

# 高强度齿轮设计

〔日〕仙波正莊著

きかいこうぎょうぎじゅつとしょ

Industry and Technics

Mécanique et Technipue

auindustrie und Technologie

Промышленности и Технике

机械工业出版社

# 高强度齿轮设计

〔日〕 仙波正莊 著

任宏达 傅则绍 张永才 译  
张富洲 沈允文



机械工业出版社

本书专门介绍改善齿轮传动的性能、提高齿轮传动的承载能力、降低噪音与动载荷的措施及设计方法。

全书共分十二章，内容包括：压力角、齿高、重合度、变位系数、过渡曲线的形状、模数与齿数、齿宽、螺旋角、齿形修整量、齿长修整量等参数对齿面接触强度、齿根弯曲强度、胶合强度、噪音及动载荷的影响，设计参数的合理选择与推荐值，新齿形齿轮，齿轮结构设计，蜗杆传动设计等。书末附有文献资料759种。

本书可供从事齿轮传动技术的研究、设计、生产等部门的工程技术人员参考，亦可作为工科院校的教學用書。

## 強ひ齒車の設計

工学博士仙波正莊著

日刊工業新聞社

1976年

\* \* \*

## 高强度齿轮设计

〔日〕仙波正莊著

任宏达 傅则绍 张永才 译  
张富洲 沈允文

\*

机械工业出版社出版（北京阜成門外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本 787×1092<sup>1</sup>/<sub>32</sub>·印张 11·字数 240千字

1981年6月北京第一版·1981年6月北京第一次印刷

印数 00,001—10,400·定价 1.15元

\*

统一书号：15033·4985

## 译 者 序

齿轮传动技术是技术科学的一个重要分支，齿轮传动的应用范围极其广泛，几乎涉及到国民经济的各个部门。因此，改善齿轮传动性能，提高齿轮传动承载能力，具有十分重大的经济技术意义。近年来，在齿轮啮合几何学、摩擦学、动力学、强度学以及材料与工艺学等领域，都取得了一系列的研究成果，为齿轮传动设计与制造提供了新的科学依据。

为了适应我国齿轮传动技术方面的需要，汲取国外齿轮传动技术的先进经验，我们翻译了日本工学博士仙波正莊著：《高强度齿轮设计》一书，以飨读者。

本书是在综合各国齿轮传动的理论与实验研究的基础上编撰而成，取材丰富，结构新颖。内容包括提高渐开线齿轮传动性能与承载能力的方法，设计参数的合理选择，新齿形齿轮传动、新型蜗杆传动等。

本书译稿经由任宏达同志、傅则绍同志修改整理。并承陕西机械学院梁国显同志审校，在此深表谢意。由于我们的能力有限，书中疏漏谬误之处一定不少，深望广大读者批评指正。

一九七九年十二月 于西北工业大学

## 序 言

通过合理的设计，能否降低齿轮的噪音或提高齿轮的强度？这就是本书所要考虑解决的问题。不过有关齿轮的文献资料非常庞杂，而每一个人所能翻阅的文献资料是有限的。因此，就我涉猎的范围而言，还不能认为这些问题已经十分清楚了。例如，有关齿轮的理论性研究是相当多的，但其中多数是针对无误差的齿轮进行研究的，而这些研究成果能够适用到多高精度的齿轮则颇有疑问。可是，这些问题的解决相当困难，还有待于今后的研究。

1975年年底我完成了本书初稿后，访问了故乡松山市，空袭那天，我携带有关齿轮的资料逃出了被焚毁的家（参照〈齿轮〉第一卷序言），现在那里已变成道路了。我就读的第三小学、松山男子中学以及松山高中也在同一天被毁，现在都已改变了校名。但是，在松山高中的一隅，建起了纪念碑。中村草田男先生所撰写的碑文：“松山高中遗址，青春、友情、希望——坚信在这里曾经存在过的一切将永垂不朽！”引起了我对青年时代的回忆。暂且忘却了《齿轮》的编辑工作。在寒风中漫步在四国路上，并访问了八十八所寺院。这些寺院比奈良或京都的大寺院更引人入胜。我当时的心境，犹如佳人那样：“浮想翩翩参佛寺，思古幽情随意生”。

返回东京后又日以继夜地编辑《齿轮》，现在已开始第三卷的修订工作。但近来深深地感到力不从心，任重而道远。

在撰写本书时，主要利用了日本机械学会图书室和国会图书馆所提供的资料。在此深表谢忱！

1976年4月  
仙波正荘

## 符 号

- $a$  —— 中心距  
 $B$  ——  $P_u/(d_o, b)$  (参照第16页)  
 $B_o$  ——  $B$  的疲劳极限  
 $b$  —— 齿宽  
 $c_k$  —— 齿顶间隙  
 $c'_k$  —— 齿顶间隙系数  
 $d_o$  —— 分度圆直径  
 $d_k$  —— 齿顶圆直径  
 $f_o$  —— 齿顶高系数  
 $h_f$  —— 齿根高  
 $h_j$  —— 齿轮的齿形修整高度  
 $h_{j0}$  —— 原始齿条的齿形修整高度  
 $i$  —— 齿数比  
 $j$  —— 齿轮的齿形修整量  
 $j_n$  —— 齿轮的齿形法向修整量  
 $j_o$  —— 原始齿条的齿形修整量  
 $M$  —— 转矩  
 $m$  —— 模数  
 $m_n$  —— 法面模数  
 $n$  —— 转数  
 $P_n$  —— 法向力  
 $P_u$  —— 圆周力  
 $p_n$  —— 单位接触齿宽的法向力  
 $p_u$  —— 单位接触齿宽的圆周力  
 $R_o$  —— 锥顶距  
 $r_o$  —— 分度圆半径

# X

- $r_g$ ——基圆半径
  - $s_0$ ——分度圆上的齿厚
  - $s_x$ ——危险截面的弦齿厚
  - $x$ ——变位系数
  - $x_n$ ——法面变位系数
  - $y$ ——齿形系数
  - $Y$ —— $y/\alpha_k$  (参照第4页)
  - $z$ ——齿数
  - $\alpha_0$ ——压力角
  - $\alpha_{0n}$ ——法面压力角
  - $\alpha_{0s}$ ——端面压力角
  - $\alpha_b$ ——啮合角
  - $\alpha_j$ ——齿形修整压力角
  - $\alpha_k$ ——应力集中系数
  - $\beta_0$ ——分度圆螺旋角
  - $\beta_g$ ——基圆螺旋角
  - $\varepsilon$ ——重合度
  - $\varepsilon_\alpha$ ——端面重合度
  - $\varepsilon_\beta$ ——轴向重合度
  - $\varepsilon_\gamma$ ——总重合度
  - $\rho_0$ ——原始齿条的过渡圆角半径
  - $\rho_x$ ——危险截面的过渡圆角半径
  - $\sigma_v$ ——比较应力 (参照第81页)
  - $\sigma_{vD}$ ——比较应力的疲劳极限
- 下标 1、2 表示小齿轮、大齿轮  
下标  $D$  表示疲劳极限

# 目 录

1. 圆柱齿轮的压力角 .....	1
1.1 原始齿条 .....	1
1.2 压力角对齿根强度的影响 .....	2
1.3 压力角对齿面强度的影响 .....	16
1.4 压力角对发生胶合的影响 .....	22
1.5 压力角的选择 .....	24
1.5.1 大压力角 .....	25
1.5.2 小压力角 .....	28
1.6 变位的影响 .....	31
1.6.1 齿根强度 .....	31
1.6.2 齿面强度 .....	32
1.6.3 胶合 .....	33
1.6.4 变位系数的选择 .....	34
2. 圆柱齿轮的重合度 .....	36
2.1 重合度对噪音和振动的影响 .....	36
2.2 重合度对齿根强度的影响 .....	37
2.3 重合度对齿面强度的影响 .....	48
2.4 重合度对发生胶合的影响 .....	57
2.4.1 摩擦损失率 .....	57
2.4.2 胶合 .....	61
2.5 长齿 .....	62
2.6 短齿 .....	66
3. 圆柱齿轮的过渡曲线 .....	69
3.1 原始齿条的过渡曲线 .....	69
3.2 齿轮的过渡曲线 .....	72
3.3 应力集中系数 .....	74



## VI

3.4 应力集中的实验结果 .....	78
4. 圆柱齿轮的模数和齿数 .....	94
4.1 模数和齿数对噪音的影响 .....	94
4.2 模数对齿根强度的影响 .....	95
4.3 模数和齿数对齿面强度的影响 .....	97
4.4 模数对发生胶合的影响 .....	101
4.5 齿数的选择 .....	102
5. 圆柱齿轮的齿宽 .....	113
5.1 齿宽对噪音的影响 .....	113
5.2 齿宽对齿长载荷分布系数的影响 .....	113
5.3 齿宽对发生胶合的影响 .....	118
5.4 齿宽的推荐值 .....	119
6. 圆柱齿轮的螺旋角 .....	124
6.1 螺旋角对振动和噪音的影响 .....	124
6.1.1 轮齿的刚度 .....	124
6.1.2 回转误差 .....	125
6.1.3 振动和动载荷 .....	125
6.1.4 噪音 .....	126
6.2 螺旋角对齿根强度的影响 .....	129
6.3 螺旋角对齿面强度的影响 .....	134
6.4 螺旋角对发生胶合的影响 .....	145
6.5 螺旋角的选择 .....	145
7. 圆柱齿轮的齿形修整 .....	149
7.1 绪论 .....	149
7.1.1 齿形修整和齿顶倒角 .....	149
7.1.2 齿形修整量与修整高度 .....	150
7.1.3 重合度 .....	151
7.1.4 短修整和长修整 .....	153
7.2 齿形修整对噪音和振动的影响 .....	157

7.2.1	回转误差	157
7.2.2	噪音和振动	166
7.2.3	动载荷	170
7.3	齿形修整对齿根强度的影响	171
7.4	齿形修整对齿面强度的影响	173
7.5	齿形修整对产生胶合的影响	174
7.5.1	温升	174
7.5.2	胶合	178
7.6	刀具的修整	182
7.6.1	齿条型刀具	182
7.6.2	插齿刀	197
7.6.3	剃齿刀	197
7.6.4	磨削	198
7.7	齿形修整的推荐值	198
7.7.1	修整高度的推荐值	198
7.7.2	齿形修整量的推荐值	200
7.7.3	齿形修整曲线的形状	214
7.7.4	齿形修整实例	215
8.	圆柱齿轮的齿长修整	218
8.1	鼓形齿和卸载齿	218
8.2	鼓形齿对噪音的影响	220
8.3	鼓形齿对齿根强度的影响	223
8.4	鼓形齿对齿面强度的影响	227
8.5	鼓形量的推荐值	232
9.	新齿形的齿轮	244
9.1	关于新齿形齿轮的研究	244
9.2	诺维可夫齿轮	245
9.2.1	关于诺维可夫齿轮的文献	245
9.2.2	啮合	245

## VII

9.2.3 原始齿条 .....	249
9.2.4 尺寸 .....	252
9.2.5 强度 .....	254
9.2.6 实例 .....	258
9.3 Rolls-Royce 公司的齿轮 .....	262
9.4 滚动接触齿轮 .....	263
10. 齿轮结构的设计 .....	266
10.1 轮缘与轮辐的尺寸 .....	266
10.2 获得平稳啮合的方法 .....	268
10.3 使齿长载荷分布均匀的方法 .....	270
11. 圆锥齿轮的设计 .....	280
11.1 尺寸 .....	280
11.2 齿根强度 .....	281
11.2.1 应力集中系数 .....	281
11.2.2 齿长修整 .....	283
11.2.3 螺旋角 .....	287
11.3 齿面强度 .....	288
12. 蜗杆传动的设计 .....	291
12.1 圆柱蜗杆传动 .....	291
12.1.1 齿形 .....	291
12.1.2 1型和4型蜗杆传动 .....	292
12.1.3 凹形蜗杆传动 .....	295
12.2 圆弧面蜗杆传动 .....	300
参考文献 .....	301

# 1. 圆柱齿轮的压力角

## 1.1 原始齿条<sup>a)</sup>

属于同一齿形系列的齿轮，其齿形都是根据原始齿条的齿形规定的。在各国的标准<sup>b)</sup>中，压力角 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的正常齿渐开线原始齿条被定为标准的。而且，原始齿条分度线上的齿厚（通常等于<sup>c)</sup> $0.5\pi m$ ）就是标准齿轮（非变位齿轮）分度圆上的齿厚，原始齿条的压力角、齿顶高、齿根高等于标准齿轮的压力角、齿顶高、齿根高。此外，原始齿条又规定了属于其同一齿形系列的齿条型刀具<sup>d)</sup>的齿形。由于它们的齿厚和齿槽相反，所以原始齿条的过渡圆角半径 $\rho_0$ ，就是刀具齿顶的圆角半径。如果在原始齿条的齿顶附近作齿形修正，则齿条型刀具齿根附近的刀刃应该采用向外突出的同样形状的线段。

此外，原始齿条的压力角、齿高、过渡圆角半径等与齿轮性能有密切关系。在各国标准中绝大多数采用压力角 $\alpha_0 = 20^\circ$ 、齿顶高 $h_k = m$ 、齿顶高系数 $f_0 = h_k/m = 1$ 、齿顶间隙 $c_k = 0.25m$ 、齿顶间隙系数 $c'_k = c_k/m = 0.25$ 。然而这种齿形系列对所有情况并不是最合适的，例如，以压力角来说， $25^\circ$

a) 关于这个问题参阅《齒車》第1卷<sup>[1]</sup>\*第202页，其他作者<sup>[557]</sup>对原始齿条已作了详细的说明。

b) 作者<sup>[558]</sup>已发表了各国齿轮标准的目录。

c) 作者<sup>[557]</sup>对不等于 $0.5\pi m$ 的原始齿条已作了说明。

d) 滚刀和齿条刀统称为齿条型刀具。

\* [ ]——文献号，译者注。

的比  $20^\circ$  的齿面和齿根强度都要高，而， $14.5^\circ$  的比  $20^\circ$  的重合度大、噪音小，所以， $20^\circ$  是强度和噪音方面的折衷性的数值<sup>[363]</sup>。此外，使齿顶高等于模数也是毫无根据的，按照齿轮的精度，齿顶高应大于或小于模数是适当的。因此，适应各种齿轮的使用条件、加工条件等更合理的压力角、齿顶高、过渡圆角半径等的组合是存在的。在齿轮加工批量大或者如船用齿轮那样造价高、要求性能好的情况下，从中选取适当的值，按照这些数值制作特殊的齿轮刀具也是十分经济的。下面，首先说明压力角对轮齿强度的影响。

另外，两个圆柱齿轮的法节如果相等，就能正确啮合，因此，如将  $m = 5$ ， $\alpha_0 = 20^\circ$  和  $m = 5.3$ ， $\alpha_0 = 27^\circ 33' 50''$  的不同原始齿条的齿轮加以组合，就可以得到高强度的齿轮。关于这种方法，已发表了 Фролов<sup>[117]</sup> 等人的研究成果<sup>a)</sup>。

## 1.2 压力角对齿根强度的影响

关于压力角对齿根强度（齿的折断）影响的研究报告已发表了很多。

首先 Seabrook、Dudley 两人<sup>[449]</sup> 在 15 年间对齿根强度进行了大量的实验，实验结果也发表了，其中包括压力角影响的研究。其实验结果表明：用往复压缩试验机在齿顶或最坏载荷点上加载时，压力角  $\alpha_0 = 20^\circ$  与  $25^\circ$  的正常齿直齿圆柱齿轮的强度大体相同，而  $\alpha_0 = 30^\circ$  的齿轮强度比它们都高。另外，用功率封闭式试验机试验时， $\alpha_0 = 25^\circ$  的齿轮强度也比  $\alpha_0 = 20^\circ$  的高。根据 Громан<sup>[139]</sup> 等人所介绍的反复压缩试验结果表明：以  $\alpha_0 = 25^\circ$  的标准齿轮（圆齿根）、 $\alpha_0 = 20^\circ$  而啮合角  $\alpha_b = 25^\circ$  的变位齿轮与  $\alpha_0 = 20^\circ$  的标准齿轮相比

a) 参阅《齒車の転位》<sup>[12]</sup> 第200页。

较，其齿根强度和齿面强度提高的程度是相同的。根据 Ко-валенко<sup>[106]</sup>的光弹性实验结果表明： $\alpha_0 = 25^\circ$ （圆齿根）的标准齿轮与  $20^\circ$  标准齿轮相比较，其齿根应力在拉伸侧小 22%，而在压缩侧小 18%。根据服部、永末两人的计算结果表明：齿数为 50 和 50， $\alpha_0 = 25^\circ$ ，齿顶高  $h_k = 1.1m$  的长齿标准齿轮的许用载荷也比  $20^\circ$  正常齿标准齿轮大 6%。

对压力角为  $28^\circ$  的齿轮也进行了一些研究。首先，Бабе-нкова 等人<sup>[184]</sup>用计算和光弹性实验方法求出了表 1.1 所列的  $20^\circ$  正常齿、 $25^\circ$  圆齿根正常齿以及  $28^\circ$  圆齿根短齿齿轮在分度圆、齿顶和中间点加载时的齿形系数，而齿形系数是随着压力角的增大而增大的。Cornelius<sup>[357]</sup>在塑料齿轮上进行了材料种类、表面粗糙度和润滑油种类对齿根强度影响的实验。其结果表明：压力角为  $28^\circ$  的齿轮的齿根强度比  $20^\circ$  的还高。Beitz 等人<sup>[199]</sup>在功率封闭式试验机

表 1.1<sup>[184]</sup>

齿 数	$\alpha_0$	$f_0$	$c'_k$
20, 30	$20^\circ$	1.0	0.25
50, 100	$25^\circ$		0.203
20	$28^\circ$	0.9	0.184

上对  $20^\circ$  标准齿轮、 $20^\circ$  变位齿轮 ( $x = 0.56$ )、以及  $28^\circ$  标准齿轮进行了齿根疲劳强度的实验，并介绍了实验的对比结果，它表明  $28^\circ$  标准齿轮的齿根强度最高。土肥、三浦两人<sup>[565]</sup>进一步用有限元法对压力角的影响进行了研究，得出了以下结论：压力角以  $28^\circ$  的为最好，再增大时，则过渡圆角外的各点应力就增大<sup>a)</sup>。

除此之外，还发表了各种压力角的齿轮齿根强度的一些对比研究。

首先，Brugger<sup>[246]</sup>发表了在功率封闭式试验机上对  $\alpha_0$ 。

a) Brugger<sup>[63]</sup>指出：加大过渡圆角半径时，将在齿顶出现最弱截面。

=  $15^\circ \sim 28^\circ$ ,  $\alpha_b = 17^\circ 48' \sim 30^\circ 56'$  的七组直齿圆柱齿轮强度的研究结果<sup>a)</sup>, 得出以下的结论: 即使啮合角  $\alpha_b$  大于  $26^\circ$ , 齿根强度也不会有太大的提高。Heckmann<sup>[280]</sup> 发表了关于这些齿轮的光弹性实验结果。

齿根强度的许用载荷是随着原始齿条的过渡圆角半径  $\rho_0$ 、齿形角  $\alpha$ , 以及齿顶高系数  $f_0$  的变化而变化, 根据这三者合理的组合就可以使许用载荷达到最大值。而且, 为了判断这三个值的影响, Вулгаков<sup>[103]</sup> 利用 Верховский 的假定, 对计算结果作了如下说明:

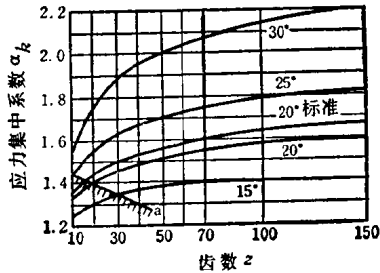


图 1.1<sup>[103]</sup>

图 1.1 和图 1.2 表示齿数  $z = 10 \sim 150$  的标准直齿圆柱齿轮的应力集中系数  $\alpha_k$  和齿形系数  $Y$ <sup>b)</sup>, 此时, 假定载荷作用于齿顶, 应力按拉伸侧过渡曲线上的应力来决定。所用的

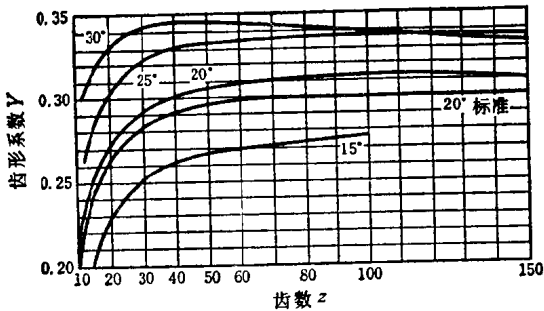


图 1.2<sup>[103]</sup>

a) 参阅《歯車の転位》<sup>[12]</sup>第101页。

b) 几何齿形系数用  $Y$  表示(与许用载荷成正比), 考虑应力集中系数  $\alpha_k$  的齿形系数  $y/\alpha_k$  用  $Y$  表示, 参阅《歯車の転位》<sup>[12]</sup>第81页。

是  $f_0 = 1$ ,  $\alpha_0 = 15^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $25^\circ$  及  $30^\circ$  圆齿根原始齿条的齿形, 为了便于比较也列入了  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $f_0 = 1$ ,  $c'_k = 0.25$  (非圆齿根) 的标准原始齿条的数值。其结果表明: 与标准原始齿条时相比, 改变压力角能使许用载荷提高最多的是  $\alpha_0 = 30^\circ$ ,  $z = 15 \sim 18$  的场合, 其许用载荷增加 30%。而  $\alpha_0 = 30^\circ$  与  $\alpha_0 = 20^\circ$  标准齿轮的承载能力之比随齿数减小而增大。

如果用  $\alpha_0 = 20^\circ$ , 圆齿根的原始齿条代替标准原始齿条 ( $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $c'_k = 0.25$ ) 时, 则过渡曲线的曲率半径变大, 应力集中系数减小。同时危险截面的齿厚略有减小, 而载荷作用线与轮齿中心线的交点到危险截面的距离变大, 如图 1.2 所示, 齿形系数  $Y$  略有增加。另外, 如图 1.1 (a 为根切界限) 所示, 在产生根切的齿轮中, 由于过渡曲线的曲率半径增大, 所以应力集中系数显著减小, 但此时由于危险截面的齿厚减小了, 所以齿形系数  $Y$  也减小了。

当齿数  $z$  增加时, 过渡曲线的曲率半径减小, 应力集中系数增大。因此,  $\alpha_0$  大时, 危险截面上的齿厚增大, 但齿形系数反而减小, 压力角越大, 其变化的程度越显著。如图 1.2 所示, 当  $z > 100$  时,  $\alpha_0 = 30^\circ$  的标准齿轮的齿形系数  $Y$  比  $\alpha_0 = 25^\circ$  的齿形系数还小。

为了验证以上理论研究的结果, Вулгаков<sup>[103]</sup> 进行了光弹性实验和反复压缩试验。现将其结果介绍如下:

光弹性实验时所用的试件:  $m = 30$ ,  $z = 12$ 、 $17$ 、 $25$ 、 $34$ 、 $42$ 、 $50$  和  $65$ ,  $\alpha_0 = 25^\circ$ ,  $f_0 = 1$ ,  $c'_k = 0.2$  (圆齿根), 此外, 还使用了  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $f_0 = 1$ ,  $c'_k = 0.25$  (标准原始齿条)、 $z_1 = 25$ ,  $z_2 = 42$  两组齿轮。第 1 组是标准齿轮, 第 2 组是啮合角  $\alpha_b$  为  $25^\circ$  的变位齿轮 ( $x_1 = 0.65$ ,  $x_2 = 0.74$ )。在齿顶加载, 求出拉伸侧和压缩侧的齿形系数  $Y$ 。



根据标准原始齿条和修正原始齿条的齿形，当在  $z = 25$  的标准齿轮上加  $P_n = 140\text{kg}$  法向载荷时，按照已发表的光弹性照片来看，对于  $\alpha_0 = 25^\circ$  的齿轮其齿根应力有明显地减小。即在拉伸侧的应力从  $314\text{kg}/\text{cm}^2$  减到  $245\text{kg}/\text{cm}^2$ ，减小了 28%；在压缩侧应力从  $363\text{kg}/\text{cm}^2$  减到  $299\text{kg}/\text{cm}^2$ ，减小了 21%。另外与  $\alpha_b$  为  $25^\circ$  的变位齿轮相比较， $\alpha_0 = 25^\circ$  圆齿根标准齿轮的齿形系数  $Y$ ，小齿轮减小了 6%，大齿轮增大了 10%。 $\alpha_0 = 25^\circ$  的小齿轮的齿形系数  $Y$  与  $\alpha_0 = 20^\circ$  的变位大齿轮的齿形系数大体相同， $\alpha_0 = 25^\circ$  的大齿轮的齿形系数比  $\alpha_0 = 20^\circ$  的变位小齿轮的齿形系数约大 5%。因此可以得出这样的结论：齿轮副的许用载荷受大齿轮齿根强度的限制时，采用大压力角的齿轮是有效的<sup>a)</sup>。

图 1.3 表示  $\alpha_0 = 25^\circ$ ， $f_0 = 1$ ， $c'_k = 0.2$  圆齿根标准齿轮在齿顶加载时，用光弹性实验求出的齿形系数  $Y$  的结果，与根据 Верховский 的假定计算出的齿形系数(图1.2)相比较时，其差达 18~20%。

从而得出这样的结论<sup>b)</sup>：为了求得正确的数值，必须用光弹性实验。图 1.4 是  $m = 6$ ， $z = 28$ ， $b = 40\text{mm}$ ，材料为 40Cr<sup>a)</sup>，

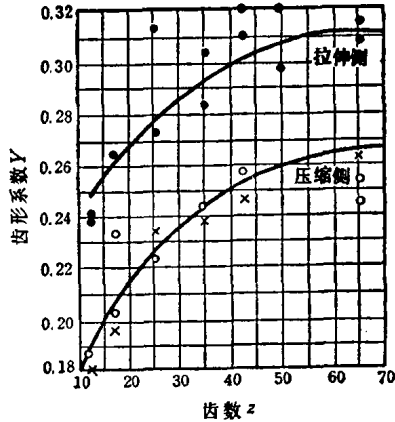


图 1.3 [103]

a)  $\alpha_b = 25^\circ$  的变位齿轮因中心距大，故其强度必须打折扣。参阅《齒車の転位》[12]第108页。

b) Overkott也发表了  $\alpha_0 = 20^\circ$  和  $30^\circ$  齿轮的光弹性实验的结果。