



**Alisson Oliveira da Silva
Matheus Weizenmann**

**PROPOSTA DE UM TROCADOR DE CALOR PARA REFRIGERAÇÃO
DE UMA TRANSMISSÃO HIDRÁULICA**

**Horizontina
2013**

**Alisson Oliveira da Silva
Matheus Weizenmann**

**PROPOSTA DE UM TROCADOR DE CALOR PARA REFRIGERAÇÃO
DE UMA TRANSMISSÃO HIDRÁULICA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Ademar Michels, Doutor.

**Horizontina
2013**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Proposta de um trocador de calor para refrigeração de uma transmissão
hidráulica”**

Elaborada por:

**Alisson Oliveira da Silva
Matheus Weizenmann**

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 02/12/2013
Pela Comissão Examinadora**

**Prof. Dr. Ademar Michels
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Prof. Dr. Fabiano Cassol
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2013**

DEDICATÓRIA

De Alisson Oliveira da Silva,

Aos meus pais Antonio Juarez Cesar da Silva e Noeli Oliveira da Silva e minha filha Laura

Pelo apoio e incentivo ao longo desta caminhada acadêmica.

De Matheus Weizenmann,

Ao meu pai, Vilson Luiz Weizenmann e minha mãe Clarice Maria Schmitt.

Pelo apoio incondicional na busca pelos meus sonhos, sempre.

AGRADECIMENTOS

Aluno Alisson Oliveira da Silva

Agradeço primeiramente a Deus, pela oportunidade de estar realizando um dos meus sonhos: tornar-me Engenheiro Mecânico.

Agradeço aos meus pais, Antonio Juarez e Noeli pelo amor e incentivos dedicados, inclusive financeiros, que me possibilitaram cursar a faculdade e almejar meus objetivos.

Minha gratidão à minha esposa Cássia Massaia e à minha filha Laura e, em nome delas, a toda a família, pela força dada nas horas adversas e pela compreensão das ausências e, em algumas vezes, abandono do seio familiar para dedicar tempo às provas, trabalhos, artigos e TFC.

Meu abraço aos meus amigos, principalmente aos Netos do Velho Barreiro, pelos momentos memoráveis de diversão e descontração, bem como o acalento nos momentos ruins. As lembranças que tenho dessa nossa parceria sempre estarão comigo, onde quer que eu vá.

Agradecimento aos mestres da faculdade, com quem aprendi muito, especialmente ao Dr. Ademar Michels, meu orientador e mentor, com quem desenvolvi um grande volume de conhecimento, tornando-me um melhor profissional e despertando o interesse pela docência, que pretendo desenvolver após a graduação.

Agradecimento especial, também, a quem me apoiou e me ajudou em minha carreira profissional: Marcos Schnneider, Elisier Weise, Joel Oliveira, Diego Souza e Valdecir Kohler. Minha gratidão pelo voto de confiança e por acreditarem em meu potencial.

E um eterno obrigado ao meu colega de TFC Matheus Weizenmann, pelo empenho e dedicação a este trabalho, e acima de tudo, por ser um amigo para todas as horas.

Aluno Matheus Weizenmann

Agradeço inicialmente aos meus pais Vilson Luiz Weizenmann e Clarice Maria Schmitt, por todas as oportunidades que sempre me proporcionaram nesta vida, a minha irmã Maria Antonia, ao tio César, que sempre me serviu de inspiração, a madrinha Laci que foi como uma segunda mãe e ao primo Eduardo Schmitt eterno parceiro.

Agradeço também a todos professores que contribuíram na minha formação, principalmente ao nosso orientador Ademar Michels que sempre lutou pelos alunos e deve servir de exemplo a todos os colegas.

Aos amigos de Boa Vista do Buricá, Cristiano Feltens, Diogo Hermann, Charles Leidemer, Cassiano de Souza, Willian Hahn, Diego Schons, Maira Giaretta, Matheus Kochhann, Leonardo Lansing, Priscila Marchi, Eduardo Fin ao professor Ricardo Wergner, aos colegas da escolinha Molecão e todos que de alguma forma fizeram parte do meu crescer.

Agradeço ainda aos que me oportunizaram um crescer profissional, oportunizando estagio curricular, Srs. Douglas de Quadros e Silvino Chewinski, aos colegas que muito me ajudaram Leandro de Souza e Jurandir Travassos, bem como a alguns amigos que me receberam em Jaraguá do Sul, Caroline Mazardo, Eduarda Hilgert, Jonatan Rosa e principalmente a Glaci Schuster que me recebeu em seu lar para esse novo desafio.

Aos eternos parceiros que encontrei ao longo da faculdade: Rafael Mattioni, Evandro Michael, Thiago Spillari, João Martins, Giordano Delevatti, Leonardo Prevedello, André Pederiva, Tiago Rhoden, Thiago Pereira, Alvaro Balestrin Djonatan Maldaner, Kassio Melchior, Luan Fronza, Ricardo Parlow, Ronan Chiodeli, Luciano Mota e todos os Netos do Velho Barreiro.

Obrigado aos amigos que fiz em Horizontina, Rafael Lautenchleger, Jean Tormes, Darlis Dreisseg, Alexander Silva, Betina Friederich, Alan Israel, Deise Berger, Gustavo Sturmer, Matheus Hickmann e principalmente aos meus três irmãos Matheus Raí, Lucas Sartor e Michael Markus.

E ao finalizar gostaria de deixar um agradecimento todo especial ao maior gaitero que essa faculdade já teve e meu colega nesta monografia, Alisson Oliveira da Silva, "O Fincão".

Um costelão gaudério é tão bom que depois de me formar em engenharia vou começar a estudar biogenética, pois tenho o objetivo de desenvolver um boi feito somente de costela!
(Chailan Dellanora Rossetto)

RESUMO

Nas competições de baja SAE, a transmissão é o ponto chave da competitividade. Baseado nesta afirmação, um grupo de acadêmicos da Faculdade Horizontina propôs um protótipo de veículo “off-road” que utiliza transmissão hidráulica. A principal restrição para a aplicação deste tipo de transmissão é uso de altas pressões para atingir o torque e velocidade necessários, que acarreta no aquecimento excessivo do fluido hidráulico em virtude das perdas de carga por atrito. O trabalho trata do dimensionamento de um trocador de calor para a refrigeração deste fluido evitando danos ao sistema hidráulico. Utilizando o levantamento de dados, análise térmica do sistema de transmissão e aplicação da metodologia ϵ -NUT, obteve-se um trocador de calor de tubos e aletas contínuas, com capacidade de trocar 2910 W com o ambiente, atendendo às demandas de resfriamento deste sistema hidráulico e evitando o aquecimento do fluido além de 100°C.

Palavras-chave: Fluidos hidráulicos. Trocador de calor. Dimensionamento.

ABSTRACT

In competitions of baja SAE, the transmission is the key point about competitive. Based on this affirmation, a group of academics at Horizontina College proposed a prototype of vehicle "off-road" using hydraulic transmission. The major restriction for application of this transmission type is the use about high pressures for get the torque and velocity required, resulted on high heating about hydraulic fluid because of frictional losses. The job comes about sizing of heat changer for the cooling that fluid avoiding damages at hydraulic system. Using data collection, thermal analyses of hydraulic system and application of method ϵ -NUT, obtained a heat exchanger of continued tubes and fins, with capacity of change 2910W with the ambient, view the demands of cooling of that hydraulic system and avoiding the heating of fluid beyond of 100°C.

Keywords: Hydraulic fluids.Heat exchanger.Sizing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Curvas $v \times T$ para três tipos de fluido de mesma classe de viscosidade	16
Figura 2: Valores típicos para fluidos hidráulicos.	17
Figura 3: Associação da transferência de calor por condução	19
Figura 4: Processos de transferência de calor por convecção	20
Figura 5: Exemplo de trocador de calor compacto	23
Figura 6: Transferência de calor no escoamento através de cilindros com feixe de tubos cilíndricos com aletas individuais	28
Figura 7: Transferência de calor através do feixe de tubos cilíndricos, com aletas contínuas.	29
Figura 8: Transferência de calor e atrito através do feixe de tubos chatos com aletas de chapas contínuas.	29
Figura 9: Exemplo de Transmissão hidráulica para veículo <i>off road</i>	33
Figura 10: Miolo de trocador de calor compacto selecionado	39
Figura 11: Efetividade de um trocador de calor com escoamento cruzado	43
Figura 12: Modelo 3D do trocador desenvolvido	45
Figura 13: Modelo 3D em corte do trocador desenvolvido	45

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	12
1.1 OBJETIVO GERAL.....	12
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	13
2. REVISÃO DA LITERATURA.....	14
2.1 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	14
2.2 AQUECIMENTO EM SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	14
2.3 PROPRIEDADES DO FLUIDO RELACIONADAS À TEMPERATURA.....	15
2.3.1 VISCOSIDADE.....	15
2.3.2 PROPRIEDADES TÉRMICAS.....	16
2.4 DISSIPACÃO DO CALOR EM SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	17
2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	18
2.5.1 CONDUÇÃO.....	18
2.5.2 CONVECÇÃO.....	19
2.5.3 RADIAÇÃO.....	20
2.6 TROCADORES DE CALOR.....	20
2.6.1 BASEADA NA APLICAÇÃO.....	21
2.6.2 BASEADA NO ESCOAMENTO.....	22
2.7 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	22
2.8 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR E MÉTODO E-NUT.....	23
2.8.1 MEMORIAL DE CÁLCULO PARA ANÁLISE E DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	24
2.8.2 CALOR GERADO NO SISTEMA.....	24
2.8.3 CALOR DISSIPADO PELO RESERVATÓRIO.....	25
2.8.4 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR.....	26
3. METODOLOGIA.....	32
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	32
3.1.1 COLETAR DADOS.....	32
3.1.2 DEFINIR DESEMPENHO PRETENDIDO PARA O TROCADOR.....	32
3.1.3 DIMENSIONAR O TROCADOR.....	33
4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	34
4.1 DADOS DE OPERAÇÃO DA TRANSMISSÃO HIDRÁULICA.....	34
4.2 AQUECIMENTO DO FLUIDO EM ESCOAMENTO.....	36

4.3 CALOR DISSIPADO PELO RESERVATÓRIO.....	38
4.4 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR.....	39
4.5 DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR	41
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	45
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	47
APÊNDICE A – DESENHO DETALHADO DO TROCADOR DE CALOR	48
ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES PARA ÓLEO LUBRIFICANTE SHELL TELLUS S2 M 46	50
ANEXO B – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE GASES À PRESSÃO ATMOSFÉRICA	52

1. INTRODUÇÃO

Um grupo de acadêmicos da Faculdade Horizontina propôs um protótipo de veículo “*off-road*” popularmente conhecido como mini baja, substituindo a transmissão mecânica para um tipo não usual neste veículo: a transmissão hidráulica.

Ao encontrar-se na fase de detalhamento do projeto, houve a constatação da necessidade de um volume de fluido além do previsto, gerando assim um acréscimo de massa ao veículo. Necessitando de visões amplas quanto à redução de massa, partiu-se da ideia de redução da quantidade de fluido no reservatório. Porém o sistema hidráulico de transmissão proposto trabalha a pressões elevadas, em torno de 12 MPa. Conseqüentemente, as perdas de carga geradas neste sistema são elevadas e causam aquecimento no fluido hidráulico. Com a redução do volume do reservatório, o aquecimento deste fluido é acelerado, havendo um aumento rápido na temperatura do mesmo. Dessa forma, para evitar o comprometimento da integridade do sistema, é necessário resfriar o fluido hidráulico por meio de um trocador de calor.

O trabalho proposto trata do dimensionamento de um trocador de calor compacto para a refrigeração do fluido hidráulico do sistema de transmissão. Conforme Çengel (2009), trocadores de calor são dispositivos facilitadores de troca de calor entre dois fluidos encontrados em temperaturas distintas e evitando a mistura dos mesmos.

1.1 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem por objetivo propor um trocador de calor compacto para refrigeração específica do fluido hidráulico com aplicação em sistema de transmissão de um protótipo de veículo “*Off-Road*”.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Entender, por meio da literatura específica, aspectos referentes ao fenômeno de aquecimento e transferência de calor em sistemas hidráulicos,
- Identificar a real necessidade de refrigeração, levando em consideração o calor dissipado pelo reservatório.
- Dimensionar o trocador para obter a maior taxa possível de dissipação de calor com dimensões compatíveis ao chassi de um protótipo “Off-Road”

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1 SISTEMAS HIDRÁULICOS

Segundo Brunetti (2008), a definição mais elementar de fluido diz que este é uma substância que não tem uma forma própria, assume o formato do recipiente que a contém. Como diferenciação visual para os sólidos, este conceito esclarece perfeitamente o comportamento dos fluidos. Em uma abordagem mais aprofundada, Brunetti (2008) descreve os fluidos como substâncias que se deformam continuamente, quando submetidas a esforços tangenciais, não atingindo uma nova configuração de equilíbrio estático, ou seja, uma substância que escoar.

O uso de fluido sob pressão como meio de transmissão de potência, ocorreu a partir da Primeira Guerra Mundial, com o surgimento da primeira prensa hidráulica e do guindaste hidráulico. A palavra Hidráulica deriva da raiz grega *hidros* (água), ou seja, é a ciência que estuda o comportamento dos fluidos em estado líquido escoando em tubulações e sob pressão. (FIALHO, 2003)

Linsingen (2003) afirma que os sistemas hidráulicos foram se sofisticando, o que permitiu o uso a pressões cada vez maiores, tornando-os mais compactos, precisos e eficientes. Palmieri (1994) salienta que atualmente o uso da transmissão de força fluida devido a sua versatilidade tornou-se evidente, sendo utilizado desde sistemas de frenagem de automóveis, até sistemas complexos, como controles de aeronaves.

2.2 AQUECIMENTO EM SISTEMAS HIDRÁULICOS

Conforme Linsingen (2003), devido à evolução dos sistemas hidráulicos, com o uso de pressões cada vez maiores, e do processo de conversão de energia, inevitavelmente, estes sistemas estão condicionados a aquecerem.

Conforme Palmieri (1994), o princípio básico de qualquer sistema hidráulico é a transformação de energia mecânica em energia hidráulica, para nova transformação em energia mecânica. Neste processo há várias perdas, convertidas em energia térmica e transferidas ao fluido hidráulico, causado principalmente pelo atrito viscoso durante o escoamento do fluido dentro das tubulações. Alterações

elevadas na temperatura do fluido, devido à dissipação de energia, provocam alteração da viscosidade, por consequência, alteram-se as perdas por vazamento e as condições de operação do sistema (LINSINGEN, 2003).

Palmieri (1994) afirma que a geração de calor em um sistema hidráulico pode ser devida a vários fatores, dentre eles:

- Perdas mecânicas na bomba ou no motor hidráulico, causadas pelo atrito destes componentes com o fluido hidráulico;

- Restrições na linha devido a curvas mal elaboradas ou introdução de válvulas, como reguladoras de pressão e vazão que restringem e aumentam a turbulência do escoamento;

- Válvulas mal dimensionadas, onde a vazão máxima permitida é menor que a vazão exigida pelo sistema.

Linsingen (2003) acrescenta que o conhecimento destas características é necessário para se analisar e permitir a adequação do fluido hidráulico às condições em que estará operando.

2.3 PROPRIEDADES DO FLUIDO RELACIONADAS À TEMPERATURA

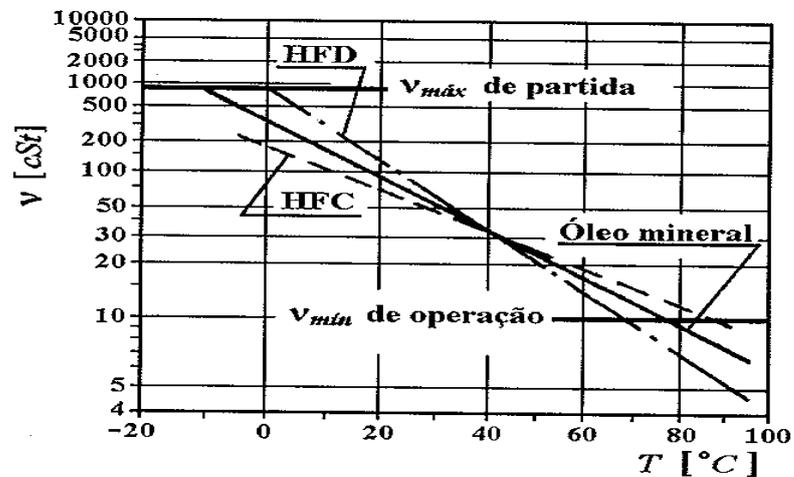
2.3.1 Viscosidade

Conforme Brunetti (2008) “viscosidade é a propriedade que indica a maior ou a menor dificuldade de escoar”. O autor reforça que esta é uma propriedade que não pode ser visualizada em um fluido em repouso, somente em escoamento.

A viscosidade possui valores diferentes para cada tipo de fluido. Pode também variar no mesmo fluido, pois esta propriedade está ligada à temperatura. Conforme Brunetti (2008) a resistência ao escoamento diminui mediante aumento de temperatura e aumenta à medida que a temperatura diminui.

A relação entre viscosidade e temperatura pode ser obtida através do chamado Índice de viscosidade, que corresponde à inclinação das curvas, conforme a Figura 01.

Figura 1: Curvas $v \times T$ para três tipos de fluido de mesma classe de viscosidade.



Fonte: Linsingen (2003)

2.3.2 Propriedades térmicas

Além da viscosidade do fluido, outras propriedades estão diretamente ligadas à temperatura do fluido, calor específico e a condutividade térmica. (LINSINGEN, 2003)

O calor específico é a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de uma massa unitária em 1°C , expresso por $\text{J/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$.

Conforme Incropera e DeWitt (2005), a Condutividade Térmica é a medida da taxa de transferência de calor através de uma superfície para um gradiente de temperatura na direção e sentido do fluxo de calor, em W ,

$$Q = -KA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Onde K é o coeficiente de condutividade térmica ($\text{W/m}^{\circ}\text{C}$).

A figura 2 apresenta os valores típicos de viscosidade, temperatura de operação, calor específico e condutividade térmica para diferentes tipos de fluidos hidráulicos.

Figura 2 – Valores típicos para fluidos hidráulicos.

Propriedades (Valores típicos)	ÓLEO MINERAL	HFA	HFB	HFC	HFD
Massa específica a 15°C [g/cm ³]	0,85 / 0,93	≈ 1,0	≈ 0,95	≈ 1,05	1,05 / 1,4
Mód. de compressibi- lidade a 40°C [N/m ²]	1,48 / 2,1×10 ⁹	2×10 ⁹	2,2×10 ⁹	2×10 ⁹	2,2 / 2,6×10 ⁹
Coef. de expansão tér- mica a p_{atm} [°C ⁻¹]	7,2 / 8×10 ⁻⁴	≈ 2×10 ⁻⁴	---	≈ 7×10 ⁻⁴	≈ 7×10 ⁻⁴
Viscosidade cinemáti- ca a 40°C ν [cSt]	15 / 300	≈ 1	40 / 60	20 / 300	15 / 70
Índice de viscosidade [IV]	80 / 105	---	140	150 / 160	< 0 / 45
Ponto de fluidez [°C]	-40 / -10	5	-40 / -9	-50 / -5	-60
Ponto de fulgor [°C]	110 / 240	---	---	---	240 / 270
Temperatura de igni- ção [°C]	310 / 390	---	435	640	650
Temperatura normal de operação [°C]	35 / 50	30 / 50	35 / 50	30 / 50	70 / 90
Temperatura limite de operação [°C]	-10 / 90	5 / 60	-9 / 70	-5 / 70	0 / 150
Calor específico a 20°C c [J/kg °C]	1880 / 1910	≈ 4180	≈ 2850	≈ 3000	1600 / 1800
Condutividade térmi- ca a 20°C [W/m °C]	0,11 / 0,14	≈ 0,6	---	≈ 0,4	0,13 / 0,22

Fonte: Linsingen (2003)

O conhecimento e determinação destas propriedades, segundo Linsingen (2003), permitem a adequação do fluido correto aos requisitos de operação do sistema. A determinação destas propriedades é de suma importância para calcular a dissipação de calor do sistema e analisar a possibilidade de refrigeração do sistema.

2.4 DISSIPÇÃO DO CALOR EM SISTEMAS HIDRÁULICOS

De acordo com Palmieri (1994), dependendo da complexidade do sistema hidráulico, esse calor pode ser simplesmente dissipado através das tubulações e principalmente dentro do reservatório. Essa dissipação de calor ocorre por convecção entre o fluido e a parede do reservatório, por condução através da superfície do reservatório e novamente por convecção entre as paredes e o meio.

Se a troca térmica no reservatório não for suficiente, Fialho (2004) sugere a instalação de uma chicana dentro do reservatório. Esse dispositivo, em forma de aleta, aumenta a superfície de troca térmica dentro do reservatório, sem que haja a necessidade do uso de um trocador de calor.

O autor acrescenta que, dependendo da necessidade, pode ser introduzido um maior número de chicanas verticais para forçar a circulação do fluido, aumentando ainda mais a troca térmica por convecção.

Se os métodos anteriores não resultarem em uma dissipação de calor satisfatória, deve-se usar um trocador de calor. A seguir serão apresentados os meios de transferência de calor, bem como os equipamentos responsáveis pela dissipação de calor, denominados trocadores de calor.

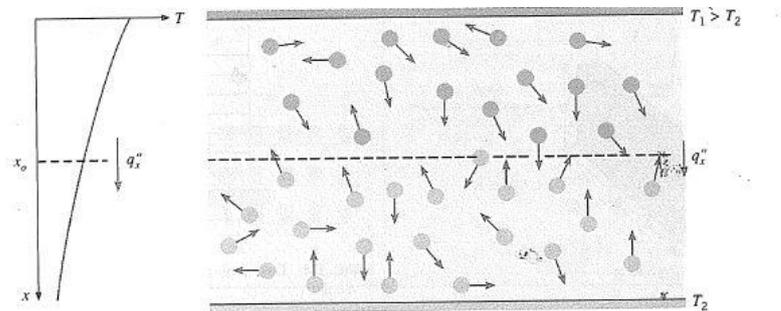
2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Incropera e De Witt (2005), a transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a um desbalanceamento de temperaturas, já os meios com que essa transferência se dá são divididos em três formas: condução, convecção e radiação térmica. Para o caso de trocadores de calor as formas presentes são as transferências por condução e por convecção.

2.5.1 Condução

Conforme Incropera e DeWitt (2005), ao se falar de condução térmica deve-se considerar imediatamente dos conceitos de atividade atômica e molecular. A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as partículas de menor energia, em um meio que possui interação entre elas, uma forma de se observar é pela Figura 3.

Figura 03 – Associação da transferência de calor por condução com a difusão de energia devido à movimentação molecular.

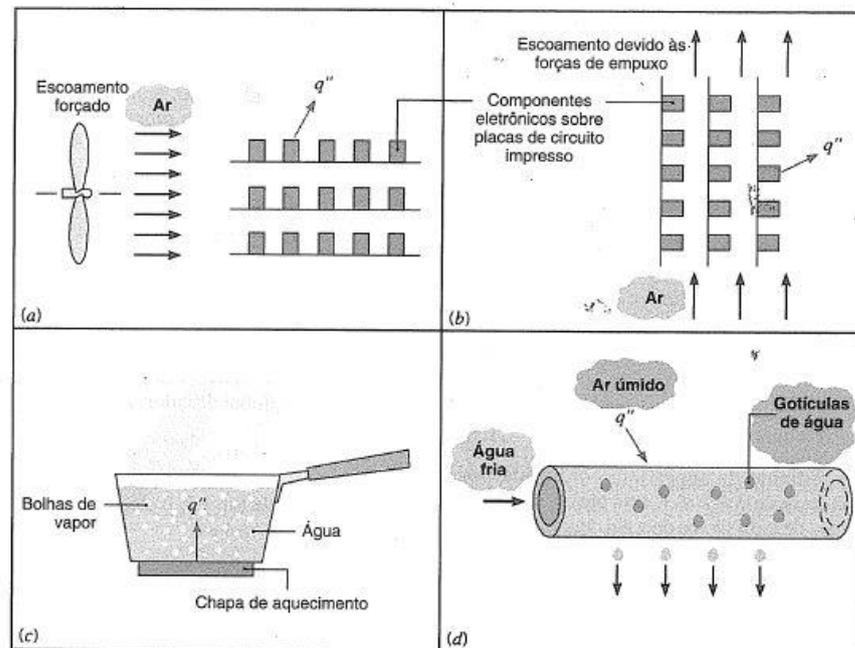


Fonte: Incropera e De Witt (2005).

2.5.2 Convecção

A transferência de calor pelo modo da convecção é composta basicamente por dois mecanismos, a transferência de calor pelo movimento aleatório molecular e também através do movimento global. A convecção pode ser classificada como forçada ou livre, o forçado dispõe de meios externos que causam o escoamento, tais como ventiladores bombas ou ventos atmosféricos, por exemplo, “coolers” para resfriamento de equipamentos eletrônicos, já na convecção livre o escoamento é induzidos por forças de empuxo, geradas por diferenças de densidades do ar, geradas pelas diferenças de temperatura do próprio fluido, por exemplo, trocadores de calor dispostos ao ar livre. O método da convecção é o que está mais presente no caso de trocadores de calor. A Figura 4 apresenta alguns processos de transferência de calor por convecção. (INCROPERA & DE WITT, 2003)

Figura 4 – Processos de transferência de calor por convecção (a) Convecção forçada, (b) Convecção natural, (c) Ebulição, (d) Condensação



Fonte: Incropera e De Witt, 2003.

2.5.3 Radiação

Como descreve Incropera e DeWitt (2005) este modo de transferência de calor transmite a energia por meio de ondas eletromagnéticas. Diferentemente da convecção e da condução a transferência de energia por radiação não necessita de meio material. Trata-se de uma energia emitida por toda a matéria que se encontra a uma temperatura não nula, acima de 0 K, (-273 °C).

2.6 TROCADORES DE CALOR

Os processos de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O dispositivo utilizado para implementar essa troca é chamado trocador de calor, e as aplicações específicas podem ser encontradas no aquecimento de ambientes e ar condicionado, produção de potência, recuperação de calor perdido,

bem como no resfriamento de fluídos, para cada uma das funções solicitadas a um trocador de calor se tem um tipo com melhor eficácia, a seguir são apresentados alguns dos tipos de trocadores e a sua classificação que se dá normalmente de acordo com o a aplicação e arranjo do escoamento. (SCHMIDT, HENDERSON, & WOLGEMUTH, 2004)

2.6.1 Baseada na aplicação

Baseados na sua aplicação os trocadores de calor podem ser subdivididos em com mudança de fase, sem mudança de fase ou regeneradores. Dentro dos trocadores de calor com mudança de fase se tem ainda uma nova divisão, o tipo mais comum é o com tubo e carcaça, onde um dos fluidos escoam por dentro dos tubos já o segundo transita pelo meio externo ao das tubulações, este tipo pode ser usado por dois fluidos líquidos bem como por fluidos gasosos. O outro tipo de trocador de calor sem a mudança de fase é conhecido como de placa ou compacto, normalmente utilizado entre duas correntes gasosas ou entre uma corrente líquida e outra gasosa, este tipo de trocador tem uma grande área por unidade de volume(SCHMIDT, HENDERSON, & WOLGEMUTH, 2004).

Já os trocadores sem mudança de fase normalmente são baseadas em um projeto de tubos e carcaça que sofre alterações, quando o vapor é produzido dentro desses trocadores, o trocador de calor recebe o nome de gerador de vapor, evaporador ou caldeira. Este vapor pode ser formado ou do lado do tubo ou do lado da carcaça, um tipo comum de gerador de vapor é aquele em que o combustível e o ar entram no trocador de calor e um processo de combustão ocorre de forma que uma quantidade considerável de energia é liberada, os gases quentes formados durante o processo de combustão transferem calor para o líquido, o que faz com que esse mude de fase(SCHMIDT, HENDERSON, & WOLGEMUTH, 2004).

Quando dois ou mais fluidos trocam calor utilizando a mesma passagem de escoamento de forma periódica, de forma que, em qualquer momento, apenas um dos fluidos está em contato com o trocador de calor, normalmente estas unidades são muito grandes e massivas, estes trocadores são conhecidos como regeneradores(SCHMIDT, HENDERSON, & WOLGEMUTH, 2004).

2.6.2 Baseada no escoamento

Quando sua divisão é baseada no escoamento se tem uma divisão em quatro grupo, de escoamento de contracorrente, paralelo, cruzado ou ainda de contracorrente cruzada, quando os fluxos dos dois fluidos escoam em direções paralelas, mas em sentidos opostos, possui a configuração de escoamento de contracorrente, este tipo de configuração de trocador de calor se mostra a mais eficiente(SCHMIDT, HENDERSON, & WOLGEMUTH, 2004).

No escoamento paralelo os fluxos dos fluidos escoam na mesma direção e sentidos, essas unidades são menos comuns, já que sua eficiência é menor do que o de contracorrente, no escoamento cruzado e de contracorrente cruzada os fluidos escoam em um ângulo de 90°, embora as unidades de escoamento cruzado não sejam tão eficientes quanto aos de contracorrentes, normalmente são utilizadas por obter a corrente externa com maior facilidade, por exemplo em um radiador automotivo, já os de contracorrente cruzada possuem fácil construção e na medida em que o número de passes aumenta, a eficiência se aproxima da eficiência de um trocador de contracorrente (SCHMIDT, HENDERSON, & WOLGEMUTH, 2004).

2.7 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Segundo Incropera e De Witt (2005), se um trocador de calor tiver uma densidade de área superficial maior do que $700\text{m}^2/\text{m}^3$ é classificado como trocador de calor compacto.

Este tipo de trocador é empregado em aplicações onde pelo menos um dos fluidos é gasoso, onde o coeficiente de transferência de calor é baixo. Os radiadores usados para arrefecimento de veículos são trocadores de calor compactos. Como o modelo da figura 05.

Figura 5: Exemplo de trocador de calor compacto.



Fonte: Radiadores Fenix (2013)

2.8 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR E MÉTODO E-NUT

Conforme Incropera e DeWitt (2005), dois procedimentos foram desenvolvidos para análise de trocadores de calor: o Método DTML e o método ϵ -NUT, sendo que em qualquer destes métodos, os resultados obtidos são equivalentes.

Conforme Özisik (1979) o cálculo de capacidade e o cálculo das dimensões de um trocador de calor são os dois problemas mais importantes quando se trata da análise térmica de trocadores de calor. O cálculo de capacidade se refere a determinação das temperaturas de saída do fluido, das perdas de carga em um trocador de calor e da determinação da taxa de transferência de calor.

Basicamente, se as temperaturas de entrada e saída do fluido frio e do fluido quente forem conhecidas e a transferência de calor for especificada, utiliza-se o método DTML.

Porém, segundo Özisik (1979), há casos em que se conhecem somente as temperaturas de entrada e as vazões mássicas dos fluidos frio e quente, e o coeficiente de transferência pode ser apenas estimado. Nestes casos não há como

obter a temperatura média logarítmica, pelo fato das temperaturas de saída de ambos os fluidos não serem conhecidas. A aplicação do DTML, nestes casos, envolve cálculos tediosos, sendo indicada a aplicação do método ϵ -NUT (efetividade do trocador de calor) desenvolvido por Kays e London apud Incropera e DeWitt (2005).

2.8.1 Memorial de cálculo para análise e dimensionamento de trocadores de calor compactos

Segue a seguir as equações, em sequência de desenvolvimento lógico, utilizadas para o cálculo de dimensionamento do trocador de calor proposto para este trabalho. O cálculo basicamente divide-se em três partes: determinação do aquecimento do fluido no sistema de transmissão hidráulica, verificação do calor dissipado pelo reservatório e dimensionamento do trocador de calor.

2.8.2 Calor gerado no sistema

Conforme Brunetti (2003), tem-se que a potência dissipada em um sistema onde um fluido está escoando determinada por:

$$Ndiss = \gamma \cdot Q \cdot Hp \quad (2)$$

Onde:

$Ndiss$ – Potência dissipada, em Watt (J/s)

γ - Peso específico do Fluido Hidráulico, em N/m³

Q – Vazão volumétrica do sistema, em m³/s

Hp – Energia de fluido dissipada, em .

A variação de temperatura no fluido, por meio da energia de pressão transformada em energia térmica é expressa por:

$$Ndiss = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T \quad (3)$$

\dot{m} - Vazão mássica do fluido, em kg/s

C_p - Calor específico a pressão constante do fluido, em J/kg.°C

ΔT - diferença de temperatura de saída do fluido do reservatório e da entrada no reservatório, após passagem pelo sistema.

2.8.3 Calor dissipado pelo reservatório

Para a verificação do calor dissipado pelo reservatório utiliza-se a fórmula para obtenção do Coeficiente global de transferência de calor, por meio das resistências térmicas. Por meio de um mecanismo combinado de resistências térmicas por convecção dos fluidos hidráulico, condução nas paredes do reservatório e convecção com o ar externo, o coeficiente é obtido pela equação 4.

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (4)$$

Onde U_i é o Coeficiente Global de transferência de calor do reservatório, em W/m²°C, h_i é o coeficiente de transferência por convecção no interior do reservatório (fluido hidráulico) em W/m²°C, h_e é o coeficiente de transferência por convecção na superfície exterior do reservatório, r_i é o raio interno do reservatório, r_e , o raio externo; k é a condutividade térmica do material constituinte do reservatório, expressa em W/m°C, A_i , área lateral interna e A_e área lateral externa, ambas em m² e L é o comprimento do reservatório.

Para o caso de valores de h_i não conhecidos e caso o escoamento seja laminar ($Re < 2300$), considerando o fluxo de calor constante, pode-se usar a seguinte fórmula:

$$h = \frac{48}{11} \cdot \frac{k}{D} \quad (5)$$

Sendo h o coeficiente de transferência térmica or convecção no fluido no escoamento interno, k a condutividade térmica deste fluido e D o diâmetro interno do reservatório.

Para o caso de h_e desconhecido, utiliza-se o método de cálculo para escoamento externo de cilindros transversais, proposto por Churchill e Bernstein

apud Incropera e DeWitt (2005), que é baseado numa fórmula empírica, expressa por

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,3 + \frac{0,62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (6)$$

Nu – Número de Nusselt

Pr – Número de Prandtl (tabelado)

O número de Reynolds correspondente ao escoamento externo pode ser determinado pela equação 7.

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (7)$$

Sendo V a velocidade do fluido externo em m/s, D o diâmetro externo do reservatório em m e ν a viscosidade cinemática do ar em m²/s.

2.8.4 Dimensionamento do trocador de calor

Após determinar o calor dissipado pelo reservatório, pode-se dimensionar o trocador de calor através do método ε -NUT. Esse método, Segundo Incropera e De Witt (2005), é o mais indicado para projetos de trocadores de calor, onde não se tem o conhecimento das temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, mas somente as temperaturas de entrada de ambos os fluidos.

Nesse método temos que ε é

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (8)$$

ε – Efetividade do trocador e calor

Q_{max} – Taxa máxima de transferência de calor, em W/s

Q – taxa real de transferência de calor, em W/s

A taxa máxima de transferência de calor poderia ser obtida num trocador de calor em contracorrente com comprimento infinito. Incropera e DeWitt (2005) informam que nesse caso o fluido frio seria aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente.

A equação para Q_{max} é definida por

$$Q_{max} = C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (9)$$

C_{min} – Capacidade calorífica mínima entre os dois fluidos, em W/°C

$T_{q,e}$ – Temperatura de entrada do fluido quente, em °C

$T_{f,e}$ – Temperatura de entrada do fluido frio, em °C

Por definição, a capacidade calorífica de ambos os fluidos do trocador de calor é:

$$C_q = \dot{m}_q \cdot C_{pq} \quad (10)$$

$$C_f = \dot{m}_f \cdot C_{pf}$$

Sendo \dot{m} a vazão máxima do fluido quente (q) e do fluido frio (f), em kg/s; C_p o calor específico a pressão constante em J/kg°C. C_{min} será o menor valor entre C_q e C_f , pois conforme Incropera e DeWitt (2005) a máxima transferência de calor ocorrerá no fluido com menor capacidade calorífica, pois este atua como o fator limitante, de acordo com a Lei de Conservação de energia. Se C_{max} fosse utilizado, o fluido que possui a menor capacidade calorífica teria de experimentar um aumento de temperatura superior ao seu máximo, o que é fisicamente impossível.

De acordo com Incropera e DeWitt (2005), nos cálculos para trocadores de calor compactos, foram estudadas características de transferência de calor e escoamento para diversos tipos de geometrias e arranjos, através do trabalho clássico de Kays e London, fornecendo dados empíricos para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor nas superfícies destas geometrias.

Tais resultados, conforme Incropera e DeWitt(2005) estão correlacionados em termos do fator J_c de Colburn e do número de Reynolds e com o número de Stanton, conforme as equações 11, 12 e 13.

$$J_c = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{h}{G \cdot C_p} \cdot Pr^{2/3} \quad (11)$$

Sendo h o coeficiente de convecção externa, em w/m²°C, C_p o calor específico do ar e Pr o número de Prandtl (tabelado para o ar). G é a velocidade mássica de escoamento do fluido e é definida por

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{\min}} \quad (12)$$

G - Velocidade mássica, em kg.m/s

m - Vazão mássica total, em kg/s

A_{\min} - Área transversalmente mínima do escoamento livre, em m²

E o número de Reynolds, necessário para determinação do fator J_c , é dado por

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (13)$$

Onde: Re = Número de Reynolds

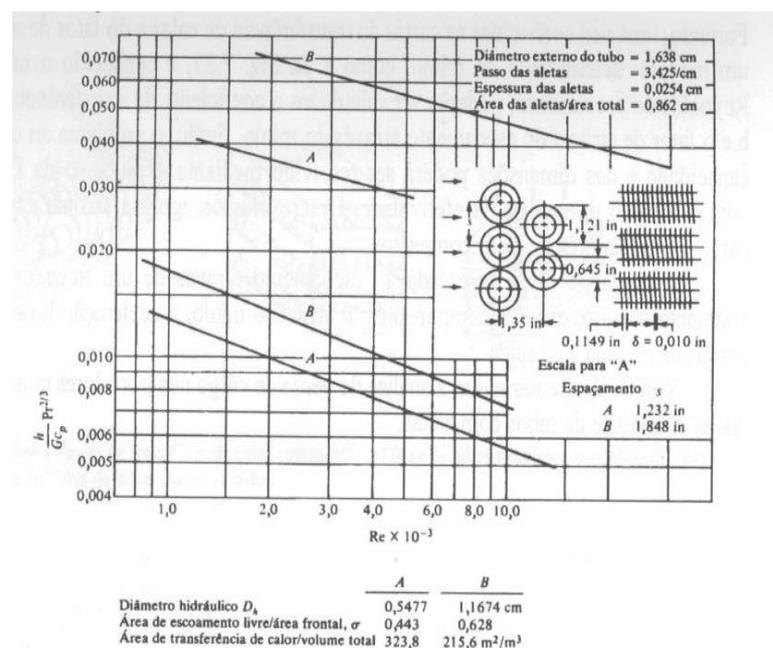
D_h = Diâmetro hidráulico, em m

μ = Viscosidade absoluta, em

G = Velocidade mássica, em kg.m/s

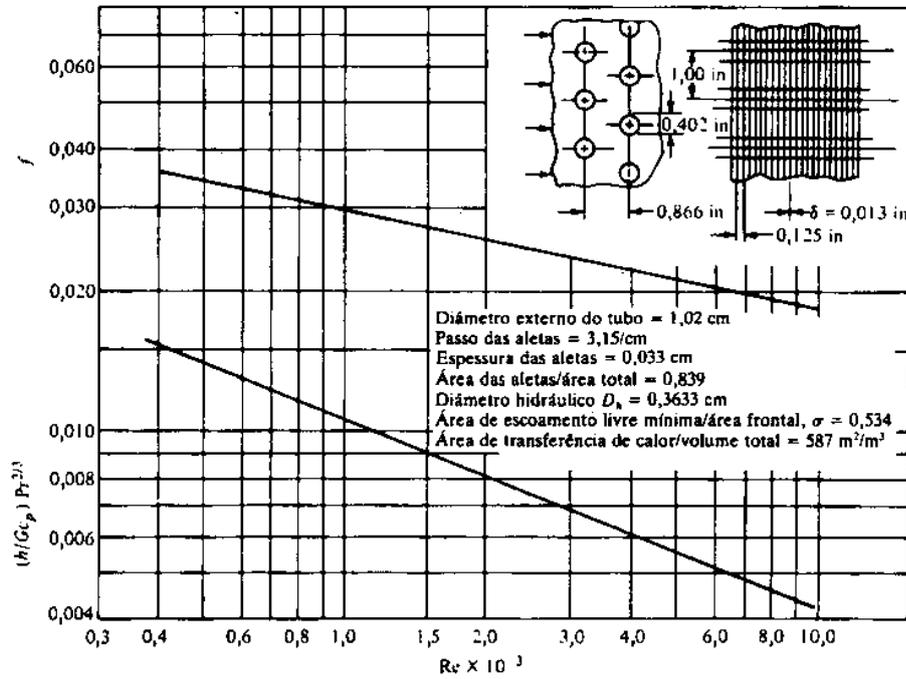
Calculando estes dados, pode-se utilizar os diagramas desenvolvidos para variados tipos de geometria e arranjos tubulares e de aletas, conforme as figuras 6, 7 e 8. Assim por meia da equação 11, pode-se verificar qual o coeficiente de calor externo para o arranjo especificado.

Figura 6: Transferência de calor no escoamento através de cilindros com feixe de tubos cilíndricos com aletas individuais



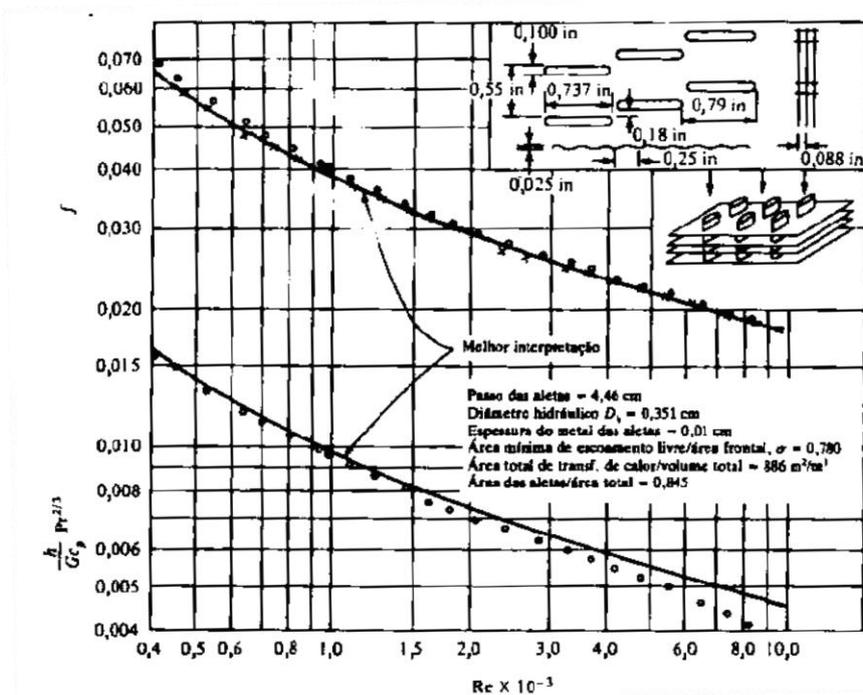
Fonte: Özisik (1979)

Figura 7: Transferência de calor através do feixe de tubos cilíndricos, com aletas contínuas.



Fonte: Özisik (1979)

Figura 8: Transferência de calor e atrito através do feixe de tubos chatos com aletas de chapas contínuas.



Fonte: Özisik (1979) (2012)

Para determinar o coeficiente global de transferência, utilizou-se a equação 4. Para efetuar este cálculo, a fórmula foi escrita em função da área externa (A_e). Com isto a equação 14 fica da seguinte forma:

$$Ue = \frac{1}{\frac{1}{hi \left(\frac{Ai}{Ae}\right)} + 0 + \frac{1}{he}} \quad (14)$$

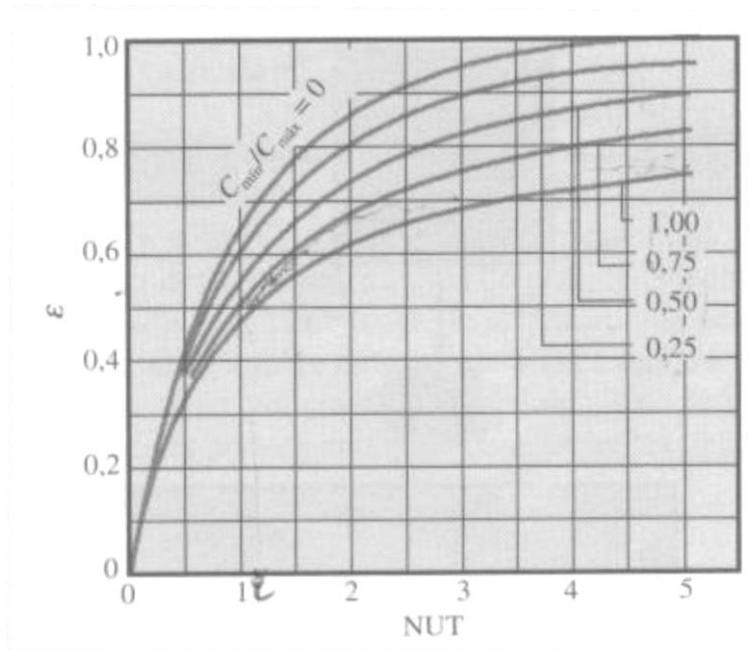
De acordo com Incropera e Dewitt (2005), pode se usar uma relação entre as áreas externa e interna, correspondentes e correlacionadas à razão das áreas ocupadas pelas aletas/área total do trocador, isto é,

$$\frac{Ai}{Ae} \approx \frac{Di}{De} \left(1 - \frac{\text{área das aletas}}{\text{área total externa}}\right) \quad (15)$$

Definido o coeficiente de transferência ou convecção externo, pode-se aplicar a equação 4 para obtenção do Coeficiente global de transferência (U). Em seguida, aplica-se a análise ε -Nut para verificação do desempenho do trocador e as dimensões do mesmo.

Deve-se determina a relação C_{\min}/C_{\max} . Esse valor é necessário para encontrar NUT (número de unidades de transferência, fator adimensional) do diagrama da figura 11, possibilitando verificar as dimensões do trocador de calor. Esta configuração de trocador de calor é considerada como escoamento cruzado com ambos os fluido não misturados, uma vez que as aletas da superfície agem como tubulações para o ar.

Figura 11: Efetividade de um trocador de calor com escoamento cruzado, ambos fluidos não misturados.



Fonte: Incropera e DeWitt (2005)

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (16)$$

Onde NUT é o número de unidades de transferência, U o coeficiente global de transferência do trocador de calor, A a área de transferência de calor e C_{\min} a menor capacidade calorífica entre os fluidos quente e frio.

Dessa forma, pode-se calcular a área de transferência térmica do trocador. Para calcular o volume do trocador a relação entre a área superficial e o volume do trocador, que é peculiar para cada tipo de arranjo de miolos dos trocadores de calor compactos (anexos

Como a área frontal do trocador definida, o comprimento em direção ao escoamento deste trocador de calor pode ser determinado pela equação 17.

$$L = \frac{V}{Af} \quad (17)$$

Onde L é o comprimento do trocador de calor, em m, V o volume do trocador em m^3 e Af a área frontal do trocador de calor, em m^2 . Sendo assim, pode-se determinar a quantidade de tubos e aletas através do diagrama do miolo do trocador de calor de aletas contínuas, contido nos anexos deste trabalho.

3. METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Como procedimento de execução de pesquisa, definiu-se para o presente estudo o seguinte:

1. Coletar dados;
2. Definir desempenho pretendido para o trocador;
3. Dimensionar o trocador.

3.1.1 Coletar dados

Inicialmente foi realizado o levantamento de dados com base no modelo hipotético de uma transmissão hidráulica para veículo “Off Road”, pertinentes do ponto de vista da geração e transferência de calor, como:

- Vazão e pressão de trabalho do Sistema
- Tipo de escoamento (Número de Reynolds)
- Perda de carga e eficiência dos motores hidráulicos, responsáveis pelo aquecimento;
- Dimensões do reservatório;
- Dados e propriedades do fluido Hidráulico utilizado (viscosidade, massa específica, coeficiente de condutividade térmica, temperaturas de trabalho e calor específico).

3.1.2 Definir desempenho pretendido para o trocador

Baseado nos dados coletados no item anterior, verificou-se o real aquecimento do fluido contido no sistema de transmissão, considerando que o aquecimento deste sistema ocorrerá em virtude da transformação da energia dissipada em energia térmica, ou seja $N_{diss} = Q$

Foi identificada a quantidade de calor dissipado pelo reservatório, utilizando o coeficiente global de transferência de calor, por meio das resistências térmicas. Obteve-se a taxa de calor dissipada pelo reservatório, e se pode verificar a

necessidade de uso de trocador de calor e que quantidade de calor excedente devia ser trocada com o ambiente.

3.1.3 Dimensionar o trocador

O próximo passo foi o dimensionamento do trocador de calor que teve por o objetivo estabelecer o tipo de trocador mais adequado ao projeto com melhor relação custo benefício, obtenção da eficiência do trocador escolhido, número de passes e o tipo de escoamento, utilizando o método efetividade-NUT (ϵ -NUT). Para determinar as dimensões do trocador de calor, foram utilizados os diagramas de diversos miolos de trocadores de calor compactos, conforme as figuras 6,7 e 8, selecionada uma das geometrias e, baseado nos dados da mesma, obteve-se o coeficiente global do trocador de calor e as dimensões do mesmo, que estão apresentadas na seção de resultados deste trabalho.

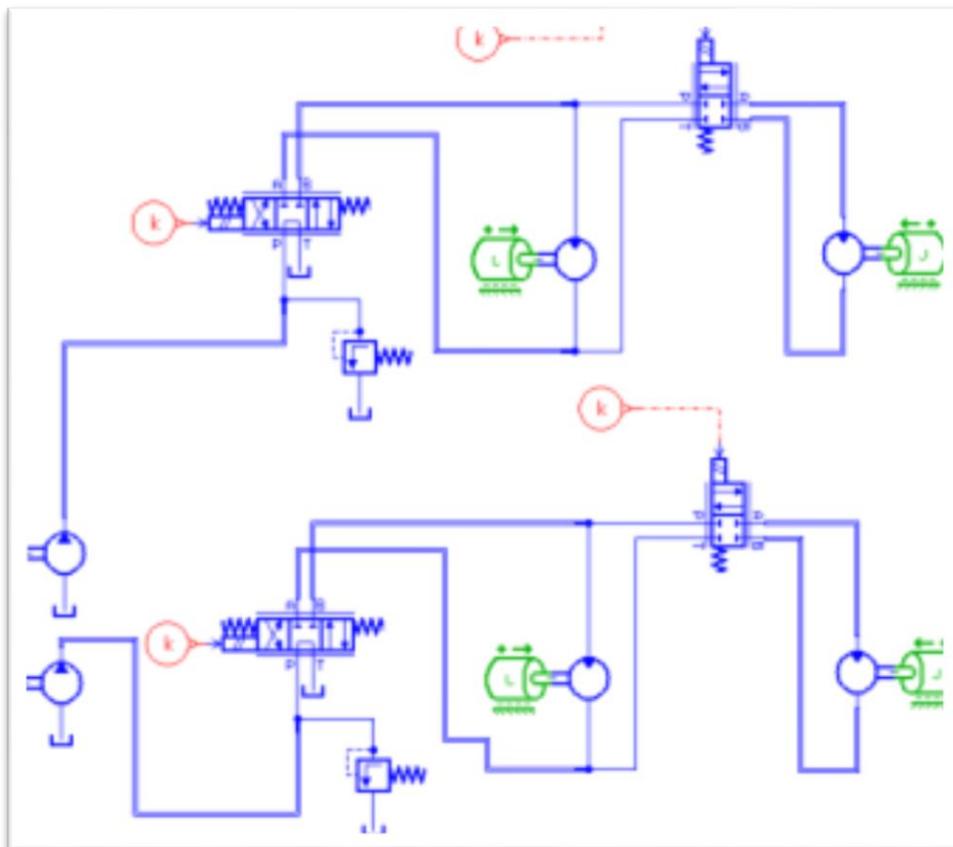
Com as dimensões definidas, criou-se um protótipo virtual por meio de um software CAD, para visualizar o trocador de calor e seu arranjo e posição no layout do sistema de transmissão hidráulica.

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 DADOS DE OPERAÇÃO DA TRANSMISSÃO HIDRÁULICA

A proposta do trocador de calor do trabalho baseia-se em um modelo hipotético de transmissão hidráulica para protótipos *off road* SAE. O sistema possui duas bombas hidráulicas associadas em paralelo, sendo uma responsável pela alimentação de dois motores hidráulicos no eixo traseiro e a outra responsável pela alimentação dos motores do eixo dianteiro. Esse fato deve ser levado em consideração, pois a perda de carga em ambas as bombas é quase idêntica, logo o aquecimento em ambas será o mesmo. O único diferencial é que o retorno dessas duas bombas circula pela mesma canalização do trocador de calor, ou seja, a vazão mássica dobra em relação à vazão de operação do sistema. A figura 9 exemplifica de maneira sucinta o esquema da transmissão hidráulica.

Figura 9: Exemplo de Transmissão hidráulica para veículo *off road*.



O quadro 1 mostra as informações estimadas para este sistema. Estas informações foram baseadas na curva de vazão em relação à pressão de trabalho das bombas hidráulicas, ou seja, à vazão de 0,0005 m³/s, a bomba recalca fluido a uma pressão de 12 Mpa.

Quadro 1: Condições de operação do sistema de transmissão Hidráulica

Dados de operação da transmissão hidráulica para protótipo off road	
Pressão de trabalho	12 MPa
Vazão Máxima por Bomba	0,0005 m ³ /s
Nº de bombas	2
Vazão no retorno	0,001 m ³ /s
Modelo da bomba	Parker Hannifin P11
Nº de motores	4
Modelo de motores	Parker Hannifin TE 0050
Eficiência dos motores	0,8
Perda de carga nos motores/bomba	4,8 MPa
Perda de carga na tubulação + Acessórios	1,1 Mpa

Fonte: Adaptado de Parker Hannifin (2013).

Referente ao fluido hidráulico, Palmieri (1994) cita que o fluido a ser utilizado deve ser o indicado pelo fabricante dos equipamentos. Por meio do aplicativo Shell Lube Match pode-se obter o fluido indicado para os motores e bombas selecionados. A tabela 1 é um condensado das informações retiradas de Catálogos Técnicos de Lubrificantes e contém as propriedades do óleo SM46

Tabela 1: Propriedade do Fluido Hidráulico

Propriedades do óleo Shell SM 46	
Viscosidade cinemática	4,5.10 ⁻⁵ m ² /s
Massa específica	879 kg/m ³
Peso específico	8623 N/m ³
Calor específico (Cp)	1890 J/kg°C
Ponto de oxidação	130 °C
Temperatura máxima ideal de operação	80°C
Natureza	Mineral

Fonte: Adaptado de Shell Company (2013)

Tão igualmente importante quanto o óleo hidráulico, o fluido frio, neste caso o ar, também tem de ter suas propriedades determinadas. Neste caso as propriedades

importantes são a massa específica, a condutividade térmica, o número de Prandt, a viscosidade cinemática, a viscosidade absoluta e o calor específico, dados estes levando em conta que o ar está em temperatura ambiente, ou seja, aproximadamente 25°C ou 300 K. As propriedades do ar a esta temperatura são apresentadas na tabela 2.

Tabela 2: Propriedades do ar a temperatura ambiente (300K)

Propriedades do ar	
Massa específica	1,1614 kg/m ³
Calor específico	1007 J/kg°C
Viscosidade absoluta	184,5 . 10 ⁻⁷ N.s/m ²
Viscosidade Cinemática	15,89 . 10 ⁻⁶ m ² /s
Coeficiente de Condução térmica	26,3.10 ⁻³ W/m°C
Número de Prandt	0,707

Fonte: Incropera e DeWitt (2005)

4.2 AQUECIMENTO DO FLUIDO EM ESCOAMENTO

Conforme citado anteriormente, o aquecimento do fluido será calculado com base na potência dissipada em virtude das perdas de carga do sistema. Portanto as seguintes hipóteses foram consideradas: o fluxo de calor é constante, a potência dissipada será integralmente convertida em energia térmica, o calor trocado entre a tubulação, acessórios com o meio é desprezível e o carro movimenta-se a uma velocidade média de 30 km/h e a pressão para dimensionamento será a máxima pressão que é de 120 bar ou 12 Mpa.

De acordo com o Quadro 1 , a perda de carga total é de 5,9 Mpa. Dessa forma a potência dissipada por este sistema, dada pela equação 2 com o peso específico do fluido hidráulico, no valor de 8623 N/m³, a vazão volumétrica de 0,0005 m³/s e altura correspondente às perdas de carga, no valor de 687 m, obtendo-se uma potência dissipada de 2962 W.

Lembrando que H_p, foi determinado através do teorema de Stevin, conforme a equação 10, sendo a queda de pressão (perda de carga) expressa em 5,9 MPa e o peso específico γ no valor de 8623 N/m³. Com isso obteve-se o valor de H_p, já supracitado.

Levando em consideração a hipótese anteriormente citada de que a energia perdida em forma de perda de carga será convertida integralmente em energia térmica, podemos utilizar a equação de balanço de energia, conforme a equação 3, para obtermos a alteração de temperatura no fluido. Dividindo a potência pelo produto da multiplicação da vazão mássica de fluido hidráulico, no valor de 0,44 kg/s e o calor específico deste fluido (1890 J/kg°C), foi verificado que o fluido aquecerá 3,5 °C desde sua saída do reservatório até o retorno do mesmo.

Lembrando que a vazão mássica é a vazão volumétrica do fluido multiplicada pela massa específica, onde se obteve 0,44 kg/s.

O resultado obtido na equação 12 indica que a cada segundo, fornecendo 2962 J, 440 gramas de fluido aquecerão 3,5 graus Celsius. Esse aquecimento impacta em menor proporção no reservatório, porém a temperatura continua se elevando, até atingir a temperatura de 130°C e neste ponto o fluido começa a oxidar e mudar de fase, conforme informações do fabricante.

Conforme citado anteriormente, a literatura propõe que para proporcionar uma melhor troca térmica e refrigeração do fluido hidráulico, deve-se usar um volume equivalente a três vezes a vazão em litros/minuto, isto é, para esta aplicação do veículo off road, onde a vazão corresponde à 30 litros por minuto, o reservatório teria de comportar 96 litros de fluido hidráulico. Tais valores são impraticáveis, em função do espaço limitado no chassi do veículo, bem como o ganho excessivo de massa. Dessa maneira, buscou-se diminuir este reservatório para 30 litros para redução da massa do carro, porém sem comprometer a circulação do fluido hidráulico, e utilizar o trocador de calor para refrigeração.

O uso de trocador será necessário, pois o tempo estimado para que o fluido atinja a temperatura máxima de operação sem que haja degradação do óleo e possivelmente avarias no sistema de transmissão, é menor que o tempo necessário para a operação máxima da transmissão do mini baja, que é de 5 horas, durante a prova de enduro.

Pode-se estimar o tempo médio utilizando a equação 3 com alterações,. Substituindo a vazão mássica pela massa de fluido do reservatório, teremos a taxa de aumento de temperatura por segundo, dentro do reservatório no valor de 0,06 °C/s. Isso significa que a essa taxa de aquecimento o fluido aumentara de 25°C a 100°C em aproximadamente 20 min em um reservatório com capacidade para 30 litros.

4.3 CALOR DISSIPADO PELO RESERVATÓRIO

Para que o trocador de calor seja utilizado, primeiramente precisa-se verificar o calor transferido através deste reservatório. Para tal considerou-se, que para uma capacidade de 30 litros, este reservatório, que será em formato cilíndrico, possui as dimensões de 0,5 m de comprimento e diâmetro interno de 0.28 m. o tanque será confeccionado em aço carbono tendo condutividade térmica k de 60,5 W/m°C, conforme Incropera e De Witt (2005). A parede tem espessura de 3 mm, e o reservatório possui possuindo uma área superficial total interna de 0,55 m² e uma área externa de 0,57 m².

Para determinar a transferência de calor utilizou-se o método de coeficiente transferência global, já que para o caso do reservatório há um mecanismo combinado de troca de calor envolvendo convecção do lado interno, condução através da parede do tubo e convecção externa com o ambiente, conforme a equação 4. Porém esta equação só poder ser aplicada caso os coeficientes de transferência por convecção h do lado do fluido e do lado do gás tenham sido especificados.

Conforme citado anteriormente, se o escoamento interno for laminar e o fluxo de calor constante, pode-se usar a relação proposta da equação 5. Utilizando os dados da tabela do fluido e considerando D o diâmetro interno do reservatório, têm-se um valor para o coeficiente de transferência interno h_i de 1,71 W/m²°C

Para o escoamento externos foi verificado o valor de h_e por meio da equação de Churchill e Bernstein apud Incropera e De Witt (2005), para o escoamento externo sobre um cilindro (equação 6). Utilizando as propriedades do ar da tabela 2, obteve-se um coeficiente de transferência interna h_e de 26W/m²°C.

Para calcular o número de Reynolds utilizou-se a equação 7 em conjunto com as propriedades do ar da Tabela 2, considerando um velocidade média de deslocamento do veículo off-road de 8,3 m/s(30km/h) e o diâmetro externo do reservatório, gerando um número de Reynolds de valor 149390.

Substituindo os valores de Equação14 e Equação15 na Equação4 obteve-se um coeficiente global de transferência (U_i) de 1 W/m²°C, totalizando um transferência de calor à taxa de 1,95W. Verificou-se que o calor dissipado pelo

reservatório é muito inferior ao calor gerado, ou seja, é necessário o emprego de um trocador de calor para a refrigeração do fluido Hidráulico.

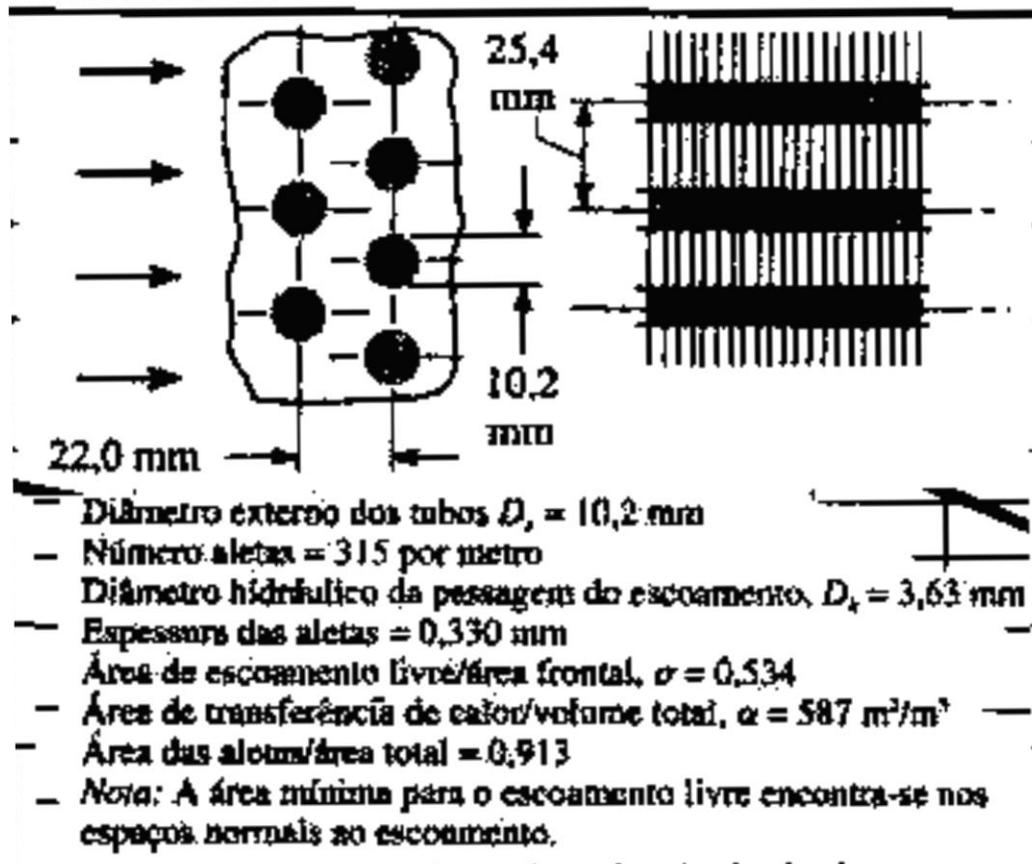
4.4 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

Conforme citado anteriormente, caso a troca de calor entre fluidos envolva um fluido gasoso, e o espaço físico para instalação do trocador de calor seja restrito, faz-se o uso de trocadores de calor compactos. No caso do protótipo SAE, ambas as condições ocorrem.

A metodologia de cálculo do trocador de calor exige a escolha de geometrias e arranjos de aletas que já foram amplamente estudadas e mapeadas empiricamente, em virtude da troca de calor no miolo desses trocadores serem complexa por Kays e London, conforme Incropera e DeWitt (2005).

Dessa forma optou-se pelo dimensionamento de um trocador de calor compacto com tubos circulares e aletas contínuas, superfície 8.0-3/8T, conforme figura 10. Este tipo de trocador de calor é bastante recorrente em aplicações automotivas, além de possuir uma construção mais robusta e facilitada, bem como possuir boa compactação, isto é alta superfície de troca de calor por unidade de volume. O diagrama utilizado para cálculo encontra-se no anexo C

Figura 10: Miolo de trocador de calor compacto selecionado



Fonte: Incropera e DeWitt(2005)

Como se pode perceber, esse arranjo possui alguns dados bastante específicos para este tipo de geometria e o coeficiente de fator externo pode ser Encontrado em função do número de Colbourn (j) e o número de Reynolds do escoamento do lado do ar.

A velocidade mássica para este caso, leva em consideração a velocidade média do carro, ou seja, aproximadamente $8,3 \text{ m/s}$. Para que a vazão mássica de ar possa ser melhor controlada, sugere-se a instalação de duas entradas de ar quadradas, sendo uma em cada lateral, de dimensão $(0,3 \text{ m} \times 0,3 \text{ m})$ que à velocidade média, permitirá a entrada de ar para o trocador de calor, à razão de $1,74 \text{ kg/s}$.

Foi arbitrada uma área frontal para o trocador, de $0,09 \text{ m}^2$ ($0,3 \text{ m} \times 0,3 \text{ m}$), visando evitar alterações nas dimensões do chassi do carro e multiplicando-a pela razão da área de escoamento livre/área frontal (σ), conforme a figura 10, o valor de G (velocidade mássica) será, conforme a equação 12, de $36,4 \text{ kg.m}^2/\text{s}$.

Para determinação o fator j_c , calculou-se o número de Reynolds, conforme a equação 13 e se obteve o valor de $7,6 \cdot 10^3$.

No diagrama de transferência de calor (anexo C), observou-se que para este valor de Número de Reynolds, o fator j de Colburn é aproximadamente 0,013. Logo. Aplicando a equação 19, encontra-se o coeficiente h para a superfície externa (h_e) de $600 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Apenas deve-se considerar que o material de confecção do trocador de calor será de material bom condutor de calor como alumínio ou cobre, logo a resistência térmica na parede poderá ser desprezada. Porém não se conhecia o comprimento interno da tubulação do trocador, tampouco a área interna.

$$\frac{A_i}{A_e} \approx \frac{9,2 \text{ mm}}{10,2 \text{ mm}} (1 - 0,913) = 0,078$$

Substituindo a equação 15 na equação 14, o valor do coeficiente global do trocador de calor encontrado foi de $48 \text{ W/m}^2\text{°C}$

4.5 DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR

Para determinar as dimensões do trocador, o método ϵ -Nut foi aplicado. Com isso, C_{min} e C_{max} foram calculados entre os dois fluidos, conforme a equação 10. Lembrando que a vazão mássica no retorno do sistema é o dobro da vazão das bombas, pois o fluido de ambas retorna pela tubulação do Trocador, o que é vantajoso, pois potencializa a transferência de calor. Substituindo as variáveis pelos valores do fluidos, se tem C_f igual a 1752 W/°C e C_q no valor de $1663,2 \text{ W/°C}$. Verificado que C_{min} corresponde ao fluido quente (C_q).

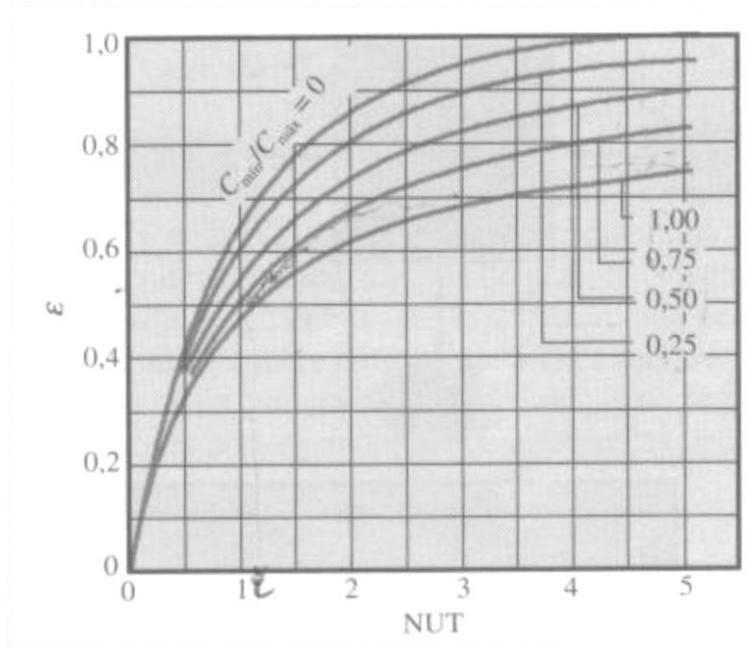
C_{min} , por definição é o menor valor entre C_f e C_q . Logo, segundo a equação 9, a máxima transferência de calor possível neste trocador será de

A taxa de calor real do sistema de transmissão foi calculada na equação 14, com o valor de 2962 W . Desta maneira ϵ assume o valor de 0,50.

Foi determinada a relação C_{min}/C_{max} obtendo o valor de 0,95. Esse valor é necessário para encontrar NUT (número de unidades de transferência, fator adimensional) do diagrama da figura 11, possibilitando verificar as dimensões do trocador de calor. Esta configuração de trocador de calor é considerada como

escoamento cruzado com ambos os fluido não misturados, uma vez que as aletas da superfície agem como tubulações para o ar.

Figura 11: Efetividade de um trocador de calor com escoamento cruzado, ambos fluidos não misturados.



Fonte: Incropera e DeWitt (2005)

Verificado através do diagrama da figura 11 que $NUT = 1$. Pela equação 16 calculou-se a área de transferência térmica do trocador. Portanto a área superficial será de $34,65 \text{ m}^2$

De acordo com os dados da figura 10, esse arranjo específico possui uma área de transferência de calor de $587 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Sendo assim pode-se calcular o volume ocupado pelo trocador de calor, que será de $0,06 \text{ m}^3$

Como a área frontal do trocador foi anteriormente definida, com o valor de $0,09 \text{ m}^2$, o comprimento em direção ao escoamento deste trocador de calor será de $0,67 \text{ m}$.

Como a área frontal é de $0,09 \text{ m}^2$, ou seja $0,3 \text{ m} \times 0,3 \text{ m}$ e verificando a distância entre os tubos, conforme a figura 10, a distância entre os tubos na área frontal é de $25,4 \text{ mm}$. Então o trocador de calor terá, por fileira, um número máximo de tubos igual a 12.

Lembrando que, como o arranjo dos tubos é alternado, a primeira fileira terá de ter 11 tubos, a segunda 12, a terceira 11 e assim sucessivamente alternando o número de tubos entre 11 e 12.

O número de fileiras em relação ao comprimento em direção ao escoamento (em profundidade), também pode ser determinado pela figura 10, onde o espaçamento entre fileiras de tubos é de 0,22 mm, portanto em um comprimento de 0,67 m, o número de fileira é de 30 fileiras

As aletas deverão ter o mesmo comprimento de 0,67 m em relação ao escoamento e conforme a figura 10 estão dispostas à razão de 315/m. Logo para este trocador de calor, estão dispostas 95 aletas com espessura de 0,33 mm. O material dos tubos e das aletas, será alumínio ($K = 237 \text{ W/m}^\circ\text{C}$), em virtude de sua elevada capacidade de transferir calor e baixa resistência térmica.

A figura 12 trás o modelo desenvolvido em software 3D do trocador desenvolvido neste trabalho, o detalhamento do mesmo é apresentado no Apêndice A contido neste documento. A figura 13 apresenta uma visão em corte do trocador que foi dimensionado.

Figura 12: Modelo 3D do trocador desenvolvido.

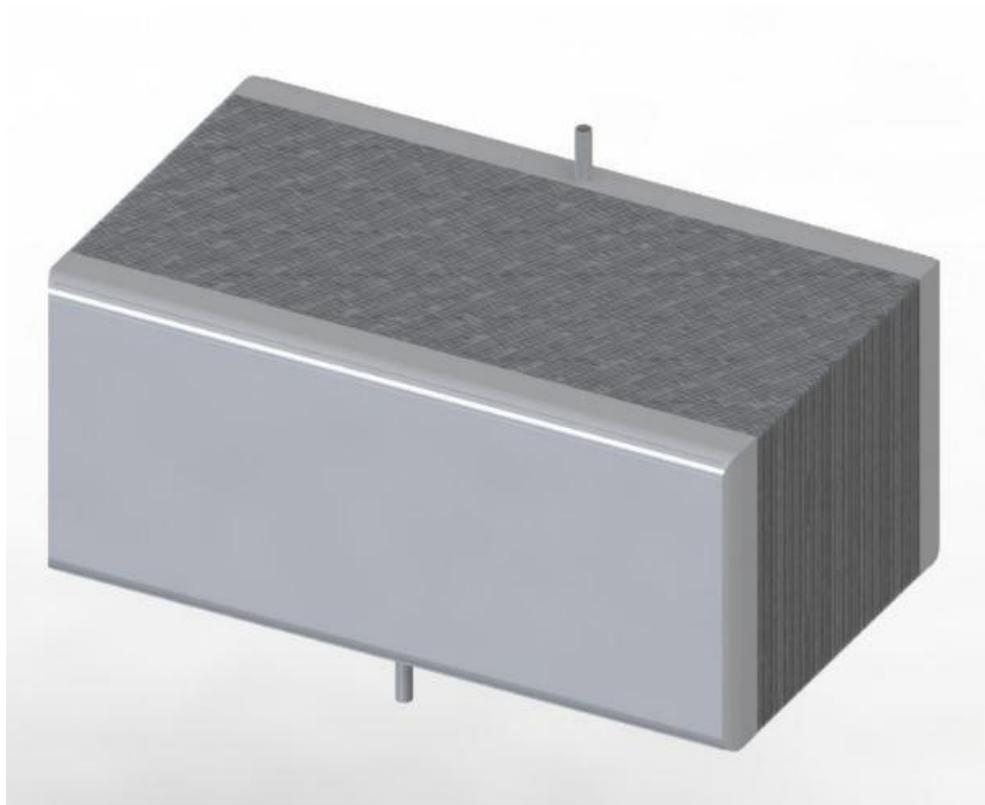
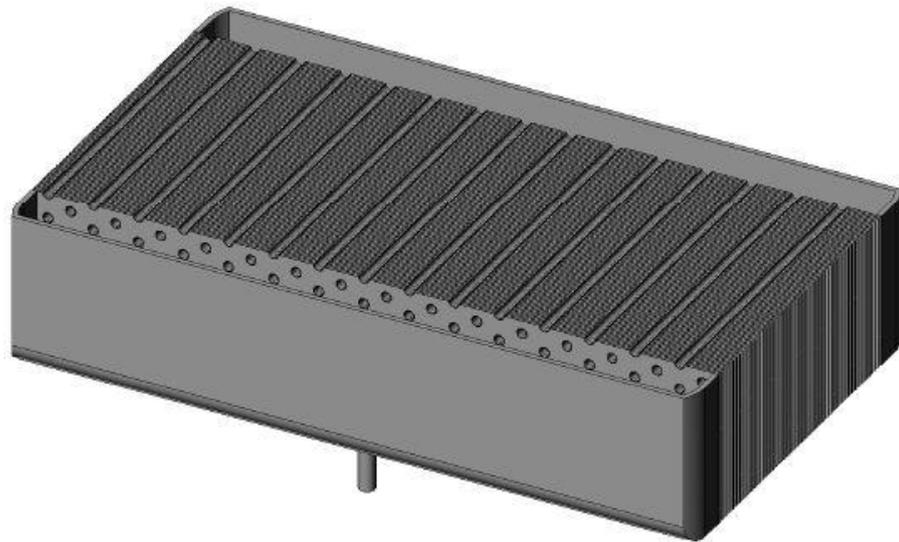


Figura 13: Modelo 3D em corte do trocador desenvolvido.



5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho teve como proposta o dimensionamento de um trocador de calor para arrefecer uma sistema de transmissão hidráulica de um protótipo off road SAE, onde haverá aquecimento do fluido em virtude das perdas de carga. Foram analisadas tais perdas e determinada a carga térmica gerada, onde se constatou a necessidade de troca calorífica por meio de um trocador de calor.

Através do referencial teórico se pode ter um conhecimento mais aprofundado aos assuntos diretamente abordados neste estudo, sendo eles, fluidos hidráulicos, sistemas hidráulicos e trocadores de calor, tendo encontrado diretrizes confiáveis para o desenvolvimento dos cálculos e assim um dimensionamento apropriado para a função a ser desempenhada pelo trocador de calor posteriormente dimensionado.

Os resultados obtidos foram satisfatórios ao esperado. O estudo foi focado em trocadores de calor compactos e foram encontradas dimensões cabíveis ao projeto e com um rendimento de trocas caloríficas satisfatórias ao esperado inicialmente. O trocador de calor dimensionado é capaz de trocar com o ambiente 2910 W, suprimindo eficazmente o aquecimento do fluido hidráulico.

Utilizando a metodologia ϵ -NUT para o cálculo da efetividade e dimensões do trocador obteve-se êxito em relação a dimensões apropriadas ao chassi do protótipo SAE, sem a necessidade de modificações significativas, chegando as seguintes dimensões:

Número de aletas: 49 aletas

Dimensões das aletas: 670mm x 300mm x 0.33mm

Número de fileiras: 30 fileiras.

Tubos por fileira: Intercalado entre 15 fileiras com 11 tubos e 15 fileiras com 12 tubos.

Dimensões dos tubos: \varnothing ext.: 10.2mm, \varnothing int. 9.2mm

Com os resultados obtidos, ao final deste trabalho, pode-se afirmar que o mesmo serviu de grande aprendizado profissional, oportunizando a aplicação dos conhecimentos obtidos nas disciplinas estudadas ao longo do curso, de uma forma prática e utilizável a um projeto que vem sendo desenvolvido na Faculdade Horizontina.

A área ainda tem grandes estudos a serem desenvolvidos por trabalhos futuros, como por exemplo, a construção física e testes do modelo dimensionado neste trabalho, bem como a melhoria dos trocadores de calor existentes e assim que esse meio de transferência de energia possa ter sua utilização expandida a demais mercados, bem como o estudo para a melhora nos materiais utilizados na construção destes trocadores ou os modelos dos mesmos para que assim as eficiências destes dispositivos possam ser aumentadas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed São Paulo: Blucher, 2009.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa: Uma abordagem pratica**. 3. ed São Paulo: McGraw Hill, 2009.

FIALHO, Arivelto B. **Automação Hidráulica: Projetos, Dimensionamentos e Análise de Circuitos**. 2. ed. Tatuapé: Editora Érica, 2004.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. **Transferência de calor e massa**. 5. ed São Paulo: LTC, 2005.

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de sistemas Hidráulicos**. 2. ed. Florianópolis: Ed. Da UFSC, 2003.

ÖZISIK, M. Necati. **Heat Transfer**. São Paulo: McGraw Hill, 1979.

PALMIERI, Antonio Carlos. **Manual de Hidráulica Básica**. 9. ed. Porto Alegre: Rancine Hidráulica Ltda, 1994.

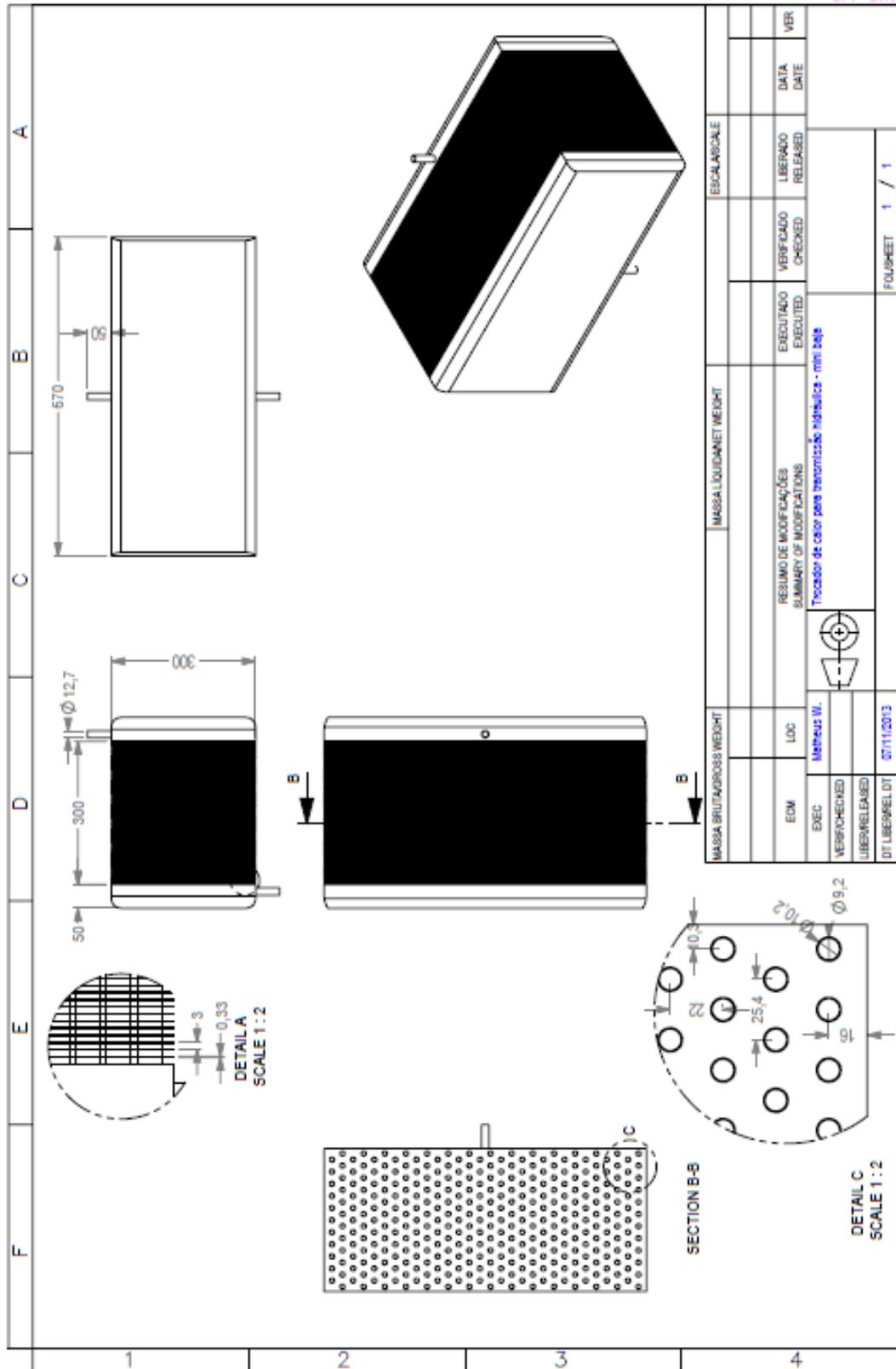
RADIADORES FENIX. **Catálogo de radadores e equipamentos para arrefecimento**. Disponível em: <http://seligaboituva.com.br/radiadores_fenix_boituva.html>. Acesso em 12 nov. 2013

SCHMIDT F. W.; HENDERSON R. E.; WOLGEMUTH C. H. **Termodinâmica, Mecânica dos fluidos e Transferência de Calor**. 2. ed. São Paulo: Blücher, 2004.

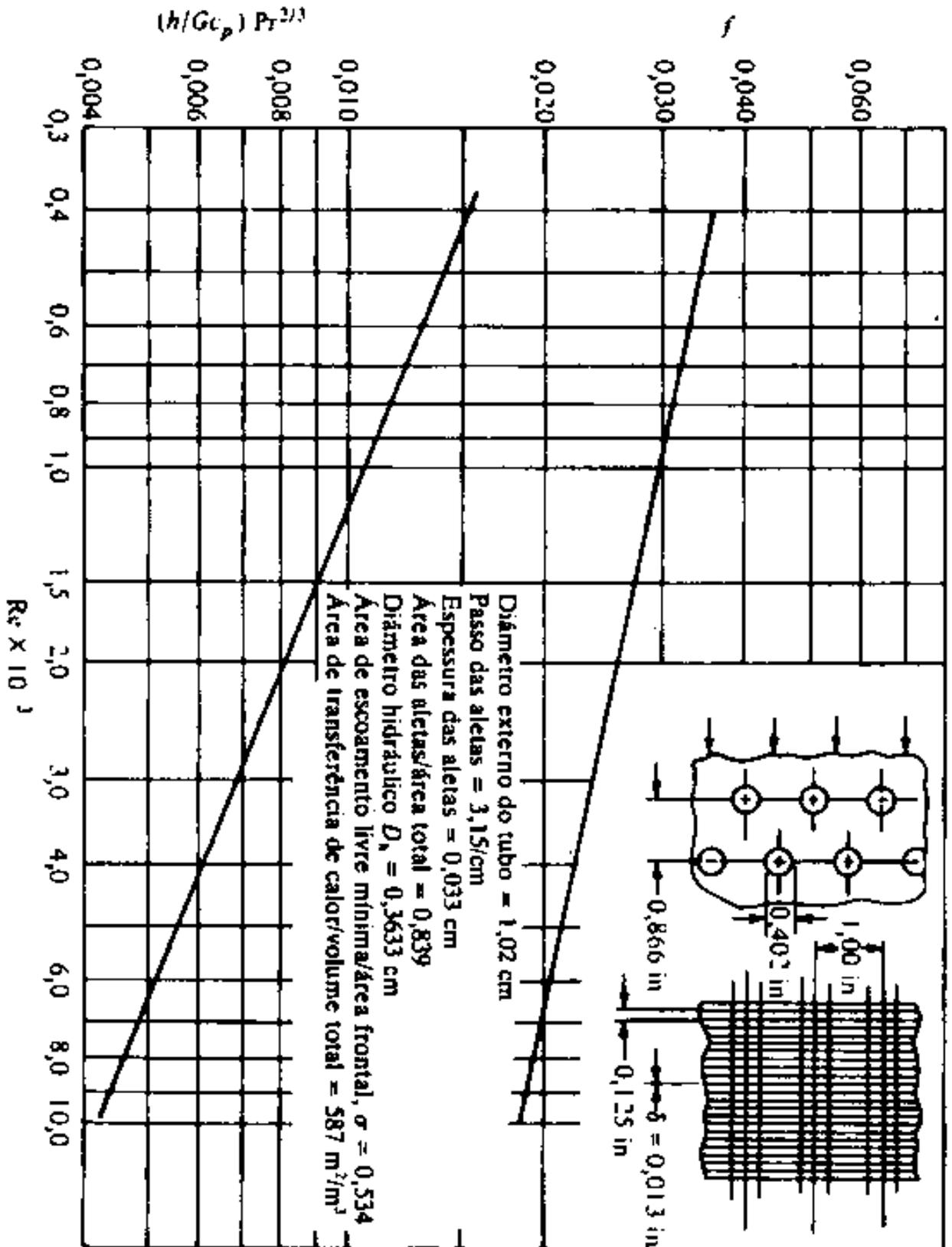
SHELL BRASIL PETRÓLEO LTDA. **Dados técnicos Oleo Hidráulico Tellus S2 M 46**. Disponível em: <<http://www.epc.shell.com/documentRetrieve.asp?documentId=101510218>>. Acesso em 30 out. 2013.

SHELL BRASIL PETRÓLEO LTDA. **Shell LubeMatch**. Disponível em:<http://lubematch.shell.com.br/br/pt_BR/equipment/tb_tc_te_tf_series_lsht_torqmotors_016983>. Acesso em: 25 out. 2013.

APÊNDICE A – DESENHO DETALHADO DO TROCADOR DE CALOR



ANEXO A – DIAGRAMA PARA TROCADOR DE CALOR COMPACTO
MIOLO COM TUBOS E ALETAS CONTÍNUAS.



ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES PARA ÓLEO LUBRIFICANTE SHELL TELLUS S2 M 46



Technical Data Sheet

Previous Name: Shell Tellus

Shell Tellus S2 M 46

Lubrificante Hidráulico Industrial

Shell Tellus S2 M é um lubrificante hidráulico de alta performance que utiliza a tecnologia única patenteada da Shell para promover excepcional proteção e performance na maioria das operações industriais e em equipamentos móveis. Ele resiste ao cisalhamento sob solicitação mecânica e térmica e ajuda a prevenir a formação de depósitos prejudiciais, que podem diminuir a eficiência do sistema hidráulico.

- Proteção Extra
- Aplicações Industriais

DESIGNED TO MEET CHALLENGES

Desempenho, Funções e Benefícios

- **Maior vida útil - extensão dos intervalos de manutenção**
Shell Tellus S2 M ajuda a estender os intervalos de manutenção do equipamento, resistindo a degradação térmica e química. Assim, minimiza a formação de depósitos e promove excelente performance na indústria referente a norma ASTM D 943 TOST (Turbine Oil Stability Test), proporcionando maior confiabilidade e limpeza do sistema. Shell Tellus S2 M também possui boa estabilidade em presença de umidade, o que garante uma longa vida útil do lubrificante e reduz o risco de corrosão e oxidação, especialmente em ambientes úmidos.
- **Excepcional proteção contra o desgaste**
Aditivos antidesgaste são incorporados para serem efetivos em toda a gama de condições operacionais, incluindo em baixas cargas e condições de cargas severas. Excepcional desempenho em uma variedade de testes em bombas de pistão e de palhetas, incluindo a Denison T6C (versões seco e molhado) e Vickers 35VQ25. Estes testes demonstram como o Shell Tellus S2 M pode ajudar na maior vida útil dos componentes do sistema.
- **Mantém a eficiência do sistema**
Limpeza superior, filtrabilidade excelente e alta performance na separação de água, liberação de ar e característica antiespumante contribuindo para manter ou aumentar a eficiência dos sistemas hidráulicos.
O sistema único de aditivo no Shell Tellus S2 M combinado com a limpeza superior (satisfazendo os requisitos da classe ISO 4406 21/19/16 ou superior - linhas de enchimento da planta da Shell - , conforme reconhecido pela especificação DIN 51524,

o óleo é exposto a várias influências como transporte e armazenamento que podem afetar o nível de limpeza), ajuda a reduzir o impacto de contaminantes no bloqueio do filtro, permitindo a sua extensão de vida útil e o uso de filtros mais exigentes para proteção extra dos equipamentos.

Shell Tellus S2 M é formulado para rápida liberação do ar, sem excessiva formação de espuma para ajudar na transferência eficiente de força hidráulica e minimizar impactos de cavitação do equipamento e oxidação do fluido, que pode reduzir a vida útil do lubrificante.

Aplicações Principais



- **Sistemas hidráulicos industriais**
Com uma extensa gama de recomendações e aprovações de fabricantes, o Shell Tellus S2 M é adequado para uma ampla lista de aplicações hidráulicas encontradas em ambientes industriais.
- **Sistemas de transmissão hidráulicos móveis**
Shell Tellus S2 M pode ser utilizado efetivamente em aplicações hidráulicas móveis como escavadeiras e guindastes, exceto quando significativas variações de temperatura ambiente são encontradas. Para estas aplicações, recomendamos a série Shell Tellus "V".
- **Sistemas hidráulicos marítimos**
Adequado para aplicações marítimas, onde a categoria de fluidos hidráulicos ISO HM são recomendados.

Especificações, Aprovações e Recomendações

- Denton Hydraulics (HF-0, HF-1, HF-2)
- Cincinnati Machine P-68 (ISO 32), P-70 (ISO 46), P-68 (ISO 68)
- Eaton Vickers (Brochura 694)
- Listado por Bosch Rexroth Ref 17421-001 and RD 220-1/04.03
- ISO 11158 (fluidos HM)
- AFNOR NF-E 48-603
- ASTM 6158-05 (fluidos HM)
- DIN 51524 Parte 2 tipo HLP
- Swedish Standard SS 15 54 34 AM
- GB 111181-1-94 (fluidos HM)

Para uma listagem completa de recomendações de equipamentos, consulte o Shell Technical Help Desk local ou o fabricante do equipamento.

Características Típicas

Propriedade	Method	Shell Tellus S2 M
Viscosidade ISO	ISO 3448	46
Tipo ISO do Fluido		HM
Viscosidade Cinemática	@10°C cSt	580
Viscosidade Cinemática	@40°C cSt	46
Viscosidade Cinemática	@100°C cSt	6,7
Índice de Viscosidade	ISO 2909	98
Densidade	@15°C kg/l	0,879
Ponto de Fulgor (COG)	°C	230
Ponto de Fluidez	°C	-30

Todas as informações contidas neste folheto baseiam-se em dados disponíveis na época de sua publicação. Reservamo-nos o direito de fazer modificações a qualquer momento, tanto no produto quanto na sua formulação, sem aviso prévio.

Saúde, Segurança e Meio Ambiente

- Saúde, Segurança e Meio Ambiente

É improvável que Shell Tellus S2 M apresente qualquer risco significativo à saúde ou segurança quando utilizado apropriadamente, na aplicação recomendada e se bons hábitos de higiene pessoal são mantidos.

Evitar contato com a pele. Usar luvas impermeáveis para manuseio do óleo usado. Após contato com a pele, lavar imediatamente com água e sabão.

Orientações sobre Saúde e Segurança estão disponíveis na Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico, que pode ser obtida em <http://www.epc.shell.com/>.

- Proteção ao Meio Ambiente

Lavar o óleo usado a um ponto de coleta autorizado. Não descartar em esgoto, solo ou água.

Compatibilidade e Miscibilidade

- Compatibilidade

Shell Tellus S2 M é adequado para uso com a maioria das bombas hidráulicas. No entanto, consulte o seu Representante Shell antes de utilizar em bombas contendo componentes ou ligas de prata.

- Compatibilidade do fluido

Shell Tellus S2 M fluidos é compatível com a maioria dos outros óleos hidráulicos. No entanto, óleos hidráulicos minerais não devem ser misturados com outros tipos de fluidos (biodegradáveis ou resistentes ao fogo).

- Compatibilidade com Selos e Tintas

Shell Tellus S2 M é compatível com materiais de vedação e tintas normalmente especificados para utilização com óleos minerais.

ANEXO C – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE GASES À PRESSÃO ATMOSFÉRICA

TABELA A.4 Propriedades Termofísicas de Gases à Pressão Atmosférica ^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Ar							
100	3,5562	1,032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1,012	103,4	4,426	13,8	5,84	0,758
200	1,7458	1,007	132,5	7,590	18,1	10,3	0,737
250	1,3947	1,006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
300	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,9950	1,009	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	0,8711	1,014	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	0,7740	1,021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1,030	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1,040	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1,051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
650	0,5356	1,063	322,5	60,21	49,7	87,3	0,690
700	0,4975	1,075	338,8	68,10	52,4	98,0	0,695
750	0,4643	1,087	354,6	76,37	54,9	109	0,702
800	0,4354	1,099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
850	0,4097	1,110	384,3	93,80	59,6	131	0,716
900	0,3868	1,121	398,1	102,9	62,0	143	0,720
950	0,3666	1,131	411,3	112,2	64,3	155	0,723
1.000	0,3482	1,141	424,4	121,9	66,7	168	0,726
1.100	0,3166	1,159	449,0	141,8	71,5	195	0,728
1.200	0,2902	1,175	473,0	162,9	76,3	224	0,728
1.300	0,2679	1,189	496,0	185,1	82	238	0,719
1.400	0,2488	1,207	530	213	91	303	0,703
1.500	0,2322	1,230	557	240	100	350	0,685
1.600	0,2177	1,248	584	268	106	390	0,688
1.700	0,2049	1,267	611	298	113	435	0,685
1.800	0,1935	1,286	637	329	120	482	0,683
1.900	0,1833	1,307	663	362	128	534	0,677
2.000	0,1741	1,337	689	396	137	589	0,672
2.100	0,1658	1,372	715	431	147	646	0,667
2.200	0,1582	1,417	740	468	160	714	0,655
2.300	0,1513	1,478	766	506	175	783	0,647
2.400	0,1448	1,558	792	547	196	869	0,630
2.500	0,1389	1,665	818	589	222	960	0,613
3.000	0,1135	2,726	955	841	486	1.570	0,536