

变位齿轮原理和应用

顏 福 編

上海科学技术出版社

78.2
837 0251-59

变位齿轮原理与应用

顾 龙 编



上海科学技术出版社

序

每一部機器差不多都有齒輪傳動裝置，齒輪傳動的改進，可以提高機器的質量。

隨着機械工業的發展，標準切削齒輪已不能滿足機械設計的要求，變位齒輪在現代機械中已經得到了廣泛的應用。工廠工作的同志常常遇到變位齒輪的有關問題而不能得到合理解決，闡述變位齒輪的理論與實際相結合的書籍，目前尚少見有，茲根據工廠現場的經驗與學習蘇聯的體會，編寫此書以供有關同志的參考。

本書共分四章，對於漸開線的性質與變位齒輪的基本概念，只作簡扼地介紹；而着重敘述變位齒輪的計算方法與如何應用以解決現場中的實際問題，關於變位系數的選擇原則與方法，也作了專章討論；為了使讀者易于掌握變位齒輪的應用，本書特地介紹了幾種變位齒輪在機械上應用的典型實例、計算例題以及設計計算時所常用的圖表。至於變位齒輪各種計算公式的推導，由於一般“機械原理”書上都有介紹，本書不再討論。

“變位齒輪”與“修正齒輪”只是名詞上的不同，而後者易與“機械零件”書上常用的“修正系數”、齒輪上的“齒形修正”相混淆。本書所討論的“變位齒輪”，是專指“變位切削”而言，作者認為，若變位齒輪是指“變位安裝”則不夠全面，不能包括齒高變位齒輪，並且不作變位切削而作變位安裝的齒輪，實際應用上幾乎是沒有的。一般說來，變位安裝是由於變位切削所引起。

本書內容着重介紹變位齒輪的實際應用，力求與現場實際情況相結合。書中大部分內容曾在“機械製造”雜誌上發表過，由於許多工廠同志提供了很多現場資料和問題，更豐富了本書的內容。

本書主要內容，曾經作者最近在天津第一機床廠技術人員組成的“變位齒輪講習班”講授過一遍，根據教學經驗，又作一次修改。

本書可供機械工程師、技術人員參考，也可作為高等工業學校以及中等技術學校關於“機械原理”、“機械零件”、“機床設計”課程的參考書。

由於作者水平所限，書中難免存在缺點和錯誤，希望同志們指正和批評。

顏龍 1958年3月於天津

內 容 提 要

本書主要介紹變位齒輪在機械上的各種應用之基本原理，內容力求與目前工廠實際情況相結合。為了使讀者易于了解與運用，書中介紹了許多圖表與例題。由於變位齒輪在機械上的應用最為廣泛，原理也較複雜，故對机床方面的取材較多。

本書可供機械工程師、技術人員在設計與選用方面的參考，也可作為高等工業學校、中等技術學校“機械原理”、“機械零件”、“机床設計”課程的參考書。

變位齒輪原理與應用

顧 能 編

上海科學技術出版社出版

(上海南京西路2004號)

上海市書刊出版業營業許可證出003號

上海勞動印刷廠印刷 新華書店上海發行所總經銷

開本787×1092 1/32 印張3 5/16 插圖4 字數77,000

1958年10月第1版 1959年4月第1版第2次印刷

北發 5 501 - 10,500

統一書號：15119·885

定價：(平) 2.54元

目 次

| | |
|--|-----|
| 序..... | 1 |
| 第一章 变位齒輪的基本概念..... | 1 |
| 1 導言..... | 1 |
| 2 漸开線的性質..... | 2 |
| 3 变位齒輪的概念..... | 6 |
| 4 变位齒輪的種類..... | 9 |
| 5 变位齒輪的製造..... | 12 |
| 第二章 变位齒輪的計算方法..... | 15 |
| 1 变位齒輪的一般計算..... | 15 |
| 2 齒輪系中的变位齒輪的計算..... | 59 |
| 3 旧齒輪的修復計算..... | 62 |
| 4 变位齒輪的參照..... | 67 |
| 第三章 变位系数的选择..... | 61 |
| 1 变位系数的选择对于变位齒輪傳动質量的影响..... | 61 |
| 2 机床設計时常用的两种初步选择变位系数的方法..... | 67 |
| 3 苏联国家标准 (Гост 2135—43) 直齒圓柱齒輪变位系数的选择方法..... | 70 |
| 4 古夫巴赫 (Kutabach) 变位系数选择方法 (或称 DIN 制)..... | 72 |
| 5 庫德略甫采夫 (В. Н. Кудрявцев) 等制訂的变位系数选择表格..... | 73 |
| 6 格罗曼 (М. В. Громан) 介紹的变位系数选择圖表..... | 76 |
| 7 嘴甫利連科 (В. А. Газряленко) 圖解法..... | 81 |
| 第四章 变位齒輪在机械上的应用..... | 86 |
| 1 減少齒輪的磨效..... | 86 |
| 2 改善齒輪的磨損..... | 88 |
| 3 換取傳动軸中心距..... | 93 |
| 4 修復磨損了的旧齒輪..... | 99 |
| 5 变位齒輪的几种典型应用实例..... | 100 |
| 参考文献..... | 110 |

第一章 变位齒輪的基本概念

1 導 言

齒輪是機械傳動中重要零件之一，差不多每一部機器都少不了齒輪傳動裝置。在機械工作者的共同努力研究下，齒輪性能在不断的提高和改進。虽然标准齒輪能满足大多数的要求，但有时还需要采用非标准尺寸的齒輪(变位齒輪)。现时变位齒輪的应用已逐渐受到了重視，并且在機械制造業中更得到了廣泛地应用。

機械傳動中采用变位齒輪 (смещенные передачи)，具有下列几个优点：能减少齒輪的齒数，使機械結構大大地减小，節省金屬材料；改善齒輪的磨損情况，提高齒輪的使用寿命；增大或减小齒輪对中心距离，使与傳動軸距离相适应，以解决在一对軸上同时安装好几对齒輪时、常發生的設計上的問題；齒輪磨損报磨时，应用变位切削方法，能修复大齒輪，節省金屬材料。

变位齒輪的切制也是很方便的，只要調整标准齒輪刀具与待加工齒輪毛坯的相对位置，便可以切制出我們所需要的变位齒輪，并不需要另外准备特殊的齒輪刀具。

虽然，目前我們已經掌握了变位齒輪的原理与应用，但变位齒輪运用到現在時間还不長，尚有許多的知識正待我們繼續去研究和改進，使它能得到更大的發展，能在機械傳動中起更大的作用。

2 漸开綫的性質

变位齒輪的齒廓也是采用漸开綫構成的，所以，在討論变位齒輪以前，有必要先談一談漸开綫的性質。

如果用一條直綫，使它在圓周上作純滾動，則這條直綫上的任意一點所畫出的曲綫，就是漸开綫。

如圖 1 所示，將一直綫 A 在圓 B 的圓周上作純滾動，直綫上的一點 a ，所畫出的曲綫 C 便是漸开綫。而圓 B 称为基圓，直綫 A 称为母綫，在母綫上，由點 a_1 到母綫與基圓的切點 b 之間的長度称为母綫長度。

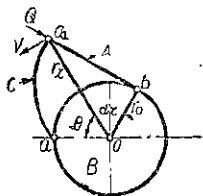


圖 1

由于母綫 A 是在基圓 B 上作純滾動的，所以母綫 $\overline{a_1 b}$ 的長度，應等于弧長 \overline{ab} 。

由基圓圓心 O ，作直綫連接 a 、 a_1 、 b 各點，則 Oa 與 Oa_1 兩直綫間所夾的角 β 称为漸开綫角。 Oa_1 與 Ob 所夾的角 α_1 称为壓力角，也就是齒廓在以 a_1 點接觸時，其綫速度 v 與正壓力 Q （在不考慮摩擦時）間的夾角。

由此可見，漸开綫上任意一點的漸开綫角與壓力角都不相同的。在漸开綫的開始點（ a 點）接觸時，漸开綫角與壓力角都等于零。離基圓圓周愈遠的點，漸开綫角愈大；當兩輪齒在節點接觸時，壓力角正好等于嚙合角。

漸开綫上任意一點（ a_1 ）的位置，可以用極坐標即漸开綫角及徑綫 r_1 來表示。

因

表 1 渐开线函数 $\theta = \text{inv } \alpha_s = \text{tg } \alpha_s - \alpha_s$

| α_s | 各行前几位 相同的数字 | 0' | 5' | 10' | 15' | 20' | 25' | 30' | 35' | 40' | 45' | 50' | 55' |
|------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | 0.000 | 00177 | 00225 | 00281 | 00340 | 00410 | 00504 | 00598 | 00704 | 00821 | 00950 | 01092 | 01248 |
| 2 | 0.000 | 01418 | 01603 | 01804 | 02020 | 02253 | 02503 | 02771 | 03058 | 03364 | 03689 | 04035 | 04402 |
| 3 | 0.000 | 04760 | 05201 | 05684 | 06091 | 06573 | 07079 | 07610 | 08167 | 08751 | 09362 | 10000 | 10668 |
| 4 | 0.000 | 11364 | 12090 | 12847 | 13634 | 14453 | 15306 | 16189 | 17107 | 18059 | 19045 | 20067 | 21125 |
| 5 | 0.000 | 22220 | 23352 | 24622 | 25731 | 26978 | 28266 | 29594 | 30963 | 32374 | 33827 | 35324 | 36864 |
| 6 | 0.00 | 03845 | 04008 | 04175 | 04347 | 04524 | 04706 | 04897 | 05093 | 05280 | 05461 | 05637 | 05809 |
| 7 | 0.00 | 06115 | 06337 | 06564 | 06797 | 07036 | 07279 | 07528 | 07783 | 08044 | 08310 | 08583 | 08861 |
| 8 | 0.00 | 09145 | 09485 | 09752 | 10054 | 10348 | 10659 | 10980 | 11308 | 11643 | 11984 | 12332 | 12687 |
| 9 | 0.00 | 13048 | 13416 | 13792 | 14174 | 14563 | 14960 | 15363 | 15774 | 16193 | 16618 | 17051 | 17493 |
| 10 | 0.00 | 17847 | 18367 | 18886 | 19332 | 19812 | 20259 | 20716 | 21199 | 21680 | 22169 | 22666 | 23166 |
| 11 | 0.00 | 23941 | 24465 | 25057 | 25628 | 26208 | 26797 | 27391 | 28001 | 28616 | 29241 | 29875 | 30518 |
| 12 | 0.00 | 31171 | 31832 | 32504 | 33185 | 33875 | 34575 | 35285 | 36001 | 36735 | 37474 | 38224 | 38981 |
| 13 | 0.00 | 39754 | 40534 | 41335 | 42126 | 42938 | 43760 | 44593 | 45437 | 46291 | 47157 | 48033 | 48921 |
| 14 | 0.00 | 49819 | 50729 | 51650 | 52582 | 53526 | 54482 | 55448 | 56427 | 57417 | 58420 | 59434 | 60460 |
| 15 | 0.00 | 61268 | 62548 | 63611 | 64686 | 65773 | 66873 | 67936 | 69110 | 70248 | 71388 | 72561 | 73783 |
| 16 | 0.0 | 07468 | 07613 | 07735 | 07857 | 07982 | 08107 | 08234 | 08362 | 08492 | 08623 | 08759 | 08899 |
| 17 | 0.0 | 09025 | 09161 | 09289 | 09429 | 09580 | 09722 | 09866 | 10012 | 10159 | 10307 | 10453 | 10603 |
| 18 | 0.0 | 10760 | 10916 | 11071 | 11228 | 11387 | 11547 | 11700 | 11857 | 12018 | 12185 | 12342 | 12503 |
| 19 | 0.0 | 12715 | 12888 | 13063 | 13240 | 13418 | 13598 | 13779 | 13963 | 14148 | 14334 | 14522 | 14713 |
| 20 | 0.0 | 14904 | 15088 | 15263 | 15440 | 15619 | 15802 | 15982 | 16166 | 16352 | 16540 | 16729 | 16922 |

續表 1

| α° | 各行前几位 相同的数字 | 0' | 5' | 10' | 15' | 20' | 25' | 30' | 35' | 40' | 45' | 50' | 55' |
|----------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 21 | 0.0 | 17345 | 17560 | 17777 | 17995 | 18217 | 18440 | 18665 | 18891 | 19120 | 19350 | 19583 | 19817 |
| 22 | 0.0 | 20054 | 20292 | 20533 | 20775 | 21019 | 21266 | 21514 | 21765 | 22018 | 22272 | 22529 | 22788 |
| 23 | 0.0 | 23049 | 23312 | 23577 | 23845 | 24114 | 24386 | 24660 | 24936 | 25214 | 25495 | 25778 | 26062 |
| 24 | 0.0 | 26250 | 26639 | 26931 | 27225 | 27521 | 27820 | 28121 | 28424 | 28729 | 29037 | 29348 | 29660 |
| 25 | 0.0 | 29975 | 30293 | 30613 | 30935 | 31260 | 31587 | 31917 | 32249 | 32583 | 32920 | 33260 | 33602 |
| 26 | 0.0 | 33947 | 34294 | 34644 | 34997 | 35352 | 35709 | 36069 | 36432 | 36798 | 37168 | 37537 | 37910 |
| 27 | 0.0 | 38287 | 38666 | 39047 | 39432 | 39819 | 40209 | 40602 | 40997 | 41395 | 41797 | 42201 | 42607 |
| 28 | 0.0 | 43017 | 43430 | 43845 | 44264 | 44685 | 45110 | 45537 | 45967 | 46400 | 46837 | 47276 | 47718 |
| 29 | 0.0 | 48164 | 48612 | 49064 | 49519 | 49976 | 50437 | 50901 | 51368 | 51838 | 52312 | 52788 | 53268 |
| 30 | 0.0 | 53751 | 54238 | 54728 | 55221 | 55717 | 56217 | 56720 | 57226 | 57736 | 58249 | 58765 | 59285 |
| 31 | 0.0 | 59809 | 60336 | 60866 | 61400 | 61937 | 62478 | 63022 | 63570 | 64122 | 64677 | 65236 | 65799 |
| 32 | 0.0 | 66364 | 66934 | 67507 | 68084 | 68665 | 69250 | 69838 | 70430 | 71026 | 71626 | 72230 | 72838 |
| 33 | 0.0 | 73449 | 74064 | 74684 | 75307 | 75934 | 76565 | 77200 | 77839 | 78483 | 79130 | 79781 | 80437 |
| 34 | 0.0 | 81097 | 81760 | 82428 | 83100 | 83777 | 84457 | 85142 | 85833 | 86525 | 87223 | 87925 | 88631 |
| 35 | 0.0 | 89342 | 90058 | 90777 | 91502 | 92230 | 92963 | 93701 | 94443 | 95190 | 95942 | 96698 | 97459 |
| 36 | 0. | 98822 | 99599 | 99977 | 10055 | 10133 | 10212 | 10292 | 10371 | 10452 | 10533 | 10614 | 10696 |
| 37 | 0. | 10778 | 10881 | 10944 | 11028 | 11113 | 11197 | 11283 | 11369 | 11455 | 11542 | 11630 | 11718 |
| 38 | 0. | 11806 | 11895 | 11985 | 12075 | 12165 | 12257 | 12348 | 12441 | 12534 | 12627 | 12721 | 12815 |
| 39 | 0. | 12911 | 13006 | 13102 | 13199 | 13297 | 13395 | 13498 | 13592 | 13692 | 13792 | 13893 | 13993 |
| 40 | 0. | 14097 | 14200 | 14303 | 14407 | 14511 | 14616 | 14722 | 14829 | 14936 | 15043 | 15152 | 15261 |

續表 I

| α' | 各行前几位 相同的数字 | 0' | 5' | 10' | 15' | 20' | 25' | 30' | 35' | 40' | 45' | 50' | 55' |
|-----------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 41 | 0. | 16570 | 16480 | 15591 | 15703 | 15315 | 15228 | 16041 | 16163 | 16270 | 16386 | 16502 | 16619 |
| 42 | 0. | 16737 | 16675 | 16674 | 17033 | 17214 | 17336 | 17457 | 17679 | 17708 | 17826 | 17951 | 18076 |
| 43 | 0. | 18202 | 18329 | 18457 | 18585 | 18714 | 18844 | 18975 | 19106 | 19238 | 19371 | 19506 | 19639 |
| 44 | 0. | 19774 | 19910 | 20047 | 20185 | 20323 | 20463 | 20603 | 20743 | 20885 | 21028 | 21171 | 21315 |
| 45 | 0. | 21460 | 21606 | 21753 | 21900 | 22049 | 22198 | 22348 | 22499 | 22651 | 22804 | 22958 | 23112 |
| 46 | 0. | 23268 | 23424 | 23582 | 23740 | 23899 | 24059 | 24220 | 24382 | 24545 | 24709 | 24874 | 25040 |
| 47 | 0. | 25206 | 25374 | 25543 | 25713 | 25883 | 26055 | 26228 | 26401 | 26576 | 26752 | 26929 | 27107 |
| 48 | 0. | 27285 | 27465 | 27646 | 27828 | 28012 | 28196 | 28381 | 28567 | 28755 | 28943 | 29133 | 29324 |
| 49 | 0. | 28516 | 28709 | 28903 | 29098 | 29295 | 29492 | 29691 | 29891 | 30092 | 30295 | 30493 | 30692 |
| 50 | 0. | 31839 | 32116 | 32324 | 32534 | 32745 | 32957 | 33171 | 33385 | 33601 | 33818 | 34037 | 34257 |
| 51 | 0. | 34478 | 34700 | 34924 | 35149 | 35376 | 35604 | 35833 | 36063 | 36295 | 36529 | 36763 | 36999 |
| 52 | 0. | 37237 | 37476 | 37716 | 37958 | 38202 | 38446 | 38693 | 38941 | 39190 | 39441 | 39693 | 39947 |
| 53 | 0. | 40202 | 40459 | 40717 | 40977 | 41239 | 41502 | 41767 | 42034 | 42302 | 42571 | 42843 | 43116 |
| 54 | 0. | 43360 | 43667 | 43945 | 44225 | 44506 | 44789 | 45074 | 45361 | 45650 | 45940 | 46232 | 46526 |
| 55 | 0. | 46822 | 47119 | 47419 | 47720 | 48023 | 48328 | 48635 | 48944 | 49255 | 49563 | 49882 | 50199 |
| 56 | 0. | 50518 | 50838 | 51161 | 51486 | 51813 | 52141 | 52472 | 52806 | 53141 | 53478 | 53817 | 54159 |
| 57 | 0. | 54503 | 54849 | 55197 | 55547 | 55900 | 56255 | 56612 | 56972 | 57333 | 57698 | 58064 | 58433 |
| 58 | 0. | 58804 | 59178 | 59554 | 59933 | 60314 | 60697 | 61083 | 61472 | 61863 | 62257 | 62653 | 63052 |
| 59 | 0. | 63454 | 63836 | 64225 | 64614 | 65006 | 65401 | 65810 | 66240 | 66733 | 67180 | 67618 | 68050 |

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{a_1 b}{O b} = \frac{\widehat{ab}}{O b} = \frac{r_0 (\alpha_1 + \theta)}{r_0} = \alpha_1 + \theta,$$

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha_x - \alpha_x$$

角 θ 称为角 α_x 的渐开线函数, 其值随 α_x 而改变, 常用 $\operatorname{inv} \alpha_x$ 表示, 为了计算方便起见, 将 $\operatorname{inv} \alpha_x$ 列成表 1 以便查考。

因

$$\cos \alpha_x = \frac{r_0}{r_x},$$

或

$$\left\{ \begin{array}{l} r_x = \frac{r_0}{\cos \alpha_x}, \\ \operatorname{inv} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_x - \alpha_x. \end{array} \right. \quad (1)$$

若将基圆分成若干等分, 从基圆上的各等分点上, 绘出渐开线, 如图 2 所示, 因点 a, b, c 各为圆周上的等分点, 而 $\widehat{ab} = \widehat{bc}$, 在

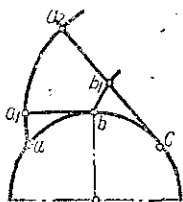


图 2

a, b 点所绘出的渐开线中

$$\widehat{a_2 c} = \widehat{ac},$$

$$\widehat{b_1 c} = \widehat{bc},$$

$$\widehat{a_2 b_1} = \widehat{a_1 b} = \widehat{ab}.$$

由此可见, 从同一个基圆上作出两个相邻的渐开线, 在法线方向上, 彼此之间的距离是固定不变的, 它的长度等于两条渐开线起点之间的基圆弧线长, 通常以基节 t_0 表示。若基圆上任意两点 a, b 之间的间隔极小而趋于零时, 则这两条渐开线将完全重合。所以, 只要母线是在同一个基圆 (或半径相同的基圆) 上作纯滚动, 母线上的任意一点所绘出的渐开线形状都是相同的。

3 变位齿轮的概念

应用齿条刀具切削齿轮时, 若刀具的中线与被加工齿轮的

分度圓粗切, 此时被切削齒輪的齒厚與齒間距等, 这种齒輪称为标准齒輪。

切削变位齒輪时, 齒条刀具的位置就要改变, 如圖 3 所示, 由位置 I 移到位置 II, 由于刀具角并未作任何改变, 故不会影响被加工齒輪的基圓, 而齒輪的漸开綫齒廓也不会改变。并且由圖 3 中可見, 在齒条刀具改变位置的前后, 該齒輪齒廓虽仍由同一漸开綫繪出, 但漸开綫是增長了一些, 而且齒厚、齒間、齒頂高、齒根高、实际啮合綫長等都改变了。

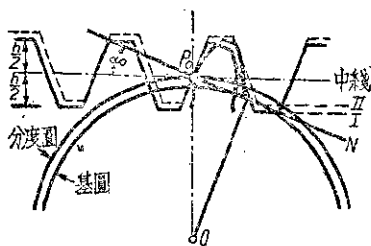


圖 3

变位齒輪安裝时, 有时与标准齒輪中心距相等, 也有时与标准中心距不等, 这都不会影响齒輪对的啮合傳动。

圖 4-a 所示为标准齒輪对啮合傳动时的情形, 其兩軸間的距离

$$A_0 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

式中 m ——模数。

此时, 節点在 P_0 处, 啮合角 α 等于刀具角 α_0 ; 節圆半径等于分度圆半径, 因此節圆与分度圆合而为一。其傳动比为

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{n2}}{r_{n1}} = -\frac{r_{o2}}{\cos \alpha_0} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{r_{o1}} = -\frac{r_{o2}}{r_{o1}} \quad (2)$$

式中 ω_1, ω_2 ——分别表示齒輪 1 与齒輪 2 的角速度；
 r_{n1}, r_{n2} ——分别表示齒輪 1 与齒輪 2 的分度圓半徑；
 r_{o1}, r_{o2} ——分别表示齒輪 1 与齒輪 2 的基圓半徑。

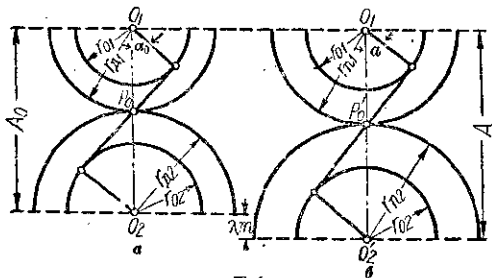


圖 4

若某对变位齒輪的齒數、模數、刀具角都与某对标准齒輪相同，而中心距 $A > A_0$ (圖 4-6)，此时節圓与分度圓分离，啮合角 α 大于刀具角 α_0 ，節点 P'_0 的位置也改变了。其傳动比为

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{n2}}{r_{n1}} = -\frac{r_{o2}}{\cos \alpha} \cdot \frac{\cos \alpha}{r_{o1}} = -\frac{r_{o2}}{r_{o1}} \quad (3)$$

式中 r_{n1}, r_{n2} ——分别表示齒輪 1 与齒輪 2 的節圓半徑。

由此可見，齒輪对的傳动比是根据基圓半徑而定。若改用变位齒輪对(角度变位齒輪)，中心距虽然有所改变，但因基圓并未改变，故并不影响齒輪对的傳动比。

4 变位齒輪的种类

切制变位齒輪时，由于齒輪刀具位置改变的不同，可以分成徑向变位与切向变位两种。

徑向变位——切制齒輪时，若將齒条刀具的位置沿齒輪毛坯的直徑方向改变，这样切制出来的齒輪，就称为徑向变位齒輪，或简称变位齒輪。

切制变位齒輪时，若增加齒条刀具与待加工齒輪中心的距离，則称为正变位切削，通常简称为正变位；若縮短齒条刀具与待加工齒輪中心的距离，这种变位切削称为負变位。

齒条刀具与待加工齒輪中心距离的改变量，称为变位量。变位量的大小，通常用下式表示：

$$X = \pm \xi m_0 \quad (4)$$

式中 ξ ——变位系数。当刀具靠近待加工齒輪中心时，符号为負；

当刀具远离待加工齒輪中心时，符号为正。

若齒輪对的总变位系数 $\xi_{\Sigma} = \xi_1 + \xi_2 > 0$ ，則这种齒輪对称为正变位齒輪对；通常简称正变位齒輪；若总变位系数 $\xi_{\Sigma} = \xi_1 + \xi_2 < 0$ ，則称为負变位齒輪；若总变位系数 $\xi_{\Sigma} = \xi_1 + \xi_2 = 0$ ，称为齒高变位齒輪。正变位齒輪与負变位齒輪統称为角度变位齒輪。

同时，标准切削齒輪也可以看成 $\xi_1 = \xi_2 = 0$ ，为变位齒輪的一种特例。

(一)正变位齒輪 这种变位齒輪在机械上应用非常广泛，它可能有以下三种情形：

(1) 两个齒輪同时都是正变位切削，即变位系数 ξ_1 和 ξ_2 同

时都为正值；

(2) 一个齒輪是正變位切削，另一個齒輪是標準切削，即變位係數 ξ_1 (或 ξ_2) 為正，而 ξ_2 (或 ξ_1) 為 0；

(3) 一個齒輪是正變位切削，另一個齒輪是負變位切削，即 ξ_1 (或 ξ_2) 為正，而 ξ_2 (或 ξ_1) 為負，此時，必須滿足下列條件：

當 ξ_1 為正值， ξ_2 為負值時 $|\xi_1| > |\xi_2|$ ，

當 ξ_2 為正值， ξ_1 為負值時 $|\xi_2| > |\xi_1|$ 。

應用正變位齒輪，能獲得小於最少齒數的齒輪尚且不致發生根切現象，並能縮小齒輪的尺寸，使結構緊湊；嚙合角增大，改善齒輪嚙合性能或增大齒輪對中心距，以適合傳動軸位置。

正變位齒輪的主要缺點是重疊係數減小較多，設計時必須進行驗算，使重疊係數在容許範圍內，以免影響齒輪對傳動的平穩。

(二) 負變位齒輪 這種變位齒輪，也可能有以下三種情形：

(1) 兩個齒輪同時都是負變位切削，即變位係數 ξ_1 、 ξ_2 同時都為負；

(2) 一個齒輪是負變位切削，另一個齒輪是標準切削，即變位係數 ξ_1 (或 ξ_2) 為負，而 $\xi_2=0$ (或 $\xi_1=0$)；

(3) 一個齒輪為負變位切削，另一個齒輪為正變位切削。即變位係數 ξ_1 (或 ξ_2) 為正，而 ξ_2 (或 ξ_1) 為負。這時，必須滿足下列條件

$$|\xi_1| < |\xi_2| \quad (\text{或} \quad |\xi_2| < |\xi_1|)。$$

採用這種變位齒輪，雖然能夠得到較大的重疊係數，但卻有較大的滑動係數和壓力係數，故磨損較快，並且齒根強度較弱，所以應用不廣。僅在縮短齒輪對中心距以姿配兩軸位置時的情況下應用。

(三) 齒高變位齒輪 齒輪切制時，一個齒輪是正變位切削，而另一個齒輪是負變位切削，變位係數 $\xi_1 = -\xi_2$ (或 $\xi_2 = -\xi_1$) 時，這種變位齒輪，稱為齒高變位齒輪。

齒高變位齒輪的嚙合角和刀具角相等，分度圓與節圓重合，中心距與標準齒輪對中心距相同。所以在不能改變齒輪對中心距的情況下，常應用齒高變位齒輪。

由於齒高變位齒輪的變位係數，一個是正值，而另一個是負值，所以在齒數相同的齒輪對，不宜採用齒高變位。並且這種齒輪，只能容許一個齒輪的齒數在標準切削最少齒數以下。

應用這種變位齒輪，能使相嚙合的兩齒輪齒根強度趨近相等，而改善齒輪對的嚙合性能。

齒高變位齒輪與角度變位齒輪，通常可以根據以下兩個原則來選擇：

(1) 由兩傳動軸中心距決定——當兩傳動軸中心距等於標準齒輪對中心距時，必須採用齒高變位齒輪；當兩傳動軸中心距大於(或小於)標準齒輪對中心距時，必須採用角度變位齒輪。

(2) 由齒輪的齒數決定——若齒輪對中只有一個齒輪的齒數小於標準切削時最少齒數，可以採用齒高變位齒輪，但也可以採用正變位齒輪。這時根據兩傳動軸中心距來決定；若齒輪對中兩個齒輪的齒數都小於標準切削時最少齒數，必須採用正變位齒輪。

正變位齒輪的優點較多，應用較廣，故宜盡量採用正變位齒輪。

切向變位——切制齒輪時，若將齒條刀具沿其中綫平移，則所切的齒輪齒廓曲綫，在切綫方向的位置有所改變(齒厚增大或減少)，這種切削方法，通常稱為切向變位切削。

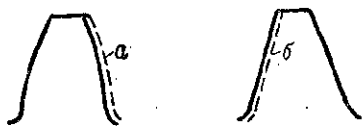


圖 5

圖 5 所示,虛線 a 為切向變位切削後齒厚增大了的齒廓,虛線 b 為切向變位切削後齒厚減少了的齒廓。

應用這種方法能使齒數相差懸殊的齒輪對,齒根強度趨於一致;或用以獲得齒側間隙。但是;這種方法對於齒輪嚙合性能並不能有所提高,故應用不廣有時僅與徑向切削綜合使用。故本書主要只介紹徑向變位齒輪。

5 變位齒輪的製造

變位齒輪的製造方法與標準齒輪製造方法完全相同,只是在切削齒輪時,齒條刀具的位置有所改變而已。

切削變位齒輪時,為了得到一定的齒高,齒輪毛坯的外圓應較標準齒輪毛坯的外圓稍大(或稍小)。

變位齒輪的切削方法,可以分成仿形法和滾切法兩種:

(一)仿形法——應用這種方法切削的齒輪刀具,刀刃外形與被切削齒輪的相應齒廓曲線相同,因而能切削出所需要的齒輪。

在仿形法中,以採用圓盤銑刀最為普遍。圓盤銑刀刀刃的外形與齒輪齒間的形狀相同,切削時,銑刀一方面轉動,一方面沿輪齒的齒向移動,以完成切削工作。

每一種模數、每一種齒數的齒輪,都有不同的齒廓曲線,因

此在理論上就需要各种不同的圓盤銑刀來切削。但在实际工作中,为了减少刀具数目起見,將每一种模數的齒輪,分成八組(或十五組),采用八种(或十五种)型号的銑刀來切削。

这种方法加工的齒輪精度,不但受到刀号的影响,同时还受到机床分度头与銑刀装置不精确的影响,因而被加工齒輪的精度很低,生產率也很低,僅在單件生產与修配时应用。現在已逐漸被淘汰。

(二)滾切法——应用滾切法切削齒輪时,刀具制成齒輪(或齒条)形狀,刀具对齒輪毛坯切削时,就好象兩個齒輪(或是一个齒条与一个齒輪)嚙合傳动一样。刀具与齒輪毛坯的節圓作無滑动的滾动。

应用这种方法加工的齒輪生產率与精度都較仿形法为高。

滾切法又分为插齒法与滾齒法两种:

插齒法中,应用齒輪形插齒刀最为普遍。这种方法能切削滾齒法所不能加工的内齒輪与塔齒輪中的齒輪。

采用插齒法加工的齒輪精度較仿形法为高,用A型插齒刀能切削二級精度的齒輪,B型插齒刀能切削三、四級精度的齒輪。此外,尚有粗插齒刀作为齒輪粗加工用。

应用插齒法加工的缺点是:不能制造大模數齒輪(很少大于9公厘的);切削每一种不同螺旋角的斜齒輪,必須应用一种插齒刀;刀具价格較貴;生產率較滾齒法为低。

除了用齒輪形插齒刀插齒外,也有采用齒条形插齒刀加工的,不过这种方法应用不廣。

应用滾齒法加工时,滾齒刀軸綫的断面可以看成是齒条形插齒刀,滾齒刀的轉动,便可以看成齒条形插齒刀沿節綫的移动。

滾齒刀有 A、B、C 三級，A 級滾齒刀能加工三級精度的齒輪；B 級滾齒刀能加工四級精度的齒輪；C 級滾齒刀只能作粗加工用。

應用滾齒法加工，生產率較插齒法加工為高。自從剃齒法廣泛應用後，為了獲得精度較高的齒輪，常常在滾齒加工後，再用剃齒法精加工，故滾齒法應用更為普遍。

第二章 变位齒輪的計算方法

1 变位齒輪的一般計算

机械設計時，下列三種情況可考慮採用變位齒輪：1. 湊配兩傳動軸中心距離；2. 獲得小於標準切削時不發生根切的最少齒數的齒輪；3. 為了改善齒輪的磨損。

變位齒輪計算時，原始數據通常為齒輪對的齒數 z_1, z_2 ；模數 m ；兩傳動軸中心距 A 和刀具角 α_0 。

當湊配兩傳動軸中心距計算時，或改善齒輪的磨損時，先根據這些已知條件來決定總變位系數 ξ_m ，再合理選擇各齒輪的變位系數 ξ_1 和 ξ_2 ；計算變位齒輪各部分尺寸，驗算重疊系數，比壓系數或滑動系數，齒頂圓厚度等嚙合條件。

減少齒輪的齒數計算時，應按照式 (9) 或 (10) 選擇不發生根切或容許有少許根切的最小變位系數，再計算齒輪尺寸，驗算嚙合條件。

變位齒輪計算時，應盡量利用圖表可以縮短計算時間。

由於變位系數的選擇方法比較複雜，故擬於第三章中討論，本章僅介紹變位齒輪各部分尺寸計算和嚙合條件的驗算。

(一) 計算部分

正變位齒輪計算公式如下：

(1) 分離系數 λ

$$A - A_0 = \lambda m \quad \text{即} \quad \lambda = \frac{A - A_0}{m} \quad (5)$$

分离系数 λ 与啮合角 α 的关系式是

$$\lambda = \frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha} \sin \frac{\alpha + \alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (6)$$

(2) 軸綫偏移系数 λ_0

$$\lambda_0 = \frac{2\lambda}{z_1 + z_2} \quad (7)$$

(3) 变位系数 ξ_1, ξ_2

从下面所列表 2 中, 按照軸綫偏移系数 λ_0 , 便可以查出 ξ_1 、 ξ_2 与总变位系数 ξ_{Σ} 的关系是

$$\xi_0 = \frac{\xi_{\Sigma}}{0.5(z_1 + z_2)} \quad (8)$$

將 ξ_{Σ} 合理分配为 ξ_1, ξ_2 (參閱第三章)

若計算小于标准切削而不發生根切現象的最少齒數的齒輪時, 变位系数的最小值 (当 $\alpha_0 = 20^\circ, f_0 = 1$ 时) 按下式决定:

$$\xi_{\min} = \frac{17 - z}{17} \quad (9)$$

在轉速較慢、動力較小的場合, 如車床溜板箱中与齒條相嚙合的齒輪, 一般容許有少許的根切。变位系数可以按照下式計算:

$$\xi_{\min} = \frac{14 - z}{17} \quad (10)$$

(4) 齒頂降低系数 σ

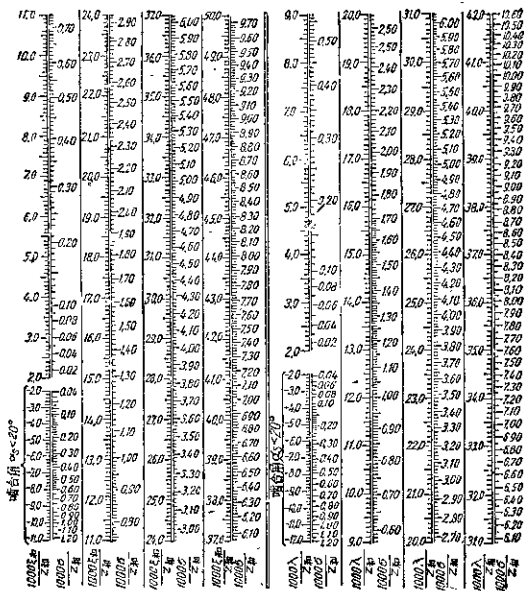
$$\sigma = \xi_1 + \xi_2 - \lambda_0 \quad (11)$$

齒頂降低系数 σ 和总变位系数的关系, 也可以按照表 3 查出。

(5) 啮合角 α

$$\operatorname{inv} \alpha = \frac{2(\xi_1 + \xi_2) \operatorname{tg} \alpha_0}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_0 \quad (12)$$

表 3 $\xi_{F1}-\sigma$ 与 $\lambda-\sigma$ 对照表



嘴合角 α 也可以由表 2 按照 λ_0 或 ξ_0 的数据查出。

(6) 分度圆直径 d_{r1} 、 d_{r2}

$$\left. \begin{aligned} d_{r1} &= m z_1 \\ d_{r2} &= m z_2 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

(7) 节圆直径 d_{a1} 、 d_{a2}

$$\left. \begin{aligned} d_{a1} &= d_{r1}(\lambda_0 + 1) \\ d_{a2} &= d_{r2}(\lambda_0 + 1) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

(8) 齒頂圓直徑 D_{a1} 、 D_{a2}

$$\left. \begin{aligned} D_{a1} &= d_{a1} + 2m(f_0 + \xi_1 - \sigma) \\ D_{a2} &= d_{a2} + 2m(f_0 + \xi_2 - \sigma) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

若以齒頂係數 $f_0 = 1$ ， $d_{a1} = m \cdot z$ 代入，則

$$\left. \begin{aligned} D_{a1} &= m(z_1 + 2 + 2\xi_1 - 2\sigma) \\ D_{a2} &= m(z_2 + 2 + 2\xi_2 - 2\sigma) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

若採用下式，應用計算尺計算時，可以提高計算精度

$$\left. \begin{aligned} D_{a1} &= m'(z_1 + 2) + 2m(\xi_1 - \sigma) \\ D_{a2} &= m'(z_2 + 2) + 2m(\xi_2 - \sigma) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

(9) 齒根圓直徑 D_{f1} 、 D_{f2}

$$\left. \begin{aligned} D_{f1} &= d_{f1} - 2m(f_0 + c'_0 - \xi_1) \\ D_{f2} &= d_{f2} - 2m(f_0 + c'_0 - \xi_2) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

若以齒頂係數 $f_0 = 1$ ，齒頂間隙係數 $c'_0 = 0.25$ ， $d_{f1} = m \cdot z$ 代入

$$\left. \begin{aligned} D_{f1} &= m(z_1 - 2.5 + 2\xi_1) \\ D_{f2} &= m(z_2 - 2.5 + 2\xi_2) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

(10) 齒頂高 h'_1 、 h'_2

$$\left. \begin{aligned} h'_1 &= m(f_0 + \xi_1 - \sigma) = m(1 + \xi_1 - \sigma) \\ h'_2 &= m(f_0 + \xi_2 - \sigma) = m(1 + \xi_2 - \sigma) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

(11) 齒根高 h''_1 、 h''_2

$$\left. \begin{aligned} h''_1 &= m(f_0 + c'_0 - \xi_1) = m(1.25 - \xi_1) \\ h''_2 &= m(f_0 + c'_0 - \xi_2) = m(1.25 - \xi_2) \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

(12) 齒高

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= h'_1 + h''_1 = m(2f_0 + c'_0 - \sigma) = m(2.25 - \sigma) \\ h_2 &= h'_2 + h''_2 = m(2f_0 + c'_0 - \sigma) = m(2.25 - \sigma) \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

必須指出：上述公式都是以標準徑向間隙進行計算的，如為 DIN 制則 $\sigma=0$ ；如為比例分配法，則 σ 應改為 0.9σ 。

(二) 驗算部分

(1) 重疊系數的驗算 正變位齒輪由於嚙合角增大，齒高變短，因此，重疊系數也就會相應減小。所以計算變位齒輪時，必須驗算重疊系數是否在容許範圍內。

驗算重疊系數時，可以應用下列公式：

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha'_1 - \operatorname{tg} \alpha) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha'_2 - \operatorname{tg} \alpha) \quad (23)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} \alpha'_1 &= \cos^{-1} \frac{d_{a1} \cdot \cos \alpha_0}{D_{a1}} \\ \alpha'_2 &= \cos^{-1} \frac{d_{a2} \cdot \cos \alpha_0}{D_{a2}} \end{aligned} \right\}$$

為了簡化計算起見，推薦應用下列方法。其計算步驟如下：

一、根據已知的 $f_0, \xi_1, \xi_2, \sigma, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \lambda$ 代入下式，求出 $\frac{h'_1}{m}$ 和

$$\frac{h'_2}{m}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{h'_1}{m} &= f_0 + \xi_1 - \sigma - \left(\frac{z_1}{z_1 + z_2} \right) \lambda \\ \frac{h'_2}{m} &= f_0 + \xi_2 - \sigma - \left(\frac{z_2}{z_1 + z_2} \right) \lambda \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

二、根據已知的 $z_1, \alpha, \frac{h'_1}{m}$ 和 $z_2, \alpha, \frac{h'_2}{m}$ ，由圖 6 可查出 $\frac{l_1}{m}$

和 $\frac{l_2}{m}$ 。

三、由下列公式求出 ε

$$\varepsilon = \left(\frac{l_1}{m} + \frac{l_2}{m} \right) 0.339 \quad (25)$$

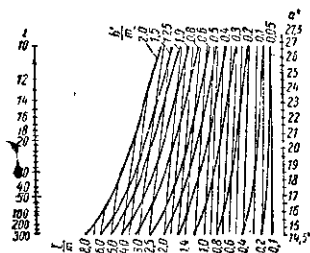


圖 6 确定重叠系数的曲线表

經驗証明，如欲齒輪傳動工作良好，重叠系数 ϵ 应大于下列数值：

- 1 級精度齒輪—1.05；
- 2 級精度齒輪—1.08；
- 3 級精度齒輪—1.15；
- 4 級精度齒輪—1.35。

如重叠系数小于上述数值时，必須改变 ξ_1 、 ξ_2 ，

使提高 ϵ 至上述标准为止。

(2) 齒頂圓厚度驗算 若变位齒輪的正变位系数选择过大时，往往会發生齒頂厚变尖現象，故必須驗算齒頂厚（对于齧輪——即正变位系数較大的齒輪）。

齒頂圓上的齒厚可以按照下式計算：

$$S_0 = D_0 \left(\frac{S}{d_n} - \text{inv } \alpha_n + \text{inv } \alpha_0 \right) \quad (26)$$

式中
$$S = \frac{t}{2} + 2\xi m \text{tg } \alpha_0 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi \text{tg } \alpha_0 \right)$$

为分度圓上的齒厚。

为了保証齒頂圓上的齒厚不致变尖而影响傳動起見，齒頂必須保持一定的厚度。关于齒頂厚度的規定，是根据使用場合、具体情况來决定的，一般取 $S_0 \geq (0.25 \sim 0.3)m$ ；若齒輪的磨損不大时，也有建議取 $S_0 \geq 0.15m$ ；在齒輪有嚴重磨損的場合，应选取較大的齒頂厚。

驗算齒頂厚时，为了简化計算起見，可以利用圖 7 近似地求出相对齒頂厚 S_0 。相对齒頂厚与齒頂厚的关系如下。

$$S_{ca} = \frac{S_c}{m_s} = \frac{S_c \cos \beta_A}{m_n} \quad (27)$$

(3) 比压系数的验算 封闭式齿轮损坏的主要因素是由于接触应力,故齿轮必须进行比压系数验算,这种验算对于齿数较少的齿轮较为重要。

所谓比压系数即齿廓任意接触点 K 的接触应力 σ_k 与节点 P 上的接触应力 σ_p 之比,通常以 ζ 表示

$$\zeta = \frac{\sigma_k}{\sigma_p}$$

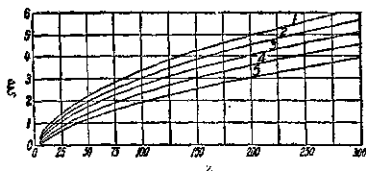


图 7a 齿的倾斜角 $\beta_A=0$ 时(如齿顶高降低系数 $\sigma=0$),由齿轮的变位系数 ξ 和齿数 z 决定关于端面模数的相对齿顶厚的函数关系图表。曲线 1— $S_{\epsilon 3}=0.1$; 2— $S_{\epsilon 3}=0.2$; 3— $S_{\epsilon 3}=0.3$; 4— $S_{\epsilon 3}=0.4$; 5— $S_{\epsilon 3}=0.5$

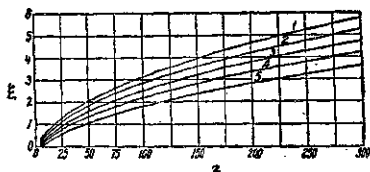


图 7b 齿的倾斜角 $\beta_A=15^\circ$ 时(如齿顶高降低系数 $\sigma=0$),由齿轮的变位系数 ξ 和齿数 z 决定关于端面模数的相对齿顶厚的函数关系图表。曲线号码同(a)图

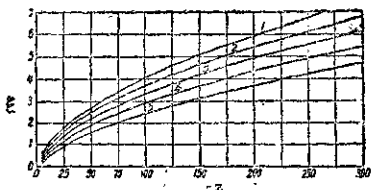


图 7a 齒的傾斜角 $\beta_n = 30^\circ$ 时 (如齒頂高低係數 $\sigma = 0$)，由齒輪的變位係數 ξ 和齒數 z 決定關於端面模數的相對齒頂厚的函數關係圖表。曲線號碼同 (a) 圖

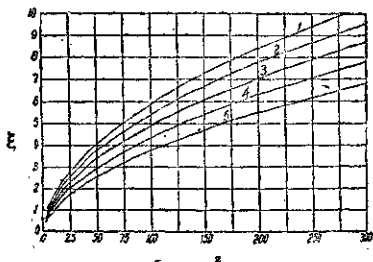


图 7b 齒的傾斜角 $\beta_n = 45^\circ$ 时 (如齒頂高低係數 $\sigma = 0$)，由齒輪的變位係數 ξ 和齒數 z 決定關於端面模數的相對齒頂厚的函數關係圖表。曲線號碼同 (a) 圖

當一對齒在實際啮合線的極限點 B_2 處啮合時，齧輪齒根上的 ζ 值 (參閱圖 8)

$$\zeta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{l_2'}{\rho_1}\right) \left(1 \pm \frac{l_2'}{2\rho_1}\right)}} \quad (28)$$

當 $l_1 < l_0$ 時，在 b_2 點一對齒開始啮合的瞬時，齧輪齒根上

的 ζ 值

$$\zeta_1^I = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{t_0 - l_1}{\rho_1}\right) \left(1 \pm \frac{t_0 - l_1}{i\rho_1}\right)}} \quad (29)$$

当一对齿在实际啮合线的极限点 B_1 处啮合时, 大齿轮齿根上的 ζ 值

$$\zeta_2 = \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \frac{l_1'}{\rho_1}\right) \left(1 \mp \frac{l_1'}{i\rho_1}\right)}} \quad (30)$$

当 $l_2 < t_0$ 时, 在 b_1 点一对齿开始(或终止)啮合的瞬间, 在大齿轮齿根上的 ζ 值

$$\zeta_2^I = \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \frac{t_0 - l_2}{\rho_2}\right) \left(1 \mp \frac{t_0 - l_2}{i\rho_2}\right)}} \quad (31)$$

在式(28)至(31)中, 同时有两个符号的地方, 上面的符号用于外啮合情形, 下面的符号用于内啮合情形。

齿轮对在啮合传动时, 因齿廓变形, 啮合点实际成一接触面, 宽度为 $2b_1$ 。

$$b_1 = \frac{2q}{\pi\sigma_{\max}} \quad (32)$$

式中: q ——齿宽上的载荷(公斤/公分);

σ_{\max} ——齿面齿腹间最大接触压应力(公斤/平方公分)。

故接触面中心曲率半径, 甚至在两齿轮的基圆附近也不可能太小。因此, 在齿接触起始点和终点的 ζ 值, 应以 l_1 与 $(\rho_1 - 0.3m)$ 中的较小数值, 作为 l_1' 之值; 以 l_2 与 $(i\rho_2 - 0.3m)$ 中的较小数值, 作为 l_2' 之值。

由计算可知, ζ_2 恒小于 ζ_1 , 除非在 $\xi_2 \leq \xi_1$ 的情况下才验

算 ζ_2 ，一般情况 ζ_2 無驗算的必要。

当齒輪材料的硬度 $H_B > 350$ 时，比压系数的最大容許值（正常情况）为 $\zeta_{\max} \leq 1.4$ 。在很少情形下， $\zeta_{\max} = 1.4 \sim 1.7$ 。在布氏硬度 $H_B \leq 350$ 时， $\zeta'_{\max} \leq 1.4$ 。

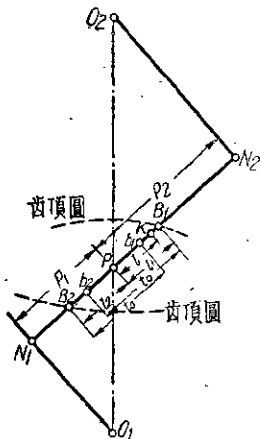
我們也可以采用下面的压力系数計算

$$\left. \begin{aligned} \eta_{B1} &= \frac{2z_{n1} \operatorname{tg} \alpha}{(z_{n1} \operatorname{tg} \alpha - z_2 \operatorname{tg} \alpha_2) z_2 \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \alpha_0} \\ \eta_{B2} &= \frac{2z_{n2} \operatorname{tg} \alpha}{(z_{n2} \operatorname{tg} \alpha - z_1 \operatorname{tg} \alpha_1) z_1 \operatorname{tg} \alpha_1 \cos \alpha_0} \end{aligned} \right\} \quad (83)$$

式中： $\alpha_1 = \cos^{-1} \frac{d_{o1}}{D_{e1}}$ ， $\alpha_2 = \cos^{-1} \frac{d_{o2}}{D_{e2}}$ 。

(4) 滑动系数的驗算 开式傳动齒輪损坏的主要原因是由

于磨損。齒輪的磨損强度通常以滑动系数表示，所謂滑动系数即單位齒廓長度上相当的滑动距离，以 η 表示。开式齒輪傳动計算时，必須驗算滑动系数。



· 圖 8

齒輪對傳动时，当实际啮合綫的兩端点 B_1 和 B_2 （參閱圖 8）啮合时的滑动系数为最大，故必須驗算該兩点的滑动系数是否在容許範圍內。此外，由于重疊系数始終大于 1，还須驗算在啮合綫上一对齒啮合区域的边界点的滑动系数。

当一对齿在实际啮合线的極限点 B_2 处啮合时韶輪齒根上的 η 值

$$\eta_1 = -\frac{l'_2 (i \pm 1)}{i \left(\frac{d_{n_2}}{2} \sin \alpha - l'_2 \right)} \quad (34)$$

当 $l_1 < t_0$ 时, 在 b_2 点处一对齿开始 (或終止) 啮合的瞬时, 韶輪齒根上的 η 值:

$$\eta'_1 = -\frac{(t_0 - l_1) (i \pm 1)}{i \left(\frac{d_{n_2}}{2} \sin \alpha - t_0 + l_1 \right)} \quad (35)$$

当一对齿在实际啮合线的極限点 B_1 处啮合时, 大齒輪齒根上的 η 值:

$$\eta_2 = -\frac{l'_1 (i + 1)}{\frac{d_{n_1}}{2} \sin \alpha \mp l'_1} \quad (36)$$

当 $l_2 < t_0$ 时, 在 b_1 点处一对齿开始 (或終止) 啮合的瞬时, 大齒輪齒根上的 η 值:

$$\eta'_2 = -\frac{(t_0 - l_2) (i + 1)}{\frac{d_{n_1}}{2} \sin \alpha \mp t_0 \pm l_2} \quad (37)$$

与比压系数 ξ 驗算的情形相同, 式中的 l'_1 值, 应取 l_1 与 $(\rho_1 - 0.3m)$ 中的較小数值; l'_2 值应取 l_2 与 $(i\rho_2 - 0.3m)$ 中的較小值。 η_2 唯有在 $\xi_2 \leq \xi_1$ 的情形下才進行驗算。

經驗証明, 滑动系数不应超过下列数值:

当節圓圓周速度 $V > 20$ 公尺/秒, $\eta = -1.5$;

当節圓圓周速度 $V = 8 \sim 28$ 公尺/秒, $\eta = -3$;

当節圓圓周速度 $V = 2 \sim 10$ 公尺/秒, $\eta = -4$;

当節圓周速度 $V=1\sim 3$ 公尺/秒, $\eta=-6$;

当節圓周速度 $V=0\sim 1.5$ 公尺/秒, $\eta=-8$ 。

开式齒輪傳动, 最高滑動系数不得超过上述許用范围, 并力求降低滑動系数, 提高齒輪使用寿命。

(三) 檢驗部分

变位齒輪質量的檢驗, 一般采用公法綫上的齒厚檢驗、綜合誤差檢驗以及固定弦齒厚檢驗三种:

(1) 公法綫上齒厚的檢驗

是齒厚檢驗中比較准确而且簡單的方法, 应用非常普遍。檢驗时用量規測出齒輪的公法綫齒厚的長度, 应与采用下式計算所得的公法綫齒厚長度相符合。

$$L_f = (L_0 + 0.684 X - \Delta_m L) - \delta L \text{ ①}, \quad (38)$$

式中: L_f ——变位齒輪公法綫上的齒厚長度(公厘);

L_0 ——标准齒輪公法綫上的齒厚長度(公厘), 可以根据齒輪的齒數、模數, 由表 4 中查出;

$X = \xi m$, 变位量;

$\Delta_m L$ ——公法綫長度偏差, 对于外嚙合齒輪为上偏差, 內嚙合齒輪为下偏差, 可由表 5~6 中查出;

δL ——公法綫長度的公差, 也可由表 5~6 中查出。

(2) 綜合誤差的檢驗

影响誤差的因素很多, 这些誤差有时互相增大, 有时互相减小; 所以各个誤差的檢驗并不能够充分反映出齒輪傳动的真正質量。綜合誤差便是反映各种誤差的总和, 是檢驗近似于齒

① 本式也有將公法綫長度上的上下偏差分別標注來表示:

$$\text{即} \quad L_f = (L_0 + 0.684 X) \begin{matrix} + |\Delta_m L| \\ - |\Delta_m L| + \delta L \end{matrix}$$

輸工作条件的誤差,应用特制的綜合誤差測定儀進行,以測定齒輪中心距的变化。此种檢驗,除上述优点外,并且生產率很高;故現場除進行公法綫上的齒厚檢驗外,同时并進行綜合誤差檢驗。

表 4 标准齒輪公法綫齒厚長度 L_0

| 齒數 Z | 齒溝數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|----------------------|---------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 1 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2 | 2.25 | 2.5 | 3 | 3.5 |
| 10 | 1 | 4.568 | 5.710 | 6.852 | 7.994 | 9.137 | 10.279 | 11.421 | 13.705 | 15.989 |
| 11 | 1 | 582 | 728 | 873 | 8.639 | 105 | 310 | 406 | 747 | 16.038 |
| 12 | 1 | 596 | 745 | 894 | 013 | 193 | 342 | 491 | 789 | 087 |
| 13 | 1 | 610 | 763 | 915 | 068 | 221 | 378 | 526 | 835 | 138 |
| 14 | 1 | 624 | 780 | 936 | 092 | 249 | 405 | 561 | 873 | 185 |
| 15 | 1 | 638 | 798 | 957 | 117 | 277 | 435 | 596 | 916 | 234 |
| 16 | 1 | 652 | 815 | 978 | 142 | 305 | 468 | 631 | 957 | 283 |
| 17 | 1 | 668 | 833 | 999 | 166 | 333 | 499 | 666 | 999 | 332 |
| 18 | 2 | 7.632 | 9.541 | 11.449 | 13.357 | 15.265 | 17.173 | 19.081 | 22.897 | 26.714 |
| 19 | 2 | 746 | 568 | 470 | 381 | 293 | 204 | 116 | 939 | 763 |
| 20 | 2 | 660 | 576 | 481 | 406 | 321 | 236 | 151 | 181 | 812 |
| 21 | 2 | 674 | 589 | 512 | 430 | 349 | 268 | 186 | 23.028 | 861 |
| 22 | 2 | 688 | 611 | 533 | 455 | 377 | 299 | 221 | 066 | 910 |
| 23 | 2 | 702 | 628 | 554 | 479 | 405 | 331 | 256 | 107 | 959 |
| 24 | 2 | 716 | 648 | 576 | 504 | 433 | 362 | 291 | 148 | 27.038 |
| 25 | 2 | 730 | 663 | 596 | 528 | 461 | 394 | 326 | 191 | 067 |
| 26 | 2 | 744 | 681 | 617 | 553 | 489 | 426 | 361 | 233 | 106 |
| 27 | 3 | 10.711 | 13.388 | 16.068 | 18.744 | 21.421 | 24.099 | 26.777 | 32.132 | 37.487 |
| 28 | 3 | 725 | 406 | 087 | 768 | 449 | 130 | 812 | 174 | 636 |
| 29 | 3 | 739 | 423 | 108 | 783 | 477 | 162 | 847 | 216 | 585 |
| 30 | 3 | 753 | 441 | 129 | 817 | 505 | 193 | 882 | 258 | 684 |
| 31 | 3 | 767 | 468 | 150 | 842 | 533 | 225 | 917 | 500 | 683 |
| 32 | 3 | 781 | 476 | 171 | 866 | 561 | 256 | 952 | 342 | 732 |
| 33 | 3 | 795 | 493 | 192 | 861 | 566 | 288 | 987 | 384 | 781 |
| 34 | 3 | 809 | 511 | 213 | 915 | 617 | 319 | 27.022 | 426 | 830 |
| 35 | 3 | 823 | 528 | 234 | 940 | 645 | 351 | 057 | 468 | 879 |
| $2.70 \sin \alpha_n$ | | 0.684 | 0.855 | 1.026 | 1.197 | 1.368 | 1.539 | 1.710 | 2.062 | 2.394 |

(續)

| 齒 數 z | 齒 輪 數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|---------------------|------------------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 1 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2 | 2.25 | 2.5 | 3 | 3.5 |
| 56 | 4 | 13.789 | 17.236 | 20.683 | 24.130 | 27.578 | 31.025 | 34.472 | 41.366 | 48.261 |
| 37 | 4 | 803 | 254 | 704 | 155 | 608 | 056 | 507 | 408 | 310 |
| 38 | 4 | 817 | 271 | 725 | 179 | 634 | 088 | 542 | 450 | 359 |
| 39 | 4 | 831 | 289 | 746 | 194 | 662 | 119 | 577 | 492 | 408 |
| 40 | 4 | 845 | 300 | 767 | 228 | 690 | 151 | 612 | 534 | 457 |
| 41 | 4 | 859 | 324 | 788 | 253 | 718 | 182 | 647 | 576 | 508 |
| 42 | 4 | 873 | 341 | 809 | 277 | 746 | 214 | 682 | 618 | 555 |
| 43 | 4 | 887 | 359 | 830 | 302 | 774 | 245 | 717 | 661 | 604 |
| 44 | 4 | 901 | 376 | 851 | 326 | 802 | 277 | 752 | 702 | 653 |
| 45 | 5 | 16.867 | 21.684 | 26.300 | 29.517 | 33.784 | 37.951 | 42.167 | 50.601 | 59.034 |
| 46 | 5 | 881 | 101 | 321 | 542 | 762 | 982 | 202 | 613 | 083 |
| 47 | 5 | 895 | 119 | 342 | 560 | 790 | 39.014 | 227 | 636 | 132 |
| 48 | 5 | 909 | 136 | 363 | 591 | 818 | 045 | 272 | 727 | 181 |
| 49 | 5 | 923 | 154 | 385 | 615 | 846 | 077 | 308 | 789 | 231 |
| 50 | 5 | 937 | 171 | 406 | 640 | 874 | 108 | 343 | 811 | 280 |
| 51 | 5 | 951 | 189 | 427 | 664 | 902 | 140 | 378 | 853 | 329 |
| 52 | 5 | 965 | 206 | 448 | 689 | 930 | 171 | 413 | 895 | 378 |
| 53 | 5 | 979 | 224 | 469 | 713 | 958 | 203 | 448 | 937 | 427 |
| 54 | 6 | 19.945 | 24.931 | 29.918 | 34.904 | 39.890 | 44.877 | 49.863 | 59.855 | 69.808 |
| 55 | 6 | 959 | 949 | 985 | 921 | 938 | 908 | 898 | 878 | 857 |
| 56 | 6 | 973 | 966 | 990 | 953 | 946 | 940 | 933 | 920 | 900 |
| 57 | 6 | 987 | 984 | 981 | 978 | 974 | 971 | 968 | 962 | 955 |
| 58 | 6 | 20.001 | 25.001 | 30.002 | 35.002 | 40.002 | 45.003 | 50.003 | 60.004 | 70.004 |
| 59 | 6 | 015 | 019 | 023 | 027 | 030 | 034 | 038 | 040 | 053 |
| 60 | 6 | 029 | 036 | 044 | 051 | 058 | 066 | 073 | 088 | 102 |
| 61 | 6 | 043 | 054 | 065 | 070 | 076 | 087 | 103 | 130 | 151 |
| 62 | 6 | 057 | 072 | 086 | 100 | 114 | 129 | 143 | 172 | 200 |
| 63 | 7 | 23.023 | 28.779 | 34.035 | 40.291 | 46.047 | 51.803 | 57.558 | 69.076 | 80.582 |
| 64 | 7 | 037 | 707 | 556 | 315 | 075 | 834 | 593 | 112 | 631 |
| 65 | 7 | 051 | 814 | 577 | 340 | 103 | 866 | 628 | 154 | 680 |
| 66 | 7 | 065 | 832 | 598 | 364 | 131 | 897 | 663 | 190 | 729 |
| 67 | 7 | 079 | 849 | 619 | 388 | 159 | 929 | 698 | 238 | 778 |
| 68 | 7 | 093 | 867 | 640 | 413 | 187 | 960 | 733 | 280 | 827 |
| 69 | 7 | 107 | 884 | 661 | 438 | 215 | 992 | 768 | 322 | 876 |
| 70 | 7 | 121 | 902 | 682 | 463 | 243 | 52.023 | 803 | 364 | 925 |
| 71 | 7 | 135 | 919 | 703 | 487 | 271 | 054 | 838 | 408 | 974 |
| 2msinα _s | | 0.684 | 0.855 | 1.026 | 1.197 | 1.368 | 1.539 | 1.710 | 2.052 | 2.394 |

(續)

| 齒數 z | 齒游數 γ | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|---------------------|----------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|
| | | 1 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2 | 2.25 | 2.5 | 3 | 3.5 |
| 72 | 8 | 26.161 | 32.627 | 39.162 | 45.678 | 52.203 | 58.728 | 65.254 | 78.304 | 91.355 |
| 73 | 8 | 115 | 644 | 173 | 702 | 231 | 700 | 289 | 346 | 404 |
| 74 | 8 | 129 | 662 | 194 | 721 | 250 | 791 | 324 | 388 | 453 |
| 75 | 8 | 144 | 679 | 215 | 751 | 287 | 823 | 359 | 431 | 502 |
| 76 | 8 | 158 | 697 | 226 | 776 | 315 | 854 | 394 | 473 | 551 |
| 77 | 8 | 172 | 714 | 257 | 800 | 343 | 886 | 429 | 515 | 600 |
| 78 | 8 | 26.186 | 32.732 | 39.278 | 45.825 | 52.371 | 58.917 | 65.464 | 78.567 | 91.619 |
| 79 | 8 | 200 | 749 | 259 | 849 | 369 | 949 | 499 | 609 | 698 |
| 80 | 8 | 214 | 767 | 320 | 874 | 427 | 980 | 534 | 641 | 747 |
| 81 | 9 | 29.180 | 36.475 | 43.769 | 51.064 | 58.359 | 65.654 | 72.949 | 87.539 | 102.129 |
| 82 | 9 | 184 | 492 | 790 | 1089 | 387 | 686 | 984 | 581 | 178 |
| 83 | 9 | 203 | 510 | 812 | 113 | 416 | 717 | 78.019 | 623 | 227 |
| 84 | 9 | 222 | 527 | 833 | 139 | 443 | 749 | 954 | 663 | 276 |
| 85 | 9 | 236 | 545 | 854 | 162 | 471 | 780 | 989 | 707 | 325 |
| 86 | 9 | 250 | 562 | 875 | 187 | 499 | 812 | 124 | 749 | 374 |
| 87 | 9 | 264 | 580 | 896 | 211 | 527 | 843 | 159 | 791 | 423 |
| 88 | 9 | 278 | 597 | 917 | 236 | 556 | 875 | 194 | 833 | 472 |
| 89 | 9 | 292 | 615 | 938 | 260 | 583 | 906 | 229 | 876 | 521 |
| 90 | 10 | 32.258 | 40.322 | 48.387 | 56.451 | 64.516 | 72.580 | 80.645 | 96.774 | 112.902 |
| 91 | 10 | 272 | 340 | 408 | 476 | 544 | 612 | 680 | 818 | 951 |
| 92 | 10 | 286 | 357 | 429 | 500 | 572 | 643 | 715 | 853 | 113.000 |
| 93 | 10 | 300 | 375 | 450 | 525 | 600 | 675 | 750 | 900 | 1050 |
| 94 | 10 | 314 | 392 | 471 | 549 | 628 | 706 | 785 | 942 | 1098 |
| 95 | 10 | 328 | 410 | 492 | 574 | 656 | 738 | 820 | 984 | 1148 |
| 96 | 10 | 342 | 427 | 513 | 598 | 684 | 769 | 855 | 97.026 | 1197 |
| 97 | 10 | 356 | 445 | 534 | 623 | 712 | 801 | 890 | 1068 | 1246 |
| 98 | 10 | 370 | 462 | 555 | 647 | 740 | 832 | 925 | 110 | 1295 |
| 99 | 11 | 35.336 | 44.170 | 53.004 | 61.838 | 70.672 | 79.506 | 88.340 | 106.008 | 123.676 |
| 100 | 11 | 350 | 188 | 225 | 263 | 300 | 338 | 375 | 450 | 525 |
| 101 | 11 | 364 | 205 | 246 | 287 | 328 | 369 | 410 | 492 | 574 |
| 102 | 11 | 378 | 223 | 267 | 312 | 356 | 401 | 446 | 534 | 623 |
| 103 | 11 | 392 | 240 | 289 | 333 | 384 | 432 | 480 | 576 | 672 |
| 104 | 11 | 406 | 258 | 309 | 361 | 412 | 464 | 516 | 618 | 721 |
| 105 | 11 | 420 | 276 | 330 | 385 | 440 | 495 | 550 | 660 | 770 |
| 106 | 11 | 434 | 293 | 351 | 410 | 470 | 527 | 585 | 702 | 821 |
| 107 | 11 | 448 | 310 | 372 | 434 | 506 | 566 | 620 | 744 | 873 |
| 2msinα ₀ | | 0.684 | 0.855 | 1.023 | 1.197 | 1.368 | 1.539 | 1.710 | 2.052 | 2.394 |

(續)

| 齒數 z | 齒溝數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|------------|------------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2 | 2.25 | 2.5 | 3 | 3.5 |
| 108 | 12 | 38.414 | 48.018 | 57.621 | 67.225 | 76.828 | 86.432 | 96.035 | 115.243 | 134.450 |
| 109 | 12 | 428 | 035 | 642 | 249 | 856 | 463 | 070 | 285 | 499 |
| 110 | 12 | 442 | 053 | 663 | 274 | 834 | 493 | 100 | 327 | 548 |
| 111 | 12 | 456 | 070 | 684 | 298 | 912 | 528 | 141 | 369 | 597 |
| 112 | 12 | 470 | 088 | 705 | 323 | 940 | 558 | 176 | 411 | 646 |
| 113 | 12 | 484 | 106 | 726 | 347 | 988 | 589 | 211 | 453 | 695 |
| 114 | 12 | 498 | 123 | 747 | 372 | 996 | 621 | 246 | 495 | 744 |
| 115 | 12 | 512 | 140 | 768 | 396 | 77.024 | 652 | 281 | 537 | 793 |
| 116 | 12 | 526 | 158 | 789 | 421 | 052 | 684 | 316 | 579 | 842 |
| 117 | 13 | 41.192 | 51.865 | 62.239 | 72.612 | 88.985 | 93.358 | 103.731 | 124.477 | 145.223 |
| 118 | 13 | 506 | 883 | 260 | 336 | 83.018 | 386 | 768 | 519 | 272 |
| 119 | 13 | 520 | 900 | 281 | - 861 | 041 | 421 | 801 | 561 | 321 |
| 120 | 13 | 534 | 918 | 302 | 685 | 069 | 452 | 836 | 603 | 570 |
| $2msina_0$ | | 0.684 | 0.855 | 1.026 | 1.197 | 1.368 | 1.539 | 1.710 | 2.052 | 2.394 |

| 齒數 z | 齒溝數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|------------|------------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 4 | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 6.5 | 7 | 8 | 9 |
| 10 | 1 | 18.278 | 20.537 | 22.841 | 25.126 | 27.410 | 29.694 | 31.978 | 36.548 | 41.114 |
| 11 | 1 | 829 | 620 | 911 | 202 | 494 | 786 | 32.076 | 658 | 249 |
| 12 | 1 | 885 | 663 | 981 | 279 | 578 | 876 | 174 | 770 | 363 |
| 13 | 1 | 441 | 746 | 23.051 | 356 | 662 | 967 | 272 | 882 | 492 |
| 14 | 1 | 497 | 806 | 121 | 424 | 746 | 30.058 | 370 | 994 | 618 |
| 15 | 1 | 553 | 872 | 191 | 511 | 830 | 149 | 468 | 37.106 | 741 |
| 16 | 1 | 609 | 935 | 261 | 588 | 914 | 240 | 576 | 218 | 871 |
| 17 | 1 | 665 | 998 | 331 | 665 | 998 | 331 | 664 | 330 | 967 |
| 18 | 2 | 30.830 | 34.346 | 38.162 | 41.978 | 45.795 | 49.611 | 53.427 | 61.059 | 68.692 |
| 19 | 2 | 586 | 409 | 232 | 42.055 | 879 | 702 | 525 | 172 | 818 |
| 20 | 2 | 642 | 472 | 302 | 132 | 162 | 789 | 623 | 284 | 944 |
| 21 | 2 | 698 | 535 | 372 | 209 | 46.047 | 884 | 721 | 366 | 69.070 |
| 22 | 2 | 754 | 598 | 442 | 286 | 131 | 975 | 819 | 503 | 196 |
| $2msina_0$ | | 2.736 | 3.078 | 3.420 | 3.762 | 4.104 | 4.446 | 4.788 | 5.472 | 6.156 |

(續)

| 齒 數 z | 齒 輪 數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|--------------------|------------------|-----------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 4 | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 6.5 | 7 | 8 | 9 |
| 23 | 2 | 30.810 | 34.061 | 38.512 | 42.864 | 46.215 | 50.066 | 53.917 | 61.620 | 69.322 |
| 24 | 2 | 866 | 724 | 582 | 441 | 299 | 157 | 54.015 | 732 | 448 |
| 15 | 2 | 922 | 787 | 652 | 518 | 388 | 248 | 118 | 844 | 574 |
| 16 | 2 | 978 | 850 | 722 | 595 | 467 | 339 | 211 | 956 | 700 |
| 27 | 3 | 42.842 | 48.198 | 53.553 | 58.908 | 64.264 | 69.619 | 74.974 | 83.685 | 96.396 |
| 28 | 3 | 848 | 261 | 623 | 985 | 348 | 718 | 76.072 | 797 | 522 |
| 29 | 3 | 455 | 324 | 696 | 59.062 | 432 | 801 | 170 | 909 | 648 |
| 30 | 3 | 4.011 | 387 | 763 | 139 | 516 | 892 | 268 | 86.021 | 774 |
| 31 | 3 | 067 | 450 | 833 | 217 | 600 | 983 | 366 | 133 | 900 |
| 32 | 3 | 123 | 513 | 903 | 294 | 684 | 70.974 | 464 | 245 | 97.026 |
| 33 | 3 | 179 | 576 | 973 | 371 | 768 | 187 | 563 | 357 | 152 |
| 34 | 3 | 235 | 836 | 54.043 | 448 | 852 | 256 | 661 | 469 | 278 |
| 35 | 3 | 290 | 702 | 113 | 524 | 936 | 347 | 758 | 581 | 498 |
| 36 | 4 | 55.155 | 62.050 | 68.944 | 75.838 | 82.733 | 89.627 | 96.522 | 110.310 | 124.109 |
| 37 | 4 | 211 | 113 | 68.014 | 915 | 817 | 718 | 620 | 422 | 225 |
| 38 | 4 | 267 | 176 | 084 | 192 | 101 | 809 | 718 | 534 | 351 |
| 39 | 4 | 323 | 239 | 154 | 76.069 | 985 | 900 | 816 | 647 | 477 |
| 40 | 4 | 379 | 302 | 224 | 147 | 83.069 | 991 | 914 | 738 | 603 |
| 41 | 4 | 435 | 365 | 294 | 224 | 153 | 90.082 | 97.012 | 871 | 729 |
| 42 | 4 | 491 | 423 | 364 | 301 | 237 | 173 | 110 | 983 | 856 |
| 43 | 4 | 547 | 491 | 434 | 678 | 321 | 264 | 108 | 111.055 | 982 |
| 44 | 4 | 603 | 554 | 504 | 454 | 405 | 355 | 306 | 206 | 125.107 |
| 45 | 5 | 67.468 | 75.911 | 84.355 | 92.798 | 101.202 | 109.635 | 118.069 | 134.936 | 151.803 |
| 46 | 5 | 524 | 464 | 403 | 845 | 286 | 726 | 167 | 135.048 | 99 |
| 47 | 5 | 580 | 76.027 | 473 | 922 | 370 | 817 | 285 | 180 | 152.055 |
| 48 | 5 | 636 | 090 | 519 | 999 | 454 | 908 | 363 | 272 | 181 |
| 49 | 5 | 692 | 154 | 615 | 93.077 | 538 | 110.000 | 461 | 384 | 307 |
| 50 | 5 | 748 | -217 | 685 | 154 | 622 | 691 | 559 | 496 | 433 |
| 51 | 5 | 804 | 280 | 755 | 231 | 706 | 182 | 657 | 608 | 559 |
| 52 | 5 | 860 | 343 | 825 | 308 | 790 | 273 | 755 | 720 | 688 |
| 53 | 5 | 916 | 406 | 895 | 385 | 874 | 364 | 853 | 832 | 811 |
| 54 | 6 | 78.781 | 89.758 | 99.726 | 109.698 | 119.671 | 129.644 | 139.616 | 159.561 | 179.506 |
| 55 | 6 | 837 | 816 | 766 | 775 | 755 | 735 | 714 | 673 | 633 |
| 56 | 6 | 893 | 870 | 866 | 852 | 839 | 826 | 812 | 785 | 759 |
| 57 | 6 | 949 | 942 | 936 | 929 | 923 | 917 | 910 | 897 | 885 |
| $2m \sin \alpha_0$ | | 2.736 | 3.078 | 3.420 | 3.762 | 4.104 | 4.446 | 4.788 | 5.472 | 6.156 |

(續)

| 齒 數 z | 齒 深 數 m | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|---------------------|------------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 4 | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 6.5 | 7 | 8 | 9 |
| 53 | 6 | 59.005 | 90.005 | 100.006 | 110.007 | 120.007 | 130.008 | 140.008 | 160.009 | 180.011 |
| 59 | 6 | 061 | 068 | 076 | 084 | 091 | 099 | 108 | 122 | 137 |
| 60 | 6 | 117 | 131 | 146 | 161 | 175 | 190 | 204 | 234 | 263 |
| 61 | 6 | 173 | 194 | 216 | 238 | 259 | 281 | 302 | 346 | 389 |
| 62 | 6 | 229 | 257 | 286 | 315 | 343 | 372 | 400 | 468 | 515 |
| 63 | 7 | 92.693 | 103.605 | 115.117 | 126.628 | 138.140 | 149.652 | 161.163 | 184.187 | 207.210 |
| 64 | 7 | 149 | 168 | 187 | 205 | 224 | 243 | 261 | 299 | 336 |
| 65 | 7 | 205 | 231 | 257 | 282 | 308 | 334 | 360 | 411 | 462 |
| 66 | 7 | 261 | 294 | 327 | 359 | 392 | 425 | 458 | 523 | 588 |
| 67 | 7 | 317 | 357 | 397 | 437 | 476 | 516 | 556 | 635 | 714 |
| 68 | 7 | 373 | 420 | 467 | 513 | 560 | 607 | 653 | 747 | 840 |
| 69 | 7 | 429 | 483 | 537 | 590 | 644 | 698 | 751 | 859 | 966 |
| 70 | 7 | 485 | 544 | 607 | 667 | 728 | 788 | 849 | 970 | 1089 |
| 71 | 7 | 541 | 609 | 677 | 744 | 812 | 880 | 947 | 1085 | 1218 |
| 72 | 8 | 104.406 | 117.457 | 130.507 | 143.558 | 156.609 | 169.660 | 182.710 | 208.812 | 234.913 |
| 73 | 8 | 402 | 420 | 437 | 455 | 473 | 491 | 508 | 544 | 580 |
| 74 | 8 | 518 | 538 | 557 | 577 | 597 | 617 | 636 | 680 | 724 |
| 75 | 8 | 574 | 606 | 638 | 670 | 702 | 734 | 766 | 820 | 874 |
| 76 | 8 | 630 | 674 | 718 | 762 | 806 | 850 | 894 | 960 | 1026 |
| 77 | 8 | 686 | 742 | 798 | 854 | 910 | 966 | 1022 | 1100 | 1178 |
| 78 | 8 | 742 | 809 | 876 | 943 | 1010 | 1077 | 1144 | 1234 | 1324 |
| 79 | 8 | 798 | 878 | 958 | 1038 | 1118 | 1198 | 1278 | 1380 | 1480 |
| 80 | 8 | 854 | 946 | 1038 | 1130 | 1222 | 1314 | 1406 | 1520 | 1634 |
| 81 | 9 | 116.719 | 131.908 | 145.898 | 160.488 | 175.078 | 189.668 | 204.258 | 233.437 | 262.617 |
| 82 | 9 | 775 | 871 | 968 | 1065 | 1162 | 1259 | 1356 | 1494 | 1632 |
| 83 | 9 | 831 | 938 | 1038 | 1138 | 1238 | 1338 | 1438 | 1584 | 1728 |
| 84 | 9 | 887 | 1006 | 1108 | 1208 | 1308 | 1408 | 1508 | 1664 | 1808 |
| 85 | 9 | 943 | 1074 | 1178 | 1278 | 1378 | 1478 | 1578 | 1744 | 1888 |
| 86 | 9 | 999 | 1142 | 1248 | 1348 | 1448 | 1548 | 1648 | 1824 | 1968 |
| 87 | 9 | 1055 | 1210 | 1318 | 1418 | 1518 | 1618 | 1718 | 1904 | 2048 |
| 88 | 9 | 1111 | 1278 | 1388 | 1488 | 1588 | 1688 | 1788 | 1984 | 2128 |
| 89 | 9 | 1167 | 1346 | 1458 | 1558 | 1658 | 1758 | 1858 | 2064 | 2208 |
| 2min α ₀ | | 2.736 | 3.073 | 3.410 | 3.762 | 4.104 | 4.446 | 4.788 | 5.472 | 6.156 |

(續)

| 齒 數 z | 齒 數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|---------------------|-------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 4 | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 6.5 | 7 | 8 | 9 |
| 90 | 10 | 129.031 | 145.100 | 161.289 | 177.418 | 193.547 | 209.676 | 225.805 | 258.063 | 290.321 |
| 91 | 10 | 087 | 223 | 359 | 495 | 481 | 767 | 903 | 175 | 447 |
| 92 | 10 | 143 | 289 | 429 | 572 | 715 | 858 | 226.001 | 287 | 673 |
| 93 | 10 | 129.159 | 145.348 | 161.499 | 177.649 | 193.796 | 209.949 | 226.099 | 258.399 | 290.699 |
| 94 | 10 | 255 | 412 | 569 | 726 | 883 | 210.040 | 197 | 511 | 825 |
| 95 | 10 | 311 | 476 | 639 | 808 | 967 | 131 | 295 | 623 | 951 |
| 96 | 10 | 368 | 530 | 710 | 880 | 194.051 | 222 | 393 | 735 | 291.077 |
| 97 | 10 | 424 | 602 | 780 | 957 | 135 | 313 | 491 | 847 | 203 |
| 98 | 10 | 480 | 665 | 850 | 178.084 | 219 | 404 | 589 | 669 | 329 |
| 99 | 11 | 141.344 | 159.012 | 176.680 | 194.348 | 212.016 | 229.684 | 247.352 | 282.688 | 318.024 |
| 100 | 11 | 400 | 075 | 750 | 425 | 100 | 775 | 450 | 800 | 150 |
| 101 | 11 | 456 | 138 | 820 | 502 | 184 | 366 | 548 | 912 | 276 |
| 102 | 11 | 512 | 201 | 896 | 679 | 268 | 967 | 646 | 283.024 | 402 |
| 103 | 11 | 568 | 264 | 960 | 656 | 352 | 230.048 | 744 | 136 | 628 |
| 104 | 11 | 624 | 327 | 177.080 | 738 | 436 | 139 | 842 | 248 | 654 |
| 105 | 11 | 680 | 390 | 100 | 810 | 520 | 230 | 940 | 360 | 780 |
| 106 | 11 | 736 | 453 | 170 | 887 | 604 | 321 | 248.038 | 472 | 906 |
| 107 | 11 | 792 | 516 | 240 | 964 | 688 | 412 | 136 | 584 | 319.082 |
| 108 | 12 | 153.657 | 172.864 | 192.071 | 211.278 | 230.485 | 249.692 | 268.899 | 307.314 | 345.728 |
| 109 | 12 | 713 | 927 | 141 | 355 | 569 | 783 | 967 | 426 | 854 |
| 110 | 12 | 769 | 990 | 211 | 432 | 653 | 874 | 289.096 | 538 | 990 |
| 111 | 12 | 825 | 173.053 | 281 | 509 | 737 | 865 | 133 | 650 | 346.106 |
| 112 | 12 | 881 | 116 | 351 | 586 | 821 | 250.066 | 291 | 762 | 232 |
| 113 | 12 | 937 | 179 | 421 | 663 | 905 | 147 | 390 | 874 | 358 |
| 114 | 12 | 993 | 242 | 491 | 740 | 989 | 288 | 487 | 986 | 484 |
| 115 | 12 | 154.049 | 305 | 561 | 817 | 291.073 | 329 | 585 | 308.098 | 610 |
| 116 | 12 | 105 | 368 | 631 | 894 | 157 | 420 | 683 | 210 | 736 |
| 117 | 13 | 165.969 | 188.716 | 207.462 | 228.208 | 248.954 | 269.700 | 290.447 | 331.939 | 373.431 |
| 118 | 13 | 166.025 | 779 | 532 | 235 | 249.038 | 791 | 545 | 332.051 | 557 |
| 119 | 13 | 081 | 842 | 602 | 362 | 122 | 882 | 643 | 163 | 683 |
| 120 | 13 | 133 | 905 | 672 | 439 | 206 | 973 | 741 | 276 | 809 |
| 2msinα _n | | 2.736 | 3.078 | 3.420 | 3.762 | 4.104 | 4.446 | 4.788 | 5.472 | 6.156 |

(續)

| 齒 數 z | 齒 輪 數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|--------------------|------------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 18 | 20 |
| 10 | 1 | 45.689 | 50.251 | 54.819 | 59.387 | 63.956 | 68.524 | 73.092 | 82.229 | 91.365 |
| 11 | 1 | 823 | 409 | 987 | 669 | 64.162 | 734 | 316 | 481 | 645 |
| 12 | 1 | 663 | 559 | 55.155 | 751 | 318 | 944 | 540 | 733 | 925 |
| 13 | 1 | 46.103 | 713 | 323 | 934 | 544 | 69.154 | 764 | 985 | 92.205 |
| 14 | 1 | 243 | 867 | 491 | 60.116 | 740 | 364 | 988 | 83.237 | 486 |
| 15 | 1 | 383 | 51.021 | 659 | 298 | 936 | 574 | 74.213 | 489 | 766 |
| 16 | 1 | 523 | 175 | 827 | 480 | 65.132 | 784 | 437 | 741 | 93.046 |
| 17 | 1 | 663 | 329 | 896 | 662 | 328 | 594 | 661 | 998 | 326 |
| 18 | 3 | 56.324 | 83.957 | 91.589 | 99.222 | 106.854 | 114.486 | 122.119 | 137.384 | 152.649 |
| 19 | 2 | 464 | 84.111 | 757 | 404 | 107.060 | 697 | 343 | 656 | 929 |
| 20 | 2 | 604 | 265 | 925 | 586 | 246 | 907 | 567 | 888 | 153.209 |
| 21 | 2 | 744 | 416 | 92.093 | 768 | 442 | 115.117 | 791 | 138.140 | 489 |
| 22 | 2 | 885 | 573 | 261 | 950 | 638 | 327 | 123.015 | 392 | 769 |
| 23 | 2 | 77.025 | 727 | 430 | 100.132 | 834 | 537 | 239 | 644 | 154.049 |
| 24 | 2 | 165 | 881 | 598 | 314 | 108.031 | 747 | 463 | 896 | 329 |
| 25 | 2 | 306 | 85.035 | 766 | 496 | 227 | 957 | 688 | 139.148 | 609 |
| 26 | 2 | 446 | 189 | 934 | 678 | 423 | 116.167 | 912 | 401 | 890 |
| 27 | 3 | 107.106 | 117.817 | 128.527 | 139.238 | 149.949 | 160.659 | 171.370 | 192.791 | 214.212 |
| 28 | 3 | 246 | 973 | 695 | 420 | 150.145 | 869 | 594 | 193.043 | 492 |
| 29 | 3 | 386 | 118.125 | 864 | 602 | 341 | 161.079 | 318 | 265 | 773 |
| 30 | 3 | 526 | 279 | 129.032 | 784 | 537 | 289 | 172.042 | 547 | 215.053 |
| 31 | 3 | 666 | 433 | 200 | 966 | 733 | 500 | 266 | 799 | 333 |
| 32 | 3 | 806 | 587 | 368 | 140.148 | 929 | 710 | 490 | 194.052 | 618 |
| 33 | 3 | 946 | 741 | 536 | 330 | 151.125 | 929 | 714 | 304 | 893 |
| 34 | 3 | 108.087 | 895 | 704 | 512 | 321 | 162.130 | 938 | 556 | 216.173 |
| 35 | 3 | 226 | 119.049 | 871 | 694 | 516 | 339 | 173.162 | 807 | 462 |
| 36 | 4 | 137.888 | 151.677 | 165.466 | 179.254 | 193.043 | 206.832 | 220.621 | 248.198 | 275.776 |
| 37 | 4 | 138.023 | 831 | 634 | 436 | 239 | 207.042 | 845 | 450 | 276.056 |
| 38 | 4 | 168 | 985 | 802 | 619 | 435 | 252 | 221.069 | 703 | 336 |
| 39 | 4 | 308 | 162.139 | 970 | 801 | 631 | 462 | 273 | 555 | 616 |
| 40 | 4 | 448 | 293 | 166.138 | 683 | 827 | 672 | 517 | 249.207 | 896 |
| 41 | 4 | 588 | 447 | 308 | 180.165 | 194.024 | 882 | 741 | 459 | 277.177 |
| 42 | 4 | 728 | 601 | 474 | 947 | 220 | 208.092 | 965 | 711 | 457 |
| 43 | 4 | 868 | 755 | 642 | 529 | 416 | 303 | 222.159 | 963 | 737 |
| $2m \sin \alpha_0$ | | 8.840 | 7.524 | 8.208 | 8.893 | 9.577 | 10.261 | 10.945 | 12.313 | 13.081 |

(續)

| 齒 數 z | 齒 溝 數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | | |
|----------------------|------------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|-----|
| | | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 18 | 20 | |
| 44 | 4 | 139.008 | 909 | 810 | 710 | 611 | 512 | 413 | 250.214 | 278.016 | |
| 45 | 5 | 168.670 | 185.537 | 202.404 | 219.271 | 236.138 | 253.005 | 269.872 | 303.606 | 337.340 | |
| 46 | 5 | 810 | 661 | 572 | 483 | 394 | 215 | 270.096 | 858 | 620 | |
| 47 | 5 | 950 | 845 | 740 | 635 | 530 | 425 | 320 | 304.110 | 900 | |
| 48 | 5 | 169.090 | 999 | 908 | 817 | 726 | 635 | 544 | 362 | 338.180 | |
| 49 | 5 | 230 | 186.153 | 203.076 | 220 | 239 | 258 | 277 | 314 | 460 | |
| 50 | 5 | 370 | 307 | 244 | 220.181 | 237.118 | 254.055 | 271 | 292 | 366 | 740 |
| 51 | 5 | 510 | 461 | 412 | 363 | 314 | 265 | 271.210 | 305.118 | 339.020 | |
| 52 | 5 | 650 | 615 | 580 | 545 | 510 | 475 | 440 | 370 | 300 | |
| 53 | 5 | 790 | 769 | 748 | 727 | 706 | 685 | 664 | 622 | 580 | |
| 54 | 6 | 189.452 | 219.397 | 239.342 | 259.287 | 279.232 | 299.177 | 319.122 | 359.018 | 398.908 | |
| 55 | 6 | 592 | 551 | 510 | 469 | 428 | 388 | 347 | 266 | 399.183 | |
| 56 | 6 | 732 | 705 | 678 | 651 | 624 | 598 | 571 | 517 | 463 | |
| 57 | 6 | 872 | 859 | 846 | 833 | 821 | 808 | 795 | 766 | 744 | |
| 58 | 6 | 200.012 | 220.019 | 240.014 | 260.015 | 280.017 | 300.018 | 320.019 | 360.021 | 400.024 | |
| 59 | 6 | 152 | 167 | 182 | 197 | 213 | 228 | 243 | 273 | 304 | |
| 60 | 6 | 292 | 321 | 350 | 380 | 409 | 438 | 467 | 526 | 584 | |
| 61 | 6 | 432 | 475 | 518 | 562 | 605 | 648 | 691 | 778 | 864 | |
| 62 | 6 | 572 | 629 | 686 | 744 | 801 | 858 | 915 | 101.090 | 401.144 | |
| 63 | 7 | 230.233 | 263.267 | 276.280 | 289.303 | 322.327 | 345.350 | 368.374 | 414.420 | 460.467 | |
| 64 | 7 | 374 | 411 | 448 | 486 | 523 | 560 | 598 | 672 | 747 | |
| 65 | 7 | 514 | 565 | 616 | 668 | 719 | 770 | 822 | 924 | 101.027 | |
| 66 | 7 | 654 | 719 | 784 | 850 | 915 | 980 | 1046 | 115.177 | 307 | |
| 67 | 7 | 794 | 878 | 952 | 1003 | 1111 | 1161 | 1270 | 1426 | 587 | |
| 68 | 7 | 933 | 1027 | 1120 | 1213 | 1307 | 1400 | 1493 | 1686 | 867 | |
| 69 | 7 | 231.073 | 181 | 288 | 395 | 503 | 610 | 717 | 832 | 462.147 | |
| 70 | 7 | 213 | 334 | 456 | 577 | 698 | 820 | 941 | 116.183 | 426 | |
| 71 | 7 | 353 | 488 | 624 | 759 | 895 | 1030 | 1166 | 1355 | 707 | |
| 72 | 8 | 261.015 | 287.116 | 313.218 | 339.319 | 365.421 | 391.522 | 417.624 | 469.827 | 522.030 | |
| 73 | 8 | 155 | 270 | 386 | 501 | 617 | 732 | 848 | 1079 | 310 | |
| 74 | 8 | 295 | 424 | 554 | 683 | 813 | 942 | 1172 | 331 | 590 | |
| 75 | 8 | 435 | 575 | 722 | 868 | 1009 | 1153 | 1296 | 533 | 870 | |
| 76 | 8 | 575 | 733 | 890 | 1048 | 1205 | 1363 | 1520 | 836 | 523.150 | |
| 77 | 8 | 715 | 887 | 1058 | 1230 | 1401 | 1573 | 1744 | 1071 | 430 | |
| 78 | 8 | 855 | 1041 | 1226 | 1412 | 1597 | 1783 | 1968 | 335 | 710 | |
| 79 | 8 | 995 | 1195 | 1394 | 1594 | 1792 | 1990 | 2189 | 591 | 690 | |
| 2msin α _c | | 6.840 | 7.524 | 8.208 | 8.893 | 9.577 | 10.261 | 10.945 | 12.318 | 18.081 | |

(續)

| 齒 數 z | 齒 溝 數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|-----------------------|------------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 18 | 20 |
| 80 | 8 | 262.185 | 349 | 502 | 776 | 888 | 893.208 | 410 | 843 | 524.270 |
| 81 | 9 | 291.797 | 320.976 | 350.156 | 379.336 | 408.516 | 437.696 | 466.875 | 525.294 | 585.853 |
| 82 | 9 | 937 | 821.130 | 324 | 518 | 711 | 905 | 467.066 | 486 | 873 |
| 83 | 9 | 292.077 | 284 | 492 | 700 | 408.907 | 118 | 323 | 738 | 584.153 |
| 84 | 9 | 217 | 438 | 660 | 882 | 409.108 | 325 | 547 | 960 | 433 |
| 85 | 9 | 357 | 553 | 823 | 889.084 | 300 | 535 | 771 | 526.24 | 714 |
| 86 | 9 | 497 | 747 | 998 | 246 | 496 | 745 | 995 | 484 | 994 |
| 87 | 9 | 637 | 901 | 351.164 | 428 | 692 | 956 | 468.216 | 747 | 585.274 |
| 88 | 9 | 777 | 322.056 | 332 | 610 | 888 | 439.160 | 413 | 961 | 554 |
| 89 | 9 | 917 | 206 | 500 | 792 | 410.084 | 376 | 667 | 527.261 | 834 |
| 90 | 10 | 322.573 | 354.830 | 387.094 | 419.352 | 451.310 | 483.868 | 516.123 | 580.641 | 645.157 |
| 91 | 10 | 718 | 990 | 262 | 534 | 800 | 484.078 | 346 | 858 | 437 |
| 92 | 10 | 868 | 355.144 | 430 | 716 | 452.002 | 288 | 573 | 331.145 | 717 |
| 93 | 10 | 999 | 298 | 698 | 868 | 108 | 498 | 798 | 307 | 997 |
| 94 | 10 | 323.139 | 452 | 768 | 420.080 | 394 | 708 | 517.022 | 645 | 646.277 |
| 95 | 10 | 279 | 307 | 634 | 262 | 596 | 918 | 246 | 962 | 557 |
| 96 | 10 | 416 | 761 | 388.102 | 445 | 787 | 485.129 | 470 | 582.164 | 838 |
| 97 | 10 | 559 | 915 | 271 | 627 | 963 | 339 | 694 | 406 | 347.118 |
| 98 | 10 | 699 | 356.066 | 435 | 805 | 453.171 | 545 | 918 | 658 | 398 |
| 99 | 11 | 353.360 | 338.696 | 424.035 | 459.368 | 494.704 | 530.040 | 565.376 | 636.048 | 706.720 |
| 100 | 11 | 500 | 850 | 200 | 550 | 500 | 250 | 600 | 300 | 707.000 |
| 101 | 11 | 640 | 389.004 | 368 | 732 | 495.096 | 460 | 824 | 552 | 280 |
| 102 | 11 | 780 | 158 | 538 | 914 | 292 | 670 | 566.048 | 304 | 569 |
| 103 | 11 | 920 | 312 | 704 | 460.690 | 488 | 880 | 278 | 637.067 | 841 |
| 104 | 11 | 354.060 | 389.466 | 424.872 | 460.278 | 495.684 | 531.091 | 566.497 | 637.308 | 708.121 |
| 105 | 11 | 200 | 320 | 125.040 | 460 | 580 | 300 | 720 | 500 | 400 |
| 106 | 11 | 340 | 774 | 208 | 642 | 496.076 | 510 | 944 | 812 | 650 |
| 107 | 11 | 480 | 928 | 376 | 824 | 272 | 720 | 537.168 | 338.064 | 960 |
| 2m sin α ₀ | | 6.840 | 7.524 | 8.208 | 8.892 | 9.577 | 10.261 | 10.945 | 12.315 | 13.051 |

(續)

| 齒數 s | 齒溝數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|--------------------|------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 18 | 20 |
| 108 | 12 | 384.142 | 422.566 | 460.970 | 499.384 | 537.799 | 576.213 | 614.627 | 690.465 | 768.284 |
| 109 | 12 | 282 | 710 | 461.138 | 568 | 695 | 423 | 851 | 707 | 561 |
| 110 | 12 | 422 | 864 | 306 | 745 | 538.191 | 633 | 615.075 | 960 | 844 |
| 111 | 12 | 562 | 423.018 | 474 | 931 | 387 | 843 | 299 | 692.212 | 769.124 |
| 112 | 12 | 702 | 172 | 642 | 500.113 | 583 | 577.053 | 523 | 434 | 404 |
| 113 | 12 | 842 | 326 | 810 | 265 | 779 | 263 | 747 | 716 | 684 |
| 114 | 12 | 982 | 480 | 978 | 477 | 975 | 473 | 971 | 968 | 964 |
| 115 | 12 | 385.122 | 634 | 462.146 | 659 | 539.171 | 683 | 616.195 | 693.220 | 770.244 |
| 116 | 12 | 262 | 789 | 314 | 841 | 367 | 898 | 419 | 472 | 524 |
| 117 | 13 | 414.924 | 456.416 | 497.408 | 539.401 | 580.893 | 622.385 | 663.878 | 746.862 | 829.847 |
| 118 | 13 | 415.004 | 570 | 498.076 | 588 | 581.089 | 596 | 664.102 | 747.115 | 830.127 |
| 119 | 13 | 204 | 724 | 244 | 765 | 235 | 800 | 826 | 367 | 407 |
| 120 | 13 | 844 | 878 | 418 | 947 | 481 | 623.016 | 550 | 619 | 688 |
| $2m \sin \alpha_0$ | | 6.940 | 7.524 | 8.208 | 8.893 | 9.577 | 10.261 | 10.945 | 12.313 | 13.681 |

| 齒數 s | 齒溝數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|--------------------|------------|-----------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 121 | 13 | 41.548 | 83.097 | 124.645 | 163.194 | 207.742 | 249.290 | 290.839 | 332.387 | 373.935 |
| 122 | 13 | 532 | 125 | 687 | 250 | 812 | 374 | 937 | 499 | 374.061 |
| 123 | 13 | 576 | 159 | 729 | 306 | 882 | 458 | 291.035 | 611 | 188 |
| 124 | 13 | 590 | 181 | 771 | 362 | 952 | 542 | 193 | 723 | 314 |
| 125 | 13 | 604 | 209 | 813 | 418 | 208.022 | 626 | 231 | 835 | 440 |
| $2m \sin \alpha_1$ | | 6.654 | 1.368 | 2.052 | 2.736 | 3.420 | 4.104 | 4.788 | 5.472 | 6.156 |

(續)

| 齒數 m | 齒溝數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|------------------|------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 126 | 14 | 44.571 | 89.141 | 133.712 | 178.282 | 222.853 | 267.423 | 311.994 | 356.564 | 401.135 |
| 127 | 14 | 585 | 169 | 754 | 833 | 923 | 507 | 312.092 | 676 | 261 |
| 128 | 14 | 569 | 167 | 766 | 394 | 993 | 591 | 190 | 788 | 387 |
| 129 | 14 | 613 | 225 | 838 | 450 | 223.053 | 675 | 288 | 900 | 513 |
| 130 | 14 | 627 | 233 | 830 | 506 | 133 | 759 | 386 | 367.013 | 639 |
| 131 | 14 | 641 | 281 | 922 | 562 | 203 | 843 | 484 | 125 | 765 |
| 132 | 14 | 655 | 309 | 964 | 618 | 273 | 927 | 582 | 237 | 891 |
| 133 | 14 | 669 | 337 | 134.006 | 674 | 343 | 268.011 | 680 | 345 | 402.017 |
| 134 | 14 | 683 | 365 | 048 | 730 | 413 | 095 | 778 | 461 | 143 |
| 135 | 15 | 47.649 | 95.297 | 142.946 | 190.595 | 238.244 | 285.892 | 333.541 | 381.190 | 428.838 |
| 136 | 15 | 663 | 325 | 188 | 651 | 314 | 976 | 639 | 302 | 965 |
| 137 | 15 | 677 | 353 | 143.030 | 707 | 384 | 286.000 | 737 | 414 | 429.091 |
| 138 | 15 | 691 | 381 | 072 | 763 | 454 | 144 | 835 | 526 | 217 |
| 139 | 15 | 705 | 409 | 114 | 819 | 524 | 228 | 933 | 638 | 343 |
| 140 | 15 | 719 | 437 | 156 | 875 | 594 | 312 | 334.031 | 750 | 469 |
| 141 | 15 | 733 | 465 | 198 | 931 | 664 | 396 | 129 | 862 | 595 |
| 142 | 15 | 747 | 494 | 240 | 987 | 734 | 481 | 227 | 974 | 721 |
| 143 | 15 | 761 | 522 | 282 | 191.043 | 804 | 565 | 325 | 382.056 | 847 |
| 144 | 16 | 50.727 | 101.454 | 152.181 | 202.908 | 253.634 | 304.361 | 355.088 | 405.815 | 456.542 |
| 145 | 16 | 741 | 422 | 223 | 964 | 705 | 445 | 186 | 927 | 683 |
| 146 | 16 | 755 | 510 | 265 | 303.020 | 775 | 529 | 264 | 406.039 | 794 |
| 147 | 16 | 769 | 538 | 307 | 076 | 845 | 613 | 382 | 151 | 920 |
| 148 | 16 | 783 | 566 | 349 | 182 | 915 | 697 | 480 | 269 | 457.046 |
| 149 | 16 | 797 | 594 | 361 | 188 | 985 | 782 | 578 | 375 | 173 |
| 150 | 16 | 811 | 622 | 433 | 244 | 254.055 | 866 | 676 | 487 | 298 |
| 151 | 16 | 825 | 650 | 475 | 300 | 125 | 950 | 775 | 599 | 424 |
| 152 | 16 | 839 | 678 | 517 | 356 | 195 | 305.034 | 878 | 711 | 550 |
| 153 | 17 | 53.305 | 107.610 | 161.415 | 215.220 | 279.025 | 322.830 | 376.636 | 430.441 | 484.246 |
| 154 | 17 | 819 | 636 | 457 | 276 | 095 | 914 | 734 | 553 | 372 |
| 155 | 17 | 833 | 666 | 499 | 332 | 185 | 999 | 832 | 665 | 498 |
| 156 | 17 | 847 | 694 | 541 | 388 | 235 | 323.083 | 980 | 777 | 624 |
| 157 | 17 | 861 | 722 | 583 | 447 | 305 | 167 | 377.026 | 899 | 750 |
| 158 | 17 | 875 | 750 | 625 | 500 | 370 | 251 | 126 | 431.001 | 876 |
| 159 | 17 | 53.886 | 107.778 | 161.667 | 215.556 | 269.446 | 323.335 | 377.224 | 431.118 | 485.002 |
| 160 | 17 | 903 | 806 | 709 | 612 | 516 | 419 | 322 | 225 | 128 |
| 161 | 17 | 917 | 834 | 751 | 668 | 588 | 503 | 420 | 337 | 254 |
| 2msin α_p | | 0.684 | 1.368 | 2.052 | 2.736 | 3.420 | 4.104 | 4.788 | 5.472 | 6.156 |

(續)

| 齒數 z | 齒溝數 n | 模 數 (公 厘) | | | | | | | | |
|------------|------------|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 162 | 18 | 86.889 | 113.766 | 170.650 | 227.538 | 284.416 | 341.299 | 398.182 | 455.066 | 511.949 |
| 163 | 18 | 897 | 795 | 692 | 589 | 486 | 384 | 281 | 178 | 512.075 |
| 164 | 18 | 911 | 823 | 734 | 645 | 556 | 468 | 379 | 290 | 201 |
| 165 | 18 | 925 | 851 | 776 | 701 | 626 | 552 | 477 | 402 | 327 |
| 166 | 18 | 939 | 878 | 818 | 757 | 696 | 636 | 575 | 514 | 453 |
| 167 | 18 | 953 | 907 | 860 | 813 | 766 | 720 | 673 | 626 | 579 |
| 168 | 18 | 967 | 935 | 902 | 869 | 836 | 804 | 771 | 738 | 706 |
| 169 | 18 | 981 | 962 | 944 | 925 | 906 | 888 | 869 | 850 | 832 |
| 170 | 18 | 995 | 991 | 986 | 981 | 976 | 972 | 967 | 962 | 958 |
| 171 | 19 | 69.961 | 119.923 | 179.884 | 239.846 | 299.807 | 359.769 | 419.730 | 479.691 | 539.653 |
| 172 | 19 | 975 | 981 | 926 | 102 | 877 | 853 | 828 | 803 | 779 |
| 173 | 19 | 988 | 979 | 968 | 958 | 947 | 937 | 926 | 915 | 905 |
| 174 | 19 | 60.008 | 120.097 | 180.610 | 240.014 | 300.017 | 360.021 | 420.024 | 480.028 | 540.031 |
| 175 | 19 | 017 | 035 | 052 | 070 | 087 | 105 | 122 | 140 | 157 |
| 176 | 19 | 031 | 069 | 094 | 126 | 157 | 189 | 220 | 252 | 283 |
| 177 | 19 | 045 | 091 | 136 | 182 | 227 | 273 | 318 | 364 | 409 |
| 178 | 19 | 059 | 119 | 178 | 238 | 297 | 357 | 416 | 476 | 535 |
| 179 | 19 | 073 | 147 | 220 | 294 | 367 | 441 | 514 | 588 | 661 |
| 180 | 20 | 63.040 | 126.079 | 189.119 | 252.158 | 315.198 | 378.238 | 441.277 | 504.317 | 567.356 |
| 181 | 20 | 054 | 107 | 161 | 214 | 268 | 322 | 375 | 429 | 482 |
| 182 | 20 | 068 | 135 | 203 | 270 | 338 | 406 | 473 | 541 | 608 |
| 183 | 20 | 082 | 163 | 245 | 326 | 408 | 490 | 571 | 653 | 735 |
| 184 | 20 | 096 | 191 | 287 | 382 | 478 | 574 | 669 | 765 | 861 |
| 185 | 20 | 110 | 219 | 329 | 439 | 548 | 658 | 767 | 877 | 987 |
| 186 | 20 | 124 | 247 | 371 | 495 | 618 | 742 | 865 | 989 | 568.113 |
| 187 | 20 | 138 | 275 | 413 | 551 | 688 | 826 | 963 | 505.101 | 239 |
| 188 | 20 | 152 | 308 | 455 | 607 | 758 | 910 | 442.061 | 218 | 365 |
| 189 | 21 | 66.118 | 132.236 | 198.353 | 264.471 | 330.589 | 396.707 | 462.824 | 528.942 | 595.060 |
| 190 | 21 | 132 | 264 | 396 | 527 | 659 | 791 | 923 | 529.054 | 186 |
| 191 | 21 | 146 | 292 | 437 | 583 | 729 | 875 | 463.021 | 166 | 312 |
| 192 | 21 | 160 | 320 | 479 | 639 | 799 | 959 | 119 | 278 | 438 |
| 193 | 21 | 174 | 348 | 521 | 695 | 869 | 397.043 | 217 | 390 | 564 |
| 194 | 21 | 188 | 376 | 563 | 751 | 938 | 127 | 315 | 502 | 660 |
| 195 | 21 | 202 | 404 | 605 | 807 | 331.009 | 211 | 413 | 614 | 816 |
| 196 | 21 | 216 | 432 | 647 | 863 | 079 | 295 | 511 | 727 | 942 |
| $2msina_0$ | | 0.684 | 1.368 | 2.052 | 2.736 | 3.420 | 4.104 | 4.788 | 5.472 | 6.156 |

表 5 齒輪公差 (1 級與 2 級)

| 齒輪及公差之種類 | 1 級 | | | | | | | | | | 2 級 | | | | | | | | | | | |
|---------------|------------|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|-----|-----|------|------|------|
| | 齒輪直徑 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | 100 | 150 | 200 | 400 | 800 | 1200 | 1800 | 2000 | 400 | 100 | 200 | 400 | 800 | 1200 | 1800 | 2000 | 400 | 800 | 1200 | 1800 | 2000 |
| 法向標準 | m_n (公厘) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 |
| st_1 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 |
| Δ_{st} | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 |

(公 部)

表 7 中心距的極限偏差及極限變化量

| 偏差代號 | 法向模數 m_n (公厘) | 2 級 | | | | | | 3 級 | | | | | | 4 級 | | | | | |
|-----------------------|--------------------|---------------|------------------|------------------|---------------|------------------|------------------|---------------|------------------|------------------|---------------|------------------|------------------|---------------|------------------|------------------|---------------|------------------|------------------|
| | | 齒輪 | | 軸 | | 直徑 | | 齒輪 | | 軸 | | 直徑 | | 齒輪 | | 軸 | | 直徑 | |
| | | $40 \sim 100$ | $> 100 \sim 200$ | $> 200 \sim 400$ | $40 \sim 100$ | $> 100 \sim 200$ | $> 200 \sim 400$ | $40 \sim 100$ | $> 100 \sim 200$ | $> 200 \sim 400$ | $40 \sim 100$ | $> 100 \sim 200$ | $> 200 \sim 400$ | $40 \sim 100$ | $> 100 \sim 200$ | $> 200 \sim 400$ | $40 \sim 100$ | $> 100 \sim 200$ | $> 200 \sim 400$ |
| Δf_a | $1 \sim 2.25$ | +25 | +25 | +25 | +40 | +40 | +40 | +40 | +40 | +40 | +40 | +40 | +100 | +110 | +120 | +120 | +120 | +120 | +150 |
| | $> 2.25 \sim 4$ | -50 | -50 | -60 | +90 | +100 | +120 | +120 | +120 | +120 | +120 | +120 | -160 | -180 | -180 | -210 | -210 | -210 | -270 |
| | $> 4 \sim 6$ | +35 | +35 | +35 | +60 | +60 | +60 | +60 | +60 | +60 | +60 | +60 | +110 | +120 | +120 | +130 | +130 | +130 | +160 |
| | | -50 | -60 | -70 | +100 | +110 | +110 | +110 | +110 | +110 | +110 | +110 | +130 | +130 | +130 | +130 | +130 | +130 | +130 |
| δf_a | $1 \sim 2.25$ | -60 | -60 | -80 | -110 | -110 | -110 | -110 | -110 | -110 | -110 | -110 | -180 | -200 | -200 | -230 | -230 | -230 | -290 |
| | $> 2.25 \sim 4$ | 60 | 70 | 80 | 110 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 240 | 270 | 270 | 310 | 310 | 310 | 420 |
| | $> 4 \sim 6$ | 70 | 80 | 100 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 250 | 280 | 280 | 320 | 320 | 320 | 430 |
| | | 80 | 90 | 110 | 140 | 140 | 140 | 140 | 140 | 140 | 140 | 140 | 200 | 230 | 230 | 330 | 330 | 330 | 440 |
| $\delta f_{\gamma a}$ | $1 \sim 2.25$ | 25 | 25 | 25 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 100 | 110 | 110 | 120 | 120 | 120 | 150 |
| | $> 2.25 \sim 4$ | 30 | 30 | 30 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 110 | 120 | 120 | 130 | 130 | 130 | 160 |
| | $> 4 \sim 6$ | 35 | 35 | 35 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 120 | 130 | 130 | 140 | 140 | 140 | 170 |
| | | 45 | 45 | 45 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 120 | 130 | 130 | 140 | 140 | 140 | 170 |

注：對於內嚙合偏差的符號與表內相反。

綜合誤差檢驗時，容許的綜合誤差擺動量（即齒輪一轉期間的極限變化量 $\delta_0 a$ ），一般在圖紙上都會注明，也可以根據表 7 選擇。

(3) 固定弦齒厚的檢驗

在尺寸較大、轉速較低的變位齒輪，一般也有應用齒輪游標卡尺來檢驗輪齒的固定弦齒厚 S_{x_n} ，與自齒頂圓至固定弦的齒高 h_{x_n} ，它們的數值可以應用下列兩式計算出：

$$S_{x_n} = m(0.5\pi \cos^2 \alpha_0 + \xi \sin 2\alpha_0), \quad (39)$$

$$h_{x_n} = h' - \left(\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_0 + \xi \sin^2 \alpha_0 \right) m_a \quad (40)$$

應用這種方法主要的缺點，是測量的準確度隨齒輪的齒頂圓製造的質量而改變。如果齒頂圓直徑有偏擺或與計算所得有出入時，測量便不準確，故唯有在精度要求較低、轉速較慢的齒輪傳動中才採用。

負變位齒輪的計算公式與正變位齒輪基本上相同，不過 $(\xi_1 + \xi_2)$ 和 λ 均為負值。

因為負變位齒輪的重疊系數及齒頂圓厚度較大，故不必進行這些項目的驗算。但對於滑動系數與比壓系數較大、以及輪齒強度較弱，故必須作這些項目的驗算。

計算齒高變位齒輪時，只須將 $\sigma = 0$ ， $\alpha = \alpha_0$ 代入正變位齒輪計算公式中便可。

齒高變位齒輪，由於嚙合角等於刀具角，齒高並未減短，對於重疊系數的降低影響不大，不必進行重疊系數驗算。

【例 1】 試設計一開式單級圓柱齒輪減速箱。為了提高其使用壽命，採用角廣變位齒輪，其原始資料如下： $z_1 = 20$ ， $z_2 = 70$ ， $m = 4$ ，二級精度。

【解】 1. 選擇變位系數（選擇方法於第三章中介紹）：

$$\xi_1 = 1.22, \xi_2 = 0.955, \text{ 故 } \xi_{\Sigma} = \xi_1 + \xi_2 = 2.175$$

2. 決定分度系數和齒頂降低系數:

$$\xi_0 = \frac{\xi_{\Sigma}}{0.5(z_1 + z_2)} = \frac{2.175}{0.5(20 + 79)} = 0.0438,$$

齒頂偏移系數 (由表 2)

$$\lambda_0 = 0.03875, \alpha = 25^{\circ}13',$$

$$\lambda = \frac{z_1 + z_2}{2} \lambda_0 = \frac{20 + 79}{2} \cdot 0.03875 = 1.92,$$

$$\sigma = \xi_1 + \xi_2 - \lambda = 2.175 - 1.92 = 0.255.$$

3. 分度圓直徑:

$$d_{R_1} = m \cdot z_1 = 4 \times 20 = 80 \text{ 公厘},$$

$$d_{R_2} = m \cdot z_2 = 4 \times 79 = 316 \text{ 公厘}.$$

4. 節圓直徑:

$$d_{n_1} = d_{R_1} (\lambda_0 + 1) = 80(0.03875 + 1) = 83.1 \text{ 公厘},$$

$$d_{n_2} = d_{R_2} (\lambda_0 + 1) = 316(0.03875 + 1) = 328 \text{ 公厘}.$$

5. 齒頂圓直徑:

$$D_{e_1} = m(z_1 + 2 + 2\xi_1 - 2\sigma) = 4(20 + 2 + 2 \times 1.22 - 2 \times 0.255) = 95.72 \text{ 公厘},$$

$$D_{e_2} = m(z_2 + 2 + 2\xi_2 - 2\sigma) = 4(79 + 2 + 2 \times 0.955 - 2 \times 0.255) = 329.6 \text{ 公厘}.$$

6. 齒根圓直徑:

$$D_{f_1} = m(z_1 - 2.5 + 2\xi_1) = 4(20 - 2.5 + 2 \times 1.22) = 79.76 \text{ 公厘},$$

$$D_{f_2} = m(z_2 - 2.5 + 2\xi_2) = 4(79 - 2.5 + 2 \times 0.955) = 313.64 \text{ 公厘}.$$

7. 齒高:

$$h_1 = h_2 = m(2.25 - \sigma) = 4(2.25 - 0.255) = 7.98 \text{ 公厘}.$$

驗算部分

8. 電壓系數:

$$\frac{h_1'}{m} = f_0 + \xi_1 - \sigma - \left(\frac{z_1}{z_1 + z_2} \right) \lambda = 1 + 1.22 - 0.255 - \frac{20}{20 + 79} \times 1.92 = 1.57,$$

$$\frac{h_2'}{m} = f_0 + \xi_2 - \sigma - \left(\frac{z_2}{z_1 + z_2} \right) \lambda = 1 + 0.955 - 0.255 - \frac{79}{20 + 79} \times 1.92 = 0.169.$$

$$\text{由 } z_1 = 20,$$

$$\alpha = 25^{\circ}31', \quad \frac{h_1'}{m} = 1.577,$$

查圖 6 知

$$\frac{h_1}{m} = 3.3,$$

由 $z_2 = 79$,

$$\alpha = 25^\circ 13' \quad \frac{h_2}{m} = 0.169,$$

查圖 6 知

$$\frac{h}{m} = 0.4,$$

$$\varepsilon = \left(\frac{h_1}{m} + \frac{h_2}{m} \right) 0.339 = 1.254 > 1.03,$$

9. 齒頂圓厚度突尖驗算:

$$S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2 \varepsilon \operatorname{tg} \alpha_f \right) = 4 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times 1.22 \times 0.384 \right) = 9.8 \text{ 公厘},$$

$$S_{e_1} = D_{e_1} \left(\frac{S}{d_{A_1}} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_0 \right) = 95.72 \left(\frac{9.8}{80} - \operatorname{inv} 25^\circ 13' + \operatorname{inv} 20^\circ \right) = 10.2 > 0.25 m.$$

本驗算也可以按圖 7 進行驗算。

10. 比壓系數和滑動系數驗算:

開式減速箱中的齒輪, 主要是磨損現象, 故不必進行比壓系數驗算。

本題變位系數的選擇, 是按 (表 13~14) 進行選擇的, 滑動系數皆在容許值以下, 故不必進行滑動系數驗算。

驗 算 部 分

11. 公法線上的齒厚驗算:

$$L_t = (L_t + 0.684 X - \Delta m L) - \delta L,$$

齒輪 $z_1 = 20$, 由表 5

$$\Delta m L = 0.05, \quad \delta L = 0.05,$$

應測齒數 $n' = 3$, 齒溝數 $n = 2$,

$L_t = 30.642$, 而 $X = \xi_1 m = 1.22 \times 4$,

$L_t = (30.642 + 0.684 \times 1.22 \times 4 - 0.05) - 0.05 = 33.93 - 0.05$ 公厘。

齒輪 $z_2 = 79$, 由表 5

$$\Delta m L = 0.09, \quad \delta L = 0.07,$$

應測齒數 $n' = 9$, 齒溝數 $n = 8$,

$E=104.798$, 而 $N=\xi_1 v_1=0.965 \times 4$.

$L_{f_1}=(104.798+0.684 \times 0.955 \times 4-0.09 \times 0.67)=107.321^{+0.01}$ 公厘。

12. 綜合誤差檢驗:

由表 7 中查出 $z_1=20$ 的齒輪, 在一轉期間的極限變化量 (δ, α) 不得超過 0.07 公厘; $z_2=79$ 的齒輪, 在一轉期間的極限變化量 (δ, α) 不得超過 0.1 公厘。

13. 決定弦齒厚的檢驗:

$$\begin{aligned} \delta_{x_{11}} &= m(0.5r \cos^2 \alpha_0 + l_1 \sin 2\alpha_0) = \\ &= 4(0.5 \times 0.09 \cos^2 20^\circ + 1.22 \sin 40^\circ) = 8.68 \text{ 公厘,} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{x_{11}} &= l_1 - \left(\frac{r}{8} \sin 2\alpha + \xi_1 \sin^2 \alpha_0 \right) m = \\ &= 6.81 - \left(\frac{r}{8} \sin 40^\circ + 1.22 \times \sin^2 20^\circ \right) \times 4 = 4.736 \text{ 公厘} \end{aligned}$$

$$[A_1] = (D_{e_1} - d_{f_1}) / 2 = (107.72 - 83.1) / 2 = 6.81 \text{ 公厘。}$$

2 齒輪泵中變位齒輪的計算

机床的潤滑和冷卻系統中, 經常用齒輪泵來輸送液體, 為了使齒輪泵的體積緊湊起見, 都採用變位齒輪。

齒輪泵中的變位齒輪與一般變位齒輪的計算不同。

一般傳動用的變位齒輪, 為了使傳動平穩, 重疊系數愈大愈好。但齒輪泵中的變位齒輪, 重疊系數應盡量取趨近於 1, 以免液體關死在啮合齒輪的兩對齒之間。

計算一般變位齒輪時, 變位系數和 $\xi_1 + \xi_2$ 及分離系數不相等, 正變位齒輪 $\xi_1 + \xi_2 > \lambda$ 。若 $\lambda = \xi_1 + \xi_2$, 即變位齒輪對的中心距 A 等於標準齒輪對中心距 A_0 與總變位量 $(\xi_1 + \xi_2) m$ 之和時, 則齒輪傳動時, 齒間存在齒側間隙, 會引起輪齒的沖擊和噪音。但齒輪泵中的變位齒輪, 為了消除傳動時兩相啮合齒之間的液體產生關死現象, 正需要有齒側間隙, 同時, 由於兩相啮合齒之間有液體存在, 沖擊現象也較和緩。

此外,切削齒輪系中的變位齒輪時,為了獲得應有的齒側間隙,吃刀深度也往往較一般齒輪為大。

齒輪系中的變位齒輪,容許的齒側間隙如表 8:

表 8

| 齒 數 (公 厘) | 1~4 | 4~7 | 7~10 |
|-----------|-----|-----|------|
| 齒側間隙(公厘) | 0.2 | 0.3 | 0.4 |

齒輪系中的變位齒輪,由於 $\lambda = \xi_1 + \xi_2$, 故沒有減短齒頂高的必要。齒頂降低係數 $\sigma = 0$ 同時,由於齒頂高沒有降低,齒輪系輸送的液體流量也較大。

為了使齒輪系的尺寸緊湊起見,齒輪的齒數都很少,冷卻系統中的齒輪系,一般為 5~10 齒;液壓傳動中的齒輪系齒數一般為 10~20 齒。

齒輪系中的齒輪變位係數,一般都取 0.5,但也有按照表 9 中的數據選擇的。

表 9

| n | ξ | σ | ξ | n | ξ |
|-----|-------|----------|-------|-----|-------|
| 6 | 0.48 | 11 | 0.35 | 16 | 0.28 |
| 7 | 0.46 | 12 | 0.36 | 17 | 0.26 |
| 8 | 0.44 | 13 | 0.34 | 18 | 0.24 |
| 9 | 0.42 | 14 | 0.32 | 19 | 0.22 |
| 10 | 0.4 | 15 | 0.3 | 20 | 0.2 |

齒輪系中的兩齒輪,齒數都相等,所以變位係數 $\xi_1 = \xi_2$ 一律用 ξ 表示。

齒輪系直齒齒輪的各部分尺寸,可以按照下列公式計算:

$$1. \text{ 分度圓直徑 } d_a = m \cdot z. \quad (41)$$

$$2. \text{ 節圓直徑 } d_n = m(z + 2 \cdot \xi). \quad (42)$$

$$3. \text{ 齒頂圓直徑 } D_e = d_a + 2m(1 + \xi). \quad (43)$$

$$4. \text{ 齒根圓直徑 } D_i = d_a - 2m(1.2 - \xi). \quad (44)$$

$$5. \text{ 中心距} \quad A = m(z + \xi_m). \quad (45)$$

$$6. \text{ 齒頂高} \quad h' = m(1 + \xi). \quad (46)$$

$$7. \text{ 齒根高} \quad h'' = m(1.2 - \xi). \quad (47)$$

$$8. \text{ 齒高} \quad h = h' + h'' = 2.2m. \quad (48)$$

【例 2】某車床中的齒輪類原始數據如下：

| | | | |
|----------------|------|---------------|-----------|
| 齒數 z | 11 | 變位係數 ξ | 0.5; |
| 模數 m | 3 公厘 | 中心距 A | 36 公厘; |
| 節徑 d_n | 36 | 齒頂圓直徑 D_e | 42 公厘; |
| 刀具角 α_0 | 20° | 公法綫上的齒厚 L_f | 14.77 公厘; |
| 變位等級 II | | 卡入齒數 | 2; |

試計算齒輪各部尺寸：

【解】

1. 分度圓直徑 $d_n = m \cdot z = 3 \times 11 = 33$ 公厘;
2. 節圓直徑 $d_n = m(z + 2\xi) = 3(11 + 2 \times 0.5) = 36$ 公厘;
3. 齒頂圓直徑 $D_e = d_n + 2m(1 + \xi) = 33 + 2 \times 3(1 + 0.5) = 42$ 公厘;
4. 齒根圓直徑 $D_f = d_n - 2m(1.2 - \xi) = 33 - 2 \times 3(1.2 - 0.5) = 23.8$ 公厘;
5. 中心距 $A = m(z + \xi_m) = 3(11 + 1) = 36$ 公厘;
6. 齒頂高 $h' = m(1 + \xi) = 3(1 + 0.5) = 4.5$ 公厘;
7. 齒根高 $h'' = m(1.2 - \xi) = 3(1.2 - 0.5) = 2.1$ 公厘;
8. 齒高 $h = h' + h'' = 4.5 + 2.1 = 6.6$ 公厘;
9. 公法綫上齒厚長度

$$L_f = L + 0.684 X = 13.747 + 0.684 \times 0.6 \times 3 = 14.776 \underset{-0.1}{-0.00} \text{ 公厘.}$$

3 旧齒輪的修復驗算

齒輪損壞以後，利用變位切削的方法，可以將大齒輪修復繼續使用，只須另外配一個齒輪即可。

利用變位切削修復舊齒輪時，必須按照以下的方法進行驗算。

一、決定大齒輪的變位量

應根據大齒輪的磨損程度，決定應有的變位量 X ，變位係數 $\xi_2 = \frac{X}{m}$ ，其 ξ_2 為負值。在兩軸中心距為一定的場合下，新齒輪採用正變位切削， $\xi_1 = -\xi_2$ 。

在兩軸中心距可改變的場合下，新齒輪可以採用標準切削， $\xi_1 = 0$ 。

二、驗算大齒輪有無根切現象

當大齒輪的齒數小於 40 時，可以按照表 10 進行檢查， ξ_{n2} 不得超過表中的數值。該表是根據 $\alpha_{cn} = 20^\circ$ ， $c_{cn} = 0.25$ ， $f_{cn} = 1$ ，用 $r_{fn} = 0.38 m_n$ 的齒條型刀具切齒的條件下制訂的（上面符號 ξ_{n2} 、 α_{cn} 、 c_{cn} 、 f_{cn} 中的 n 表示法面中的數值）。

表 10

| ξ_{n2} | 齒 數 z_n | | | | | | |
|------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| | $\beta_n = 0^\circ$ | $\beta_n = 10^\circ$ | $\beta_n = 15^\circ$ | $\beta_n = 20^\circ$ | $\beta_n = 25^\circ$ | $\beta_n = 30^\circ$ | $\beta_n = 35^\circ$ |
| -0.0 | 28 | 27 | 25 | 23 | 22 | 19 | 16 |
| -0.8 | 31 | 30 | 28 | 26 | 24 | 21 | 18 |
| -1.0 | 35 | 33 | 31 | 29 | 27 | 25 | 20 |

當大齒輪的齒數大於 40 時，一般根切現象可能性很小，可以不必進行該項驗算。

三、齒輪齒頂有無切尖現象

齒輪正變位切削時，若變位系數過大，往往會發生齒頂變尖現象，在齒數少於 25 的齒輪，應驗算齒頂有無切尖。

經驗證明：齒輪齒數大於 25 時，在修復舊齒輪的場合下，是很少有齒頂切尖現象的。

兩軸中心距可改變的情況下，通常齒輪是採用標準切削的，故不必進行齒頂厚度的驗算。

齒頂厚度驗算時，可以按照圖 9 直接查出，該圖是根據 $f_{cn} = 1$ ， $\alpha_{cn} = 20^\circ$ ， $S_3 = 0.3 m_n$ 的條件下制訂的。

當齒數大於 24 時，齒頂圓厚度可以由圖 7 中查出。

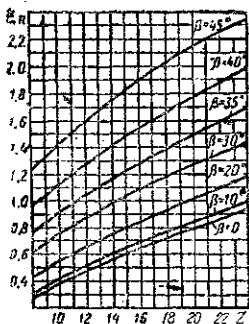


圖9 齒高變位係數 ξ_2 極限值圖線
(直齒、斜齒、人字齒皆適用)

四、檢查齒輪有無干涉現象

齒輪對啮合時若有干涉現象，會影響齒輪的傳動。所以相齒輪修復時，必須檢查齒輪有無干涉現象。

齒輪有無干涉現象的檢查，可以按照以下方法進行：

1. 按照已知的齙輪齒數 z_1 和傳動比 $i = \frac{z_2}{z_1}$ ，由圖10中查出不會發生干涉的大齒輪變位係數 ξ_2 (在 $\xi_1 = 0, a_{\alpha} = 20$ 時)。

對於斜齒和人字齒輪傳動，圖中的 z_1 是指“導出齒數” $(= \frac{z_1}{\cos^2 \beta})$ ，圖中的 ξ_2 是指 $\xi_{2\alpha}$ 。

圖10中從 $z = 18 \sim 30$ 的區域中，有兩根曲線：曲線1適用於傳動比從1~3.5的齒輪對；而曲線2適用於傳動比從3.5~7的齒輪對。從 $z = 30 \sim 40$ 的區域中，公共曲線適用於傳動比從1~7的齒輪對。

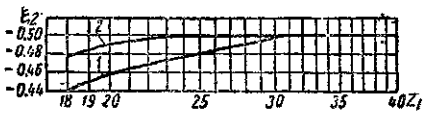


圖10

2. 作坐標圖11，縱坐標表示大齒輪的變位係數 ξ_2 ，橫坐標表示齙輪的變位係數 ξ_1 ，在坐標圖中取兩點 $a(\xi_1 = 0, \xi_2)$ 和 $b(\xi_1 = 1, \xi_2 = -1)$ ，點 a 的縱坐標 ξ_2 是指由圖10中所查出的數值。

連結 ab 兩點，引一直線。若被修復齒輪的坐標點 $c(\xi_1, \xi_2)$ 位於直線 ab 的上方，則輪齒沒有干涉；如果點 c 位於直線 ab 的下方，則輪齒有干涉現象。

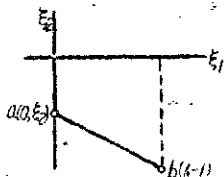


圖 11

3. 若輪齒有干涉現象，可以稍微減小大齒輪的齒高以消除干涉。

減小大齒輪齒高的數值，可以由圖 12 中查出。根據已知的 z_1 和傳動比 i ，便可以查出 ΔK ，將 ΔK 乘以模數 m 便是大齒輪齒高的附加減少量。

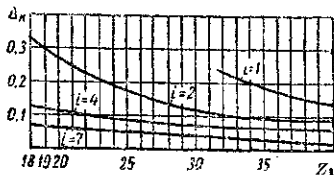


圖 12

五、輪齒的強度驗算

封閉式負變位切削修復的大齒輪，應驗算輪齒表面層的接觸疲勞強度。而開式負變位切削的齒輪，因損壞的主要原因是由於磨損（除折斷情形外），故不必進行接觸疲勞強度計算。

負變位切削修復的大齒輪，往往因輪齒強度不夠而折斷，故必須保證修復後大齒輪的齒形係數 y_{Fa} 與容許彎曲應力 $[\sigma]_2$ 的乘積，不小於修復以前一對齒輪中彎曲強度較弱的輪齒的類似的乘積，亦即 $y_{Fa}[\sigma]_2 \geq y_{Fa}[\sigma]$ 。

一般在齒輪齒數 $z_2 \geq 40$ 時，輪齒強度的減少是不大的，可以不必進行輪齒彎曲強度的計算。

此外, 当 $\xi_2 < 0$ 时, 若大齒輪 $d_m > D_{ca}$, 將發生節點外嚙合, 此时, 根据接触应力公式計算所得的結果, 准确度較小, 驗算时 也必須考慮有無節點外嚙合現象。

【例 3】有一封闭式減速器, 由一对标准直齒圓柱齒輪傳動, 其原始資料如下: $z_1=25$; $z_2=100$; $i=4$; $m=4$ 公厘; $A=250$ 公厘, 因齒輪磨損, 擬採用變位切削方法修葺, 箱體是鑄造的, 中心距不能改變, 新配齒的材料与旧齒輪相同, 試根据上述方法進行設計和驗算。

【解】1. 根据大齒輪的磨損情况, 變位量取 $X_2 = -4$ 公厘, 則 $\xi_2 = \frac{X_2}{m} = \frac{-4}{4} = -1$ 。因中心距不能改變, $\xi_1 = -\xi_2 = +1$ 。

2. 因大齒輪齒數 $z_2=100$, 根切現象可能性很小, 不必檢查根切現象。

3. 檢查配齒齒頂厚, 由圖 7 查知, 当 $\xi_1 = +1$, $z_1 = 25$ 时, $S_e = 0.27 m$, 实际上是可以应用的。今为了說明計算方法起見, 取 $z_1 = 26$, 用增加齒輪的齒數以增大齒頂厚。

4. 決定配齒齒數改變后的變位系数。配齒齒數改變后, 齒輪对中心距

$$A_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} m = \frac{26 + 100}{2} \times 4 = 252 \text{ 公厘,}$$

分离系数

$$\lambda = \frac{A - A_0}{m} = \frac{250 - 252}{4} = -0.5,$$

$$\frac{1000\lambda}{z_{和}} = \frac{1000(-0.5)}{126} = -3.97,$$

由表 8

$$\frac{1000\sigma}{z_{和}} = 0.12$$

$$\text{故 } \sigma = \frac{0.12 \times 126}{1000} = 0.015,$$

又由表 8 $\xi_{和} = -0.485$

$$\text{故 } \xi_1 = \xi_{和} - \xi_2 = (-0.485) - (-1) = 0.515.$$

5. 复算配齒齒頂圓厚度。按照 $\xi_1 = 0.515$, $z_1 = 26$, 由圖 7 可以查出, $S_e \approx 0.55 m$, 所以, 齒頂厚度已足夠。

6. 驗算齒輪对有無干涉現象。作 ξ_1, ξ_2 坐標圖 13, 由圖 10 查出 $\xi_2 = -0.5$, 在縱坐標上找出一點 $a(\xi_1 = 0, \xi_2 = -0.5)$, 點 $b(\xi_1 = +1, \xi_2 = -1)$, 連接 ab 點, 引一直綫, 因點 $c(\xi_1 = +0.515, \xi_2 = -1)$ 在直綫 ab 之下, 所以有干涉現象。

为了避开干涉現象, 必須降低齒頂高, 按 $z_1 = 26$, $i = \frac{100}{26} = 3.84$, 由圖 12 查知

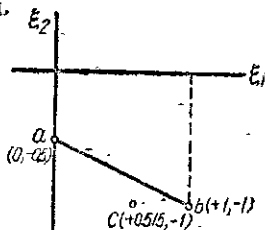


圖 13

齒高附加降低係數 $\Delta K = 0.09$ 。

7. 檢查有無節點外嚙合，大齒輪節圓直徑

$$d_{n_2} = d_{n_1} + 2d_{n_1} \frac{\xi_{和} - \sigma}{\pi \lambda} = 4 \cdot 100 + 2 \cdot 4 \cdot 100 \cdot \frac{(-0.485) - 0.015}{100 + 28} = 386.8 \text{ 公厘}$$

$$D_{e_2} = m(z_2 + 2 + 2\xi_2 - 2\sigma - 2\Delta K) = 4(100 + 2 + 2[-0.5] - 2 \cdot 0.015 - 2 \cdot 0.09) = 389.16 \text{ 公厘}$$

因 $a_{n_2} < D_{e_2}$ ，故不是節點外嚙合，根據接觸強度計算能得到準確的結果。

8. 驗齒強度驗算。因大齒輪齒數為 100，已大大地超過 40 齒，齒強度的減小是不大的，可以不必進行輪齒彎曲強度驗算。

接觸強度驗算方法如下：

$$\text{例 } \frac{1000 \xi_{和}}{\pi \lambda} = \frac{1000(-0.485)}{158} = -3.88, \text{ 由表 11 查知}$$

嚙合角 $\alpha = 18^\circ 43'$ 。

因大齒輪受變位切削，接觸應力增大值

$$100 \left(\sqrt{\frac{\sin 2\alpha_0}{\sin 2\alpha}} - 1 \right) = 100 \left(\sqrt{\frac{\sin 40^\circ}{\sin 37^\circ 24'}} - 1 \right) = 3\%$$

為數極小，故影響不大，不必作正式驗算。

4 變位齒輪的修配

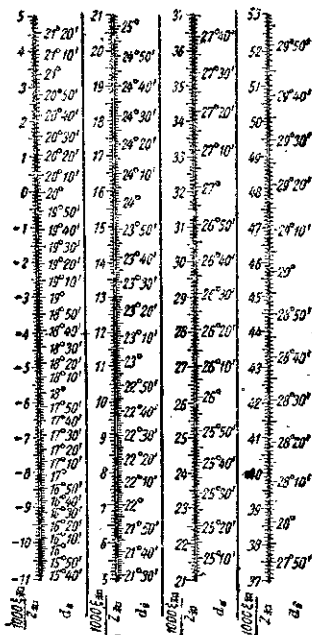
當修配或測繪舊機械上的齒輪，而對於齒輪的一切計算數據又都不了解時，可以按照下列方法找出。

對於齒數少於 17 齒的齒輪，如果齒根部無根切現象，可以初步判斷，可能是變位齒輪。

同在一對軸上的好幾對齒輪中，如果模數相同而齒數和不相同時，其中一定有變位齒輪。角度變位齒輪的中心距與標準中心距不相等。

蘇聯、德國、捷克等國機械上的齒輪，大多數是公制的 ($\alpha_0 = 20^\circ$, $f_0 = 1$)，可以根據以下的方法迅速判斷。

表 11 求啮合角 α 的图表



1. 量出齧輪和齒輪的齒數 z_1 、 z_2 ；
2. 量出齧輪和齒輪的外圓直徑 D_{a1} 、 D_{a2} ；
3. 計算齧輪和齒輪的模數

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= \frac{D_{e1}}{z_1 + 2} \\ m_2 &= \frac{D_{e2}}{z_2 + 2} \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

如 $m_1 \neq m_2$ ，且該兩模數又不等于标准模數时，可以判断該齒輪对是变位齒輪。因大齒輪磨損較小，故大齒輪的計算模數 m_2 較接近于标准模數 m 。

我國旧机械上的齒輪，制度非常混乱，修配和測繪时很困難，其中以刀具角 $\alpha_0 = 14.5^\circ$ 的英制齒輪和 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的公制齒輪最为普遍，修配时可以根据以下方法計算：

1. 量出齧輪和齒輪的齒數 z_1, z_2 ；
2. 量出齧輪和齒輪公法綫齒厚 L_{k_1}, L_{k_2} ，并量出較应測齒數多一齒的公法綫齒厚 L'_{k_1}, L'_{k_2} ；
3. 計算齧輪和齒輪的基節

$$t_{01} = L'_{k_1} - L_{k_1}, \quad t_{02} = L'_{k_2} - L_{k_2}.$$

基節 t_{01} 应与 t_{02} 相等，如該兩值不相等时，因大齒輪的磨損較少， t_0 值应取接近于大齒輪的基節 t_{02} 。

4. 如为 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的公制齒輪时，將 t_0 代入下式，应等于或接近于标准模數

$$m = \frac{t_0}{2.95} \quad (50)$$

苏联标准模数值 (OCT 1597) 有：0.3; 0.4; 0.5; 0.6; 0.7; 0.8; 1; 1.25; 1.5; 1.75; 2; 2.25; 2.5; (2.75); 3; (3.25); 3.5; (3.75); 4; (4.25); 4.5; 5; 5.5; 6; 6.5; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 33; 36; 39; 42; 45; 50。

在 50 公厘以上时，每隔 5 公厘有一号；对于斜齒齒輪取法向模數；在括号里的模數用得較少。

如为 $\alpha_0 = 14.5^\circ$ 的英制齒輪，則將基節代入下式，應等于或接近于常用标准徑節

$$p = \frac{77.2}{t_0} \quad (51)$$

常用的标准徑節，为由 1 至 4，按 1/4 遞增；由 4 至 6 按 1/2 遞增；由 6 至 16 按 1 遞增；由 16 至 32 按 2 遞增。

另外还有其他制的齒輪，刀具角可能是 22.5° ， 17.5° ， 15° ，但这种情况較少。

5. 測出齒輪對的中心距 A ，并計算它們的标准齒輪對中心距 A_0 。

測出上述數據后，便可以按照本章第 1 節所介紹的公式進行計算。

【例 4】若有一對齒輪，測出 $z_1 = 12$ ， $D_{e1} = 155$ 公厘，當齒槽 $n = 1$ 時的公法綫齒厚 $L_{j1} = 44.72$ 公厘； $z_2 = 27$ ； $D_{e2} = 260$ 公厘；當齒槽 $n = 2$ 時的公法綫齒厚 $L_{j2} = 69.82$ 公厘。兩軸中心距 $A = 180.5$ 公厘，其他數據皆不知，今欲修配，應如何計算。

【解】1. 先驗算兩齒輪的模數

$$m_1 = \frac{D_{e1}}{z_1 + 2} = \frac{155}{12 + 2} = 9.64 \text{ 公厘}, \quad m_2 = \frac{D_{e2}}{z_2 + 2} = \frac{260}{27 + 2} = 8.95 \text{ 公厘}.$$

由此可見，該兩齒輪 $m_1 \neq m_2$ ，顯然不是标准切削齒輪，而是變位齒輪。

2. 計算兩齒輪基節，測量兩齒輪公法綫齒厚 L'_{f1} 及 L'_{f2} ，

當 $n = 2$ 時 $L'_{f1} = 71.28$ ， $n = 3$ 時 $L'_{f2} = 96.36$ 。

基節 $t_0 = L'_{f1} - L_{f1} = 71.28 - 44.72 = 26.56$ 公厘，

$$t_0 = L'_{f2} - L_{f2} = 96.36 - 69.82 = 26.54$$

一般齒輪的齒槽較大，取大齒輪的基節較可靠。故

$$t_0 = t_0 = 26.566.$$

3. 計算模數或徑節

$$m = \frac{t_0}{2.95} = \frac{26.566}{2.95} \approx 9, \quad p = \frac{77.2}{t_0} = \frac{77.2}{26.566} \approx 2.9.$$

由此可見，該齒輪系採用 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的公制齒輪。模數為 9。

其他數據，可以按照本章第一節所介紹的公式進行計算。

第三章 变位系数的选择

1 变位系数的选择对于变位齒輪傳动質量的影响

变位系数的选择問題，是变位齒輪傳动質量优劣的關鍵問題，也是一个相当复杂而难于解決的問題。因为影响齒輪嚙合質量指标的因素很多，而且又往往是互相矛盾的，往往其中某一指标得到提高，同时另一指标却会相应地变坏。所以选择不当，便会嚴重地影响齒輪傳动質量。

提高正变位系数，固然可以增加齒根强度、增大嚙合角，减少齒輪工作面疲劳点蝕現象和粘着現象；然而，重叠系数却会相应降低，影响傳动平稳，同时齒頂厚也会变尖，影响傳动。若减少正变位系数，則又不能發揮正变位齒輪的优越性能、不能减少齒輪的疲劳点蝕現象、或粘着現象，齒輪的齒數也减少不多。如采用負变位齒輪，虽能获得較高的重叠系数，但最大压力系数和滑动系数也会大大地提高，因此齒輪易于發生疲劳点蝕現象和粘着現象，輪齒容易磨損；同时輪齒强度降低，容易折断报废。

茲將变位系数的选择对于齒形系数、重叠系数、齒頂厚度、根切現象、压力系数、滑动系数的影响，分条討論如下。

(一) 变位系数的选择对于齒形系数的影响

齒輪切制时，若采用正变位系数，可以增大齒形系数，增加輪齒强度，容許切制少于标准切削，不發生根切現象最少齒數的齒輪。

变位齿轮的齿形系数 y ，可以根据下式计算：

$$y = y (1 + x \xi_n) \frac{2.25 m_n}{h} \quad (52)$$

式中： y ——标准齿轮的齿形系数； x ——是一系数，随齿数而变化； ξ_n ——法面中的变位系数。对于直齿圆柱齿轮， $\xi_n = \xi$ ； m_n ——法面中的模数。对于直齿圆柱齿轮， $m_n = m$ ；

同时，齿形系数 y 又可以应用下式表示：

$$y = \frac{\gamma^2}{6\beta} = \frac{S_f^2}{6f^2 a}$$

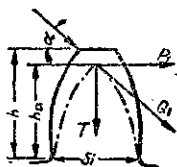


图 14

式中： γ ——齿根厚 S_f 与周节 t 的比值； β ——力的作用齿高 h_a 与周节 t 的比值。

由此可见，齿形系数 y 与齿根厚 S_f 的平方成正比，与周节和力的作用齿高 h_a 成反比。齿形系数对于齿根厚有着很大的影响。齿形系数的大小是决定齿轮抗弯强度的重要因素，而齿形系数又随变位系数的改变而改变。

必须指出，由于变位系数的增大，齿形系数和齿根强度也会相应地增大；但是，齿根强度的增加，并不与齿形系数的增大成正比。因为变位系数增大时，齿根厚也会相应增大，齿间变窄，齿根部分弯曲应力的集中系数也会增大，所以齿轮强度比齿形系数的增加慢一些，并不成正比。

齿高变位齿轮中，一般齿轮的变位系数为正值，使齿轮的齿形系数增大，齿根厚增加，能提高齿轮承受弯曲作用的能力，并且能得到小于最小齿数的齿轮。而大齿轮的变位系数一般为负值，虽然齿形系数减少了一些，但因大齿轮的齿形系数在

变位前就较大,故并不影响齒輪强度。

为了减少齧輪的齒数,使結構緊湊,以及增大齧輪的齒根强度,应尽量提高变位齒輪的绝对值,但是当变位后,大齒輪的齒形系数却小于齧輪的齒形系数时,又会促使大齒輪的齒根变弱,甚至發生根切現象,或引起齧輪齒頂厚变尖。

齒数相同的齒輪对,其齒形系数相等,齒根厚相同,若应用齒高变位修正,反而会促使变位系数成負值的齒輪强度变弱(齒形系数降低),最大压力系数和滑动系数将会更高;所以齒数相同的齒輪对;不宜采用齒高变位。

正变位齒輪由于兩齧合齒輪的变位系数都是正值,适当地选择变位系数,不但能得到小于最小齒数而不發生根切現象的齒輪,并能使两个齒輪的齒形系数相应提高。所以从提高齒形系数的观点来看,应尽可能采用正变位齒輪。并且,在容許范围内(考虑齒頂厚、重叠系数等因素)尽可能采用較大的变位系数。

負变位齒輪由于变位系数都是負值,齒形系数和齒根强度都会相应降低。

(二) 变位系数的选择对于齒頂厚度的影响

从提高齒形系数的观点而言,应尽可能采用較大的正变位系数。但是随着变位系数的增大,齒根高却相应减小 [$h_1'' = m(1.25 - \xi_1)$; $h_2'' = m_2(1.25 - \xi_2)$], 为了保持齒高不致太小,必須增加齒頂高 [$h_1' = m(1 + \xi_1 - \sigma)$, $h_2' = m(1 + \xi_2 - \sigma)$]。由于齒頂高增大,齒頂厚度又会相应变薄,若齒頂变尖,又会影响齒輪傳动。所以,变位系数的选择又受到齒頂厚度变尖的影响,計算变位齒輪时,必須驗算齒頂厚度。

当傳动比 $i > 1.5$ 时,大齒輪的齒頂厚度可以不必驗算,只需驗算齧輪的齒頂厚度。

不驗算大齒輪齒頂厚度的原因為：1. 齒輪的基圓愈大，漸開綫愈平直。所以大齒輪齒頂厚變尖的可能性較少；2. 選擇變位系數時，無論從齒形系數、壓力系數或滑動系數等方面來考慮，大齒輪都應採用較小的變位系數，而小齒輪採用較大的變位系數。所以，大齒輪齒頂變尖的可能性較小。

只有在傳動比接近於1 ($1.5 > i > 1$)、變位系數 ξ_2 較 ξ_1 大得多、而 ξ_1 又大於0.5的情況下，才進行大齒輪齒頂厚度的驗算。不過這種情況實際上很少應用。

(三) 變位系數的選擇對於根切現象的影響

當齒輪 $\alpha_0 = 20^\circ$, $f_0 = 1$ 時，變位系數最小值：

$$\xi_{\min} = \frac{17 - z_1}{17}$$

如齒輪對 ($\alpha_0 = 20^\circ$, $f_0 = 1$), $z_1 = 14$, $z_2 = 28$, 則小齒輪的最小變位系數：

$$\xi_{1\min} = \frac{17 - 14}{17} = 0.1765,$$

而大齒輪的最小變位系數：

$$\xi_{2\min} = \frac{17 - 28}{17} = -0.647。$$

若該齒輪對進行變位切削時，小齒輪的變位系數 $\xi_1 < 0.1765$ ，則會產生根切現象。若負值 $\xi_2 > |0.647|$ 時，大齒輪也會產生根切現象。

若為齒高變位齒輪，變位系數必須選擇在二 ξ_{\min} 之間，即

$$|\xi_{1\min}| < |\xi| < |\xi_{2\min}|。$$

如上例中，變位系數 ξ 應該為

$$|0.1765| < |\xi| < |0.647|。$$

为了避免輪齒根切現象，齒高變位齒輪當 $\alpha_0 = 20^\circ$ 、 $f_0 = 1$ 時，齒數和 $z_1 + z_2$ 必須等於或大於 34，即只能容許有一個齒輪小於最小齒數。因為

$$\xi_1 \geq f_0 \frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}}, \quad \xi_2 \geq f_0 \frac{z_{\min} - z_2}{z_{\min}},$$

故
$$\xi_1 + \xi_2 \geq f_0 \frac{2z_{\min} - (z_1 + z_2)}{z_{\min}},$$

而齒高變位齒輪

$$\xi_1 + \xi_2 = 0,$$

代入上式得

$$z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}.$$

所以，選擇齒高變位齒輪的變位系數時，必須考慮上述條件。

(四) 變位系數的選擇對於重疊系數的影響

正變位齒輪不但要驗算齒頂厚度是否變尖，同時為了保證齒輪對的傳動平穩起見，必須驗算重疊系數是否在容許範圍以內。

採用正變位齒輪之所以會降低齒輪對的重疊系數，可能有下列兩個原因：

(1) 由於齒輪對啮合角的增大。

圖 15 為齒數、模數、刀鼻角都相同的兩對齒輪(圖 15a)，其中圖 15a 為標準齒輪對在啮合時的情形；而圖 15b 則為正變位齒輪對，由於中心距遠， $A > A_0$ ，啮合角 $\alpha' < \alpha$ ，故啮合綫 $\overline{N_1N_2}$ 大於 $\overline{N'_1N'_2}$ ，而實際啮合綫 $\overline{B_1E_2}$ 却小於 $\overline{B'_1E'_2}$ 。

重疊系數為實際啮合綫與法綫的比值 ($\epsilon = \overline{B_1E_2} / \pi m \cos \alpha_0$)。由於實際啮合綫 $\overline{B_1E_2}$ 縮短，因此，重疊系數也就會相應地降低。

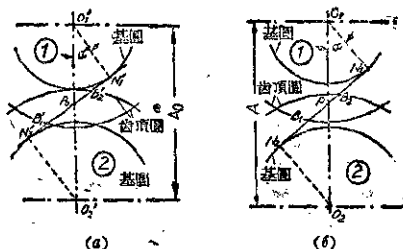


圖 15

由重叠系数的公式也可分析出这个原因。

$$\text{由 } \varepsilon = \frac{\overline{B_1 B_2}}{\pi m \cos \alpha_0}, \quad (54)$$

$$\begin{aligned} \text{而 } \overline{B_1 B_2} &= \overline{N_1 N_2} - \overline{N_1 B_2} - \overline{B_1 N_2} \\ &= \overline{N_1 N_2} - (\overline{N_1 N_2} - \overline{B_2 N_2}) - (\overline{N_1 N_2} - \overline{N_1 B_1}) \\ &= \overline{N_1 B_1} + \overline{B_2 N_2} - \overline{N_1 N_2} \\ &= \sqrt{R_{a1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - r_{o2}^2} - A \sin \alpha_0 \end{aligned}$$

式中： R_{a1} 、 R_{a2} ——1、2 兩齒輪的齒頂圓半徑；

r_{o1} 、 r_{o2} ——1、2 兩齒輪的基圓半徑。

$$\text{故 } \varepsilon = \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - r_{o2}^2} - A \sin \alpha_0}{\pi m \cos \alpha_0}. \quad (55)$$

变位系数 ξ 愈大，中心距 A 比 A_0 也就更大，同时啮合角 α （因 $\cos \alpha = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0$ ）也愈大，由上式可知，重叠系数也就会愈低。

虽然，正变位齒輪的齒頂圓半徑 R_a 也会相应增大，但是由于 $\sqrt{R_{a1}^2 - r_{o1}^2}$ 計算所得的数值为数甚小，对于重叠系数的影响

不大。

(2) 重疊系数降低的另外一个原因,是由于正变位齒輪为了保持标准徑向間隙,故將齒高減短 [$h = (2.25 - \sigma)m$], 因此实际嚙合綫減短,重疊系数減小。

DIN 制的正变位齒輪,齒頂降低系数 $\sigma = 0$, 因此可以提高重疊系数,且能簡化計算;但标准徑向間隙被破坏,潤滑情况較差。

齒高变位齒輪,因嚙合角 α 仍等于刀具角 α_0 , 且齒高 $h = 2.25m$ (与标准齒輪相同), 故对重疊系数的影响不大。

(五) 变位系数的选择对于压力系数和滑动系数的影响

封閉式齒輪在潤滑良好时,损坏的主要因素是疲劳点蝕現象,故在选择变位系数时,应尽量采用較大的变位系数,力求提高嚙合角,以降低輪齒節点附近的接触应力与最大压力系数,以改善齒輪工作齒廓表面上的疲劳点蝕現象。当变位系数和为一定时,变位系数的选择,应力求最大压力系数相等。

至于輪齒表面硬度很高的封閉式齒輪,尤其齒数較少时,因輪齒折断的情形較多,选择变位系数应力求弯曲强度相等。

开式齒輪损坏的原因主要是由于磨損,选择变位系数应力求降低齒輪的滑动系数。

齒高变位齒輪在封閉式齒輪傳动中,选择变位系数应力求最大压力系数相等;如在开式齒輪傳动中,选择变位系数应力求最大滑动系数相等。

对于齒輪材料不相同的齒高变位齒輪,应使兩齒輪的最大压力系数(或最大滑动系数)与輪齒表面的硬度成正比。

2 机床設計时常用的两种初步选择变位系数方法

机床設計时,往往会遇到必須改变齒輪的齒数以湊配兩軸

中心距的情况，此时，就需要预先规定一个增减齿数的允许范围。

下面两种方法是在机床设计时常用的：

(1) 苏联技术科学博士阿切尔康 (H. С. Ачеркан) 在机床设计著作中建议——修正后的齿数和，最好是相差在 ± 1 以内，不得已时可取 ± 2 ，实际上也有采用 ± 3 的。

(2) 叶盖尔曼 (Г. В. Егрман) 等合著的“金属切削机床设计”著作中建议——变位齿轮修正量可以达到 $10\sim 15\%$ 。所谓修正量是指修正前的齿轮齿数减去修正后的齿数，再与修正后的齿数相比的比值，以%表示。

若按叶盖尔曼的方法，不同齿数的齿轮，即使增减相同的齿数，修正量也不相同。

例如 $z=20$ 的齿轮，减少两个齿的修正量为

$$\frac{20-18}{18}=0.111=11.1\%。$$

这已经达到了修正量允许范围的极限值。

如 $z=80$ 的齿轮，同样减少两个齿，其修正量为

$$\frac{80-78}{78}=0.0256=2.56\%。$$

由此可见，大齿轮允许的增减齿数较大。

此种修正量建议，可能是由于小齿轮对于齿数改变的影响较大。如齿数增加较多时，容易产生根切现象，而使齿根强度不够；但在齿数减少过多时，齿顶容易变薄，又会影响传动。而大齿轮对于齿数改变的影响较小，所以这种建议仅适用于改变齿数的齿轮才进行变位切削的情况，而另一个齿轮乃采用标准切削 ($\xi=0$)。如将变位系数和 $\xi_{\text{和}}=\xi_1+\xi_2$ 合理分配，使 $\xi_1 > 0$ ，

同时 $\xi_2 > 0$ ，則不適用。

如有一标准切削齒輪对， $z_1=22$ 、 $z_2=28$ ，模数 $m=2$ ，中心距 $A=100$ 公厘。为了得到精确的傳动比 $\varphi=1.26$ ，現拟改用变位齒輪 $z_1=20$ ， $z_2=25$ 。若根据阿切尔康建議，因齒数和的修正量已达 +5，早已超过修正量的容許範圍了。

但若根据叶盖尔曼著作中的建議，因

$$\frac{22-20}{20}=10\%， \quad \frac{28-25}{25}=12\%，$$

尙未超过修正量容許範圍 (10~15%)，故仍能应用。

顯然，这两种方法有了矛盾。

根据作者的体会，叶盖尔曼著作中的建議，可能是根据以下理由提出的：1. 設計变位齒輪时，只需要一个齒輪進行变位切削，另一个齒輪仍采用标准齒輪；2. 变位齒輪切削时，主要只須考慮是否会發生齒頂厚变尖或有無根切現象。

如果是根据第一个理由來考慮的話，則所設計的齒輪只能湊合兩軸中心距，达到輪齒能正常嚙合而已，但没有考慮到如何提高齒輪的使用寿命，变位系数应如何根据具体情况而進行合理选择。因为两个齒輪常有可能同时需要变位切削，尤其是当相嚙合的两个齒輪，齒数相差不大时，变位系数更应合理分配，两个齒輪必須同时采用变位切削，以降低变位齒輪的最大滑动系数与最大压力系数，并且兩齒輪同时采用变位切削，并不会增加齒輪加工上的困难。

如果根据第二个理由來考慮，也是不够全面的。因为設計变位齒輪时，除了必須避免齒頂厚变尖現象和根切現象外，还应考慮重叠系数是否在容許範圍內，以及如何改善齒輪的嚙合性能。

至于阿切尔康的建议，由于控制了齿数和的改变量，即控制了一定的变位系数和，使不致太大。至于变位系数 ξ_1 与 ξ_2 的大小，则应根据具体情况来合理选择。

机床进给箱中的变位齿轮，由于传递的动力很小，转速也不高，为了计算简便起见，往往不考虑变位系数 ξ_1 与 ξ_2 的分配，只有一个齿轮采用变位切削，而另一个齿轮仍采用标准齿轮。

3 苏联国家标准 (ГОСТ 2185-43) 直齿圆 柱齿轮变位系数的选择方法

这种变位系数的选择方法，系由下列公式决定：

$$\begin{cases} \xi_1 = 0.3, \\ \xi_2 = 1.04 \frac{z_{\text{н}}}{198} - 0.3. \end{cases} \quad (56)$$

上式的决定原则，根据作者分析，可能是由于下述原因：

苏联国家标准 (ГОСТ 2185-43) 规定的圆柱齿轮减速箱的基本参数，齿数和 $z_{\text{н}}$ (系列 α) 为

99, 198, 297, 396, 495, 594, 693, 792

由上式可知 $\xi_{\text{н}} = 1.04 \frac{z_{\text{н}}}{198}$ ，系取齿数和 198 为基数，用它来除 $z_{\text{н}}$ ，以所得的商作为系数 λ 的基础。再乘以 1.04 是因为正变位齿轮 $\xi_{\text{н}} = \lambda + \sigma$ ，由 λ 转化为 $\xi_{\text{н}}$ 时，必须增加齿顶降低系数。

该式再减去 0.3 的原由，是由于该式采用齧轮齿数大于 12 为计算基础(最严重的情形)。若齧轮的齿数以 12 齿计算，欲避免根切现象，则变位系数 ξ_1 的最小值必须为：

$$\xi_1 = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0.294,$$

可近似地取 $\xi_1 = 0.3$, 則

$$\xi_2 = \xi_{\Sigma} - \xi_1 = 1.04 \frac{z_{\Sigma}}{198} - 0.3。$$

由此可見, 应用此种方法有下列优点:

(1) 能控制齒輪对有相等且較大的嚙合角, 以保證齒數和不同的齒輪对, 皆能獲得变位齒輪的优良性格:

因 $\xi_{\Sigma} = 1.04 \frac{z_{\Sigma}}{198}$, 若 $z_{\Sigma} = 198$, 則 $\xi_{\Sigma} = 1.04$; 若 $z_{\Sigma} = 396$, 則 $\xi_{\Sigma} = 2.08$, 故 ξ_{Σ} 与 z_{Σ} 成正比。又由式 (12)

$$\text{inv } \alpha = \frac{2(\xi_1 + \xi_2) \text{tg } \alpha_0}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_0。$$

因刀具角 α_0 不变, 且 $\xi_{\Sigma} (= \xi_1 + \xi_2)$ 与 $z_{\Sigma} (= z_1 + z_2)$ 成正比, 故嚙合角 α 皆相等。即不論齒數和等于多少, 应用此种方法, 嚙合角 α 始終为一常数, 不致因嚙合角过大, 重叠系数降低, 而使齒輪傳动不平稳; 或因嚙合角过小, 而影响变位齒輪性能的降低。

(2) 能使同一对軸上的各对变位齒輪, 有着相同的中心距。

若在同一对軸上有好几对齒輪, 其所采用的刀具角与模数相同, 并且各对齒輪在变位切削后的齒數和也相同时, 虽然各个齒輪的齒數与变位系数并不相同, 应用这种变位系数的选择方法, 仍能保持相同的中心距。

因为 $\xi_{\Sigma} = 1.04 \frac{z_{\Sigma}}{198}$, 只要 z_{Σ} 相同, ξ_{Σ} 必然相同。由 (12) 式可知, 当各齒輪对 z_{Σ} 及 ξ_{Σ} 相等时, 嚙合角 α 相等; 而 $\lambda = \frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha} \sin \frac{\alpha + \alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha - \alpha_0}{2}$, 故 λ 相同。变位切削后齒輪对中心距 $A = A_0 + \lambda m$, 所以能使各对变位齒輪中心距相同。

由于各对变位齒輪能保持一样的中心距, 对于減速箱和机

床變速箱設計上有着很大的意義。

(5) 變位量的變化成一定的規律，能便於中心距的計算。

按蘇聯國家標準 (ГОСТ 2185-43) 中規定 (系列 a)，齒輪對的齒數和皆為 99 的倍數，而 $\xi_{n1} = 1.04 \frac{z_{n1}}{198}$ ，中心距變位量 $\lambda m = \xi_{n1} m - \sigma m$ ，故中心距也成一定規律的變化，計算方便。

(4) 在變位系數的各種選擇方法中，這種方法要算是計算比較簡便的一種。

但是：這種方法，也有下列缺點：

(1) 齧輪的變位系數 $\xi_1 = 0.3$ 是根據 12 齒的齒輪不發生根切現象決定的。但是當齧輪齒數少於 12 齒時，仍舊會發生根切現象。

(2) 這種方法，只考慮到避免齧齒根切現象和提高齒根強度，還不夠全面。因為齒輪損壞的原因還有疲勞點蝕現象、磨損和粘着現象。

(3) 這種方法在湊配兩軸中心距的場合，不能採用。

【例 5】如例 1 中所述，試設計一單級圓柱齒輪減速箱 $z_1 = 20, z_2 = 79, m = 4$ ，試用本方法選擇變位系數。

$$\text{【解】 } \xi_1 = 0.3, \quad \xi_2 = 1.04 \frac{z_2}{198} - 0.3 = 1.04 \frac{20+79}{198} - 0.3 = 0.22,$$

4 古茨巴赫 (Kutzbach) 變位系數選擇方法 (或稱 DIN 制)

這種選擇變位系數的方法，也是以避免根切現象為基礎的，應用這種方法；若齧輪 (刀具角 $\alpha_0 = 20^\circ$ ，齒頂系數 $f_0 = 1$) 齒數大於 17 齒時，可以不必進行變位切削。

若 $z_1 < 17, z_1 + z_2 \geq 34$ 時，採用齒高變位，即

$$\xi_1 = -\xi_2 = \frac{17 - z_1}{17}。$$

若 $z_1 < 17$, 同时 $z_2 < 17$ 即 $z_1 + z_2 < 34$ 时, 采用正变位, 即

$$\xi_1 = \frac{17 - z_1}{17}, \quad \xi_2 = \frac{17 - z_2}{17}。$$

如变位切削时, 容許有少許根切現象 ($z_{\min} < 14$ 时才進行变位切削), 則上述諸式应按照 $\xi_{\min} = \frac{14 - z}{17}$ 計算。

与苏联國家标准 (ГОСТ 2185-43) 相同, 此种方法只考慮到避免齒輪的根切現象, 來考慮減輕輪齒的磨損和疲勞点蝕現象, 因此不能提高齒輪的寿命。

此外, 在湊配兩軸中心距与齒輪的齒數大于 17 的場合, 皆不能采用。如前面例 1 中的齒輪, 便不能采用这种变位系数選擇方法。

【例 6】 O 620-1 車床溜板箱進用的齒輪 (表 18 中第 74 号齒輪), 齒數為 12, 齒輪的模數為 3, 試求其变位系数与变位量。

【解】 由于該齒輪受力很小, 能容許有少許根切, 变位系数 $\xi = \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 12}{17} = 0.1177$; 变位量 $X = \xi \cdot m = 0.1177 \cdot 3 = 0.3531$ 公厘 (取 0.354 公厘)。

由表 18 中查知, 变位量 $X = 0.354$ 公厘, 是由于取整数值, 將 ξ 稍为增大了一点的緣故。

5 庫德利略甫采夫 (В. Н. Кудрявцев) 等 制訂的变位系数選擇表格

为了計算变位齒輪时方便起見, 庫德利略甫采夫等特地制訂了一些变位系数選擇表格, 以供選擇变位系数时能迅速地查出。

这种表格是根据以下原理制訂的:

(1) 重叠系数 $\varepsilon \geq 1.13$; (2) 齿顶厚度 $S_a \geq 0.4 m$; (3) 滑动系数皆在容许值以下, 并力求降低齿轮的滑动系数。

至于表中各项变位系数具体求得的方法, 请参阅本章第七节“加甫利速科图解法”这种表格, 由于传动比 $i = \frac{z_2}{z_1}$ 的不同, 正变位齿轮由下列两种表格进行选择。

(1) $2 \geq i \geq 1$ 的情形, 变位系数 ξ_1 与 ξ_2 由表 12 中选择,

(2) $5 \geq i > 2$ 的情形, 变位系数 ξ_1 由表 13 中选择, ξ_2 由表 14 中选择。

至于齿高变位齿轮, 变位系数 $\xi_1 = -\xi_2$ 之值, 可由表 15 中选择。

这种表格应用时非常简便, 由已知的齿轮齿数 z_1, z_2 , 便可以由表中查出相应的变位系数 ξ_1 与 ξ_2 之值。

由于这种表格是以力求降低滑动系数的原则制订的, 故仅适用于开式齿轮传动, 对于封闭式齿轮则不适用。

表 13 正变位齿轮 ($5 \geq i > 2$) ξ_1 之值

| z_1 | ξ_1 | z_1 | ξ_1 | z_1 | ξ_1 | z_1 | ξ_1 |
|-------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|---------|
| 10 | 0.69 | 18 | 1.10 | 26 | 1.47 | 34 | 1.77 |
| 11 | 0.68 | 19 | 1.13 | 27 | 1.51 | 35 | 1.81 |
| 12 | 0.73 | 20 | 1.22 | 28 | 1.55 | 36 | 1.85 |
| 13 | 0.80 | 21 | 1.27 | 29 | 1.59 | 37 | 1.88 |
| 14 | 0.88 | 22 | 1.31 | 30 | 1.63 | 38 | 1.92 |
| 15 | 0.92 | 23 | 1.35 | 31 | 1.67 | 39 | 1.96 |
| 16 | 0.98 | 24 | 1.39 | 32 | 1.71 | 40 | 2.00 |
| 17 | 1.04 | 25 | 1.43 | 33 | 1.74 | | |

表 15 齒高變位齒輪 $\xi_1 = -\xi_2$ 之值

| $z_1 \backslash z_2$ | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 24 | 27 | 32 | 40 | 50 | 60 | 72 | 90 |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 10 | | | | | | | 0.453 | 0.475 | 0.489 | 0.529 | 0.554 | 0.570 | 0.582 | |
| 11 | | | | | | | 0.466 | 0.490 | 0.460 | 0.495 | 0.520 | 0.540 | 0.554 | 0.563 |
| 12 | | | | | | 0.328 | 0.357 | 0.380 | 0.422 | 0.460 | 0.487 | 0.510 | 0.527 | 0.537 |
| 13 | | | | | 0.264 | 0.283 | 0.313 | 0.347 | 0.385 | 0.427 | 0.457 | 0.479 | 0.499 | 0.511 |
| 14 | | | | 0.199 | 0.220 | 0.239 | 0.271 | 0.306 | 0.360 | 0.395 | 0.427 | 0.450 | 0.472 | 0.482 |
| 15 | | 0.134 | | 0.159 | 0.181 | 0.201 | 0.235 | 0.271 | 0.315 | 0.363 | 0.398 | 0.423 | 0.445 | 0.462 |
| 16 | | 0.082 | 0.094 | 0.120 | 0.144 | 0.165 | 0.199 | 0.232 | 0.282 | 0.323 | 0.358 | 0.397 | 0.421 | 0.440 |
| 17 | 0.000 | 0.032 | 0.060 | 0.088 | 0.110 | 0.131 | 0.165 | 0.205 | 0.251 | 0.305 | 0.348 | 0.374 | 0.398 | 0.418 |
| 18 | | 0.000 | 0.030 | 0.056 | 0.080 | 0.101 | 0.138 | 0.178 | 0.224 | 0.282 | 0.326 | 0.353 | 0.376 | 0.400 |
| 19 | | | 0.000 | 0.027 | 0.053 | 0.073 | 0.109 | 0.132 | 0.200 | 0.260 | 0.305 | 0.334 | 0.361 | 0.382 |
| 20 | | | | 0.000 | 0.025 | 0.047 | 0.085 | 0.128 | 0.178 | 0.240 | 0.285 | 0.316 | 0.344 | 0.365 |
| 21 | | | | | 0.000 | 0.023 | 0.082 | 0.107 | 0.169 | 0.222 | 0.268 | 0.299 | 0.328 | 0.350 |
| 22 | | | | | | 0.000 | 0.041 | 0.067 | 0.141 | 0.205 | 0.251 | 0.283 | 0.313 | 0.335 |
| 24 | | | | | | | 0.000 | 0.051 | 0.110 | 0.173 | 0.219 | 0.252 | 0.281 | 0.305 |
| 27 | | | | | | | | 0.000 | 0.085 | 0.129 | 0.176 | 0.212 | 0.243 | 0.267 |
| 30 | | | | | | | | | 0.025 | 0.089 | 0.138 | 0.178 | 0.206 | 0.235 |

【例 7】如例 1 中所述，开式单级圆柱齿轮减速箱 $z_1=20$, $z_2=79$ ，试用本方法选择变位系数。

【解】由于齿轮对传动比 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{20} = 3.95$ ，故应按表 13、14 选择变位系数。

由表 13, $z_1=20$ 时, $t_1=1.23$ 。

由表 14, $z_2=79$ 时, 用内插法求得 $t_2 \approx 0.955$ 。

6 格罗曼 (M. B. Громан) 介绍的 变位系数选择图表

按照格罗曼的论文中介绍的图表，能简便地选择变位系数。

图 16 是按照齿轮最大接触强度计算制订的；图 17 则是按照近似地等弯曲强度计算而制订的。

按照图 16，可以选择 $z_1=11 \sim 60$, $z_2=11 \sim 400$ (或 $z_1 = 11 \sim 340$)， $\alpha_0=20^\circ$, $f_0=1$ 的直齿齿轮，而能获得最大接触强度的变位系数，并能保证它们的齿顶圆厚度 $S_{o.a.} > 0.5$, $S_{o.a.} > 0.6$ 。重叠系数在图 16a 中能达到 $\epsilon=1.1$ ，图 16b 中能达到 $\epsilon=1.2$ 。图中的 Π 线是根切的限制线；注有 $m \geq 2$; $m \geq 3$ 等虚线，表示在箭头所示区域内，用滚齿刀切削时所用的模数不应小于该数值。

图 17 是按照齿轮近似等弯曲强度（接近于最大强度时）制订的。分传动比 $i \leq 2$ 与 $i=2 \sim 25$ 两种情况，采用该图表进行变位系数选择时，其 $S_{o.a.} \geq 0.4$; $\epsilon=1.1 \sim 1.25$, $\alpha_0=20^\circ$, $f_0=1$, $\phi_0=0.25$ ，比压系数 ζ 都在 1.4 以下，几乎在所有情形下， $\zeta=1 \sim 1.2$ 。

封闭式齿轮都是根据力求获得最大接触强度而进行选择的。当公差很严格而速度不高时，应按图 16a ($\epsilon=1.1$) 进行选择。

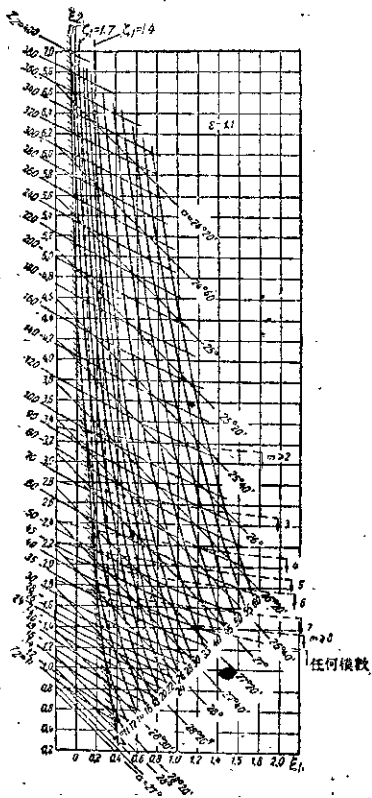


圖 16a 按輪齒最大接觸強度選擇變位系數

擇。當速度很高而公差不是很嚴格時，應利用圖 166 進行選擇，使重疊係數提高 ($\epsilon=1.2$)。

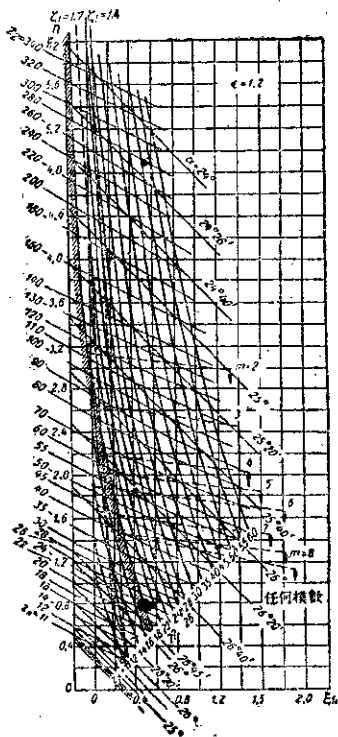


圖 166 按輪齒最大接觸強度選擇交位系數。

当齒輪的变位系数、材料及热处理方法选择后,还应近似地核算其接触强度与弯曲强度,若接触强度已足够而弯曲强度不够时,应重按圖 17 选择变位系数;如改用圖 17 选择变位系数后,接触强度低于允許的强度極限值时,应增加中心距或齒輪寬度,或齒表面硬度,以便利用圖 17 進行选择变位系数。

如利用上述圖表所选择的变位齒輪与实际的兩軸中心距位置不符时,为了使变位齒輪的中心距与兩軸位置符合起見,必須將圖中所选择的变位系数再作一次合理的修正。如按照 z_1, z_2 由圖 16 (或圖 17) 选择的变位系数为 ξ_1 与 ξ_2 , 能符合兩軸中心距的变位系数为 ξ'_1 与 ξ'_2 可由下列方程式求出 ξ'_1 与 ξ'_2 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \xi'_1 + \xi'_2 = \xi_{\Sigma}, \\ \frac{\xi'_1}{\xi'_2} = \frac{z_1}{z_2}. \end{array} \right. \quad (57)$$

但是,应用这种方法,虽能簡捷合理地选择变位系数,由于这种圖解法只适用于中心距不大于为 $35m$ (m 为模数)的情况,而实际应用时兩軸中心距往往大于此数值,所以应用上受到一定的限制。

【例 8】有一齒輪对, $z_1=12, z_2=28, m=10, A=208.6$ 公厘, 試按弯曲强度选择变位系数。

【解】因傳动比 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{28}{12} = 2.33$, 故按圖 17 选择变位系数, $\xi_1=0.69, \xi_2=0.44, \xi_{\Sigma} = \xi_1 + \xi_2 = 0.69 + 0.44 = 1.13$ 。

欲使变位齒輪能符合兩軸中心距, 則变位系数和 ξ_{Σ} 必須符合实际情况, 今修正如下:

$$A_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} m = \frac{12 + 28}{2} \cdot 10 = 200 \text{ 公厘,}$$

$$\lambda_0 = \frac{2\lambda}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 0.80}{12 + 28} = 0.043,$$

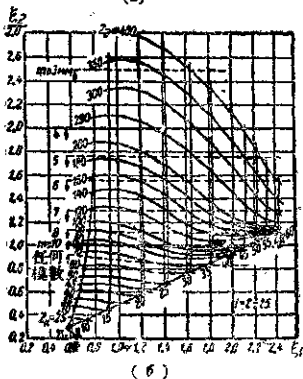
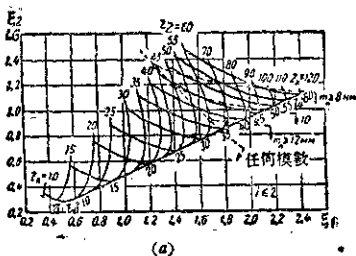


图 17 按齿顶最大弯曲应力选择变位系数

由 [表 2] $t_0 = 0.04913$, $t_{m1}^i = 0.9826$ (为了与上面由图 17a 查出的 t_m 区别起见, 故用 t_{m1}^i 表示), $t_m > t_{m1}^i$.

欲使这对变位齿轮正确地安装在基对轴上, 必须将 t_m 减小使等于 t_{m1}^i 。

$$\begin{cases} t_1^i + t_2^i = 0.98, \\ \frac{t_1^i}{t_2^i} = 0.69 \end{cases}$$

解联立方程式

$$\begin{cases} \xi_1' = 0.6, \\ \xi_2' = 0.38, \end{cases}$$

7 噶甯利達科 (В. А. Гавриленко) 圖解法

这种方法,首先要选择几套变位系数 ξ_1 与 ξ_2 , 再根据这些变位系数决定重叠系数、压力系数(或滑动系数)、齒頂厚度等。將以上各項数据繪成曲綫(一般齒頂厚度和齒根强度不繪出,在决定 ξ_1 与 ξ_2 后再進行驗算), 用比較的方法, 选择最适宜的变位系数 ξ_1 与 ξ_2 , 也就是在重叠系数、齒頂厚度、和齒根强度的容許范圍內, 选择最小的压力系数(或滑动系数)。

圖 18 所示, 便是擬配中心距的变位齒輪 $\xi_1-\xi_2$ 圖, 由圖中可見变位系数和 $\xi_{\text{和}}$ 为一定。

由于各个啮合質量指标是互相矛盾的, 如欲压力系数或滑动系数完全相同, 則不易办到。一般僅能使其尽量相近。

应用这种方法的主要缺点是选择变位系数时計算比較麻煩。

但是它能精确地选择出最适宜的变位系数, 同时繪制出各种特性曲綫, 能徹底掌握該变位齒輪的性能, 以供今后改進設計时参考。

今举 262 Ⅱ 型臥式鏜床的变位齒輪为例, 加以說明。

【例 9】262 Ⅱ 型鏜床进给变速箱中, 有一对变位齒輪, 数据如下:

$z_1=28$, $z_2=43$; 分度圓直徑 $d_{n1}=57.5$ 公厘, $d_{n2}=115$ 公厘; 齒頂圓直徑

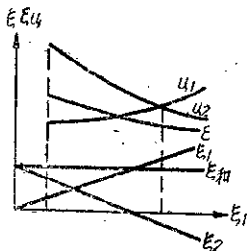


圖 18

$D_{e1}=63.78$ 公厘, $D_{e2}=120$; 变位量 $X_1=0.64$ 公厘, $X_2=0$; 中心距 $A=86.87$ 公厘, 模数 $m=2.5$ 公厘, 刀具角 $\alpha_0=20^\circ$, 齿顶系数 $f_0=1$ 。

【解】(一) 计算变位系数和 ξ_{Σ} 。

$$A_0 = \frac{m}{2}(z_1+z_2) = \frac{2.5}{2}(23+46) = 86.25 \text{ 公厘,}$$

$$\lambda = \frac{A-A_0}{m} = \frac{86.87-86.25}{2.5} = 0.248,$$

$$\lambda_0 = \frac{2\lambda}{z_1+z_2} = \frac{2 \times 0.248}{23+46} = 0.00718,$$

按表 2 $\xi_0 = 0.00748$ 。

$$\xi_{\Sigma} = \xi_1 + \xi_2 = \frac{z_1+z_2}{2} \xi_0 = 0.256,$$

由表 2 $d = 21^\circ 8'$ 。

(二) 选择变位系数 ξ_1 与 ξ_2 。

$$\xi_{\min} = \frac{17-23}{17} = -0.353,$$

$$\xi_{\max} = \frac{17-46}{17} = -1.706.$$

这对变位齿轮是用以凑配中心距的, $\xi_1 + \xi_2 = 0.256$, 应尽可能选择正变位系数, 今选择三套 ξ_1 和 ξ_2 如下:

$$\begin{cases} \xi_1' = 0, \\ \xi_2' = 0.256; \end{cases} \quad \begin{cases} \xi_1'' = 0.1, \\ \xi_2'' = 0.156; \end{cases} \quad \begin{cases} \xi_1''' = 0.256, \\ \xi_2''' = 0. \end{cases}$$

(三) 计算重合系数。

(1) 分度圆半径:

$$r_{A_1} = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{2.5 \times 23}{2} = 28.75 \text{ 公厘,}$$

$$r_{A_2} = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{2.5 \times 46}{2} = 57.5 \text{ 公厘.}$$

(2) 基圆半径:

$$r_{b_1} = r_{A_1} \cdot \cos 20^\circ = 28.75 \cdot \cos 20^\circ = 27 \text{ 公厘.}$$

$$r_{b_2} = r_{A_2} \cdot \cos 20^\circ = 57.5 \cdot \cos 20^\circ = 54 \text{ 公厘.}$$

(3) 齿顶降低系数:

$$\sigma = (\xi_1 + \xi_2) - \lambda = 0.256 - 0.248 = 0.008,$$

(4) 齒頂圓半徑:

$$R_{e_1} = m \left(\frac{z_1}{2} + f_0 + \xi_1 - \sigma \right),$$

$$R_{e_2} = m \left(\frac{z_2}{2} + f_0 + \xi_2 - \sigma \right),$$

將各數代入上式:

$$R'_{e_1} = 2.5 \left(\frac{23}{2} + 1 + 0 - 0.008 \right) = 31.2 \text{ 公厘},$$

$$R'_{e_2} = 2.5 \left(\frac{46}{2} + 1 + 0.256 - 0.008 \right) = 60.7 \text{ 公厘},$$

$$R''_{e_1} = 2.5 \left(\frac{23}{2} + 1 + 0.1 - 0.008 \right) = 31.42 \text{ 公厘},$$

$$R''_{e_2} = 2.5 \left(\frac{46}{2} + 1 + 0.156 - 0.008 \right) = 60.3 \text{ 公厘},$$

$$R'''_{e_1} = 2.5 \left(\frac{23}{2} + 1 + 0.256 - 0.008 \right) = 31.88 \text{ 公厘},$$

$$R'''_{e_2} = 2.5 \left(\frac{46}{2} + 1 + 0 - 0.008 \right) = 60 \text{ 公厘}.$$

(5) 計算重疊係數:

$$\varepsilon = \frac{r_{01} + r_{02}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_0}$$

$$\cos \alpha'_1 = \frac{r_{01}}{R'_{e_1}} = \frac{27}{31.2} = 0.865, \quad \alpha'_1 = 30.1^\circ,$$

$$\cos \alpha'_2 = \frac{r_{02}}{R'_{e_2}} = \frac{54}{60.7} = 0.889, \quad \alpha'_2 = 27^\circ,$$

$$\cos \alpha''_1 = \frac{r_{01}}{R''_{e_1}} = \frac{27}{31.42} = 0.857, \quad \alpha''_1 = 30.9^\circ,$$

$$\cos \alpha''_2 = \frac{r_{02}}{R''_{e_2}} = \frac{54}{60.3} = 0.895, \quad \alpha''_2 = 26.4^\circ,$$

$$\cos \alpha'''_1 = \frac{r_{01}}{R'''_{e_1}} = \frac{27}{31.88} = 0.846, \quad \alpha'''_1 = 32.1^\circ,$$

$$\cos \alpha'''_2 = \frac{r_{02}}{R'''_{e_2}} = \frac{54}{60} = 0.9, \quad \alpha'''_2 = 26^\circ$$

及

$$\pi_1 = \frac{R_{e1} \sin(\alpha_1' - \alpha)}{\cos \alpha},$$

$$\pi_2 = \frac{R_{e2} \sin(\alpha_2' - \alpha)}{\cos \alpha},$$

$$\pi_1' = \frac{31.2 \sin(30.1^\circ - 21^\circ 6')}{\cos 21^\circ 6'} = 5.23,$$

$$\pi_2' = \frac{60.7 \sin(27^\circ - 21^\circ 6')}{\cos 21^\circ 6'} = 6.68,$$

$$\pi_1'' = \frac{31.42 \sin(30.9^\circ - 21^\circ 6')}{\cos 21^\circ 6'} = 5.66,$$

$$\pi_2'' = \frac{60.3 \sin(26^\circ 4' - 21^\circ 6')}{\cos 21^\circ 6'} = 5.265,$$

$$\pi_1''' = \frac{31.88 \sin(32.1^\circ - 21^\circ 6')}{\cos 21^\circ 6'} = 6.51,$$

$$\pi_2''' = \frac{60 \sin(26^\circ - 21^\circ 6')}{\cos 21^\circ 6'} = 5.47.$$

$$\varepsilon' = \frac{5.23 + 6.68}{\pi \times 2.5 \cos 20^\circ} = 1.62,$$

$$\varepsilon'' = \frac{5.66 + 5.265}{\pi \times 2.5 \cos 20^\circ} = 1.48,$$

$$\varepsilon''' = \frac{6.51 + 5.47}{\pi \times 2.5 \cos 20^\circ} = 1.629.$$

(6) 求压力系数:

$$\Pi_{B_1} = \frac{2s_{\text{中}} \operatorname{tg} \alpha}{(s_{\text{中}} \operatorname{tg} \alpha - s_{\text{前}} \operatorname{tg} \alpha_2) s_2 \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \alpha_0},$$

$$\Pi_{B_2} = \frac{2s_{\text{中}} \operatorname{tg} \alpha}{(s_{\text{中}} \operatorname{tg} \alpha - s_1 \operatorname{tg} \alpha_1) s_1 \operatorname{tg} \alpha_1 \cos \alpha_0}.$$

而

$$s_{\text{中}} = s_1 + s_2 = 69, \quad \cos \alpha_0 = 0.939, \quad \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 21^\circ 6' = 0.386,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1' = 0.577, \quad \operatorname{tg} \alpha_1'' = 0.6, \quad \operatorname{tg} \alpha_1''' = 0.63;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2' = 0.514, \quad \operatorname{tg} \alpha_2'' = 0.492, \quad \operatorname{tg} \alpha_2''' = 0.485;$$

$$\Pi_{B_1}' = \frac{2 \times 69 \times 0.386}{(69 \times 0.386 - 46 \times 0.514) 46 \times 0.514 \times 0.939} = 0.8,$$

$$\Pi_{B_1}'' = \frac{2 \times 69 \times 0.386}{(69 \times 0.386 - 46 \times 0.492) 46 \times 0.492 \times 0.939} = 0.626,$$

$$H_{B_1}''' = \frac{2 \times 69 \times 0.386}{(69 \times 0.386 - 46 \times 0.485) 46 \times 0.485 \times 0.939} = 0.588;$$

$$H_{B_1}' = \frac{2 \times 69 \times 0.386}{(69 \times 0.386 - 23 \times 0.577) 23 \times 0.577 \times 0.939} = 0.322,$$

$$H_{B_2}''' = \frac{2 \times 69 \times 0.386}{(69 \times 0.386 - 23 \times 0.6) 23 \times 0.6 \times 0.939} = 0.332,$$

$$H_{B_2}''' = \frac{2 \times 69 \times 0.386}{(69 \times 0.386 - 23 \times 0.63) 23 \times 0.63 \times 0.939} = 0.352.$$

按照以上計算所得的數據繪成圖 19。

由圖中可見，欲使兩齒輪的壓力系數 H_{B_1} 和 H_{B_2} 相等，則 ξ_2

必須為負值。但是，若取 ξ_2 為負值則不合理，因為這樣會降低 z_2 的齒根強度，並且 ξ_1 過大，又要考慮齒輪 z_1 的齒頂厚度是否過薄。若取 $\xi_1 = 0.256$ ， $\xi_2 = -0$ ，則 H_{B_1} 和 H_{B_2} 相近。其變位量 $X_1 = 0.256 \times 2.5 = 0.64$ 公厘， $X_2 = 0$ 。

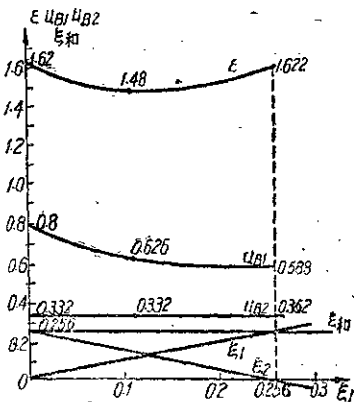


圖 19

變位系數的選

擇方法很多，原設計者的意圖往往很難推測，我們只能根據各有关資料進行理論分析，也可能對原設計有所改進。

而 $\overline{NP} = \overline{OP} \cdot \sin \alpha_0 = \frac{z \cdot m_0}{2} \sin \alpha_0,$

故 $\overline{PK} = \frac{z \cdot m_0}{2} \sin^2 \alpha_0,$

又 $\overline{PK} = (f_0 + c'_0 - \xi_{\min}) m,$

故知 $\xi_{\min} = f_0 + c'_0 - \frac{z \sin^2 \alpha_0}{2}.$

由机械原理熟知的公式:

$$z_{\min} = \frac{2f_0}{\sin^2 \alpha_0},$$

即 $\frac{\sin^2 \alpha_0}{2} = \frac{f_0}{z_{\min}}.$

代入上式 $\xi_{\min} = f_0 \left(1 - \frac{z}{z_{\min}}\right) + c'_0.$

实际应用齿顶上有圆稜的齿条刀具切削时, ξ_{\min} 比上式计算所得的数值较小。如保持下列情形, 通常认为不发生根切现象。

$$\xi \geq \xi_{\min},$$

$$\xi_{\min} = f_0 \left(1 - \frac{z}{z_{\min}}\right). \quad (58)$$

当 $\alpha_0 = 20^\circ$, $f_0 = 1$ 时,

$$\xi_{\min} = \frac{17-z}{17}. \quad (\text{见前公式 9})$$

当 $\alpha_0 = 20^\circ$, $f_0 = 0.8$ 时,

$$\xi_{\min} = 0.8 \left(\frac{14-z}{14}\right) = \frac{14-z}{17.5}.$$

当 $\alpha_0 = 15^\circ$, $f_0 = 1$ 时,

$$\xi_{\min} = \frac{30-z}{30}$$

当 $\alpha_0 = 15^\circ$, $f_0 = 0.8$ 时,

$$\xi_{\min} = 0.8 \left(\frac{24-z}{24} \right) = \frac{24-z}{30}$$

以上公式都是計算变位系数的最小值,实际上所采用的变位系数应根据具体情况适当地增大。

2 改善齒輪的磨損

应用变位齒輪,能够改善齒輪工作表面的疲劳点蝕現象、粘着現象、降低齒輪的压力系数和滑动系数,減輕齒輪的磨損,提高齒輪的使用寿命,茲分述如下。

(一) 改善齒輪齒廓工作表面的疲劳点蝕 (усталостное выкрашивание) 現象

疲劳点蝕是封閉式齒輪損坏时常見的一种現象。

实验証明:当齒輪的接触应力稍为超过材料的疲劳点蝕限度时,在節点稍下方接触强度最低的区域,首先產生細小的麻点,麻点逐漸增加,蔓延于齒輪齒根部的工作表面上。因此会降低齒輪的强度,造成輪齒过早压潰和迅速磨損。

若輪齒齒廓工作表面硬度較高时,由于材料性脆,齒廓上一旦發生小麻点,麻点的四周便会酥碎脫落,形成一个大斑疤。

輪齒發生疲劳点蝕現象时,不但麻点本身足以影响齒輪过早損坏,而且齒面脫落的金屬分子滲入潤滑油中,更会促成齒面的迅速磨損。

產生疲劳点蝕現象的原因很多,与輪齒材料的耐疲劳强度、潤滑情况(如油的粘度)、滑动速度、滚动速度(在齒面上接触綫

移动的平均速度)、及齒面的光滑度有关。

点触现象之所以首先在節点稍下的区域产生,主要是由于该处的滑动速度很小,因而摩擦系数较大,摩擦力和正压力所引起的复合接触应力也较大的缘故。同时,实验证明滑动速度减小时,材料的接触耐久限也要降低,節点稍下区域麻点更易产生。

因此,欲改善輪齒的疲劳点触现象,必须降低輪齒的接触应力,尤其是節点稍下方的接触应力。

齒廓工作表面節点处的最大接触应力可用下法决定:

根据盖尔茨——别里雅叶夫(Герц-Беляев)公式,齒面的最大接触直应力:

$$\sigma_{c, \kappa} = 0.418 \sqrt{\frac{N \cdot E}{b \cdot \rho}} \quad (59)$$

式中: $N = \frac{Q}{\cos \alpha}$ —— 齒廓工作表面間的正压力(公斤);

$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ —— 誘導彈性系数(公斤/平方公厘);

b —— 齒輪寬度(公厘);

$\rho = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_2 \pm r_1}$ —— r_1 和 r_2 为在嚙合点处兩齒廓的曲率半徑(公厘)。有两个符号的地方, (+) 号用于外嚙合齒輪; (-) 号用于內嚙合齒輪。

如求節点的最大接触应力,計算公式可以由下式誘導:

$$\rho_1 = r_n \sin \alpha, \quad \rho_2 = r_n \sin \alpha;$$

而 $r_n = r_{a_1} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}, \quad r_n = r_{a_2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha};$

所以 $\rho_1 = r_{a_1} \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \alpha,$

$$\rho_2 = r_{R2} \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \alpha;$$

將 ρ_1 、 ρ_2 代入求 ρ 的公式：

$$\rho = \frac{r_{R1} \cdot r_{R2}}{r_{R1} \pm r_{R2}} \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \alpha,$$

故
$$\sigma_{c.m} = 0.418 \sqrt{\frac{N \cdot E}{b} \cdot \frac{r_{R1} \pm r_{R2}}{r_{R1} r_{R2} \cos \alpha_0}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha}} \quad (60)$$

由此可見，節點處的最大接觸應力 $\sigma_{c.m}$ 與 $\sqrt{\operatorname{tg} \alpha}$ 成反比。欲減低齒輪節點的接觸應力，應尽可能增大嚙合角 α 。

應用正變位齒輪，便可以增大嚙合角 α ，使節點處以及其他部分的最大接觸應力降低，因此可以改善齒廓工作表面的疲勞點蝕現象，減少輪齒的磨損，提高齒輪的壽命。

(二) 改善齒面的粘着 (заедание) 現象

齒輪傳動時，若在無潤滑狀況，而垂直壓力又大時，往往會產生粘着現象。即一個齒面上的表層分子被擦脫下來而粘附在相嚙合的輪齒面上，因此，被擦傷的齒面便會加速磨損，甚至整個齒輪會在幾小時內磨損報廢。

齒輪傳動中，若負荷較大、速度較高時，即使齒表面上有潤滑液存在，若溫度過高，齒面上的潤滑油會失去粘性，油膜接觸面遭受破壞，也會發生粘着現象。

實驗和理論都可以證明，輪齒上的滑動速度和壓力愈大，粘着現象愈易發生。同時，粘着現象常在齒頂和齒根部分產生。

為了改善齒表面粘着現象，應採用變位齒輪以降低齒輪的滑動速度和壓力系數。

今從降低齒輪的滑動速度和壓力系數兩方面來進行討論。

(1) 降低齒輪的壓力系數——齒輪的壓力系數 q 可用下式計算：

$$\eta = \frac{m}{\rho} = \frac{m}{\frac{f_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}} = \frac{m(\rho_2 \pm \rho_1)}{f_1 \rho_2}, \quad (61)$$

以 ν 表示 $\frac{\rho}{m}$ 代入上式

$$\eta = \frac{\nu_2 \pm \nu_1}{\nu_1 \nu_2} \quad (62)$$

由此可見，压力系数 η 与齒輪傳動的幾何形狀有關。

若以嚙合綫 $N_1 N_2$ 为橫坐标，压力系数 η 为縱坐标，可以繪出压力系数曲綫。如圖 21 所示，为一对对称于 OO 軸 (OO 为 $N_1 N_2$ 的垂直二等分綫) 的曲綫，節点 P 偏于 OO 軸的左边。由圖中可見，嚙合綫上以兩端点 B_1 和 B_2

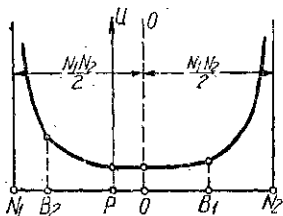


圖 21

的压力系数为最大。 B_2P 表示齒輪的齒根部和犬齒輪的齒頂部的嚙合綫長度。为了避免犬齒輪的齒頂与齒輪的齒根处过早發生粘着現象以及疲劳点蝕現象，可以应用齒高变位齒輪，以减小犬齒輪的齒頂圓，而增加齒輪的齒頂圓，使 B_1 、 B_2 点向右移动，使 B_2 点处的最大压力系数降低，以改善齒輪的磨損。

应用正变位齒輪，如圖 15 所示，由于实际嚙合綫縮短，也可以减小压力系数，減輕粘着現象与疲劳点蝕現象。

(2) 降低齒輪的滑动速度——兩齒輪嚙合傳动时，由于齒面間嚙合点的切綫速度不同，兩齒輪間必然有滑动發生，其滑动速度的大小可以根据下式計算：

$$V_{cn} = PK(w_1 + w_2). \quad (63)$$

兩齒輪嚙合時的滑動速度，等於兩齒輪的相對角速度的和、與嚙合點到節點距離的乘積。若兩齒輪的角速度 w_1 和 w_2 為定數，嚙合點到節點的距離愈大，則滑動速度也愈大。

如上所述，應用正變位齒輪，可以使嚙合長度 B_1B_2 縮短，就是使兩齒輪開始（或離開）嚙合的嚙合點到節點的距離減小；因此，可以降低齒輪的滑動速度，以改善齒輪的粘着現象。

（三）降低齒輪的滑動係數

經驗證明，兩齒輪齒廓間的磨損，主要與其摩擦性質、正壓力、滑動距離及潤滑條件有關。根據赫魯曉夫試驗：研磨磨損與滑動距離成正比例。因此，欲降低齒輪的磨損，必須減小齒廓間的滑動距離。

齒輪的磨損強度，通常以滑動係數來表示，所謂滑動係數即單位齒廓長度上相當的滑動距離。

參閱圖 8，齒輪 1 的滑動係數：

$$\eta_1 = \frac{\overline{PK}(w_1 + w_2)}{KN_1 \cdot w_1} = \frac{PK}{KN_1} \times \frac{1+i}{i} \quad (64)$$

式中： PK ——嚙合點到節點的距離；

KN_1 ——嚙合點到極限點的距離。

$$\text{傳動比 } i = \frac{w_1}{w_2} \geq 1。$$

大齒輪 2 的滑動係數：

$$\eta_2 = \frac{\overline{PK}}{KN_2} \times \frac{1+i}{i} \quad (65)$$

由上述公式，可以根據不同的嚙合點作出滑動係數曲線，如圖 22 所示，橫坐標表示嚙合綫，縱坐標表示滑動係數 η 。

由圖可見：滑動係數的情況與壓力係數很相似，在極限點

N_1 和 N_2 啮合时, 因为 KN_1 和 KN_2 等于零, 所以滑动系数为最大, 必須避免在此点啮合。此外, 在啮合綫兩端点 B_1 、 B_2 的滑动系数也很大, 其中又以齧輪齒根处的滑动系数更大。为了避免齧輪磨損太快起見, 可应用齒高变位齒輪, 减小大齒輪的齒頂圓, 增加齧輪的齒頂圓, 使 B_1 、 B_2 向右移动, 或应用正变位齒輪, 使啮合長度 B_1 、 B_2 縮短。

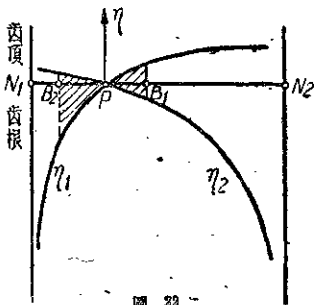


圖 23

3 凑配两傳动軸中心距

兩軸間裝有許多对齒輪的变速箱中, 为了使齒輪对中心距与兩軸距离相符合, 常采用角度变位齒輪。这种变位齒輪的应用可以分成下面三种情形。

(一) 解决机床主軸变速箱中齒輪对齒数和太大的情形。

机床設計时, 为了避免齒輪尺寸和兩軸間距离太大起見, 規定齒輪对齒数和应尽量取 $2z_0 \leq 100$, 極限值取 $2z_0 \leq 120$, 同时, 又要滿足傳速比符合規定的公比, 因此, 必須应用角度变位齒輪。今举例說明如下:

【例 10】設在某机床变速箱兩軸間安裝四对齒輪, 公比 $\psi=1.26$, 轉數分布如圖 23 所示。軸 I 和軸 II 間各对齒輪齒數可以采用下面方法計算:

$$U_{1,2} = 1.26^2 \approx \frac{11}{7},$$

$$f=11, \quad g=7, \quad f+g=18=2 \times 3 \times 3;$$

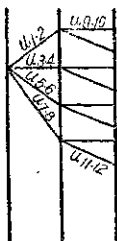


圖 28

$$U_{3,4}=1,$$

$$f=1, \quad g=1, \quad f+g=2;$$

$$U_{5,6} = \frac{1}{1.26^2} \approx \frac{7}{10},$$

$$f=7, \quad g=11, \quad f+g=18=2 \times 3 \times 3;$$

$$U_{7,8} = \frac{1}{1.26^3} \approx \frac{2}{5},$$

$$f=2, \quad g=5, \quad f+g=7;$$

$$\text{最小公倍数 } K=2 \times 3 \times 3 \times 7=126,$$

因此,相啮合齒輪對的齒數和

$$2z_0 = E \cdot K = 126 E,$$

其中

$$U_{\min} = \frac{1}{1.26^4} = \frac{2}{5}, \quad U_{\max} = 1.26^2 = \frac{11}{7},$$

所以

$$\frac{1}{U_{\max}} > U_{\min},$$

$$E_{\min} = \frac{z_{\min}(f+g_2)}{K \cdot f_s} = \frac{z_{\min}(2+5)}{126 \times 2},$$

若取 $z_{\min}=18$ (或取 17), 代入上式, 則

$$E_{\min} = \frac{1}{2}, \quad \text{取整數值 } E=1,$$

故

$$2z_0 = E \cdot K = 126 \times 1 = 126.$$

因齒數和已超過許用值, 必須應用一對變位齒輪。計算時可以暫時不考慮該對齒輪的齒數, 以減少齒數和的數值。今暫不考慮 $U_{7,8}$ 齒輪對,

則

$$K=2 \times 3 \times 3=18,$$

而

$$E_{\min} = \frac{18(2+5)}{18 \times 2} = 3.5, \quad \text{取整數 } 4,$$

得

$$2z_0 = K \cdot E = 18 \times 4 = 72,$$

因此

$$z_1 = 72 \times \frac{11}{18} = 44; \quad z_2 = 72 \times \frac{7}{18} = 28;$$

$$z_3 = 72 \times \frac{1}{2} = 36; \quad z_4 = 72 \times \frac{1}{2} = 36;$$

$$z_5 = 72 \times \frac{7}{18} = 28; \quad z_6 = 72 \times \frac{11}{18} = 44;$$

$$z_7 = 72 \times \frac{2}{7} = 20.8; \quad z_8 = 72 \times \frac{5}{7} = 51.6,$$

齒數必須取整數。 z_1 、 z_2 兩齒輪可以應用下列兩種方法修正：

(1) 取 $z_1=20$, $z_2=52$,

因此
$$U_{1,2} = \frac{20}{52} = \frac{1}{2.6}$$

按照正確的公比

$$U_{1,2} = \frac{1}{1.26^2} = \frac{1}{2.52^2}$$

若採用這種措施，顯然齒數和 $2z_0=72$ 沒有改變，然而傳速比相差較大。

(2) 取 $z_1=20$, $z_2=51$ 。

因此
$$U_{1,2} = \frac{20}{51} = \frac{1}{2.55}$$

和原有的傳速比數值極為接近。然而齒數和 $2z_0=71$ ，較其他齒輪對齒數少一齒，故必須應用正變位齒輪，以增加兩齒輪的中心距，使與兩軸間距離相符合。

(二) 解決機床送進箱中不同模數的齒輪組可能發生齒數太大的問題。

變速箱中，一般在同一齒輪組中的齒輪模數都是相同的，能使齒輪製造工作簡化。但是，當各對齒輪傳遞的圓周力相差很大時，則有應用不同模數齒輪的必要。在不同模數的齒輪組中，要使齒輪對的齒數和不致太大，同時又要保證較精確的傳速比，設計時往往必須應用角度變位齒輪。

設齒輪組中一部分齒輪對的模數是 m_1 ，而其餘的齒輪對模數是 m_2 ，並且全部齒輪組中的齒輪都是直齒。

$$2A = m_1 (z_j + z_j') = 2z_0' m_1,$$

$$2A = m_2 (z_j + z_j') = 2z_0'' m_2.$$

式中： A 為兩傳動軸的中心距離，

上面的公式又可以寫成下列形式：

$$\frac{2z_0'}{2z_0''} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{e_2}{e_1}. \quad (66)$$

式中： e_1 、 e_2 互為質數的整數。

因此 $2z'_0 = K e_2$ 及 $2z''_0 = K \cdot e_1$,
式中的 K 为整数。

计算时先由 $\frac{m_2}{m_1} = \frac{e_2}{e_1}$ 决定 e_2, e_1 , 选定适当的 $2z'_0$, 再决定 K ; 由 K 决定 $2z''_0$ 。

如欲准确地解决齿数和 ($2z_0$) 的问题, 往往非常困难。齿数和 $2z_0$ 可能很大 (超过 120 齿)。在此种情形下, 有时不得不选取比理论上增速比 u_1 稍大的数值, 或应用变位齿轮。

【例 11】设有不同模数的传动组, 由五个齿轮组成 (参阅图 24 转速分布图)。 U_1, U_2, U_3 三对齿轮模数 $m_1 = 3.5$ 公厘; U_4, U_5 两对齿轮模数 $m_2 = 2.75$ 。模数 $m_1 = 3.5$ 公厘的三对齿轮增速比如下:

$$U_1 = \frac{1}{1.41^2} = \frac{1}{2.82}, \quad U_2 = \frac{1}{1.41^2} = \frac{1}{2}, \quad U_3 = \frac{1}{1.41};$$

另外两对模数 $m_2 = 2.75$ 的齿轮, 其增速比如下:

$$U_4 = \frac{1}{1.41} = \frac{1}{1}, \quad U_5 = \frac{1.41}{1};$$



因此

$$\frac{2z'_0}{2z''_0} = \frac{2.75}{3.5} = \frac{11}{14},$$

即 $2z'_0 = 11K, \quad 2z''_0 = 14K.$

先考虑 $m_1 = 3.5$ 公厘的各对齿轮的齿数和可能有那些组合, 看那一组齿数和能同时适合 $m_1 = 3.5$ 公厘齿轮组的三对齿轮, 和 $m_2 = 2.75$ 公厘的两对齿轮。计算时尽量使模数相同的各对齿轮齿数和 $2z_0$ 相近。今分析 $m_1 = 3.5$ 公厘的各对齿轮齿数和如下:

$$U_1 = \frac{1}{1.41^2} = \frac{1}{2.81} \approx \frac{17}{48}, \frac{18}{51}, \frac{21}{59}, \frac{22}{62}, \frac{23}{65}, \frac{26}{73}, \frac{27}{76}, \frac{28}{79}, \frac{29}{82}$$

$$2z'_0 \text{ (齿数和)} \quad 65, 69, 80, 84, 88, 99, 103, 107, 111,$$

$$U_2 = \frac{1}{1.41^2} = \frac{1}{2} = \frac{22}{44}, \frac{23}{46}, \frac{26}{52}, \frac{28}{56}, \frac{29}{58}, \frac{33}{66}, \frac{34}{68}, \frac{35}{70}, \frac{37}{74}$$

$$2z'_0 \text{ (齿数和)} \quad 66, 69, 78, 84, 87, 90, 102, 105, 111,$$

$$U_3 = \frac{1}{1.41} \approx \frac{27}{38}, \frac{29}{41}, \frac{32}{45}, \frac{34}{48}, \frac{37}{53}, \frac{41}{58}, \frac{42}{59}, \frac{44}{62}, \frac{46}{65}$$

$$2z'_0 \text{ (齿数和)} \quad 65, 70, 77, 82, 89, 99, 101, 106, 111,$$

因 $2z_0' = 11K$ 。在上列数据中，若选定 z_0' 为 99，能完全适合 $m_1 = 3.5$ 公厘模数的齿轮。此时， $2z_0' = 99 = 11 \times 9$ 即 $K = 9$ 。但对于 $m_2 = 2.75$ 公厘的两对齿轮中， $2z_0'' = 14K = 14 \times 9 = 126$ ，齿数超过许用值甚大，故只得另选其他数值的齿数和。

若选第一对齿轮 $2z_0' = 88$ ，第三对齿轮只有 $2z_0' = 89$ ，比第一对齿轮的齿数和多一齿，可以应用负变位齿轮修正；第二对齿轮只有 $2z_0' = 87$ ，较第一对齿轮的齿数和少一齿，可以应用正变位齿轮修正。

由于 $2z_0' = 11K = 11 \times 8$ ，即 $K = 8$ ，故 $2z_0'' = 14K = 14 \times 8 = 112$ ，超过许用数值很少，故可以采用。各齿轮齿数计算如下：

$$z_1 = 23, \quad z_1' = 65, \quad z_1 + z_1' = 88,$$

$$\frac{z_1'}{z_1} = \frac{23}{65} = \frac{1}{2.83};$$

$$z_2 = 29, \quad z_2' = 58, \quad z_2 + z_2' = 87,$$

$$\frac{z_2'}{z_2} = \frac{29}{58} = \frac{1}{2};$$

$$z_3 = 37, \quad z_3' = 52, \quad z_3 + z_3' = 89,$$

$$\frac{z_3'}{z_3} = \frac{37}{52} = \frac{1}{1.41}.$$

两齿轮轴间的中心距离：

$$A = z_0' m_1 = \frac{88}{2} \times 3.5 = 154 \text{ 公厘}.$$

其余两对齿轮 $2z_0'' = 112$ ，第四、第五两对齿轮齿数为

$$z_4 = z_4' = \frac{112}{2} = 56;$$

$$z_5 = 112 \times \frac{1.41}{2.41} = 65.6; \quad z_5' = 112 \times \frac{1}{2.41} = 46.4,$$

若取整数，则（采用变位齿轮）

$$z_5 = 65, \quad z_5' = 46, \quad z_5 + z_5' = 111,$$

$$\frac{z_5'}{z_5} = \frac{65}{46} = \frac{1.41}{1};$$

$m_2 = 2.75$ 的两对齿轮中心距 $A = z_0'' m_2 = \frac{112}{2} \times 2.75 = 154$ 公厘，与 $m_1 = 3.5$

公厘的三对齒輪中心距相同。

由此可見，該齒輪組中， z_1 和 z_2' 、 z_3 和 z_5' ，比應有的齒數和要少一齒，必須應用正變位齒輪，以增加兩齒輪間的中心距；而 z_4 和 z_3' ，比應有的齒數和要多一齒，必須應用負變位齒輪，以減少兩齒輪間的中心距。每一對齒輪中，至少要有一个是變位齒輪。

(三) 湊配機床送進箱兩傳動軸中心距

車床送進箱中的諾頓機構塔式齒輪的誤差較大，結構也欠完善。所以，現代機床，如 C616、1620 與 C615 型車床，都應用滑動齒輪來代替諾頓機構。為了得到精確的傳速比，必須應用不同模數的齒輪組和變位齒輪以湊配兩軸中心距。

圖 25 與表 16 所示便是 C616 型車床送進箱內的移動齒輪組，由於該齒輪組傳遞的動力很小，為了得到五種不同的傳速比而有相同的中心距，應用了 2、2.5、3、3.5 四種不同的模數，2 號與 7 號，3 號與 8 號齒輪模數都是 2，中心距都是 78 公厘；而 1 號與 6 號齒輪模數都是 3，若也採用標準齒輪，則中心距為 76.5 公厘，故必須應用正變位齒輪以增加其中心距，使恰好等於 78 公厘。

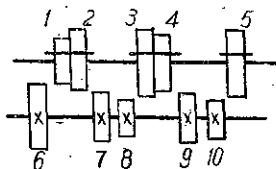


圖 25

組，由於該齒輪組傳遞的動力很小，為了得到五種不同的傳速比而有相同的中心距，應用了 2、2.5、3、3.5 四種不同的模數，2 號與 7 號，3 號與 8 號齒輪模數都是

2，中心距都是 78 公厘；而 1 號與 6 號齒輪模數都是 3，若也採用標準齒輪，則中心距為 76.5 公厘，故必須應用正變位齒輪以增加其中心距，使恰好等於 78 公厘。

表 16

| 圖 號 | 齒 數 | 模 數 | 圖 號 | 齒 數 | 模 數 |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1 | 24 | 3 | 6 | 27 | 3 |
| 2 | 48 | 2 | 7 | 30 | 2 |
| 3 | 52 | 2 | 8 | 26 | 2 |
| 4 | 24 | 3.5 | 9 | 21 | 3.5 |
| 5 | 28 | 2.5 | 10 | 27 | 2.5 |

同理，4号与9号，5号与10号齒輪，必須应用負变位齒輪，以減少該兩对齒輪的中心距。

4 修復磨損了的旧齒輪

齒輪磨損后，可以利用正变位切削，將大齒輪的磨損部分切去，只需另外換一个新的齒輪，便能繼續使用，虽然，大齒輪經負变位切削后，齒根强度会因此降低，然而，大齒輪齒根强度通常都比小齒輪高，只要經過强度驗算，輪齒弯曲强度是在容許範圍內，便能安全使用，这样，能節省許多金屬材料。

在兩傳動軸位置固定的場合下，相嚙合的新齒輪，必須采用正变位切削，其变位系数与大齒輪的变位系数大小相等而符号相反，使二齒輪成齒高变位嚙合傳动，其中心距与标准齒輪对中心距相等。

在兩傳動軸位置能調整的情況下，新齒輪可以仍旧采用标准齒輪。如有的电动机傳動軸上的齒輪，可以借增加电动机下的墊片以調整，这时，便成了負变位齒輪傳动了。

对于焊補了的大齒輪，也应采用負变位切削，使焊補好了的輪齒能切削成正确的漸开綫齒廓。

在下列情況下，損壞了的齒輪不能采用变位切削修復：

- (1) 齒輪磨損情况非常嚴重，非要有很大的負变位切削才能修復，此时，又会引起輪齒的根切現象，或齒根强度不够的現象；
- (2) 由于齒輪所采用的正变位系数过大，齒頂厚会因此变尖；
- (3) 齒輪輪緣上有裂紋、或輪緣、齒圈等厚度不够，不能繼續使用，或不能承受負变位切削；

(4) 輪齒折斷後不能應用焊補修復。

應用變位切削修復磨損報廢了的舊齒輪時，應注意輪齒的磨損情形，因為輪齒的磨損往往不均勻，必須沿齒長上不同的地方進行測量，並以最大的磨損量作為標準，以免在變位切削後又發現切齒深度不夠的情況。此外，輪齒報廢時，齒廓往往會變樣，變位切削量有時只能近似測出。若在切削時發現變位切削量不夠時，不要將齒輪從機床上取下，應該一直切到變位切削量足夠為止，但不得超過預先所計算的極限值。

齒輪應該在大齒輪切削完畢後再切削，才能保證正確地與變位切削修復後的大齒輪相配合。

5 變位齒輪的幾種典型應用實例

(一) C615 型車床變位齒輪應用的分析

C615 型車床進給箱中有圖 26 所示的齒輪傳動裝置。各齒輪計算數據列於表 17，其中 2 號—6 號與 3 號—7 號兩對齒輪是採用變位齒輪，今將它們採用變位齒輪的原理分析如下：

(1) 2 號—6 號齒輪——顯然，這對齒輪之所以採用變位齒輪，是由於 2 號齒輪只 15 個齒，應避免根切現象。同時，為了保

持齒輪對中心距不變，故採用齒高變位。

選擇該對齒輪變位系數時，不能單考慮避免輪齒根切現象一個因素，還應力求最大壓力系數相等，以提高齒輪的使用壽命。

這種變位系數的選擇方

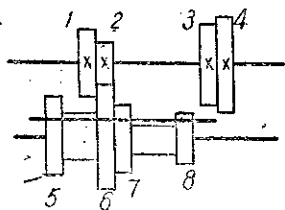


圖 26

法,最好是采用加市利連科圖解法,具体演算步驟,請參閱本書第三章第7節的例題。

表 17

| | | | | | | | | |
|--------------|----|--------|--------|----|----|--------|--------|----|
| 圖 号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 齒 数 z | 25 | 15 | 37 | 50 | 50 | 60 | 37 | 25 |
| 模 数 m (公厘) | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| 变位量 X (公厘) | 0 | +0.248 | +0.524 | 0 | 0 | -0.248 | +0.524 | 0 |

(2) 3号与7号齒輪——該对齒輪之所以采用变位齒輪,完全是为了湊配兩傳动軸中心距。由于兩傳动軸中心距是75公厘。而該对齒輪的中心距只74公厘。

$$A_{3,7} = \frac{m}{2} (z_3 + z_7) = \frac{2}{2} (37 + 37) = 74 \text{ 公厘,}$$

$$\lambda m = A - A_{3,7} = 75 - 74 = 1 \text{ 公厘,}$$

$$\lambda = \frac{1}{2} = 0.5,$$

$$\lambda_0 = \frac{2\lambda}{z_3 + z_7} = \frac{2 \times 0.5}{37 + 37} = 0.0135,$$

由表 2 $\xi_0 = 0.01416,$

由式 (8) $\xi_{\text{外}} = 0.5 \xi_0 (z_3 + z_7) =$
 $= 0.5 \times 0.01416 (37 + 37) = 0.52392。$

因 3号、7号齒輪齒数相同,故

$$\xi_1 = \xi_3 = \frac{\xi_{\text{外}}}{2} = \frac{0.52392}{2} = 0.26196,$$

变位量 $X = \xi m = 0.26196 \times 2 = 0.52392 \approx 0.524 \text{ 公厘,}$

与表 17 中所列数据完全相符。

(二) C620-1 (1A62) 型車床变位齒輪应用的分析

C620-1 型車床是新型的万能螺絲車床之一,在它的傳动系統中,不論是床頭箱、送進箱、或溜板箱內都采用了許多变位齒輪,其中有齒高变位齒輪,也有角度变位齒輪。有的是为了改善齒輪的磨損,有的是为了湊配兩傳动軸中心距,有的是为了减少最小齒輪的齒數。

圖 27 与表 18 为 C620-1 型車床的傳动系統圖和傳动齒輪明細表。由表中可見 16、18、19、22、25、27、37、38、47、50、51、52、74 号齒輪皆是变位齒輪。

(1) 19 号和 22 号齒輪——由于 $z_{11}=20$, $z_{22}=80$, 齒數相差極大,顯然,19 号齒輪齒根部的壓力系數和滑動系數都很大,为了改善齒輪的嚙合性能,提高齒輪的使用壽命,故采用齒高变位齒輪。19 号齒輪采用正变位切削,变位量为 +2 公厘,而 22 号齒輪采用負变位切削,变位量为 -2 公厘。

該齒輪对之所以不采用角度变位齒輪而采用齒高变位齒輪的原因,为的是保持齒輪对为标准中心距,以符合傳动軸的位置。

(2) 74 号齒輪——C620-1 型車床溜板箱中与齒条相嚙合的 74 号齒輪,齒數为 12,为了保証該齒輪齒數在标准齒輪最少齒數以下而不發生根切現象,故采用正变位齒輪。

应用变位切削以减少該齒輪的齒數,能縮小齒輪的尺寸,使結構緊湊,降低机床的成本。

(3) 25、27、16、18 号齒輪——由于 C620-1 型車床是由 1Д62М 型車床改進而來的,原來生產 C620-1 型車床的苏联“紅色無產者工厂”,为了沿用原先生產 1Д62М 車床的旧有設

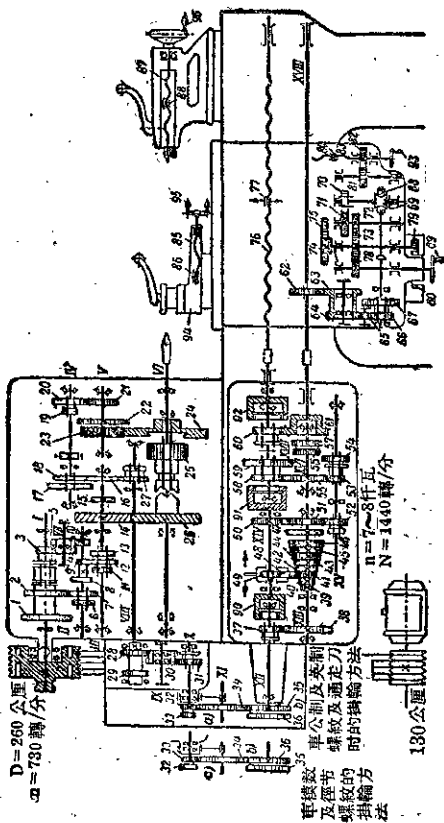


圖 27 C 630-1 型床床傳動系統圖

备，如联动镗床，其镗杆位置是固定的，所以不得不使 C620-1 型车床的某些齿轮对中心距改变，以符合这种镗床所镗出的孔中心距。

例如，图 27 中的 25 号和 27 号齿轮，若采用标准齿轮，则 VI—VIII 轴中心距为 $\frac{z_{25} + z_{27}}{2} m = \frac{50 + 50}{2} \times 2.5 = 125$ 公厘，但利用联动镗床所镗出的 VI—VIII 轴孔中心距，则为 129.48 公厘，为了增大该对齿轮对中心距，必须采用正变位齿轮。

它们的变位系数是根据以下情况来决定的。

25 号齿轮因与齿式离合器固定在一起，若向左移动，便与 26 号齿轮上的离合器啮合，能使主轴获得快速传动；若向右移动，便与 24 号齿轮的内齿相啮合，而获得慢速传动。所以，25 号齿轮又起着齿式离合器作用，它所受的冲击力必然很大，故采用较大的正变位系数，以增加齿根强度。

并且，25 号齿轮不仅要承受较大的冲击力，且传动力也较大（因车床上的功率，主要消耗在主轴的切削上，由轴 VIII 传入送进箱中的动力很小，所以 27 号齿轮所承受的传动力较小），故 25 号齿轮更应采用较大的变位系数。

27 号齿轮采用较小的变位系数的另外一个原因，是由于 III—VIII 轴间的距离为 125 公厘，正好等于 16 号与 27 号齿轮的标准中心距，若 27 号齿轮采用正变位，则 16 号齿轮必须采用负变位，该二齿轮的变位系数必须同值而异号，即采用齿高变位才能符合两轴的中心距。

但从提高齿轮对啮合性能的观点来看，齿数相同的齿轮对，不宜采用齿高变位，因为这样会降低变位系数为负值的齿轮的齿根强度，使最大滑动系数和压力系数增大。所以在这种情形

下, 应尽量避免应用这种变位齒輪。在不得已时, 应使变位系数值尽量减小。

与上述情况相同, 18 号和 16 号齒輪齒数相同, IV、V 兩軸中心距为 125 公厘, 正好等于該对齒輪的标准中心距, 它們的变位系数也应该同值而异号。

根据以上理由, 因此选择变位量如下: 25 号齒輪为 +3.5 公厘; 27 号齒輪为 +1.5 公厘; 16 号齒輪为 -1.5 公厘; 18 号齒輪为 +1.5 公厘。

(4) 37、38、47、50、51、52 号齒輪——这些送進箱中的变位齒輪, 也都是由于送進箱箱体鏤孔加工时, 沿用原来加工 1Д62M 車床的联动鏤床, 为了凑配軸孔中心距而采用的。

关于这些变位齒輪的分析, 与上節类似, 此处从略。

(三) 1620 型車床变位齒輪应用的分析

1620 型車床的送進箱, 采用滑动齒輪組以代替諾頓机构, 不但能提高机构的剛性, 减少誤差, 并且由于采用了变位齒輪, 减少了傳动齒輪的数目, 縮小送進箱体尺寸, 使結構緊湊。

圖 28 所示滑动齒輪組便是 1620 型車床螺絲切削系統的一部分(參閱表 19), 軸 II 上的 z_{10} 、 z_{11} 和 z_{12} 三个齒輪中的任何一

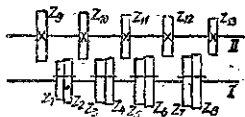


圖 28

个齒輪, 都可以和軸 I 上的兩個不同齒数的齒輪相嚙合, 因此節省了三个齒輪。

該型車床在切削公制螺紋时, 能切削表 20 所列螺距的螺絲(參閱圖 29)。

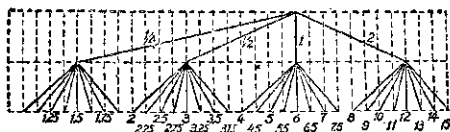


圖 29 螺距分布圖 (掛輪架 $1/2$)

表 19

| 齒 号 | z_1 | z_2 | z_3 | z_4 | z_5 | z_6 | z_7 | z_8 | z_9 | z_{10} | z_{11} | z_{12} | z_{13} |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|----------|----------|----------|
| 齒 數 | 26 | 27 | 30 | 33 | 36 | 36 | 28 | 40 | 39 | 36 | 36 | 24 | 32 |
| 模 數 | 2.5 | 2.5 | 2.5 | 2.25 | 2.25 | 3.25 | 3.25 | 2.25 | 2.5 | 2.5 | 2.25 | 3.25 | 2.25 |

表 20

| 与基本數列的比值 | 螺 距 L | | | | | | | | | |
|----------|-------|------|------|------|-----|------|-----|------|--|--|
| 1:4 | | | 1.25 | | 1.5 | | | 1.75 | | |
| 1:2 | 2 | 2.25 | 2.5 | 2.75 | 3 | 3.25 | 3.5 | 3.75 | | |
| 1:1* | 4 | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 6.5 | 7 | 7.5 | | |
| 2:1 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | | |

螺絲切削系統运动方程式(由主軸至絲杠)可寫成:

$$1 \times u_{掛輪架} \times u_{增倍} \times u_{滑动齒輪} \times 12 = L_0 \quad (67)$$

式中: $u_{掛輪架}$ ——由主軸至絲杠之間的掛輪架傳速比;

$u_{增倍}$ ——擴大螺絲切削的增倍機構的傳速比;

$u_{滑动齒輪}$ ——送進箱中滑动齒輪組傳速比;

L ——待切削螺絲的螺距(公厘)。

絲杠的螺距為 12 公厘，故上式左邊乘以 12。又若 $u_{\text{螺輪}} = 1/2$ ； $u_{\text{螺絲}} = 1$ ，代入上式，化簡得：

$$u_{\text{活動齒輪}} = \frac{L}{6}$$

將表 20 中的切削螺距 L 的數值代入上式，則

$$L=4 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{4}{6};$$

$$L=4.5 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{4.5}{6};$$

$$L=5 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{5}{6};$$

$$L=5.5 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{5.5}{6};$$

$$L=6 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{6}{6};$$

$$L=6.5 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{6.5}{6};$$

$$L=7 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{7}{6};$$

$$L=7.5 \text{ 公厘}, \quad u_{\text{活動齒輪}} = \frac{7.5}{6}.$$

欲使這些齒輪對的模數相同、齒數和相等是不容易達到的；因為這必然會使齒數和變得很大，遠遠超過規定的齒數和。車床的動力主要消耗在主軸上切削工件，送進運動鏈中傳動的功率很小，尤其是螺絲切削系統中的齒輪，需要傳遞的功率更小，模數一般很小，稍有改變也不致影響傳動。所以，設計時首先根據規定的傳速比來決定齒輪對齒數和。選擇齒數時，不但應在可能範圍內盡量減小齒數，使齒數和小于 100，並且應使各對齒輪的齒數和相等或相近，然後改變模數，使各對齒輪的中心距更

相近似。最后适当的选择变位齒輪，使中心距完全相等。

上例中各对齒輪齒數如下：

$$\begin{array}{ll} \frac{z_1}{z_9} = \frac{4}{6} = \frac{26}{39}, & \frac{z_2}{z_{10}} = \frac{4.5}{6} = \frac{27}{36}, \\ \frac{z_3}{z'_{10}} = \frac{5}{6} = \frac{30}{36}, & \frac{z_4}{z_{11}} = \frac{5.5}{6} = \frac{33}{36}, \\ \frac{z_5}{z_{11}} = \frac{36}{36}, & \frac{z_6}{z_{12}} = \frac{26}{24}, \\ \frac{z_7}{z'_{12}} = \frac{28}{24}, & \frac{z_8}{z_{13}} = \frac{40}{32}. \end{array}$$

因 $z_{10} = z'_{10} = 36$, $z_{11} = z'_{11} = 36$, $z_{12} = z'_{12} = 24$, 所以 z'_{10} 、 z'_{11} 、 z'_{12} 三个齒輪可以省去。

由于各对齒輪齒數和不同，故不能应用相同的模數。按式 $\frac{z'_0}{z'_0} = \frac{m_2}{m_1}$ ，分別近似地采用下列模數 2.25、2.5、3.25 公厘。

但是，这样并不能完全精确地符合兩軸中心距，还需要适当地选择角度变位齒輪來修正。

这些变位齒輪的变位系数，都是按照本書第三章第二節介紹的方法选取的，即取大齒輪的变位系数等于零，小齒輪的变位系数与 ξ_{α} 相等，即一对齒輪中只采用一个变位齒輪，另一个仍旧是标准切削齒輪。

类似这种变位齒輪送進箱的車床，目前已相当普遍，如捷克 Su50 型等車床都是。

(四) A1815 型回轉窖用的減速機中变位齒輪的分析

这种減速机的作用是将电动机的动力，經三对齒輪減速以帶動回轉窖回轉，它的傳動系統圖如圖 30 所示，齒輪數據列于表 21。

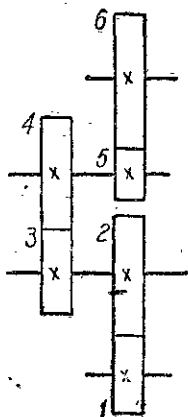


圖 30

表 21

| | | |
|----------------|------------|------------|
| 齒輪編号 | 5 | 6 |
| 模数 m_n | 16 | 16 |
| 齒数 z | 13 | 86 |
| 刀具角 α_0 | 20° | 20° |
| 齒頂系数 f | 1 | 1 |
| 交位系数 ξ | 0.4 | 0.118 |
| 精度等級 | III | III |

該減速機構中第一、二對齒輪之所以不採用變位齒輪的原因，主要是由於它們的轉速非常高，設計時首先應考慮傳動平穩，若採用正變位齒輪，會使重疊系數降低，影響傳動的平穩性。

該二對齒輪所以採用斜齒輪傳動，也就是為了傳動平穩的緣故。

第三對齒輪經前兩對齒輪減速後，轉速已經大大地降低了。同時，第5號齒輪齒數 $z_5 = 13$ ，若採用標準切削，必然會產生根切現象，所以必須採用變位齒輪，使它的齒數能在標準切削最小齒數以下。

這對齒輪之所以採用直齒變位齒輪，可能是考慮計算簡便之故。若改用變位斜齒輪，嚙合性能更能提高。

参 考 文 献

1. В. А. Газряленко: Геометрическая Теория эвольвентных Зубчатых передач Машгиз, 1949.
2. Н. С. Ачеркан: Детали Машин. Машгиз, 1954.
3. Н. С. Ачеркан: расчет и конструирование Металлорежущих станков Машгиз, 1952.
4. И. И. Артоболевский: Теория Механизмов в машинах Машгиз, 1951.
5. В. Д. Алдожский: Расчет Зубчатых передач. Машгиз, 1955.
6. М. Б. Громан: Подбор Коррекции Зубчатых Передач, Вестник Машиностроения №2, 1955. (机械译丛 55 年 1 期袁家駒译)。
7. А. И. 里西: 利用修正啮合的方法修复齒輪(重型机械 56 年 14 期徐基農译)。
8. 安多雷斯基: 展切及修正齒弯曲計算方法(机械译丛 56 年 4 期左仲進译)。
9. 哈尔滨工业大学机械原理教研室編: 机械原理讲义。
10. А. С. 科梁亞可等著: 机械原理課程設計。
11. 1A 82 車床說明書。
12. 李華敏: “最小磨損的修正齒輪傳動”, 哈尔滨工业大学学报第 3 期。
13. 顏 龍: “变位齒輪及其在机床制造業上的应用”(一)(二)“机械制造”第 7 卷 6 期 7 期。
14. 顏 龍: “变位齒輪原理与計算”(一)(二)“机械制造”第 7 卷 9 期 10 期。
15. 顏 龍: “变位系数的选择問題”(一)(二)“机械制造”第 7 卷 11 期 12 期。
16. 顏 龍: “1A 82 型車床变位齒輪的分析”“机械制造”57 年 3 期。