

X型Hot-film流速計の測定誤差とその補正方法

Error analysis of flow measurements with X-type Hot-film and a method of correction

鬼束幸樹* 浦 勝** 秋山壽一郎*** 堀越公博****

By Kouki ONITSUKA, Masaru URA, Juichiro AKIYAMA and Kimihiro HORIKOSHI

Measurements with X-type Hot-film anemometers inherently involve errors caused by an overheat-ratio, Reynolds number and the length-to-diameter ratio. In this study, the influence of the overheat-ratio and the Reynolds number on a cooling factor k was investigated experimentally. It was found that the cooling factor k is not affected by the overheat-ratio in a range of 1.03 to 1.05, and the Reynolds number in a range higher than 15.2. The cooling factor k is affected only by the length-to-diameter ratio. The cooling factor k decreases with increasing the length-to-diameter ratio.

keywords : flow measurements, Hot-film anemometer, cooling factor

1. はじめに

境界層流や開水路流などの流れ場を点計測する流速計には、プロベラ流速計、電磁流速計、ビトー管、レーザードップラー流速計および熱線流速計などがある。プロベラ流速計と電磁流速計は流速の受感部が比較的大きいため、実験室のような小さなスケールの流れ場を詳細に測定することは困難であり、ビトー管による測定では、乱れの高周波成分を計測することが困難である。レーザードップラー流速計および熱線流速計は、これらの点において優れており、実験室での使用に適している。ところが、レーザードップラー流速計を使用する際には、散乱粒子を水流中に混入しなければならず、それが許されない水路ではレーザードップラー流速計は機能しない。よって、汎用性のある流速計として、熱線流速計は今後とも用いられるだろう。

熱線流速計にはHot-wire流速計とHot-film流速計とがあるが、まず、Hot-wire流速計が風速を測定するためにKennelly *et al.*¹⁾やRiabouchinsky²⁾によって今世紀初頭に試作された。この試作品は動作が不安定で実用に耐えるものではなかった。しかし、King³⁾による円柱の熱伝導特性の理論的および実験的な検討、Dryden & Kuethe⁴⁾による熱的慣性で生じる応答遅れの補償方法の考案、Kovaszny⁵⁾による補償回路の電子化、さらに、Shultzによる極細線の製作が容易なWollaston法の開発などにより、現在のHot-wire流速計は比較的動作が安定で操作性が良く、かつ精度の良い実用的な流速計となっている。

* 学生員 九州工業大学工学研究科博士後期課程 (〒804 北九州市戸畑区仙水町1-1)
** 正会員 工博 九州工業大学工学部設計生産工学科建設工学教室
*** 正会員 Ph.D. 九州工業大学工学部設計生産工学科建設工学教室
**** 学生員 九州工業大学工学部設計生産工学科研究生

しかし、Hot-wire流速計は空気流の測定では比較的安定した計測が可能であるが、水流の測定では水の電気分解あるいは気泡の発生などにより安定した計測は困難である。そこで、Ling & Hubbard⁶⁾はwireの表面に白金膜などをコーティングしたHot-film流速計を考案した。このHot-film流速計の開発によって、本格的な水流の測定が1970年代より可能となった⁷⁾。

Hot-wire流速計およびHot-film流速計の動作原理は全く同様である。両者とも熱線を加熱するために一定の電流を流す定電圧型と、負帰還回路により熱線の温度が常に一定に保たれるように電流を調整すると定温度型がある。定電圧型は熱線のもつ時定数のために応答が必ずしも良くないため、現在ではこのような点を改良した定温度型が主に用いられている。

初期のHot-wireやHot-filmは熱線が主流に直角に配置されるI型が主であったが、後に流速の2成分を容易に測定するために熱線が主流に対して傾斜して配置されたV型やX型が開発された。熱線が感知する速度を有効流速というが、I型では熱線が主流とほぼ直角に配置されるために、有効流速と実流速とは一致する。V型やX型では熱線が主流に対して傾斜しているので、有効流速は熱線に垂直な実流速の成分となり、有効流速と実流速との間に余弦則が成立する。ただし、これは熱線の直径が熱線の受感部長さに対して無限小であるといった理想的な場合であって、実際の熱線は有限の直径を有しているために、熱線に平行な実流速の成分も感知する。そこで、Hinze⁸⁾は、熱線に平行な実流速の成分による冷却効果を考慮し、余弦則に補正項を付加した補正式を提案した。この補正式には冷却係数という熱線固有の定数が含まれている。Champagne *et al.*⁹⁾やWebster¹⁰⁾は冷却係数の支配パラメータが熱線の受感部長さ l と熱線の直径 d との比で定義される長さ比 l/d と考え、Hot-wireの長さ比を系統的に変化させ、長さ比が200の時に冷却係数はおよそ0.2であり、長さ比の増加に伴い冷却係数はほぼ線形的に減少し、長さ比が600の時に冷却係数がほぼゼロになることを実験的に示した。一方、西岡¹¹⁾は長さ比が600のHot-wireについて風速を系統的に変化させ、冷却係数は長さ比だけでなく熱線直径を代表長さとしたReynolds数にも影響を受け、Reynolds数の増加に伴い冷却係数が減少することを指摘した。さらに、蒔田¹²⁾は定温度型Hot-wire流速計では加熱比も冷却係数に影響を及ぼすと述べている。このようなことから、定温度型Hot-wire流速計における冷却係数の支配パラメータは、長さ比、Reynolds数および加熱比と考えられる。定温度型Hot-film流速計でも支配パラメータは同様であると考えられるが、Hot-film流速計についてはこれらの支配パラメータの冷却係数への影響はほとんど調べられていない。

Hot-wire流速計は制作が比較的容易なために自作されることも少なくないが、Hot-film流速計の場合はフィルムコーティングを行うことに熟練を要するため、市販品が用いられることが多い。そこで本研究では市販されている長さ比13.2のX型Hot-film流速計について、Reynolds数および加熱比を変化させ、これらの支配パラメータの冷却係数への影響について調べた。

2. X型Hot-film流速計の理論解析

X型Hot-film流速計が受感する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。ここで、有効流速 U_{eff} と実流速 U との比を $f(\alpha)$ と定義する。

$$\frac{U_{eff}}{U} = f(\alpha) \quad (1)$$

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、

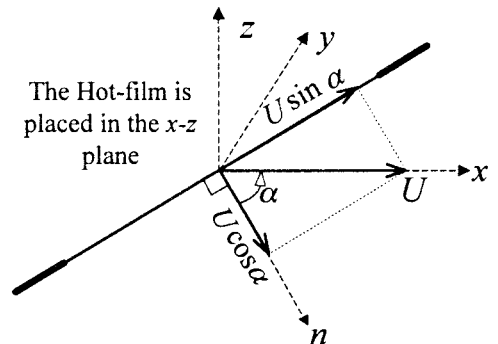


図-1 傾斜された熱線の模式図

次式の余弦則で表される。

$$f(\alpha) = \cos \alpha \tag{2}$$

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、Hinze⁸⁾は $\alpha \leq 70^\circ$ の範囲において、熱線に平行な実流速の成分 $U \sin \alpha$ による冷却効果を考慮し、余弦則に補正項を付加した補正式を提案した。

$$f(\alpha) = (\cos^2 \alpha + k^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \tag{3}$$

式(3)中の k は、熱線に平行な実流速の成分による冷却効果の大きさを示す冷却係数と呼ばれるものである。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と考えられる。

Bruun^{13),14)}は式(3)を用いて、X型熱線流速計の測定による流速 U 、 W が次式で示されることを示した。

$$U = \frac{e_1 + e_2}{2(\cos^2 \alpha + k^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}} \tag{4.a}$$

$$W = \frac{e_1 - e_2}{2(\cos^2 \alpha + k^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} A \tan \alpha} \tag{4.b}$$

ここに、 e_1 、 e_2 はそれぞれの熱線の出力値で、 A は、次式で示される。

$$A = \frac{\cos^2 \alpha (1 - k^2)}{\cos^2 \alpha (1 - k^2) + k^2} \tag{5}$$

式(4)、(5)はBruunの補正式と呼ばれ、現在広く用いられている¹²⁾。

3. 実験装置および実験条件

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。この水路の上端には整流装置として $\varphi=6\text{mm}$ のハニカムが取り付けられている。

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。X型Hot-film流速計は、ブロング間に約45°で張られたそれぞれの熱線が互いに直角になるように配置されている。なお、本プローブは市販品であり、その規格を表-1に示す。

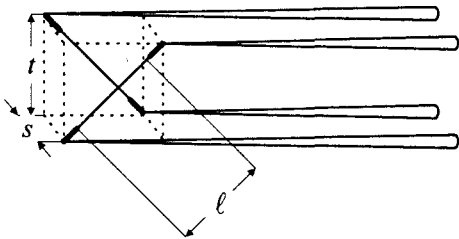


図-2 X型 Hot-film 流速計の模式図

流速計のシステムとしては以下の様である。熱線の受感部が定温度となるようにそれぞれの熱線で独立したCTA（Constant Temperature Anemometer）によって温度補償が行われる。また、水温が常時測定されており、CTA出力と水温とがLinearizerに送られ、そこで電圧値は流速に対してほぼ線形化される。さらに、Linearizerの出力電圧値はAD変換器によってデジタル化され、GP-IBを介してパソコンのハードディスクに保存される¹⁵⁾。

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、それぞれ流量および水路床勾配を設定し、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。なお、すべての測定において、サンプリング間隔を0.01s、

表-1 X型Hot-filmプローブの規格

受感部長さ	熱線直径	長さ比	ブロング間隔	熱線間隔	フィルム材質
ℓ (mm)	d (μm)	ℓ/d	t (mm)	s (mm)	
2.0	152	13.2	3.5	1.0	白金

サンプリング時間を40.96sとした。

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、ハニカムより下流側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分布で、かつ2次流がほとんど発生していないことを予備実験で確認している。

4. 実験結果および考察

以下、冷却係数に及ぼす加熱比の影響、冷却係数に及ぼすReynolds数の影響および冷却係数に及ぼす長さ比の影響を示し、Hot-film流速計の冷却係数を評価する。

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□印で示す。また、同図では式(3)において冷却係数が $k=0, 0.2, 0.4, 0.6$ 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 k は加熱比の影響を受けないことが認められる。

4.2 冷却係数に及ぼすReynolds数の影響

図-4にReynolds数 Ud/ν を変化させたときの角度 α と U_{eff}/U の関係を示す。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(3)において冷却係数が $k=0, 0.2, 0.4, 0.6$ および 0.8 のときの値を実線で示している。多少のばらつきが見られるが、各実験結果に明確な差異は見られず、本実験範囲におけるReynolds数では、Hot-film流速計の冷却係数はReynolds数に依存しないと思われる。ところが、Hot-wire流速計の冷却係数 k は、Reynolds数の影響を受けることを西岡¹¹⁾が示しており、本実験結果は一見して西岡の結果と反する。ただし、西岡が行ったHot-wireの実験におけるReynolds数は0.025から0.25の範囲であり、本実験範囲よ

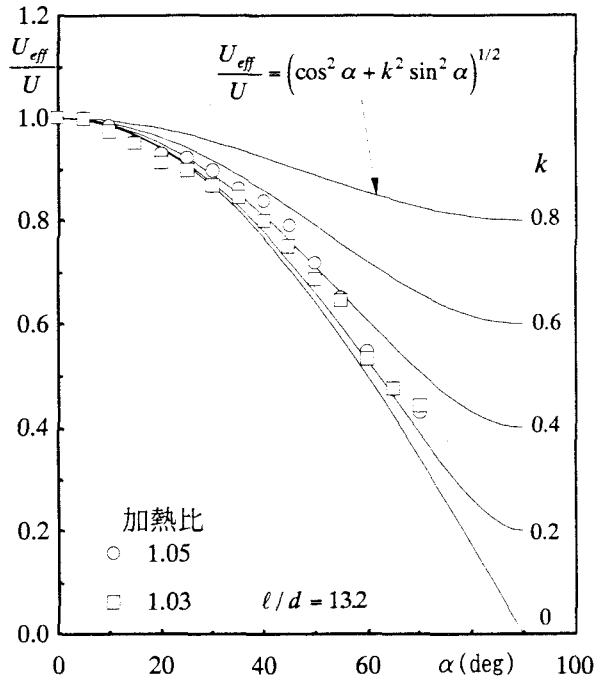


図-3 冷却係数に及ぼす加熱比の影響

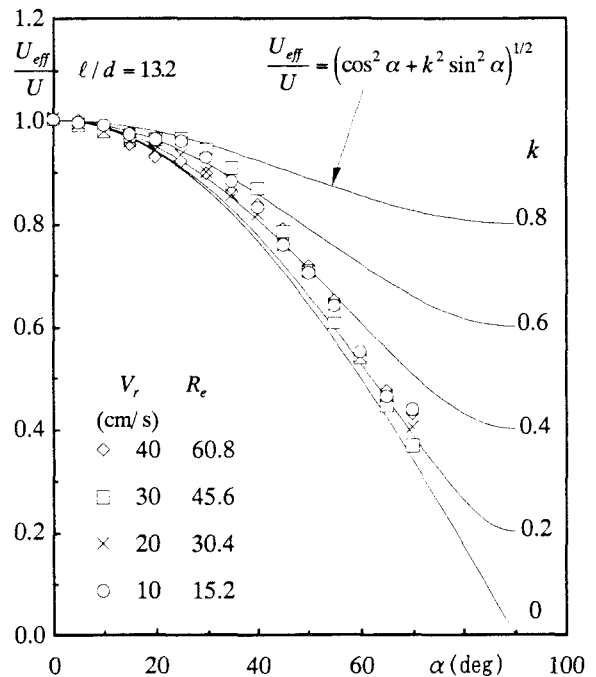
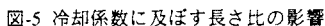


図-4 冷却係数に及ぼす Reynolds 数の影響

また、図-4より本実験で用いたプローブの冷却係数 k は、角度 α が $20\sim 40^\circ$ の範囲では0.6程度をとり、角度 α が $50\sim 70^\circ$ の範囲では0.2程度をとっており、ばらつきが見られるが、平均的には冷却係数 k は0.4程度である。

4.1および4.2より、加熱比が1.03から1.05の範囲で、Reynolds数 Ud/ν が15.2以上の範囲においては、冷却係数 k は加熱比およびReynolds数の影響を受けないことが示されたので、そのような範囲で冷却係数 k に及ぼす長さ比の影響を評価する上では、加熱比およびReynoldsは必ずしも一致する必要はない。

0.2であり、長さ比 ℓ/d 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 ℓ/d が600の時に冷却係数 k 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 ℓ/d が13.2のときに冷却係数 k が 0.4 ± 0.2 をとり、長さ比 ℓ/d が13.2~100の範囲では長さ比の増加に伴い冷却係数 k は減少し、長さ比 ℓ/d が100のときに冷却係数 k は 0.13 ± 0.03 となっている。このような長さ比の増加に伴い冷却係数が減少するといったHot-film流速計の特性は、Hot-wire流速計の特性と定性的に一致する。



5. おわりに

定温度型Hot-film流速計における冷却係数に及ぼす加熱比, Reynolds数および長さ比の影響を調べた。その結果, 少なくとも加熱比が1.03~1.05の範囲で, Reynolds数が15.2以上の範囲においては, 冷却係数は加熱比および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た。さらに, 定温度型Hot-film流速計の冷却係数は, 長さ比が13.2で冷却係数は 0.4 ± 0.2 であり, 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のときに冷却係数が 0.13 ± 0.03 となることが分かった。

今回示した実験データ数は比較的少ないため, 本実験結果に多少の実験誤差を含んでいる可能性は否めない。より精度の高い長さ比と冷却係数との関係を得るためには, 今後, さらに多くの実験を行い, 冷却係数に及ぼす長さ比の影響を調べる必要がある。

謝辞: 本研究を行うに当たり, 貴重な文献を提供していただいた九州カノマックス(株)の市本修三氏に謝意を表します。また, 実験に多大な協力をして頂いた本学大学院生の千住司朗, 岡本智和, 4年生の木下敦之および技術補佐員の白神晴崇の諸氏に謝意を表します。

参考文献

- 1) Kennelly, A. E., Wright, C. A. and Van Bylevelt, T. S. : *Trans. AIEE*, Vol.28, pp.363-397, 1909.
- 2) Riabouchinsky, D. : *Bull. Inst. Aerodyn. Koutchino.*, Vol.2, pp.115-120, 1909.
- 3) King, L. V. : On the convection of heat from small cylinders in a stream of fluid, Determination of the convection constants of small platinum wires with applications to hot-wire anemometry, *Phil. Trans. Roy. Soc. London*, Vol.214A, pp.373-, 1914.
- 4) Dryden, H. L. and Kuethe, A. M. : The measurements of fluctuations of air speed by the hot-wire anemometer, *NACA Rep.*320, 1929.
- 5) Kovaszny, L. S. G. : *Hot-wire method in High speed aerodynamics and jet propulsion*, Vol.9, Princeton University Press, 1954.
- 6) Ling, S. C. and Hubbard, P. G. : The hot-film anemometer : A new device for fluid mechanics research, *Journal of Aeronautical Sciences*, Vol.23, pp.890-, 1956.
- 7) Nezu, I. and Nakagawa, H. : *Turbulence in Open-Channel Flows*, IAHR-Monograph, Balkema, 1993.
- 8) Hinze, J. O. : *Turbulence*, McGraw-Hill, New York, p.103, 1959.
- 9) Champagne, F. H., Sleicher, C. A. and Wehrmann, O. H. : Turbulence measurements with inclined hot-wires, Part 1. Heat transfer experiments with inclined hot-wire, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.28, part 1, pp.153-175, 1967.
- 10) Webster, C. A. G. : A note on the sensitivity to yaw of a hot-wire anemometer, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.13, pp.307-312, 1962.
- 11) 西岡通男 : 熱線による微風速の測定 (ブローブの諸特性と微風速計の試作), 日本機械学会論文集, 第39巻, 320号, pp.1235-1245, 1973.
- 12) 蒔田秀治 : 熱線流速計使用上の問題点, 流れの計測, Vol.12, No.16, pp.3-17, 1995.
- 13) Bruun, H. H. : Hot-wire data corrections in low and in high turbulence intensity flows, *Journal of Physics E : Scientific Instruments*, Vol.5, pp.812-818, 1972.
- 14) Bruun, H. H. : Interpretation of X-hot-wire signals, *DISA Information*, No.18, pp.5-10, 1975.
- 15) 鬼束幸樹, 浦 勝, 秋山壽一郎, 政徳克志 : 開水路横断面内流速測定の自動化とX型 Hot-film による2次流測定値の補正, 水工学論文集, 第38巻, pp.715-720, 1994.
- 16) Friehe, C. A. and Schwarz, W. H. : Deviations from the cosine law for yawed cylindrical anemometer sensors, *Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME*, Vol.35, pp.655-662, 1968.
- 17) Bertrand, J. and Couderc, J. P. : Hot-film probe calibration in liquids, *DISA Information*, No.23, pp.28-32, 1978.