

UNIVERSIDADE PRESBITERIANA MACKENZIE  
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA DE MATERIAIS E NANOTECNOLOGIA

DÊNISON ANGELOTTI MORAES

REVESTIMENTO CERÂMICO APLICADO COMO BARREIRA TÉRMICA EM  
COMPONENTES AUTOMOTIVOS

SÃO PAULO

2018

DÊNISON ANGELOTTI MORAES

REVESTIMENTO CERÂMICO APLICADO COMO BARREIRA TÉRMICA EM  
COMPONENTES AUTOMOTIVOS

Dissertação apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais e Nanotecnologia como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Materiais e Nanotecnologia da Universidade Presbiteriana Mackenzie, na área de concentração Materiais Heterogêneos e Compósitos

ORIENTADOR: PROF. DR. ANTÔNIO HORTÊNCIO MUNHOZ JÚNIOR

SÃO PAULO

2018

M827r

Moraes, Denison Angelotti

Revestimento cerâmico aplicado como barreira térmica em componentes automotivos. / Denison Angelotti Moraes – São Paulo, 2018.

91 f. ; 30 cm.

Dissertação (Mestrado em Engenharia de Materiais e Nanotecnologia) - Universidade Presbiteriana Mackenzie - São Paulo, 2018.

Orientador: Antonio Hortencio Munhoz Junior.

Bibliografia: f. 89-91.

1. Componentes automotivos. 2. Legislações de emissão. 3. Sistema de pós-tratamento. 4. Gases de exaustão. 5. ZrO<sub>2</sub>-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. 6. Barreira térmica. I. Munhoz Junior, Antonio Hortencio, *orientador*. II. Título.

CDD 621.43

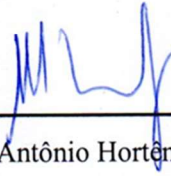
DÊNISON ANGELOTTI MORAES

REVESTIMENTO CERÂMICO APLICADO COMO BARREIRA TÉRMICA EM  
COMPONENTES AUTOMOTIVOS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais e Nanotecnologia da Universidade Presbiteriana Mackenzie, como requisito parcial à obtenção de título de Mestre em Engenharia de Materiais e Nanotecnologia.

Aprovada em 07 de junho de 2018.

BANCA EXAMINADORA



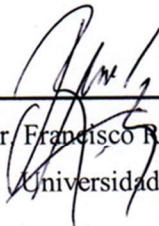
---

Prof. Dr. Antônio Hortêncio Munhoz Júnior  
Universidade Presbiteriana Mackenzie



---

Prof.ª Dr.ª Leila Figueiredo de Miranda  
Universidade Presbiteriana Mackenzie



---

Prof. Dr. Francisco Rolando Valenzuela Dias  
Universidade de São Paulo

À Júnia, Luis Felipe, Ana Paula e Ana Beatriz,  
razões da minha motivação.

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Antônio Hortêncio Munhoz Júnior pela orientação para que esta dissertação pudesse ser realizada.

À Profa. Dra. Leila Figueiredo de Miranda pela orientação na elaboração do projeto para esta dissertação.

Aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais e Nanotecnologia por tornarem as disciplinas de Engenharia de Materiais muito interessantes.

À Universidade Presbiteriana Mackenzie pelo apoio, recursos disponibilizados e pela bolsa de estudo, possibilitando o desenvolvimento deste trabalho.

À CAPES pela concessão da bolsa de estudos, sem a qual não seria possível completar esse trabalho.

Ao MsC. Engº Flávio Arcanjo Santana pelo suporte na utilização e cálculo da troca térmica utilizando o CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

À minha família pelo apoio e compreensão pelas horas em que abdiquei da presença deles para a elaboração deste trabalho.

Aos amigos que, nos momentos mais difíceis, continuaram me apoiando e me motivando para que este trabalho pudesse ser uma realidade.

E sobretudo a Deus, Pai Amoroso, sustentador da vida.

Mesmo que a vida pareça difícil, há sempre algo que você pode fazer para prosseguir.  
(Stephen Hawking)

## RESUMO

Componentes automotivos estão sempre em desenvolvimento, seja objetivando a melhoria de performance e qualidade, seja pela redução de custos, necessidade de mercado, aumento de vendas e produtividade ou alguma nova legislação ambiental ou de segurança. Nos últimos anos o tema ambiental ganhou corpo e passou a ser central para os veículos que utilizam combustíveis fósseis, em especial o óleo Diesel, devendo atender a novas legislações de emissão. Para isso, novos motores e sistemas de exaustão e filtragem dos gases foram desenvolvidos, como os conversores catalíticos. A próxima legislação que entrará em vigor, chamada de PROCONVE P8 restringe os valores de óxidos nitrosos (NOx) e material particulado a valores muito baixos. Para que esses valores sejam atingidos foi desenvolvido o sistema de pós-tratamento de gases chamado de ATS (*After Treatment System*). Para que o processo de redução dos agentes poluidores seja feito dentro do ATS, os gases de escapamento queimados no processo de combustão dentro do motor devem estar a temperatura entre 450 e 550°C. Os gases queimados, ou gases de exaustão, são conduzidos por tubulação metálica até o catalisador. Neste trabalho foi proposta a utilização de revestimento cerâmico de óxido de Zircônia estabilizado com Ítria a 8% em peso ( $ZrO_2-Y_2O_3$ ), conhecido como YSZ (*Ytria Stabilized Zirconia*), ou ainda 8YSZ, conhecido como TBC (*Thermal Barrier Coating*). Foi estudado o TBC como revestimento de tubulação de escapamento, por meio de cálculo analítico e por CFD (*Computer Fluid Dynamics*). Os resultados mostraram que o YSZ é um material de potencial para a aplicação estudada, bem como para aplicações onde o tema barreira térmica seja relevante.

Palavras-chave: Componentes automotivos. Legislações de emissão. Sistema de pós-tratamento. Gases de exaustão.  $ZrO_2-Y_2O_3$ . Barreira térmica.



## ABSTRACT

Automotive components are always in development, aiming to improve performance and quality, either by reducing costs, market need, increased sales and productivity or some new environmental or safety legislation. In the last years the environmental theme has gained interest and has become central to vehicles that use fossil fuels, especially Diesel oil, and must comply with new emission laws. For this, new engines and exhaust systems and gas filtration have been developed, such as catalytic converters. The upcoming legislation, called PROCONVE P8, restricts the values of nitrous oxides (NO<sub>x</sub>) and particulate matter to very low values. In order to achieve these values, the post-treatment system called the ATS (After Treatment System) was developed. In order for the process to reduce pollutants to be made within the ATS, the exhaust gases burned in the combustion process inside the engine must be between 450 and 550 °C. The burned gases, or exhaust gases, are piped to the catalyst by metal tubing. In this work was proposed the use of 8% by weight (ZrO<sub>2</sub>-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) stabilized Zirconia oxide ceramic, known as YSZ (Ytria Stabilized Zirconia), or 8YSZ, known as TBC (Thermal Barrier Coating). The TBC was studied as a coating of exhaust pipe, through analytical calculation and CFD (Computer Fluid Dynamics). The results showed that the YSZ is a potential material for the studied application, as well as for applications where the thermal barrier theme is relevant.

Key-words: Automotive components. Emission laws. After Treatment System. Exhaust gases. ZrO<sub>2</sub>-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Thermal Barrier Coating.

## LISTA DAS ILUSTRAÇÕES

### Gráficos:

Gráfico 1	Legislações de Emissões – Emissão MP (Material Particulado) X Emissão de Óxidos de Nitrogênio (NOx).....	16
Gráfico 2	Diagrama parcial das fases do sistema ZrO <sub>2</sub> -Y <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , na região de baixa concentração de Y <sub>2</sub> O <sub>3</sub> .....	31
Gráfico 3	Adesão de revestimento de NiCrAlY ao aço SAE 1010 em função da rugosidade superficial. Sendo d o diâmetro da partícula e p a pressão de jateamento a uma distância constante.....	38
Gráfico 4	Condutividade térmica da liga 8YSZ em função da temperatura .....	43
Gráfico 5	Condutividade térmica do sistema 8YSZ aplicados por APS e sua comparação com resultados de outros testes.....	44
Gráfico 6	Comparativo da queda de temperatura ao longo do tubo para o caso da condução.....	53
Gráfico 7	Comparação da queda de temperatura ao longo da tubulação.....	73

### Fluxogramas:

Fluxograma 1	Layout típico de um sistema ATS.....	16
Fluxograma 2	Principais técnicas de aspensão térmica.....	24

### Micrografias:

Micrografia 1	TBC, onde TGO (Thermal Growth Oxide) é a camada formada por deposição a alta temperatura.....	23
Micrografia 2	Seção transversal de um revestimento para barreira térmica (TBC) aplicado por APS –Air Plasma Spray sobre substrato metálico.....	35

Desenhos:	
Desenho 1	Vista em corte de uma camada TBC.....22
Desenho 2	Esquema do processo de aspersão térmica a plasma.....26
Desenho 3	Detalhamento do processo de APS. 1- ânodo; 2-cátodo; 3-Saída da água de refrigeração e conector do cátodo; 4-entrada de água e conector do ânodo; 5-entrada dos gases de trabalho; 6-injeção do material ser depositado em pó; 7-isolante elétrico.....27
Desenho 4	Possíveis trajetórias do pó durante a aspersão térmica.....28
Desenho 5	Modelo de resistência térmica para o cálculo da perda de calor.....50
Desenho 6	Disposição da tubulação com o tubo de aço e o revestimento térmico.....51
Desenho 7	Representação do conceito de convecção forçada.....54
Desenho 8	Desenvolvimento da camada limite sobre uma superfície plana isotérmica.....57
Desenho 9	Desenvolvimento de camada-limite e fluidodinâmica laminar em um duto circular.....58
Desenho 10	Desenvolvimento da camada limite para um tubo circular aquecido.....59
Desenho 11	Condição para cálculo analítico.....60
Desenho 12	Circuito térmico de transferência de calor para YSZ.....67
Desenho 13	Circuito térmico para transferência de calor do revestimento Isoglass.....71
Quadros:	
Quadro 1	(a) modelo sugerido para formação de um revestimento termicamente aspergido; (b) micrografia de revestimento de aço carbono.....25
Quadro 2	Processos de aspersão térmica, suas siglas e nomes.....26
Quadro 3	Células unitárias simplificadas mostrando as estruturas cristalinas: a) fase monoclinica (M), b) fase tetragonal (T) e fase cúbica (C). Os pontos pretos são $Zr^{4+}$ e os círculos são $O^{2-}$ .....32

Quadro 4	Estrutura ZrO <sub>2</sub> pura tipo AmXp.....	33
Quadro 5	Formação da estrutura cristalina da YSZ.....	34
Quadro 6	Micrografia SEM. A esquerda a superfície e a seção transversal antes do ciclo térmico e a direita a seção transversal após o ciclo, onde aparecem as trincas.....	36
Quadro 7	Cilindro oco com condições convectivas na superfície.....	46
Quadro 8	Distribuição de temperaturas em paredes cilíndricas compostas.....	48
Quadro 9	Parâmetros utilizados para o cálculo.....	60
Quadro 10	Variação axial da temperatura na transferência de calor em um tubo com temperatura na superfície constante.....	65
Quadro 11	Transferência de calor de um fluxo passando sobre o tubo e um fluxo passando dentro do tubo.....	66

Esquemas:

Esquema 1	Simulação do coeficiente de convecção de calor interno – tubo sem revestimento, obtido por CFD.....	80
Esquema 2	Simulação do coeficiente de convecção de calor interno – tubo com revestimento Isoglass, obtido por CFD.....	80
Esquema 3	Simulação do coeficiente de convecção de calor interno – tubo com revestimento YSZ, obtido por CFD.....	81
Esquema 4	Simulação do coeficiente de convecção calor externo – tubo sem revestimento, obtido por CFD.....	81
Esquema 5	Simulação do coeficiente de convecção calor externo – tubo com revestimento Isoglass, obtido por CFD.....	82
Esquema 6	Simulação do coeficiente de convecção calor externo – tubo com revestimento YSZ, obtido por CFD.....	82
Esquema 7	Simulação da variação da temperatura do tubo sem revestimento, obtido por CFD.....	83
Esquema 8	Simulação da variação da temperatura do tubo com revestimento Isoglass (espessura de 10 mm), obtida por CFD.....	83
Esquema 9	Simulação da variação da temperatura do tubo com revestimento YSZ (espessura de 1mm), obtida por CFD .....	84

## LISTA DAS TABELAS

Tabela 1	Conductividade térmica de alguns materiais a 27°C.....	40
Tabela 2	Valores da perda de calor por metro.....	51
Tabela 3	Perda de calor em W/m por condução ao longo da tubulação.....	52
Tabela 4	Queda de temperatura a cada metro de tubo (de 1 a 5 metros).....	53
Tabela 5	Dados para os cálculos de escoamento de gases de escapamento.....	61
Tabela 6	Propriedades da Lei de Sutherland.....	79
Tabela 7	Condições de contorno utilizadas no cálculo CFD.....	79
Tabela 8	Tabela resumo dos resultados dos cálculos analítico e CFD.....	89

## LISTA DAS ABREVIATURAS E SIMBOLOS

<b>SÍMBOLO</b>	<b>SIGNIFICADO</b>
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
NO <sub>x</sub>	Óxido nitrosos
EURO	Norma europeia de emissão de poluentes
PROCONVE	Programa Nacional de Emissão Veicular
ATS	Sistema de pós-tratamento
DPF	Filtro particulado de diesel
DOC	Catalisador de oxidação de diesel
SCR	Redutor catalítico seletivo
ARLA	Agente Redutor Liquido de Óxido de Nitrogênio Automotivo
TBC	Barreira térmica por revestimento
TGO	<i>Thermal Growth Oxide</i>
ZrO <sub>2</sub>	Óxido de zircônia
Y <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Óxido de Ítria
APS	Aspersão por Spray de Plasma
NACA	Comitê Nacional para o Aconselhamento em Aeronáutica
PSZ	Zircônia parcialmente estabilizada
YSZ	Zircônia estabilizada com Ítria
RTC	Resistência térmica de contato
CFD	Dinâmica de fluidos computacional
Ni	Níquel
Al	Aluminio
Cr	Cromo
Mo	Molibdênio
°C	Grau Celsius
K	Grau Kelvin
J	Joule
kg	Quilograma
W	Watt
m	Metro
μ	Viscosidade dinâmica
π	Pi

$\dot{m}$	Vazão em massa
$\nu$	Viscosidade cinemática
$\rho$	Densidade
$h$	Entalpia
$\bar{h}$	Coefficiente de transmissão de calor médio
$\bar{h}_i$	Coefficiente de transmissão de calor interno
$\bar{h}_e$	Coefficiente de transmissão de calor externo
$T$	Temperatura
$T_i$	Temperatura interna
$T_e$	Temperatura externa
$T_\infty$	Temperatura ao longe
$T_s$	Temperatura superficial
$c_p$	Calor específico
$k$	Condutividade térmica
$\text{Pa}$	Pascal
$s$	Segundo
$\%$	Porcentagem
$\ln$	Logarítmo neperiano
$dr$	Diferencial do raio
$dT$	Diferencia da temperatura
$q_r$	Quantidade de calor
$R_{t,\text{cond}}$	Resistência térmica na condução
$\alpha$	Difusão do calor
$\nu$	Difusão do calor
$x_{cd}$	Comprimento da região da entrada do escoamento
$P$	Perímetro
$\bar{U}.A$	Coefficiente global de transferência de calor médio na convecção
$\partial\rho$	Diferencial da densidade
$\partial t$	Diferencial do tempo
$\partial x$	Diferencial na direção x
$\partial y$	Diferencial na direção y
$\partial u$	Diferencial da velocidade na direção x
$\partial v$	Diferencial da velocidade na direção y

$T_{m,ent}$	Temperatura média de entrada
$T_{m,sai}$	Temperatura média de saída
$\int$	Integral
$\Delta$	Varição
D	Diâmetro
$D_i$	Diâmetro Interno
$D_e$	Diâmetro externo
r	Raio
U	Transmissão global de calor
A	Área
L	Comprimento
$Re_D$	Número de Reynolds
$Nu_D$	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
$\Sigma$	Somatório
$\Gamma\phi$	Produto da difusividade pela massa específica
S	Coefficiente de Sutherland
$\mu_0$	viscosidade dinâmica de referência em kg/ms
$T_0$	temperatura de referência



## SUMÁRIO

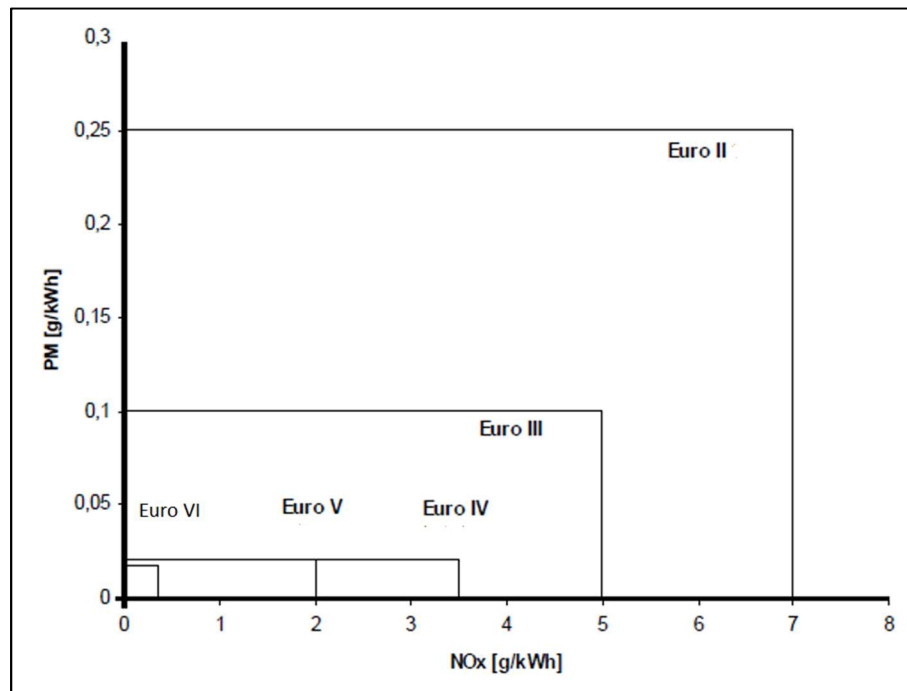
<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>16</b>
1.1 OBJETIVOS .....	19
1.1.1 Objetivo Geral .....	19
1.1.2 Objetivo Específico .....	19
1.2 JUSTIFICATIVA .....	19
1.3 METODOLOGIA.....	20
1.3.1 Pesquisa Bibliográfica.....	20
1.3.2 Pesquisa Prática.....	20
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>21</b>
2.1 REVESTIMENTOS CERÂMICOS PARA BARREIRA TÉRMICA (TBC).....	21
2.2 PROCESSOS DE ASPERSÃO TÉRMICA.....	23
2.3 PROCESSO DE ASPERSÃO TÉRMICA A PLASMA.....	26
2.4 REVESTIMENTO CERÂMICO PARA TBC.....	29
2.4.1 Revestimento Cerâmico – <i>Top Coat</i> .....	29
2.4.2 Camada de ligação – <i>Bond Coat</i> .....	34
2.4.3 Óxido termicamente crescido – TGO ( <i>Thermal Growth Oxide</i> ) .....	35
2.5 FALHAS EM TBC.....	36
2.6 SUBSTRATO.....	37
2.7 CONDUTIVIDADE TÉRMICA EM MATERIAIS CERÂMICOS.....	39
2.7.1 Mecanismo de condutividade.....	41
2.8 CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA LIGA $ZrO_2$ - $Y_2O_3$ .....	42
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>45</b>
3.1 MÉTODO ANALÍTICO.....	45
3.1.1 Condução de Calor.....	45
3.1.2 Escoamento interno de gases em tubos cilíndricos.....	54
3.2 MÉTODO COMPUTACIONAL.....	74
<b>4 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS.....</b>	<b>87</b>
<b>5 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>89</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>90</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Equipamentos que têm na eficiência energética relevância para um processo, tem impacto econômico e ambiental, como no caso de motores a Diesel. A busca de melhorias de sua eficiência no processo de eliminação de gases resultantes da queima do combustível, e aproveitamento de sua energia térmica, justifica as pesquisas voltadas aos revestimentos utilizados como barreira térmica na busca deste aproveitamento (WOLF; AFONSO, 2014).

As legislações de emissão de poluentes tem sido cada vez mais rígidas a cada nova fase. O Gráfico 1 mostra dados da legislação europeia (EURO) (ERICSON, 2007)

Gráfico 1 - Legislações de Emissões – Emissão MP (Material Particulado) X Emissão de Óxidos de Nitrogênio (NOx)



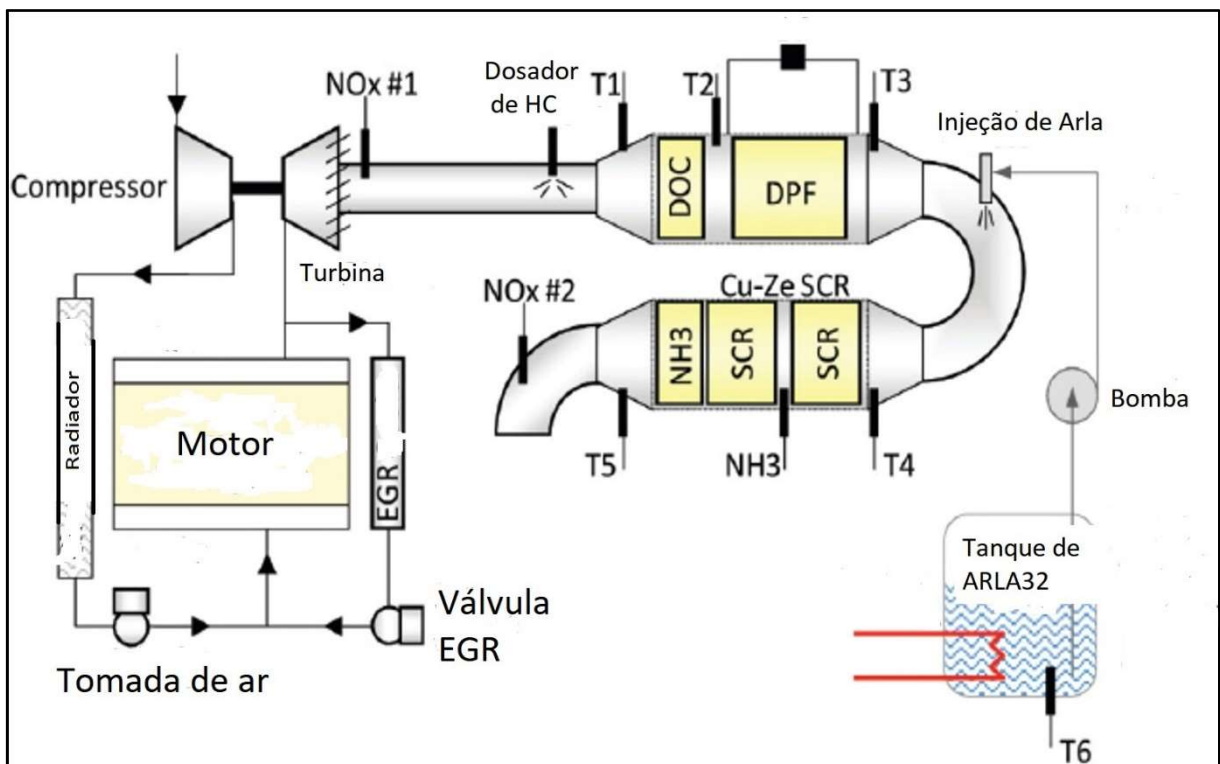
Fonte: ERICSON, 2007

O Brasil possui uma grande frota de veículos comerciais (caminhões e ônibus). Esses veículos, equipados com motores a Diesel, emitem agentes poluidores na atmosfera, causando uma série de danos ao meio ambiente, como a alta emissão de gás carbônico (CO<sub>2</sub>), óxidos nitrosos (NOx) e material particulado, os quais causam como doenças respiratórias na população.

Para controlar, bem como reduzir essa alta emissão, a legislação brasileira de emissão de poluentes atmosféricos, aplicada a veículos comerciais vem passando nos últimos

anos por diversas fases. O PROCONVE (Programa Nacional de Emissão Veicular) entrará na sua oitava fase (PROCONVE P8). Esta legislação seguirá sua correspondente na legislação europeia, denominada Euro VI. Para tanto, aplicará a tecnologia de filtragem denominada *After Treatment Systems* (ATS), composta dos seguintes componentes: catalisador de oxidação do Diesel (DOC), filtro do particulado do Diesel (DPF) e o catalisador de redução seletiva (SCR), nesta ordem, conforme o Fluxograma 1.

Fluxograma 1- *Layout* típico de um sistema ATS



Fonte: Stanton, 2013 (adaptado)

O Diesel consumido no motor elimina por meio do sistema de exaustão gases não queimados que serão direcionados ao sistema de escapamento. Antes de sua eliminação para a atmosfera, esses gases passam pelos filtros mostrados no Fluxograma 1, cujas funções são as seguintes:

DOC – queima o material particulado transformando-o em partículas menores por meio da injeção de diesel na dosadora de diesel (*HC Doser*).

DPF – filtra o material particulado queimado no DOC.

SCR – mais conhecido como catalisador, é responsável pela redução catalítica dos óxidos nitrosos.

Para que ocorra a redução catalítica no SCR é necessária a injeção de um agente redutor conhecido como Agente Redutor de Emissões, mostrado no Fluxograma 1 com a sigla ARLA32 (Agente Redutor Líquido de Óxido de Nitrogênio Automotivo). O ARLA32 é um composto de uréia de alta pureza com 32,5% em volume de água desmineralizada. O ARLA32 é injetado na entrada dos gases no SCR (HERMANN et al., 2012).

Todos estes componentes do ATS são montados dentro de uma caixa metálica compondo o que popularmente se denomina silencioso.

Para que todo este processo seja eficaz e atinja os valores de emissão exigidos pela legislação, o gerenciamento da temperatura de entrada dos gases no ATS é um dos fatores mais importantes.

Entre a saída dos gases do motor até o ATS, os gases de escape percorrem um caminho dentro de tubos metálicos. Dependendo do projeto da tubulação, este caminho pode ser muito longo, permitindo a perda de energia térmica pelos processos de condução, convecção e radiação. A temperatura de entrada dos gases no ATS, para seu correto funcionamento, deve ser por volta de 450°C, para aplicações no Brasil.

Esta perda pode ser minimizada pela instalação de isolantes térmicos tais como mantas isolantes de material de baixa condutividade térmica ou fitas adesivas de material refratário.

Na maioria das vezes as mantas térmicas apresentam espessura demasiadamente grande, prejudicando sua montagem. Já a colocação de fitas adesivas isolantes apresentam o inconveniente de montagem com a qualidade final do produto desejada. Uma forma de manter os gases de escape com baixa perda energética, melhorando a eficiência do processo, é a utilização de barreira térmica na superfície externa desta tubulação por meio da deposição de revestimento cerâmico (GIALLONARDO; ZAVAGLIA, 2014).

Os recobrimentos cerâmicos são soluções que se apresentam, de uma forma geral, capazes de promover esta manutenção energética, mesmo considerando o alto valor agregado do material, frente a outras soluções que dificultam sua montagem, manutenção e desenvolvimento. Os revestimentos cerâmicos são chamados de TBC (*Thermal Barrier Coating*), sendo aplicados em superfícies metálicas em locais onde estejam envolvidas altas temperaturas, servindo como isolantes devido a sua baixa condutividade térmica (OLIVEIRA; DUARTE, 2013)

Neste trabalho foi estudada a utilização de revestimento cerâmico como barreira térmica aplicado à tubulação de escapamento. Por apresentar espessura na ordem de micrométrica, a TBC proporciona, além da conservação da energia térmica de forma

extremamente eficaz, o desenvolvimento de *layouts* de tubulação livres das espessas camadas das mantas térmicas de fibra de vidro ou lã de rocha, possibilitando projetos melhores executados.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Estudar o revestimento cerâmico para tubulação de exaustão de motores a Diesel.

### 1.1.2 Objetivo Especifico

Caracterizar a transferência de calor em uma tubulação de exaustão de motores a Diesel revestidas com material cerâmico, visando a manutenção da temperatura ideal para redução de elementos tóxicos dos gases de exaustão, por meio de cálculos analíticos e computacionais.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Os TBCs, são utilizados em aplicações aeronáuticas e automobilísticas, mais especificamente dentro dos motores de ciclo Diesel. A melhoria do desempenho de componentes do sistema de exaustão de gases de escapamento em veículos comerciais, onde o gerenciamento da temperatura dos gases é ponto importante para o melhor atendimento á legislação de emissão de poluentes, encontra no TBC possibilidade de conservação da energia térmica (OLIVEIRA; DUARTE, 2013).

A aplicação da TBC em tubulação de escapamento possibilita a conservação de energia térmica, que será utilizada nos catalisadores de gases de escape, de forma limpa e sem a introdução de proteções térmicas de difícil manuseio pelo usuário final, pois sua configuração geométrica e espessura, em virtude de serem revestimentos mais finos, facilitam o *layout* do sistema de tubulação, contribuindo para uma montagem mais enxuta na linha de produção do veículo (GIALLONARDO; ZAVAGLIA, 2014).

Este estudo vem contribuir para o aprofundamento dos estudos com materiais cerâmicos como barreira térmica, suas ligas e processos de deposição, sendo o mais

desenvolvido e possivelmente o mais indicado neste caso o processo por Aspersão Térmica a Plasma, utilizando revestimento a base de zircônia ( $ZrO_2$ ), estabilizada parcialmente com ítria ( $Y_2O_3$ ) (LIMAR, 2014).

### 1.3 METODOLOGIA

Inicialmente foi realizada uma pesquisa bibliográfica sobre a aplicação da TBC em diversos campos de aplicação e posteriormente uma pesquisa prática de simulação comparando o TBC com os revestimentos convencionais utilizados atualmente.

#### 1.3.1 Pesquisa Bibliográfica

Foi realizada uma revisão bibliográfica em livros, sites, revistas especializadas, anais de congresso e trabalhos publicados em periódicos especializados onde são abordados aspectos teóricas da TBC, sua definição, formação, componentes, materiais e processos.

#### 1.3.2 Pesquisa Prática

Na pesquisa prática utilizou-se a simulação por meio de cálculos analíticos e computacionais para observar os aspectos levantados na pesquisa teórica e na aplicação proposta.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Muito se tem escrito, estudado e desenvolvido sobre revestimentos cerâmicas como barreira térmica ao longo dos anos. Este é um processo conhecido, tendo sido aplicado nos mais diversos campos da indústria, buscando-se reduzir os custos com melhoria dos processos de deposição da cerâmica sobre substratos metálicos e a melhoria do material depositado.

A revisão bibliográfica está dividida conforme os seguintes tópicos:

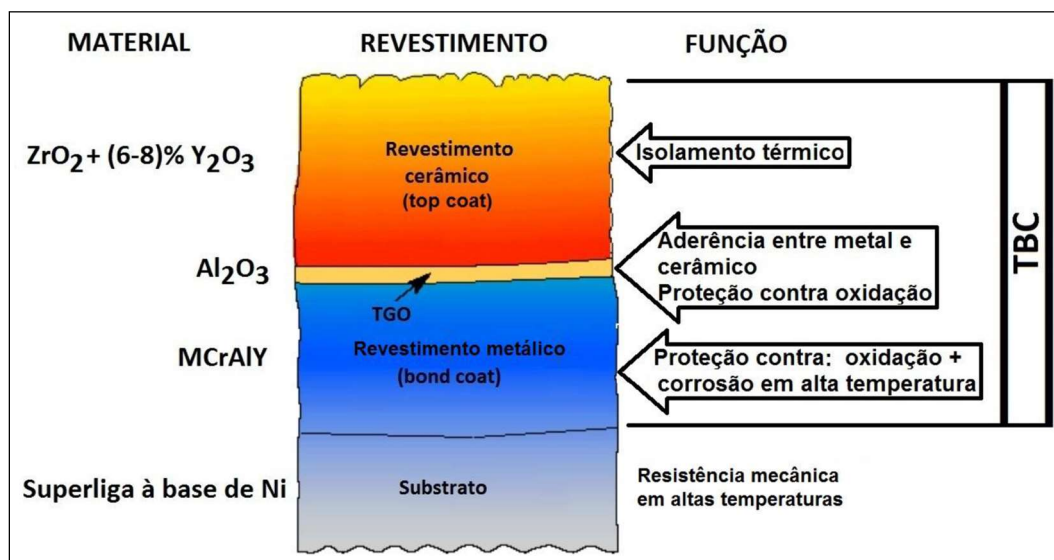
- Revestimentos Cerâmicos para Barreira Térmica (TBC)
- Materiais para TBC
- Processos de deposição cerâmica
- Processo de Aspersão Térmica (APS)
- Condutividade térmica em materiais cerâmicos
- Liga Zircônia-Itria como revestimento cerâmico para TBC
  - Bond coat / TGO (*Thermal Growth Oxide*) / Top coat / Diagrama de fases
- Condutividade térmica a liga zircônia-itria
- Liga Zircônia com 8% de itria
  - Propriedades
  - Diagrama de fases
  - Estrutura cristalina
- Estudos de durabilidade da liga zircônia-itria
- Vantagens e desvantagens do revestimento e do processo
- Revestimentos utilizados atualmente em tubos de escapamento
- Fluxo de fluidos em condutos cilíndricos
- Transmissão de calor e massa em condutos cilíndricos

### 2.1 REVESTIMENTOS CERÂMICOS PARA BARREIRA TÉRMICA (TBC)

Os TBCs, conforme Oliveira e Duarte (2013), são sistemas que utilizam materiais cerâmicos chamados avançados, que são aplicados em superfícies metálicas, em locais onde altas temperaturas são encontradas, com o intuito de isolá-los, protegendo-os assim de sua degradação acelerada. São utilizados em peças sujeitas ao desgaste prematuro devido a altas temperaturas encontradas em processos de combustão. O TBC é aplicado sobre

superfícies metálicas, consistindo normalmente de duas camadas, uma denominada de *bond coat*, que é o revestimento de ligação, e outra denominada de *top coat*, feita de material cerâmico propriamente dito. A *bond coat* é feita de material metálico tendo duas funções essenciais: melhorar a adesão da *top coat* e evitar a oxidação e corrosão do substrato. Pode ocorrer a formação de uma camada de oxidação chamada TGO (*Thermal Growth Oxide*), devido à elevada temperatura a que esta camada está sujeita. O Desenho 1 mostra um sistema TBC genérico aplicado para turbina.

Desenho 1 - Vista em corte de uma camada TBC



Fonte: Sucharski, 2012

As propriedades fundamentais de uma *top coat* utilizada em TBC são:

- possuir baixa condutividade térmica;
- possuir taxa de expansão semelhante ao material utilizada no *bond coat*;
- ponto de fusão elevado;
- boas propriedades mecânicas a elevadas temperaturas.

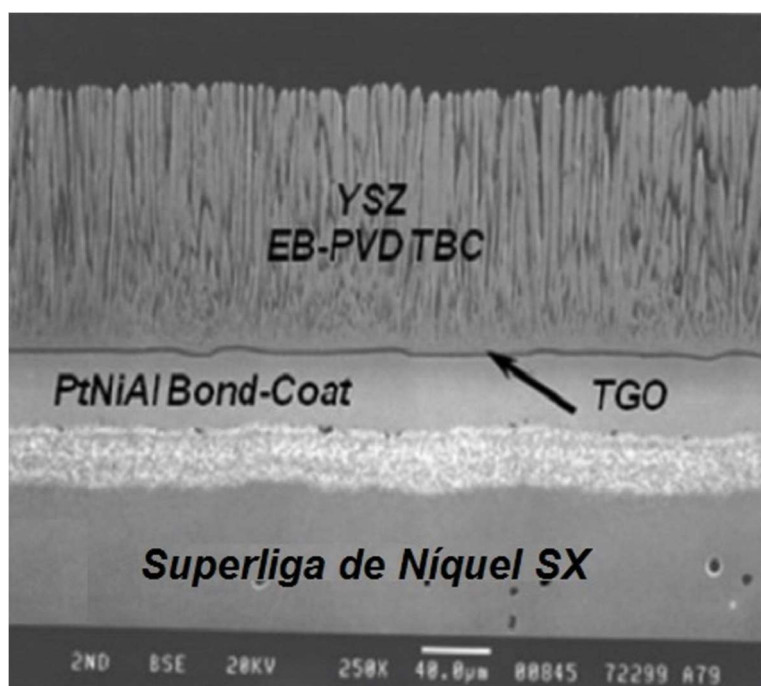
Os primeiros revestimentos cerâmicos foram desenvolvidos nos Estados Unidos pela *National Advisory Committee for Aeronautics (NACA)*, que é o Comitê Nacional para o Aconselhamento em Aeronáutica, foram a base de zircônia ( $ZrO_2$ ), estabilizada com cálcio ( $CaO$ ) em bocais de exaustão de turbinas de avião na década de 1960. Já na década de 1980, decorrentes de várias melhorias, a zircônia passou a ser estabilizada com ítria ( $Y_2O_3$ ),



denominada zircônia parcialmente estabilizada - PSZ (*Partially Stabilized Zirconia*) ou zircônia estabilizada com ítria - YSZ (*Ytria Stabilized Zirconia*) (OLIVEIRA; DUARTE, 2013).

A YSZ, segundo Limar (2014), são as mais utilizadas ultimamente, compondo-se geralmente de um revestimento de zircônia ( $ZrO_2$ ), estabilizada com 6 a 8% de ítria, com espessuras que variam de 0,13 a 0,38 mm, aplicadas em turbinas para geração de energia, chegando a espessuras de 1 mm. Em recobrimentos com YSZ ou PSZ, é aplicada uma camada de *bond coat*, variando normalmente entre 0,06 mm a 0,16 mm. Em aplicações onde as temperaturas de operação são baixas, muitas vezes a camada é eliminada. Na Micrografia 1 observa-se a imagem de um material revestido, mostrando as diferentes camadas do sistema. A aplicação do TBC foi feita por meio da técnica de feixe de elétrons (EB-PVD-*Electron Beam-Phase Vapor Deposition*).

Micrografia 1 - TBC, onde TGO (Thermal Growth Oxide) é a camada formada por deposição a alta temperatura



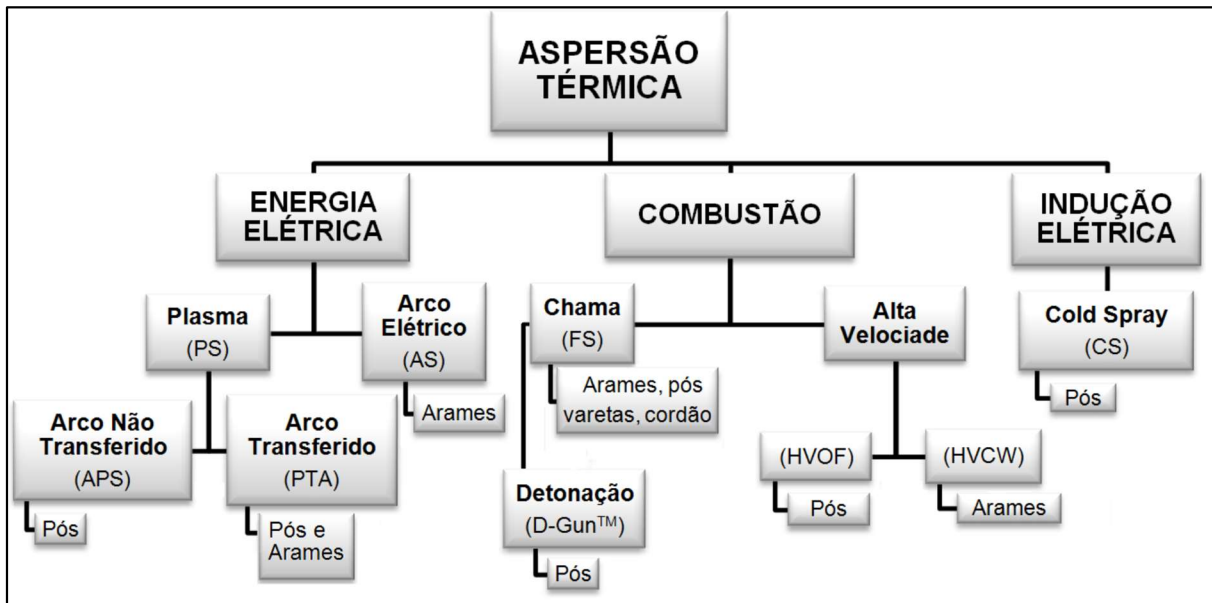
Fonte: Limar, 2014

## 2.2 PROCESSOS DE ASPERSÃO TÉRMICA

Os recobrimentos de TBC são filmes complexos, finos e porosos feitos de óxidos de zircônio. Sua já difundida aplicabilidade tem mostrado a necessidade de novos desenvolvimentos em materiais de baixo custo em sua manufatura. A aplicação da TBC se dá

por aspersão térmica, que é um grupo de técnicas que possibilita a deposição de camadas metálicas e não metálicas sobre uma superfície previamente preparada (SUCHARSKI, 2012). O Fluxograma 2 apresenta a classificação dos principais processos de aspersão térmica.

Fluxograma 2 - Principais técnicas de aspersão térmica



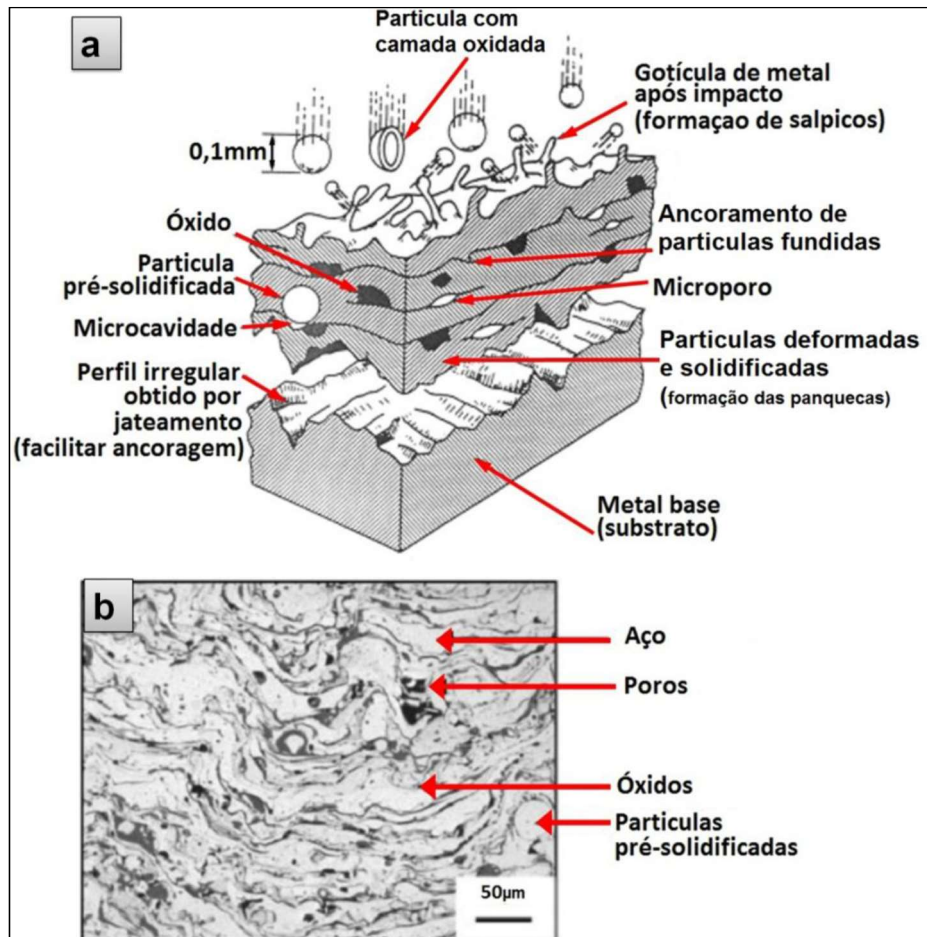
Fonte: Sucharski, 2012

O Fluxograma 2 foi construído segundo a geração de energia térmica para a fusão ou semifusão do material a ser depositado sobre o substrato, conforme Sucharski (2012).

Pesquisas realizadas aprofundaram o conhecimento do processo de deposição do material cerâmico sobre o substrato. O material a ser depositado por aspersão térmica, por estar inicialmente na forma de pó, arames ou vareta, é alimentado por uma pistola de aspersão, que é a fonte de calor, cuja origem pode ser um plasma, chama por indução, gases quentes e arco elétrico. Estas fontes de calor fundem o material a ser depositado deixando-o com alta plasticidade ou em estado fundido. Dependendo do modelo da pistola de aspersão, os gases de aspersão se expandem, acelerando as partículas do material fundido e/ou semifundido contra a superfície do substrato. Na colisão, as partículas se deformam, esfriam e se ancoram mecanicamente no material base e sobre as partículas já depositadas. Este processo forma uma superfície lamelar (SUCHARSKI, 2012). Esta superfície deformada, tipicamente chamadas de “panquecas”, do inglês *splat*, contém vazios, óxidos e poros. Esta estrutura lamelar apresenta ligações químicas, físicas e ainda por uma combinação delas, podendo ser observada no Quadro

1. O Quadro 1(a) mostra o esquema de deposição e o Quadro 1(b) mostra a micrografia de uma material com deposição por arco elétrico segundo Sucharski (2012).

Quadro 1 – (a) modelo sugerido para formação de um revestimento por aspersão térmica;  
(b) micrografia de revestimento de aço carbono.



Fonte: Sucharski, 2012

As siglas dos processos de aspersão utilizadas comercialmente seguem os nomes originais na língua inglesa. O Quadro 2 apresenta os principais processos, suas siglas, nome em inglês e nome usual em português.

Quadro 2 - Processos de aspersão térmica, suas siglas e nomes

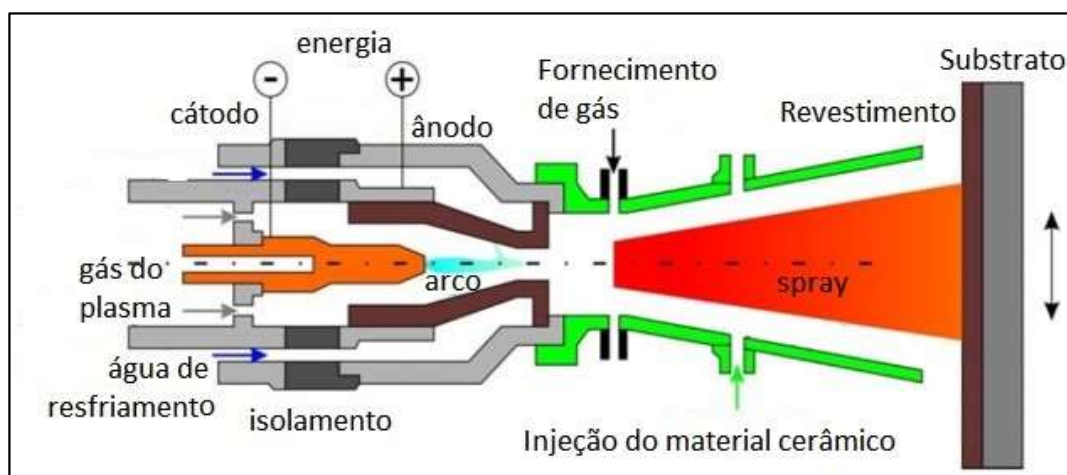
Fonte de Aquecimento	Sigla	Nome em Inglês	Nome Usual em Português
Energia elétrica	ASP	<i>Arc Spray Process</i>	Arco Elétrico
	APS	<i>Air Plasma Spraying</i>	Plasma por Arco não Transferido
	PTA	<i>Plasma Transferred Arc</i>	Plasma por Arco Transferido
Combustão	HVOF	<i>High Velocity Oxy-Fuel</i>	Chama de Alta Velocidade ou Ultrassônico
	HVCW	<i>High Velocity Combustion Wire</i>	Chama de Alta Velocidade com Arame
	D-Gun™ ou DS	<i>Detonation Thermal Spraying Process</i>	Detonação
Indução Elétrica	CS	<i>Cold Spray ou Cold-Gas Spraying Method</i>	Gás Frio

Fonte: Sucharski, 2012

### 2.3 PROCESSO DE ASPERSÃO TÉRMICA A PLASMA

O processo de revestimento mais utilizado é a aspersão térmica a plasma, denominada APS, do inglês *Air Plasma Spray*, apresentando várias aplicações na indústria. O Desenho 2 mostra o esquema de uma instalação para aplicação pelo método APS, segundo Wank (2016).

Desenho 2 – Esquema do processo de aspersão térmica a plasma



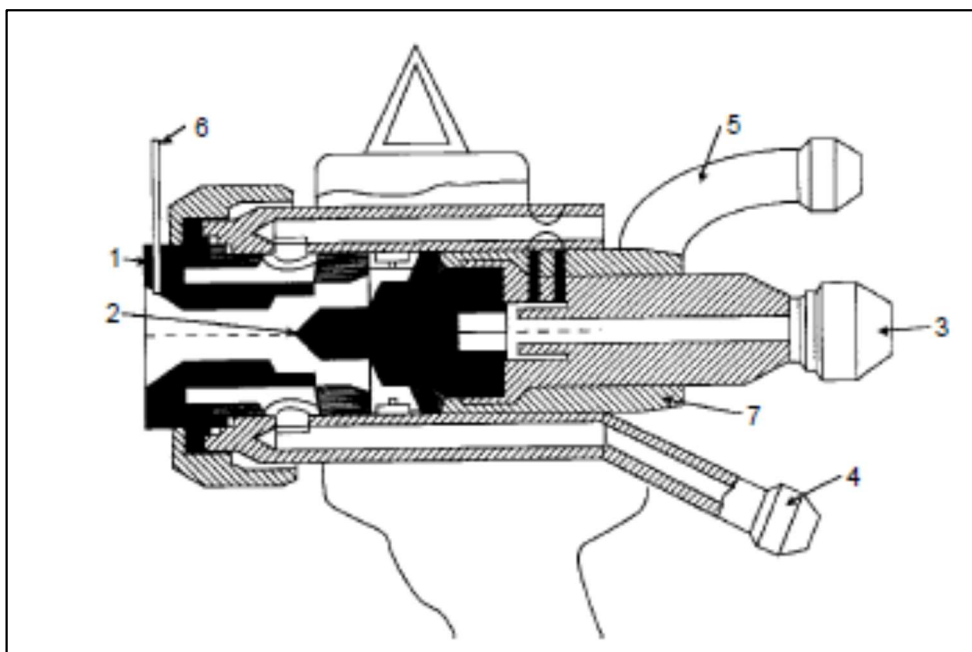
Fonte: Wank, 2016

O processo APS está dentro do grupo de processos definidos como PS (*plasma spray* – aspersão térmica por plasma). Esse grupo de processos é abrangente, pois a alta temperatura do plasma permite a deposição de uma gama de matérias que inclui os refratários,

bem como de materiais com baixo ponto de fusão. É obtido pela mistura de gases que são ionizados por uma corrente elétrica ao passarem entre dois eletrodos, um de tungstênio e outro de cobre, formando um arco plasma, que utiliza um arco elétrico como energia térmica de alta densidade, atingindo elevada temperatura e alta velocidade. A elevada temperatura, muitas vezes superior a  $16000^{\circ}\text{C}$ , é a principal característica do processo. A principal vantagem é a obtenção de revestimentos de alta qualidade. No entanto algumas desvantagens são destacadas, como a necessidade de refrigeração do eletrodo de cobre e a complexidade do equipamento (SUCHARSKI, 2011).

O processo APS (Desenho 3) é definido por uma arco elétrico “não transferido”, pois este arco é constringido entre um eletrodo de tungstênio coaxialmente alinhado em um bocal de constrição. O objetivo da constrição é controlar e aumentar a densidade de energia do fluxo de arco. A zona central do plasma é constituída pelo gás inerte ionizado (em geral argônio, podendo ser também nitrogênio) envolvido por um ou mais gases inertes de proteção (argônio, hélio, hidrogênio, nitrogênio ou mistura) (SUCHARSKI, 2011).

Desenho 3 – Detalhamento do processo de APS. 1- ânodo; 2-cátodo; 3-Saída da água de refrigeração e conector do cátodo; 4-entrada de água e conector do ânodo; 5-entrada dos gases de trabalho; 6-injeção do material a ser depositado em pó; 7-isolante elétrico.

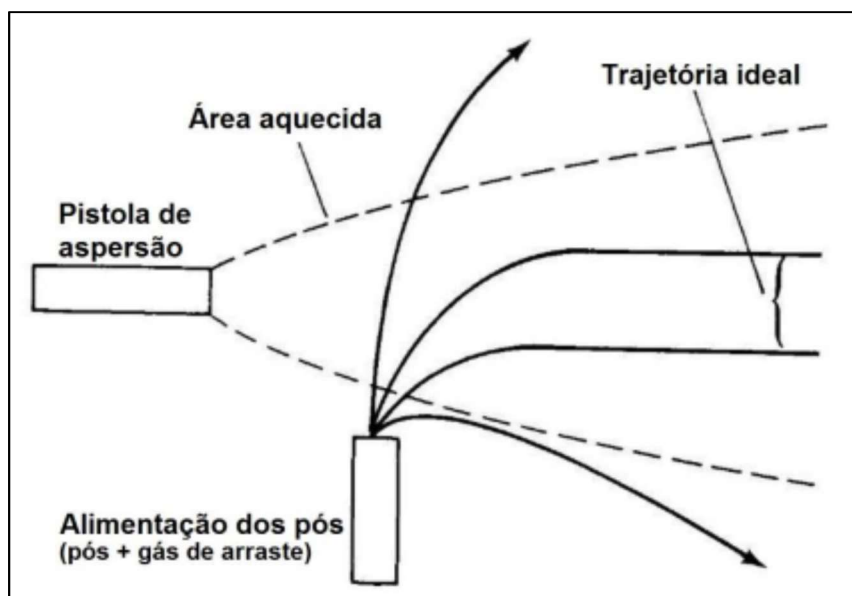


Fonte: Adaptado de Pawlowski, 2008

Em APS, bem como para os outros processos que utilizam o material de deposição na forma de pós, existe uma maneira ideal com que as partículas (pós) entrem na

zona aquecida da pistola de aspersão, podendo estas ser direcionadas diretamente no centro da chama (trajetória ideal) ou nas extremidades da zona aquecida, gerando, conseqüentemente, um menor aquecimento dos pós. Neste sentido, os parâmetros de processo que influenciam diretamente nessa condição são os referentes ao gás de arraste, mais especificamente o fluxo e a pressão. O Desenho 4 ilustra a zona de aquecimento e as possíveis trajetórias das partículas que formarão o revestimento (SUCHARSKI, 2011).

Desenho 4 - Possíveis trajetórias do pó durante a aspersão térmica.



Fonte: Sucharski, 2012

O processo de AT a plasma de arco não transferido tem como características principais (PAWLOWSKI, 2008):

- Distância de aplicação de 60 a 130 mm.
- Consumo de água para refrigeração de 5 L/h.
- Ângulo de aplicação normalmente 90°
- Alimentação de pó geralmente na faixa 50 a 100 g/h.
- Fluxo de gás 3 a 10 L/h.
- Tamanho das partículas de pó usualmente no intervalo de 20 a 90  $\mu\text{m}$ , (0.02 a 0.09 mm).
- A temperatura do substrato deve ser mantida na faixa de 100 a 200 °C quando aspergido cerâmica em metais com a finalidade de se evitar tensões residuais.

- Para melhorar densidade do revestimento e outras propriedades podem ser realizados tratamentos térmicos como recozimento em forno, tratamento a laser e aplicação de selantes.
- Nível de ruído superior a 140 decibéis.

Propriedades do revestimento obtido por meio do processo a plasma de arco não transferido

(PAWLOWSKI, 2008):

- Os valores de aderência da camada variam de 15 a 25 MPa, podendo alcançar 70 MPa para ligas de NiAl, NiCrAl e Mo.
- A porosidade destes revestimentos se situa na faixa de 1 a 7 %.
- Espessuras obtidas de revestimento entre 300 a 1500  $\mu\text{m}$ , (0.3 a 1.5 mm).

## 2.4 REVESTIMENTO CERÂMICO PARA TBC

A busca por materiais para TBC leva a uma gama de possibilidades, pois há numerosas estruturas cristalográficas, podendo ser formadas de diferentes elementos. Devido a esta complexidade, inicialmente o foco caiu sobre a exploração de óxidos de zircônia. Mais recentemente, por meio da utilização de simulações atomísticas, utilizando simulações computacionais e química cristalográfica, o número de possibilidades tem crescido (CLARK; PHILLPORT, 2005). O óxido de zircônio é a liga mais utilizada para aplicações em TBC.

### 2.4.1 Revestimento Cerâmico – *Top Coat*

Constitui a região externa cerâmica do TBC. A Zircônia estabilizada com Ítria (YSZ) apresenta um dos menores valores de condutividade térmica. Em altas temperaturas, por volta de 1000°C está na ordem de 2,3 W/mK (SUCHARSKY, 2012). Trabalhos desenvolvidos para a determinação da condutividade térmica da *top coat* com YSZ realizados por Slifka et al. (1997), apresentam o aumento do valor da condutividade com o aumento da temperatura.

A zircônia é polimórfica, existindo em três formas cristalinas, que em ordem decrescente de temperatura são as seguintes, na sua forma pura. A Equação 1 apresenta as fases do óxido de zircônio com a temperatura em °C (SIMBA, 2011):

Fundida  $\leftarrow$  (1)  $\rightarrow$  Cúbica  $\leftarrow$  (2)  $\rightarrow$  Tetragonal  $\leftarrow$  (3)  $\rightarrow$  Monoclínica. (E1)

Temperaturas de transformação:

(1) 2680°C

(2) 2370°C

(3) 1170°C

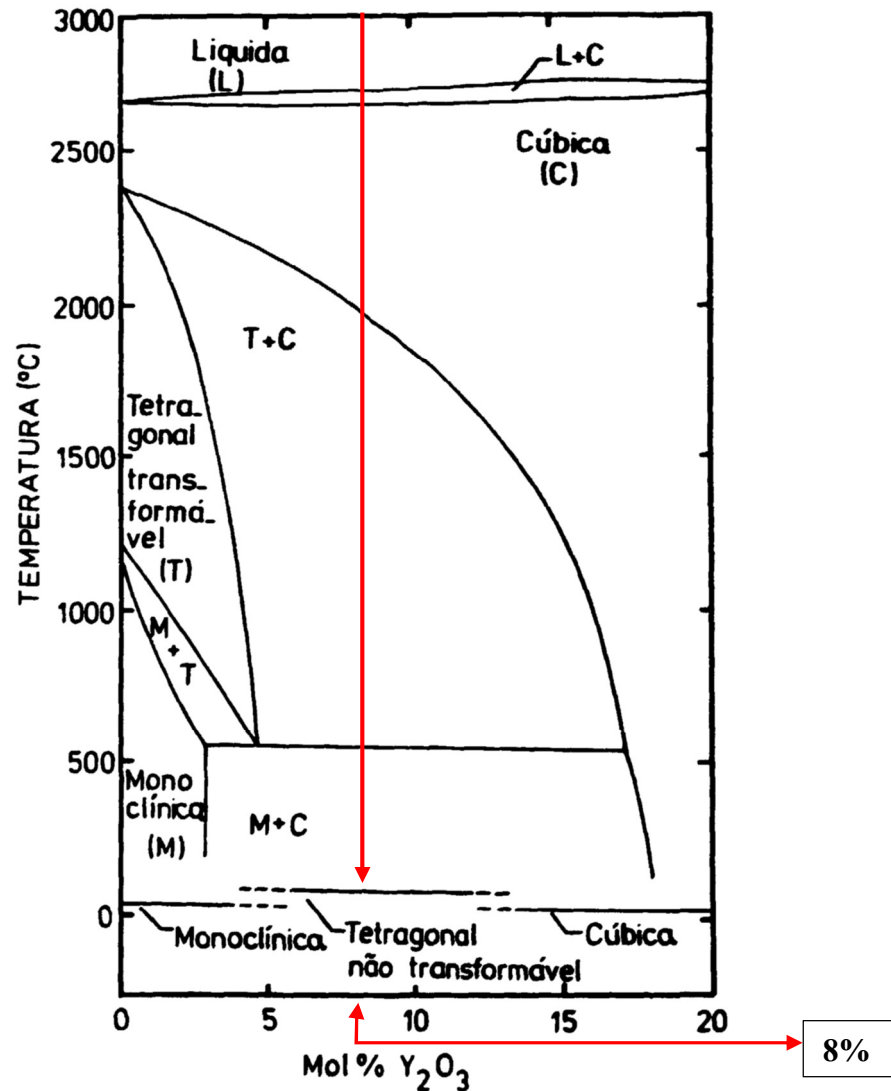
A característica polimórfica apresentada pela zircônia contribuiu para aumentar o potencial de aplicação industrial desse material. Devido as faixas de estabilidade das estruturas cristalinas e dos mecanismos de transformação de fase, o polimorfismo tem influência crítica em importantes propriedades da zircônia (CAMPOS, 1993)

A transformação de tetragonal para monoclínica, durante o resfriamento, é acompanhada de um aumento de volume de aproximadamente de 3 a 6%, induzindo à trincas e fraturas nos corpos cerâmicos. Dessa forma, a utilização da zircônia pura, em grande parte das aplicações, é inviável. Este inconveniente é solucionado pela adição de certos aditivos estabilizantes como MgO, CaO, Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, CeO<sub>2</sub> entre outros, formando, durante a sinterização, uma solução sólida com a zircônia que altera o comportamento mecânico desse material. As fases cúbica e tetragonal ficam estabilizadas à temperatura ambiente, com o auxílio de aditivos, inibindo a transformação espontânea da fase tetragonal para monoclínica (CAMPOS, 1993).

O óxido de ítria (Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) é um dos aditivos que apresenta o melhor resultado para a obtenção da zircônia tetragonal policristalina. Dentre os vários diagramas de fases propostos para o sistema ZrO<sub>2</sub>-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, o mais aceito é o apresentado parcialmente no Gráfico 2 (CAMPOS, 1993).



Gráfico 2 - Diagrama parcial das fases do sistema  $ZrO_2$ - $Y_2O_3$ , na região de baixa concentração de  $Y_2O_3$ .



Fonte: Campos (1993)

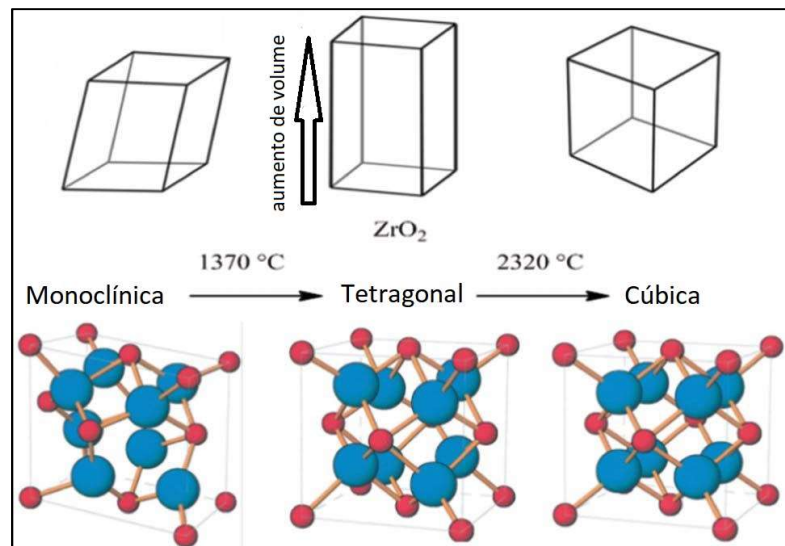
O detalhe mais importante nesse diagrama é o aumento do campo de homogeneidade de fase tetragonal com adição de ítria. Além disso, a temperatura da transformação eutetóide ( $T = M + C$ ), nesse diagrama, é  $550^{\circ}C$ , enquanto que para os dos sistemas  $ZrO_2$ - $CaO$  e  $ZrO_2$ - $MgO$ , situam-se em  $1000^{\circ}C$  e  $1240^{\circ}C$ , respectivamente. A baixa temperatura de reação eutetóide no sistema  $ZrO_2$ - $Y_2O_3$  facilita a retenção da fase tetragonal à temperatura ambiente (CAMPOS, 1993).

A fase  $T'$  da YSZ é chamada de metaestável, variando de 6 a 8% de  $Y_2O_3$  em massa. A melhor porcentagem em massa é a que apresenta 8% de  $Y_2O_3$ , podendo ser depositada sobre o substrato por spray de plasma (APS) ou deposição a vapor por feixe de elétrons

(EBPVD) que podem simular uma tempera rápida. As TBCs tendem portanto, pelo menos inicialmente, para a fase tetragonal T', e as propriedades dessa fase são de grande interesse para o desenvolvimento de TBCs. Apesar da fase T', sendo não transformável, não ser reforçada pela transformação martensítica tetragonal-monoclínica, é considerada pelos especialistas em cerâmica como tendo excelente resistência à trincas. A fase T' apresenta também excelente resistência à degradação pela água e elevada resistência mecânica.

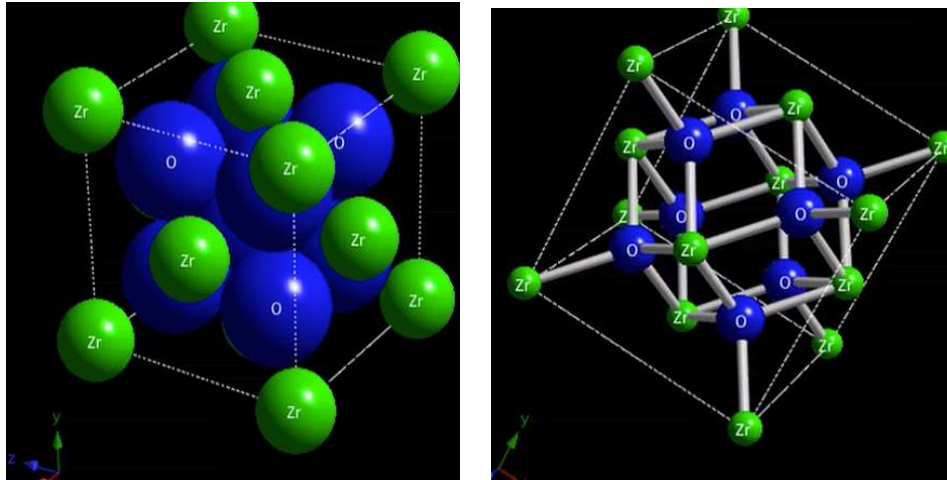
A simplificação das estruturas cristalinas para a zircônia pura são mostradas no Quadro 3:

Quadro 3 - Células unitárias simplificadas mostrando as estruturas cristalinas: a) fase monoclínica (M), b) fase tetragonal (T) e fase cúbica (C). Os pontos pretos são  $Zr^{4+}$  e os círculos são  $O^{2-}$ .



Fonte: Adaptado de Brog et al (2013)

A zircônia na sua forma de óxido (ZrO<sub>2</sub>) e cúbica apresenta estrutura na forma  $A_mX_p$ , sendo neste caso  $m=1$  e  $p=2$ . A estrutura cristalina consiste em uma estrutura cúbica de oxigênio com corpos centrados alternados ocupados por oito cátions. Os cátions estão dispostos em uma estrutura de face centrada com ânions ocupando as posições no tetraedro. Isto deixa uma estrutura aberta octaédrica com grandes vazios intersticiais, conforme apresentado no Quadro 4.

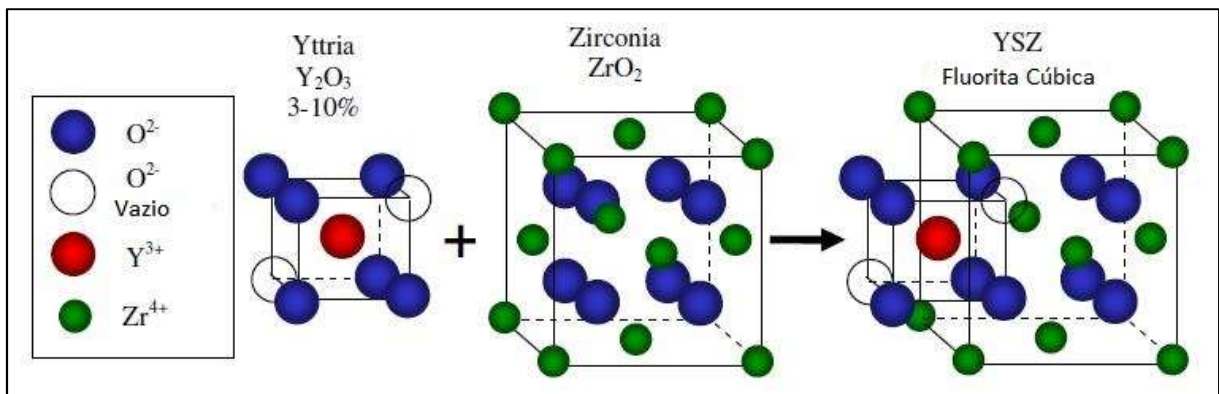
Quadro 4 – Estrutura  $ZrO_2$  pura tipo  $A_mX_p$ 

Fonte: Phatak et al, 2012

A fórmula geral é  $AO_2$ , onde A é normalmente um cátion tetravalente. Como o  $Zr^{+4}$  é muito pequeno para suportar uma estrutura do tipo fluorita ( $A_mX_p$ ) a baixas temperaturas, isto deve ser feito por um cátion maior, chamado de dopante (PHATAK et al, 2012).

As fases descritas anteriormente coexistem na solução sólida. YSZ é na verdade uma mistura de fases que com a dopagem com ítria variando de 6-10%, consiste em uma matriz cúbica que contém uma dispersão finita de precipitados tetragonais ou monoclinicos. Sob tensão, o precipitado tetragonal se transforma em monoclinico retardando a propagação de trincas. Como resultado, este material se torna muito resistente. O Quadro 5 apresenta a inserção do  $Y_2O_3$  no óxido de zircônia, estabilizando a estrutura.

Quadro 5 – Formação da estrutura cristalina da YSZ



Fonte: Phatak et al, 2015

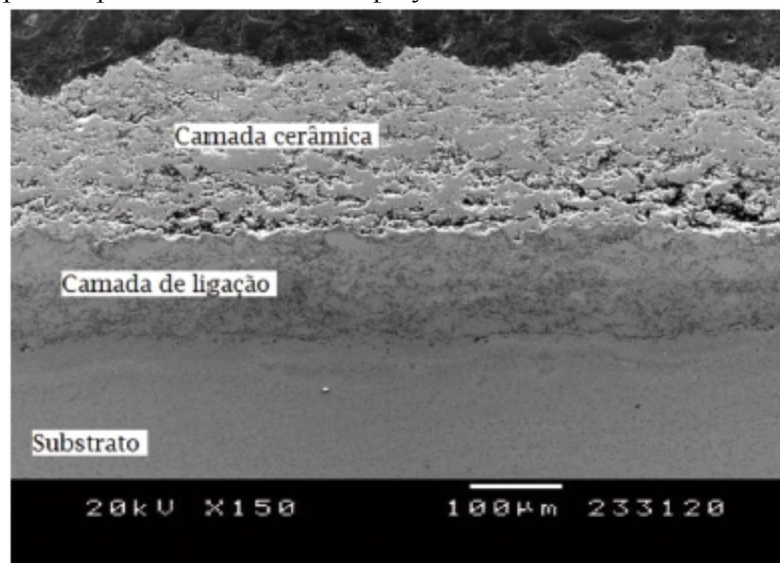
### 2.4.2 Camada de ligação – *Bond Coat*

É a camada responsável por efetuar a ligação entre o revestimento cerâmico e o substrato, podendo ser composta por ligas a base de cromo ou níquel. Também tem papel importante na eficiência da resistência da oxidação a quente. Atua também como barreira à difusão de componentes entre o revestimento e o substrato (SUCHARSKY, 2012).

A nomenclatura usual para a *Bond Coat* é MCrAlY, sendo que M pode ser níquel (Ni) ou cobalto (Co), que são o resultado de um processo de APS. A *Bond Coat* proporciona relaxamento termo-elástico para acomodar as altas tensões geradas no sistema TBC. A química e microestrutura da *Bond Coat* afeta a estrutura e a morfologia da TGO. A oxidação da *Bond Coat* precisa ser restringida para melhorar a performance do sistema TBC, pois é uma camada que deve ser dúctil para absorver as tensões (PAWLOWSKI, 2008)

Duas ligas para a camada de ligação evoluíram ao longo dos anos. O objetivo é formar um óxido de alumínio ( $Al_2O_3$ ), pois este óxido é compatível com a fase de YSZ o que garante a estabilidade termodinâmica por longo prazo. A seleção de ligas é um assunto complexo, pois essa camada desempenha um certo número de funções diferentes, além de fornecer uma ligação com o substrato. A zircônia depositada no substrato por APS é um condutor de oxigênio e a camada de ligação deve ser também capaz de formar um óxido protetor, que seja estável e de crescimento lento. Essa camada é chamada TGO (*Thermal Growth Oxide*). Logo, essa camada de ligação deve possuir também estabilidade morfológica, para que durante os processos de aquecimento e resfriamento não apareçam distorções que levem a defeitos de interface. As duas classes são o aluminídeo de níquel modificado com platina (PtNiAl) e a liga MCrAlY. Essas ligas, antes do advento das TBCs, já eram utilizadas como ligas resistentes a corrosão e oxidação. Inúmeras composições de ligas MCrAlY têm sido propostas e estão disponíveis comercialmente na busca de melhorias no desempenho das camadas de ligação, assim como variações nos processos de aplicação destas camadas com o mesmo propósito (LIMAR, 2014). A Micrografia 2 mostra a seção transversal de um revestimento TBC aplicado por APS.

Micrografia 2 - Seção transversal de um revestimento para barreira térmica (TBC) aplicado por APS – Air Plasma Spray sobre substrato metálico



c

Fonte: Limar, 2014

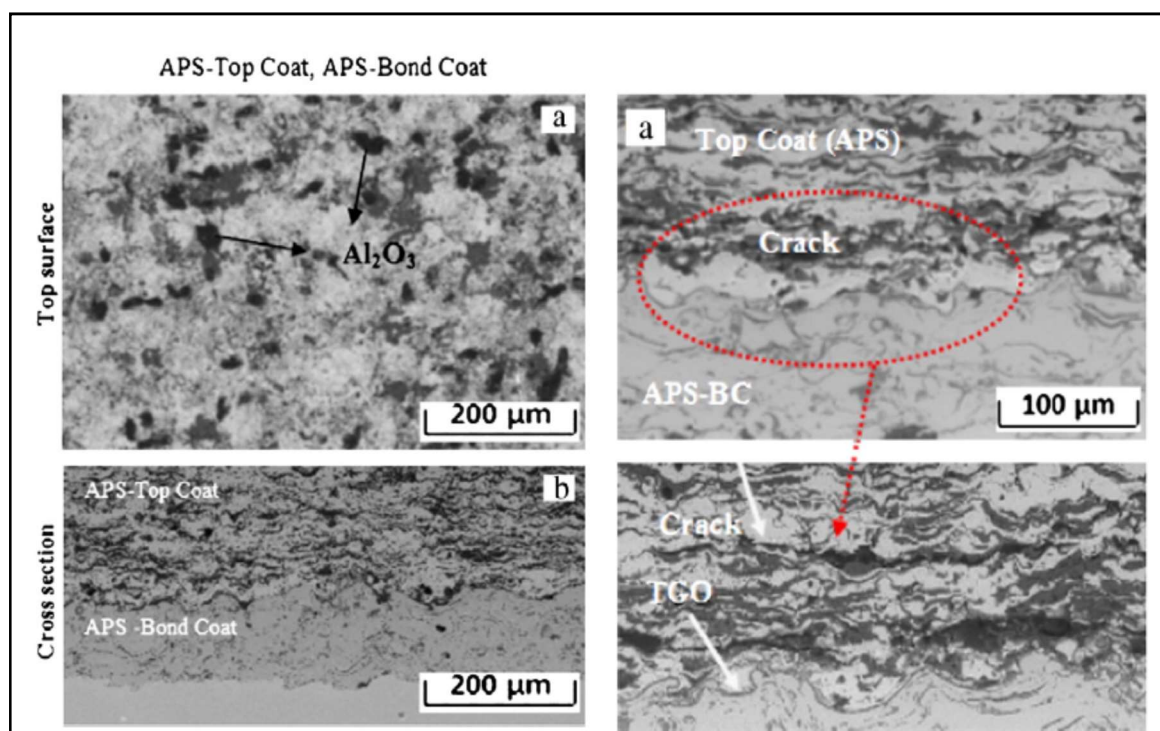
### 2.4.3 Óxido termicamente crescido – TGO (*Thermal Growth Oxide*)

Durante a deposição da camada *Top Coat*, que é depositada no substrato a altas temperaturas ( $> 1000^{\circ}\text{C}$ ), a camada de TGO, principalmente com a composição  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , desenvolve-se entre a *Bond Coat* e a *Top Coat*, devido a oxidação da *Bond Coat*. Este é o fator mais importante que determina a duração do sistema TBC. A espessura desta camada aumenta com o aumento do tempo de deposição. Portanto, a camada de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  deve ser a mais fina possível para que falhas não apareçam no sistema (GHOSH, 2015).

A formação da camada de TGO é devida a penetração do oxigênio através da porosidade do revestimento cerâmico. Além disso o oxigênio que penetra através das lamelas da *Bond Coat*, oxidam regiões da camada de adesão. Ni e Cr não apresentam mudanças na concentração após o ciclo térmico de deposição, enquanto a concentração de Al e O aumentam, o que indica a presença  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Alguns óxidos misturados e seus grupos são formados ao redor da camada de TGO. A formação desses grupos é atribuída a baixa concentração de alumínio localizado na interface cerâmica/TGO. A formação de fendas aparecem na interface TGO/YSZ. A TGO normalmente compreende tensão residual compressiva quando resfriado a temperatura ambiente, porque sua expansão térmica não se ajusta a liga do substrato. Durante o ciclo térmico, ocorre o relaxamento das tensões que é acompanhado pelas tensões de tração paralelas da interface da camada TGO/cerâmica, o que leva a falhas e delaminação na interface. Quando partículas de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  são adicionadas à camada cerâmica elas funcionam como uma barreira de

difusão, contudo a camada da TGO nesta situação limita a espessura da TGO, variando entre 1  $\mu\text{m}$  e 3  $\mu\text{m}$ . A cerâmica sem a composição com  $\text{Al}_2\text{O}_3$  pode atingir espessuras maiores de 4  $\mu\text{m}$ . O Quadro 6 mostra as imagens obtidas por MEV da liga 8%YSZ+  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . O substrato é o aço comercialmente conhecido como Inconel 718. O ciclo térmico das amostras chegou a 1200°C. (KARAOGLANLI et al, 2011).

Quadro 6 - Micrografia SEM. A esquerda a superfície e a seção transversal antes do ciclo térmico e a direita a seção transversal após o ciclo, onde aparecem as trincas.



Fonte: Karaoglanli et al, 2011

## 2.5 FALHAS EM TBC

O ciclo térmico a que estão sujeitos os tubos de escapamento em veículos com motores a ciclo diesel apresentam temperaturas de operação na região de no máximo 600°C, variando ao longo da operação e possibilitando o aparecimento de trincas. O modo de falha mais comum do TBC é o que se chama em inglês *spallation*, que é associado com o efeito da formação da trinca na *Top Coat* próximo da sua interface. *Spallation* significa que a *Top Coat* de peças ou áreas cobertas quebram ou são removidas do sistema de recobrimento. Esta falha não apenas empobrece o TBC em termos de proteção, mas também permite a contaminação de suas camadas com detritos do meio ambiente (BLOMQVIST, 2014). Na aplicação em estudo,

ou seja, tubulação de escapamento, esta degradação deve ser evitada pois implicaria na perda do revestimento cerâmico, resultando na energia térmica.

Estas falhas ainda são mecanismos muito complexos, sendo uma mistura de vários mecanismos. A falha denominada *spallation* é o modo mais conhecido e é devido, como já comentado, principalmente a TGO, pelo aumento das tensões locais e pela indução da propagação de trincas pré-existentes formadas durante o processo de deposição. Devido ao processo de sinterização na aplicação a altas temperaturas, a *Top Coat* fica frágil, enquanto que a *Bond Coat* acompanha esta fragilidade também devido ao alumínio da TGO que leva ao crescimento de óxidos. Algumas falhas que ocorrem na *Top Coat* são: (i) danos causados por impacto de partículas; (ii) falhas devido a penetração de depósitos de cálcio-magnésio-aluminossilicato, formado devido ao ingresso de areia e poeira presentes na atmosfera na região dos tubos de escapamento (GUPTA, 2014).

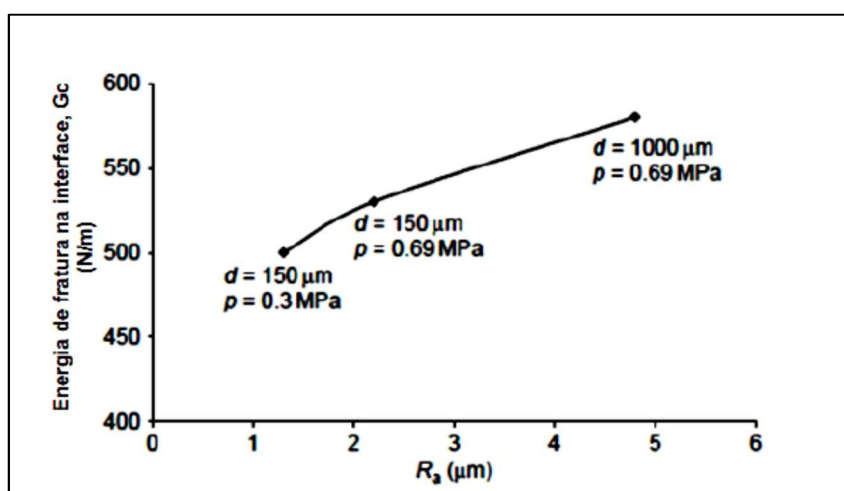
## 2.6 SUBSTRATO

O substrato é o material onde será depositado o revestimento cerâmico. O substrato sobre o qual o revestimento é depositado é normalmente uma liga de aço. Nos casos mais conhecidos da aplicação da TBC, ou seja, nas pás de turbinas a vapor, o substrato é o que é conhecido como uma superliga. É um tipo de aço que resiste a altas temperaturas. Neste trabalho o substrato será também uma liga de aço, podendo ser aço ao carbono ou aço inoxidável.

Em muitos casos o substrato deverá ser primeiramente preparado para receber o TBC, aumentando sua rugosidade superficial, de forma a possibilitar uma forte adesão do TBC. É uma etapa fundamental para o processo. Dois processos devem ser observados: a limpeza, que retira contaminantes prejudiciais ao processo de deposição; e a rugosidade superficial para que se consiga a aderência desejada. Para a limpeza podem ser utilizados solventes à base de hidrocarbonetos, cloretos e álcoois, observando-se a compatibilidade do solvente com o material do substrato. Para garantir a aderência da camada cerâmica ao substrato, deve-se garantir rugosidade superficial apropriada para que ocorra a aderência. A aderência é dependente de pontos de ancoramento e da área de interface. É utilizado normalmente o jateamento abrasivo. Para espessuras maiores de revestimento também pode-se usar usinagem grosseira ou o processo de goivagem, que consiste na abertura de sulcos através de um maçarico de oxicorte. Nos revestimentos que utilizam a APS como processo de deposição da cerâmica, o jateamento abrasivo é o mais indicado. A superfície resultante depende de alguns fatores, que

são: 1) Partícula: tamanho, composição, dureza e forma; 2) Processo: ângulo de *deposição*, velocidade e tempo do jato, distância do bocal ao substrato e capacidade do equipamento. De uma forma geral, o aumento da rugosidade permite um melhor ancoramento mecânico das partículas aspergidas promovendo uma melhor aderência da camada depositada. O Gráfico 3 apresenta os resultados de aderência para deposições de uma liga do tipo NiCrAlY sobre substrato de SAE 1010 com diferentes níveis de rugosidade, onde para o maior valor da rugosidade ( $R_a$ ) tem-se a maior energia para a fratura (SUCHARSKI, 2012).

Gráfico 3 - Adesão de revestimento de NiCrAlY ao aço SAE 1010 em função da rugosidade superficial. Sendo  $d$  o diâmetro da partícula e  $p$  a pressão de jateamento a uma distância constante



Fonte: Sucharski, 2012

Uma superfície rugosa tem mais área superficial de que uma superfície polida então as partículas terão mais área de contato para se aderirem ao substrato, pois terá mais pontos de ancoramento mecânico, e eliminará os planos preferenciais de cisalhamento que existem nas camadas depositadas em virtude da sua estrutura típica lamelar. Desenvolvem-se nestas camadas grandes tensões paralelas à base que são responsáveis pela sua baixa resistência à tração e isto pode ser verificado quando se fazem testes de aderência (PAREDES, 2009).

Lima e Trevisan (2002) afirmam de um modo geral que a rugosidade superficial mais adequada para a maioria dos revestimentos é aquela que apresenta rugosidade média numa faixa de 2,5 a 1,3  $\mu\text{m}$ , entretanto se a espessura do revestimento é pequena, a faixa de rugosidade necessária estará na faixa de 1,3  $\mu\text{m}$ . A força de adesão, normalmente, aumenta com a rugosidade da superfície, contudo para rugosidade média superior a 10  $\mu\text{m}$  esta melhora



decrece. A melhor adesão está associada com a rugosidade comparada a 75% do diâmetro das partículas do revestimento (PAREDES, 2009)

## 2.7 CONDUTIVIDADE TÉRMICA EM MATERIAIS CERÂMICOS

Os materiais transferem calor do meio ambiente para o material e vice-versa. A transferência de calor ocorre por três mecanismos, que são a convecção, radiação e condução. Até 1000°C o mecanismo significativo para a cerâmica é a condução através do elemento cerâmico, da temperatura mais alta para a mais baixa devido ao gradiente de temperatura. O fenômeno da convecção é importante quando estão sob as condições de uso do elemento cerâmico o transporte de massa em fluidos. Sob condições estacionárias a quantidade de energia térmica transportada pela condutividade térmica no tempo através de uma unidade de área em um gradiente de temperatura (negativo) é dada no caso unidirecional pela equação 2:

$$\left(\frac{dQ}{A dt}\right) = -k \left(\frac{dT}{dx}\right) \quad (E2)$$

sendo: Q a quantidade de energia térmica; A é a área da seção transversal do material, normal ao fluxo de energia térmica na direção x; t é o tempo; T é a temperatura.; k é uma constante de proporcionalidade, chamada de coeficiente de condutividade térmica ou simplesmente condutividade térmica (PAMPUCH, 2008).

A condutividade térmica de alguns materiais é mostrada na Tabela 1:

Tabela 1 – Condutividade térmica de alguns materiais a 27°C

Material	Condutividade Térmica (a 20°C)[W/mK]
Materiais não porosos	
Ag	406
Cu	385
Al	205
AlN	100-160
SiC	110-125
MgO	56

Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	39
Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	35
Sialon	21
ZrO <sub>2</sub>	2
Na-Ca	0,8
Materiais porosos	
Ar	0,024
Concreto	0,8
Tijolo cerâmico	0,6
Tijolo refratário	0,15
Espuma de poliuretano	0,01
Madeira	0,04-0,12

Fonte: Adaptado de Pampuch (2008)

Como pode ser visto na Tabela 1, os materiais cerâmicos apresentam transferência de energia térmica significativamente diferente daquela que ocorrem com os metais. Isso ocorre por dois motivos: (1) os materiais cerâmicos possuem poucos elétrons livres e (2) as fases cerâmicas são transparentes a energia radiante. Rearranjando a equação 2 obtém-se a equação 3.

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)\left(\frac{1}{A}\right) = -k\left(\frac{dT}{dx}\right) \quad (E3)$$

Sendo:

$\frac{dQ}{dt}$  a variação do calor transmitido em função do tempo

$A$  a área que o fluxo de calor atravessa

$k$  o coeficiente de condutividade térmica

$\frac{dT}{dx}$  a variação da temperatura em função da distância

Pode-se concluir que a condutividade térmica  $k$  é o coeficiente que relaciona a velocidade de transferência de calor por unidade de área,  $(dQ/dt)/(1/A)$ , com o potencial térmico ou gradiente de temperatura  $(-dT/dx)$ . Sendo que somente  $k$ , condutividade térmica, é uma

característica intrínseca do material. As demais variáveis dependem das condições de operação e da geometria (VAN VLACK, 1973).

### 2.7.1 Mecanismo de condutividade

O valor de  $k$ , que representa a condutividade térmica, pode ser obtido por meio de teorias da energia cinética por meio da equação 4:

$$k = s \cdot c \cdot \frac{\lambda}{3} \quad (E4)$$

sendo:

$k$  = condutividade térmica

$s$  = calor específico do transportador de energia

$c$  = velocidade do transportador

$\lambda$  = caminho livre médio do transportador

Na ausência de moléculas gasosas, há dois tipos de transportadores de energia nos sólidos: (1) elétrons, e (2) fônons, ou quanta de vibrações cristalinas elásticas (VAN VLACK, 1973).

Nos materiais cerâmicos, com exceção dos semicondutores, a quantidade de elétrons livre é pequena, sendo então que o transporte de energia térmica se deve aos fônons. Os fônons são o principal meio de condutividade térmica nos materiais cerâmicos. São vibrações de natureza ondulatória. A Equação 4 é aplicável pois: (1) vibrações cristalinas possuem energia, que é a capacidade calorífica volumétrica do sólido, (2) há uma velocidade de onda conhecida  $c$ , que é a velocidade do som; e (3) há um caminho livre médio  $\lambda$  através do qual o fônon se moverá antes de ser difratado pelas irregularidades do reticulado. Se forem alterados alguns desses valores, a condutividade térmica também variará. (VAN VLACK, 1973).

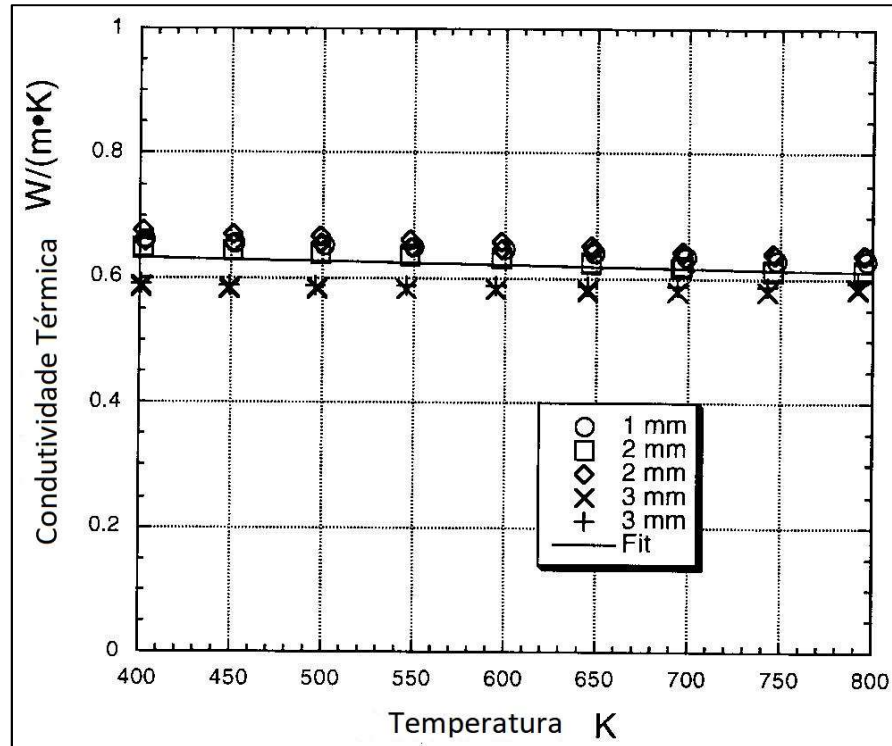
## 2.8 CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA LIGA $ZrO_2$ - $Y_2O_3$

A condutividade térmica da liga YSZ deve ser analisada levando-se em consideração as três camadas *Bond Coat*, *Thermal Growth Oxid* (TGO) e *Top Coat* em conjunto, formando um sistema.

Vários estudos já foram realizados para a determinação da condutividade térmica da liga. O método mais utilizado é o método *Laser-Flash*. Neste método um pulso de calor instantâneo é gerado pela absorção de energia de um feixe de laser que incide na superfície de uma amostra e transmite para a superfície de trás, onde a temperatura aumenta, sendo detectado por um sensor. É bastante utilizado devido a utilização de amostras de pequeno tamanho e pela rapidez na obtenção de resultados. A desvantagem deste método é que a densidade e a capacidade calorífica também devem ser conhecidas ou medidas para se calcular a condutividade térmica. Além disso, o uso de métodos transientes indiretos pode levar a resultados questionáveis em compósitos complexos ou cerâmicas depositadas em camadas (ALTUN, ERHAN BOKE, KALEMTAS, 2008).

Métodos não transientes e de medição direta também são utilizados. Slifka et al, em medição realizada, para a liga de zircônia-itria com 8% em massa de itria, liga essa chamada de 8YSZ, depositada sobre aço inoxidável AISI410, chegaram ao valor da condutividade térmica igual a 0,62 W/mK, revelando-se ser independente da temperatura. A resistência térmica entre o substrato e o bond coat e entre o bond coat e e a cobertura final pode ser negligenciada, pois na medição essas resistências térmicas já estão consideradas. A bond coat pode ser tratada como parte do substrato por apresentar condutividade térmica semelhante ao do substrato. Na medição foram utilizadas chapas de aço com espessuras de 1,9; 3,9 e 8 mm. O Gráfico 4 apresenta valores da condutividade térmica obtida em função da temperatura (SLIFKA, 1997).

Gráfico 4 - Condutividade térmica da liga 8YSZ em função da temperatura

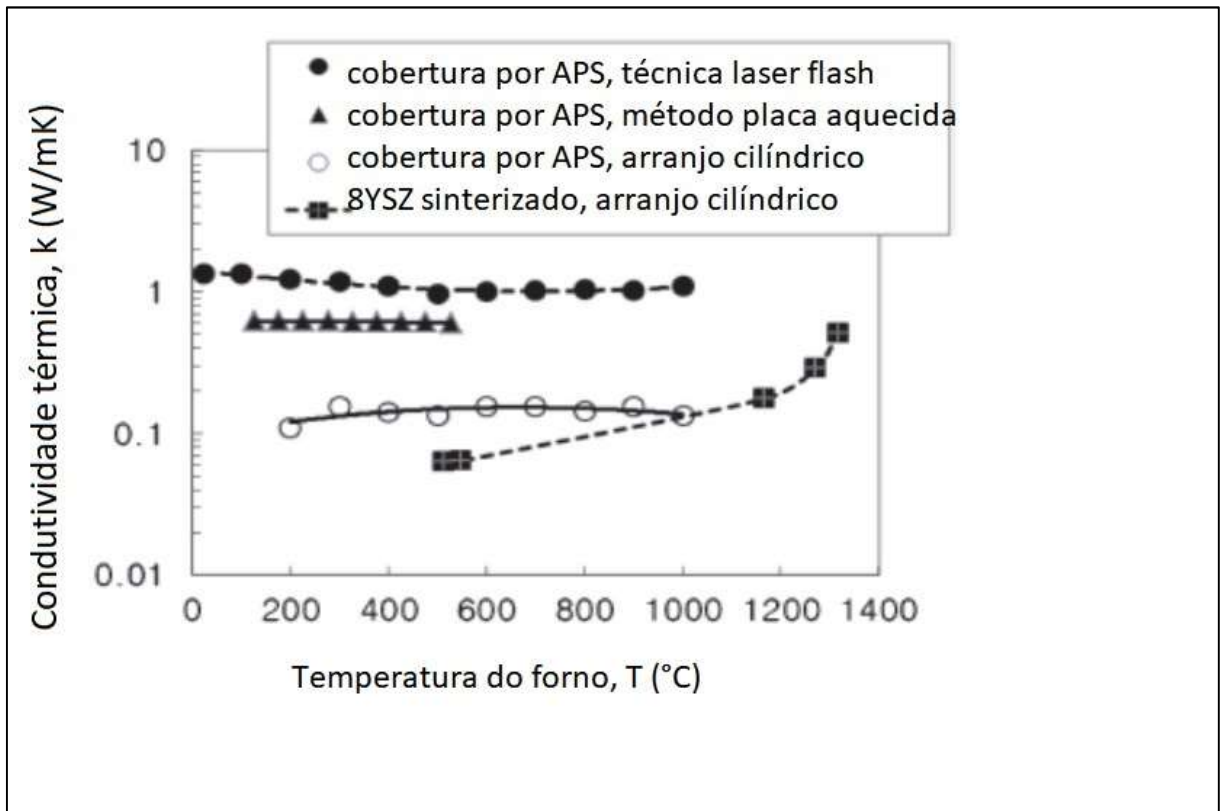


Fonte: Slifka, 1997

Outro método de obtenção da condutividade térmica é o mostrado no trabalho realizado por Kyong Jun Na com o objetivo de simular com o experimento a aplicação real em turbina à gás. Neste experimento, através de um arranjo cilíndrico, com um tubo de aço inox AISI 304 de espessura de parede de 7,93 mm foi revestido com a 8YSZ de 2 mm de espessura, depositada por Aspersão por Spray de Plasma (APS). Em um equipamento semelhante a um forno, construído especificamente para o ensaio, o tubo é aquecido a várias temperaturas, variando de 100°C a 1000°C. As medições foram feitas a cada 100°C. Por dentro do tubo existe um fluxo de ar com vazão constante. Este fluxo então recebe calor do ambiente do forno. São tomadas medidas de temperatura na entrada e saída de ar do forno. É encontrada a resistência térmica das amostras com e sem camada cerâmica. A diferença dessas resistências permite o cálculo da condutividade térmica da cerâmica de forma mais próxima da aplicação. (JUN NA, 2013).

Os dados do ensaio, apresentados no Gráfico 5 apresenta a condutividade térmica em função da temperatura.

Gráfico 5 - Condutividade térmica do sistema 8YSZ aplicados por APS e sua comparação com resultados de outros testes.



Fonte: Jun Na, 2013 (adaptado)

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Foi pesquisado neste trabalho a aplicação da TBC no projeto do componente automotivo tubo de escapamento pelo método de aspersão térmica através de plasma (APS) como barreira térmica com o objetivo de evitar a perda de energia térmica dos gases de escapamento, energia esta que deverá ser aproveitada no catalisador (ATS).

Os cálculos analíticos foram baseados na teoria do transporte de calor e massa com considerações das aproximações necessárias com o objetivo de justificar a utilização do revestimento de zircônia.

#### 3.1 MÉTODO ANALÍTICO

##### 3.1.1 Condução de Calor

A condução de calor pela teoria da Transferência de Calor e Massa, em paredes cilíndricas, pode ser calculada pela Equação 5.

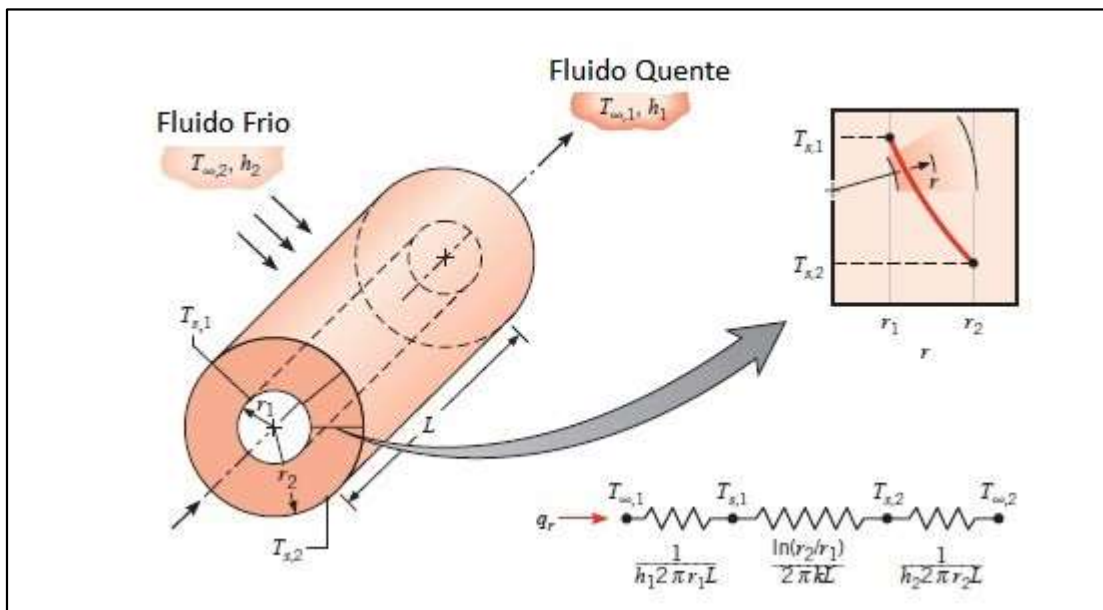
$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (E5)$$

sendo, no momento,  $k$  considerada uma variável. O significado físico desta expressão fica evidente se for considerada apropriadamente a lei de Fourier de condução de calor. A taxa da energia térmica é conduzida através da superfície cilíndrica e um sólido e pode ser expressa pela Equação 6:

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (E6)$$

sendo  $A = 2\pi rL$  é a área normal a direção da transferência de calor. A Equação 6 mostra que a quantidade  $kr(dT/dr)$  é independente de  $r$ . Deduz-se da equação acima que a taxa de condução de calor  $q_r$  é constante na direção radial.

Quadro 7 - Cilindro oco com condições convectivas na superfície



Fonte: Incropera et al, 2011

É possível determinar a distribuição da temperatura no cilindro resolvendo a Equação 5 e aplicando as condições de contorno apropriadas. Assumindo o valor de  $k$  como constante, a Equação 5 pode ser integrada duas vezes obtendo-se a solução geral

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (E7)$$

Para obter-se as constantes  $C_1$  e  $C_2$  adotam-se as seguintes condições de contorno, conforme apresentado na Equação 8.

$$T(r_1) = T_{s,1} \quad e \quad T(r_2) = T_{s,2} \quad (E8)$$

Aplicando essas condições na solução geral obtém-se a Equação 9.

$$T_{s,1} = C_1 \ln r_1 + C_2 \quad e \quad T_{s,2} = C_1 \ln r_2 + C_2 \quad (E9)$$

Resolvendo para  $C_1$  e  $C_2$  e substituindo na solução geral obtém-se a Equação

10,

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad (E10)$$



Nota-se que a distribuição de temperatura associada com a condução radial através da parede de um cilindro é logarítmica. A distribuição logarítmica está esquematizada no Quadro 7. Se a distribuição da temperatura calculada pela Equação 10 for usada com a lei de Fourier (Equação 6), obtém-se a Equação para a taxa de transferência de calor:

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (E11)$$

Deste resultado é evidente que, para a condução radial na parede de um cilindro, a resistência térmica é dada pela Equação 12.

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (E12)$$

A resistência térmica é mostrada no circuito em série conforme Quadro 7. Desde que o valor de  $q_r$  é independente de  $r$ , o resultado poderia ser obtido utilizando um método alternativo que é integrando a Equação 6.

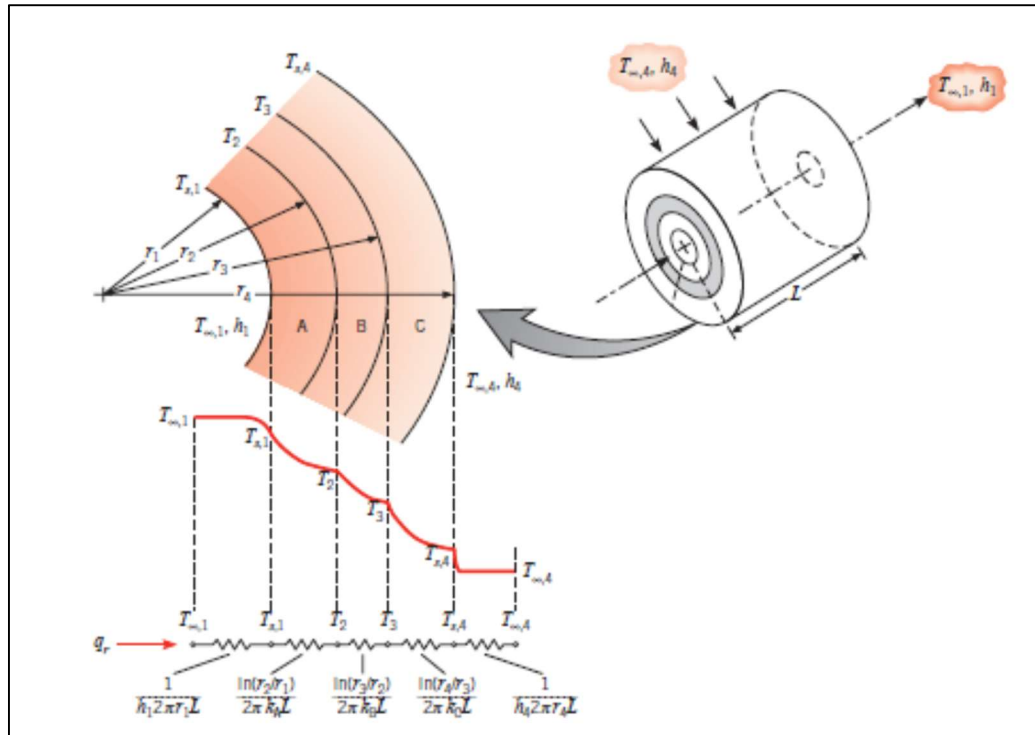
Considerando um sistema composto no Quadro 8, e desprezando as resistências de contato interfaciais, a taxa de transferência de calor pode ser expressa pela Equação 13.

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_B L} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi k_C L} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}} \quad (E13)$$

A Equação 13 pode também ser expressa em termos do coeficiente geral de transferência de calor, expressa na Equação 14.

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{R_{tot}} = UA(T_{\infty,1} - T_{\infty,4}) \quad (E14)$$

Quadro 8 - Distribuição de temperaturas em paredes cilíndricas compostas



Fonte: Incropera *et al*, 2011

Se  $U$  é definido em termos da área interna,  $A_1 = 2\pi r_1 L$ , as Equações 13 e 14 podem ser agrupadas de acordo com a equação 15.

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_A} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_B} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_C} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_1}{r_4} \frac{1}{h_4}} \quad (E15)$$

Esta definição é arbitrária, e o coeficiente geral também pode ser definido em termos de  $A_4$  ou qualquer uma das áreas intermediárias, conforme a Equação 16.

$$U_1 A_1 = U_2 A_2 = U_3 A_3 = U_4 A_4 = \left( \sum R_t \right)^{-1} \quad (E16)$$

No cálculo, considerando apenas a condução, os termos  $1/h_1$  e  $r_1/r_4 \cdot 1/h_4$  não foram considerados, pois os efeitos da convecção interna e externa serão considerados no cálculo de fluxo interno de gases em tubos cilíndricos.

O método analítico é dividido em duas partes. Na primeira parte consideramos apenas o cálculo comparando o revestimento cerâmico YSZ com revestimento de proteção

térmica utilizado em veículos pesados e disponível no mercado. É um revestimento utilizado comercialmente na construção civil, com nome comercial Isoglass, para isolamento térmico de tubulações de água em residências e outros estabelecimentos em condições de temperaturas abaixo de 0°C, bem como proteção térmica de forma a manter ambientes aquecidos. Neste cálculo levamos em consideração a condutividade térmica, com o objetivo de comparar os revestimentos. Abaixo seguem os dados do revestimento utilizado, conhecido como Isoglass e para a YSZ:

Isoglass

Condutividade térmica: 0,13 W/mK a 500°C

Composição principal: fibra de vidro

Proteção superficial: folha de aço inox de 0,15 mm de espessura

Condutividade térmica: 21,3 W/mK

Espessura especificada da manta na aplicação: 10 mm

Método de aplicação: cola

YSZ – Zircônia estabilizada com Ítria com 8% em peso

Condutividade térmica: 0,13 W/mK a 500°C

Composição principal:  $ZrO_2-8\%Y_3O_2$  conforme Gráfico 2

Proteção superficial: Não há

Espessura especificada: 1mm

Método de aplicação: APS

Tubo de escapamento (substrato)

Material: Aço inoxidável AISI 304

Condutividade térmica: 21,3 W/mK

Diâmetro externo: 3,5" (88,9 mm)

Espessura do Tubo = 1,9 mm

A condutividade térmica é a característica principal para este cálculo. Os revestimentos possuem o mesmo valor de condutividade térmica e portanto, o resultado do cálculo da perda de calor por metro será o mesmo.

O modelo utilizado é o do Desenho 3. Deste modelo a equação da perda de calor por metro linear ( $q/L$ ) de tubulação, dado pela Equação 17.

$$\frac{q}{L} = \frac{2\pi(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)/k_{tubo} + \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)/k_{rev}} \quad (E17)$$

Sendo,

$T_1$  = Temperatura Interna = 600 °C (873 K)

$T_2$  = Temperatura na superfície externa do revestimento = 590 °C (863 K)

$K_{tubo}$  = condutividade térmica do tubo de aço inox = 21,4 W/mK

$K_{rev}$  = condutividade térmica do revestimento = 0,13 W/mK

$r_1$  = 42,55 mm

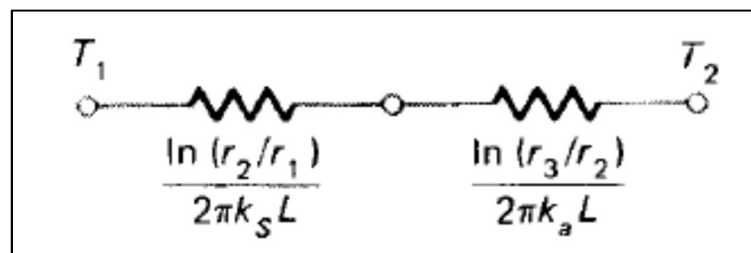
$r_2$  = 44,45 mm

$r_3 \Rightarrow$  para revestimento com 10 mm de espessura = 54,45 mm

$r_3 \Rightarrow$  para revestimento com 1 mm de espessura = 45,45 mm

Com isto calcula-se a perda de calor por metro de tubulação levando-se em consideração somente a condução de calor pela parede do tubo e pelo revestimento. Os resultados encontram-se na Tabela 3, levando-se em consideração o modelo de resistência térmica do Desenho 5.

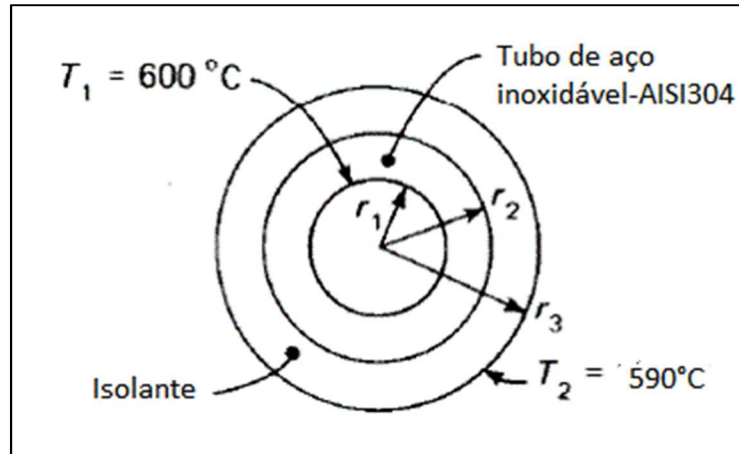
Desenho 5 - Modelo de resistência térmica para o cálculo da perda de calor.



Fonte: Holman, 1986

O Desenho 6 mostra a disposição da tubulação com o tubo de aço e externamente o revestimento. A temperatura interna dos gases de exaustão é de 600 °C e considerando uma perda de 10 °C, a temperatura na superfície do isolante é de 590 °C.

Desenho 6 - Disposição da tubulação com o tubo de aço e o revestimento térmico



Fonte: Holman, 1986 (adaptado)

A tabela 2 apresenta os valores obtidos pela Equação 17, sendo:

$$A = 2\pi(T_1 - T_2) \quad (E18)$$

$$B = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{k_{tubo}} \quad (E19)$$

$$C = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{rev}} \quad (E20)$$

Os resultados apresentados na Tabela 2 consideram as espessuras de 10 mm e 1 mm, para o Isoglass e a YSZ respectivamente. O resultado é a perda de calor por metro de tubulação.

Tabela 2 - Valores da perda de calor por metro

<b>Cálculo de q/L - Perda de calor por metro - com 10 mm de espessura do isolante Isoglass e sem isolante</b>						
	A	B	C	B+C	q/L	
Sem isolante	62,83185	0,002262	-	-	27783,01	W/m
Com Isoglass	62,83185	0,002262	1,567967	1,570228749	40,01446	W/m
<b>Cálculo de q/L - Perda de calor por metro - com 1 mm de espessura do isolante YSZ</b>						
Com YSZ	62,83185	0,002262	0,171137	0,173398895	362,3544	W/m

Fonte: O autor (2017)

Estes valores estão sendo considerados na entrada dos gases na tubulação. Haverá perda de calor ao longo da tubulação. Considerando novamente somente o efeito da condução de calor pela parede da tubulação e seu revestimento, calcula-se a temperatura a cada metro de tubulação, de 1 a 5 metros.

Para este cálculo será utilizada a Equação 21:

$$q = \dot{m}c_p(T_1 - T_2) \quad (E21)$$

Sendo,

$$\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$$

$$c_p = 1051 \text{ J/kgK}$$

$$T_1 = 873 \text{ K (600 °C)}$$

$$T_2 = \text{temperatura que se deseja conhecer em Kelvin}$$

A Tabela 3 apresenta o cálculo da perda de calor por condução apenas ao longo de 5 metros, levando-se em consideração as espessuras de 10 e 1 mm, desde a saída da turbina até a chegada no sistema de pós tratamento dos gases. Este comprimento é possível de ser atingido nos projetos existentes e depende da localização do sistema de pós tratamento, pois a posição da turbina é fixa no motor.

Tabela 3 - Perda de calor em W/m por condução ao longo da tubulação

Espessura do revestimento	Comprimento Tubo (m)	1	2	3	4	5
10 mm	Isoglass	40,01446	80,02891694	120,0434	160,0578	200,0723
1 mm	YSZ	362,3544	724,7088062	1087,063	1449,418	1811,772

Fonte: O autor (2017)

Levando-se em consideração a Equação 21, é possível calcular a temperatura a cada metro de tubulação, os resultados estão apresentados na Tabela 4.

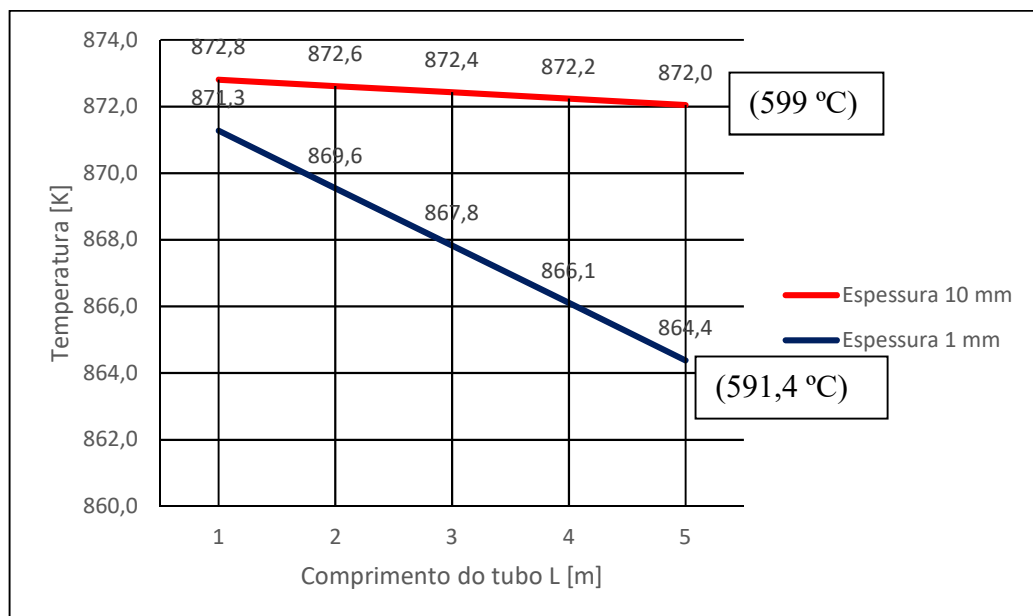
Tabela 4 – Queda de temperatura a cada metro de tubo (de 1 a 5 metros)

	Espessura revestimento (mm)/comprimento tudo (m)	1	2	3	4	5
T <sub>2</sub> (K)	10mm	872,81	872,619	872,429	872,24	872,048
	1mm	871,276	869,552	867,828	866,1	864,381

Fonte: O autor (2017)

O Gráfico 6 apresenta o comparativo da temperatura ao longo da tubulação para o caso da condução.

Gráfico 6 - Comparativo da queda de temperatura ao longo do tubo para o caso da condução



Fonte: O autor (2017)

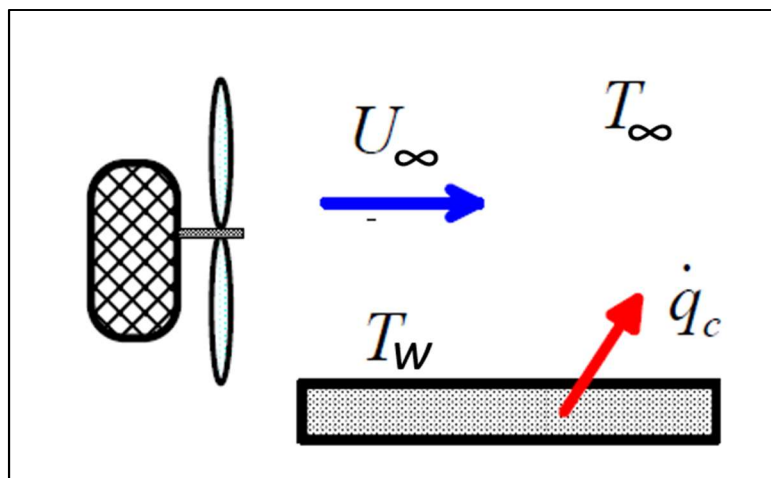
Os resultados apresentados do Gráfico 6 mostram que se considerarmos apenas a condutividade térmica os resultados serão os mesmos ao longo da tubulação para a espessura de 10 mm. Com a espessura de 1mm de revestimento a queda de temperatura ao final de 5 metros de tubulação é de 7,6 °C, valor este considerado aceitável para a aplicação. Como o tema estudado é sobre escoamento interno de gases este cálculo deverá ser considerado, porém levando-se em conta o efeito da convecção para o meio externo e a troca com o meio ambiente.

Esta primeira etapa aproxima a YSZ do revestimento utilizado até o momento apresentando a vantagem de sua baixa espessura na aplicação, trazendo benefícios ao *layout* da tubulação de escapamento em locais confinados.

### 3.1.2 Escoamento interno de gases em tubos cilíndricos

Deve ser levada em consideração neste estudo analítico a transferência convectiva, não considerada no item anterior. Para fluxos internos como em tubos cilíndricos, no caso em análise, o fluido encontra-se confinado a uma superfície. No caso em estudo ocorre a troca de calor com o meio ambiente, surgindo uma convecção forçada, conforme representação no Desenho 7 (OLIVEIRA, 2014).

Desenho 7 - Representação do conceito de convecção forçada



Fonte: Oliveira, 2014

Na convecção forçada o fluxo de calor  $\dot{q}_c$  entre uma parede aquecida à temperatura  $T_w$  e um fluido mais frio (temperatura média, longe da parede,  $T_\infty$ ) é determinado a partir da lei de Newton do arrefecimento, onde  $h$  é o coeficiente convectivo (Equação 22).

$$\dot{q}_c = h(T_w - T_\infty) \quad (E22)$$

Neste cálculo três números adimensionais são importantes. São eles, o número de Nusselt, o número de Reynolds e o número de Prandtl, e este quando trata-se da camada limite térmica.

O número de Nusselt é o parâmetro adimensional principal, fornecendo o coeficiente convectivo que permite calcular o calor transferido, pela Equação 23.

$$N_u = \frac{hD}{k} \quad (E23)$$



Tendo o significado apresentado na Equação 24.

$$N_u = \frac{\text{fluxo por convecção}}{\text{fluxo por condução pura}} = \frac{h\Delta t}{k\Delta t/D} \quad (E24)$$

sendo,

$h$  - coeficiente convectivo [ $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$ ]

$D$  - diâmetro característico [m]

$k$  - condutividade térmica do fluido [ $\text{W}/(\text{m K})$ ]

$\Delta T$  - diferença de temperaturas, entre a parede ( $T_w$ ) e o fluido longe da parede ( $T_\infty$ ) [K]

O número de Reynolds é definido como a razão entre as forças de inércia que promovem o movimento e as forças viscosas que se opõem ao movimento. Tem relação com a velocidade média do fluido no tubo (OLIVEIRA, 2014). O número de Reynolds é então definido fisicamente como de acordo com a Equação 25.

$$R_e = \frac{\text{forças de inércia}}{\text{forças viscosas}} = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (E25)$$

sendo,

$\rho$  = densidade do fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$u_m$  = velocidade média do fluido [m/s]

$D$  = diâmetro interno do tubo [m]

$\mu$  = viscosidade dinâmica [ $\text{kg}/\text{m.s}$ ]

A velocidade porém varia na seção transversal do tubo, sendo necessário trabalhar com a velocidade média  $u_m$  quando se trabalha com fluxo interno. Quando se multiplica a velocidade média pela densidade e pela área da seção transversal se obtém o fluxo em massa que atravessa o tubo (Equação 26).

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (E26)$$

Para fluxo laminar em um tubo de seção uniforme e velocidade média constante e independente da distância no eixo longitudinal, das Equações 24 e 25, para um tubo circular, cuja área é dada pela Equação 26

$$A_c = \pi D^2 / 4 \quad (E26)$$

o número de Reynolds se reduz a Equação 27 (INCROPERA *et al*, 2011):

$$R_e = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (E27)$$

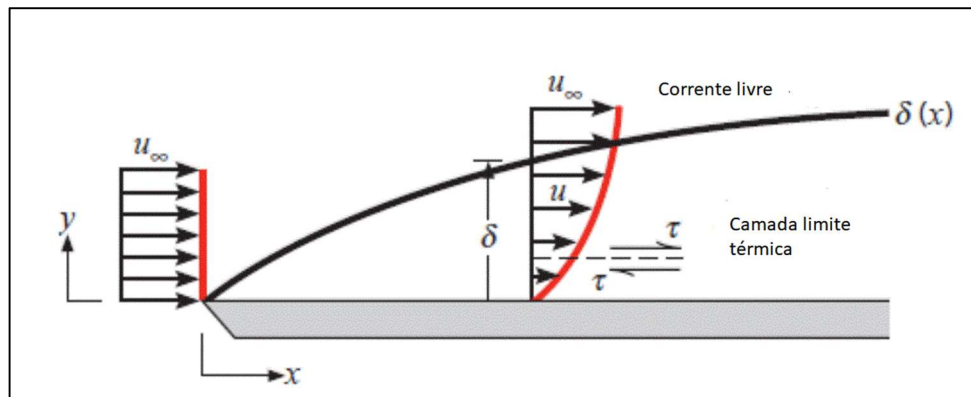
O número de Prandtl é definido como a razão entre a viscosidade cinemática  $\nu$  e a difusividade térmica  $\alpha$  (INCROPERA *et al*, 2011). Seu significado físico está apresentado na Equação 28.

$$P_r = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{difusão da quantidade de movimento}}{\text{difusão do calor}} \quad (E28)$$

É portanto uma propriedade do fluido, e mostra a dimensão da efetividade relativa dos transportes, por difusão, de momento e de energia no interior das camadas limite de velocidade e térmica, respectivamente (INCROPERA *et al*, 2011).

O conceito de camada limite térmica é importante para os estudos de convecção em escoamentos internos. A camada limite térmica desenvolve-se quando há diferença de temperatura na corrente livre e na região próxima à superfície de contato. Em um escoamento sobre uma superfície isotérmica como o da Desenho 8, apresenta na camada frontal a esquerda da figura, o perfil de temperatura uniforme, com  $T(y) = T_\infty$ . As partículas do fluido que entram em contato com a placa atingem o equilíbrio com a temperatura da placa. As partículas trocam energia com as partículas adjacentes, possibilitando o aparecimento de gradientes de temperatura. A região onde esses gradientes surgem é a camada limite térmica. Essa camada tem uma espessura  $\delta_t$ , definida como o valor de  $y$  na qual a razão  $\left[ \frac{(T_s - T)}{(T_s - T_\infty)} \right] = 0,99$ . Conforme ocorre o distanciamento da aresta frontal, os efeitos de transferência de calor são acentuados na corrente livre e a camada limite cresce (INCROPERA *et al*, 2011).

Desenho 8 - Desenvolvimento da camada limite sobre uma superfície plana isotérmica



Fonte: Incropera et al, 2011

O método analítico foi estudado com o objetivo de se investigar a queda de temperatura, e conseqüentemente de energia térmica, ao longo de um tubo cilíndrico. Nesta análise são apresentadas as variáveis de contorno envolvidas no processo de exaustão de gases de escapamento, com base na transmissão de calor e fenômeno de transporte, para um caso ideal.

O tubo de escapamento de um veículo de transporte de cargas ou de passageiros recebe os gases queimados no motor e após passar pela turbina, entram no tubo de escapamento antes de chegar ao catalisador ou silencioso. O fenômeno é governado pelas equações de escoamento de gases. Algumas considerações então são necessárias, que ajudarão a simplificar a análise, conforme PROVASE (2011):

1. Os gases do sistema de exaustão não trocam calor com quaisquer outras fontes que não sejam o metal do duto, a camada de isolamento e o fluxo de ar externo ao tubo;
2. Foi considerado o escoamento unidimensional dos gases de exaustão, e do ar externo (quando em resfriamento forçado);
3. A condução axial ao longo do duto é desprezível, uma vez que a vazão é elevada e o escoamento é altamente turbulento;
4. Os gases serão avaliados pela sua velocidade média, apesar da natureza intermitente dos gases de descarga;
5. Os calores específicos dos fluidos serão considerados constantes e seu valor será respectivo da média da temperatura do fluido;
6. Os coeficientes de transferência de calor por convecção externa ( $h_e$ )

são constantes;

7. O coeficiente de transferência de calor por convecção interna ( $h_i$ ) é constante;

8. Perfil de escoamento turbulento interno e externo;

9. Área de troca térmica da região quente igual à área de troca térmica da região fria;

10. Fator de deposição, que é uma resistência térmica adicional, na parede do sistema de exaustão será desconsiderado;

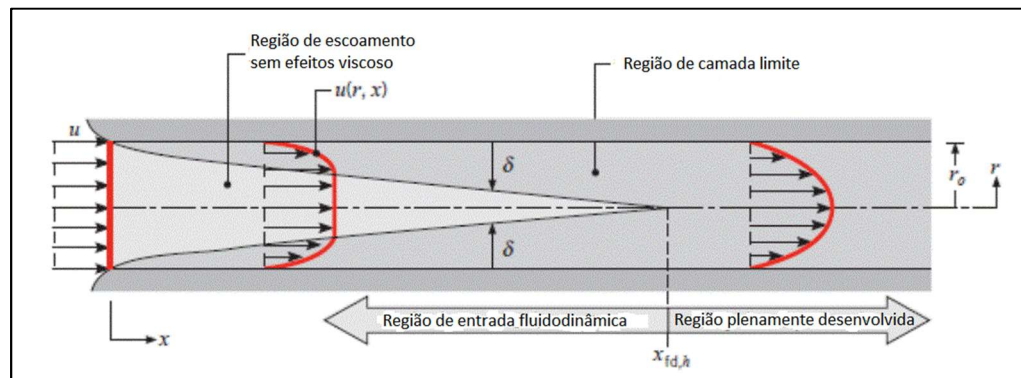
11. Escoamento plenamente desenvolvido, conforme a Equação 29:

$$10 \leq \frac{x_{cd}}{D} \leq 60 \quad (E29)$$

Onde:

$x_{cd}$  corresponde ao comprimento da região de entrada do escoamento, e  $D$  o diâmetro interno da tubulação (85,1 mm) portanto o escoamento deve ser analisado entre 851 e 5106 mm depois da entrada (o limite superior diz respeito a grande suscetibilidade do escoamento se tornar laminar), conforme o Desenho 9.

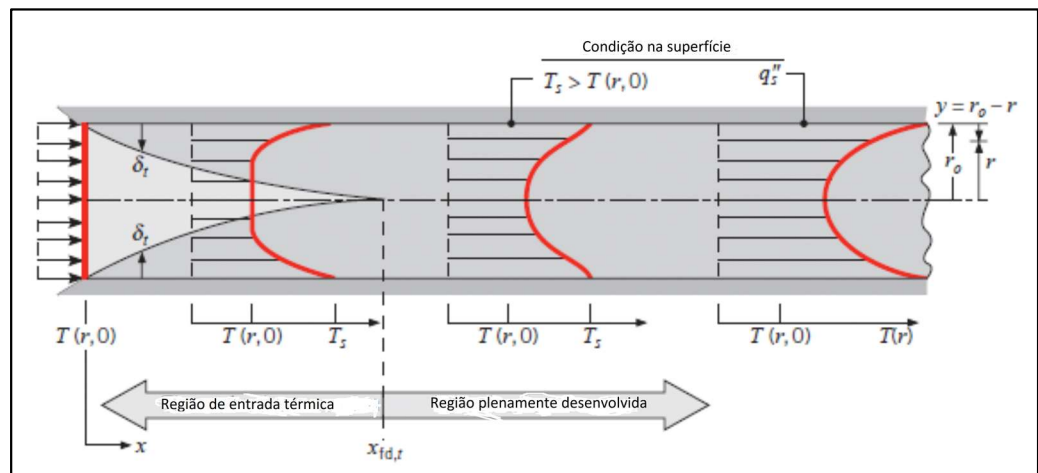
Desenho 9 - Desenvolvimento de camada-limite e fluidodinâmica laminar em um duto circular



Fonte: Incropera *et al*, 2011 (adaptado)

12. Escoamento termicamente desenvolvido. Para escoamentos turbulentos, a região de entrada térmica não sofre influência do número de Prandtl, sendo assim, pode-se supor que seja maior que 851 mm. O Desenho 10 apresenta o desenvolvimento da camada limite.

Desenho 10 - Desenvolvimento da camada limite para um tubo circular aquecido



Fonte: Incropera *et al*, 2011 (adaptado)

13. Apesar de recomendável apenas desconsiderar a troca térmica por radiação na jusante de dutos de acordo com a Equação 30.

$$\frac{L}{D} > 50 \quad (E30)$$

O coeficiente nesta análise é igual a 5,6, mas assim mesmo será admitida a hipótese acima.

14. Emissividade constante

15. Invólucro adiabático

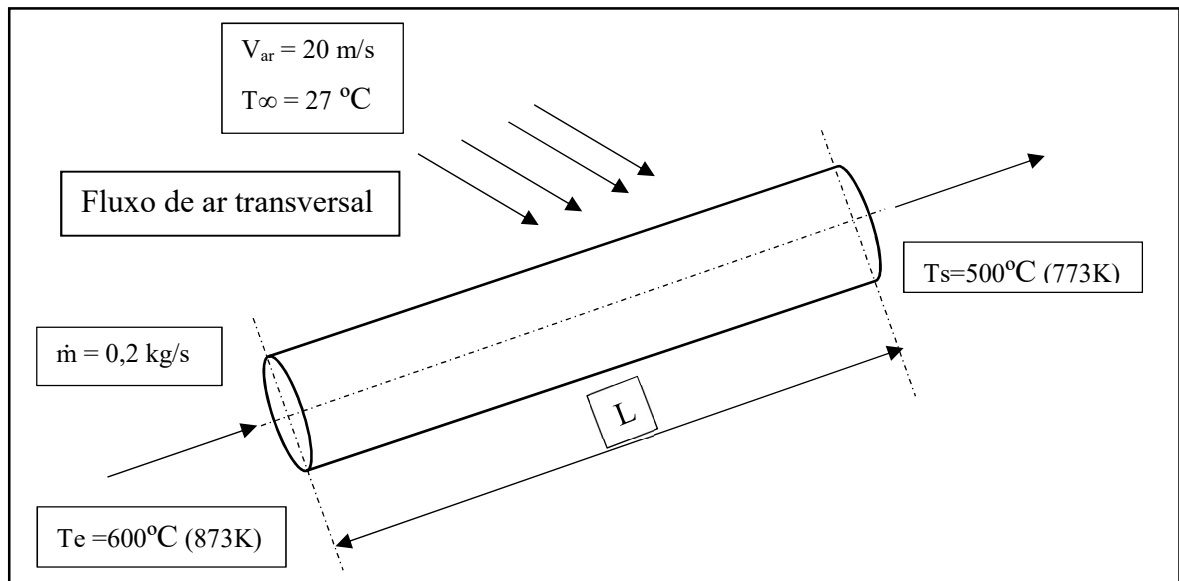
Observando as considerações anteriores, foi calculado pelo método analítico na situação de aplicação em estudo, ou seja, escoamento de gases de escapamento de motor de ciclo Diesel, considerando o trecho desde a saída do conjunto turbina-freio motor, até o sistema de redução catalítica (ATS), utilizando os dados do Quadro 9, que representam a situação de aplicação real.

Quadro 9 – Parâmetros utilizados para o cálculo

Vazão - $\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$
Temperatura de entrada dos gases - $T_e = 600 \text{ °C (873K)}$
Temperatura de saída dos gases - $T_i = 500 \text{ °C (773K)}$
Diâmetro interno do tubo – $D_i = 85,1 \text{ mm}$
Diâmetro externo do tubo – $D_e = 88,9 \text{ mm}$
Temperatura do ar externo - $T_\infty = 27 \text{ °C}$
Velocidade do fluxo do ar externo = $20 \text{ m/s}$
Comprimento da tubulação – $L = 5 \text{ m}$

Como já citado no cálculo anterior o isolante térmico escolhido é o revestimento cerâmico  $\text{ZrO}_2\text{-Y}_2\text{O}_3$  (8%), ou seja, óxido de zircônio estabilizado com 8% de óxido de ítria em massa. O Desenho 11 ilustra o problema a ser estudado, sendo um modelo para a aplicação real.

Desenho 11 – Condição para cálculo analítico



Fonte: O autor

Alguns parâmetros foram consultados em Jääskeläinen (2011), e seguem com a respectiva justificativa para a utilização dos dados termodinâmicos para o ar.

“Como aproximação, as propriedades do ar podem ser utilizadas para o cálculo dos gases de escape, conforme Tabela 5. O erro associado, negligenciando os produtos da combustão, é usualmente não mais de 2%. Em cálculos mais rigorosos, correções devem ser levadas em consideração para a atual composição dos gases (aumento de  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{CO}_2$ ,

diminuição do O<sub>2</sub>). Uma dificuldade adicional com esta consideração é a necessidade de levar em conta a variação da composição dos gases de exaustão, que é alterada com o fator de carga e a razão ar-combustível. As propriedades físicas da mistura dos gases, e os métodos para calculá-las a partir das propriedades dos componentes podem ser encontradas na literatura” (JÄÄSKELÄINEN, 2011).

Tabela 5. Propriedades físicas do ar (p = 101,13 kPa)

T (°C)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	C <sub>p</sub> (kJ/kg.K)	μ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	k (W/mK)
260	1.340	260.0	6.727	1.006	0.165	0.0231
280	1.245	280.2	6.802	1.006	0.175	0.0247
300	1.161	300.3	6.871	1.007	0.185	0.0263
350	0.995	350.7	7.026	1.009	0.208	0.0301
400	0.871	401.2	7.161	1.014	0.230	0.0336
450	0.774	452.1	7.282	1.021	0.251	0.0371
500	0.696	503.4	7.389	1.030	0.270	0.0404
600	0.580	607.5	7.579	1.051	0.306	0.0466
800	0.435	822.5	7.888	1.099	0.370	0.0577
1000	0.348	1046.8	8.138	1.141	0.424	0.0681
1200	0.290	1278	8.349	1.175	0.473	0.0783
1400	0.249	1515	8.531	1.207	0.527	0.0927

Fonte: Jääskeläinen (2011)

Com as condições de contorno definidas, passamos ao cálculo analítico com o objetivo de determinarmos temperatura de saída do tubo de escapamento.

Assumindo as condições para um estado estacionário, tem-se a equação simplificada do fluxo térmico de energia, Equação 31.

$$q = \dot{m}c_p(T_e - T_s) \quad (E31)$$

Sendo,

$$\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s (valor usual médio para um veículo com motor Diesel)}$$

$$c_p = 1051 \text{ J/kgK}$$

$$T_e = 873 \text{ K}$$

$$T_s = 863 \text{ K}$$

$$q = 0,2 \cdot 1051 \cdot (873 - 863)$$

$$q = 2102 \text{ W}$$

Este é o calor gerado na entrada do tubo de escapamento pelo fluxo em massa dos gases de escape. Neste caso a temperatura de saída está determinada (863 K). No caso em estudo, o que se deseja saber é a temperatura de saída, ou seja, após 5 metros do fluxo do gás de escapamento. Ou seja, qual é a  $T_s$ , temperatura de saída com o revestimento de YSZ, na espessura de 1mm.

Para uma temperatura constante na superfície do tubo,  $T_s = 27 \text{ °C}$ , a temperatura de saída pode ser determinada pela Equação 32.

$$\frac{T_s - T_{m,0}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p}\bar{h}_i\right) \quad (E32)$$

Sendo,

$\bar{h}_i$  = Coeficiente de convecção interno

Para estimar esse coeficiente, é necessário determinar o número de Reynolds. Com  $P = \pi D$ , onde  $P$  é o perímetro do tubo e  $D$  o diâmetro interno.

Para estimarmos esse coeficiente, é necessário determinar o número de Reynolds, dado pela Equação 27, resultando a equação 33.

$$R_e = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu}$$

Sendo  $\mu = 0,306 \times 10^{-4} \text{ Pa.s}$  (conforme Tabela 6)

$$R_e = \frac{4,0,2}{\pi \cdot 0,851 \cdot 0,306 \times 10^{-4}} \quad (E33)$$

$$R_e = 97.788,8$$



Este valor indica que se trata de um fluxo turbulento.

Da mesma forma o número de Nusselt deve ser calculado. A Equação E24 nos apresenta o número de Nusselt (Equação 34)

$$N_u = \frac{hD}{k} \quad (E34)$$

Para um fluxo plenamente desenvolvido (hidro e termicamente), em um tubo circular, o número de Nusselt é determinado pela equação obtida por Dittus-Boetler (INCROPERA et al, 2011), apresentada na equação E34.

$$N_u = 0,023R_e^{0,8}Pr^n \quad (E35)$$

Sendo n uma constante. Para aquecimento  $n = 0,4$  e para resfriamento  $n = 0,3$ . No caso estamos trabalhando com resfriamento, pois o fluxo de ar externo tende a resfriar o gás que passa dentro do tubo. A equação E35 apresenta o número de Nusselt com o coeficiente.

$$N_u = 0,023R_e^{0,8}Pr^{0,3} \quad (E36)$$

O número de Prandtl (Pr) para os gases de escapamento é considerado o mesmo do ar com boa aproximação. Conforme Incropera et al, na tabela A.4 o valor encontrado é de 0,685 a 600°C (INCROPERA et al, 2011).

Substituindo os valores na Equação 35 encontra-se,

$$N_u = 0,023(97788,8^{0,8} \cdot 0,685^{0,3}) \quad (E37)$$

$$N_u = 201,68$$

É preciso determinar o coeficiente  $h_i$ , que é coeficiente de convecção interno. Novamente da Equação E23 é possível determinar este coeficiente (Equação 38).

$$N_u = h_i \frac{D}{k} \quad (E38)$$

Sendo,

$D_i$  = diâmetro interno do tubo = 0,0851 m

$K$  = condutividade térmica do gás de escape a 600 °C = 0,0466 W/mK

Portanto,

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_i} \quad (E39)$$

Substituindo os valores encontramos,

$$h_i = \frac{201,68 \cdot 0,0466}{0,0851} \quad (E40)$$

$$h_i = 110,43 \frac{W}{m^2K} \quad (E41)$$

Para a determinação da temperatura final algumas considerações importantes devem ser feitas. Isto diz respeito a como as temperaturas de entrada, saída e média ao longo do tubo devem ser tratadas.

Considerando a temperatura da superfície do tubo como constante, é necessário verificar a taxa de transferência de calor total e a distribuição axial das temperaturas. Sendo  $\Delta T = T_s - T_m$ , sendo  $T_s$  a temperatura na superfície do tubo e  $T_m$  a temperatura média dos gases que varia ao longo do tubo, tem-se a Equação 42, conforme Incropera *et al* (2011):

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{c_p \dot{m}} h \Delta T \quad (E42)$$

Separando as variáveis e integrando da entrada do tubo até a saída, tem-se a Equação 43

$$\int_{\Delta T_{entrada}}^{\Delta T_{saida}} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{P}{c_p \dot{m}} \int_0^L h dx \quad (E43)$$

ou,

$$\ln \frac{\Delta T_{saida}}{\Delta T_{entrada}} = -\frac{PL}{c_p \dot{m}} \left( \frac{1}{L} \int_0^L h dx \right) \quad (E44)$$

O coeficiente de convecção pode ser definido como um valor médio  $\bar{h}_L$ , ou simplesmente  $\bar{h}$ , ao longo do tubo. Sendo  $T_s$  constante, deduzem-se as Equações 45 e 46.

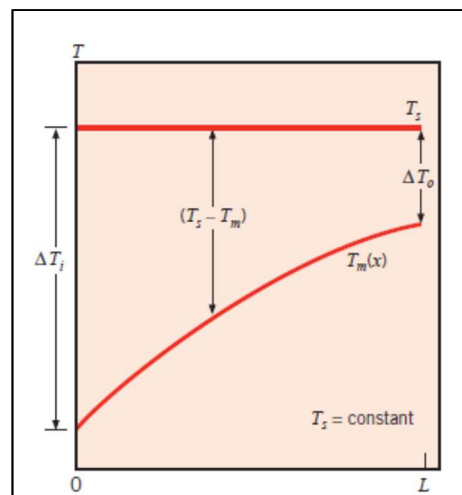
$$\ln \frac{\Delta T_{saida}}{\Delta T_{entrada}} = -\frac{PL}{c_p \dot{m}} \bar{h} \quad (E45)$$

Reescrevendo a equação obtemos

$$\frac{\Delta T_{saida}}{\Delta T_{entrada}} = -\exp\left(\frac{PL}{c_p \dot{m}}\right) \bar{h} \quad (E46)$$

Esse resultado é importante pois informa que a temperatura cai exponencialmente ao longo do tubo, conforme ilustrado abaixo no Quadro 10.

Quadro 10 - Variação axial da temperatura na transferência de calor em um tubo com temperatura na superfície constante



Fonte: Incropera *et al*, 2011

A Equação 31 pode ser escrita conforme a Equação 47

$$q_{conv} = \dot{m} c_p (\Delta T_{ent} - \Delta T_{sai}) \quad (E47)$$

E substituindo  $\dot{m}c_p$  da Equação 45, obtemos

$$q_{conv} = \bar{h}A_s\Delta T_{ml} \quad T_s = \text{constante} \quad (E48)$$

Sendo,

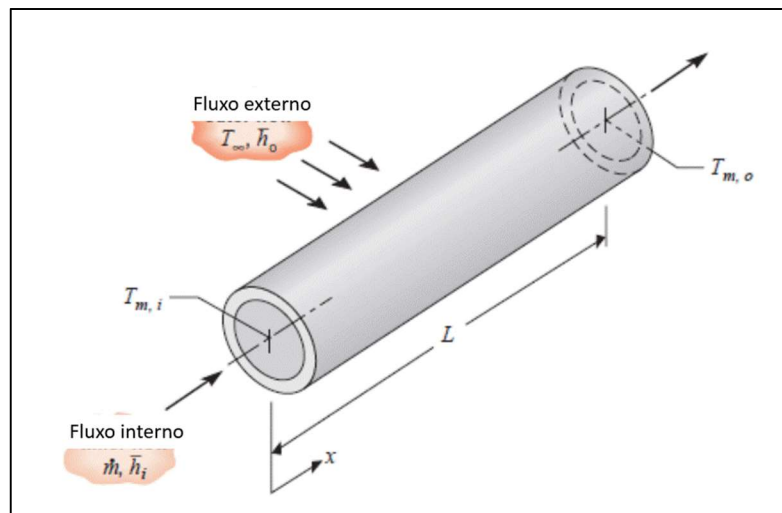
$A_s$  = área da superfície do tubo ( $A_s = P.L$ )

$\Delta T_{ml}$  = média logarítmica das diferenças de temperatura

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{sai} - \Delta T_{ent}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{sai}}{\Delta T_{ent}}\right)} \quad (E49)$$

Na Equação 32 é considerada a temperatura na superfície do tubo. Porém, em muitas aplicações é fornecida a temperatura de um fluido com fluxo externo cruzado ao tubo, conhecida também como temperatura ao longe e denotada por  $T_\infty$  conforme ilustrado no Quadro 11.

Quadro 11 - Transferência de calor de um fluxo passando sobre o tubo e um fluxo passando dentro do tubo



Fonte: Incropera *et al*, 2011

Pode-se também substituir na Equação 40 o valor de  $\bar{h}$  por  $\bar{U}$ , que é o coeficiente global de transferência de calor médio e obtém-se a Equação 50.

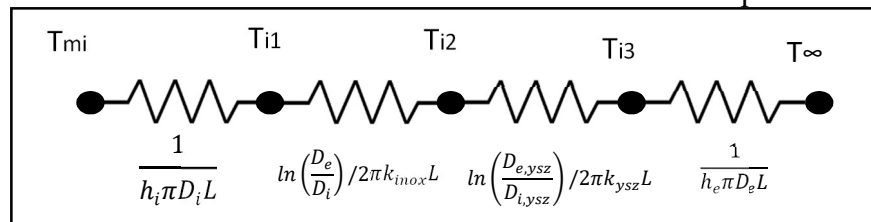
$$\frac{\Delta T_{saida}}{\Delta T_{entrada}} = \frac{T_\infty - T_{m,sai}}{T_\infty - T_{m,ent}} = \exp\left(-\frac{\bar{U}A}{c_p\dot{m}}\right) \quad (E50)$$

O valor  $\bar{U} \cdot A$  é o coeficiente global de transferência de calor médio na convecção multiplicado pela área e seu valor pode ser calculado pela Equação 51 (INCROPERA *et al*, 2011).

$$\bar{U}A = \left[ \left( \frac{1}{h_i \pi D_i L} + \ln \left( \frac{D_e}{D_i} \right) / 2\pi k_{inox} L + \ln \left( \frac{D_{e,YSZ}}{D_{i,YSZ}} \right) / 2\pi k_{YSZ} L + \frac{1}{h_e \pi D_e L} \right) \right]^{-1} \quad (E51)$$

O modelo do circuito térmico apresentado no Desenho 12 está associado com a transferência de calor para o gás de exaustão.

Desenho 12 – Circuito térmico de transferência de calor para YSZ



Fonte: O autor

O coeficiente de transferência de calor por convecção externo ( $h_e$ ) pode ser estimado por meio da equação de Churchill-Bernstein (INCROPERA *et al*, 2011).

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[ 1 + (0,4/P)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282.000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} \quad (E52)$$

A equação de Churchill-Bernstein é usada para estimar o número Nusselt médio da superfície para um cilindro em fluxo cruzado a várias velocidades. A necessidade da equação surge da incapacidade de resolver as equações de Navier-Stokes no regime de fluxo turbulento de forma analítica. Esta equação recebeu este nome após Stuart M, Churchill e M. Bernstein a apresentarem em 1977 ([http://en.wikipedia.org/wiki/Churchill/E2/80/93Bernstein\\_](http://en.wikipedia.org/wiki/Churchill/E2/80/93Bernstein_equation)equation).

A equação de Churchill-Bernstein é válida para uma ampla gama de números de Reynolds e números de Prandtl, desde que o produto dos dois seja maior ou igual a 0,2. A equação de Churchill-Bernstein pode ser usada para qualquer objeto de geometria cilíndrica em que as camadas de limite se desenvolvam livremente, sem restrições impostas por outras superfícies. As propriedades do fluido de fluxo livre externo devem ser avaliadas à temperatura do filme, a fim de explicar a variação das propriedades do fluido em diferentes temperaturas. Não se deve esperar muito mais de 20% de precisão da equação acima devido à ampla gama de condições de fluxo que a equação engloba. A equação de Churchill-Bernstein é uma correlação e não pode ser derivada de princípios de dinâmica de fluidos. A equação produz o número de Nusselt médio da superfície, que é usado para determinar o coeficiente médio de transferência de calor convectivo. A lei de Newton de arrefecimento (sob a forma de perda de calor por área superficial igual ao coeficiente de transferência de calor multiplicado por gradiente de temperatura) pode então ser invocada para determinar a perda de calor ou o ganho das temperaturas do objeto, do fluido e/ou da superfície e da área do objeto, dependendo de quais informações são conhecidas ([http://en.wikipedia.org/wiki/Churchill/E2/80/93Bernstein\\_equation](http://en.wikipedia.org/wiki/Churchill/E2/80/93Bernstein_equation)).

O número de Reynolds para o fluxo externo deve ser calculado por meio da Equação 53

$$Re_D = \frac{VD_e}{\nu} \quad (E53)$$

Sendo,

$V$  = velocidade do fluxo de ar cruzado externo = 20 m/s

$D_e$  = diâmetro externo considerando a camada de YSZ = 90,9 mm

$\nu$  = viscosidade cinemática do fluxo de ar cruzado externo =  $15,89 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s conforme tabela A.4 em Incropera *et al.*

Portanto,

$$Re_D = \frac{20 \times 0,0909}{15,89 \times 10^{-6}} = 11,44 \times 10^4 \quad (E54)$$

O número de Prandtl (Pr) para o ar a 300K é de 0,707 conforme Incropera *et al.*

Substituem-se esses valores na equação de Churchill-Bernstein.

$$\overline{Nu} = 0,3 + \frac{0,62 \times (11,44 \times 10^4)^{\frac{1}{2}} (0,707)^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + (0,4/0,707)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{11,44 \times 10^4}{282.000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (E55)$$

$$\overline{Nu} = 268,49$$

Com o valor do número de Nusselt médio calculado para a convecção externo podemos encontrar o valor do coeficiente de convecção externo rearranjando a Equação 23 para os valores do fluxo externo cruzado.

$$h_e = \frac{\overline{Nu} \cdot k}{D} \quad (E56)$$

Onde, k = coeficiente de condução para o ar externo. Conforme tabela A.4 de Incropera et al o valor é 0,0263 W/mK.

$$h_e = \frac{268,49 \cdot 0,0263}{0,0909} = 77,68 \frac{W}{m^2 K}$$

Substituindo os valores de  $h_e$  e  $h_i$  na equação 3.37 e reordenando a Equação 51, com o valor de  $T_\infty = 300K$  e  $T_{ent} = 600K$  obtem-se o valor da temperatura dos gases após percorrer os 5 metros de extensão.

$$\bar{U}A = \left[ \left( \frac{1}{110,43 \times \pi \times 0,0851 \times 5} + \ln \left( \frac{0,0889}{0,0851} \right) / 2\pi \times 21,3 \times 5 + \ln \left( \frac{0,0909}{0,0889} \right) / 2\pi \times 0,13 \times 5 + \frac{1}{77,68 \times \pi \times 0,0909 \times 5} \right) \right]^{-1} \quad (E55)$$

$$\bar{U}A = 46,94 \frac{W}{K}$$

Transferindo este valor para a Equação 50 e fazendo as devidas substituições com os parâmetros:

$$T_{\infty} = 300K$$

$$T_{m,ent} = 873K$$

$$c_p = 1051 \text{ J/kg.K}$$

$$\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$$

Obtém-se a equação 56.

$$\frac{300 - T_{m,sai}}{300 - 873} = \exp\left(-\frac{46,94}{1051 \times 0,2}\right) \quad (E56)$$

$$-T_{m,sai} = -300 \exp\left(-\frac{77,1}{1051 \times 0,2}\right) - 573$$

$$T_{m,sai} = 813 \text{ K}$$

Chega-se no valor de  $T_{m,sai} = 813 \text{ K}$  ( $540 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ), que é a temperatura calculada de saída dos gases após percorrerem os 5 metros de tubulação.

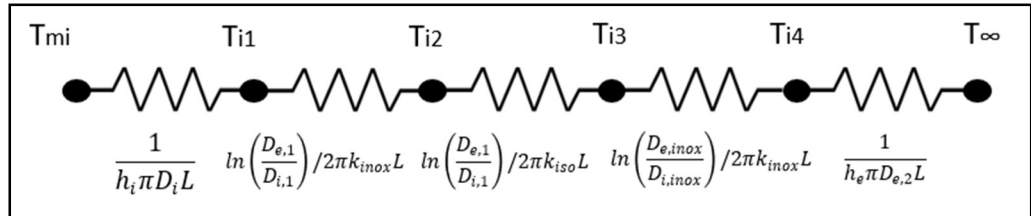
Para uma análise comparativa o mesmo cálculo deve ser realizado considerando o revestimento Isoglass. A mudança em relação ao revestimento com YSZ é o diâmetro externo, pois a espessura do revestimento é de 10 mm, aumentando o diâmetro em 20 mm. Outra alteração é que o revestimento Isoglass possui ainda uma proteção de aço inoxidável de 0,15 mm de espessura. Na Equação 51 os valores dos diâmetros da folha de aço inox deve ser acrescentados.

$$\bar{U}A = \left[ \left( \frac{1}{h_i \pi D_i L} + \ln\left(\frac{D_{e,1}}{D_{i,1}}\right) / 2\pi k_{inox} L + \ln\left(\frac{D_{e,1}}{D_{i,1}}\right) / 2\pi k_{iso} L + \ln\left(\frac{D_{e,inox}}{D_{i,inox}}\right) / 2\pi k_{inox} L + \frac{1}{h_e \pi D_{e,2} L} \right) \right]^{-1} \quad (E57)$$



O modelo do circuito térmico do Desenho 13 está associado com a transferência de calor para o gás de exaustão nesta situação.

Desenho 13 – Circuito térmico para transferência de calor do revestimento Isoglass



Fonte: O autor

Sendo,

$$D_i = 0,0851 \text{ m}$$

$D_{e,1} = 0,1086 \text{ m}$ , que é o diâmetro externo do tubo com revestimento, menos o valor da espessura da folha de aço inox  $D_{i,inox}$ .

$D_{i,1} = 0,0889 \text{ m}$ , que é o valor do diâmetro externo do tubo de aço inox.

$D_{e,2} = 0,1089 \text{ m}$ , que é o mesmo valor de  $D_{e,inox}$ , diâmetro externo do tubo com o revestimento.

$k_{inox}$  = condutividade térmica do aço inoxidável = 21,3 W/mK, adotando o mesmo valor para o tubo interno e a proteção do revestimento Isoglass.

$k_{iso}$  = condutividade térmica do revestimento Isoglass = 0,13 w/mK.

Substituindo os valores a Equação 57 obtém-se,

$$\bar{U}A = \left[ \left( \frac{1}{110,43 \times \pi \times 0,0851 \times 5} + \ln\left(\frac{0,0889}{0,0851}\right) / 2\pi \times 21,3 \times 5 + \ln\left(\frac{0,1089}{0,0889}\right) / 2\pi \times 0,13 \times 5 \right. \right. \\ \left. \left. + \ln\left(\frac{0,1119}{0,1089}\right) / 2\pi \times 21,3 \times 5 + \frac{1}{56,2 \times \pi \times 0,1092 \times 5} \right) \right]^{-1} \quad (E58)$$

$$\bar{U}A = 14,94 \frac{W}{K}$$

Para esta configuração, com isolante Isoglass, o valor do coeficiente de convecção externo ( $h_e$ ) foi recalculado devido ao diâmetro externo ser maior. Os valores para os números de Reynolds e Nusselt também foram recalculados pela mesma razão e são:

$$Nu = 266,85$$

$$Re = 13,74 \times 10^4$$

$$h_e = 56,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Transferindo este valor para a Equação 56 e fazendo as devidas substituições com:

$$T_\infty = 300\text{K}$$

$$T_{m,ent} = 873\text{K}$$

$$c_p = 1051 \text{ J/kgK}$$

$$\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$$

$$\frac{300 - T_{m,sai}}{300 - 873} = \exp\left(-\frac{14,94}{1051 \times 0,2}\right) \quad (E59)$$

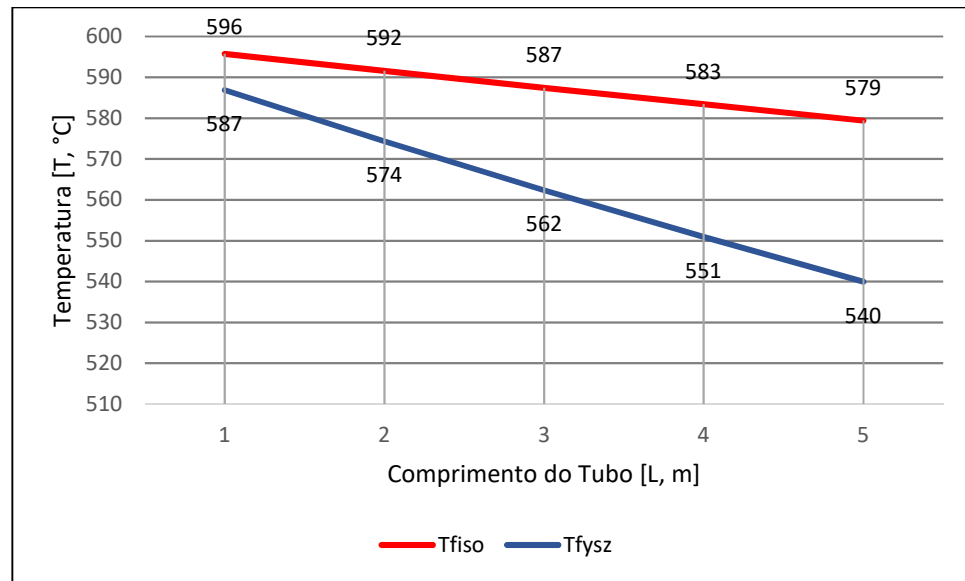
$$-T_{m,sai} = -300 \exp\left(-\frac{14,94}{1051 \times 0,2}\right) - 573 \quad (E60)$$

$$T_{m,sai} = 852 \text{ K}$$

Chega-se no valor de  $T_{m,sai} = 852 \text{ K}$  ( $579 \text{ }^\circ\text{C}$ ), que é a temperatura calculada de saída dos gases após percorrerem os 5 metros de tubulação, considerando o revestimento Isoglass.

O Gráfico 7, construído através do software Excel da Microsoft, apresenta o resultado da queda da temperatura calculado ao longo da tubulação. Rapidamente percebe-se que a diferença de temperatura entre os dois revestimentos é de  $39 \text{ }^\circ\text{C}$  com vantagem para o revestimento atual (Isoglass). A temperatura de entrada no catalisador desejada deve estar em torno de  $500 \text{ }^\circ\text{C}$ , o que permite a operação do sistema de pós tratamento dos gases de escapamento sem problemas, possibilitando a redução do  $\text{NO}_x$ , e outros agentes poluentes.

Gráfico 7 - Comparação da queda de temperatura ao longo da tubulação



Fonte: O autor

Sendo,

$T_{fiso}$  – Temperatura final com revestimento Isoglass

$T_{fysz}$  – Temperatura final com revestimento cerâmico

Nestes cálculos não foi levada em consideração a troca de calor devida ao contato entre as camadas, cuja resistência é chamada de resistência térmica de contato (RTC). Devido à grande quantidade de parâmetros que afetam o valor da RTC, uma avaliação precisa da mesma se torna extremamente difícil e o que podemos ter na realidade é uma noção de sua ordem de grandeza. Na realidade, para se avaliar a RTC, precisa-se resolver simultaneamente dois problemas complexos: um térmico, ligado a questão da transferência de calor, e outro mecânico, ligado a determinação dos parâmetros superficiais que serão introduzidos no modelo térmico (FILHO, 2000).

### 3.2 MÉTODO COMPUTACIONAL

O método computacional possui uma teoria complexa e bastante abrangente, razão pela qual passaremos apenas os conceitos teóricos, pois o objetivo deste trabalho não é o método computacional, mas sua aplicação para o caso em estudo. O objetivo deste método, também conhecido como solução numérica, é aproximar-se do problema real pois a solução analítica, devido as aproximações que são consideradas, apresentam desvios muitas vezes indesejáveis. O método numérico apresenta como vantagem significativa a obtenção de soluções de forma fechada, requerendo baixíssimos tempos de computação (MALISKA, 1995). Uma expressão é dita de forma fechada se, e somente se, pode ser expressa analiticamente em termos de um número delimitado de certas funções bem conhecidas ([https://pt.wikipedia.org/wiki/Forma\\_fechada\\_\(matemática\), 2013](https://pt.wikipedia.org/wiki/Forma_fechada_(matemática),2013)).

A experimentação numérica praticamente não apresenta restrições, podendo resolver problemas com condições de contorno complicadas e apresentar resultados de forma rápida. Os resultados devem ser confiáveis, sendo este um ponto de extrema importância a ser avaliado pelo analista (MALISKA, 1995). É importante entretanto, salientar que uma metodologia que não foi criteriosamente testada com soluções já existentes ou via experimentação em laboratório não possui validade (BORTOLI, 2000).

Com a análise computacional a tarefa se faz de forma repetitiva, podendo ser resolvidos problemas de escoamento e transmissão de calor impossíveis de serem resolvidos em laboratório. Os métodos computacionais já se tornaram uma ferramenta diária dos engenheiros (BORTOLI, 2000).

A análise computacional do escoamento de fluidos e transmissão de calor é chamada na língua inglesa de *Computational Fluid Dynamics*, e recebe a sigla CFD. Desde os anos 1960 a indústria aeroespacial integra as técnicas da CFD em projetos, pesquisa e desenvolvimento e manufatura de aeronaves e turbinas. Mais recentemente os métodos têm sido aplicados no projeto de motores de combustão interna, câmaras de combustão de turbinas a gás e fornos. Além disso, a indústria automotiva utiliza o sistema com frequência para o cálculo de forças de arraste e fluxo de ar no cofre do motor, além de outros trabalhos conhecidos.

Os códigos de CFD são estruturados ao redor de algoritmos numéricos que podem resolver os problemas de fluxo de fluidos. De forma a fornecer fácil acesso ao poder de solução todos os pacotes de CFD comerciais incluem interface sofisticadas com o usuário para

fornecer parâmetros dos problemas a examinar os resultados. Todos os códigos contêm três elementos principais (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007):

- 1) O pré-processador: consiste na introdução do problema do fluxo para o programa CFD e a transformação desta introdução em uma forma compatível para o *solver*. As atividades do usuário neste estágio são:
  - Definição da geometria da região de interesse,
  - Geração da malha do domínio em pequenos subdomínios não sobrepostos.
  - Seleção do problema a ser modelado;
  - Definição das propriedades do fluido
  - Especificação das condições de contorno apropriadas
  
- 2) Um solucionador (*solver*): existem três linhas distintas nas técnicas de solução numérica: método da diferença finita, método do elemento finito e método espectral (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). Com o desenvolvimento de novos métodos matemáticos, o método dos volumes finitos (MVF) foi aprimorado, no qual as equações aproximadas são obtidas por meio dos balanços de conservações da propriedade envolvida (massa, quantidade de movimento, entalpia, entre outras) no volume elementar (MALISKA, 1995). Praticamente todos os grandes pacotes hoje disponíveis no mercado para a solução de problemas de escoamento de fluidos com transferência de calor empregam coordenadas generalizadas no âmbito do MVF (MALISKA, 1995).

Os algoritmos numéricos consistem dos seguintes passos (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007):

- Integração das equações governantes do fluxo do fluido sobre todo o volume finito do domínio.
- Discretização, ou seja, a divisão do todo do problema em partes menores para facilitar a análise do problema. No caso do CFD é a conversão das

equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

- Solução das equações algébricas por um método iterativo.
- 3) Um pós-processador: como o pré-processador, muitos desenvolvimentos foram feitos nos últimos anos. Devido a proliferação de estações de trabalho, com muitos recursos gráficos, levaram os softwares de CFD a serem equipados com muitos recursos de visualização. Mais recentemente esses recursos incluem animações para resultados dinâmicos e gráficos.

O CFD tem se popularizado cada vez mais devido também aos avanços de *hardwares* e *softwares* nesta área, tornando as interfaces como o usuário mais amigáveis e os cálculos mais rápidos e mais precisos, podendo em muitas situações substituir as verificações experimentais, cabendo a estas o papel de validação do CFD. Com a evolução dos computadores e métodos computacionais, um dos objetivos do CFD é a diminuição e até a completa eliminação dos experimentos reais, com o objetivo da redução de tempo e custos de desenvolvimento de componentes.

As equações governantes dos escoamentos são as equações de Navier-Stokes ou simplificações destas. A forma de interesse para problemas bidimensionais é apresentada a seguir (BORTOLLI, 2000).

Conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (E61)$$

Sendo,

$\rho$  a densidade,  $u$  e  $v$  o vetor unitário nas direções  $x$  e  $y$  e  $t$  o tempo.

Conservação da quantidade de movimento:

Considerando o eixo  $x$ , tem-se:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (E62)$$

Considerando o eixo y, tem-se:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (E63)$$

Sendo,

$\mu$  a viscosidade cinemática.

Conservação da energia:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} = + \frac{k}{C_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{1}{C_p} \left( \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (E64)$$

Essas equações podem ser escritas na forma genérica:

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} = \Gamma \phi \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} \right) + p^\phi + S^\phi \quad (E65)$$

Sendo,

$\rho$  a massa específica do fluido,

u e v as componentes do vetor velocidade,

p a pressão,

T a temperatura,

k a condutividade térmica e

$C_p$  o calor específica a pressão constante.

A variável  $\phi$  é 1 para a equação da conservação da massa, u e v para as equações de conservação da quantidade de movimento nas direções x e y, respectivamente e T para a equação da energia (BORTOLLI, 2000).  $\Gamma \phi$  representa o produto da difusividade pela massa específica da propriedade transportada em consideração (MALISKA, 1995).

As equações de Navier-Stokes (N-S) foram derivadas inicialmente por M. Maier em 1827 e por S.D. Poisson em 1831, baseando-se num argumento envolvendo considerações de forças intermoleculares. Mais tarde as mesmas equações foram derivadas sem o uso de nenhuma dessas hipóteses por B. de Saint Venant em 1843 e por G.G. Stokes em 1945. Suas derivações foram baseadas na hipótese de que as tensões normais e cisalhantes, as quais os

fluidos estão sujeitas, são funções lineares da taxa de deformação, em conformidade com a lei da viscosidade de Newton, que caracteriza a resistência de um fluido ao escoamento. Considerando que a hipótese da linearidade é evidente e completamente arbitrária, não é *a priori* certo que as equações de Navier-Stokes (N-S) oferecem uma descrição verdadeira do movimento de um fluido. É necessário, conseqüentemente verificá-las experimentalmente. As enormes dificuldades matemáticas encontradas para a resolução das equações N-S impedem a obtenção de uma solução analítica única. Entretanto, soluções conhecidas, tais como escoamento laminar, bem como escoamentos de camada limite, concordam bem com os experimentos, validando as equações N-S de forma geral (RODRIGUEZ, 2015)

Para situações mais complexas, as soluções para a equação de Navier-Stokes frequentemente devem ser encontradas com a ajuda de algoritmos específicos disponíveis no mercado, porque as soluções analíticas são impossíveis para a maioria das aplicações, apontando assim para a dinâmica de fluidos computacional, designado acima como CFD.

Na simulação numérica a densidade do gás varia com a temperatura, aproximando-se de casos reais. A viscosidade e a condutividade também variam, estes de acordo com a lei da viscosidade de Sutherland. Todos estes dados são considerados na determinação dos coeficientes de convecção (h) interno e externo para cada situação de isolamento do tubo.

A lei da viscosidade de Sutherland resulta da teoria cinética dos gases desenvolvida por Willian Sutherland em 1893. A lei da variação da viscosidade de Sutherland está disponível no algoritmo utilizado para vários materiais, apresentando um erro menor de 2%. A Equação 66 mostra a lei de Sutherland utilizada no algoritmo para o caso dos gases (GONZALES-SANTANDER e ESTORNELL, 2014).

$$\mu(T) = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{T_0 + S}{T + S}\right) \mu_0 \quad (E66)$$

Sendo,

$\mu_0$  = viscosidade dinâmica de referência em kg/ms,

$\mu(T)$  = viscosidade dinâmica em kg/ms em função da temperatura,

$T_0$  = temperatura de referência em K

$T$  = temperatura em K

$S$  = constante de Sutherland



A temperatura de referência  $T_0$  é específica do material do fluxo, que no caso estudado foi considerado o ar.  $S$ , a constante de Sutherland, sendo os valores utilizados no algoritmo mostrados na Tabela 6.

Tabela 6. Propriedades da Lei de Sutherland

Propriedade	Valor
Valor de referência	$1,716 \times 10^{-5}$ Pa-s
Constante de Sutherland	111 K
Temperatura de referência	273,15 K

Fonte: Manual do usuário CD-adapco, 2008)

As condições de contorno utilizadas estão mostradas na Tabela 7.

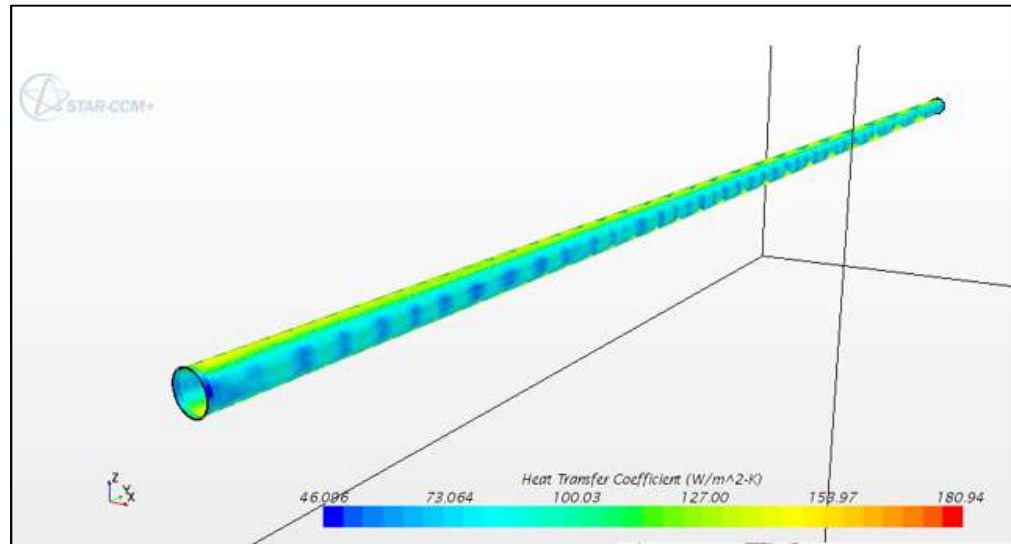
Tabela 7 – Condições de contorno utilizadas no cálculo CFD

Item	Configuração do Tubo		
	Sem isolamento	Isol. Isoglass	Isol. YSZ
Visc.ar interior tubo	Regra Sutherland	Regra Sutherland	Regra Sutherland
Cond. térmica ar	Regra Sutherland	Regra Sutherland	Regra Sutherland
Pressão estática entrada	15,7 mbar	16,6 mbar	18,3 mbar
Compr. Tubo	5 m	5 m	5 m
Vel. Ar externa	20 m/s (@27 °C	20 m/s (@27 °C	20 m/s (@27 °C
Cond.Térmica Mat. Tubo/Isolante	21,3 W/ m°C	0,13 W/ m°C	0,13 W/ m°C
Cp ar interno	1003,62 J/(kg°C)	1003,62 J/(kg°C)	1003,62 J/(kg°C)

Fonte: Autor

Foi utilizado o software *solver* de CFD da empresa CD-adapco com habilitação STAR-CCM+9.04.011. Foram calculadas por meio do software CFD os coeficientes de convecção internos e externos ao tubo para os casos considerados. A simulação do Esquema 1 mostra o comportamento do coeficiente de transmissão de calor interno para o caso do fluxo em tubo sem isolamento.

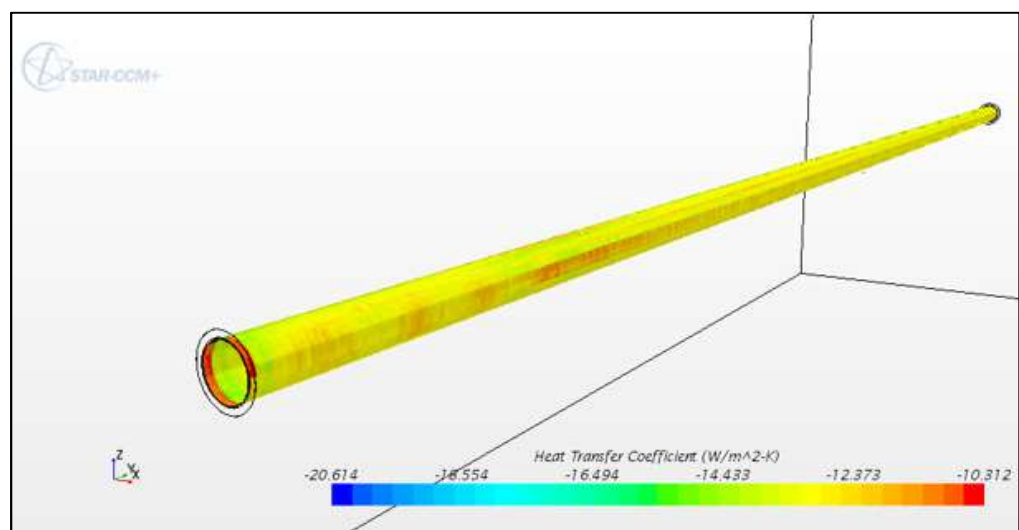
Esquema 1 – Simulação do coeficiente de convecção de calor interno – tubo sem revestimento, obtida por CFD.



Fonte: Autor

O Esquema 2 mostra a simulação do comportamento do coeficiente de transmissão de calor interno para o caso do fluxo em tubo com isolamento Isoglass, obtido pelo CFD.

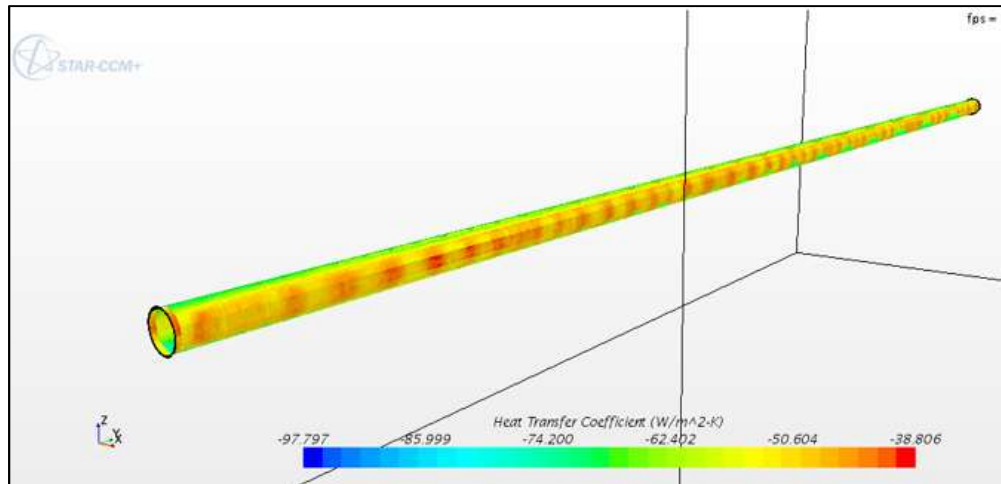
Esquema 2 – Simulação do coeficiente de convecção de calor interno – tubo com revestimento Isoglass, obtida por CFD.



Fonte: Autor

O Esquema 3 mostra o comportamento do coeficiente de transmissão de calor interno para o caso do fluxo em tubo com isolamento YSZ, obtido pelo CFD.

Esquema 3 – Simulação do coeficiente de convecção de calor interno – tubo com revestimento YSZ, obtida por CFD

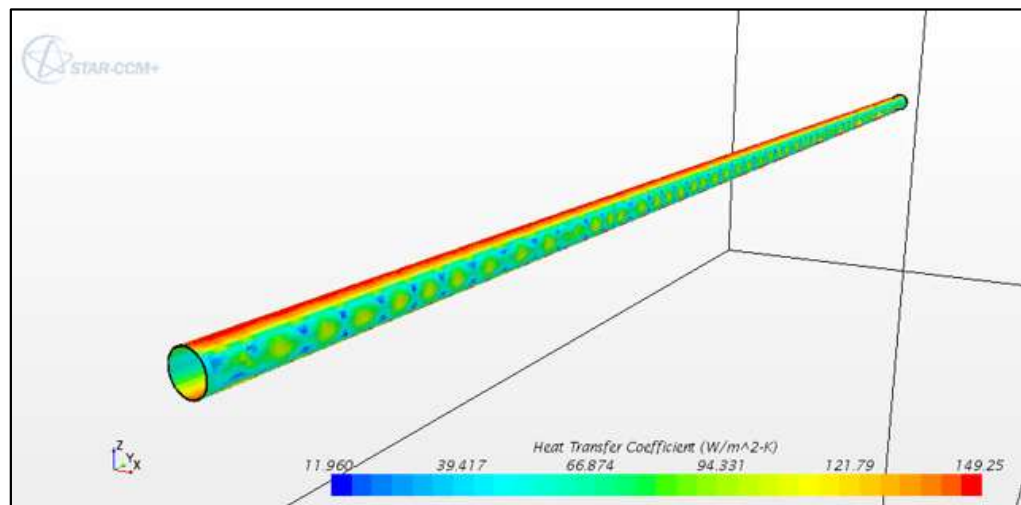


Fonte: Autor

Por meio dos Esquemas é possível observar que os coeficientes de transmissão de calor calculados por meio do CFD apresentam comportamento compatível com o caso real, sendo maior no caso do tubo sem isolamento e diminuindo para os casos com isolante YSZ e Isoglass, sendo este o que apresenta o menor valor.

Também foram calculados os valores dos coeficientes de convecção externo, apresentando os resultados conforme os Esquemas 4 a 6.

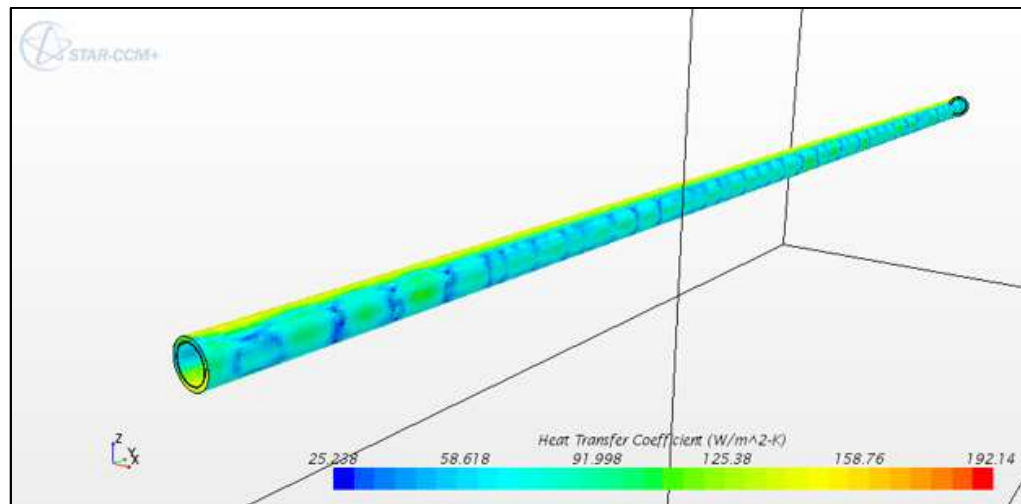
Esquema 4 – Simulação do coeficiente de convecção calor externo – tubo sem revestimento, obtida pelo CFD.



Fonte: Autor

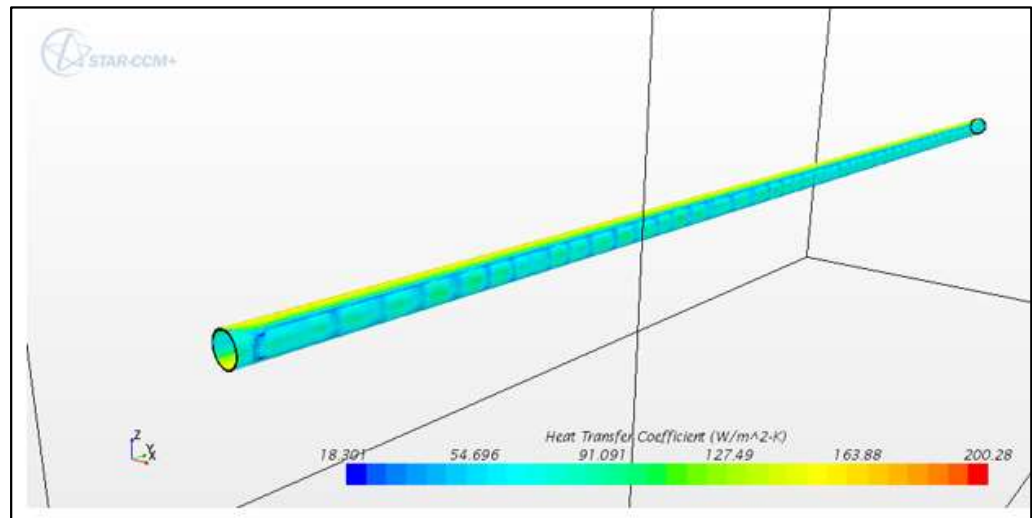
É possível observar que a parte superior do tubo apresenta valores maiores coeficiente de transmissão externo, provocando maior perda de calor por convecção.

Esquema 5 – Simulação do coeficiente de convecção calor externo – tubo com revestimento Isoglass, obtida por CFD.



Fonte: Autor

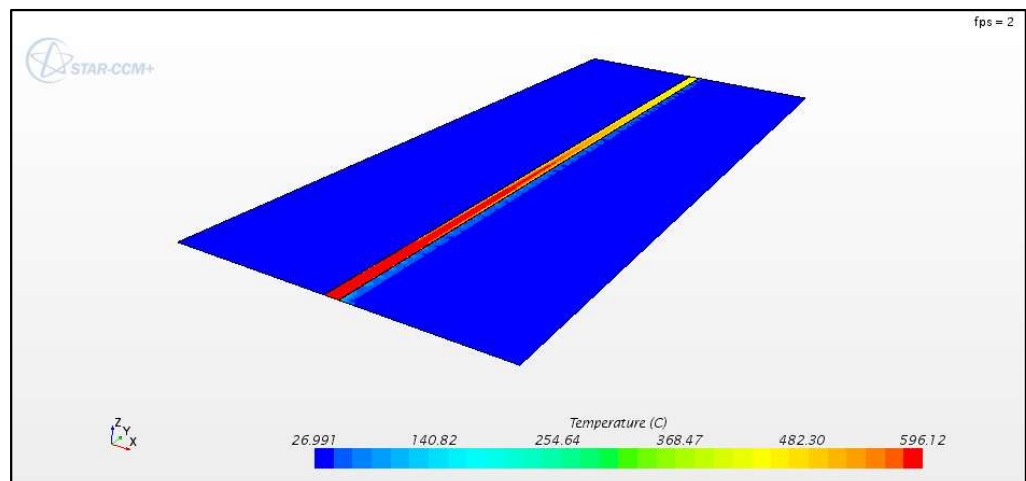
Esquema 6 – Simulação do coeficiente de convecção calor externo – tubo com revestimento YSZ, obtida por CFD



Fonte: Autor

As temperaturas de saída, resultado de maior interesse para este estudo, foram calculadas por meio do software CFD. O Esquema 7 apresenta a variação de temperatura no plano de corte horizontal em graus Celsius para o tubo sem revestimento, sendo apresentada a escala de temperatura na parte inferior. No plano de corte em azul tem-se a temperatura ambiente considera de  $27^{\circ}C$  e na parte central do Esquema 7 o tubo considerado, com 5 metros de comprimento, e a variação da temperatura dos gases de escapamento interna do tubo, sendo a temperatura de entrada considerada de  $600^{\circ}C$ . A temperatura de saída encontrada foi de  $421^{\circ}C$ .

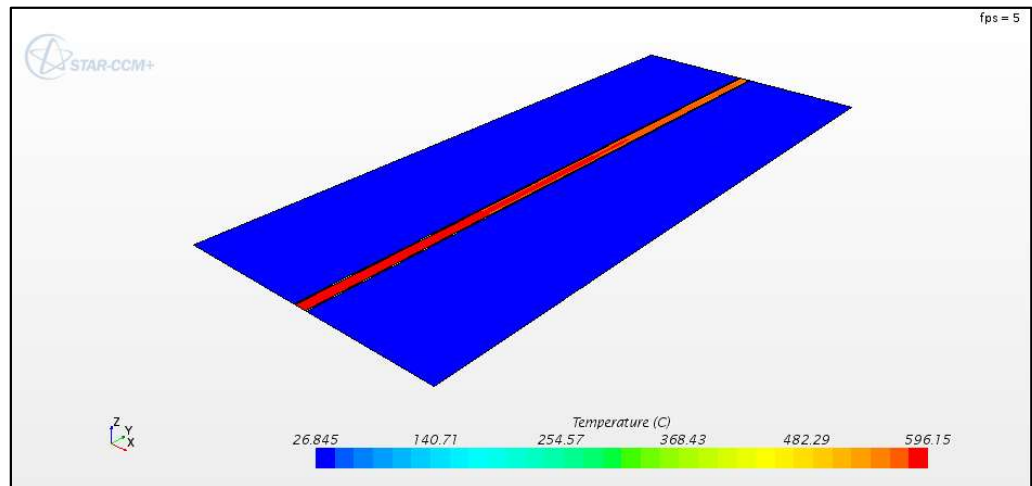
Esquema 7 - Simulação da variação da temperatura do tubo sem revestimento, obtida por CFD.



Fonte: Autor

O Esquema 8 é apresentada a variação de temperatura no plano de corte horizontal em graus Celsius. Em azul tem-se a temperatura ambiente considera de 27°C e na parte central do Esquema 8 o tubo considerado, com 5 metros de comprimento, e a variação de temperatura, sendo a temperatura de entrada considerada de 600 °C. A temperatura de saída encontrada foi de 552,4 °C.

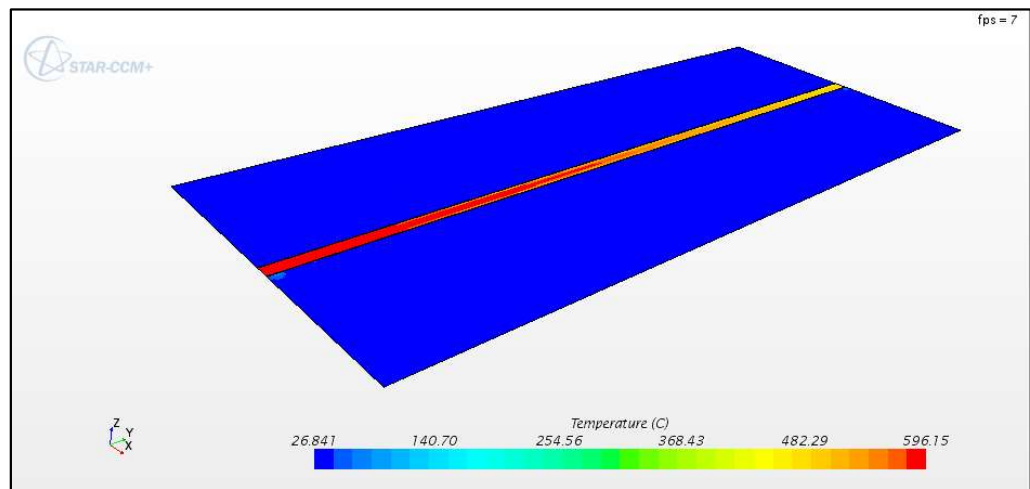
Esquema 8 – Simulação da variação da temperatura do tubo com revestimento Isoglass (espessura de 10 mm), obtida por CFD.



Fonte: o Autor

O Esquema 9 apresenta a variação de temperatura no plano de corte horizontal em graus Celsius. Em azul tem-se a temperatura ambiente considera de 27°C e na parte central do Esquema o tubo considerado, com 5 metros de comprimento, e a variação de temperatura, sendo a temperatura de entrada considerada de 600 °C. A temperatura de saída encontrada foi de 465,9 °C.

Esquema 9 - Simulação da variação da temperatura do tubo com revestimento YSZ (espessura de 1mm), obtida por CFD.



Fonte: o Autor

A Tabela 8 apresenta os resultados do cálculo analítico e computacional (CFD) com os dados dos coeficientes de convecção e temperaturas na saída da tubulação.

Tabela 8 – Tabela comparativa dos resultados dos cálculos analítico e CFD

Análise	Temp. Entrada (°C)	Coef. Convecção Interno ( $h_{int}$ ) (W/m <sup>2</sup> °C)			Coef. Convecção Externo ( $h_{ext}$ ) (W/m <sup>2</sup> °C)			Temperatura Saída (°C)			Temperatura Saída desejada (°C)
		S/ isol.	Isoglass (10mm)	YSZ (1mm)	S/ isol.	Isoglass (10mm)	YSZ (1mm)	S/ isol.	Isoglass (10mm)	YSZ (1mm)	
Analítico	600	110,43			não calc.	56,2	77,68	não calc.	579	540	450
CFD		103,98	13,2	58,3	101,5	99,5	104,1	421	552,4	465,9	450

Fonte: Autor

Pode-se verificar que o coeficiente de convecção interno ( $h_{int}$ ) apresentou grande variação entre os resultados obtidos pelos métodos analítico e computacional (CFD), principalmente para os tubos revestidos, resultando em variação de temperatura de saída acentuada, principalmente para o tubo revestido com YSZ. Esta variação também é resultado da diferença de espessura entre os dois revestimentos, pois apresentam a mesma condutividade térmica  $k$  (0,13 W/m °C). Para o cálculo analítico o coeficiente de convecção interno também foi considerado um único valor, desconsiderando assim a variação da viscosidade dinâmica calculada no CFD através da regra de Sutherland, cuja definição foi feita acima.

Comparando as temperaturas de saída da tubulação obtidas através dos cálculos analíticos e de CFD o revestimento térmico com YSZ apresentou resultado acima do valor desejado, estando o revestimento aprovado para a aplicação.



## 4 CONCLUSÕES

Por meio dos resultados obtidos pode-se observar que:

- Deve ser levado em consideração o importante fato da utilização nos cálculos analíticos de valores médios dos coeficientes de convecção, decorrentes da utilização de valores médios de densidade e viscosidade cinemática, pois esses valores variam ao longo da tubulação em função do regime transiente do motor e das propriedades do gás de exaustão.

- A avaliação do coeficiente médio de transmissão de calor por convecção é de grande complexidade. É importante observar que o valor desse coeficiente depende da geometria da superfície e da velocidade do fluido, bem como das propriedades físicas e, frequentemente, da diferença de temperatura, podendo o coeficiente variar de ponto para ponto. Devendo-se fazer ajustes entre o valor local ( $h_c$ ) e o valor médio ( $\overline{h_c}$ ).

- Os benefícios da barreira térmica cerâmica estão diretamente relacionados com o fluxo térmico em uma tubulação sem o revestimento. Existe uma limitação física para a utilização de revestimentos cuja geometria penaliza o desenvolvimento de *layouts* de tubulação de escapamento, como a utilizada atualmente (Isoglass), devido a espessura da mesma aumentar consideravelmente o diâmetro da tubulação em sua geometria final, variando de 20 a 30 mm no diâmetro externo do tubo, impossibilitando muitas vezes a utilização do isolante por toda a tubulação. Os benefícios do revestimento cerâmico são também percebidos quando integrados ao projeto original.

- Os cálculos analíticos mostram que o revestimento atualmente em uso revela-se superdimensionado para a aplicação, podendo ser substituído por revestimento cerâmico que apresenta melhorias em termos de projeto da tubulação.

- Espessuras de isolante cerâmico (YSZ) acima de 1 mm, embora melhorem o isolamento térmico, podem apresentar baixa durabilidade e apresentam maior custo.

- Uma possibilidade para melhoria do projeto e *layout* com o revestimento atual Isoglass seria a diminuição da espessura de 10 mm para algo em torno de 5 mm, porém revestimentos a base de fibra de vidro ou lã de rocha de baixa espessura apresentam baixa durabilidade e resistência a esforços mecânicos como os apresentados em veículos automotivos.

- O revestimento cerâmico também pode ser utilizado como barreira térmica em outros componentes automotivos sempre que se tratar proteção térmica ou aproveitamento de

energia térmica, objetivando reduzir a complexidade dos produtos, mantendo e até melhorando sua eficiência.

- Entre os benefícios para o revestimento cerâmico destacam-se:

- 1) Eliminação da necessidade de revestir a tubulação, como é feito com o revestimento de Isoglass, por meio de cola.
- 2) Redução da perda de energia quando comparado ao tubo sem revestimento.
- 3) Maior Resistência ao impacto quando comparado com o revestimento Isoglass.
- 4) Redução da temperatura externa da tubulação de maneira mais rápida quando comparado ao tubo sem revestimento.
- 5) Processo produtivo mais robusto, podendo produzir peças em larga escala de forma mecanizada quando comparado ao revestimento Isoglass, melhorando a qualidade do produto
- 6) Pode ser aplicado a vários tipos de formato de peças mecânicas, não necessitando de ferramentas especiais ou dedicadas a cada tipo de formato.
- 7) O *layout* da tubulação de escapamento pode ser desenvolvido de forma mais fácil no caso de isolamento com revestimento cerâmico.
- 8) O revestimento cerâmico fornece boa proteção contra a corrosão.

O custo ainda elevado do processo por aspersão a plasma e exigência de equipamentos e operadores especializados apresenta-se ainda como a principal desvantagem. Este quadro pode ser revertido com maior utilização do processo e ganho em escala de produção e o treinamento de operadores por empresas fornecedoras do processo.

## 5 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os resultados obtidos apontam na direção de que mais pesquisas e trabalhos devem ser realizados. Sugere-se para trabalhos futuros:

- 1) Testes em banco de provas para confirmar e calibrar os resultados do CFD;
- 2) Testes em veículos (caminhões e ônibus) onde o revestimento poderá ser testado para verificação de sua eficiência térmica. Poderão também ser realizados testes de corrosão, erosão, vaporização, fadiga térmica e choque térmico do revestimento.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALTUN, O., ERHAN BOKE, Y., KALEMTAS, A., Problems for determining the thermal conductivity of TBCs by laser-flash method, *Journal of Achievements in Materia and Manufacturing Engineering*, Turkey, 2008.
- BEZERRA FILHO, C. R. A Resistência Térmica de Contato, Universidade Federal da Paraíba, Departamento de engenharia Mecânica, Campina Grande, Paraíba, 2000.
- BORTOLLI, A. L., *Introdução a Dinâmica de Fluidos Computacional*, Ed. Universidade/UFRGS, Porto Alegre, 2000.
- BLOMQVIST, C., Thermal Barrier Coating for Diesel Exhaust Application, Master Thesis, Faculty of Health, Science and Technology, Karlstads Universitet, Sweden, 2014.
- BROG, J. P.; CHANEZ, C. L.; CROCHET, A. and FROMM, K. M., Polymorphism, what it is and how to identify it: a systematic review. 2013 Disponível em: <http://pubs.rsc.org/en/content/articlelanding/2013/ra/c3ra41559g#!divAbstract>. Acesso em: 09 out.2017.
- CHURCHILL-BERNSTEIN EQUATION. In: WIKIPÉDIA. Disponível em: <https://en.wikipedia.org/wiki>, consultado em 31/11/2017.
- CLARKE, D. R. and PHILLPOT, Simon R., Thermal Barrier Coating Materials, *Materials Today*, Elsevier, 2005.
- CAMPOS, M., Obtenção da Zircônia ( $ZrO_2$ ) Estabilizada com Ytria ( $Y_2O_3$ ) Via Precipitação Simultânea, Dissertação de Mestrado, Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares-IPEN-USP, São Paulo, 1993.
- ERICSON, C. NOx Modelling of a Complete Diesel Engine/SCR System, Licentiate Thesis, Lund Institute of Technology, University of Lund, Sweden, 2007.
- FILHO, Celso Rosendo Bezerra, A Resistência Térmica de Contato, Universidade Federal da Paraíba, Departamento de engenharia Mecânica, Campina Grande, Paraíba, 2000.
- GIALONARDO, W.; ZAVAGLIA, C. Aspersão Térmica de  $ZrO_2-8Y_2O_3$  Para Barreira Térmica. In: 21º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, Cuiabá, Mato Grosso do Sul (2014).
- GONZALEZ-SANTADER, J, L; ESTORNELL, G. A., *Fundamentos de Mecânica de Fluidos*, Editorial Club Universitario, Alicante, Espanha, 2014.
- GHOSH, S. (2015). Thermal Barrier Ceramic Coatings — A Review. *Advanced Ceramic Processing*, Dr. A.M.A Mohamed (Ed.), InTech, DOI: 10.5772/61346. Disponível em: <https://www.intechopen.com/books/advanced-ceramic-processing/thermal-barrier-ceramic-coatings-a-review>. Acesso em 20 agosto de 2017

GUPTA, M, Design of Thermal Barrier Coatings Mohit Gupta A modelling approach. Ph.D. Thesis, Production Technology, University West, Sweden, 2014.

HERRMANN, H. O.; Nielsen B.; Gropp, C.; Lehmann, J., Mercedes-Benz Medium- duty Commercial Engines Part 1: Engine Concept and Exhaust Aftertreatment. MTZ 10|2012, Vol. 73, 2012.

HOLMAN, J. P. *Transferencia de Calor*, Pimera Edicion, Compañía Editorial Continental, Mexico, DF, 1986.

INCROPERA, F. P.; DEWITT. D. P; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S., *Fundamentals of Heat Mass and Transfer*, 7th Edition, John Willian and Sons, 2011.

JÄÄSKELÄINEN, H. Diesel Exhaust Gas, 2011. Disponível em: [https://www.dieselnets.com/tech/diesel\\_exh.php](https://www.dieselnets.com/tech/diesel_exh.php). Acesso em 18 agosto 2017

JUN NA, K. Assessment of the Thermal Conductivity of Ytria-Stabilized Zirconia Coating, *Materials Transaction*, Vol. 55, No. 1 (2014) pp. 188 a 193, The Japan Institute of Metals and Material, Japão, 2013.

KARAOGLANLI, A.C.; ALTUNCU, E.; OZDEMIR, I.; TURK, A.; USTEL, F, Structure and durability evaluation of YSZ+Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> composite TBCs with APS and HVOF bond coats under thermal cycling conditions, *Surface & Coatings Technology* 205 S369–S373, 2011.

LIMA, C. C., TREVISAN, R. *Aspersão Térmica: Fundamentos e Aplicações*. 2.ed. São Paulo: Artliber Editora, 2007.

LIMAR, C. R. C., Revestimentos Para Barreira Térmica: Evolução e Perspectivas. *Soldag. Insp.* São Paulo, Vol. 19, Nº. 04, p.353-363, Out/Dez 2014.

MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Editora Livro Técnico e Científico – LTC, 1995.

OLIVEIRA, J. P.; DUARTE, J. F., Revestimentos cerâmicos utilizados como barreira térmica. *Cerâmica*, São Paulo, v. 59, n. 349, p. 186-191, Março 2013.

OLIVEIRA, P. J., Transmissão de Calor-Convecção Forçada, Departamento de Engenharia Eletromecânica, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2014

PAMPUCH, R., *ABC of Contemporary Ceramic Materials*, Techna Group Srl, Faenza, Italy, 2008.

PAREDES, R. S. C. P., Apostila de Aspersão Térmica, Universidade Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Aspersão Térmica e Soldagem Especiais, Curitiba, Paraná, 2009.

PAWLOWSKI, L. *The Science and Engineering of the Thermal Spray Coatings*, 2<sup>nd</sup> edition, England, John Wiley and Sons, 2008.

PETIJEAN, J. E., On the Thermodynamic Stability and Microstructure of Variable Cooled and Co-doped Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-ZrO<sub>2</sub> for Application to Thermal Barrier Coatings, Ottawa-Carlerton Institute for Mechanical and Aerospace Engineering, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Ottawa, Ontario, Canada, 2009.

PHATAK, A., GUPTA, P.; MANDAL, S.; PARKASH, O. , Effect of of sintering temperature on hardness of dense Yttria-stabilized Zirconia ceramics,. Conference: 78th Annual Session of the Indian Ceramic Society, At Jamshedpur, Jharkhand, India, 2015

PROVASE, I. S. Análise térmica e dos efeitos de ressonância dos gases de exaustão de um Fórmula 1. UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA, DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Trabalho de Formatura, São Paulo, São Paulo, Brasil, 2011.

ROBRIGUEZ, O., M., H., Notas de aula, Fundamentos de Mecânica dos Fluidos, Escola de Engenharia de São Carlos-USP, 2015

WOLF, W.; AFONSO, C. R. M. Ligas Metálicas quasicristalinas e processos de aspersão térmica para revestimentos como barreira térmica. Revista Eletrônica de Materiais e Processos, v.9, n.1 (2014) 01-09. ISSN 1809-8797: Evolução e Perspectivas.

SLIFKA, A.J.; FILLA ,B.J.; PHELPS J.M.; BANCKE, G.; BERNDT, C.C., Thermal Conductivity of a Zirconia Thermal Barrier Coating, *Technical Note*, JTTEE5 7:43-46, ASM International, 1997.

STANTON, D., "Systematic Development of Highly Efficient and Clean Engines to Meet Future Commercial Vehicle Greenhouse Gas Regulations," *SAE Int. J. Engines* 6(3):1395-1480, 2013, doi:10.4271/2013-01-2421.

STERN, K. H., Metallurgical and Ceramic Protective Coatings, 1<sup>st</sup> ed., Chapman & Hall, 1996.

SIMBA, B. G., Recuperação da fase tetragonal em cerâmicas dentárias à base de ZrO<sub>2</sub>(Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), submetidas a tensão martensítica precoce, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de Lorena-USP, 2011.

SUCHARSKI, G. B., Deposição de Revestimentos Tipo Barreira Térmica or Aspersão Térmica. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Paraná, 2012.

VAN VLACK, L. Hall, *Propriedades dos Materiais Cerâmicos*, 1<sup>a</sup> edição, São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1973

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, 2<sup>nd</sup> edition, Essex, England, Pearson Education, 2007.

WANK. (17-05-2016). Basics of Thermal Spray Technology Processes. Disponível em: [http://www.gtv-mbh.com/\\_old/gtv-mbh-englisch/www.gtv-mbh.de/cms/upload/publikat/Wank/thermal\\_spray\\_basics\\_processes.pdf](http://www.gtv-mbh.com/_old/gtv-mbh-englisch/www.gtv-mbh.de/cms/upload/publikat/Wank/thermal_spray_basics_processes.pdf). Acesso em 27 agosto/2017.

WOLF, W.; AFONSO, C. R. M. Ligas Metálicas quasicristalinas e processos de aspersão térmica para revestimentos como barreira térmica. *Revista Eletrônica de Materiais e Processos*, v.9, n.1 (2014) 01-09. ISSN 1809-8797: Evolução e Perspectivas.