

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



Juliana Leão Caldas

**Coeficiente Local de Transferência de Calor na  
Superfície de um Cilindro Sob Escoamento Cruzado  
de Ar**

**Projeto de Graduação**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Sergio Leal Braga

Rio de Janeiro  
Dezembro de 2019

## **Agradecimentos**

Ao professor Sergio Leal Braga pela orientação e estímulo.

Aos meus pais e avó pela criação e por sempre apoiarem minhas escolhas, tanto no curso quanto na vida.

Aos meus colegas de graduação e da Equipe Riobotz que tornaram essa jornada mais divertida e enriquecedora.

Aos meus amigos de infância pelo apoio e carinho.

Aos meus treinadores Fábio Leão e Nilson Junior por me ensinarem a não desistir, e aos companheiros de treino pelos quilômetros rodados juntos.

## **RESUMO**

### **Coeficiente Local de Transferência de Calor na Superfície de um Cilindro Sob Escoamento Cruzado de Ar**

No presente trabalho, será exposto os fatores envolvidos nos processos de transferência de calor em estruturas de unidades de produção offshore submetidas à radiação térmica devido à chama do sistema Flare. Um aparato experimental é sugerido para a avaliação da distribuição de temperatura em um tubo cilíndrico aquecido sob escoamento cruzado de ar gerado por um túnel de vento instalado na própria universidade da PUC-Rio. A transferência de calor por convecção ocorre da superfície do tubo aquecido para o fluido que está escoando, e o coeficiente local ou médio de convecção de calor,  $h$ , é importante para a determinação de taxas de transferência de calor em análises onde esse tipo de configuração está presente. Análises teóricas para o cálculo desse coeficiente são avaliadas para diferentes valores de número de Reynolds e relacionadas com o número de Nusselt.

Palavras chaves: Sistemas Flare, transferência de calor, coeficiente de transferência de calor, escoamento cruzado, cilindro aquecido.

## **ABSTRACT**

### **Local Coefficient of Heat Transfer on the Surface of a Cylinder Under Cross Flow**

In present work, the factors involved in the heat transfer processes in structures of offshore production units submitted to thermal radiation due to the Flare system will be exposed. An experimental apparatus is suggested for the evaluation of the temperature distribution in a heated tube under cross flow of air through a wind tunnel installed at PUC-Rios's university. Convection heat transfer occurs on the surface of the heated pipe to the fluid which is in cross flow, and the local or average heat convection coefficient,  $h$ , is important for verifying heat transfer rates in tests where such configuration is present. Theoretical analyzes for calculating this coefficient are evaluated for different Reynolds number values and related to Nusselt number.

Key-words: Flare Systems, heat transfer, heat transfer coefficient, cross flow, heated cylinder.

## SUMÁRIO

1. Introdução	9
1.1. Cenário e Aplicação do Sistema Flare	10
1.2. Condições de Queima	11
1.3. Proposta do Projeto	12
2. Revisão Bibliográfica	13
2.1. Tipos e Componentes do Sistema Flare	13
2.2. Transferência de Calor por Convecção Forçada	14
2.3. Radiação Térmica	15
2.4. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção	16
2.5. Escoamento Cruzado Sobre Cilindros	16
2.6. Transferência de Calor em um Cilindro Aquecido por Ar	18
3. Metodologia	20
3.1. Aspectos Gerais para o Tubo Aquecido	20
3.2. Procedimento Experimental	21
4. Modelo Teórico do Cálculo do Coeficiente Local de Transferência de Calor	26
4.1. Método de Giedt (8)	26
4.2. Método Empírico para o Coeficiente de Transferência de Calor Médio	28
4.3. Comparação entre os Métodos	31
5. Conclusões	32
6. Referência Bibliográfica	33
APÊNDICE A	33
ANEXO 1	34

## Lista de Figuras

Figura 1: Plataforma Bacia de Campos (Petrobras, 2019)	9
Figura 2: Estrutura do Flare	11
Figura 3: Tubo Queimador (Pipe-Flare) (4).	14
Figura 4: Formação da Camada Limite sobre um Cilindro Circular (6).	17
Figura 5: Perfil de Velocidades Associado à Separação do Escoamento sobre um Cilindro Circular (6)	18
Figura 6: Número de Nusselt Local para a transferência de calor em um Cilindro sob Escoamento Cruzado (8)	19
Figura 7: Esquema da Instalação Experimental para o Tubo Aquecido	20
Figura 8: Detalhe do Sistema de Montagem do Tubo Aquecido.	22
Figura 9: Imagem Ilustrativa dos Aquecedores do Fabricante Omega	22
Figura 10: Esquema do Procedimento Experimental do Tubo Aquecido	24
Figura 11: Diagrama de Fluxo do Cálculo Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção	25
Figura 12: Experimento para medir o coeficiente de transferência de calor por convecção $h$ .	28
Figura 13: Representação Adimensional das Medidas de Transferência de Calor	31
Figura 14: Comparação Adimensional entre as Correlações (8) e (10).	31

## Lista de Tabelas

Tabela 1: Valores iniciais do Experimento	21
Tabela 2: Planejamento do Experimento	24
Tabela 3: Valores de Reynolds, $\beta$ e Nusselt.	26
Tabela 4: Valores do Coeficiente de Transferência de calor $h$ no ponto de Estagnação.	27
Tabela 5: Constantes para serem usadas na Eq (4.3) baseadas em (10).	29
Tabela 6: Valores Médios dos Coeficientes de Transferência de Calor $h$ ao longo do tubo (10)	30

## Símbolos

A	área, m <sup>2</sup>
D	diâmetro, m
E	poder emissivo, W/m <sup>2</sup>
h	coeficiente de transferência de calor por convecção, W/(m <sup>2</sup> ·K)
i	corrente elétrica, A
k	condutividade térmica, W/(m·K)
L	comprimento, m
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
q	taxa de transferência de calor, W
R	resistência elétrica, ohms
Re	número de Reynolds
T	temperatura, K
u <sup>∞</sup>	Velocidade do fluido na corrente livre, m/s
V	velocidade a montante
x	distância em torno da circunferência do cilindro medida a partir do ponto de estagnação, m

## Letras Gregas

β	inclinação da distribuição de velocidade medida
ε	emissividade
μ	viscosidade absoluta do ar, kg/(s·m)
ν	viscosidade cinemática, m <sup>2</sup> /s
ρ	densidade, kg/m <sup>3</sup>
σ	constante de Stefan-Boltzmann, W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )
θ	ângulo, rad



## Subscritos

D	diâmetro
f	propriedade do fluido
i	condição inicial
s	condição na superfície

## 1. Introdução

A operação de um sistema Flare em plataformas offshore consiste em conduzir gás por uma tubulação, onde, ao final desta, queima-se esse gás. O Flare opera de forma contínua e faz parte dos processos produtivos. A chama, de intensidade variável, provoca uma irradiação de calor que afeta as pessoas e os equipamentos ao seu redor.

O local e as dimensões estruturais do sistema de suporte dos queimadores são determinados a partir dos níveis de radiação emanados e da dispersão dos gases e produtos da combustão. Portanto, quanto mais eficiente for o sistema Flare, menos radiação térmica e conseqüentemente menor estruturas e gases descartados para o meio ambiente.



Figura 1: Plataforma Bacia de Campos (Petrobras, 2019)

Neste projeto, estuda-se o caso em que o tubo suporte do Flare é inclinado e serve também como condutor para o escoamento do gás a ser queimado. Esse tubo está submetido à convecção natural e forçada do meio ambiente. Na porção interna do tubo, serão instaladas resistências para simular o aquecimento desse por conta do gás.

## 1.1. Cenário e Aplicação do Sistema Flare

As unidades de produção offshore podem ser agrupadas em fixas e as flutuantes (semisubmersíveis). As primeiras têm estrutura de aço e são instaladas em lâmina d'água pequena de até 300 m de profundidade e são fixadas no fundo do mar por um sistema de estacas cravadas. Já as flutuantes operam em lâminas d'água com mais de 2.000 m de profundidade e são estabilizadas por colunas.

Nessas plantas, como já mencionado, o processo de *flaring* é a eliminação segura de grandes quantidades de gases e vapores inflamáveis indesejados na indústria do petróleo. Esse descarte é realizado quando ocorrem situações anormais de operação e então medidas de segurança necessárias serão tomadas para a proteção das pessoas e das instalações.

A lança, tubo de sustentação dos queimadores de gás é comumente utilizada, pois garante maior segurança tanto a linha de produção quanto a vazamentos acidentais de óleo pela própria tocha e de gás. A lança da tocha, as tubulações de condução do gás e a própria tocha, possuem peso considerável e estão localizadas externamente ao convés principal.

No entanto, durante o processo de combustão o próprio sistema Flare pode se tornar uma fonte de risco devido à intensidade radiante da chama, que caso afete o pessoal técnico pode gerar efeitos negativos à saúde humana. Como exemplo pode-se citar: queimaduras de pele, distúrbios comportamentais, insolação e até mesmo morte. Já nos equipamentos podem-se citar danos nas peças plásticas e derretimento de mangueiras e o comprometimento da integridade estrutural de estruturas de aços e alumínio (1). Os níveis de radiação térmica permissíveis são regulados pela norma técnica API-STD-521 (2), a qual contém diretrizes que estabelecem requisitos técnicos de segurança e princípios de gerenciamento de riscos.



Figura 2: Estrutura do Flare

## 1.2. Condições de Queima

Na plataforma marítima, existem diversas razões para as quais uma determinada vazão de gás deve ser queimada. Em cada uma dessas condições, o gás possui vazão, composição, temperatura, pressão e demais características físicas e químicas próprias.

Segundo (3), as condições de queima mais comuns são:

- a) Normal: pequena vazão de gás, liberada pelo funcionamento padrão de alguns equipamentos da plataforma, tais como desaeradores de água, separadores de água-óleo, etc. A duração dessa queima é permanente;
- b) Contínua: Vazão de gás que pode ser grande, liberada pela saída de operação de um ou vários equipamentos, tais como compressores de gás, etc. Essa queima pode durar desde algumas horas até semanas;
- c) Emergência devida a Alívio: Vazão de gás liberada para queima devido à abertura de alguma válvula de alívio com o objetivo de reduzir a

pressão interna de um vaso. Essa vazão é de porte médio e de duração de alguns minutos.

- d) Emergência devida à Despressurização: Vazão de gás de um só vaso da planta toda ou de um gasoduto submarino, liberada para queima com o objetivo de colocar essas partes do sistema de produção numa condição mais segura. No caso de despressurização de toda a planta, a vazão será muito grande e a duração de cerca de 15 minutos.
- e) Emergência devida a Fogo: quando uma área da plataforma está submetida a fogo, um ou mais vasos enviam para a tocha gás de alto peso molecular, produzido pelo aquecimento do petróleo, a níveis elevados de temperatura. A vazão de gás é grande e de alto poder calorífico.

### **1.3. Proposta do Projeto**

A motivação deste projeto consiste em apresentar os estudos feitos para a determinação da distribuição de temperatura em um tubo aquecido para então determinar o coeficiente  $h$  de Transferência de calor por Convecção.

Na revisão Bibliográfica serão abordados os parâmetros que afetam a estimativa de distribuição de temperaturas assim como o tipo de escoamento transversal, fator de forma, coeficientes de transferência de calor por condução e convecção, entre outros aspectos relevantes para a compreensão do presente trabalho.

Em seguida, será explicado toda a metodologia, aparato experimental e os testes a serem efetuados no próprio campus da PUC-Rio.

Por fim, é avaliado o modelo teórico para o cálculo do coeficiente de transferência de calor a partir de correlações já existentes na literatura e estes valores serão comparados no futuro com aqueles encontrados experimentalmente.

## 2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será apresentada a terminologia básica para a compreensão da distribuição de temperatura em uma geometria cilíndrica tal em um sistema *flare* assim como textos de apoio que guiarão todo o procedimento experimental deste projeto.

### 2.1. Tipos e Componentes do Sistema Flare

A função primária de um sistema Flare é a utilização do processo térmico de combustão para tornar gases inflamáveis, tóxicos ou corrosivos em compostos menos danosos. Quando se projeta um sistema Flare, vários fatores influenciam a sua elaboração, tal como a disponibilidade de espaço, as características do gás de combustão e sua composição e investimentos econômicos (2).

Normalmente, esse sistema é composto de três elementos: a torre (stack), o selo (seal) e o queimador (tip) instalado no topo da torre. Outros componentes auxiliares do sistema são: vaso de separação de líquido (knock-out-drum), vaso de selagem hidráulica (water seal), pilotos, ignitores, retentores de chama e sistema de controle (4). O componente mais importante do sistema de Flare é o queimador, uma vez que o diâmetro e o arranjo construtivo do queimador afetam as características da chama e então, a radiação térmica resultante.

Conforme *Pagot* (3), atualmente existem vários tipos de queimadores desenvolvidas especificamente para plataformas marítimas. Nessa aplicação, o gás é descartado o mais próximo possível da plataforma, exigindo menores estruturas auxiliares de sustentação das tochas. Para o atendimento dessa exigência, é necessário que elas queimem o gás liberando a maior parcela possível de energia por convecção e, em contraposição, reduzindo a emissão de energia por radiação. A mais simples estrutura de queimador é referida como pipe-flare, mostrado na Figura 3, que é formado por um tubo com um dispositivo de retenção de chama e um piloto ignitor. A descarga do gás ocorre através de uma abertura.

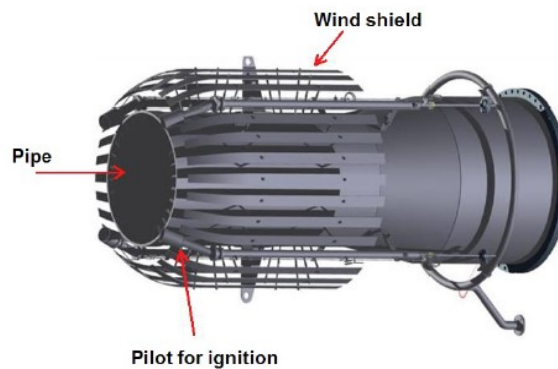


Figura 3: Tubo Queimador (Pipe-Flare) (4).

A torre é uma estrutura metálica tubular, composta de um ou mais tubos principais e vários tubos secundários, formando uma treliça que possui as principais funções:

- Manter o queimador de gás afastado da área de trabalho para que a radiação térmica emitida pela tocha não ultrapasse os níveis admissíveis nas áreas ocupadas pelas pessoas e também não danifique os equipamentos;
- Suportar as tubulações que conduzem o gás para a queima e outras tubulações auxiliares, desde o convés até a tocha;
- Suportar a passarela de acesso à tocha, desde a plataforma até a extremidade da lança.

## 2.2. Transferência de Calor por Convecção Forçada

A transferência de calor é a ciência que estuda as características de energia entre corpos materiais causadas por transferência de temperatura. A termodinâmica ensina que esta energia transferida é definida como calor (5).

A convecção forçada abrange dois mecanismos. Além da transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório, a energia também é transferida através do movimento global do fluido. Esse movimento do fluido está associado ao fato de que, em um instante qualquer, muitas moléculas estão se movimentando coletivamente. Tal movimento, na presença de um gradiente de temperatura contribui para a transferência de calor. Na convecção forçada, o movimento relativo entre o fluido e a superfície é mantido por meios

externos, como um ventilador/soprador, e não pelas forças de empuxo devidas aos gradientes de temperatura no fluido (6).

### 2.3. Radiação Térmica

De acordo com *Incropera* (6), a radiação térmica pode ser associada à taxa na qual a energia é emitida pela matéria como resultado de sua temperatura não nula, ou seja, acima do zero absoluto (0 K). Essa energia em forma de calor é transportada por ondas eletromagnéticas e não requer nenhum meio material para se propagar, ao contrário do calor transferido por convecção ou condução. A radiação em geral inclui um amplo espectro eletromagnético de comprimentos de onda, mas a radiação térmica é definida como a porção do espectro com comprimentos de onda entre  $10^{-7}$  e  $10^{-4}$  m. Em um sistema de Flare, esse comprimento de onda varia entre  $10^{-6}$  e  $10^{-4}$  m, dos quais 46% correspondem à radiação infravermelha (7).

A radiação que é emitida pela superfície tem sua origem na energia térmica da matéria delimitada pela superfície e a taxa na qual a energia é liberada por unidade de área ( $W/m^2$ ) é conhecida como poder emissivo,  $E$ , da superfície (6). Há um limite superior para o poder emissivo que é determinado pela lei de Stefan-Boltzmann a seguir:

$$E_b = \sigma T_s^4 \quad (2.1)$$

Na qual  $T_s$  é a temperatura absoluta (K) da superfície e  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ ). Tal superfície é chamada de corpo negro.

O fluxo térmico emitido por uma superfície real é menor do que aquele emitido por um corpo negro à mesma temperatura e é dado por

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (2.2)$$

Em que  $\varepsilon$  é a emissividade e depende do material e acabamento da superfície.

Esse valor varia entre  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ .



## 2.4. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção depende das condições na camada-limite térmica, as quais, por sua vez, são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e do transporte do fluido. O número adimensional de Reynolds, que estabelece uma razão entre as forças de inércia e as forças viscosas, é um dos mais importantes fatores para esse cálculo. Como definido por Osborne Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (2.3)$$

Onde  $V$  é a velocidade média do fluido,  $D$  é a dimensão característica e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido.

O efeito global da convecção pode ser expresso através da lei de Newton do resfriamento:

$$q = hA(T_p - T_\infty) \quad [W] \quad (2.4)$$

A taxa de transferência de calor é relacionada por  $T_p$  que é a temperatura da parede,  $T_\infty$  temperatura do fluido e  $A$  é a área superficial. A quantidade  $h$  é chamada de coeficiente de transferência de calor por convecção e a Equação (2.4) é a definição desse parâmetro.

## 2.5. Escoamento Cruzado Sobre Cilindros

Chama-se de camada limite a região do escoamento que se desenvolve próximo à parede onde os efeitos da viscosidade são observados. A pressão através dessa camada é essencialmente constante em qualquer posição  $x$  no corpo.

No caso do cilindro, segundo (5) podemos medir a distância  $x$ , como indicado na Figura 4, a partir do ponto de estagnação, onde a velocidade do fluido na corrente livre  $u_\infty=0$ . À medida que o escoamento progride ao longo da parte anterior do cilindro, sob a influência de um gradiente de pressão favorável ( $dp/dx < 0$ ), a pressão diminui e depois aumenta ao longo da parte posterior, resultando em um aumento da velocidade da corrente livre ( $du_\infty/dx >$

0 quando  $dp/dx < 0$ ) na parte anterior do cilindro e uma diminuição na parte posterior .

Como a pressão é admitida constante através da camada limite, notamos que pode ocorrer escoamento reverso nessa região junto à superfície. Quando o gradiente de velocidade na superfície se anula, dizemos que o escoamento atingiu um ponto de separação, como se pode observar na Figura 5. Essa é uma condição aonde a camada-limite se desloca e uma esteira é formada a jusante do corpo.

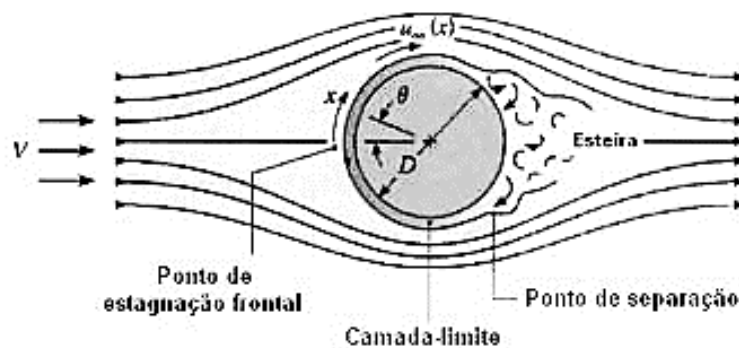


Figura 4: Formação da Camada Limite sobre um Cilindro Circular (6).

A força de arrasto sobre o cilindro é o resultado da combinação da resistência de atrito e o atrito de pressão, resultante de uma região de baixa pressão na parte posterior do cilindro criada pelo processo de separação do escoamento. Para número de Reynolds altos, o escoamento da camada limite pode se tornar turbulento, resultando num perfil de velocidade mais pronunciado e numa separação tardia do escoamento. Em termos quantitativos, para  $Re \leq 2 \times 10^5$  o ângulo  $\theta$  de separação é da ordem de  $80^\circ$ , para  $Re \geq 2 \times 10^5$  o ângulo é da ordem de  $140^\circ$ .

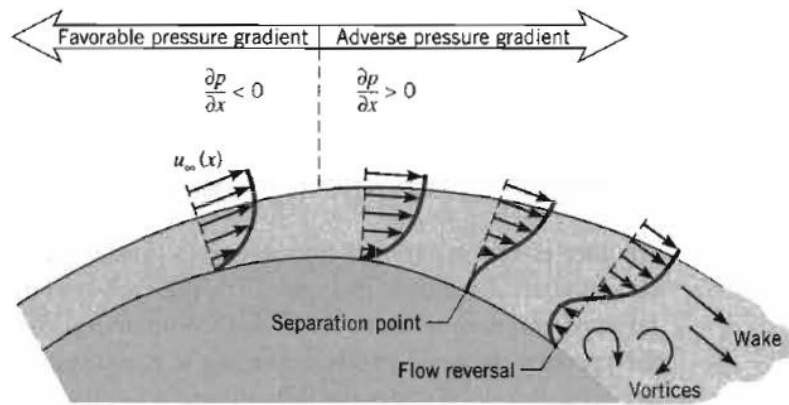


Figura 5: Perfil de Velocidades Associado à Separação do Escoamento sobre um Cilindro Circular (6)

## 2.6. Transferência de Calor em um Cilindro Aquecido por Ar

A utilização de coeficientes locais de convecção externa forçada é a hipótese fortemente considerada durante a elaboração desta parte do projeto. As informações sobre valores locais são obtidas de acordo com a forma experimental a ser adotada. O mais conhecido desses textos é o artigo publicado por Giedt (8), que fornece para alguns valores de número de Reynolds, curvas de variação do número de Nusselt ao longo do perímetro externo da seção de um cilindro horizontal sofrendo escoamento de ar.

O número de Nusselt é uma grandeza que representa a razão entre o coeficiente de transferência de calor por convecção e condução baseada na análise dimensional, que é definida como:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (2.5)$$

Segundo Giedt, para baixos valores de número de Reynolds (70.800 e 101.300) ocorre um ponto de mínimo do coeficiente de transferência de calor nas proximidades do ponto de separação. Já para valores de Reynolds mais elevados, são observados dois pontos de mínimo. O primeiro ocorre no ponto de transição da camada-limite de laminar para turbulenta, e o segundo ocorre quando a camada limite turbulenta se separa. Há um rápido aumento na transferência de calor quando a camada limite se torna turbulenta. Podemos observar este comportamento no gráfico experimental abaixo, Figura 6, fornecida no próprio artigo de Giedt (8).

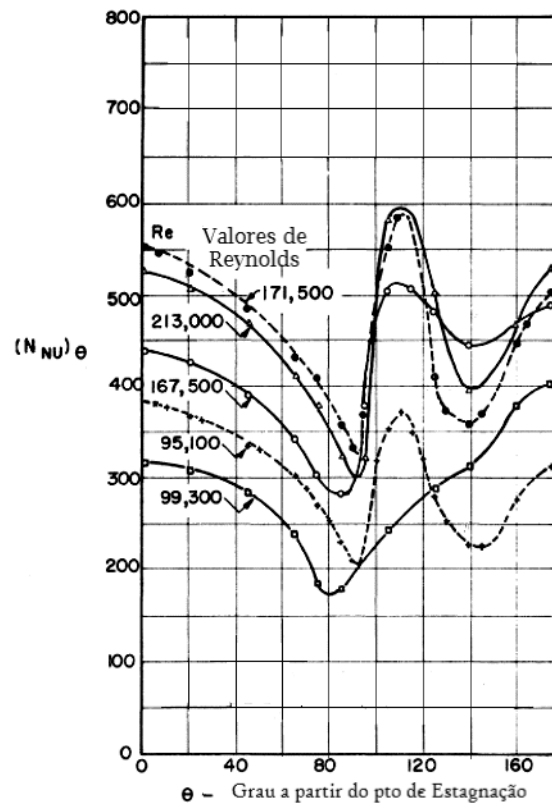


Figura 6: Número de Nusselt Local para a transferência de calor em um Cilindro sob Escoamento Cruzado (8)

Em seu experimento, Giedt utilizou um tubo de Bakelite e o dividiu em três seções em que nelas foram colocadas fitas de superfície aquecidas eletricamente. A seção de teste principal foi montada defronte um túnel de vento em que era possível ajustar o nível de turbulência da corrente livre  $u_\infty$ .

A partir da corrente de entrada e da variação de temperatura nas fitas foi possível calcular o coeficiente de transferência de calor com a relação:

$$h_\theta = (q/A) / (t - t_\infty) \sim (i^2 R) / (T - T_\infty) \quad (2.6)$$

Neste trabalho, será utilizado como base um tubo onde todo seu perímetro de teste seja aquecido por resistências elétricas e não apenas algumas seções do tubo como o de Giedt.

### 3. Metodologia

#### 3.1. Aspectos Gerais para o Tubo Aquecido

Para o desenvolvimento desta parte do projeto alguns requisitos foram predeterminados, como o diâmetro do tubo do Flare na plataforma offshore e a faixa de velocidade do ar que escoa externamente a este.

A partir disso, planeja-se montar uma instalação experimental em escala reduzida, como na Figura 7, do tubo em um túnel de vento. O tubo será fixado em um suporte de acordo com a Figura 8.

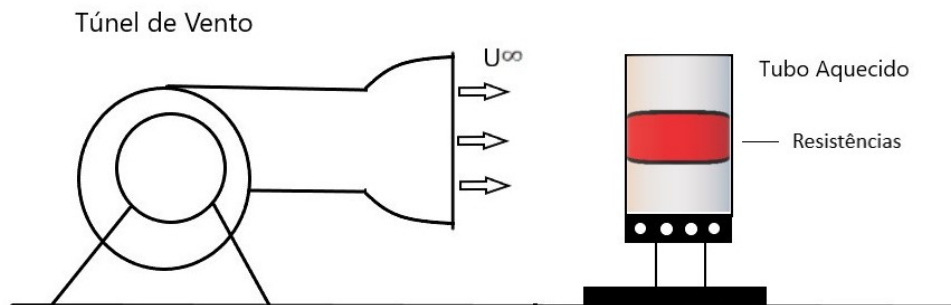


Figura 7: Esquema da Instalação Experimental para o Tubo Aquecido

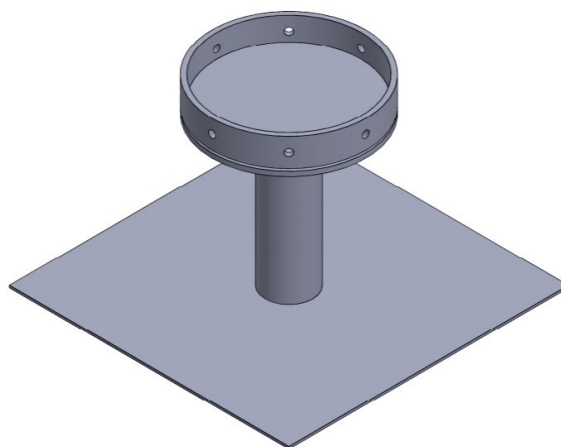


Figura 8: Suporte de Fixação do Tubo Aquecido

Como dados iniciais do projeto têm-se definidos os seguintes parâmetros definidos na tabela a seguir para a temperatura do ar à  $T_{\infty}=20^{\circ}\text{C}$ :

PARÂMETRO	VALOR	DESCRIÇÃO
$u_{\infty}$	[0.5,30.0] m/s	Velocidade Corrente Livre
$\rho$	1,2052 kg/m <sup>3</sup>	Densidade do Ar
$\nu$	$15,12 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	Viscosidade Cinemática do Ar
K	0,0256 W/mK	Condutividade Térmica do Ar
Pr	0,714	Número de Prandtl
$D_{\text{ext}}$	33 cm	Diâmetro Externo do Tubo
$Re_{\text{max}}$	$6 \times 10^5$	Número De Reynolds de Campo

Tabela 1: Valores iniciais do Experimento

### 3.2. Procedimento Experimental

Para este experimento, optou-se por fazer uma montagem simplificada de uma estrutura que simulasse o sistema de tubulação do Flare. Teremos então três componentes principais explicados a seguir.

Um tubo de Nylon como a estrutura interna. Tal material foi escolhido em comparação à um de metal por ser mais leve, bom isolante elétrico, suporta as temperaturas de trabalho dentro dos limites do projeto e de menor custo financeiro. No perímetro externo desse tubo serão fixadas as resistências elétricas que garantirão o aquecimento. Por fim, serão acopladas em cada resistência, finas placas de Alumínio formando a parede externa do aparato experimental, que será aquecido pelas resistências. O espaço entre cada resistência será o mínimo possível e o mesmo será preenchido com material isolante, como parafina. A Figura 9 ilustra esta montagem.

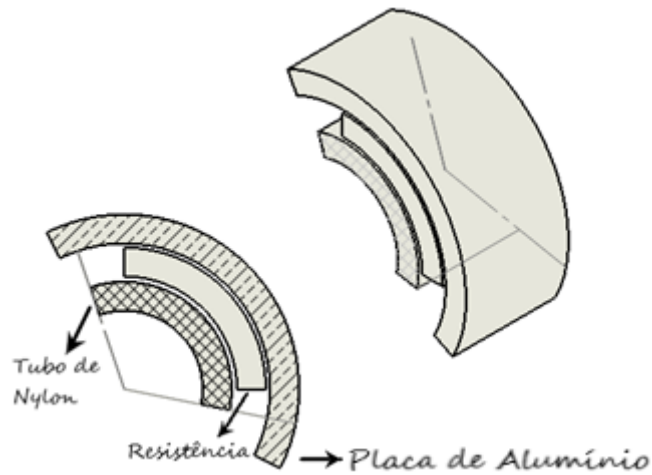


Figura 9: Detalhe do Sistema de Montagem do Tubo Aquecido.

Portanto, para esta parte do projeto pode-se enumerar os seguintes componentes que serão utilizados:

- Um tubo de Nylon com 33 cm de diâmetro externo e 1 ½” de espessura de parede e 1m de comprimento.
- Duas Resistências 30 cm x 30 cm e duas resistências 30 x 5 cm Flexíveis de Silicone e Fibra de Vidro com potência elétrica de 10 Watt/in<sup>2</sup> - Omega – (Figura 10 e Anexo 1)
- Chapa de Alumínio 40 cm x 100 cm com 2 mm de espessura
- Difusor, câmara de estabilização e ventilador que compõe a instalação do túnel de vento.

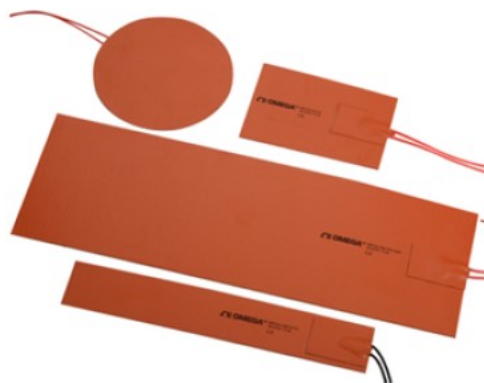


Figura 10: Imagem Ilustrativa dos Aquecedores do Fabricante Omega

Para conseguir mensurar a temperatura no tubo, e conseqüentemente seu coeficiente de transferência de calor, será feita uma instrumentação com resistências elétricas distribuídas ao longo da seção de teste de um tubo com tamanho reduzido. Essas resistências aquecerão de forma uniforme toda a superfície do tubo simulando a passagem de gás do Sistema Flare.

Em seguida, o tubo será colocado próximo ao túnel de vento de forma que a porção central seja constantemente atingida com o vento. A velocidade  $U_{\infty}$  do vento será ajustada por um anemômetro instalado próximo à saída do duto do túnel. Serão impostas então, diferentes temperaturas e velocidades de escoamento do vento, para simular as mesmas condições sofridas pelo Flare nas plataformas offshore. Esses valores serão observados em um sistema de aquisição de dados.

Na figura abaixo, tal como no fluxograma da Figura 12, está esquematizado como o experimento será realizado. Primeiramente, o tubo estará na posição  $\Theta_1$ , sofrendo o escoamento do vento diretamente no ponto **a**. Após o ajuste de temperaturas nas resistências, deve-se esperar que elas se estabilizem. Toma-se, então, nota das temperaturas nos pontos **a** e **b**. Com a mesma velocidade  $U_{\infty}$  do vento, giramos o tubo para a posição  $\Theta_2$  e tomamos nota novamente das temperaturas no ponto **a** e **b** quando elas estabilizarem. Esse procedimento será repetido até que o tubo gire  $180^{\circ}$  e o ponto **b** esteja sofrendo diretamente o vento do túnel. Assim para um valor de  $U_{\infty}$ , calcula-se o número de Reynolds e a distribuição do coeficiente  $h_{\Theta}$ .

O procedimento acima continua para o intervalo de valores de Velocidade do vento listados na tabela 2, que será preenchida ao decorrer do experimento.



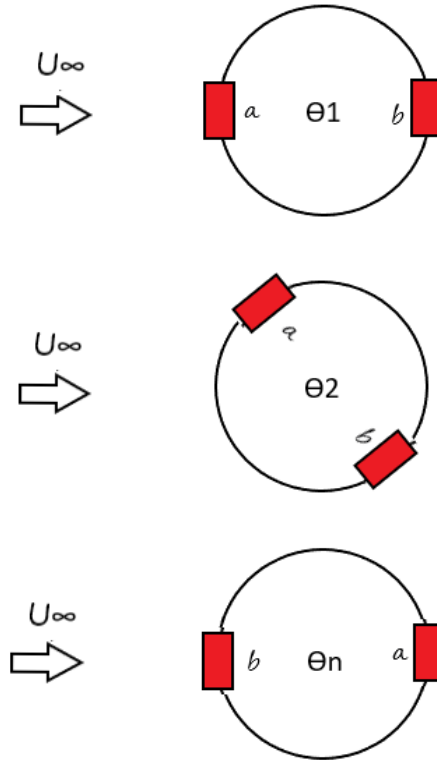


Figura 11: Esquema do Procedimento Experimental do Tubo Aquecido

$U_\infty$ [m/s]	Número de Re	$T_a$ [°C]				$T_b$ [°C]			
		$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$	$\theta_4$	$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$	$\theta_4$
5									
10									
15									
20									
25									
30									

Tabela 2: Planejamento do Experimento

Como já mencionado, o coeficiente local de transferência de calor poderá ser calculado com a relação (2.6).

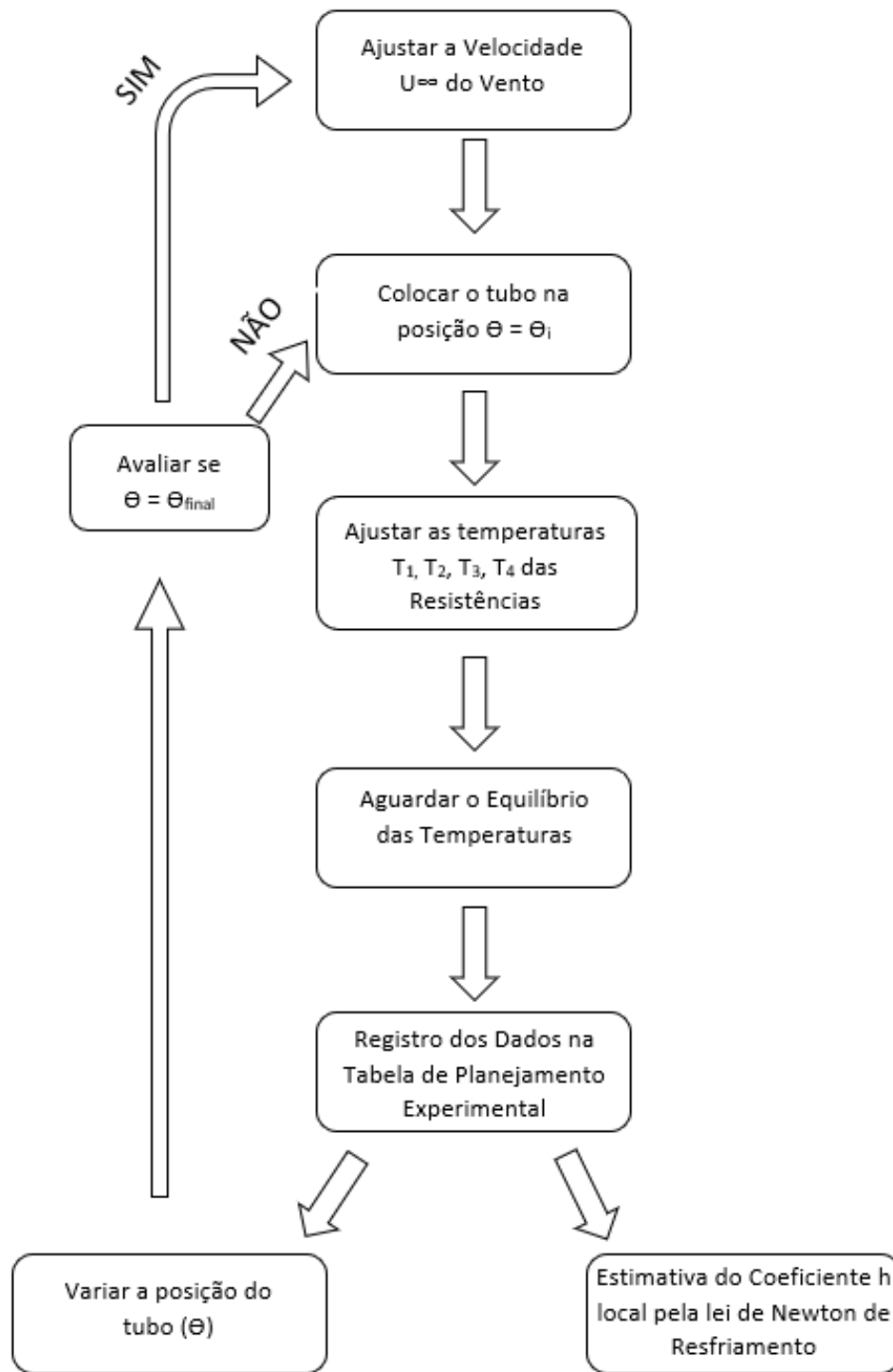


Figura 12: Diagrama de Fluxo do Cálculo Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

## 4. Modelo Teórico do Cálculo do Coeficiente Local de Transferência de Calor

### 4.1. Método de Giedt (8)

Em seu artigo, Giedt (8) diz que para o caso do cilindro aquecido sofrendo escoamento cruzado de ar a distribuição de velocidade na borda da camada limite próximo ao ponto de estagnação é uma função linear da distância desse ponto, então se pode dizer que:

$$V = \beta x \quad (4.1)$$

Onde  $V$  é a velocidade na borda da camada limite calculada de acordo com o Apêndice A,  $\beta$  a inclinação da distribuição de velocidade na borda da camada limite no ponto de estagnação e  $x$  a distância ao redor do perímetro do cilindro.

O número de Nusselt no ponto de estagnação foi determinado analiticamente por Squire (9) como:

$$Nu_{\theta=0} = (\alpha Pr) \left( \frac{\beta D^2}{\nu} \right)^{0,5} \quad (4.2)$$

$D$  é o diâmetro do cilindro,  $\nu$  a viscosidade cinemática e  $(\alpha Pr)$  uma função do número de Prandtl, referida em (9).

Com o auxílio do programa Excel, foram calculadas essas inclinações para determinar o valor teórico do número de Nusselt no ponto de estagnação de acordo com as equações acima. Esses valores estão listados na Tabela 3.

	Velocidade $U_{\infty}$ (m/s)						
	1	5	10	15	20	25	30
Reynolds	20767,8	103838,9	207677,8	311516,7	415355,6	519194,5	623033,4
$\beta$ (m/s)/s	8,7	43,7	87,3	129,9	175,8	219,7	257,3
Nu Teórico	122,1	273,1	386,1	470,7	547,7	612,3	662,7

Tabela 3: Valores de Reynolds,  $\beta$  e Nusselt.

A tabela 3 mostra que o aumento da turbulência no escoamento eleva o número de Nusselt e conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor nesse ponto. Os valores encontrados para o coeficiente de transferência de calor no ponto de estagnação a partir da Eq (2.5) é mostrado na Tabela 4.

$h (\theta=0^\circ) (W/m^2K)$	9,73	21,76	30,77	37,52	43,65	48,80	52,81
-------------------------------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Tabela 4: Valores do Coeficiente de Transferência de calor  $h$  no ponto de Estagnação.

Como um dos objetivos desse trabalho é confirmar que com o aparato experimental mencionado no capítulo anterior é possível calcular o coeficiente de transferência de calor para diferentes ângulos das resistências de menor tamanho (Figura 1111, página 24), a partir do experimento de Giedt e o gráfico da Figura 6 foi estimada a potência máxima necessária para aquecê-las com o valor de Nusselt máximo:

$$\begin{aligned} Nu_{max} &= 600 \text{ para } \theta \cong 110^\circ \text{ e } Re = 213,000 \\ A_p &= 0,05 \times 0,3 = 0,015 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Onde  $A_p$  refere-se à área da resistência pequena. Então para encontrar o valor de  $h_{max}$  é utilizada novamente a Equação 2.5 e com os parâmetros da Tabela 1:

$$h_{max} = 46,7 \text{ W/m} \cdot \text{K} \quad (4.4)$$

De acordo com as Tabelas 3 e 4 pode-se observar que alguns valores de Nusselt e de  $h$  são maiores que os apresentados nas equações (4.3) e (4.4). Tal fato é plausível, pois alguns valores de  $u_\infty$  são maiores no presente trabalho que os utilizados por (8), em consequência os números de Reynolds, Nusselt e coeficiente  $h$  também serão maiores. O aumento gira em torno de 10%.

Portanto, a potência elétrica será estimada de acordo com (8) com a temperatura da superfície do tubo  $T_s=100^\circ\text{C}$ . **A Erro! Fonte de referência não encontrada.** Figura 13 ilustra esse procedimento:

$$\begin{aligned} T_\infty &= 20^\circ\text{C} \\ T_s &= 100^\circ\text{C} \\ Q_{max} &= h_{max} A_p (T_s - T_\infty) = 46,7 \times 0,015 \times 80 = 56 \text{ W} \end{aligned} \quad (4.5)$$

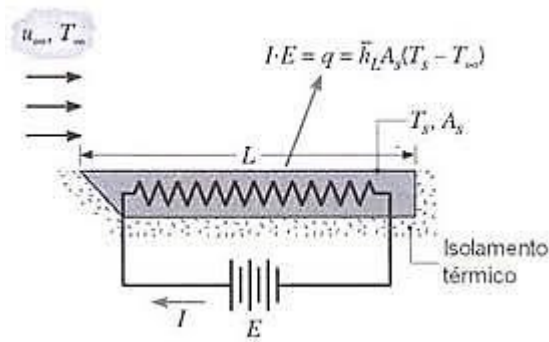


Figura 13: Experimento para medir o coeficiente de transferência de calor por convecção h.

De acordo com o *datasheet* da resistência escolhida para o projeto, a densidade elétrica equivale à:

$$\frac{Q}{A} = 10 \text{ W/in}^2 \rightarrow \frac{56}{0,015 \times 1550,3} = 2,40 \text{ W/in}^2 \quad (4.6)$$

Como a potência elétrica necessária no projeto é menor que a máxima entregue por cada resistência é viável que o material escolhido forneça os dados esperados de acordo com os parâmetros do teste, mesmo para os valores do coeficiente de troca de calor por convecção maior que 46,7 W/m·K, já que há uma folga grande para se utilizar a potência máxima de 10 W/in<sup>2</sup>.

No caso das resistências maiores, que serviram para aquecer o restante do tubo e não para calcular o coeficiente em cada ângulo  $\theta$  como na Figura 11, é utilizado um valor de h médio como explicado na sessão seguinte.

#### 4.2. Método Empírico para o Coeficiente de Transferência de Calor Médio

Com o intuito de levantar valores para o modelo teórico e no futuro comparar esses com os obtidos experimentalmente, para a convecção externa é utilizado o coeficiente médio global que varia com a velocidade e propriedades médias do ar e com o diâmetro do tubo. A temperatura do filme, na qual são avaliadas as propriedades médias do ar, é determinada pela média aritmética entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura média da superfície externa do tubo naquela seção.

A correlação abaixo foi obtida por Hilpert (10) e ela baseia-se em valores experimentais medidos numa faixa de variação da velocidade do ar, temperatura do ar, temperatura do cilindro e da pressão atmosférica que abrange também os valores apresentados neste trabalho.

$$\bar{h} = \frac{C Re^n k_f Pr^{\frac{1}{3}}}{D} \quad (4.7)$$

As constantes C e n são dadas na tabela 4.2 de acordo com a faixa do número de Reynolds.

<b>Re<sub>D</sub></b>	<b>C</b>	<b>n</b>
<b>0,4 – 4</b>	0,989	0,330
<b>4 – 40</b>	0,911	0,385
<b>40 – 4000</b>	0,683	0,466
<b>4000 – 40000</b>	0,193	0,618
<b>40000 – 400000</b>	0,0266	0,805

Tabela 5: Constantes para serem usadas na Eq (4.7) baseadas em (10).

Admitindo que a superfície do cilindro esteja a 100°C quando aquecido pelas resistências, as propriedades do ar são avaliadas à temperatura de película:

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} = \frac{100 + 20}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C} = 333 \text{ K}$$

$$k_f = 28,592 \times 10^{-3} \text{ [W/(m} \cdot \text{K)]}$$

$$Pr = 0,710$$

$$\nu = 18,98 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)} \quad (4.8)$$

Obtemos os seguintes resultados da Tabela 6 para o valor do coeficiente médio h ao longo do tubo aquecido (10). Nela é possível notar que conforme o número de Reynolds aumenta o coeficiente de transferência de calor acompanha esse comportamento. No entanto, comparando esses valores com

os encontrados na tabela 4 e Equação (4.4), percebe-se que para o escoamento turbulento há uma grande diferença de valores. Isso pode ser explicado pelo fato da correlação fornecida por Hilpert (10) abranger valores menores para o número de Reynolds dos que utilizados neste trabalho.

	Número de Reynolds						
	17386,7	86933,6	173867,2	260800,8	347734,5	434668,1	521601,7
h (W/m <sup>2</sup> K)	6,95	22,45	39,22	54,36	68,53	82,01	94,98
NU <sub>med</sub>	80,2	250,3	437,4	606,2	764,2	914,6	1059,1

Tabela 6: Valores Médios dos Coeficientes de Transferência de Calor h ao longo do tubo (10)

Mesmo considerando essa hipótese para valores muito elevados do coeficiente h, a potência elétrica máxima necessária para aquecer as resistências maiores foi calculada e está dentro dos parâmetros do projeto:

$$\begin{aligned}
 T_{\infty} &= 20^{\circ}\text{C} \\
 T_s &= 100^{\circ}\text{C} \\
 A_m &= 0,3 \times 0,3 = 0,09 \text{ m}^2 \\
 Q_{max} &= \bar{h}_{max} A_m (T_s - T_{\infty}) = 94,98 \times 0,09 \times 80 = 683,8 \text{ W} \\
 Q/A &= 10 \text{ W/in}^2 \rightarrow \frac{683,8}{0,09 \times 1550,3} = 4,90 \text{ W/in}^2 \quad (4.9)
 \end{aligned}$$

Como já visto, por conta de diferentes valores de  $u_{\infty}$ , têm-se diferentes números de Reynolds correspondente à uma faixa de valores de Nusselt. Tais resultados foram gerados num mesmo gráfico log-log, Figura 14, e os resultados associados ao ar, portanto, com um número fixo de Prandtl, situam-se próximos à uma linha reta. Isso indica uma dependência do número de Nusselt em relação ao número de Reynolds na forma de uma lei de potência (Equação 4.7).

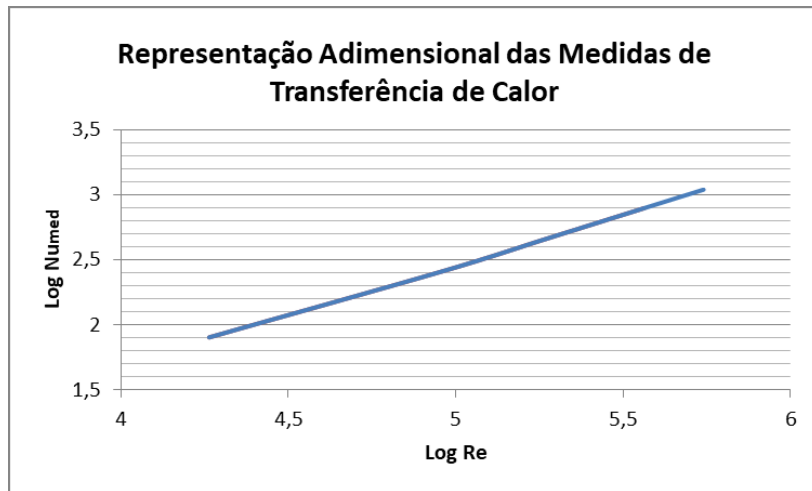


Figura 14: Representação Adimensional das Medidas de Transferência de Calor

### 4.3. Comparação entre os Métodos

A Figura 15 mostra a comparação entre a curva encontrada na literatura de Hilpert (10) e a curva empírica de Giedt (8).

Como já esperado, a curva de Hilpert (10) é linear mostrando a dependência direta entre os adimensionais de Reynolds e Nusselt. Já para a curva de Giedt (8) isso não ocorre devido aos diversos parâmetros que podem interferir um procedimento experimental como o erro associado aos aparelhos de medição, a temperatura não ser a média associada, erro humano, etc.

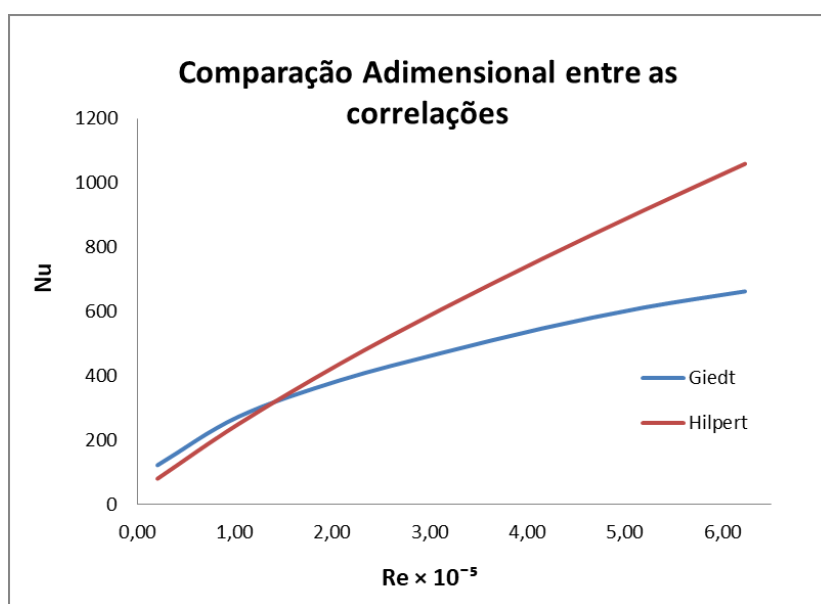


Figura 15: Comparação Adimensional entre as Correlações (8) e (10).



## 5. Conclusões

O objetivo pelo qual se propôs este trabalho foi de fazer um planejamento para o experimento a ser montado nos próximos meses no campus da Universidade PUC-Rio, a fim de que se tenham dados para o cálculo do coeficiente local de transferência de calor  $h$ .

A correlação apresentada por Giedt se mostra eficaz como ponto de partida para os cálculos do coeficiente e também para o ajuste das potências elétricas das resistências. No entanto, em seu experimento não foi considerado o aquecimento de todo o perímetro do tubo, apenas na parte frontal, que era sua seção de teste. Tal procedimento pode gerar erros para a determinação do coeficiente de transferência de calor a partir do ângulo de estagnação, tendo em vista que a parte traseira do tubo não é aquecida.

Por conta de atrasos para a confecção das chapas de alumínio e a complexidade da montagem do túnel de vento projeto pelos próprios alunos da PUC-Rio, não foi possível que o experimento ficasse pronto à tempo da entrega do presente trabalho. No entanto, a análise inicial feita neste trabalho é um bom modelo para ser implementado para o projeto futuro em que se pretende avaliar a troca de calor por convecção em um tubo aquecido sofrendo escoamento cruzado de ar.

## 6. Referência Bibliográfica

1. **C. E. Baukal, C. John Zink.** *The John Zink Hamworthy Combustion Handbook Vol2* . London : Boca Raton, 2013.
2. *Pressure Relieving and Depressuring Systems: ANSI/API Standard 521: ISO 23251.* **Institute, American Petroleum.** 521, Washington DC : American Petroleum Institute, 2007.
3. *Distribuição de Temperatura e Radiação promovida por uma tocha multiponto de plataformas Marítimas.* **Pagot, Paulo Roberto.** Universidade Federal do Rio de Janeiro : s.n., 1991.
4. **Braga, Sergio Leal, Ticona, Epifanio M. e Pradelle, Florian.** *Determinação dos coeficientes térmicos na estrutura do flare e equipamentos.* ITUC/PUC-Rio : s.n., 2019.
5. **Holman, Jack Phillip.** *Transferência de Calor* . São Paulo : McGraw-Hill do Brasil, 1983.
6. **Incropera, Frank P.** *Fundamentals of heat and mass Transfer.* Wiley : LTC, 2013.
7. **White, J. e Bussman, W.** *Flare Radiation.* s.l. : CRC Press, 2012. pp. 207-225.
8. **Giedt, W. H.** Investigation of Variation of point Unit Heat Transfer Coefficient Around a Cylinder Normal to an Air Stream. *ASME.* Maio de 1949, pp. vol.71 pp 375-381.
9. **Goldstein, Squire.** Modern Developments in Fluid Mechanics. *Fluid Motion Panel of the Aeronautical Reserch Committee.* 1938, p. 631.
10. *Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren, Forsch.* **Hilpert, R.** 4, s.l. : Geb. Ingenieuwes, 1933, pp. 215-224.
11. **Fox, R. W., McDonald, A. T. e Pritchard, P. J.** *Introdução à mecânica dos fluidos.* 6°. Rio de Janeiro : LTC, 2006. p. 798.

## Apêndice A

Para o cálculo da velocidade na Equação 4.1 em função do ângulo  $\theta$  do cilindro, foi utilizado o conceito de função de corrente em coordenadas polares:

$$u_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \theta}, u_\theta = -\frac{\partial \psi}{\partial r} \quad (A.1)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( -r \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \right) \rightarrow \nabla^2 \psi = 0 \quad (A.2)$$

$\psi$  satisfaz a equação da continuidade, para escoamento plano, não viscoso, irrotacional e incompressível. Então, para o campo de velocidade:

$$\vec{V} = u_r \vec{e}_r + u_\theta \vec{e}_\theta$$
$$\psi = U r \operatorname{sen} \theta \left[ 1 - \frac{a^2}{r^2} \right], \text{ onde } a \text{ é o raio do cilindro}$$

Para  $a = r \rightarrow u = u_\theta = -2U_\infty \operatorname{sen} \theta$

$$V = |\vec{V}| = 2U_\infty \operatorname{sen} \theta \quad (A.3)$$

A equação (A.3) foi definida no programa Excel e com a velocidade do escoamento livre e o ângulo  $\theta$  em radianos, foi possível obter um intervalo de velocidades para o perfil cilíndrico.

## ANEXO 1