

X型Hot-film流速計の冷却係数について

九州工業大学大学院 学生員 ○鬼束幸樹

九州工業大学工学部 正 員 浦 勝 秋山壽一郎

九州工業大学工学部 学生員 堀越公博

1. はじめに

X型熱線流速計のように熱線が流向に対して傾斜された流速計は、熱線に直角な実流速の成分だけでなく、熱線に平行な成分も感知する。熱線が感知する流速を有効流速というが、Hinze¹⁾は冷却係数を導入することで実流速と有効流速との関係を示した。この冷却係数は、熱線の受感部長さと熱線の直径との比で定義される長さ比、Reynolds数および加熱比によって支配されている。Hot-wire流速計については、冷却係数に及ぼすこれらの支配パラメータが調べられているが、Hot-film流速計についてはほとんど調べられていない。

本研究ではX型Hot-film流速計について、Reynolds数、加熱比、長さ比が冷却係数に及ぼす影響について調べた。

2. X型 Hot-film 流速計の理論解析

有効流速と実流速との関係を理論的に解析するために、まず、傾斜された1本の熱線について考える。図-1に示すような直交座標系を定義し、 x 、 y 、 z 軸方向の流速をそれぞれ U 、 V 、 W とする。熱線は $x-z$ 平面にあり、熱線に垂直な n 軸と x 軸とは角度 α で交わっている。 $V, W \ll U$ のとき、実流速は U となる。

理想的には、有効流速 U_{eff} は実流速 U の n 軸方向成分 $U \cos \alpha$ となるので、有効流速 U_{eff} と実流速 U との関係は、 $U_{eff}/U = \cos \alpha$ で示される余弦則で表現できる。しかし、実際の熱線は、熱線に平行な実流速の成分 $U \sin \alpha$ も感知する。そこで、Hinze¹⁾は $\alpha \leq 70^\circ$ の範囲において、余弦則に補正項を付加した補正式を提案した。

$$U_{eff}/U = (\cos^2 \alpha + k^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \quad (1)$$

式(1)中の冷却係数 k は、熱線の受感部長さ ℓ と直径 d との比で定義される長さ比 ℓ/d 、熱線の直径 d を代表長さ、実流速 U を代表速度、動粘性係数を ν としたReynolds数 Ud/ν および加熱比によって影響を受ける。

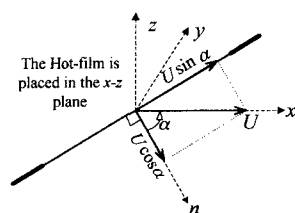


図-1 傾斜された熱線の模式図

3. 実験装置および実験方法

実験に用いた水路は、長さ20.5m、幅60.0cm、高さ60.0cmの可変勾配水路である。測定に用いたX型Hot-film流速計の模式図を図-2に示す。ここに、 ℓ は熱線の受感部長さ、 t はブロング間隔、 s は熱線間隔である。なお、本プローブは市販品であり、その規格は、 $\ell=2.0\text{mm}$ 、 $t=3.5\text{mm}$ 、 $s=1.0\text{mm}$ 、 $d=152\mu\text{m}$ 、 $\ell/d=13.2$ でフィルム材質は白金である。

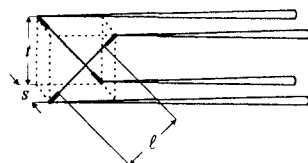


図-2 X型 Hot-film 流速計の模式図

実験としては、Reynolds数または加熱比を変化させた2シリーズを行った。Reynolds数を変化させた実験では、水深が20cmで断面平均流速が10, 20, 30または40cm/sの等流となるように、流量および水路床勾配をそれぞれ設定し、加熱比を変化させた実験では、水深が20cmで断面平均流速が40cm/sの等流となるように流量および水路床勾配を設定し、加熱比を1.03または1.05に設定した。

実験方法としては、上記のような流れ場にブロング面が水平となるように、水路入口より下流側2.0mの地点の水面下7.0cmの位置に挿入し、熱線に直角な方向と主流方向との交差角度 α を $0 \leq \alpha \leq 70^\circ$ の範囲で 5° ずつ変化させた。なお、この断面の主流速分布はほぼ矩形で、2次流がほとんど発生していないことを確認している。

4. 実験結果および考察

4.1 冷却係数に及ぼす加熱比の影響

図-3に加熱比が1.05の場合の角度 α と U_{eff}/U の関係を○印で、加熱比が1.03の場合を□印で示し、式(1)において $k=0, 0.2, 0.4, 0.6$ および 0.8 のときの値を実線で示している。加熱比が1.05と1.03の分布は多少ばらついているが、両者間に明確な差異は見られない。よって、加熱比が1.03から1.05の範囲では、冷却係数は加熱比の影響を受けないと思われる。

4.2 冷却係数に及ぼすReynolds数の影響

図-4にReynolds数が60.8, 45.6, 30.4および15.2の結果をそれぞれ◇, □, ×および○印で示し、式(1)において $k=0, 0.2, 0.4, 0.6$ および 0.8 のときの値を実線で示している。多少のばらつきがあるが、各実験結果に明確な差異は見られず、本実験のReynolds数の範囲では、Hot-film流速計の冷却係数はReynolds数に依存しないと思われる。これは、西岡³⁾がHot-wire流速計について示した結果と逆であるが、西岡が行った実験でのReynolds数は0.025から0.25であり、本実験と異なりかなり低Reynolds数である。

また、図-4より本実験で用いたプローブの冷却係数は、ばらつきが見られるものの、平均的には0.4程度と思われる。

4.3 冷却係数に及ぼす長さ比の影響

Hot-wire流速計の冷却係数に及ぼす長さ比の影響は、Champagne *et al.*³⁾によって系統的に調べられた。一方、Hot-film流速計においては、Friehe & Schwarz⁴⁾によって長さ比が17.7, 50, 100で、各々のReynolds数が24, 25.5, 25.5の時の冷却係数が調べられ、さらにBertrand & Couderc⁵⁾によって長さ比が14.5で、Reynolds数が84.3, 133.3, 191.8の時の冷却係数が調べられた。図-5にHot-film流速計およびHot-wire流速計における長さ比と冷却係数との平均的な関係をプロットで示し、実験値が示す範囲を実線で示している。Hot-wire流速計においては、長さ比が200の時に冷却係数はおよそ0.2であり、長さ比が200~600の範囲では長さ比の増加に伴い冷却係数は減少し、長さ比が600の時に冷却係数がほぼゼロとなっている。一方、Hot-film流速計においては、長さ比が13.2のときに冷却係数が 0.4 ± 0.2 をとり、長さ比が13.2~100の範囲では長さ比の増加に伴い冷却係数は減少し、長さ比が100のときに冷却係数は 0.13 ± 0.03 となっている。

5. おわりに

定温度型Hot-film流速計における冷却係数は、加熱比が1.03~1.05の範囲で、Reynolds数が15.2以上の範囲においては、加熱比およびReynolds数による影響を受けず、長さ比によってほぼ決定されることが示され、さらに冷却係数は、長さ比の減少関数であることが示された。

参考文献

- 1) Hinze, J. O.: *Turbulence*, McGraw-Hill, p.103, 1959., 2) 西岡通男, 機械学会論文集, 第39巻, pp.1235-1245, 1973., 3) Champagne, F. H. *et al.*, *JFM*, Vol.28, pp.153-175, 1967., 4) Friehe, C. A. and Schwarz, W. H., *J. Applied Mech.*, Vol.35, pp.655-662, 1968., 5) Bertrand, J. and Couderc, J. P., *DISA Information*, No.23, pp.28-32, 1978.

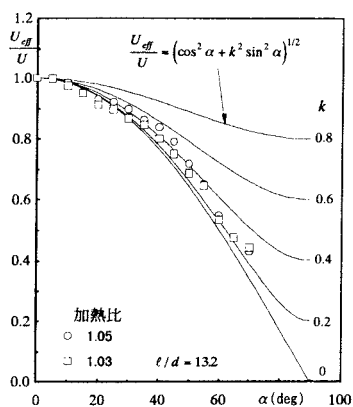


図-3 冷却係数に及ぼす加熱比の影響

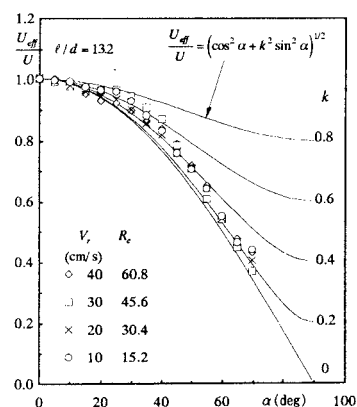


図-4 冷却係数に及ぼす Reynolds 数の影響

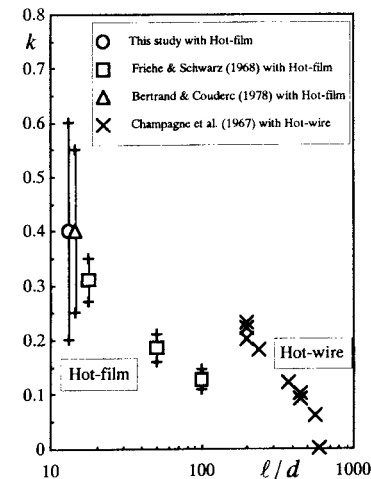


図-5 冷却係数に及ぼす長さ比の影響