第 11 図

曲線が上りこう配だけから成っている場合、をそれぞれ示している。図中の括弧 () 内の数字は全負荷を 1 としたとき、しゃ断負荷の割合を示す小数である。

注：一

(1) 昭和 30 年 5 月 7 日 第 602 回水力学および水力機械講演会

第 12 図

において講演，原稿受付 昭和 30 年 6 月 4 日。

(2) 正員，慶応義塾大学工学部。

621—762.62

ラビリンスパッキンよりの空気の漏出について (直通形の場合) 第 2 報⁽¹⁾

小 茂 鳥 和 生⁽²⁾

Leakage of Air through Labyrinth Packing (On the Straight-through Type) 2nd Report

by Kazunari KOMOTORI

Following the 1st report, this paper gives the results of experimental research on the leakage of air through straight-through labyrinth packing, especially on the relations between leakage and depth of the pocket.

In these results, it was found that the leakage of air was the smallest valve when the pockets were the shallow rectangular grooves. The optimum ratio of its two sides is one to five and always constant when clearance, number of throttlings and pressure ratio are varied. Although decrease of leakage rate is only a few percent, the result is very valuable on the construction of labyrinth packing of straight-through type.

1. 緒 言

直通形ラビリンスパッキンにつき、空気を使用して

漏出実験を行い、その結果のうち、絞り片枚数、そのピッチ、細げき寸法、および圧力比の問題については第 1 報として報告した⁽³⁾。

本報告は前報に引続き同一の実験装置により、膨張室の深さを主にして、絞り片数およびそのピッチなどを変化させて実験した結果である。直通形ラビリンスパッキンの膨張室深さの問題については、従来わずかに J. Jerie の論文⁽⁴⁾に多少ふれられているのみで、これとても断面形が正方形の場合を中心として、深さを 3 通りに変えただけであり、一般的な結論は出されていない。

本実験の結果は一般の常識に反して、膨張室が非常に浅いへん平な長方形断面の場合の方が、深い場合よりもむしろ漏出量が減少することを示しており、その割合は最高十数パーセントにすぎないが、このことは直通形ラビリンスパッキンの構造上、きわめて有利である。

2. 実験装置および方法

実験装置は第 1 報とほとんど同様である。ただ圧縮空気中の水蒸気が膨張の途中で凝縮して、ラビリンス部分の壁面に付着することがしばしば起り、そのため漏出空気量が幾分減少する事実がわかったので、これを避ける目的でタンク出口のラビリンス部分の前に、第 1 図に示すような綿と塩化カルシウムとの層を設けて、空気中の水、油滴を吸着するようにした。これによりパッキン壁に対する水滴の付着は全く無くなり、

第 1 図 水滴吸着層

L: 外筒, B: 絞り片, E: 間隔環
第 2 図 ラビリンス部分

非常に安定した測定値が得られるようになった。

第 2 図にラビリンス部分の写真を示す。

測定の方法は第 1 報と全く同様である。

実験した条件は次のとおりである。

圧力比 λ : 前報のラビリンス関数 Φ が λ に無関係にはほぼ一定値を示す値、すなわち $\lambda=0.25$ (ラビリンス直前の圧力 $P_0=4.0$ ata) を基準にとり、 $P_0=6.0$ ata から 2.0 ata まで (以下圧力比でなく、 P_0 で示す)。

絞り片枚数 n : 6 枚を基準にして、9, 12 および 4 枚。

絞り片の間隔 S : 6 mm (ピッチ l はこれに絞り片板厚 1 mm が加わる) を主にして 12, 18, 24 mm まで。

絞り細げき ϵ : 1.0, 0.6, 0.4, 0.2 mm の 4 通り実験し、0.6 mm の場合を基本とする。前報のと同じ 0.2 mm の場合は実験精度がやや低いわけで参考程度に止めた。

膨張室深さ h : これは今回の主変数であり、13.8 mm 以下 0 mm まで変化させた。深さ 0 とは絞りの無い、一定細げきの円環状流路の場合で、その全長を対応するラビリンスの全長と等しくとってある。この場合には本来のラビリンスパッキンとしての効果は考えられず、いわば全流量が吹抜けてゆくことになり、漏出量は壁面との間の流動抵抗だけから決まってくるわけである。

3. 実験結果および考察

第 1 報と同様に、漏出量 G kg/s を

$$G = F\Phi\sqrt{g\frac{P_0}{v_0}} \dots\dots\dots(1)$$

で表わし、各変数の影響を上式のラビリンス関数 Φ で比較した。ここに F =細げき面積 (m^2)、 P_0 =ラビリンス手前の静圧 (kg/cm^2 abs)、 v_0 =同比体積 (m^3/kg)。この Φ の中には前報のと同じ、流量係数 α 、および吹抜け係数 ν が含まれており、前報の結果によりこれらを Φ から分離することもできる。ところで今回は膨張室深さ h を問題にしているのであるが、 h の変化は当然 α 、 ν にも影響しているはずであるから、単純に α や ν の値を Φ から分離することは無意味であると考え、いちおう、それらを含んだままの Φ で今回の結果も比較することにした。 Φ は無次元数で、圧力、および温度が一定であれば直接漏出量に比例する。また前報の結果によれば、圧力比 $\lambda=0.5$ 以下ではほぼ一定値をとっている。

(1) 圧力の影響 第 3 図は膨張室深さ h mm を横軸にとり、縦軸には単位細げき面積当り、単位時間の漏出量 G/F ($kg/s m^2$) をとり、5 種類の圧力比につきプロットしたものである。実験はいずれも出口側を大気圧にして、空気温度もほぼ常温前後の大気温度で実施しているから、体積流量には簡単に換算できる。

第 3 図 圧力の影響

図から明らかなように、圧力比には無関係に膨張室の深さがきわめて浅い場合に漏出量の最少値が存在している。その点よりも深さが増すと、 $h=7\text{ mm}$ 付近で漏出量最大となり、次に幾分減少している。これらの傾向は以下に述べるごとく、細げき寸法その他に無関係に存在しているが、これは一般の常識に相反する結果で、従来は第 1 報でも明らかにしたように、膨張室は大きいほど吹抜けが減少して、いわゆる理相的ラビリンスパッキンに近づき、漏出量も減少するものと考えられていた。したがって、膨張室は浅くなるほど漏れは増すことが予想されていた。したがって、図の $h < 1\text{ mm}$ の部分で漏出量が急に増加し、 $h=0$ で最大値を示すことは、吹抜けの増加としてうなずけることである。また深さの浅い場合は普通のオリフィスの、いわば開孔比の大きい場合に当り、オリフィスでは一般にその流量係数は開孔比の増加とともに増大する。それゆえこの点からも漏出量は深さが減るとともに増してしかるべきとこれまで考えられていたのである。

漏出量最少の場合の Φ の値を $\Phi_{\min}$ 、それよりも深い場合における Φ の最大値を $\Phi_{\max}$ として、漏出量減少の割合を次式で表わすことにする。

$$C = \frac{\Phi_{\max} - \Phi_{\min}}{\Phi_{\max}} \times 100 \quad (2)$$

C を漏出量減少率 (%) と呼ぶこととし、圧力比 λ と C との関係を表にすると、第 1 表のようになる。実験した圧力の範囲内では C は圧力にはほとんど無関係にだいたい一定であり、また漏出量最少の深さ h_0 も圧力にかかわらず一定である。

第 1 表
 $\epsilon=0.6\text{ mm}$, $S=6\text{ mm}$

$P_0\text{ ata}$ (圧力比 λ)	n 枚	$C\%$			
		4	6	9	12
6.0 (0.17)			8.5		
5.0 (0.20)			8.9		
4.0 (0.25)		6.8	10.1	12.9	14.0
3.0 (0.33)		6.1	11.0	12.6	13.9
2.0 (0.50)		5.9	9.9	12.2	14.9

(2) 細げき寸法の影響 第 4 図から第 6 図までは、いずれも膨張室の深さ h を変えた場合の漏出量変化を、パラメータを変えて示したもので、横軸には深さ $h\text{ mm}$ をそのままとり、縦軸には前記関数 Φ をとっている。

第 4 図 細げき寸法の影響

第 4 図は、細げき寸法の異なる場合を比較したもので、前述の傾向は、細げきの大小を問わず存在しており、 $\Phi_{\min}$ の位置も ϵ が大きくなるに従って幾分

浅い側に移る傾向にあるが大きな変化は無い。細げきが大きくなるほど Φ がわずかず増しているのは前報のとおりであり、漏出量減少率 C は ϵ の大なるほど大きい (第 2 表)。

第 2 表
 $P_0=4.0\text{ ata}$, $n=6$ 枚

$\epsilon\text{ mm}$	$S\text{ mm}$	$C\%$	
		6	12
1.0		7.1	11.1
0.6		10.1	5.3
0.4		5.6	3.9
0.2		2.4	—

(3) 絞り片数の影響 第 5 図は、絞り片数 n を 4, 6, 9, 12 の 4 通りに変えた場合を比較したもので、本実験の範囲内では絞り片数が増加するほど深さの効果が強く現われてきている (第 3 表)。ただし $\Phi_{\min}$ となる位置 h_0 は n には無関係にはほぼ一定である。

第 5 図 絞り片数の影響

第 3 表

 $\epsilon=0.6 \text{ mm}$, $P_0=4.0 \text{ ata}$

n 枚	S mm	C %			
		6	12	18	24
12		14.0			
9		12.9			
6		10.1	5.3	2.6	
4		6.8	3.4	2.5	2.0

第 6 図 絞り片間隔の影響

(4) 絞り片間隔の影響 第 6 図は $n=4$ 枚の場合で絞り片の間隔 S を変えた結果である。間隔を増すことにより当然吹抜けが減少して、漏出量の減ずることは第 1 報に記したとおりであるが、間隔 S を増すほど最少漏出量を示す点が深さの大きい方に移り、曲線のくぼみ方が鈍くなっている (第 3 表参照)。第 7 図は上の結果の横軸を膨張室の深さ h と、絞り片の

第 7 図 絞り片間隔の影響

第 8 図 絞り片間隔の影響

間隔 S との比 h/S で表わしたものである。第 8 図は同様の表わし方で $n=6$ 枚の場合を 2 通りの細げき寸法 ($\epsilon=0.6, 0.4 \text{ mm}$) につき同時にプロットしてある。 $S=6 \text{ mm}$ の場合のみ、 ϵ の差による影響が明らかであるが $S=12, 18 \text{ mm}$ の場合には、ほとんど両者一致しており、曲線はその平均をとって 1 本だけ引いてある。

これらの図から明らかなように、最少漏出量を示す点は、絞り片数 n 、間隔 S のいかなを問わず、いずれも $h/S=0.2 \sim 0.30$ の点に一致している。言い換えると、漏出量に影響するのは深さの絶対値ではなく、

膨張室の断面形であり”それがかなり浅い“へん平な長方形”の場合に漏れがいちばん減少し有利となるわけである。

(5) 漏出量減少率 細げき寸法 ε , 圧力比 λ , 絞り片枚数 n , およびその間隔 S の変化に対する漏出量減少率 C の変化 (第 1, 2, 3 表) をまとめて図示すると第 9 図のようになる。 C は間隔 S の増加,

第 9 図 各変数と漏出量減少率との関係

絞り片数 n の減少, および細げき ε の減少により小となり; 圧力比 λ にはほとんど無関係と言える⁽⁹⁾。本実験の範囲内ではいずれの場合もその割合は最高 15% を出していないが, 絞り片の高さがせいぜい 0.5~1.0 mm 程度 ($S=5$ mm 程度の通例の寸法において) でもなお十分ラビリンスとしての効果を発揮できるのみか, むしろ深い場合よりも有利であるという点は注目に値しよう。

なお, 下山, 太田両氏が最近水を用いた同様な実験を発表され⁽³⁾その結果も $h/S=0.25$ にて抵抗係数最大(したがって流量最少)を示し, 流速が本実験よりもはるかに遅いにもかかわらず, 本実験の結果とよく一致しており, かつ相似則の成り立つことを示されている。また h を変化させた実験は本実験と全く同様の装置で, ラビリンス部分のみを長方形みぞ形流路の中に絞り片を入れた二次元的な模型でも実験した。この場合 $\varepsilon=1$ mm, $h=0\sim 8$ mm, $n=1\sim 24$ 枚まで変化させて今回の傾向と全く同様の結果が得られている。

かくのごとく最少値の現われる理由はおそらく次のようなことであろう。ラビリンス絞り細げきを通り, 膨張室に流入する流れは一種の噴流と見なすことができ, その流れの広がり角度 θ は (第 10 図) 膨張室の大きさがある限度以上大きければほとんど一定と考えられる。しかもこの広がり角が吹抜けを支配するものと一般に考えられている⁽⁶⁾。ところで膨張室深さは一定限度以上幾ら増しても, 流れの広がり角は変わらず, 膨張室の底に大きな渦が形成され (第 10 図 (a)), それが緩慢に回転を続け, 固体の壁があるのと同様で, 部屋の大きさは吹抜けの防止には少しも役立っていない。一方膨張室がごく浅い長方形断面では噴流の広がり角度が小さくなり, 当然吹抜けは増し, $h=0$ では

第 10 図 膨張室内部の流れ

全部の流れが吹抜けた場合と見なせ, 漏出量は最大を示すことになる。ところでその中間の適当な形の長方形断面の膨張室では, 吹抜けは幾分増すかも知れないがその増加の割合はわずかで, むしろ流れの中に直径の小さい回転の速い渦が多数に生じ, それが激しく生成, 消滅を繰返し, したがって外部に対する絞りごとのエネルギーの損失が大きく, その割合が吹抜けの多少の増加に打ち勝ち, そのために漏出量が減少するものと考えられる (第 10 図 (b))⁽⁷⁾。

これらの膨張室内部の流れの状況は, たとえば Jerie⁽⁴⁾ は水流中にラビリンス模型を置いて観察した結果, 流れの広がり角を $6\sim 7^\circ$ としており, また筆者の煙風どう中に模型を置き, h を変えて観測した結果では $\theta=6\sim 9^\circ$ で h の変化に対しては上述のごとき流れの状態が認められた。一方漏出量最少の場合の膨張室の対角線の角度は約 $10\sim 15^\circ$ である。

4. 結 言

直通形ラビリンスパッキンについて, 主として膨張室の深さおよび絞り片の間隔を変化させて実験を行った。それらの結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 直通形ラビリンスパッキンでは, 膨張室の断面形は従来一般に用いられているほぼ正方形の場合よりも, ごく浅いへん平な長方形断面の場合の方が漏出量が減少する。
- (2) この漏出量最少の深さは, 圧力比, 絞り片数, 細げき寸法などにはほとんど無関係で, 膨張室の断面形だけに支配される。その最良の形は, 深さ, 間隔比 $h/S=0.20\sim 0.30$ 程度のへん平な長方形断面である。
- (3) 断面形が正方形 ($h/S=1.0$) 付近で漏出量が最大となり, それより深くなるとまた幾分減少する傾向にある。
- (4) 漏出量減少率は本実験の範囲内では 2~15% であるが, 絞り片数, 細げきが大きいほど, また絞り片間隔が小さいほど大きく, 圧力比には余り関係しない。

上述の結論から, 直通形ラビリンスパッキンの設計に当って深さの問題もゆるがせにはできず, 一般にとられている正方形, またはそれに近い断面はいちばん不利であることがわかり, たとえば, 絞り片ピッチ 5 mm 程度の普通的设计であると, 深さ h は高々 1 mm

で最も有利な結果が得られることになる。しかし、このことは単に漏出量の減少という点からだけでなくラビリンスの構造上非常に有利になり、高さ 1 mm 程度の絞り片であれば、従来のごとくそれを別に作って植え込むような手数を要せず、軸または軸受側から削り出しで作ることも容易であろう。また無給油式往復圧縮機のピストンにおいては、構造、工作上やむを得ずねじ山形断面のラビリンスを使用しているようであるが⁽⁸⁾上述の浅い長方形断面を用いれば当然有利なはずである。

なお本研究に際し、その費用は、文部省科学研究助成金、慶応義塾学事振興資金の援助によるところ大であった。また実験に際し終始助力を惜しまれなかった

日高幸雄君に対し感謝の意を表わす次第である。

注：—

- (1) 昭和 29 年 10 月 31 日 名古屋臨時大会講演会において講演、原稿受付 昭和 30 年 5 月 9 日。
- (2) 正員、慶応義塾大学工学部。
- (3) 筆者、機械学会論文集、21 巻 105 号、377 ページ (昭 30)。
- (4) J. Jerie, Proceedings of the Seventh International Congress for Applied Mechanics, 1948. Vol. 2, part I, p.p. 70~82.
- (5) 下山、太田、第 32 期総会講演会前刷 第 2 日、第 4 室 (昭 30-4)。
- (6) Egli, Trans. A. S. M. E., Vol. 57, No. 3, 1935, p. 115~122.
- (7) 第 1 報 (注(3)) 第 9 図、第 10 図参照。
- (8) F.O. Walti, 高圧ガス協会誌、17 巻 6 号 (昭 28)。
- (9) $S=24$, 18 mm の場合には $h=13$ mm 程度では未だ Φ_{max} に達しておらず、したがってこの場合の各表の C の値は過少であるかもしれない。

532.137.7

工業粘度計に関する研究 (第 6 報)⁽¹⁾

岩 浪 繁 蔵⁽²⁾

On the Study of Technical Viscometer (The 6th Report)

by Sigezō IWANAMI

Saybolt viscometer and Redwood viscometer are used as technical viscometers for petroleum industry in our country. Their jets are specified short tubes having dimensions governed by regulations, so the author calculated Saybolt seconds and Redwood seconds by using the author's experimental results of non-round-edged uniform tubes, short tubes and orifices which had been reported in the 1st and 2nd reports of same subject by putting previous specified dimensions and compared the calculated values with the converted values by using the Ubbelohde's conversion table, and further more by referring to the latest experimental work upon the correction factors of the technical viscometers in Japan, and considered upon the adequacy of the conversion tables and standard instruments.

1. は し が き

石油製品の粘度測定にはわが国ではウッペローデ粘度計⁽³⁾、改良オストワルド粘度計⁽⁴⁾などの絶対粘度計とともにレッドウッド粘度計、セイボルト粘度計などの工業粘度計が混用され、運動粘性率 (cm^2/s すなわちストークスあるいは $0.01 \text{ cm}^2/\text{s}$ すなわちセンチストークス C.St で表わされる。) とレッドウッド秒、あるいはセイボルト秒との関係は、レッドウッド秒に対しては IPT の換算表⁽⁵⁾、セイボルト秒に対しては ASTM の換算表⁽⁶⁾により、あるいはこれらの換算表に基づいて作られたウッペローデの換算表⁽⁷⁾などを用いて換算している。

イギリスにおいてはレッドウッド粘度計が用いられこれらは IP の規定に従ってレッドウッド粘度計の基準計器に対して検定され、アメリカにおいてはセイボ

ルト粘度計が用いられ、ASTM の規定に従って、セイボルト粘度計の基準計器に対し検定が行われているが、わが国においては検定の制度がなくその製作者が自己の所有する外国製の工業粘度計に比較するかあるいは石油会社の研究所に比較を委託する程度である。

IPT の換算表の値はレッドウッド粘度計の基準計器 (No. 1307 器) についての精密な測定結果に基いたものであり、ASTM の換算表の値はセイボルト粘度計の基準計器とこれにきわめて近似した数個の計器についてきわめて精密な測定結果の平均値に基いたものであるが、これらの値が現在使用されている計器の特性を代表しているかどうかについては現用器に関する最近の実験⁽⁸⁾に徴するも吟味の必要を感じる。

著者はこれら工業粘度計を著者が実験した一様直径の入口に丸味のない短管よりの流出 (第 1 報⁽⁹⁾、第 2 報⁽¹⁰⁾および第 4 報⁽¹¹⁾にて報告) の一特例と考え、第