

(論文)

# バイナリー発電用媒体ポンプ

## Medium Pump for Binary Cycle Generation



吉村省二\*<sup>1</sup> (工博)  
Dr. Shoji YOSHIMURA



足立成人\*<sup>2</sup>  
Shigeto ADACHI



松田治幸\*<sup>3</sup>  
Haruyuki MATSUDA

The medium pump is an important piece of equipment in binary cycle generation. The medium pump pressurizes the medium, raising it from expander discharge pressure to expander suction pressure. However, the medium is of low viscosity and poor lubricity. There are, therefore, few suitable pumps for small size binary cycle generation. We developed a medium pump using screw compressor technology. This pump was installed in a binary cycle generation system. It has been confirmed that the developed pump is more than twice as efficient as a conventional pump.

まえばき = 地球温暖化対策や東日本大震災後の電力需給課題から、再生可能エネルギーおよび未利用低位エネルギーを活用することによる省エネや発電のニーズが高まっている。当社は、再生可能エネルギーや未利用低位エネルギーから電力としてエネルギー回収する発電機器として、高効率・小形バイナリー発電システムを開発した<sup>1)</sup>。

バイナリー発電システムは主に、膨張機、凝縮器、媒体ポンプ、蒸発器によって構成されている。小形バイナリー発電において、媒体ポンプは重要な機器である。媒体ポンプは、液媒体を凝縮機出口圧力から膨張器入口圧力まで昇圧する機器であり、小流量で高圧まで昇圧する必要がある。液媒体は低粘度で潤滑性に乏しいため、小形バイナリー発電システムに適した媒体ポンプはほとんど見当たらない<sup>2)</sup>。

そこで、いままで培ったスクリュウ圧縮機技術を応用して媒体ポンプを開発した。本ポンプを小形バイナリー発電システムに組込んで実験を行った結果、従来のポンプに比べて2倍以上の効率で運転できることが確認できた。

### 1. バイナリー発電システム

バイナリー発電システムは、図1に示すように、主に膨張機、凝縮器、媒体ポンプ、蒸発器によって構成されている。媒体はHFC245faなどで、膨張機によりガス媒体が膨張して発電機を駆動する。膨張したガスは凝縮器により液媒体となり、媒体ポンプにより膨張機出口圧力から膨張機入口圧力まで昇圧する。昇圧された液媒体は、蒸発器によりガス化され、膨張機入口に入る。

媒体ポンプは、発電量が70kWの温水バイナリー発電の場合、流量200L/min、入口圧力0.3MPa、出口圧力1MPa程度である。

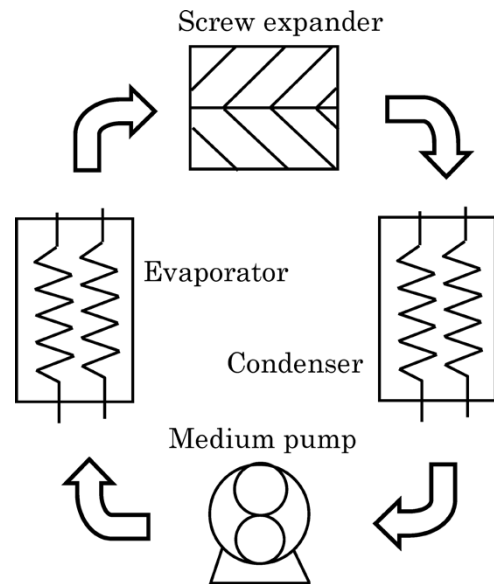


図1 バイナリー発電システム  
Fig.1 Binary Cycle Generation

### 2. 従来の媒体ポンプ

#### 2.1 媒体ポンプの構造

従来のポンプ構造を図2 (a), (b) に示す。大きく2種類あり、一つは(a)で示す遠心式ポンプである。遠心式ポンプはケーシング内に回転するインペラが組込まれている。インペラが回転すると、インペラと一緒にケーシング内の液媒体も回転する。すると、流体に遠心力が働きケーシングの外周部の圧力が高くなり、出口配管から高圧の液媒体が吐出される。

このポンプの特性は、低圧、大流量である。遠心力により昇圧させるため、吐出圧力よりも遠心力が小さいと流体が逆流する。そのため、ある程度の回転数が必要であり、容量が大きくなる。本ポンプをバイナリー発電シ

\*<sup>1</sup> 機械事業部門 開発センター \*<sup>2</sup> 機械事業部門 開発センター 商品開発部 \*<sup>3</sup> 技術開発本部 機械研究所

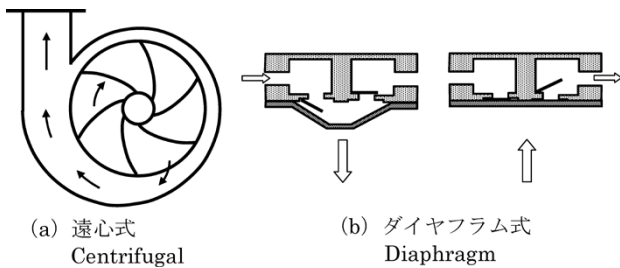


図2 媒体ポンプ  
Fig. 2 Medium pump

ステムに採用した場合、高圧、小流量の範囲で使用するため、ポンプ効率が低くなる。

また、バイナリー発電システムにおいて、吐出圧力は蒸発器の温度で決まるが、温度が変化した場合、吐出圧力が変化する。遠心式ポンプの場合、流量は遠心力と吐出圧力のバランスで決まるため、吐出圧が変化するとポンプの流量も変化する。そのため、複雑な制御が必要となり、小流量の小形バイナリー発電システムには不向きである。

従来ポンプのもう一つは (b) で示すダイヤフラム式ポンプである。このポンプは容積式ポンプの一種で、ダイヤフラムを動かすことによって流体を吸引、吐出させる構造である。吐出圧力によらず流量はほとんど一定であり、遠心式ポンプのように吐出圧力により流量が変化することはない。しかし、ダイヤフラムの変形によって流体を押し出しているため、ダイヤフラムに繰り返し応力が作用して破損する可能性がある。このため、変形を小さくする必要があるので必然的に流量が少なくなる。バイナリー発電システムに適用した場合、必要な量を確保するためには複数台並べる必要があり、高価となる。

## 2.2 ギヤポンプを媒体ポンプとして使用した場合の問題点

バイナリー発電システムには、小流量で高圧まで昇圧できるポンプが必要である。そのため、容積式のポンプを採用する。容積式ポンプの代表的なものとして、ギヤポンプがある。

ギヤポンプの構造を図3に示す。歯車形状の二つのロータが噛み合いながら回転する。そして、噛み合い部の空間の体積変化により、流体を吸引、吐出させる構造である。

ギヤポンプを冷媒ポンプに採用する場合、問題点が大きく二つある。一つはポンプを駆動する電動機の構造、もう一つはロータ接触部の焼付きである。

まず、電動機の構造の問題である。バイナリー発電システムは系内には冷媒が入っており、密閉構造にする必要がある。隙間などがあると冷媒の漏れ出し、または空気の漏れ込みが発生し、発電性能が低下する。しかし、電動機の軸は回転しているため、ポンプとの間にメカニカルシールが必要となる。しかし、メカニカルシールの場合、油の汚れやゴミにより漏れが生じることがある。そのため、電動機自身も冷媒中で運転する構造を採用し、密閉構造とした。

ここでは、もう一つの問題点であるロータ接触部の焼

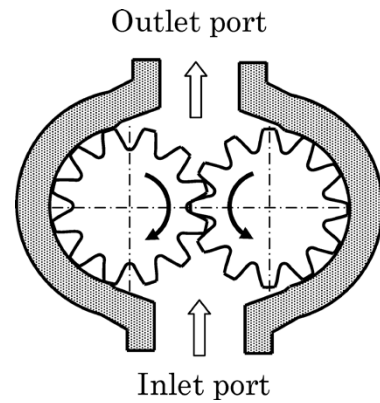


図3 ギヤポンプ  
Fig. 3 Gear pump

付きについて詳しく述べる。

ポンプにより流体を昇圧させるため、ロータにはトルクを作用させる。このトルクはロータの歯車の形状により決まる。一般的なギヤポンプの二つのロータは全く同じ形状をしている。したがって、各ロータには同じ大きさのトルクが作用する。一方、電動機は片方のロータ（駆動側ロータ）だけを駆動しているため、もう片方のロータ（従動側ロータ）で流体から受けた圧力により発生したトルクは、駆動側ロータから従動側ロータに伝達される。そのトルク伝達は、ロータの噛み合い部での歯同士が接触し、その接触部で駆動側ロータから従動側ロータへ力が伝達されることにより行われる。

接触部では部分的に大きなヘルツ応力が発生し、潤滑がない場合は焼付いてしまう。潤滑は流体そのものにより行われる。ギヤポンプの用途としては油ポンプが多いが、この場合は油そのものにより潤滑される。したがって、ギヤポンプを媒体ポンプに応用した場合、潤滑は液媒体により行われることになる。

ところが、液媒体の粘度は0.2cSt程度で、油の粘度40cStに比べてはるかに小さく、従来のギヤポンプで液媒体を昇圧しようとする、潤滑不足でロータ同士が焼付いてしまう。

## 2.3 本開発媒体ポンプの特徴

本開発媒体ポンプの構造は基本的にはギヤポンプである。しかし、先に述べたように、液媒体には潤滑性がないため、ロータ同士が焼付くという問題点があった。これは、駆動側ロータと従動側ロータの形状が同じであるため、昇圧に必要な動力の半分が従動側ロータに伝達されるためである。

各ロータに作用するトルクは、ロータの歯形形状と密接な関係があり、駆動側ロータと従動側ロータの歯形形状を変えることにより、駆動側ロータから従動側ロータへの伝達トルクをコントロールすることが可能である。この伝達トルクコントロール技術は、スクリュ圧縮機技術を応用したものである。当社は、世界最高吐出圧力である100barG高圧スクリュ圧縮機を商品化した<sup>3)</sup>。高圧圧縮機における重要技術の一つに、ロータ間の伝達トルクをコントロールする技術がある。高圧圧縮機の場合、軸動力が非常に大きく、ロータ間の伝達力も大きくなる。伝達トルクが大きいとロータ間の接触部でスコーリ

ングを起し、ロータが損傷してしまう。逆に、伝達トルクが小さ過ぎるとロータ同士が衝突振動を起してしまう<sup>4)</sup>。

そこで、歯形状を工夫することにより伝達トルクをコントロールする技術を開発した。この技術を応用し、駆動側ロータから従動側ロータへの伝達トルクをほぼ0とする歯形状を開発した。本歯形状を媒体ポンプに採用することにより、従動側ロータへの伝達トルクが理論上0となる。軸受ロスなどによりロータ接触部でヘルツ応力は多少発生するが非常に小さく、潤滑不足による焼付きは発生しない。

### 3. 媒体ポンプ用歯形

#### 3.1 ロータに作用するトルク計算方法

図4は開発した媒体ポンプ用ロータの歯形状を示す。歯の厚いほうが駆動側ロータ、薄いほうが従動側ロータである。矢印方向に回転し、下から媒体が吸込まれ、上から媒体が吐出される。

図4において、ロータとケーシングで囲まれた複数の歯溝が存在する。全ての歯溝において、歯溝周囲には二つの接触点が存在する。それらの接触点は、ロータとケーシング、またはロータ同士の接触点である。この歯溝によりロータに作用するトルクを計算する。

図5は歯溝の模式図である。歯面Aを駆動側ロータ歯面、歯面Bを従動側ロータ歯面とする。また、Oは従動

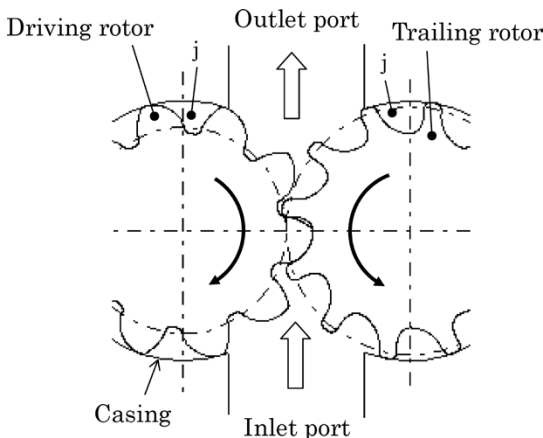


図4 開発したロータ形状  
Fig. 4 Profile of developed rotor

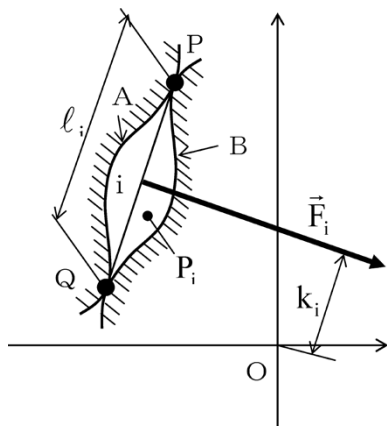


図5 従動側ロータに作用するトルク  
Fig. 5 Torque acting on the trailing rotor

側ロータ中心である。この歯溝を歯溝*i*とし、歯溝圧力を*P<sub>i</sub>*とする。歯溝周囲に点P、Qの二つの接触点がある。歯溝で発生する力の作用線方向は、点PとQを結んだ線の垂直二等分線方向*F<sub>i</sub>*である。点P、Qのどちらかがケーシングと従動側ロータの接触点でも同様である。

歯溝*i*により従動側ロータに作用するトルク*T<sub>i</sub>*は次式で表される。

$$T_i = (P_i - P_s) \ell_i k_i L$$

ここで、 $\ell_i$ は点PとQの距離、 $k_i$ は*F<sub>i</sub>*と点Oの距離、*L*はロータの長さ、*P<sub>s</sub>*はポンプ吸込圧力である。図4からわかるように、同時に幾つかの歯溝が存在する。それぞれの歯溝の $\ell_i$ 、 $k_i$ の値はロータの回転により変化する。ロータがある角度φだけ回転したときの従動側ロータに作用するトルク*T(φ)*は、それぞれの歯溝により作用するトルクの合計で、次式で表される。

$$T(\varphi) = L \sum_j \{P_j(\varphi) - P_s\} \ell_j(\varphi) k_j(\varphi)$$

*T(φ)*を常に0にすることは不可能であるが、ロータはある程度大きい慣性モーメントを持っているため、回転角に対するトルクの平均値を0にすることにより、ロータ接触部におけるヘルツ応力をほぼ0にすることができる。したがって、次式を満足する歯形状を決定する。

$$\int T(\varphi) d\varphi \approx 0$$

なお、図4の歯溝*j*のように、二つの接触点がロータとケーシングの接触点である場合、*F<sub>i</sub>*はロータ中心を通るため、 $k_i$ は0となりトルクは発生しない。したがって、ロータに作用するトルクは、ロータ同士の噛み合い部のみを考えればよい。

#### 3.2 接触点位置の求め方

トルクを計算するには、ロータが角度φ回転したときの接触点の位置を求める必要がある。この接触点は歯形状を構成する歯関数から容易に求めることができる。図6において、Bを従動側歯面形状とする。Oは従動側ロータ中心、Cは従動側ロータのピッチ円である。この歯面が反時計方向にφ回転したときの駆動側ロータと従動側ロータの接触点位置を求める。接触点は以下の作図により求めることができる<sup>5)</sup>。

- 1) 中心線に対して、Oから中心線よりφ傾いた直線Dを引く。
- 2) 直線Dとピッチ円の交点をSとする。

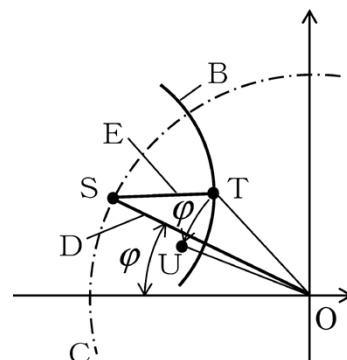


図6 シール点の作図方法  
Fig. 6 Drawing method of sealing point



3) 点Sから引いた直線が従動側歯面Bに対して法線となる直線Eを探す。

4) 直線Eと駆動側歯面Bの交点をTとする。

すると、従動側ロータが反時計方向に $\varphi$ 回転したときの接触点位置は、Oを中心に点Tを反時計方向に $\varphi$ 回転した位置Uとなる。

### 3.3 歯形状およびロータに作用するトルク

図7は、開発した歯形におけるある回転角における噛み合い部の形状を示している。この図において、トルクを発生する歯溝は1と2だけである。歯溝1により発生する力の作用線方向は $\vec{F}_1$ 、歯溝2により発生する力の作用線方向は $\vec{F}_2$ である。この作用線方向からわかるように、歯溝1により発生するトルクは回転方向と反対方向に、歯溝2により発生するトルクは回転方向に作用する。したがって、回転方向と反回転方向のトルクを相殺することにより従動側ロータに作用するトルクをほぼ0にすることができる。

図8は一つの歯溝に注目して、ロータが回転したときの従動側ロータに作用するトルクの変化を示している。このトルクを回転角に対して積分するとほぼ0となる。したがって、従動側に作用するトルクの平均値はほぼ0となり、ロータ接触部で発生するヘルツ応力が小さく潤滑不足による焼付きは発生しない。

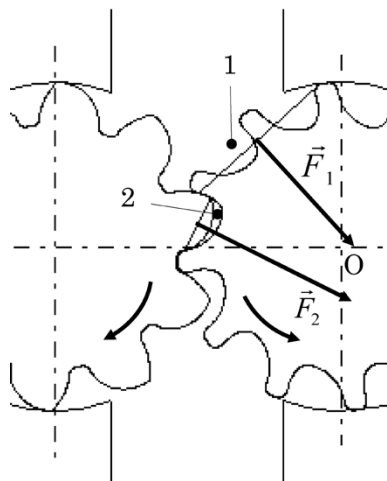


図7 従動側ロータに作用する力の方向  
Fig. 7 Direction of force acting on trailing rotor

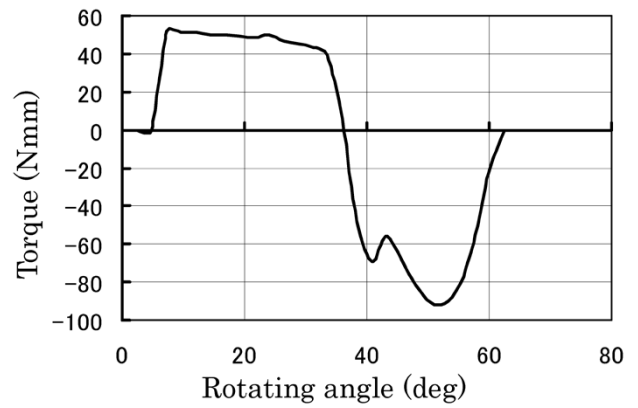


図8 従動側ロータに作用するトルク  
Fig. 8 Torque acting on trailing rotor

## 4. 本開発における媒体ポンプの構造

図9は媒体ポンプの構造を示している。駆動側ロータ軸を伸ばし、その軸にモータの回転子を焼きばめして一体構造としている。このような構造を採用することにより、軸封部からの外部への漏れを防止している。

それぞれのロータは転がり軸受で支持されており、油で潤滑されている。ロータ室から漏れた媒体と潤滑油は混ざって排出される。

## 5. 試運転結果

図10に示す本開発の媒体ポンプを小形温水バイナリ一発電試験装置（定格発電出力15kW，定格媒体流量50L/min）に組み込み、試運転と性能評価を行った。図11に示す本試験装置では、本開発の媒体ポンプと市販品の遠心式ポンプを並列配置させており、使用する媒体ポンプを切替えることでそれぞれの性能評価を実施した。

試運転ではポンプから吐出される媒体流量 $Q$ 、ポンプ吸込/吐出の圧力 $PS/PD$ 、ポンプモータ動力 $W$ を測定し、次式で算出されるポンプ効率 $\eta$ で市販品の遠心式ポンプとの性能比較を行った。

$$\eta = \frac{W_{ref}}{W} (\%)$$

$$W_{ref} = \frac{\rho g H Q}{60 \times 10^6} (\text{kW})$$

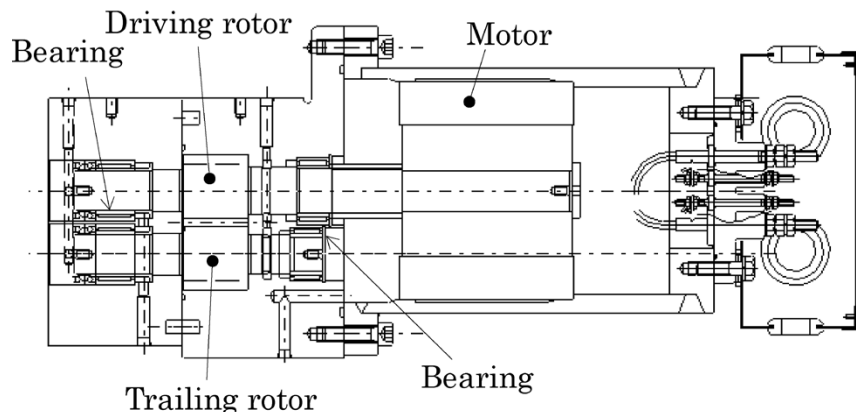


図9 開発した媒体ポンプの構造  
Fig. 9 Structure of developed medium pump

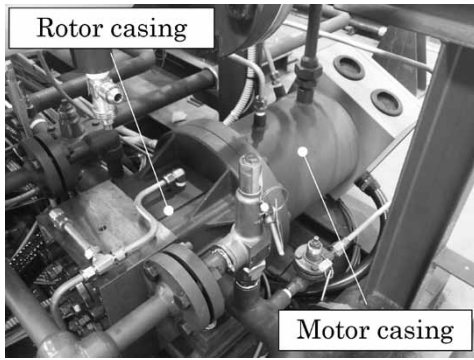


図10 開発した媒体ポンプ  
Fig.10 Developed medium pump

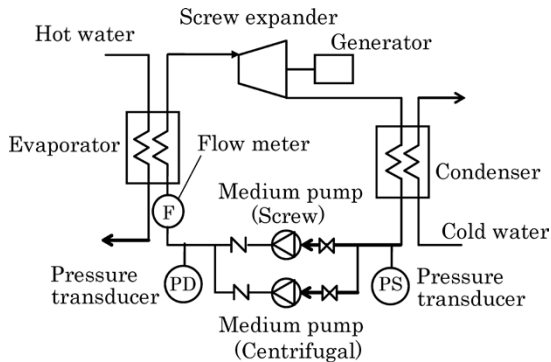


図11 試験装置  
Fig.11 Experimental apparatus

ここで、

- $W_{ref}$  : 理論動力 (kW)
- $\rho$  : 媒体密度 ( $\text{kg/m}^3$ )
- $g$  : 重力加速度 ( $\text{m/s}^2$ )
- $H$  : 全揚程 (m)
- $Q$  : 媒体流量 (L/min)

図12に媒体流量 $Q$ とポンプ効率 $\eta$ の関係を示す。この装置の定格前後の流量範囲 (30~63L/min) において、本開発の媒体ポンプは従来の遠心式ポンプに対して2倍

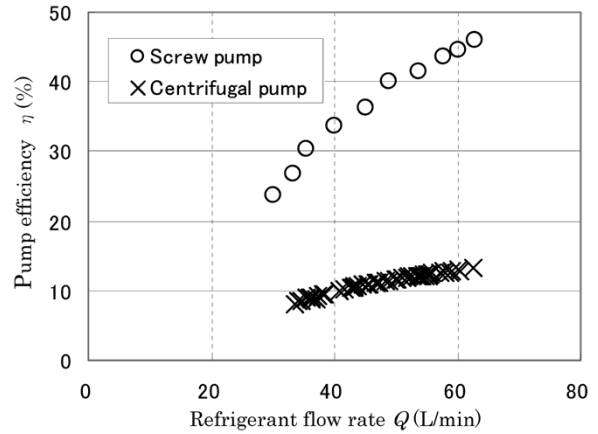


図12 ポンプ効率 $\eta$ と冷媒流量 $Q$   
Fig.12 Relationship between pump efficiency and medium flow rate

以上の効率となっていることがわかる。小形バイナリー発電装置のような高揚程・小流量の使用条件で、市販ポンプより高い効率で運転できることが確認できた。

むすび= スクリュ圧縮機技術を応用して、バイナリー発電システム用冷媒ポンプを開発した。小形発電システムの場合、循環量が小流量のため、現在、主に大形発電システムで使用されている遠心式ポンプでは効率が悪くなる。そこで、小流量の油ポンプに使用されているギヤポンプを冷媒に使用できるようにロータ形状を変更した。その結果、ポンプ効率が向上するとともに、吐出圧力の変動によらず、安定した流量を確保することが可能となった。

参考文献

- 1) 成川 裕. R&D神戸製鋼技報. 2012, Vol.62, No.1, p.93.
- 2) 公開特許. 特開平7-27083.
- 3) 天野靖士. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.17-20.
- 4) 吉村省二. R&D神戸製鋼技報. 1999, Vol.49, No.1, p.48-52.
- 5) 吉村省二. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.2-7.