

## スクリー圧縮機のロータ歯形に関する研究\*

田村 久司<sup>\*1</sup>, 川崎 一正<sup>\*1</sup>  
白石 英亮<sup>\*2</sup>, 田中 政則<sup>\*3</sup>

## Rotor Tooth Profile of Screw Compressor

Hisashi TAMURA, Kazumasa KAWASAKI,  
Hideaki SHIRAISHI and Masanori TANAKA

The rotors of a screw compressor engage peculiarly with each other in comparison with helical gears. In order to obtain a compressor with high performance, it is necessary to clarify the peculiarity of the rotor tooth profile following the peculiar engagement. In this study, the peculiarity is investigated. The results of the investigation are as follows. (1) The trailing tooth profile of the rotor is fundamentally fixed. (2) The leading tooth profile of the rotor can be determined arbitrarily. (3) The volume of the rotor tooth space is fixed almost independently of the rotor tooth profile. (4) A blow hole occurs in the trailing tooth profile which is not a roulette. It is impossible to avoid a blow hole in the practical tooth profile. (5) If gas torque promotes the progressive rotation of the female rotor, the female rotor tooth thickness must be altered thin.

**Key Words:** Machine Element, Gear, Design, Tooth Profile, Screw Compressor, Rotor, Blow Hole, Seal Line, Roulette

## 1. 結 言

20~30 kW 級の中形ガス圧縮機ではその8割がスクリー圧縮機であるといわれている<sup>(1)</sup>。近年、この圧縮機の性能向上を目指して多くの研究が行われている。藤原らはこの圧縮機の性能解析<sup>(2)~(6)</sup>と振動・騒音解析<sup>(7)~(10)</sup>を、三吉らは性能予測<sup>(11)(12)</sup>を、久曾神ら<sup>(13)~(15)</sup>と西田ら<sup>(16)</sup>はそれぞれ独自の方法によるロータ製作法を報告している。また、この圧縮機の心臓部ともいえるロータ歯形についても多くの特許が公開されている<sup>(17)</sup>。しかし、それらの歯形は非常によく似ている。それぞれ改良を重ねた結果、同じような歯形に到達したものと思われる。ところがロータ歯形で常に問題になる吹抜け穴(blow hole)と関係づけて論じられた歯形は見当たらない。ロータ歯形に関する機構学的研究はこれまでほとんど行われていなかったものと考えられる。

本研究はスクリー圧縮機の性能向上を図るための

基礎として、まずロータ歯形について機構学的立場から検討を加え、その基本的性質を明らかにしようとしたものである。

## 2. ロータ歯形の構成原理

スクリー圧縮機はケーシング内にかみあっている雌雄一對のねじ状ロータの歯溝空間にガスを密閉し、ロータの回転とともに歯溝空間の容積を減少させることでガスを圧縮する。ガスの密閉はロータ外周とケーシング間、それに両ロータの歯面間で行われる。このうち歯面間の密閉はかみあい中の歯面接触線(シール線)によって行われるから、歯面を決めるロータ歯形は圧縮機の性能に重要な役割を果たす。

ロータ歯形のかみあいは普通、ロータ軸直角断面で考えられている。本研究もそのようにする。

さてロータ歯形を機構学的に考えた場合、大きな特徴は図1に示すように「歯先同士のかみあい」、すなわち雄ロータ歯先点Aと雌ロータ歯先点aとの接触でかみあいを開始する部分があることである。普通の歯車歯形では騒動側歯形の歯元と従動側歯形の歯先とでかみあいを開始するが、ロータ歯形はこの点で特異である。この特異なかみあい現象がガス漏洩に関係する吹抜け穴と直接に関わってくる。これについては4章

\* 原稿受付 1995年5月22日。

<sup>\*1</sup> 正員、新潟大学工学部 (☎ 950-21 新潟市五十嵐二の町8050)。<sup>\*2</sup> 正員、日本電気(株) (☎ 211 川崎市中原区下沼部1753)。<sup>\*3</sup> 北越工業(株) (☎ 959-01 新潟県西蒲原郡分水町大武新田113-1)。

で述べるが、本章ではこの特異なかみあいをする歯形部分がロータ歯形全体の構成にどのように関係してくるのかを示す。

ロータの歯形設計においてはまず、ロータ軸間距離  $E$  と雌雄両ロータの歯数  $n, N$  を決める。これによりそれぞれのピッチ円  $d_0, D_0$  が決まる。次に雄ロータ歯先円  $D$  を決める。以下、英字の小文字は雌ロータに、大文字は雄ロータおよび共通諸元に関するものとする。図1に雄ロータと雌ロータのかみあい状態を示す。O, o は各ロータの回転中心であり、点Pはピッチ点である。スクリー圧縮機では基本的には雌ロータ歯先円および雄ロータ歯底円をそれぞれのピッチ円と一致させるが、これは上述の歯先同士のかみあい開始を実現させるための措置であると理解すべきであろう。すなわち雌雄両ロータのそれぞれの歯先点  $a, A$  を点歯形にして、「歯先と歯元の距離が零に近づいた極限の歯形が点歯形である」と考えることによって点歯形に歯先・歯元を与え、点  $a$  (の歯元) と点  $A$  (の歯先) によるかみあい開始を可能にし、それ以降のかみあいを各点歯形  $a, A$  とそれぞれに対応する転跡線 (roulette) とのかみあいになるようにするために雌ロータ歯先円、雄ロータ歯底円をそれぞれのピッチ円と一致させたものと考えることができる。点  $A$  の転跡線  $\widehat{aa'}$  はトロコイド曲線であり、点  $a$  の転跡線  $\widehat{AA'}$  はサイクロイド曲線である。点  $a$  と  $\widehat{aa'}$  が雌ロータ・トレーリング側の歯形になり、点  $A$  と  $\widehat{AA'}$  が雄ロータのそれになる。このようにしてトレーリング側歯形  $\widehat{aa'}$ ,  $\widehat{AA'}$  が決まる。

雌雄各ロータの歯先円  $d_0$  と  $D$  の交点を  $Q$ 、ロータ軸連結線  $\overline{Oo}$  と円  $D$  の交点を  $R$  とする。点  $Q$  の位置は点歯形  $A, a$  のかみあい開始点であると同時に、点歯形  $A, a$  の位置を決め、さらには転跡線  $\widehat{AA'}$ ,  $\widehat{aa'}$  をも決めてしまう。その意味で点  $Q$  はロータ歯形を設計するときの基準となる重要な点になる。点  $R$  はかみあい圧力角が  $90^\circ$  になる点で、かみあい限界点にな

る。点歯形  $A$  と雌ロータ・トレーリング側歯形  $\widehat{aa'}$  上の点  $a'$  とが点  $R$  の位置で接触しそのかみあいを終了し、離れる。一方、点  $P$  の位置で点歯形  $a$  と雄ロータ・トレーリング側歯形  $\widehat{AA'}$  上の点  $A'$  とが接触しそのかみあいを終了するが、引き続きリーディング側の歯形のかみあいに移る。

リーディング側歯形のかみあいは普通の歯車歯形のそれと同じである。点  $P$  で駆動ロータである雄ロータ歯形の歯元の点  $B$  と雌ロータ歯形の歯先の点  $b$  とがかみあいを開始し、点  $R$  で雄ロータ歯先点  $A$  と雌ロータ歯元点  $a'$  とが接触し、そのリーディング側歯形としてのかみあいを終了する。この瞬間はトレーリング側歯形のかみあい終了時点でもあり、次の瞬間には歯形同士は離れる。

リーディング側歯形はピッチ点  $P$  でかみあいを開始し、かみあい圧力角が  $90^\circ$  になる点  $R$  でそれを終了する。これが歯形  $\widehat{BA}$ ,  $\widehat{ba'}$  の具備すべき条件である。この条件は雌ロータ歯先円および雄ロータ歯元円をそれぞれのピッチ円と一致させたことと、雌ロータ歯元点  $a'$  における歯形の圧力角を  $90^\circ$  にすること、すなわち歯形  $\widehat{ba'}$  をトロコイド曲線  $\widehat{aa'}$  に滑らかに接続させたことによって満たされている。

リーディング側歯形の具備すべきもう一つの条件は、かみあい開始から終了までその歯形上で接触点の移動が連続的に行われることである。その停滞は滑り率を  $\infty$  にし、歯面の摩耗を促進させたり、焼付きの原因となったり、さらには各種誤差に対して敏感になったりして好ましくない。また、その中断は接触線すなわちシール線の中断を意味し、ガス漏洩を引き起こす。接触点の移動方向の変化は歯形干渉が生じていることになるから、実用歯形としては避けなければならない。

さて、リーディング側歯形曲線を決めようとするとき、(イ) 転跡線、(ロ) 任意曲線とその包絡線(直接創成)、(ハ) 間接創成による曲線の3種類が考えられる。設計の簡便さという点で一般に(ロ)の曲線が用いられているようであるが、歯形曲線としての見通しよさという点では(イ)の曲線が優る。ロータのホブ切りを考えるとときには(ハ)の曲線が簡単でよいように思われる。転跡線の代表格であるサイクロイド曲線をリーディング側歯形にした場合を図2に示す。図3にはトロコイド曲線と円弧の二つの曲線からなる歯形を示す。図2, 3において各ロータが自身の軸まわりに回転して、点  $B$  と  $b$  がピッチ点  $P$  に到達した瞬間からリーディング側歯形のかみあいが始まり、ついでピッチ円  $D_0, d_0$  上の点  $1, 2, \dots$  が順次ピッチ点  $P$  に到達した

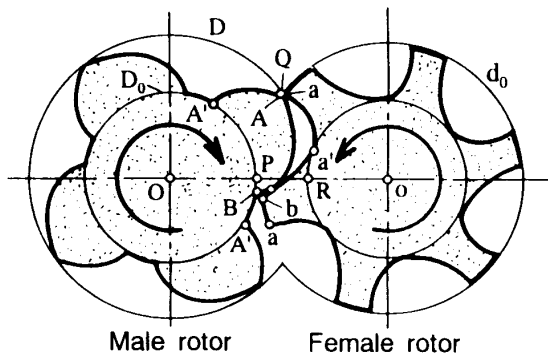


Fig. 1 Rotor tooth profiles

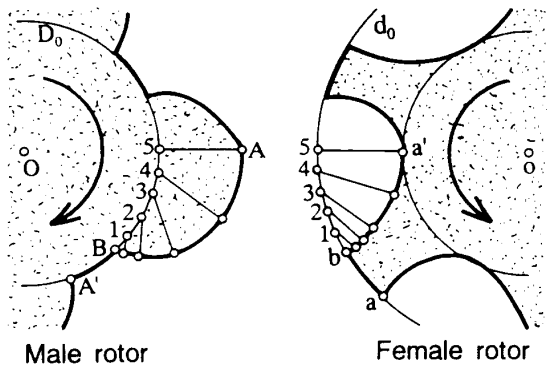


Fig. 2 Cycloid curve for leading tooth profile

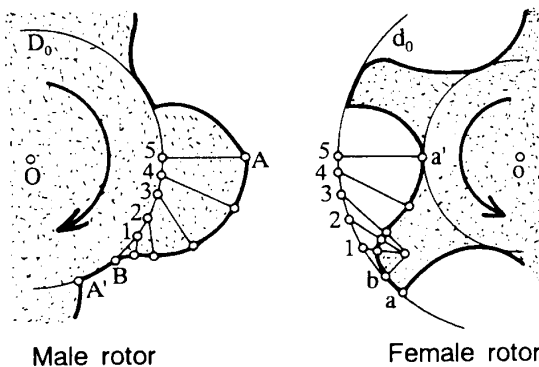


Fig. 3 Trochoid curve and circular arc for leading tooth profiles

とき、対応する歯形上の点同士が接触し、最後の点5が点Pに到達したとき点Aとa'がかみあい限界点Rの位置で接触し、そのかみあいを終了する。そして歯形同士は離れる。

以上より、スクリー圧縮機ロータ歯形は原理的に確定しているトレーリング側の歯形と、それと滑らかに接続するリーディング側歯形とから構成されることになる。このとき任意に定めることのできる歯形はリーディング側歯形だけである。ただし、実際のロータ歯形は製作の容易さ、ロータとケーシング間の気密保持、熱膨張や製作誤差に対する鈍感性などを考えて図2, 3に示した雄ロータのA, B, A'の部分、雌ロータのa, b, a'の部分などにおいてわずかな範囲に限定して、わずかな量の歯形修整を施している。相手歯形はこの修整歯形の包絡線として厳密に定めなければならないことはいうまでもないが、緒言で述べたように、実用歯形が大同小異であることの原因はトレーリング側歯形が原理的に確定していることにあると考えてよいであろう。

### 3. ロータ歯溝断面積

ロータの歯形設計にあたってはロータ歯溝断面積ができるだけ大きくなるように努力し、圧縮機の容量増

Table 1 Area of rotor tooth space

Rotor Dimensions : Center distance $E=41.5\text{mm}$ Number of teeth $n=6, N=4$ Lead of male rotor $L_c=80\text{mm}$ Addendum diameter $d=49.8\text{mm}, D=54.0\text{mm}$				
No.	Leading tooth profile of female rotor	Area of tooth space( $\text{mm}^2$ )		
		Female	Male	Total
1	Cycloid	164	152	316
2	Cycloid D	182	122	304
3	Circular arc	134	213	347
4	Circular arc D	174	142	316
5	Trichoid & Circular arc	146	183	329
6	Trochoid & Circular arc D	163	157	320

大を図る。ところで、歯溝断面積は歯溝深さ(歯たけ)と歯溝幅によっておおよそ決まるが、歯溝深さは雄ロータの歯先円  $D$  とピッチ円  $D_0$  との差で決まり、雌雄両ロータの1歯溝の幅の合計もロータ歯数  $n, N$  によって決まるから、結局、歯溝の断面積は  $D, D_0, n, N$  を決めた段階で既に決まってしまうものと思われる。したがってリーディング側歯形にいかなる曲線を選んでも歯溝断面積が格段に大きくなることはないように思えるが、それを確認しておく必要があると考える。

歯溝断面積がより大きくなるような歯形を探す場合、トレーリング側歯形が確定していることから、リーディング側歯形だけをいろいろ変えて、それと歯溝断面積との関係を調べればよい。本研究では雌ロータ・リーディング側歯形が図2のように単一のサイクロイド曲線からなる場合、単一の円弧の場合、そして図3のようにトロコイド曲線と円弧の二つの曲線からなる場合について、雌雄各ロータの歯溝断面積およびそれらの合計面積を調べた。その結果を表1に示す。表中のサイクロイド  $D$ 、円弧  $D$ 、トロコイドと円弧  $D$  はそれぞれ雌ロータ歯厚を薄くした場合の歯溝断面積を示している。この計算には歯形曲線を約100個の点列で表し、歯の実質部分を三角形要素に分割し、その面積から歯溝断面積を求めた。

表1より雌ロータ歯溝断面積が小さいほど合計断面積の大きいことがわかる。単一の円弧を雌ロータ・リーディング側歯形とする場合(表1, No. 3)はピッチ円上に円弧の中心を設けており、これよりも雌ロータ歯溝断面積を小さくすることができない。したがって、この歯形曲線を用いた場合が合計歯溝断面積を最大にし、他のいかなる曲線を歯形曲線に用いてもこれよりも大きな合計断面積を得ることができない。サイクロイド  $D$ (表1, No. 2)は合計断面積の最小値を調べる

目的で雌ロータ歯厚を極端に薄くした場合である。

No. 2 と No. 3 の場合の歯の形状は共に実用に適したものでない。実用的な歯の形状はそれらの中間に存在する。よって実用ロータの合計歯溝断面積もそれらの中間の値になると考えてよい。そうすると歯形の差異による合計断面積の差異はたかだか3%大きい小さいかであって、結局、歯形の差異による歯溝断面積の増減はないとしてよいことになる。

ロータ歯形が歯溝断面積に影響を及ぼさないとすれば、残された問題としては製作の容易なロータ歯形とか密閉性能のよい歯形の追求などが考えられる。製作の容易な歯形についてはその加工法にも関係するから別に考察することにして、ここではガス密閉性と歯形の関係について考える。

4. トレーリング側歯形と吹抜け穴

2章で述べたようにトレーリング側歯形は原理的には点歯形と転跡線とで構成されることになり、歯形間のガス密閉を点歯形が担う。しかし歯形の加工精度とか摩耗、ロータの熱膨張その他を考えると良好なガス密閉性能を点歯形に期待することは非現実的であり、実際には点歯形の代替歯形として曲率半径の小さな円弧歯形を採用し、図4に示すように、密閉効果を高めている。本研究では、図1における点歯形aの代りに直線と円弧を、点歯形Aの代りに円弧を用いた場合について考察する。直線を用いた理由は、後述するように吹抜け穴を小さくするためである。図5はロータ歯先の点歯形a, Aの代替となる「線」歯形の概要を示しているが、この歯先歯形はガス吹抜け穴と関係づけて考えられている。

雄ロータ点歯形Aの代替歯形は円Cの円弧 $\widehat{A_1A_5}$ である。ただし円Cは、点Qを通りPQに垂直な直線Lと歯先円Dの両方に接するものとする。それらの接

点を $A_1, A_5$ とする。点 $A_1, A_5$ は円Cの半径が与えられると決まる点である。直線Lは点歯形を用いた場合の歯形歯先の接線であるから、代替歯形になる微小円Cも図5の状態直線Lに接するものとしてすることができる。また、ピッチ点Pと円Cの中心 $C_0$ とを結ぶ直線の延長線と円Cの交点を $A_0$ 、点 $A_1$ と点 $C_0$ とを結ぶ直線の延長線とピッチ円 $D_0$ の交点を $A'_1$ とする。ところで円Cが雌ロータに包絡する曲線は、円Cの中心 $C_0$ が雌ロータに描くトロコイド曲線 $e_0$ に平行な曲線 $e(\widehat{A_0a_1a_5})$ になるが、代替歯形は $\widehat{A_0A_1A_5}$ でなく $\widehat{A_1A_5}$ であるから、 $\widehat{A_1A_5}$ によって包絡される雌ロータ歯形は $\widehat{A_0a_1a_5}$ の一部 $\widehat{a_1a_5}$ ということになる。別の表現をすれば、雄ロータが自身の軸まわりに回転したとき、雄ロータピッチ円上の点 $A'_1$ がピッチ点Pに到達して点 $A_1$ と点 $a_1$ が接触するまでは、歯形 $\widehat{A_1A_5}$ と $\widehat{a_1a_5}$ はかみあいを開始することができないことになる。これが後述する吹抜け穴の発生原因である。なお、点 $a_1$ は、点 $A'_1$ が点Pに到達したときに、点 $A_1$ が雌ロータに対して占める点として一義的に決まる点である。

点 $a_5$ は図1における点 $a'$ に相当する点で、歯形の圧力角が $90^\circ$ である点である。点 $a_5$ は点 $A_5$ とのかみあい限界点Rで接触する。

雌ロータ点歯形aの代替歯形は直線 $\widehat{a_1a_2}$ と円弧 $\widehat{a_2a_3}$ で構成する。この代替歯形 $\widehat{a_1a_2a_3}$ を曲線eよりも $e_0$ 側に設けると $\widehat{A_1A_5}$ と干渉するから、少なくとも直線 $\widehat{a_1a_2}$ は包絡線eの点 $a_1$ における接線と一致するようにしなければならない。円弧 $\widehat{a_2a_3}$ の曲率半径が与えられ、かつ直線 $\widehat{a_1a_2}$ の方向が決まると代替歯形 $\widehat{a_1a_2a_3}$ 上の点 $a_2, a_3$ が決まる。歯形 $\widehat{a_1a_2}, \widehat{a_2a_3}$ はそれぞれ雄ロータ歯形 $\widehat{A_1A_2}, \widehat{A_2A_3}$ を包絡する。

図6は点歯形を線歯形で代替したために生じる吹抜け穴発生の説明図である。図6(d)に示すように雄ロータ歯先歯形 $\widehat{A_1A_5}$ の「歯元」 $A_1$ と相手歯形 $\widehat{a_1a_5}$ の

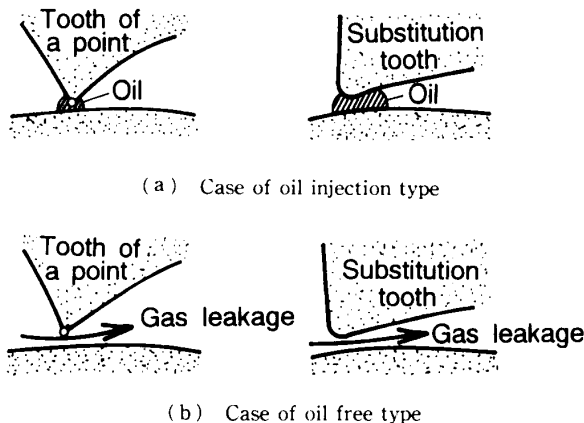


Fig. 4 Sealing effect of rotor tooth

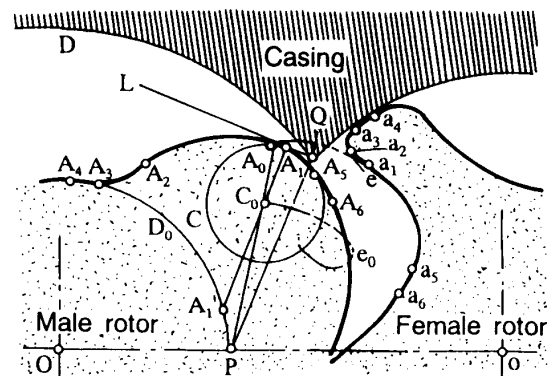
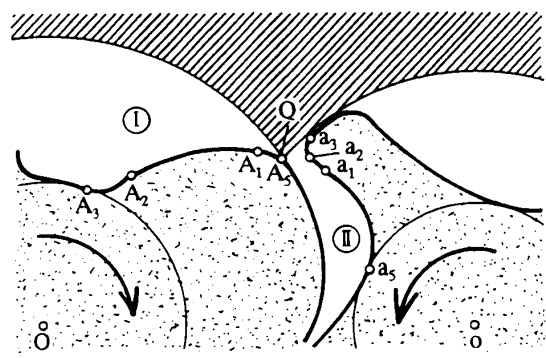
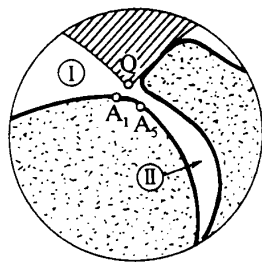


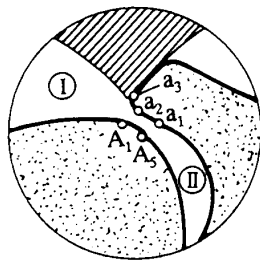
Fig. 5 Substitution tooth for tooth of a point



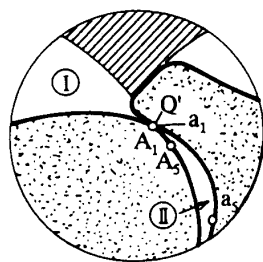
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 6 Occurrence of blow hole

「歯先」 $a_1$ との接触で両歯形がかみあいを開始し、駆動側歯形であるにもかかわらず点 $A_1$ は被動側歯形である点 $a_1$ を駆動することができないというトレーリング側歯形としての特異性はあるものの、普通の歯車歯形のかみあいと同じになっている。雌ロータ歯先歯形 $a_1a_2a_3$ のかみあいについても同じことがいえる。雌雄いずれの歯先歯形で考えてみても点 $A_1$ と点 $a_1$ の接触でかみあいを始めるが、それはロータの回転が進行して雄ロータの歯先点 $A_5$ が点 $Q$ の位置から離れてからのことである。図6(a)の状態にある点 $A_5$ が点 $Q$ の位置から離れ、図6(d)に示す状態で点 $A_1$ と点 $a_1$ が点 $Q'$ の位置で接触を開始するまでの間、歯形間のかみあいが行われず、また図6(b)、(c)に示すように雄ロータ歯先もケーシングに接していないから、歯溝①と②の間にすきまが生じる。これが吹抜け穴である。この穴を通して高圧部②から低圧部①へ圧縮ガスが漏れ、圧縮効率を低下させる。

歯溝①、②間の密閉性を高めるために点歯形を線歯

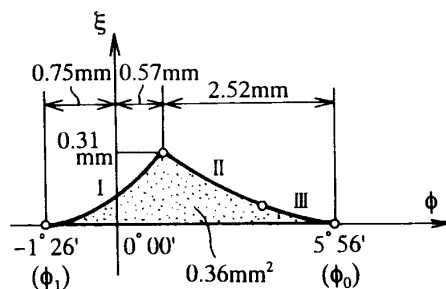


Fig. 7 Area of blow hole

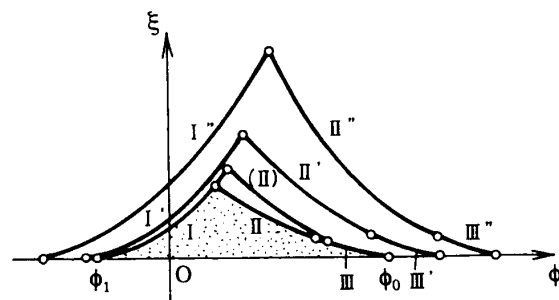


Fig. 8 Comparison of blow holes area

形に変更したが、そのために今度は吹抜け穴が生じて歯形間の密閉性を低下させる結果になる。スクリー圧縮機ロータ歯形はこのような矛盾した性質をもつ歯形である。

さて、図6(b)では点 $Q$ と歯形 $A_1A_5$ とのすきまが吹抜け穴であり、これはロータの回転とともに増大する。このすきまの大きさは、曲率半径 $R_0$ の円弧 $A_1A_5$ の曲率中心 $C_0$ (図5参照)と点 $Q$ との距離から $R_0$ を差し引いた長さになる。これを $\xi_1$ とする。一方、図6(c)では $A_1A_5$ と $a_1a_2a_3$ とのすきまが吹抜け穴であり、これはロータの回転とともに図6(d)に示すように点 $A_1$ と点 $a_1$ が接触してすきまが零になるまで減少する。この場合には、曲率半径 $\rho$ の円弧 $a_2a_3$ の曲率中心と $C_0$ との距離から $(R_0 + \rho)$ を差し引いた長さ $(\xi_2)$ と、 $C_0$ から直線 $a_1a_2$ におろした垂線の長さから $R_0$ を差し引いた長さ $(\xi_3)$ とのいずれか小さいほうがそのすきまとなる。図7は横軸に雄ロータ回転角 $\phi$ を、縦軸にすきま $\xi$ をとり、 $\phi$ と $\xi$ の関係を示した図である。図7の曲線Iは $\xi_1$ を、IIは $\xi_2$ を、IIIは $\xi_3$ を示す。また図5の状態を $\phi=0$ とすると、 $\phi_1$ は図6(a)の雄ロータ歯先点 $A_1$ が点 $Q$ にある瞬間の $\phi$ を、 $\phi_0$ は図6(d)の点 $A_1$ と点 $a_1$ とがかみあった瞬間の $\phi$ を示す。横軸上で $\phi_1$ から $\phi_0$ に至る角度を雄ロータ歯先歯すじのねじ線に沿う長さに換算しておけば、曲線I、II、IIIと横軸とで囲まれた図形の形状と面積がそれぞれ吹抜け穴形状と吹抜け穴面積になる。図5を参照すれば、角度 $\phi_1$ 、 $\phi_0$ は歯形 $A_1A_5$ から簡単に求めること

ができる。吹抜け穴は円弧  $\widehat{A_1A_5}$ ,  $\widehat{a_2a_3}$  の曲率半径  $R_0$ ,  $\rho$  に依存する。

図7の数字は表1に示した諸元のロータで  $R_0=2.0$  mm,  $\rho=0.8$  mm, 雄ロータのリード  $L_e=80$  mm の場合の吹抜け穴の計算例である。

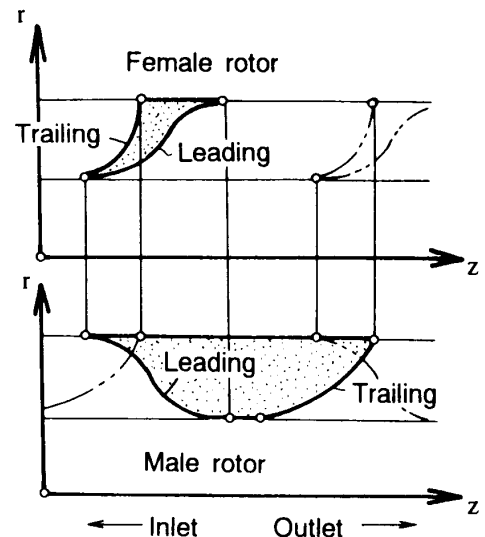
図8はロータ歯先円弧歯形  $\widehat{A_1A_5}$ ,  $\widehat{a_2a_3}$  の曲率半径  $R_0$ ,  $\rho$  をそれぞれ大きくした場合の吹抜け穴形状の模式図である。 $\rho$  を大きくすると曲線IIが(II)に変わるだけである。 $\rho$  を変えずに  $R_0$  だけを大きくすると曲線I, II, IIIがI', II', III'に変わる。円弧歯形の曲率半径を大きくすると吹抜け穴も大きくなるが,  $R_0$  を大きくすることのほうが影響が大きい。

ところで歯溝断面積増大を目的として雌ロータ歯先円をピッチ円  $d_0$  より大きくし, Addendum を設けることがある。この Addendum は雄ロータ Dedendum を包絡するが, 切下げ防止のため Addendum 円弧歯形  $\widehat{a_2a_3}$  の曲率中心を雌ロータ・ピッチ円  $d_0$  の内側に位置させなければならない。このことは円弧の曲率半径  $\rho$  が大きくなることを意味し, 結果として吹抜け穴を大きくする。図8にはこのときの吹抜け穴形状を曲線I'', II'', III''で示した。油冷式スクリー圧縮機の場合, 図4(a)に示すように潤滑油が吹抜け穴に侵入して密閉効果を高めるが, これを期待して歯溝断面積増大と歯先丸味半径増大によるロータ加工の容易さを図ることがある。このときには吹抜け穴が大きくなりすぎないように特に注意しなければならない。

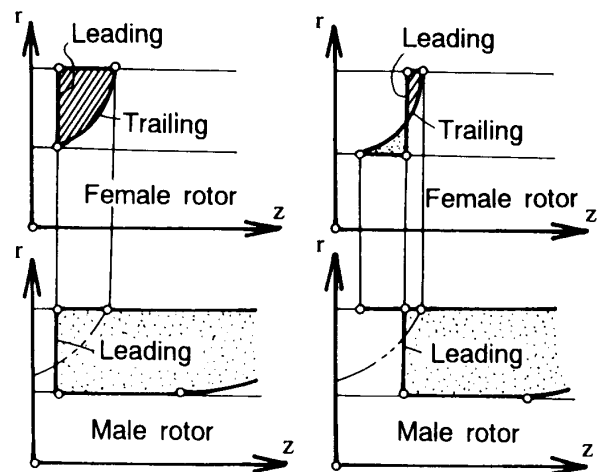
### 5. ガストルク

ロータ歯面に働くガス圧力によりロータには負荷ガストルクが生じる。これを求めるには, ロータ歯面間の同時接触線およびロータ歯先とケーシングの接触線(シール線)を, ロータ軸を  $z$  軸とする円筒座標系  $(r, \theta, z)$  で表し, その  $r, z$  座標を  $z-r$  平面に描くと閉曲線を得るが, この閉曲線で囲まれた面積の  $z$  軸に関するモーメントを求めればよい。これが単位ガス圧力下の負荷ガストルクになる<sup>(6)</sup>。図9(a)に  $z-r$  平面に描いたシール線の例を示す。簡単のため図は, 表1, No. 1のトレーリング側歯形に点歯形と相手点歯形の転跡線を, リーディング側歯形にサイクロイド曲線を用いた場合の模式図である。シール線で囲まれた面積は雄ロータのそれが雌ロータに比べてはるかに大きくなっており, ガストルクはおもに雄ロータに働くことがわかる。

2章で述べたようにトレーリング側歯形は原理的に確定しているので, シール線形状も決まっている。しかし, リーディング側歯形についてはそれを変更する



(a) Case of No. 1 in Table 1



(b) Case of No. 3 in Table 1

(c) Case of No. 4 in Table 1

Fig. 9 Seal lines of rotor tooth

ことができるので, シール線形状を変えることができる。例えば図9(b)は表1, No. 3の場合で, 雌ロータ・リーディング側歯形に単一の円弧を用いた場合のシール線形状を示している。歯形変更後も雄ロータ・ガストルクは雌ロータのそれよりも大きい。しかし雌ロータに働くガストルクは様変わりしており, リーディング側歯面に働くガストルクがトレーリング側歯面に働くそれよりも大きくなっている。これによるトルクは雌ロータの回転を助長するように作用するから, 負荷運転中の雌雄両ロータ間に歯面分離現象が誘発され, 異常騒音が発生する。このような場合にはリーディング側歯形を変更するか, あるいは雌ロータ歯厚を薄くして, トレーリング側歯面より早くかみあいに入るようにすればよい。図9(c)には(b)と同じ歯形で雌ロータ歯厚を薄くした場合のシール線形状を示す。トレ

ーリング側歯面に働くガストルクはリーディング側歯面に働くそれよりも大きくすることができ、歯面分離現象の回避できることがわかる。

## 6. 結 言

スクリー圧縮機ロータ歯形に関して機構学的立場から検討を加えた結果、次のような基本的性質を明らかにすることができた。

(1) 雌雄両ロータのトレーリング側歯形は原理的に確定しており、それらは点歯形と相手点歯形の軌跡線とで構成される。実用歯形はこの点歯形を「線」歯形に代替したものである、と考えることができる。

(2) リーディング側歯形には2章後半で述べた条件を満たす適当な曲線を用いることができる。相手歯形はその包絡線になる。ロータ歯形は基本的にはこのリーディング側歯形を変えることができるだけである。

(3) ロータ軸間距離、歯数およびロータ歯先円が決まると雌雄両ロータの歯溝断面積の合計が決まる。歯形曲線を変更しても歯溝断面積の合計はほとんど変わらないとしてよい。

(4) 吹抜け穴はロータ歯先部を点歯形から「線」歯形に代替したために生じたものであり、実用歯形では不可避である。本研究ではその発生原理を明らかに

した。

(5) 歯形設計によっては雌ロータに働くガストルクが雌ロータの回転を助長するように作用してロータ間に歯面分離現象を起こす場合があるが、その場合には雌ロータ・リーディング側歯形を変更するか、あるいは雌ロータ歯厚を薄くすればよい。

## 文 献

- (1) 吉永洋一・西田秀夫, 機誌(機械工学年鑑), 94-873(1991), 647-652.
- (2) 藤原満・ほか3名, 機論, 50-452, B(1984), 1027-1033.
- (3) 藤原満・ほか3名, 機論, 51-466, B(1985), 1816-1824.
- (4) 藤原満・ほか3名, 機論, 51-472, B(1985), 3954-3961.
- (5) 糟谷勝彦・ほか3名, 精密工学会誌, 53-4(1987), 641-645.
- (6) 藤原満・ほか3名, 機論, 58-553, B(1992), 2765-2771.
- (7) 田中直行・ほか3名, 機論, 50-458, C(1984), 1783-1789.
- (8) 藤原満・ほか3名, 機論, 57-543, C(1991), 3662-3668.
- (9) 藤原満・ほか3名, 機論, 58-546, C(1992), 565-571.
- (10) 藤原満・ほか4名, 機論, 58-554, C(1992), 3156-3163.
- (11) 三吉清忠・浜田芳史, 機論, 55-518, B(1989), 3090-3095.
- (12) 三吉清忠, 機論, 58-550, B(1992), 1811-1817.
- (13) 久曾神煌・ほか3名, 機論, 51-471, C(1985), 3131-3134.
- (14) 久曾神煌・ほか3名, 機論, 52-484, C(1986), 3292-3295.
- (15) 久曾神煌・中村勝彦, 機論, 54-508, C(1988), 3102-3105.
- (16) 西田知照・ほか3名, 精密工学会誌, 58-4(1992), 628-634.
- (17) 特許公報(B2) 1991-19918, 1991-19919, 1991-21759, 1985-42359, 1986-8241, 1986-8242, 1988-43597, 1985-41238, 1991-4757.