

泛曲线齿锥齿轮的创新设计与应用的二次开发

梁桂明

(洛阳工学院, 河南 洛阳 471039)

[摘要] 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮(统称为“泛曲线齿锥齿轮”),是一种十分复杂而应用越来越广泛的传动装置。在设计上为了避免改变轴交角,而采用“零”变位传动($x_1 + x_2 = 0$)设计的齿形制,至今已在各国工业上通用近百年。文章介绍一种“非零”变位传动($x_1 + x_2 \neq 0$)设计而又保持轴交角不变的创新齿形制。为了满足生产提出的要求,进行了二次开发。经过第二次创新,能在普通锥齿轮加工机床和刀具上切齿,故极易推广。近12年来,已成功地在工程机械、军品、立式机床、机车、船艇、油田、采煤、水泥等机械上采用,取得高综合强度、高可靠性、长寿命、小体积、低噪声、广泛适应性等优点,可取代(或覆盖)全部以美国 Gleason 为代表的零传动齿制设计的产品,还可实现某些 Gleason 所达不到的技术要求,故有广泛的应用前景。

[关键词] 曲线齿锥齿轮; 创新设计; 二次开发

1 设计——在齿轮工程中的地位

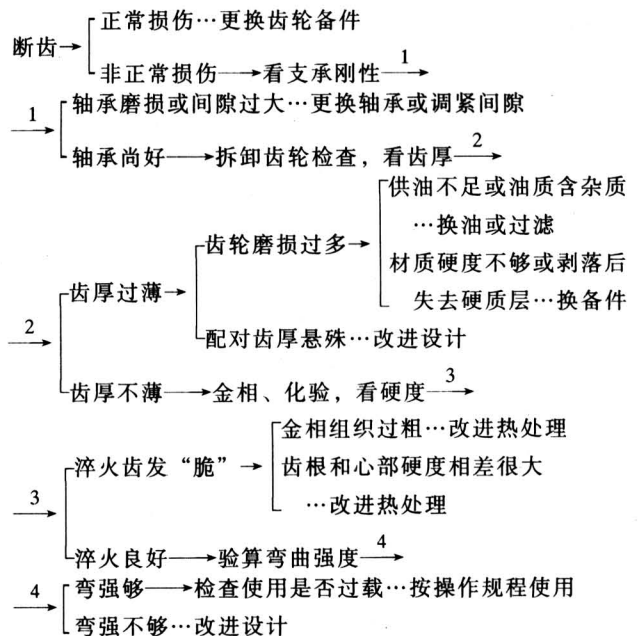
1.1 齿轮的运作是一个系统工程

齿轮是一种十分复杂的机械组件。齿轮的运作过程,可以看作是一个系统工程。它由以下5个环节所组成:

- 1) 设计 包括材料的选择和热处理要求,齿形制的设计和齿形几何的计算,强度的计算或核对,以及精度级别的选择;
- 2) 制造 包括轮体结构外形的加工、切齿、热处理及变形控制与校正,热处理后的精加工(对研、研齿、刮削或磨齿),接触区的调整;
- 3) 装配 包括装配前进行的齿轮箱体精度要求的检验,齿轮副啮合装配精度要求的检验,齿面接触区分析 TCA 的检验和装配中的调整;
- 4) 使用 包括机器操作与使用规程的制订,以及实际操作执行情况的控制和检查;
- 5) 维护 包括日常润滑,清洁程度的保持,磨损后间隙的调整,故障的排除,以及机器的保养与检修。

1.2 各环节的依存关系

任何一个环节的失误,都会不同程度地影响整个机器的传动品质。例如以锥齿轮的断齿(breakage)故障分析途径为例(“→”表示检查分析程序,“…”表示解决排除故障途径):



1.3 设计环节最重要

在五个互为影响的环节中，第一环节（设计）居先行地位并具有举足轻重的作用。这是由于：

1) 设计是先行，是基础。设计不良，以后各环节很难弥补其不足。

2) 可以比较容易地改变设计图纸和程序，一直到满意为止。不像制造那样，满足不了要求便报废，要重新投料，增加了成本。更不像使用不当（例如超载使用），出了故障付出更大代价。

3) 设计者选择齿形制时，有现成标准可选用（如收缩齿选 Gleason 齿制、等高齿选 Klingelberg 或 Oerlikon 齿制），常常满足于现成，实际上大有潜力可挖。

4) 现行的齿形制有缺陷，有待创新，这也是本文的意义所在。

以下从分析现行的齿形制开始讨论。

2 现有技术——工业用曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮齿形制

2.1 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮齿形制 (tooth system)

传递相交轴的曲线齿锥齿轮和传递相错轴的准双曲面齿轮，可统称为广义的曲线齿锥齿轮——泛曲线齿锥齿轮。它们在各现代工业上采用的齿形制有近 10 种，其中最主要的有 4 种。这 4 种占市场份额的大多数，如表 1 所示：

表 1 各国工业采用的泛曲线齿锥齿轮齿形制

Table 1 Tooth systems of pan-spiral bevel gears adopted from industry in every countries

种类	齿形制	切齿机床	齿线	齿高式	变位形式	主要市场
I	1 Gleason	Gleason	圆弧	收缩齿	零变位传动 $x_1 + x_2 = 0$	美国 + 日本 + 各国
	2 ЭНИМС (俄国)	S2 型				俄国 + 中国 + 东欧
II	3 Klingelberg	AKM 型 (德国)	延伸外摆线	等高齿	零切向变位传动 $x_{t1} + x_{t2} = 0$	西欧
	4 Oerlikon	SKM (瑞士)				
III	5 非零传动	上述任一类机床	任一种齿线	任一种齿高	非零传动 $x_1 + x_2 \neq 0$ $x_{t1} + x_{t2} =$ 任意值	中国

就齿线与齿高形式来看，还可以归纳为两大类（4 种）加上新型非零变位共三大类（5 种）齿形制。在实际应用时，大多数产品采用曲线齿锥齿轮，只在轿车和齿数比较大的小型传动装置中，采用准双曲面齿轮。本文着重讨论曲线齿锥齿轮。

2.2 各国现有齿形制特征分析

1) 轴交角 Σ 不变 例如变位后（适用于齿数比 $u > 1$ 的传动）的轴交角 Σ 与不变位（适用于齿数比 $u = 1$ 的传动）的 Σ 相同，即轴交角不改变。

2) 采用零变位传动设计 有模数制和径节制。

a. 模数制。用变位系数 x 和齿顶高系数 h_a^* （即单位模数有效齿深 h_c 的一半）表示，设变位系数值为 k ，则大齿轮齿冠 h_{a2} 用负变位系数表示：

$$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (h_a^* - k)m ;$$

小齿轮齿冠 h_{a1} 用正变位系数表示：

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m = (h_a^* + k)m。$$

由于配对齿轮变位系数之和等于零 ($x_2 = x_1 + x_2 = k - k = 0$)，有 $h_{a1} + h_{a2} = 2h_a^*m = h_c m$ （无变位齿有效齿深）。

b. 径节制。用长短齿齿冠表示，以 Gleason 齿制为例：大齿轮齿冠 a_G 用短齿冠表示： $a_G = [0.46 + 0.39/u^2] / D_p <$ 无变位齿冠 $a_0 (= 0.85 / D_p)$ ，小齿轮齿冠 a_p 用长齿冠表示： $a_p = a_0 - a_G = (1.7 - a_G) / D_p > a_0$ 。

两者系数可以换算：

$$a_G = 0.85 - 0.39(1 - 1/u^2) / D_p$$

$$a_p = 0.85 + 0.39(1 - 1/u^2) / D_p,$$

即： $h_a^* = 0.85 \quad x = 0.39(1 - 1/u^2)$ 。

3) 采用零变位传动与保持轴交角不变具有“共存”的关系 这就是为什么近百年来，广义的锥齿轮设计，不论是美国、俄国，还是德国、日本，都采用零变位传动设计的缘故^[1,2]。

1977 年在苏联《汽车工业》杂志上，曾发表过一篇“不等移距高强度弧齿锥齿轮”论文^[3]。这篇论文只是表面性报道，没有提出任何创新点。直到近年才从苏联专利中查出^[4]，它是一种“节点外啮合”，与本创新的“节点内啮合”不同，而且由于节点外啮合的重合度很低，会引起振动和噪声，严重影响了应用效果。所以至今未见俄国用于汽车或其他机器的实例。

2.3 零变位传动设计的缺点和出路

1) 零变位传动的缺点 由于小齿轮强度较低，

通过正变位 ($x_1 = k > 0$) 来强化小齿轮, 而强度较高的大齿轮经负变位后相对地弱化 ($x_2 = -k < 0$)。当 k 值增大到一定程度, 将发生大齿轮变瘦、变弱、甚至出现弱于小齿轮的情况, 即 k 不能过大 (如 Gleason 规定 $k \leq 0.39$)。由此带来了一些缺点:

a. 强度的限制。当 u 很大而小齿轮齿数 z_1 又很小时, 小齿轮虽经 $x_1 > 0$ 来补偿, 但补偿不够, 强度仍然弱, 小齿轮往往先行损伤。

b. 体积 (齿数) 的限制。由于 k 不能过大以及 $x_1 + x_2 = 0$, 带来了小齿轮齿数 z_1 以及齿数之和 ($z_1 + z_2$) 的限制。例如 Gleason 制: $z_{\min} = 5 \sim 6$, $z_1 + z_2 \geq 38 \sim 45$ 。

c. 平稳性 (低噪声) 的限制。平稳性与总接触比 ϵ_γ 有关。例如 Gleason 制中当中点螺旋角为 35° 时, $\epsilon_\gamma \leq 2 \sim 2.2$ 。

d. 传动比的限制。当齿数比 $u = 1$ 时 (此时主动齿轮为小齿轮), 不能用零变位传动。因为此时 $x_2 < 0$, $x_1 > 0$, 反而产生人为的配对齿轮强度不均。故规定当 $u = 1$ 时不变位 (即 $x_2 = x_1 = 0$), 当 $u > 10$ 时也不用零传动, 因为小齿轮即使采用最小齿数 $5 \sim 6$, 大齿轮相对尺寸过大。

采用非零变位传动是渐开线齿廓变位设计的最佳选择。

由表 2 可知: 就综合强度看, 正传动优于其他传动; 就平稳性看, 负传动优于其他传动; 就齿轮体积看, 正传动体积最小。

表 2 变位齿轮的类型和综合特征

Table 2 The type and characteristics of modification of gears

传动类型		非变位齿轮		变位齿轮	
		标准传动	零传动	正传动	负传动
当量 齿轮 几何 特征	中心距	$a_v = mz_{vm}$	—	↑	↓
	分度圆	$d_v = mz_v$	—	—	—
	节圆	$d'_v = d_v$	—	↑	↓
强度	啮合角	$\alpha' > \alpha$	—	↑	↓
	齿厚	$s = p/2$	↑ ($x > 0$) 或 ↓ ($x < 0$)		
	滑动系数	η	↓	↓	↑
	综合强度		↑	↑↑	↑
平稳性	齿面重合度	$1.5 < \epsilon_\gamma < 2$	↓	↓	↑↑
体积	齿数限制	$z_1 > z_{\min}$	$z_m > z_{\min}$	$z_m < z_{\min}$	$z_m > z_{\min}$

注: ↑表示增大, ↓表示减少, —表示不变, $z_m = 0.5(z_1 + z_2)$ 。

总的评价是, 变位传动优于非变位传动, 如果变位系数选择得当, 非零传动优于零传动。

2) 克服零传动缺点的出路 出路在于采用“非零”传动, 但锥齿轮采用“非零”传动后, 将引起轴交角的变化, 这是设计或用户所不能接受的。

锥齿轮保持轴交角不变, 必然与采用零传动相配而共存^[5]。这就是为什么近百年来锥齿轮和准双曲面齿轮的制造原理和工艺方法日新月异而设计依然不变的原因所在。

出路何在呢? 只有创新一途。

3 发明——第一次创新

3.1 思路的改变

1) 传统的设计思路 采用非零传动→节圆改变→节锥角改变→轴交角改变→不能接受;

如果用逆向思维变为: 能够接受→轴交角不变→节锥角不变→节圆不变→以后怎么变?

唯物辩证法告诉我们, 事物是矛盾的统一体, 矛盾中的主要方面, 决定事物的性质, 在一定条件下, 矛盾的主要方面易位, 则引起事物性质的变化。

变位齿轮的矛盾, 是节圆 (锥) 和分度圆 (锥), 在非零变位时, 节圆最活跃 (节圆变化), 分度圆不活跃 (分度圆不变), 所以节圆居于主要方面, 它决定了非零变位的性质——改变轴交角。

这里说的分度圆, 是指齿条形刀具对锥齿轮用展成法切齿时, 在被切的锥齿轮上, 必然有一个与齿条刀具作纯滚动的圆, 此圆称为分度圆, 亦即切齿时的节圆。

如果我们突破传统的约束, 改变条件, 把矛盾易位, 把分度圆居于矛盾主要方面的地位, 令分度圆变化, 而把节圆居于非主要方面地位, 令节圆不变, 就有可能改变原来非零变位的性质——不变轴交角, 再用“矛盾转化”的观点, 重新进行逆向思维。

2) 新思路 能够接受→轴交角不变→节圆不变→分度圆改变→新的非零传动→新型圆锥齿轮。

这就是在不改变轴交角前提下, 实现非零传动设计的新思路^[6,7]。条件就是突破传统机械设计原理的约束——“分度圆不变”。新思路提出“分度圆可变”的实质, 就是改变模数而保持齿数 z 不变。

传统的分度圆不变, 是指模数不变, 而后者仅

仅是圆柱齿轮切齿时的一种刀具规范而已。模数之所以是标准化的定值，是由于圆柱齿轮切齿时是双面法（两侧齿面同时切出）和连续分度法，决定了齿距 p 是定值的缘故。

对圆锥齿轮来说，切齿时用单面法或可调整的双面刀具，所以模数可不受标准化的限制，完全可以用非标准值，这就提供了采用改变分度圆（因齿数一定，即改变模数）的可行性。

3.2 新型非零传动锥齿轮的数学模型

如图 1 所示，以中点端面的配对当量齿轮副作为齿形的分析基准，它存在两对圆锥：节锥（在字符右上角加“'”表示）和分度锥及其相应的参数，因为突破了分度圆（锥）不变的约束，需重新推导一套计算公式^[8-10]。例如：

节锥与分度锥的转换系数

$$k_a = dv'/dv = \cos \alpha / \cos \alpha'; \quad (1)$$

综合变位系数之和

$$x_h = x_{\Sigma} + 0.5x_{\Sigma} / \tan \alpha \neq 0; \quad (2)$$

啮合角

$$\alpha' = \arcsin [\operatorname{inv} \alpha + x_h \tan \alpha / z_{vm}], \quad (3)$$

式中渐开线函数 $\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$ 。

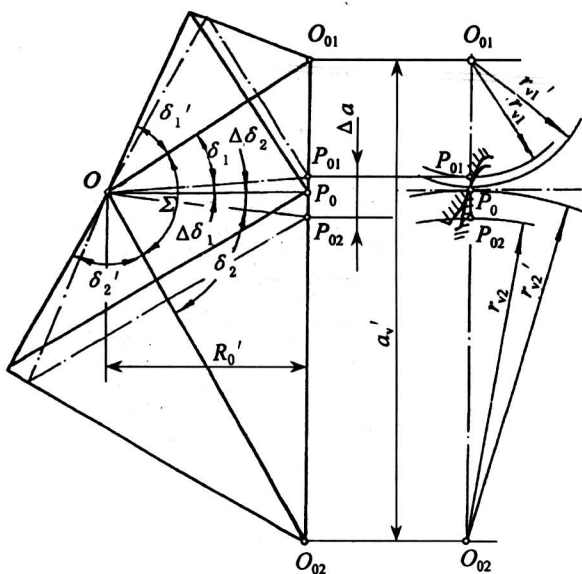


图 1 新型锥齿轮数学模型

Fig.1 Mathematical model of new-type bevel gear

3.3 四个变位系数的选择

以变位系数为坐标的封闭图为指导，根据不同的设计要求，选择某些啮合特性曲线，这些曲线的交点坐标值，即变位系数值。参见图 2，以正传动为例。

此时按照新的思路：节圆 r'_v 不变，而分度圆 r_v 变小，亦即模数 m 变小，结果有 $r'_v > r_v \downarrow$ 。 (4)

而按传统的思路：节圆 r'_v 变大，分度圆不变，结果有 $r'_v \uparrow > r_v$ 。 (5)

式 (4) 与式 (5) 有同等效果，都体现正传动特征。

$$\text{等滑动曲线 } \eta_1 \approx \eta_2 \text{ 或 } \eta_1 \approx \eta_2 / u, \quad (6)$$

$$\text{等弯曲强度曲线 } Y_1 \approx k_b Y_2, \quad (7)$$

$$\text{节点区双对齿啮合界限区 } \delta^* > 0.2, \quad (8)$$

式中 k_b 为配对弯曲强度值 Y_1 与 Y_2 之比。

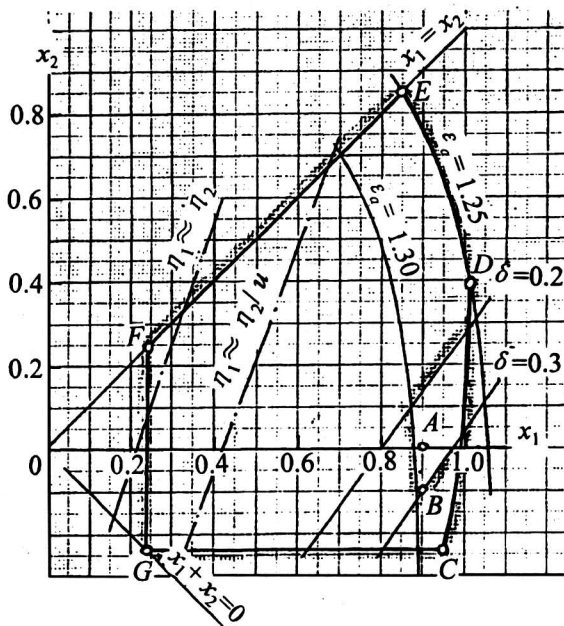


图 2 正传动封闭图

Fig.2 Confining graph of positive transmission

3.4 设计特点

1) 优点 经理论分析、台架试验和大量用户实践证明，这种齿形制因设计方案不同，而各有优点，如表 3 所示^[11-13]。

表 3 新型曲齿锥齿轮与各国现代采用的曲齿锥齿轮对比^①

Table 3 The comparison between new-type and adopted in every countries spiral bevel gears

传动性能	寿命	强度	噪声/dB	体积	齿数比 u
世界各国通用	1	1	A	1	<10
本发明技术	>1.5	>1.3	A-2	<2/3	>10
专利号	8476	8571	8477		
	正传动	负传动	小型传动		

① 在相同制造精度、相同材料热处理、相同模数条件下的对比

2) 缺点和补偿方法

a. 正传动 ($x_1 + x_2 > 0$):

· 齿廓重合度减少, 可用加深齿高来补偿 (如 Gleason 制 $h_a^* = 0.85$, 新制用 $h_a^* = 0.9$);

· 齿顶变尖, 可采用正值切向变位 $x_t > 0$ 来补偿;

· 齿根的齿间过窄, 可用抬高根锥角来补偿。

b. 负传动 ($x_1 + x_2 < 0$):

齿根变瘦, 可以用正值切向变位来补偿。

4 应用开发——二次开发 (再创新)

4.1 二次开发的攻关思路

1) 存在差异 科研成果不能直接在生产厂家应用并变为商品, 是因为有两个不同:

a. 科研成果的研制条件与生产厂家的生产条件不同;

b. 科研成果——试制品、展览品的性能和配套条件与生产厂家的要求不同。

2) 求同的难度 困难很大, 这是因为:

a. 难度大。应用开发的难度, 仅次于发明, 所以又称为“再创新”, 这个过程不可等闲视之, 它是能否形成生产力的关键所在。

b. 投入大。再开发的投入往往大于发明阶段的投入, 例如 5:1。但对齿轮的开发, 如果方法得当 (见下述 4.2 节), 可缩减成为 2:1。

c. 中国的实际情况。我国只经历了 20 年的从计划经济到市场经济的历程, 技术的接受方 (简称甲方), 往往致力于短期的谋利, 对带长远性的新产品开发, 力度很不够。这与发达国家的甲方十分重视新产品的开发, 甚至愿意出风险资金去和技术供应方 (乙方) 联手开发, 大相径庭。因此在当前搞二次开发是难上加难。

3) 求同的思路 我们采取两个“一致”和两个“自力”:

a. 促使乙方的生产条件与甲方一致, 这就要施行“中间试验”攻关;

b. 使乙方成果的性能与甲方产品要求一致, 这就要设立相应的研制攻关课题。每个课题包括适应性能设计、试制、试验、跟踪、改进和服务 6 个环节;

c. 自力跑市场。根据中国的实际情况, 在争取有关部门的支持下, 得花时间上市场, 了解甲方产品的需求, 回来后“二次开发”成果, 使之能适

应需求。再拿它去跑市场, 争取甲方采用。可以说, 技术开发和技术转让, 是靠自力去“跑”出来的。

d. 自力滚动资金。把“前”面横向课题转让费或纵向课题费的部份资金留下, 用作“后”项课题启动资金。以“前”养“后”, 自力滚动, 形成资金滚动开发的良性循环。12 年来, 我们就是靠自力滚动, 开发了 8 个“再开发”的项目。

4.2 思路的展开, 不同技术类型有不同攻关做法

结合新型锥齿轮再创新的特点, 对每一个“再开发”领域提出了好、短、快、省的做法。

a. 好。结合甲方产品的需求, 发挥新型锥齿 6 个优点 (高可靠、高强度、低噪声、小体积、长寿命和灵活性) 中的一两点, 做到“物美”。

b. 短。除利用锥齿轮试验室的功能外, 尽量把“中间试验”的后阶段放到甲方的生产现场中去, 使中间调试与生产能力合一, 以缩短“中试”的转化时间。为此, 我们开发了“节圆传动, 分圆切齿”原理, 可利用现有的任何锥齿轮加工机床和刀具用单面法或双面法展成切出新齿形, 极易推广, 见图 3。

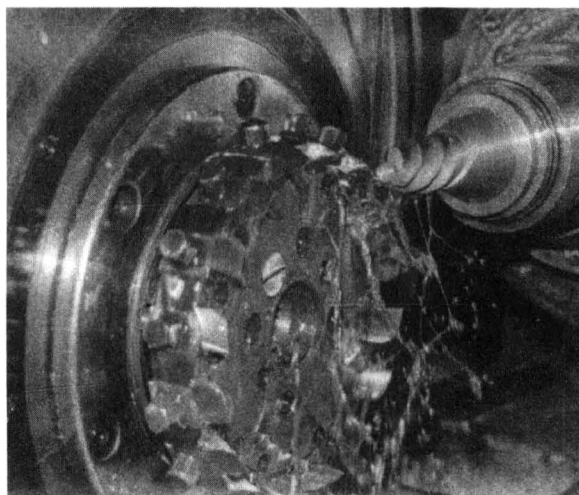


图 3 最少齿数为 3

(在常规的 Y22 型机床上切出)

Fig.3 The minimum number of teeth—3
(manufactured by the current type number
Y22 machine-tool)

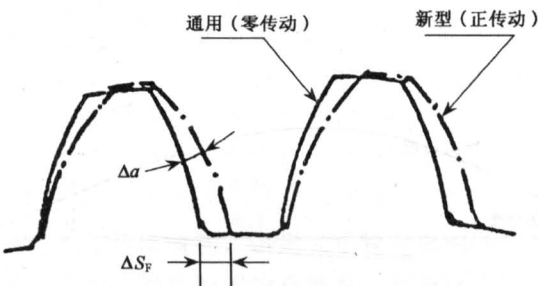
c. 快。以电脑为工具与现代设计方法结合, 加快研制过程。例如优化设计、仿真切齿、虚拟制造、缩型试验。

d. 省。发展新型锥齿轮“少投资”的优点，利用现有的机床与刀具加工，不必另作工艺装备投资，做到价廉。

4.3 对号入座，三种发明专利分别在不同机械行业推广

1) 正传动的的设计模型 $x_1 + x_2 > 0$ 见图4。按行业特征设计时，可选择以下诸优点中的两项。

- (A) $\uparrow \alpha$ (啮合角) ——提高抗点蚀能力；
- (B) $\uparrow s_F$ (齿根齿厚) ——提高抗断齿能力；
- (C) $\uparrow s$ (齿厚) ——提高抗磨损能力；
- (D) $\downarrow \eta$ (滑动率) ——提高抗胶合能力；
- (E) 即或在相同体积条件下，提高综合强度；
- (F) 延长寿命 (由于结合强度提高)；
- (G) 提高可靠性；
- (H) 等强度下减小体积。



实线—现有(零传动)齿形；点划线—新型(正传动)齿形

图4 正传动当量齿轮齿形

Fig.4 The tooth profile of virtual gear of positive transmission

- a. 用于坦克、装甲车：选择 (G)、(H)；
- b. 用于工程机械 (拖拉机、装载机、压路机)：选择 (G)、(A)；
- c. 用于内燃机车：选择 (F)、(A)；
- d. 用于连续作业传动 (煤机、冶金设备、隧道、探矿机)：选择 (F)、(G)；
- e. 用于船艇 (V形传动水翼船、汽艇舷外机)：选择 (G)、(H)。

2) 负传动的的设计模型 $x_1 + x_2 < 0$

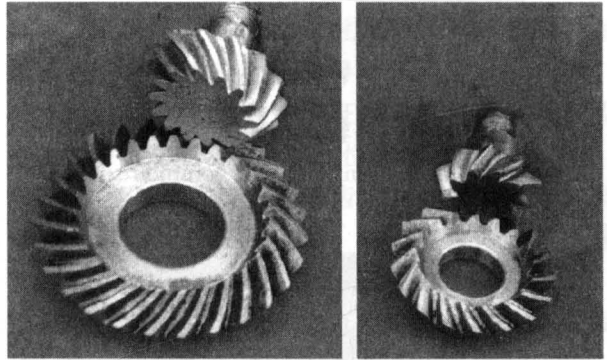
(I) $\downarrow \alpha$ (啮合角) $\uparrow \epsilon_\gamma$ (重合度) ——提高平稳性，降低噪声。

- a. 用于立式传动机床 (立式铣床)：选择 (I)；
- b. 用于室内相交轴传动：选择 (I)、(H)。

3) 小型传动的的设计模型

(J) $x_1 + x_2 \geq x_{1min} + x_{2min}$, $z_2 + z_1 \geq 26$ (见图5)。

- a. 用于微型传动：选择 (J)；
- b. 用于无链条自行车 (用锥齿轮代替链轮)：选择 (J)、(G)。



a) 改进前 $u_1 = 27/14 \approx 1.93$ b) 改进后 $u_2 = 17/9 \approx 1.89$

图5 小型化设计改进对照 (同模数)

Fig.5 The comparison of miniature-design between before improvement and that of after

4) 各国现有通用锥齿轮不能胜任的特殊传动

- a. 用于 $z_{min} \leq 3 \sim 4$ 的少齿数传动。对于零传动，如 Gleason 齿制 $z_{min} \geq 5 \sim 6$ ，创记录的 $z_{min} = 3 \sim 4$ ，见图3，图5。
- b. 用于 $z_2/z_1 \geq 8 \sim 12$ 的大减速比传动 (一级传动代替两级传动)，见图6。

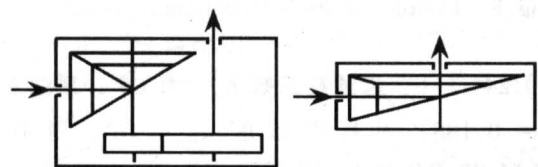


图6 一级传动代替两级传动

Fig.6 1st transmission instead of 2nd

- c. 用于 $\Sigma < 20^\circ$ 的小轴交角传动；
- d. 用于共轴双速输入传动，见图7、图8。

5 创新实例

以内燃机车为例^[14,15]。

1) 原设计情况 “北京”型内燃机车由4对正交轴齿锥齿轮驱动，已知减速比为 $u = z_2/z_1 = 49/30$, $m = 12.7$, $\beta_m = 25^\circ$ 。按美国 Gleason 齿形制设计，经向变位系数之和 $x_1 + x_2 = 0.24 +$

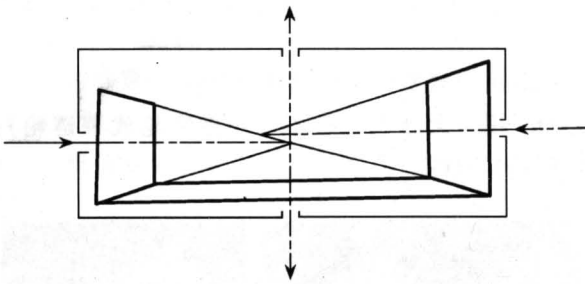
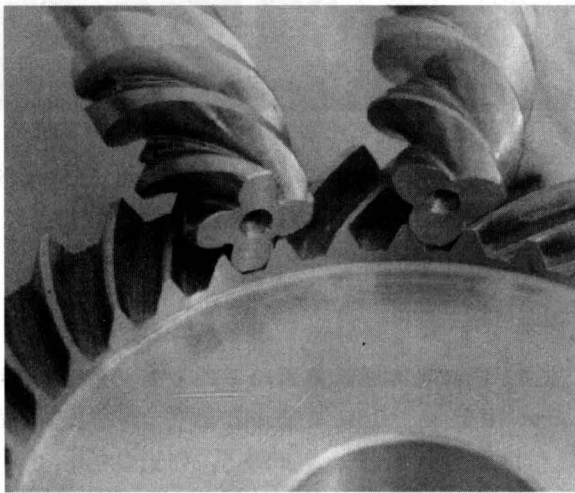


图7 共轴双速输入传动

Fig.7 Double inputs with common shaft



$$u_1 = 37/3 \approx 12.33 \quad u_2 = 37/4 \approx 9.25$$

图8 共轴(输出轴)双速输入

Fig.8 Double inputs with common output shaft

$(-0.24) = 0$, 齿顶高系数 $h_a^* = 0.85$, 顶隙系数 $c^* = 0.188$, 刀具齿形角 $\alpha_0 = 16^\circ$, 材质为 20CrMnTi 渗碳淬火, 齿面硬度为 HRC58~62。锥齿轮寿命往往未到大修理期寿命 $(70 \sim 80) \times 10^4$ km, 即因点蚀而失效, 造成铁路运输的被动。

2) 改进设计要求 在安装距 A 及主要参数 u 、 m 、 β_m 不变的条件下, 采用非零传动, 以求延长寿命 40%, 即保证整个大修理周期内 $(100 \times 10^4 \text{ km})$ 能正常运转。

3) 改进设计方案 针对失效主因为点蚀, 可采用正传动提高抗点蚀能力, 即加大啮合角(采用 20° 刀盘代替 16° 刀盘)与节点区双对齿啮合 ($\delta^* > 0$) 来提高抗点蚀能力; 在此基础上提高齿轮的综合强度, 以延长寿命。参看图 2, 按已知条件作出径向变位 x_1 与 x_2 的封闭图。在 $\delta^* > 0.15$ 的区

域内, 优选出 A 点 $(0.9, 0)$ 即 $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0.9 + 0 = 0.9 > 0$ 。再用切向变位来平衡大小齿轮的弯曲强度, 由相当法向齿数 $z_{nv1} = z_{v1} / \cos^3 \beta_m \approx 47$, $z_{nv2m} \approx 120$ 及 $x_1 = 0.9$, $x_2 = 0$ 分别查出作用于齿顶的综合齿形系数 $y_{Fsa1} = 4.12 \approx y_{Fsa2}$ ($y_{Fsa} = y_{Fa} \times y_{sa}$, 此系数值可从有关强度计算资料中查出), 即弯曲强度已经平衡, 切向变位系数之和可以平均分配 $x_{t\Sigma} = x_{t1} + x_{t2} = 0.014 + 0.014 = 0.028 > 0$ 。由此得出有关啮合的特性数据, 见表 4。

表4 啮合特性数据的对照

Table 4 Comparison with data of mesh-characteristics

啮合特性	原设计	改进设计
综合变位系数 x_b	0	0.935 > 0
中点啮合角 α'_m	17°33'	24°46'
径向伸缩系数 k_r	1	1.014
节点区啮合系数 δ^*	-0.07	0.27
滑动率 η_1	0.77	0.10
η_2	0.95	0.73
中点端面齿根圆齿厚 s_{fm1}	22.36	26.94
s_{fm2}	23.11	25.91
中点端面分度圆齿厚 s_{m1}	19.48	25.94
s_{m2}	16.04	14.76
齿廓重合度 ϵ_a	1.61	1.26

4) 设计强度分析 硬齿面齿轮主要损伤形式有点蚀、断齿、胶合和磨损 4 种, 相应的强度计算只有疲劳点蚀和疲劳断齿计算比较成熟, 其他损伤只能从表 4 性能资料中作一些估算。

a. 抗点蚀能力。与节点区参加啮合轮齿的对数 ϵ_j (当 $\delta^* < 0$, $\epsilon_j = 1$; 当 $\delta^* > 0$, $\epsilon_j = 2$) 和啮合角 α'_m 的正弦两者的平方根成正比。设新旧设计强度对比值为 k_H ,

$$k_H = \frac{\sqrt{2} \sqrt{\sin 23^\circ 46'}}{\sqrt{1} \sqrt{\sin 17^\circ 33'}} \approx 1.635。$$

可见新设计比旧设计强度提高 60% 多。

b. 抗断齿能力。与齿根危险截面(用齿根圆弧齿厚 s_f 近似表示)的二次方成正比, 强度对比值为 k_{F1} , 有

$$k_{F1} = \left[\frac{26.94}{22.36} \right]^2 \approx 1.45,$$

$$k_{F2} = \left[\frac{22.91}{23.11} \right]^2 \approx 1.26,$$

可见小齿轮强度提高 45%, 大齿轮强度提高 26%。应指出: 小齿轮大幅度提高弯曲强度的结果是: 形成大小齿轮等强 ($y_{Fsa1} = 4.12 \approx y_{Fsa2}$, 见上

述)。

c. 抗胶合能力。大致与滑动率成反比, 强度对比 k_{θ} 有

$$k_{\theta_1} = \frac{0.77}{0.10} = 7.7(\text{倍}),$$

$$k_{\theta_2} = \frac{0.95}{0.73} \approx 1.3。$$

应指出: 小齿轮较易发生胶合, 本设计可根除此患。

d. 抗磨损能力与齿厚 s_m 成正比, 与滑动率成反比, 其强度对比值 k_m 为

$$k_{m_1} = 7.7 \times \frac{25.94}{19.48} \approx 10(\text{倍}),$$

$$k_{m_2} = 1.3 \times \frac{17.76}{16.04} \approx 1.44。$$

考虑到小轮在相同运转时间内, 多转 u 倍, 小轮的同期抗磨损能力为 $k'_m = k_m/u = 10/1.63 = 6$ (倍), 即齿轮副磨损很慢 (少), 小齿轮磨损更慢 (少)。

综上所述, 新设计的锥齿轮可大幅度提高综合强度, 即能同时抵抗 4 种主要形式的损伤, 故能大大延长锥齿轮副的寿命, 从根本上消除“小轮偏弱”的零传动通病, 做到大小轮寿命相同。从机车锥齿轮主要损伤形式为点蚀看, 新设计比原设计抗点蚀能力 (k_H) 可提高 60%, 根据 S—N 抗疲劳曲线性质, 代表寿命的循环次数 N 与代表实际接触应力值 S , 按指数幂成正比, 因此, 抗点蚀能力比原设计提高 60% 以上, 对设计改进要求延长寿命 40%, 绰绰有余。

5) 试制情况 第一阶段试制用单号单面法进行, 在常规的国产 Y2280 螺旋锥齿轮加工机床上, 用齿形角为 20° 、刀号为 7.5 的一把精切双面刀盘切齿, 一次试切成功。装车试验成功后, 用单号双面法成批生产。

6) 装车试验 从 1988 年装车, 经 4 年超期服役运行 90×10^4 km 后, 直到大修理, 开箱检查后, 除一对因工况恶劣有刻痕外, 4 对齿面光滑无点蚀, 仍可使用, 截至 1994 年已运行 120×10^4 km 并已全面推广。以节约备件、年产 50 台机车、更换率 50% 计, 每年节支达 200 万元^[14]。

值得一提的是潜在的社会效益。过去行车 ($80 \sim 90$) $\times 10^4$ km 时, 即出现点蚀被迫中途停车, 更换机头, 造成交通暂停、中断、晚点的损失。采用新齿型后, 能保证运行整个大修期 (一般走 100

$\times 10^4$ km) 而不更换齿轮, 使齿轮在大修理时, 可同期更换。本例使用期超过一个大修期, 保证机车超载、提速运行。

6 结语

1) 设计是最活跃的先行环节, 在等价成本条件下, 是赢得优良传动。以往视为有现成齿制可循而不花工夫去“挖宝”, 值得反思。

2) 利用逆向思维和辩证法, 可创造出既不改变轴交角, 又能实现非零变位传动的设计。

3) 新型非零变位传动齿形制比现用的各国齿形制优越, 具有较高强度、较长寿命, 或较小体积, 或较低噪声和较广泛的适应性。

4) 长寿命、小体积和低噪声是齿轮技术的发展趋势, 新齿形制适应这个趋势, 因而富有生命力。

5) 新齿形可用现有的如美国 Gleason、德国 Klingelnberg、瑞士 Oerlikon、前苏联 52 型和我国的 Y22 型螺旋锥齿轮切齿机床及其刀具制造, 不必另作工艺装备, 故极易推广。

6) 近十年来在各种工程机械、机车、载重汽车、立式机床、船艇、煤机、油田设备和各种垂直轴减速器中, 得到成功推广, 成为成熟的高新技术, 被国家科技部认定为“国家级科技成果重点推广计划项目”。

参考文献

- [1] 天津大学, 西北工业大学, 北京航空学院, 等. 机械原理(第 2 版)下册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1991
- [2] 曹泗风, 杨 巍. 机械原理(修订版)[M]. 武汉: 湖北科技出版社, 1997. 169
- [3] Осипян А В. Нераносмещенная равнопрочная коническая передача с круговыми зубьями[J]. Авт Пром, 1977, (1): 30~32
- [4] 发现与发明及工业产品与标志的说明书(前苏联)[M]. АВТ СБ: 317 304, 1972, 27
- [5] 牟永言. 固定轴交角锥齿轮传动不存在“非零”变位传动[J]. 汽车齿轮, 1991, (3): 15~23
- [6] 梁桂明. 技术创新的源泉——知识的相对性[J]. 中国机械工程, 2000, (2): 1~4
- [7] Liang G M. Invention development and prospect for the 21st century in bevel gears [R]. CJ1 MT, 98, 1998
- [8] 梁桂明. 分度锥综合变位和为正值、负值、小型化的曲线齿锥齿轮副[P]. 中国专利: 8476, 8571, 8477

- (共3项), 1990
- [9] 梁桂明. 齿轮技术的创新和发展趋势[J]. 中国工程科学, 2000, 2(3): 1~6
- [10] 梁桂明, 邓效忠, 何兆旗. 新型非零传动曲齿锥齿轮技术[J]. 中国机械工程, 1997, (1): 97~101
- [11] Liang G M, Zhou Z Y. Design and application of high-quality spiral bevel gears with "NON-ZERO" modification[A], Proceedings of International Conference of Gearing[C]. China, 1988
- [12] Liang G M, Yang B Y. The new type bevel gears with small no of teeth and high gear Ratio [R]. MDT at Hiroshima, Japan, 1991
- [13] Liang G M, Deng X Z. Design of new type bevel gears with low noise and high load capacity [R]. 3rd World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, France, 1992
- [14] 何兆旗. 新型螺旋锥齿轮及其在北京型机车上的装车试验情况[J]. 内燃机车, 1990, (4): 35~36
- [15] 北京二七机车厂. 关于内燃机车采用新型非零变位螺旋锥齿轮的应用证明[R]. 1994

The Innovation-design of Pan-spiral Bevel Gear and Its Secondary Development of Applications

Liang Guiming

(Luoyang Institute of Technology, Luoyang, Henan 471039, China)

[Abstract] Bevel gears and hypoid gears are more complex transmission equipments. To avoid the change of shaft angles, the zero modification transmission (i.e. $x_1 + x_2 = 0$) tooth systems are adopted and had been used about one century. This paper introduces a new tooth system, NON-ZERO modification transmission ($x_1 + x_2 \neq 0$), keeping the invariable shaft angle. After secondary development, this innovation may be manufactured by updated machine tool and be applied successfully to engineering vehicle, military production, vertical machine tool, locomotive, speed boat, as well as oil field, coal mine and cement industry. The new-type bevel gears have many advantages, such as multiple capacities, high reliabilities, long lives, small dimension, low noise and high adaptability. They not only may substitute the whole Gleason bevel gear system but also accomplish the function which Gleason can't. Hence the new type bevel gears will open vast vistas for application.

[Key words] spiral bevel gear; innovation design; secondary development

《中国工程科学》2001年第3卷第8期要目预告

- | | | |
|------------------------|------|----------------------|
| 关于我国卫星工程技术途径的思考 | 叶培建 | 李 华等 |
| 森林资源遥感估测的重要进展 | 赵宪文等 | 水利水电工程施工初期导流标准目标 |
| 地球物理勘探技术推动了我国石油 | | 风险决策研究 |
| 工业的迅速发展 | 李庆忠 | GPS民间应用的一个最大市场——汽车 |
| 微分和表观静摩擦系数的表式 | 王渭源 | 导航系统 |
| AF/PSTM图像分解方法及其数值 | | 一种小展弦比高升力飞机的气动 |
| 模拟结果 | 吴世法等 | 布局研究 |
| 发酵过程多水平问题及其生物反应器 | | 综论大坝原型反分析及其应用 |
| 装置技术研究 | | 抗磨蚀材料失效过程的微观特性 |
| ——基于过程参数相关的发酵过程优化与放大技术 | | 一水硬铝石氧化铝生产工艺创新 |
| | 张嗣良 | 虚拟企业是企业发展的新形式 |
| 重大环境污染事故风险模糊排序方法研究 | | 中国铜冶金的主要发展方向——闪电 |
| | 熊德琪等 | 熔炼 |
| 多维界壳约束下的模糊可拓经济控制 | | 周松林 |