石炭の流体輸送に関する研究* (第4報)

— 試作給炭機の性能試験 —

正 会 員 川 島 俊 夫**

Study on Hydraulic Transportation of Coal (4th Report)

— Cylindrical coal feeder with rotary pocket —

Toshio KAWASIMA

The author produced by trial the cylindrical coal feeder with rotary pocket in order to simplify the construction and the operation and to increase the feed capacity of coal.

As the results of experiment about the feeders (No. 1-No. 3) the following conclusions were obtained.

- (1) The feed capacity of coal was relative to the water content and the constituent of coal, and not to the flow velocity of water in the delivery pipe of pump.
- (2) The feed capacity of No. 3 feeder was about 3.5 kg/min.
- (3) If this rotary feeder was used actually the capacity of pocket was given as follows,

$$V = \frac{\frac{\pi}{4} D_0^2 \cdot 60 V_w}{\left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot \rho\right) N} \quad \text{m}^3$$

where D_0 = diameter of delivery pipe of pump m
 V_w = flow velocity in the above pipe m/sec
 ε = percentage of parking of coal in pocket
 k = ratio of coal and water delivered
 ρ = specific density of coal
 N = revolution per minutes of the rotar

- (4) Using the above's studies the diagram in the design about the rotary feeder was obtained.

1. 序 言

石炭等を流体輸送する場合、實際化にまず第1に問題になる給炭機に関しては、これをポンプの吐出側に設けることがいろいろの点から有利であることは論をまたないが、すでに多種多様の型式のものが考察されている。すなわち、このうち代表的なものを挙げれば

(1) 分岐式給炭機 揺動弁を用い2つのパイプを交互に通水に供する型式で、連続的に揚炭を可能にするものである¹⁾。

(2) ロックホッパ式給炭機 パイプの外側にホッパを設け、弁操作で、自重、または他の適当な方法でパイプ中に流れ込ませるか、または押し込む型式のもので、すでにアメリカの亜鉛鉱山において用いられている

ものである²⁾。

(3) ブランジャ式給炭機 押込ブランジャを用いる往復式のものであり、これを1個または2個用い、交互に切り換えてパイプに押し込む型式のものである³⁾。なおこの際、圧力水を失わずにすますため特殊な工夫のほどこされているものもある。

(4) 回転式円板型給炭機 円板に数個の孔をあけ、これがホッパとパイプに連結したときのみ揚炭できるようになっており、高水压に対する水漏れが解決できれば、連続的なバランスのとれた給炭方式といえるであろう⁴⁾。

(5) 回転式円筒型給炭機 上記円板の代りに円筒を用い、これが弁の役目をかね、回転弁を3個用いている一例では 50 rpm という報告もある⁵⁾。

以上5種の型式がいままでに報告されている代表的な給炭方式と考えられるが、筆者は、全く新しい観点に立

* 昭和34年4月23日受理 昭和33年秋季・昭和34年春季大会にて講演

** 東北大学助教授 鉱山工学教室

ち、型式からすれば上記(5)に属するが、給炭ポケット自身が高水圧に対する弁の役目をかねさせ、しかも揚炭量に応じて、ロータのみ取り換えるか、ロータの回転数を任意に変更し得る構造のものを考案試作した*。本論文は、この試作給炭機の性能試験結果等について報告したものである。

2. 給炭機的设计試作

給炭機として具備すべき条件はおおよそ次のようなことであるゆえ、これに対する方策をも考えて、現在まで、第1図ないし第3図にみられるように第3号機まで試作した。給炭機の具備すべき条件は

第1図 第1号機

第2図 第2号機

第3図 第3号機

(1) 希望に応じた揚炭量をできるだけ連続的に給炭し得ること。

このためには、ロータの給炭部ポケットの容積、およびロータの回転数を任意に変更し得る構造にすることが必要である。

(2) 高水圧に対する水漏れの問題が解決されていること。

(3) ロータの摩耗等に対して十分な考慮が払われていること。

以上2つの条件は、ロータに耐水、耐摩耗性のライナ等をはめ込み、これの取り換えのみで、ロータ自身には関係なくさせることで解決し得る。

(4) 給炭時の石炭が円滑に水に混合し得る機構を有すること。

この条件は、ポケットからパイプに入る際、石炭の安息角を考慮に入れた位置に流入部を設けること、および他の方法で加圧した圧力水を吹きつけること等で解決し得る。

(5) なお、給炭に対する諸経費をできるだけ安くするため、構造、工作、および操作等はできるだけ簡単なものにする。

いま G_c = 揚炭量 kg/min

V = 溝部または空洞部ポケットの容積 m^3

V_0 = 1個のポケット容積 m^3

n = ポケットの数

γ_c = 石炭の比重量 kg/m^3

N = ロータの毎分回転数 rpm

ϵ = 充填率

とすれば、揚炭量は

$$G_c = \gamma_c \cdot V \cdot N \cdot \epsilon = \gamma_c \cdot n \cdot V_0 \cdot N \cdot \epsilon \dots \dots \dots (1)$$

となるので、充填率をできるだけ大きくする方法を考慮しながら*、 V または N を変えれば、任意の G_c が得られることになるわけである。

なお、第1号ないし第3号給炭機の主なる諸元は第1表の通りである。

第1表 試作給炭機の諸元

種 機	第1号機	第2号機	第3号機
諸 元			
ロータ直径 D cm	5.0	5.0	10.0
揚水管径 D_0 cm	5.0	5.0	5.0
ロータ回転数 N rpm	15	15	15
溝部容積 V_0 cm^3	20.4	20.4	80.0
ロータ摩擦面積 F cm^2	69.6	69.6	51.4
備 考	ロータの表面のすり合わせにより漏水防止策をとる。2個のゴムローラにより漏水防止策をとる。特殊ライナを用いる。		

* 吉沢幸雄，川島俊夫：特許申請中

* 第3号機においてはこれの考慮がなされている。

第4図 水力輸送実験装置

3. 給炭機の性能試験

3.1 試験方法ならびに供試炭

実験装置は第4図に示す通りで、吐出口径 50mm, 3HP のウズ巻きポンプを使用し、流量計の後に本給炭機を接続した。なお同図に示されているものは、比較のため、往復式の給炭機を取りつけた場合のものである。給炭機用電動機は 100V, 100W のものであり、これを歯車装置により毎分15回転におとして給炭機を運転した。流量計によりポンプからの流量、すなわち流速を加減し、給炭量を種々変えて、給炭機の消費動力および給炭終了時までの時間を測って給炭能力等を測定した。

供試炭は、常磐炭硯株式会社磐崎硯のもので、フルイ分け後、原炭の大きさが第2表に示すもの、および 4~8mm のものの2種類である。

第 2 表

大 き さ	mm	%
20~ 8		48.4
8~ 4		28.4
4以下		23.2

3.2 第1号機の性能

試験結果は第5図に示す通りで、試験はポケットの容量から考えて、給炭量を 300g までとし、種々の流速に対して行つたが、試験結果によれば、給炭量には無関係に、給炭機の消費動力はほぼ 60W であり、このときのポンプの動力および効率もそれぞれ図に示すように得られた。

3.3 第2号機の性能

第1号機においては、ロータのすり合せによって水漏れを防いでいるが、第2号機においては、第2図にもみられるように、ロータそのものは第1号機と同じものを用い、このロータの両側にゴムローラを挿入して、この接触によって水漏れを防ぐようにした。このときはロータ駆動軸に歯車をかみ合せてローラを駆動させるように

第5図 第1号機の性能

第6図 第2号機の性能

した。

試験結果は第6図に示す通りで、消費動力は歯車、ローラ等の付加部の動力消費が加わり、給炭量には無関係に、65W 程度となり、また給炭を行わないときの動力に対しては、図にある通り 7.5W の増加となつた。なお給炭量全部がパイプ中に流入するまでの時間を測って得られた給炭能力 C_F は、図示の通り 700g/min である。この値は第1号機においても同じであることから考えると、すり合せかたが問題で、ゴムローラの使用は余り好ましいものではないようである。なお、供試炭は両者とも大きさ 4~8mm, 水分10%のものである。

3.4 第3号機の性能

第3号機は、第1号機および第2号機よりも給炭量を増大させるために、ロータの直径を2倍にし、消費動力の軽減のため駆動軸に玉軸受を入れ、また特殊なライナ

第7図

をロータにはめ込み、かつ給炭能力の増大のためシリンダに特別な水抜き装置をつけ、また圧力水噴射装置をほどこしたものである。

この水を抜く際、流速によつて排水量がいかになるかを測定した結果が第7図で、図にある理論排水量とは $\Delta G_w = VN \text{ (l/min)}$ (2)

から、得られたもので、排水量は、流速が大になればこの理論値に近くなるが、低速のときはロータによりかき上げられる速度が相対的に大となり、図示の傾向を示していると考えられる。低速になるにつれ、再び大となっているのは、本装置においては垂直部の配管のため、これによる水頭があり、図示のようになったもので、理論的には破線のようになるものと考えられる。

試験結果は第8図に示す通りで、水分のない原炭によるものである。なおロータに入るホッパーの寸法は図示の通りで、今回はこの一種のみ、自然落下させた場合の結果である。

次に水分10%の4~8mmのものにつき、給炭量を種々変えて行つた試験結果が第9図で、消費動力は、ほぼ一定の65Wを示したが、給炭能力は給炭量の変化につれて図示の通りの差がみられた。これは、ロータの溝の容積に比してホッパーが大きく、しかも給炭量が大であるため、ホッパーより自然に落下する様子が異なるからであ

第8図 第3号機の性能

第9図 第3号機の性能

り、このような差をなくすためには、スクリュ等を用いて強制的にロータに押し込む方法をとれば解決できると考えられる。

次に、第9図に得られたものと同じく、水分の含有量を変え、かつ流速にかかわらず動力が一定であるから、横軸に給炭量をとつて図示すると、第10図に示すような結果が得られた。すなわち、ホッパーの形および大きさが一定で、かつ自然落下の場合は、給炭能力が最大となる給炭量があることがわかる。これは、さきにも述べたように、石炭自身が互いに持たれ合うような状態が考えられるので、このような結果になったものであろう。

なお、本給炭機に対しては

$$CF = \gamma_c \cdot V \cdot N \cdot \epsilon \quad (\text{kg/min})$$

で与えられるゆえ、 ϵ の変化に対して CF が計算でき、図示の ϵ 一定の線が得られる。すなわち本試験においては、 $\epsilon = 50 \sim 60\%$ の範囲にあることがわかる。

3.5 試験結果に対する考察

上記の試験結果、第2号機は除外して、第1号機と第3号機について比較考察すると次のようになる。

いま、給炭機動力は

$$W_F \propto F \cdot D \cdot 2 \cdot \mu \quad (3)$$

と考える。ここに μ はロータとシリンダ間の摩擦係数である。よつて両者間には

$$\frac{W_{F3}}{W_{F1}} = \frac{F_3}{F_1} \frac{D_3}{D_1} \frac{\mu_3}{\mu_1}$$

となり、摩擦面積、直径の数値を入れ、かつ $W_{F1} =$

第10図 第3号機の性能

60.0W を用いると

$$W_{F3}=60 \frac{51.4}{69.6} \frac{10}{5} \frac{\mu_3}{\mu_1}$$

となる、よつて、いま $\mu_1=\mu_3$ とすれば、 $W_{F3}=88.7W$ となるわけであるが、実際には $W_{F3}=65.0W$ であるので、逆に

$$\frac{\mu_3}{\mu_1}=0.73$$

となる。すなわち、特殊なライナを用いたため第3号機における摩擦係数が減少し、したがつて動力の軽減となつたことになる。

次に給炭能力についても、両者を比較すると、前の式より $C_F \propto V \cdot \varepsilon$ となり

$$\frac{C_{F3}}{C_{F1}} = \frac{V_3}{V_1} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} = \frac{V_{03}}{V_{01}} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1}$$

が得られるゆえ、 V_0 の値および $C_{F1}=0.7\text{kg/min}$ を用いると

$$C_{F3}=0.7 \frac{80.0}{20.4} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1}$$

となる。よつて、いま $\varepsilon_3=\varepsilon_1$ とすれば、 $C_{F3}=2.74\text{kg/min}$ となるが、実際には $C_F=3.45\text{kg/min}$ であるので、逆に

$$\frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1}=1.26$$

となる。すなわち第3号機に対する充填率は良好で、水分10%でかつ最良の能力を示す場合を考えると、第10図より、 $\varepsilon_3=0.5$ であるゆえ、第1号機に対する ε は約40%となり、この値をよくするための特殊の水抜きの方法が良好であつたことを示していると考えられる。

すなわち、前述のように、給炭機動力の軽減および給炭能力の増加のために採用した種々の方策が、良い結果を与えたことになつたわけである。

4. 給炭機の設計線図

給炭能力に関する試験結果、水抜きの必要性、およびライナの挿入による水漏れ防止が大切であることを確めたので、これを基にして次のような手順によつて本給炭機に関する一般的な設計線図を作製した。

(1) 揚炭量 G_c は

$$G_c = \gamma_c \cdot V \cdot N \cdot \varepsilon$$

で与えられるので、希望の G_c に対して、 ε をパラメータにする $V \cdot N$ が求められる。

(2) 混合比 k は、パイプの直径 D_0 および流速 V_w を用いれば

$$k = \frac{G_c}{G_w - \Delta G_w} = \frac{\gamma_c \cdot V \cdot N \cdot \varepsilon}{\frac{\pi}{4} D_0^2 \cdot V_w \cdot \gamma_w - V \cdot N \cdot \gamma_w}$$

$$= \rho \cdot \frac{V \cdot N \cdot \varepsilon}{\frac{\pi}{4} D_0^2 \cdot V_w - V \cdot N} \quad \dots\dots\dots (4)$$

となる。ここに、 γ_w =水の比重 kg/m^3 、 $\rho=\gamma_c/\gamma_w$ =石炭の比重

したがつて、給炭機の容積は

$$V \cdot N = \frac{\frac{\pi}{4} D_0^2 \cdot 60 \cdot V_w}{1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot \rho} \quad (\text{m}^3/\text{min}) \quad \dots\dots\dots (5)$$

となるので、設計流速として $V_w=2.0\text{m/s}$ を用いると、 ε/k をパラメータとして、 $V \cdot N$ と D_0 との関係が得られる。

第11図 小容量給炭機に対する設計線図

第12図 大容量給炭機に対する設計線図

(3) 給炭機の溝部の幅 B は石炭の大きさ d に対してある程度以上大きくなければならず、また幅 B はロータの直径 D に制約をうけるゆえ、

$$B = \alpha \cdot d$$

$$D = \beta \cdot B$$

とすると両式より

$$D = \alpha \cdot \beta \cdot d = \alpha \cdot \beta \cdot a \cdot D_0 \left(a = \frac{d}{D_0} \right) \dots\dots\dots (6)$$

となり、石炭の大きさの度合 a によつてロータの直径 D とパイプの直径 D_0 との間にある比例関係をもたせることができる。

(4) 溝部の大きさは、その数を n とすれば

$$V = n \cdot B \cdot A \cdot L \dots\dots\dots (7)$$

となり、いま $n=4$ の場合を考えると、溝の深さ A と幅 B ともある比例関係になり、いまの場合強度その他の面より、 $A/B=0.375$ とすると

$$V = 0.06 L \cdot n \cdot D^2 \dots\dots\dots (7')$$

となる。すなわち n 一定とすれば、 V 、 L および D の間に (7') 式のような関係が得られることになる。

以上の諸関係を図示したのが、第11図で、使用例は図の鎖線によつて示されている。

なお、溝によつては多量の石炭を処理できないときは、円筒内部を空洞にすることにより解決でき、この場合は $n=1$ として

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot L \cong 0.628 L \cdot D^2 \dots\dots\dots (8)$$

となる。これは円筒の肉厚が問題となるが、これは設計および工作の問題であり、いまの場合は $D'=0.9D$ をとつたものである。

この関係を図示したのが第12図であり、かなりの揚炭量まで処理できることがわかる。

いま両線図の使用例について詳しく述べると次のようになる。

例 1. (第11図)

揚炭量 $G_c=50\text{t/h}$ 、パイプ内径 $D_0=30\text{cm}$ の場合は、充填率 $\epsilon=60\%$ (これは強制的押し込みの方法により解決できる。) にすると、左上の線図より所要の $V \cdot N=1.0\text{m}^3/\text{min}$ 、また右上の線図より $\epsilon/k=5$ で、かつ $V_w=2.0\text{m/s}$ であるので $k=12\%$ となる。また $n=4$ 、 $\alpha=3.2$ 、 $\beta=2.5$ 、 $A/B=0.375$ とすれば $\alpha\beta=8.0$ となり、石炭の大きさを一応 $d=52\text{mm}$ と決めれば $\alpha\beta \cdot a=1.4$ となり、右下の線図より $D=42\text{cm}$ と得られる。またロータの回転数を $N=40\text{rpm}$ (これは運転上いかにほども設計可能である。) とすれば、左上の線図より $V=0.025\text{m}^3$ となり、左下の線図よりロータの長さは $L=60\text{cm}$ と得られる。また前の関係より $B=16.6\text{cm}$ および $A=6.2\text{cm}$ と得られ、所要のロータの基礎的設計寸

法は求められることになる。

例 2. (第12図)

揚炭量がかなり大きい場合で、いま $G_c=100\text{t/h}$ として同じパイプを用いると、前と同じ方法により $k \cong 30\%$ 、 $d=52\text{mm}$ 、 $D=42\text{cm}$ 、 $V=0.05\text{m}^3$ 、 $L=45\text{cm}$ となる。ただし $N=40\text{rpm}$ 、 $\epsilon=60\%$ とした。

5. 結 言

試作した給炭機に関して実験し考察を加えた結果、次のことが結論される。

(1) 従来考えられている給炭機に比較すれば、はるかに構造および作動が簡単で、しかも給炭能力のすぐれた回転式円筒型のものが得られた。

(2) 水分および大きさの異なる混合体の場合は給炭能力には多少の差異がみられるが、流速等には無関係に一定値を示す。

(3) 回転部のライナを適当な材質にすることにより、給炭機動力は相当軽減できる。

(4) シリンダに水抜きを設けることによつて、充填率を高めることができ、したがつて給炭能力の増大を期待できる。

(5) ホッパーの形および大きさにより、給炭能力は変化するが、これは強制的押し込みの方法によりさけ得べきものであるが、これに関しては今後の研究にまたなければならない。

(6) 実験結果を基にして、給炭機の設計線図をつくることができ、これにより揚炭量およびパイプ内径が与えられた場合、簡単に給炭機の大きさが求められることになる。

(7) 高水圧に対する処置は今後の研究によるが、ロータを多段にすることによつて水漏れ等は防ぐことができるであろう。

なお、本研究を行うに当つて、絶えず御指導御鞭撻を賜つた吉沢幸雄教授に深甚なる感謝の意を表わすとともに、試料、装置等に幾多御便宜を賜つた常磐炭砒株式会社の各位、および実験を手伝つて頂いた野田佳六、本間義彦両工学士に感謝の意を表する。

本研究の一部は昭和33年度文部省試験研究費によつたことを付記する。

参 考 文 献

- 1) 浅井一彦・渡辺慶輝：坑内パイプ輸送，炭研，5巻，12号，昭和29年12月 356頁。
- 2) Gardners: Hydraulic Hoist Pumps Ore in Full Scale Trial Run, E. M. J. 153 1 Jan. 1952 p.p. 94.
- 3) J. A Magill: Hydraulic Transport of Coal, Coll. Guard. 193. 4996 Nov. 1956 p.p. 648.
- 4) R. C. Worster & D. F. Denny: Hydraulic Transport of Solid Material in Pipes. I. Mech. E. 169. 32. 1955 p.p. 569.
- 5) 前出 J. A. Magill: p.p. 651.