CICLoPE —新しい高レイノルズ数円管流装置—

*ボローニャ大学アレッサンドロタラメーリボローニャ大学ガブリエルベラーニ

The New High-Reynolds Number Pipe Flow Facility at CICLoPE

Alessandro Talamelli, Alma Mater Studiorum, Università di Bologna

Gabriele Bellani, Alma Mater Studiorum, Università di Bologna

In this paper we present a new and unique wind tunnel for the study of wall-bounded turbulent flow at high-Reynolds number. The facility is a 110.9 m long pipe embedded in a closed-loop circuit. The main characteristic of this pipe-flow loop is its large size (D = 0.9 m, L = 110.9 m). This size is such that the smallest turbulent eddies (ℓ_*) that are generated when the facility operates at high-speed (*i.e.* high-Reynolds number), are larger than the spatial-resolution capabilities of standard hot-wire probes. Hence statistics of the turbulent velocity field can be measured with unprecedented accuracy in a wide range of (high) Reynolds numbers. The pipe has a modular structure, and it is made of twenty-two 5 m long carbon-fiber elements plus one 1.5 m long element at the downstream end (main test section). The pipe elements are manufactured with extreme accuracy to minimize flow disturbances and provide a hydrodynamically-smooth surface, even at the high-Reynolds-number range of operation. The entire apparatus is installed in the laboratory of Center for International Collaboration on Long Pipe Experiments "CICLoPE" in Predappio (Italy). The laboratory is located in a tunnel 60 m underground, thus ensuring very low level of external perturbations. Great care has been taken during the design phase to minimize all potential disturbances in order to ensure optimal measuring conditions along the whole pipe.

1 はじめに

1.1 背景

乱流の研究は,抵抗予測,抵抗低減,剥離制御,燃焼 過程といった航空宇宙工学における多くの側面におい て,基礎的な重要性を持っている.乱流はまた,エネル ギーの効率的な生成,気候変化,汚染といった経済や社 会活動にとって鍵となるプロセスに対しても大きな影響 を及ぼす.流れを制御するための新しいモデルや技術を 生み出すには乱流の物理に対する理解が欠かせないが, それは十分ではない.この乱流に対する理解の欠如は,

*CIRI Aeronautica, Via Fontanelle 40, 47121 Forlí, Italy †E-mail: alessandro.talamelli@unibo.it

訳者 沖田 浩平(日本大学),田口 智清(電気通信大学), 松原 雅春(信州大学, E-mail: mmatsu@shinshu-u.ac.jp) 乱流を再現することが数値的にも実験的にも困難であ ることに起因する.それはまた,流れのレイノルズ数が 増大するにつれ,乱流中の渦のスケール分布の幅が飛躍 的に増大することによる.

数値的な観点からいえば,解像すべき渦のスケールの 幅が広いことが,必要とされるレイノルズ数領域での乱 流シミュレーションを阻む要因となっている.最近の推 定によれば,CICLoPE や他の現存する施設(例えばプ リンストン大学の Superpipe¹⁾)での管内流の直接数値 シミュレーションができるようになるまでには,最短で も 2035 年まで待たなければならない²⁾.

一方,室内実験においては,挑戦すべき課題は単に 高レイノルズ数流れを実現するということだけでなく, 信頼できる測定装置を用いて精密に流速を測る測定能 力にもある.流速が増大すると圧縮性の影響が無視でき なくなるので、高レイノルズ数を実現するために動粘性 率の低い流体を使うことが一般的である.たとえば先の プリンストン大学の Superpipe では空気を加圧すること でこれを達成し、他の施設では低温装置(EuTuCHe, the European Consortium on Turbulence in Cryogenic Helium Experiments)を備えることで実現している.

しかしながら、測定精度は乱流乱れのスケール分布に 強く依存する.なぜなら、これにより測定機器に必要と される空間分解能が決まるからである.壁乱流における 最小スケールの目安は粘性特性長さ($\ell_* = \nu/u_{\tau}$)であ る.半径が *R* の円管流実験では、壁面摩擦速度に基づ くレイノルズ数 $Re_{\tau} = u_{\tau}R/\nu$ を用いて次の関係が成立 する.

$$\ell_* = \frac{R}{Re_\tau} \tag{1}$$

式(1)より明らかに最小の乱流渦の大きさは,動粘性率 の大きさに関わらず, Rとともにスケールアップしてい ることがわかる.本稿で紹介する施設は, Fig. 1 に示す 通り,測定装置(たとえば熱線流速計)の空間分解能の 条件を満たすとともに, $R^+-\ell_*$ パラメータ空間におけ る未探求の領域をカバーできるように設計されている. (ただし, $R^+ = R/\ell_* = Re_{\tau}$.上付きの⁺は ℓ_* で割っ た無次元量を表す.)

1.2 設計目標

他の基本的な流れ(たとえば2次元チャネル流や平板 境界層流)と比較して,円管流の持つ優位性は,壁面せ ん断応力を圧力差より直接測ることができる点にある (この圧力降下は高精度に測定できる³⁾).円管流の持 つもう一つの利点は,実際の流れが本当の意味で2次 元的であり,他の基本的な流れのように側壁の影響を受 けないことである⁴⁾.

文献に登場する円管流施設は他にも数多くあるが,高 レイノルズ数と大スケールの両方の要求を同時に満た すものは存在しない.このことは,様々な円管流実験 におけるレイノルズ数(*R*⁺,式(1)参照)と粘性特性 長(*ℓ*_{*})の関係をプロットした Fig.1からも見て取れる. 多くの施設が最小レイノルズ数の要件を満足しない中, 最低ライン(図の縦に太い線)を超えるわずかな実験施 設も乱流の十分な大きさを確保できていないことがわ かる.

より小さい熱線プローブ^{11,12)}を設計すれば改善が得 られる.しかし,そのような小さい熱線プローブを様々 な乱流で利用できたとしても,熱線の長さℓと直径 dの 比ℓ/dが 200以下でなければならないという制限を受 ける.さらに,熱線を壁に近づけたとき,熱線を支える 太い支持具の影響については未解明の点が多い.

あとの説明でわかるように、この解説で紹介する円管



Fig. 1 Range of Reynolds number and viscous length scale of various pipe flow experiments.

: Wygnanski & Champagne $(1973)^{5}$, air, D = 0.033 m; \triangle : van Doorne & Westerweel $(2007)^{6}$, water, D = 0.040 m; •: University of Melbourne (Jason Monty, no published data), air, D = 0.0988 m; A: Zagaraola & Smits (1998)¹⁾, compressed air, D = 0.129 m; \times : Nikuradse (1932)⁷⁾, water, D = 0.10 m; \circ : University of Cottbus (under construction), air, D = 0.19 m; +: Laufer (1954)⁸⁾, air, D = 0.123 m; \blacksquare : CICLoPE experiment, air, D =0.90 m. The highest Reynolds number for a Direct Numerical Simulation reported so far for turbulent pipe flow is the one by Satake et al. $(2000)^{9}$ at $R^+=1050$. For turbulent channel flow Hoyas & Jiménez (2006)¹⁰⁾ has reported a DNS at h^+ =2000. The solid vertical line refers to the criterion of a well developed overlap region $(R^+ > 14000)$, see section 2). Horizontal line gives the limit for $\ell_* > 10 \,\mu\text{m}$ which is the minimum for sufficient spatial resolution of hot-wire probes with l/D > 200 (the dotted line at $\ell_* > 4 \ \mu m$, indicates the limits set by the nano-probes described 11,12). Hatched region in upper right corner shows where the criteria for both spatial resolution and high enough Reynolds number are met. As seen the CICLoPE experiment is designed to work in this region.

流は実験上興味のあるパラメータ領域(2節で詳しく説明する), $R^+ > 13300$ かつ $\ell_* > 10 \mu m$ を同時に満足できる唯一の施設であり,現存する他の測定の空間分解能が低い高レイノルズ数円管流施設を見事に補完するものである.

2節において円管流施設の設計指針を述べ,3節において流路の主要部分を述べる(詳しくは Talamelli *et al.*^{13,14)}を参照).

2 設計と仕様

2.1 円管の幾何学的寸法

壁乱流の流体力学的な必要性と,現在手にできる測定 装置(例えば熱線風速計)の能力を考慮に入れて,円管 部の最小の長さと直径を決定した.

最初の制約は高いレイノルズ数の条件からくる.式 (1)をみてもわかる通り、レイノルズ数は流れの幾何形 状によって決められる最も大きい渦と粘性で決まる最 も小さい渦の大きさの比でもある.壁乱流現象の理解を さらに深めていくのに必要なレイノルズ数については、 多くの文献で意見が一致しており¹⁵⁾、壁近くの粘性が 影響するスケール(内部尺度)が、円管中心付近で支配 的になる幾何形状依存性の強いスケール(外部尺度)よ りも十分に小さい必要がある.

これは、「平均流速分布においてレイノルズ数に依存 しない十分な領域を確保する」と言い換えることができ る. この領域は次式のような対数関数の形に表わせると 信じられている.

$$\frac{u}{u_{\tau}} = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \tag{2}$$

対数関係における二つの定数のうち, κ はカルマン定 数で,もう一つの B はいわゆる対数切片である.一方, y⁺ は壁スケールで表した壁からの距離である. 境界層 においては、この対数領域は大体 $y^+ = 200$ から始ま り,ほぼ 0.15δ⁺ (ここで δ は境界層厚さ)にまで達し ていることが、実験的に確かめられている.内部尺度と 外部尺度を十分なスケールの違いで分離するには、対数 領域が少なくとも一桁以上の範囲にまたがなければな らない. 対数領域に関して円管も境界層と同様だとす ると, 壁スケールでの円管半径が R⁺ > 13300, つまり Fig.1において縦線より右側である必要がある. パラメ トリックな実験をするにはこのレイノルズ数を最低で も3倍は振る必要がある.つまり、レイノルズ数範囲は 13300 < R⁺ < 40000 となる.よって,対数領域を確保 した実験をするには、実験可能なレイノルズ数の最大値 が R⁺ = 40000 もあれば十分であると考えられる.

+分な空間分解能で乱流の変動量を測定するには、測 定センサーの大きさに対し、実験における粘性スケール が十分大きくなければならない. この 10 年の微細加工 技術の進歩により、流体の測定においても微細センサー が可能になりつつある¹⁶⁾.しかし、一般に入手可能な 細線材料を使う限り、熱線風速計のセンサーは、熱線セ ンサーの最小直径を 0.6 μ m、長さと直径の比を 200 と すると¹⁷⁾、120 μ m より小さいものを製作することは できない.さらに、センサー長が 10 ℓ_* 以上になると測 定量が空間的に平均化されてしまうので、粘性スケー ルの最小値は約 12 μ m¹⁸⁾ となる.前述したレイノルズ 数の最大値とこの粘性スケールの最小値から式 (1) を用 いて計算すると,円管の半径は大体 0.45 m つまり直径 D = 0.90 m となる.

直径が決まると、次に重要な設計事項は円管の長さ*L*と直径の比*L/Dである*.この件に関しては他の研究者の意見も取り入れて決めた.Zagarola & Smits¹⁾によると、管内の流れの発達段階では二つの過程があると述べている.一つが境界層の成長段階で、境界層が円管の中心にまで発達する過程である.もう一つが、乱流が十分に発達する過程である.どちらの過程でも、発達に必要な長さがレイノルズ数の増加とともに長くなる.つまり、より高いレイノルズ数になるほど、円管はより大きい*L/D*を必要とする.Zagarola & Smits によれば、この円管流実験でのレイノルズ数では、円管の長さは最低でも100*D*(90 m)が必要とされている.ただし、乱流遷移の促進させる強いトリッピングを入れることで、*L/D*が 40–50 程度になるとの報告¹⁹⁾もある.

2.2 円管の表面粗度と精度

円管の製作では、水力学的な滑らかさを達成するため に幾何公差を抑えることが要求される.近年の磨き仕上 げした表面での実験結果²⁰⁾から、滑らかとみなせるには 円管の相当砂粒粗さ(sand equivalent surface roughness) k_s が 3.5 ℓ_* より小さくなければならないことがわかっ ている.また、相当砂粒粗さと二乗平均粗さ k_{rms} との 関係が、 $k_s/k_{rms} \simeq 3$ となることが示されている.前述 したように最小の粘性スケールは $\ell_* = 12 \ \mu m$ である ことから、円管表面の粗さ k_{rms} の最大値が 14 μm と なる.

円管の半径と軸方向の加速も最小に抑えなければな らない.軸方向の運動方程式における移流項が,十分発 達した円管流において零と理想化できるぐらい,軸方向 圧力勾配に対して小さい必要がある.つまり,次式のよ うに表される.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} \ll \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \tag{3}$$

この式は, さらに単位長さ当りの直径変化と管摩擦係数 λの関係,

$$\frac{\Delta D}{\Delta x} \ll \frac{\lambda}{4} \tag{4}$$

に書き換えられる. レイノルズ数が 2 × 10⁶ の場合, λ は 0.0104 となり,単位長さ当りの直径変化は

$$\frac{\Delta D}{\Delta x} \ll 0.0026 = 2.6 \text{ mm/m} \tag{5}$$

となる. この基準を補完するため,ストックホルムにある王立工科大学(KTH)のMTL 風洞²¹⁾やシカゴにあるイリノイ工科大学(IIT)のNDF 風洞²²⁾などの流れ



Fig. 2 a) Overview of the Long Pipe (LP) facility: 1) The carbon-fiber pipe 2) Rectangular expanding corners 3) Heat Exchanger 4) Fan assembly 5) Round corners 6) Settling chamber / Convergent assembly. b) The LP installed in the tunnel.

の質が高い風洞と比較する.これらの風洞の流れ方向 の平均流速変化 $\Delta U_{\infty}/U_{\infty}$ は 0.2 % のオーダーである. これを円管流に当てはめると,

$$\frac{\Delta U_{\infty}}{U_{\infty}} = \frac{\Delta S}{S} = 2 \frac{\Delta D}{D} \tag{6}$$

となる.ここで S は円管の断面積である.平均流速変 化 $\Delta U_{\infty}/U_{\infty}$ を 0.2 % 以下にするには、円管の直径が D = 0.9 m なので、

$$\Delta D \leqslant \frac{\Delta U_{\infty}}{U_{\infty}} \frac{D}{2} = 0.9 \text{ mm}$$
(7)

となる.

2.3 円管流のための回流路:配置と設計方針

流れの状態の安定性と低乱れレベルを確保するため, 回流式を採用した.回流路には,流体の温度を±0.1°C に保てる熱交換器,軸流ファン,整流装置(整流胴,ハ ニカム,スクリーン,縮流ノズル)から成る(Fig.2a). 風洞の場合は回流路の長さは縮流比で決まるが,円管 流の場合は単純に円管の長さによって決定し,その長さ は前述した条件により決まっている.このことから,回 流路の全長は253 m となり,円管の長さが全体の40 % を占める.縮流比は*CR* = 4 で,円管を設置する場所 の幾何学的な制約の範囲で許されている最大値である. よって、回流路において拡大している部分の割合は全体 に対し小さく、戻り流路の大直径円管の直径は、製造し やすくするため、一定にした.この回流路の別の特徴と して、コーナーが(普通の回流路では4ヶ所であるが)、 6ヶ所にあることである.これは、戻り流路の一部をさ らに下の階に通す建築上の必要性からきており、回流路 が3階分に渡ったためである.

設計上避けられない試験円管での圧力損失が,回流路 全体に対し60%に及ぶので,設計方針として圧力損失 を下げることよりも,試験円管での流れの質を高める ことに重点を置いた.この方針のため,試験装置の各要 素に対する空力設計には,既存の高品質風洞(KTHの MTL風洞と境界層風洞^{23,24)},IITのNDF風洞^{22,25–27)}) で採用された手法を参考にした.

この寸法の回流路を持つ装置には,特別な設置場所 が必要である.装置は旧 Caproni Industry 社 (1930~ 1945年に操業していたイタリアの主要航空機メーカー) が所有していた 130 m の長さを持つ 2 つのトンネルの 1 つに設置することとした.このトンネルは第二次世界 大戦中に工場と一般市民を爆撃から守るため,山中に掘 られたものである (Fig. 2 b).トンネルはイタリアの Predappio にあり,著者らが所属するボローニャ大学の Industrial Engineering 学科の研究室に近い.さらに,こ

Table 1Summary of Pipe characteristics.

Diameter (D)	$900\pm0.1~\text{mm}$
Total length (L)	110.9 m
Surface roughness (k_{rms})	$< 0.2 \; \mu {\rm m}$
Alignement precision	$\pm 0.5 \ \text{mm}$

の円管流装置, 'Long Pipe' のためにトンネル内に新し い研究所を建設・整備する. この研究所は, 壁乱流の分 野に関連するいくつかの大学と研究所から成る国際共 同体として設立され, CICLoPE (Center for International Cooperation in Long Pipe Experiments) と名付けられて いる. (www.ciclope.unibo.it 参照)

3 Long Pipe 施設

3.1 円管部 (テストセクション)

Long Pipe 施設の中心部である円管部は、管直径 D = 900 mm で一定断面積の長さ L = 110.9 m に及ぶ円管 であり、L/Dは123である.円管部は長さ5mの炭素 繊維強化プラスチック (CFRP) 管 22 本と 1.5 m の管 1 本から構成されている. CFRP 管は, Fig. 3 a に示すよ うなフィラメントワインディング法で製造され、管の表 面粗さは $k_{rms} < 0.2 \ \mu m \ (k_{rms}^+ < 0.02)$ で,管直径の精 度は 900 ±0.1 mm である(Table 1 参照). これらの値 は初期設計の要求仕様を十分に満たしている. 光学計測 システム (Leica TS50) を用いて,3自由度を持つ支持部 を微調整することで、非常に高精度に円管が設置されて いる (Fig. 3b および 3 c). また, すべての円管には 7ヶ 所の圧力計測孔があり,計測装置にアクセスするための 直径 150 mm の穴が放射状に 4ヶ所開いている. Fig. 3 dに示す円管部最下流の 1.5 m の主試験円管で管中の圧 力を大気圧にできるが、この主試験円管は接続部のフレ キシブルな設計のおかげで上流側に移動することもでき る. また,円管部の最上流部と縮流部は幅 300 mm の 連結リングによって結合されており、格子などの流入条 件を操作するための装置を挿入することもできる. 最大 運転流速 60 m/s における円管部の圧力降下は 2350 Pa であり、風洞全体の全圧力損失の内の60%に及ぶ.

3.2 コーナー部とディフューザー部

試験円管部は, Fig.4に示すような断面変換部, ディフューザー部およびコーナー部から成る戻り流路に繋がっている. 戻り流路はまず主研究室の下を通ってからS字型の拡大コーナー部を経てトンネル階に上がってくる(Fig.2およびFig.4b-d).回流路は,全体で4つの矩形拡大コーナー部と送風ファンの下流と整流部上流にある2つの円筒非拡大コーナー部を持つ. 拡大コー

<image>



ナー部は KTH の境界層(BL)風洞で得られた最適パラ メータ²³⁾を用いて設計されており,各コーナー部のパ ラメータは Table 2 の通りである.また,拡大コーナー 部のほかに,2つのメインディフューザー部においても 拡がり流れが生じている.第1ディフューザー部は 2 次 元ディフューザーで第1 断面変換部の下流に位置して おり,長さは 3 m で拡大比は 1.39 である.次に,鉛直 ディフューザー部は第1 と第2 コーナー部の間に位置 しており,長さは 3.44 m で拡大比は 1.54 になる.剥離 を最小限にするために,このディフューザー部は等断面 積を持つ6つのセクションに分割されている.また,急 拡大ディフューザー部は熱交換器の上流でさらに流れを 減速させるのに用いられている(Fig.4 b).

3.3 熱交換器

熱交換器はS字型コーナー部の下流に位置しており, 設定温度±0.1°Cで流れの温度を制御できるように設計 されている.熱交換器での圧力損失を最小化するため に,できるだけ流速を減速する必要があり,そのため熱 交換器は戻り流路に取付け可能な範囲で最大寸法にし ている.その断面積は 6.2 m²(2.3 m × 2.7 m)である. また,大きな分割ディフューザー部と縮流部を用いて戻 り流路に接続されている.流量 38 m³/s において,熱 交換器の冷却能力は送風ファンの最大消費電力に相当 する 340 kW で,圧力損失はたった 230 Pa であり,最 大流速の条件で熱交換器出口の流れの温度を 15°Cに維 持することができる.また,単純な PID 制御装置と温 度プローブもしくは任意の遠隔制御システムによって, 電磁弁を制御することができるようになっている.熱交 換器下流の戻り流路の形状は矩形から円形に変換され

 Table 2
 Corner characteristics. Pressure drop is computed at the maximum operative speed of 60 m/s. The shape and configuration of the guiding vanes is adapted from the ones used in the BL-wind tunnel in Stockholm.²⁴⁾

Corner n.	1	2	3	4	5	6
Inlet dimensions [mm]	790 x 1100	860 x 1700	1000 x 1700	1342 x 1700	$\Phi = 1800$	$\Phi=1800$
Expansion ratio [-]	1.08	1.16	1.34	1.26	1	1
Pressure drop [Pa]	65	23	18	10	8	8



Fig. 4 Elements of the return circuit. a) Shape converter. b) Expanding corner, fast diffuser and heat exchanger. c) Cylindrical elements d) Vertical diffuser.

ており,残りの戻り流路は同じ断面形状となっている.

3.4 送風ファン

試験部での流速 60 m/s に相当する流量 38 m³/s で 6500 Paの圧力上昇が得られるように送風ファンは設 計された(4 節参照).実際には,円管路内に大きな圧 力降下を伴う装置も挿入可能にするため余剰の圧力上 昇を持たしており、最高速度 66 m/s まで運転できるよ うに設計されている.送風ファンは直列に取付けられ た2つの部分からなり、各部は専用のインバータを介 して電力供給されたモーターにそれぞれ2つのプロペ ラがついている. 送風ファンは直径 1.8 m, 全長 4.2 m であり、軸動力は 310 kW である. プロペラはアルミ の押し出し成形で作られた11枚のブレードでできてお り, 最高 1100 rpm で回転する. 電力供給システムは 2 つの 200 kW インバータ(Rockwell Automation 製) で 構成され、2つのモーターを同期して、動力軸に取付け られた計測器を用いて 0.001 % の精度で回転数を調整 できる.また、電磁波の影響を最小限にするために、イ ンバータはファラデーケージで囲われており、モーター に接続されたシールドケーブルは厚さ3mmのスチー ル製導管で覆われている. とくに、電力分配器の開発時



Fig. 5 Cumulated static pressure losses as percentage of the total pressure head.

には,適切な接続,シールディングおよび接地を行うこ とで電磁放射をある程度低いレベルまで下げるように 細心の注意が払われた.これらの要件は計測機器への外 乱を低レベルに保証するために重要である.

3.5 整流部

整流部は乱流抑制装置および縮流部から構成され,流 れの均一化と乱流強度の低下を目的として,乱流抑制装 置は穴あき板とハニカムおよび 5 枚のスクリーンから なっている.また,縮流部の縮小比は 4:1 で,これは設 置場所の制限を考えた上での最大値である.形状はス トックホルムにある KTH の MTL 風洞²⁴⁾ のものを参考 にした.

4 圧力損失

Fig. 5 に設計上予測した圧力損失の分布を,回流路に 沿って示す. 試験円管内の平均流速は 60 m/s で,損失 は全損失との割合で表している.また,出力係数 (power factor) $\Delta H/q$ と平均流速の関係を Fig. 6 に示す.ここ で ΔH は全圧力損失, q は試験円管での平均流速に基 づいた動圧である.図を見てわかるように,全損失の



Fig. 6 Power factor as a function of the bulk velocity in the pipe.

60% が試験円管の摩擦損失であり,そのため一般の風 洞と比べ高い出力係数になっている.それぞれの構成要 素で圧力回復が最適化できれば,この構成では平均流速 60m/sで全圧力損失は4350Paと見積もられる.もし, 最初のディフューザーで圧力回復ができないと仮定し, さらに10%の安全率を考慮すると,送風ファンが供給 する全圧損失は平均流速60m/sで6500Paとなる.こ の送風ファンの余力は普通の状態で最大流速運転をす る場合や,例えば円管表面に粗度を負荷したり強いト リッピング装置や格子などを回流路に挿入する場合に, 安定な運転ができるように使われる.

5 おわりに

高いレイノルズ数であること,高い空間分解能で十分 に収束した統計量を得ること,この両方を同時に満足し た壁乱流のデーターは,数値計算でも屋内実験でも,さ らに大気計測においても実現していない.その意味で, CICLoPEの長大円管がある程度高いレイノルズ数での 詳細な計測を可能とし,乱流研究における多くの新しい 展望が開けるだろう.

Acknowledgments

J.D. Rüedi is gratefully acknowledged for his fundamental contribution in the design phase. We would like to acknowledge the input from the different researchers involved in CICLoPE: P.H. Alfredsson, C. Casciola, A.V. Johansson, I. Marusic, P. Monkewitz, H. Nagib, K.R. Sreenivasan. A. Bassi, G. Piraccini, P. Proli and A. Rossetti are also acknowledged for their help during the design and construction phase of the facility. A special thought to T. B. Nickels (1966-2010), Cambridge University, for his support to CICLoPE since the first moment it was conceived.

References

- Zagarola, M. V. & Smits, A. J.: Mean-flow scaling of turbulent pipe flow, *J. Fluid Mech.* 373, (2007) 33–79.
- Smits, A. J. & Marusic, I.: Wall-bounded turbulence, *Phys. Today* 66(9), (2013) 25.
- McKeon, B. J. & Smits, A. J.: Static pressure correction in high Reynolds number fully developed turbulent pipe flow, *Meas. Sci. Technol.* 66(13), (2002) 1608–1614.
- Vinuesa, R., Noorani, A., Lozano-Durán, A., Schlatter, P., Fischer, P. & Nagib, H.: Aspect ratio effects in turbulent duct flows studied with DNS, *Bulletin of the American Physical Society* (2012).
- Wygnanski, I. J. & Champagne, F. H.: On transition in a pipe. Part 1. The origin of puffs and slugs and the flow in a turbulent slug. *J. Fluid Mech.* 59, (1973) 281–335.
- van Doorne, C. W. H. & Westerweel, J.: Measurement of laminar, transitional and turbulent pipe flow using stereoscopic-PIV. *Exp. Fluids* 42, (2007) 259–279.
- Nikuradse, J.: Gesetzmässigkeit der turbulenten Strömung in glatten Rohren. Forschg. Arb. Ing.-Wes. 356, (1932).
- Laufer, J.: The structure of turbulence in fully developed pipe flow. NACA Report 1174, (1954).
- Satake, S., Kunugi, T. & Himeno, R.: High Reynolds number computation for turbulent heat transfer in a pipe flow. In *High performance computing, Proc. Lecture notes in computer science 1940*, (2000) 514–523.
- Hoyas, S. & Jiménez, J.: Scaling of the velocity fluctuations in turbulent channels up to Re=2003. *Phys. Fluids* 18, (2006) 011702.
- 11) Vallikivi, M., Hultmark, M., Bailey, S. C. C. & Smits,
 A. J.: Turbulence measurements in pipe flow using a nano-scale thermal anemometry probe. *Exp. Fluids*, 51(6), (2011) 1521–1527.
- Bailey, S. C. C., Kunkel, G. J., Hultmark, M., Vallikivi, M., Hill, J. P., Meyer, K. A., Tsay, C., Arnold, C. B. & Smits, A. J.: Turbulence measurements using a nanoscale thermal anemometry probe, *J. Fluid Mech.* 663, (2010) 160–179.
- 13) Talamelli, A., Persiani, F., Fransson, J. H. M., Alfredsson, P. H., Johansson, A. V., Nagib, H. M. *et al.*: CICLoPE—a response to the need for high Reynolds

number experiments. *Fluid Dyn. Res.*, **41**(2), (2009) 021407.

- 14) Talemelli, A., Bellani, G. & Rossetti, A.: The Long Pipe in CICLoPE: A Design for Detailed Turbulence Measurements *Progress in Turbulence V, Springer proceedings in physics*, **149**, (2014) 127–131.
- 15) Kim, J.: Progress in pipe and channel flow turbulence, 1961–2011. *J. of Turb.*, **13** N.45, (2012) 1–19.
- 16) Kunkel, G. J., Smits, A. J & Arnold C. B.: Development of NSTAP: Nanoscale Thermal Anemometry Probe, 58th Annual Meeting of the Division of Fluid Dynamics, November 2012, Chicago, IL, (2005).
- 17) Bruun, H. H.: Hot-wire Anemometry Principles and Signal Analysis. Oxford University Press, (1994).
- Johansson, A. V. & Alfredsson, P. H.: Effect of imperfect spatial resolution on measurements of wallbounded turbulent shear flows. *J Fluid Mech* 137, (1983) 409–421.
- 19) Doherty, J., Ngan, P., Monty, J. & Chong, M.: The development of turbulent pipe flow, *in proceedings of 16th Australasian Fluid Mechanics Conference*, (2007).
- Shockling, M. A., Allen, J. J. & Smits, A. J.: Roughness effects in turbulent pipe flow. *J. Fluid Mech.* 564, (2006) 267–285.

- Österlund J.: Experimental studies of zero pressuregradient turbulent boundary-layer flow. PhD Thesis, KTH, (1999).
- 22) Nagib, H., Marion, A. & Tan-atichat, J.: On the design of contraction and settling chambers for optimal Turbulence manipulations in wind tunnels. *AIAA 22nd Aerospace Sciences Meeting* AIAA 84-0536, (1984).
- 23) Lindgren, B., Österlund, J. & Johansson, A. V.: Measurement and calculation of guide vane performance in expanding bends for wind-tunnels. *Exp. Fluids* 24, (1998) 265–272.
- 24) Lindgren, B. & Johansson, A. V.: Evaluation of a new wind tunnel with expanding corners. *Exp. Fluids* 36, (2004)197–203.
- Tan-atichat, J.: Effects of axisymmetric contractions on turbulence of various scales. Ph. D. Thesis, Northwestern University, (1980).
- 26) Tan-atichat, J., Nagib, H. M. & Loehrke, R.I.: Interaction of free-stream turbulence with screens and grids: A balance between turbulence scales. *J Fluid Mech* 114, (1982) 501–528.
- 27) Nagib, H., Hites, M., Won, J. & Gravante, S.: Flow quality documentation of the National Diagnostic Facility. in AIAA 18th Aerospace Ground Testing Conference AIAA 94-2499, (1994).