最適化設計システムによるハイポサイクロイド
減速機用内歯車の極限設計*

八 重 島 公 郎**

Limit Design of Internal Gears for Hypocycloid Reduction Gears
Using Optimal Design System for Gears

by Koro YAEJIMA

Hypocycloid reduction gears produce a maximum reduction ratio, if the difference in the numbers of teeth between the internal gear and pinion is reduced to 1. However, such a limit design is very difficult, because such a reduction of the difference in the number of teeth induces various interferences. An internal gear having a zero difference in the number of teeth is best suited for a planetary gear mechanism that transmits its absolute rotation to the driven shaft at the ratio of 1 : 1. However, such a special gear set needs an operating pressure angle of 90 degrees, and thus cannot be designed by conventional formulae for ordinary internal gears. The author has so far devised an optimal designing system for the automatic design of internal gears. This paper presents an advanced application of the optimal design system to the automatic design of the above-mentioned special internal gears that require an extraordinarily difficult and special designing technique. Trial fabrication was also undertaken to confirm the designing computations obtained.

Key Words : Gear, Design System, Hypocycloid Reduction Gears, Internal Gears, Optimal Designing, Optimization Technique, Computer Program, CAD, Objective Function

1. 結 言

1段で得られる減速比が1/20～1/100の範囲で、入力軸と出力軸が一直線上にあり、しかも軸数が少なく、小形軽量に作り得るものとしては、ハイポサイクロイド減速機がある。この減速機では、内歯車とそれにかみあうピニオンの歯数差が少なければ少ないほど大きな減速比が得られ、歯数差が1枚となったとき最大の減速比が得られる。しかし、このように歯数差が少くなるとトロコイド干渉その他いろいろな干渉を生じやすく、設計が非常に困難となる。また遊星歯車の絶対回転を、そのまま1:1で出力軸に取り出すための機構としては、歯数差零の内歯車が最適であるが、この内歯車対は両車の基礎円直径が等しいため、かみあい圧力角が90°となり、通常の内歯車の設計計算式は適用できない。また中心距離を1枚差内歯車と等しくする必要があるため、横転位係数 u が導入されており、その設計は複雑である。したがってこれら特殊な内歯車対に対してはコンピュータによる効果的な設計が望まれる。著者はこれまで内歯車を自動的に設計

するための最適化設計システムを開発してきた⁽¹⁾⁽²⁾。本研究はこれら最適化自動設計システムの適用をさらに発展させ、設計が複雑で困難な歯数差1の内歯車とこれに結合する歯数差零の内歯車の最適化自動設計を試み、さらにその設計計算例につき試作を行ったものである。

2. 最適化設計システムの概要

始めに、適用した最適設計システムの概要を説明する。設計計算はミニフロピディスクユニットをもつ通常の8 bit CPU マイクロコンピュータにより行い、計算機言語としてはBASICを用いている。総バイト数は通常の内歯車の設計プログラムが58 KB (主要計算部14 KB)、歯数差零の内歯車の設計プログラムが62 KB (主要計算部15 KB)である。図1に通常の内歯車と歯数差零の内歯車の両方を兼用した転位インボリュート内歯車の最適化設計システムの概念的フローチャートを示す。(5), (6), (7), (15)で()に囲まれた部分は歯数差零の内歯車のみ、()に囲まれた部分は通常の内歯車のみに適用される部分であり他は両方に共通の部分である。左の点線で囲まれた部分が新たに開発された最適化手法(影響指数法)の部分である。この最適化設計は(1)の入力データから(2),

* 昭和61年3月14日 東海支部第35期総会講演会において講演。原稿受付 昭和60年7月17日。

** 正員、信州大学工学部 (〒380 長野市若里500)。

図 1 転位インボリュート内歯車の最適化設計システム

図 2 試作した減速機の構造

速比 1/40

速比 1/80

図 3 試作した減速機

表 1 歯数差 1 の内歯車の設計例

[LENGTH --- mm . ANGLE --- deg . TIME --- min]

	MAIN INPUT DATA (1)									
No	Design form (Object function)	Fixing of factor	Cutter		Fillet interference	Trimming (pinion- internalgear)	α_e	m	is	c n
			(For internal gear)	(For pinion)						
1	General design	Fixing	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	3.5	1.025	0.2
1*	Optimization I [c]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	3.5	1.025	0.2
2	General design	Fixing	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	1.75	1.013	0.1
2*	Optimization I [c]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	1.75	1.013	0.1
3*	Optimization I [c]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	14.5	2	1.013	0.1

	MAIN INPUT DATA (2)																	
No	cs	nmin	amax	stepa	Zmin	Zmax	Zmin	Zmax	stepZ	xmins	ximax	stepx	dkzmin	dkzmax	Zc	xc	Zc'	xc'
1	1.2	3.284	3.284	0.1	40	40	41	41	1	-1.0	-0.6	0.1	0	500	22	0.135	22	0.135
1'	1.2	2.5	3.5	0.1	40	40	41	41	1	-2.0	2.0	0.1	0	500	22	0.135	22	0.135
2	1.2	1.64	1.644	0.01	80	80	81	81	1	-2.0	0.0	0.1	0	500	44	0.245	44	0.245
2'	1.2	1.1	1.7	0.1	80	80	81	81	1	-2.0	-1.0	0.1	0	500	44	0.245	44	0.245
3'	1.8	1.0	2.0	0.01	80	80	81	81	1	-2.0	0.0	0.01	140	160	38	0.19	38	0.19

MAIN OUTPUT DATA										DATA FOR SEARCH	
No	n	Z	Zc	x1	x2	α_b	c	i	d	Search time	
1	3.284	40	41	-0.8	0.2	59.946	1.387	1.025	137.9	1.37	
1'	3.1	40	41	-0.729	0.14	57.963	1.532	1.025	137.478	3.03	
2	1.642	80	81	-1.0	0.0	59.946	1.326	1.013	138.25	1.25	
2'	1.6	80	81	-1.3	-0.36	59.076	1.498	1.013	136.989	3.22	
3'	1.69	80	81	-1.06	-0.062	55.05	2.049	1.013	157.751	4.62	

1 --- Influence index number method, [c] --- Contact ratio

表 2 歯数差零の内歯車の設計例

[LENGTH --- mm . ANGLE --- deg . TIME --- min]

MAIN INPUT DATA (1)													
No	Design form (Object function)	Fixing of factor	Cutter		Fillet interference	α_c	m	c n	cs	amin	amax	stepa	
			(For internal gear)	(For pinion)									
1	General design	Fixing	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	20	4	0.2	1.1	3.282	3.284	0.1	
1'	Optimization 1 [c]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	20	4	0.2	1.1	3.1	3.1	0.1	
2	General design	Fixing	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	20	3.5	0.1	1.1	1.641	1.642	0.1	
2'	Optimization 1 [c]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	20	3.5	0.1	1.1	1.6	1.6	0.1	
3'	Optimization 1 [c]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	14.5	2.5	0.1	1.1	1.69	1.69	0.1	

	MAIN INPUT DATA (2)																	
No	Zmin	Zmax	stepZ	Umin	Umax	stepU	uimin	uimax	stepu	ximin	ximax	stepx	dxzmin	dxzmax	Zc	xc	Zc'	xc'
1	29	29	1	1.0	1.0	0.1	0.4	0.4	0.1	-0.8	0.0	0.1	0	500	19	0.117	19	0.117
1'	28	30	1	0.8	1.2	0.1	0.3	0.5	0.1	-2.0	2.0	0.1	0	230	19	0.117	19	0.117
2	35	35	1	0.4	0.4	0.1	0.2	0.2	0.1	-1.0	0.0	0.1	0	500	17	0.11	17	0.11
2'	34	36	1	0.2	0.6	0.2	0.1	0.3	0.1	-2.0	2.0	0.1	0	240	17	0.11	17	0.11
3'	50	60	1	0.8	1.0	0.1	0.0	0.4	0.1	-1.0	1.0	0.1	120	160	30	0.172	30	0.172

MAIN OUTPUT DATA										DATA FOR SEARCH	
No	n	Z	U	u1	u2	x1	x2	c	dx	Search time	
1	3.284	29	1.0	0.4	0.6	-0.4	0.7	1.128	113.6	1.42	
1'	3.1	30	1.1	0.45	0.65	-0.4	0.428	1.484	115.423	7.78	
2	1.641	35	0.4	0.2	0.2	-0.5	0.363	1.374	118.041	1.88	
2'	1.6	36	0.6	0.3	0.3	-0.4	0.154	1.808	120.079	14.68	
3'	1.69	57	1.0	0.4	0.6	0.6	0.246	2.088	138.732	4.22	

1 --- Influence index number method, [c] --- Contact ratio

(3), (4), (5), (6), (7)を通り(8)の条件判断を満足するまで(8), (9), (10), (11), (12), (5), (6), (7)のループ構成でループを回り、条件を満足した場合、(14)の条件判断により最適化設計を行う。この場合は(14), (15), (16), (17), (18), (11), (12), (5), (6), (7), (8)のループ構成でループを回り、(12), (19)の条件判断を満足した場合のみ(20)により最適値の設計変数による再計算を行い出力に出るようになっている。この最適化の手法では、設計計算式や干渉限界線図^{(3)~(5)}、さらに実際のプログラム上での数値計算などにより、あらかじめ得られた影響指数を用いて設計変数の変化を行う。この影響指数は図1の(10)または(18)で与えられ、(11)で用いられる。

(11)の設計変数の変化は例えば転位係数 x の場合は次式により行われる。

$$x = x + \text{ous } x \cdot \text{step } x$$

この式でous x は影響指数であり、-1, +1, 0などの符号をもった数値で与えられ、式より明らかなごとく、その符号は設計変数の増減を表す。そして、他の設計変数の変化も同様にして行われる。ここでstep x は基本ステップ量であり、入力データにより与えられる。この影響指数は文献(1), (2)にくわしく説明した。なお、この簡易最適化手法により得られた最適値の検証や、多峰性の問題に対処するために格子点探索手法も併用している。

3. 最小歯数差内歯車の設計例と試作例

ハイポサイクロイド減速機では歯数差1枚の内歯車と歯数差零の内歯車を用いることがコンパクトという特色を大きく生かすみちであると考えられる。そこで両角および著者は減速比1/40と1/80の極めてコンパクトな減速機を設計試作した⁽⁶⁾。その速比 u は周知のごとく $u = (1 - Z_A \cdot Z_c / Z_B \cdot Z_D)$ で計算され、図2はその構造図であり、図3はその写真である。歯車の材質はS45Cとし、それぞれギヤシェーパー切りで製作した。試作減速機はその性能実験で、いずれも支障なく運転され、効率測定では速比1/40のものが約75%、速比1/80のものが約60%の効率を示した。

さて、これら減速機に用いた歯数差1枚の転位内歯車および歯数差零の転位内歯車の設計は文献(3)~(5)に示す多くの干渉限界線図を駆使して行われたが、それでもかなり高度の設計技術が必要とする。そこで、これら減速機用歯車の設計に最適化設計システムを適用し、設計を試みた。設計はまず歯数差1枚の転位内歯車に対して通常の設計に相当する一般設計を

行った。表1に示すものは主要な入出力データと設計最適値のデータを表にしたものであり、No. 1, 2に示すごとく、それぞれ歯数を1枚差に固定して入力した結果、いずれも約2minほどの設計時間で容易に出力され、その出力値は文献(6)のものと一致した。次に表2のNo. 1, 2に示すごとく歯数差零の内歯車の一般設計を行った。この場合、その中心距離は1枚差内歯車の設計値に固定して入力する。設計はいずれも約2minほどで出力され、その出力値は文献(6)の値に一致した。これにより歯数差1の転位内歯車およびこれと結合される歯数差零の転位内歯車の設計が本設計システムの一般設計の適用で容易に行い得ることがわかった。次に以上の各歯車に対し、かみあい率最大化の最適化設計を試みた。表1のNo. 1*, 2*および表2のNo. 1*, 2*がそれであり、No. 1, 2に比較してかなりのかみあい率の向上が得られている。さらに歯形基礎諸元データ α_c, m を変えてギヤシェーパー切りによる、減速機用内歯車(減速比1/80)のかみあい率最大化の最適化設計を行った。表1のNo. 3*および表2のNo. 3*がそれであり、いずれもかみあい率 $\varepsilon > 2$ が得られている。これらにより、この最適化設計システムの適用が減速機用歯車に対しても有効であることがわかった。次に表1および表2のNo. 1*, 2*, 3*のそれぞれについて試作を行った。その結果、試作歯車はいずれも干渉なく、なめらかにかみあい、その実用性が確認された。

4. 結 言

(1) 影響指数法による最適化設計システムをハイポサイクロイド減速機用内歯車の設計に適用した結果、設計が複雑で困難な歯数差1および歯数差零の転位内歯車の設計が容易に得られ、さらに α_c, m を変えてピニオンカットで歯切りする場合には、かみあい率 $\varepsilon > 2$ の設計が得られた。

(2) 最適化設計システムにより設計された、上記設計例につき試作を行った結果、試作歯車はいずれも干渉なくなめらかにかみあい、その実用性が確認された。

最後に御指導をいただいた信州大学名誉教授 両角宗晴先生と東京工業大学 吉本勇教授に感謝の意を表します。また試作などにご協力をいただいた信州大学工学部 平田幸吉、堤信一両技官にも感謝の意を表します。

文 献

- (1) 八重島, 精密機械, 51-2 (昭60), 400.

- (2) 八重島, 精機学会昭 58 年度関西地方定期学術講演会講演
論文集, (昭 58), 85.
 - (3) 両角, 機械の研究, 22-4 (昭 45), 606.
 - (4) 両角, 機械の研究, 22-5 (昭 45), 720.
 - (5) 両角, 機械の研究, 22-6 (昭 45), 870.
 - (6) 両角・八重島・平田, 信州大学工学部紀要, 31 (昭 46),
119.
-