



PROJETO DE GRADUAÇÃO

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS TAXAS DE TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO EM COMPONENTES ELETRÔNICOS

Por,
Tatiana Silva Ferreira

Brasília, 21 de Junho de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS TAXAS DE
TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO EM
COMPONENTES ELETRÔNICOS**

POR,

Tatiana Silva Ferreira

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Francisco Ricardo da Cunha, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. José Luiz Alves da Fontoura Rodrigues, UnB/
ENM

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ ENM

Brasília, 21 de Junho de 2017

Dedicatória(s)

Este trabalho é dedicado aos meus pais, que sempre se esforçaram, se sacrificaram e deram o melhor de si para que eu tivesse as melhores condições de estudo, de modo que eu possa estar aqui hoje, fazendo este trabalho para me graduar em Engenharia Mecânica.

Tatiana Silva Ferreira

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, que desde sempre vem derramando bênçãos sobre a minha vida. Sem Ele eu não seria capaz de estar aqui hoje.

Agradeço ao Prof. Rafael Gabler, pelo grande auxílio no desenvolvimento desse trabalho, e a toda equipe do Vortex, que em vários momentos foi fundamental para a realização de todos os experimentos.

Agradeço à Fundação de Apoio à Pesquisa do Distrito Federal (FAP-DF) pelo auxílio financeiro que possibilitou a realização deste trabalho experimental.

Agradeço também aos meus pais, por todo o esforço, sacrifício e por todos os anos que estão ao meu lado, sempre me apoiando, me incentivando e fazendo florescer os meus sonhos. Agradeço porque eles acreditam em mim mesmo quando nem eu mesma acredito e por serem meus maiores admiradores. Eu também sou a maior admiradora de vocês.

Também agradeço ao João Luiz, pelo apoio e auxílio, e também muitas vezes companhia durante o processo de escrita deste relatório.

Agradeço também a todos os meus amigos, que de uma forma ou outra sempre estiveram presentes e contribuíram para que fosse possível eu trilhar meu caminho em direção ao grau de engenheira mecânica.

Tatiana Silva Ferreira.

RESUMO

O presente trabalho tem como escopo o estudo experimental da melhoria da transferência de calor em componentes eletrônicos de área reduzida por meio da convecção forçada com auxílio de promotores de turbulência. Para isso, foi projetada e construída uma bancada experimental de testes no Laboratório de Ensino de Mecânica dos Fluidos do Grupo Vortex – Mecânica dos Fluidos de Escoamentos Complexos. As geometrias utilizadas como promotores de turbulência foram variadas, bem como o número de Reynolds. Dessa forma, foi possível verificar em qual configuração seria possível obter um aumento mais significativo no número de Nusselt, com menor perda de carga. Assim, encontrou-se uma configuração com melhor performance térmica e foi possível calcular a economia de energia elétrica que essa geometria pode trazer.

ABSTRACT

This work has as its main objective the experimental study of the heat transfer enhancement in reduced area electronic components through forced convection with the aid of turbulence promoters. In order to do that, a test bench was designed and set up in the Vortex Research Group's Fluid Mechanics Teaching Laboratory. The geometries tested as turbulence promoters were changed, as well as the Reynolds number. Then, it was possible to verify in which configuration it would be possible to achieve a higher Nusselt number enhancement, with less pressure loss. That way, a configuration with the best overall thermal performance was found and it was possible to calculate the electric energy economy brought by this geometry.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
1.2 MOTIVAÇÃO	26
2 OBJETIVOS E DISCUSSÕES FÍSICAS PRELIMINARES	28
3 PROMOTORES DE TURBULÊNCIA COMO AGENTES MAXIMIZADORES DE FLUXO DE CALOR	34
3.1 DESCRIÇÃO DETALHADA DO SETUP EXPERIMENTAL	34
3.2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	45
3.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	56
4.1 CONCLUSÕES	56
4.2 TRABALHOS FUTUROS	58
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	60
ANEXOS	63

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tela em fractal utilizada como promotor de turbulência [7]	3
Figura 2 - Vórtices transversais [9]	4
Figura 3 - Vórtices longitudinais [10]	4
Figura 4 - Configurações testadas de promotores de turbulência [14]	6
Figura 5 - Configuração dos cilindros e condições de contorno do problema [19]	8
Figura 6 - Geometrias testadas como promotores de turbulência [27]	12
Figura 7 - Depressões cilíndricas testadas [33]	14
Figura 8 - Aparato experimental utilizado por Kurtbas [40]	16
Figura 9 - Partículas não esféricas testadas por Richter e Nikrityuk [42]	17
Figura 10 - Concepção inicial da bancada experimental	34
Figura 11 - Inversor de frequência do túnel de vento usado	35
Figura 12 - Vista lateral da bancada com a seção de testes	35
Figura 13 - Vista isométrica da bancada com a seção de testes acoplada	36
Figura 14 - Célula Peltier	37
Figura 15 - Sensor de temperatura LM35	37
Figura 16 - Câmera térmica	37
Figura 17 - Fonte de tensão	38
Figura 18 - Sensor infravermelho	38
Figura 19 - Detalhes da célula encaixada na seção de testes, com passagens para os fios	39
Figura 20 - Detalhes da passagem de fios e encaixe do sensor infravermelho	39
Figura 21 - Anemômetro	40
Figura 22 - Placa arduíno UNO	40
Figura 23 - Protoboard	41
Figura 24 - Régua utilizadas para os testes	41
Figura 25 - Bancada completa	42
Figura 26 - Bancada completa	42
Figura 27 - Sensor de pressão MPX5010dp	43
Figura 28 - Arduíno conectado ao sensor	43
Figura 29 - Vista frontal da bancada experimental para queda de pressão	44
Figura 30 - Vista isométrica da bancada experimental para queda de pressão	44
Figura 31 - Circuito utilizado para aquisição de dados com o sensor infravermelho	45
Figura 32 - Aquecimento da célula	45
Figura 33 - Gráfico do número de Nusselt em função do número de Reynolds	52
Figura 34 - Gráfico do coeficiente de pressão em função do número de Reynolds	53
Figura 35 - Gráfico da performance em função do número de Reynolds	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Revisão bibliográfica.....	20
Tabela 2: Dados utilizados para cálculo.....	49
Tabela 3: Dados do fluido de trabalho em Brasília.....	49
Tabela 4: Resultados obtidos para número de Nusselt, coeficiente de pressão, performance e comparação.....	50
Tabela 5: Dados para o cálculo da energia da configuração de controle.....	57
Tabela 6: Dados para o cálculo da energia da configuração 2.....	58

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
C_p	Calor específico à pressão constante	$[J/(kg.K)]$
D	Diâmetro	$[m]$
E	Energia	$[J]$
h	Coefficiente de troca de calor por convecção	$[W/(m^2.K)]$
i	Corrente elétrica	$[A]$
k	Condutividade térmica	$[W/(m.K)]$
k	Energia cinética de turbulência	$[m^2/s^2]$
L	Dimensão característica do canal do escoamento	$[m]$
l	Dimensão característica dos grandes vórtices	$[m]$
P	Pressão	$[Pa]$
Q	Vazão volumétrica	$[m^3/s]$
q	Quantidade calor	$[W]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
t	Tempo	$[s]$
U	Diferença de potencial	$[V]$
u	Velocidade do escoamento no eixo x	$[m/s]$
v	Velocidade do escoamento	$[m/s]$
v	Velocidade do escoamento no eixo y	$[m/s]$
x	Eixo cartesiano x	
W	Trabalho	$[J]$
w	Velocidade do escoamento no eixo z	$[m/s]$
y	Eixo cartesiano y	
z	Eixo cartesiano z	

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	$[m^2/s]$
Δ	Varição entre duas grandezas similares	
δt	Espessura da camada limite térmica laminar	$[m]$
ε	Taxa de dissipação de energia cinética de turbulência	$[m^2/s^3]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[kg/(m.s)]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
Σ	Somatório de uma grandeza	
σ	Desvio padrão de uma grandeza	
τ	Tempo de análise de uma grandeza	$[s]$
ν	Viscosidade dinâmica	$[P]$

Grupos Adimensionais

C_p	Coefficiente de pressão
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds

Subscritos

Carga	Grandeza para a perda de carga
Conv	Grandeza para a convecção
Jus	Grandeza à jusante
<i>L</i>	Grandeza para o regime de escoamento laminar
Mont	Grandeza à montante
Motor	Grandeza para o motor
Saída	Grandeza na saída da seção de testes
<i>T</i>	Grandeza para o regime de escoamento turbulento
<i>y</i>	Grandeza vetorial no eixo <i>y</i>

Sobrescritos

.	Variação no tempo
'	Flutuação
”	Fluxo
-	Valor médio

Siglas

CFD	Computational Fluid Dynamics
-----	------------------------------

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta uma extensa revisão bibliográfica sobre o assunto abordado ao longo deste projeto, assim como uma motivação para esse estudo.

1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A melhoria na transferência de calor tem sido estudada há muito tempo, com o intuito de resolver os mais variados problemas. Muitas soluções têm sido propostas, sendo que entre elas as mais utilizadas sempre são a alteração da geometria do canal de escoamento, mudanças no ângulo de ataque da superfície a ser resfriada e algum tipo de modificação no fluido. A utilização de promotores de turbulência é uma saída comumente encontrada para alteração da geometria do canal. Da mesma forma, além da variação do ângulo de ataque, a variação do ângulo de entrada do escoamento também pode ser responsável pela elevação do número de Nusselt. De forma um pouco mais moderna, os nanofluidos começam a ser usados como alternativa para o estudo da transferência de calor, uma vez que são um tipo de fluido ainda bastante desconhecido que contém partículas sólidas nanométricas que poderiam retirar energia térmica com maior agilidade.

Os estudos nessa área, então, se provam muito amplos e o estudo dos mesmos é necessário para que se conheçam os caminhos atualmente sendo tomados na melhoria do resfriamento de componentes eletrônicos, bem como são úteis para comparação de resultados.

Em 1967, David G. Thomas [1] fez um trabalho experimental adicionando promotores de turbulência avulsos em um canal vertical. Nesse trabalho, foram usados promotores de turbulência anelares, de formato quadrado com seção em cruz. Eles foram dispostos em pares com o intuito de aumentar a transferência de calor para que vapor saturado se transformasse em água. Inicialmente os promotores de turbulência foram dispostos igualmente espaçados, mas o autor notou que isso gerava uma queda de pressão muito elevada. Assim, passou a dispor os anéis em pares, com uma distância considerável entre cada par. Isso era capaz de reduzir a queda de pressão, mas mantendo um bom aumento nas taxas de transferência de calor. Thomas não conseguiu encontrar uma configuração ideal, mas conseguiu provar experimentalmente que seus promotores de turbulência serviam ao propósito.

Mantendo a mesma linha de utilizar geometrias redondas como promotores de turbulência, em um estudo numérico realizado em 2012, Yang et al. [2] verificaram três cenários diferentes de transferência de calor em membranas aquecidas. Como promotores de turbulência foram usados defletores anelares e espaçadores redondos flutuantes.

Com a utilização dos dois tipos de promotores de turbulência, o coeficiente global de transferência de calor por convecção foi elevado em até seis vezes. Na própria membrana, o coeficiente de

concentração de temperatura teve uma melhoria líquida de 57%. Com os estudos realizados e a visualização dos escoamentos em CFD, foi possível notar que com a seleção correta de promotores de turbulência, a mistura radial e os escoamentos secundários que são gerados são capazes de melhorar significativamente a transferência de calor como um todo, sem muitas perdas em relação à pressão.

Por fim, foi notado que a utilização de espaçadores redondos flutuantes é capaz de melhorar o fluxo através da membrana com a menor queda de pressão entre as configurações estudadas.

Na mesma época, um grupo de pesquisadores realizou dois estudos importantes e relacionados. No primeiro, fitas metálicas torcidas helicoidais foram utilizadas [3]. Para os experimentos, utilizaram-se três raios de torção e três passos diferentes. O número de Reynolds foi variado de 6000 a 20000. Além disso, a fita metálica helicoidal normal também foi testada como comparação.

De resultados, foi percebido que a transferência de calor e o fator de atrito crescem com o raio de torção e decrescem com o passo. A maior performance térmica obtida é quando o raio de torção e o passo são os maiores possíveis, mas no menor número de Reynolds testado. Para esse caso, a performance térmica é de 1,29.

Também experimentalmente, testaram-se anéis torcidos como promotores de turbulência [4], com o objetivo de verificar a melhoria na transferência de calor de um trocador de calor. Foi analisada também a queda de pressão e a performance térmica. Anéis circulares não torcidos foram usados como comparação.

Os anéis torcidos foram testados em números de Reynolds variando de 6000 a 20000. Foram usados três raios de torção e três passos diferentes. Quando comparados os resultados obtidos para a nova geometria com os resultados do anel circular comum, foi visto que o anel torcido sempre gerou menor número de Nusselt e menor queda de pressão. Em questão de performance térmica, o melhor anel foi o torcido com menor raio de torção e menor passo, no menor número de Reynolds testado. Para os anéis testados, foi possível obter uma relação que determinava o fator de atrito, o número de Nusselt e a performance térmica em função do raio de torção, do passo e do número de Reynolds.

Já o trabalho realizado, ainda em 2012, por Yong-Gang Lei, Chen-Hong Zhao e Chong-Fang Song [5] foi numérico, com intuito de verificar a eficiência da melhoria da transferência de calor por convecção em um tubo por meio da adição de fitas torcidas com um furo no meio. Foram testados números de Reynolds entre 6000 e 28000.

Por meio de simulações, percebeu-se que a existência dos furos acelerava o escoamento naquela região, o que melhorava a transferência de calor, ao mesmo tempo em que reduzia a queda de pressão, quando comparado com fitas torcidas sem o furo. Comparando os resultados do escoamento sem interferência, a transferência de calor melhorou entre 76,2 e 149,7%, com elevação do fator de atrito entre 380,2 e 443,8%. Os resultados comparados com a fita torcida sem modificação são de uma melhoria de 34,1 a 46,8%, enquanto a queda de pressão foi reduzida entre 8 e 16,1%.

A utilização de furos mostrou-se útil na transferência de calor e na promoção de turbulência. Nessa mesma linha de raciocínio, Bhuiya et al. [6] realizaram um trabalho experimental, sendo o ar o seu fluido de trabalho, para verificar a melhoria da transferência de calor com uma placa com furos como promotora de turbulência. A placa retangular foi inserida no escoamento, os furos tinham distância transversal fixa, mas vários diâmetros e distâncias longitudinais foram testados, com o objetivo de verificar qual a melhor configuração. Além disso, a faixa de números de Reynolds testada foi de 14000 a 47000. Os parâmetros observados experimentalmente foram a queda de pressão e o as taxas de transferência de calor por convecção. Todos os casos analisados foram de escoamento turbulento. Dessa forma, foi notado que, para maiores números de Reynolds, o fator de atrito era menor. Com relação à porosidade, o fator de atrito aumentava conforme a porosidade crescia. No entanto, a taxa de transferência de calor aumentou tanto com o aumento da porosidade quanto com o aumento do número de Reynolds. Dessa forma, o autor notou que número de Nusselt aumentou até 2,65 vezes, o fator de atrito aumentou até 1,75 vezes e a performance térmica aumentou entre 1,6 e 2,5 vezes.

Percebendo que telas e placas furadas tinham bom desempenho enquanto promotores de turbulência, em 2014, um estudo foi conduzido experimentalmente, dessa vez com uma tela, mostrada na Fig. (1), em fractal [7], de forma que os furos não estivessem ordenados em linha, buscando uma melhoria em relação à tela convencional. Foi verificado o número de Nusselt e sua distribuição para as duas configurações e também a queda de pressão, mesmo que a performance térmica não tenha sido estudada.

Como resultado, viu-se que, quanto menor a distância da placa aquecida até a tela, maior era o número de Nusselt obtido. A melhoria, para esse caso, chegou a 63% contra 9% da tela convencional. Com aumento da distância, a tela em fractal continua valendo a pena, mas cada vez menos. Um dos motivos para isso acontecer é a diminuição da energia cinética de turbulência, justamente por causa da queda de pressão, um pouco maior na tela em fractal. Sobre a distribuição do número de Nusselt local, verificou-se que, quando comparada com a distribuição obtida no caso com a tela convencional, o novo caso apresentou uma distribuição sem lógica aparente.

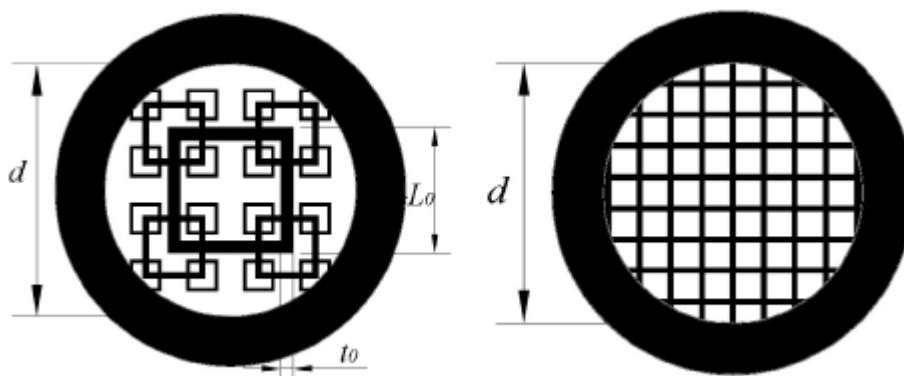


Figura 1 - Tela em fractal utilizada como promotor de turbulência [7]

O caso estudado por Li Li et al. [8] visava melhorar a transferência de calor em um sistema direto de condensação por ar resfriado com uma técnica similar. A forma escolhida para estudar foram aletas com tubos adicionados de geradores de vórtices longitudinais, no caso winglets retangulares e triangulares. Uma técnica importante que foi utilizada nas winglets foram os pequenos furos ao longo das placas, de forma que os vórtices não seriam gerados apenas nas pontas, intensificando ainda mais a transferência de calor. Os números de Reynolds utilizados foram na faixa de 450 a 3000.

No caso, os vórtices longitudinais são melhores para a transferência de calor, porque geram mistura de fluido no escoamento mas não ficam presos em um único lugar, ao contrário dos vórtices transversais, que são geradores de regiões de recirculação. As áreas de recirculação podem piorar a transferência de calor porque a energia fica presa no mesmo lugar e, com o passar do tempo, a dissipação dos vórtices também se dá em forma de calor. As Figuras (2) e (3) abaixo mostram a diferença entre esses dois tipos de vórtices.

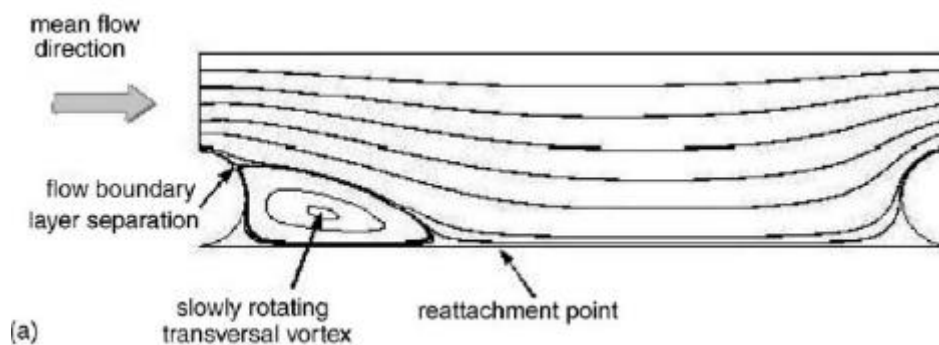


Figura 2 - Vórtices transversais [9]

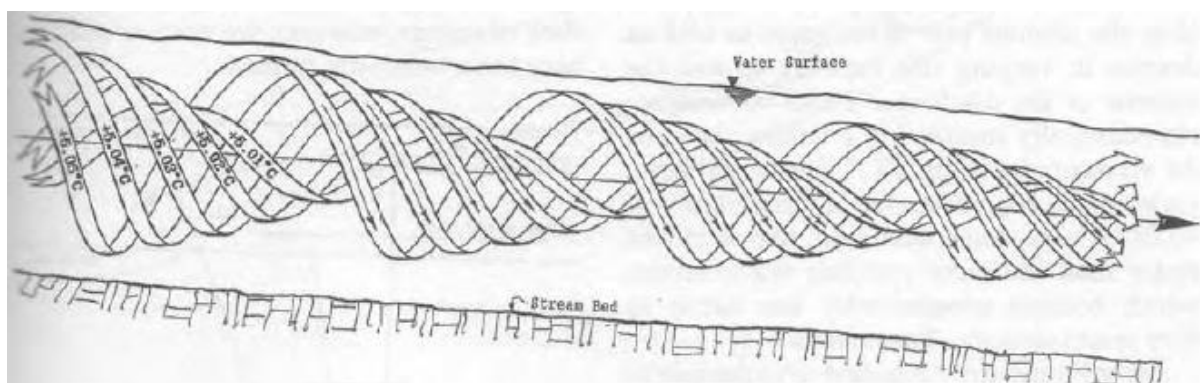


Figura 3 - Vórtices longitudinais [10]

Os resultados dos autores mostraram que o número de Nusselt aumentou em até 20%. A queda de pressão também foi analisada para esse experimento, de forma que as winglets retangulares tiveram desempenho melhor do que as triangulares em todos os testes realizados. Entre elas, a melhor foi a

com ângulo de ataque de 25° . Entre as triangulares, o ângulo de ataque de 45° foi o que conseguiu melhor mais a troca de calor.

A utilização de winglets como promotores de turbulência, no entanto, não é uma prática recente. Já em 1993, foi conduzido um estudo experimental por ST. Tiggelbeck, N.K. Mitra e M. Fiebig [11] que analisou não só a taxa de transferência de calor por convecção forçada, mas também a estrutura do escoamento e o arrasto após geradores de vórtices longitudinais, que nesse caso foram os pequenos winglets em formato triangular com possibilidade de variação de ângulo de ataque. É importante notar que esses geradores de vórtices tinham como principal objetivo melhorar a transferência de calor em trocadores de calor de pequena área. Os experimentos foram feitos para diferentes números de Reynolds. Conforme esperado, a melhoria nas taxas de troca de calor foram notadas, mas as perdas por arrasto também cresceram.

Quando o ângulo de ataque do winglet foi de 45° , a troca de calor foi 300% melhor. Conforme os números de Reynolds testados aumentavam, a troca de calor por convecção também aumentava, juntamente com o arrasto. Em $Re = 6000$, foi notado uma melhoria de 80%, sendo que a área do winglet era 37,5 vezes menor do que da área em questão, o que significa uma melhoria expressiva com variação de menos de 3% da área a ser resfriada. Como foram usadas várias fileiras de promotores de turbulência, o trabalho também foi importante para que pudesse ser avaliado que o ângulo de ataque crítico para a formação de vórtices longitudinais era maior para a segunda fileira do que para a primeira.

Em 2010, outro trabalho foi realizado, desta vez numérico, para verificar a melhoria na transferência de calor por convecção forçada com a união de promotores de turbulência com ângulo de ataque da superfície a ser resfriada [12]. Foi utilizado um trocador do tipo aleta-tubo, com gerador de turbulência do tipo winglet triangular.

O ângulo de ataque foi variado de 10° até 50° e o raio de aspecto foi variado de 1 a 4. Além disso, foram testados três números de Reynolds: 600, 1400 e 2200. Pelas simulações realizadas foi possível concluir que o maior ângulo de ataque é responsável por maiores coeficientes de transferência de calor por convecção, porque acelera o escoamento, atrasando a separação da camada limite, e a queda de pressão não é tão grande. Os promotores de turbulência escolhidos também foram fundamentais para esse resultado, porque a winglet triangular gera vórtices longitudinais, que misturam o escoamento, mas prendem a camada limite ao tubo aquecido, o que também colabora para uma suave queda de pressão. Também se pode dizer que o aumento no número de Reynolds aumenta a transferência de calor, resultante do módulo do produto da velocidade com o gradiente de temperatura. No entanto, conforme a velocidade aumenta, essa tendência se torna cada vez menor.

Foi notado também que não existe uma relação forte entre o ângulo de ataque e aumento das taxas de transferência de calor apesar de que essas taxas aumentam com o ângulo. A relação mais direta

possível de ser verificada é o aumento da queda de pressão com o aumento do ângulo. A melhor configuração encontrada foi para 20° de ângulo de ataque e 2 para raio de aspecto.

Unindo as visões experimentais e numéricas, o trabalho conduzido por J.M. Wu, W.Q. Tao [13] em 2012 consistia basicamente na adição de winglets indutores de vórtices longitudinais na frente de um canal com uma placa aquecida de dois lados com um fluxo de calor constante. O ângulo de ataque dos promotores de turbulência foi variado a intervalos regulares de 15°, partindo do 15° e indo até o 60°.

Em questão do número de Nusselt, o melhor desempenho foi obtido para a winglet com 60° de ângulo de ataque, mas também foi a que teve maior queda de pressão. Também por serem gerados vórtices longitudinais, foi percebido que a temperatura era mais uniforme no canal superior.

Quando comparados os resultados numéricos com os experimentais, concluiu-se que havia uma discrepância máxima de 10%, o que foi considerado aceitável e validou o código para simulação de outros promotores de turbulência.

O estudo numérico de Takeo Tanaka [14], de 2003, consistia em adicionar promotores de turbulência antes de uma placa aquecida para medir o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão. Os promotores escolhidos são placas retangulares, chamados de duplo inclinado, pois são inclinados tanto em relação à placa quanto em relação ao escoamento. O arranjo ótimo, ou seja, a melhor relação entre número de Nusselt local máximo e queda de pressão, foi encontrado para ângulos de respectivamente 60° e 45°. A configuração desses promotores, usados entre números de Reynolds variando de 360 a 3600, foi alternada, ou seja, enfileirados, mas o primeiro com ângulo de ataque de 45° e o segundo com -45°, conforme mostrado na Fig. (4).

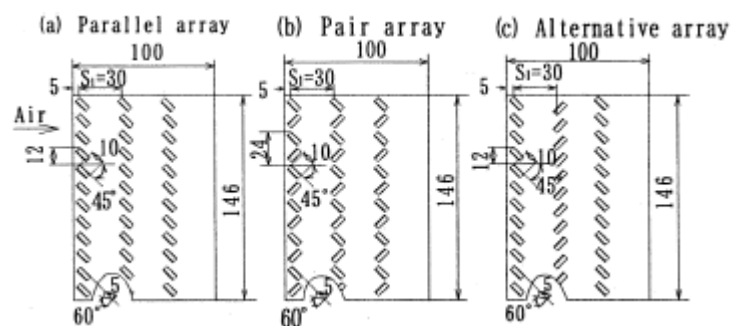


Figura 4 - Configurações testadas de promotores de turbulência [14]

O experimento, realizado em 2012 por Jingchun Min e Bingqiang Zhang [15], foi um pouco diferente, porque se baseava em verificar a concentração nas proximidades da membrana em uma solução de cloreto de sódio. Os autores utilizaram quatro tipos de promotores de turbulência diferentes, sendo eles: winglets retangulares, prisma quadrado, prisma triangular e cilindro circular. O número de Reynolds foi variado de 400 a 1000.

Como resultado, os autores notaram que os promotores de turbulência convencionais tinham bons resultados em relação à polarização da concentração, mas a queda de pressão era muito elevada. As winglets retangulares foram capazes de obter a mesma performance, mas com uma queda de pressão muito menor. Sob as mesmas condições de pressão na entrada e na saída, o canal com as winglets retangulares apresentou uma polarização de concentração ainda menor, o que significa que winglets retangulares são otimizadas para redução de concentração. Como transferência de massa e de calor são fenômenos interligados, pode-se dizer que essa também seria uma geometria otimizada para melhorar a transferência de calor por meio da membrana.

Ainda buscando a melhoria da transferência de calor e de massa através de uma membrana, já que a utilização de membranas pode ser muito útil na indústria alimentícia, tratamento de esgoto e processamento químico e petroquímico, os autores H.G. Goma, S. Rao, M. Al Taweel [16] realizaram um estudo experimental. O objetivo, então, era verificar se os promotores de turbulência, junto com movimentos oscilatórios, seriam capazes de melhorar a microfiltração a 22°C mantendo a pressão transmembrana constante. Os autores, então, conseguiram provar que os promotores de turbulência, sob as mesmas condições oscilatórias, eram capazes de melhorar até quatro vezes a transferência de calor e de massa e em até uma ordem de magnitude quando comparado com um escoamento livre. Outra conclusão importante é que, para movimentos oscilatórios de baixa frequência (até 5 Hz) a adição dos promotores de turbulência praticamente não causou impacto. Para frequências mais altas, no entanto, foi observado que a transferência de calor e massa era diretamente proporcional à frequência, mas inversamente proporcional à amplitude da onda utilizada. Uma explicação possível para esse fenômeno é a escala dos vórtices formados pelos promotores de turbulência.

Também em um recipiente agitado foi realizado outro experimento em 2015 [17]. Nesse caso, o recipiente utilizado possuía formato quadrado, com uma solução aquosa. Diferentemente do primeiro caso, os cilindros foram colocados no fundo do recipiente, com a intenção de melhoria na transferência de calor e de massa. O sistema de medição, nesse caso, foi montado para medir somente a melhoria na transferência de massa. Foram encontrados valores de 424 a 933%. Como a transferência de calor e de massa são intrinsecamente relacionadas, pode-se dizer que o sistema foi também capaz de elevar o número de Nusselt.

Outro estudo importante foi o realizado por Frédéric J. Lesage, Éric V. Sempels e Nathaniel Lalande-Bertrand [18], que investigou a melhoria da potência termoelétrica devido a uma transferência de calor mais eficiente nas paredes de um canal de um gerador termoelétrico líquido-líquido por meio de promotores de turbulência.

Dois geometrias foram escolhidas: espiral e painéis de projeção. Numericamente foi testado e descobriu-se que com os promotores em espiral a melhoria é mínima, mas que a melhoria com o uso do painel de projeção é bastante relevante. A melhoria da potência termoelétrica foi de até 70%, assim como a melhoria. Uma observação importante é que a elevação do número de promotores não melhora

a potência termoelétrica, porque, a partir de certo ponto, o aumento do número de promotores eleva a queda de pressão.

Já em um estudo numérico de 2012, foi verificada a importância do número de Reynolds na transferência de calor [19]. Dois cilindros, conforme mostrado na Fig. (5), foram aquecidos e as condições do estudo foram variadas, tais como razão entre os raios, entre 0,5 e 1,5, número de Reynolds, entre 11000 e 20000, e razão entre a distância entre os cilindros e o tamanho do bocal de entrada do fluido.

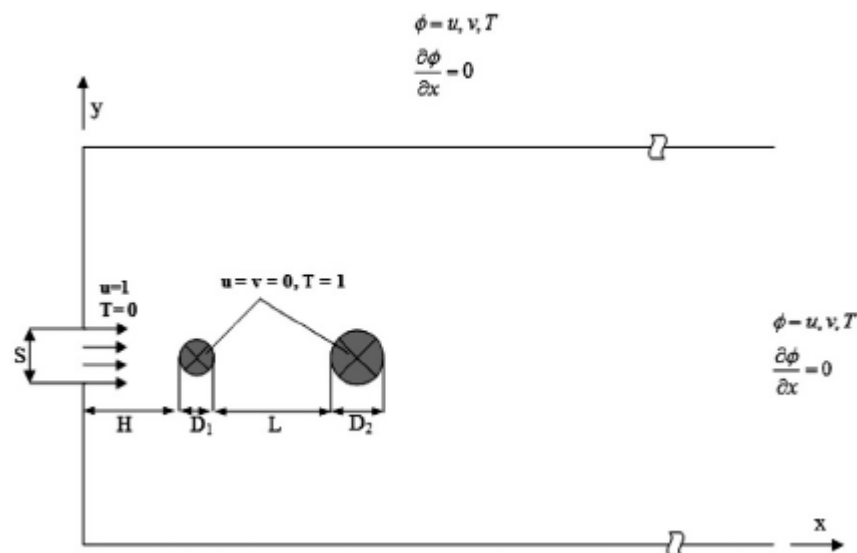


Figura 5 - Configuração dos cilindros e condições de contorno do problema [19]

Algumas conclusões retiradas da simulação foram que a presença do segundo cilindro e a recirculação gerada na parte posterior do primeiro cilindro não afeta o resfriamento deste. O número de Reynolds também tem papel fundamental no resfriamento de ambos os cilindros, visto que quanto maior o número de Reynolds maior foi o número de Nusselt obtido. As melhores taxas de perda de calor do segundo cilindro foram obtidas para o menor valor testado de razão entre os diâmetros dos cilindros, sendo este 0,5. Isso pode ser explicado pelo fato de que o primeiro cilindro será responsável por controlar a energia cinética de turbulência do escoamento. Quando a razão entre os diâmetros dos cilindros é a menor possível, o segundo cilindro recebe o fluxo acelerado e menos dos fluxos de recirculação.

A utilização de cilindros em experimentos e simulações numéricas de transferência de calor também foi amplamente verificada. Sajid Hussein Ali Al-Abbasi [20] realizou um estudo numérico para verificar a melhoria da transferência de calor em um tubo sob o efeito do escoamento turbulento gerado por diferentes geometrias inseridas nesse canal. O fluido escolhido para a análise foi o ar. Três geometrias foram testadas: um disco cilíndrico, um paralelepípedo de base retangular e um prisma

trapezoidal. O número de Reynolds foi variado entre 6000 e 14000, para que pudesse ser feita a análise comparativa do melhoramento em função do fluxo de massa.

Para o mesmo número de Reynolds, então, foi observada um aumento de 3 a 5 vezes na taxa de transferência de calor por convecção. O estudo não foi muito focado em análise do fator de atrito e da queda de pressão, justamente por o interesse maior ser no melhoramento da taxa de transferência de calor. Para o disco, a melhoria foi de 87%. Para o paralelepípedo foi de 85% e para o trapézio foi de 27% quando comparado com o tubo sem nenhum tipo de interferência geométrica. A queda de pressão foi analisada em busca de resultados gerais. Verificou-se que a maior melhoria geral foi de 75%, no disco. A menor foi 65% para o trapézio. A queda de pressão se manteve praticamente constante em todos os números de Reynolds, enquanto o número de Nusselt subiu.

Ainda utilizando cilindros, G.H. Sedahmed [21] realizou um experimento para verificar a taxa de transferência de calor e massa na parede de um reator de um tanque de agitação com uma sequência de tubos cilíndricos verticais. Os parâmetros, como propriedades físicas da solução utilizada, geometria e velocidade do rotor, diâmetro do cilindro, distância entre os cilindros e o efeito da adição de polímeros redutores de arrasto, foram alterados e checkou-se o efeito dessa mudança na transferência de calor e massa. Por fim, foi visto que a presença dos cilindros aumentou o número de Nusselt de 12,5 a 214,5%.

A melhoria da transferência de calor em reatores nucleares é um campo de estudo muito amplo para o desenvolvimento da energia nuclear, de forma que os estudos nessa área não são recentes. H. Branover, A. Eidelman e M. Nagorny [22], já em 1995, com o intuito de promover a turbulência, conduziram um estudo experimental, mas, nesse caso, o fluido de trabalho foi um metal líquido, que pode ser usado em reatores nucleares. Para variar a intensidade de turbulência, foi aplicado campo magnético, além, é claro, de promotores de turbulência. Foi colocada uma grade, que separava o tubo sem placa aquecida do tudo com uma parede aquecida, no meio do escoamento para analisar o comportamento do mesmo após as barras. Alguns dos parâmetros variados foram o número de Reynolds, o campo magnético, o formato das barras da grade e inclusive o promotor de turbulência, visto que um cilindro foi usado em caráter de comparação. As barras tinham entre 5 e 10 mm de espessura e eram de material resistente, o que é importante em reatores nucleares que precisam de propriedades praticamente opostas, como alta taxa de transferência de calor e pouca queda de pressão.

Depois dos testes realizados, o que foi possível concluir é que o campo magnético exerce uma grande influência no escoamento de metal líquido. Dessa forma, as flutuações de velocidade são dependentes do campo magnético aplicado. Como a taxa de transferência de calor dependerá do formato do escoamento após a grade e, conseqüentemente, das flutuações de velocidade turbulenta, conclui-se que a troca de calor por convecção será dependente do campo magnético. É importante ressaltar, no entanto, que não se sabe como ocorre essa dependência. Estudos nesse aspecto precisarão ser conduzidos.

Outra aplicação de melhorias na transferência de calor são os trocadores de calor que armazenam energia térmica em materiais de mudança de fase. O intuito da melhoria da transferência de calor nesse caso seria que o material mudasse de fase por completo em um tempo reduzido. Um dos estudos nessa área foi realizado por Francis Agyenim, Philip Eames e Mervym Smyth [23]. Foram usados três sistemas diferentes para serem comparados: um sem nenhum tipo de promotor de turbulência para ser o sistema-controle, um com aletas circulares e um com aletas longitudinais. Com os testes observados, foram gerados gráficos de temperatura de acordo com o tempo de carga do sistema. Foi possível notar que o sistema de aletas longitudinais foi o melhor para o proposto, devido não somente ao aumento de área, que pode ser considerado praticamente o mesmo para as aletas circulares, mas principalmente por causa da geração de vórtices longitudinais que melhoram a transferência de calor.

Outro ponto importante de ressaltar nesse caso é que as aletas longitudinais não tiveram desempenho melhor somente na carga. A descarga, para o caso de armazenamento de energia, é outro momento crítico, porque em configurações com melhor transferência de calor, geralmente o material sofre subresfriamento. No caso da aleta longitudinal, o subresfriamento foi praticamente insignificante.

K.A.R. Ismail e F.A.M. Lino [24] também tentaram melhorar a troca de calor em sistemas de armazenamento de energia térmica em materiais de troca de fase. Um tubo horizontal foi submerso em água, sendo a temperatura do fluido de trabalho variada de -25°C a -10°C . Seis fluxos de massa diferentes foram testados entre os valores de 0,013 e 0,031 kg/s. Para verificar, foram construídos três modelos: um sem nenhuma modificação, um com aletas e outro com aletas e promotores de turbulência. As aletas utilizadas foram radiais com diâmetros de 40, 60, 120 e 180 mm. Como conclusão, notou-se que o aumento do diâmetro da aleta aumentava a velocidade de interface e também o tempo para a solidificação completa do material. Quando os promotores de turbulência foram adicionados, a velocidade de interface aumentou, mas o tempo para solidificação completa diminuiu. No entanto, as aletas tiveram um papel mais importante do que os promotores de turbulência.

Alberto García, Pedro G. Vicente e Antonio Viedma [25], por outro lado, estudaram como os promotores de turbulência podem melhorar a transferência de calor em regimes laminar, de transição e turbulento. O estudo foi experimental e consistia em colocar bobinas de fio em meio a um escoamento de água ou de uma mistura de água com propileno glicol. As bobinas funcionam como promotores de turbulência. Para pegar o maior número possível de condições de escoamento, foram usados números de Reynolds de 80 a 9000 e números de Pr de 2,8 a 150. Seis tipos diferentes de bobina foram usadas, variando o passo helicoidal e o diâmetro do fio. As bobinas de fio são interessantes de serem usadas em comparação com outros promotores de turbulência por terem baixo custo, facilidade de instalação, preservarem as propriedades mecânicas do tubo e poderem ser instaladas em um tubo já pronto.

Durante os testes, foi notado que, para o escoamento laminar, as bobinas não tinham nenhum efeito específico na transferência de calor, mas eram responsáveis por uma transição para o regime turbulento em menores números de Reynolds. Para a região de transição, no entanto, percebeu-se que as bobinas de fio foram interessantes, pois eles geraram curvas contínuas de fator de atrito e de transferência de calor. Já no escoamento turbulento, a melhoria na troca de calor foi quatro vezes maior do que no escoamento sem a bobina, no entanto, a pressão caiu nove vezes mais. Pode-se dizer, então, que a utilização das bobinas de fio na região de transição seria a melhor escolha, por ter uma troca de calor até 200% melhor do que no escoamento comum, mas com pouco aumento na queda de pressão, o que pode ser considerada uma vantagem em relação a outras técnicas utilizadas.

Com objetivos diferentes, mas também usando feixes de fio enrolados como indutores de turbulência, K. Nanan et al. [26] publicaram um artigo com resultados de testes experimentais. Em seu estudo, o autor utilizou feixes de fio enrolados como indutores de turbulência. O número de Reynolds do escoamento foi variado entre 6000 e 20000. O passo dos indutores foram variados para ver qual seria a influência dos mesmos na transferência de calor e no fator de atrito. Além disso, o experimento também testou diferentes números de fios enrolados em cada feixe, ainda para verificar como esse número poderia influenciar os dois indicadores em questão.

Como resultado, notou-se que o número de Nusselt e a queda de pressão, em todos os casos, foram maiores do que para o comparativo sem promotor de turbulência. No pior dos casos, a transferência de calor aumentou apenas 3,5% e chegou até 68,8%, enquanto o aumento mínimo da queda de pressão foi de 156%, podendo chegar até 353%. Como o aumento do fator de atrito foi muito mais significativo que o aumento do número de Nusselt, realizou-se a análise da performance térmica. Verificou-se que ela era maior em menores números de Reynolds e com passo menor entre os feixes de fio enrolado, mas que ela aumentava com o número de voltas do fio por feixe. O melhor resultado da performance térmica foi um aumento de 2% em relação ao modelo sem promotores.

Em 2011, Smith Eiamsa-ard e Wayo Changcharoen [27] realizaram um trabalho numérico com o objetivo de analisar a transferência de calor e as características do escoamento em um túnel com estrias de diferentes geometrias como promotores de turbulência. Outras análises dos autores também incluíram o campo de temperatura, a energia cinética de turbulência, o número de Nusselt, o fator de atrito e o fator de melhoria térmica. O fluxo de calor na placa a ser resfriada era constante e os números de Reynolds testados variaram de 10000 a 30000. A temperatura de entrada do ar de resfriamento foi medida igual a 300 K. Entre as geometrias testadas, foram utilizados cubos, um quarto de cilindro com a parte convexa voltada para o escoamento, um quarto de cilindro com a parte convexa do lado oposto do cilindro, prisma triangular, geometria côncava-côncava e convexa-côncava, conforme exibido na Fig. (6).

Com todas essas geometrias testadas, concluiu-se que a estria côncava-côncava, além de gerar a menor camada limite térmica, suprimia a bolha de separação na frente que foi gerada na maioria dos

promotores de turbulência testados, mas gerava uma maior região de recirculação na parte de trás por causa da súbita mudança de geometria e, conseqüentemente, aumentando o fator de atrito, a intensidade de turbulência e o número de Nusselt. Por outro lado, a geometria convexa-côncava gerava um Nusselt maior do que o do escoamento sem promotor de turbulência, mas médio quando comparado à estria côncava-côncava. Por ser uma transição de geometria mais suave, a região de recirculação na parte de trás foi menor, mas suficiente para melhorar a transferência de calor, diminuindo ainda as perdas por atrito. De forma, essa geometria foi a que obteve a melhor performance térmica.

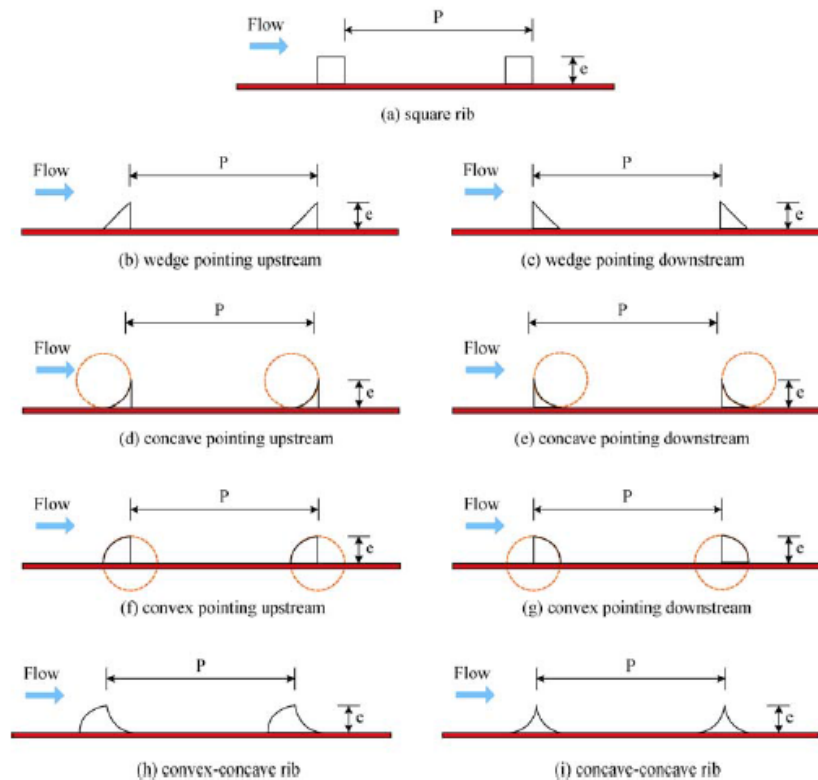


Figura 6 - Geometrias testadas como promotores de turbulência [27]

Como as estrias também podem promover a turbulência, a análise proposta por Pongjet Promvong et al. [28] tem o intuito de melhorar a transferência de calor em pás de turbina a gás com estrias em V com ângulo de 60° . Para isso, o autor realizou um estudo numérico, aquecendo as paredes superior e inferior de um duto quadrado. Foi selecionado o ar como fluido de trabalho e o número de Reynolds foi variado de 10000 a 25000. O estudo numérico mostrou que, após os indutores de turbulência, são gerados vórtices contra-rotativos, que induzem escoamentos que irão se chocar e se colar com a parede. Esse tipo de vórtice é responsável por aumentar a transferência de calor.

A queda de pressão também foi analisada e concluiu-se que as estrias em V melhoraram a performance térmica em até 1,8 vezes. Foi modificada também a altura da estria (raio de blocagem), porque se sabe que uma estria mais alta seria responsável por gerar uma maior área de recirculação e,

consequentemente, maiores vórtices. A performance térmica mais elevada foi conseguida para um raio de blocagem de 0,075, porque o aumento da altura da estria também aumenta a queda de pressão.

Em 2013, o caso estudado por Alessandro Armellini, Luca Casarsa e Claudio Mucignat [29] envolvia o resfriamento de pás de turbinas a gás, com ar vindo direto do compressor. Experimentalmente foram testadas três configurações diferentes: um canal sem nenhum promotor de turbulência, um canal com aletas quadradas na região central e um canal com aletas na região de saída do escoamento, antes da turbina.

O número de Reynolds escolhido para o teste foi 20000. Com isso, foi medido o coeficiente de troca de calor por convecção nos três casos. Notou-se que, para o canal com aletas na região central, a melhoria nesse coeficiente foi de 25%. Para as aletas na região de saída, a melhoria foi de apenas 5% em relação ao canal sem nenhum tipo de melhoria. Como houve a inserção de promotores de turbulência, a medição da queda de pressão também foi realizada. Com isso, concluiu-se que a configuração com aletas quadradas na região central era realmente a melhor, porque foi capaz de melhorar a transferência de calor com uma queda de pressão menor do que as aletas na região de saída do escoamento.

Em um estudo numérico de 2014, o número de Reynolds foi variado entre 100 e 2000 dentro de um tubo quadrado. Como promotores de turbulência foram escolhidos nervuras em V, com ângulo interno de 20°, apontando tanto no sentido do escoamento quando ao contrário, nas paredes superiores e inferiores [30]. Notou-se que os promotores geravam tubos de vórtice na direção do escoamento. Esses tubos foram responsáveis pelo aparecimento de escoamentos secundários que aumentam drasticamente a transferência de calor.

Como a pesquisa era numérica, a altura do tubo quadrado foi um parâmetro possível de ser alterado e verificou-se que o aumento da altura aumentou o número de Nusselt. A transferência de calor como parâmetro foi melhorada com as nervuras apontando no sentido do escoamento, mas a queda de pressão também foi maior, de forma que a melhoria termal das nervuras para os dois sentidos foi aproximadamente igual, entre 1 e 13 vezes. A maior melhoria atingida foi 4,2. Testou-se também a nervura com ângulo interno de 45° e, embora a taxa de troca de calor tenha sido maior, a queda de pressão aumentou mais e a melhoria térmica não compensou.

Assim como as estrias, a rugosidade artificial em tubos é capaz de gerar turbulência por modificar a geometria do mesmo. Em 2012, A. García et al. [31] tentaram trabalhar com base nas técnicas de rugosidade artificial: tubos franzidos, com ondulações e bobinas de fio. A transferência de calor e a queda de pressão foram analisadas na região laminar, de transição e turbulenta. O tipo de rugosidade artificial usada no tubo é mais relevante para a queda de pressão do que para as taxas de troca de calor, mas é ele também que determina como será a transição: súbita ou sutil. Na região laminar, $Re < 200$, concluiu-se que seria melhor usar um tubo liso, porque a rugosidade só tinha como efeito a queda de pressão. Entre 200 e 700, ainda com o escoamento laminar, o uso de bobinas melhora a transferência

de calor porque ocorre separação após o fio, que gera recirculação e eleva as taxas de transferência de calor. Até $Re = 2000$, a bobina de fio ainda é a melhor opção. Para números de Reynolds maiores que 2000, os autores recomendam que seja usado o tubo franzido ou com ondulações, porque eles têm queda de pressões menores para o mesmo coeficiente de transferência de calor por convecção.

Ainda no assunto de rugosidades artificiais, experimentalmente foi realizado um estudo de como ondulações podem melhorar a transferência de calor. Comparou-se um tubo com ondulações espirais e um tubo liso [32]. Todos os números de Reynolds escolhidos foram baixos.

Para análise da queda de pressão, a análise foi feita numericamente. O programa testava a queda de pressão para as mesmas condições obtidas no experimento, podendo assim ser obtida a queda de pressão. Os resultados mostraram que a melhoria no número de Nusselt variou entre 2,4 e 3,7 vezes o número de Nusselt do tubo liso. A queda de pressão, no entanto, aumentou entre 1,7 a 2,4 vezes. Assim, conclui-se que as ondulações melhoraram a performance térmica.

No estudo de Jian Liu, Gongnan Xie e Terrence W. Simon [33], numericamente foram colocadas depressões cilíndricas em um canal quadrado, mostradas na Fig. (7), com a intenção de determinar qual seria a melhor configuração para elevar a transferência de calor sem aumentos drásticos da queda de pressão. Os números de Reynolds usados variaram entre 10000 e 25000.

Várias configurações cilíndricas foram testadas, mas a que obteve melhor desempenho foi a que tinha uma transição mais suave, porque ela tinha menor queda de pressão, uma vez que a transição suave evita o descolamento e regiões de recirculação, que consomem energia do escoamento. Além disso, a transferência é ainda melhor, porque existe a formação de vórtices sem regiões de recirculação que prenderiam o calor.

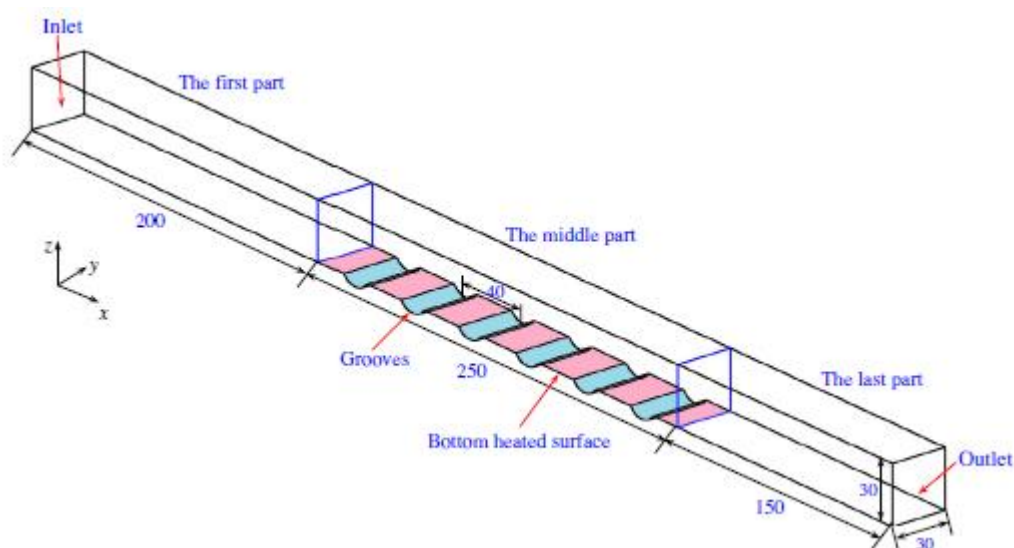


Figura 7 - Depressões cilíndricas testadas [33]

A validação numérica da transferência de calor em simulações de escoamentos turbulentos também é muito importante para que escoamentos mais complexos ou geometrias mais elaboradas como promotores de turbulência possam ser testados. Pensando nisso, o estudo de Yuming Chen, Frederik Arbeiter e Georg Schlindwein [34], em 2012, foi focado em ver como os modelos numéricos de turbulência poderiam ser usados para simular a transferência de calor em um minicanal aquecido que seria resfriado por um gás. Os autores testaram os modelos $k-\epsilon$ para baixo Reynolds, o modelo $k-\epsilon$ SST e o modelo V2F do Star-CD. O autor verificou que os resultados que mais se aproximavam dos obtidos experimentalmente eram o V2F para baixos números de Reynolds e o SST para altos números de Reynolds. O estudo focou entre números de Reynolds de 6000 a 10000. Outra importante informação observada é que, para critérios de simulação, as condições turbulentas de entrada tem grande impacto nos resultados.

Da mesma forma, numericamente foi testado, por P. Weihing, B.A. Younis, B. Weigand [35] um canal com nervuras. O objetivo principal do estudo era verificar qual modelo seria melhor para prever a transferência de calor em um escoamento turbulento, para altos e baixos números de Reynolds. Comparou-se com resultados de outros autores que haviam realizado trabalhos semelhantes experimentalmente. Os autores, então, concluíram que a melhor forma de prever a transferência de calor em modelos numéricos de turbulência seria usar Reynolds-Average-Navier-Stokes e não apenas a Lei de Fourier. A utilização desse método apresenta resultados muito próximos dos obtidos experimentalmente.

Em 2012, G.L. Lioznov et al. [36] buscaram fazer uma validação numérica dos resultados já obtidos. Na maior parte dos trabalhos, a análise é feita com visualizações do próprio escoamento ou com variação do número de Reynolds. Os autores, no entanto, se preocuparam em analisar a transferência de calor e a queda de pressão em função da intensidade de turbulência. A intensidade em questão foi variada de 1,5 a 9% e, como esperado, ocorreu aumento na queda de pressão e melhoria na transferência de calor.

Além de alterar a geometria do canal de escoamento, como já dito anteriormente, é possível também alterar o ângulo de ataque como possibilidade de melhorar a transferência de calor. Um dos primeiros trabalhos sobre isso foi realizado experimentalmente por E.M. Sparrow e S.R. Chastain [37] em 1986. Em um túnel de vento, foi utilizado um pequeno leme anular em diferentes ângulos de ataque em relação ao escoamento, mas sempre perpendicular ao tubo a ser resfriado. O tubo sobre o qual seriam realizadas as medições foi dividido em três zonas: frente do tubo, lado do tubo e parte traseira do tubo. Medidas separadas foram feitas na superfície superior e inferior do leme.

O que mais interessava na pesquisa era a sensibilidade do coeficiente de transferência de calor a pequenos ângulos de ataque. A variação do ângulo foi realmente muito pequena: de -2° a 2° . Quando a análise foi feita na superfície superior e inferior, a troca de calor na zona 1 aumentou em 50%,

enquanto nas zonas 2 e 3 o aumento foi de 10%. Quando apenas uma face foi analisada, os resultados foram praticamente os mesmos.

Seguindo a mesma linha, experimentos foram realizados utilizando um cilindro com diferentes ângulos de ataque e ângulo de inclinação como promotor de turbulência [38]. O objetivo principal era conseguir adaptar a equação já conhecida que relaciona número de Nusselt com o número de Prandtl à variação do ângulo de ataque.

Depois de realizados os experimentos, em números de Reynolds variando de 1000 a 7000, com grande variação nos dois ângulos medidos, notou-se que o número de Nusselt apresentava-se praticamente insensível às modificações. Assim, os valores encontrados, dentro de uma faixa de erro de 4%, se encaixavam na equação já existente. Apenas a partir de 90° de ângulo de ataque que esse erro começa a aumentar, sendo até 11% para mais e 9% para menos.

Ainda experimentalmente, K. Elshazly et al. [39] fizeram testes que relacionavam a convecção natural com o ângulo de ataque. De 15° em 15° , partindo de 0° e indo até 90° . O número de Rayleigh também foi sendo alterado para verificar se o comportamento seria mantido em todos os números.

Para a convecção natural, então, provou-se que o ângulo de ataque exercia grande influência, aumentando o número de Nusselt conforme o ângulo de ataque se elevava. Em relação ao número de Nusselt local, ele sempre foi maior no centro.

No experimento feito por Irfan Kurtbas [40] foi analisado o caso real, no qual nem sempre o ar entra a 0° no canal e sem altura em relação ao chão. O aparato experimental foi montado de forma que o ângulo de entrada pudesse ser variado, assim como a altura. O esquema do aparato utilizado é mostrado na Fig. (8). Vários números de Reynolds foram testados na faixa de 2800 a 30000, de forma a garantir que o escoamento fosse sempre turbulento.

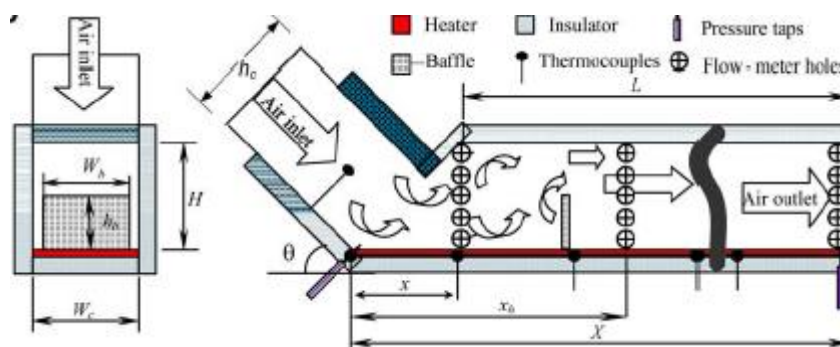


Figura 8 - Aparato experimental utilizado por Kurtbas [40]

Os resultados obtidos pelo autor mostraram que quando a altura de entrada do canal é mais baixa do que o local onde o escoamento se desenvolve, o número de Nusselt médio vai aumentando ao longo do canal, tendo desempenho mais baixo que o canal reto apenas no início. Para o ângulo de entrada,

observou-se que quanto maior fosse esse ângulo em relação ao chão, maior seria a transferência de calor e a queda de pressão. Para ângulos de 90°, a transferência de calor aumentou 30%.

Na mesma linha de Kurtbas, o trabalho de V.I. Terekhov, A.I. Gnyrya, S.V. Korobkov [41] focou em analisar como o ângulo de ataque pode influenciar na transferência de calor. Experimentalmente, os autores posicionaram um cubo em um túnel de vento e realizaram as medições. Foram testados números de Reynolds entre 4000 e 12000 e mediu-se o coeficiente de transferência de calor local e geral, sendo estes separados de acordo com as faces do cubo.

Notou-se que, com o cubo inclinado em até 45°, não foi possível encontrar uma relação entre o aumento do número de Reynolds e a taxa de transferência de calor. A partir de 45°, no entanto, uma relação pode ser encontrada. Para a parte de trás do cubo, entretanto, não se notou diferenças significativas no coeficiente de transferência de calor por convecção, ao contrário do que alguns estudos numéricos haviam desenvolvido. O autor comenta que alguns possíveis responsáveis pela diferença observada são a espessura da camada limite e o nível de turbulência gerado pela geometria cúbica.

De forma um pouco diferente, em 2013, Andreas Richter e Petr A. Nikrityuk [42] realizaram estudos numéricos em três dimensões sobre a influência do ângulo de ataque em partículas não-esféricas, exibidas na Fig. (9). Os resultados obtidos foram comparados com os dados já conhecidos para a esfera. O estudo se concentrou em encontrar equações que relacionavam o número de Nusselt, coeficiente de arrasto, coeficiente de sustentação e toque gerado sobre as partículas. O estudo se focou em baixos números de Reynolds: entre 10 e 200. Conforme o objetivo, foram encontradas relações para cada uma das variáveis e o ângulo de ataque. No caso do número de Nusselt, observou-se que o ângulo de ataque forneceu uma melhoria de 7 a 12%.

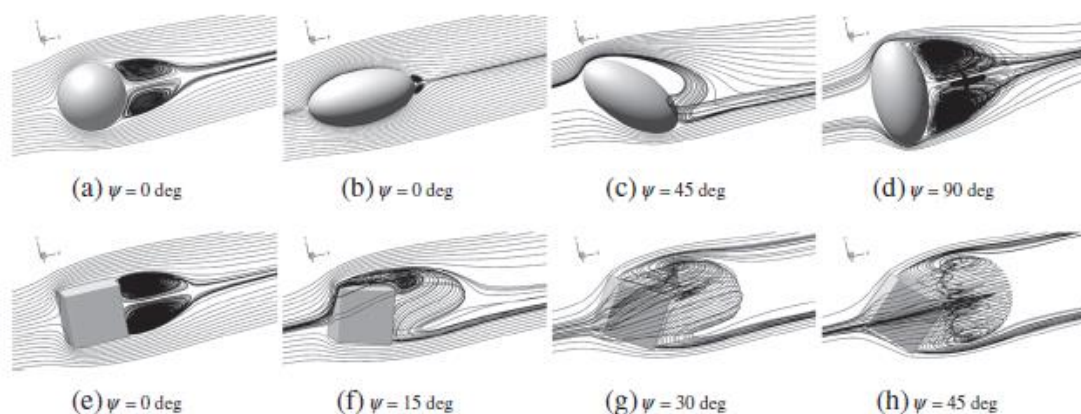


Figura 9 - Partículas não esféricas testadas por Richter e Nikrityuk [42]

Depois, em 2014, com o intuito de utilizar a alteração do ângulo de ataque para resfriamento de componentes eletrônicos, Habibollah Heidarzadeh, Mousa Farhadi e Kurosh Sedighi [43] simularam um escoamento em três dimensões ao redor de um cubo com fluxo de calor constante. O ângulo de ataque do cubo foi variado entre 0° e 45° . Os resultados obtidos numericamente, principalmente para a transferência de calor e linhas de corrente do escoamento, foram comparados com resultados experimentais já conhecidos. Algumas observações que puderam ser realizadas foram que, a 0° , a separação da camada limite é perfeita, ou seja, na aresta de trás do cubo, e o escoamento é simétrico, enquanto a 10° a separação acontece antes, ocorre menos recolamento e o escoamento já passa a ser assimétrico. Para 25° , o escoamento é mais assimétrico, mas tem mais regiões de recolamento quando comparado ao de 10° e menos separação. Quando o ângulo de ataque atinge 45° , o escoamento assume formato de cunha, simétrico, tendo separação apenas na aresta do cubo que agora se encontra nos lados.

As análises de transferência de calor foram realizadas para os escoamentos formados e concluiu-se que o número de Nusselt era bem baixo na região de separação da camada limite, o que se justifica pela formação de região de recirculação quando a camada limite descola. O número de Nusselt mais alto foi encontrado para o ângulo de ataque de 0° e o mais baixo para 25° .

O trabalho realizado em 2016 por J.C.K. Tong et al. [44] apresentou similaridades com o trabalho desenvolvido por Heidarzadeh, Fahadi e Sedighi. Assim como os antecessores, o estudo foi numérico, mas nesse caso apenas em duas dimensões. A geometria testada foi um quadrado com os vértices chanfrados em vários ângulos de ataque, que seria comparada com um quadrado sem chanfros a 0° . Foram testados vários ângulos de ataque, diferentes tamanhos de chanfro e diversos números de Reynolds.

Os autores perceberam que a relação que diz que o aumento no número de Reynolds aumenta o número de Nusselt foi confirmada mais uma vez. Com o aumento do tamanho do chanfro, a dependência entre a transferência de calor e a velocidade do escoamento diminuiu, sendo que a baixos números de Reynolds, a presença do chanfro quase não tinha nenhuma relevância. Foi escolhido, então, $Re = 2000000$ para fazer o comparativo entre a presença do chanfro e da variação do ângulo de ataque. Concluiu-se que a presença do chanfro reduzia o número de Nusselt em 20%. Ângulos de ataque foram testados até 45° e notou-se que quanto maior o ângulo, maior era a redução na taxa de transferência de calor. Para o maior ângulo testado, a redução foi de 50%.

Ainda em 2016, o trabalho experimental realizado por Sarthit Toolthaisong e Nat Kasayapanand [45] testou ângulos de 0 a 150° com intervalos de 30° . O intuito principal era verificar a influência do ângulo de ataque no coeficiente de transferência de calor por convecção e na queda de pressão. Os testes foram realizados com ar entre 2 e 7 m/s sobre um tubo elíptico com água aquecida a 75° C. Foi observado que a elevação do ângulo de ataque até 90° eleva tanto o número de Nusselt quanto a queda de pressão. A partir de 90° , o aumento do ângulo reduz tanto a queda de pressão quanto a taxa de

transferência de calor. Calculou-se também a performance térmica e, por causa justamente da queda de pressão, o melhor resultado obtido foi para o tubo a 0° com a menor velocidade, uma vez que o aumento da velocidade também é responsável pelo aumento no fator de atrito.

A utilização da variação do ângulo de ataque apresenta resultados diferentes em diferentes casos, justamente por causa dos diferentes escoamentos que podem ser formados para cada geometria que se deseja resfriar. No caso específico de componentes eletrônicos, uma solução que também vêm sendo aplicada é a implementação de pequenos trocadores de calor. Eles podem ser amplamente utilizados por serem pequenos, com boa eficiência de baixo custo e leves. No caso estudado por H.E. Ahmed, H.A. Mohammed e M.Z. Yusoff [46], promotores de turbulências foram usados juntamente com nanofluidos para verificar como esses pequenos trocadores podem se tornar ainda mais eficientes. Os resultados para os promotores de turbulência estudados por Ahmed foram condizentes com os resultados já previamente obtidos por outros autores, como o melhoramento da transferência de calor por meio da geração de vórtices longitudinais. Seus resultados para nanofluidos, no entanto, mostraram algumas coisas novas. Os autores concluíram que, para a convecção forçada sobre nanofluidos, a taxa de transferência de calor aumentava com a concentração de partículas, para um mesmo fluxo de massa.

Por ser uma nova tecnologia, vários autores fizeram revisões bibliográficas sobre os estudos em nanofluidos [47 – 49]. Todos concluíram que o estudo mais aprofundado seria necessário, porque muitas propriedades dos nanofluidos ainda são desconhecidas e os estudiosos ainda não sabem como trata-lo experimentalmente. Os trabalhos concordam que muitos trabalhos numéricos vêm sendo feitos e parecem promissores, mas que mais resultados experimentais ainda precisam ser buscados, visto que só experimentalmente será possível fazer uma análise do comportamento real desse tipo de fluido.

Entre os resultados numéricos já desenvolvidos para nanofluidos, é possível encontrar o desenvolvido por W. Yu et al. [50], que usou três critérios para comparar a transferência de calor com auxílio de nanofluidos. Os critérios foram poder de bombeamento, velocidade do escoamento e número de Reynolds. Como conclusão, descobriu-se que o nanofluido realmente pode ajudar a transferência de calor, mas o critério do poder de bombeamento é o que gera um resultado mais linear e menos ambíguo em relação a essa melhoria. A velocidade do escoamento só apresenta uma relação direta sob determinadas condições e o número de Reynolds, apesar de geralmente ser o parâmetro mais comum para análise comparativa da transferência de calor, não apresenta uma relação clara. Os autores também comentam que, justamente por isso, mais estudos sobre nanofluidos são necessários.

O estudo de J.G.M. Kuerten, C.W.M. van der Geld e B.J. Geurts [51], também numérico, foi voltado para a adição de partículas pesadas com alto calor específico no fluido de refrigeração. Como resultado, eles viram que a maior concentração de partículas era na proximidade da parede por causa do gradiente de velocidade. Seu estudo dividiu o número de Nusselt geral em três partes: o laminar, o turbulento e o particular. Os autores concluíram que quando as partículas são mais densas, a parte

turbulenta da transferência de calor diminuiu, mas a parte das partículas aumenta justamente porque elas estão próximas da parede e tendem a ficar na mesma temperatura da parede. O número de Nusselt geral aumenta por causa da influência da parte particular.

Na área experimental, um dos únicos estudos feitos com nanofluidos foi realizado por A.A. Mohamad [52]. O autor afirma que a utilização deles como melhoradores da transferência de calor pode ser um mito. Como os mecanismos que envolvem a utilização de nanofluidos não são conhecidos, a aglomeração e a segregação de partículas podem atrapalhar a transferência de calor. Além disso, a presença dessas partículas podem aumentar a viscosidade do fluido, de forma que a transferência de calor na convecção natural também seja prejudicada.

Em todo esse estudo, foi possível observar que todos os três mecanismos propostos para melhorar a transferência de calor têm sido amplamente estudados, uma vez que a melhoria da transferência de calor é um problema que influencia várias áreas da ciência e tecnologia. O propósito deste trabalho é se aprofundar ainda mais nos estudos dessas formas de melhoria, estudos estes que ainda são necessários, visto que em alguns pontos não existe consenso entre os pesquisadores.

Para resumir essa revisão bibliográfica com os pontos mais relevantes do estudo realizado, a Tab. (1) é apresentada abaixo.

Tabela 1: Revisão bibliográfica

Ano	Autor	Tipo	Conclusões
1967	David G. Thomas	Experimental	Promotores de turbulência para ajudar o vapor saturado a se transformar em água. Os promotores utilizados eram anéis quadrados de seção em cruz. Foram dispostos em pares para que a queda de pressão não fosse tão drástica.
1986	E.M. Sparrow, S.R. Chastain	Experimental	Um leme anular é colocado ao redor de um tubo com variações pequenas no ângulo de ataque. Há um aumento de 50% na transferência de calor na frente do tubo e de 10% na região central e posterior.
1993	St. Tiggelback, N.K. Mitra, M. Fiebig	Experimental	Winglets com variação do ângulo de ataque como promotores de turbulência. A área do winglet era apenas 3% da área da superfície a ser resfriada e houve aumento de 300% na taxa de transferência de calor com o ângulo de ataque de 45°.

1995	H. Branover, A. Eidelman, M. Nagorny	Experimental	Análise da turbulência em um metal líquido (fluido que pode ser usado em geradores nucleares) com barras como promotores de turbulência e aplicação de campo magnético para controle do nível de turbulência. A turbulência, nesse caso, é muito influenciada pelo campo magnético.
2002	Mao-Yu Wen, Kuen-Jang Jang	Experimental	A variação do ângulo de ataque e de inclinação de um cilindro promotor de turbulência praticamente não alterou a transferência de calor sob as mesmas condições.
2003	Takeo Tanaka, Masaaki Itoh, Toshio Hatada, Hitoshi Matsushima	Numérico	Winglets duplamente inclinados são usados para melhorar a transferência de calor, com base também no fator de atrito. Foi descoberto que a configuração alternada com ângulo de ataque de 45° e em relação à placa quente de 60° gerava a melhor performance.
2005	Alberto García, Pedro G. Vicente, Antonio Viedma	Experimental	Bobinas de fio de diferentes geometrias como promotores de turbulência em escoamento com diversos números de Reynolds. Melhor efeito na região de transição, porque eleva o número de Nusselt sem muitas perdas de pressão.
2006	K. Elshazly, M. Moawed, E. Ibrahim, M. Emara	Experimental	Variou-se o ângulo de ataque de uma placa quente sob convecção em uma grande faixa de números de Rayleigh. Concluiu-se que quanto maior o ângulo de ataque, maior a transferência de calor.
2007	Xiang-Qi Wang, Arun S. Mujumdar	Revisão bibliográfica	Fala de estudos que já foram feitos e acredita que os nanofluidos são promissores para a melhoria da transferência de calor por apresentarem partículas sólidas, mas afirma existir a necessidade de estudo para compreensão completa.
2008	Irfan Kurtbas	Experimental	O ângulo de entrada do escoamento e a altura foram variados em diferentes números de Reynolds. Para aumento na altura, o número de Nusselt aumenta ao longo do canal. Para aumento no ângulo, Nusselt também aumenta.
2009	Francis Agyenim, Philip Eames, Mervym Smyth	Experimental	Sistema de armazenamento de energia por mudança de fase. Três sistemas para serem comparados. O sistema de aletas longitudinais, pela geração de vórtices longitudinais, foi o que conseguiu realizar o melhoramento da melhor forma (aquecimento uniforme mas não gerou subresfriamento).

2009	Sadik Kakaç, Anchasa Pramuanjaroenkij	Revisão bibliográfica	Fala de estudos que já foram feitos e afirma que a melhoria na transferência de calor é promissora e praticamente comprovada. Faltam experimentos e entendimento dos mecanismos que geram essa melhoria.
2010	Yong-Gang Lei, Ya-Ling He, Li-Ting Tian, Pan Chu, Wen-Quan Tao	Numérico	Utilização de winglets triangulares em diferentes ângulos para gerar turbulência sobre um tubo. Esse promotor gera vórtices longitudinais e, nos ângulos de 0° a 50°, a melhor performance térmica foi em 20°.
2010	V.I. Terekhov, A.I. Gnyrya, S.V. Korobkov	Experimental	Análise da transferência de calor nas seis faces de um cubo em diferentes ângulos de ataque. Só passa a existir uma relação entre transferência de calor e número de Reynolds a partir de 45°, mas ela não é influenciada pelo ângulo. Na parte de trás a transferência é constante.
2011	Smith Eiamsa-ard, Wayo Changcharoen	Numérico	Estrias de diferentes geometrias para promover a turbulência. Encontra-se que a melhor é a estria convexa-côncava porque não tem mudanças súbitas na geometria, gera menor área de recirculação, prende melhor a camada limite e, assim, tem melhor performance térmica.
2011	H.G. Gomaa, S. Rao, M. Al Taweel	Experimental	Melhoria da transferência de calor e de massa através de uma membrana utilizando promotores de turbulência e osciladores. Em baixas frequências, os promotores não tiveram impacto. A partir de 5 Hz, a utilização de promotores elevou-se a transferência de calor proporcionalmente à frequência utilizada.
2011	Pongjet Promvong, Wayo Changcharoen, Sutapat Kwankaomeng, Chinaruk Thianpong	Experimental	Estrias em V, com ângulo de 60° em pás de turbinas a gás. As estrias elevaram a performance térmica em até 1,8 vezes com variação da altura da mesma, não elevando muito para não aumentar a queda de pressão.
2011	J.G.M. Kuerten, C.W.M. van der Geld, B.J. Geurts	Numérico	Partículas sólidas pesadas com alto calor específico foram colocadas em um fluido de refrigeração. A maior parte das partículas ficou próxima a parede. Como essas partículas tendem a ficar na mesma temperatura da parede, elas têm grande influência no número de Nusselt, que aumenta.
2011	K.A.R. Ismail, F.A.M. Lino	Experimental	Aletas e promotores de turbulência para melhorar a troca de calor em um material de mudança de fase. As aletas aumentaram a velocidade de interface. A adição dos promotores fez a solidificação ocorrer mais rapidamente, mas a

			mudança foi mínima.
2012	Yuming Chen, Frederik Arbeiter, Georg Schlindwein	Numérico	Avaliação do melhor modelo de turbulência para verificar a transferência de calor. A conclusão mais importante é que, para simulações, as condições de entrada do escoamento são extremamente relevantes.
2012	S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan, C. Thianpong	Experimental	Utilização de faixas metálicas helicoidais torcidas de diferentes geometrias em variados números de Reynolds. A melhor performance térmica é para o maior passo e maior raio de torção, mas para o menor Re.
2012	A. García, J.P. Solano, P.G. Vicente, A. Viedma	Experimental	Rugosidade artificial em tubos, sendo elas tubos franzidos, tubos com ondulações e bobinas de fio. Na região laminar e de transição a bobina de fio é melhor. Na região turbulenta o tubo franzido ou com ondulações é melhor por diminuir a queda de pressão.
2012	Yong-Gang Lei, Chen-Hong Zhao, Chong-Fang Song	Numérico	Os promotores de turbulência são fitas torcidas com furo no centro. Elas são melhores que fitas torcidas normais, porque o escoamento é acelerado na região do furo e a queda de pressão é diminuída.
2012	G.L. Lioznov, V.G. Lushchik, M.S. Marakova, A.E. Yakubenko	Numérico	Comparação com estudos já realizados. Não usou promotores específicos, variou apenas a intensidade de turbulência e teve resultados esperados.
2012	Jingchun Min, Bingqiang Zhang	Experimental	As winglets retangulares diminuem a concentração sob as mesmas condições de pressão dos promotores de turbulência usuais.
2012	C. Thianpong, K. Yongsiri, K. Nanan, S. Eiamsa-ard	Experimental	Melhor performance térmica é do anel torcido com menor passo e menor raio de torção, mesmo que ele tenha apresentado menor Nu que o anel regular.
2012	Yasin Varol, Dogan E. Alnak, Hakan F. Oztop, Khaled Al-Salem	Numérico	Verificação da importância do número de Reynolds na transferência de calor e como a alteração em elementos do primeiro cilindro afetam o segundo.
2012	J.M. Wu, W.Q. Tao	Ambos	Comparação dos resultados numéricos e experimentais para um escoamento sobre uma placa com winglets com diferentes ângulos de ataque como promotores de turbulência.

2012	Xing Yang, Hui Yu, Rong Wang, Anthony G. Fane	Numérico	Utilização de espaçadores redondos flutuantes melhoram a transferência de calor através de membranas com poucas perdas em relação à pressão.
2012	H.E. Ahmed, H.A. Mohammed, M.Z. Yusoff	Experimental	Uniu promotores de turbulência com nanofluidos para melhorar a eficiência de pequenos trocadores de calor. Em regime permanente, o número de Nusselt aumenta junto com a concentração de partículas no nanofluido.
2013	Alessandro Armellini, Luca Casarsa, Claudio Mucignat	Experimental	No caso de turbinas a gás e resfriamento das pás da mesma, a inserção de promotores de turbulência na região central do canal que leva o escoamento responsável pelo resfriamento melhora em até 25% a transferência de calor com uma pequena queda de pressão.
2013	Frédéric J. Lesage, Éric V. Sempels, Nathaniel Lalande-Bertrand	Numérico	Para melhorar a transferência de calor e, conseqüentemente, a potência termoelétrica de um gerador, concluiu-se que painéis de projeção, quando usados em uma determinada quantidade, melhoram em até 70% a potência.
2013	K. Nanan, M. Pimsarn, W. Jedsadaratanachai, S. Eiamsa-ard	Experimental	A utilização de diferentes feixes de fios enrolados como promotores de turbulência em um tubo em diferentes números de Reynolds aumentou tanto o número de Nusselt quanto a queda de pressão. A performance térmica, no entanto, aumentou apenas 2%.
2013	Andreas Richter, Petr A. Nikrityuk	Numérico	Vários parâmetros foram analisados num escoamento ao redor de partículas não esféricas com mudança de ângulo de ataque. O número de Nusselt melhora entre 7 e 12% com o ângulo.
2013	Innocent Nkurikiyimfura, Yanmin Wang, Zhidong Pan	Revisão bibliográfica	Fala de estudos que já foram feitos com possibilidade de controle das propriedades dos nanofluidos com campo magnético. A transferência de calor pode ser melhorada com a ajuda desse fluido, mas falta entendimento experimental.
2014	M.M.K. Bhuiya, J.U. Ahamed, M.A.R. Sarkar, B. Salam, A.S.M. Sayem, A. Rahman	Experimental	Placas retangulares com diferentes porosidades foram usadas como promotores de turbulência em um escoamento de ar. O maior número de Nusselt encontrado aumentou 2,6 vezes em relação ao canal sem placa. A melhor performance térmica encontrada teve aumento de 2,5 vezes.

2014	Sajid Hussein Ali Al-Abbasi	Numérico	Três geometrias diferentes foram colocadas em um tubo: disco cilíndrico, paralelepípedo de base retangular e prisma trapezoidal. A melhor melhoria foi para o disco cilíndrico: 87% no número de Nusselt e 75% geral. A pior foi para o trapézio: 27% no número de Nusselt e 65% geral.
2014	Amnart Boonloi	Numérico	Ranhuras em V com ângulo interno de 45° e 20° foram usadas em um tubo de altura variável, apontando tanto para a entrada quanto para a saída de ar na parede superior e inferior sob variáveis números de Reynolds. O aumento da altura do tubo melhora Nu. A maior melhoria geral obtida foi de 4,2, com ângulo 20°.
2014	Gioacchino Cafiero, Stefano Discetti, Tommaso Astarita	Experimental	Utilização de uma tela em fractal melhora ainda mais a transferência de calor em placas aquecidas do que uma tela convencional. Quanto mais perto da tela a placa estiver, mais evidente será essa melhoria.
2014	G.H. Sedahmed, Y.A. El-Taweel, M.H. Abdel-Aziz, H.M. El-Naqeara	Experimental	Na parede de um reator de um tanque de agitação foram adicionados cilindro com o intuito de melhorar a transferência de calor e massa. O número de Nusselt aumentou entre 12,5 e 214,5%.
2014	P. Weihing, B.A. Younis, B. Weigand	Numérico	Compara resultados numéricos com experimentais para verificar qual modelo de turbulência pode prever melhor a transferência de calor.
2014	Habibollah Heidarzadeh, Mousa Farhadi, Kurosh Sedighi	Numérico	Variação do ângulo de ataque de um cubo com fluxo de calor constante para analisar as linhas de corrente e o número de Nusselt. Foram avaliados ângulos entre 0° e 45° e concluiu-se que quanto menor fosse a separação da camada limite maior seria o número de Nusselt. O melhor ângulo foi 0° e o pior foi 25°.
2015	N.M. Atef, M.H. Abdel-Aziz, Y.O. Fouad, H.A. Farag, G.H. Sedahmed	Experimental	Foram colocados cilindros verticais no fundo de um recipiente agitado. A transferência de massa teve melhoria entre 424 e 933%, de forma que se conclui que a transferência de calor também melhorou.
2015	Zaid S. Kareem, Shahrir Abdullah, Tholudin M. Lazim, M.N. Mohd Jaafar, Ammar F. Abdul Wahid	Ambos	Estudo comparativo entre um tubo liso e um tubo com ondulações espirais. Numericamente foi analisada a queda de pressão e experimentalmente o número de Nusselt. A melhoria do Nusselt foi maior que do fator de atrito, melhorando assim e performance térmica geral.

2015	Li Li, Xiaoze Du, Yuwen Zhang, Lijun Yang, Yongping Yang	Experimental	Comparação entre winglets retangulares e triangulares, ambas com furos, em um sistema de condensação. As winglets retangulares com ângulo de ataque de 20° tiveram o melhor desempenho.
2015	Jian Liu, Gongnan Xie, Terrence W. Simon	Numérico	Depressões cilíndricas em um canal retangular para verificar qual seria a melhor configuração (maior transferência de calor com menor queda de pressão). A melhor configuração foi aquela em que o rebaixo foi feito de maneira suave, assim como a subida.
2015	A.A. Mohamad	Experimental	Testes de transferência de calor utilizando nanofluidos foram realizados. O autor afirma que as sedimentação e aglomeração de partículas podem prejudicar a transferência de calor. Além disso, a presença de partículas aumenta a viscosidade do fluido, de forma que a transferência de calor na convecção natural também não seja tão boa.
2016	J.C.K. Tong, E.M. Sparrow, W.J. Minkowycz, J.P. Abraham	Numérico	Simulação 2D de um quadrado com vértices chanfrados e ângulo de ataque variando entre 0° e 45° para comparar com um modelo de quadrado sem chanfro a 0°. Em grandes números de Reynolds, tanto a presença do chanfro quanto o aumento do ângulo de ataque pioraram o número de Nusselt.
2016	Sarhit Toolthaisong, Nat Kasayapanand	Experimental	Um tubo elíptico com água a 75°C foi colocado sob um escoamento de ar entre 2 e 7 m/s com variação do ângulo de ataque entre 0° e 150°. A taxa de transferência de calor aumenta com o ângulo até 90°, mas, por causa da queda de pressão, a melhor configuração é com ângulo de ataque de 0° e na menor velocidade testada.

1.2 MOTIVAÇÃO

Com o avanço da tecnologia, a tendência mundial é que cada vez os componentes eletrônicos se tornem menores. Isso ocorre tanto para que os próprios aparelhos sejam reduzidos quanto para que novas funcionalidades sejam adicionadas a aparelhos sem aumento do seu tamanho. Um grande empecilho para isso, no entanto, é o aquecimento excessivo dos componentes.

Em aparelhos eletrônicos, como celulares e computadores, sabe-se que a principal forma de transferência de calor é a convecção, que é a troca de calor com um fluido. Sabe-se que a área é um fator fundamental para melhoria dessa troca de calor e, com a diminuição do tamanho dos componentes e conseqüentemente redução da área de troca de calor, encontra-se um problema para

que os componentes possam ficar menores, o que poderia caracterizar um impedimento no desenvolvimento tecnológico.

Dessa forma, encontrar soluções para o resfriamento de componentes eletrônicos cujas áreas são pequenas torna-se extremamente importante. Entre as possíveis soluções, é possível citar a utilização de convecção forçada, tal qual já é feito atualmente em coolers de computadores, mas com o uso de promotores de turbulência, já que uma das características de um escoamento turbulento é a difusividade, ou seja, transporte de massa, calor, quantidade de movimento, particulados entre outros. Assim, com promotores de turbulência apropriados, seria possível melhorar a transferência de calor dos componentes eletrônicos, de forma que sua temperatura fosse mantida num patamar aceitável (geralmente abaixo de 60°C).

É importante ressaltar que nem todos os escoamentos turbulentos são capazes de melhorar a transferência de calor. A turbulência, por apresentar também características de tridimensionalidade e vorticidade, pode gerar uma área de recirculação, impedindo que a temperatura abaixasse no componente em questão. Além disso, a turbulência dissipa energia do escoamento em forma de calor e assim, em alguns casos, pode acabar gerando mais calor do que retirando. Dessa forma, se faz necessário um estudo estatístico dos escoamentos turbulentos propostos para garantir melhoria no coeficiente de transferência de calor por convecção. Além disso, a turbulência aumenta a queda de pressão já existente em um canal. O estudo estatístico, mais uma vez, se torna relevante para verificar se a perda de pressão não será mais relevante do que o aumento da transferência de calor.

Também é possível verificar como a convecção pode ser melhorada por meio do ângulo de ataque do componente. Isso é algo interessante a ser analisado, visto que a alteração desse ângulo pode também gerar diferentes regimes de escoamento que podem melhorar a transferência de calor, pelos mesmos motivos que os promotores de turbulência.

Por fim, a utilização de nanofluidos também pode ser uma alternativa para a melhoria da troca de calor em componentes eletrônicos pequenos. Os nanofluidos são fluidos comuns, adicionados de partículas sólidas nanométricas. Apesar de ainda muito controversos e sem resultados experimentais, vários pesquisadores acreditam que a adição de nanofluido à superfície do material em que se deseja aumentar a transferência de calor é uma boa alternativa. Essa hipótese se deve ao fato de que as partículas sólidas presentes no fluido seriam capazes de roubar calor do componente rapidamente, sendo capazes, então, de manter a superfície em uma temperatura adequada. No entanto, apesar de existirem estudos numéricos a respeito disso, ainda são necessários estudos experimentais para validar as diversas simulações realizadas.

Analisar formas de melhorar a transferência de calor em componentes eletrônicos, principalmente por meio da convecção forçada, já amplamente utilizada e consolidada faz que os estudos desenvolvidos nesse trabalho sejam relevantes.

2 OBJETIVOS E DISCUSSÕES FÍSICAS PRELIMINARES

Esse capítulo apresenta os objetivos principais desse trabalho. Além disso, esse capítulo apresenta os aspectos físicos no qual se baseia esse trabalho.

Duas das características mais lembradas da turbulência são a sua aleatoriedade e sua difusividade, característica responsável pelo transporte de quantidade de movimento, massa e calor. Para o projeto em questão, o transporte de calor gerado pela turbulência é o que mais interessa, porque, a partir dele, pode-se concluir que o aumento da transferência de calor por convecção é possível fisicamente. Para verificar essa relação, tem-se a equação da energia:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (1)$$

Para desenvolver a equação que leva ao campo de temperatura turbulento, utiliza-se o procedimento adotado por Adrian Bejan [53]. Entre vários métodos de resolução, a escolhida foi o método das equações médias. O primeiro passo é aplicar a decomposição de Reynolds, mostrada na Equação (2), à equação da energia.

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u', \\ v &= \bar{v} + v', \\ w &= \bar{w} + w', \\ T &= \bar{T} + T', \end{aligned} \quad (2)$$

onde as variáveis são decompostas em sua parte média mais as flutuações turbulentas. Para o caso em questão u é a velocidade no eixo x , v é a velocidade no eixo y , w é a velocidade no eixo z e T é o campo de temperatura. Para o cálculo dos valores médios, tem-se:

$$\bar{u} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau u \, dt, \quad (3)$$

onde τ é o tempo total no qual a velocidade é medida e de forma que, por estar se calculando a média de todos os valores medidos, tenha-se:

$$\int_0^\tau u' \, dt = 0. \quad (4)$$

Para utilizar a decomposição de Reynolds, é necessário que se conheça os teoremas para obtenção das equações médias. São eles:

$$\overline{u + v} = \bar{u} + \bar{v}, \quad (5)$$

$$\overline{uu'} = 0, \quad (6)$$

$$\overline{uv} = \overline{u}\overline{v} + \overline{u'v'}, \quad (7)$$

$$\overline{u^2} = \overline{u}^2 + \overline{u'^2}, \quad (8)$$

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial x} = \frac{\partial \overline{u}}{\partial x}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial t} = 0, \quad (10)$$

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial t} = 0. \quad (11)$$

Para o desenvolvimento das equações médias e utilização das Eq. (5) a (11), reescreve-se a equação da energia na forma conservativa para um fluido incompressível.

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} \right] = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (12)$$

Na Eq. (12), aplica-se a média, com decomposição de Reynolds apenas nos termos apresentados na Eq. (2).

$$\rho C_p \left[\overline{\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z}} \right] = k \left(\overline{\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}} \right). \quad (13)$$

Nos dois lados da Eq. (13), aplica-se o teorema da Eq. (5).

$$\rho C_p \left[\frac{\partial \overline{T}}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{uT})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{vT})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{wT})}{\partial z} \right] = k \left(\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right). \quad (14)$$

Aplica-se em todos os termos do lado direito o teorema apresentado na Eq. (9) e, em seguida, o da Eq. (10). Para o primeiro termo do lado direito, aplica-se o teorema da Eq. (11), de forma que se obtém:

$$\rho C_p \left[\frac{\partial(\overline{uT})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{vT})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{wT})}{\partial z} \right] = k \left(\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right). \quad (15)$$

Em seguida, para os três termos do lado direito, utiliza-se o teorema apresentado na Eq. (7).

$$\begin{aligned} \rho C_p \left[\frac{\partial(\overline{uT})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{vT})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{wT})}{\partial z} + \frac{\partial(\overline{u'T'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{v'T'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{w'T'})}{\partial z} \right] \\ = k \left(\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right). \end{aligned} \quad (16)$$

Manipulando a equação algebricamente, tem-se:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial y} \left[k \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) - \rho C_p (\overline{u'T'} + \overline{v'T'} + \overline{w'T'}) \right]. \quad (17)$$

Considerando que o escoamento em análise é paralelo ao escoamento livre e à temperatura ambiente, orientado no sentido positivo do eixo x, mesmo sabendo que o escoamento turbulento real é tridimensional, pode-se considerar simetria, de forma que se considera que as flutuações de velocidade em z são zero, bem como todas as derivadas que dependem dessa coordenada.

Ainda para simplificação, como a análise se passa na camada limite e u' e v' são flutuações de velocidade geradas por um escoamento rotativo em seus respectivos eixos, pode-se considerar que as variações são muito maiores em y do que em x, de forma que podemos desconsiderar u'T' em comparação com v'T'.

Com essas simplificações, obtém-se:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \rho C_p \overline{v'T'} \right). \quad (18)$$

A equação apresentada é a equação que rege o campo de temperatura do escoamento. O último termo, relacionado às flutuações de velocidade e temperatura do regime turbulento é um termo desconhecido, também chamado de incógnita suplementar. Sabe-se que os dois termos entre parênteses tem a mesma dimensão, uma vez que eles se subtraem, e os dois também representam um fluxo de calor, porque o primeiro termo é a Lei de Fourier, dada por:

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} = -\rho C_p \alpha \frac{\partial T}{\partial y}, \quad (19)$$

onde k é a condutividade térmica, ρ é a massa específica, C_p é o calor específico à pressão constante e α é a difusividade térmica.

Dessa forma, de modo análogo à modelagem do tensor de Reynolds pela hipótese de Boussinesq, é possível modelar um fluxo turbulento de calor. Assim como a modelagem da viscosidade turbulenta se baseia em uma equação constitutiva para um fluido Newtoniano inspirada na Lei da Viscosidade de Newton, esse fluxo turbulento de calor será modelado com uma equação constitutiva baseada na Lei da Condução de Calor de Fourier por meio de uma difusividade térmica turbulenta. As Equações (20) e (21) representam as duas modelagens.

$$-\rho \overline{u'v'} = \mu_T \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}, \quad (20)$$

$$-\rho C_p \overline{v'T'} = \rho C_p \alpha_T \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}. \quad (21)$$

Substituindo a Eq. (21) em (18), obtém-se:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(\alpha + \alpha_T) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right]. \quad (22)$$

Passando para a análise do número de Nusselt, propõe-se que uma parcela do número total em escoamentos turbulentos seja dada pela parte laminar e a outra pela parte turbulenta, da seguinte forma:

$$Nu = Nu_L + Nu_T, \quad (23)$$

$$Nu_L = \frac{h_L L}{k}, \quad (24)$$

$$Nu_T = \frac{h_T L}{k}, \quad (25)$$

sendo que nas Eq. (24) e (25), os coeficientes de transferência de calor por convecção laminar e turbulento seriam dados por:

$$h_L = \frac{q''_L}{\Delta T}, \quad (26)$$

$$h_T = \frac{q''_T}{\Delta T}. \quad (27)$$

Os fluxos de calor laminar e turbulento, então, de acordo com a Eq. (22) são:

$$q''_L = \alpha \rho C_P \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}, \quad (28)$$

$$q''_T = \alpha_T \rho C_P \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}. \quad (29)$$

Para realizar a análise de escala, substituem-se, respectivamente, as Eq. (28) e (29) em (26) e (27) e os respectivos resultados nas Eq. (24) e (25).

$$Nu_L = \frac{\alpha \rho C_P}{\Delta T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \frac{L}{k}, \quad (30)$$

$$Nu_T = \frac{\alpha_T \rho C_P}{\Delta T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \frac{L}{k}. \quad (31)$$

Sabendo que a escala de $\partial \bar{T}$ é ΔT e usando a escala do eixo y como sendo δ_t , espessura da camada limite térmica laminar, no regime laminar e l , dimensão características dos grandes vórtices turbulentos, para o regime turbulento, a análise de escala obtida é:

$$Nu_L \sim \frac{\alpha \rho C_P L}{\delta_T k}, \quad (32)$$

$$Nu_T \sim \frac{\alpha_T \rho C_P L}{kl}. \quad (33)$$

Somando as duas partes e reorganizando, o número de Nusselt total é dado por:

$$Nu \sim \frac{L}{\delta_T} + \frac{\alpha_T L}{\alpha l}. \quad (34)$$

Para que a análise de escala seja completa, é preciso ainda modelar a difusividade turbulenta. Para isso, utiliza-se a definição do número de Prandtl turbulento, apresentado de forma preliminar no trabalho de Jones e Launder [54].

$$Pr_T = \frac{\nu_T}{\alpha_T}, \quad (35)$$

onde ν_T é a viscosidade turbulenta que deve ser modelada.

Reorganizam-se, então, os termos da Eq. (34).

$$Nu \sim \frac{L}{\delta_T} + \frac{\nu_T L}{Pr_T \alpha l}. \quad (36)$$

Sabe-se também que, para fluidos de ordem de grandeza 1, que é o caso de um escoamento de ar, a análise de escala clássica para a camada limite térmica laminar é dada por:

$$\frac{\delta_t}{L} \sim Pr^{-1/2} Re^{1/2}. \quad (37)$$

Substituindo a escala da Eq. (37) na Eq. (36), obtém-se:

$$Nu \sim Pr^{1/2} Re^{1/2} + \frac{\nu_T L}{Pr_T \alpha l}. \quad (38)$$

A viscosidade turbulenta pode ser modelada de acordo com o procedimento realizado por Jones e Launder [54], que usa o modelo mais conhecido e utilizado para essa modelagem, o modelo k-ε. A proposta inicial é:

$$\nu_T = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon}, \quad (39)$$

onde C_μ é uma constante de calibração do modelo, ε é a taxa de dissipação da energia cinética de turbulência e k é a energia cinética de turbulência dada por:

$$k = \frac{\overline{u'^2 + v'^2 + w'^2}}{2}. \quad (40)$$

Ainda do trabalho de Jones e Launder [54], é possível obter a seguinte análise de escala para a taxa de dissipação de energia cinética de turbulência:

$$\varepsilon \sim \frac{k^{3/2}}{l}. \quad (41)$$

Substituindo a Eq. (41) em (39) e, em seguida, o resultado obtido foi substituído na Eq. (38), de forma que:

$$Nu \sim Pr^{1/2} Re^{1/2} + \frac{C_\mu k^2}{k^{3/2} Pr_T \alpha} L. \quad (42)$$

Como o desenvolvimento é uma análise de escala e C_μ e Pr_T são valores conhecidos, o resultado final para o número de Nusselt é:

$$Nu \sim Pr^{1/2} Re^{1/2} + \frac{k^{1/2} L}{\alpha}. \quad (43)$$

Esse resultado mostra que o número de Nusselt turbulento escala com $k^{1/2}$, ou seja, quando a energia cinética de turbulência aumenta, o número de Nusselt geral pode aumentar devido à contribuição de sua parte turbulência.

Neste projeto, deseja-se construir um modelo simplificado para simulação do resfriamento de um componente eletrônico, sendo apenas uma versão experimental cuja principal função é isolar mecanismos físicos para estudo, afim de enriquecer a base de dados experimentais sobre a adição de promotores de turbulência para resfriamento de superfícies sólidas. Com esse modelo, deseja-se verificar se a adição de promotores de turbulência, inseridos no canal de escoamento com o intuito de aumentar, de forma forçada, a energia cinética de turbulência é capaz de melhorar a transferência de calor em um sistema similar a um componente eletrônico.

Algumas configurações de promotores serão estudadas de acordo com pesquisas feitas, expostas na revisão bibliográfica. Ainda dentro dessa primeira parte, outro objetivo é definir qual entre as geometrias estudadas é a melhor e explicar o motivo dos resultados.

O estudo também deseja realizar a verificação da queda de pressão dentro do tubo, para as mesmas geometrias testadas. Em seguida, será analisada a performance térmica, definida como a razão entre o Número de Nusselt e a queda de pressão adimensional, de cada uma das configurações, visto que uma perda de carga excessiva pode não compensar a melhoria do número de Nusselt.

Com todos esses resultados, o objetivo final da segunda parte do trabalho será escolher a melhor entre as configurações de promotores de turbulência estudadas e qual a melhor condição de operação para que o sistema extraia o máximo de calor com menor perda de carga.

3 PROMOTORES DE TURBULÊNCIA COMO AGENTES MAXIMIZADORES DE FLUXO DE CALOR

Este capítulo apresenta detalhes do set up experimental utilizado, a metodologia experimental seguida e os resultados obtidos para os testes realizados.

3.1 DESCRIÇÃO DETALHADA DO SETUP EXPERIMENTAL

Para a realização dos experimentos necessários ao objetivo deste trabalho, foi necessária a montagem de uma bancada. O projeto inicial da bancada foi conforme a Fig. (10). Os desenhos técnicos detalhados para a confecção da bancada se encontram nos Anexos deste relatório.

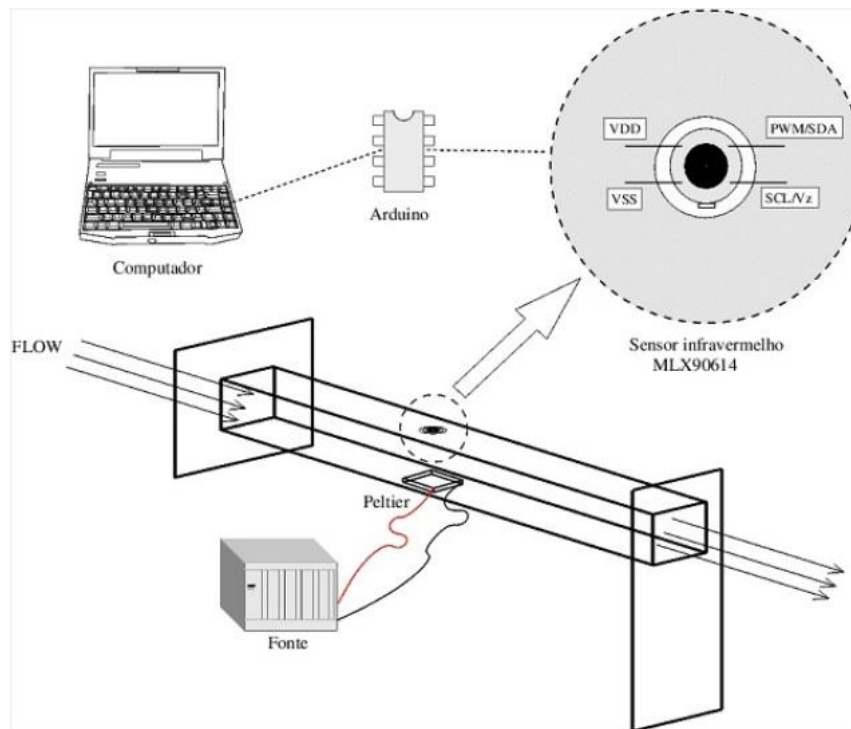


Figura 10 - Concepção inicial da bancada experimental

Com o projeto, foi confeccionado um canal quadrado em acrílico, a ser acoplado no túnel de vento já existente do Laboratório de Ensino de Mecânica dos Fluidos do Grupo Vortex – Mecânica dos Fluidos de Escoamentos Complexos. O túnel funciona por meio de um inversor de frequência Siemens Micro Master com fundo de escala de 100 Hz e resolução de 0,1 Hz, que controla o motor por meios de sinais eletromagnéticos, responsável pelo funcionamento do túnel de vento. A Figura (11) mostra detalhes do inversor de frequência.



Figura 11 - Inversor de frequência do túnel de vento usado

Depois de pronto, o canal quadrado de seção 40 x 40 mm e comprimento de 1 m foi acoplado ao túnel de vento com o auxílio de um sargento. Também foi confeccionada uma base em acrílico, de 1 m de altura, para evitar esforços de momento no canal. As Figuras (12) e (13) mostram a bancada com o canal já acoplado.



Figura 12 - Vista lateral da bancada com a seção de testes



Figura 13 - Vista isométrica da bancada com a seção de testes acoplada

Como fonte de calor, simulando um componente eletrônico, foi utilizada uma célula Peltier, modelo TEC1-12706. A célula foi testada com sensores de temperatura do tipo LM 35, que é basicamente um transistor encapsulado em que 10 mV equivalem a 1°C. O LM35 é capaz de medir temperaturas entre -55 °C e 155 °C com precisão de 0,5 °C. Sobre a célula foi realizada uma medição por segundo e ela também fotografada com uma câmera térmica do tipo Flir E5, de forma que seu perfil de aquecimento e temperatura atingida fossem avaliados. As Figuras (14) a (16) mostram o equipamento usado para essa análise.

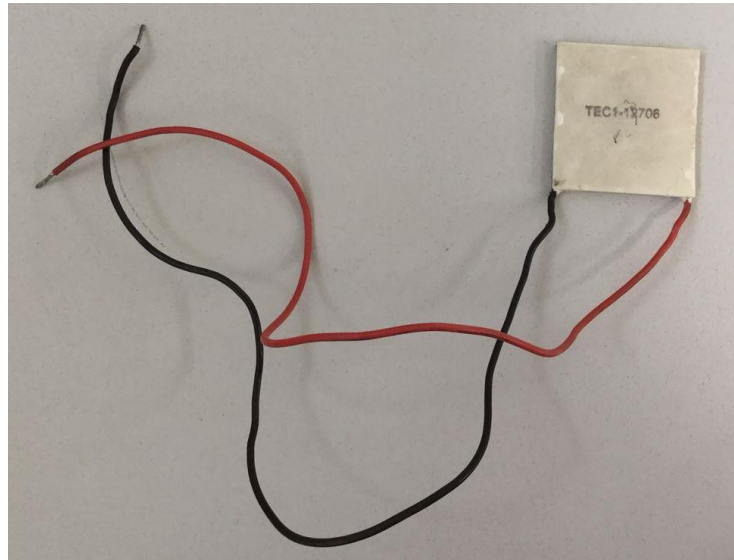


Figura 14 - Célula Peltier

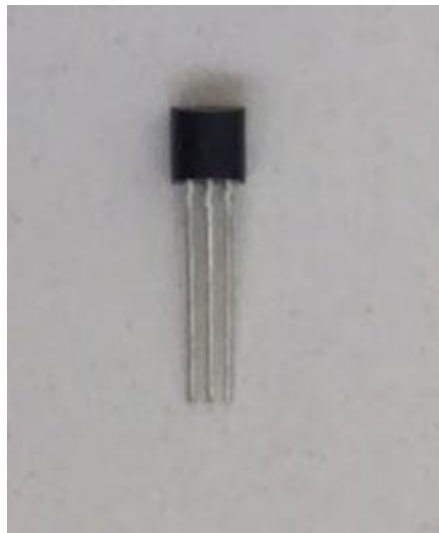


Figura 15 - Sensor de temperatura LM35



Figura 16 - Câmera térmica

A célula Peltier foi aquecida por uma fonte de tensão do tipo MPL-3303, capaz de converter a diferença de potencial recebida da rede elétrica em uma potência elétrica designada, sendo que a maior tensão possível era 30 V e a maior corrente possível 3 A, com precisão de 0,1 V e 0,01 A. A fonte de tensão é mostrada na Fig. (17). A temperatura superficial da célula Peltier foi monitorada por um sensor infravermelho do tipo MLX90614, mostrado na Fig. (18), que capta a temperaturas em um intervalo de -70 °C até 350 °C com precisão de 0,5 °C.

Para que o sensor possa realizar a medição, é necessário que ele esteja posicionado perpendicularmente ao objeto aquecido, assim, o sensor transforma a temperatura medida em um sinal analógico a ser enviado para o arduíno, com frequência de uma medição por segundo. O canal projetado para ser acoplado ao túnel de vento possuía encaixes tanto para a célula (o centro geométrico da célula ficava exatamente no centro da parte inferior do túnel de vento), incluindo passagem de fios, quando para o sensor infravermelho (exatamente sobre o centro da célula). As Figuras (19) e (20) mostram esses detalhes, que também podem ser observados no desenho técnico disponível no Anexo I.



Figura 17 - Fonte de tensão

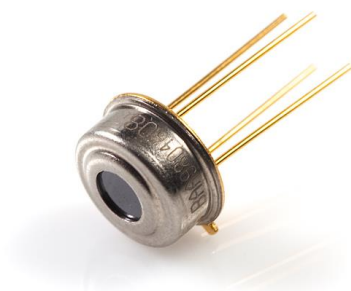


Figura 18 - Sensor infravermelho



Figura 19 - Detalhes da célula encaixada na seção de testes, com passagens para os fios

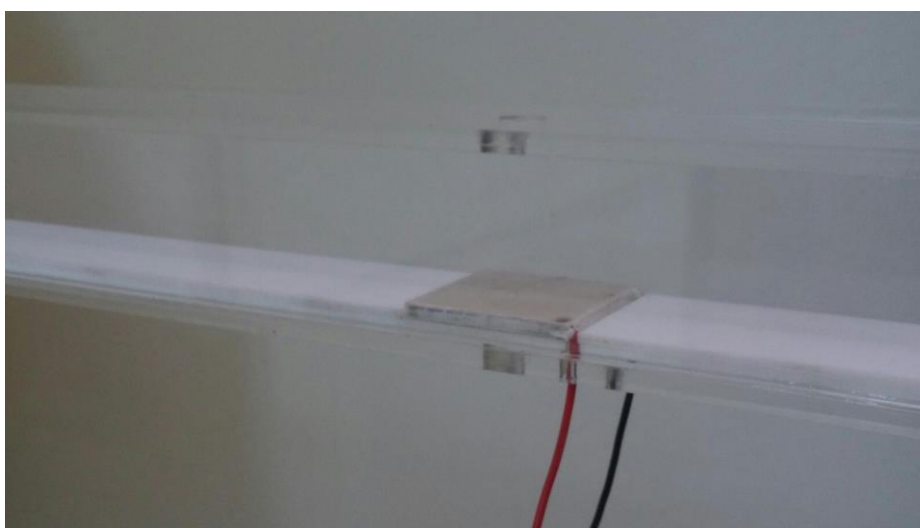


Figura 20 - Detalhes da passagem de fios e encaixe do sensor infravermelho

Para medir a temperatura ambiente, temperatura de saída e velocidade do vento foi utilizado um anemômetro de ventoinha CR2032, capaz de transformar a velocidade de rotação da ventoinha em um sinal digital processado por ele mesmo e também capaz de medir a temperatura. A máxima velocidade medida pelo anemômetro é 100 m/s e a temperatura máxima medida é 100 °C, com resolução de 0,1 para ambas as grandezas. As medições de temperatura do ar e velocidade do ar foram feitas três vezes em cada teste durante dez segundos. Além disso, foi utilizado, para aquisição dos dados, uma placa arduino UNO, com auxílio de uma protoboard e jumpers para facilitar as conexões dos fios do sensor. As Figuras (21) a (23) mostram os equipamentos utilizados.



Figura 21 – Anemômetro

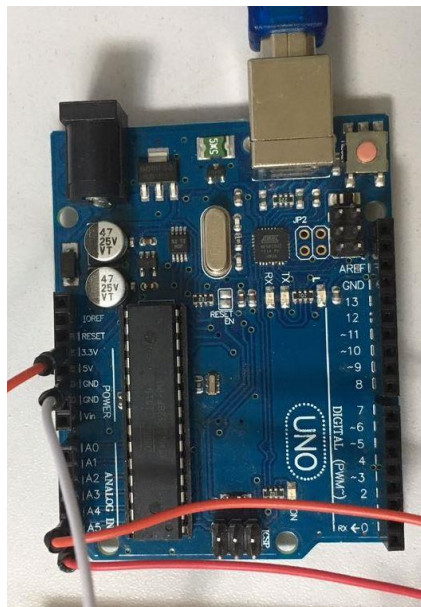


Figura 22 - Placa arduino UNO

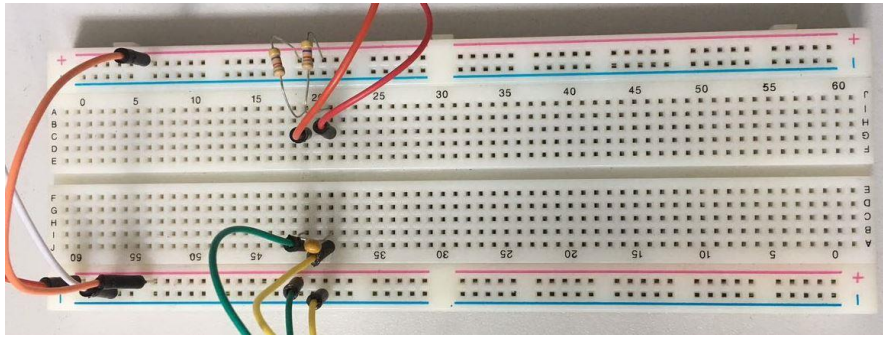


Figura 23 – Protoboard

Para os experimentos, foram usadas também seis réguas com diferentes configurações de promotores de turbulência. Dentre os escoamentos turbulentos analisados e promotores estudados, deu-se preferência aos cilindros, por serem de fácil fabricação e por serem amplamente utilizados em estudos previamente feitos e já apresentados na revisão bibliográfica. As configurações nas quais os cilindros seriam dispostos foram escolhidas com bases puramente geométricas, sendo que muitas das ideias foram retiradas dos artigos estudados, utilizando tanto configurações que se mostraram boas no quesito de melhoria do coeficiente de transferência de calor por convecção quanto configurações que não foram tão eficientes.

Cada cilindro foi feito com 8 mm de diâmetro e distância de 16 mm entre os centros de cilindros adjacentes. A distância entre o centro do cilindro mais próximo e a extremidade da célula foi mantida fixa em todos os casos e igual a 14 mm.

Todas as réguas usadas são mostradas na Fig. (24). A primeira régua, chamada de régua livre, é usada como modelo para comparação. Em seguida, as réguas foram numeradas de 1 a 6, conforme a Figura (24).

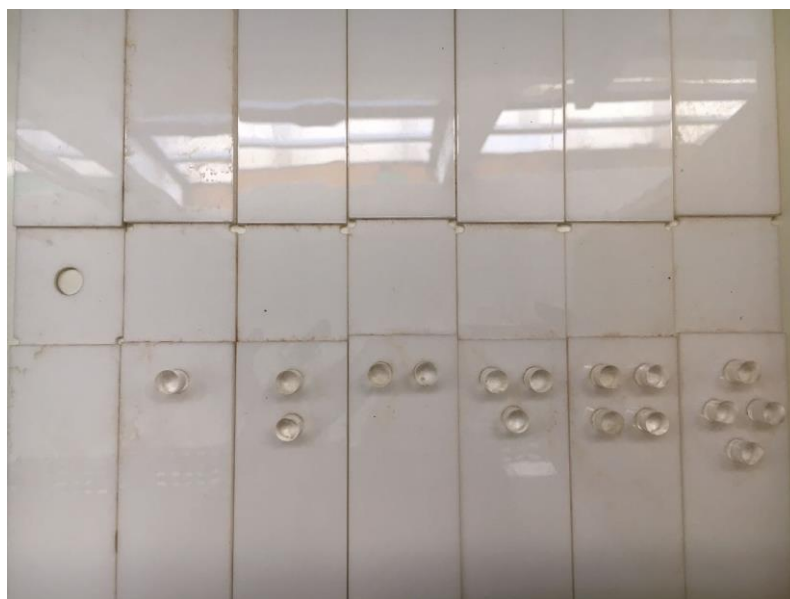


Figura 24 - Réguas utilizadas para os testes

Na Figura (24), da esquerda para a direita, tem-se: régua controle ou livre, régua 1, régua 2, régua 3, régua 4, régua 5 e régua 6.

Abaixo é possível verificar a bancada montada.

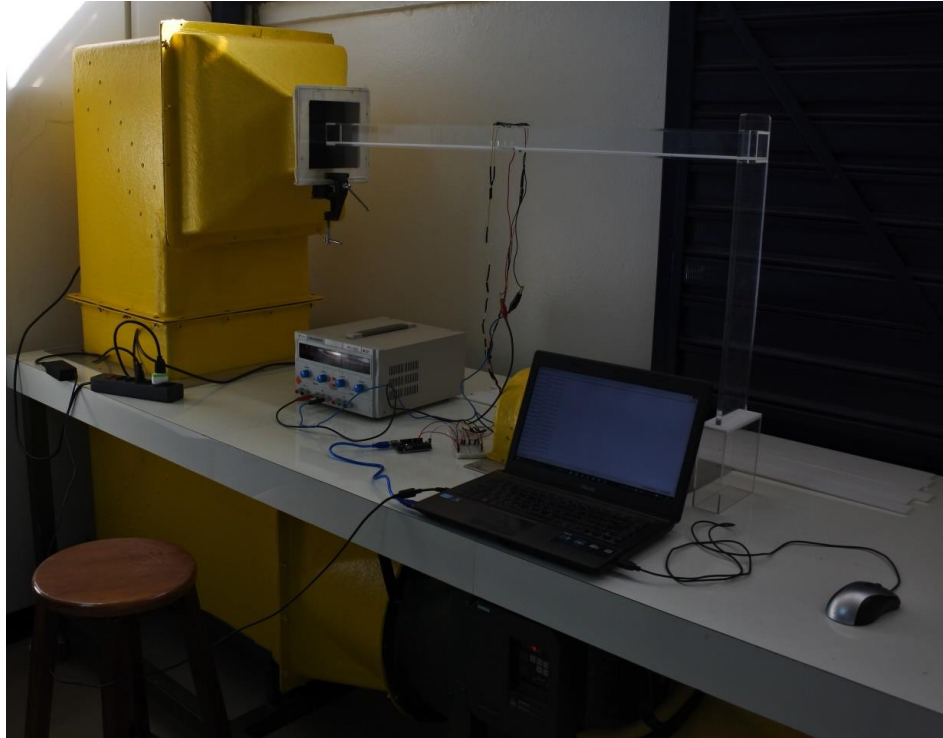


Figura 25 - Bancada completa

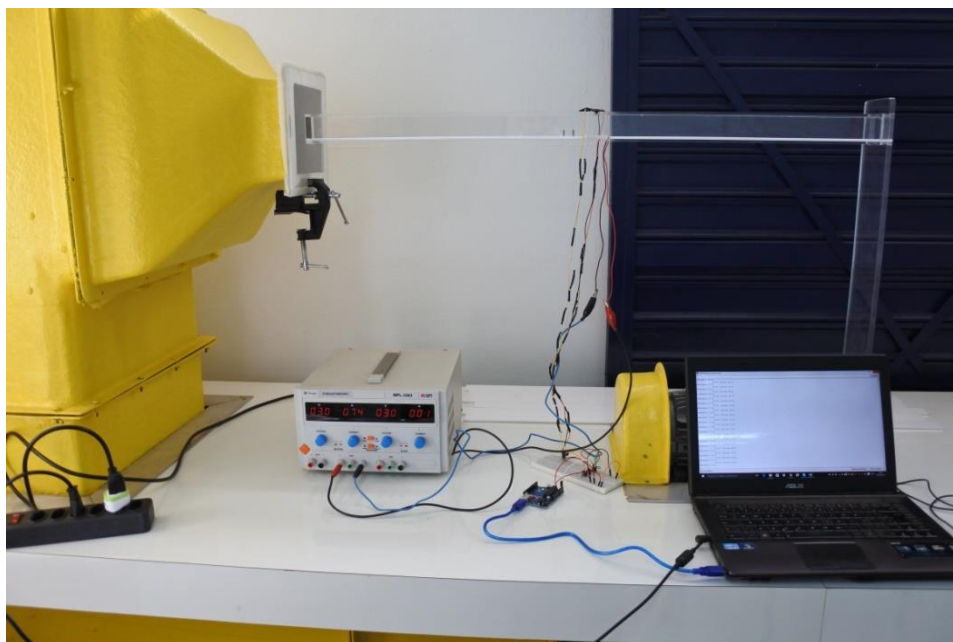


Figura 26 - Bancada completa

Para medição da queda de pressão, a mesma seção de testes foi utilizada, com adaptação no sistema de aquisição de dados e no sensor. Escolheu-se um sensor de pressão MPX5010dp, mostrado na Figura (27), por ser um sensor capaz de medir a pressão manométrica de 0 até 10 kPa, uma amplitude de valores suficiente para o caso em questão. Possui erro de aproximadamente 5% e é um sensor para aplicações com Arduíno, ou seja, capaz transformar sua leitura em um sinal analógico.



Figura 27 - Sensor de pressão MPX5010dp

Um Arduíno, em um circuito mais simples do que o utilizado para a aquisição de temperatura, conforme Figura (28), realizou a aquisição dos dados.

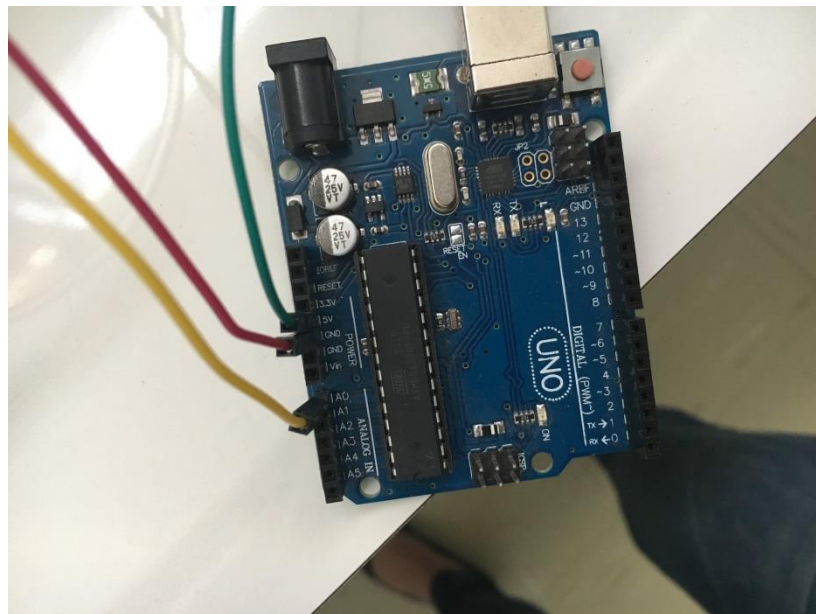


Figura 28 - Arduíno conectado ao sensor

Na bancada, dois furos foram feitos da parte superior, permitindo a entrada de finas mangueiras de silicone, que seriam conectadas à entrada de pressão positiva do sensor, possibilitando a medição da pressão de do escoamento. A pressão à montante dos promotores de turbulência foi medida 125 mm antes da extremidade anterior da célula, enquanto a pressão à jusante foi medida 55 mm após a extremidade posterior. A bancada completa para os testes de pressão é mostrada nas Figuras (29) e (30).

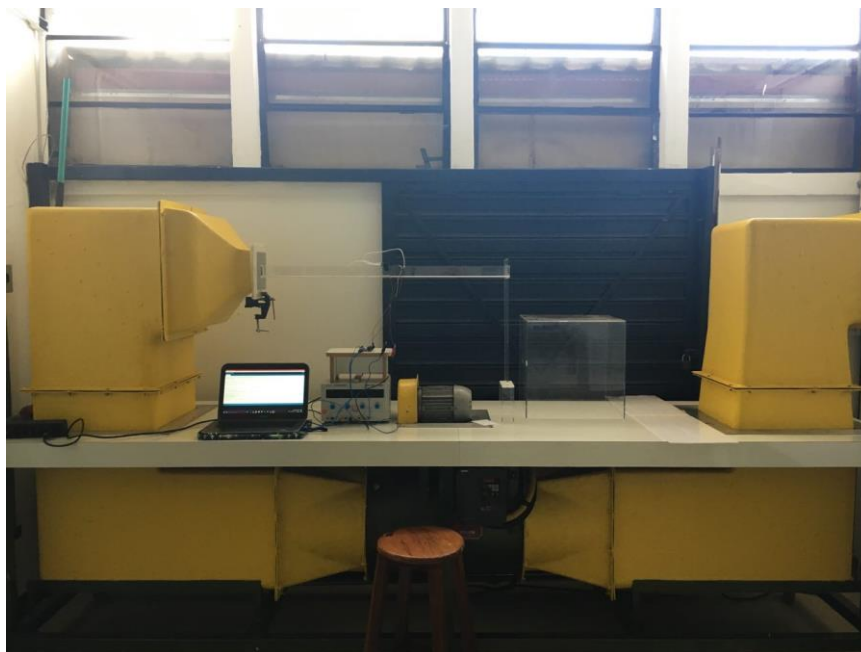


Figura 29 - Vista frontal da bancada experimental para queda de pressão



Figura 30 - Vista isométrica da bancada experimental para queda de pressão

3.2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Foi confeccionada uma bancada experimental com o túnel de vento do Grupo Vortex – Mecânica dos Fluidos de Escoamentos Complexos.

A bancada, conforme Fig. (26), consistia em um sensor infravermelho MLX90614, uma célula Peltier, um Arduino conectado a um computador para aquisição de dados e uma fonte de tensão. O circuito montado é apresentado na Fig. (31).

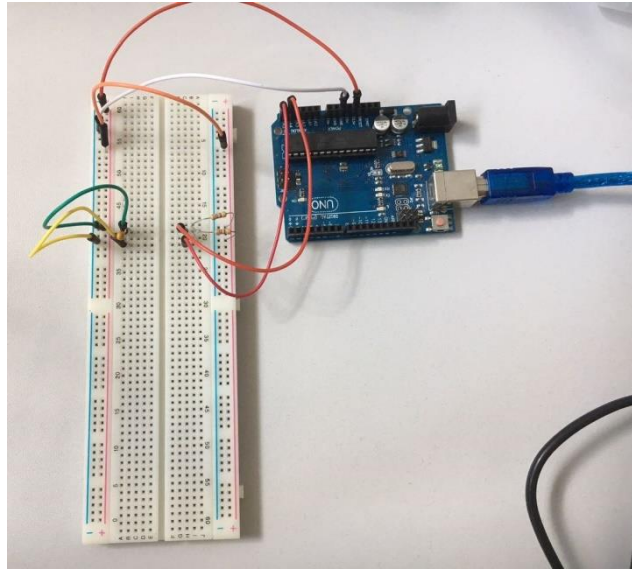


Figura 31 - Circuito utilizado para aquisição de dados com o sensor infravermelho

Depois de montada a bancada, foram feitos testes com uma câmera térmica para verificar se o aquecimento da célula era uniforme e também testes para determinar a diferença de potencial necessária à célula para que ela atingisse 60°C, temperatura que muitos componentes eletrônicos atingem sem serem danificados. A imagem obtida pela câmera térmica é mostrada na Fig. (32). O código utilizado no Arduino para obtenção da temperatura da célula com o sensor LM35 se encontra nos Anexos deste relatório.



Figura 32 - Aquecimento da célula

Foi estabelecido que o túnel de vento seria ligado em cinco velocidades diferentes. As velocidades escolhidas foram 3,0 m/s, 6,0 m/s, 9,0 m/s, 12,0 m/s e 15,0 m/s, de acordo com a capacidade do túnel de vento utilizado.

É importante ressaltar que foi feita uma pesquisa em relação às velocidades de rotação dos motores que, atualmente, são empregadas em coolers de computadores. Foram encontrados coolers com rotações entre 2000 e 4400 rpm, sendo que essa rotação não possui influência direta na velocidade do vento. O resfriamento, nos coolers atuais, é muito mais relacionado ao motor do que à rotação em si. Foram encontrados coolers utilizados em computadores voltados a pesquisas na área médica que utilizaram velocidades de até 50 km/h [55], de modo que as velocidades escolhidas são passíveis de utilização.

Foi verificado a temperatura de regime permanente da célula, na tensão escolhida, em todas as cinco velocidades, de forma que pudesse ser gerado um gráfico do Número de Nusselt em função do Número de Reynolds. Os dados colhidos foram temperatura de saída do ar a partir do anemômetro, temperatura superior da célula Peltier com o sensor infravermelho, temperatura ambiente no momento do experimento com o anemômetro, tensão e corrente na célula com o mostrador da fonte de tensão e a área superficial da célula Peltier medida com paquímetro.

Para obtenção dos números de Nusselt e de Reynolds, temos que:

$$Nu = \frac{h D}{K}, \quad (44)$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}, \quad (45)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, D é o diâmetro hidráulico, K é o coeficiente de condutividade térmica do ar, v é a velocidade do fluido e μ é a sua viscosidade.

Mas sabe-se que o coeficiente de transferência de troca de calor por convecção pode ser determinado a partir do fluxo de calor, conforme as Equações (46) e (47), visto que o fluxo de calor pode ser considerado uma potência por uma área.

$$q''_y = h \Delta T, \quad (46)$$

$$q''_y = \frac{U i}{A}, \quad (47)$$

onde ΔT é a diferença entre a temperatura em regime permanente da célula Peltier e a temperatura de saída do ar. Assim, o coeficiente pode ser determinado por:

$$h = \frac{U i}{A \Delta T}. \quad (48)$$

De forma que o número de Nusselt será computado como:

$$Nu = \frac{U i D}{A \Delta T K}. \quad (49)$$

Cada velocidade foi repetida cinco vezes e, para cada repetição, foi calculado o número de Nusselt. A corrente e a tensão foram anotadas para cada medição. Em cada teste também foi medida a faixa de temperaturas de saída do ar. A medição com o sensor infravermelho coletou temperaturas em um intervalo de dez minutos, tempo suficiente para que a troca de calor atingisse o regime permanente, sendo que o regime permanente atingido foi considerado como sendo variações de menos de um grau na temperatura em 250 medições. Essas 250 medições de temperatura foram consideradas, a partir delas, calculada uma média. O ΔT foi considerado como a diferença entre a média da temperatura da célula e a média das temperaturas de saída. O anemômetro também foi usado para o cálculo do número de Reynolds, uma vez que o único dado experimental para o cálculo do número de Reynolds é a velocidade do escoamento. O programa utilizado para coleta de dados do sensor infravermelho por meio do Arduíno se encontra nos Anexos deste relatório.

Em seguida, foi calculado o Nu médio e o respectivo desvio padrão para cada velocidade. Foi utilizada uma planilha no Excel. O programa calculava a média de temperatura da célula e de saída do ar para cada teste segundo a fórmula:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n} \quad (50)$$

Sendo $n = 250$ para a temperatura da célula e $n = 3$ para a temperatura de saída do ar. Foi notado que, para a mesma velocidade do escoamento, as medições de tensão e corrente permaneciam constantes. Em seguida, era calculada a diferença entre a temperatura de saída e a da célula em regime permanente para cálculo do Nu.

Dessa forma, em cada velocidade, haverá cinco números de Nusselt diferentes. Para gerar o gráfico, calcula-se o número de Nusselt médio e o desvio padrão.

$$\overline{Nu} = \frac{\sum_{i=1}^n Nu_i}{n} \quad (51)$$

$$\sigma_{Nu} = \sqrt{\frac{(Nu_i - \overline{Nu})^2}{i}} \quad (52)$$

Como foram realizadas cinco repetições, $i = 5$. Em seguida, foram realizados os testes com as seis diferentes régua. Novamente, o túnel de vento foi ligado nas velocidades escolhidas, com cinco repetições para cada velocidade. Os dados foram coletados e foi calculado o desvio padrão do número de Nusselt para cada velocidade, de forma que fosse possível plotar um gráfico com barras de erro.

Em seguida, foram realizadas comparações das taxas de troca de calor sem e com diferentes configurações de promotores de turbulência.

Para a queda de pressão, da mesma forma, a célula foi ligada na tensão e corrente já utilizadas e o túnel de vento foi ligado na primeira velocidade, para a régua sem nenhum promotor de turbulência. Foram realizados cinco testes na primeira velocidade. Cada teste teve duração média de dez minutos, também com a intenção de esperar que a troca de calor entrasse em regime permanente, assim, analisando a pressão nas mesmas condições de análise para o número de Nusselt.

Os dados foram coletados pelo Arduíno, cujo código se encontra nos Anexos deste relatório. Como o sensor possui apenas uma entrada de pressão positiva, foi analisada a pressão a montante da célula e, em seguida, a pressão a jusante. Pelo fato de ser realizada uma média temporal e porque o sensor utiliza uma pressão padrão para realizar as medidas e não a pressão atmosférica, esse procedimento separado não interferiu no resultado final.

Assim como para a temperatura, foram utilizadas, para o cálculo da média, apenas as últimas 250 medições, de forma que $n = 250$. O processamento de dados se deu por meio de uma planilha do Excel. Primeiramente, foram calculadas as pressões médias a montante e a jusante da célula Peltier.

$$P_{Mont} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n} \quad (53)$$

$$P_{Jus} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n} \quad (54)$$

Com essas pressões médias, foi possível calcular a queda de pressão média para cada um dos cinco testes, o coeficiente de pressão de cada um dos cinco testes, o coeficiente de pressão médio geral da velocidade e também o desvio padrão. Para o número adotado de testes, tem-se $j = 5$ e $i = 1, 2, 3, 4, 5$.

$$\Delta P_i = P_{Mont} - P_{Jus} \quad (55)$$

$$Cp_i = \frac{\Delta P_i}{\rho u_i^2} \quad (56)$$

$$\bar{Cp} = \frac{\sum_{i=1}^j Cp_i}{j} \quad (57)$$

$$\sigma_{Cp} = \sqrt{\frac{(Cp_i - \bar{Cp})^2}{i}} \quad (58)$$

Em seguida, para a mesma régua e seguindo o mesmo procedimento, os testes de pressão foram realizados nas outras velocidades. Depois, ainda seguindo os mesmos passos, todas as régua foram testadas.

3.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Conforme as equações apresentadas na seção 3.2, o cálculo do número de Nusselt e número de Reynolds é fundamental para desenvolvimento do trabalho. Para isso, alguns dados presentes nas equações precisavam ser medidos ou retirados de fontes confiáveis, lembrando que os experimentos estavam sendo conduzidos em Brasília. A Tabela (2) mostra os resultados para os dados medidos, enquanto a Tab. (3) mostra os resultados para os dados retirados da literatura.

Tabela 2: Dados utilizados para cálculo

Dado	Valor
Diâmetro hidráulico [m]	0,041
Área da célula [m ²]	0,0016

Tabela 3: Dados do fluido de trabalho em Brasília

Dado	Valor
Condutividade térmica do ar [W/(m.K)]	0,0257
Massa específica do ar [kg/m ³]	1,105
Viscosidade dinâmica do ar [kg/(m.s)]	0,00001849

Com esses dados em mãos, os experimentos foram realizados conforme procedimento explicado na seção 3.2 deste relatório.

Na Tabela (4) é possível verificar todos os resultados obtidos, para todas as configurações de promotores de turbulência, tanto para a transferência de calor quanto para a queda de pressão, além da performance térmica de cada promotor (β), que é uma divisão entre o número de Nusselt e o coeficiente de pressão. A tabela também mostra uma comparação entre a performance térmica dos promotores em relação à configuração de controle.

Tabela 4: Resultados obtidos para número de Nusselt, coeficiente de pressão, performance e comparação

	Suporte	Nu	Cp	$\beta = Nu/Cp$	β/β_0
Re = 8411,6	Controle	153,100	0,343955	445,116	1,000
	1	175,035	0,499573	350,369	0,787
	2	202,909	0,198712	1021,121	2,294
	3	176,384	0,344753	511,624	1,149
	4	191,655	0,286496	668,962	1,503
	5	186,744	0,023143	8069,135	18,128
	6	195,334	1,271277	153,652	0,345
Re = 16280,6	Controle	241,380	0,083994	2875,488	1,000
	1	268,604	0,107137	2507,108	0,872
	2	293,038	0,017158	17078,797	5,939
	3	253,112	0,126888	1994,767	0,694
	4	270,746	0,091575	2956,549	1,028
	5	250,963	0,042895	5850,635	2,035
	6	288,423	0,414981	695,027	0,242
Re = 24420,9	Controle	299,049	0,050325	5942,355	1,000
	1	334,374	0,028925	11560,035	1,945
	2	361,211	0,007254	49794,734	8,380
	3	332,059	0,063291	5246,544	0,883

Re = 24420,9	4	331,890	0,051050	6501,273	1,094
	5	293,294	0,013420	21854,993	3,678
	6	352,568	0,150158	2347,980	0,395
Re = 31204,5	Controle	314,140	0,010722	29298,383	1,000
	1	356,178	0,022604	15757,300	0,538
	2	382,779	0,046184	8288,563	0,283
	3	355,383	0,017464	20349,462	0,695
	4	363,570	0,032386	11226,147	0,383
	5	317,675	0,014314	22193,307	0,757
	6	376,139	0,091576	4107,397	0,140
Re = 39344,8	Controle	346,375	0,004595	75380,849	1,000
	1	390,848	0,021835	17900,069	0,237
	2	395,006	0,002066	191193,611	2,536
	3	367,931	0,014604	25193,851	0,334
	4	368,923	0,002600	141893,462	1,882
	5	332,262	0,012360	26882,039	0,357
	6	385,138	0,077687	4957,560	0,066

Com os dados obtidos, foi gerado um gráfico de Número de Nusselt em função do Número de Reynolds, para que as diferentes configurações de promotores de turbulência pudessem ser comparadas entre si e também com o resfriamento sem promotor. Como o Número de Nusselt é a relação entre a taxa de transferência de calor por convecção e a taxa de transferência de calor por

condução, a elevação do Número de Nusselt representa que o promotor de turbulência cumpriu o papel desejado de melhorar o resfriamento. A Figura (33) mostra a comparação entre os resultados.

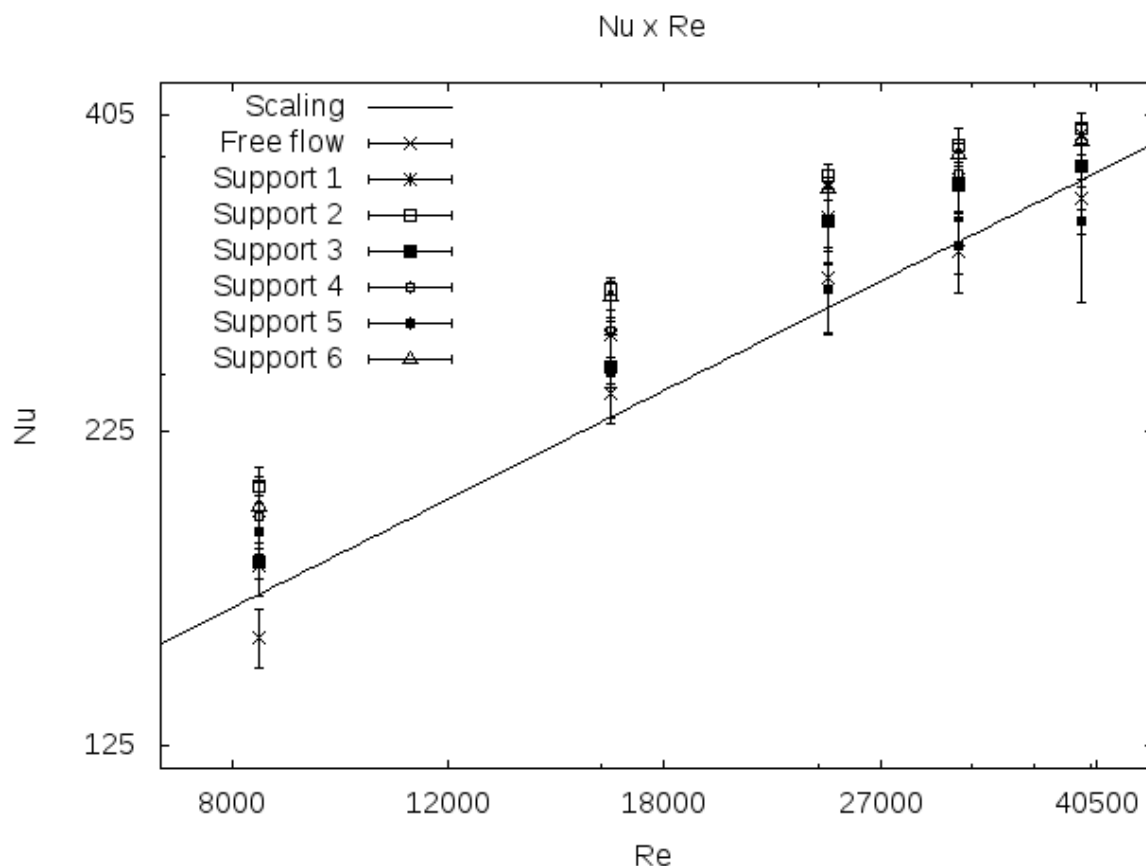


Figura 33 - Gráfico do número de Nusselt em função do número de Reynolds

Com o gráfico, disposto em escala logarítmica em ambos os eixos, é possível perceber que a configuração de controle segue o padrão da análise de escala clássica entre Reynolds e Nusselt. Também pode-se perceber que todas as configurações de promotores de turbulência melhoraram o resfriamento, com exceção da configuração 5, que, a partir de 11,4 m/s passou a ser pior do que o resfriamento apenas com o túnel de vento. Esse problema talvez possa ser atribuído à formação de região de recirculação, por causa do descolamento da camada limite, principalmente em velocidades mais elevadas, e dissipação desses vórtices em forma de calor.

Todas as outras configurações se mostraram, então, melhores do que o resfriamento apenas com o túnel de vento em maior ou menor grau. A configuração 2, no entanto, foi melhor que todas as outras em todas as velocidades.

Pode-se observar também que, para todos os casos, a maior elevação de Número de Nusselt acontecia no teste intermediário, ou seja, na velocidade de 9,0 m/s. Com velocidades mais elevadas, mesmo que o Número de Nusselt ainda aumente, sua taxa de elevação é menor. Para o caso específico

da segunda configuração de promotores de turbulência, é perceptível que, para os dois maiores números de Reynolds, a elevação no número de Nusselt é praticamente imperceptível.

No entanto, mesmo que o aumento do número de Nusselt seja significativo, ainda é necessário analisar a queda de pressão gerada pelo promotor de turbulência, uma vez que, para grandes quedas de pressões, seria necessária uma maior potência para vencer essa perda. Conforme os dados da Tabela (4), foram geradas as Figuras (34) e (35), que mostram, respectivamente, a queda de pressão para cada régua em função do número de Reynolds e a performance, que é a razão entre o número de Nusselt e a queda de pressão, em função do número de Reynolds para cada caso estudado.

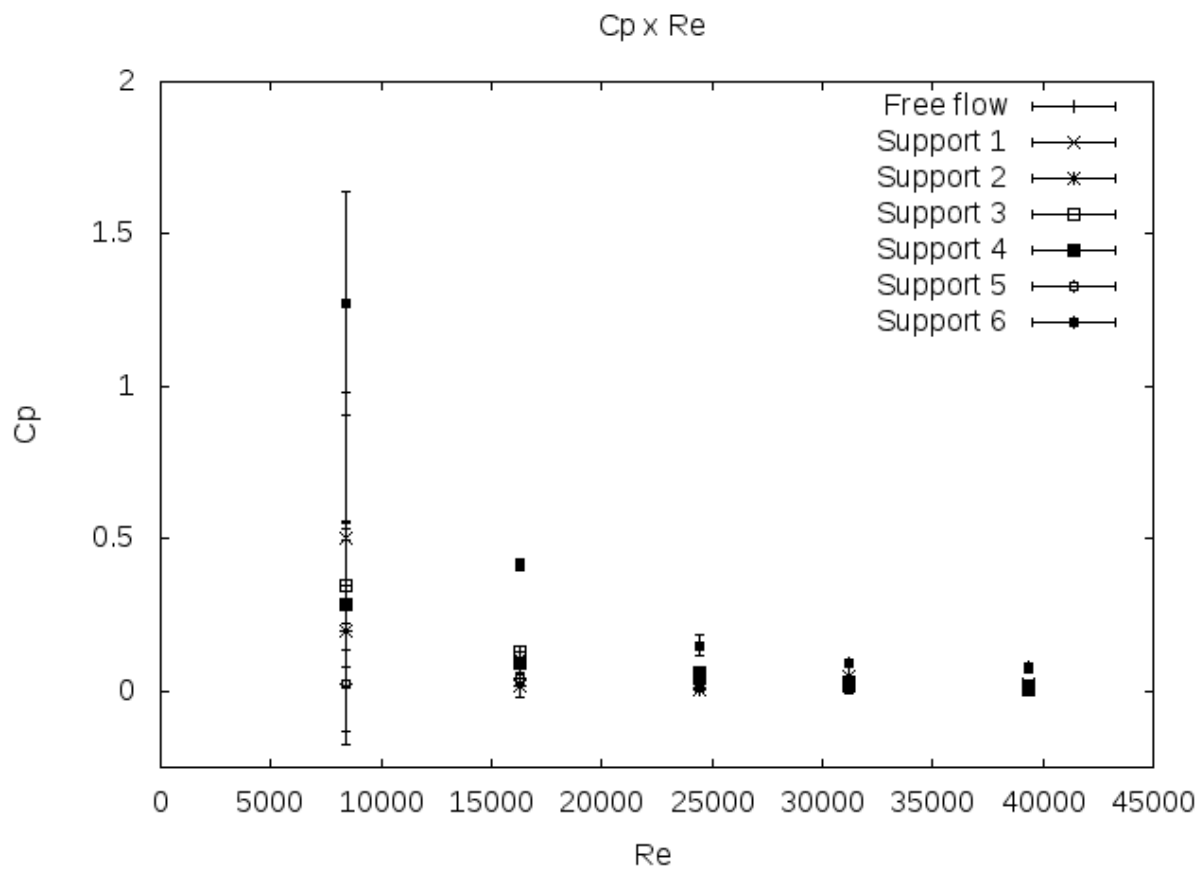


Figura 34 - Gráfico do coeficiente de pressão em função do número de Reynolds

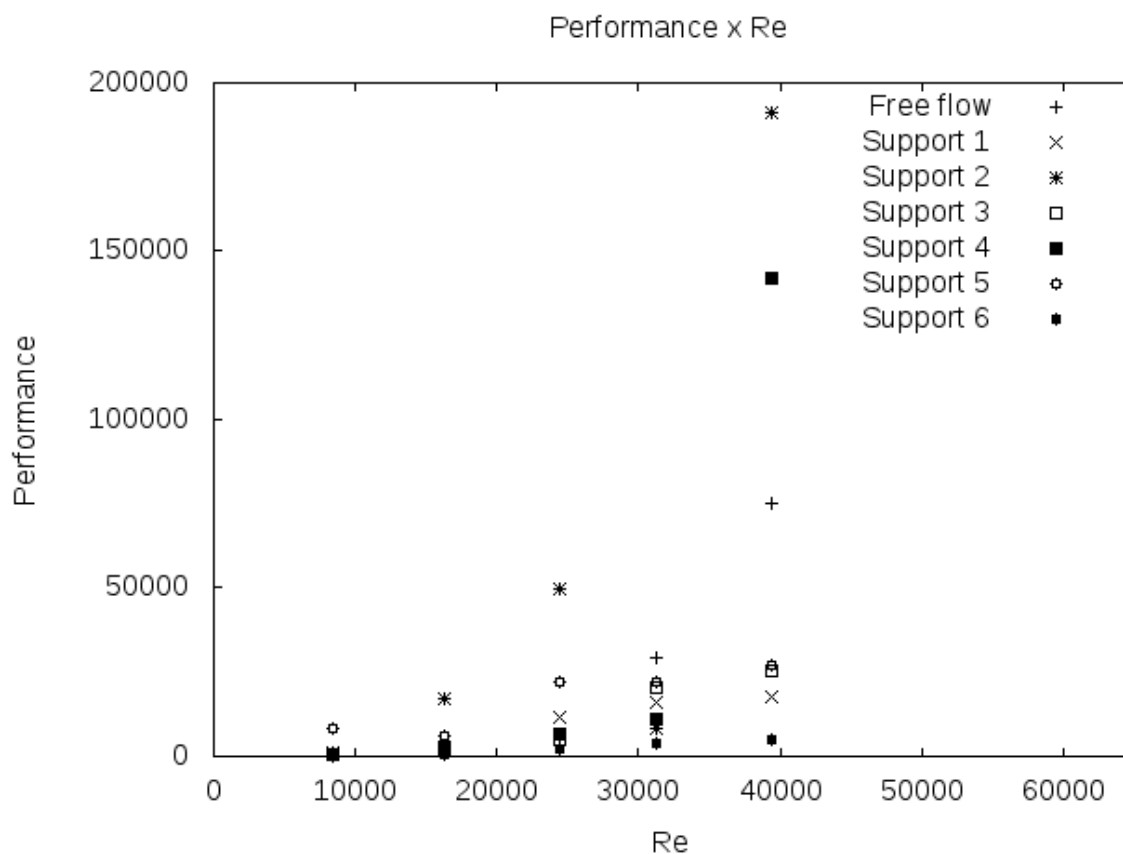


Figura 35 - Gráfico da performance em função do número de Reynolds

Com a análise dos dados da performance térmica e da queda de pressão, algumas observações pertinentes podem ser realizadas. É possível notar que, de acordo com os dados coletados, o coeficiente de pressão (C_p) é muito pequeno e, em alguns casos, possui um desvio padrão muito grande. Um dos motivos para que isso possa ocorrer é o escoamento ser turbulento, fazendo que o sensor perceba grandes variações de pressão em um mesmo teste, de forma que a relação entre a queda de pressão e o número de Reynolds não seja tão linear. Também é possível perceber uma consistência nos valores de queda de pressão para cada promotor de turbulência, sendo que a sexta configuração foi a que apresentou a maior diferença.

Já em relação à performance térmica, é possível perceber que, na maioria dos casos, a performance tendia a aumentar com o aumento do número de Reynolds. Isso pode ocorrer principalmente porque, como a queda de pressão medida no geral foi muito pequena, com o aumento da velocidade, o aumento da queda de pressão não foi muito significativo em relação ao aumento do número de Nusselt. Nota-se também que o promotor cinco, ao contrário do que mostrado no Gráfico (1), não foi o que obteve a pior performance. Como o promotor 6 teve uma queda de pressão significativamente maior, a performance térmica dele ficou aquém da performance dos outros promotores. O promotor cinco também foi o que teve uma queda mais significativa de performance com o aumento do número de Reynolds. Isso pode ser explicado justamente porque o promotor 5 foi o que teve o menor aumento

do número de Nusselt e teve uma queda de pressão pequena quando comparado aos outros promotores. No entanto, por não ter aumento significativo no número de Nusselt, o aumento da queda de pressão nele teve uma influência muito maior do que nos outros promotores.

Em conformidade com o Gráfico (1), a performance do promotor 2 subiu com o número de Reynolds, uma vez que a queda de pressão apresentada não aumentou muito com o aumento da velocidade. O promotor 2 teve uma performance crescente, possuindo o maior valor em três dos cinco números de Reynolds estudados.

Além disso, na Tabela (4), destacado com a cor mais escura pode-se perceber, para cada número de Reynolds, qual configuração de promotores teve o maior desempenho comparado à configuração de controle e o segundo maior desempenho comparativo destacado com a cor mais clara. É possível notar, em alguns casos, um aumento ou diminuição significativo de performance, que parece não seguir a tendência dos outros valores obtidos. Isso pode ser explicado pelas variações de pressão geradas pela turbulência que podem, em alguns experimentos, ser mais evidentes, gerando quedas de pressão muito altas ou muito baixas, não correspondendo com a realidade.

Após essa análise, pode-se concluir que promotores de turbulência são adequados para a melhoria do resfriamento de componentes eletrônicos, mesmo que o sistema em questão não seja exatamente igual a uma placa de circuito eletrônico. Pode-se afirmar isso uma vez que, caso a célula Peltier fosse substituída por uma placa de circuito eletrônico, a análise qualitativa permaneceria a mesma. O promotor 2 seria um dos mais adequados por ser o de melhor performance e melhor desempenho comparativo em 60% dos casos. Buscando um sistema mais eficiente, com equilíbrio entre potência necessária ao motor e performance, pode-se utilizar a configuração 2 aliada à velocidade de 9 m/s, já que, no respectivo número de Reynolds, o desempenho é um dos maiores entre todos os casos estudados, a potência necessária ao motor é intermediária e o desempenho comparativo foi o segundo melhor.

É importante também ressaltar que, para utilizações comerciais, como em coolers de computadores, a melhor configuração encontrada seria aplicável. Caso a velocidade de 9 m/s não pudesse ser atingida com o motor específico, ainda assim, conforme as Figuras (33) a (35) apresentadas, pode-se concluir que a utilização das geometrias estudadas como promotores de turbulência cumpriria o papel de melhorar a performance térmica do sistema em questão.

4 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Este capítulo apresenta as conclusões retiradas deste trabalho e também possíveis formas de continuar o presente estudo.

4.1 CONCLUSÕES

Conforme análise já apresentada na seção 3.3, pode-se concluir que o trabalho cumpriu seu papel ao mostrar que a utilização de promotores de turbulência pode ser uma forma de melhorar o resfriamento de componentes eletrônicos, sem uma perda tão grande de pressão, e propor uma configuração que melhore o resfriamento de componentes eletrônicos.

As Figuras (33) a (35), quando analisadas em conjunto, mostram que o promotor 2 é o promotor que possui maior capacidade de aumentar o número de Nusselt do caso estudado e também possui a melhor performance térmica, absoluta e relativa, em 60% dos casos.

Também é possível concluir que, por causa da precisão do sensor de pressão e do escoamento turbulento, alguns resultados não seguiram a mesma tendência dos outros resultados da mesma configuração. Isso abre caminho para futuros estudos na mesma área.

Também analisando esses resultados, mesmo que obtidos para uma placa plana não exatamente igual a uma placa de circuito eletrônico, pode-se concluir que a utilização de promotores de turbulência no resfriamento de componentes é capaz de economizar energia elétrica mesmo com a perda de pressão. Para quantificar de forma média, visto que o sistema é apenas uma simplificação de um sistema real, a capacidade de economia de energia, analisa-se a configuração recomendada e comparativamente a configuração de controle nas mesmas condições de escoamento.

Para o cálculo da economia de energia, será utilizada a Equação (59):

$$\Delta E = \left[(\dot{q}_{conv} - \dot{W}_{motor} - \dot{W}_{carga})_2 - (\dot{q}_{conv} - \dot{W}_{motor} - \dot{W}_{carga})_{Controle} \right] \Delta t. \quad (59)$$

Para os dois casos, como o túnel está ligado na mesma velocidade, a potência do motor será a mesma. De forma que:

$$\Delta E = \left[(\dot{q}_{conv} - \dot{W}_{carga})_2 - (\dot{q}_{conv} - \dot{W}_{carga})_{Controle} \right] \Delta t. \quad (60)$$

As Equações (61) e (62) mostram, respectivamente, o cálculo da perda de calor por convecção e da potência extra necessária para vencer a perda de carga.

$$\dot{q}_{conv} = h A \Delta T, \quad (61)$$

$$\dot{W}_{carga} = Q \Delta P, \quad (62)$$

onde A é a área da célula, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, ΔT é a diferença de temperatura máxima que o componente pode atingir, considerada 60°, e o fluido a temperatura ambiente, de 25°C, ΔP é a queda de pressão e Q é a vazão volumétrica do fluido. Mas têm-se as definições de h e Q:

$$h = \frac{Nu K}{D}, \quad (63)$$

$$Q = u A_{saída}. \quad (64)$$

Substituindo as Eq. (63) e (64) respectivamente nas Eq. (61) e (62) e, conseqüentemente, as Eq. (65) e (66) na Eq. (60):

$$\dot{q}_{conv} = \frac{Nu K}{D} A \Delta T, \quad (65)$$

$$\dot{W}_{carga} = u A_{saída} \Delta P, \quad (66)$$

$$\Delta E = \left[\left(\frac{Nu K}{D} A \Delta T - u A_{saída} \Delta P \right)_2 - \left(\frac{Nu K}{D} A \Delta T - u A_{saída} \Delta P \right)_{controle} \right] \Delta t. \quad (67)$$

As Tabelas (5) e (6) apresentam respectivamente os dados necessários para o cálculo da perda de calor por convecção e do trabalho para a perda de carga para a configuração de controle e para o promotor 2.

Tabela 5: Dados para o cálculo da energia da configuração de controle

Nu	299,049
K [W/(m.K)]	0,0257
D [m]	0,041
A [m²]	0,016
ΔT [K]	35
u [m/s]	9
$A_{saída}$ [m²]	0,016
ΔP [Pa]	4,405

Tabela 6: Dados para o cálculo da energia da configuração 2

Nu	361,211
K [W/(m.K)]	0,0257
D [m]	0,041
A [m²]	0,016
ΔT [K]	35
u [m/s]	9
$A_{saída}$ [m²]	0,016
ΔP [Pa]	0,635

Substituindo os valores presentes nas Tabelas (4) e (5) na Equação (67) e considerando que se deseja verificar a economia de energia em um mês, é obtida uma economia de energia de 57957120 J (22,36 J/s) ou 16,0992 kWh. Tendo como referência o preço do kWh de R\$ 0,62 em Brasília, em junho de 2017, a utilização da segunda configuração de promotores de turbulência na velocidade de 9 m/s gera uma economia de R\$ 9,98 para cada processador em que seja aplicada a mudança de geometria. No caso de um datacenter, onde existem milhares de processadores, essa economia crescerá proporcionalmente.

Ainda é possível notar, apenas com a análise da economia de energia por segundo, que mesmo desconsiderando as perdas de pressão, ou seja, mesmo diminuindo a energia gasta com o sistema de bombeamento, o número de Nusselt resultante ainda seria bem maior do que o número de Nusselt do sistema sem os promotores. Isso pode ser afirmado porque as perdas por pressão são muito pequenas quando comparadas com os ganhos em troca de calor.

4.2 TRABALHOS FUTUROS

Buscando aperfeiçoar os resultados e chegar a conclusões cada vez mais exatas, alguns estudos podem ser realizados. Como o fenômeno em questão é turbulento e possui um caráter não-linear, pode ser feito um estudo experimental-numérico com o intuito de entender melhor a dinâmica do escoamento.

Além disso, em relação à queda de pressão, os testes podem ser feitos com a utilização de um sensor mais preciso e que seja capaz de medir as pressões à jusante e à montante ao mesmo tempo. Ainda em relação à queda de pressão, pode-se desenvolver uma metodologia para prever a relação

entre o número de Nusselt e o ΔP , de forma a ter uma boa estimativa dos pontos em que a redução da energia gasta com o bombeamento ainda seja capaz de aumentar a troca de calor por convecção.

Ainda pode-se realizar outro estudo experimental, dessa vez mudando as condições testadas, de forma que o sistema se torne cada vez mais semelhante a um sistema real.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] David G. Thomas, **Enhancement of Forced Convection Heat Transfer Coefficient using Detached Turbulence Promoters**, I & E C Process Design and Development, 1967, Vol. 6, No. 3, pp. 385 – 390.
- [2] Xing Yang, Hui Yu, Rong Wang, Anthony G. Fane, **Analysis of the effect of turbulence promoters in hollow fiber membrane distillation modules by computational fluid dynamic (CFD) simulations**, Journal of Membrane Science, 2012, Vol. 415-416, pp. 758-769.
- [3] S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan, C. Thianpong, **Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters**, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2012, Vol. 60, pp. 42-48.
- [4] C. Thianpong, K. Yongsiri, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, **Thermal performance evaluation of heat exchanger fitted with twisted-ring turbulators**, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, Vol. 39, pp. 861-868.
- [5] Yong-Gang Lei, Chen-Hong Zhao, Chong-Fang Song, **Enhancement of Turbulent Flow Heat Transfer in a Tube with Modified Twisted Tapes**, Chemical Engineering and Technology, 2012, Vol. 35, No. 12, pp. 2133-2139.
- [6] M.M.K. Bhuiya, J.U. Ahamed, M.A.R. Sarkar, B. Salam, A.S.M. Sayem, A. Rahman, **Performance of turbulent flow heat transfer through a tube with perforated trip inserts**, Heat Transfer Engineering, 2014, Vol. 35, No. 1, pp. 43-52.
- [7] Gioacchino Cafiero, Stefano Discetti, Tommaso Astarita, **Heat transfer enhancement of impinging jets with fractal-generated turbulence**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, Vol. 75, pp. 175-183.
- [8] Li Li, Xiaoze Du, Yuwen Zhang, Lijun Yang, Yongping Yang, **Numerical simulation on flow and heat transfer of fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators**, International Journal of Thermal Sciences, 2015, Vol. 92, pp. 85-96.
- [9] F. Li, W. Meindersma, A.B. de Haan, T. Reith, **Novel spacers for mass transfer enhancement in membrane separation**, Journal of Membrane Science, 2005, Vol. 253, No. 1, pp. 1-12.
- [10] Site: < <https://webuser.scene.org/~esa/merlib/schauberger/>>, acessado em 15 de novembro de 2016.
- [11] St. Tiggelback, N.K. Mitra, M. Fiebig, **Experimental investigation of heat transfer enhancement and flow losses in a channel with double rows of longitudinal vortex generators**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1993, Vol. 36, No. 9, pp. 2327-2337.
- [12] Yong-Gang Lei, Ya-Ling He, Li-Ting Tian, Pan Chu, Wen-Quan Tao, **Hydrodynamics and heat transfer characteristics of a novel heat exchanger with delta-winglet vortex generators**, Chemical Engineering Science, 2010, Vol. 65, pp. 1551-1562.
- [13] J.M. Wu, W.Q. Tao, **Effect of longitudinal vortex generator on heat transfer in rectangular channels**, Applied Thermal Engineering, 2012, Vol. 37, pp. 67-72.
- [14] Takeo Tanaka, Masaaki Itoh, Toshio Hatada, Hitoshi Matsushima, **Influence of Inclination Angle, Attack Angle, and Arrangement of Rectangular Vortex Generators on Heat Transfer Performance**, Heat Transfer – Asian Research, 2003, Vol. 32, No. 3, pp. 253-267.
- [15] Jingchun Min, Bingqiang Zhang, **Numerical Studies of Convective Mass Transfer Enhancement in a Membrane Channel by Rectangular Winglets**, Chinese Journal of Chemical Engineering, 2014, Vol. 22, pp. 1061-1071.
- [16] H.G. Gomaa, S. Rao, M. Al Taweel, **Flux enhancement using oscillatory motion and turbulence promoters**, Journal of Membrane Science, 2011, Vol. 381, pp. 64-73.
- [17] N.M. Atef, M.H. Abdel-Aziz, Y.O. Fouad, H.A. Farag, G.H. Sedahmed, **Mass and heat transfer at an array of horizontal cylinders placed at the bottom of a square agitated vessel**, Chemical Engineering Research and Design, 2015, Vol. 94, pp. 449-455.
- [18] Frédéric J. Lesage, Éric V. Sempels, Nathaniel Lalande-Bertrand, **A study on heat transfer enhancement using flow channel inserts for thermoelectric power generator**, Energy Conversion and Management, 2013, Vol. 75, pp. 532-541.
- [19] Yasin Varol, Dogan E. Alnak, Hakan F. Oztop, Khaled Al-Salem, **Numerical analysis of heat transfer due to slot jets impingement onto two cylinders with different diameters**, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, Vol. 39, pp. 726-735.

- [20] Sajid Hussein Ali Al-Abbasi, **CFD Analysis of Enhancement of Turbulent Flow Heat Transfer in a Horizontal Circular Tube with Different Inserts**, European Scientific Journal, 2014, Vol. 10, No. 15, pp. 393-412.
- [21] G.H. Sedahmed, Y.A. El-Taweel, M.H. Abdel-Aziz, H.M. El-Naqeara, **Mass and heat transfer enhancement at the wall of cylindrical agitated vessel by turbulence promoters**, Chemical Engineering and Process: Process Intensification, 2014, Vol. 80, pp. 43-50.
- [22] H. Branover, A. Eidelman, M. Nagorny, **Use of turbulence modification for heat transfer enhancement in liquid metal blankets**, Fusion Engineering and Design, 1995, Vol. 17, pp. 719-724.
- [23] Francis Agyenim, Philip Eames, Mervym Smyth, **A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins**, Solar Energy, 2009, Vol. 83, pp. 1509-1520.
- [24] K.A.R. Ismail, F.A.M. Lino, **Fins and turbulence promoters for heat transfer enhancement in latent heat storage systems**, Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, Vol. 35, pp. 1010-1018.
- [25] Alberto García, Pedro G. Vicente, Antonio Viedma, **Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, Vol. 48, pp. 4640-4651.
- [26] K. Nanan, M. Pimsarn, W. Jedsadaratanachai, S. Eiamsa-ard, **Heat transfer augmentation through the use of wire-rod bundles under constant wall heat flux condition**, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, Vol. 48, pp. 133-140.
- [27] Smith Eiamsa-ard, Wayo Changcharoen, **Analysis of turbulent heat transfer and fluid flow in channels with various ribbed internal surfaced**, Journal of Thermal Science, 2011, Vol. 20, pp. 260-267.
- [28] Pongjet Promvonge, Wayo Changcharoen, Sutapat Kwankaomeng, Chinaruk Thianpong, **Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discret ribs**, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011, Vol. 38, pp. 1392-1399.
- [29] Alessandro Armellini, Luca Casarsa, Claudio Mucignat, **Experimental assessment of the aerothermal performance of the rib roughened trailing edge cooling channels for gas turbine blades**, Applied Thermal Engineering, 2013, Vol. 58, pp. 455-464.
- [30] Amnart Boonloi, **Effect of Flow Attack Angle of V-Ribs Vortex Generators in a Square Duct on Flow Structure, Heat Transfer, and Performance Improvement**, Modeling and Simulation in Engineering, 2014, Vol. 2014, pp. 1-11.
- [31] A. García, J.P. Solano, P.G. Vicente, A. Viedma, **The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils**, Applied Thermal Engineering, 2012, Vol. 35, pp. 196-201.
- [32] Zaid S. Kareem, Shahrir Abdullah, Tholudin M. Lazim, M.N. Mohd Jaafar, Ammar F. Abdul Wahid, **Heat transfer enhancement in three-start spirally corrugated tube: Experimental and numerical study**, Chemical Engineering Science, 2015, Vol. 134, pp. 746-757.
- [33] Jian Liu, Gongnan Xie, Terrence W. Simon, **Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, Vol. 81, pp. 563-577.
- [34] Yuming Chen, Frederik Arbeiter, Georg Schlindwein, **A comparative study of turbulence models for conjugate heat transfer to gas flow in a heated mini-channel**, Numerical Heat Transfer, 2012, Vol. 61, pp. 38-60.
- [35] P. Weihing, B.A. Younis, B. Weigand, **Heat transfer enhancement in a ribbed channel: Development of turbulence closures**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, Vol. 76, pp. 509-522.
- [36] G.L. Lioznov, V.G. Lushchik, M.S. Marakova, A.E. Yakubenko, **Freestream Turbulence Effect on Flow and Heat Transfer in the Flat-Plate Boundary Layer**, Fluid Dynamics, 2012, Vol. 47, pp. 590-592.
- [37] E.M. Sparrow, S.R. Chastain, **Effect of angle attack on the heat transfer coefficient for annular fin**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, Vol. 29, No. 8, pp. 1185-1191.
- [38] Mao-Yu Wen, Kuen-Jang Jang, **Forced convection heat transfer at an inclined and yawed round tube**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, Vol. 45, pp. 2031-2042.

- [39] K. Elshazly, M. Moawed, E. Ibrahim, M. Emara, **Experimental investigation of natural convection inside horizontal elliptic tube with different angles of attack**, Energy Conversion and Management, 2006, Vol. 47, pp. 35-45.
- [40] Irfan Kurtbas, **The effect of different inlet conditions of air in a rectangular channel on convection heat transfer: Turbulence flow**, Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, Vol. 33, pp. 140-152.
- [41] V.I. Terekhov, A.I. Gnyrya, S.V. Korobkov, **Vortex patterns of the turbulent flow around a single cube on a flat surface and its heat transfer at different attack angles**, Thermophysics and Aeromechanics, 2010, Vol. 17, No. 4, pp. 489-500.
- [42] Andreas Richter, Petr A. Nikrityuk, **New correlations for heat and fluid flow past ellipsoidal and cubic particles at different angles of attack**, Powder Technology, 2013, Vol. 249, pp. 463-474.
- [43] Habibollah Heidarzadeh, Mousa Farhadi, Kurosh Sedighi, **Convective heat transfer over a wall mounted cube at different angle of attack using large eddy simulation**, Thermal Science, 2014, Vol. 18, No. 2, pp. S301-S315.
- [44] J.C.K. Tong, E.M. Sparrow, W.J. Minkowycz, J.P. Abraham, **A new archive of heat transfer coefficients from square and chamfered cylinders at angles of attack in crossflow**, International Journal of Thermal Sciences, 2016, Vol. 105, pp. 218-223.
- [45] Sarthit Toolthaisong, Nat Kasayapanand, **Heat Transfer Enhancement in a Cross-Flow Heat Exchanger with Modified Air Angles of Attack**, Journal of Energy Engineering, 2016, Vol. 142, No. 3, pp. 04015044-1 – 04015044-6.
- [46] H.E. Ahmed, H.A. Mohammed, M.Z. Yusoff, **An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: Approaches and applications**, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, Vol. 16, pp. 5951-5993.
- [47] Xiang-Qi Wang, Arun S. Mujumdar, **Heat transfer characteristics of nanofluids: a review**, International Journal of Thermal Sciences, 2007, Vol. 46, pp. 1-19.
- [48] Sadik Kakaç, Anchasa Pramuanjaroenkij, **Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, Vol. 52, pp. 3187-3196.
- [49] Innocent Nkurikiyimfura, Yanmin Wang, Zhidong Pan, **Heat transfer enhancement by magnetic nanofluids – A review**, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, Vol. 21, pp. 548-561.
- [50] W. Yu, D.M. France, E.V. Timofeeva, D. Singh, J.L. Routbort, **Thermophysical property-related comparison criteria for nanofluid heat transfer enhancement in turbulent flow**, Applied Physics Letter, 2010, Vol. 96, pp. 213109-1 – 213109-3.
- [51] J.G.M. Kuerten, C.W.M. van der Geld, B.J. Geurts, **Turbulence modification and heat transfer enhancement by inertial particles in turbulent channel flow**, Physics of Fluids, 2011, Vol. 23, pp. 123301-1 – 123301-8.
- [52] A.A. Mohamad, **Myth about nano-fluid heat transfer enhancement**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, Vol. 86, pp. 397-403.
- [53] Adrian Bejan, **Convection Heat Transfer**, 4th Ed. New Jersey: Wiley, 2013, 658 p.
- [54] W.P. Jones, B.E. Launder, **The prediction of a laminarization with a two-equation model of turbulence**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1972, Vol. 15, pp. 301-314.
- [55] Site: <<http://www.tecmundo.com.br/refrigeracao/34687-ventos-de-50-km-h-ajudam-este-pc-nas-pesquisas-sobre-o-cancer.htm>>, acessado em 10 de outubro de 2016.

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Desenho técnico da bancada experimental	58
Anexo II	Programa em Arduino – LM35	60
Anexo III	Programa em Arduino – Sensor infravermelho	61
Anexo IV	Programa em Arduino – Sensor de pressão	66


```
float tempa;

float time;

int tempPina = 0;
int tempPinb = 1;

void setup() {
  Serial.begin(9600);

}

void loop() {
  tempa = analogRead(tempPina)*0.4887585532746823069403714565;
  tempb = analogRead(tempPinb)*0.4887585532746823069403714565;
  time = millis()*0.001;

  Serial.print(time);
  Serial.print("\t");
  Serial.print(tempa);
  Serial.print("\t");
  Serial.print(tempb);
  Serial.print("\t");

  Serial.println();
  delay(1000);
}
```

```
#include <i2cmaster.h>

void setup(){
    Serial.begin(9600);
    Serial.println("Setup...");

    i2c_init(); //Initialise the i2c bus
    PORTC = (1 << PORTC4) | (1 << PORTC5); //enable pullups
}

void loop(){
    int dev = 0x5A<<1;
    int data_low = 0;
    int data_high = 0;
    int pec = 0;

    i2c_start_wait(dev+I2C_WRITE);
    i2c_write(0x07);

    // read
    i2c_rep_start(dev+I2C_READ);
    data_low = i2c_readAck(); //Read 1 byte and then send ack
    data_high = i2c_readAck(); //Read 1 byte and then send ack
    pec = i2c_readNak();
    i2c_stop();
}
```

//This converts high and low bytes together and processes temperature, MSB is a error bit and is ignored for temps

```
double tempFactor = 0.02; // 0.02 degrees per LSB (measurement resolution of the MLX90614)
```

```
double tempData = 0x0000; // zero out the data
```

```
int frac; // data past the decimal point
```

```
// This masks off the error bit of the high byte, then moves it left 8 bits and adds the low byte.
```

```
tempData = (double)((((data_high & 0x007F) << 8) + data_low));
```

```
tempData = (tempData * tempFactor)-0.01;
```

```
float time;
```

```
float celcius = tempData - 273.15;
```

```
float fahrenheit = (celcius*1.8) + 32;
```

```
time = millis()*0.001;
```

```
Serial.print(time);
```

```
Serial.print("\t");
```

```
Serial.print("Celcius: ");
```

```
Serial.println(celcius);
```

```
Serial.print("Fahrenheit: ");
```

```
Serial.println(fahrenheit);
```

```
Serial.print("\t");
```

```
Serial.print("\t");
```

```
delay(1000); // wait a second before printing again
```

```
}
```

```
const float SensorOffset = 35.0;

// the setup routine runs once when you press reset:

void setup() {

  // initialize serial communication at 9600 bits per second:
  Serial.begin(9600);
}

// the loop routine runs over and over again forever:

void loop() {

  // read the input on analog pin 0:
  float time = millis()*0.001;

  float sensorValue = (analogRead(A0)-SensorOffset)/100.0; //Do maths for calibration

  // print out the value you read:
  Serial.print(time);

  Serial.print(" Diferenca de pressao: ");

  Serial.print(sensorValue,2);

  Serial.println(" kPa");

  delay(1000);    // delay in between reads for stability
}
```