的設計與使用齒輪傳動所累積的經驗而成。在編製本書時，也利用了蘇聯近年來在齒輪方面進行科學研究工作所得到的結果。

利用這些研究結果以及重型機器製造業的工廠，科學研究所和設計機關等的經驗，使本書中有可能考慮到諸如：負荷情況，短時負荷，潤滑和輪齒工作表面的狀況以及輪齒彎曲強度的精確決定等因素對嚙合工作能力的影響。

在本書中，連續作用的齒輪嚙合與非連續作用的齒輪嚙合（例如：起重機的傳動）的計算方法，均基於同一的原則上。

除此之外，我們想，與肯定一方面的同時，本書也不是沒有缺點的，例如：本書中沒有包括膠合和磨損的計算，因為據我們看來，目前這種計算尚無任何令人滿意的原則；齒輪寬度上負荷集中的計算，動負荷與某些其他因素的計算也不完善，這主要是由於對它們影響嚙合負荷能力的研究不够充分的緣故。這些因素在本書中是根據現有齒輪傳動的實際設計而予以估計的。

關於改善本書的批評與建議，我們將衷心接受，並在今後再版的工作中予以採用。

一 本書應用的範圍和計算方式

本書適用於封閉式或敞開式的動力傳動之齒輪啮合的計算，此種動力傳動係固定裝於機器中或製成單獨組件的形式，在下述條件時，可採用經過加工的鋼質或鑄鐵的圓柱齒輪或圓錐齒輪：

1. 外啮合或內啮合，修正的或未修正的。
2. 直齒或非直齒，面切的或未面切的。
3. 鋼質齒輪的圓周速度不超過 25 公尺/秒，鑄鐵齒輪（包括一對齒輪中只有一個為鑄鐵製時）不超過 10 公尺/秒。

本書不適用於節點外的啮合和雙曲面啮合（螺旋傳動和雙曲面體傳動）。

在封閉式傳動的輪齒啮合中，當計算小齒輪與大齒輪[●]的表面強度與彎曲強度時（包括其他情況在內）均應分別考慮。這兩種強度計算中的任一種計算都規定有：

- 1) 在重複負荷下計算疲勞破壞。
- 2) 在一次作用負荷下計算塑性變形或脆性破壞（習慣上當作靜力強度計算）。

這些計算的方式，也可推廣到敞開式傳動的齒輪啮合，但此時不必計算輪齒表面的疲勞破壞。

將上述計算結果相比較以後，最後即可決定：或者是用輪齒材料所需的機械性能為最高者；或者是用啮合尺寸為最大者；或者是用負荷能力為最小者。

在輪齒兩向工作的傳動中，當各向的條件不同時（負荷，延續時間或速度），輪齒表面強度與彎曲強度的計算，應該當作兩個獨立的啮合來進行。

● 在此後，小齒輪係指一對齒輪中較小的一個，大齒輪則指較大的一個，而齒輪一詞則係兩者通用。

6

本書所載諸公式以計算尺所能保證的準確度來進行計算，是已足够了。

二 輪齒的表面強度計算

1 疲勞碎裂的計算

疲勞碎裂的計算, 按表 1 中所列公式之一進行之。

表 1

計 算 公 式	公式 序號
<p>1. 鋼製圓柱齒輪 (直齒, 斜齒或人字齒)</p> <p>確定輪齒表面層的應力:</p> <p>1) 齒輪與齒輪相嚙合</p> $\sigma = \frac{230000(i \pm 1)}{A i} \sqrt{\frac{N}{n_k} \frac{K(i \pm 1)}{b} \left(\frac{\cos \beta K_{\text{齒點集中}}}{\xi' e_s \sin 2\alpha_s} \right)} \ll [\sigma]_{\text{耐久}} \quad (1)$ <p>2) 齒輪與齒條相嚙合</p> $\sigma = \frac{460000}{a_{uu}} \sqrt{\frac{N}{n_u} \frac{K}{b} \left(\frac{\cos \beta K_{\text{齒點集中}}}{\xi' e_s \sin 2\alpha_s} \right)} \ll [\sigma]_{\text{耐久}} \quad (2)$	
<p>確定中心距離</p> $A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{230000}{i [\sigma]_{\text{耐久}}} \right)^2 \times \frac{N}{n_k} \frac{K}{\psi} \left(\frac{\cos \beta K_{\text{齒點集中}}}{\xi' e_s \sin 2\alpha_s} \right)} \quad (3)$	
<p>確定可以傳入嚙合的最大負荷:</p> <p>1) 齒輪與齒輪相嚙合</p> $\frac{N}{n_k} = \left(\frac{A i [\sigma]_{\text{耐久}}}{230000} \right)^2 \times \frac{b}{K(i \pm 1)^3 \left(\frac{\cos \beta K_{\text{齒點集中}}}{\xi' e_s \sin 2\alpha_s} \right)} \quad (4)$ <p>2) 齒輪與齒條相嚙合</p> $\frac{N}{n_u} = \left(\frac{a_{uu} [\sigma]_{\text{耐久}}}{460000} \right)^2 \times \frac{b}{K \left(\frac{\cos \beta K_{\text{齒點集中}}}{\xi' e_s \sin 2\alpha_s} \right)} \quad (5)$	

計 算 公 式	公式 序號
<p style="text-align: center;">2. 鋼製圓錐齒輪 (直齒或非直齒)</p> <p style="text-align: center;">當 $\delta = 90^\circ$ 時</p> <p>確定輪齒表面層的應力</p> $\sigma = \frac{280000}{(L-0.5b)i} \sqrt{\frac{\frac{N}{n\kappa} K (i^2 \pm 1) \sqrt{i^2 + 1}}{b}} \ll [\sigma]_{耐久} \quad (6)$ <p>確定節錐長度</p> $L = \psi_{圓錐} \sqrt{i^2 + 1} \sqrt{\left[\frac{280000}{(\psi_{圓錐} - 0.5)i [\sigma]_{耐久}} \right]^2 \times \frac{N}{n\kappa} K} \quad (7)$ <p>確定可以傳入嚙合的最大負荷</p> $\frac{N}{n\kappa} = \left[\frac{(L-0.5b)i [\sigma]_{耐久}}{280000} \right]^2 \times \frac{b}{K(i^2 + 1) \sqrt{i^2 + 1}} \quad (8)$	
<p style="text-align: center;">當 $\delta \neq 90^\circ$ 時</p> <p>確定輪齒表面層的應力</p> $\sigma = \frac{280000}{(L-0.5b)i \sin \delta} \sqrt{\frac{\frac{N}{n\kappa} K \sqrt{(i^2 + 2i \cos \delta + 1)^3}}{b}} \ll [\sigma]_{耐久} \quad (9)$ <p>確定節錐長度</p> $L = \psi_{圓錐} \sqrt{i^2 + 2i \cos \delta + 1} \sqrt{\left[\frac{280000}{(\psi_{圓錐} - 0.5)i \sin \delta [\sigma]_{耐久}} \right]^2 \frac{N}{n\kappa} K} \quad (10)$ <p>確定可以傳入嚙合的最大負荷</p> $\frac{N}{n\kappa} = \left[\frac{(L-0.5b)i \sin \delta [\sigma]_{耐久}}{280000} \right]^2 \times \frac{b}{K \sqrt{(i^2 + 2i \cos \delta + 1)^3}} \quad (11)$	
<p>1. 公式(1)、(3)和(4)中$(i \pm 1)$的正號用於外嚙合，而負號則用於內嚙合。</p> <p>2. 假若一個或一對齒輪為鑄鐵製，則公式(1)~(11)中所有的數字係數230000, 460000和280000均應乘以 $0.001 \sqrt{\frac{E_u E_\kappa}{E_u + E_\kappa}}$，式中 E_u 和 E_κ 分別為小齒輪和大齒輪材料的彈性模數(公斤/公分²)。</p> <p>3. 對於未修正的嚙合 ($\xi_u = \xi_\kappa = 0$)，或等量修正的嚙合 ($\xi_u = -\xi_\kappa$)，公式(1)~(5)中之數值 $\left(\frac{\cos \beta K_{圓錐齒輪}}{\xi' \epsilon_s \sin 2\alpha_s} \right)$ 可採用下列之值：</p>	

(續)

對於直齒輪	1.55
對於斜齒和人字齒輪	1.40

這些數值也可以用於數值不大(即 $\frac{\xi_{cN}}{z_c}$ 不超出表 2 所示的極限值)的非等量修正嚙合($\xi_{u1} \neq -\xi_{u2}$)。在其餘的情況下,公式(1)~(5)中應代入 $(\frac{\cos \beta K_{\text{節點集中}}}{\xi' \epsilon_s \sin 2 \alpha_s})$ 的實際數值,同時採用:

對於斜齒輪和人字齒輪
 $K_{\text{節點集中}} = 1.5$ 和 $\xi' \approx 0.95$

對於直齒輪
 $K_{\text{節點集中}} = \cos \beta = \xi' = \epsilon_s = 1$

表2 $\frac{\xi_{cN}}{z_c}$ 的極限值

節圓柱上輪齒的傾斜角 β	$\frac{\xi_{cN}}{z_c}$ 的極限值	節圓柱上輪齒的傾斜角 β	$\frac{\xi_{cN}}{z_c}$ 的極限值
$\beta = 0$ (直齒)	$(-0.006) \sim (+0.009)$	$15^\circ \leq \beta < 30^\circ$	$(-0.007) \sim (+0.010)$
$6^\circ \leq \beta < 15^\circ$	$(-0.007) \sim (+0.009)$	$30^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$	$(-0.010) \sim (+0.015)$

表 2 中, $\frac{\xi_{cN}}{z_c}$ 為法向剖面中標準齒形的位移係數和 (代數和: $\xi_{cN} = \xi_{uN} + \xi_{kN}$) 對大小齒輪的齒數和 z_c 之比值。

公式(1)~(11)中之諸數值

代號	單位	名稱	頁次
A	公分	中心距離	—
b	公分	齒輪工作寬度(人字齒輪應減去中間槽的寬度)	—
ψ	—	圓柱齒輪工作寬度係數($\psi = \frac{b}{A}$)	—
d_{u1}	公分	小齒輪的嚙合節圓直徑	—
i	—	齒輪嚙合的傳動比: 為大齒輪齒數 z_K 對小齒輪齒數 z_{u1} 之比, 等於其轉速之反比 $i = \frac{z_K}{z_{u1}} = \frac{n_{u1}}{n_K} \geq 1$	—

代號	單位	名稱	頁次
$\frac{N}{n_K}$	$\frac{\text{馬力}}{\text{轉/分}}$	傳入嚙合的負荷 (用傳入功率對大齒輪轉速之比表示)	11
$\frac{N}{n_u}$	$\frac{\text{馬力}}{\text{轉/分}}$	傳入嚙合的負荷 (用傳入功率對小齒輪轉速之比表示)	11
K	—	考慮由於嚙合不精確而產生附加負荷的係數	12
$K_{\text{節點集中}}$	—	斜齒輪與人字齒輪節點處負荷集中係數	9
β	度	節圓柱上輪齒的傾斜角	—
ξ'	—	接觸線總長度變化的係數, 等於嚙合區域內接觸線之最小總長對其平均總長之比 $\xi' \leq 1$	9
e_s	—	端面銜接係數	—
α_s	度	斜齒輪及人字齒輪的端面嚙合角 (對於直齒輪 $\alpha_s = \alpha$)	—
σ	公斤/公分 ²	輪齒表面層的計算應力	—
$(\sigma)_{\text{容許}}$	公斤/公分 ²	疲勞碎裂計算時, 輪齒表面層的允許應力 (取一對齒輪中允許應力較小者)	17~20
L	公分	節錐長度	—
δ	度	圓錐齒輪軸心線之夾角	—
$\psi_{\text{圓錐}}$	—	圓錐齒輪節錐長對其工作寬度之比 $(\psi_{\text{圓錐}} = \frac{L}{b})$	—

公式(1)~(11)中諸數值的確定

傳入嚙合的負荷 齒輪與齒輪相嚙合時 $\frac{N}{n_K} = \frac{M_K}{71620} \frac{\text{馬力}}{\text{轉/分}}$;

齒輪與齒條相嚙合時 $\frac{N}{n_u} = \frac{M_u}{71620} \frac{\text{馬力}}{\text{轉/分}}$ 。

式中: M_K 及 M_u 分別表示大齒輪和小齒輪軸上的扭矩 (公斤·公分)。

當確定計算應力或嚙合尺寸時, 表 1 與表 15 的公式中, 應代入傳入嚙合的最大負荷, 在確定此負荷時, 並應考慮到原動機與工作機中可能發生的慣性力 (例如: 由於行程的不均勻性, 開動機器

及其他原因所產生的慣性力等)。

數值 $\frac{N}{n_k}$ (或 $\frac{N}{n_u}$) 中並未包括齒輪嚙合不精確所產生的附加負荷。

當計算硬度均為 $H_B \leq 350$ 之一對鋼質齒輪的表面疲勞碎裂時, 其最大負荷的確定可不計及下列的最大峯尖負荷,

$$\left(\frac{N}{n_k}\right)_{\max} = \frac{M_{k\max}}{71620} \left[\text{或} \left(\frac{N}{n_u}\right)_{\max} = \frac{M_{u\max}}{71620} \right],$$

若此峯尖負荷連續作用的時間 ($t_{M\max}$) 不超過工作時間 ($t_{\text{工作}}$)[●] 的 3%, 同時該齒輪當時間 ($t_{M\max}$) 時, 齒側表面的嚙合次數不超過 500 次 (圖 1)。

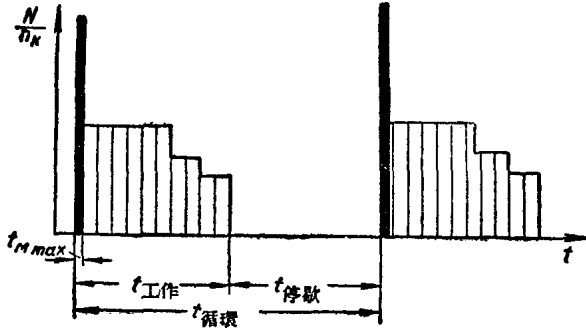


圖 1

當計算表面硬度為 $H_B > 350$ 的鋼質輪齒, 和表面硬度為任何值的鑄鐵輪齒, 以及計算鋼質輪齒與鑄鐵輪齒的彎曲疲勞破壞時, 其最大負荷的確定可不計及最大峯尖負荷 $\left(\frac{N}{n_k}\right)_{\max}$ 或 $\left(\frac{N}{n_u}\right)_{\max}$, 若此峯尖負荷在輪齒任一側面上作用的總循環數, 在整個嚙合的計算使用期內, 不超過 100000 次。

由於上述不予考慮的諸最大峯尖負荷的條件不同, 在某些場合下, 計算小齒輪與大齒輪時, 代入公式的負荷數值可能不同。

● 如計算中略去第 24 頁中所規定的小負荷, 則在此處的時間 $t_{\text{工作}}$ 應該相應地減小。

附加負荷係數，此附加負荷是由於嚙合不精確而產生，其係數之值可按下式確定（通用於小齒輪及大齒輪）。

$$K = K_{\text{集中}} K_{\text{動}}, \quad (12)$$

式中 $K_{\text{集中}}$ ——齒寬上負荷集中係數，此負荷集中是由於軸與小齒輪的彈性變形及製造不精確而產生。

$K_{\text{動}}$ ——動負荷係數，此動負荷是由於嚙合不精確而產生。

初步設計計算時，可按下列條件採用：

當齒輪之配置對軸承為對稱時

$$K = K_{\text{集中}} K_{\text{動}} = 1.3 \quad (13)$$

當齒輪之配置對軸承為不對稱或懸置時

$$K = K_{\text{集中}} K_{\text{動}} = 1.5 \quad (14)$$

在其他場合下（包括新設計的齒輪之最終計算），係數 $K_{\text{集中}}$ 及 $K_{\text{動}}$ 按下述指示確定。

係數 $K_{\text{集中}}$ （通用於小齒輪及大齒輪）

係數 $K_{\text{集中}}$ 按表 3 內之公式確定。

係數 θ ——齒輪寬度上負荷開始時的集中係數，相應於齒輪開始接觸時，但對於轉合不好的嚙合（ $H_B > 350$ ），則相應於整個的嚙合工作時間。係數 θ 按表 4 確定。

表3 $K_{\text{集中}}$ 之數值^①

輪齒的表 面硬度	齒寬上接觸區(無 負荷,未試轉或試 轉後達到之值)	公 式	公式 序號	備 註
$H_B > 350$ (齒輪副的 兩齒輪)	$\geq 75\%$	$K_{\text{集中}} = \theta$	(15)	θ 值見表 4 η 之數值見公式 (20) 鑄鐵齒輪如寬度 $b > 15m$, 則按公式 (15)~(19) 確定之 $K_{\text{集中}}$ 值應乘以比值 $\frac{b}{15m}$
	$\geq 65\%$	$K_{\text{集中}} = 1.1\theta$	(16)	
	$\geq 50\%$	$K_{\text{集中}} = 1.2\theta$	(17)	
	$\geq 40\%$	$K_{\text{集中}} = 1.3\theta$	(18)	
$H_B \leq 350$ (齒輪副的 任一齒輪)		$K_{\text{集中}} = \theta(1-\eta) + \eta$ ②	(19)	

① 表中 $K_{\text{集中}}$ 的數值，不適用於計算剛度顯然不夠的結構。

② 當輪齒的工作負荷為常數時，則 $\eta = 1$ 及 $K_{\text{集中}} = 1$ 。

表4 θ 之數值

齒輪對軸承的配置	一對齒輪 齒輪的材 料	齒形	齒輪全寬對小齒輪啮合節圓直徑之比 B/d_{u1}				
			圓柱齒輪				
			圓錐齒輪① ≤ 1	超過1 至1.6	超過1.6 至1.8	超過1.8 至3.5	
對稱	鋼與鋼 或 鋼與鑄鐵 或 鑄鐵與鑄鐵	任意	1.1	1.2	1.3	1.4	
不對稱或 懸臂配置 (包括一 對齒輪中 只有一個 齒輪如此 時)	鋼與鋼	斜齒 或 人字齒	$\beta \leq 20^\circ$	1.4		1.5	
			$\beta > 20^\circ$	1.3	1.4	1.4	1.5
		直齒		1.3		1.4	1.5
	鋼與鑄鐵 或 鑄鐵與鑄鐵	任意	1.2	1.3	1.4	1.5	

① 圓錐齒輪 d_{u1} 按節錐體的平均直徑計算。

傳入負荷均勻度的係數 η ，按下列公式確定

$$\eta = \frac{1}{M_{\max}} \left(\frac{M_{\max} t_{M_{\max}} n_{M_{\max}} + M_1 t_1 n_1 + M_2 t_2 n_2 + \dots + M_q t_q n_q}{t_{M_{\max}} n_{M_{\max}} + t_1 n_1 + t_2 n_2 + \dots + t_q n_q} \right) \quad (20)$$

式中： M_{\max} ； M_1 ； M_2 ；……； M_q 分別為該齒輪在整個啮合期間內，當轉速為 $n_{M_{\max}}$ ； n_1 ； n_2 ；……； n_q ，時間為 $t_{M_{\max}}$ ； t_1 ； t_2 ；……； t_q 時所傳遞的扭矩。公式(20)中計及所有傳入啮合的負荷，其中包括第11頁及第25頁中所示不予計算的諸負荷。

係數 $K_{動}$ (通用於小齒輪及大齒輪)

係數 $K_{動}$ 按表5或表6確定

表5 用於計算斜齒輪和人字齒輪的 K_m 之數值

(用於寬度 $b \geq \frac{2.5m_n}{\sin \beta}$, 式中 m_n —法向嚙合模數)

機床精度 (參看表7)	大齒輪或齒條 的輪齒表面硬 度 $H_{B_{min}}$	嚙合的圓周速度① v 公(尺/ 秒)					
		至 2	超過 2 至 3	超過 3 至 8	超過 8 至 12	超過 12 至 18	超過 18 至 25
加 高 級 (用於圓柱齒輪)	至 200			1	1.1	1.3	1.5
	200~350			1	1.1	1.2	1.3
	超過 350			1	1	1.1	1.2
標準級 (用於圓 柱齒輪) 和加高級 (用於圓錐齒輪)	至 200	1	1	1.1	1.2	1.4	1.6
	200~350	1	1	1	1.2	1.3	1.4
	超過 350	1	1	1	1.1	1.2	1.3
較低級 (用於圓 柱齒輪) 和標準級 (用於圓錐齒輪)	至 200	1	1.2	1.4	1.5		
	200~350	1	1.1	1.3	1.4		
	超過 350	1	1.1	1.2	1.3		
低級 (用於圓柱 齒輪) 和較低級 (用 於圓錐齒輪)	至 200	1	1.3	1.5			
	200~350	1	1.2	1.4			
	超過 350	1	1.2	1.3			

① 對於圓錐齒輪, v 按節錐體平均直徑確定。

表6 用於計算直齒輪和斜齒輪的 K_m 之數值

$$\left(\text{斜齒輪之寬度 } b < \frac{2.5m_n}{\sin \beta} \right)$$

圓柱齒輪	圓錐齒輪	大齒輪或齒條的輪齒表面硬度 $H_{B_{min}}$	嚙合之圓周速度 v (公尺/秒)					
			至 1	超過 1 至 3	超過 3 至 8	超過 8 至 12	超過 12 至 18	超過 18 至 25
嚙合的精度等級 (按 ГОСТ)								
1643-46, 5411-50 或 5412-50	1758-42							
一級 (面切齒用)		至 200			1.1	1.2	1.4	1.6
		200~350			1.1	1.2	1.3	1.5
		超過 350			1.1	1.1	1.2	1.4
一級(非面切齒用) 或 二級(面切齒用)		至 200	1	1.1	1.2	1.4	1.6	
		200~350	1	1.1	1.2	1.3	1.5	
		超過 350	1	1.1	1.2	1.3	1.4	
二級(非面切齒用) 或 三級(面切齒用)	一級	至 200	1	1.3	1.5	1.6		
		200~350	1	1.2	1.4	1.5		
		超過 350	1	1.2	1.3	1.4		
三級 (非面切齒用)	二級	至 200	1.1	1.4	1.6			
		200~350	1	1.3	1.5			
		超過 350	1	1.3	1.4			
四級 (非面切齒用)	三級	至 200	1.2	1.5				
		200~350	1.1	1.4				
		超過 350	1.1	1.4				
	四級	至 200	1.3	1.6				
		200~350	1.2	1.5				
		超過 350	1.2	1.5				

① 對於圓錐齒輪, v 按節錐體的平均直徑確定。

表7 切齒機床按精度組別的分類^①(根據滾切鏈循環誤差 $\Delta\varphi$ 的大小——約值)

切齒機床的規格		切齒機床的精度			
被切齒輪的最大直徑 d_p (公厘)	分度輪齒數 z_{dk}	加高級	標準級	較低級	低級
		$\Delta\varphi$ (秒)			
450	80	10"	17"	30"	54"
750	80	7"	12"	22"	35"
1000	80	5.5"	9"	17"	27"
1500	133	4"	6"	12"	18"
3000	195	2"	3.5"	6"	10"
5000	240	1.5"	2.5"	4"	7"

① 表中不包括精密機床。

表7所列之切齒機床的分類，其根據的精度組別，是指銑齒機床而言，因為齒的加工中，銑削是應用得最廣泛的。這種分類也可近似地應用於插齒機床。若斜齒輪和人字齒輪的輪齒，經受精製工序(例如：剃齒或磨齒)，則其係數 $K_{動}$ 也按表5確定，此時，計算一級和二級精度之嚙合應分別利用表5中加高級和標準級各欄。