内歯車かみあいにおける隅肉干渉量について*

八重島 公郎**

The Magnitude of Fillet Interference in Engagement of Internal Gears

Koro YAEJIMA

Fillet interference in the engagement of profile shifted involute internal gears occurs over a wide range of designing variables. Moreover, disturbance due to fillet interference very often escapes visual detection. Therefore, there is a tendency to overlook careful checking of this phenomenon without due theoretical reasons. To determine the degree of disturbance due to fillet interference in practical use of internal gears, fillet interference was defined in quantitative terms and theoretical formulae were derived. On the basis of the data obtained, a number of fillet interference diagrams were prepared. Detailed testing of the results confirmed that the checking of fillet interference is required except in some special cases. A course to modification of designing variables was suggested.

Key words: gear, internal gear, fillet interference, interference diagram, design variable

1. 緒 言

転位インボリュート内歯車のかみあいでは多くの干渉を考慮せねばならず、その設計は複雑であり、多くの試行錯誤が必要となる¹⁾²⁾。内歯車かみあいおよび歯切りにおける干渉には、トロコイド干渉やトリミングのように干渉を生ずることにより歯車が回転できなくなったり、歯形が削られてしまう干渉のほかには隅肉干渉のように正確な角速度伝達が乱されてしまう形式の、いわゆる接線的干渉がある。隅肉干渉については、いくつかの研究があり^{3)~5)}、これによると、この干渉はかなり広い範囲に生ずる上、その干渉限界は非常に複雑で、設計の際の多くの試行錯誤の大きな要因となっている。この干渉の程度は、これまで明らかになっておらず、そのため、この干渉のチェックを理論的根拠なしに省略する設計も行われており、この干渉の実用における干渉量を明らかにすることが望まれている。

本研究は、隅肉干渉が実用上どの程度の干渉量になるかを明らかにするため、まず干渉量を定義してその理論式を求め、それにより多くの数値計算を行って干渉量線図を作成した。そしてこの干渉量線図を考察して最大干渉量表を作成し、隅肉干渉の実用における干渉の程度を明らかにした。またこの干渉を避けるための各設計変数の変化の方向も明らかにした。

2. 隅 肉 干 渉

内歯車かみあいにおける隅肉干渉は、図1に示すごとくピニオン歯元の隅肉部に相手内歯車の歯先が当たる場合と、図5に示すごとく内歯車歯元の隅肉部に相手ピニオンの歯先が当たる場合とがある。そして、ピニオン歯元の隅肉干渉では、ピニオンの歯元隅肉がラック形工具で創成される場合と、ピニオンカッタで創成される場合に分けられる。いずれもインボリュート曲線以外のトロコイド隅肉曲線がかみあいに参加するため、正確な角速度伝達が乱され振動、騒音の原因になると共に、歯先かどに急速な摩耗を生ずるからこの干渉は理論的に避けるべきであることは明らかである。ここで、この干渉を避けるため相手歯車の歯先を削る方法も考えられるが、この方法は組立時にこの干渉を起こしていることがわかった場合に取られる特殊な方法で、通常は事前に設計変数の値を変えてこの干渉を避ける方法が取られる。そして、この干渉のチェックは隅肉の始まる点の圧力角と相手歯車の歯先がかみあう点の圧力角の大小を比較して行われており、この条件式¹⁾では干渉の程度までは不明である。

3. 隅 肉 干 渉 量

3.1 ピニオンの歯元における隅肉干渉量

図1はピニオンの歯元における隅肉干渉を示しており、図において内歯車の歯先かどの点tは、もし干渉を生じていない場合s点に接しているはずであるか

* 原稿受付 平成3年11月16日

** 正 会 員 信州大学工学部(長野市若里500)

Fig. 1 Fillet interference at the tooth flank of the pinion

ら、ピニオンの中心 O_1 を中心とする円弧上の長さ $\widehat{st} = u$ を、この場合の干渉量と定義する。いま、 a を中心距離、 α_b をかみあい圧力角、 α_c を工具圧力角、 Z_1 をピニオンの歯数、 x_1 をピニオンの転位係数、 r_{g1} をピニオンの基礎円半径、 r_{g2} を内歯車の基礎円半径、 r_{k2} を内歯車の歯先円半径、 α_{k2} を内歯車の歯先における圧力角、 r_{1f} をピニオン中心より t 点までの距離、 α_f を s および s' 点の圧力角とすると、

干渉量

$$\widehat{st} = \widehat{qt} - \widehat{qs} \quad (1)$$

$$\widehat{qt} = \delta_f r_{1f} \quad (2)$$

図2より

$$\widehat{qs} = r_{1f} \left\{ \frac{1}{Z_1} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha_c \right) + \text{inv } \alpha_c - \text{inv } \alpha_f \right\} \quad (3)$$

ここで

$$\cos \alpha_f = \frac{r_{g1}}{r_{1f}} \quad (4)$$

図1より

$$r_{1f} = \sqrt{r_{g1}^2 + (r_{k2} \sin \alpha_{k2} - a \sin \alpha_b)^2} \quad (5)$$

となり、式(2)の δ_f が特定されれば干渉量 $\widehat{st} = u$ が求め得ることになる。この $\widehat{qt}$ がピニオン中心 O_1 に対して開く角 δ_f は

$$\delta_f = \theta - \theta_f \quad (6)$$

Fig. 2 $\widehat{qs}$

Fig. 3 Fillet curve at the tooth flank of the pinion generated by the rack cutter

として求められる。この場合のピニオンの回転角 θ および O_1f と中心線 O_1P のなす角 θ_f は、ピニオン歯元の隅肉曲線を創成するラック形工具またはピニオンカッタとのかみあいを考慮することにより定められる。すなわち、図3において、 m をモジュール、 K を頂隙係数、 ρ をラックカッタの歯先丸み半径、 h_r を歯末のたけ係数、 r_1 を O_1 よりピッチ点 P までの距離とすると、

$$J = \left(\frac{\pi}{4} + x_1 \tan \alpha_c \right) m + \rho \sec \alpha_c + (h_r - x_1 m) \tan \alpha_c \quad (7)$$

ここで、

$$h_r = (h_k + K) m - \rho \quad (8)$$

$$\cos \phi = \frac{r\theta - J}{\sqrt{(r\theta - J)^2 + (hr - x_1 m)^2}} \quad (9)$$

Fig. 8 Interfering dimension at the tooth flank of the pinion generated by the rack cutter

Fig. 10 Interfering dimension at the tooth flank of the internal gear

Fig. 9 Interfering dimension at the tooth flank of the pinion generated by the pinion cutter

小さいものを除き、小数点以下1位から2位の位に現れている。この値は、かみあいにおいて特に大きな障害を起こす程の値では無いが、JISにおける平歯車・はすば歯車の歯形誤差の許容値が、モジュール7～10の場合3級で0.02 mm, 6級で0.061 mmであり、内

Table 1 Maximum interfering dimension (Fillet interference at the tooth flank of the pinion generated by the rack cutter)

$(S_n=0)$				
i	x_1	x_2	Z_1	maximum value mm
1.1	0.5	0.475 4	82	0.006 6
	0.0	-0.507 5	92	0.059 3
2	0.5	0.289 0	15	0.045 1
	0.0	-0.421 9	30	0.101 0
	-0.5	-1.132 9	45	0.158 3
	-1.0	-1.837 9	61	0.216 3
4	0.5	0.010 4	14	0.010 4
	0.0	-0.690 9	30	0.023 0
	-0.5	-1.532 3	46	0.035 9
	-1.0	-2.373 7	62	0.048 8

歯車の場合も、ほぼこれに準ずると考えると、この最大干渉量の値は決して無視できる値とは思われず、モジュールが小さくなれば干渉量の値も小さくなるが、また誤差の許容値も小さくなるから隅肉干渉のチェックは特に低級な場合(7・8級)を除き一般に必要であると思われる。また、干渉量線図および最大干渉量表に対する詳しい考察から、結言に示すような、この干渉を避けるための設計変数の変化の方向も明らかになった。

Table 2 Maximum interfering dimension (Fillet interference at the tooth flank of the pinion generated by the pinion cutter)

(S _n =0)						
Z _c	X _c	i	Z ₁	x ₁	x ₂	maximum value mm
15	0.3	2	100	1.0	0.999 9	0.021 0
			100	0.5	0.329 1	0.138 9
			37	0.0	-0.394 3	0.305 5
			55	-0.5	-1.092 8	0.381 4
			85	-1.0	-1.765 8	0.302 2
		4	100	1.0	0.999 9	0.021 0
			100	0.5	0.194 7	0.129 7
			100	0.0	-0.621 8	0.224 3
			100	-0.5	-1.451 0	0.226 6
			100	-1.0	-2.294 8	0.142 1
30	0.0	2	15	0.5	0.289 0	0.008 2
			30	0.0	-0.422 0	0.077 9
			45	-0.5	-1.132 9	0.093 2
			75	-1.0	-1.786 1	0.037 0
		4	29	0.0	-0.695 5	0.016 7
			40	-0.5	-1.562 0	0.013 4
			53	-1.0	-2.418 0	0.000 5
		2	100	0.5	0.329 1	0.006 4
			33	0.0	-0.407 1	0.129 6
			57	-0.5	-1.087 7	0.182 1
30	0.3	2	93	-1.0	-1.754 2	0.136 2
			100	0.5	0.194 7	0.004 6
			37	0.0	-0.668 6	0.047 8
			55	-0.5	-1.504 2	0.066 7
		4	75	-1.0	-2.334 9	0.040 2

5. 結 言

新たに隅肉干渉量を定義し、隅肉干渉量の計算式を求め、これによる数値計算を行って多くの干渉量線図を作成した。さらに最大干渉量線図、最大干渉量表を作成してこの干渉の程度を明らかにし、考察を行った。

その結果次の結論が得られた。

- (1) 最大隅肉干渉量を JIS の歯形誤差の許容値と比較した結果、精度等級 6 級以上の時は、設計時における隅肉干渉条件式によるチェックは必要である。特に内歯車の転位係数 x_2 が負の場合に干渉量が非常に多くなる場合があるので注意を要する。

Table 3 Maximum interfering dimension (Fillet interference at the tooth flank of the internal gear)

(S _n =0)						
Z _c	X _c	i	Z ₁	x ₁	x ₂	maximum value mm
15	0.3	2	100	0.362 0	1.0	0.067 8
			100	0.016 4	0.5	0.108 6
			100	-0.325 9	0.0	0.192 8
			36	-0.661 7	-0.5	1.013 7
		4	100	-0.180 4	1.0	0.110 4
			100	-0.388 9	0.5	0.150 9
			100	-0.595 0	0.0	0.209 7
			34	-0.796 5	-0.5	0.432 2
30	0.0	2	36	-0.661 7	-0.5	0.045 0
		4	34	-0.796 5	-0.5	0.000 5
	0.3	2	100	-0.326 0	0.0	0.013 5
			37	-0.661 6	-0.5	1.409 5
		4	100	-0.388 9	0.5	0.003 9
			100	-0.595 0	0.0	0.019 9
		34	-0.796 5	-0.5	0.149 9	

- (2) 一般的傾向として、歯数比 i 、内歯車の転位係数 x_2 、ピニオンの転位係数 x_1 、ピニオンカッタの歯数 Z_c の値を増加の方向へ、ピニオンカッタの転位係数 x_c の値を減少の方向へ変化させれば干渉量が減少し、この干渉を避けることができる。

終わりに種々御教示をいただいた両角宗晴信州大学名誉教授、研究に助力された信州大学工学部藤田亮技官、並びに大学院生神原直樹君に感謝の意を表します。

文 献

- 1) 両角宗晴：特殊歯車の精密工作——転位内歯車の効率とその設計 (3), (4), 機械の研究, 22, 6, 7 (1970) 874, 1002.
- 2) 八重島公郎：多用性を考慮した転位インポリュート歯車の簡易最適化設計 (第 2 報)——内歯車, 精密機械, 51, 2 (1985) 400.
- 3) 白井 恭：内歯車用ピニオンカッタに関する二三の問題, 精密機械, 11, 3 (1944) 159.
- 4) 両角宗晴, 八重島公郎：転位インポリュート内歯車の隅肉干渉限界線図, 信州大学工学部紀要, 30 (1971) 137.
- 5) 八重島公郎：歯数差零の転位インポリュート内歯車の隅肉干渉限界および無頂隙限界について, 信州大学工学部紀要, 32 (1972) 255.