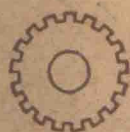


圓錐齒輪傳動的 啮合要素

Н. С. 柯魏尔佳叶夫, С. В. 波大斯卡叶夫著



商 务 印 書 館

圓錐齒輪傳動的嚙合要素

參考用表格

H. C. 柯魏尔佳叶夫 著
C. B. 波大斯卡叶夫
吳克敏 張和豪 譯校

商務印書館

本書係根據蘇聯國立機器製造書籍出版社 (Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы) 出版、柯魏爾佳葉夫 (Н. С. Ковердяев) 與波大斯卡葉夫 (С. В. Потаскаев) 合著的“圓錐齒輪傳動的嚙合要素” (Элементы зацепления конических зубчатых передач) 一書 1955 年版譯出。

本書用表格的方式列出機器製造業中應用的圓錐齒輪傳動的各嚙合要素數值。

利用表格, 只要簡單地從表中查錄現成的數據, 就可代替繁複的傳動計算過程。

本書供設計工程師和生產工作者使用, 也供高等工業學校課程設計參考。

為了避免排校過程中可能發生的錯誤, 書中表格係照原文書影印, 故小數點照原文用逗點, 例如表 2 第一欄第一行的 1,09—1,14 即 1.09—1.14。

圓錐齒輪傳動的嚙合要素

Н. С. 柯魏爾佳葉夫, С. В. 波大斯卡葉夫著

吳克敏 張和豪譯校

★版權所有★

商務印書館出版

上海河南中路...號

(上海市書刊出版業營業許可證出字第...號)

新華書店總經理

華北橡皮彩印製印制

15017-21

1957年6月初版

1957年6月上海第一次印刷

印張 16 4/8

開本 787×1092 1/16

字數 803,000

印數 1—5,400

定價 (10) 2.10

目 录

序.....	4
直齿和斜齿圆锥齿輪傳动各嚙合要素的几何計算的一般知識.....	5
設計減速箱式圓錐齒輪傳动的簡要說明.....	9
直齿和切向斜齿圓錐齒輪傳动的嚙合要素(表4和表5).....	28
法向剖面中沿固定弦的齿厚(表6).....	259
圓錐齒輪減速箱的基本参数(表7).....	261
圓錐齒輪傳动各嚙合要素的公差(摘自ГОСТ 1758-42).....	262

序

齒輪傳動差不多在任何機構或機器中都是最重要的環節。

因此，機構本身的工作可靠到什么程度，要看齒輪傳動各基本參數的關係計算得正確到什么程度，傳動的結構是否完善，製造得是否準確。

齒輪傳動的基本參數由強度計算和耐久性計算來決定，然後，對於製造齒輪所需的、所有的嚙合要素，還要作幾何計算。

齒輪傳動的強度計算和幾何計算的方法，見各手冊和專門文獻。但所有這些計算却都很繁複，因此需要簡化這些計算，作出簡單而適用的算式。

這種簡化，對齒輪傳動的幾何計算特別需要，其中首先是圓錐齒輪傳動的計算。對於圓錐齒輪傳動的計算，除了決定傳動的一般嚙合要素需要特別精確外，還因角度值的計算很繁複而使整個計算變得相當複雜；作這些計算時，需要利用輔助表格和計算儀器。由於這些計算很複雜，設計師和車間工作者要花很多的时间。

簡化幾何計算，可以使這些工作者擺脫這種輔助計算，因而可以提高設計師的勞動生產率。

作者編寫這本手冊的目的，是為了用表格來簡化計算。本手冊是蘇聯國立機器製造書籍出版社（Машигиз）1953年出版的、作者所著的“圓柱齒輪及蝸杆傳動的嚙合要素”一書的續集。

直齿和斜齿圆锥齿轮传动各啮合要素的 几何计算的一般知识

在同一平面中相交的两轴间,传递动力或传递转动时,要采用圆锥齿轮传动。

圆锥齿轮传动两轴的轴线,可交成不同的轴间角 δ 。但是,在机器制造业中,特别广泛采用 $\delta=90^\circ$ 的直交圆锥齿轮传动(图1)。这本手册就说明这种圆锥齿轮传动的几何计算。

圆锥齿轮传动的纵向齿廓,可以是直线形的或曲线形的。本书不讨论曲线形的齿。直线形齿(直齿或斜齿)圆锥齿轮传动组成八字线啮合,这些齿轮传动是用齿具有平侧面的原始(工具)加工齿轮(图2)制造的。

这种圆锥齿轮传动的齿,可用直线侧刃的刀具,在齿轮刨床上用各种不同的方法——范成法或包络线法,型铣法或分度法——切制出来。

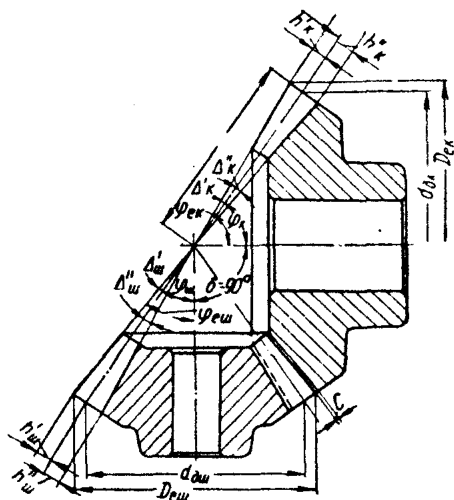


图1. 直交圆锥齿轮传动。

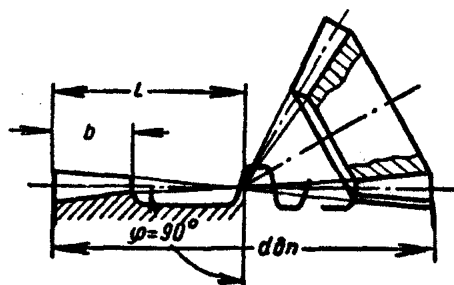


图2. 齿具有平侧面的范成齿。

在圆锥齿轮传动的实际生产中,重型机器和运输机器制造工厂用任何齿轮刨床切制这种圆锥齿轮时,对于基本冠轮的原始齿廓,各要素按下列标准关系制出:对于直齿, $\alpha_0=20^\circ$; $h_s=2m$; $C=0.2m$; 对于斜齿, $\alpha_{dn}=20^\circ$; $h_s=2m_s$; $C_s=0.2m_s$ (ГОСТ 3058-54), 径向间隙沿齿长逐渐变小。

本书各表格的内容,包括现代机器制造业最通用的直交圆锥齿轮传动各基本啮合要素的全部数据。

本书所取的这种传动的范围,包括 $z_u=12\sim60$ 的小齿轮和 $z_k=12\sim200$ 的大齿

輪嚙合的各種組合。這範圍基本上包羅一般用途的機器中所用的一切開式和閉式(減速箱式)圓錐齒輪傳動。

圓錐齒輪傳動各嚙合要素的規定標記和計算公式見表1。所有各嚙合要素,都按通用的幾何計算法來確定,對實際製造傳動已足夠準確。

角度的最後數值圓整到分;綫尺寸圓整到0.01公厘。

對於小齒輪齒數 $z_m \geq 17$ 的各傳動,本書只列舉非修正的正常嚙合。

$i > 1.5$ 、 $z_m > 17$ 時,對於相當齒數和 $z_{cs} > 60$ 的圓錐齒輪傳動,為了避免輪齒根部的下切和提高齒的耐磨性,要作徑向高度修正,修正系數按下式決定

$$\xi_m = 0.4 \left(1 - \frac{1}{i^2} \right) = -\xi_\kappa。$$

$i < 1.5$ 時,對於小齒輪齒數 $z_m < 17$ 的圓錐齒輪傳動,如果也用這種修正,就不合適,因為它會削弱大齒輪的齒。因此,對於這種傳動和本書中所有的其他傳動,為了使二齒輪輪齒的彎曲強度相等,可以採用切向修正。

切向修正的實質是:減少大齒輪輪齒的圓弧齒厚,從而增加小齒輪輪齒的圓弧齒厚,減少量與增加量相同。

對於每一具體情況,設計者可以利用表2作切向修正,除齒厚外,不必改變其餘各嚙合要素。

切向修正常與徑向高度修正共同應用。

有些個別情況,不能避免用小齒輪和大齒輪齒數都很少的傳動時,對這種傳動建議用短齒,可以或多或少補償這種嚙合的某些質量指標(重合度除外)。此外,圓錐齒輪傳動的齒數少時,也可採用角度修正。

本書不列舉角度修正的詳細數據,因為它在一般機器製造中用得不够普遍。

角度修正的圓錐齒輪傳動,應用在煤炭工業和某些其他部門的機器中(在這些地方,這種齒輪工作證明是合適的),對於本書中沒有說明的、齒數少($z_{sc} < 60$)的傳動,它的角度修正系數見表3^①。

本書各表格中,齒厚規定沿固定弦度量。

對於直齒修正圓錐齒輪傳動,輪齒的尺寸見表4和表5(同時參看圖3和圖4);在一切其餘情況中,對於正常嚙合:沿固定弦的公稱齒厚 $S'_x = 1.387 m$;到固定弦的齒頂高 $h'_x = 0.748 m$ 。

表格中沒有指出的齒頂高和齒根高各值,應當按下式計算:對於非修正的傳動,

^① 角度修正的圓錐齒輪傳動嚙合的幾何計算方法,見“機械零件”計算和設計資料集,第一冊,蘇聯國立機器製造出版社(Машино),1953。角度修正的圓錐齒輪的應用,見“礦山機器的計算和設計”論文集,蘇聯國立煤礦技術書籍出版社(Углетехиздат),1954。

大齒輪和小齒輪都取: $h' = m$; $h'' = 1.2m$ 。對於修正的傳動^①, 小齒輪取: $h' = m(1 + \xi_u)$, $h'' = m(1.2 - \xi_u)$; 大齒輪取: $h' = m(1 + \xi_k)$, $h'' = m(1.2 - \xi_k)$ 或 $h'' = h - h'$ 。

在所有的情况中, 齒全高 $h = h_s + C$ 。

按表 4 和表 6, 輪齒用最大修正且 $b = (0.2 \sim 0.4)$ 時, 沿外徑的齒面最小寬度等於: 沿大錐端, $\sim 0.4m$; 沿小錐端, $\sim 0.3m$ 。

要从小錐端增加大齒輪或小齒輪沿外徑的齒面寬度, 須採用沿齒全長具有不變徑向間隙的嚙合。

具有不變徑向間隙時, 角度 Δ'' 的數值用表 4 和表 5 來決定, 頂錐角按下式來決定

$$\varphi_{eu} = \varphi_u + \Delta''_k; \varphi_{ek} = \varphi_k + \Delta''_u。$$

這樣, 在具有不變徑向間隙的圓錐齒輪傳動中, 輪坯直徑从小錐端逐漸改變; 齒長的投影 l (圖 3) 按下式來決定 (不按表 4 和表 5 決定)

$$l_u = \frac{b \cos \varphi_{eu}}{\cos \Delta''_k}; l_k = \frac{b \cos \varphi_{ek}}{\cos \Delta''_u}。$$

這種傳動的其餘各參數都不改變, 見表 4 和表 5。

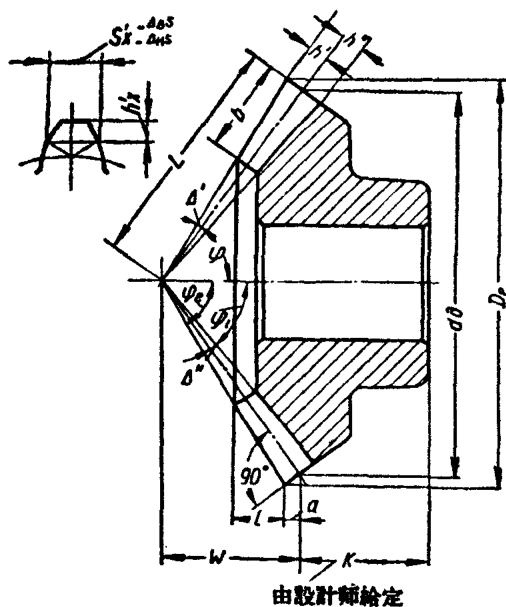


圖 3. 直齒圓錐齒輪。

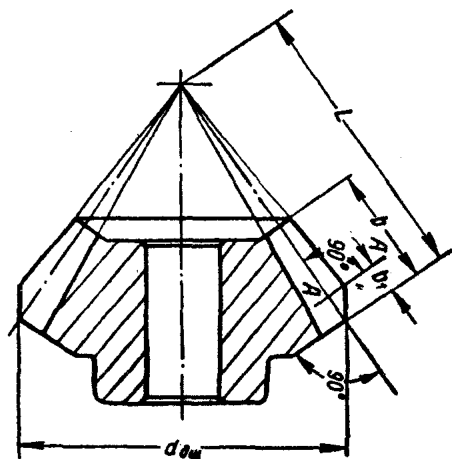


圖 4. 切頂的圓錐齒輪。

如果根據結構上的理由圓錐小齒輪需要切去齒頂, 建議在切齒后再切頂。如果小齒輪輪坯在切齒前已切頂, 齒厚就要在距齒端某一距離 b_1 的截面 AA 處 (圖 4) 度量。在這種情況中, 表格中具有變動徑向間隙的齒的各尺寸值, 都須換算, 乘上比值 $\frac{L - b_1}{L}$, 式中 b_1 ——切頂時齒長的減少量 (圖 4)。

① 修正系數連正負號代入公式。

的投影 l 值, 是 $b=1$ 时的数据, 由于齒輪的工作寬度 (齒寬) 要按結構決定, l 的數值可以各不相同。

計算 L 、 W 、 D_e 、 a 、 S'_x 和 h'_x 的值時，從表中取得的值，須乘上所選用的模數 m 。

表 5 只列举小齿轮齿数从 20 到 60 的直齿圆锥齿轮传动的各啮合要素。这时, 与这些小齿轮偶合的大齿轮, 齿数是偶数, $z_m < 50$ 时, 从 102 到 150; $z_m > 50$ 时, 是 200 及 200 以下。

a) 齿数是奇数的大齿轮,与小齿轮啮合的各种组合中,各要素的中间值,按前后二组合的角度值或线尺寸值用插入法算出。

Б) 齿数 $z_k > 100$ 的圆锥齿轮, 多半做成剖分式。齿数是奇数的齿轮, 很难做成剖分式。因此, 在任何情况下, $z_k \geq 100$ 时, 都应当避免用奇数齿数。

由表 5 決定中間組合的各要素,可用簡單的計算,不必特別寫出前後二組合的值。

綫尺寸值和直徑,按模数等于 1, 用插入法算出。

用插入法决定中間組合的角度值时,可向任何一面(增大或减少)圓整到 $30''$, 因为这时所生的誤差不大。

表 6 包括 $m_g=1$ 的修正和非修正斜齿圓錐齿輪傳动在法向截面中沿固定弦的輪齿尺寸。

在表 6 中,修正系数每一間隔是 $0.005^\ominus$ 。因此,它們与表 4 的修正系数可能不相合。决定斜齿圓錐齿輪傳动的各啮合要素时,齿的傾斜角从表 7 选取。修正系数从表 4 选取。除 S'_{xh} 和 h'_x 外,其余各啮合要素分別按表 4 和表 5 决定。 S'_{xh} 和 h'_x 要根据表 6, 按表 4 所取的修正系数和表 6 所列的修正系数用插入法定出。

例如,从表 4 选取 $\beta=17^\circ$ 的一个轉动(見例 5),修正系数 $\xi=\pm 0.383$ ($z_{u1}=12$, $z_{u2}=58$)。在表 6 中,所取的这修正系数在 0.380 和 0.385 之間。

$m_g=1$ 时, S'_{xh} 和 h'_x 的值分別决定为下:

小齿輪			大齿輪	
± 0.385	1.555;	1.089	1.065;	0.412
± 0.380	1.552;	1.085	1.068;	0.416
± 0.005	$+0.003$	$\div 0.004$	-0.003	-0.004
± 0.383 时	1.554;	1.087	1.066;	0.414。

在表 6 中,小齿輪的修正系数帶正号,大齿輪的修正系数数值相同而帶負号。因此,在表 6 中,小齿輪的 S'_{xh} 和 h'_x 的值列在上一行,大齿輪的值列在下一行。

工艺要素平均齿斜角 β_{cp} 、节平面中的进刀角 $\ominus$ 和偏心距 E ,要考虑切齿机床的特点,按每一个別情况,分別用表 1 的公式算出。

設計減速箱式圓錐齿輪傳动的簡要說明

減速箱式圓錐齿輪傳动的基本参数是錐距 L 、模数 m 和工作寬度 b 或齿輪的寬度系数 q 。基本参数由傳动的弯曲計算和磨損計算来决定。

与減速箱式圓柱齿輪傳动和蜗杆傳动不同,減速箱式圓錐齿輪傳动到現在还没有标准化,因此使它的設計相当困难,并使生产相当复杂。結果类型尺寸数增多,結構不合工艺要求,減速箱重量也增大。

圓錐齿輪減速箱的基本参数沒有标准的原因是:对于整个系列的減速箱类型尺寸,在一定的齿数和及标准傳动比下,用标准模数时,很难得到一系列整数的錐距值。

$\ominus$ 原書是 0,05, 但按表 6 应是 0,005, 今改正——譯者註。

$\ominus$ 原文为 угол штоседей 或譯成“干涉角”、“变位角”——譯者註。

本書參考重型機器製造業中設計圓錐齒輪減速箱的經驗數據,並考慮用現有機械能否製造這種型式的圓錐齒輪傳動,作出實用規範,就根據這規範來制定標準系列的圓錐齒輪減速箱的類型尺寸。

規定圓錐齒輪減速箱的合理的錐距系列時,分析不同的各系列,証實採用表7的各參數是合適的。

選擇上面所說的這些參數時,必須滿足機器製造業中圓錐齒輪減速箱設計的要求。

表7包括減速箱式斜齒圓錐齒輪傳動各基本參數(要素)的全部數據。

圓錐齒輪減速箱的各基本參數(L 、 m_s 、 q 和 ψ)的初步數值,由強度計算或根據結構要求來決定,並圓整到表7中各參數最接近的數值之一。按所取的齒輪工作寬度,選取斜齒的傾斜角。同時,建議圓錐齒輪傳動的小齒輪輪齒按左螺紋製造,大齒輪輪齒按右螺紋製造。大齒輪輪齒需要採用右螺紋的原因是:大齒輪的軸向力的力臂較大,因而使大齒輪的軸彎曲較大,這是非常不利的,特別在圓錐-圓柱齒輪減速箱中;而大齒輪輪齒按右螺紋製造,與小齒輪輪齒按右螺紋製造比較,前者大齒輪的軸向力就可較小。

傳動比按表7的“a”系列或“6”系列取定,所取的值要與給定的技術條件相差最小。

選擇傳動比時,須考慮到:與“a”系列的傳動比相應的錐距的實際尺寸對名義尺寸的偏差,偏向較小的一面;“6”系列則偏向較大的一面。偏差各不超出1%的限度。

用 $\times$ 號註明的是基本傳動數,各與ГОСТ 3035的第20數列相應,或與這數列相差很小。其餘的傳動數供參考,適用於個別的設計情況。

按從表7所取的傳動比,選取小齒輪和大齒輪的齒數,然後驗算所取各參數。如果它們滿足給定的技術條件,再按表4、表5和表6決定這圓錐齒輪傳動的嚙合要素的幾何尺寸。

圓錐齒輪減速箱,或做成斜齒圓錐齒輪傳動的獨立機組;或做成聯合的圓錐-圓柱齒輪減速箱,箱中第一級(高速級)用圓錐齒輪傳動,第二級(低速級)用直齒或斜齒圓柱齒輪傳動。

在圓錐-圓柱齒輪減速箱中,錐距和中心距的關係,取 $A=1.66L$ 。

在圓錐-圓柱齒輪減速箱中,建議兩級取同一模數:高速級取 $m=1/30L$,低速級取 $m=1/50A$ 。

決定圓錐齒輪傳動的各參數後,按表8註出公差。

下面舉例說明各種圓錐齒輪傳動的嚙合要素的計算。

表 1. 变动徑向間隙的圓錐齒輪傳动各啮合要素的規定標記

符 号	啮合要素	公 式	
		直齿圓錐齒輪傳动	斜齿圓錐齒輪傳动
z_u z_k m m_s i	小齒輪齒數…………… 大齒輪齒數…………… 模數…………… 端面模數…………… 傳动比……………	由設計師給定 $i = \frac{z_k}{z_u}$	
m'_s	輪齿任意端截面中的模數…	$m' = \frac{L-b_1}{L} m$	$m'_s = \frac{L-b_1}{L} m_s$
α_d	基本冠輪原始齿廓的齿廓角	$\alpha_d = 20^\circ$	$\alpha_{dn} = 20^\circ$
α_s	端截面中的嚙合角……………	—	$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{dn}}{\cos \beta}$
h_s	齿的嚙入深度……………	$h_s = 2 \cdot n$	$h_s = 2 m_s$
C	徑向間隙……………	$C = 0,2 m$	$C_s = 0,2 m_s$
q	圓錐齒輪的寬度系数……………	按 $(0,2 \sim 0,4) L$ 取定	
b	齒輪的工作寬度(齿長)……	$b = q L$	
L	錐距(节圓錐母綫的長度)…	$L = 0,5 m \sqrt{z_u^2 + z_k^2}$	$L = 0,5 m_s \sqrt{z_u^2 + z_k^2}$
h	齿高……………	$h = h_s + C$	
h'	齿頂高……………	$h' = m(1+\xi)$	$h' = m_s(1+\xi)$
h''	齿根高……………	$h'' = h - h'$	$h'' = h - h'$
h'_x	到固定弦的齿頂高……………	$h'_x = h' - \frac{\operatorname{tg} \alpha_d}{2} \cdot S'_x$	$h'_x = h' - \frac{\operatorname{tg} \alpha_{dn}}{2} S'_{xn}$
S'_x	沿固定弦的名义齿厚……………	$S'_x = m \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_0 + \xi \sin 2 \alpha_0 \right)$	$S'_{xn} = m_s \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_s + \xi_s \sin 2 \alpha_s \right)$
S'_{xn}	法向截面中沿固定弦的名义齿厚……………	$S'_{xn} = S'_x \cos \beta$	

(續)

符 号	嚙合要素	公 式	
		直齿圓錐齒輪傳動	斜齿圓錐齒輪傳動
$\Delta_{\theta}S$	沿固定弦的齒厚上偏差·····	按表 8 取定	
δ_N	沿固定弦的齒厚公差·····		
$\Delta_H S$	沿固定弦的齒厚下偏差·····	$\Delta_H S = \Delta_{\theta} S + \delta_N$	
S'_x	註在工作圖上的、沿固定弦的齒厚·····	$S'_x - \Delta_{\theta} S$ $S'_x - \Delta_H S$	$S'_n - \Delta_{\theta} S$ $S'_n - \Delta_H S$
ε	節平面中的進刀角·····		$\varepsilon = \frac{4S \cdot m_g}{L}$
b_1	切頂時齒長的減少量·····	由設計師給定	
φ	節錐角·····		
φ_w	小齒輪的節錐角·····	$\operatorname{tg} \varphi_w = \frac{z_w}{z_K}$	
φ_K	大齒輪的節錐角·····	$\varphi_K = \delta - \varphi_w$	
δ	軸間角·····	$\delta = \varphi_w + \varphi_K = 90^\circ$	
Δ'	齒頂角·····	$\operatorname{tg} \Delta' = \frac{h'}{L}$	
Δ''	齒根角·····	$\operatorname{tg} \Delta'' = \frac{h''}{L}$	
φ_e	頂錐角·····	$\varphi_e = \varphi + \Delta'$	
φ_i	根錐角·····	$\varphi_i = \varphi - \Delta''$	
d_θ	節圓(或公圓)直徑·····	$d_\theta = z m$	$d_\theta = z m_g$
D_e	頂圓直徑·····	$D_e = d_\theta + 2h' \cos \varphi$	
W	錐距的投影·····	$W = L \cos \varphi$	

(續)

符 号	啮合要素	公式	
		直齿圆锥齿轮传动	斜齿圆锥齿轮传动
a	齿顶高的投影·····	$a = h' \sin \varphi$	
l	齿长的投影·····	$l = \frac{b \cos \varphi_e}{\cos \Delta'}$	
z_{gu}	小齿轮的相当齿数·····	$z_{gu} = \frac{z_u}{\cos \varphi_u}$	$z_{gu} = \frac{z_u}{\cos \varphi_u \cos^3 \beta}$
z_{gk}	大齿轮的相当齿数·····	$z_{gk} = \frac{z_k}{\cos \varphi_k}$	$z_{gk} = \frac{z_k}{\cos \varphi_k \cos^3 \beta}$
z_{gc}	传动的相当齿数和·····	$z_{gc} = z_{gu} + z_{gk}$	
β	沿节圆锥的齿斜角·····	$\operatorname{tg} \beta = \frac{\pi \cdot m_s (L - b)}{Lb}$	
E	偏心距·····	$E = L \sin \beta$	
β_{cp}	沿节圆锥的平均齿斜角·····	$\sin \beta_{cp} = \frac{E}{L - 0,5b}$	
S	沿节圆的名义齿厚·····	$S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi \operatorname{tg} \alpha_d \right)$	$S_s = m_s \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_s \operatorname{tg} \alpha_s \right)$
ω	用刀棱切齿时齿的锥度角·····	$\operatorname{tg} \omega = \frac{0,5S + h'' \operatorname{tg} \alpha_d}{L} \cos \Delta''$	$\operatorname{tg} \omega = \frac{0,5S'' + h'' \operatorname{tg} \alpha_n}{L} \cos \Delta''$
Δ_{S_s}	切向修正系数·····	從表2取定	
ξ	端截面中的徑向高度修正系数·····	$\xi_u = 0,4 \left(1 - \frac{1}{\psi^2} \right) = -\xi_k$	

脚碼的符号 u, k, s, n 分別表示小齿轮、大齿轮、端截面和法向截面。

表 2. 切向修正系数 ΔS_0

傳 動 比	小 齒 輪 齒 數 z_{u1}									
	12	13	14	15	20	25	30	35	40	50
1,09—1,14	—	—	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
1,14—1,18	—	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
1,18—1,22	—	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
1,22—1,27	—	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
1,27—1,32	—	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
1,32—1,39	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
1,39—1,46	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
1,46—1,54	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
1,54—1,65	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
1,65—1,80	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
1,80—1,95	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
1,95—2,1	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
2,1—2,4	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
2,4—2,7	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
2,7—3,0	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
3,0—4,0	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
4,0—6,0	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08

表3. 相当齿数(总齿数)和 $z_{pc} < 60$ 的圆锥齿轮传动的角度修正系数
(具有不变的径向间隙)

z_{Σ} z_K			小齿轮齿数				
			12	13	14	15	16
大齿轮齿数	12	ξ_{Σ}	0,42				
		ξ_K	0,42				
	13	ξ_{Σ}	0,45	0,40			
		ξ_K	0,42	0,40			
	14	ξ_{Σ}	0,46	0,41	0,36		
		ξ_K	0,42	0,39	0,36		
	15	ξ_{Σ}	0,50	0,45	0,40	0,35	
		ξ_K	0,42	0,39	0,36	0,35	
	16	ξ_{Σ}	0,51	0,46	0,41	0,37	0,32
		ξ_K	0,42	0,39	0,36	0,34	0,32
	17	ξ_{Σ}	0,52	0,49	0,43	0,40	0,34
		ξ_K	0,41	0,40	0,37	0,33	0,31
	18	ξ_{Σ}	0,54	0,50	0,45	0,42	0,36
		ξ_K	0,44	0,40	0,36	0,33	0,31
	19	ξ_{Σ}	0,54	0,50	0,47	0,44	0,39
		ξ_K	0,45	0,40	0,37	0,34	0,31
	20	ξ_{Σ}	0,55	0,52	0,48	0,44	0,41
		ξ_K	0,45	0,42	0,38	0,34	0,31
	21	ξ_{Σ}	0,55	0,53	0,49	0,46	0,43
		ξ_K	0,45	0,43	0,38	0,35	0,32
	22	ξ_{Σ}	0,57	0,53	0,49	0,47	0,43
		ξ_K	0,46	0,43	0,38	0,36	0,32

这些系数取自 Я. И. 基凯尔(Я. И. Дикор)所著的“直齿啮合计算表格”一书, Оргметалл, 1937。

例 1. (圖 6) 直齿圓錐齒輪傳動各啮合要素的計算

符 号	啮合要素名称	数值(公厘)		决定方法
		小齒輪	大齒輪	
z m	齿数..... 模数..... 精度等級.....	16	$\frac{1}{5}$ 3 級	57
i	傳动比.....		3,56	
q	圓錐齒輪的寬度系数.....		0,33	
α_o	基本冠輪原始齿廓的齿廓角.....		20°	
				按 ГОСТ 3058-54 取定
ε	修正系数.....	0,369	-0,369	从表 4 选取
L	錐距.....	$29,6 \times 5 = 148$		从表 4 查出后,再乘上 模数
D_e	頂圓直徑.....	$18,64 \times 5 = 93,2$	$51,34 \times 5 = 286,7$	
W	錐距的投影.....	$28,5 \times 5 = 142,5$	$8 \times 5 = 40$	
a	齿頂高的投影.....	$0,37 \times 5 = 1,85$	$0,61 \times 5 = 3,05$	
h'_x	到固定弦的齿頂高.....	$1,073 \times 5 = 5,37$	$0,422 \times 5 = 2,11$	
s'_x	沿固定弦的名义齿厚.....	$1,624 \times 5 = 8,12$	$1,15 \times 5 = 5,75$	
$\Delta_0 S$	沿固定弦的齿厚上偏差.....	-0,10	-0,15	从表 8 取定
δ_s	沿固定弦的齿厚公差.....	-0,120	-0,180	
$\Delta_{\mu} S$	沿固定弦的齿厚下偏差.....	-0,22	-0,33	按 $\Delta_{\mu} S = \Delta_0 S + \delta_s$ 决定