

トルク比一定の歯車に関する研究 (第3報)

久野 精市郎

Study on the Tooth Profile of Constant Torque Ratio (3rd Report)

Seiichiro KUNO

In this report, it is purposed on the condition of constant torque ratio to research for useful profiles in the case of straight line of action. Namely, the relationship of friction angle λ , inclined angle of tooth profile α_0 , gear ratio i and coefficient k are considered, and the tooth profiles are obtained in the minimum number of teeth. There are clarified next matters.

- 1) If α_0 and k are constant the minimum number of teeth and range of i decrease as λ becomes smaller, but if α_0 and λ are constant they decrease as k becomes larger.
- 2) A tooth profile of follower is affected only by α_0 and λ , but that of driver by all items. On the definite condition the tooth profile is fixed by torque circle, and the whole depth by torque circle and number of teeth.
- 3) A curve of transmitted error is more expanded as λ becomes smaller, k and i become larger. But a rotatig angle in meshing of a pair of teeth is defined by α_0 and λ , and the minimum number of teeth is affected by relation between the angle and the curve.

1. 緒言

時計用歯車の歯形は各国で規格化されているが、伝達トルク等の問題のためそれぞれ修正されて使われている¹⁾。そこでここでは従来の伝達速比一定の条件をやめ、伝達トルク比を一定として接触点の軌跡を直線とし、実用になる歯形を求めることを目的とした。トルク比一定の歯車のかみあい関係は接触点の軌跡の式が極座標、歯形の式が接線座標²⁾³⁾、接線極座標⁴⁾⁵⁾、直交座標⁶⁾の場合について既に述べられているが、その一部⁷⁾

として歯形および回転角伝達誤差を接線極座標を使って求めた。すなわち、摩擦角、歯形の傾き角、増速比、定数を変化させ各々の影響を調べて最小歯数を求め、これらの中で実用になると思われるものを列挙した。

2. 計算式および条件

接触点の軌跡をトルク点 Q を極とする極座標で、歯形の式を 0_1 、 0_2 をそれぞれ極とする接線極座標で表し、摩擦角を λ とすればそれらの間に次の関係がある⁴⁾。

0_1 の歯先 (近寄り)

$$\begin{cases} P_1 = R_1 \cos(\theta + \lambda) + r \cos \lambda \\ \frac{dP_1}{d\alpha_1} = R_1 \sin(\theta + \lambda) + r \sin \lambda \end{cases}$$

0_2 の歯先 (遠のき)

$$\begin{cases} P_2 = R_2 \cos(\theta - \lambda) + r \cos \lambda \\ \frac{dP_2}{d\alpha_2} = R_2 \sin(\theta - \lambda) - r \sin \lambda \end{cases}$$

歯元 (遠のき)

$$\begin{cases} P_1 = R_1 \cos(\theta - \lambda) - r \cos \lambda \\ \frac{dP_1}{d\alpha_1} = R_1 \sin(\theta - \lambda) + r \sin \lambda \end{cases} \dots\dots\dots(1)$$

歯元 (近寄り)

$$\begin{cases} P_2 = R_2 \cos(\theta + \lambda) - r \cos \lambda \\ \frac{dP_2}{d\alpha_2} = R_2 \sin(\theta + \lambda) - r \sin \lambda \end{cases} \dots\dots\dots(2)$$

接触点の軌跡を直線 (近寄り側 $\theta = \theta_{01}$ 、遠のき側 $\theta = \theta_{02}$) とした歯形の式は

$$0_1 \text{の歯先} \begin{cases} \frac{dP_1}{d\alpha_1} = R_1 \frac{\sin \theta_{01}}{\cos \lambda} + P_1 \tan \lambda \\ \alpha_1 - \alpha_0 = \cot \lambda \log \frac{P_1 \sin \lambda + R_1 \sin \theta_{01}}{R_1 \sin \alpha_0 \sin \lambda + R_1 \sin \theta_{01}} \end{cases} \dots\dots\dots(3)$$

$$\text{歯元} \begin{cases} \frac{dP_1}{d\alpha_1} = R_1 \frac{\sin \theta_{02}}{\cos \lambda} - P_1 \tan \lambda \\ \alpha_0 - \alpha_1 = \cot \lambda \log \frac{R_1 \sin \theta_{02} - P_1 \sin \lambda}{R_1 \sin \theta_{02} - R_1 \sin \alpha_0 \sin \lambda} \end{cases} \dots\dots\dots(4)$$

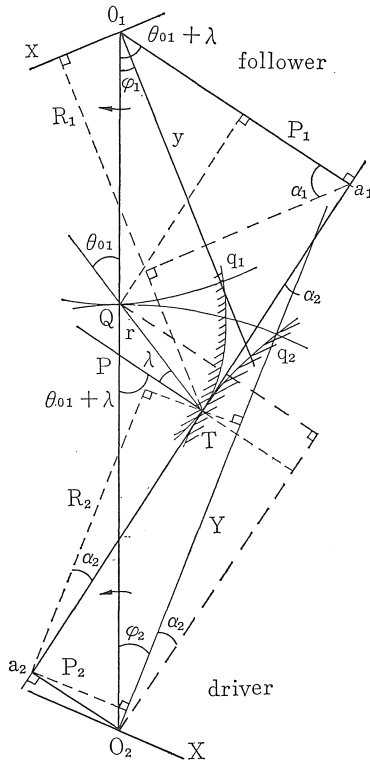


図-1 近寄り側

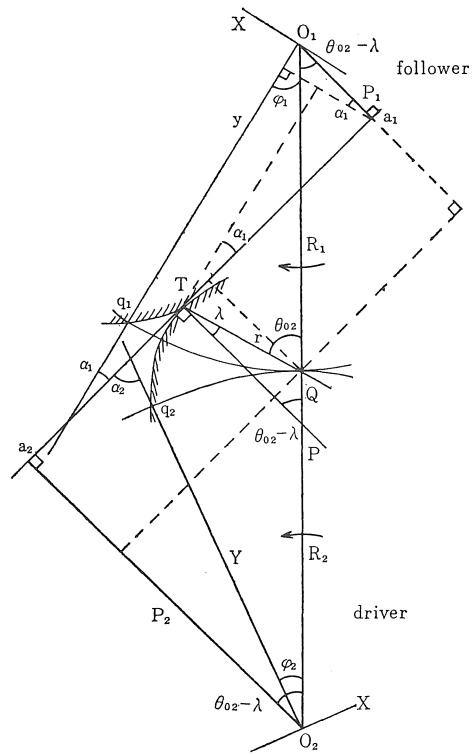


図-2 遠のき側

$$0_2 \text{の歯先} \begin{cases} \frac{dP_2}{d\alpha_2} = R_2 \frac{\sin\theta_{02}}{\cos\lambda} - P_2 \tan\lambda \\ \alpha_2 - \alpha_0 = \cot\lambda \log \frac{R_2 \sin\theta_{02} - R_2 \sin\alpha_0 \sin\lambda}{R_2 \sin\theta_{02} - P_2 \sin\lambda} \end{cases} \dots\dots\dots(5)$$

$$\text{歯元} \begin{cases} \frac{dP_2}{d\alpha_2} = R_2 \frac{\sin\theta_{01}}{\cos\lambda} + P_2 \tan\lambda \\ \alpha_0 - \alpha_2 = \cot\lambda \log \frac{R_2 \sin\alpha_0 \sin\lambda + R_2 \sin\theta_{01}}{P_2 \sin\lambda + R_2 \sin\theta_{01}} \end{cases} \dots\dots\dots(6)$$

これらと(7), (8)式⁴⁾より歯形を求めた。

$$0_1 \quad x = -P_1 \cos\alpha_1 + \frac{dP_1}{d\alpha_1} \sin\alpha_1 \quad y = P_1 \sin\alpha_1 + \frac{dP_1}{d\alpha_1} \cos\alpha_1 \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$0_2 \quad X = -P_2 \cos\alpha_2 + \frac{dP_2}{d\alpha_2} \sin\alpha_2 \quad Y = P_2 \sin\alpha_2 + \frac{dP_2}{d\alpha_2} \cos\alpha_2 \quad \dots\dots\dots(8)$$

また歯形の連続性から $\theta_{01} = 90^\circ - (\lambda - \alpha_0)$ $\theta_{02} = 90^\circ + (\lambda - \alpha_0)$ $\lambda \leq \alpha_0$ $\theta_{02} = \theta_{01} + 2\lambda$ となりこれから θ_0 の範囲は

$$\begin{cases} 90^\circ - 2\lambda \geq \theta_{01} \geq 90^\circ - \lambda - \alpha_{0max}. \\ 90^\circ \geq \theta_{02} \geq 90^\circ + \lambda - \alpha_{0max}. \end{cases} \dots\dots\dots(9)$$

となる。これから接触点の軌跡が $0_1 0_2$ とのなす角は表1ようになる。

回転角伝達誤差 ε は $0_1, 0_2$ の回転角を φ_1, φ_2 , 増速比を i として次式より求めた。

$$\text{近寄り} \begin{cases} \varphi_1 = (\theta_{01} + \lambda + \alpha_1) - 90^\circ \\ \varphi_2 = 90^\circ - (\theta_{01} + \lambda + \alpha_2) \end{cases} \quad \varepsilon = \varphi_1 - \frac{\varphi_2}{i} \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$\text{遠のき} \begin{cases} \varphi_1 = 90^\circ - (\theta_{02} - \lambda + \alpha_1) \\ \varphi_2 = (\theta_{02} - \lambda + \alpha_2) - 90^\circ \end{cases} \quad \varepsilon = \frac{\varphi_2}{i} - \varphi_1 \quad \dots\dots\dots(11)$$

1表 接触点の軌跡の θ_{01}, θ_{02} とのなす角及一歯の噛合における θ_{01} 歯車の遠のき側最大回転角

λ \ α_0	35°	30°	25°
5°	$\theta_{01}=50^\circ \quad \theta_{02}=60^\circ$ $\varphi_{max.}=30^\circ$	$\theta_{01}=55^\circ \quad \theta_{02}=65^\circ$ $\varphi_{max.}=25^\circ$	$\theta_{01}=60^\circ \quad \theta_{02}=70^\circ$ $\varphi_{max.}=20^\circ$
7.5°	$\theta_{01}=47.5^\circ \quad \theta_{02}=62.5^\circ$ $\varphi_{max.}=27.5^\circ$	$\theta_{01}=52.5^\circ \quad \theta_{02}=67.5^\circ$ $\varphi_{max.}=22.5^\circ$	$\theta_{01}=57.5^\circ \quad \theta_{02}=72.5^\circ$ $\varphi_{max.}=17.5^\circ$
10°	$\theta_{01}=45^\circ \quad \theta_{02}=65^\circ$ $\varphi_{max.}=25^\circ$	$\theta_{01}=50^\circ \quad \theta_{02}=70^\circ$ $\varphi_{max.}=20^\circ$	$\theta_{01}=55^\circ \quad \theta_{02}=75^\circ$ $\varphi_{max.}=15^\circ$

条件としては摩擦角 $\lambda=5^\circ, 7.5^\circ, 10^\circ$; 歯形の傾き角 $\alpha_0=35^\circ, 30^\circ, 25^\circ$; 増速比 $i=1, 2, 4, 6, 8, 10$; O_1

歯車のトルク円半径 $R_1=1$; O_2 のトルク円半径 $R_2=1.02iR_1, 1.04iR_1$; 定数 $k=1.02, 1.04$ である。

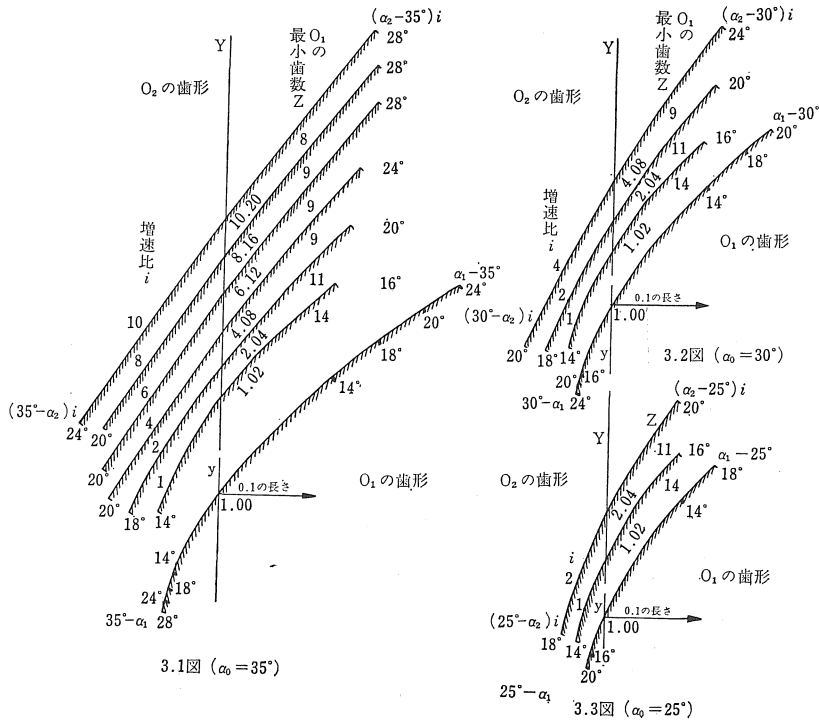


図-3 歯形 ($\lambda=5^\circ \quad R_2=1.02i$)

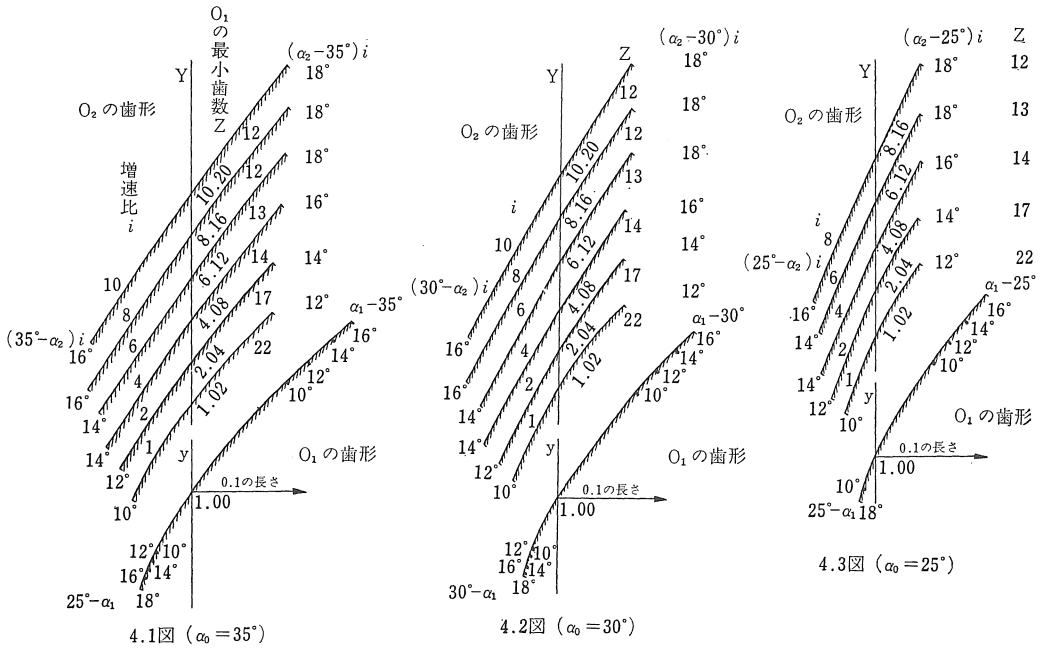


図-4 歯形 ($\lambda = 7.5^\circ$ $R_2 = 1.02 i$)

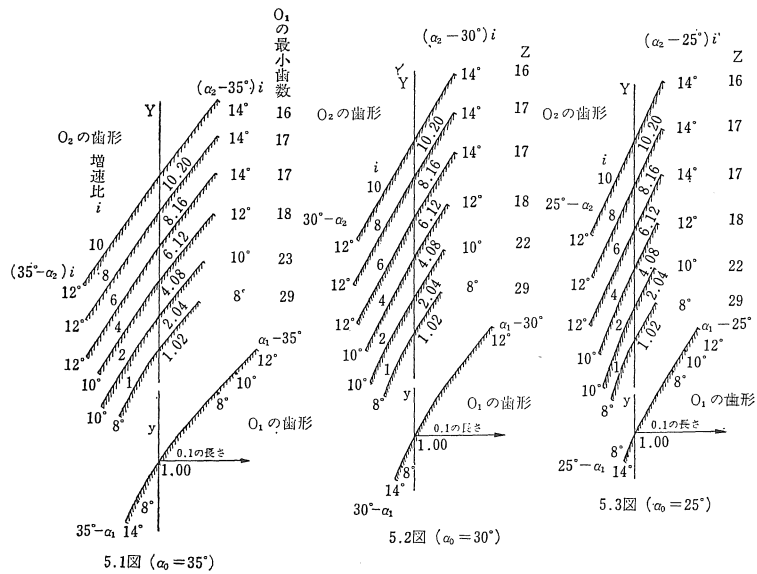
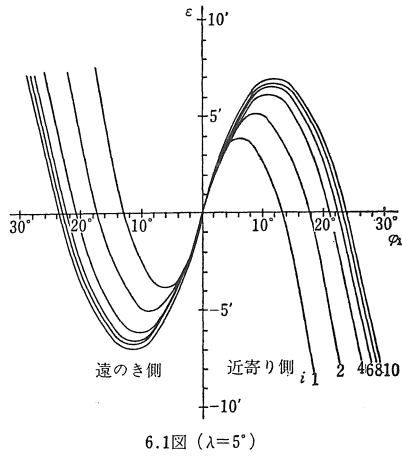
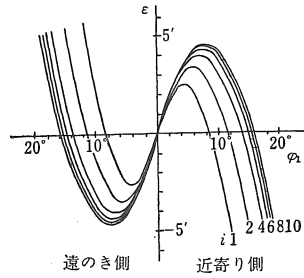


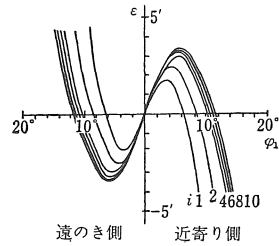
図-5 歯形 ($\lambda = 10^\circ$ $R_2 = 1.02 i$)



6.1図 ($\lambda=5^\circ$)



6.2図 ($\lambda=7.5^\circ$)



6.3図 ($\lambda=10^\circ$)

図-6 回転角伝達誤差 ($R_2=1.02i$)

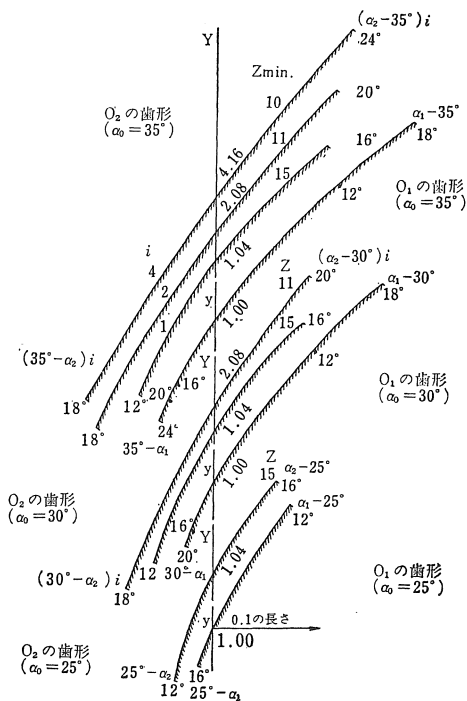


図-7 歯形 ($\lambda=7.5^\circ$ $R_2=1.04i$)

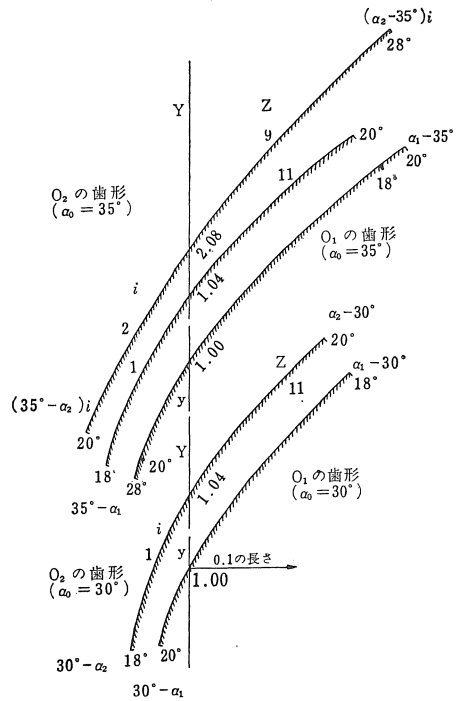


図-8 歯形 ($\lambda=10^\circ$ $R_2=1.04i$)

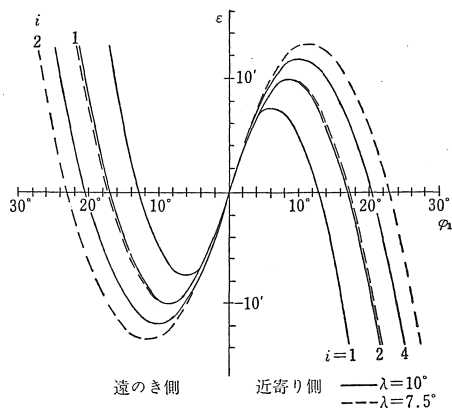


図-9 回転角伝達誤差 ($R_2=1.04i$)

3. 歯形および回転角伝達誤差

各図に記入されている $35^\circ - \alpha_1$, $35^\circ - \alpha_2$ などは 0_1 , 0_2 歯車の回転角になり, $(35^\circ - \alpha_2)i$, $(\alpha_2 - 35^\circ)i$ などはそれぞれのかみあい点における 0_1 歯車の回転角となる。

(ただし α は 2° おきにとった) なお, $k=1.02$ の各歯形の数値は紙面の都合で別に示す。

4. 考 察

1) 一歯のかみあい中における従動車の遠のき側最大回転角は $\varphi_{max} = \alpha_0 - \lambda$ である。回転角伝達誤差曲線がこの範囲で次の歯の曲線と連続するものを採用した。またその条件から最小歯数を求めた。

2) ピッチ点は回転と共に $0_1, 0_2$ 上を移動するので回転角誤差を伴う。誤差曲線は k, i および λ によって変化し, α_0 には影響なく, また近寄り側と遠のき側では正, 負が逆でトルク点に対称になる。

3) $k=1$ の場合, すなわち $R_2 = iR_1$ の時は伝達誤差は近寄り側では正のみで回転角と共に大きくなり, 遠のき側では負のみで次第に小さくなる。したがって次の歯との誤差曲線に段差ができる。

4) ここで求めた歯形は $R_1=1$ としたが R_1 をいくらかにとっても $R_2 = kiR_1$ から R_2 をきめれば同様に求ま

2表 0_1 歯車の歯形と回転角伝達誤差 ($\lambda=7.5^\circ$ $R_2=1.04i$)

かみあい	$\alpha_1 - \alpha_0$	$\alpha_0 = 35^\circ$		$\alpha_0 = 30^\circ$		ϵ の 値	
		x	y	x	y	$i=1$	$i=2$
歯 先 (近寄り側)	2°	0.0143	1.0197	0.0113	1.0188	$0.04'05''$	$0.04'13''$
	4	0.0299	1.0396	0.0239	1.0382	0.07.07	0.07.39
	6	0.0468	1.0598	0.0377	1.0579	0.09.06	0.10.16
	8	0.0651	1.0801	0.0529	1.0781	0.09.59	0.12.06
	10	0.0848	1.1005	0.0695	1.0985	0.09.46	0.13.06
	12	0.1060	1.1210	0.0874	1.1192	0.08.27	0.13.17
	14	0.1287	1.1414	0.1069	1.1400	0.05.59	0.12.39
	16	0.1528	1.1616	0.1278	1.1610	0.02.23	0.11.10
	18	0.1785	1.1817	0.1503	1.1820	-0.02.21	0.08.51
	20	0.2057	1.2015	0.1744	1.2029	-0.08.17	0.05.40
	$\alpha_0 - \alpha_1$	x	y	x	y	$i=1$	$i=2$
歯 元 (遠のき側)	2°	-0.0088	0.9869	-0.0063	0.9887	$-0.04'05''$	$-0.04'13''$
	4	-0.0166	0.9745	-0.0117	0.9781	-0.07.07	-0.07.39
	6	-0.0235	0.9626	-0.0162	0.9684	-0.09.06	-0.10.16
	8	-0.0294	0.9514	-0.0200	0.9594	-0.09.59	-0.12.06
	10	-0.0345	0.9409	-0.0231	0.9514	-0.09.46	-0.13.06
	12	-0.0388	0.9313	-0.0255	0.9443	-0.08.27	-0.13.17
	14	-0.0424	0.9224	-0.0274	0.9382	-0.05.59	-0.12.39
	16	-0.0453	0.9144	-0.0288	0.9331	-0.02.23	-0.11.10
	18	-0.0476	0.9073	-0.0297	0.9291	0.02.21	-0.08.51
	20	-0.0494	0.9012	-0.0303	0.9261	0.08.17	-0.05.40
	22	-0.0507	0.8960	-0.0306	0.9242	0.15.25	-0.01.38
	24	-0.0516	0.8918	—	—	0.23.46	0.03.15
	26	-0.0522	0.8887	—	—	0.33.21	0.09.02
28	-0.0524	0.8866	—	—	0.44.10	0.15.42	

3表 0₂歯車の歯形 ($\lambda=7.5^\circ$, $\alpha_0=35^\circ$ $R_2=1.04i$)

かみあい	$(\alpha_2-35^\circ)i$	$i=1$		$i=2$	
		X	Y	X	Y
歯先 (遠のき側)	2°	0.0102	1.0541	0.0100	2.0940
	4	0.0216	1.0687	0.0205	2.1082
	6	0.0342	1.0836	0.0316	2.1227
	8	0.0480	1.0989	0.0433	2.1373
	10	0.0630	1.1145	0.0555	2.1522
	12	0.0793	1.1302	0.0684	2.1673
	14	0.0969	1.1460	0.0818	2.1825
	16	0.1158	1.1619	0.0959	2.1978
	18	0.1360	1.1777	0.1106	2.2133
	20	0.1576	1.1934	0.1259	2.2289
	22	0.1806	1.2089	0.1419	2.2446
	24	0.2050	1.2241	0.1585	2.2604
26	0.2308	1.2390	0.1758	2.2762	
28	0.2579	1.2534	0.1937	2.2920	
	$(35^\circ-\alpha_2)i$	X	Y	X	Y
歯元 (近寄り側)	2°	-0.0135	1.0199	-0.0124	2.0620
	4	-0.0258	1.0003	-0.0242	2.0442
	6	-0.0369	0.9811	-0.0354	2.0266
	8	-0.0468	0.9625	-0.0460	2.0093
	10	-0.0556	0.9445	-0.0560	1.9923
	12	-0.0633	0.9272	-0.0655	1.9755
	14	-0.0700	0.9105	-0.0744	1.9590
	16	-0.0758	0.8946	-0.0829	1.9429
	18	-0.0807	0.8794	-0.0908	1.9270
	20	-0.0849	0.8651	-0.0982	1.9115

4表 0₂歯車の歯形 ($\lambda=7.5^\circ$, $\alpha_0=30^\circ$ $R_2=1.04i$)

かみあい	$(\alpha_2-30^\circ)i$	$i=1$	
		X	Y
歯先 (遠のき側)	2°	0.0075	1.0525
	4	0.0160	1.0656
	6	0.0257	1.0794
	8	0.0364	1.0937
	10	0.0484	1.1084
	12	0.0616	1.1236
	14	0.0760	1.1390
	16	0.0917	1.1548
	18	0.1088	1.1707
	20	0.1272	1.1867
	$(30^\circ-\alpha_2)i$	X	Y
歯元 (近寄り側)	2°	-0.0105	1.0210
	4	-0.0199	1.0026
	6	-0.0282	0.9849
	8	-0.0354	0.9680
	10	-0.0416	0.9518
	12	-0.0468	0.9365
	14	-0.0513	0.9220
	16	-0.0549	0.9084
18	-0.0578	0.8958	

5表 0₁歯車の歯形と回転角伝達誤差 ($\lambda=10^\circ$ $R_2=1.04i$)

かみあい	$\alpha_1-\alpha_0$	$\alpha_0=35^\circ$		$\alpha_0=30^\circ$		$\alpha_0=25^\circ$		ε の値		
		x	y	x	y	x	y	$i=1$	$i=2$	$i=4$
歯先 (近寄り側)	2°	0.0150	1.0207	0.0120	1.0200	0.0092	1.0188	0.03.54''	0.04.05''	0.04.10''
	4	0.0314	1.0417	0.0253	1.0405	0.0195	1.0382	0.06.24	0.07.06	0.07.27
	6	0.0492	1.0628	0.0400	1.0614	0.0311	1.0583	0.07.27	0.09.03	0.09.50
	8	0.0684	1.0842	0.0560	1.0826	0.0440	1.0790	0.07.02	0.09.54	0.11.19
	10	0.0891	1.1056	0.0735	1.1042	0.0583	1.1001	0.05.07	0.09.39	0.11.53
	12	0.1113	1.1270	0.0924	1.1260	0.0740	1.1217	0.01.40	0.08.17	0.11.32
	14	0.1350	1.1483	0.1129	1.1479	0.0912	1.1437	-0.03.19	0.05.47	0.10.15
	16	0.1602	1.1695	0.1349	1.1699	0.1099	1.1660	-0.09.54	0.02.09	0.08.01
18	0.1870	1.1905	0.1585	1.1920	0.1301	1.1885	-0.18.06	-0.02.39	0.04.51	

る。(前記の各表の数値を R_1 倍すればよい) また図には片断面のみを示してあるが、反対側も同じ歯形である。

5) $\lambda=2.5$ の場合についても他の条件と組合せて調べ

たが、 $R_2=1.02i$, $i=1$, $\alpha_0=35^\circ$ の時だけが $Z_{min.}=8$ で; また $k=1.06$ の場合の他との組合せでは、 $\lambda=10^\circ$, $i=1$, $\alpha_0=35^\circ$ の時だけが $Z_{min.}=10$ でそれぞれ実用可

	$\alpha_0 - \alpha_1$	x	y	x	y	x	y	$i=1$	$i=2$	$i=4$
歯元 (遠のき側)	2°	-0.0081	0.9880	-0.0056	0.9899	-0.0035	0.9921	-0.03.54''	-0.04.05''	-0.04.10''
	4	-0.0152	0.9766	-0.0104	0.9805	-0.0063	0.9852	-0.06.24	-0.07.06	-0.07.27
	6	-0.0214	0.9659	-0.0143	0.9720	-0.0085	0.9793	-0.07.27	-0.09.03	-0.09.50
	8	-0.0267	0.9559	-0.0176	0.9644	-0.0101	0.9744	-0.07.02	-0.09.54	-0.11.19
	10	-0.0312	0.9466	-0.0201	0.9577	-0.0112	0.9706	-0.05.07	-0.09.39	-0.11.53
	12	-0.0350	0.9382	-0.0221	0.9520	-0.0118	0.9679	-0.01.40	-0.08.17	-0.11.32
	14	-0.0381	0.9307	-0.0236	0.9473	-0.0122	0.9663	0.03.19	-0.05.47	-0.10.15
	16	-0.0405	0.9240	-0.0245	0.9437	-0.0123	0.9659	0.09.54	-0.02.09	-0.08.01
	18	-0.0423	0.9183	-0.0251	0.9411	—	—	0.18.06	0.02.39	-0.04.51
	20	-0.0437	0.9136	-0.0254	0.9397	—	—	0.27.58	0.08.38	-0.00.43
	22	-0.0446	0.9099	—	—	—	—	0.39.30	0.15.48	0.04.21
	24	-0.0452	0.9072	—	—	—	—	0.52.44	0.24.10	0.10.26

6表 0₂歯車の歯形 ($\lambda=10^\circ$, $\alpha_0=35^\circ$ $R_2=1.04 i$)

かみあい	$(\alpha_2 - 35^\circ)i$	$i=1$		$i=2$		$i=4$	
		X	Y	X	Y	X	Y
歯先 (遠のき側)	2°	0.0095	1.0530	0.0092	2.0929	0.0091	4.1728
	4	0.0200	1.0666	0.0189	2.1061	0.0184	4.1858
	6	0.0318	1.0805	0.0292	2.1195	0.0280	4.1989
	8	0.0447	1.0949	0.0401	2.1331	0.0379	4.2121
	10	0.0588	1.1095	0.0515	2.1470	0.0480	4.2255
	12	0.0742	1.1243	0.0635	2.1611	0.0585	4.2390
	14	0.0908	1.1393	0.0761	2.1753	0.0692	4.2526
	16	0.1088	1.1544	0.0894	2.1897	0.0802	4.2663
	18	0.1280	1.1694	0.1032	2.2043	0.0915	4.2801
	24	0.1486	1.1844	0.1176	2.2190	0.1031	4.2940
		0.1706	1.1992	0.1327	2.2338	0.1149	4.3080
		0.1938	1.2137	0.1483	2.2486	0.1271	4.3221
	$(35^\circ - \alpha_2)i$	X	Y	X	Y	X	Y
歯元 (近寄り側)	2°	-0.0143	1.0188	-0.0146	2.0587	-0.0148	4.1387
	4	-0.0272	0.9981	-0.0286	2.0377	-0.0292	4.1175
	6	-0.0390	0.9778	-0.0418	2.0168	-0.0433	4.0964
	8	-0.0495	0.9581	-0.0545	1.9962	-0.0571	4.0753
	10	-0.0588	0.9389	-0.0665	1.9758	-0.0706	4.0544
	12	-0.0671	0.9204	-0.0779	1.9556	-0.0837	4.0336
	14	-0.0743	0.9026	-0.0887	1.9358	-0.0965	4.0129
	16	-0.0805	0.8854	-0.0989	1.9162	-0.1090	3.9924
		-0.0858	0.8691	-0.1085	1.8968	-0.1212	3.9719

能であった。

6) 一般に入が大きい程 k を大きくすべきで、これにより歯数をやや少くできる。また遠のき側では α_0 を小さくしてもかみあい範囲が少くならないような接触点の軌跡(たとえば円など)とすれば最小歯数はなお少くなるものと思われる。

5. 結 言

1) 摩擦角 λ , 歯形の傾き角 α_0 , 増速比 i , 定数 k を与えて伝達トルク比一定の条件で、接触点の軌跡を直線とした場合の歯形を接線極座標を使って求めた。これらの中で実用になるものは9表の○印のものである。

2) α_0 , k が一定なら λ が小さい程, また λ , α_0 が一

7表 0₂歯車の歯形 ($\lambda=10^\circ, \alpha_0=30^\circ R_2=1.04i$)

かみあい	$(\alpha_2 - 30^\circ)i$	$i=1$		$i=2$	
		X	Y	X	Y
歯先 (遠のき側)	2°	0.0068	1.0513	0.0065	2.0911
	4	0.0146	1.0633	0.0136	2.1026
	6	0.0234	1.0759	0.0211	2.1144
	8	0.0334	1.0891	0.0292	2.1266
	10	0.0445	1.1028	0.0377	2.1390
	12	0.0568	1.1169	0.0468	2.1518
	14	0.0703	1.1314	0.0565	2.1649
	16	0.0850	1.1462	0.0667	2.1782
	18	0.1011	1.1612	0.0775	2.1918
	20	0.1185	1.1763	0.0889	2.2056
	$(30^\circ - \alpha_2)i$	X	Y	X	Y
歯元 (近寄り側)	2°	-0.0112	1.0198	-0.0115	2.0596
	4	-0.0212	1.0002	-0.0224	2.0395
	6	-0.0300	0.9812	-0.0327	2.0198
	8	-0.0378	0.9630	-0.0424	2.0003
	10	-0.0445	0.9456	-0.0515	1.9812
	12	-0.0502	0.9290	-0.0601	1.9625
	14	-0.0550	0.9132	-0.0681	1.9441
	16	-0.0590	0.8984	-0.0755	1.9261
	18	-0.0622	0.8844	-0.0825	1.9084

8表 0₂歯車の歯形 ($\lambda=10^\circ, \alpha_0=25^\circ R_2=1.04i$)

かみあい	$(\alpha_2 - 25^\circ)i$	$i=1$	
		X	Y
歯先 (遠のき側)	2°	0.0044	1.0491
	4	0.0098	1.0591
	6	0.0160	1.0699
	8	0.0232	1.0815
	10	0.0315	1.0937
	12	0.0409	1.1066
	14	0.0514	1.1201
	16	0.0631	1.1340
	$(25^\circ - \alpha_2)i$	X	Y
歯元 (近寄り側)	2°	-0.0084	1.0212
	4	-0.0156	1.0033
	6	-0.0219	0.9862
	8	-0.0271	0.9699
	10	-0.0315	0.9547
	12	-0.0351	0.9404

9表 使用できる歯形の範囲

λ	α_0	35°		30°		25°	
		1.02	1.04	1.02	1.04	1.02	1.04
5°	$i \backslash k$						
	1	○	×	○	×	○	×
	2	○	×	○	×	○	×
	4	○	×	○	×	×	×
	6	○	×	×	×	×	×
7.5°	8	○	×	×	×	×	×
	10	○	×	×	×	×	×
	1	○	○	○	○	○	×
	2	○	○	○	×	○	×
	4	○	×	○	×	○	×
10°	6	○	×	○	×	○	×
	8	○	×	○	×	○	×
	10	○	×	○	×	○	×
	1	○	○	○	○	○	○
	2	○	○	○	○	○	×

定なら k が大きい程最小歯数および i は少くなる。 λ お

よび k が一定なら α_0 が小さい程 i は少くなるが最小歯数には影響ない。

3) 従動車の歯形は α_0 および λ に関係し、駆動車の歯形は全ての項目に影響する。また各項目が一定なら歯の形はトルク円半径で決り、その大きさは半径と歯数で決る。また α_0 が小さく、 λ が大きい程遠のき側の歯形はなくなる。

4) 回転角伝達誤差は近寄り側と遠のき側で進み、遅れが逆になり、その値はトルク点に対称である。

5) 誤差曲線は α_0 には関係なく、 λ が小さく、 k および i が大きい程広がり、最小歯数は少くなる。ただ、一歯のかみあい中の従動車の遠のき側回転角は α_0 、 λ に関して制限され、これらの相関関係から最小歯数が決ってくる。

終りに本研究に当り御指導頂いた本学藤井教授、東北大学酒井教授、植川助教授および計算をお手伝い頂いた松本順子氏らの名を記して謝意を表します。

参考文献

1) R. Naville: Theory and production of gears for the watchmaking industry. MICROTECNIC, 21.5 (1967) 506.

- 2) 酒井高男・東谷宗郎：歯面間の摩擦に起因する歯車機構のトルク比変動，日本機械学会仙台地方講演会前刷1962.
- 3) 鎌本博夫：伝達トルク比一定の時計歯車の研究，精密機械30, 5(1964)385.
- 4) 久野精市郎：トルク比一定の歯車に関する研究（第1報），愛知工業大学研究報告2(1966)135.
- 5) 酒井高男・森田信義：トルク比一定の歯車に関する研究（第1報歯形論）精機学会東北支部講演会前刷1967.
- 6) 久野精市郎：トルク比一定の歯車に関する研究（第4報歯形論）精機学会日本機械学会共催諏訪地方講演会前刷1967.
- 7) 久野精市郎：トルク比一定の歯車に関する研究（第2報），愛知工業大学研究報告3(1967)147.