

高レイノルズ数乱流境界層の普遍則と遷移過程解明のための実験的研究

Experimental Study on Universality and Transition Process in High Reynolds Number Turbulent Boundary Layer

(日本物理学会推薦)

代表研究者	名古屋大学	辻 義之	Nagoya University	Yoshiyuki Tsuji
協同研究者	山口大学	望月 信介	Yamaguchi University	Shinsuke Mochiduki
	信州大学	松原 雅春	Shinshu University	Masaharu Matsubara

The total skin friction on a flat plate is directly measured by using a towing tank up to Reynolds number $Re_L \approx 10^7$. Plates of 3.0m–8.0m in length are towed in still water, balancing the vertical weight by small flotation devices, and their drag force is measured by a highly sensitive load cell. We have developed a new technique to correct wave-making resistance, pressure resistance, and drag on a turbulence simulator. When the measured total drag is converted into local drag, it is found that the local frictional resistance is about 6% smaller than that given by the Karman-Schoenherr formula. But it is consistent with the values obtained by the floating element technique, oil film interferometry, and asymptotic evaluations.

1. 研究目的と背景

空気や水などの流体が固体壁と接する際には、その境界面に摩擦（壁面せん断力）がはたらく。壁面せん断力の影響は壁から離れた領域にまでおよび、速度変化をもたらす薄い境界層を形成する。流れが遅い場合には境界層は層流状態を保ち、流速の増加とともに乱流へと遷移する。

乱流境界層における平均速度分布の普遍型を見出すことは、乱流研究の未解決課題の1つである。ここ15年ほどの間に、理論、実験、数値計算による研究がなされ、新たな知見が得られているが、普遍速度分布型をめぐる論争は依然として混沌としており、明確な指標は得られていない。その主な原因として、壁面摩擦の大きさを正確に評価することが大変に難しく、最も単純化した平板においてさえも統一した見解は得られていないことがある。普遍速度分布を定める際には、物理量を摩擦速度と動粘性係数によって無次元化するが、そのためには壁面での摩擦応力の計測が不可欠となる。

本研究では、遷移過程の解明や普遍速度分布を確定するために不可欠となる壁面せん断力を、高いレイノルズ数で計測する手法の開発に重点を置いた。壁面せん断力を評価するためには、Schoenherr と Karman が70年ほど前に独自に導いた半理論式（以降、K.S.式と略す）が広く用いられてきた[1,2]。しかし近年、測定技術の進歩に伴う精度の向上から、計測値はK.S.式との間に約5%の相違があることを報告している[3,4]。そこで、Schoenherr がおこなった実験を再度ふりかえり、高精度の計測機器を用いることで、測定精度の改善を試みることを目的とする。

2. 研究経緯と実験条件

実験に用いた平板は最長8mであるが、ここでは、長さ3.3m、幅1.0m、厚さ0.034m（平板A）と、長さ4.3m、幅1.0m、厚さ0.034m（平板B）を例にとって、その構造を説明する。（図1参照）。平板重量を軽減するために、アルミ角柱（30mm × 30mm）を格子状に組み、隙間に発砲スチロールを挿入し、両面に厚さ2mmのアルミ平板（アルマイト処理）を張り合わせてある。平板は4つの部分から構成されている。リーディングエッジ、平板部、トレイリングエッジとシャープエッジである。リーディングエッジとトレイリングエッジは同重量のアルミ製であり、シャープエッジはアクリル製とした。アクリ

ルは水と同程度の密度を持つため、全平板の重心は平板部の重心に一致する。4つの部分は、接合した際に段差が0.05 mm 以下となるように注意深く接合した。リーディングエッジは、長軸と短軸の比が10:1の半楕円形状とし、シャープエッジは先端が0.5 mm となるようにテーパをつけた。喫水深さが0.9 m のとき、全重量は約100 kg となる。平板Bは、長さ1 m の平板をシャープエッジとトレイリングエッジの間に挿入して、全長4.3 m とした。平板の下端には、三次元的な流れの影響を抑えるために、高さ0.12 m の三角柱を取り付けてある。

乱流遷移には円柱形状のトリッピングワイヤを用いた。リーディングエッジと平板との接合部（先端から200 mm）の位置にステンレス製のワイヤを設置した。ワイヤの直径は、0.48 mm, 0.8 mm, 1.0 mm, 2.0 mm の4種類を予備実験として試みた。計測される全抗力にはトリッピングワイヤからの抗力が含まれるが、これを後に述べる方法で補正した場合には、トリッピングワイヤ径の影響が無いことがわかった。したがって、本実験では直径1.0 mm のワイヤを用いた。

平板は走行台車の下部に設置した（図2参照）。平板全抗力は台車と平板との接合部に設置されたロードセルにより計測される。ロードセルには曳航方向の抗力のみがかかるように、平板の横揺れを防ぎ安定に設置する必要がある。平板は4つのフロート部と直結してある（図2参照）。各フロートには、一定量の水をいれ発泡スチロールによって浮力をつくりだし、垂直方向の釣り合いを保つ仕組みになっている。喫水深さは走行台車に取り付けられた昇降台車によって調整される。曳航中の平板の安定性を確認するため、レーザー変位計による予備計測をおこなったが、実験条件の範囲において水位の変化は1 mm 程度であり、板は安定に曳航された。

実験は九州大学応用力学研究所に設置された深海機器力学実験水槽および JTM 社の曳航水槽でおこなった。前者水槽は長さ65 m、幅5 m、深さ7 m である。走行台車は、精度0.002 m/s の範囲で3.0 m/s まで出すことができる。後者水槽は長さ240 m、幅18 m、深さ8 m である。走行速度は4.0 m/s まで実験をおこなった。

平板効力の計測には、ビーム型ロードセルを用いた。平板Aの計測には5.0 kg レンジ、平板Bには30.0 kg レンジを用いた。いずれも精度は、最大誤差0.02 % である。ロードセルは曳航方向にかかる効力のみしか計測できないので、曳航中に平板の喫水が変化しないように細心の注意をはらった。また、ロードセルにモーメントがかかった場合の影響について予備実験をおこない、計測精度の確認をおこなった。結果としては、モーメントの影響は無視できることがわかった。曳航速度は、 $U_0 = 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.125, 1.25, 1.375, 1.5, 1.625, 1.75, 1.875, 2.0$ m/sec の12条件に設定しておこなった。各速度において、喫水深さ h を $h = 0.590, 0.635, 0.700, 0.785$ m とした。ここで、 h は平板下端から水面までの距離とする。全抗力は同一条件で、平板A ($L = 3.3$ m) と平板B ($L = 4.3$ m) において計測をおこなった。このとき、平板長さに基づくレイノルズ数は、 $8 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$ であった。

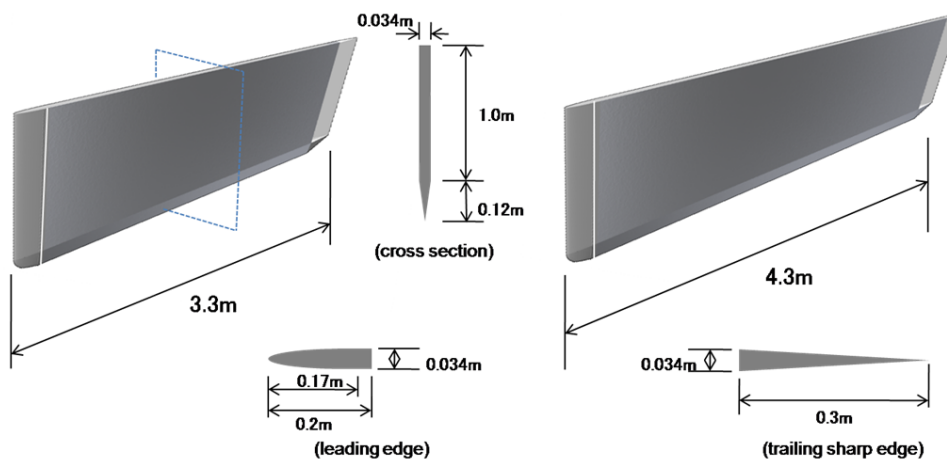


Fig.1 The size of test plates. Test plate A (left hand side) is 3.3 m in length, 1.0 m in width and 0.034 m in thickness. Test plate B (right hand side) is an extension of plate A.

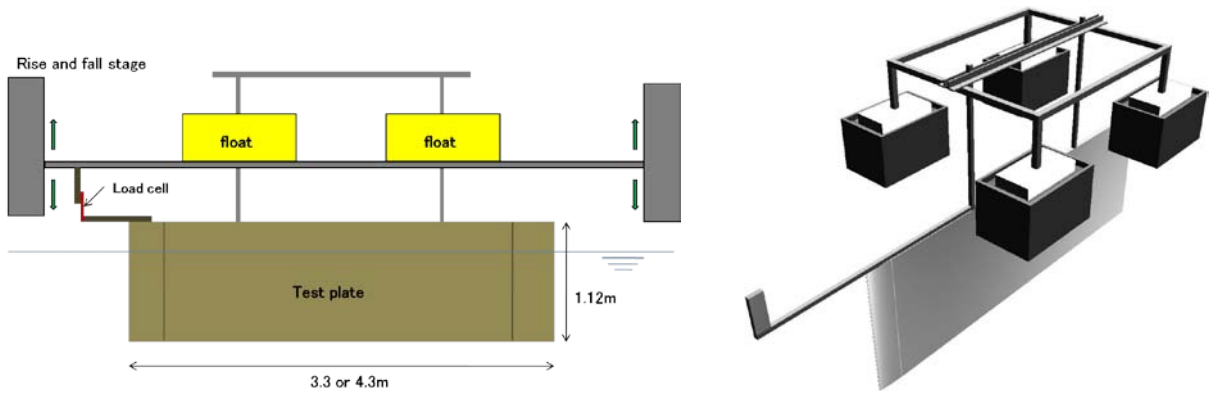


Fig.2 Schematic view of test plate suspended below the towing track. Test plate is held by styrene foam floats in four water barrels mounted on the towing tack.

3. 実験結果及び考察

図3(a)は、各喫水深さで計測された全抗力を曳航速度の関数として表示したものである。抗力は喫水が深くなるほど、また曳航速度 U_0 が大きくなるほど、増大することがわかる。1871年、フルード(William Froude)は静止流体中に長さ50フィートの平板を曳航して、その全抗力 F が以下の関係式で見積もられることを報告している[5]。

$$F = cAU_0^\alpha \quad (1)$$

ここで、 A は平板が流体と接している面積(浸水面積)、指数 α は平板長さが50フィートに近くにしたがって一定値1.83に漸近する。係数 c は平板表面の状況や平板長さによって変化する。この関係式は、後に平賀(1934)によって詳細かつ体系的に調べられ、平板厚さが $L/200$ よりも薄い場合には、 $\alpha = 1.90$ となることを報告している[6]。また、水温変化による粘度の影響、平板端面の影響、海水を用いた場合の影響が詳しく調べられ、式(1)を修正する型が提案されている。

図3(b)は、 F と U_0 の関係を両対数で示したものである。式(1)は本実験条件の範囲内で、実験データの傾向をよく表しており、指数 α もFroudeが提示した値に近いことがわかる。曳航速度を一定として、全抗力 F を浸水面積 A に対してプロットしたとき、抗力は面積 A とともに増大する。曳航速度が十分に大きい場合には F は A に比例するが、曳航速度が小さい場合には、面積 A が小さくなると F も凸型の変化を示す。すなわち、式(1)は高レイノルズ数においてよい近似を与えることが予想される。係数 c は平板表面の状態のみならず、リーディングエッジ、トレイリングエッジ、トリッピングワイヤ形状、下端面形状などの影響が含まれ、特にレイノルズ数が低い場合には、これらの影響が複雑に関係することが予想される。したがって、全抗力 F から平板抗力を見積もる際には、幾分かの注意が必要となる。この点については後述する。

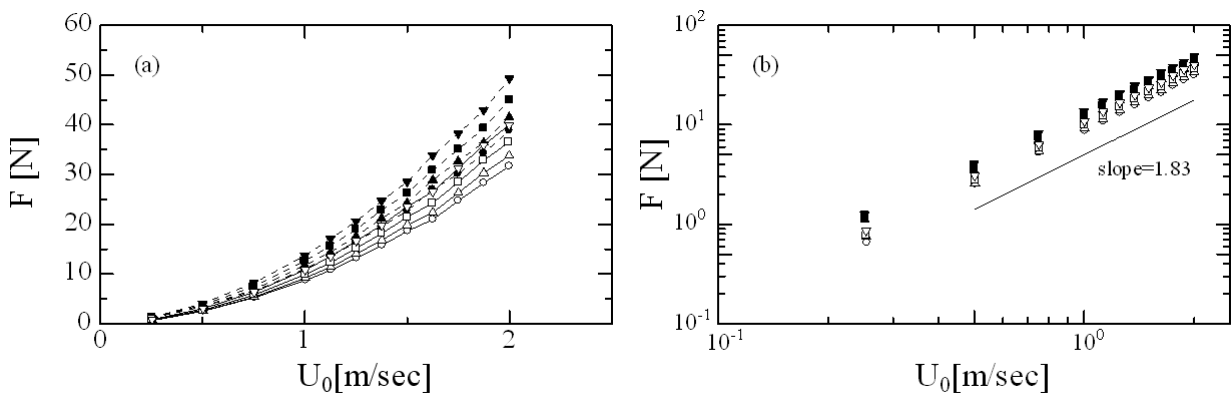


Fig.3 (a)Total drag force measured for plate A and B at different draft. (b) Total drag forces measured for plate A and B at different draft are plotted in the log-log coordinates.

全抵抗係数 C_F を図4に示した。記号の違いは、異なる喫水深さに対応する。喫水深さによらず、各計測結果は同一の傾向を示し、平板Aおよび平板Bについても同様であった。レイノルズ数が低い場合には抵抗係数は K.S.式の値に近い値を示すが、レイノルズ数の増加とともに差異が大きくなる。現在の実験体系では、計測される全抗力にはおのずと以下の抗力が含まれることとなる；(a)造波抵抗、(b)平板下端面効果、(c)圧力抗力、(d)トリッピングワイヤ抵抗、(e)水面上部での平板が受ける空気抵抗、である。造波抵抗は平板の曳航によって造られる波に与えるエネルギーに相当し、また、平板下端面で流れが三次元化することによって発生する抗力が(b)である。これらは喫水深さには依存しない。平板の厚さは有限であるために、リーディングエッジ、シャープエッジ形状に起因する圧力抵抗(c)が生じる。また、トリッピングワイヤ抵抗(d)は、単なる抵抗ばかりではなく、水面ではトリッピングワイヤからも波が造られるため、造波抵抗の一部にもなっている。抗力(c)、(d)は喫水深さに依存してその大きさが変わる。抗力(e)については、実測の結果、その影響は皆無と分かったので、今後の議論の対象とはしない。

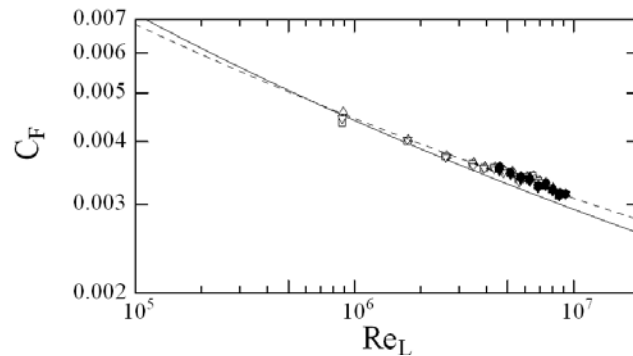


Fig.4 Total skin friction coefficient. Different symbols indicate different draft. Dashed line represents Eq. (6) with numerical constants $K = 0.645$ and $M = -1.266$. Solid line is K.S. formula.

全抗力係数とレイノルズ数の関係（波線は式(6)による最小近似）．実線は K.S.式をあらわす。
喫水深さ h_i 、平板長さ L_j において計測される平板の全抗力を

$$F_{h_i, L_j} = F_{plate} + F_W + F_B + F_P + F_T \quad (2)$$

とする。ここで、 F_W, F_B, F_P, F_T は上述の抗力(a)、(b)、(c)、(d)に対応し、本実験で評価したい真の平板抗力を F_{plate} とする。造波抵抗と下端面での抗力は、喫水深さに依存しないと考えられるので、これらの抗力を喫水深さの異なる2つの実験結果を基に補正することを考える。平板長さ L_1 において、喫水深さを h_1 と h_2 ($h_1 > h_2$) に設定して全抗力を計測し、両者の差を計算する。式(2)に従えば、

$$\Delta F_h = F_{h_1, L_1} - F_{h_2, L_1} = \Delta F_{plate} + \Delta F_P + \Delta F_T \quad (3)$$

となる。ここで、 $\Delta F_{plate}, \Delta F_P, \Delta F_T$ は、平板面積 $\Delta A = L_1(h_1 - h_2)$ にかかる各々の抗力をあらわすものとする。抗力 ΔF_h から計算される全抵抗係数を $C_F^{(h)} = \Delta F_h / \Delta A / (\rho U_0^2 / 2)$ と定義して、図5(a)にプロットした。図4との比較から明らかなように、抵抗係数の値は C_F より小さくなる。これは、計測された抗力から F_W および F_B の寄与を取り除いたためである。下端面形状をテーパを付けずに単純な長方形断面として、喫水深さを変えて ΔF_h を見積もる予備実験をおこなった。その結果は図5(a)とほぼ一致した。これより、喫水深さを変える補正方法が、端面形状によらずに F_B を取り除ける方法でることがわかった。喫水深さ h を変える計測によって、首尾よく抗力 $F_W + F_B$ を全抗力から除去できることがわかった。しかし、この補正方法は二つの抗力の総和を同時に補正できるが、各々の力を単独には補正できない。

トリッピングワイヤ抵抗 F_T と圧力抵抗 F_P は、平板長さを変えた計測から補正する。喫水深さを h_1 に固定して、平板長さを L_1 と L_2 ($L_1 > L_2$) にかえた計測をおこない、両者の差を計算する。

$$\Delta F_L = F_{h_1, L_1} - F_{h_1, L_2} = \Delta F'_{plate} + \Delta F_W + \Delta F_B \quad (5)$$

ここで、 $\Delta F'_{plate}$ 、 ΔF_W 、 ΔF_B は面積 $\Delta A = h_1(L_1 - L_2)$ に起因する平板抵抗、造波抵抗、下端抵抗に相当する。従って、抗力 ΔF_L を用いた全抵抗係数 $C_F^{(L)}$ を $C_F^{(L)} = \Delta F_L / \Delta A / (\rho U_0^2 / 2)$ と定義して、その結果を図5(b)に示した。図中にはKarman-Schoenherr(式(6))を実線で示した。

$$K/C_F = \log_e(\text{Re}_L C_F) + M \quad (6)$$

任意定数 K と M は、式(6)を計測データにフィットすることから決定され、Schoenherrは、 $K = 0.558$ と $M = 0$ を報告した。

ここで注意したいのが、 $\Delta F'_{plate}$ は ΔF_{plate} (式(5))とは異なることである。 ΔF_{plate} には平板前縁から急激に発達する境界層の影響が含まれているが、後者にはその影響は含まれてはいない。抵抗係数 $C_F^{(L)}$ は、K.S.式に比べて小さくなるのがわかる。つまり、全抵抗 F に含まれる $F_p + F_T$ は、 $F_W + F_B$ の寄与よりも大きいこととなる。図5(b)に示した実線は式(6)に従い、係数を $K = \sqrt{2}\kappa = 0.484$ 、 $C = 0$ としたものである。実験結果はレイノルズ数が低い場合($C_F^{(L)}$ が大きい場合)には、凸状の分布になるため高いレイノルズ数において式(6)が成り立つことが期待される。

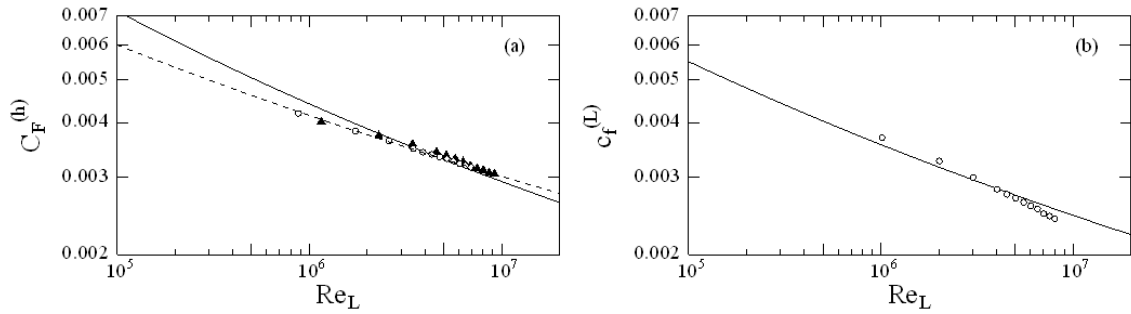


Fig.5 (a) Total skin friction coefficient for the drag defined by Eq. (3). Solid line represents the K.S. formula. Dashed line represents Eq. (6) with numerical constants $K = 0.737$ and $M = -3.108$. (b) Local skin friction coefficient for the drag defined by Eq. (5). Solid line represents the K.S. formula.

計測される全抵抗から、圧力抵抗及びトリッピングワイヤ抵抗を除去する補正法を考案した。しかし、補正できるのは二つの抗力和 $F_p + F_T$ であり、各々の抗力を単独で補正することはできない。Hughes(1952)は圧力抵抗を見積もるために、平板の厚さ比の3倍(%)として見積もり、トリッピングワイヤ抵抗も独自の方法から補正をおこなっている[7]。これらの方法が妥当であるかどうかを判断することは本論文中ではできないが、 F_T 及び F_p は全抗力に大きく寄与しており、その影響を取り除くことは、正確な平板抗力を算出するうえで不可欠と考えられる。抵抗係数 $C_F^{(h)}$ を式(6)によって最小近似した結果を図5(a)に示した。グラフの傾きは $K / \log_e 10$ となり、 $C_F^{(h)}$ では $K = 0.562$ となる。

全抵抗 F 及び二種類の補正により得られた抗力 ΔF_h と ΔF_L を各々面積 A 及び ΔA で割って単位面積当たりの抗力とした場合、

$$f = F/A = (F_{plate} + F_W + F_B + F_p + F_T)/A = f_{plate} + f_W + f_B + f_p + f_T \quad (7)$$

$$f_h = \Delta F_h / \Delta A = (F_{h_1, L_1} - F_{h_2, L_1}) / \Delta A = f_{plate} + f_p + f_T \quad (8)$$

$$f_L = \Delta F_L / \Delta A = (F_{h_1, L_1} - F_{h_1, L_2}) / \Delta A = f'_{plate} + f_W + f_B \quad (9)$$

と表記できる。従って、単位面積当たりの平板抗力 f'_{plate} と局所摩擦抵抗係数は次のように求められる。

$$f'_{plate} = f_h + f_L - f \quad , \quad c_f = f'_{plate} / (\rho U_0^2 / 2) \quad (10)$$

式(7)-(10)に従って、計算された c_f を図6に表示した。本測定の結果は、K.S.式よりも約6%小さな値となった。この結果は、オイルフィルムや浮動片要素法による計測と同様の傾向を示している。Osaka et al. (1996)は、浮動片要素法と K.S.式との相違が $Re \geq 3000$ において3%あることを報告しており[3]、その原因はSchoenherrによる全抗力の計測の精度に問題があることを指摘している。K.S.式の導出は、半理論的なものであり、含まれる係数は実験から決められることとなる。従って、精度の良い実験データが必要となるわけだが、Schoenherr 自身がおこなった実験では、(a)造波抵抗、(b)下端面抵抗、(c)圧力抵抗、(d)トリッピングワイヤ抵抗、が全抗力に含まれたままになっており、その結果として抵抗係数を過大評価したものと考えられる。Schoenherr は K.S.式の係数を決めるために他の多くの実験結果を参考にしているが、データのばらつきは大きく、平均値としてその値を決めている。このような大きなばらつきは、実験誤差として考えにくく、Hughes(1952)は物理的な根拠があるものと推測している。そして、曳航する平板の幾何学形状（アスペクト比、厚さ）が同一であれば、データ間のばらつきは少なくなること、またレイノルズ数に対する相似性も期待できることを報告している。しかし、これらのデータのばらつきに関しても、抗力(a)~(d)についての適正な補正がなされていないことが最大の原因ではないかと考えられる。

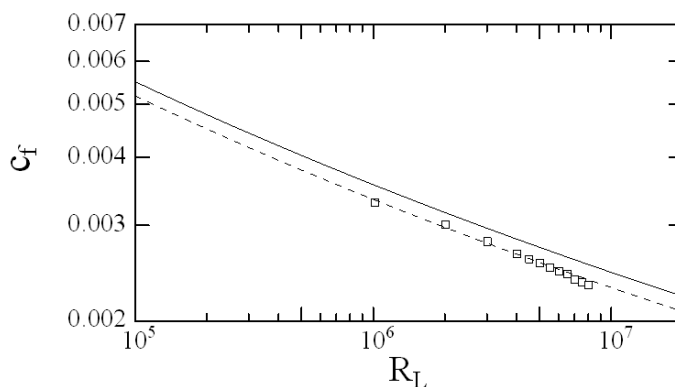


Fig.6 Local skin friction coefficient for the drag defined by Eq. (10). Solid line represents the K.S. formula. Dashed line is a Local skin friction coefficient computed by Eq. (6) with $K = 0.532$ and $M = 0$.

[参考文献]

- (1) von Karman, Th., 1929, translated into NACA TM 611 (1931), see also Coll. Works II, pp.322-346.
- (2)Schoenherr, K. E., 1932, Trans. Soc. N. A and M. E, 279-313.
- (3) Osaka, H., Kameda, T., and Mochizuki, S., 1996, JSME Int. J. Fluids and Thermal Engineering. B, 138-145.
- (4) Osterlund, J.M., 1999, Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology.
- (5) Froude, W., 1872, 1874, Experiments on Surface Friction' British Assosiation Reports.
- (7) Hiraga, Y., 1934, Autumn Meetings of the Society of Naval Architects, Japan, November 11, 1934, pp.101-158.
- (6)Hughes. G., 1952, Trans. Soc. N.A., pp.287-307.

研究発表

口頭発表

1. H. Imanishi, K. Mori, Y. Tsuji, T. Hattori, M. Matsubara, S. Mochizuki, Masaru Inada, and Tadashi Kashiwagi, *Reconsideration of Karman-Sshoenheer Skin Friction Formula in High-Reynolds-Number Turbulent Boundary Layer*, 12th Asian Congress of Fluid Mechanics, 18-21 August 2008, Daejeon, Korea.
2. 服部 智洋、今西 浩輝、辻 義之、松原 雅春、*高Re数におけるKármán-Schoenherr摩擦抵抗係数式の再考察*、日本流体力学会年会講演会 2008、9月4日~7日、神戸大学
3. 今西 浩輝、服部 智洋、辻 義之、松原 雅春、望月信介、*曳航水槽を用いた平板抗力の計測及びその評価*、日本機械学会東海支部講演会、2008年3月18日、岐阜大学

誌上発表

1. K. Mori, H. Imanishi, Y. Tsuji, T. Hattori, M. Matsubara, S. Mochizuki, M. Inada, and T. Kashiwagi, *Direct Total Skin Friction Measurement of a Flat Plate in Zero-Pressure-Gradient Boundary Layers*, Fluid Dynamics Research, vol.41, 021406(19 pages), (2009).