621.833.2

ハイポイドギヤおよびまがりばかさ歯車の心振れ, 面振れのその回転精度におよぼす影響*

近 藤 誠 造**, 榎本幸太郎***, 重 見 丈 夫****

On Runout of Hypoid Gear and Spiral Bevel Gear

by Seizo KONDO, Kotaro ENOMOTO, and Takeo SHIGEMI

Eccentricity of a gear causes accumulated pitch error once in every period of one revolution. On the uniform depth tooth hypoid gear, formulas to calculate the above pitch error are introduced and meshing tests for such gears are performed by the Wakuri's bevel gear meshing tester. The calculated values and the results of tests show a good coincidence.

These formulas can be applied to the spiral bevel gear without modification and also to the straight bevel gear by letting the spiral angle to be zero.

Comparison of the calculated values with British Standard shows the fact that the eccentricity of precision gears should be within 0.01 mm.

1. 緒 言

歯車が振れて回転すると1回転について1回ずつ大きな騒音を発する。これは振れによって歯車1回転の間にしだいに引込む集積ピッチ誤差が生じたためである。このために、ピッチや歯形などがどんなに正しい高精度の歯車でも振れて回転すれば当りも回転精度も悪くなる。したがって、歯車は振れないように歯切り組立てて使用せねばならない。

本論文では、ハイポイドギヤについて振れによって生ずるピッチ誤差の計算式を求めるとともに、高精度の等高歯ハイポイドギヤをわざと振らして試験機に取付け、そのかみあい精度を測定して、振れによって生ずる影響を調べた結果について報告する。

また、この計算式はまがりばかさ歯車の場合にもそのまま適用できるし、ねじれ角を零とおけばすぐばかさ歯車の場合にも用いることができる。なお、振れによって生ずるピッチ誤差とイギリス歯車精度規格とを比較して、歯車は振れによってこれだけのピッチ誤差を生ずるから、歯車のピッチ精度が規格の範囲内にはいるためには、振れをこの値以内に収めねばならぬということや、歯車を振れないように歯切り組立てるための要点等についても述べる。

2. 実験歯車と試験機

2.1 かみあい精度試験に用いた実験歯車 本実験に使用した等高歯ハイポイドギヤは、九州大学で試作したまがりばかさ歯車歯切盤で、次のようにして歯切したもので、その諸元を第1表に示す⁽¹⁾。

材料は SF 60, 鍛造, 荒削り後十分焼ならし, まず穴を正しく仕上げ, その穴にマンドリルを入れて外周と側面とを旋削仕上げした。特に, 第1図①②の取付基準面と外周基準面とは念入りに研削仕上げし, 正しく穴と直角および同心になるようにした。次に, この基準面を基準としてこれが振れないように歯切盤に取付けて歯切した。さらに, ①②にダイヤルゲージをあて, この振れが 10μ 以内になるように試験機に取付けてかみあい精度を測定した。

第1表 実験歯車の諸元

	ビ ニ オ ン	ギ ヤ
歯 数	16	32
歯幅中央歯直角モジュール	3.80	
外 端 ピ ッ チ 径	106.79 mm	150.45 mm
歯 幅	29.0 mm	26.0 mm
ピ ッ チ 円 す い 角 δ	33°8'	53°32'
歯幅中央ねじれ角 β (方向)	48°0' (左)	20°2' (右)
歯直角圧力角 α_n (とつ歯面)	31°50'	8°10'
歯直角圧力角 α_n (おう歯面)	8°10'	31°50'
歯 た け	8.00 mm	
限 界 圧 力 角	11°50'	
オ フ セ ッ ト 量	38.1 mm	

軸角 90°, 材料: SF 60, $H_s \sim 25$,
カット: 直径 6 in, 圧力角 20°, 零番

* 昭和 37 年 4 月 3 日 第 39 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 38 年 9 月 28 日。

** 正員, 九州大学教養部(福岡市大坪町)。

*** 正員, 東芝機械会社沼津工場。

**** 正員, 日立造船会社。

実際の歯切組立作業においては, 上記のように穴と両基準面とが振れないように行なわねばならない。また, 軸付きの歯車の場合も同様である。

2.2 かみあい精度試験機 和栗式かさ歯車かみあい精度試験機⁽²⁾をハイポイドギヤ用に改造して使用した。改造はピニオン軸がギヤ軸に対して所定の距離だけオフセットできるようにした。

この試験機で前述の等高歯ハイポイドギヤのかみあい精度を測定したのが第2図である。この試験機はピニオン2回転, ギヤ1回転でペンが1回転し, 被動歯車であるギヤが理想回転から進みすぎるとペンは外へ出るようになっていて, 歯車に狂いのないときはまん丸い円を描く。中央の山は厚さ 0.14 mm のフィルムをギヤの歯面にはって, その厚さに相当する狂いをわざと与えて描かしたもので, 一歯のかみあい状態がわ

かる。また, 山の高さからだいたいの倍率もわかる。

いま, フィルムの厚さを S , 歯直角圧力角を α_n , ねじれ角を β とすると, 次式の ΔS だけ正面ピッチが狂い, 歯面が歯車の回転方向に出たことになる。

$$\Delta S = \frac{S}{\cos \alpha_n \cos \beta} \dots\dots\dots (1)$$

描かれた山の高さを a とすると, 試験機の倍率は $a/\Delta S$ である。

なお, ペンの回転方向はギヤの回転方向と同じである(第2図の矢印)。

第2図は実にりっぱなまん丸い円を描き, なめらかな理想回転を行なっている。また, 一歯のかみあい状態も良好である。この実験歯車をわざと振らして試験機に取付け, 以下の実験を行なった。実験はピニオンおう(凹)歯面, ギヤとつ(凸)歯面のかみあいである。

3. 面 振 れ

第1図の①にダイヤルゲージをあてた時の振れが面振れである。第3図(a)で, 面振れのために歯面が正しい位置からピッチ円すい頂点の側へ, 歯車軸と平行に Δx だけ出た, すなわち P 点が P' 点に来たと考える。(b)図は右ねじれ歯車とつ歯面の P 点付近を拡大

第1図 歯車材の基準面

第2図 実験歯車のかみあい精度曲線
(ピニオンおう歯面, ギヤとつ歯面のかみあい, 中央の山はギヤの歯面に厚さ 0.14 mm のフィルムをはって描かしたもの)

第3図 右ねじれ歯車とつ歯面の面振れ

して立体的に描いたもので、ABCD 歯面が歯車軸に平行に移動して A'B'C'D' に来る。今の場合、 Δx の値も小さく、P 点付近のごく微小部分について考えるのであるから、歯面は平面で、面振れによって Δx だけ歯車軸に平行に移動すると考えることができる。

P 点でピッチ母線に直角に交わる平面と A'B' との交点を Q' とすると、P 点が P' 点、Q 点が Q' 点、H 点が P の位置に来る。この H 点はピッチ母線 OP と歯車軸を含む平面上にある。この時、 $\overline{PP'} = \overline{QQ'} = \overline{HP} = \Delta x$ で、 $\overline{PQ'} = \Delta t$ が面振れによって生じた正面ピッチ誤差になる。

P 点でピッチ母線に直角に交わる平面が AB と交わる点を F、H よりピッチ母線に平行に引いた線と交わる点を E とすると、 $\angle PEF = \angle PEH = \angle R$ で、 $\angle FPE = \alpha_s$ (正面圧力角) である。 α_s は次式で求まる。

$$\tan \alpha_s = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad \dots\dots\dots (2)$$

F を通るピッチ母線に平行な線と HQ との交点を G とする。また、 $\angle PHE = \delta$ (ピッチ円すい角)、 $\angle QFG = \beta$ (ねじれ角) であるから、

$$\overline{HG} = \overline{EF} = \overline{PH} \sin \delta \tan \alpha_s$$

$$\overline{QG} = \overline{FG} \tan \beta = \overline{HE} \tan \beta$$

$$= \overline{PH} \cos \delta \tan \beta$$

$$\Delta t = \overline{PQ'} = \overline{HQ} = \overline{HG} - \overline{QG}$$

$$= \Delta x (\sin \delta \tan \alpha_s - \cos \delta \tan \beta) \quad \dots\dots\dots (3)$$

(3) 式はとつ歯面であるが、おう歯面の場合は同様に考えて次式のようになる。

$$\Delta t = \Delta x (\sin \delta \tan \alpha_s + \cos \delta \tan \beta) \quad \dots\dots\dots (4)$$

第 4 図で Δx 最大の位置 A から角 ϕ だけ回った位置 B の Δx の値は $\Delta x_{\max} \cos \phi$ である。したがって、一般に

$$\Delta t = \Delta x_{\max} (\sin \delta \tan \alpha_s \mp \cos \delta \tan \beta) \cos \phi$$

— はとつ歯面, + はおう歯面

$\dots\dots\dots (5)$

() 内はその歯車については一定の値であるから、集積ピッチ誤差 Δt は cosine 曲線を描いて変化し、 $\phi = 0^\circ$ と 180° の点で最大値と最小値を示す。() 内の値が正の時は Δx が最大の位置で、すなわち $\phi = 0$ の A の位置で Δt も最大になるが、とつ歯面の場合には () 内が負になることもあるわけで、この時には $\phi = 180^\circ$ の位置で Δt は最大になる。

ダイヤルゲージの読みの最大振れは $2\Delta x_{\max}$ で、この時の最大集積ピッチ誤差は $2\Delta t_{\max}$ になる。

$$2\Delta t_{\max} = 2\Delta x_{\max} (\sin \delta \tan \alpha_s \mp \cos \delta \tan \beta)$$

ただし、— はとつ歯面, + はおう歯面

$\dots\dots\dots (6)$

4. ピニオンの正面ピッチ誤差がギヤにおよぼす影響

ハイポイドギヤではピニオンとギヤのねじれ角が異なり、歯直角ピッチが等しくて、正面ピッチが違っている。このためピニオンからギヤを駆動する場合、ギヤのピッチ誤差はそのまま被動歯車ギヤの回転誤差となるが、ピニオンの正面ピッチ誤差 Δt_P がギヤの回転におよぼす誤差は

$$\Delta t_G' = \Delta t_P \frac{\cos \beta_P}{\cos \beta_G} \quad \dots\dots\dots (7)$$

β_P, β_G はピニオン、ギヤのねじれ角で、一般に実用されているハイポイドギヤでは、 $\beta_P > \beta_G$ である。このため $\Delta t_P > \Delta t_G'$ になり、ピニオンからギヤを駆動する場合、ピニオンのピッチ誤差はギヤに対して小さく影響する。

5. 面振れの実験結果

5.1 ピニオンの面振れ 第 5 図はピニオンをわざと 0.10 mm ($2\Delta x_{\max}$) の面振れに傾けて試験機に取付け、描かしたかみあい精度曲線である。中央の山のかみあい始め (A) の所が $\Delta x_{\min}$ の位置で、(A) と 90° の (B) の所が $\Delta x_{\max}$ の位置である。ギヤは (A) から (B) に行くにつれてしだいに理想回転より進みすぎ、ペンはしだいに外へ出る。(B) で最大となり、(B) からしだいにおくれ始めて (A)' でピニオンが 1 回転する。したがって、この面振れのためにピニオ

第 4 図 面振れの大きさ Δx

ン1回転の間にしだいにしだいに引込む集積ピッチ誤差が、ピニオンに生じていることになる。

ギヤの歯面にはったフィルムの厚さは0.14 mmで、これによってギヤは(1)式の ΔS だけ理想回転より進みすぎる。これが山の高さ a に相当するから、(B)の位置の高さ b よりギヤの最大進みすぎは、

$$\frac{0.14}{\cos \alpha_n \cos \beta} \frac{b}{a} \approx 0.07 \text{ mm}$$

と図より推算できる。

また、(6)式より数値計算した $2\Delta t_{\max}$ の値は0.105 mmで、(7)式よりギヤの最大進みすぎは $2\Delta t'_{\max} \approx 0.07 \text{ mm}$ となって、図より推算した値とよく一致している。

5.2 ギヤの面振れ ギヤはとつ歯面のかみあい、で、この場合(5)式の()内が負になる。

第6図はギヤにわざと0.26 mmの面振れを与えて描かしたもので、(A)が $\Delta x_{\max}$ の位置である。その180°反対側(B)の $\Delta x_{\min}$ の位置で、かみあい精度曲線の振れが最大になっている。

6. 心 振 れ

第1図の②にダイヤルゲージを当てたときの振れが心振れで、歯車が偏心した場合である。

第7図は右ねじれ歯車のとつ歯面を示す。平面図で歯車はOを中心としてピッチ、歯形等が理想的に正しいものとし、この歯車が Δy だけ偏心した O_1 を中心として回転するものとする。このとき、 O_1OA 線より角 ϕ の位置にある歯Pの理想の位置は、ここから OO_1 と平行な方向に Δy だけずれた P' で、 $\overline{PP'} = \Delta y$ 、 $\angle P'PP_1 = \phi$ である。微小部分であるから、歯面を平

面、 $P'P_1E$ が直線でOPBに垂直と考えると、

$$\overline{P'P_1} = \Delta y \sin \phi, \quad \overline{PP_1} = \Delta y \cos \phi$$

いま、この平面図が立面図のOP断面であるとする、 P' の理想の位置に対して実際の歯はPにあるから、 $\overline{P'E} = \Delta t$ の正面ピッチ誤差があることになる。

第7図右下の図はP点付近を拡大して描いた立体線図である。 $P'P_1E$ を含むピッチ母線に垂直な平面がピッチ母線と交わる点をG、歯すじと交わる点をFとすると、 $\angle PGF = \angle PGP_1 = \angle PP_1P' = \angle R$ 、 $\angle PP_1G = \delta$ (ピッチ円すい角)、Fより GP_1 に平行に引いた線が P_1E と交わる点をHとすると、

$2\Delta x_{\max} = 0.26 \text{ mm}$
フィルム厚さ 0.14 mm

第6図 ギヤの面振れ

$2\Delta x_{\max} = 0.10 \text{ mm}$
フィルム厚さ 0.14 mm

第5図 ピニオンの面振れ

第7図 右ねじれ歯車とつ歯面の心振れ

$$\angle HFE = \alpha_s \text{ (正面圧力角)}$$

$$\overline{P_1H} = \overline{GF} = \overline{PP_1} \sin \delta \tan \beta$$

$$\overline{FH} = \overline{GP_1} = \overline{PP_1} \cos \delta$$

$$\overline{HE} = \overline{FH} \tan \alpha_s$$

であるから、正面ピッチ誤差 Δt は、

$$\begin{aligned} \Delta t &= \overline{P'E} = \overline{P'P_1} + \overline{P_1H} + \overline{HE} \\ &= (\sin \phi + \cos \phi \sin \delta \tan \beta \\ &\quad + \cos \phi \cos \delta \tan \alpha_s) \Delta y \end{aligned}$$

上式はとつ歯面の場合で、おう歯面の場合も同じように考えて求めることができ、一般式として次式を得る。

$$\Delta t = \pm \{ (\cos \delta \tan \alpha_s \pm \sin \delta \tan \beta) \cos \phi + \sin \phi \} \Delta y$$

ただし、+ はとつ歯面、- はおう歯面

.....(8)

上式の Δt は次式の ϕ の位置で最大値 $\Delta t_{\max}$ になる。

$$\tan \phi = \frac{1}{\cos \delta \tan \alpha_s \pm \sin \delta \tan \beta} \pm \sin \phi > 0$$

ただし、+ はとつ歯面、- はおう歯面

.....(9)

(9) 式で計算される ϕ の値を (8) 式に代入して得られる Δt の値が最大値 $\Delta t_{\max}$ で、心振れによって生ずる最大集積ピッチ誤差は $2\Delta t_{\max}$ となる。また、ダイヤルゲージによって測定される心振れの読みの最大値は $2\Delta y$ である。

以上は右ねじれ歯車の場合であるが、左ねじれ歯車の場合には ϕ を O_1OA 線より反時計方向にとればよい。

$2\Delta y = 0.09 \text{ mm}$
フィルム厚さ 0.14 mm

第8図 ピニオンの心振れ

7. 心振れの実験結果

第8図はピニオンにわざと 0.09 mm ($2\Delta y$) の心振れを与えて描かしたもので、山の中央 (A) の位置が心振れの最も大きい第7図のAの位置である。(A)とピッチ誤差が最大になる (B) の位置との間の角度を図より測定すれば $\sim 33^\circ$ である。

次に、(9) 式を用いて Δt が最大になる ϕ の値を計算する。

ピニオンはおう歯面がかみあっているから、

$$\tan \phi = \frac{1}{\cos \delta \tan \alpha_s - \sin \delta \tan \beta} = -2.3395$$

$-\sin \phi > 0$

ピニオンは左ねじれであるから、第9図の O_1OA 線より反時計方向に ϕ をはかり、 $\tan \phi = -2.3395$ で、 $\sin \phi$ が負になるような ϕ の値を求めると、 $\phi = 293^\circ 9'$ である。

ピニオンは第9図の矢印Cの方向に回転しているから、Aの歯がかみあってから $360^\circ - 293^\circ 9' = 66^\circ 51'$ だけ回ってBの歯がかみあった時に Δt は最大になる。

また、試験機はピニオン2回転、ギヤ1回転でペンが1回転するから、ピニオンが $66^\circ 51'$ 回転するとギヤとペンは $33^\circ 25'$ 回転する。第8図で、ペンは矢印の方向に回っているから、(A)から約 33° 回った(B)でペンの振れが最大となり、計算と測定実験結果とがよく一致している。

8. まがりばかき歯車とすぐばかき歯車の場合

上記の (5), (6), (8), (9) 式はまがりばかき歯車の場合にもそのまま用いることができる。

すぐばかき歯車の場合にはねじれ角 β が零で、次式のようになる。

面振れの場合、(5), (6) 式より、

第9図 実験歯車のピニオンおう歯面の心振れによるピッチ誤差最大の位置B

$$\Delta t = \Delta x_{\max} \sin \delta \tan \alpha_s \cos \phi$$

$$2\Delta t_{\max} = 2\Delta x_{\max} \sin \delta \tan \alpha_s$$

心振れの場合, (8) 式より,

$$\Delta t = \pm (\cos \delta \tan \alpha_s \cos \phi + \sin \phi) \Delta y$$

$\Delta t_{\max}$ の ϕ の位置は (9) 式より,

$$\tan \phi = \frac{1}{\cos \delta \tan \alpha_s}$$

$$\pm \sin \phi > 0$$

ただし, $+$ は外端から見て右歯面(第 10 図), $-$ は左歯面で, ϕ は時計方向にとる.

9. 振れとピッチ誤差との関係

第 11 図は本実験に使用した等高歯ハイポイドギヤについて, 面振れ ($2\Delta x_{\max}$) と心振れ ($2\Delta y$) に対する最大集積ピッチ誤差 ($2\Delta t_{\max}$) の関係を示したもので, 横軸に振れ ($2\Delta x_{\max}$, $2\Delta y$), 縦軸に上述の式で計算した最大集積ピッチ誤差 ($2\Delta t_{\max}$) をとる. 左図はピニオンおう歯面, ギヤとつ歯面の正回転のかみあいの場合で, 右図は反対回転 (ピニオンとつ歯面とギヤおう歯面のかみあい) の場合である.

この実験歯車についていえば, 心振れによって生ずる誤差のほうが面振れによるものよりも影響が大である. また, ギヤとつ歯面の面振れによる影響は小さく, 第 6 図は $2\Delta x_{\max}$ を 0.26 mm にもとったのであるがペンの振れはそんなに大きくない.

10. 振れによって生ずる集積ピッチ誤差と精度規格との比較

振れによって生ずる集積ピッチ誤差をまがりばかさ歯車のイギリス歯車精度規格と比較し, どの程度の振

れまでは許しうるかという参考値としたい.

第 2 表はイギリス規格である. この L の値として Δt の変化の割合が最も大きい歯車 4 分の 1 回転の間をとった. この間の最大集積ピッチ誤差を実験歯車について計算した値を縦軸に, 横軸には振れ $2\Delta x_{\max}$, $2\Delta y$ をとって描いたのが第 12 図である. 図の一点鎖線は第 2 表によって計算した値である.

かみあい試験を行なったピニオンおう歯面についていえば, 第 12 図より高級歯車で ~ 0.06 mm, 精密歯車で ~ 0.025 mm 以内に振れを収めねばならない. ギヤとつ歯面は高級歯車で ~ 0.07 mm, 精密歯車で ~ 0.03 mm である.

しかし, これはピッチにも歯形にも全く誤差のない理想的な歯車についてである. ピッチ誤差がある実際の歯車では, ピッチ誤差と振れによる誤差とを合わせたものが上記の範囲内にはいられなければならない. したがって, 精密歯車でそれ自身のピッチ誤差を 0.01 $\sim$ 0.015 mm とすれば, 第 12 図から振れは少なくとも 0.01 mm 以内に収めねばならない.

11. 結 言

- (1) 歯車の振れを極小にするには, 基準面を正し

第 2 表 まがりばかさ歯車の精度規格 (BS 545)

	集積ピッチ誤差 (単位 0.001 in)
精 密 歯 車	$0.1t + 0.1L + 0.4$
高 級 歯 車	$0.2t + 0.2L + 1.2$
実 用 歯 車	$0.3t + 0.3L + 2.0$

t : 円周ピッチ (in)

L : 歯面がしだいに出来るいは引込むその変化の最も大きい問題の歯面間のピッチ円周上の距離 (in)

第 10 図 すばりばかさ歯車の ϕ の方向

第 11 図 実験に使用したハイポイドギヤの振れとそれによって生ずる最大集積ピッチ誤差との関係

く仕上げて、この振れが極小になるように歯切および組立てを行なうことがたいせつである。

(2) 心振れ、面振れによって生ずるピッチ誤差の計算式は、ハイポイドギヤやかき歯車の振れの許容値を算定する場合の一つの目安になるのではなからうか。

(3) 歯車が振れた場合ピッチ誤差が生ずることは上述のとおりであるが、かみあい圧力角等にも誤差を生ずる。もちろん、当りも悪くなる。

第 5, 6, 8 図のかみあい精度曲線は歯車 1 回転について 1 回大きく振れていて、一歯ごとの誤差によって生ずる精度曲線の波打ちは比較的小さい。すなわち、振れによって生ずる誤差がかみあい精度におよぼす影響は集積ピッチ誤差によるものが最も大きいことを示している。

本論文では、影響の最も大きいピッチ誤差について報告したが、その他の誤差の影響については引続き研究を進めて行く予定である。

第 12 図 実験に使用したハイポイドギヤの振れによって生ずるピッチ誤差と BS 精度規格との比較

本研究を行なうに当り種々ご指導をいただいた久留米工業短期大学 和栗 明学長、本実験を行なった九州大学工学部生産機械教室の上野 拓教授を初め同実験室の皆様深く感謝の意を表します。

文 献

- (1) 近藤, 機械の研究, 13-11 (昭 36-11), 1407.
- (2) 和栗, 機械及び電気, 4-6 (昭 14-6), 371.

宇宙飛行体自動探査の新しい時代

フロリダ州 Eglin 空軍基地に見えマヤ族の神殿を思わせるような南に面して傾斜した面をもつ巨大な三角形の地上 15 階にも及ぶ建物が建設された。斜面上には位相配列されたアンテナ素子が配置されており送信用とこれより一まわり大きい受信用アンテナがある。これは宇宙飛行体自動探査用レーダ AN/FPS-85 で、使用周波数は 400~500 Mc 帯で電波は鋭いビームにされ電子走査される。このレーダは赤道上経度 60° 上にわたってすべての地球周辺ならびに宇宙空間にまで出た人工衛星ミサイルなどの飛行体を検知することができる。とらえた情報は Bendix & Airborne 社の IBM 7044 を持っているデータ処理所に送られると同時にコロラド州の SPADATS (Space Detection and Tracking System) 中央監視所に送られて情報が評価される。これによって今までになかった初めての飛行体がこのレーダの視界にはいったことがすぐ発見される。

これとは別に Cloudcroft のサクラメント山頂に天体観測用望遠鏡とその焦点におかれたファイバオプテ

ィクス系がイメージオルシコンにつながれテレビジョンで影像を伝送するものである。常に天球上を走査してすべての視界にはいつてきた影像の情報を検知し、データ処理によって情報を評価している。この情報も前のレーダの場合と同様 SPADATS に送られている。しかしこの観測は飛行体の太陽光線を反射する光の検出によっているので当然夜間のみしか行なえない。また天候も良くなければならないが、Cloudcroft は一年中天候がよい。星のように静止しているものや飛行機のような移動物も検出して観測の対象から取除くことができる。この宇宙飛行体観測機は AN/FSR-2 といわれバーリントン (Mass) の RCA 社、前のレーダは Bendir 社で製作されたものである。これらの実現は今までの宇宙探査の幼稚な時代から急激に本格した宇宙飛行体探査追尾の時代にはいったエポックといえるだろう。

(Electronics, 1964, Vol. 37, No. 7, p. 24)

(日本科学技術情報センター提供)