第 49 図 曲面壁及びその対応平面壁と推力係数一流速

面壁の場合に於てより小さい。

(2) 両者に就ての摩擦損失係数の相違は著しくない。

(3) 形状 No. 3 を除外すれば 通路效率は曲面壁の場合に於てより大きい。

(4) 渦領域の長さは曲面壁、平面壁に就て同一である。併し曲面壁の曲り方が相當なだからであれば一般にその損失は相當平面壁に対するより小さいといへよう。第 7 表に示す

第 50 図 第 49 図に対する全損失係数一流速

対称形の例では、実験が夫々異なる故適切な比較は出来ないけれ共、他の実験者の結果が渦損失のみを示してゐることを考ふれば、非対称形の場合に得られた結論が通用すると思はれる。

本実験は宮城教授の指導に依て行はれたもので、費用の一部は財団法人齋藤報恩會の補助に依た。実験には田邊足男、鈴木富夫両君の助力を得、沼知教授に助言を得た。茲に併記して謝意を表す。

(昭和 13 年 12 月 12 日受付)

擴大水流における勢力損失の研究 (第 3 報)⁽¹⁾

(渦流域に装置せる障碍物の效果)

(昭和 13 年 11 月 5 日 應用力学講演會に於て講演)

正 員 宮 津 純⁽²⁾

摘 要

渦流の影響を減する方法として、その領域に障碍物を置くことを考へ、障碍物の位置、大きさ、形が果して而も如何なる程度の效果を示すか、この点を実験に依て明らかにし、且その效果を、單純急擴大流の場合の渦の中心の位置と關聯して考察したものである。

1. 緒 言

渦流を減するための諸方法はその方針に関して次の 2 種⁽³⁾に分け得られる。

(a) 主流の領域を廣くすることに依て渦流部分を除去せんとするもの。

(b) 主流に関りなく渦流のみに障碍を與へてその影響を緩和せんとするもの。

前者には主流中に導翼を配して渦流を流し去るもの、或は渦流の吸出しによるもの等があり、後者では普通、渦流の領域に渦形の孤立流線形をした物を挿入して渦の一部を除去するやり方を考へ得る。併し一般に (b) の場合としての效果は必ずしも渦の形をした物体での置換のみには限らない。如何なる形、大きさにしろそれによる変形渦の強さ、廣さ、数に關した總括の影響が、原影響を小ならしむる時常に期待出来る。

然らば普通の形の障碍物でこの用をなし得るか、その量的吟味が本実験の目標である。

併てこの方針による方法の理想は云ふ迄もなく主流を妨げずして渦流のみが完全に除かれることであり、その適切な手段として考へられることは、主流と渦流との分割流線を壁として、渦流部を除くことか、或はそれを手掛として更に吟味研究されたより適切な流線形壁面を以て除去するかである。かく理想

を目指した渦流除去の吟味に研究の主

第 1 図

点を置けば、問題は當然かゝる壁面流線形の吟味に落付く。

併し既述の如く本実験はこの方向を目指したものでなく、渦流緩和法として、渦流領域中に装置した障碍物の效果を明らかにせんとするものである。

2. 障碍物がある場合の渦損失

障碍物のない單純擴大流の渦損失に就ては第 1, 2 報に於て論じた。併し本文の如き場合には前の式その儘を用ひ得ない。渦損失は、擴大壁面に就ての推力係数 K のみによらずして、障碍物表面の圧力にも關係するからである。今第

(1) Investigation of the Energy Loss in Diverging Flow of Water, (III).

(2) Atsushi Miyadzu, Member, The Tôhoku Imperial University. 東北帝国大学。

(3) 従来は主として (a) のみが取上げられてゐるやうである。

1 図に於て $A_2 = mA_1$, $U_2 = U_1/m$ とすれば断面 1, 2 に就ての運動量の減少は

$$\frac{\gamma}{g} A_1 U_1^2 - \frac{\gamma}{g} A_2 U_2^2 = 2\gamma \left(1 - \frac{1}{m}\right) A_1 \frac{U_1^2}{2g} \dots\dots\dots(1)$$

障害物の上流下流両半面に就て主流方向の圧力を考へ、その、障害物の投射面積 A' に関する平均を図の如く p_2' , p_1' とする。然らば(1)式の運動量変化を生ずる力は

$$p_2 A_2 - p_1 A_1 - p_0 (A_2 - A_1) + p_2' A' - p_1' A' \dots(2)$$

以前の p_0 に関する K の如く p_1' , p_2' に関する係数を K_1' , K_2' として (3) の如く置き、且 $A'/A_1 = m'$ (その他の文字の約束は以前に同じ) として (2) を変形すれば (2)' となる。

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= p_1 - \gamma K U_1^2 / 2g \\ p_1' &= p_1 - \gamma K_1' U_1^2 / 2g \\ p_2' &= p_1 - \gamma K_2' U_1^2 / 2g \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

$$\left. \begin{aligned} (p_2 - p_1) m A_1 + \gamma K (m-1) A_1 \frac{U_1^2}{2g} \\ + \gamma (K_1' - K_2') m' A_1 \frac{U_1^2}{2g} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2)'$$

(1) = (2)' より

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \left\{ \frac{2(m-1)}{m^2} - K \frac{m-1}{m} - (K_1' - K_2') \frac{m'}{m} \right\} \frac{U_1^2}{2g} \dots(3)$$

断面 1, 2 間の損失水頭は (4) で與へられる故これに (3) を代入すれば渦損失水頭を得る。これを h_1 で表はし損失係数を求むれば以下の如くなる。

$$H = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} \right) = \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) \frac{U_1^2}{2g} - \frac{p_2 - p_1}{\gamma} \dots\dots\dots(4)$$

$$h_1 = \zeta_1 U_1^2 / 2g \dots\dots\dots(5a)$$

$$\zeta_1 = (m-1)^2 / m^2 + K(m-1)/m + (K_1' - K_2') m' / m \dots(5b)$$

$$h_1 = \zeta_1' U_2^2 / 2g \dots\dots\dots(6a)$$

$$\zeta_1' = m^2 \zeta_1 = (m-1)^2 + K m(m-1) + (K_1' - K_2') m m' \dots(6b)$$

$$h_1 = \zeta_1'' (U_1 - U_2)^2 / 2g \dots\dots\dots(7a)$$

$$\zeta_1'' = m^2 \zeta_1 / (m-1)^2 = 1 + K m / (m-1) + (K_1' - K_2') m m' / (m-1)^2 \dots(7b)$$

障害物が 2 個以上の場合も同様にして所要式を得る。(5b), (6b), (7b) で最後の項を障害物の個数だけ加へ合すればよい。即ち次の様になる。

$$\zeta_1 = (m-1)^2 / m^2 + K(m-1)/m + \sum (K_1' - K_2') m' / m \dots(5c)$$

(4) p_1' , K_1' , p_2' , K_2' の添字 1, 2 は障害物の下流側、上流側に関する意味になる。元来は第 1 図の如く「圧力が断面 1, 2 に就ての圧力 p_1 , p_2 と同じ向きになる側」であることを示させたものである。

$$\zeta_1' = (m-1)^2 + K m(m-1) + \sum (K_1' - K_2') m m' \dots\dots\dots(6c)$$

$$\zeta_1'' = 1 + K m / (m-1) + \sum (K_1' - K_2') m m' / (m-1)^2 \dots(7c)$$

' を附したものは障害物毎に必ずしも等しくない量である。

上式中の K_1' , K_2' は障害物表面の圧力を実測することにより、囊に K を求めたと同様に求む。

実験の一二例を第 2, 3 図に示す。但し図示された実測点は図の混雑を避けるため、附記の速度に関する平均値をとつてある。整理すれば次の如くなる。

第 2 図の例

$$\zeta = 0.547,$$

$$\zeta_1 = 0.388,$$

$$\zeta_2 = 0.069,$$

$$K = -0.084,$$

$$\zeta_1 / \zeta = 0.849,$$

$$\zeta_2 / \zeta = 0.151.$$

第 3 図の例

$$\zeta = 0.545, K = +0.029, \zeta_1 / \zeta = 0.894,$$

$$\zeta_1 = 0.487, K_1' = -0.028, \zeta_2 / \zeta = 0.106,$$

$$\zeta_2 = 0.058, K_2' = -0.075,$$

第 2 図 擴大壁面及び障害物壁面上の圧力分布

第 3 図 擴大壁面及び障害物壁面上の圧力分布

下記の形状に対する断面 1

第 4 図

即ち、障害物が存在しても擴大流の損失の大部分は渦損失であり、尚摩擦損失の変化は渦損失の変化に比すれば僅少である。従て全損失の増減は大体渦損失の増減を表はすと見られる。依て以下の実験では主として全損失のみの増減を吟味することとした。

3. 実験の概説

主実験装置、方法は第 2 報の場合と同じ。本実験では特に非対称形の水路 2 のみを用ひてこれに所要の加工を施した。

(a) 速度の範囲 以前と同じく $U_1 = 2 \sim 10$ m/s, この部分で水路の断面は正方形をなし辺の長さ $l = 2$ cm, 従て水の動粘性係数を $\nu = 0.01$ cm²/s として、レーノルズ数は $R = U_1 l / \nu = 4 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$.

(b) 供試障害物 比較の基準として前の実験の形状 No. 1 と 5 を採用した(第 4 図)。即ち急擴大の場合と比較的良好な流線形の場合で、これに対する全損失係数は夫々 $\zeta = 0.531, 0.203$ である。障害物はすべて砲金製、断面円形及び長方形の塊状体で、その軸を水路の上下面に垂直にしてその間に固定し、位置は第 4 図の如く渦流域に於て適當に換へる。

(c) 渦流域の長さ(L) 大部分の実験に対し、断面 1 は急擴大流の場合のそれに大体一致する。即ち第 4 図の F_1 である。これは障害物が大きすぎて而も擴大口に近すぎることにより主流を妨げることさへなければ大体に於て常に成立つ。形状 5 の流線形に対してのみ断面 1 は F_6 の位置へ移る。断面 2 は障害物の大きさと位置とに依て著しく変る。第 11 図から判る通りである。

4. 実験結果とその考察

(a) 流速の影響 障害物の形、位置、大きさを一定して流速のみを変ふるも係数は大体に於て変らない。これは單純擴大流の場合と同じ傾向である。結果の二三例を第 5, 6, 7 図に示す。第 5, 6 図は障害物の直径を $d=30\text{ mm}$ に一定し、その中心の位置を附記する 1, 2, 3 等の位置に固定して行つた結果で、第 7 図は側壁と円壩との接点を一定し、その直径を変へた場合である。詳細を云へば特に第 5 図の例に明らかな様に、 $U_1=2\text{ m/s}$ 以下の流速に於て、損失係数は流速の減少につれて増す傾向が目立つ。但し以下の部分に於て、特に断らぬ場合の係数は、実験範囲の平均値である。

(b) 障害物の位置の影響

障害物として直径 3 cm の円壩を用ひその位置を変へた実験結果が第 8 図に示されてゐる。水路中の符号 Δ $\circ$ $\times$ は装置した円壩の中心を示す。同符号の点を連ねる三つの平行線上の位置に対するは同符号の 3 曲線を以て下方に示されてゐる。一つの横断面上で中心を横にずらした場合の vari 方はこの曲線より求め得る。aa 断面に就ての一例が同図に附記されてゐる。符号 $\odot$ で示す点は急擴大流の場合の渦の中心である。障害物の中心をこれに一致させた場合の結果は内挿に依て求め得る。併し同図に記してある $\odot$ 点の係数は独立に実験した結果である。尚下部の図の破線は二つの基準の場合の ζ の大きさを示す。水路図中の鎖線は基準流線形の形を示したものである。

本図より次の結論を得る。

- (1) 渦流域の一つの横断面に於ては、障害物が側壁に接する状態に於て損失係数は小さく、側壁を離るゝ程大きくなる。
- (2) 主流を著しく妨げない限り、損失係数は急擴大流の場合

合と大差なく、これ以上となつても差は僅少である。

- (3) 障害物が側壁に接する場合のみを比較すれば、位置が擴大口を遠ざかる程損失係数は先づ小さくなり、急擴大流で

渦の中心を生ずる断面近くに於て最小となる。それより更に遠ざかれば直線的に増加する。

これ等の結果に関しては次のことが考へられる。即ち渦流域では側壁に沿ふ逆流が存在する。障害物が側壁に接する状態ではこの逆流が著しく妨げられ、渦流を弱むる効果をもつものであらう。これより (1) の結論が首肯出来る。又逆流は渦の中心の位置する側壁の近くで著しいと見られる。従て逆流を妨ぐる効果はこの近くに於て最も大きいものと推せらる。これより (3) の結果を待期できる。障害物の位置が更にその下流に移れば主流を妨ぐることに依て新な渦を誘起する作用が目立ち、その傾向が距離の増加と共に強められて行くものと見られる。これに対し $\circ$, Δ に中心を有する状態では側壁との間に間隙を有する。従て側壁に沿ふ逆流を妨ぐる効果少ないものと見られる。併し他方主流を妨ぐることも著しくないため、(2) の結果を示すものであらう。特に急擴大流の渦の中心 $\odot$ に障害物の中心を置いた結果は障害物のない場合の結果と殆ど相違を示さない。これに依れば実際の渦の中心近くでは局部流の強さは著しくないものと見られる。

第 8 図中の黒点は厚さ 1.5 mm の板を障害物としてこれを側壁に立て、但し、その高さのみを円壩の場合の直径と共通に 3 cm とした場合の結果を示す。これと円壩の場合との比較は次項で吟味すべきことである故、たゞ次のことだけを附記する。「障害物の形を変

へてもその高さが変らなければ、位置に対する損失係数増減の傾向は同様である。最小損失を示す位置も不変である。」尤も係数值そのものは形に依て異なり、板の場合が円壩の場合

第 5 図 損失係数に及す速度の影響

第 6 図 損失係数に及す速度の影響

第 7 図 損失係数に及す速度の影響

第 8 図 損失係数に及す障害物の位置の影響

より大きい。

(c) 障害物の大きさ並に形の影響 (b)の結果から同一の横断面に於ては、障害物が側壁に接する状態で損失小なることが判つた。故にかゝる状態に就てのみ更に大きさと形の影響を吟味した(第9図)。用ひた二つの形は、製作表現が簡単であり、而も類似性は少ない基本形としての見地より選んだものである。

先づ、円壩と側壁との接点を、擴大口から69.5 mmの定距離に置いた場合の直径の影響を示すものが第9図の曲線1である。これより

(1) 障害物の直径 d が側壁の凹み M を超過しない限り損失係数は急擴大流の場合以上となることはない。

(2) d が $0.38M$ 以下に於ては急擴大流の場合に等しく、 d がそれより増すに連れては減り、 $d=0.8M$ に於て最小である。 d が更にこれ以上となれば ζ も次第に増す。

(3) d が M 以上に於ては ζ は一般に急擴大流の場合より大きい。

この傾向が障害物の形に依て如何に変わるかを吟味する目的で、円壩を厚さ1.5 mmの板に変へ、これを円壩の場合と同じ位置に図の如く立て、その高さ b のみを変へて吟味した結果を曲線2で示す。

即ち

(4) 障害物の高さ b が $0.7M$ 迄は ζ は円壩の場合と一致し、 b がそれ以上では ζ は円壩の場合より大きい。

(5) 併し損失係数増減の様子は、その傾向に於て、互に類似する。

(6) 最小損失係数を與へる障害物の高さは円壩と板の場合に就て共通である。

障害物の形には勿論色々とり得るけれ共、その中で、円壩と板は形が大いに異なる例と見做せる。高さ以上に著しく横が伸びる様な特殊形でない限り、それに就ての結果は第9図の結果に類すると考へてよいであらう。仍て一般に

(7) 側壁からの障害物の高さが側壁の凹みを超えない限り、最小損失を結果すべき高さが存在し、尙損失係数は障害物のない場合のそれより大部分の場合に就て小さい。

(8) 最小損失係数の大きさは障害物の形によるけれ共、その最小損失を與へる障害物の高さは形によらず一定である。といふことが出来よう。

第9図 損失係数に及ぶ障害物の大きさ並に形の影響

(d) 障害物の大きさ並に位置の影響 前項で明らかになった結果も障害物の位置が変れば當然異なるものと見られる。そ

第10図 損失係数に及ぶ障害物の大きさ並に位置の影響

の吟味には第7図の如き実験を多くの断面個所で行ふ必要がある。本実験では板状の障害物に対してのみ組織的に明らかにし(第10図)、これより一般を推すこととした。第9図に於て円壩形の場合にも傾向として著しい相違を示さないからである。

前同様、厚さ1.5 mmの板を用ひ、擴大口からその距離 l を変へて第9図の如き曲線を多く求め、それを同時に示したものが第10図である。第9図の曲線2は本図に於て記号 $+$ を連

ねる曲線と同一のものである。即ち

(1) 損失係数は障害物の高さの増加につれて急擴大流の場合より先づ減少し、次に増加する。この傾向は障害物の位置に依て変らぬ。

(2) 障害物の位置が擴大口を遠ざかるにつれて、最小損失を與ふべき障害物の高さは小さくなり、最小損失そのものは大きくなる。

障害物の高さを前提して考へる時、どの位置で損失係数が最小となるかは、 b =定値に相當して本図から得らるゝ諸点を距離に対して図示すれば明瞭になる。第8図中の曲線IIは $b=30$ mmに対するその一例である。高さを変へてかゝる曲線を多く作ればよい。只最小損失

係数を與ふべき高さ (b) と位置 (l) の組合せを求むるには、斯様な曲線群を作る迄もなく、第10図に示す曲線群の包絡線より推し得る。図より見るに、この包絡線は $b=(0.3\sim0.6)M$ に於て $l=117$ mmの曲線に依て代表されると見得る。而もこの曲線は急擴大流の場合の渦の中心を通る断面に関するものである。従て

(3) 障害物の高さ (b) が側壁の凹み (M) の $0.3\sim0.6$ 倍の範囲では、これを、急擴大流の場合の渦の中心となるべき断面近くに於て、側壁に接して置く時損失係数は最小となる。

(4) b が $0.3M$ より小ならば、より遠くに置く方が損失係数は小さい。併しその減り方は著しくなく、係数の大きさは急擴大流の場合に近い。

(5) $b=(0.7\sim0.9)M$ の範囲では、急擴大流の場合の渦の中心となるべき断面位置よりも擴大口へ近づける程係数は小さい。

(6) 以上の(3), (4), (5)に関する最小損失係数は障害物の

第11図 第10図に示す各場合の渦流域の長さ

第12図

高さが増すにつれて減ずる。

(7) 何れの場合も基準流線形壁面の場合の係数より大きい。

障碍物の位置が擴大口を遠ざければ、断面 2 は下流に移り渦流域が長くなる。障碍物の高さ大なる程この傾向は著しくなる。第 10 図の各場合に相當する渦流域の長さ (L) を第 11 図に示す。云ふ迄もなく第 10 図の ζ はこの範囲に対する全損失係数である。

第 11 図より次のことが明らかである。

(1) 障碍物の高さ (b) が或一定以下では断面 2 の位置は変らぬ。

(2) その一定値を超えると、その増加につれて断面 2 が下流へ移る。

(3) 障碍物のこの一定の高さは、障碍物の位置が擴大口を遠ざかる程小さくなる。

(4) 障碍物の位置が、擴大口から急擴大流の場合の渦の中心迄の範囲では、 b が 0.75

M 以下に於て渦流域の長さに変りなく $15M$ 位である。

以上の実験に於て、障碍物としての板を水路に固定するには、操作を容易にするために、第 12 図の如き方法に依た。即ち取外し可能な砲金片 B へ支持片 B' (砲金) を作りつけ、その先端に所要の板を固定する。従て上の実験結果にはこれの影響が加味されてゐる。支持片の存在は一般に損失を減ずる傾向を持ち、その厚さ厚く、長さ長く (図で紙面に直角な方向の高さは水路の上下面に及ぶ) 障碍物の高さ b の小さい程、影響が著しい。現在の如く厚さ 5 mm のものでは次の如き程度の影響がある。 $l=300$ mm, $b=8$ mm の例に対し、支持片のある場合 $\zeta=0.503$ となるに対し、これを取去つて障碍物のみを直接水路内に固定せる場合は $\zeta=0.528$ である。これ以外の例に対する影響は常にこれ以下である。支持片の存在が損失をかく減少させる傾向は、次のことを考ふれば肯ける。即ちこのものは擴大後の水路の巾を狭めて、断面比を小さくし、或は少く共、渦流域の一部を充してこれを置換する効果はあること等である。

(e) 渦流域分割の効果 以上に依て渦流域の障碍物は損失を減少させるに効果あることが明らかにされ、而も一方、基準流線形壁面の効果は、これ等に比すれば著しく良好であることも判つた。即ち渦流域はこの形の範囲に比較的よく収まるものと見做せる。依てかゝる壁面の代用としての数枚の隔板の組合せが果して、而もどの程度の効果あるかを併せ吟味する。これは障碍物の干渉効果の吟味でもあり、一方又渦流細分割の効果を吟味することでもある。

第 13 図 a, b に示す如く形状 No. 5 に対し M 又は S の昭和 14 年 2 月]

第 13 図 (a) 上、(b) 下
隔板の配置例

第 14 図 組立られた隔板の例

等分点に厚さ 1.5 mm の隔板 (砲金) を並列する。但し、各板の先端における外角が基準流線形上に沿ふ如くする。板の枚数に関らずこの条件を満足させる。実際の装置は第 14 図の如く、支持片 B へ加工してこれを水路内に固定した。特に縦板の場合には、固定を容易にするため第 12 図の例と同じく補助的支持片 B' を附加した。今の場合この B' は比較的短く而も隔板は長いから B' の干渉効果は小さいと考へられる。第 15 図に供試障碍板の例を示す。

現在の実験で板のない場合は云ふ迄もなく急擴大流である。

第 1 表 障碍物の大きさ、位置が全損失係数、渦流域の長さ、通路効率に及ぶ影響

擴大口から障碍板迄の距離 l mm	障碍板の高さ b mm	全損失係数 ζ	渦流域の長さ L cm	通路効率 η	水温 $T^{\circ}\text{C}$
300	35	1.08	82	-0.215	15.0
	30	0.751	71	0.155	15.0
	25	0.602	63	0.323	15.0
	20	0.537	60	0.396	14.8
	15	0.510	58	0.426	14.8
	8	0.503	58	0.434	14.8
240	35	0.856	71	0.037	14.8
	30	0.604	65	0.320	14.8
	25	0.513	61	0.423	14.8
	15	0.494	58	0.444	14.8
180	35	0.697	66	0.216	14.6
	30	0.512	62	0.424	14.6
	25	0.468	59	0.473	14.6
	20	0.479	58	0.461	14.6
	15	0.494	58	0.444	14.6
117	50	8.40	73	-8.45	15.9
	45	2.64	66	-1.97	15.9
	40	1.06	63	-0.193	15.5
	35	0.559	61	0.371	15.5
	30	0.445	59	0.499	15.5
	25	0.445	58	0.499	15.5
	20	0.469	58	0.472	15.6
	15	0.501	58	0.436	15.6
95	8	0.530	58	0.406	15.6
	40	0.992	62	-0.116	15.4
	35	0.524	60	0.410	15.4
	30	0.432	59	0.514	15.4
	25	0.443	58	0.502	15.4
	20	0.487	58	0.462	15.3
69.5	10	0.531	58	0.403	15.3
	50	6.61	68	-6.55	16.3
	45	2.12	64	-1.39	16.3
	40	0.796	61	0.104	16.2
	35	0.441	59	0.504	16.2
	32.5	0.406	59	0.543	16.2
	30	0.416	58	0.534	16.2
	25	0.488	58	0.451	16.2
	20	0.510	58	0.426	16.1
	15	0.531	58	0.403	16.1
41	43	1.46	62	-0.643	15.5
	40	0.704	61	0.208	15.5
	35	0.391	59	0.560	15.5
	30	0.495	58	0.443	15.5
	25	0.520	58	0.415	15.5
	20	0.527	58	0.407	15.4

$$\eta = 1 - m^2 \zeta / (m^2 - 1), m: \text{断面比}.$$

$$= 1 - 1.125 \zeta, m = 3.$$

η の負値は断面 2 の圧力が断面 1 の圧力以下であることを示す。

板を有する場合も、それに厚さがある故、或枚数に達すれば、板と板との間隔が消え、單に凹凸を持つた壁面となる。この際も、粗面の凸端は基準曲線に沿ふ筈である。本実験の例では、縦板 107 枚、横板 27 枚でこの状態になる。云ふ迄もなく後者が前者より粗い。これ等の壁面は、平滑な基準曲面を削つて作り出す方法に依て得た。それを第 16 図に示す。障碍板の厚さが小さい程究極迄に多くの板を並べ得る。厚さを 0 に近づけ同時に数を無数にしたと見做せるものが基準流線形の壁面である。

実験の結果を第 2 表、第 17 図に示す。これより次の結論を得る。

(1) 障碍板の数を増す程損失減少の効果は大きい。特に 2, 3 枚位迄の効果著しく、それ以上増すも効果は割に小さい。

(2) 1 枚の障碍板では縦板が効果的であるが 2 枚以上では逆になる。但し縦横に就てのこの比較は採用された基準形に依ても変わるものと考へられる。

以上を流れの側から見て

(3) 隔板による渦流域の分割は損失減少に効果的であると云へる。茲に云ふ渦流域分割とは主流を妨ぐることなく

第 15 図 供試障碍板の例

第 17 図 損失係数に及ぶ隔板の数の影響

第 2 表 全損失係数、通路効率に及ぶ障碍板の数の影響

障碍板の 数	全損失 係数 ζ	通路 効率 η	水 温 $T^{\circ}\text{C}$	備 考
0	0.531	0.403	18.6	急擴大流 板が主流方向 に平行に並ぶ 場合
1	0.457	0.486	18.6	
2	0.398	0.552	16.9	
3	0.358	0.597	6.5	
5	0.353	0.603	6.7	
7	0.347	0.610	6.6	
27	0.286	0.678	6.6	凹凸基準面 平滑基準面
∞	0.203	0.772	15.0	
0	0.531	0.403	18.6	急擴大流 板が主流方向 に直角に並ぶ 場合
1	0.424	0.523	19.4	
2	0.408	0.541	19.0	
3	0.409	0.540	17.4	
4	0.404	0.545	15.6	
5	0.410	0.539	15.6	
6	0.402	0.548	15.6	
7	0.408	0.541	6.6	凹凸基準面 平滑基準面
107	0.256	0.712	6.6	
∞	0.203	0.772	15.0	

な渦を誘起することなく、原渦流域そのものを分割する意である。この場合分れた渦の数は隔板の数と共に増す。併し一方各渦の強さは割合に減るものと見られる。渦流域そのものも少く共隔板の占むる廣さだけは減ると考へられる。

第 18, 19 図は凹凸壁の圧力分布を示したものである。何れも、基準形壁面の場合 (第 20 図) に大体は當然類似するが、凹凸に基き些少の相違が認められる。この実験より求めた壁面の推力係数及び損失係数を第 3 表、第 21 図に示す。これ等が速度に無関係である傾向は、前の各種の場合と変わらない。これ等より次の結果を得る。

(1) 壁面の凹凸大きい程各成分損失係数は共に大きい。

第 16 図 供試壁面 (隔板の究極として得らるゝもの)

第 18 図 壁面圧力分布 (面の凸端を結ぶ基準線に沿ふもの)

第 19 図 壁面圧力分布 (面の凸端を結ぶ基準線に沿ふもの)

第 20 図 平滑基準壁面上の圧力分布

第 21 図 基準壁面の粗滑と推力係数 K 及び ζ 全損失係数

第3表 基準流線形壁面に関する粗滑の影響

側壁の種類	障害板の相当数	全損失係数	通路率	推力係数	渦損失係数	摩擦損失係数	成分損失係数の割合		渦流域の長さ の長さ と主流の巾との割合	水温 T°C
		ζ	η	K	ζ_1	ζ_2	ζ_1/ζ	ζ_2/ζ		
急擴大流	0	0.531	0.403	0.029	0.464	0.067	0.874	0.126	58	29
凹凸基準面	厚さ 1.5 mm のもの 27 枚 (主流に平行に)	0.286	0.678	-0.341	0.217	0.069	0.759	0.241	58	29
	厚さ 1.5 mm のもの 107 枚 (主流に直角に)	0.256	0.712	-0.375	0.194	0.062	0.758	0.242	58	29
平滑基準面	∞	0.203	0.772	-0.437	0.153	0.050	0.754	0.246	58	29

(2) 摩擦損失のみの相違は極めて僅少である。

(3) 全損失の相違は殆ど渦損失の相違に帰せらる。

壁面の凹凸小さくなるにつれて、成分損失は共に小さくなり行き、遂に平滑なる基準流線形の場合に近づくことが明らかである。

本研究は學術振興會の援助と宮城教授の指導に依て行はれ、実験には沼知、拔山兩教授の助言と助手田邊足男君の助力を得た。併記して謝意を表する次第である。

(昭和 13 年 12 月 12 日受付)

ウェスコ式回轉ポンプの理論⁽¹⁾

(昭和 13 年 11 月 5 日 應用力学講演會に於て講演)

正員 宮 津 純⁽²⁾

摘 要

本文は層流、乱流兩理論より、ウェスコ式回轉ポンプ中の流動状態を論じ、その特性を明らかにしたものである。

1. 緒 言

ウェスコ・ポンプは周縁に溝を切つた円板を回轉することに依て、この回轉車の周と外殻との間隙にある水を擦り動かし以て揚水を行ふ式のポンプである。殻の一部に設けた隔壁でこの輪形の間隙を仕切り、その両側に接して水の出入口がおかれてゐる。このポンプが一種の摩擦ポンプであることは既に云はれ、特性も実験⁽³⁾により明らかにされてゐるが、適切な理論は未だ公表されてゐないやうである。

本文は層流、乱流兩理論よりこのポンプ中の流動状態を論じその特性を明らかにしたものである。

2. 問題の單純化

ポンプ中の流れを單純化すれば結局第1図の關係に歸し得る。即ち移動壁を驅動することに依て、これと固定壁との間にある流体を連れ去らうといふのである。實際の水の通路は云ふ迄もなく輪形をなすけれ共、長さ(s)に比して間隙

(δ)が小さい故、壁面及び流線の曲率を無視して直線としても、結果の大綱に变りない。車の周縁に設けた溝の大小、形、通路の構造等はポンプ性能に關係するが、作用の大綱を扱ふ基本理論では、その性質を未定係数又は物理常数に含めて、一應考慮外に置くことが出来る。

第1図 流速分布説明図

3. 壁面の剪断應力とヘッドとの關係

層流、乱流を含めて流れの方向へx軸、それに直角にy軸をとる。圧力はx方向のみに速度はy方向のみに変り、質量力は働かぬとする。然れば流れの微小部分に就ての力の釣合式は次の如くなる。

$$d\tau/dy = dp/dx$$

但し τ 剪断應力、 p 圧力。ウェスコ・ポンプとしては $0 \leq dp/dx$, 即ち流れる方向に圧力の高まる場合を考へれば足りる。簡単に出入口間の圧力勾配を一樣と見れば $dp/dx = \Delta p/s = \gamma h/s$, 茲に Δp 出入口の圧力差、 s その間の通路長さ、 γ 流体の單位体積重量、 h は Δp に相當するヘッド。依て一般に

$$\frac{d\tau}{dy} = \frac{\gamma h}{s}, \quad \tau = \frac{\gamma h}{s} y + \tau_0 \dots \dots \dots (1)$$

τ_0 は固定壁 $y=0$ における剪断應力を表はすものとする。

(1) Theory of the Westco Type Rotary Pump. (2) Atsushi Miyazaki, Member, The Tôhoku Imperial University. 東北帝国大学。 (3) 高井英明、ウェスコ式回轉ポンプの性能に就て、機械學會誌, 39, 226, (昭 11-2), 同論文集, 2, 7, (昭 11-5).

昭和 14 年 2 月]