



Evanei Antonio Marasca

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DO TROCADOR DE CALOR DE
UM SISTEMA HIDRÁULICO**

Horizontina

2014

Evanei Antonio Marasca

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UM TROCADOR DE CALOR DE UM
SISTEMA HIDRÁULICO**

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, Dr.

Horizontina

2014

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

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

“Análise da eficiência do trocador de calor de um sistema hidráulico”

Elaborada por:

Evanei Antonio Marasca

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

**Aprovado em: 19/11/2014
Pela Comissão Examinadora**

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

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

**Prof. Me. Anderson Dal Molin
FAHOR – Faculdade Horizontalina**

**Horizontalina
2014**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meus familiares, em especial a meus pais, grandes mestres na escola da vida. Aos meus colegas e amigos, pelo apoio e incentivo durante esses vários anos de caminhada em busca do saber. Aos professores do corpo docente da FAHOR, em especial ao professor Ademar Michels, pelo conhecimento, incentivo e inspiração para a realização desta grande etapa de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Gostaria neste breve espaço, agradecer primeiramente a Deus, por me proporcionar a oportunidade de realização deste curso, e conhecer pessoas maravilhosas, que no decorrer dessa caminhada vieram a fazer parte de minha vida. A família que sempre apoiou e me deu suporte para a realização de mais um sonho. A minha namorada pelo carinho, paciência e motivação. A todos os professores que fizeram parte de minha vida de estudos, em especial ao professor orientador deste trabalho ao Dr. Ademar Michels pela amizade, companheirismo, incentivo e transferência do conhecimento. Aos meus amigos e colegas, em especial ao Cristiano Ziegler e Jairo Belter, que foram de suma importância nesses anos de vida acadêmica e profissional. Aos colegas de transporte que compartilharam a vivência nesses longos quilômetros de estrada percorridos até a faculdade. A todos um sincero muito obrigado.

“Se faltar o vento, a gente inventa” .
(Humberto Gessinger)

RESUMO

A realização deste trabalho é regida pela análise de um sistema hidráulico que por trabalhar a pressões elevadas, acaba elevando a temperatura do fluido e dos componentes do sistema fora dos parâmetros de trabalhos definida pelos fabricantes. O objetivo principal deste trabalho foi analisar a eficiência do trocador de calor instalado em um sistema hidráulico. Foram realizadas pesquisas na bibliografia existente, a fim de entender como se comportam os fenômenos de aquecimento e transferência de calor para sistemas hidráulicos. Para identificar a necessidade de arrefecimento do fluido hidráulico desprezou-se o calor dissipado pelo reservatório e demais componentes instalados no sistema que não apresentam função específica de troca de calor. Estipulou-se condições de trabalho para calcular a troca de calor entre o fluido hidráulico e o fluido refrigerante. Foi verificado se a bomba do fluido refrigerante atende a necessidade de acordo com as condições instaladas de resfriar o fluido. Nos resultados através dos cálculos, o óleo atinge a temperatura de 82,8 °C após uma hora de trabalho, comprovando que é necessário resfriar. A temperatura após uma hora de trabalho é considerada como temperatura permanente do sistema, definida como a temperatura de entrada do fluido hidráulico no trocador de calor. O resultado obtido para temperatura de saída do fluido hidráulico é de 43,7 °C. O resultado do sistema do fluido refrigerante é de 7,45 m de perda de carga é relacionado com os 12 m de altura manométrica da bomba instalada, sendo superior e, portanto atendendo a necessidade requerida. Como conclusão destaca-se que o objetivo principal foi atingido ao realizar a análise se o trocador de calor instalado tem a capacidade de resfriar o fluido.

Palavras-chave: Fluido hidráulico. Trocador de calor. Análise.

ABSTRACT

The objective of this research is about a hydraulic system that work in high pressures and raises the fluid temperature and of system components outside of parameters applied by manufacturers. The main objective of this work was analyses the efficiency of the heat changer in a hydraulic system. Bibliographic researches were realized to know the behavior of phenomenon of heating and transference of heat for hydraulic systems. For resolve the requirement of cooling of hydraulic fluid was despised the dissipated heat for the reservatory and other more components installed in system that not have specific function of heat changer. Stipulate work conditions for calculate the transfer of heating between hydraulic fluid and cooling fluid. Was verified if the cooling fluid's bomb supplies the necessity in accord with the installed conditions of cooling the fluid. In the results over the calculations, the oil reaches the 82,8°C after one hour of work, needed to cooling. The temperature after one hour of work it's considerate how the permanent temperature of the system, defined how the entrance fluid's temperature in the heat exchanger. The result for the output temperature of the hydraulic fluid is 43,7°C. The result of the cooling system fluid is 7,45 m of loss charge it's related with the 12m of height monomeric of installed bomb, be higher and resolve the required necessity. The conclusion contrast with the main objective was solved and analyzed if the installed heat exchanger has the capacity of cooling the fluid.

Keywords: Hydraulic fluid. Heat exchanger. Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Extrusão concepção horizontal	16
Figura 2 -	Extrusão concepção vertical	16
Figura 3 -	Princípio de Pascal	17
Figura 4 -	Trocador de calor de tubo duplo	22
Figura 5 -	Trocador de calor gás-líquido compacto para sistema de ar condicionado residencial	23
Figura 6 -	Esquema de um trocador de calor casco e tubo	24
Figura 7 -	Trocador de calor de placa e quadro para líquido-líquido	25
Figura 8 -	Unidade de força do sistema hidráulico estudada	28
Figura 9 -	Esquema hidráulico de unidade hidráulica em estudo	29
Figura 10 -	Bomba de água instala no sistema de arrefecimento.....	31
Figura 11 -	Manômetros ligados ao “ <i>bloco manifold</i> ”	33
Figura 12 -	Manômetro utilizado para medir a diferença de pressões pontuais na linha .	34
Figura 13 -	Imagens do sistema frio instalado.....	36
Figura 14 -	Esquema construtivo do sistema frio instalado com principais dimensões da tubulação	37
Figura 15 -	Dados referentes ao trocador de calor.....	39
Figura 16 -	Trocador de calor em estudo e local onde se encontra instalado.....	40

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 -	Pressões obtidas durante coleta de dados	35
Quadro 2-	Calor específico recomendado pelo fabricante para fins de cálculos	36
Quadro 3-	Informações coletadas dos componentes, especificações e medidas do sistema	38
Quadro 4 -	Informações necessárias para cálculo referente ao fluido água.....	39
Quadro 5 -	Informações calculadas das perdas de cargas através das tabelas fornecidas pelo fabricante	44

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
1.1 JUSTIFICATIVA	13
1.2 OBJETIVOS	14
2. REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1 PROCESSO DE EXTRUSÃO POR PISTÃO DE POLIETILENO DE ULTRA – ALTO - PESO – MOLECULAR.....	15
2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	17
2.3 FLUIDOS HIDRÁULICOS	17
2.4 AQUECIMENTO DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	18
2.5 TRANSFÊRENCIA DE CALOR.....	19
2.5.1 Condução	20
2.5.2 Convecção	20
2.5.3 Radiação	21
2.6 TROCADOR DE CALOR	21
2.7 TIPOS DE TROCADORES DE CALOR.....	22
2.7.1 Trocador de calor de tubo duplo	22
2.7.2 Trocador de calor compacto	22
2.7.3 Trocador de calor casco e tubo	23
2.7.4 Trocador de calor de placa e quadro	24
2.7.5 Trocador de calor regenerativo	25
2.8 MEMORIAL DE CÁLCULOS.....	26
2.8.1 Cálculo da energia específica fornecida ao líquido	26
2.8.2 Potência dissipada para fluido real	26
2.8.3 Calorimetria	27
3. METODOLOGIA	28
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS	28
3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	31
4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	33
4.1 SIMULAÇÕES A MÁXIMA PRESSÃO E COLETA DE DADOS.....	33
4.2 DEFINIÇÕES DO FUNCIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR E CÁLCULO DA TROCA DE CALOR DO SISTEMA.....	40
4.3 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NO SISTEMA REFRIGERANTE	43
5. CONCLUSÕES	46
ANEXO A - EXPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ÓLEO LUBRAX HYDRA DO SISTEMA HIDRÁULICO	48
ANEXO B - EXPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ÓLEO LUBRAX UTILE OT INDICADO PELO FORNECEDOR PARA FINS DE CÁLCULOS	49

ANEXO C - TABELA DE PERDA DE CARGA FORNECIDA PELO FABRICANTE DAS TUBULAÇÕES.....	50
ANEXO D - TABELA DE VAZÕES A 3500 RPM – DADOS DO MANUAL BOMBA DO FLUIDO FRIO.....	52

1. INTRODUÇÃO

A busca pelo uso de materiais de alta resistência e de baixo peso específico vem se tornando rotina para os profissionais da engenharia. Entre os materiais, os plásticos de engenharia são de grande empregabilidade. O Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular, é um polímero que apresenta propriedades únicas como elevada resistência ao impacto e ao desgaste por abrasão, e baixíssimo coeficiente de atrito. Devido a sua elevada viscosidade do fundido é, principalmente, processado através de extrusão por pistão e moldagem por compressão, que envolve compactação e sinterização do polímero em pó sob temperatura e pressão.

As máquinas de processamento de extrusão por pistão são máquinas dotadas de sistemas hidráulicos, que trabalham a altas pressões por diversas horas de forma contínua, gerando um aumento elevado da temperatura nos componentes e nos fluidos hidráulicos dos seus sistemas. Para manter a integridade dos mesmos, é necessário que se faça o arrefecimento, geralmente sobre o fluido hidráulico. Para isto são utilizados trocadores de calor. O problema de pesquisa esta em Saber se o sistema de arrefecimento de fluido hidráulico instalado em uma máquina de extrusão por pistão tem capacidade de arrefecer o fluido.

1.1 JUSTIFICATIVA

Justifica-se o presente estudo, pois o mesmo vem de encontro à necessidade de uma indústria do segmento que realiza a instalação de uma máquina de extrusão por pistão e necessita de informações no que tange ao aquecimento do sistema hidráulico.

A indústria em que o estudo foi desenvolvido necessita da informação referente a eficiência do trocador de calor instalado no sistema hidráulico.

A elaboração deste estudo é de grande valia, pois o mesmo aborda assuntos específicos das áreas de engenharia como a transferência de calor, hidráulica, máquinas de fluxo e fluidos.

1.2 OBJETIVOS

O Objetivo geral é analisar se o trocador de calor instalado em um sistema hidráulico de uma máquina de extrusão tenha capacidade de refrigerar o fluido.

Objetivos específicos:

- Entender, através da literatura, como se comporta os fenômenos de aquecimentos e transferência de calor para os sistemas hidráulicos.
- Analisar a necessidade de arrefecimento do óleo, desprezando o calor dissipado pelo reservatório, e demais componentes instalados no sistema que não tenham função específica de troca de calor.
- Calcular a troca de calor entre o óleo e o fluido refrigerante em seu regime de trabalho.
- Verificar se a bomba do fluido refrigerante atende a necessidade do sistema de troca de calor.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1 PROCESSO DE EXTRUSÃO POR PISTÃO DE POLIETILENO DE ULTRA-ALTO - PESO – MOLECULAR

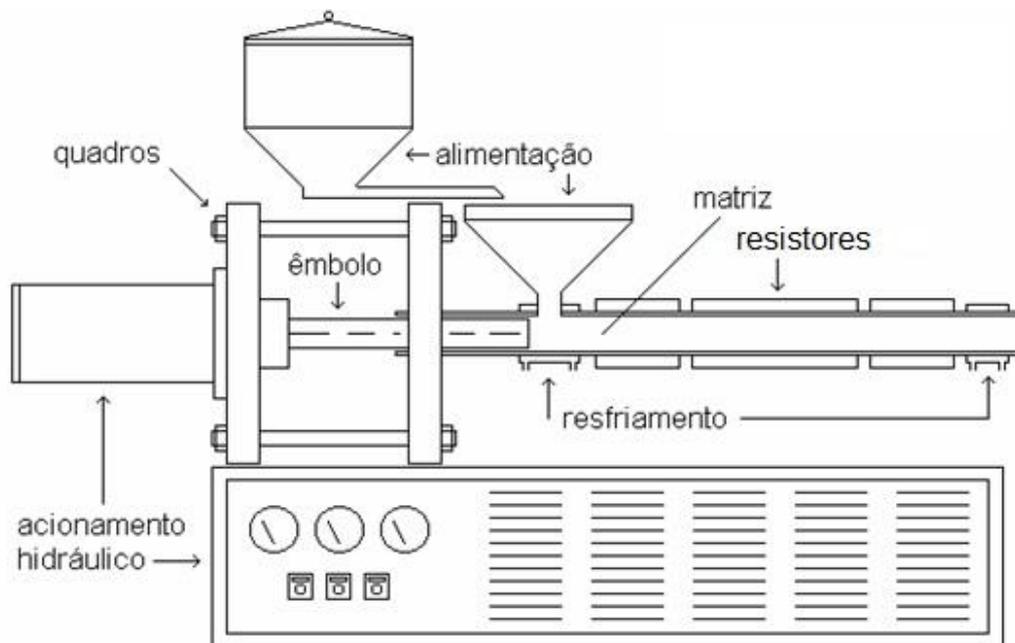
De acordo com BRASKEM (2002) o Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular é um material que quando aquecido possui alta viscosidade e não pode ser processado por métodos convencionais de injeção, sopro ou extrusão, e em função disso se faz necessário técnicas especiais para o processamento.

A Extrusora é um equipamento dotado de duas estruturas paralelas robustas, acopladas uma a outra por dispositivos de fixação, em uma das extremidades se encontra o atuador hidráulico fixado e na outra a matriz de extrusão. A disposição construtiva pode ser vertical e horizontal, sendo que na vertical a alimentação da matéria prima se dá de maneira mais uniforme, enquanto que na extrusão horizontal é possível obter peças mais longas (BRASKEM, 2002).

Na Figura 1 é representado o processos de extrusão por pistão horizontal, onde o polímero é alimentado pelo funil através de através de uma dosadora vibratória, em seguida o material entra em um compartimento onde é aquecido e um pistão hidráulico força a resina para dentro dos moldes. Dentro dos moldes o polímero é mantido sobre pressão gerada pelo pistão e pela contrapressão exercida no material fundido devido ao atrito com as paredes da matriz. A pressão exercida sobre o polímero faz com que os grânulos fundidos se unam formando uma peça compacta, que lentamente é resfriada na zona de resfriamento.

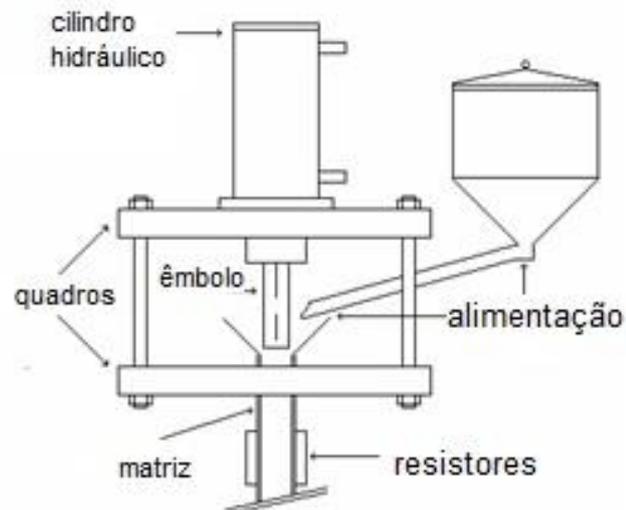
Assim como o processo de extrusão horizontal, o processo de extrusão vertical conforme Figura 2, apresenta os mesmos componentes construtivos, porém nesse sistema a disposição construtiva é feita de maneira vertical. Para esse modo de extrusão é necessário que seja restringida a cavidade do molde até que o polímero preencha todo compartimento e comece a gerar uma contrapressão no sistema e formar peças compactas.

Figura 1 - Extrusão concepção horizontal



Fonte: BRASKEM, 2002.

Figura 2 - Extrusão concepção vertical



Fonte: BRASKEM, 2002.

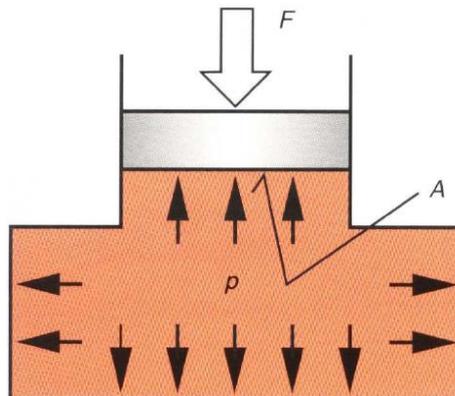
O sistema hidráulico do equipamento consiste de um reservatório, bombas de óleos com sistemas de circulação e arrefecimento, de cilindros hidráulicos e de válvulas de controle e fluxo e de vazão (BRASKEM, 2002).

2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS

De acordo com Ferreira (2014) a palavra “hidros” provém do grego, que significa água, ou mais precisamente, água em tubos. “É a ciência que estuda líquidos em escoamento e sob pressão”(FERREIRA, 2014).

Segundo Palmieri (1997) a lei de Pascal é o “Princípio Fundamento da Hidráulica”. Ao qual essa lei diz que “a pressão sobre um líquido confinado a um recipiente fechado se divide igualmente em todas as direções dentro da massa fluida, agindo perpendicularmente às paredes do recipiente” (PALMIERI, 1997, p.13). Como representado na Figura 3.

Figura 3 - Princípio de Pascal



Fonte:Ferreira, 2014.

Para Linsingen (2003) “Um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos” (LINSINGEN, 2003, p. 17).

2.3 FLUIDOS HIDRÁULICOS

Palmieri (1997) conceitua o fluido como: “qualquer substância capaz de escoar e assumir a forma do recipiente que o contém. Como estamos tratando apenas de sistemas hidráulico, o fluido que nos interessa é o óleo hidráulico. O fluido pode ser líquido ou gasoso” (PALMIERI, 1997, p.10).

O mesmo autor expressa que “os fluidos possuem uma característica inerente de sempre percorrer o caminho mais fácil, se o fluxo pode optar por 3 caminhos (dutos) diferentes em um sistema hidráulico, é certo que ele optara pelo caminho mais fácil”(PALMIERI, 1997, p.18).

Linsingen (2003) apresenta a sua concepção sobre os fluidos hidráulicos:

Os fluidos hidráulicos constituem o meio para transferência de energia em qualquer sistema hidráulico, devendo possuir características que se coadunem com as dos componentes de sistemas, e que favoreçam a operação adequada destes sob diversas circunstâncias, tais como em ambientes agressivos ou sujeitos a elevadas variações de temperatura, ou ainda em aplicações de sistemas que requeiram elevadas e rápidas variações de pressões (LINSINGEN, 2003, p.99).

Devido ao equipamento hidráulico possuir um custo elevado, deve-se obter o máximo de rendimento e o mínimo de manutenção. Um dos principais fatores que se deve levar em consideração para isso se estabelecer é a escolha correta do fluido hidráulico a ser utilizado (PALMIERI, 1997, p.49).

Segundo esse mesmo autor o fluido hidráulico deve satisfazer, principalmente, a duas finalidades básicas:

- a) Transmitir com eficiência a potência que lhe é oferecida;
- b) Lubrificar, satisfatoriamente, os componentes internos do sistema.

Palmieri (1997) afirma que:

Quanto a transmissão de potência, se o fluido hidráulico é líquido, teremos uma compressibilidade que varia de 0,5 a 2% a cada 70 Bar (1015 psi), de acordo com o tipo de fluido utilizado e a temperatura de trabalho. Podemos dizer, então, que o fluido é praticamente incompressível e que transmitirá satisfatoriamente a potência que a ele é fornecida (PALMIERI, 1997, p.49).

2.4 AQUECIMENTOS DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS

Segundo Palmieri (1997) é fácil entender-se porque os sistemas hidráulicos aquecem. Estando um fluido sob pressão, “para passar pela válvula de alívio, praticamente toda a energia contida no fluido é liberada (sai de uma pressão elevada para a pressão atmosférica) e a única forma de liberação dessa energia se traduz em forma de calor” (PALMIERI, 1997, p.264).

Palmieri (1997) ainda apresenta uma regra que é geralmente aplicada ao aquecimento dos sistemas hidráulicos:

Em um ponto qualquer do sistema, onde o escoamento de fluido cai para um nível de pressão inferior sem realização de trabalho mecânico no processo, certamente grande parte da energia contida no fluido se transforma em calor e a temperatura de descarga do fluido será bem mais elevada do que aquela de admissão do fluido ao sistema (PALMIERI, 1997, p.264).

O mesmo autor ainda salienta que podem ser usados vários artifícios para minimizar o aquecimento dos sistemas hidráulicos, como:

- Utilizar um reservatório com a maior superfície (área) possível;
- Instalar o reservatório em uma região bem ventilada;
- Projetar o circuito para que quando estiver em repouso, a bomba possa descarregar o fluido para o tanque com a pressão o mais próximo possível de zero;
- Regular a válvula de alívio à pressão mais baixa possível;
- Evitar a utilização de válvulas redutoras de pressão ou de controle de vazão, utilizá-las apenas quando são essenciais ao sistema;
- Sempre que possível utilizar o sistema de sangria (*bleed-off*) de controle de vazão como controlador de velocidade dos atuadores.

2.5 TRANSFÊRENCIA DE CALOR

O calor pode ser definido como: “a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.2).

Çengel e Ghajar (2012) afirmam que:

A exigência básica para a ocorrência de transferência de calor é a presença da diferença de temperatura, pois não pode acontecer transferência líquida de calor entre dois corpos que estão na mesma temperatura. A diferença de temperatura é a força motriz da transferência de calor, assim como a diferença de potencial elétrico é a força motriz da corrente elétrica, e a diferença de pressão, a força motriz para o escoamento de fluidos. A taxa de calor transferido em dada direção depende da magnitude do gradiente de temperatura (diferença de temperatura por unidade de comprimento ou taxa de variação da temperatura) na mesma direção. Quanto maior o

gradiente de temperatura, maior a taxa de transferência de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.2).

Na prática Çengel e Ghajar (2012), salientam que trocadores de calor, caldeiras, condensadores, radiadores, aquecedores, fornos, refrigeradores e coletores de energia solar são projetados partir de uma análise de transferência de calor.

Os mesmos autores apresentam que existem três mecanismos básicos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Além de que a transferência de calor sempre ocorre da maior para a menor temperatura.

2.5.1 Condução

Condução pode ser conceituada como: “a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas, como resultado da interação entre elas”(ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.17). Podendo ocorrer em sólidos, líquidos ou gases.

Nos líquidos e nos gases, a condução ocorre em virtude de colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios, já nos sólidos, ela ocorre a partir da combinação das vibrações das moléculas em rede, e a energia é transportada por elétrons livres (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.5.2 Convecção

Çengel e Ghajar (2012) apresentam que:

Convecção é o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido. Quanto mais rápido for o movimento de fluido, maior será a transferência de calor por convecção. Na ausência de qualquer movimento da massa de fluido, a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido adjacente se dá por pura condução. A presença de movimento da massa de fluido aumenta a transferência de calor entre eles, mas isso também dificulta a determinação das taxas de transferência de calor(ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.25).

Incropera et al (2008) ainda salienta que a transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Ela pode ser do tipo convecção forçada, quando o escoamento do fluido

é causado por meios externos, como em ventiladores, bombas, ou ventos atmosféricos. Ou ainda do tipo convecção livre (natural), ao qual o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, que são originárias a partir de diferenças de densidades causadas por variações de temperatura no fluido.

2.5.3 Radiação

Pode-se classificar radiação como:

A energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige a presença de um meio interveniente. De fato, a transferência de calor por radiação é mais rápida (na velocidade da luz) e não sofre atenuação no vácuo (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.27).

Incropera et al (2008) acrescenta que a “radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula” (INCROPERA et al, 2008, p.6).

2.6 TROCADOR DE CALOR

O conceito de trocadores de calor define-se como “dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, evitando a mistura de um com o outro” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.629). Além disso, os mesmos autores apresentam que os trocadores de calor são utilizados em sistemas de aquecimento, ar condicionados, processos químicos e produção de potência em grandes usinas.

Çengel e Ghajar (2012) ainda afirmam que:

A transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os dois fluidos. Na análise de trocadores de calor, é conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor. A taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um local de trocador de calor depende da magnitude da diferença de temperatura no local, que varia ao longo do trocador de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.629).

Além de ter um grande campo de aplicação, os trocadores de calor são produzidos em uma variedade de tipos.

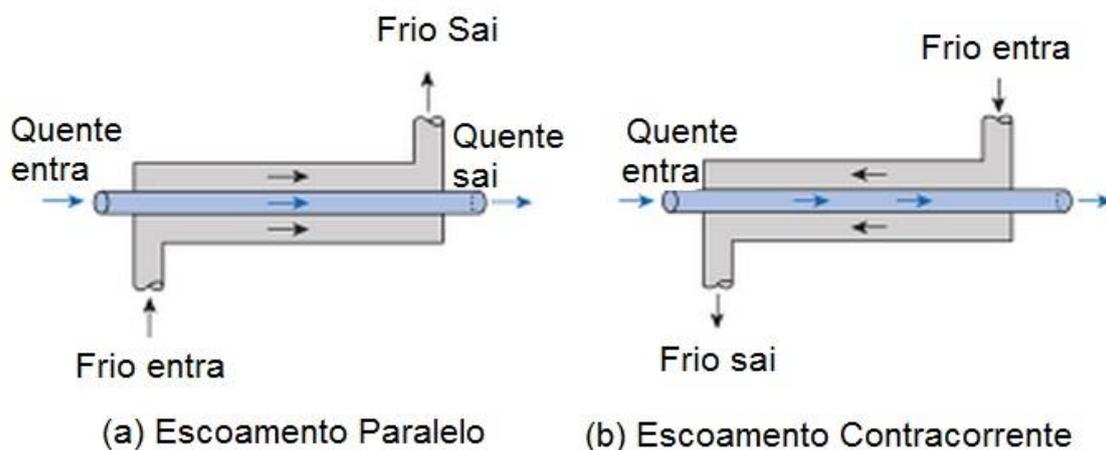
2.7 TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

2.7.1 Trocador de calor de tubo duplo

É o tipo mais simples de trocador de calor é constituído por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros.

Um fluido no trocador de calor de tubo duplo escoam através do tubo menor, enquanto o outro escoam através do espaço anular entre os dois tubos. Dois tipos de arranjo de escoamento são possíveis no trocador de calor de tubo duplo: no escoamento paralelo, os fluidos quente e frio entram no trocador de calor na mesma extremidade e avançam na mesma direção. No escoamento contracorrente, os fluidos quente e frio entram no trocador de calor em extremos opostos e escoam em direções diferentes (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.630).

Figura 4 - Trocador de calor de tubo duplo



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012.

Na Figura 4, está exposta uma esquematização do funcionamento dos trocadores de calor de tubo duplo, onde no caso do escoamento paralelo os fluidos seguem em tubulações separadas em mesmo sentido. No escoamento contracorrente o escoamento ocorre em sentidos contrários.

2.7.2 Trocador de calor compacto

É um tipo de trocador de calor projetado especialmente para permitir uma grande superfície de transferência de calor por unidade de volume (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para esses autores “os trocadores compactos permitem o alcance de altas taxas de transferência de calor entre dois fluidos em um pequeno volume e são usados em aplicações com limitações estritas sobre peso e volume”(ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.631).

Na Figura 5 pode-se ver um trocador de calor gás-líquido compacto para sistema de ar condicionado residencial, nesses tipos de trocadores obtém-se uma grande superfície pela utilização de chapas finas ou aletas onduladas minuciosamente espaçadas nas paredes que separam os dois fluidos. Em trocadores de calor compactos, os dois fluidos circulam perpendiculares um ao outro, e em virtude disso é chamado escoamento cruzado (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Figura 5 - Trocador de calor gás-líquido compacto para sistema de ar condicionado residencial



Fonte:Çengel e Ghajar, 2012.

2.7.3 Trocador de calor casco e tubo

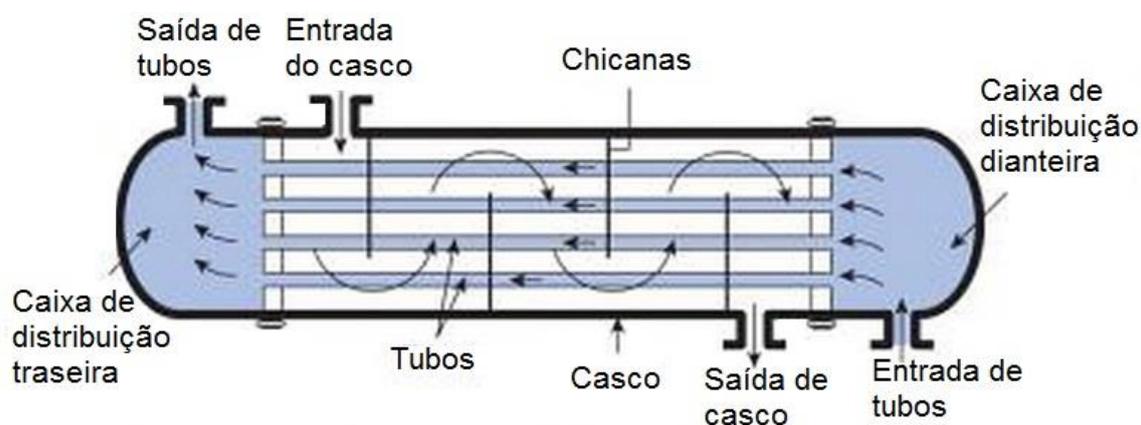
É o tipo mais comum em aplicações industriais. Esses trocadores possuem um grande número de tubos dentro de um casco, respectivamente paralelo a este (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Estes autores ainda afirmam que:

A transferência de calor ocorre com um fluido escoando no interior dos tubos, enquanto o outro fluido escoava fora dos tubos, através do casco. Geralmente são colocadas chicanas no casco para forçar o fluido do lado do casco a escoar através dele, aumentando a transferência de calor e mantendo a uniformidade do espaçamento entre tubos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.631).

Na Figura 6 é representado de forma esquemática o funcionamento de um trocador de calor de casco e tubo com seus principais elementos construtivos. As entradas e saídas descritas no esquema referentes ao casco ou aos tubos são informações referentes ao sentido de fluxo dos fluidos em que se pretende trocar calor.

Figura 6 - Esquema de um trocador de calor casco e tubo



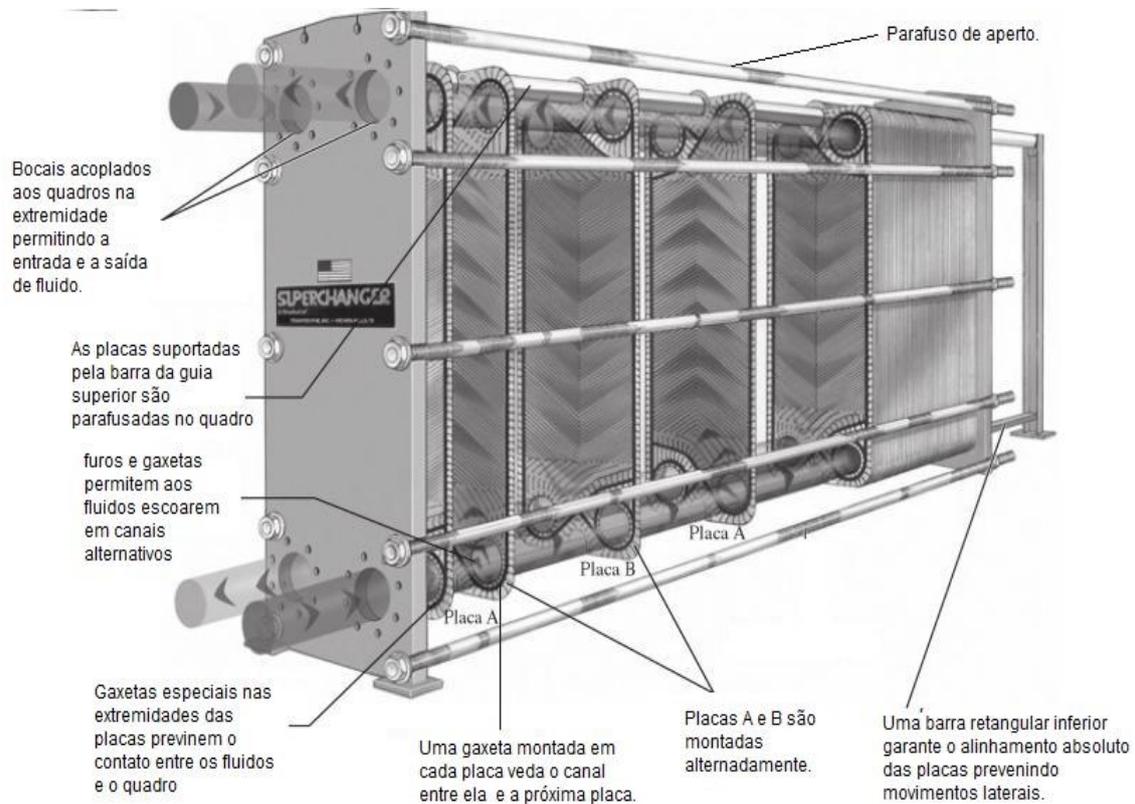
Fonte: Çengel e Ghajar, 2012.

2.7.4 Trocador de calor de placa e quadro

O trocador de calor da Figura 7, chamado de trocador de calor de placa e quadro para líquido-líquido é considerado um tipo inovador de trocador de calor, ele consiste em uma série de placas planas corrugadas com passagens para o escoamento (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Os mesmos salientam que “fluidos quentes e frios escoam em passagens alteradas e, assim, cada escoamento de fluido frio é cercado por dois escoamentos de fluido quente,

resultando em uma transferência de calor muito eficiente” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p. 632).

Figura 7 - Trocador de calor de placa e quadro para líquido-líquido



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012.

2.7.5 Trocador de calor regenerativo

Para Çengel e Ghajar (2012) este é outro tipo de trocador de calor que envolve passagem alternada dos escoamentos dos fluidos quentes e frios através da mesma área. Existem dois tipos de trocadores de calor regenerativo: estático e dinâmico.

O trocador de calor regenerativo do tipo estático é meio poroso e tem grande capacidade de armazenamento de calor, como a malha de fios de cerâmica. O calor é transferido a partir do líquido quente para a matriz do regenerador durante o escoamento do fluido quente e a partir da matriz para o líquido frio durante o escoamento do fluido frio. Assim a matriz serve como meio de armazenamento temporário de calor. O regenerador do tipo dinâmico envolve um tambor rotativo e um escoamento contínuo dos fluidos quente e frio através de diferentes partes do tambor, de modo que uma parte qualquer do tambor passa periodicamente através do escoamento quente,

armazenando calor e, em seguida, através do escoamento frio, rejeitando esse calor armazenado. Mais uma vez, o tambor serve como meio para transportar o calor do fluido quente para o fluido frio (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p. 632).

2.8 MEMORIAL DE CÁLCULOS

2.8.1 Cálculo da energia especifica fornecida ao líquido

Para calcular a energia especifica fornecida a um liquido Henn (2012) apresenta a equação 1:

$$gH = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (1)$$

ρ = Massa especifica do líquido [kg/m³]

Δp = Diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba [N/m²]

g = aceleração da gravidade [m/s²]

H = altura de elevação manométrica [m]

2.8.2 Potência dissipada para fluido real

De acordo com Brunetti (2008) para cálculos reais, devem ser considerados os atritos de fluido, pois ele deixou de ser ideal. A potência dissipada ou perdida por atrito poderá se calculada por:

$$N_{diss} = \gamma * Q * H_p \quad (2)$$

Onde:

N_{diss} = Potência dissipada [W]

γ = Peso específico do Fluido Hidráulico [N/m³]

Q = Vazão volumétrica do sistema [m³/s]

H_p =Altura de elevação manométrica dissipada [m]

2.8.3 Calorimetria

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) sob condições de regime permanente, a taxa de energia transferida para um fluido em volume de controle é igual à taxa de aumento da energia do fluido que escoar por meio do volume de controle e é calcula por:

$$N_{\text{diss}} = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (3)$$

\dot{m} = Vazão mássica do fluido [kg/s]

C_p = Calor específico a pressão constante do fluido [J/kg.°C]

ΔT =Diferença de temperatura de saída do fluido do reservatório e da entrada no reservatório, após passagem pelo sistema [°C]

O calor é uma forma de energia expressa na natureza que flui entre um sistema e sua vizinhança, devido a uma diferença de temperatura. A energia transferida de um a outro corpo depende do processo de transferência, do sistema e da vizinhança (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 1996). A transferência de calor é calculada pela equação 03.

Considera-se a taxa de transferência de calor de entrada igual a de saída tem-se a equação 4:

$$Q_{(e)} = Q_{(s)} \quad (4)$$

$$\dot{m} * C_p * \Delta T = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

3. METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Para entender como se comportam os fenômenos de aquecimentos e transferência de calor para os sistemas hidráulicos, foi buscado informações referentes aos fluidos hidráulicos, os tipos de trocas de calor e tipos de trocadores através de pesquisa bibliográfica, em manuais, dissertações e livros. Os materiais foram obtidos através da consulta na biblioteca da faculdade, acervo de livros pessoal, e em materiais acessados na internet.

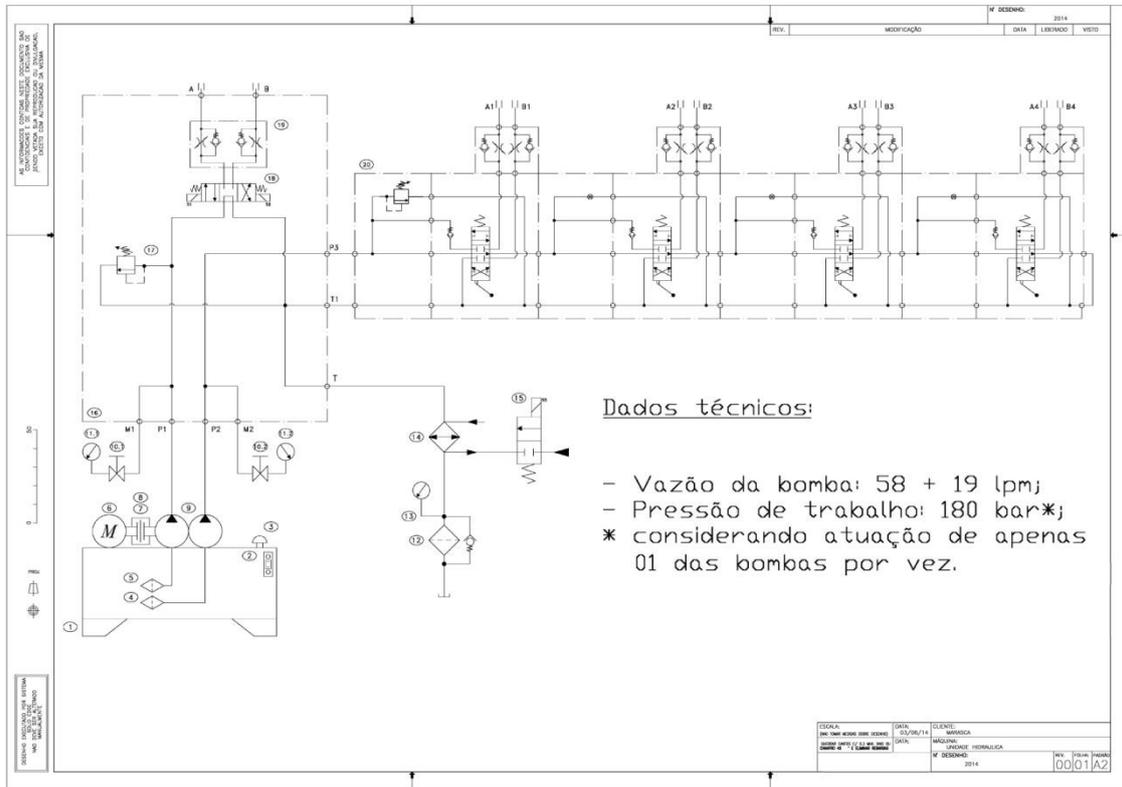
Figura 8 - Unidade de força do sistema hidráulico estudada



Inicialmente o óleo é recalçado pelas bombas de engrenagens internas no reservatório até o *bloco manifold* através de duas linhas de pressão provenientes uma de cada bomba. O óleo escoa do bloco para as válvulas direcionais do sistema, e depois para as linhas onde são acoplados atuadores hidráulicos. Todas as válvulas possuem controladores de fluxo para que seja possível controlar a velocidade de abertura dos atuadores hidráulicos. Após o retorno do óleo ao bloco o mesmo escoa para o trocador de calor onde é

resfriado para após passar pelo filtro e retornar a tanque. Para facilitar o entendimento na Figura 9, está representado o esquema hidráulico do equipamento.

Figura 9 - Esquema hidráulico de unidade hidráulica em estudo



Fonte: Adaptado de Hidroação, 2014.

A fim de identificar a necessidade de arrefecimento do óleo, realizaram-se testes com o intuito de atingir as pressões de trabalho quando o equipamento está em funcionamento.

Primeiramente foi executado o funcionamento sem que houvesse carga no sistema. Na sequência, foram elevadas as linhas de pressão gradualmente até atingir as pressões de trabalho em que o sistema foi desenvolvido.

Simultaneamente ao teste da unidade hidráulica, foi realizado o levantamento de dados no sistema, divididos em dados referentes ao fluido quente e ao fluido frio;

Fluido quente:

- Condições de instalação do sistema de recalque do fluido quente;
- Teste do sistema hidráulico em baixa pressão;

- Instalação de um manômetro nas linhas de pressões;
- Teste do sistema hidráulico em alta pressão;
- Vazão especificada referente à bomba múltipla instalada;
- Levantamento da perda de carga gerada nas linhas de pressões;
- Dados e propriedades do fluido quente utilizado;

Fluido frio:

- Condições de instalação do sistema de recalque do fluido frio;
- Materiais em que o sistema foi construído;
- Levantamento dos componentes instalados no sistema;
- Levantamento da perda de carga dos componentes tabeladas por fornecedor;
- Vazão e pressão instalada;
- Dados e propriedades do fluido frio utilizado;

Ainda para identificar a necessidade de arrefecimento do óleo, foi necessário estipular as condições de funcionamento do trocador de calor.

Foi definido que o trocador de calor trabalha em condições operacionais permanentes, é bem isolado, de modo que a perda de calor para o meio envolvente é desprezível. As alterações nas energias cinéticas e potenciais dos escoamentos são desprezíveis. Por ser um equipamento novo não possui nenhuma incrustação. As propriedades dos fluidos são constantes.

Sendo analisadas as condições de instalação do mesmo, para ser definida as temperaturas possíveis de entrada do fluido frio e quente, e, saída do fluido frio do trocador.

Utilizando-se dos dados coletados, a perda de carga e a condição em que o sistema se encontrava, foi verificado o aquecimento do fluido do sistema da unidade Hidráulica, considerando que o aquecimento desse sistema ocorreu em virtude da energia dissipada em energia térmica.

Depois de encontrada a quantidade de calor gerada pelo sistema, foi calculada o aquecimento do óleo no sistema após uma hora de trabalho.

Considerado a temperatura em seu regime de trabalho como temperatura permanente do sistema, foi calculada a troca de calor entre o fluido hidráulico e o fluido refrigerante, a fim de encontrar a temperatura de saída do óleo do trocador de calor.

Com os dados coletados, e baseado em tabelas fornecidas pelo fabricante, foi calculada a perda de carga gerada pelo sistema refrigerante do fluido. Foi verificado assim se a bomba instalada tem capacidade de suprir a necessidade através dos calculas da perda de carga. Os valores referente a perda de carga por metro de tubulação foram divididos por 100 metros para encontrar a perda de carga relacionada por metro de tubulação.

Os valores da perda total da tubulação são encontrados através da multiplicação da perda de carga por metro de tubulação relacionada com os metros de tubulação instalados ou com a quantidade de singularidades presente no sistema.

3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Os materiais utilizados para início das atividades foram livros e um computador pessoal, onde armazenados as informações e buscas com a internet.

Para elaboração dos estudos realizados foi utilizado uma unidade hidráulica acoplada a uma máquina de processamento de polietileno.

A bomba instalada para recalcar fluido frio ao sistema pode ser vista na Figura 10. O equipamento recalca água através das tubulações, do reservatório para o trocador de calor.

Figura 10 - Bomba de água instala no sistema de arrefecimento



Os materiais utilizados para o teste e coleta de dados da unidade hidráulica a pressões de trabalho são:

- Paquímetro;
- Mangueira acoplada a um manômetro;
- Catálogos;
- Tabelas das perdas de cargas dos fluidos refrigerantes;
- Trena de medição;

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 SIMULAÇÕES A MÁXIMA PRESSÃO E COLETA DE DADOS

As simulações nas linhas foram feitas de maneira separada, devido ao fato da especificação do funcionamento do esquema hidráulico informar atuação de apenas uma das bombas por vez.

Após a avaliação do equipamento onde seriam executados os testes, foi aliviado o sistema para execução dos movimentos da máquina a uma pressão baixa de 50 Bar, indicada nos manômetros ligados ao “*bloco manifold*” vistos na figura 11.

Figura 11 - Manômetros ligados ao “*bloco manifold*”



Na Figura 11 (a) é possível ver os manômetros das duas linhas de pressão instalados no sistema, a válvula direcional de duplo solenoide e a válvula controladora de fluxo. Já na Figura 11 (b) é possível ver um manômetro indicando uma determinada pressão durante um teste realizado.

Verificou-se o correto funcionamento dos componentes, foi executado o trabalho de elevação da pressão da linha hidráulica. foi realizado o aperto das válvulas de alívio e acionamento das válvulas direcionais do sistema simultaneamente.

Indicada a pressão de trabalho nos manômetros da Figura 11 (a), a uma pressão de 180 bar, foi dada por encerrada o teste de alta pressão do sistema.

Pressão essa que coincide com a pressão de trabalho do equipamento descrita no esquema hidráulico da unidade.

A bomba múltipla de engrenagens foi denominada sendo a da lateral esquerda do esquema hidráulico como bomba 01, com vazão de 58 l/min. A bomba 02, sendo a da direita, com 19 l/min. O manômetro 01 tem a função de medir a pressão da bomba de 58 l/min. e o manômetro 02 tem a função de medir a pressão da bomba 02 de 19 l/min.

Para a fase de coletar dados, referentes ao fluido quente, foram obtidos alguns valores de pressão durante a simulação, expostos no Quadro 1.

Quando o fluido se encontrava a uma pressão de 50 Bar, foi desligado o equipamento e acoplado ao sistema, em diferentes pontos das linhas de pressões, uma mangueira com um manômetro afim de medir as pressões pontuais, visto na figura 12.

Figura 12 - Manômetro utilizado para medir a diferença de pressões pontuais na linha



Foram realizados diversos testes, em diferentes pontos. Os valores coletados após a válvula de alívio estar regulada para abrir em 180 Bar. O valor de 180 Bar era obtido através dos manômetros da figura 11, enquanto o manômetro da figura 12 indicava em um ponto da linha um valor diferente que

em determinado momento foram coletados e estão expressos na quadro 1. Estes valores indicam a perda de carga no sistema.

Quadro 1 - Pressões obtidas durante coleta de dados

COLETA EM LINHA DE PRESSÃO DE DIFERENTES PRESSÕES GERADAS NO SISTEMA				
VÁLVULAS DIRECIONAIS	PRESSÃO DO SISTEMA		PRESSÃO OBTIDA	DIFERENÇA DE PRESSÃO
	MANÔMETRO 1	MANÔMETRO 2	MANÔMETRO ACOPLADO	
VÁLVULA 01	180 BAR	X	150 BAR	30 BAR
VÁLVULA 02	X	180 BAR	151 BAR	29 BAR
VÁLVULA 03	X	182 BAR	152 BAR	30 BAR
VÁLVULA 04	X	180 BAR	151 BAR	29 BAR
VÁLVULA 05	X	179 BAR	150 BAR	29 BAR

Com a coleta das diferentes pressões do sistema, foi possível verificar que no teste, as pressões de trabalho do equipamento possuem apenas uma variação máxima de 2 Bar entre as pressões em linha.

Tal diferença de pressão supracitada é causada pela forma em que as válvulas direcionais eram acionadas manualmente, mudando o sentido de fluxo do fluido. A pequena variação identificada não interfere no funcionamento, e por isso o ajuste foi considerado correto. Assim, identificada a menor pressão do sistema com 150 Bar. Subtraindo os 150 Bar dos 180 Bar informado no manômetro 1 da bomba se obtém o valor da perda de carga igual a 30 Bar de pressão.

O fluido óleo, recomendado pelo fabricante da unidade hidráulica é o óleo ISO VG – 68 conforme a recomendação técnica do fabricante na placa de informações da unidade hidráulica. A recomendação do fabricante que a temperatura máxima de trabalho para o fluido é de 60°C.

Determinado como fluido quente do sistema o óleo presente na unidade hidráulica é o LUBRAX HYDRA, grau ISO 68, suas especificações podem ser vista no anexo A.

Para fins de cálculo são utilizados os dados referentes ao óleo para transferência de calor em sistemas circulatórios de aquecimento indireto.

Sendo o “LUBRAX UTILE OT”, dados em anexo B. Conforme o quadro 02 pode ser visto a calor específico do óleo a diferentes graus ISO e temperaturas.

Quadro 2 - Calor específico recomendado pelo fabricante para fins de cálculos

CALOR ESPECÍFICO (kcal/Kg.°c)				
TEMPERATURA	GRAU ISSO			
	32	46	68	100
20°C	0,46	0,46	0,45	0,45
150°C	0,59	0,59	0,58	0,58
315°C	0,75	0,75	0,75	0,75

Fonte: Adaptado de Petrobras, 2014.

Para fins de cálculo, foi indicado pelo fabricante o grau ISO 68. Porém, o calor específico utilizado para fins de cálculos foi o valor de 0,45 kcal/kg°C A temperatura de 20°C pois está dentro da faixa de trabalho indicada pelo fabricante. Para transformar as calorias em Joule, foi multiplicado por 4180 J/kg°C, obtendo como resultado o calor específico de 1.881 J/kg°C.

Ao analisar as condições de instalação do sistema de recalque do fluido frio, é visto que o mesmo se armazenava em reservatório de 25m³ de água, e a bomba afogada abaixo do nível do reservatório. Na Figura 13, é vista algumas imagens da forma como o sistema se encontra instalado.

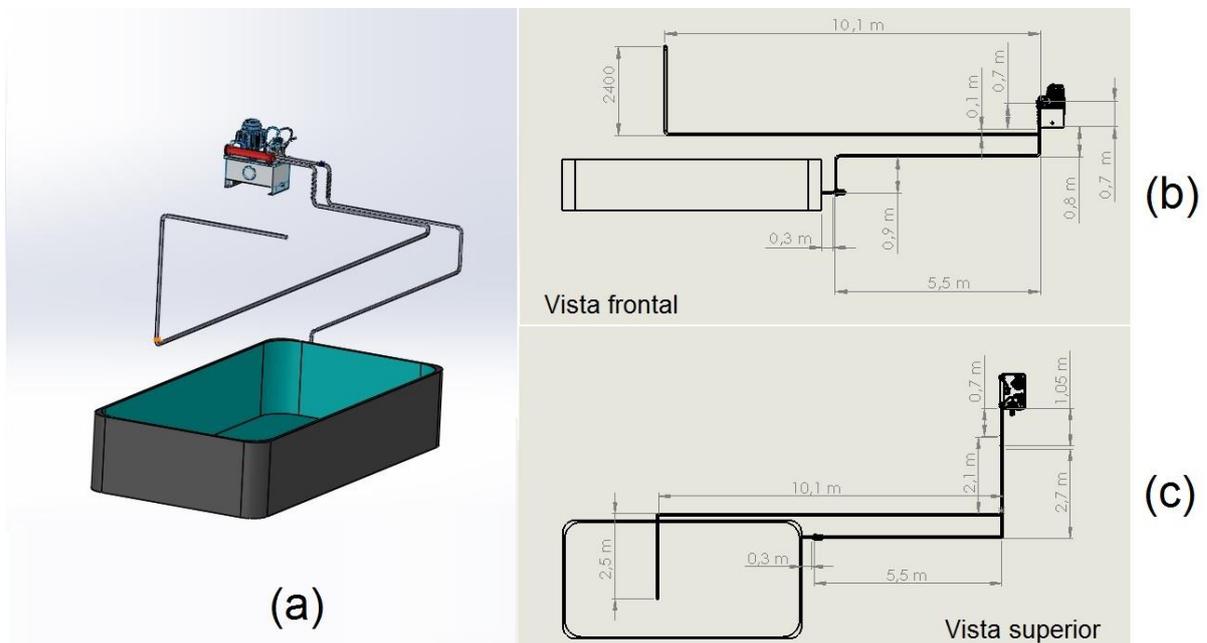
Figura 13 - Imagens do sistema frio instalado



A Figura 13 (a) corresponde a uma imagem do sistema frio instalado na parte interna da indústria, já a Figura 13 (b), corresponde a figura da parte externa da instalação do sistema frio instalado, já na Figura 13 (c) corresponde a imagem do alojamento da bomba de recalque do sistema frio instalado

Para facilitar o entendimento da forma em que se encontra construída a tubulação, foi desenvolvido um esquema que pode ser visto na Figura 14.

Figura 14 - Esquema construtivo do sistema frio instalado com principais dimensões da tubulação



A Figura 14 (a) representa uma figura da forma construtiva isométrica em 3D que o sistema foi instalado. A Figura 14 (b) e Figura 14 (c) representam a vista frontal e vista superior respectivamente com as principais medidas da forma construtiva do sistema instalado.

Foram identificados os componentes construtivos do sistema do fluido frio, e os materiais em que foram produzidos. Buscou-se a informação das quantidades instaladas, e suas dimensões, expressos no Quadro 03.

Quadro 3 - Informações coletadas dos componentes, especificações e medidas do sistema

INSTALAÇÃO E COMPONENTES CONSTRUTIVOS DO SISTEMA DO FLUIDO FRIO		
TUBULAÇÃO		
MATERIAL	DIÂMETRO	COMPRIMENTO INSTALADO
PVC	0,04 metros	1,75 metros
PVC	0,05 metros	10,2 metros
PVC	0,06 metros	17,2 metros
JOELHOS 90 °		
MATERIAL	DIÂMETRO	QUANTIDADES
PVC	0,05 metros	6
PVC	0,06 metros	5
TÊ 90 ° Dir		
MATERIAL	DIÂMETRO	QUANTIDADES
PVC	0,05 metros	12
VÁLVULA GLOBO		
MATERIAL	DIÂMETRO	QUANTIDADES
PVC	0,05 metros	1
ALTURA DE ELEVAÇÃO DO FLUIDO		
		COMPRIMENTO VERTICAL INSTALADO
		4,0 metros

Após a coleta de dados referente ao Quadro 03, foi realizado o levantamento da perda de carga dos componentes, os quais são tabelados pelos fornecedores e podem ser visto no anexo C. Para estudo da perda de carga se faz necessário o levantamento da vazão de trabalho instalada. Os dados referentes as vazões e altura manométrica fornecida pela bomba acoplada a motor elétrico de 1 CV de potência, obtido do manual da bomba em anexo D.

O fluido frio citado no estudo é a água, suas propriedades também têm de ser determinadas. As informações necessárias para o fluido água podem ser vistas no quadro 04.

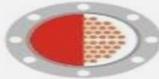
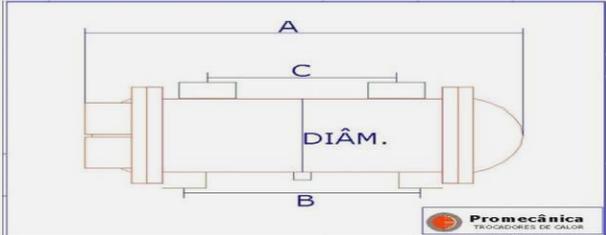
Quadro 4 - Informações necessárias para cálculo referente ao fluido água

PROPRIEDADES DA ÁGUA SATURADA NO ESTADO LÍQUIDO A25°C		UNIDADE
CALOR ESPECÍFICO	4180	J/kg.°C
DENSIDADE	997	kg/m ³
PESO ESPECÍFICO	9780	N/m ³

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2014.

Para identificar a necessidade de arrefecimento do óleo, foi analisada as condições de funcionamento do trocador de calor, buscou-se os dados técnicos do equipamento. Conforme pode ser visto na figura 15.

Figura 15 - Dados referentes ao trocador de calor

 Promecânica TROCADORES DE CALOR Dominando a Temperatura		FOLHA DE DADOS	
Cliente :	MARASCA POLÍMEROS	Data:	01.10.14
Mod. Trocador:	PRO 5 100 STD	FD Nº	110/14
Calor Trocado:	20.000Kcal/h		
Area de Troca:	2,0m ²		
Coeficiente Global :	1.856 kcal/hm ² °C		
Vazão Projetada :	120 l/ minuto		
Conexões			
	Diâmetro	Tipo	Classe
Entr. Casco	1"1/2	ROSCA	NPT
Saída Casco	1"1/2	ROSCA	NPT
Entr. Tampa	1"1/2	ROSCA	BSP
Saída Tampa	1"1/2	ROSCA	BSP
Materiais de Construção		Dados construtivos	
Casco	AÇO CARBONO	Nº Tubos	66
Tubos	COBRE FOSFOROSO	Diâm. Tubos	3/8"
Chicana	AÇO CARBONO	Espess. Tubos	0,79mm
Espelho	AÇO CARBONO	Nº Chicanas	9
Tampa	FERRO FUNDIDO	Corte Chicana	50%
Croquis Orientativo			
		Dimensões (mm)	
		A-----	1000
		B-----	796
		C-----	742
DIÂM.----	127		
Condições de Projeto		Condições de Teste	
Pressão Casco	125lbs/pol. ²	Pressão Casco	250lbs/pol. ²
Pressão Tubos	125lbs/pol. ²	Pressão Tubos	250lbs/pol. ²
Temp. Máx.	100°C		
Temp. Máx.	100°C		

Fonte: Adaptado de Promecânica, 2014.

Foram analisadas as condições de instalação e as condições de alimentação de água do mesmo. Na Figura 16 é possível ver o trocador em estudo e o local onde o mesmo se encontra instalado. O equipamento é do tipo contracorrente de vários passes. Sendo óleo no lado do casco e água no lado dos tubos.

Figura 16 - Trocador de calor em estudo e local onde se encontra instalado.



Como requisito de projeto, sabe-se que a máquina em que a unidade hidráulica se encontra instalada possui uma demanda de água que é recalçada pela mesma bomba que recalca para o trocador de calor. No modo em que está construído o sistema, existe uma válvula que controla o fluxo de água para o trocador de calor. Dessa forma, considera-se que a vazão de água que entra no trocador de calor é a mesma em que o equipamento foi projetado, ou seja, 120 litros por minuto, conforme pode ser visto na Figura 15.

4.2 DEFINIÇÕES DO FUNCIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR E CÁLCULO DA TROCA DE CALOR DO SISTEMA

A temperatura de entrada de água no trocador de calor foi considerada em 30°C, que pode ser encontrada no meio ambiente de acordo com as condições instaladas. A temperatura de saída da água do trocador de calor foi definida no valor de 40°C por estar abaixo da temperatura máxima recomendada para o óleo.

A perda de pressão no sistema é dada no Quadro 1, sendo máxima de 30 Bar.

Dessa maneira, foi aplicada a Equação (1) da energia específica fornecida ao líquido para encontrar a altura da perda de carga. Os 30 bar, correspondente a variação de pressão são transformados para Pascal, ou seja, 3,0 MPa. Para encontrar a massa específica do líquido, é multiplicada a densidade do óleo de $883 \times 10^3 \text{ g/cm}^3$ vista no anexo A, por 1000 para transformar em kg/m^3 obtendo os 883 kg/m^3 . A intensidade do campo gravitacional adotada nos cálculos é de $9,81 \text{ m/s}^2$. Aplicando a Equação, a diferença de pressão, 3,0 MPa dividido pela massa específica, 883 kg/m^3 ; E após, o resultado, dividido pela intensidade do campo gravitacional, se obtém o valor de 346,3 metros, ou seja, a altura de variação manométrica da perda de carga do fluido.

Levando em consideração que são duas bombas no sistema e ambas trabalham a mesma pressão e possuem perdas de cargas equivalentes, foi considerado a vazão das duas bombas, ou seja, 77 litros por minuto. Na Equação (2) de potência dissipada para fluido real, a vazão do sistema deve ser dada em m^3/s . Dessa forma, foi dividido o valor de 77 litros por minuto por 60 segundos, encontrando 1,28 litros por segundo, este dividido pela massa específica de 883 kg/m^3 , pode ser encontrado a vazão volumétrica do sistema de $0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$. O peso específico do fluido hidráulico é dado pela multiplicação da massa específica pela gravidade, sendo 8.662 N/m^3 .

A energia dissipada pelo sistema é dada pela multiplicação dos 8.662 N/m^3 , a vazão volumétrica de $0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$ e a altura de variação manométrica da perda de carga do fluido de 346,3 metros. Obtendo dessa maneira a potência dissipada de 4.500 watts.

Encontrada a potência dissipada no sistema, levando em consideração que a energia perdida pela perda de carga se transforma em energia térmica.

Conforme a Equação (3), dividindo a potência dissipada, no valor de 4.500 watts pelo produto da multiplicação da vazão mássica do fluido, $1,13 \text{ kg/s}$, e o calor específico do óleo a 20°C , de $1.881 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$. O resultado obtido é de $2,1^\circ\text{C}$ de aquecimento no óleo. Ou seja, a cada segundo, $1,133 \text{ kg}$ de fluido, retorna ao reservatório com uma temperatura elevada em $2,1^\circ\text{C}$.

Lembrando que para encontrar a vazão mássica, aplicada na Equação (3), foi multiplicada a vazão volumétrica do fluido pela massa específica.

A temperatura que o fluido se encontra após uma hora de trabalho é obtida através da temperatura do meio ambiente, medida no reservatório do sistema hidráulico no valor de 27°C, somada a temperatura elevada pela energia dissipada do sistema, após o tempo de trabalho em estudo.

Foi dividido os 180 litros correspondentes a capacidade do reservatório e a vazão de 77 litros por minuto das bombas, para encontrar o tempo que o sistema demora em dar um ciclo. Sendo esse de 2,33 minutos. Dividindo o tempo de uma hora pelo tempo dos ciclos tem-se o valor de 26,6 ciclos por hora. Dessa maneira, a cada ciclo completo, o óleo aquece 2,1 °C.

A temperatura máxima de funcionamento do óleo é de 60°C, indicada pelo fabricante. Subtraindo os 27 °C da temperatura inicial do sistema da temperatura máxima, se obtém a temperatura de 33°C. Tal temperatura que é dividida pela temperatura de elevação a cada ciclo, sendo de 2,1 °C. Assim sendo, é encontrado o número de ciclos que o sistema realiza até atingir a temperatura máxima estabelecida pelo fabricante. Ou seja, 15,7 ciclos, equivalentes ao tempo de 36,6 minutos. O objetivo é que o óleo esteja sempre em temperatura ideal de funcionamento.

Para definir a temperatura permanente de entrada de óleo no trocador de calor, foi multiplicado a temperatura de elevação por ciclo por 26,6 ciclos, equivalentes a uma hora de trabalho, o óleo é elevado em uma temperatura de 55,8°C. Então através da soma a temperatura do óleo após uma hora de funcionamento é de 82,8 °C.

Para calcular a capacidade de troca de calor no sistema, foi utilizada a Equação (4) de balanço de energia, onde o calor gerado é igual ao calor perdido.

Assim sendo, será necessário a obtenção dos dados relativos a equação. Correspondente a massa de água que entra por segundo no trocador de calor a vazão projetada de 120 l / minuto, ou seja, 2 litros por segundo, equivalentes a vazão mássica de 1,994 kg/s. Encontrada pela multiplicação da vazão volumétrica do fluido pela massa específica.

- O calor específico da água utilizado é de 4180 J/kg°C;
- A temperatura de entrada de água no trocador de calor é de 30 °C;
- A temperatura de saída de água no trocador de calor de 40°C;
- A vazão das bombas de óleo juntas são 1,133 kg/s;
- O calor específico do óleo é 1.881 J/kg°C;
- A temperatura de entrada de óleo no trocador de calor é 82,8 °C;
- A temperatura de saída de óleo no trocador de calor é o que se objetiva encontrar.

Assim, foi aplicada a Equação (4):

$$Q_{(água)} = Q_{(óleo)}$$

$$m_{(água)} * c_{(água)} * \Delta t_{(água)} = m_{(óleo)} * c_{(óleo)} * \Delta t_{(óleo)}$$

$$1,994 \text{ kg/s} * 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C} * (30-40)^\circ\text{C} = 1,133 * 1881 \text{ J/kg}^\circ\text{C} * (T_f - 82,8) ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 43,7 ^\circ\text{C}$$

O valor de 43,7 °C equivale a temperatura de saída de óleo do trocador de calor, dentro da faixa de trabalho, ou seja, abaixo da temperatura máxima recomendada pelo fabricante que é de 60°C. Comprovando assim que o equipamento tem capacidade de resfriar o óleo em condições normais de funcionamento.

4.3 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NO SISTEMA REFRIGERANTE

O cálculo da perda de carga do sistema refrigerante se torna importante, a fim de saber se a bomba instalada tem a capacidade de fornecer a água necessária ao equipamento, sendo essa da vazão projetada do trocador de calor, os 120 l/minuto e 72,5 litros ao restante do equipamento como um requisito de projeto. A vazão necessária somada deve ser superior a 192,5 litros por minuto ou 11.550 litros por hora, ou ainda, 11,5 metros cúbicos por hora.

No quadro 03, já visto anteriormente é visto os componentes construtivos do sistema do fluido refrigerante.

Através das tabelas em anexo C, fornecidas pelo fabricante, temo-se as informações referentes as perdas de carga para as tubulações.

Utilizando como vazão de 12 metros cúbicos por hora, somando as perdas de carga distribuídas e singular de acordo com os diâmetros de cada tubulação. No Quadro 05 as informações necessárias é visto os resultado dos cálculos e as perdas referente a cada componente construtivo do sistema.

Quadro 5 - Informações calculadas das perdas de cargas através das tabelas fornecidas pelo fabricante

INSTALAÇÃO E COMPONENTES CONSTRUTIVOS DO SISTEMA DO FLUIDO FRIO			VAZÃO DE 12 M ³ / HORA	
TUBULAÇÃO			PERDA DE CARGA POR METRO DE TUBULAÇÃO	PERDA DE CARGA TOTAL DA TUBULAÇÃO
MATERIAL	DIÂMETRO	COMPRIMENTO INSTALADO		
PVC	0,04 metros	1,75 metros	0,32 metros	0,56 metros
PVC	0,05 metros	10,2 metros	0,11 metros	1,12 metros
PVC	0,06 metros	17,2 metros	0,046 metros	0,79 metros
JOELHOS90 °			PERDA DE CARGA EQUIVALENTE EM METROS/100 METROS	
MATERIAL	DIÂMETRO	QUANTIDADES		
PVC	0,05 metros	6	0,032 metros	0,19 metros
PVC	0,06 metros	5	0,034 metros	0,17metros
TÊ 90 ° Dir			PERDA DE CARGA EQUIVALENTE EM METROS/100 METROS	
MATERIAL	DIÂMETRO	QUANTIDADES		
PVC	0,05 metros	12	0,022 metros	0,26 metros
VÁLVULA GLOBO			PERDA DE CARGA EQUIVALENTE EM METROS/100 METROS	
MATERIAL	DIÂMETRO	QUANTIDADES		
PVC	0,05 metros	1	0,36 metros	0,36 metros
ALTURA DE ELEVAÇÃO DO FLUIDO				
		COMPRIMENTO INSTALADO		
		4,0metros		4 metros
				7,45 metros

Os valores do Quadro 05, encontrados na coluna referente à perda de carga por metro de tubulação foram encontrados através dos valores

fornecidos pelo fabricante divididos por 100 metros para encontrar a perda de carga relacionada por metro de tubulação.

Na coluna da perda total da tubulação, os valores encontrados através da multiplicação da perda de carga por metro de tubulação relacionada com os metros de tubulação instalados ou com a quantidade de singularidades do sistema.

O valor de 7,45 metros de altura manométrica corresponde a perda de carga total da tubulação através a soma de todas as perdas presente no sistema com a soma da altura de elevação em que se necessita elevar o sistema.

No Anexo D é possível ver que a bomba instalada no sistema tem capacidade de bombeamento de 13,2 m³/ hora, suprimindo a necessidade dos 11,5 metros requeridos pelo projeto. No mesmo modo instalado a bomba tem capacidade de elevação de 12 metros de altura manométrica. A perda de carga total do sistema é de 7,45 metros, ou seja, a altura da perda de carga é menor que a altura de bombeamento para a vazão relacionada, sendo assim, superdimensionada.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho tratou de um estudo do sistema hidráulico de uma máquina de processamento de Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular por extrusão por pistão. A capacidade de resfriar o óleo hidráulico desses equipamentos se torna essencial a fim de garantir uma maior durabilidade do fluido hidráulico e dos componentes do sistema. Sendo assim, foi necessário a comprovação de que o calor gerado no sistema hidráulico seria trocado pelo sistema de trocador instalado no sistema.

A revisão de literatura apresentou de forma aprofundada assuntos referentes aos processos existentes para a transformação do Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular por extrusão por pistão, sistemas hidráulicos, fluidos hidráulicos, aquecimento dos fluidos hidráulicos, transferência de calor e suas formas, trocadores de calor e seus tipos, tendo encontrado diretrizes confiáveis para o desenvolvimento de cálculos a fim de se encontrar o calor gerado pelo sistema e posteriormente a verificação de que o trocador instalado tenha capacidade de arrefecer o fluido. Bem como o estudo da perda de carga do sistema do fluido refrigerante, verificando se a bomba instalada atende a necessidade.

Os resultados obtidos foram satisfatórios pois atendem as necessidades requeridas ao sistema, como a temperatura abaixo da temperatura máxima especificada pelo fabricante. O estudo foi focado na obtenção do calor gerado pelo sistema e na troca de calor pelo trocador. O trocador de calor de casco e tubo estudado diante das condições de trabalho estabelecidas tem condição de arrefecer o fluido hidráulico que entra a 82,8°C e devolver ao reservatório a temperatura de 43,7 °C.

O estudo demonstra que o projeto como um todo requer a vazão de 11,5 m³/hora e a altura da perda de carga do sistema encontrada é de 7,45 m, satisfatória por ser inferiores ao sistema de recalque instalado nos valores de 13,2 m³/hora a uma altura manométrica de 12 m.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRASKEM. **Boletim técnico**. 2002. Disponível em: <<http://www.utec.com.br/es/pdf/302.pdf>> acesso em: 01 mai 2014.

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

ÇENGEL, Yanus A.; GHAJAR, AfshinJ. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Tradução de: Fátima A. M Lino; revisão técnica: Kamal A. R. Ismail. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. 904 p.

FERREIRA, Dario Magno Batista. **Noções de Hidráulica**, 2014.

HALLIDAY, David, RESNICK, Robert, WALKER, Jearl. **Fundamentos de Física 2: Gravitação, Ondas, Termodinâmica**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1996.

HENN, Érico Antônio Lopes. **Máquinas de Fluido**. 3ª ed. Santa Maria: Ed. Da UFSM, 2012.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Tradução e revisão técnica Eduardo Mach Quiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. 6º Ed. Rio de Janeiro: LTC. 2008.

LINSINGEN, Irlan. Von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2º Ed. Florianópolis: Editora UFSC, 2003.

PALMIERI, Antonio Carlos. **Manual de Hidráulica Básica**. 10º Ed. Porto Alegre: Editora Pallotti, 1997.

PETROBRAS. **Informações Técnicas LubraxHydra**, 2011. Disponível em: <<http://www.br.com.br/wps/wcm/connect/7c78c180462944d7b69dbfb37e971e31/ft-lub-auto-Hydra.pdf?MOD=AJPERES>> Acesso em: 29 out. 2014

PETROBRAS. **Informações Técnicas LubraxÚtil OT**, 1999. Disponível em: <<http://www.br.com.br/wps/wcm/connect/2e58ae80463e0628a1a6e13d7f6d3c29/ft-lub-ind-diversas-lubrax-utile-ot.pdf?MOD=AJPERES>> Acesso em: 29 out. 2014

ANEXO A - EXPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ÓLEO LUBRAX HYDRA DO SISTEMA HIDRÁULICO

INFORMAÇÕES TÉCNICAS

LUBRAX HYDRA

Óleo para sistema hidráulicos que operem em condições severas de pressão e temperatura. Disponível nos graus ISO 32, 46, 68, 100, 150 e 320.

LUBRAX HYDRA é formulado com óleos básicos parafínicos e aditivos especiais que evitam o desgaste e a corrosão das peças lubrificadas. Sua aditivação lhe garante resistência à oxidação e à formação de espuma.

LUBRAX HYDRA é recomendado para uso em sistemas hidráulicos de alta pressão, tais como elevadores, equipamentos de mineração, máquinas de moldagem e injeção de plásticos, prensas e máquinas operatrizes.

LUBRAX HYDRA atende às especificações da norma DIN 51524 parte 2 (HLP)⁽¹⁾.

LUBRAX HYDRA 68 também pode ser usado em sistemas hidráulicos automotivos, como os de máquinas agrícolas, tratores e escavadeiras.

O nome LUBRAX HYDRA é a nova denominação do antigo LUBRAX INDUSTRIAL SH-...-AD.

Aditivos - anticorrosivo, antidesgaste, antiespumante, antiferrugem, antioxidante e abaixador do ponto de fluidez

ANÁLISES TÍPICAS⁽²⁾

GRAU ISO		32	46	68	100	150	320
Densidade a 20/4°C		0,871	0,879	0,883	0,887	0,891	0,899
Ponto de Fulgor (VA)	°C	230	240	250	264	276	300
Ponto de Fluidez	°C	-18	-18	-15	-15	-12	-6
Viscosidade a 40°C	cSt	31,7	44,0	64,5	96,4	146,7	316
Viscosidade a 100°C	cSt	5,42	6,60	8,43	11,03	14,52	24,0
Índice de Viscosidade		105	101	100	99	97	96
Índice de Acidez Total	mgKOH/g	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31
Demulsibilidade (tempo de separação) a 54°C:	minutos	20	23	30	-	-	-
a 82°C:		-	-	-	23	20	25

(1) O enquadramento no requisito do teste ISO 4406 é feito sob demanda, implicando em custos adicionais de filtragem.

(2) As Análises Típicas representam os valores modais da produção, não constituindo especificações. Para informações mais detalhadas primeiramente consulte nossa assistência técnica.

Janeiro/2011

LUBRAX **BR** **PETROBRAS**

Não necessita de aditivação extra. Para descarte use as instalações dos postos de serviço, conforme Resolução CONAMA 362/05. Preservar o meio ambiente é responsabilidade de todos.

ANEXO B - EXPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ÓLEO LUBRAX UTILE OT INDICADO PELO FORNECEDOR PARA FINS DE CÁLCULOS

INFORMAÇÕES TÉCNICAS

LUBRAX UTILE OT

Óleo de base parafínica para transferência de calor em sistemas circulatórios de aquecimento indireto. Disponível nos graus ISO 32, 46, 68 e 100.

LUBRAX UTILE OT possui aditivação que evita a corrosão e aumenta sua resistência à oxidação, reduzindo os efeitos do craqueamento térmico sobre o óleo.

LUBRAX UTILE OT não é corrosivo nem tóxico.

LUBRAX UTILE OT é especialmente recomendado para sistemas abertos com temperaturas de operação da ordem de 180°C à 200°C. Em sistemas fechados, selados por gás inerte, o óleo apresenta bom desempenho a temperaturas de até 300°C, sem alteração de suas características físico-químicas, desde que observadas as condições adequadas de aquecimento e circulação do óleo. Nestas circunstâncias, a vida útil do óleo é menor.

O nome **LUBRAX UTILE OT** é a nova denominação do antigo **LUBRAX INDUSTRIAL OT-...-OF**.

Aditivos - anticorrosivo, antiferrugem e antioxidante

ANÁLISES TÍPICAS⁽¹⁾

GRAU ISO		32	46	68	100
Densidade a 20/4 °C		0,873	0,879	0,884	0,885
Ponto de Fulgor (VA)	(°C)	228	248	254	274
Ponto de Fulgor (VF)	(°C)	206	222	224	226
Ponto de Combustão	(°C)	258	278	284	304
Temperatura de Auto-ignição	(°C)	356	380	366	392
Viscosidade a 40 °C	(cSt)	32,5	47,3	68,0	103,8
Viscosidade a 100 °C	(cSt)	5,50	6,80	8,73	11,45
Viscosidade a 150 °C	(cSt)	2,44	2,83	3,45	4,25
Viscosidade a 315 °C	(cSt)	0,64	0,70	0,80	0,92
Índice de Viscosidade		105	97	100	97
Destilação, 1 atm					
10%	(°C)	377	389	419	433
50%	(°C)	418	436	456	492
90%	(°C)	452	461	497	529
Coef. Médio de Expansão Térmica		0,0007	0,0007	0,0007	0,0007
Condutividade Térmica	(kcal/h.m. °C)				
20 °C		0,1132	0,1132	0,1125	0,1125
150 °C		0,1050	0,1050	0,1043	0,1043
315 °C		0,0950	0,0950	0,0939	0,0939
Calor Específico	(kcal/kg. °C)				
20 °C		0,46	0,46	0,45	0,45
150 °C		0,59	0,59	0,58	0,58
315 °C		0,75	0,75	0,75	0,75

(1) As Análises Típicas representam os valores modais da produção, não constituindo especificações. Para informações mais detalhadas primeiramente consulte nossa assistência técnica.

Abril/99

LUBRAX  **PETROBRAS**

Não necessita de aditivação extra. Para descarte use as instalações dos postos de serviço, conforme Resolução CONAMA 362/05. Preservar o meio ambiente é responsabilidade de todos.

ANEXO C - TABELA DE PERDA DE CARGA FORNECIDA PELO FABRICANTE DAS TUBULAÇÕES



TABELA I
PERDA DE CARGA EM METROS / 100 m
PARA TUBULAÇÕES EM PVC

Colável Ø mm	25	32	40	50	60	75	85	110	140	160	200	250	300
Roscável	3/4"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"	5"	6"			
Ø Interno mm	21,4	27,8	35,2	44	53	66,6	75,6	97,8	124	142	178	222	267
Vazão (m³/h)													
1,0	4,4	1,3	0,4	0,1									
1,2	6,0	1,7	0,6	0,2									
1,4	7,9	2,3	0,7	0,3	0,1								
1,6	10,0	2,9	0,9	0,3	0,1								
1,8	12,0	3,5	1,1	0,4	0,2								
2,0	15,0	4,2	1,4	0,5	0,2								
2,5	22,0	6,3	2	0,7	0,3	0,1							
3,0	30,0	8,6	2,8	1,0	0,4	0,1							
3,5	39,0	11,0	3,7	1,3	0,5	0,2	0,1						
4,0	50,0	14,0	4,7	1,6	0,7	0,2	0,1						
4,5		18,0	5,7	2,0	0,8	0,3	0,2						
5,0		21,0	6,9	2,4	1,0	0,3	0,2						
6,0		29,0	9,5	3,3	1,4	0,5	0,3						
7,0		38,0	12	4,3	1,8	0,6	0,3	0,1					
8,0		48,0	16	5,4	2,2	0,8	0,4	0,1					
9,0			19	6,7	2,8	0,9	0,5	0,1					
10,0			23	8,0	3,3	1,1	0,6	0,2					
12,0			32	11,0	4,6	1,5	0,8	0,2					
14,0			42	14,0	6,0	2,0	1,1	0,3	0,1				
16,0				18,0	7,5	2,5	1,4	0,4	0,1				
18,0				22,0	9,3	3,1	1,7	0,5	0,2				
20,0				27,0	11,0	3,8	2,1	0,6	0,2	0,1			
25,0					16,0	5,6	3,0	0,9	0,3	0,2			
30,0					23,0	7,6	4,2	1,2	0,4	0,2			
35,0					30,0	10,0	5,5	1,6	0,5	0,3			
40,0						13,0	6,9	2,0	0,6	0,3	0,1		
45,0						16,0	8,5	2,5	0,8	0,4	0,1		
50,0						19,0	10,0	3,0	1,0	0,5	0,2		
60,0							14,0	4,1	1,3	0,7	0,2		
70,0							18,0	5,4	1,7	0,9	0,3	0,1	
80,0								6,9	2,2	1,2	0,4	0,1	
90,0								8,4	2,7	1,4	0,5	0,2	
110,0								10,0	3,2	1,7	0,6	0,2	
120,0									4,4	2,4	0,8	0,3	0,1
140,0									5,8	3,1	1,1	0,4	0,2
160,0									7,4	3,9	1,3	0,5	0,2
180,0										4,8	1,7	0,6	0,2
200,0										5,8	2,0	0,7	0,3
250,0										8,5	2,9	1,0	0,4
300,0											4,1	1,4	0,6
350,0											5,3	1,8	0,8
400,0												2,3	1,0
450,0												2,9	1,2
500,0												3,4	1,4
600,0												4,7	2,0
700,0													2,6
800,0													3,3

O diâmetro interno utilizado para cálculo corresponde às tubulações coláveis classe 15. O diâmetro interno dos tubos depende da classe de pressão e é diferente nos tubos coláveis e roscáveis. Os valores da tabela podem ser utilizados para qualquer tipo de tubulação de PVC com pequena margem de erro. Os comprimentos equivalentes das perdas de carga localizadas para tubulações de 200mm, 250mm e 300mm de diâmetro foram obtidas por extrapolação.

**TABELA II: PERDA DE CARGA LOCALIZADA.
COMPRIMENTO EQUIVALENTE EM METROS DE TUBULAÇÃO DE PVC**

Colável Ømm	25	32	40	50	60	75	85	110	140	160	200	250	300	
Roscável	3/4"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"	5"	6"				
Joelho 90°	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9	5,4	7,1	8,7	10,0	
Joelho 45°	0,5	0,7	1,0	1,0	1,3	1,7	1,8	1,9	2,4	2,6	3,4	4,2	5,0	
Curva 90°	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9	2,1	2,8	3,4	4,0	
Curva 45°	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,6	1,9	2,3	
Tê 90° Dir	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3	3,8	4,8	5,9	6,9	
Tê 90° Lat	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0	11,0	14,0	17,0	21,0	
Reg.Gaveta Aber	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2	1,6	2,0	2,4	
Valv.Globo Aber	11,0	15,0	22,0	36,0	38,0	38,0	40,0	42,0	51,0	57,0	72,0	89,0	108,0	
Saída Canal.	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9	5,5	6,9	8,6	10,0	
Ent. Normal	0,4	0,5	0,6	1,0	1,5	1,6	2,0	2,2	2,5	2,8	3,8	4,7	5,6	
Ent. Borda	1,0	1,2	1,8	2,3	2,8	3,3	3,7	4,0	5,0	5,6	7,2	9,0	11,0	
Valv.Pé Crivo	9,5	13,0	16,0	18,0	24,0	25,0	27,0	29,0	37,0	43,0	53,0	66,0	78,0	
Valv.Ret.Horiz.	2,7	3,8	4,9	6,8	7,1	8,2	9,3	10,0	13,0	14,0	18,0	22,0	26,0	
Valv.Ret.Vert.	4,1	5,8	7,4	9,1	11,0	13,0	14,0	16,0	19,0	21,0	28,0	34,0	41,0	

TABELA III - VAZÕES MÁXIMAS RECOMENDADAS

COLÁVEL Ø mm	25	32	40	50	60	75	85	110	140	160	200	250	300
ROSCÁVEL	3/4"	1"	1.1/4"	1.1/2"	2"	2.1/2"	3"	4"	5"	6"			
VAZÃO NA SUCÇÃO (m³/h)	2,2	3,7	6,2	9,0	15,0	21,0	32,0	50,0	80,0	105,0	160,0	260,0	360,0
VAZÃO NA DESCARGA (m³/h)	3,6	6,2	10,0	15,0	25,0	35,0	53,0	83,0	135,0	175,0	365,0	430,0	600,0

ANEXO D - TABELA DE VAZÕES A 3500 RPM – DADOS DO MANUAL BOMBA DO FLUIDO FRIO

11.7- Barulho excessivo

Rolamentos do motor defeituosos – Cesto do pré-filtro sujo – Registro e/ou linha de sucção parcialmente obstruídos

11.8- Ar na linha de retorno

Tampa do pré-filtro mal apertada – Nível da água muito baixo – Entrada de ar na linha de sucção.

11.9- Vazamento no eixo da bomba

Selo mecânico danificado

11.10- Pressão de descarga muito alta

Registro de descarga ou dispositivos de retorno muito fechados – Tubulação de retorno de diâmetro muito pequeno – Filtro sujo

11.11- Motor liga e desliga constantemente

Rotor obstruído – Rolamento do motor defeituoso – Falta de ventilação – Motor conectado para a tensão incorreta – Eixo travado – Registros parcialmente ou totalmente fechados

12.0 - TABELA DE VAZÕES A 3500 rpm

MODELO		POTÊNCIA (cv)	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (metros)							ALTURA MÁXIMA S/ VAZÃO
			6	8	10	12	14	16	18	
MOTOR ELÉTRICO MONOFÁSICO	TRIFÁSICO		VAZÃO (metros cúbicos por hora)							
25A-M	-	1/4	8,8	6,5	2,6					10,6
3A-M	3A-T	1/3	9,1	7,5	5,5	2,4				13,0
5A-M	5A-T	1/2		10,0	8,5	6,2	2,1			14,4
7A-M	7A-T	3/4			10,8	9,6	7,6	4,2		17,4
1A-M	1A-T	1				13,2	11,7	9,6	4,6	18,8