

文章编号:1003-8728(2003)03-0378-03



李荣刚

少齿数 Logix 齿轮的齿形设计

李荣刚¹, 李剑峰², 冯显英²¹山东轻工业学院 轻化工程系, 济南 250100; ²山东大学 机械工程学院, 济南 250061

摘要: Logix 齿轮是依据全新的齿形理论所提出的一种新型齿轮。本文分析了 Logix 齿轮的根切现象, 在此基础上根据该齿形的特点完成了少齿数齿轮的齿形设计, 并绘出了少齿数 Logix 齿条、齿轮的图形。

关键词: 根切; 齿形设计; 大传动比

中图分类号: TH132 **文献标识码:** A

Logix Gear Tooth Profile Design with Small Number of Teeth

LI Rong-gang¹, LI Jian-feng², FENG Xian-ying²¹ Department of Light Chemical Engineering, Shandong Institute of Light Industry, Jinan 250100;² School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061

Abstract: Logix gear is a new gear based on new tooth profile theory. Undercut phenomenon of Logix gear has been studied. According to the characteristic of Logix gear tooth profile, tooth profile of the gear with small number of teeth is designed. Graphs of the rack and gear with small number of teeth are drawn out.

Key words: Undercut; Tooth profile design; High transmission ratio

80年代后期,为了满足对齿轮高速重载和小型化的要求,日本学者小守勉用新的齿形理论,提出了名为 Logix 齿轮的新型齿轮^[1,2]。它的齿形由许多微段渐开线连接而成,采用对称的凸凹啮合形式,并且使微段渐开线的结合点在啮合时的相对曲率为零。和渐开线齿轮相比,Logix 齿轮的承载能力和耐磨性显著提高。该齿轮的另一优点是可以设计成少齿数齿轮,易于实现产品的小型化。

在渐开线齿轮传动中,为避免根切现象的发生,一般要求小齿轮的齿数在 10 个以上,这样一级传动的传动比就不会太大。为增加一级传动的传动比,就要减少小齿轮的齿数,而使用 Logix 齿形,则可以使齿轮的齿数很少,从而获得更大的传动比。在此,本文根据 Logix 齿形的特点,通过合理地选择齿形参数,完成了少齿数 Logix 齿轮的齿形设计。

1 Logix 齿轮的根切现象分析

用范成法加工齿轮时,有时刀具的齿顶切入了被加工齿轮的根部,因而将齿轮的齿根渐开线齿廓切去了一部分,这种现象称为根切。在用基齿条包络成形 Logix 齿轮时(即范成法),如果齿轮的齿数特别少,齿轮也会发生根切现象。Logix 齿轮的根切在本质上与渐开线齿轮的根切相同,也是齿条刀具的齿顶部把被加工齿轮的齿根曲线切去一部分。

对于 Logix 齿轮,其齿形上的不同点对应着不同的根

切齿数。并且从齿条的节线往上(对应着齿轮的节圆以内),根切齿数先由少到多,后由多到少,既根切最大数出现在齿轮齿根部分的中部附近,而不是像渐开线齿轮一样,根切从齿根的根部开始^[3]。为了更直观的分析 Logix 齿轮的根切现象,表 1 中列出了对照研究。

表 1 中 n 为 Logix 齿条上 $N-P$ 点(齿形上微段渐开线的结合点,即啮合时相对曲率为零的点)的序号。 x_{11n}, y_{11n} 为齿条节线以上的 $N-P$ 点的坐标,其节线以下的 $N-P$ 点的坐标为 x_{11n}, y_{11n} 。由 Logix 齿条的形成过程可知, $x_{11n} = -x_{11n}, y_{11n} = -y_{11n}$ 。由于 x_{11n}, y_{11n} 与 x_{11n}, y_{11n} 数值相同,所以在表中均未给出 x_{11n}, y_{11n} 项的数值。 x_{21n}, y_{21n} 为与 x_{11n}, y_{11n} 相对应的齿轮节圆以内 $N-P$ 点的坐标,而 x_{21n}, y_{21n} 为与 x_{11n}, y_{11n} 相对应的齿轮节圆以外的 $N-P$ 点的坐标。表中的 z_{min} 为根切齿数。

从表 1 可知相同的 n 有相同的 x_{11n}, y_{11n} , 即模数相同而齿数不同的齿轮所对应的齿条刀具是相同的。同时,最小根切齿数也都对应相等。实际上,由最小根切齿数的计算公式^[3]可知 z_{min} 只与齿条的参数有关,而与齿轮的坐标无关。只要所对应的齿条参数相同,齿轮的最小根切齿数就相同。

观察表 1 的数据可以发现:当 $z=12$ 时, x_{21n}, y_{21n} 逐渐递增,而 x_{21n}, y_{21n} 则逐渐递减,此时齿轮并没有发生根切现象;当 $z=5$ 时,已经小于最小根切齿数,齿轮必将发生根切。而此时 x_{21n} 是先递增,后递减, y_{21n} 递增,显然齿轮的齿根部分已经被齿条刀具所切入,即发生了根切。 $z=12$ 和 $z=5$ 时 x_{21n}, y_{21n} 都是逐渐递减,并不会出现根切现象。

收稿日期:2002-03-19

基金项目:国家自然科学基金项目(E59905018)资助

作者简介:李荣刚(1972-),男(汉),山东,工学硕士

E-mail: lironggang923@263.net

表1 齿数分别为12和5的Logix齿轮($m=6, h_a^*=1, c^*=0.25, \alpha_0=4^\circ, \delta=0.05^\circ, G_0=12000$)

z	n	x_{11i}	y_{11i}	x_{21i}	y_{21i}	x_{210}	y_{210}	z_{min}
12	1	0.0006	0.0087	0.0006	-35.9915	-0.0006	-36.0089	0.5690
	10	0.0076	0.0957	0.0050	-35.9210	-0.0108	-36.1123	4.2079
	60	0.0975	0.7653	0.0250	-35.5022	-0.2136	-37.0212	8.4982
	120	0.3353	1.7907	0.0770	-34.7771	-0.7294	-38.2986	7.8895
	170	0.6481	2.7261	0.1695	-34.0261	-1.3364	-39.3519	7.1019
	220	1.0646	3.6851	0.3233	-33.1883	-2.0744	-40.3476	6.4132
	270	1.5809	4.6373	0.5482	-32.2973	-2.9211	-41.2633	5.8442
345	2.5284	6.0053	1.0304	-30.9167	-4.3537	-42.4583	5.1779	
5	1	0.0006	0.0087	0.0005	-14.9918	-0.0007	-15.0092	0.5690
	10	0.0076	0.0957	0.0025	-14.9445	-0.0165	-15.1353	4.2079
	60	0.0975	0.7653	-0.0012	-14.8888	-0.4460	-16.3484	8.4982
	120	0.3353	1.7907	-0.0420	-14.6171	-1.4823	-17.8580	7.8895
	170	0.6481	2.7261	-0.1106	-14.1875	-2.5874	-18.9254	7.1019
	220	1.0646	3.6851	-0.1904	-13.6129	-3.8221	-19.7951	6.4132
	270	1.5809	4.6373	-0.2607	-12.9274	-5.1352	-20.4708	5.8442
345	2.5284	6.0053	-0.3100	-11.7486	-7.1752	-21.1414	5.1779	

2 少齿数 Logix 齿轮的齿形设计

根据以上对 Logix 齿轮根切现象的分析,可以得出以下特点:即使 Logix 齿轮的齿数很少,齿轮的齿顶部分也不会发生根切现象。Logix 齿条的齿廓曲线是由许多微段渐开线连接而成的,而不是由单一的曲线形成,并且即使齿轮的齿数再小,Logix 齿轮的齿顶部分也不会发生根切。由此,可以使用不对称的 Logix 齿条,即齿条的齿根部分使用一段较长的曲线,而齿顶部分使用另一段较短的曲线,即 Logix 齿轮的齿顶部分较长而齿根部分较短。通过选取初始参数,这个条件是能够满足的。为方便起见,在此选取模数为 6 mm,齿数为 3 的少齿数 Logix 齿轮来进行分析,而其它模数的少齿数 Logix 齿轮的齿形分析可以仿照进行。

对于 Logix 齿条的齿廓曲线来说,决定其形状的因素为初始压力角 α_0 , 相对压力角 δ , 初始基圆半径 G_0 以及基圆半径 G_i 的变化规律。考虑到制造加工方面的限制,选取 $\delta=0.05^\circ$ 固定不变,所以对于加工少齿数 Logix 齿轮的齿条来说,其齿顶部分的齿廓曲线和齿根部分的齿廓曲线应取不同的 G_0 值和 α_0 值,并取不同的 G_i 的变化规律。

通过选取不同的 G_0 值、 α_0 值、 G_i 的变化规律及齿廓上 $N-P$ 点的数目 n , 经过计算和图形验证以后,所得齿形数据列于表 2 和 3 之中。其中表 2 的数据是关于齿条的齿顶部分的,表 3 的数据是关于齿条的齿根部分的。

对于正常齿数的 Logix 齿轮,当 $m=6$ 时, $G_0=12000$, $\alpha_0=4^\circ, \delta=0.05^\circ$ 。在 $z=3$ 时, Logix 齿条的齿顶部分的 G_0 值减少, α_0 值增加, 齿形参数变化的结果是齿条齿顶部分的齿形更加弯曲。当齿廓上 $N-P$ 点数目一定时, 齿条的齿顶高较小。

在 $z=3$ 时, Logix 齿条的齿根部分的 G_0 值增加, α_0 值减小, 且基圆半径的变化规律变为 $G_i=G_0[1+\sin(0.6\alpha_i)]$, 齿形参数变化后的结果是齿条齿根部分的齿形更加平直。当齿廓上 $N-P$ 点的数目一定时, 齿条的齿根高度增加。

在表 2 和表 3 中, n 值的多少主要是为了满足重合度的要求, 即满足 $\epsilon=\epsilon_1+\epsilon_2>1$ 的啮合必要条件。在满足该条

件的前提下, 尽量选取较小的 n 值。如果 n 值取得较大, 会使少齿数齿轮的根部过深, 从而降低齿轮的强度和刚度。

在确定少齿数 Logix 齿条的齿顶部分及齿根部分的各参数时: 当 α_0 不变时, G_0 值越大, n 值越小, ϵ 越大, z_{min} 越大。当 G_0 不变时, α_0 值越小, n 越小, ϵ 越大, z_{min} 越大。这个规律可以由数学推导得出, 也可以根据计算机图形得到。

在表 3 中, ϵ_2 的数值终止于 $n=250$ 时, 这是因为当 $n>250$ 时, 齿廓曲线已经超出了齿顶圆, 所以将 ϵ_2 终止于齿顶圆与齿廓曲线的交点。当该小齿数 Logix 齿轮与另一齿轮啮合时, 共重合度为: $\epsilon=\epsilon_1+\epsilon_2=0.2891+0.7258=1.0149>1$, 满足啮合基本条件。表中 n 的大小决定了小齿数 Logix 齿条的齿顶高和齿根高。

表2 少齿数 Logix 齿条的齿顶部分的齿形数据

$m=6, z=3, G_0=9000, \alpha_0=8^\circ, \delta=0.05^\circ, G_i=G_0[1-\sin(0.6\alpha_i)]$						
n	x_{11i}	y_{11i}	x_{21i}	y_{21i}	ϵ_1	z_{min}
1	0.0009	0.0062	0.0008	-8.9939	0.0024	0.1403
50	0.0707	0.3764	0.0189	-8.7766	0.0903	2.4836
100	0.1995	0.8394	0.0224	-8.5606	0.1478	2.9362
150	0.3884	1.3443	0.0232	-8.2864	0.1888	2.9414
200	0.6364	1.8644	0.0283	-7.9525	0.2200	2.8252
250	0.9404	2.3809	0.0454	-7.5688	0.2446	2.6804
300	1.2963	2.8804	0.0815	-7.1464	0.2646	2.5373
378	1.9427	3.6017	0.1891	-6.4349	0.2891	2.3392

表3 少齿数 Logix 齿条的齿根部分的齿形数据

$m=6, z=3, G_0=12500, \alpha_0=3^\circ, \delta=0.05^\circ, G_i=G_0[1+\sin(0.6\alpha_i)]$						
n	x_{11i}	y_{11i}	x_{21i}	y_{21i}	ϵ_2	z_{min}
1	-0.0005	-0.0098	-0.0007	-9.0116	0.0096	1.1191
50	-0.0779	-0.7734	-1.2084	-11.1594	0.2970	13.3909
100	-0.2881	-1.9001	-4.0536	-13.0578	0.4532	12.5851
150	-0.6575	-3.2301	-7.5194	-13.8706	0.5637	11.3295
200	-1.2034	-4.6905	-11.1311	-13.6466	0.6515	10.2833
250	-1.9371	-6.2301	-14.6160	-12.5002	0.7258	9.4562
300	-2.8655	-7.8081	-17.7864	-10.5529	—	8.8018
378	-4.7076	-10.2625	-21.7820	-6.2105	—	8.0325

在表 2 中, x_{211}, y_{211} 的值是齿数为 3 的 Logix 齿轮的齿根部分的齿形坐标。其数值是逐渐增加的, 并且最小根切齿数小于 3, 都可以说明齿轮的齿根部分不会发生根切现象。在表 3 中, x_{2110}, y_{2110} 是齿数为 3 的 Logix 齿轮的齿顶部分的齿形坐标。数据的变化是 x_{2110} 逐渐减少, y_{2110} 先减少后增加。此时并没有发生根切现象, 从其图形可以发现此时是齿轮的齿顶出现了变尖现象。

在计算少齿数 Logix 齿条的齿根部分(对应齿轮的齿顶部分)的齿形数据时, 齿廓曲线上微段渐开线的基圆半径 G_i 的变化规律按: $G_i = G_0[1 + \sin(0.6\alpha_i)]$, 而不按原来的 $G_i = G_0[1 - \sin(0.6\alpha_i)]$ 。两种参数齿廓曲线的区别如图 1 所示。由图 1 可知, 由新公式所得的齿廓曲线弯曲程度变小, 即更平直一些, 这将有利于增加少齿数齿轮的重合度和强度。

图 2 所示为根据以上齿形数据所绘制的少齿数 Logix 齿轮的对应齿条的图形。由于它的齿根部分和齿顶部分的非对称性, 所以与少齿数齿轮相啮合的多齿数齿轮的对应齿条应具有不同的形状, 其齿条的齿顶和齿根部分正好与少齿数齿轮的齿条相反。因此, 范成法加工大传动比时的一对齿轮要用到两把刀具。

正如前面的分析, 图 3 中齿轮的齿顶出现了变尖现象, 其齿顶圆已经没有了。为了消除这种现象, 可以采取减少齿条齿厚, 增加齿槽宽的方法。这实际上就是增加了齿轮的齿厚, 减小齿槽宽。在此选取: $s = 0.3, p = 0.3\pi m, e = 0.7, p = 0.7\pi m$ 。其中 s 为齿条的齿厚, e 为齿条的齿槽宽。

图 4 即为改进以后的少齿数 Logix 齿轮的齿条。

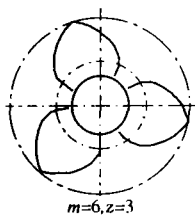


图 5 改变齿厚后齿数为 3 的 Logix 齿轮的图形

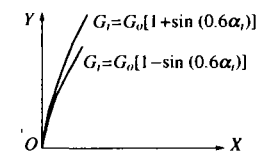


图 1 G_i 的两种变化规律的比较

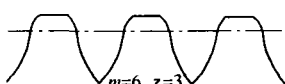


图 2 少齿数 Logix 齿轮的齿条

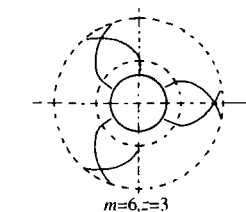


图 3 齿数为 3 的少齿数 Logix 齿轮的图形

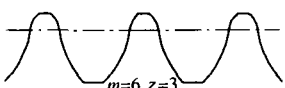


图 4 改变齿厚后的少齿数 Logix 齿轮的齿条



图 6 齿数为 3 的 Logix 齿轮的三维图形

图 5 为改变齿厚后的齿数为 3 的 Logix 齿轮的图形, 此时齿轮基本上已经没有了齿顶变尖现象, 由此可知对于齿轮参数所作的修改是正确的。获得齿轮的齿形数据后, 为便于以后研究该齿轮的性质, 利用 MDT 作出了齿轮的三维图形。图 6 是齿数为 3 的 Logix 齿轮的三维图形。

3 结论

(1) 在齿数很小时, Logix 齿轮也会出现根切现象, 但发生根切的齿数比渐开线齿轮小得多。Logix 齿条的齿廓曲线由许多微段渐开线连接而成, 而不是由单一的曲线形成, 通过合理地选择齿轮的齿形参数可以使 Logix 齿轮在不发生根切的情况下齿数进一步降低。

(2) 计算机绘图和计算数据表明所设计的齿形满足齿轮传动的基本要求, 且能实现极大的传动比。

[参考文献]

- [1] Komori T, Nagata S. A new gear profile of relative curvature being zero at contact points[A]. **Proceeding of International Conference on Gearing**[C]. China, CMES, 1988, (1)
- [2] Komori T, Ariga Y, Nagata S. A new gear profile having zero relative curvature at many contact points[J]. **Transactions of the ASME**, 1990, 12(3): 430~436
- [3] 李荣刚, 李剑峰, 冯显英. Logix 齿轮的根切原理研究[J]. 山东轻工业学院学报, 2001, 15(4): 30~33

(上接第 360 页)

5 结束语

本文提出的基于拆卸与或图模型的拆卸序列生成与评估方法可用于典型机电产品的拆卸回收性评估, 得到经济性与环境协调性较优的产品拆卸序列。

[参考文献]

- [1] Jovane F, Alting L, et al. A key issue in product life cycle: disassembly[J]. **Annals of the CIRP**, 1993, 42(2): 651~658
- [2] Zussman E, Kriwet A, Seliger G. Disassembly-oriented assessment methodology to support design for recycling[J]. **Annals of the CIRP**, 1994, 43(1): 9~14
- [3] 刘志峰, 夏链, 刘光复. 面向拆卸的产品回收设计方法研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 1997, 20(5): 7~12
- [4] Zhang H C, Kuo T C. A graph-based approach to disassembly model for end-of-life product recycling [A]. **IEEE/CPMT International Electronics Manufacturing Technology Symposium**[C], 1996: 247~254
- [5] 徐家球, 汪劲松, 邱述斌, 张伯鹏. 装配顺序的与或图生成算法研究[J]. 机械工程学报, 1994, 30(4): 36~41
- [6] Pnueli P, Zussman E. Evaluating the end-of-life of a product and improving it by redesign[J]. **Int. J. Prod. Res.**, 1997, 35(4): 921~942