621.67

高速回転うず巻ポンプの試作研究*

(第1報, Aポンプの特性および吸込性能について)

葛西泰二郎**, 高松康生**, 永田徹三***

Researches on High Revolution Centrifugal Pumps

(1st Report, Research on Suction Performance and Characteristic of A Pump)

by Taijiro KASAI, Yasuo TAKAMATSU, and Tetuzou NAGATA

A small, light-weight and high revolution (rated 16 000 rpm) centrifugal pump with a booster was made for the experimental purpose and the performance test was carried out up to 11000~12 000 rpm the allowable speed of the test motor.

In this report, authors showed the performances and characteristics of the pump, using coefficients for example.

$$H/(u_2^2/g), \phi = H/H_{th\infty}, m_t = \sqrt{(b_2/D_2)/(v_{m2t}/u_2)}, \text{ etc.}$$

According to the test result, it was clarified that the leakage and circulating water were decreased by the use of many radial grooves cut on the outside of impeller shroud, and the suction performance was considerably improved by the booster.

1. 緒 言

遠心流体機械においては、圧力は羽根車周速の二乗に比例して変化するはずであるから、回転数を今かりに 10 倍に上げたとすれば理論的には圧力は 100 倍となるはずで、機械の小形、軽量化の上で絶大な効果がえられ特にタービン駆動の場合に好都合となる。しかし液体加圧用のポンプの場合は、短区間における圧力差の増大に基くもれ水および循環水の増大、性能、特に吸込性能の低下、その他その実現をはばむ難問題も多く、特に吐出し量が大さくない場合は、体積効率の低下、循環水の逆流障害など特に解決を要する事項が少なくない。よってこれらの問題点に対しちおうの対策を講じて設計した回転数毎分約 16 000 のブースタ付高速回転うず巻ポンプを試作、電気動力計の許容回転数の範囲内で試験し、その特性および各特性値ならびに設計上の諸係数の確認を行ない、また特殊の考慮を施した軸流形ブースタポンプおよび裏羽根の効果も検討した結果を記述する。

2. 記 号

$$H = H_d - H_s : \text{ポンプ全揚程,} \quad \text{m Aq}$$

$$H_d = p_d/\gamma + v_d^2/2g + y_d : \text{ポンプ基準位置における吐出し全圧水頭(ゲージ),} \quad \text{m Aq}$$

$$H_s = p_s/\gamma + v_s^2/2g + y_s : \text{ポンプ基準位置における吸込全圧水頭(ゲージ),} \quad \text{m Aq}$$

$$p_s/\gamma : \text{主羽根車出口静圧水頭(ゲージ),} \quad \text{m Aq}$$

$$p_{L1}/\gamma : \text{ラビリンス(1)部静圧水頭(ゲージ),} \quad \text{m Aq}$$

$$p_{L2}/\gamma : \text{ラビリンス(2)部静圧水頭(ゲージ),} \quad \text{m Aq}$$

$$p_{L3}/\gamma : \text{ラビリンス(3)部静圧水頭(ゲージ),} \quad \text{m Aq}$$

$$H_o = p_o/\gamma + v_o^2/2g + y_o : \text{主羽根車入口部吸込全圧水頭(ゲージ),} \quad \text{m Aq}$$

$$Q : \text{吐出し量,} \quad \text{l/s}$$

$$q_l : \text{主羽根車車板外側を流れるもれ流量,} \quad \text{l/s}$$

$$q_c : \text{主羽根車側板外側を流れる循環流量,} \quad \text{l/s}$$

$$q = q_c + q_l, \quad \text{l/s}$$

$$Q_t = Q + q : \text{主羽根車内流量,} \quad \text{l/s}$$

$$L_n = \gamma Q H / 102 : \text{水動力,} \quad \text{kW}$$

$$L : \text{軸動力,} \quad \text{kW}$$

$$L_m' : \text{主羽根車, ブースタポンプおよび案内羽根を除去し水を充滿させて回転したときの軸動力で機械損失の近似値,} \quad \text{kW}$$

$$\eta : \text{ポンプ全効率}$$

$$\eta_v = Q/Q_t : \text{体積効率}$$

$$H/(u_2^2/g) : \text{揚程係数(ブースタポンプを含む)}$$

$$H_s/(u_p^2/2g) : \text{吸込全圧水頭のプロペラ羽根車外周速を用いた無次元値}$$

* 昭和 37 年 4 月 4 日 第 39 期通常総会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和 36 年 11 月 30 日。

** 正員, 九州大学工学部(福岡市箱崎町)。

*** 正員, 九州大学生産科学研究所。

$H_0/(u_p^2/2g)$: うず巻ポンプ羽根車入口部水頭の

プロペラ羽根車外周速を用いた無次元値

$A = \pi D b_2 \{(t_2 - \sigma_2)/t_2\}$: 主羽根車出口の有効面積, m^2

σ_2 : 主羽根車出口円周上における羽根の厚さ, m

b_2 : 主羽根車出口軸方向幅, m

t_2 : 主羽根車出口円周上における羽根のピッチ, m

$v_{m2} = Q/A_2$: 吐出し量をもととした羽根車出口
における半径方向流出分速度, m/s

$v_{m2t} = Q_t/A_2$: 羽根車内流量をもととした羽根
車出口における半径方向流出分速度, m/s

$m = \sqrt{(b_2/D_2)/(v_{m2}/u_2)}$

$m_t = \sqrt{(b_2/D_2)/(v_{m2t}/u_2)}$

$\phi = H/H_{th\infty}$

$H_0 - H_s$: ブースタプロペラポンプ全揚程, $m Aq$

H_p : ブースタプロペラポンプ吐出し全圧水頭
(うず巻ポンプの主羽根車除去の場合で
その通路の抵抗を含む) (ゲージ), $m Aq$

$(H_p - H_s)/(u_p^2/2g)$: ブースタポンプの揚程係数

$v_a = (Q + q_l)/A_p$: ブースタポンプの軸流速度, m/s

A_p : ブースタポンプ部分の流路断面積, m^2

v_a/u_p : ブースタポンプ流量係数

L_p : ブースタポンプ軸動力, kW

η_p : ブースタポンプ効率

A_l : もれ水パイプ断面積, m^2

$\eta_h' \eta_o = L_n/(L - L_m')$

$\eta_{hp}' \eta_{vp} = L_{np}/(L_p - L_m')$

$H_{sva} = P_a/\gamma - P_v/\gamma + H_s$: 有効吸込絶対全圧水頭,
 $m Aq$

P_v/γ : ポンプ運転時の水温に相当する水の飽
和蒸気絶対圧力水頭, $m Aq$

γ : 水の単位体積重量, kg/m^3

$H_{sva}/(u_1^2/g)$: 有効絶対圧力水頭の主羽根車
内周速をもととする無次元値

P_a/γ : 大気絶対圧, $m Aq$

t_w : 水温, $^{\circ}C$

t_a : 大気温度, $^{\circ}C$

3. 実 験 装 置

第 1 図は実験装置の外観図である。第 2 図は実験装置の概略を示したもので、ヘッドタンク①の水は吸込仕切弁②を通りあわ抜き用真空タンク③にはいる。タンク中遊離する気ほうは真空ポンプ④で排出され水は 80 mm の吸込管をへてポンプ⑤に吸込まれ、吐出し弁⑦、オリフィス⑧を通りヘッドタンクに帰る。もれ水は排出管⑥を通りもれ水量水タンクにはいり計量される。回転数は電子管式回転計を用い、軸動力は直結

した電気動力計⑩で計測した。電気動力計は電線および送排油管がなるべく軸中心線にくるように改造し精度の向上につとめてある。あわ抜き用真空タンクには透明窓を設けて内部のあわを観察できるようになり、真空ポンプは仕切弁全開運転のときは停止し他は常時駆動した。ヘッドタンク中の水準は常に一定(ポンプ中心線上 3 m)に保持した。実験時の大気温度、水温、大気圧の大略は次の範囲内である。 $t_a = 5 \sim 8^{\circ}C$, $t_w = 8 \sim 10^{\circ}C$, $P_a = 767 \sim 770$ mm Hg.

4. 主羽根車およびブースタ用プロペラポンプ

ポンプは 16 000 rpm において、吐出し量 2.9 l/s, 揚程 443 m Aq, 比較回転度は流量が m^3/min 単位で、69.3, m^3/s 単位で 8.9 で計画したもので、特殊構造の軸流形ブースタポンプを前置し主部は単段片吸込みのうず巻ポンプで、羽根車は精密鑄造として壁間の仕上と精度の向上を期してある。もれ水および循環流量の軽減のため大きなラビリンスの外に裏羽根を備え、なお特殊のメカニカルシールを設けてある。吸込管は内径 80 mm, 入口ベンド部には整流翼をおき吐出し管の内径は 42 mm である。ポンプ主要部の断面は第 3 図に示すごとくで、主ポンプ羽根車の主要諸元を第 1 表に示す。

第 1 図 実験装置の外観図

① ヘッドタンク ② 吸込仕切弁 ③ あわ抜き用真空タンク
④ あわ抜き用真空ポンプ ⑤ 80 mm うず巻ポンプ
⑥ もれ水パイプ ⑦ 吐出し仕切弁 ⑧ オリフィス
⑨ 22 kW 電動機 ⑩ 電気動力計

第 2 図 実験装置

ブースタ用軸流ポンプは高周速用として特殊の考慮を加えたもので、羽根車は前後段2部からなり、羽根入口部の形状その他に独特の考慮が加えてあり、その概略を第4図にその諸元を第2表に示す。

5. 吸込弁全開時のポンプ特性

第5図は吸込弁全開時の8000, 9000, 10000, 11000 rpmにおける各特性曲線である。ポンプ最高効率 η は46~49%の範囲である。このポンプはメカニカルシールを使用しかつラビリンス部などの間げきが

第1表 主ポンプ羽根車主要諸元

羽根車外径 D_2 , 120 mm	羽根入口角(側板側) β_{1s} , $2^\circ 57'$
羽根車内径(側板側) D_{1s} , 54 mm	羽根入口角(中央) β_{1c} , $3^\circ 39'$
羽根車内径(中央) D_{1c} , 47 mm	羽根入口角(車板側) β_{1d} , $3^\circ 50'$
羽根車内径(車板側) D_{1d} , 40 mm	羽根数 z , 5
出口幅 b_2 , 4.1 mm	羽根出口角 β_2 , 15°
入口幅 b_1 , 17 mm	羽根出口有効面積 A_2 , $0.14 \times 10^{-2} \text{ m}^2$

第2表 ブースタ用プロペラ羽根車主要諸元

前部	後部
プロペラ外径 D_{a1} , 79.5 mm	プロペラ外径 D_{a2} , 79.5 mm
取付角 {先端 θ_{th1} , $1^\circ 10'$ 翼根 θ_{thr1} , $3^\circ 30'$	取付角 {先端 θ_{th2} , $1^\circ 38'$ 翼根 θ_{thr2} , $3^\circ 58'$
羽根数 z , 2	羽根数 z , 3
翼形 NACA 160506 に近く先端部は特殊の形状とす	翼形 NACA 1618(0.435) に近く多少の補正を施す

① 主羽根車 ②, ③ ラビリンス ④ 案内羽根
⑤, ⑥ ブースタポンプ ⑦ メカニカルシール ⑧ 主軸

第3図 80 mm うず巻ポンプ断面図

第4図 ブースタプロペラ羽根車

小さいので水を抜いた状態での運転ができないので空転による機械損失を測定しえない。それでうず巻ポンプの主羽根車、案内羽根およびブースタ羽根車を除去して主軸だけとなし水を充滿させて運転したときの軸動力 L_m' を機械損失に近似なものとして計測した。いま $\eta = \eta_v \eta_h \eta_m$ の関係において η_h' を水力効率 η_h の近似値であるとすれば $L_m/(L - L_m') = \eta_v \eta_h'$ となるが、この η_h'/η_v の値と、 $H/(u_2^2/g)$ の諸値と v_{m2}/u_2 との関係を図6に、またそれらの諸値と v_{m2}/u_2 との関係を図7に示した。このポンプでは機械損失の近

第5図 ポンプの特性

第6図 $\eta_v \eta_h'$ および $H/(u_2^2/g)$ と v_{m2}/u_2 との関係

似値は 8000~11000 rpm において 6~9% に達しているが、これは吐出し量が少ないこととメカニカルシールのおさえねなど相当強くしてあることに原因するものと思われ、機械効率の低下はやむをえない。図の全揚程 H は吸込仕切弁全開時の値であるが、その際の吸込水頭の無次元値 $H_{s0}/(u_1^2/g)$ の値を第 7 図に示してある。ラビリンス部の圧力は 8000 rpm について計測した。なお駆動用電気動力計は最大回転数 12000 rpm のものであるが、その容量の関係上ブースタポンプのみの試験をのぞいては 11000 rpm までにとどめ、16000 rpm の特性は他の動力源により同種のポンプについて確認試験を行なう程度にとどめた。

6. ポンプの吸込性能

ポンプの回転数が 8000 rpm, 9000 rpm, 10000 rpm, 11000 rpm の 4 種について基準状態 ($P_a=760$ mmHg, $t_w=15^\circ\text{C}$) に換算した吸込静圧測定断面 (第 2 図参照) の静圧 p_s/γ を各一定値に保って、吐出し量、吐出し圧力、軸動力、もれ水を計測した。吸込静圧は吸込仕切弁全開のほか、-4.5 m, -6.0 m, -6.7 m, -6.9 m の 5 種をえらんだ。

第 8 図は吸込静圧および回転数をパラメータとしてポンプ性能を無次元表示したもので $H/(u_2^2/g)$ と $(Q+q_1)/A_2u_2$ との関係を示す。

試作した実験用うず巻ポンプは第 3, 4 図に示すように、主羽根車の外側にラビリンスおよび裏羽根を有するほかに吸込性能の改善のため、予圧用のプロペラ形特殊ブースタポンプを装置している。第 8 図はブースタポンプを装置した場合の結果であるが、ブースタポンプの効果をj知るためにプロペラポンプおよび吸込部案内羽根を除去し、主ポンプだけとして試験を行な

った結果を第 9 図に示す。すなわち図は $H/(u_2^2/g)$ と $(Q+q_1)/A_2u_2$ との関係を示した吸込特性線である。

プロペラポンプを装置した場合 (第 8 図) と除去した場合 (第 9 図) とを比較してみると、ブースタポンプが吸込み負圧増大の場合に吸込性能の改善に対して顕著な効果を発揮し、ポンプの安全な使用を可能としているようすがわかる。すなわちうず巻主羽根車内のキャビテーション防止に対しこの種のブースタポンプが大きな成果をあげうるものであるということが出来る。流量が著しく過大な領域ではブースタポンプを装置している場合のほうが早く揚程が降下するがこれはやむをえない。ブースタポンプの設計が小流域で行なわれているためである。

7. ブースタプロペラポンプについて

プロペラ形ブースタポンプがポンプの吸込性能の向上に効果をあげうることはすでに第 8 図と第 9 図との比較からも明らかであるが、ブースタ羽根車を装置した場合における主羽根車入口全圧水頭 H_0 と吸込全圧水頭 H_s との差をとり、これがブースタポンプの揚程に近いとみて、これをプロペラ羽根車の外周速で無次元化して示したものが第 10 図である。設計点付近では揚程上昇に相当の役割を果している。流量が定格をはるかに越えた $(Q+q_1)/A_2u_2$ が 0.08 以上の範囲では抵抗となっている。吸込性能のところでブースタポンプを装置している場合は、流量が過大になると早く揚程が低下すると述べたのは以上の原因によるものである。

次に前後 2 部からなるブースタ羽根車だけを残し (第 11 図)。他の案内羽根および主羽根車を取除いて運転した場合の特性を第 12 図に示す。測定した軸動力にはポンプの軸受およびメカニカルシールなどの機械損失動力が含まれ、それが軸動力に占める割合が大きいのjで効率は低い。つぎに主羽根車、案内羽根およびブースタ羽根車を除去して主軸だけとなし、水を充満させ回転させたときの軸動力を機械損失とみなして効率表示したのが η_{hp}'/η_{vp} である。揚程は 8000~11000 rpm において 9~18 m となっている。しかしこのブースタポンプ設置の目的は、この羽根車による圧力上昇そのものではなくて、この羽根車がキャビテーションの害を最小限にとどめて水を主羽根車に送り、主羽根車の性能低下を防止するにあるのであって、その結果は予想にこたえて満足すべきものと考えられる。

次にブースタ羽根車の後の案内羽根を装置し、案内羽根による効果を知るために実験を行なった結果を第

第 7 図 $\eta_h, \eta_v, H/(u_2^2/g)$ および $H_{s0}/(u_1^2/g)$ と v_{m2t}/u_2 との関係

第8図 ブースタポンプを有する場合の吸込特性 (無次元表示)

第9図 ブースタポンプを取除いた場合の吸込特性 (無次元表示)

第10図 ブースタポンプ揚程の無次元表示

第11図 主羽根車および
案内羽根除去

13 図に表示した。案内羽根による圧力回復，効率の上昇が顕著であり流量も増加している。揚程は 8000～12000 rpm において 12～24 m となり，吐出し量は 3.7 l/s～5 l/s となった。

8. もれ水ならびに循環水および裏羽根の効果

第 14 図に示すように主羽根車の車板および側板の外側には，いずれももれ水および循環水を減少させるためにラビリンスおよび裏羽根を設けてある。高速回転の場合は 1 段あたりの圧力上昇が大きく，もれ水および循環水の増加の傾向が顕著であるから，これが体積効率ひいては全効率の低下に大きくひびきやすく，その防止対策が十分でないとその影響はポンプ性能に致命的にひびいて使用不能をきたす場合も起りかねない。このポンプのラビリンスは相当大きなものとしてそのすきまは 0.15 mm～0.20 mm とするとともに，車板および側板の外側に近く 36 枚，深さ 1.5 mm のみぞを半径方向にきった裏羽根を設けた。

この裏羽根の遠心作用でもれ水および循環水の防止をいっそう効果あらしめようとしたものである。なお

図の 1～5 の番号のところに測圧孔を設け，それらのところの圧力は第 5 図に示してある。

第 15 図はもれ水量と全揚程との関係を無次元表示したものである。図から明らかなように $H/(u_2^2/g)$ の値が 0.32 付近において 8000～11000 rpm の全範囲で q_l/A_1u_2 が零となっている。

一般にもれ水または循環水の近似計算式は

$\Delta H = H - H_s$ として $q_l = fA\sqrt{2g\Delta H}$ で示すものとするれば，この羽根車に設けたような裏羽根を用いる場合は

$$\Delta H = \{(H - 0.32 u_2^2/g) - H_s\}$$

で表わされることとなり，もれ水および循環水防止対策として裏羽根の効果は相当に大きい。

$H/(u_2^2/g) > 0.32$ の場合はもれ水 q_l および循環水 q_c は正の値となり， $H/(u_2^2/g) < 0.32$ の場合は q_l および q_c は負の値となったがこの場合は主羽根車の主通路の外に，両側の裏羽根もポンプ作用を行なうこととなる。この際側板側は水が切れることはないにしても，車板側のもれ水取出管の状態によっては空気を吸い，

第 12 図 案内羽根除去した時のブースタ羽根車単独の無次元特性

第 13 図 案内羽根装置のブースタポンプ単独の無次元特性

- ① 羽根出口静圧取出口 p_3/γ
- ② ラビリンス 1 部静圧取出口 p_{L1}/γ
- ③ ラビリンス 2 部静圧取出口 p_{L2}/γ
- ④ ラビリンス 3 部静圧取出口 p_{L3}/γ
- ⑤ 羽根入口静圧取出口 p_0/γ
- ⑥ ブースタプロペラポンプ
- ⑦ 裏羽根

第 14 図 主羽根車のラビリンスおよび裏羽根

第 15 図 もれ水量と全揚程との無次元関係

第 16 図 ϕ および m_1 の値
(ブースタポンプを有する場合)

側板の軸中心部付近は空気に満たされ、軸スラストの状態が不連続的に変ることになるはずであるから注意を要する。

9. うず巻ポンプの ϕ および m_1 の値

$H/H_{th\infty}$ で示される ϕ の値は最高効率付近よりもわずかに流量の少ないところで最高の値 0.70~0.72 となり、最高効率付近で 0.69~0.70 となっている。この ϕ の値はもちろんブースタポンプの値もふくまれており、ブースタポンプとその案内羽根を取り除いた場合の η_{max} 付近の値は 0.72~0.73 となった。これらの値を第 16 図および第 17 図に示す。

主羽根車の設計において b_2/D_2 と v_{m21}/u_2 とがポンプ効率に重要な意義をもつことから、 $b_2/D_2 = m_1^2 (v_{m21}/u_2)$ とおいた場合 $m_1 = \sqrt{(b_2/D_2) / (v_{m21}/u_2)}$ の値がポンプ効率の良否と密接な関係があることは著者の 1 人がかねてから指摘⁽¹⁾したところであって、比較回転度、羽根出口角、 b_2/D_2 を異にする多数のうず巻ポンプの実験結果によれば、ポンプ最高効率付近の m_1 の値は比較回転度 (Q は m^3/s 単位で) が 18~40 の範囲内においては 0.50~0.54 となったと報告⁽¹⁾したが、本実験では m_1 は最高効率付近で 0.60~0.70 となった。このポンプが高速回転、低比較回転度であるためかいくぶん大きな値となっている。今後この種のポンプの効率改善上なお検討を要する問題点といえよう。

第 17 図 ϕ および m_1 の値 (ブースタポンプおよび入口案内羽根を除去した場合)

10. 結 言

(1) 小吐出し量、高揚程の高速回転、単段うず巻ポンプの試作研究を行ないいちおうの目的を達した。

(2) 吸込性能を改善するために装備した、特殊のプロペラ形ブースタポンプは所期の効果を発揮し、その性能も測定しえた。

(3) もれ水、循環水の防止にはラビリンスのほかにも裏羽根を装置したが裏羽根の効果も小さくない。

(4) うず巻ポンプの設計に際して重要な意義を持った ϕ および m または m_1 の値をこのような高速回転ポンプの場合にまで適用検討しえた。

この研究を行なうにあたり当時大学院学生であった松平秀雄氏、学生であった磯村修一、中山 孝の両君、三菱長崎造船所技師 吉永五男ならびに九州大学工学部水力実験室諸氏の助力ならびに協力を受け、またポンプの試作その他に三菱長崎造船所の協力をうけた。なおこの研究を行なうにあたり文部省科学試験研究費の交付を受けた。ここに記して深じんなる感謝の意を表する。

文 献

- (1) 葛西, 第 30 期定時総会講演会前刷, 講演番号 427 (昭 28-4), 6.

討

〔質問〕 回転数の変化によるポンプ特性の変化を考究するに際して、キャビテーション係数を一定として、たとえば、本実験において 11000 rpm における η_{max} の流量を基準点として、その点およびその対応点におけるキャビテーション係数を一定として、特性

論

を比較すれば、回転数増大の影響がなお明らかになると思われるが、その比較はされなかったか。

(村 井 等)

〔回答〕 御質問のとおり、吸込性能に対する回転数の影響は設計上きわめて重要な問題で、本研究にお

付 図 1

いても検討を試みたのであるが、御承知のように、本ポンプでは吐出し量が少なく、しかも吐出し量に対するもれ水および循環水の割合が比較的大きいので、流量の無次元表示を行なった場合、一致が良好でなく、また本ポンプに装置している裏羽根、プロペラ羽根車などの影響により、回転数の影響を明確に求めえなかったもので、あえてこのたびは割愛したわけである。

〔質問〕(1) 特殊なメカニカルシールとはどんなものか。高速回転ポンプとして軸封装置も重要な問題の一つである。特にメカニカルシールを使った場合にはその構造材質に解決すべき問題が多いように思われるので、この試作ポンプに使用されたメカニカルシールの構造、材質、寸法、成果の概略を紹介してほしい。

(2) ラビリンスについて、付図1のごとく回転側突起部aを固定側で上下からいただくような形式のラビリンスは振動の原因となった例があるので、この試作ポンプの場合もラビリンスの間げきが0.15~0.20mmと相当大きいのは振動が生じて間げきを大きくしたのではないか。もし振動のために間げきを大きくせざる

を得なくなって、その結果もれ量の増大をカバーするために裏ばねをつけたのならば、裏ばねは相当馬力をくうので、ラビリンスの形式をさらにくふうする必要があるように思われる。(星光 浩)

〔回答〕(1) 一般にメカニカルシールの許容値としてはPV値で表示しているが、実験したうず巻ポンプの設計回転数が毎分16000回転であるから、しゅう動部分の相対速度 $V\text{m/s}$ が非常に大きく、また潤滑油と作動液との混入を防ぐためにばねの強さを強くしてあるので、 $PV=10 \times 50.24 \div 500$ と非常に大きな数値となっている。

製作にあたっては、このような条件を考慮に入れて設計されている。メカニカルシールは摩擦係数が低く耐熱性で、耐摩耗性に富んだ材質を使用し、ばねは多ばね形式とした。

実験成果としては、このメカニカルシールで十分に所期の目的を達した。

(2) 御質問のような回転側突起部と固定側上下でいただいたために振動が起った経験はない。ラビリンスの間げきを振動が起ったために0.15~0.20mmとしたのではなく、このポンプの組立精度、使用液体のどみのろ過装置の条件により以上の間げきを保持した。

長年高速回転の実験を行なっているが、裏羽根を装置していないポンプでは効率が上昇しないが、裏羽根を装置した場合には、裏羽根による馬力の増大は計測してないが、ポンプの効率が上昇しているので、裏羽根をつけることは有効であると思われる。

融解鉄を電磁制御により誘導する

昨年、ソ連の Likhachev モータ工場で融解鉄を運搬する方法として、とりべの代りに電磁式誘導みぞを用いる方法が開発された。

この実験に使用された鉄誘導みぞは耐火粘度にグラファイトを混合した耐火ブロックで建設され、みぞは取りはずしが簡単で、金属が冷却しないようガスバーナを内蔵しているふたでおおわれている。誘導励磁装置の磁心は透磁率の高い積層材からなり、そのまわりに冷却用の水を通した銅管がまかれ、交流の電気が通される。

この誘導みぞはもともと鉄を水平輸送する目的で設計されたものであるが、1~2°の傾斜でも送ることができる。金属の流れは磁力の調整により制御され、停止は磁力の方向を逆転することにより行なわれる。スラグは磁場にひかれられないので、傾斜みぞの部分で残り、

取除かれる。これが誘導みぞの寿命を長くし、金属の純度を高める。金属を最初に流した際みぞの側面や底に固体金属の薄層(5~8mm)ができるが、この層の厚さは次の操作からはふえず、除去も容易である。このみぞを通して金属の組成には何ら変化はなく、予定のテストを終了したみぞにも何の損傷も認められなかった。

工業用誘導みぞの場合の動力消費は上方に1.5~2°の傾斜で輸送する場合で0.05kW h/t mを越えず、水平輸送の場合はこの数分の1にすぎない。金属加熱用のコークスガスの消費量は、鉄の温度が1300°C以上でみぞの長さ1mにつき8m³/hである。

この実験では、電磁によるタップの実験も研究された。

[Engineering, 194-5025 (1962), 174]

(日本科学技術情報センター提供)