

STUDI NUMERIK 2-D PENGARUH PRANDTL NUMBER DAN SUB-CRITICAL REYNOLDS NUMBER TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS PADA SINGLE CIRCULAR CYLINDER

Arif Kurniawan¹

¹Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Nasional (ITN) Malang
FTI - Teknik Mesin, Institut Teknologi Nasional, Kampus 2 ITN Jl. Raya Karanglo KM. 2 Malang
Tel: 081235345427

Email: itsarif9@gmail.com

ABSTRACT

The phenomenon of the process of flow and heat transfer in single circular cylinder is the base concept to determine the characteristics of flow and heat transfer in a circular cylinder arranged in a particular pattern, the practical application is widely used in industries such as determining the design arrangement of tube or pipe in the tool of heat transfer (heat exchangers). The amount of heat transfer when the fluid flow across (cross flow) circular cylinder indicated by the parameter Nusselt number, be it is local Nusselt number (Nu_{Φ}) and Average Nusselt number ($\overline{Nu_D}$) is strongly influenced by the Prandtl number and Reynolds number, where the area in the boundary layer that contribution is very large in the process of heat transfer is a stagnation point at the laminar boundary layer region, reattachment of the shear layer region on the transition boundary layer and periodic vortex flow region (turbulent boundary layer) in the region wake. Fluid flow phenomena and periodic vortex flow region accompanied by the occurrence of vortex shedding and Karman vortex street. The method used in this research is the study of numerical 2-D unsteady RANS (Reynolds-averaged Navier Stokes), using simulation analysis SST $k-\omega$ turbulence models in software CFD FLUENT to obtain data relating to the characteristics of fluid flow and heat transfer. Validation of numerical use grid independence according to Nusselt number of experimental results and the results of calculations using the empirical correlation equation. Numerical studies showed significant results that the Nusselt number is influenced by the value of Reynolds number and Prandtl number and can be used as a basis concept for studying the mechanism of the phenomenon of the concept of flow and heat transfer tube banks of heat exchangers. Value of local Nusselt number (Nu_{Φ}) numerical simulation results increased with increasing Reynolds number and Prandtl number, where $Nu_{\Phi} = 21.55$ up to $Nu_{\Phi} = 128.2$, and from $Nu_{\Phi} = 21.55$ up to $Nu_{\Phi} = 598.76$.

Keywords: Nusselt number, Prandtl number, Reynolds number, 2-D unsteady RANS, SST $k-\omega$ turbulence model

PENDAHULUAN

Aliran yang melintasi (cross flow) silinder sirkular mengalami beberapa fenomena aliran sesuai dengan besarnya Reynolds number. Pada range Reynolds number sekitar $Re_D \geq 40$ akan terjadi fenomena aliran yang dikenal dengan istilah vortices, periodic vortex, vortex shedding dan karman vortex street akibat adanya separasi aliran [1][2][3]. Pada area downstream di belakang silinder sirkular di wake region, mixing layer fluida pada permukaan silinder sirkular lebih sering terjadi karena adanya rotasi dan sirkulasi (swirling atau stirring) dari aliran fluida akibatnya area ini merupakan tempat yang signifikan terjadinya peningkatan heat transfer [1][4][5].

Kondisi aliran untuk regime sub-critical berada pada range Reynolds number yang lebih tinggi sekitar $300 < Re_D < 2 \times 10^5$. Pada regime ini akan terjadi turbulent wake, separasi shear layer, periodic vortex dan untuk Reynolds number yang cukup tinggi akan terbentuk laminar boundary layer yang terseparasi di upstream silinder sirkular dengan kondisi karakteristik aliran yang cenderung turbulence. Nilai Strouhal number alirannya cenderung konstan pada $St = \pm 0.2$.

Berdasarkan hasil studi dan penelitian tentang periodic vortex [1][2][3][4][5], dijelaskan bahwa terjadinya fenomena ini diawali dengan adanya separasi kemudian terbentuk vorticity yang banyak dipengaruhi oleh adanya adverse pressure gradient dan shear stress (gaya viskos) serta gaya-gaya aerodinamik seperti drag force dan lift force. Diketahui bahwa fenomena aliran yang mengarah pada terbentuknya periodic vortex flow yang ditandai dengan terjadinya vortex shedding dapat meningkatkan heat transfer, dalam hal ini adalah dapat meningkatkan nilai dari Nusselt number, dimana Nusselt number merupakan parameter yang mengindikasikan terjadinya proses heat transfer yang nilainya sangat dipengaruhi oleh Reynolds number dan Prandtl number.

Studi ini menggunakan parameter data Nusselt number hasil perhitungan menggunakan persamaan korelasi empiris [1] sebagai validasi numerik yang nilainya dibandingkan dengan data hasil simulasi. Reynolds number simulasi sebesar $Re_D = 500$, 1000 dan 1500 , diameter silinder sirkular (D) 15 mm. Property fluida menggunakan

udara Pr = 0.707, air Pr = 6, engine oil Pr = 6400 dengan kondisi temperatur dinding silinder sirkular dijaga konstan pada temperatur $T_w = 350$ K, temperatur freestream $T_\infty = 300$ K. Validasi juga menggunakan data hasil eksperimen [9] dengan *Nusselt number* rata-rata, $Nu_{ave} = 49.5$.

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh *Prandtl number* dan *Reynolds number* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada aliran yang melintasi silinder sirkular tunggal.

METODOLOGI PENELITIAN

Konsep dan Persamaan Dasar

Pada studi ini, aliran diasumsikan sebagai 2-D (dua dimensi), *fully developed, external flow, setting simulasi unsteady, incompressible of Newtonian fluid dan viscous fluid*. Persamaan dasar aliran dan perpindahan panas [11][12]:

- *Mass Conservation*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0 \quad (1)$$

- *Continuity*

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

- *Momentum Conservation (Navier Stokes)*

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = -\frac{1}{\rho} \nabla p - g + \nu \nabla^2 \quad (3)$$

- *Energy*

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p (u \cdot \nabla)T = k \nabla^2 T \quad (4)$$

- *Nusselt Number*

$$Nu = \frac{h_{conv} D}{k_{fluid}} \quad (5)$$

Boundary layer yang terjadi pada aliran fluida dan proses perpindahan panas dapat dibagi menjadi 2, yaitu (1) *Velocity Boundary Layer (Boundary layer* yang disebabkan karena adanya gradien kecepatan aliran fluida yang mengalir di permukaan benda); (2) *Thermal Boundary Layer (Boundary layer* yang disebabkan karena adanya gradien temperatur pada permukaan benda dan fluida yang mengalir) [7]. *Velocity boundary layer* dan *thermal boundary layer* mempunyai jarak dengan ketebalan tertentu yang disebut dengan *velocity boundary layer thickness* (δ) dan *thermal boundary layer thickness* (δ_T), yang masing-masing didefinisikan dengan persamaan sbb [10]:

- $\delta = \sqrt{\nu \cdot t} \quad (6)$

- $\delta_T \propto \frac{1}{\sqrt{Pr}} \delta \quad (7)$

Aliran yang terjadi pada fluida sangat sensitif terhadap perubahan pada *Reynolds number*, dimana *Reynolds number* merupakan parameter tak berdimensi yang merepresentasikan rasio dari gaya inersia dan gaya viskos. Pada aliran yang melintasi silinder sirkular, terbentuknya *velocity boundary layer* dan posisi titik

separasi tergantung pada *Reynolds number*. Untuk silinder sirkular dimana panjang karakteristiknya berupa diameter, *Reynolds number* didefinisikan dengan persamaan [11]:

- $Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (8)$

Sedangkan terbentuknya *thermal boundary layer* banyak dipengaruhi oleh *Prandtl Number*, yang didefinisikan dengan persamaan [12]:

- $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (9)$

Separasi aliran dipengaruhi oleh *adverse pressure gradient* ($\partial u / \partial x < 0; \partial p / \partial x > 0$) dan gaya viskos (τ_s) [11]:

- $\tau_s = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (10)$

Parameter tak berdimensi yang berfungsi untuk mengkarakteristikan perpindahan panas aliran fluida disebut dengan *Nusselt number (Nu)* [12]:

- $Nu = \frac{h D}{k} \quad (11)$

Nusselt number dibagi dalam 2 karakteristik, yaitu *Nusselt number* lokal (Nu_ϕ) dan *Nusselt number* rata-rata (Nu_D). *Nusselt number* lokal (Nu_ϕ) dihitung menggunakan koefisien lokal perpindahan panas berdasarkan *heat flux* lokal pada dinding permukaan silinder sirkular, temperatur lokal dinding dan *upstream* rata-rata temperatur fluida dari lokal silinder. Sudut ϕ dari depan titik stagnasi digunakan untuk mengkarakteristikan posisi dari permukaan silinder.

Mekanisme terbentuknya *vortex shedding* ditandai dengan adanya *vorticity* kemudian terbentuk pasangan *eddy* pada bagian atas dan bawah silinder sirkular pada saat fluida yang mengalir melalui silinder sirkular mengalami kondisi kecepatan yang berfluktuasi dalam keadaan kondisi skala waktu (*unsteady/ time-dependent*) di daerah *wake*. *Vorticity* merupakan ukuran dari rotasi elemen fluida (sebagai *point function*), yang didefinisikan dengan persamaan [11]:

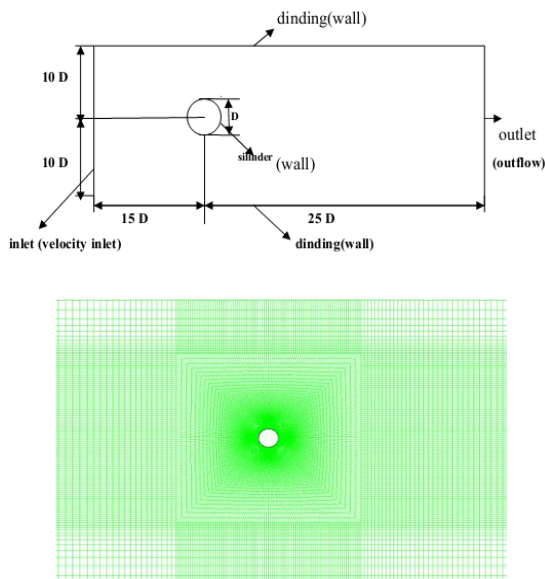
- $\zeta_z = 2 \omega_z \quad (12)$

Strouhal number (St) merupakan parameter tak berdimensi yang mendeskripsikan terjadinya *shedding* dari *vortices* pada daerah *wake* dalam suatu aliran, yang didefinisikan dengan persamaan [11]:

- $St = \frac{f_s D}{U} \quad (13)$

Model, Validasi dan Metode Numerik

Simulasi menggunakan metode RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*) model, *software* FLUENT 6.3 dengan model turbulen yaitu *SST k- ω turbulence models*. *Computation domain* dibuat sesuai dengan geometri kasus dari aliran fluida dan perpindahan panas yang akan diteliti, yaitu aliran melintasi (*cross flow*) silinder sirkular tunggal. Model *meshing* menggunakan *quadrilateral map* yang dibuat dengan *software* GAMBIT 2.4. Sebelum dilakukan simulasi pada FLUENT, maka harus dilakukan setting dan validasi numerik sesuai kasus dan parameter data yang akan disimulasikan. *Computation domain*, model *meshing* dan setting simulasi ditunjukkan pada, gambar 1 dan tabel 1.



Gambar 1. *Computation domain* dan model *meshing* (*quadrilateral map*)

FLUENT menggunakan metode *finite volume* dan teknik implisit dalam menghitung, memprediksi serta menyelesaikan persamaan-persamaan aliran fluida dan perpindahan panas pada kasus yang terjadi. *Setting* FLUENT dalam kasus yang terjadi pada penelitian ini adalah sbb: *pressure discretization* menggunakan STANDARD, *velocity-pressure coupling discretization* menggunakan *SIMPLEC method*, dan 2nd order upwind *discretization scheme* untuk menyelesaikan persamaan momentum, *turbulent kinetic energy* dan persamaan energi.

Dalam studi ini menggunakan parameter data eksperimen dalam menentukan *grid independence* dan persamaan korelasi empiris sebagai validasi, sebagaimana terlihat pada tabel 2. Beberapa persamaan berdasarkan korelasi empiris yang dipakai dalam studi ini adalah sbb [1][12]:

$$\bullet \overline{Nu_D} = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \tag{14}$$

$$\bullet \overline{Nu_D} = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \tag{15}$$

$$\bullet \overline{Nu_D} = C Re_D^m Pr^n \left[\frac{Pr}{Pr_s} \right]^{1/4} \tag{16}$$

$$\bullet \overline{Nu_D} = 0,42 Pr^{0,2} + 0,57 Re^{0,5} Pr^{0,3} \tag{17}$$

$$\bullet \overline{Nu_D} \left[\frac{Pr_w}{Pr_b} \right]^{0,25} = 0,26 Re^{0,6} Pr^{0,37} \tag{18}$$

$$\bullet \overline{Nu_D} = 0,446 Re^{0,5} Pr^{0,35} + 0,528 ((6,5 e^{Re/5000})^{-5} + (0,031 Re^{0,8})^{-5})^{-1/5} Pr^{0,42} \tag{19}$$

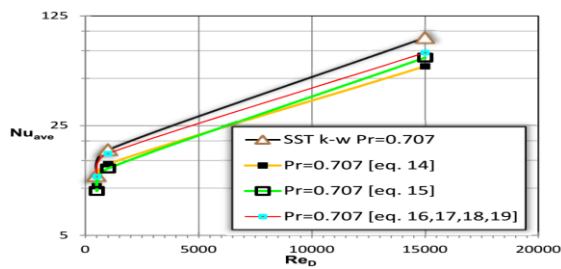
Tabel 1. *Simulation Setting*

Settings	Pemilihan
Simulation type	2-D Unsteady
Solver	Double precision Pressure based and implicit
Temporal discretization	2 nd order
Turbulence model	k- ω and SST
Pressure	STANDARD
Pressure-velocity coupling	SIMPLEC
Momentum	2 nd order
Turbulent kinetic energy (for k- ϵ , k- ω and k- ω SST)	2 nd order
Turbulent dissipation rate (for k- ϵ , k- ω and k- ω SST)	2 nd order
Specific dissipation rate	2 nd order
Energy	10 ⁻⁷
Inlet Parameter	
A. Fluida: Water : Re _D = 500,1000 dan 15000; Pr = 6; T~ = 300 K	
Fluida: Udara : Re _D = 500,1000 dan 15000; Pr = 0.707; T~ = 300 K	
Fluida: Engine Oil : Re _D = 500,1000 dan 15000; Pr = 6400; T~ = 300 K	
B. Silinder Sirkular : diameter (D) = 25 mm, T_w = 350 K	
C. Properti Fluida [12]:	
1. Water : $\rho = 994 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 8.54 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$; $c_p = 4209 \text{ J/kg.K}$; $k = 0.614 \text{ W/m.K}$; $\nu = 8.59 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$	
2. Udara : $\rho = 1.1614 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 184.6 \times 10^{-7} \text{ kg/m.s}$; $c_p = 1.007 \text{ J/kg.K}$; $k = 26.4 \text{ W/m.K}$; $\nu = 15.89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	
3. Engine Oil : $\rho = 884.1 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 48.6 \times 10^{-2} \text{ kg/m.s}$; $c_p = 1.909 \text{ J/kg.K}$; $k = 145 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$; $\nu = 550 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$	

Tabel 2. Grid Independence

Meshing	Grid	Nodes	Nu_{ave}	Error
A	15x45	58919	62.6	26%
B	20x45	60719	61.15	23%
C	28x45	63599	49.42	0.16%
D	35x45	66119	61.6	24%

Grid independence dibuat berdasarkan data hasil eksperimen [9] dengan Nu_{ave} hasil eksperimen sebesar $Nu_{ave} = 49.5$. Dari tabel 2 dapat diketahui bahwa tipe meshing C yang digunakan sebagai validasi numerik karena hasil Nu_{ave} nya mendekati hasil eksperimen. Meshing C menggunakan ukuran grid 28x45, nodes 63599, $Nu_{ave} = 49.42$ dan prosentase error yang dihasilkan sebesar 0.16 %. Selain menggunakan parameter grid independence, validasi numerik juga menggunakan perhitungan Nusselt number berdasarkan korelasi empiris sebagai pembanding yang hasilnya ditunjukkan pada gambar 2.

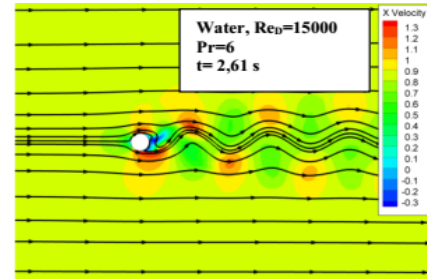
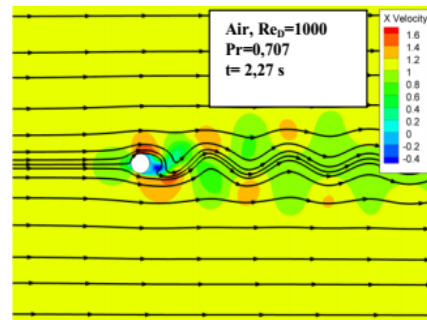
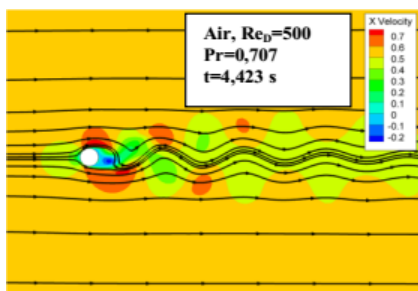


Gambar 2. Grafik Nu_{ave} Hasil Simulasi Meshing C dan Hasil Perhitungan Nusselt number Berdasarkan Persamaan Korelasi Empiris

HASIL DAN PEMBAHASAN

Karakteristik Aliran

Karakteristik aliran pada regime sub-critical $Re_D = 500, 1000$ dan 1500 ditandai dengan adanya titik stagnasi, separasi, shear layer dan periodic vortex.

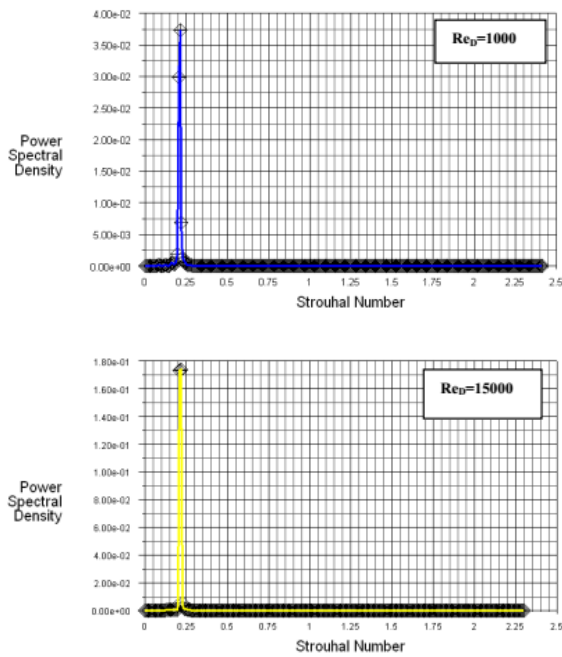


Gambar 3. Kontur aliran pada $Re_D = 500, 1000$ dan 1500 , instantaneous (sesaat) pada $t=4.423s, 2.27 s,$ dan $2.61s$.

Shear layer pada bagian atas dan bawah permukaan silinder mengulung membentuk small-scale vortices(eddy) disertai terbentuknya laminar boundary layer yang terseparasi melalui upstream bagian depan silinder.

Gambar 3 merupakan flow pattern yang menggambarkan kontur kecepatan yang terjadi pada $Re_D=500, 1000$ dan 15000 . Pada gambar tsb. menampilkan terjadinya turbulent wake secara periodik dalam bentuk periodic vortex dan streamline yang terjadi pada aliran yang melintasi (cross flow) silinder sirkular. Kecepatan terbesar terjadi pada engine oil yang disebabkan karena engine oil mempunyai viskositas kinematik yang paling besar dibandingkan air dan water. Viskositas kinematik(ν) berpengaruh pada velocity boundary layer thickness yang terbentuk sesuai dengan persamaan $\delta = \sqrt{\nu \cdot t}$, sehingga dengan viskositas kinematik yang besar maka velocity boundary layer thickness yang terbentuk juga besar dan kecepatan yang terjadi juga besar karena kcepatan (v) berbanding lurus dengan viskositas kinematik (ν) sesuai dengan persamaan $Re_D = \frac{\bar{v}D}{\nu}$.

Strouhal number yang terjadi nilainya sebesar $St \approx 0.2$ sampai 0.22 , sebagaimana ditampilkan pada gambar 4.

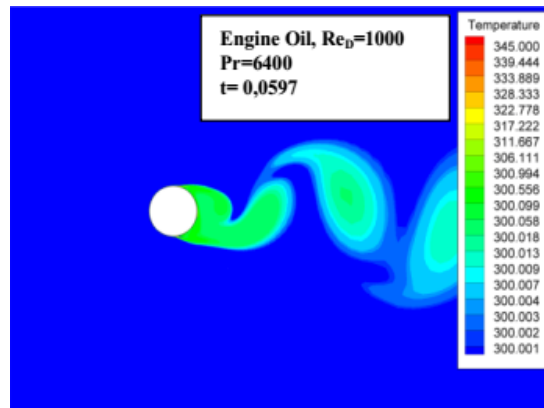
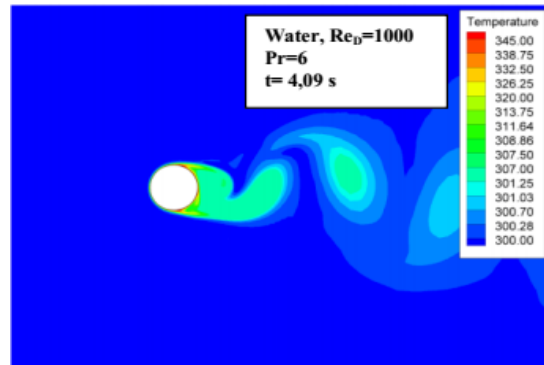
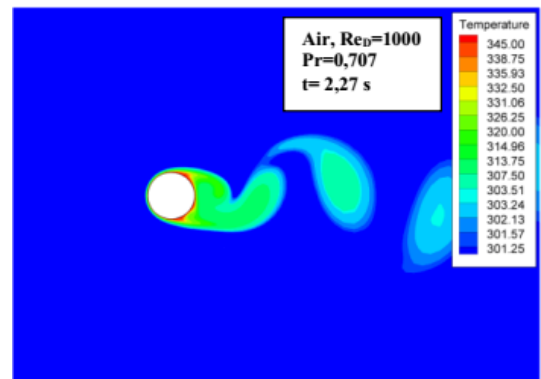


Gambar 4. Strouhal number $Re_D=1000$ dan 15000

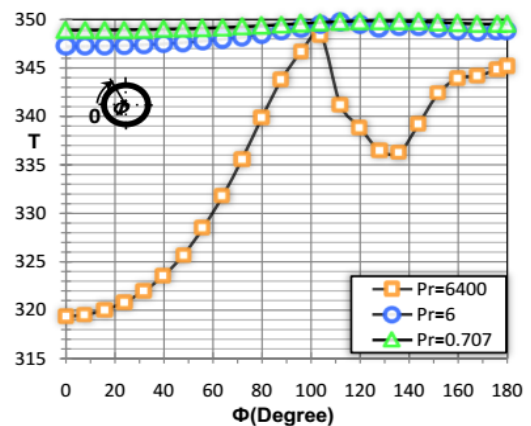
Hasil Simulasi Numerik Perpindahan Panas

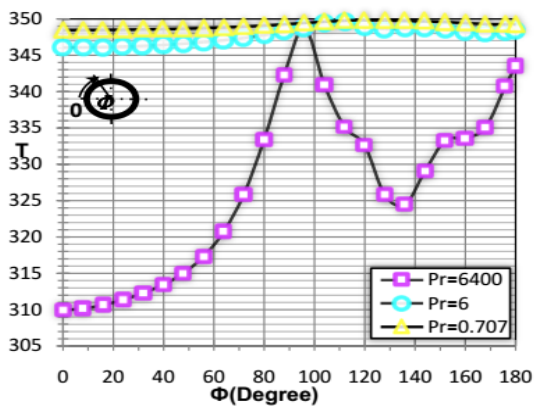
Force convection aliran fluida yang melintasi dinding permukaan silinder akan menerima *heat flux* pada T_w (temperatur dinding) yang nilainya konstan pada $T_w=350$ K. *Heat flux* yang terjadi akan menyebabkan adanya *gradient* temperatur sehingga terbentuk *thermal boundary layer*. *Thermal boundary layer* merupakan lapisan batas yang menunjukkan terjadinya distribusi temperatur. *Thermal boundary layer* dipengaruhi oleh nilai *Prandtl number* fluida yang mengalir secara *force convection* seperti pada persamaan $\delta_{T\alpha} \propto \frac{1}{\sqrt{Pr}} \delta$. Fluida yang mempunyai nilai

Prandtl number yang besar akan mempunyai *thermal boundary layer thickness* yang tipis yang memungkinkan terjadinya distribusi temperatur yang lebih baik dibandingkan fluida dengan nilai *Prandtl number* yang kecil. Distribusi temperatur yang baik akan menaikkan nilai *Nusselt number*. *Prandtl number* masing-masing fluida adalah *engine oil* $Pr=6400$, *water* $Pr=6$ dan *air* $Pr=0.707$. Pada kontur temperatur bisa dilihat bahwa *engine oil* mempunyai distribusi temperatur yang paling baik dibandingkan *water* dan *air*, sebagaimana yang ditampilkan pada gambar 5.



Gambar 5 Kontur Temperatur $Re_D=1000$ pada Air, Water dan Engine Oil, *Instantaneous* (sesaat) pada $t=0.0597$ s, $t=2.27$ s dan $t=4.09$ s



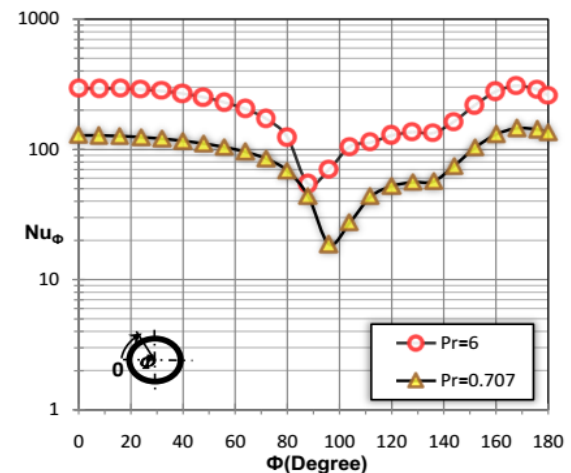
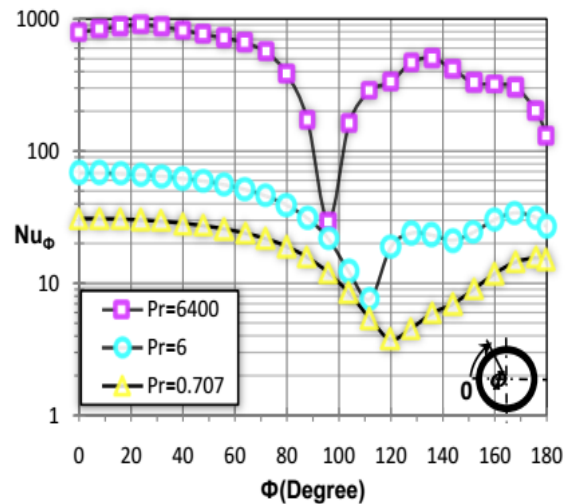
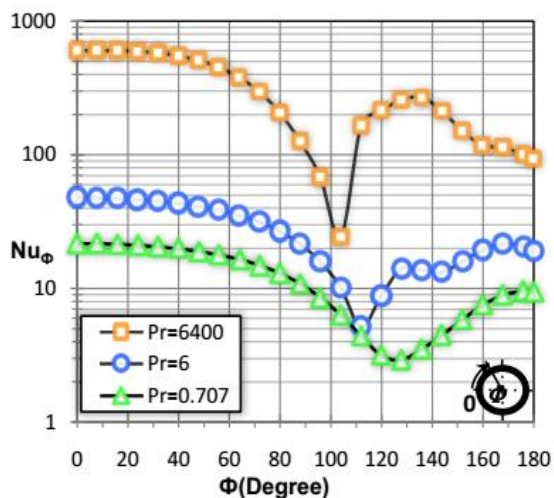


Gambar 6. Kontur Temperatur $Re_D= 500$ dan 1000 pada Air, Water dan Engine Oil

Dari gambar 6 dapat diketahui bahwa fluida yang mempunyai distribusi temperatur yang paling baik adalah *engine oil*. Distribusi temperatur *engine oil*, pada sudut stagnasi $\Phi=0^\circ$ temperatur mencapai nilai minimum karena pada saat ini *laminar dan thermal boundary layer* masih baru berkembang dan tebal lapisannya masih sangat tipis sehingga resistansi fluida untuk menerima *heat flux* dari permukaan dinding silinder dalam kondisi yang minimum sehingga memungkinkan terjadinya *convection heat transfer* yang paling maksimum dibandingkan titik yang lain.

Kemudian temperatur naik pada saat laminar dan thermal boundary layer mulai berkembang dan lapisan boundary layer-nya mulai menebal. Pada saat ini resistansi fluida untuk menerima *heat flux* dari permukaan dinding silinder mulai naik sehingga terjadinya *convection heat transfer* mulai berkurang. Kondisi ini terjadi sampai pada titik separasi pada sudut $\Phi_{sep} \approx 100^\circ$.

Pada titik setelah separasi temperatur turun karena eddies mulai menyentuh permukaan dinding silinder dan bergerak berlawanan arah dengan aliran fluida. Kemudian setelah itu temperatur mulai naik yang disebabkan terjadinya resirkulasi eddies hingga terbentuknya *shed vortex*.



Gambar 7. Grafik Distribusi Local Nusselt number (Nu_Φ) $Re_D=500$ (gambar paling atas), $Re_D=1000$ (gambar tengah) dan $Re_D=1500$ (gambar paling bawah) pada Water ($Pr=6$), Air ($Pr=0.707$) dan Engine Oil ($Pr=6400$)

Gambar 7 adalah gambar grafik distribusi local Nusselt number (Nu_Φ) pada $Re_D=500, 1000$ dan 15000 . Pada gambar 7 dapat diketahui bahwa Nu_Φ maksimum terjadi pada sudut stagnasi $\Phi=0^\circ$, dimana saat itu *convection heat transfer* yang terjadi paling maksimum dibandingkan titik yang lain. Seiring dengan berkembangnya laminar dan thermal boundary layer nilai Nu_Φ turun sampai mencapai paling minimum di titik separasi pada sudut kira-kira $\Phi_{sep} \approx 80^\circ-100^\circ$. Kemudian setelah titik separasi nilai Nu_Φ naik karena *mixing fluida* mulai terjadi antara eddies dan permukaan dinding silinder. Nilai turbulent intensity di dekat dinding silinder pada titik setelah terjadinya separasi juga mengalami peningkatan, sehingga hal ini menyebabkan aliran menjadi lebih *swirling* saat terbentuknya vortex. Kondisi ini memungkinkan terjadinya *convective heat transfer* yang semakin meningkat yang kemudian menyebabkan nilai Nusselt number lokal (Nu_Φ) setelah terjadinya separasi menjadi naik.

Pada gambar 7 juga ada dua titik minimum Nu_Φ , yang terjadi kira-kira pada sudut $80^\circ < \Phi < 140^\circ$. Titik minimum pertama terjadi saat separasi,

sedangkan titik minimum yang kedua adalah karena terjadinya *reattachment turbulent shear layer*.

Dari gambar 7 tampak jelas bahwa nilai Nusselt number lokal (Nu_{Φ}) dipengaruhi oleh besarnya nilai Reynolds number dan Prandtl number. Dengan naiknya nilai Reynolds number dan Prandtl number maka nilai Nusselt number lokal (Nu_{Φ}) juga semakin naik.

KESIMPULAN

- Fluida dengan properti ν (viskositas kinematik) yang besar mempunyai *velocity boundary layer thickness* (δ) yang tebal dan kecepatan yang tinggi dibandingkan fluida yang viskositas kinematiknya kecil pada variasi *Reynolds number* (Re_D). Dalam hal ini *engine oil* mempunyai *velocity boundary layer thickness* (δ) yang lebih tebal dan kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan *air* dan *water*.
- Fluida dengan *Prandtl number* (Pr) yang besar mempunyai nilai perpindahan panas yang paling baik dibandingkan fluida yang *Prandtl number*nya kecil, sehingga mempunyai distribusi temperatur dan distribusi *Local Nusselt number* (Nu_{Φ}) yang paling baik dari pada *air* dan *water*.
- Dengan naiknya *Reynolds number* (Re_D) dan *Prandtl number* (Pr) maka kecepatan fluida semakin tinggi, distribusi temperaturnya juga semakin baik, nilai Nu_{ave} dan Nu_{Φ} juga semakin naik.

SARAN

Perlu dilakukan penelitian simulasi dengan skala range *Reynolds number* yang lebih tinggi, untuk meneliti apakah pemodelan *SST k- ω turbulence models* bisa memberikan hasil yang signifikan atau tidak.

DAFTAR PUSTAKA

[1] Sanijai, S., and Goldstein, R.J., *Forced convection heat transfer from a circular cylinder in crossflow to air and liquids*, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 4795–4805.

[2] Sarkar, S., et.al., *Unsteady wake dynamics and heat transfer in forced and mixed convection past a circular cylinder in cross flow for high Prandtl numbers*, International Journal of Heat and Mass Transfer 54 (2011)3536-3551.

[3] Roshko A., *On the Development of Turbulent Wakes From Vortex Streets*, (1953) Supersedes NACA TN 2913.

[4] Beaudan, P. and Moin, P. (1994), *Numerical Experiments on The Flow past a Circular Cylinder at Sub-Critical Reynolds Number*, Research in Stanford University California.

[5] Kieft, R., et.al., *Near-wake effects effects of a heat input on the vortex-shedding mechanism*, International Journal of Heat and Fluid Flow 28 (2007) 938-947.

[6] Durbin,P.A., *On the k- ϵ stagnation point anomaly*, International Journal Heat and Fluid Flow, Vol. 17, no.1, February 1996

[7] Medic,G. and Durbin,P.A., *Toward Improved Prediction of Heat Transfer on Turbine Blades*, Journal of Turbomachinery, 2002, Vol. 124, 187-192.

[8] Szczepanic, K.,et.al., *A Numerical Study of Heat Transfer from a Cylinder in Crossflow*, 15th Australasian Fluid Mechanics Conference, 13-17 December 2004

[9] Scholten, J.W. and Murray,D.B., *Unsteady Heat Transfer and Velocity of a Cylinder in Cross Flow – I. Low Freestream Turbulence*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41, (10), 1139-1148.

[10] Oertel, Herbert (2010) , *Prandtl Essentials of Fluid Mechanics*, 3rd edition, Springer

[11] Fox, R. W. et.al (2011), *Introduction to Fluid Mechanics*, 8th edition, Jhon Wiley and Son, Inc.

[12] Incropera, P. Frank et.al. (2011) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th edition, Jhon Wiley and Son, Inc.

KETERANGAN SIMBOL:

1. ρ = densitas [kg/m^3], ν = viskositas kinematik [m^2/s]
2. ρC_p = kapasitas panas [$J/m^3.K$],
3. p = tekanan [N/m^2 ; Pa]
4. u = kecepatan fluida[m/s],
5. C_p = panas spesifik [$J/kg.K$]
6. k = konduktifitas termal [$W/m.K$]
7. T = temperatur [K], p = tekanan [N/m^2 ; Pa]
8. h = koefisien perpindahan panas konveksi [$W/m^2.K$]
9. Nu =*Nusselt number*
10. Pr = *Prandtl number*
11. Re_D = *Reynolds number*
12. t = waktu [s]
13. δ = *velocity boundary layer thickness* [m]
14. δ_T = *thermal boundary layer thickness* [m].
15. α = diffusivitas termal = $\frac{k}{\rho C_p}$ [m^2/s]
16. τ_s = gaya viskos (*shear stress*) [N/m^2]
17. μ = viskositas dinamik[$N.s/m^2$]
18. S_t = *Strouhal number*, untuk silinder sirkular $S_t \approx 0,2$
19. f_s = frekuensi *Strouhal* atau frekuensi *vortex shedding* dari *vortices* [Hertz]
20. ζ_z = *vorticity* [s^{-1}]
21. ω_z = *rotasi fluida*