

232805

钟 表 齿 輪 啮 合

[苏联] O. Φ. 季申柯 著



国防工业出版社

钟 表 齿 輪 嚙 合

【苏联】O. Φ. 季 申 柯 著

魏亚果、安文长 译



國防工業出版社

1965

內 容 簡 介

本书詳尽地介绍了钟表齿輪啮合的特性，叙述了与钟表齿輪互换性有关的制造和檢驗問題，提供了研究钟表齿輪啮合的方法以及計算公差的基本原理。

本书供钟表工业的工程技术人员参考，也可供仪表制造专业的大学生閱讀。

ЧАСОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ЗАЩЕПЛЕНИЯ

〔苏联〕О. Ф. Тищенко

МАШГИЗ 1950

钟 表 齿 輪 啮 合

魏亚果、安文长 譯

国防工业出版社 出版

北京市书刊出版业营业許可証出字第 074 号

新华书店北京发行所发行 各地新华书店經售

国防工业出版社印刷厂印装

787×1092 $1/32$ 印張 4 $1/8$ 87 千字

1965 年 4 月第一版 1965 年 4 月第一次印刷 印数：0,001—5,100 册

統一书号：15034·854 定价：(科七) 0.60 元

目 录

引言	5
钟表齿輪啮合的一般特性	11
第一章 钟表机构齿輪的制造	18
用多齿圓片銑刀銑切“精銑”钟表齿輪	20
第二章 多齿圓片銑刀和切制它的銑刀的基本 参数的計算	25
圓片銑刀的計算	25
指状銑刀基本参数的計算	36
形成多齿圓片銑刀齿形时指状銑刀中心的运动軌迹的确定	39
指状銑刀强度的驗算	41
形成圓片銑刀齿形的銑削长度 L 的計算和設計凸輪形状的要求	46
为了消除摆动齿輪齿形余量的規定	56
公法綫齿厚的檢驗 (适用于钟表齿輪)	61
第三章 理論和实际的钟表齿輪傳动的研究方法	67
研究钟表齿輪啮合的分析法	71
齿进入啮合角和退出啮合角的确定	83
研究钟表齿輪啮合的图解分析法	86
第四章 齿輪傳动諸元素中誤差影响的研究	99
齿輪傳动各个誤差对钟表机构工作的影响的质量鉴定	104
第五章 計算钟表齿輪傳动中的公差的基本原理	111
根据防止卡滯的条件計算公差的方法	112
按摆輪摆幅的允許偏差計算过輪和秒輪啮合要素的方法	113
附录——I~XVII 图	118

規定代號●

- z_1 ——輪片齒數;
- z_2 ——輪軸齒數;
- $z_{\phi 1}$ ——圓片銑刀齒數;
- $z_{\phi 2}$ ——指狀銑刀齒數;
- m ——模數;
- $r_{\partial 1}$ ——輪片節圓半徑;
- $r_{\partial 2}$ ——輪軸節圓半徑;
- r_c ——輪片齒頂弧中心圓半徑;
- r_{b1} ——輪片頂圓半徑;
- r_{b2} ——輪軸頂圓半徑;
- ρ_1 ——輪片齒頂弧半徑;
- ρ_2 ——輪軸齒頂弧半徑;
- $D_{\phi 1}$ ——圓片銑刀頂圓直徑;
- $D_{\phi 2}$ ——指狀銑刀最大直徑;
- $d_{\phi 2}$ ——指狀銑刀頸部直徑;
- d_B ——指狀銑刀有效截面上的圓周直徑;
- t_1 ——輪片節圓上的齒距;
- t_2 ——輪軸節圓上的齒距;
- s_1 ——輪片節圓上的齒谷寬度;
- S_1 ——輪片節圓上的齒厚;
- s_2 ——輪軸節圓上的齒谷寬度;
- S_2 ——輪軸節圓上的齒厚;
- h ——輪片厚度;
- l ——指狀銑刀切削部分長度;
- B ——指狀銑刀工作部分長度;
- A ——中心距;
- ε ——接觸比;
- φ_1 ——在輪片齒根方向和中心連線間測得的輪片旋轉角;
- φ_2 ——在輪軸齒根方向和中心連線間測得的輪軸旋轉角(相當於 φ_1 角);
- φ_{1c} ——在連接輪片齒頂弧中心與其旋轉中心的直線和中心連線間測得的輪片旋轉角;
- φ_{2c} ——在連接輪軸齒頂弧中心與其旋轉中心的直線和中心連線間測得的輪軸旋轉角;
- γ ——圓片銑刀齒前刃的傾斜角;
- θ ——圓片銑刀齒谷角;
- $\gamma_{前}$ ——圓片銑刀齒前角;
- $\gamma_{后}$ ——圓片銑刀齒後角;
- η ——指狀銑刀齒谷角;
- φ_f ——指狀銑刀齒的角距;
- τ_{ϕ} ——圓片銑刀的齒形余量;
- δ_f ——圓片銑刀的齒形公差;
- δd_B ——指狀銑刀有效截面上外接直徑的公差。

● 見圖13、16、41、42和43。

引 言

目前在精密仪器制造业中，特别是在按完全互换性原则进行的钟表生产方面，組織大量和成批生产有一系列的困难，尤其是在装配工序上。其中某些困难出现在制造精度高、尺寸小而形状复杂的零件（例如小模数的钟表齿輪）时的机械加工工序中。

这些困难是由于保证完全互换性原则的设备不够完善而引起的。

加工小直径軸和孔用的現有各种型式机床质量的最好特性数值，是直径尺寸的散差范围与直径值本身的比值。以字母 K_A 和 K_B 表示此比值，則：

$$\text{加工孔时, } K_A = \frac{\delta_A}{d},$$

$$\text{加工軸时, } K_B = \frac{\delta_B}{d}.$$

式中 δ_A 和 δ_B ——分别为加工軸和孔时的直径公差（假定等于散差范围）；

d ——直径值。

表1中所列为用典型方法加工孔时这些数值的百分值，表2中所列为加工軸时这些数值的百分值。

在計算直径范围为0.1~0.3、0.3~0.6和0.6~1的 $\frac{\delta_A}{d}$ 和 $\frac{\delta_B}{d}$ 值时，通常认为 δ_A 和 δ_B 值也像OCT公差制中从1到3毫米范围所规定的数值一样仍保持不变。这一点已由

表 1

精度等级	加工方法	直径范围, 毫米									
		0.1 ~ 0.3	0.3 ~ 0.6	0.6 ~ 1	1~3	3~6	6~10	10~18	18~30	30~50	50~80
1	抛光, 金 刚石铰孔	3	1.33	0.75	0.3	0.178	0.113	0.079	0.054	0.038	0.028
2	磨削, 手 动铰孔	5	2.22	1.25	0.5	0.29	0.20	0.136	0.096	0.068	0.046
3	钻孔, 机 动铰孔	10	4.45	2.5	1.0	0.556	0.375	0.25	0.188	0.125	0.092
4	钻孔	30	13.3	7.5	3.0	1.78	1.25	0.858	0.584	0.425	0.308

表 2

精度等級	加工方法	直徑範圍, 毫米									
		0.1 ~ 0.3	0.3 ~ 0.6	0.6 ~ 1	1~3	3~6	6~10	10~18	18~30	30~50	50~80
1	精磨, 拋光	2	0.89	0.5	0.2	0.111	0.075	0.057	0.037	0.028	0.020
2	磨削	3	1.33	0.75	0.3	0.178	0.125	0.086	0.058	0.042	0.031
3	精車	10	4.45	2.5	1.0	0.556	0.375	0.25	0.188	0.125	0.092
4	粗車	30	13.3	7.5	3.0	1.78	1.25	0.858	0.584	0.425	0.308

列宁格勒精密机械和光学研究所 (ЛИТМО) 的研究工作所证实。根据研究结果, 直径小于 1 毫米时, 公差值 (或尺寸散差) 不依名义直径尺寸为转移。按表 1 和表 2 数据所绘制的 $\frac{\delta_A}{d}$ 和 $\frac{\delta_B}{d}$ 值随直径变化的曲线示于图 1。

这些曲线明显地表明, 当过渡为小直径范围时, 孔和轴的各种不同加工方法的误差占有怎样的比重。中等直径范围时的误差为百分之零点零几, 而小直径范围时的误差已达到百分之几。无论是专用的钟表机床, 还是自动机床, 都不能使

0.1~1 毫米小尺寸範圍內的 $\frac{\delta_A}{d}$ 和 $\frac{\delta_B}{d}$ 值有任何明顯的減少，這一點已由研究不同機床上的尺寸散差值的結果所証實[1]。

在精密儀器製造業中，切削工具的誤差可能達到很大的數值。造成這些誤差的原因是：刀具的幾何參數製造得不精確，刀具在工作過程中有彈性變形，刀具在機床上固定得不正確而引起擺動，切削刃在工作過程中磨損以及在以後刃磨時刀刃幾何形狀發生畸變等。

每一種型式切削工具的原始幾何參數的允許不精確度，並非任意規定的，而是根據該刀具所加工工件的公差值予以規定的。此時，刀具精度越高，則零件公差值用來補償刀具在工作過程所產生的偶然誤差的部分就越大。

但是，在某些情況下，主要是在加工孔或用滾切法銑切小模數鐘表齒輪時，關於工件可達到的精度的概念遠遠不限於刀具本身的精度，因為此時由刀具所引起的偶然性誤差有時可能超過刀具的系統性誤差。例如，用機動鉸刀加工孔時，在工件和刀具完全沒有由於裝卡偏心而產生擺動的情況下，孔的偏差值取決於所用潤滑油的品級（不加潤滑油鉸孔時，孔徑的偏差最大）。

銑切鐘表齒形齒輪用的滾刀，可以作為另一個例子。磨削這種形狀複雜而又極小齒形的滾刀，在技術上有許多困難，因而，除了這些滾刀制齒時產生的齒距畸變以外，還有由於淬火變形而引起的畸變。這些畸變，甚至在刀具和毛坯相對其旋轉軸綫完全沒有擺動的情況下，也不可避免地會引起齒輪周節的畸變。可見，刀具齒距誤差同齒輪齒距誤差之間有直接關係。當被切齒輪的齒距大大減小時，滾刀上的刀齒難

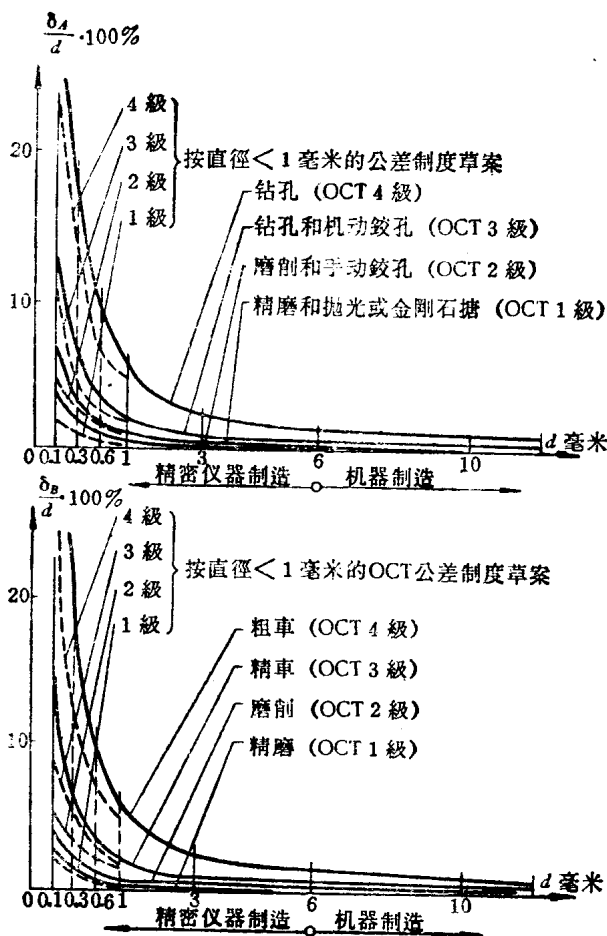


图 1

免偏斜，齿形变化将达到很大的尺寸。

此外，丝锥的使用也可以作为一个典型的例子。丝锥以磨削和切制的方法制成为各级精度的，但其中没有任何一级精度能保证螺母螺纹的一定精度等级，因为螺母螺纹中径的偏差值不仅取决于丝锥中径的精度，而且主要是取决于工件和丝锥轴线的总偏心值。

非磨削丝锥及铣切齿轮的齿轮滚刀的齿距误差的一般特性，可以采用在有关研究中得到证实并由 OCT/BKC 7217 加以规定的误差极限值（表 3）。这些数据表明，齿距偏差的误差绝对值和齿形半角的允许偏差，随着螺距的减小，即随着滚刀所加工的齿轮模数的减小而大大增加。表中所列的齿距值，包括钟表齿轮中采用的所有小模数，即大约从 0.08 到 0.5 毫米。

在铣切钟表齿形的齿时，滚刀齿形半角的误差会使被铣切的齿轮上出现不对称的齿。被铣切齿轮的模数越小，这种不对称度可能越大。

因此，线性尺寸的误差，特别是角度的误差，是随着名义尺寸的减小而变大的，因而使得配合尺寸小而精度等级高的零件难以实现完全的互换性。

这些误差虽然也表示出了主要类型设备的不精确度，然而却不能作为小尺寸范围的公差制度的基础，因为表 1 和表 2 中所列误差的相对值很大，而这样大的数值是对机构的结构提出的技术要求和使用要求所不能允许的。

在配合尺寸极小的许多运动付中，这些误差可能引起配合尺寸的运动特性和动力特性发生显著变化：这些尺寸的名义值越小，误差就可能越大。这一点正是精密仪器制造同机械

表 3

螺 距 (毫米)	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	3
在10毫米以內的长度上螺距的 极限偏差(微米)	40	40	40	40	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
齿形半角的允許偏差(分)±...	75	75	75	70	65	65	60	50	45	45	40	40	35	35	30	25	25

制造的重要区别之一。

制定小尺寸范围的公差制度时，应从对工作机构和配合副在制造过程中难免出现的误差进行深刻的分析为出发点。但是，现有的工艺过程本身并不是在所有情况下都能保证这样规定的公差。因此，仪器和钟表机构的组件装配，在一些情况下全部按完全互换性原则进行，而在另一些情况下按不完全互换性用选配法进行。同时，在仪器制造中，特别是在钟表生产中，有一些特定的工艺工序能保证某些配合的完全互换性。这些工序包括：用多齿圆片铣刀精铣钟表齿轮，以及校准钟表机构鉋夹板和桥夹板上的孔。

此外，在钟表机构生产中，还采用着一些极为特殊的方法，借以准确地实现所需特性的连接。

仿形法就是此类方法中的一种。用仿形法时，一个零件（例如轴颈）作为靠模，按照它加工另一零件上的配合部位，即与轴颈配合的孔。

仿形法的缺点是生产效率低。这种方法是临时性的，当制造方法进一步改进到能够保证在完全互换性条件下所需的连接特性时，或是在广泛使用自动的检验分类工具来选配其尺寸符合所需配合特性的零件时，这种方法就无需再用了。

如果说组织小尺寸圆柱连接的可互换生产的途径已经确

定并在公差制度中得到了反映，則在小模数齒輪嚙合中，特別是在鐘表齒輪嚙合方面，現在還沒有據此能夠確定齒輪要素及其安裝要素的公差的研究。實現齒輪嚙合的精度問題，是鐘表機構中的中心問題。與解決此問題有關的，還有實現鉗夾板和橋夾板上裝輪系的孔中心距的精度問題、鑽石的允許偏心距以及確定齒輪軸頸在鑽石孔中的配合特性等問題。

現有對鐘表齒輪嚙合的研究，僅限於理論嚙合，即理想嚙合的分析，而沒有考慮到製造時可能產生的各種誤差。對於模數小，因而齒的尺寸也小的齒輪來說，這些誤差的影響比對於大模數和中等模數齒輪的影響要大得多，因此，實際的小模數齒輪傳動與其理論原型相差的程度要比普通模數齒輪的大得多。這種一般的嚙合誤差，只有在仔細地查明傳動的运动特性和動力特性的允許偏差之後，才能用公差給以限制。這裡也像小尺寸圓柱連接一樣，應以對齒輪嚙合提出的技術使用要求作為基礎來確定公差，此外，還應考慮到製造齒輪的現有設備能否達到這些公差。

鐘表齒輪嚙合的一般特性

在鐘表齒輪機構中廣泛採用所謂鐘表齒輪嚙合，即原來的擺綫嚙合作了某種簡化。

在鐘表機構中採用擺綫嚙合（圖 2）是由機構傳動比大而外形尺寸小所決定的，這兩個條件要求從動輪（輪軸）的齒數較少（通常由 6 到 20）。在鐘表機構所採用的擺綫嚙合中，齒輪的齒頂是外擺綫，而齒根是內擺綫——直綫，當母圓半徑等於基圓半徑的一半，即

$$r_2 = -\frac{1}{2}R_2, \text{ 而 } r_1 = \frac{1}{2}R_1 \text{ 時,}$$

式中 R_1 和 R_2 ——基圆半径, r_1 和 r_2 ——母圆半径。

制造这种摆线齿形, 特别是制造刀具(摆线齿形的滚刀和多齿圆片铣刀)的齿形, 在工艺上有很大的困难。

因此, 曾对摆线齿形作了改变, 从而得到了便于制造的

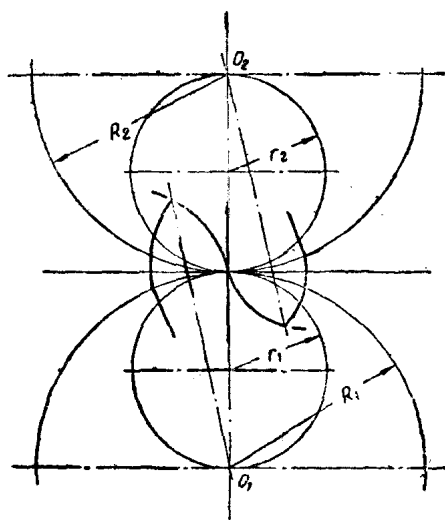


图 2

简单形状。这种改变是用圆弧线(图 3 和 4)来代替轮片和轮轴齿顶的摆线弧线。

应当指出, 图 3 所示的齿轮齿形是不完全合理的, 因为在齿的 A 点上, 齿形直线部分突然地过渡到弧线部分, 致使制造齿轮时发生困难, 并

且在齿轮以后工作时, 产生剧烈的磨损〔9〕。

齿轮齿顶均匀地过渡到齿根, 才是比较正确的齿形(图 5)。

这种齿形, 无论在制造方面, 还是在齿轮实际钟表啮合的工作条件下, 都具有不少优点。

此外, 钟表齿轮的结构形式与机器制造业中的齿轮不同。钟表机构的大多数齿轮是由两个压合零件——即通常由薄黄铜板制成的轮片和由钢制成的轮轴组成。

图 6 所示为钟表机构齿轮的典型结构。

为了計算钟表齒輪輪片和輪軸的名义尺寸，有一系列不同的公式、表格和曲綫图(5)。

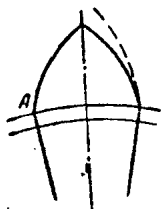


图 3

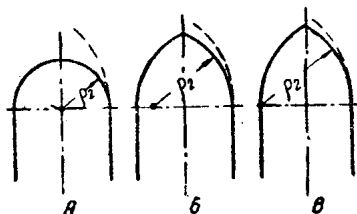


图 4

对于嚙合來說，最重要的尺寸是輪片和輪軸的中心距及齒頂的圓弧半徑。

当以輪片和輪軸的模数和齿数作原始参数时，則按下列公式求中心距：

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2},$$

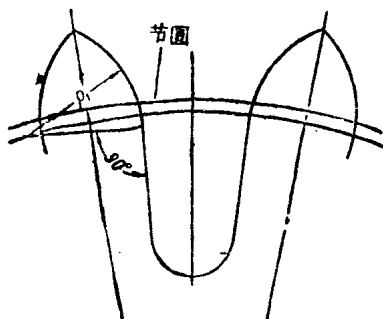


图 5

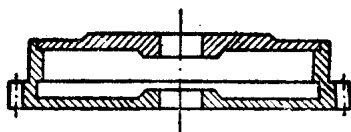
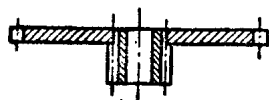
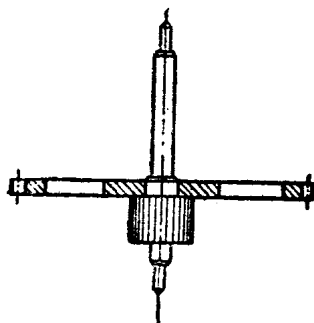


图 6

但是有时用中心距和齿数作为原始参数，此时则按下列公式求模数：

$$m = \frac{2A}{z_1 + z_2}。$$

輪片齿頂圓的圓弧半徑按下列公式計算：

$$\rho_1 = 0.7 \cdot m \cdot f,$$

式中 m ——模数， f ——系数，此系数根据輪軸齿数和傳动比决定〔6〕，其数值見表 4。

表 4

傳 动 比 輪 軸 齿 数	5		6		7		8		9	
	f	ρ	f	ρ	f	ρ	f	ρ	f	ρ
6	2.72	1.90	2.74	1.92	2.75	1.92	2.76	1.93	2.77	1.94
7	2.87	2.01	2.89	2.02	2.90	2.03	2.91	2.04	2.92	2.04
8	3.01	2.11	3.03	2.12	3.05	2.13	3.06	2.14	3.09	2.16
9	3.16	2.21	3.17	2.22	3.19	2.23	3.21	2.25	3.24	2.27
10	3.29	2.30	3.31	2.32	3.34	2.34	3.36	2.35	3.40	2.38
12	3.54	2.48	3.57	2.50	3.60	2.52	3.63	2.54	3.67	2.57
14	3.76	2.63	3.79	2.65	3.83	2.68	3.86	2.69	3.90	2.73
15	3.85	2.69	3.89	2.72	3.92	2.74	3.95	2.76	4.00	2.80
16	3.93	2.75	3.97	2.78	4.01	2.81	4.03	2.83	4.10	2.87

系数 f 的值，还可用于計算輪片齿頂的理論高度 h_1 ，其公式为 $h_1 = 0.5 \cdot f \cdot m$ 。在实际工作中，輪片的齿頂高度最好选得稍微小些，即：

$$h_1 = 0.95 \cdot 0.5 \cdot f \cdot m。$$

至于輪軸，限制齿頂的圓弧半徑值，可以用下列公式中的任一公式計算：

$$\rho_2 = \frac{1}{2} S_2;$$

$$\rho_2 = \frac{2}{3} S_2;$$

$$\rho_2 = \frac{5}{6} S_2;$$

$$\rho_2 = S_2。$$

作者的研究結果表明，輪軸齒頂的半徑值由 $0.5S_2$ 變化到 S_2 ，與其他參數（如中心距或周節等的變化）比較起來，對傳動比的影響不大。

當以圓弧綫代替輪片和輪軸的齒頂的外擺綫弧綫時，必須遵守下列要求。

選擇輪片齒頂圓半徑的條件是：使此圓尽可能地接近原來的理論外擺綫（在圖 3 和圖 4 上，外擺綫弧綫以虛綫表示），以便當輪片齒頂沿輪軸齒根工作時，在嚙合時間最長的部分上，與理論嚙合的偏差最小。

輪軸齒頂的圓半徑應這樣選擇：使嚙合開始點向中心連綫作某一偏移，此時在中心連綫后面的嚙合工作部分相應地有所增加。這樣，便縮短了輪片在大滑動比條件下的工作，因為大滑動比主要是出現在中心連綫之前。

輪軸齒形 A（見圖 4）現已過時，只在廉價的鐘表機構中採用。齒形 B 和 B₁，在優質鐘表機構中最常採用，其中齒形 B 更為完善，因為其限制齒頂的半徑 $\rho_2 = S_2$ 的圓弧最接近於外擺綫。

齒頂形狀作了上述簡化的輪片和輪軸所組成的齒輪嚙合，其特點是嚙合中不可能有兩對齒同時工作，即該嚙合的接觸比等於 1（ $\varepsilon = 1$ ）。

這是因為，輪片和輪軸的齒頂形狀偏离了理論形狀，致在齒輪工作時破壞了傳動比的恒定性。結果，一對齒工作的結束時期和下一對齒進入嚙合的開始時期將在不同的角速度

下发生，所以第一对齿退出啮合和第二对齿进入啮合是同时发生的，这种啮合是单齿啮合。

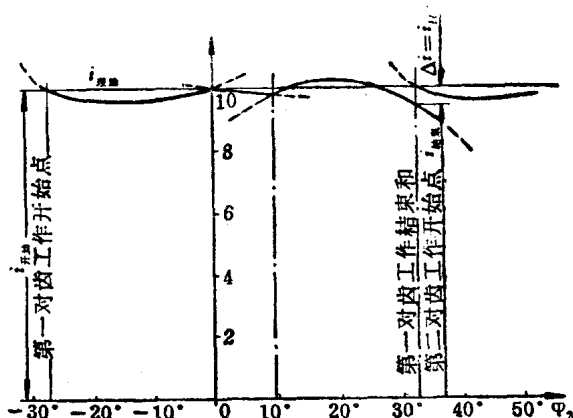


图 7

图 7 示例为“胜利”牌手表秒轮齿 ($z = 60, m = 0.099$ 毫米) 与导轮轴齿 ($z = 6$) 啮合时传动比的变化特性。

由图 7 看出，当旋转运动由轮片传到轮轴时，传动比的变化分为两种：在齿对啮合时发生的连续变化和由一对齿过渡到另一对齿时突然发生的断续变化，然而仍然是一对齿啮合。

通常，齿进入啮合时的传动比数值 i_H 大于啮合结束时传动比的数值 i_K 。

当齿轮传动的某些要素中有误差时，传动比的变化 $\Delta i = i_H - i_K$ 会显著地增加。图 8 所示为“胜利”牌手表秒轮啮合时 i_H 、 i_K 和 Δi 的变化与中心距误差的关系曲线，图 9 所示为相同啮合时 i_H 、 i_K 和 Δi 的变化与轮片齿顶弧 (r_o) 中心所在圆的半径误差的关系曲线。

必须指出，在有理论共轭齿形的实际传动中，不论其类