FW 型浮選機の機能の改善について (第1報)*

——ミハノーブル構造の検討——

正 会 員 林 大 輔**

正 会 員 福 田 浩***

柳 原 昌 二 郎***

On the Improvement of the Mechanical Performance
of the Fahrenwald-flotator (1st Report)

Daisuke HAYASHI, Hiroshi FUKUDA, and Shoziro YANAGIHARA

This paper includes the studies with the purpose to make clear how elemental structure of Mihanobr-type is contributive to the improvement of FW-flotator by way of examining variations of impeller characteristics like hydraulic pumping head, total head coefficient, power efficiency, etc. and the flow-patterns of air bubbles inside as well as outside of the impeller, comparing air-inducting capacity with power consumption.

The following results were obtained from the experiments using No. 15-type flotator without any guide vanes around the impeller.

1) When the pulp circulation hole was fitted to the hood plate, the air-inducting capacity and agitating action of pulp was strengthened by the increase of exit velocity head of the impeller, and both total head coefficient and power efficiency was improved.

2) The exit velocity head increased with the quantity of feed pulp and the peripheral velocity of impeller, while the total head coefficient and the power efficiency for the same quantity of feed decreased with the increase of the peripheral velocity. The ratio (R) of the exit velocity head to the total head was found significantly large.

3) With a shallow depth of the cell, the power, exit velocity head and power efficiency decreased, in spite of the increasing quantity of open air. In this case, however, the decrease rate of the ratio R was comparatively small.

1. 緒 言

FW型浮選機の自吸する外気量を増大し、あわせてその消費動力を低減する方法の一つとして、周知のミハノーブル構造がある。

この構造の要点は、フード板に鉱液循環孔をあけることと、インペラを案内羽根で囲むだけのことであつて、至極簡単であるが、このような構造を採用することによつて、標準型よりも小型のインペラで用が足り、槽の幅と長さを増加しても差支えないだけの鉱液かきまぜ効果が発揮できるとみえて、浅槽を利用している。

ソ連ではこのミハノーブル構造が相当に普及されているようであつて、使用実績も報告されており、設計上の注意事項も多少述べられているが、遺憾ながらその機能

を判断する資料として与えられているものは、多くの場合自吸外気量と所要動力だけにすぎない²⁾。

したがつて詳細は不明であるばかりでなく、かきまぜ効果や処理鉱液量の不足のために、採用を中止した例も紹介され、さらに研究を必要とするものと結論されているところからみても、この構造を十分に吟味することなしに模造することには問題があるように考えられる。

このような事情を考慮してこの研究では、インペラのポンプ特性と循環孔・案内羽根・槽深などの関連を個別的に究明するとともに、併用を必要とする理由を詳細にすることを方針とし、かきまぜ効果に關係する吐出し速度水頭を含む諸水頭の検討やインペラの作用効率およびこれらに關係する気泡の流れ模様の解明などに重点を置くこととした。

この報告は以上の方針による研究の第一部として、まず案内羽根を除去した場合を扱つたものであり、インペラのポンプ水頭に關係する諸水頭・全水頭係数・効率な

* 昭和37年11月5日受理

** 工博 秋田大学教授 鉱山学部鉱山機械学科

*** 秋田大学鉱山学部鉱山機械学科

第1図 浮選試験機と水頭測定法

どの測定をし、これらの検討を通じて、外気自吸・鉱液かきまぜ・動力消費などの特性におよぼす循環孔と槽深の影響を明確にすることを主として試みたものである。

2. 実験の装置と方法

浮選試験機：第1図の(イ)に示すような槽深を特別に深くしたFW15番型機を製作して使用した。この試験機では鉱液管を比較的細くして立管吸気が主となるように配慮してあるので、一定の鉱液量で自吸外気量が最大となる。

インペラと循環孔：研究の前後を通じて形状・寸法の違った各種のインペラと案内羽根を使用した。この報告の範囲では、外径 296mm、出口羽根高さ 25mm、皿型底板の傾斜 10°、12枚羽根のインペラだけを選定して孔径 20mm の循環孔を8個もつたフード板に組合せて使用した。なお循環孔を使用しない場合には孔に木栓をした。

インペラの吐出し口水頭 $h_{2(s+d)}$ ：第1図の(ハ)に示すようにインペラの外周端に単孔ピトー管を設定し、パンタグラフ機構を利用して管孔を先端を中心として任意の方向にむけられるようにし、空気溜めと圧力水注入用三方コックを途中で切込んだビニール管を通じてマノメ

ータに結んで、この水頭を測定した。

一般に気泡の存在する槽内でピトー管を使用すれば、気泡がピトー管内に侵入して測定を困難にする。圧力水と空気溜めの使用はこの困難を除くためのものである^{a)}。

このような測定方式は便利なので、その他の水頭の測定にも利用した。

吐出し口水頭の測定位置を（後掲の第9図に示すように）インペラの外端から2mm外方の垂直線上に求めて、この線上で羽根高さを4分する3点を選定し、それぞれの点にピトー管孔を設定して、その都度ピトー管の方向を上下・左右に振り、最大圧をとつて $h_{2(s+d)}$ とした。

吐出し速度水頭 h_{2d} ：第1図の(ハ)に示すようなピトー管を作り、 $h_{2(s+d)}$ を測定した点の静水頭 h_{2s} を求め、 $h_{2d} = h_{2(s+d)} - h_{2s}$ として算定した。

全水頭 h_t と全水頭係数 ϕ ：インペラ入口の吸込み負静水頭 h_{1s} を周知の方法で測定した上で、離心ポンプにおける算定方式に準じて h_t を求め、この h_t を利用して $h_t = \phi U_2^2 / 2g$ の関係から ϕ を算定した。ただし、この h_t は動圧 (h_{2d}) を含む^{b)}。ここで、 U_2 はインペラの外周速 m/s である。

押上げ（押下げ）静水頭 $h_{2s} - h_{0s}$ ：押込み箱静水頭 h_{0s} を測定して、押上げ（または押下げ）静水頭を $h_{2s} - h_{0s}$ として算定した。ただし、 h_{2s} と h_{0s} はそれぞれインペラの出口羽根の中央高さにおける水平面を基準にとつて測定した値である。

インペラ効率 η ：水馬力の計算を正確にするためには当然インペラにかかる実際の鉱液量 Q_p' が必要^{c)} となるが、外部から鉱液管を通じて供給される鉱液量 Q_p 以外のものはわからないのが、一般の場合である。

したがって、循環孔をへて相当量の鉱液がインペラに繰り返されるような場合には、 $Q_p' \gg Q_p$ となるので、 ϕ に実測値を使用したとしても^{d)}、 Q_p によつて算定する η は実値よりも低い値となつてくるが、 Q_p の実測は困難であるので、この報告では循環孔の有無にかかわらず、すべて Q_p を基礎とし η を算定した^{e)}。

実負荷動力 $P - P_0$ ：インペラ軸にかかる実負荷動力を近似的に $(P - P_0)$ とした。ここで、 P_0 は空転動力であり、 P は全負荷動力である。いずれも電力計による電動機出力である。

外気量の測定：できるだけ実用機の状態に一致させることを考慮して、管内オリイフイスの使用をさけ、吸込

a) この測定方式は著者等の工夫したものである。測定をはじめるに当たつて、まず圧力水を測定管路に通じて管内の気泡を除去する（気泡はピトー管孔と空気溜めの空気抜きから流出する）。つぎに圧力水を遮断してピトー管とマンメータを貫通させるようにすれば、マンメータの水柱差は減少して、余分な管内水をピトー管孔から押出し、ピトー管孔にかかる水頭に平衡する位置でマンメータの水柱が静止する。測定中に気泡が管内に侵入することがあるが、空気溜めに入るので測定値に与える影響は僅少である。
b) ポンプにおける ϕ は全静水頭を対象としている。

c) 文献 3) によると $P = \frac{\gamma_p 0.6 Q_p' \cdot U_2^2}{2g \times 102} + \Sigma P'$ すべものとしていえるが、実験値の裏づけはない。著者等はこの形では実用できないので $P - P_0 = \frac{\gamma_p \cdot \phi \cdot Q_p \cdot U_2^2}{\eta \cdot 2g \cdot 102}$ kW として、 η を算出した。ここで、 γ_p は鉱液管鉱液の密度であり、 $\Sigma P'$ は損失動力である。
d) ϕ は Q_p' にしたがって増大する（後述）ので、 $Q_p' \neq Q_p$ による誤差は生じない。
e) この実験の範囲では実際の η とこのようにして算定した η との違いは、僅少にとどまるようである（文献 13）参照。

みオリフィスとあらかじめ検定をした熱線風速計を組合せて測定した⁷⁾。

外気吹込み式の併用：鋁液量・インペラの周速・槽深などの相違にかかわらず、外気量を任意に調節して運転するためには、外気吹込み式とした方が便利である⁸⁾ので、吸込みオリフィスを取外し、ルーツ・ブロアを立管に直結して外気を吸込んだ。

この方式によると、外気量をそれぞれ一定としたインペラにたいする空間の直角座標を利用したポンプ特性曲線図が容易にえられる。

このような特性曲線の判定には、離心ポンプにおける常識が適用できやすい利点があるので、このような特性曲線を利用して、外気自吸式においてえられる諸特性曲線のそれぞれが変化した経緯を明確にすることとした。

3. 実験の結果と論議

ミハノーブル構造をもった浮選機の機能に関する既往の報告は、ほとんどが循環孔と案内羽根を併用した規格機によるものであつて、個別的な部分構造や寸法のインペラの機能におよぼす影響についての研究はまったく公表されていない⁹⁾。

ことにこの報告で研究の対象とする循環孔は、インペラの機能に最も密接な関連をもつものと想像されるにも

第2図
鋁液量 (Q_p)
と単位自吸外
気量 (Q_a)・実負荷
動力 ($P - P_0$)

- f) 吸込みオリフィスは風量を検定するためと、熱線風速計の測定端子の差込み部分の流れを整えるためのものである。
g) 外気自吸式の場合でも外気量は調節できるが、2個所の吸気端に加減弁をつける必要がある、操作が不便である。
h) 規格機が制定されるまでの間において、種々個別的な部分の構造・寸法の選定について一応実験的な研究があつたはずであると考えるのが至当であらう。
i) 槽深についても 0~200mm の間を数段にかけて測定した。
j) 予備実験で孔数 0~20個について、それぞれ検討したところ、8個の場合、単位外気量当たりの動力消費が最低であつた。孔の位置、大きさなどその関係についての詳細は別の機会に報告する。

かわらず、案内羽根の設計に関する記述はあつても、この循環孔の機能やその設計に関する事項については一向に触れられていないといつても、大げさでない。

槽深の選定についても同様であり、わずかに、極端に浅くするとかえつて自吸外気量を減少すると紹介されている⁴⁾だけである。

そこで、案内羽根と組合せた場合を後報にゆずり、槽深 $H=714\text{mm}$ と 514mm (後掲の図中に $\Delta H=0$ および $\Delta H=200$ とそれぞれ記号している) の2つの場合について⁷⁾、循環孔の有無¹⁰⁾ (循環孔を設けた場合の数値には、とくにその設置を明らかにしている場合のほかは、それぞれの記号に添字 c をつけている) による諸量の相違を求めた。

3.1 外気自吸量と動力消費

外気自吸量 Q_a と動力消費におよぼす槽深と循環孔の影響を調べるために、清水を使用し (以下清水を使用したこととわからない) U_2 をかえて、 Q_p と Q_a 、 Q_p と $P - P_0$ 、 Q_p と $(P - P_0)/Q_a$ 、 U_2 と $(P - P_0)/Q_a$ 、 Q_p と

第3図一(イ)
鋁液量 (Q_p)
と単位自吸外
気量当りの動
力消費
 $\left[\frac{(P - P_0)}{Q_a} \right]$

第3図一(ロ)→
周速 (U_2) と単
位自吸外気量当
たりの動力消費
 $\left[\frac{(P - P_0)}{Q_a} \right]$

第4図 鉱液量
(Q_p) と槽深の
減少による自吸
外気量の増加率
($\frac{Q_{a,200}}{Q_{a,0}}$)

$Q_{a,200}/Q_{a,0}$ などの関係を求めると、第2~4図に示されるようになる。ただし $Q_{a,200}/Q_{a,0}$ は $\Delta H=0$ における Q_a と $\Delta H=200$ における Q_a との比である。

このような第2~4図に示される結果を検討すると、槽深と循環孔について、つぎのような事項がとくに指摘され、論議できる（以下このような記述を省略する）。

槽深について：槽深の減少は、循環孔の有無にかかわらず自吸外気量を増加し、かつ動力消費を減少するが、外気量の増加率には問題がある。すなわち、槽深の減少によって生ずる外気量の増加率は周速によって相違し、周速の大きいほどその増加率は減少する。とくに循環孔のある場合にこのような傾向が明確に現われる。

このような結果は、槽深の減少による自吸外気量の増加には限界があり、この限界がインペラの周速やその他の構造・寸法に関連することを示しているものであり槽内の流相や分散気泡の大小・多少によるインペラへの逆吸引気泡量の相違と密接な関係があることを裏がきするものとする。

循環孔について：循環孔の設置は自吸外気量を増加する。この場合動力は増大するが、循環孔の位置とその大

きさが適正であれば、単位外気量当たりの動力消費は著しく減少する。

このような傾向は、循環孔の位置と大きさを一定として案内羽根を併用した場合について、すでに例示⁴⁾されているので、大ざっぱではあるがこの例示と比較して考察ができる。

このような比較によると、循環孔だけによつて与えられる効果には、著しいものがあり、インペラ自体の作用を強化・改善する点からみれば、案内羽根よりもかえつて循環孔の方が一義的な関係をもつものであるようにさえ思われる。

そこで、このような結果がえられる原因の究明が必要となるが、後述にゆずる。

3.2 全水頭と全水頭係数

全水頭と全水頭係数におよぼす槽深と循環孔の影響を調べるために、 U_2 をかえて Q_p と h_t 、 Q_p と ψ との関係求めると第5図と第6図に示されるようになる。

槽深について：槽深を減少すれば自吸外気量が増加しているために、全水頭は当然減少する。ただし、その減少率は周速にほとんど関係せず、鉱液量の増加につれてわずかに増加するだけである。そして、この増加率は循環孔のある場合の方が大きい。全水頭係数についても同様である。

既述のように、槽深の減少によって生ずる自吸外気量の増加率が周速の増加とともに減少するにもかかわらずこのように全水頭と水頭係数の減少率がほとんどかわらないことは、周速の増加とともに槽深の減少によつてインペラに逆吸引される分散気泡量が増加することを重ねて裏がきするものである。

すなわち、逆吸引される気泡量が増加すれば、それだけ自吸外気量が減少して増加率を引下げるが、逆吸引気泡が加わるのでインペラにかかる気泡量は結局のところほとんど変化しないものと考えられるので、全水頭やそ

←第5図 鉱液量 (Q_p)
と全水頭 (h_t)

第6図 →
周速 (U_2) と
全水頭係数
(ψ)

← 第7図 鋳液量 (Q_p)

と全水頭にたいする吐出し速度水頭の比

$$\left(\frac{h_{2d}}{h_t} \right)$$

第8図 周速 (U_2) と吐出し速度水頭 (h_{2d})

の係数がかわらないことは当然といえる。

このような考え方が無理でないことは、同様な場合における動力の減少率との比較からも証明できる。

循環孔について：循環孔の設置によって、自吸外気量が増加するにかかわらず、全水頭と全水頭係数は著しく増加する。

後述のように、インペラの吐出し速度水頭が全水頭中に占める割合は、きわめて高率であるので、全水頭の増加は大きく見れば吐出し水頭の増加によるものである。

したがって、全水頭が増加することは、繰返し鋳液が循環孔をへてインペラ中に吸引され、鋳液管鋳液に加わってインペラにかかる実際鋳液量を増加し、吐出し鋳液量を増加するとともに、あわせてインペラ中の流れ模様を改善することに基づくものと推察してよい。

全水頭の増加が、たんにインペラにかかる鋳液量の増加のみによるものでなく、インペラの作用を改善することにも強く依存することは、全水頭係数の増加率や既述のような自吸外気量の増加やその単位量当りの動力消費が減少することなどの関係からも、容易に裏づけできる^{k)}。

なお、案内羽根のない清水用離心ポンプでは $\phi \approx 0.83 \sim 1.10^{6)}$ であり、ミハノーブル構造では $\phi = 0.6 \sim 0.7^{7)}$ と紹介されている。ただし、いずれの値も全静水頭を基とした値であるので、ポンプにおける場合は別として、ミハノーブル構造における紹介値とこの報告における ϕ の算定値とは比較できない。

3.3 吐出し速度水頭

インペラの吐出し速度水頭に直線比例して、鋳液かきまぜ作用の強度が増加されるとは限らない⁶⁾ が、工夫することによって強度の減衰は調節されるので、この速度水頭はかきまぜ作用の強度をあらわす1つの尺度になると考えられる。

k) 後述で、インペラ内の気泡の流れ模様の撮影によって証明する。

それにもかかわらず、この速度水頭を吟味した例を見受けないので、ここでもまた、槽深や循環孔との関連を調べるために、 U_2 をかえて Q_p と h_{2d} および Q_p と h_{2d}/h_t などの関係を求めると第7図と第8図に示されるようになる。

槽深について：槽深を減少すれば当然速度水頭は減少するが、その全水頭中に占める割合はかえって増加する。

循環孔について：循環孔の設置によって速度水頭は著しく増加し、その全水頭中に占める割合も増加する。

このような結果は、循環孔の利用によつてかきまぜ作用が著しく強化されることを示すものである。したがって一定寸法のインペラによつて必要以上にかきまぜ作用が強化される場合には、槽幅・槽長の拡大が可能となりさらに自吸外気量の減少が許されたり、他の方法の補助によつて同一量の自吸外気を保持することができる場合には、容易に低周速や小型のインペラの採用ができるので、動力の節減を計ることができる。

なお一般に、速度水頭は周速や鋳液量の増加によつて増加し、その全水頭中に占める割合は、周速とともに著しく増大し、特定の鋳液量で最大となつている。

つぎに測定点における $h_{2(s+a)}$ 値の一例を第9図に示す。この図からわかるように、 $h_{2(s+a)}$ はインペラの底板に近い部分で最大となり、底板から離れるにしたがつ

第9図
鋳液量 (Q_p)
と吐出し口
水頭 ($h_{2(s+a)}$)

第10図 鉱液量 (Q_p) と吐出口静水頭 (h_{2s}), 押込み箱静水頭 (h_{0s}), 押上げまたは押下げ静水頭 ($h_{2s} - h_{0s}$)

て急激に減少しており、しかも、それぞれの測定点では必ずしも鉱液量の増加とともに増加していない。そして、この底板から離れるにしたがつて減少する度合いは、鉱液量と気・液混合比によって違い、鉱液量が少なく、しかも気・液混合比が大きいほど激しい。

このような現象は明らかに気泡の偏流⁹⁾に基づくものである。したがって、このような偏流に基づく h_{2a} や ϕ の低下を防ぐためには、羽根高さを鉱液量にあわせた適当の値に調整して、半径方向の混合気液速度を相当大きくとる¹⁰⁾ようにすることが、正しいことであると判断する。

3.4 吐出口静水頭やその他の諸水頭

これらの水頭もまた、自吸外気量や動力に密接な関連をもつ¹¹⁾ものと考えられるにもかかわらず、総合して測定された例を見受けない。

そこで、 U_2 をかえて Q_p と h_{2a} , h_{1s} , h_{2s} , $h_{2s} - h_{0s}$, h_{0s} などの関係を求めると、第10図と第11図に示され

第11図 鉱液量 (Q_p) と吸込み負水頭 (h_{1s})

ようになる。

これらの結果から、槽深や循環孔との関係を含めて、つぎのような事項がわかる。

1) この実験の範囲では、押込み箱静水頭 h_{0s} は鉱液量によって著しく変化するだけであり、槽深や周速の相違に関係せず、循環孔の有無によってもほとんどかわらない。

2) 両静水頭の差 ($h_{2s} - h_{0s}$) は、鉱液量の増加とともに漸次押上げから押下げに変化する。そして、もし鉱液量と周速が同一であれば、槽深を減少した場合や循環孔を設置した場合の方が、押上げ水頭は小さい（もし押下げになっているときには、押下げ水頭が大きい）。

第12図 鉱液量 (Q_p) とインペラ効率 (η)

しかも、同一鉱液量において生ずるこの静水頭の差異は、循環孔の有無に関係せず、ほぼ槽深の違いに等しい。

3) 吸込み負静水頭 h_{1s} は鉱液量や周速の増加にしたがつて増加し、槽深を減少したり循環孔を設置したりした場合の方が大きい。

以上の事項のうちでとくに 1) と 2) は、後述のように外気吹込み式を採用して構成した外気量一諸特性曲線を組合せ利用して、槽深の減少によって生ずる既述のような諸特性値の変化を解明する際に、簡便な作図法を与える。

3.5 インペラ効率

槽深と循環孔がインペラ効率におよぼす影響を明らかにするために、 U_2 をかえて Q_p と η の関係を求めると第12図に示されるようになる。

この第12図の結果は、全水頭係数とほぼ同様な傾向であり、インペラ効率が鉱液量の増加とともに増加し、周速の増加につれて減少することを示しているが、さらに槽深と循環孔についてもつぎのような事項を明確にしている。

槽深について：槽深の減少は吐出口静水頭を減少するにもかかわらず、やはり効率を低下する。

したがって、槽深の減少によって生ずる自吸外気量の

増加と動力の減少は、結局押上げ静水頭の減少に基づくものと考えて差支えない。

循環孔について：循環孔の設置は、自吸外気量の著しい増加にもかかわらず、また効率を増加する。

したがって、インペラにかかる実際鋳液量の増加によって動力が増大するにもかかわらず、単位外気量当りの動力消費が減少する原因は、鋳液の循環によってインペラの機能が強化・改善されることと、押上げ水頭の減少することによるものと考えて差支えない。

3・6 インペラ効率と全水頭係数

この報告では、この効率 η と係数を別々に算定したがこのような算定は手数のかかることである。したがってたんに動力特性の比較に利用することを目的とするような場合には、 $\phi = \phi/\eta$ が求められればことたりる。この ϕ と周知の動力指数 N_p との間には $N_p = K(Q_p) \cdot \phi$ の関係が成立つので、既知の ϕ を利用すれば同一浮選機を回分式として操業した場合における、インペラにかかる鋳液量を近似的に推定することもできるので便利である。

そこで既掲の測定値を利用して ϕ を算定して N_p と比較し、この ϕ の方がインペラの動力特性を表わすものとしては、一段と優れていることを論議したが、詳細は省略する（林・福田：浮選，1963—春季号，参照）。

4. 槽深の減少とインペラのポンプ特性

すでに前節で明らかにしたように、案内羽根のない同一インペラ・ブロックを使用した場合には、循環孔を設置したとしても、槽深の減少による吐出し速度水頭とインペラ効率の低下は避けられない。

このような現象が存在することは、とりまなおさず循環孔の機能に限界のあることを示すものであり、ここに案内羽根の装着が期待される一つの理由があると考えられる。

したがって、早速案内羽根作用の検討にかかるべきであるが、この検討を後報にゆずることとし、検討の前提として、案内羽根のない場合における槽深の減少とインペラ特性の変化との関連を改めて求め、既述のような結果が示された経緯を例示によって解明しておくこととする。

このような見地から、便法として外気吹込み式を利用し、一定の Q_p と U_2 について吹込み外気量 Q_a' （外気自吸式の場合でも、吸気口を絞れば任意の自吸量 Q_a が与えられるので、 Q_a' と Q_a を区別する必要はないが、既掲の自吸外気量 Q_a は一定の吸気口によって与え

られているので、特定の場合についてのみ $Q_a' = Q_a$ となる）と h_t 、 $h_{28} - h_{0s}$ 、 h_{0s} 、 $P - P_0$ 、 η などの関係性を求め、その一部を例示すると第13図m)に示されるようになる。ただし、この例では循環孔をとくに設けていない。

この第13図を利用すると、槽深の減少によって生ずるインペラのポンプ特性の変化が簡単かつ明瞭に理解できる。

この第13図は離心ポンプにおける常識だけでは判読で

第13図—(イ) 外気量 (Q_a) と諸ポンプ特性値

第13図—(ロ) 外気量 (Q_a') と諸ポンプ特性値

m) この図は U_2 をパラメータとした、 $Q_p \cdot Q_a$ ・ポンプ特性値の直角座標図の一部である（完全なものは案内羽根をつけた場合について示す）。

$$1) P - P_0 = N_p \cdot \frac{\rho_p \cdot n^3 \cdot d^5}{g c} = \phi \cdot \frac{\rho_p \cdot Q_p \cdot U_2^2}{g} \text{ から } N_p = K(Q_p) \cdot \phi, \\ \text{ここで、} n \text{ は rps, } d \text{ はインペラ直径 m。}$$

きないので，利用法を説明するとつぎのようである。

たとえばまず $\Delta H=0$ の槽深の場合に自吸外気量が $Q_{a.0}$ であつたとすれば，この場合には $h_t = \overline{AM}_0$ ， $h_{2s} - h_{0s} = \overline{FM}_0$ ， $h_{0s} = \overline{BM}_0$ ， $P - P_0 = \overline{GM}_0$ であるはずである。

つぎに槽深を 200mm 減少して $\Delta H=200$ としたとすれば，この場合における諸特性値は，押込み箱静水頭 h_{0s} （押込み箱液位）のかわらないことを利用し， $\overline{BC}$ の水平線を引き，C点を通る垂直線を立てることによって自吸外気量 $Q_a = Q_{a.200}$ ， $h_t = \overline{DM}$ ， $h_{2s} - h_{0s} = \overline{EM}$ ， $P - P_0 = \overline{JM}$ として与えられる。

このような方法の正しいことは，前節にあげた特性値との照合をまつまでもなく， $\overline{FM}_0 - \overline{EM}_0 = \overline{ab}$ が 200mm にほぼ等しいことで証明される。

この第13図（循環孔を設置した場合のものは省略）と以上の作図法から，結局のところ，外気量の増加にかかわらず h_t 曲線をできるだけ水平に近く保てるようなインペラ特性を与えることが（ h_t 曲線が水平に近づけば h_{0s} 曲線も水平に近づく），槽深の減少によつて生ずる吐出し速度水頭とインペラ効率の低下を防いだり，さらに進んで，上昇させた原因になることがわかる。

なお，このような h_t 曲線の水平化ができることを後報で証明する。

5. 結 言

実験の諸結果の中で主なものを要約すると，つぎのようになる。

1) 案内羽根の装着をしない場合でも，フード板に循環孔を設置することによつて，自吸外気量が著しく増加され，吐出し速度水頭が高まつて鉱液かきまぜ作用が強化され，全水頭係数とインペラ効率が改善される。

このような場合，動力は増加される。ただし単気外気量当たりの動力消費は減少される。

2) 案内羽根の装着をしない場合でも，槽深の減少によつて，周知のように自吸外気量が増加され，動力も軽減されるが，反面で，全水頭係数・吐出し速度水頭・イ

ンペラ効率などが低下される。このような場合，循環孔を設置しただけでは，この低下を完全に防止することはできない。完全に防止するためには別の方法でインペラの機能をさらに改善する必要がある。

3) 槽深の減少には限度がある。槽深の減少によつて自吸外気量の増加される割合は，周速の増加とともに減少される。このような場合でも全水頭係数・吐出し速度水頭・インペラ効率などの低下される割合は周速に関係しない。

4) 吐出し速度水頭は鉱液量や周速の増加とともに増加されるが，同一鉱液量における全水頭係数とインペラ効率は周速とともに減少される。

5) 吐出し速度水頭の全水頭中に占める割合は，きわめて高い。

6) 周速をパラメータとし，鉱液量—外気量—ポンプ特性値をもつて構成する空間直角座標図の利用によつてその他の諸条件の変化によつて生ずる浮選機機能の相違する経緯が，明瞭に理解される。

引 用 文 献

- 1) Д. С. ЕМЕЛЬЯНОВ: ФЛОТАЦИЯ УГЛЯ, стр. 57~60 (1956).
- 2) О. А. ЩУМКОВ: ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ, 10, стр. 1~10 (1959). В. А. РУНДКВИСТ, С. И. МИТРОФАНОВ: ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ, 3, стр. 16~31 (1960).
- 3) М. В. ГРЕЙУХ: ЭЛЕКТРООБРУДОВАНИЕ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ И АГЛОМЕРАЦИОННЫХ ФАБРИК, стр. 60~61 (1960).
- 4) В. А. ГЛЕМБОЦКИЙ, В. И. КЛАССЕН, И. Н. ПЛАКСИН: ФЛОТАЦИЯ, стр. 266 (1961).
- 5) 林大輔: 日本鉱業会誌, 74, 836, 88~91頁 (昭和33).
- 6) R. L. DAUGHERTY: CENTRIFUGAL PUMPS, p. 70, p. 90 (1915).
- 7) С. И. МИТРОФАНОВ: СЕЛЕКТИВНАЯ ФЛОТАЦИЯ, стр. 243 (1958).
- 8) 林大輔: 浮選, 9, 26~30頁 (1958), 永田・横山・北村: 化学工学, 17, 95頁 (昭和31).
- 9) 林大輔: 日本鉱業会誌, 73, 823, 23頁 (昭和32). 林大輔: 日本鉱業会誌, 75, 853, 466~467頁 (昭和34).
- 10) 文献 7) 246.
- 11) 林大輔: 日本鉱業会誌, 73, 829, 437~440頁 (昭和34).
- 12) 林大輔: 浮選, 18, 32~36頁 (1962).