

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG

ALEXSSANDER DE SOUZA HAUPENTHAL

**DIMENSIONAMENTO DE UM CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO PARA UM
MOLDE DE INJEÇÃO DE ENCOSTO DE CADEIRA**

CASCABEL - PR

2018

ALEXSSANDER DE SOUZA HAUPENTHAL

**DIMENSIONAMENTO DE UM CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO PARA UM
MOLDE DE INJEÇÃO DE ENCOSTO DE CADEIRA**

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia Mecânica,
do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz -
FAG, como requisito parcial para a obtenção do título
de bacharel em engenharia mecânica.

Profº Me. Eliseu Avelino Zanella Junior

CASCADEL - PR

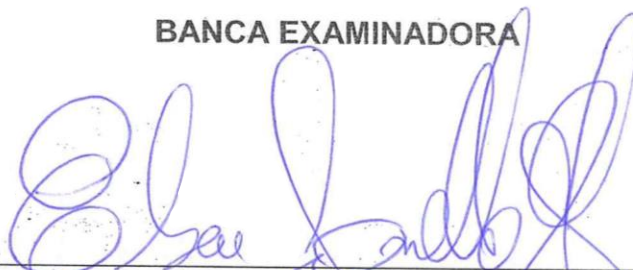
2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
ALEXSSANDER DE SOUZA HAUPENTHAL

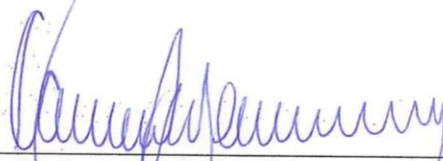
DIMENSIONAMENTO DE UM CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO PARA UM
MOLDE DE INJEÇÃO DE ENCOSTO DE CADEIRA

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Eliseu Avelino Zanella Junior.

BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof^a. Mestre Eliseu Avelino Zanella Junior
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Carlos Eduardo Goulart Ferreira
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Prof^a. Mestre Rosemar Cristiane Dal Ponte
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG

Cascavel, 05 de dezembro de 2018

"O único modo de escapar da corrupção
causada pelo sucesso é continuar trabalhando".
Albert Einstein

AGRADECIMENTOS

Expresso meus agradecimentos a todos que, de alguma forma, prestaram inestimável incentivo e contribuição para o desenvolvimento deste trabalho de conclusão de curso, especialmente:

A meus pais Jose Luiz e Marlene e meus irmãos Ana Paula e Airton, por todo apoio que me deram ao longo desses 5 anos de graduação, por estarem do meu lado quando mais precisei, que com muito carinho e apoio, não mediram esforços para que eu chegasse até esta etapa de minha vida.

A minha esposa Geovana, pessoa com quem amo partilhar a vida. Com você tenho me sentido mais vivo de verdade. Obrigado pelo carinho, paciência e por sua capacidade de me trazer paz na correria de cada semestre. Por toda a força que me concedeu ao longo dos últimos 3 anos, agradeço pelo companheirismo e principalmente por me dar conforto nos momentos mais difíceis.

Aos meus amigos que me incentivaram a voltar a estudar e estiveram sempre do meu lado.

Ao meu orientador Me. Eliseu Avelino Zanella Junior pela orientação e direcionamento para o melhor desenvolvimento deste trabalho.

E a todos os meus professores que sempre estiveram dispostos a ajudar e contribuir para um melhor aprendizado.

RESUMO

A refrigeração de moldes de injeção sempre foi uma preocupação, pois necessitam de uma troca de calor eficiente para que o produto seja injetado em um ciclo de tempo e qualidade aceitável. Este trabalho tem como objetivo, o dimensionamento de um circuito de refrigeração para um molde de injeção de um encosto de cadeira de Polipropileno de 656 gramas de massa. Primeiramente foi estudado o produto a ser injetado e o formato do molde. Em seguida um estudo bibliográfico dos mais variados tipos de circuitos de refrigeração possíveis de aplicação em moldes termoplásticos e escolhido o circuito linear de refrigeração pois era o que mais se enquadrava com o formato da cavidade molde. Foi feito o balanço térmico e calculado o calor a ser retirado pelo circuito de refrigeração. Posteriormente foi determinado o tipo de fluido para troca de calor, tipo de escoamento adequado, diâmetro dos dutos e o comprimento mínimo total dos dutos de refrigeração necessário para retirada de calor do produto injetado, tudo respeitando as distâncias ideais entre os dutos e a cavidade. Através do SolidWorks foram feitas simulações de tempo de enchimento e resfriamento do produto na cavidade do molde e comparado com os resultados calculados anteriormente.

Palavras Chave: Molde de Injeção, Circuito de refrigeração, Transferência de calor

ABSTRACT

Cooling of injection molds has always been a concern as they require efficient heat exchange so the product is injected in a cycle of time and acceptable quality. This work has the objective of designing a refrigeration circuit for an injection mold of a polypropylene seat back and of 656 grams of mass. Firstly, the product to be injected and the mold format were studied. Afterwards a bibliographic study of the most varied types of refrigeration circuits possible of application in thermoplastic molds and chosen the linear circuit of refrigeration because it was the one that most fit with the format of the mold cavity. The heat balance was calculated and the heat to be withdrawn by the refrigeration circuit was calculated. Subsequently, the type of fluid for heat exchange, suitable flow type, pipe diameter and the minimum total length of the cooling ducts required for heat removal of the injected product were determined, all respecting the ideal distances between the ducts and the cavity. Throughout SolidWorks simulations of filling and cooling time of the product were made in the mold cavity and compared to the results calculated previously.

Keywords: Injection molds. Cooling systems. BFmold. Cycle time.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Difusividade térmica efetiva de alguns termoplásticos.	32
Tabela 2 – Fator de proporcionalidade para aços usuais.	33
Tabela 3 – Coeficiente de transferência de calor para o ar.	35
Tabela 4 – Diâmetro recomendado para vazões conhecidas	38
Tabela 5 – Relação entre número de Reynolds e tipo de escoamento.	38
Tabela 6 – Dimensões aproximadas para A e B.	40
Tabela 7 – Condições de processamento recomendados para o PP.	44

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Configuração básica do molde de injeção.....	17
Figura 2 – Circuito Retangular.	18
Figura 3 – Circuito Alternativo.	19
Figura 4 – Circuito Inclinado.....	19
Figura 5 – Circuito Usinado.	20
Figura 6 – Circuito em Espiral.	20
Figura 7 – Circuito Helicoidal.	21
Figura 8 – Escoamento laminar.....	22
Figura 9 – Escoamento Turbulento.	22
Figura 10 – Escoamento com estrangulamento.	23
Figura 11 – Escoamento uniforme.	27
Figura 12 – Escoamento em regime permanente num tanque.....	29
Figura 13 – Entalpia x temperatura de alguns polímeros.	33
Figura 14 – Dimensões referentes ao sistema de refrigeração.	39
Figura 15 – Encosto de cadeira em polipropileno	42
Figura 16 – Medidas da peça.....	42
Figura 17 – Medidas do molde.....	43
Figura 18 – Canais de refrigeração da placa superior e inferior.....	47
Figura 19 – Suplementos SolidWorks.....	48
Figura 20 – Malha gerada pelo Solidworks Plastics.	49
Figura 21 – Simulação do tempo de enchimento do molde.	49
Figura 22– Simulação do tempo de resfriamento da cadeira.....	50
Figura 23 – Detalhes do posicionamento dos canais de refrigeração da cavidade superior.....	51
Figura 24 – Detalhes do posicionamento dos canais de refrigeração da cavidade inferior.....	52
Figura 25 – Detalhes do posicionamento dos canais de refrigeração da cavidade inferior.....	52
Figura 26 – Detalhes da entrada e saída de água na cavidade superior.....	53
Figura 27 – Detalhes da entrada e saída de água na cavidade inferior.....	53

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Número de Reynolds	22
Equação 2: Vazão Volumétrica	23
Equação 3: Equação de Bernoulli.....	24
Equação 4: Conservação de Massa.....	24
Equação 5: Razão entre diâmetros.....	24
Equação 6: Velocidade escoamento	24
Equação 7: Vazão ideal	24
Equação 8: Número de Nusselt - Chilton-Colburn.....	27
Equação 9: Número de Nusselt - Colburn	28
Equação 10: Número de Nusselt - Dittus-Boelter	28
Equação 11: Conservação de Massa I	29
Equação 12: Vazão 2	30
Equação 13: Balanço térmico	31
Equação 14: Fluxo de calor transferido para o ambiente	31
Equação 15: Equação de Wübben	31
Equação 16: Temperatura adimensional	31
Equação 17: Calor transportado pela massa fundida.....	32
Equação 18: Transferência de calor por condução	33
Equação 19: Lei de resfriamentoNewton	34
Equação 20: Transferência de calor por convecção	35
Equação 21: Transferência de calor por radiação.....	36
Equação 22: Equação de Stefan-Boltz.....	37
Equação 23: Calor retirado pelo sistema de refrigeração	37
Equação 24: Calor sensível.....	37
Equação 25: Fluxo de massa de refrigerante	37
Equação 26: Número de Reynolds	38
Equação 27: Comprimento mínimo aceitável do canal de refrigeração	39

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

A	Área (m^2)
A	Distância entre os canais e a superfície da cavidade (m)
A_{cont}	Área de contato do molde (m^2)
A_{lat}	Área lateral total do molde (m^2)
A_s	Área de transferência de calor (m^2)
B	Distância entre os canais e a superfície da cavidade (m)
C_p	Calor específico do fluido ($kJ/(kg \cdot ^\circ C)$)
C_{rad}	Coeficiente de radiação do corpo negro ($W/m^2 K^4$)
D	Diâmetro dos canais (m)
f	fator de atrito
h_{inj}	Entalpia de injeção (J/kg)
h_{ext}	Entalpia de extração (J/kg)
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/(m^2 \cdot K)$)
k_s	Coeficiente dependente de espessura
k	Condutividade térmica do material do molde ($J/m \cdot s \cdot ^\circ C$)
L	Comprimento (m)
m	Massa (kg)
$\dot{m}$	Fluxo de massa de refrigerante (l/min)
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
P	Pressão (Pa)
PP	Polipropileno
Q	Vazão volumétrica (m^3/s)
$\dot{Q}_I$	Calor transferido total do molde (kW)
$\dot{Q}_{TM}$	Calor retirado pelo sistema de refrigeração (kW)
$\dot{Q}_{PI}$	Calor transportado pela massa fundida (kW)
$\dot{Q}_{Amb}$	Calor transferido para o ambiente (kW)
$\dot{Q}_{cond}$	Transferência de calor por condução (kW)
$\dot{Q}_{conv}$	Transferência de calor por convecção (kW)
$\dot{Q}_{rad}$	Transferência de calor por radiação (kW)

Re	Número de Reynolds
R	Razão entre os diâmetros
S	Espessura da parede (m)
t_c	Tempo de resfriamento (s)
T_{inj}	Temperatura de injeção (°C)
T_{ext}	Temperatura de extração(°C)
T_{mol}	Temperatura do molde (°C)
T_s	Temperatura superficial (°C)
T_x	Temperatura do fluido refrigerante (°C)
T_{amb}	Temperatura do ar ambiente (K)
t	Tempo (s)
V	Velocidade do escoamento (m/s)
$V_{méd}$	Velocidade média (m/s)
ν	Viscosidade cinemática do fluido (m^2/s)
V	Volume (m^3)
Y	Temperatura adimensional
α_{ef}	Difusividade térmica efetiva média do polímero ($\mu m/s$)
β	Fator de proporcionalidade ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
ε	Fator de emissividade térmica
θ_{amb}	Temperatura absoluta do ambiente (K)
θ_{mol}	Temperatura absoluta do molde (K)
ΔT	Variação de temperatura do fluido na entrada e saída do sistema (°C)
MEF	Método matemático de elementos finitos
GPM	Galões por minuto
ρ	Massa específica (kg/m^3)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 OBJETIVOS	16
1.1.1 Objetivo Geral	16
1.1.2 Objetivos Específicos	16
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1 MOLDES DE INJEÇÃO DE TERMOPLÁSTICO	17
2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO PARA MOLDES DE INJEÇÃO DE POLÍMEROS	18
2.3 CONDUTOS	21
2.4 VAZÃO	22
2.4.1 Vazão Volumétrica	23
2.4.2 Equação para o Cálculo Volumétrico	23
2.5 CLASSIFICAÇÃO DOS ESCOAMENTOS	25
2.5.1 escoamento Viscoso X não Viscoso	25
2.5.2 escoamento Interno X Externo	25
2.5.3 escoamento Compressível X Incompressível	26
2.5.4 escoamento Natural X Forçado.....	26
2.5.5 escoamento Unidimensional ou Uniforme na Seção	26
2.5.6 escoamento Laminar e Turbulento em Dutos	27
2.5.7 escoamento turbulento em dutos.....	27
2.5.8 escoamento laminar em dutos	28
2.5.9 escoamento Confinado.....	28
2.6 TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	30
2.7 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO MOLDE.....	30
2.7.1 Balanço térmico em um molde de injeção	31
2.7.2 Condução	33
2.7.3 Convecção	34
2.7.4 Convecção Forçada Interna	35
2.7.5 Radiação	36
2.7.6 Circuito de refrigeração	37
3 MATERIAIS E MÉTODOS	41
3.1 ESTUDO DO PROJETO DE MOLDE	41

3.1.1 O produto.....	41
3.1.2 O molde	43
3.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	43
3.3 SIMULAÇÃO EM SOFTWARE.....	48
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4.1 SIMULAÇÃO NO SOLIDWORKS PLASTICS	49
4.2 CANAIS DE REFRIGERAÇÃO	50
5 CONCLUSÕES.....	54
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	55
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	56
8 ANEXOS	58

1 INTRODUÇÃO

Segundo Martinho (2010), nos últimos anos a utilização de componentes de plásticos injetados tem crescido rapidamente, fazendo surgir à necessidade da redução do tempo de obtenção destes.

Nesse panorama, encontram-se inseridas as indústrias fabricantes de moldes de injeção, denominadas ferramentarias. Considerando-se o molde de injeção como parte integrante do ciclo de desenvolvimento dos componentes à base de polímeros, torna-se evidente que as ferramentarias exercem papel fundamental no processo, pois são elas as responsáveis pelo desenvolvimento do molde que, por sua vez, é determinante na qualidade do produto, nos tempos de produção e, conseqüentemente, no custo final da produção.

Para Harada (2006), um projeto cuidadoso de um ferramental (molde de injeção) é a principal atividade para se garantir um alto nível de produção com baixa manutenção. Para tanto, há a necessidade de serem observados todos os fatores técnicos envolvidos durante o processo de desenvolvimento do projeto deste ferramental, a fim de que as possibilidades de falhas possam ser minimizadas.

Seguindo neste contexto, a refrigeração de um molde é uma das etapas mais importantes para a qualidade da peça injetada e para determinação do ciclo. O conhecimento profundo de técnicas e configurações de sistemas de refrigeração permite reduzir o custo da peça produzida e obtê-la com a qualidade desejada.

Para Menges (1993), o correto dimensionamento e posicionamento do sistema de refrigeração devem ser entendidos como fator de potencial diferenciação entre as indústrias do setor, considerando-se o tempo de entrega do produto.

É sabido que a indústria de transformação de polímeros faz uso de moldes de injeção e, necessita que o desempenho térmico do ferramental (sistema de refrigeração) seja eficiente, com um projeto desenvolvido adequadamente conforme as necessidades. É possível destacar alguns pontos que são influenciados diretamente, como por exemplo: o aumento de produtividade do molde, redução do tempo de ciclo de injeção, eliminação de ocorrências de defeitos aparentes no produto injetado nas propriedades e características do produto injetado.

Ainda sob o ponto de vista de Menges (1993), pode-se afirmar que a velocidade como ocorre a troca de calor entre o plástico injetado e o molde de injeção é fator decisivo no desempenho econômico do processo como um todo.

Outro dado a ser considerado é o fato dos sistemas de refrigeração ser, na maioria das situações, projetados de forma intuitiva, tentativa e erro, por similaridade de moldes existentes ou ainda baseados na própria experiência do projetista.

Dada tamanha importância, o objetivo deste trabalho visou realizar o estudo da melhor opção de refrigeração de um molde de injeção de uma peça plástica de polipropileno. Com resfriamento realizado a uma velocidade adequada, para assim se obter um produto com as características desejadas, onde cada parte da moldagem apresenta temperatura compatível para a extração.

As perguntas que embasaram o desenvolvimento científico deste trabalho foram:

- Qual a importância dos sistemas de refrigeração nos moldes de injeção?
- Como dimensionar um sistema de refrigeração para um molde de injeção?
- Quais são as configurações das galerias de escoamento de fluido, para a retirada de calor do molde?
- Qual o tipo de fluido refrigerante deve ser usado?

Desta forma, o projeto limitou-se a definir a melhor técnica e configuração para o sistema de refrigeração, utilizando um projeto de molde já existente, sendo este um protótipo para injeção de um encosto de cadeira de polipropileno (PP) de aproximadamente 656 gramas.

Neste trabalho também foi realizada uma análise da geometria do projeto do molde já desenhado, cálculos de acordo com fundamentação teórica, simulação da transferência de calor no software SolidWorks e, posteriormente o desenho da configuração do sistema de refrigeração. Para isto, será feito um estudo bibliográfico das técnicas de resfriamento de moldes termoplásticos, aplicação de cada uma das técnicas e a coleta dos resultados através de cálculos teóricos e estudos em softwares. Posteriormente será aplicado também em software a melhor configuração de refrigeração.

Não houve experimentos práticos para o dimensionamento do sistema de refrigeração, uma vez que os custos de usinagem de moldes são muito altos, ficando assim a elaboração do mesmo apenas como um projeto.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo analisar e desenvolver uma configuração de refrigeração para um molde de injeção de um encosto de cadeira de polipropileno de aproximadamente 656 gramas.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Estudar o projeto do molde e a geometria da peça a ser injetada;
- Realizar cálculos teóricos e simulação em software para obtenção de resultados;
- Comparar os resultados obtidos e dimensionar o circuito de refrigeração do molde.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 MOLDES DE INJEÇÃO DE TERMOPLÁSTICO

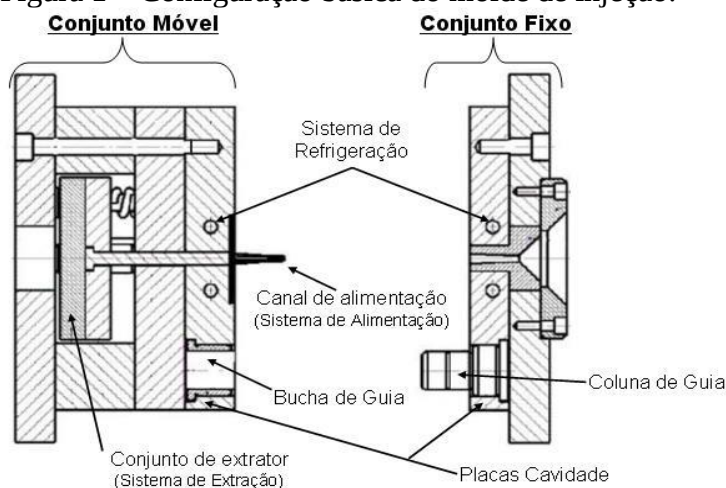
Os processos de moldagens por injeção são hoje os mais largamente utilizados nos processamentos de polímeros. Os primeiros moldes foram gerados nos Estados Unidos, ainda no século XIX, quando em 1872 os irmãos Hyatt patentearam a primeira máquina de injeção para um material celulósico. Esse processo teve uma grande evolução ao longo do século XX, cujos principais marcos foram: a máquina hidráulica em 1940, a máquina de parafuso alternativo em 1951 e, a máquina elétrica em 1988.

Na década 1940 a utilização de peças injetadas de material plástico se restringia no máximo a algumas gramas. Com o crescimento do mercado devido à alta aplicabilidade desses produtos, passou-se a ser uma exigência a injeção de peças maiores e com geometria mais complexas. Devida a necessidade, atualmente temos moldes com áreas projetadas de até 1 m² e peças pesando mais de 20 kg (HARADA, 2004).

Sobre os moldes de injeção, Harada (2004) e Menges (1993) consideram como uma ferramenta construída de forma individual que, quando adaptadas a uma máquina de injeção possibilitam a produção de componentes de formas variadas e de pouca ou grande complexidade, através de um ciclo produtivo, possuindo boa repetitividade quanto a forma, acabamento e tolerâncias dimensionais do produto moldado.

Normalmente, um molde de injeção é constituído de alguns componentes. É possível visualizar os mesmos na figura 1 logo abaixo:

Figura 1 – Configuração básica do molde de injeção.



Fonte: Harada(2004)

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO PARA MOLDES DE INJEÇÃO DE POLÍMEROS

Para um equipamento de moldagem por injeção é fundamental que exista um sistema de refrigeração eficiente que realize a troca de calor necessária entre o polímero e o molde, tal função é necessária para que ocorra a diminuição do tempo de cristalização da peça. Sendo assim o resfriamento e a solidificação os estágios finais do processo de injeção de termoplásticos.

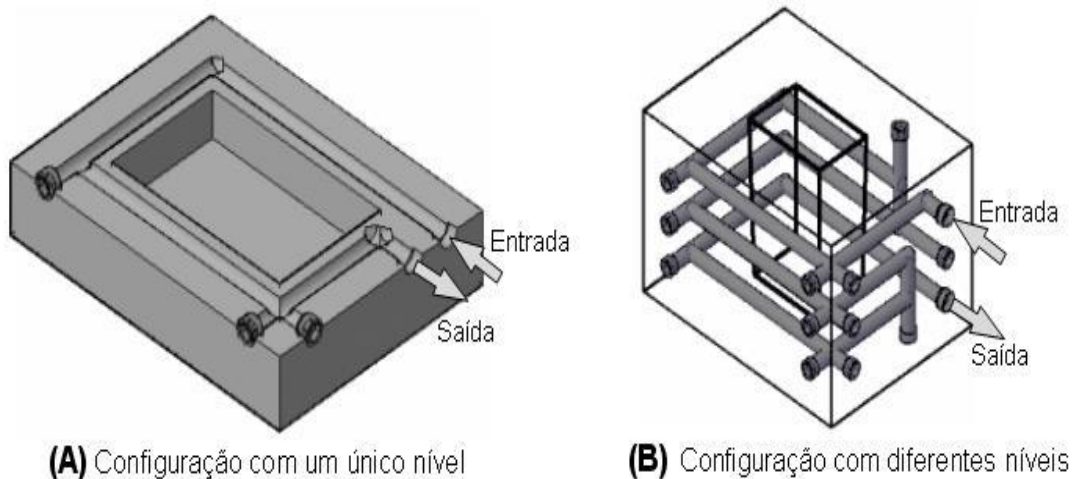
Na refrigeração de peças são feitos canais e neles passam fluidos refrigerantes que servem para fazer a troca de calor. Esse fluido é forçado a fluir de ventiladores ou bombas através de seção longas para proporcionar a troca de calor desejada (ÇENGEL, 2012).

Esses sistemas podem ser classificados como normal (usinagem que utiliza brocas) e canais usinados (acompanha o perfil da peça), formando sempre um circuito fechado que circula entorno da peça e volta ao ponto de partida onde ambos dependem de um refrigerante para fazer a troca de calor (HARADA, 2004).

O sistema de refrigeração do molde permite consolidar a fase de solidificação do polímero na cavidade do molde. Cada sistema de refrigeração possui circuitos determinados, como pode ser visto abaixo alguns exemplos.

- Furação circuito retangular - é adotado na refrigeração de peças que apresentam um perfil na forma retangular e podem ser um pouco mais profundas as dependendo o tamanho das cavidades.

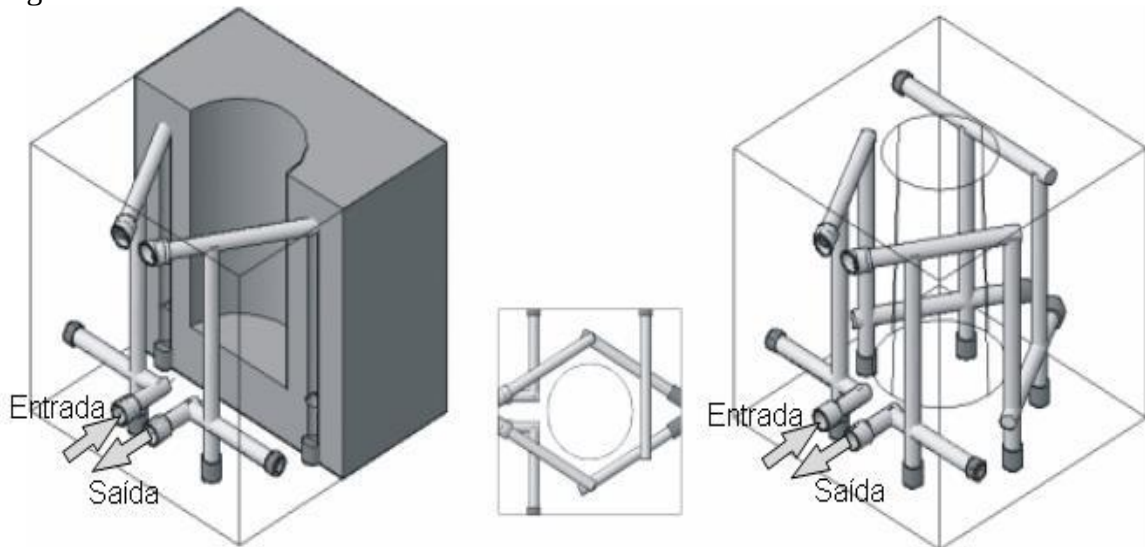
Figura 2 – Circuito Retangular.



Fonte: BRITO et al, (2004)

- Furação alternativa para peças circulares – é adotada na refrigeração de peças com perfis circulares, principalmente aquelas que apresentam uma grande área e perfil alto (Figura 3).

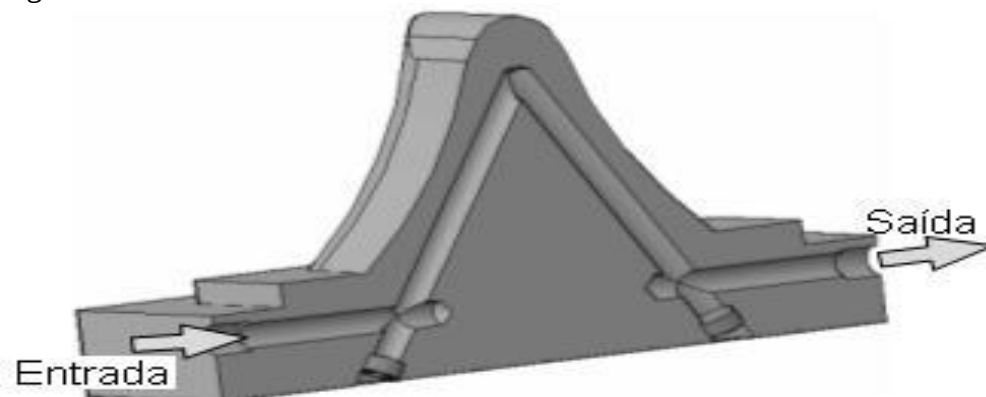
Figura 3 – Circuito Alternativo.



Fonte: BRITO et al(2004)

- Furação circuito “inclinado” – é adotado em peças compridas, cujos furos são ligados no topo, evitando fazer furações da parede lateral da peça (Figura 4).

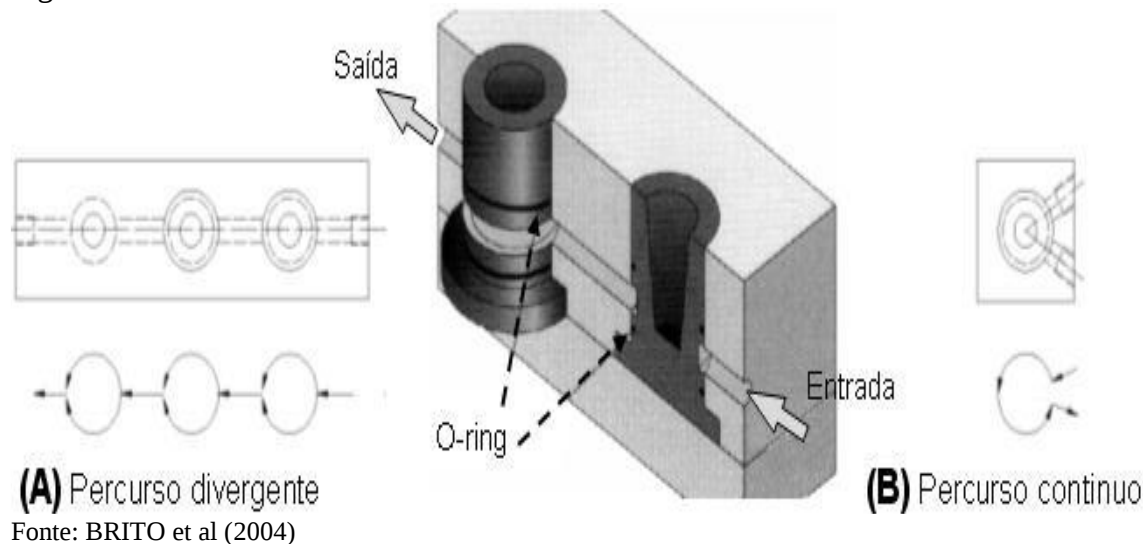
Figura 4 – Circuito Inclinado.



- Fonte: BRITO et al (2004)

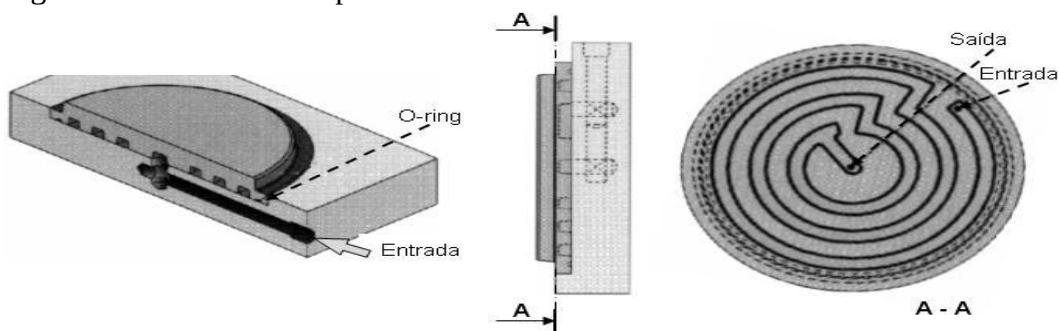
- Furação canal usinado (peças circular) – é adequado quando a necessidade de que o canal acompanhe o perfil da peça ficando próximas as paredes das peças (Figura 5).

Figura 5 – Circuito Usinado.



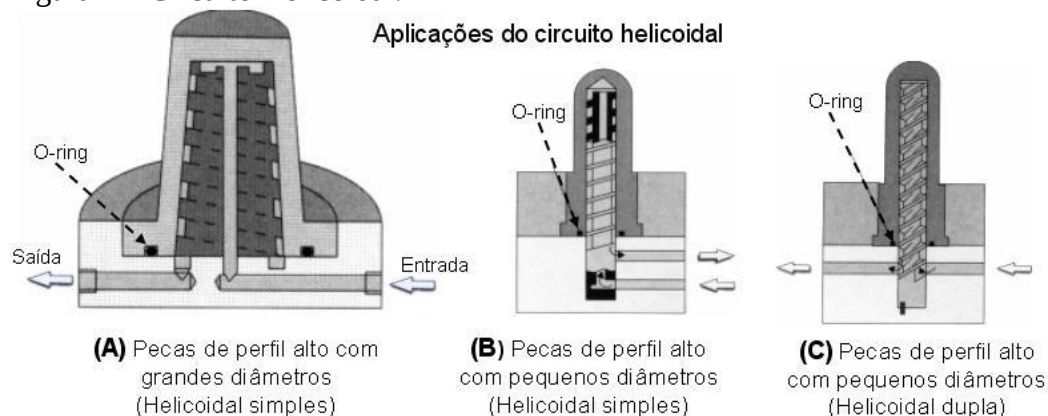
- Furação canal usinado em espiral – é adequado para peças de grandes dimensões e na forma cilíndrica o número de espirais dependerá das dimensões das peças (Figura 6).

Figura 6 – Circuito em Espiral.



- Furação canal usinado helicoidal – é adequado para peças de perfil alto e grandes dimensões confeccionado com uma entrada e uma saída (Figura 7).

Figura 7 – Circuito Helicoidal.



Fonte: BRITO et al (2004)

2.3 CONDUTOS

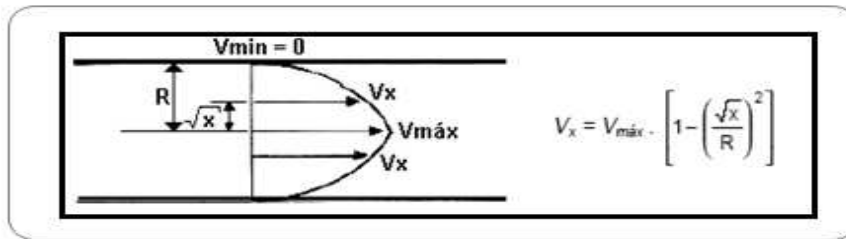
Segundo Brunetti (2005) conduto é qualquer estrutura sólida, destinada ao transporte de fluidos e é classificados quanto ao comportamento dos fluidos em seu interior forçados e livres. Conduto é dito forçado quando o fluido que nele escoar o preenche totalmente, estando em contato com toda sua parede interna, não apresentando nenhuma superfície livre onde ocorre a perda de carga, pois, sofre influência das paredes, dissipando energia devido ao atrito. As partículas em contato com a parede adquirem velocidade nula e de turbulência, dissipando energia, com isso provoca um abaixamento de pressão total do fluido ao longo do escoamento.

Na maioria dos sistemas de refrigeração o fluido refrigerante usado é a água, devida a disponibilidade na natureza, baixo custo, baixa viscosidade e por ser suscetível a tratamentos que melhoram as suas propriedades físicas. Um exemplo disso é a água e óleo, água com anticongelante e tratamentos que possibilitam melhorar as suas propriedades (HARADA, 2004).

No regime de escoamento no interior de tubos, a velocidade não é a mesma em todos os pontos. Ela será máxima no ponto central do duto e mínima na parede do tubo sendo em laminar e turbulento.

O escoamento laminar: é caracterizado por um perfil de velocidade mais desordenado onde velocidades nos tubos são maiores como pode ser visto na figura 8.

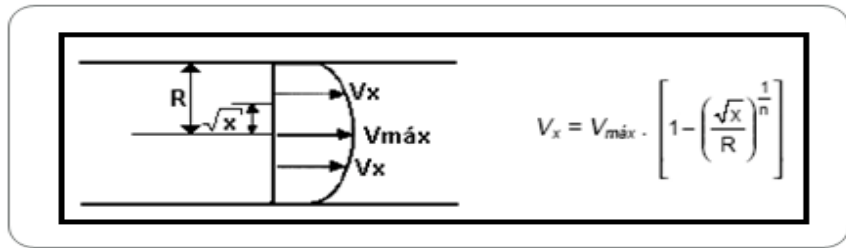
Figura 8 – Escoamento laminar.



Fonte: Alves(2008)

O escoamento turbulento: é caracterizado por um perfil de velocidade uniforme onde as velocidades nos tubos são menores, observe a seguir na figura 9:

Figura 9 – Escoamento Turbulento.



Fonte: Alves (2008)

Para se determinar o escoamento em dutos circular o número de Reynolds é definido como (1):

$$Re = \frac{\rho V_{méd} D}{\mu} = \frac{V_{méd} D}{\nu} \quad (1)$$

Onde:

$V_{méd}$ = velocidade média

D = diâmetro do tubo

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ = viscosidade cinemática

Para Reynolds $Re < 2300$ considera-se laminar e $Re > 10000$ considera-se turbulento

2.4 VAZÃO

Nos processos industriais a vazão é a terceira grandeza mais medida, São muitas as aplicações indo da mais simples como de água nas residências e nas estações de tratamento

até medições nas grandes indústrias como gases industriais e combustíveis que passam por medições mais complexas (ALVES, 2008).

A definição para vazão é a quantidade volumétrica ou mássica de um fluido que escoar através de uma seção de uma tubulação ou canal por unidade de tempo (ALVES, 2008).

2.4.1 Vazão Volumétrica

A vazão volumétrica é definida como sendo a quantidade volumétrica ou mássica de um fluido que escoar através de certa seção em um intervalo de tempo considerado. Para esse podemos considerar as seguintes unidades volumétricas: m³/s, m³/h, l/h, l/min, GPM (galões por minuto), entre outras. A vazão volumétrica é definida segundo a equação 2.

$$Q = \frac{V}{T} \quad (2)$$

onde:

Q = vazão volumétrica;

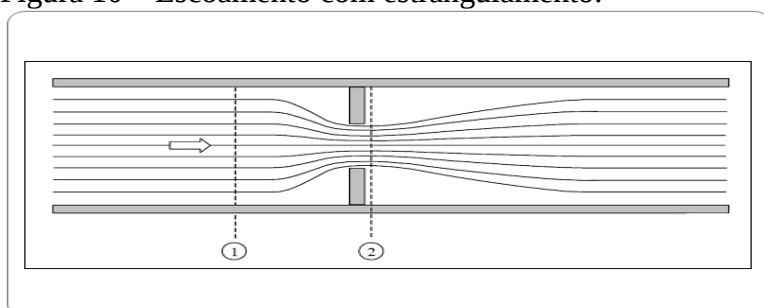
V = volume;

t = tempo;

2.4.2 Equação para o Cálculo Volumétrico

As equações para o cálculo de vazão podem ser obtidas pela equação da conservação da massa, conservação da energia e a equação de Bernoulli, sendo assim, o escoamento através de uma redução de área, considerando ideal e tomando uma linha de corrente entre os pontos 1 e 2 conforme demonstrado na figura 10.

Figura 10 – Escoamento com estrangulamento.



Fonte: ALVES (2008)

A equação de Bernoulli aplicada a escoamento ideal entre os pontos 1 e 2 da figura 10, resulta na seguinte equação (3):

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + gz_2 \quad (3)$$

onde:

$$\frac{V_1^2}{2} \text{ e } \frac{V_2^2}{2} = \text{energia cinética}$$

$$\frac{P_1}{\rho} \text{ e } \frac{P_2}{\rho} = \text{energia de pressão}$$

$$gz_1 \text{ e } gz_2 = \text{energia potencial}$$

A igualdade significa que a soma das três parcelas é uma constante ao longo de uma linha corrente, não havendo perdas por atrito. Para o escoamento horizontal não existe energia potencial, sendo $z_1 = z_2$, para escoamento incompressível a equação da conservação de massa entre as seções 1 e 2 é (4):

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (4)$$

onde:

A = área da seção transversal

$$R = \frac{D_2}{D_1} \quad (5)$$

onde:

R = razão entre os diâmetros

Podemos isolar uma das velocidades na equação (4) obtendo a seguinte equação:

$$V_2 = \sqrt{2 \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho} \right) \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]} \quad (6)$$

A vazão pode ser então obtida, multiplicando-se esta velocidade pela respectiva área da equação (3). Nesse caso a vazão é ideal, pois é obtida através da equação de Bernoulli.

$$Q = V.A \quad (7)$$

2.5 CLASSIFICAÇÃO DOS ESCOAMENTOS

A convecção está diretamente ligada com a mecânica dos fluidos, sendo esta a ciência que trata do comportamento de fluidos em repouso ou em movimento e também a interação dos mesmos nos contornos com sólidos ou outros fluidos diversos. Por existir uma grande variedade de problemas de escoamento dos fluidos é conveniente classificá-los. A seguir serão demonstradas algumas formas de classificação.

2.5.1 Escoamento Viscoso X não Viscoso

Segundo Çengel (2012) a viscosidade é causada pela força coesiva entre moléculas de líquidos e por colisões moleculares em gases, no entanto, escoamentos em que os efeitos do atrito são significativos são chamados de escoamento viscoso. Acrescenta ainda que, muitos escoamentos de interesse prático, em que as forças viscosas são desprezíveis comparado as forças de inércia ou de pressão. Termina afirmando que desconsiderar os termos viscosos em tais regiões de escoamento não viscosos simplifica a análise sem grande perda de precisão.

2.5.2 Escoamento Interno X Externo

Os tipos de escoamentos são classificados como internos e externos, dependendo se o fluido é forçado a fluir confinado em um canal ou ao longo de uma superfície.

O escoamento externo é caracterizado se o fluido escoar sobre uma superfície plana, um fio ou um duto. Os efeitos são limitados a camada limite próxima das superfícies sólidas e as regiões de esteira perto do corpo. (ÇENGEL, 2012).

Já o escoamento interno é identificado se o fluido passa em um tubo ou duto sendo completamente delimitado por superfícies sólidas, denominados pela influência da viscosidade ao longo de todo o campo de escoamento. (ÇENGEL, 2012).

2.5.3 Escoamento Compressível X Incompressível

Dependendo do nível de variação da densidade durante o escoamento o mesmo pode ser classificado como compressível ou incompressível.

O escoamento é incompressível se a densidade permanece quase constante em todo ele, o volume de cada porção de fluido permanece inalterado ao longo do movimento quando o fluido for incompressível, o líquido tem densidades constantes.

Pequenas mudanças de densidades de líquidos correspondentes a grandes mudanças de pressão podem ainda ter consequências importantes. Exemplo é o “golpe de aríete” em um duto de água, esse causa vibrações do duto geralmente pela reflexão das ondas de pressão após o fechamento súbito das válvulas. (ÇENGEL, 2012).

2.5.4 Escoamento Natural X Forçado

No escoamento natural os movimentos são por meios naturais, como empuxo, que se manifesta através do fluido mais quente subindo e, com fluido mais frio descende.

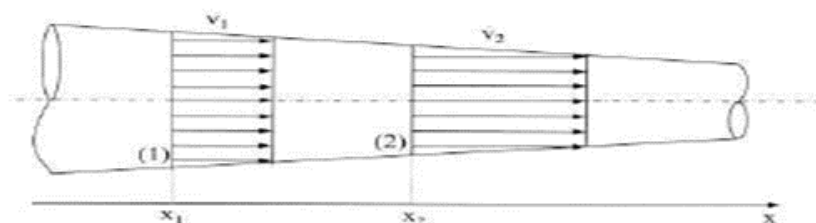
Já no escoamento forçado, o fluido é forçado a fluir através de uma superfície ou em um duto por meios externos, como bombas ou ventiladores.

No caso de sistemas solares de água quente, o termo efeito sifão é comumente usados em substituição às bombas, através da colocação da caixa d'água acima dos coletores solares. (ÇENGEL, 2012).

2.5.5 Escoamento Unidimensional ou Uniforme na Seção

No escoamento unidimensional é quando uma única coordenada é suficiente para descrever as propriedades do fluido. Para isso acontecer é necessário que as propriedades sejam constantes em cada seção, como mostra a figura abaixo. (BRUNETTI, 2005).

Figura 11 – Escoamento uniforme.



Fonte: BRUNETTI (2005)

2.5.6 Escoamento Laminar e Turbulento em Dutos

Nos dutos os escoamentos podem ser classificados como turbulentos ou laminar. Para ser caracterizado como escoamento laminar, o fluxo do fluido é em baixas velocidades, mas transforma-se em turbulento com o aumento da velocidade acima de um valor crítico (ÇENGEL, 2012).

Porém a transição de laminar para turbulento não ocorre repentinamente. Para certa faixa de velocidade em que o escoamento turbulento e laminar, antes se tornam completamente turbulento. Na prática, a maioria do escoamento é turbulento. O escoamento laminar é encontrado quando fluidos são altamente viscosos, como óleos e, escoam em tubos de diâmetros pequenos ou passagens estreitas (ÇENGEL, 2012).

2.5.7 Escoamento turbulento em dutos

O escoamento turbulento é utilizado na prática devido seu maior coeficiente de transferência de calor associado. Uma grande parte das correlações dos coeficientes de atrito e transferência de calor em escoamento turbulento é baseada em experimentos, devido sua dificuldade de lidar teoricamente com escoamento turbulento (ÇENGEL, 2012).

O número de Nusselt para escoamento turbulento é relacionado através da analogia de Chilton-Colburn que é:

$$Nu = 0,125 f Re Pr^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

Onde:

Nu = número de Nusselt

f = fator de atrito

Re = número de Reynolds

Pr = número de Prandtl

Esta equação pode ser usada para avaliar o número de Nusselt, tanto para dutos lisos quanto para rugosos uma vez que o fator de atrito esteja disponível.

Equação de Colburn (9):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

Sendo: $\left(\frac{0,7 \leq Pr \leq 160}{Re > 10000} \right)$

Equação de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (10)$$

onde $n = 0,4$ para aquecimento e $n = 0,3$ para resfriamento do fluido, aplica-se na mesma faixa que da equação de Colburn.

2.5.8 Escoamento laminar em dutos

O Escoamento laminar é determinado quando o número de Reynolds $Re < 2300$ e, que o escoamento é completamente desenvolvido se o duto é suficientemente longo (em relação ao comprimento de entrada), de modo que os efeitos de entrada são desprezíveis (CENGEL, 2012).

No escoamento laminar completamente desenvolvido, cada partícula do fluido se move com uma velocidade axial constante ao longo de uma linha corrente e o perfil de velocidade permanece inalterado na direção do escoamento (CENGEL, 2012).

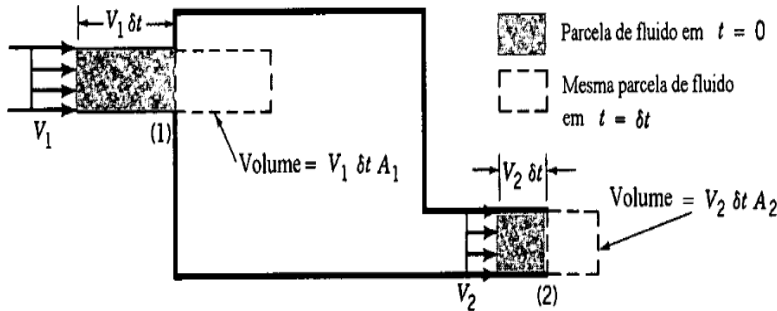
O movimento na direção axial não existe e o componente de velocidade na direção normal do perfil é sempre zero (CENGEL, 2012).

2.5.9 Escoamento Confinado

Comumente encontramos situações onde o escoamento é fisicamente confinado e a pressão não pode ser determinada a priori, como no caso do jato livre. Temos dois exemplos típicos, são eles os escoamentos nas tubulações e nos bocais que apresentam diâmetros

variáveis. Para esses casos, a velocidade média do escoamento varia pelo motivo que a área de escoamento não é constante (MUNSON, 2004)

Figura 12 – Escoamento em regime permanente num tanque.



Fonte: MUNSON (2004)

Se faz necessário utilizar o conceito da conservação da massa (ou equação da continuidade) junto com a equação de Bernoulli para resolução de escoamentos confinados. (MUNSON, 2004).

Para isso consideramos um escoamento de um fluido num volume fixo conforme a figura 10 que apresenta uma seção de entrada de fluido e uma de saída.

Se o escoamento ocorre em regime permanente, de modo que não existe acumulação de fluido no volume, a taxa com que o fluido escoar para o volume precisa ser igual a taxa com que o fluido escoar de volume (de modo a massa não seria conservada) (MUNSON, 2004).

A vazão em massa na seção de saída $\dot{m}$ (Kg/s) é dada por $\dot{m} = \rho Q$, onde, Q é a vazão em volume (m^3/s). Se a área de seção de descarga é A e, o fluido escoar na direção normal ao plano da seção com velocidade média V , a quantidade de fluido que passa pela seção no intervalo de tempo δt é $VA\delta t$, ou seja, igual à área da seção de saída multiplicada pela distância percorrida pelo escoamento, $V\delta t$, sendo assim a vazão em volume fica $Q = AV$ e a vazão em massa fica $\dot{m} = \rho VA$. (MUNSON, 2004).

Para que a massa no volume considerado permaneça constante, a vazão na entrada dever ser igual a vazão de saída. Sendo considerada a seção de entrada por (1) e a de saída (2), temos que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, sendo assim a conservação de massa exige que (11):

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (11)$$

Se a massa específica do fluido permanece constante, $\rho_1 = \rho_2$, a equação anterior se torna igual a (12):

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \text{ ou } Q_1 = Q_2 \quad (12)$$

Se a área da seção de descarga é igual à metade da área da seção de alimentação, segue que a velocidade média na seção de descarga é igual ao dobro daquela na seção de alimentação (i.e., $V_2 = A_1 V_1 / A_2 = 2 V_1$) (MUNSON, 2004).

2.6 TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na termodinâmica aprende-se que a energia pode ser transferida por iterações de um sistema com a vizinhança, que são dominadas como trabalho e calor. Nela, são tratados os estados terminais do processo no qual ocorre a iteração e, não proporciona informação relativa à natureza ou velocidade de sua ocorrência (INCROPERA, 1992).

A termodinâmica trabalha com estados em equilíbrio e transformações de um estado de equilíbrio para outro. A transferência de calor, por outro lado, trabalha com sistemas que não estão em equilíbrio térmico, sendo, portanto, fenômenos de não-equilíbrio termodinâmico. (ÇENGEL, 2012).

O estudo de transferência de calor não pode apenas basear-se nos princípios da termodinâmica. As leis da termodinâmica estabelecem o ambiente de trabalho da transferência de calor (ÇENGEL, 2012).

A primeira lei estabelece que a taxa de energia transferida para um sistema seja igual à taxa de energia transferida para um sistema seja igual à taxa de crescimento de sua energia. A segunda lei estabelece que o calor deve ser transferido na direção da menor temperatura. (ÇENGEL, 2012).

2.7 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO MOLDE

Como já foi dito anteriormente, o dimensionamento do sistema de refrigeração é muito importante para o desempenho econômico do molde. Por conta disso, o projetista deve ter conhecimento avançado de transferência de calor e mecânica dos fluidos.

Mesmo assim, Brito et al. (2004) considera que o processo é quase estático, as flutuações nas temperaturas e nos fluxos térmicos são desprezíveis e, consideram-se os valores médios das propriedades durante os períodos em questão. Portanto, o desenvolvimento do cálculo pode ser facilitado.

Menges e Mohren (1993) Zölner (1997) e Brito et al. (2004) complementam que, para o dimensionamento de um sistema de refrigeração são utilizadas uma série de equações.

2.7.1 Balanço térmico em um molde de injeção

Considera-se positivo o calor recebido pelo molde e, negativo o que é perdido. Assim tem-se o balanço térmico do molde definido pela Equação 13:

$$\sum_I \dot{Q}_I = \dot{Q}_{TM} + \dot{Q}_{PI} + \dot{Q}_{Amb} = 0 \quad (13)$$

onde:

$\dot{Q}_{TM}$ = calor retirado pelo sistema de refrigeração (kW)

$\dot{Q}_{PI}$ = calor transportado pela massa fundida (kW)

$\dot{Q}_{Amb}$ = calor transferido para o ambiente (kW)

Assim, obtém-se a equação (14):

$$\dot{Q}_{Amb} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (14)$$

Tempo de resfriamento pode ser calculado pela Equação de Wübben (15):

$$t_c = \frac{S^2 \cdot \ln(k_s \cdot Y)}{\pi^2 \cdot \alpha_{ef}} \quad (15)$$

onde:

t_c = tempo de resfriamento (s)

S = espessura da parede (m)

k_s = coeficiente ($4/\pi$ para $S \leq 3\text{mm}$ e $8/\pi^2$ para $S > 3\text{mm}$)

Y = temperatura adimensional

α_{ef} = difusividade térmica efetiva média do polímero ($\mu\text{m}^2/\text{s}$)

Para descobrir a temperatura adimensional usamos a equação 16:

$$Y = \frac{T_{inj} - T_{mol}}{T_{ext} - T_{mol}} \quad (16)$$

onde:

T_{inj} = temperatura de injeção ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ext} = temperatura de extração ($^{\circ}\text{C}$)

T_{mol} = temperatura do molde ($^{\circ}\text{C}$)

A tabela abaixo demonstra a difusividade térmica efetiva de alguns materiais plásticos.

Tabela 1 – Difusividade térmica efetiva de alguns termoplásticos.

Material	$\alpha_{ef}(\text{nm}^2/\text{s})$	$T_{cav} (^\circ\text{C})$
Poliestireno	80	20 a 70
ABS	80	40 a 80
PMMA	75	70
PVC	70	30 a 60
PELD	90	20
PELD	75	60
PEHD	95	20
Polipropileno	65	20 a 80
Poliacetal	65	60
Poliacetal	50	100
Nylon 6	70	80 a 100
Nylon 6.6	85	80 a 100

Fonte: Adaptado de BRITO et al (2004)

O fluxo de calor cedido pela massa de plástico fundida dentro da cavidade do molde enquanto está cheia é dada pela equação 17:

$$\dot{Q}_{PI} = \frac{m \cdot (h_{inj} - h_{ext})}{t_c} \quad (17)$$

onde:

m = massa fundida (kg)

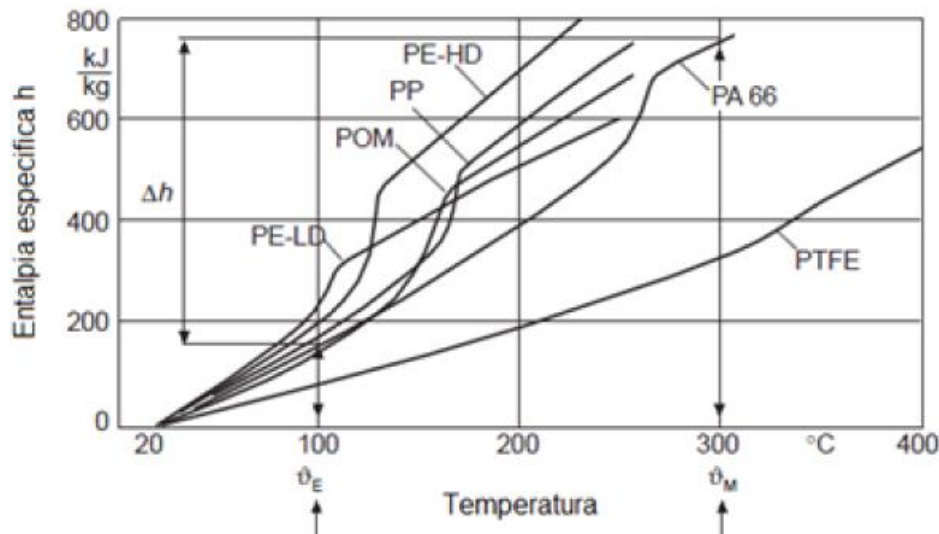
h_{inj} = entalpia de injeção (J/kg)

h_{ext} = entalpia de extração (J/kg)

t_c = tempo de residência do plástico no molde (s)

Na Figura 13 pode ser observado o gráfico de Entalpia x Temperatura para alguns polímeros como o polipropileno (PP), Poliacetal (POM), Nylon (PA), etc.

Figura 13 – Entalpia x temperatura de alguns polímeros.



Fonte: Zolner (1997)

2.7.2 Condução

Ocorre nas placas de fixação do molde e é proporcional à diferença entre as temperaturas do molde e a do ambiente (18):

$$Q_{cond} = A_{cont} \cdot \beta \cdot (T_{amb} - T_{mol}) \quad (18)$$

onde:

Q_{cond} = transferência de calor por condução (kW)

A_{cont} = área de contato do molde (m^2)

β = fator de proporcionalidade ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

Segundo Brito et al. (2004), a troca de calor por condução equivale a aproximadamente 70 a 80% das trocas com o ambiente. Na tabela 2 encontra-se o fator de proporcionalidade de materiais normalmente usados em moldes de injeção.

Tabela 2 – Fator de proporcionalidade para aços usuais.

Material	β
Aços de baixa liga	100
Aços de alta liga	80
Ligas de cobre	20

Fonte: Adaptado de BRITO et al (2004)

2.7.3 Convecção

Pode ser definida como o mecanismo de transferência de calor através de um fluido na presença de massa de um fluido. A convecção pode ser classificada como natural ou forçada, dependendo da origem do escoamento.

Na convecção forçada, o fluido é forçado a escoar-se sobre uma superfície ou no interior de tubos ou dutos, por ação de elementos exteriores como um ventilador ou uma bomba, diferente da convecção natural, que é o movimento que provocado a diferença nas forças gravitacionais.

A convecção pode também ser classificada como externa ou interna, dependendo se o escoamento ocorre sobre uma superfície ou no interior de um canal. (ÇENGEL, 2012).

A transferência de calor envolve movimento de fluido, esse movimento aumenta a transferência de calor sempre colocando partes quentes e partes frias do fluido em contato, iniciando altas taxas de condução em um maior número de pontos em um fluido. A taxa de transferência de calor através de fluidos é muito mais elevada por convecção do que por condução (ÇENGEL, 2012).

Quanto mais rápido o movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção (ÇENGEL, 2012).

A transferência de calor por convecção depende fortemente das propriedades do fluido, como *viscosidade dinâmica* μ , *condutividade térmica* k , *densidade* ρ , *calor específico* C_p e *velocidade do fluido* V . Também dependendo da geometria e da rugosidade da superfície sólida e tipo de escoamento do fluido (laminar ou turbulento) (ÇENGEL, 2012).

Observa-se que, apesar da complexidade da convecção, a taxa de transferência de calor é proporcional à diferença de temperatura e, está expressa pela lei de Newton do resfriamento como (19):

$$q_{conv} = h \cdot (T_s - T_x) \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad \text{ou} \quad \dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_x) \quad (W) \quad (19)$$

onde:

h = coeficiente de transferência de calor por convecção $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$

A_s = área de transferência de calor (m^2)

T_s = temperatura superficial ($^{\circ}C$)

T_x = temperatura do fluido ($^{\circ}C$)

Podendo h ser definido como a taxa de transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido por unidade de área e por unidade de diferença de temperatura. (ÇENGEL, 2012).

Para o cálculo do fluxo de calor por convecção das paredes laterais do molde com o ambiente que o circunda, pode-se usar a equação (20):

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_{lat} \cdot (T_{amb} - T_{mol}) \quad (20)$$

onde:

$\dot{Q}_{conv}$ = transferência de calor por convecção (kW)

A_{lat} = área lateral total do molde (m^2)

h = coeficiente de transferência de calor por convecção ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

T_{amb} = temperatura do ar ambiente (K)

T_{mold} = temperatura do molde (K)

Na tabela 3, é possível visualizar o coeficiente de transferência de calor para o ar. Segundo o site Simoldes Plastic, esses valores são padronizados para aplicação no dimensionamento de moldes.

Tabela 3 – Coeficiente de transferência de calor para o ar.

Meio	h (W/m ² K)
Ar parado	10
Ar à velocidade de 5 m/s	50
Água a 5 °C	1000
Água pulverizada	1500

Fonte: Simoldes Plastic Division (2017).

2.7.4 Convecção Forçada Interna

O escoamento de líquidos ou gases através de dutos ou tubos é comumente usado para aplicações de aquecimento e resfriamento. O fluido para essas aplicações é forçado a fluir por meio de ventiladores ou bombas através de uma seção de escoamento que proporciona a transferência de calor desejada.

Na maioria dos fluidos, especialmente os líquidos, são transportados em tubos circulares, pelo motivo de suportarem grandes diferenças de pressão no interior e exterior sem sofrer deformações significativas. Os tubos não circulares são usados para sistemas de resfriamento e aquecimento de edifícios em que a diferença de pressão é relativamente baixa. Já para áreas de superfícies fixas, o tubo circular tem maior transferência de calor para a menor queda de pressão.

A velocidade de um fluido em um tubo é máxima no centro do tubo e zero na superfície. Isso se deve as condições de não deslizamento.

Para o escoamento de fluidos, é preciso trabalhar com velocidades médias, que é constante para escoamento incompressível e, pela mudança de temperatura e densidade, a velocidade média pode mudar.

O atrito das partículas do fluido em um tubo causa um pequeno aumento de temperatura do fluido, como resultado a energia mecânica é convertida em energia térmica sensível. Porém, esse aumento é pequeno demais para justificar a necessidade de qualquer cálculo, por isso deve ser ignorado.

A principal consequência do atrito é a queda de pressão no escoamento do fluido, portanto, qualquer mudança significativa na temperatura do fluido é devida a transferência de calor, devendo ser considerado para escoamento que envolve fluidos com viscosidades altas com gradientes de velocidade. (ÇENGEL, 2012).

2.7.5 Radiação

Diferente do mecanismo de condução e convecção, onde a energia é transferida através de um meio físico, a transferência de calor por radiação envolve a propagação de uma radiação eletromagnética resultante da agitação térmica dos átomos do material. De fato, a transferência de calor por radiação é mais rápida, pois ocorre na velocidade da luz e, não sofre atenuação no vácuo. (ÇENGEL, 2012)

A transferência de calor por radiação térmica é proporcional à quarta potência da temperatura absoluta do corpo negro. Quando dois corpos negros trocam calor por radiação, o fluxo de calor resultante é proporcional à diferença em T^4 . Assim (21):

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{lat} (T_s^4 - T_{cir}^4) \quad (21)$$

Superfícies como uma placa metálica polida, não emite tanta energia quanto o corpo negro. No entanto, a radiação total emitida por estes corpos ainda é proporcional a T^4 .

Para calcular o fluxo de calor por radiação das paredes externas do molde para o ambiente pode ser calculado pela Equação de Stefan-Boltz (22):

$$\dot{Q}_{rad} = A_{lat} \cdot \varepsilon \cdot C_{rad} \left[\left(\frac{\theta_{amb}}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_{mol}}{100} \right)^4 \right] \quad (22)$$

onde:

C_{rad} = coeficiente de radiação do corpo negro ($\frac{W}{m^2 K^4}$)

ε = fator de emissividade térmica

θ_{amb} = temperatura absoluta do ambiente

θ_{mol} = temperatura absoluta do molde

2.7.6 Circuito de refrigeração

Sabendo os valores de calor absorvidos e calor cedidos pelo molde, pode-se então, através do balanço térmico calcular com a equação 23 a quantidade de calor que o fluido terá que retirar (23).

$$\dot{Q}_{TM} = -\dot{Q}_{PI} - \dot{Q}_{Amb} \quad (23)$$

Obtido o fluxo de calor que deve ser retirado do molde, podemos dimensionar a vazão de fluido refrigerante isolando $\dot{m}$ da equação (24) obtemos a equação (25).

$$\dot{Q}_{TM} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (24)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{TM}}{C_p \cdot \Delta T} \quad (25)$$

onde:

C_p = calor específico do fluido ($\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$)

$\dot{m}$ = fluxo de massa de refrigerante para cada canal de refrigeração ($\frac{l}{min}$)

ΔT = variação de temperatura do fluido na entrada e saída do sistema ($^\circ C$)

Conhecida a vazão do refrigerante, de acordo com Brito et al. (2004), o diâmetro da tubulação pode ser determinado a seguir:

Tabela 4 – Diâmetro recomendado para vazões conhecidas

Vazão (l/min)	Diâmetro (mm)
3,8	8
9,5	11
38	19
85	23,8

Fonte: Adaptado de BRITO et al (2004)

Para que a transferência de calor seja mais eficiente deve-se garantir que o escoamento seja turbulento, e para descobrir a turbulência do escoamento calculamos o número de Reynolds.

Segundo Technic (2010), número de Reynolds em um circuito de refrigeração de um molde de injeção deve ser em intervalos de 10.000 para 20.000.

Na tabela abaixo é possível visualizar as faixas de mudança do tipo de escoamento em relação ao número de Reynolds.

Tabela 5 – Relação entre número de Reynolds e tipo de escoamento.

Número de Reynolds (Re)	Tipo de escoamento
$4000 < Re$	Escoamento turbulento
$2300 < Re < 4000$	Escoamento transitório
$100 < Re < 2300$	Escoamento laminar
$Re < 100$	Escoamento estagnado

Fonte: Adaptado de Shoemaker (2006)

O número de Reynolds pode ser obtido pela Equação (26):

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (26)$$

onde:

V = velocidade do escoamento do fluido refrigerante (m/s)

D = diâmetro da tubulação (m)

ν = viscosidade cinemática do fluido (m^2/s)

E por fim podemos calcular através da equação (27) o comprimento dos canais de refrigeração. Segundo Brito (2004), os canais devem ter o comprimento maior possível, garantindo que esse comprimento seja superior ao mínimo necessário para assegurar a transmissão de calor desejada.

$$L = \frac{2 \cdot |Q_{TM}| \cdot A}{k \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta T} \quad (27)$$

onde:

L = comprimento (m)

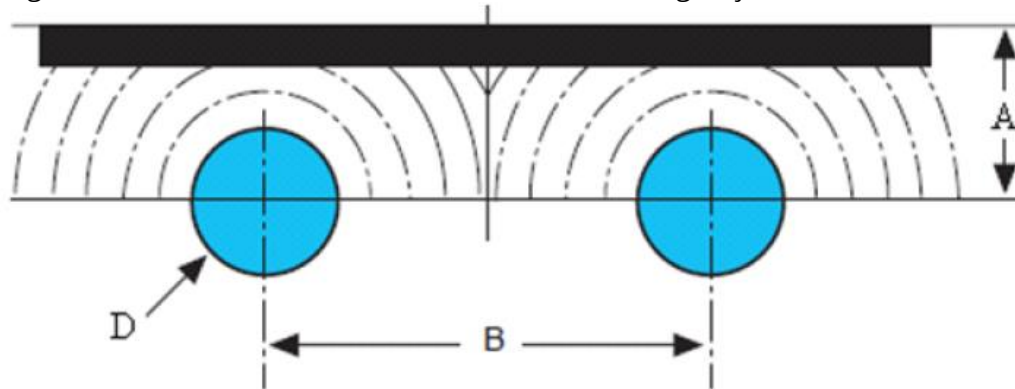
A = distância entre os canais e a superfície da cavidade (m)

k = condutividade térmica do material do molde (J/m s °C)

D = diâmetro dos canais (m)

Com base no diâmetro do canal escolhido, podemos através da figura 14 e da tabela 6 encontrar a distância (A) entre os canais de refrigeração e superfície do molde.

Figura 14 – Dimensões referentes ao sistema de refrigeração.



Fonte: Zolner (1997)

Conforme Rees (1995) e Brito (2004), números práticos são definidos para decidir as dimensões acima. As distâncias recomendadas são de $B \approx 2,5$ a $3,5D$ (mm) e $A \approx 0,8$ a $1,5B$ (mm).

Segundo Zolner (1997), essas dimensões são determinadas a partir da Tabela 6, que através dela é possível verificar a denominação de valores para aplicação do dimensionamento do circuito da galeria de refrigeração.

Tabela 6 – Dimensões aproximadas para A e B.

Espessura da peça moldada (mm)	Distância A (mm)	Distância B (mm)	Diâmetro dos canais D (mm)
De 0,0 a 1,0	De 11,3 a 15,0	De 10,0 a 13,0	De 4,5 a 6,0
De 1,0 a 2,0	De 15,0 a 21,0	De 13,0 a 19,0	De 6,0 a 8,5
De 2,0 a 4,0	De 21,0 a 27,0	De 19,0 a 23,0	De 8,5 a 11,0
De 4,0 a 6,0	De 27,0 a 35,0	De 23,0 a 30,5	De 11,0 a 14,0
De 6,0 a 8,0	De 35,0 a 50,0	De 30,5 a 40,0	De 14,0 a 18,0

Fonte: Zolner (1997)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 ESTUDO DO PROJETO DE MOLDE

Segundo Menges e Mohren (1993), Rees (1995), Stitz et al. (2002), Harada (2004) e Brito et al. (2004), para um sistema de refrigeração ser eficiente, alguns aspectos devem ser levados em consideração, tendo em vista que esses aspectos tem influência direta no processo de refrigeração. São eles:

- tipo de polímero e temperatura de processamento;
- forma do produto (área, espessura);
- espaço disponível no molde;
- tipo de aço do molde e sua resistividade térmica;
- critérios de qualidade que o produto precisa atender;
- dimensão e localização adequada dos sistemas do molde;
- parâmetros de processo e suas regulagens.

Portanto, o desenvolvimento do trabalho ocorreu a partir de um estudo detalhado das características técnicas do produto (peça a ser injetada), e do molde que foi aplicado o sistema de refrigeração. Foi analisado a composição do polímero, foram feitos cálculos teóricos para cada tipo de circuito de refrigeração escolhido, e posteriormente coletados os dados

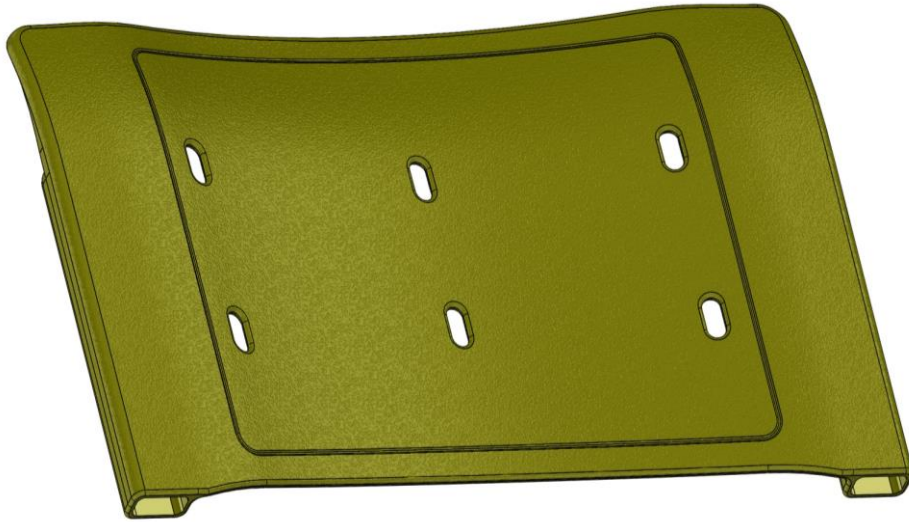
Com o programa Solidworks, foi desenhado o do sistema de refrigeração, foram feitos ajustes dimensionais conforme a coleta de dados do circuito que melhor atende o molde e a simulação de troca térmica entre o fluido refrigerante e a cavidade do molde.

3.1.1 O produto

O produto a ser injetado no molde é um encosto de cadeira que foi desenhado no programa chamado Solidworks. O material escolhido para a injeção do produto é o Polipropileno (PP), que tem densidade de $0,92\text{g/cm}^3$ e contração de 1,0 a 2,0% no resfriamento do molde.

Com o uso do Solidworks, e tendo o valor da densidade do polipropileno é possível se obter a massa do produto, que é de 656 gramas.

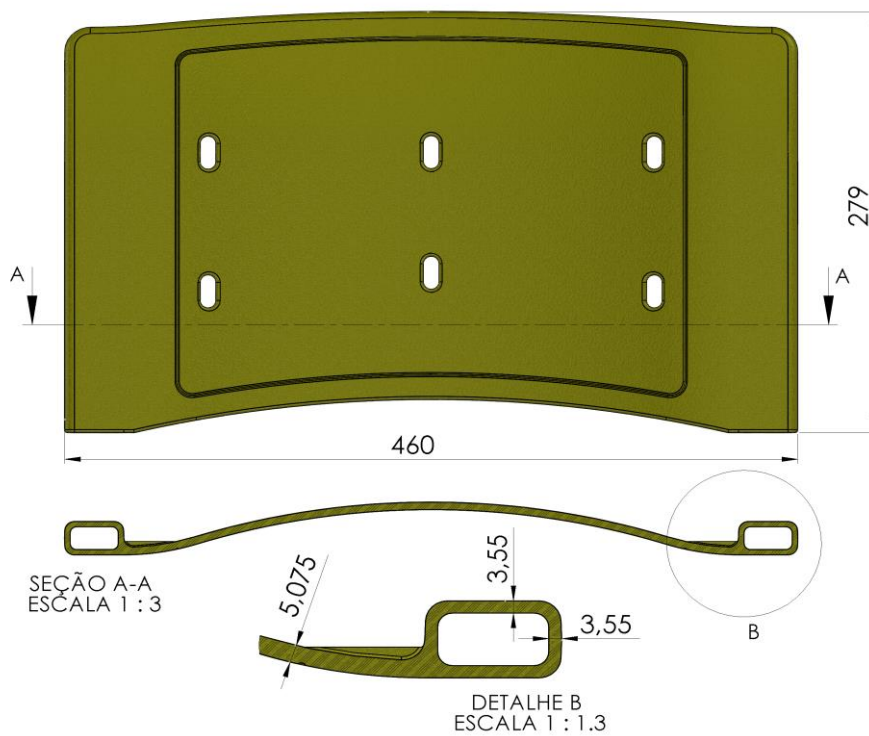
Figura 15 – Encosto de cadeira em polipropileno



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

A superfície do produto apresenta textura de origem de jateamento com as seguintes medidas: 460mm de largura, 279mm de altura e 5,07mm de espessura, como é demonstrado na figura abaixo.

Figura 16 – Medidas da peça



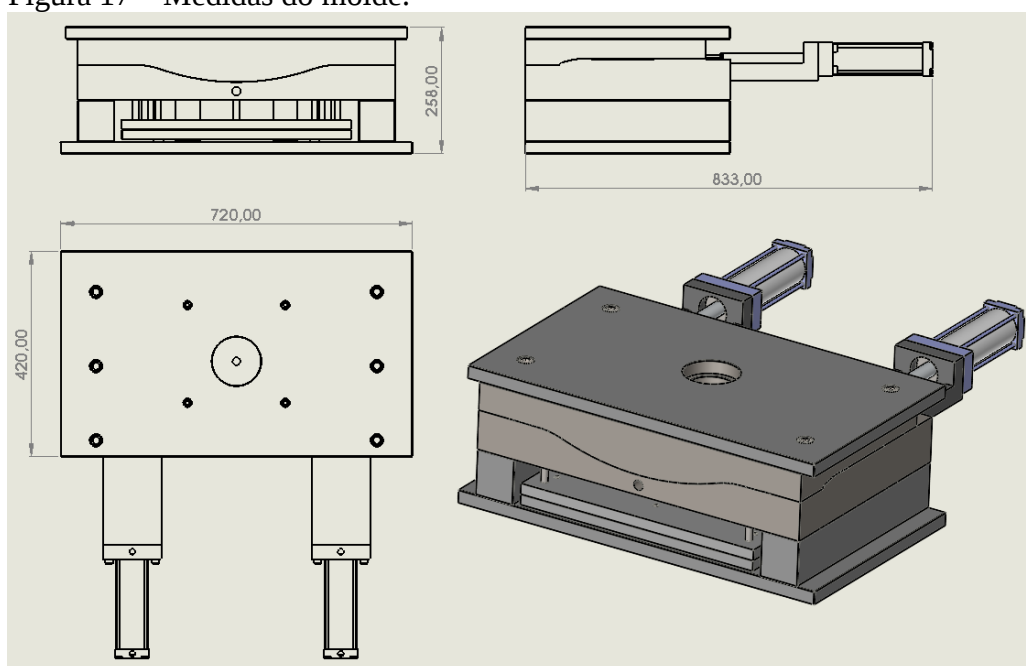
Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

3.1.2 O molde

O molde para injeção da peça é construído em aço carbono AISI 1045 com comprimento de 833mm, largura de 720mm e altura de 258mm. A superfície da cavidade superior e inferior apresentam tratamento superficial de jateamento.

O molde apresenta dois atuadores hidráulicos para recuo dos postigos, para que seja possível a extração da peça, com apenas um canal de alimentação.

Figura 17 – Medidas do molde.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

3.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Com a definição das características do produto e do molde, e com base na literatura apresentada no capítulo 2, podemos dimensionar o sistema de refrigeração.

Sabe-se que $\dot{Q}_{PI}$ é o fluxo de calor cedido pela massa de plástico (PP) fundida durante o tempo em que a cavidade do molde permanece cheia até a solidificação. E esse tempo de solidificação é definido pela equação 20. A espessura média da parede do produto é de 5,075mm conforme figura 16, como a espessura $S > 3\text{mm}$ utilizamos o coeficiente $k_s = 8/\pi^2$, a difusividade térmica efetiva média do PP é de $6,5 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ conforme a tabela 1, e a temperatura adimensional pode ser calculada com a equação 16, onde com base na literatura,

a temperatura de injeção do PP é de 220°C, temperatura de extração de 60°C e temperatura média do molde em 40°C (considerado ideal pra injeção do PP) (16).

$$Y = \frac{T_{inj} - T_{mol}}{T_{ext} - T_{mol}} = \frac{220 - 40}{60 - 40} = 9 \quad (16)$$

Tabela 7 – Condições de processamento recomendados para o PP.

Temperatura do molde recomendada	40°C
Temperatura de injeção	220°C
Temperatura de extração	60°C

Fonte: moldesinjecao plasticos.com.br

Assim temos (15):

$$t_c = \frac{(0,005075m)^2 \cdot \ln(\frac{8}{\pi^2} \cdot 9)}{\pi^2 \cdot (6,5 \times 10^{-8} m^2/s)} = 79,78s \quad (15)$$

Sabendo o tempo de resfriamento do molde, podemos calcular o fluxo de calor cedido pela equação (17), onde a massa de PP injetado no molde é 656g, os valores observados na curva da figura 1 de entalpia de injeção 220°C e extração 60°C, é 620 kJ/kg e 100 kJ/kg respectivamente.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{PI} &= \frac{0,656kg \cdot (620 - 100)kJ/kg}{79,78s} \\ &= 4275,75 W \end{aligned} \quad (17)$$

O próximo passo é calcular a parcela de fluxo de calor perdido para o ambiente $\dot{Q}_{Amb}$ que é a somatória de transferência de calor por condução, convecção e radiação. As principais dimensões do molde foram definidas pelo projeto do molde já existente e, para a temperatura ambiente foi definido 25°C.

Para o cálculo de transferência de calor por condução utilizamos a equação (18):

$$\dot{Q}_{cond} = A_{cont} \cdot \beta \cdot (T_{amb} - T_{mol}) \quad (18)$$

Onde:

$A_{cont} = 0,28m^2 + 0,29m^2$ (área de contato do molde com a placa fixa e placa móvel da injetora).

$\beta = 100 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ (tabela 2)

Assim temos:

$$\dot{Q}_{cond} = (0,28m^2 + 0,29m^2) \cdot 100 \cdot (25 - 40) ^\circ C$$

$$\dot{Q}_{cond} = -855 W$$

Para o cálculo de transferência de calor por convecção utilizamos a equação (20):

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_{lat} \cdot (T_{amb} - T_{mol}) \quad (20)$$

Onde:

$$A_{lat} = 0,56m^2 (\text{área lateral do molde que fica em contato com o ar})$$

$$h = 10 W/m^2 K \text{ (tabela 3)}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \left(\frac{10W}{m^2K}\right) \cdot (0,56)m^2 \cdot (298,15 - 283,15)K$$

$$\dot{Q}_{conv} = -84 W$$

E finalmente, para o cálculo de transferência de calor por radiação utilizamos a equação (22):

$$\dot{Q}_{rad} = A_{lat} \cdot \varepsilon \cdot C_{rad} \left[\left(\frac{\theta_{amb}}{100}\right)^4 - \left(\frac{\theta_{mol}}{100}\right)^4 \right] \quad (22)$$

onde:

$$C_{rad} = 5,77 W/m^2 K^4 (\text{coeficiente de radiação do corpo negro do aço})$$

$$\varepsilon = 0,25 \text{ (tabela A-18, Cengel)}$$

$$\dot{Q}_{rad} = (0,56)m^2 \cdot 0,25 \cdot \left(5,77 \frac{W}{m^2 K^4}\right) \left[\left(\frac{298,15}{100}\right)^4 - \left(\frac{313,15}{100}\right)^4 \right] K$$

$$\dot{Q}_{rad} = -13,85 W$$

Agora que conhecemos os fluxos de calor, podemos obter o $\dot{Q}_{Amb}$ com a equação (14):

$$\dot{Q}_{Amb} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{Amb} = -855 - 84 - 13,85$$

$$\dot{Q}_{Amb} = -952,85 W$$

Encontrado os valores de $\dot{Q}_{PI}$ e $\dot{Q}_{Amb}$, pela equação (13) é possível determinar o fluxo de calor $\dot{Q}_{TM}$ a ser removido pelo sistema de refrigeração. Como cada cavidade será dimensionada separadamente, o fluxo de remoção de calor pelo ambiente será dividido igualmente entre elas.

$$\sum_I \dot{Q}_I = \dot{Q}_{TM} + \dot{Q}_{PI} + \dot{Q}_{Amb} = 0 \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{TM} = 4275,75 - 952,85 = 3322,9 \text{ W}$$

Com $\dot{Q}_{TM}$ definido, podemos calcular o fluxo de fluido refrigerante para cada canal das cavidades do molde, com a equação (25):

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{TM}}{C_p \cdot \Delta T} \quad (25)$$

onde:

$$\dot{Q}_{TM} = 3322,9 \text{ W} = 3,322 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$C_p = 4,18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \text{ (água)}$$

$$\Delta T = 3^\circ\text{C} \text{ (segundo Brito et al, a variação de temperatura deve ser em geral 2 a } 5^\circ\text{C)}$$

$$\dot{m} = \frac{3,322 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) \cdot 3^\circ\text{C}} = \frac{0,264 \text{ kg}}{\text{s}} = \frac{2,648 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}{\text{s}} = 15,899 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Portanto, para que se entenda a retirada do fluxo de calor $\dot{Q}_{TM}$ do molde no tempo calculado t_c , deve se garantir que cada canal posicionado nas cavidades tenha uma vazão de 15,889 l/min.

Interpolando a vazão encontrada com os valores da tabela 4, encontramos o diâmetro dos dutos sendo 2,79mm, onde foi utilizada uma broca comercial de 13mm para furar os canais de refrigeração. Como sabemos a vazão e o diâmetro do duto podemos calcular a velocidade de escoamento do fluido com a equação (7).

$$Q = V \cdot A \quad (7)$$

$$\frac{2,648 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}{\text{s}} = V \cdot \pi \cdot (0,0065 \text{ m})^2 \rightarrow V = 1,995 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Como pode se observar na equação (26) o número de Reynolds foi superior a 10000, valor segundo (TECHNIC, 2010), como mínimo ideal para refrigeração de moldes de injeção.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (26)$$

onde:

$$V = 1,995 \text{ m/s}$$

$$D = 0,013 \text{ m}$$

$$\nu = 8,936 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (água a } 25^\circ\text{C)}$$

Assim:

$$Re = \frac{1,995 \text{ m/s} \cdot 0,013 \text{ m}}{8,936 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 29\,023$$

Na sequência, foi determinado com a equação (27) o comprimento mínimo dos canais de refrigeração. Para o diâmetro do duto calculado como 13mm, a distância entre o canal de refrigeração e cavidade foi determinada como sendo 30mm, conforme tabela 6.

$$L = \frac{2 \cdot |Q_{TM}| \cdot A}{k \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta T} \quad (27)$$

onde:

$A = 27 \text{ mm}$ (conforme tabela 6)

$k = 49,8 \text{ (W/m.K)}$

$D = 13 \text{ mm}$

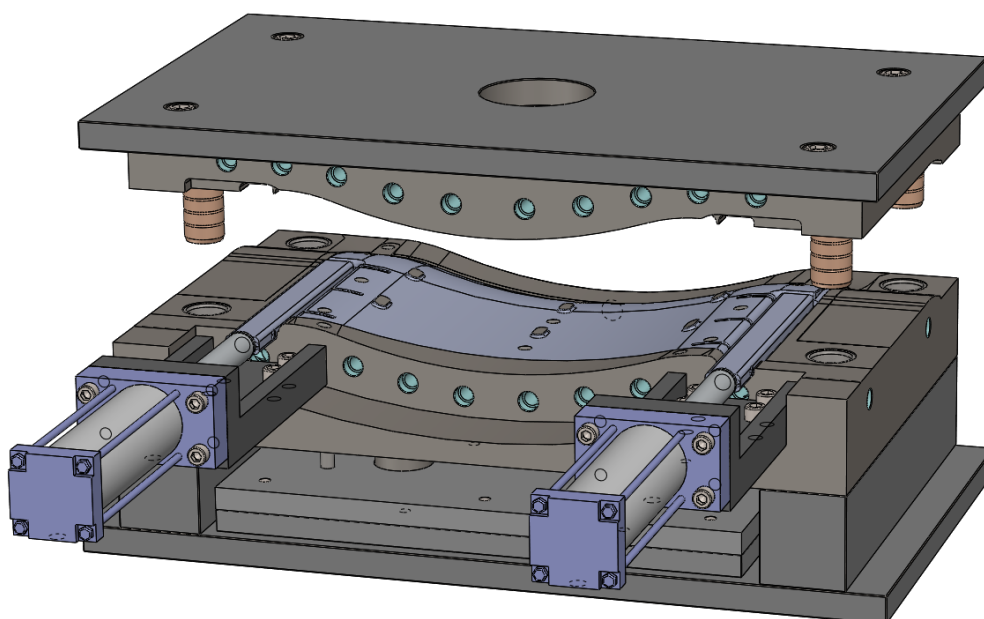
$\Delta T = 15 \text{ K}$

Assim:

$$L = \frac{2 \cdot |3322,9 \text{ W}| \cdot 0,027 \text{ m}}{49,8 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \cdot \pi \cdot 0,013 \text{ m} \cdot 15 \text{ K}} = 5,881 \text{ m}$$

Com os valores acima calculados foi possível projetar a refrigeração para a cavidade inferior e superior do molde do molde. Foram projetados 10 canais para a cavidade superior e 8 canais para cavidade inferior, totalizando 6,64 m de comprimento total, valor este, acima do comprimento mínimo calculado com a equação 27.

Figura 18 – Canais de refrigeração da placa superior e inferior.

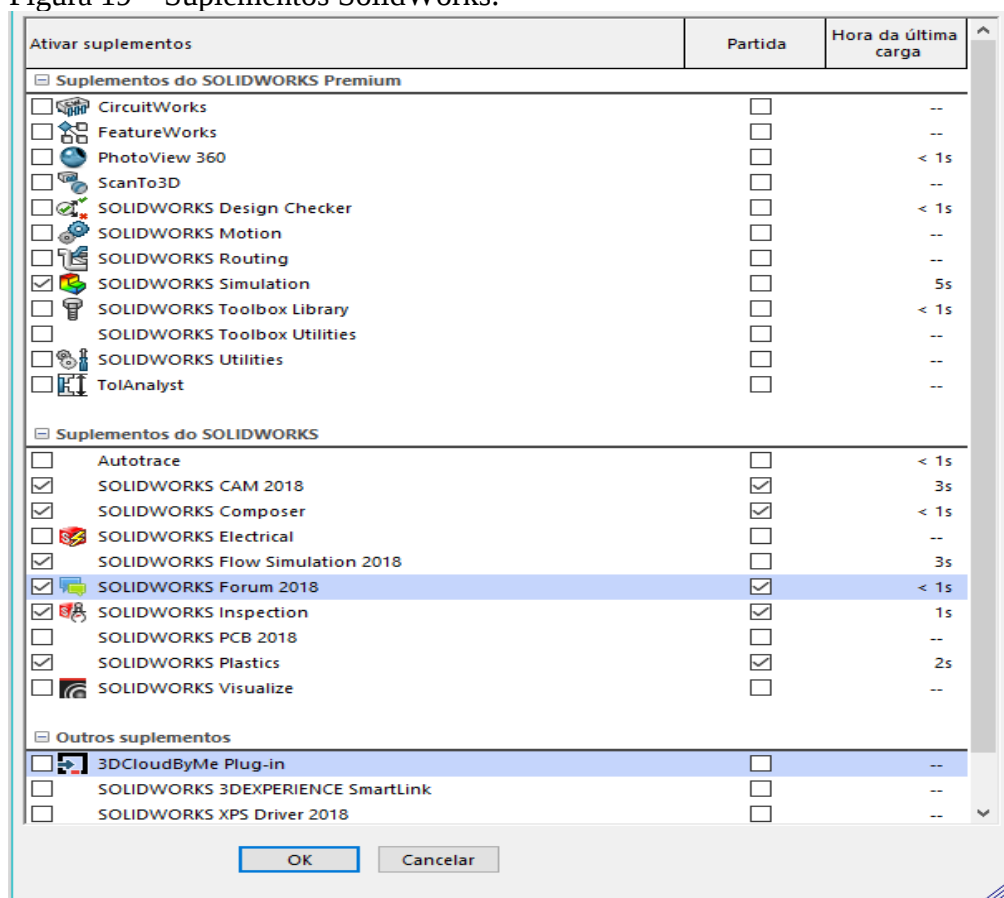


Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

3.3 SIMULAÇÃO EM SOFTWARE

As simulações de injeção do produto no molde, tempo de resfriamento do produto dentro da cavidade, comportamento do fluido refrigerante e a troca térmica entre a cavidade-molde e o fluido, foram feitas no programa SolidworksPlastics.

Figura 19 – Suplementos SolidWorks.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

O programa SolidWorks 2018 utiliza o método matemático de Elementos Finitos (MEF) para a realizar alguns estudos. Este método é utilizado por diversas áreas da engenharia como estruturas, hidráulica, termodinâmica, etc.

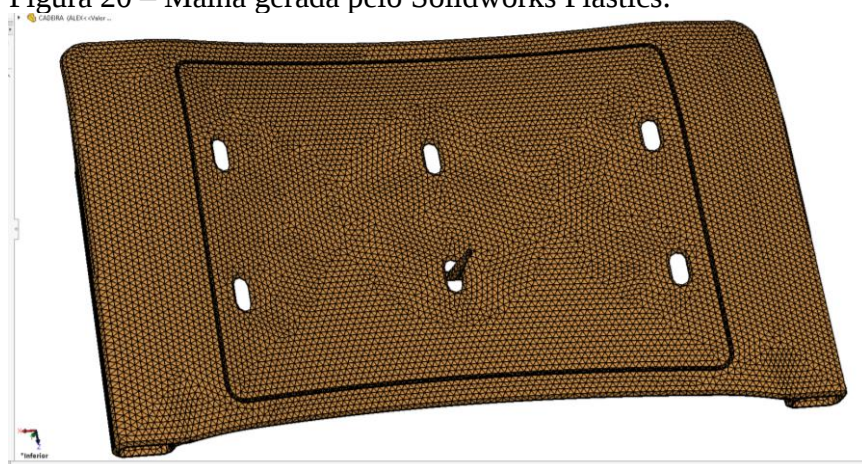
Segundo Alves Filho (2006), para qualquer aplicação do MEF é necessário que o problema geral seja regido por uma equação diferencial, tenha um campo fundamental (por exemplo, deslocamentos) e tenha condições de restrição.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 SIMULAÇÃO NO SOLIDWORKS PLASTICS

Foi realizada a simulação de injeção da peça projetada no programa Solidworks Plastics, conforme demonstrado nas figuras abaixo:

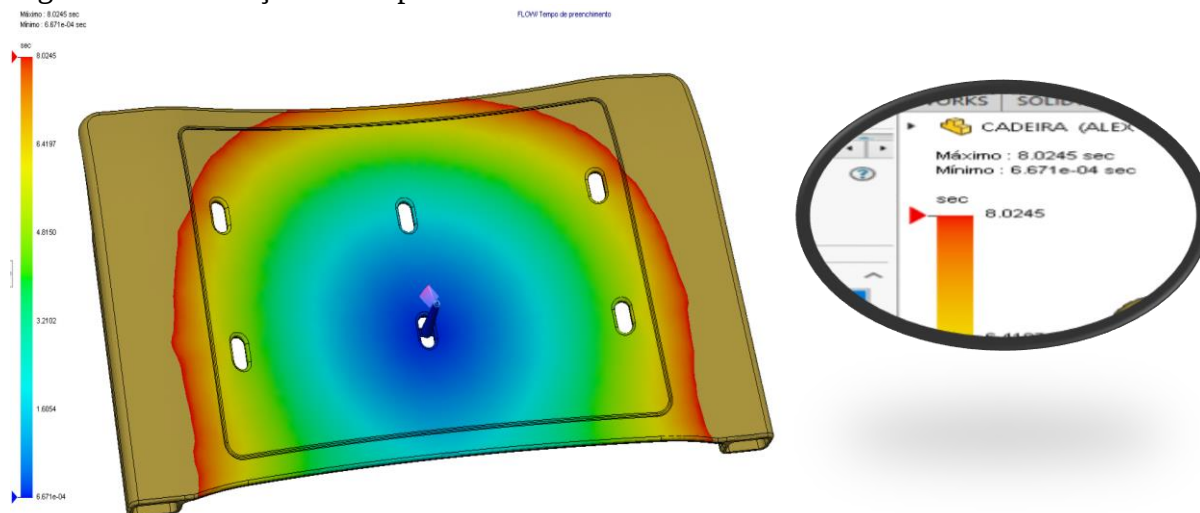
Figura 20 – Malha gerada pelo Solidworks Plastics.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

A simulação foi realizada com os mesmos valores do PP para temperaturas de injeção e temperatura de molde que foram usados para cálculo. O resultado obtido do tempo de injeção da peça foi de 8 segundos.

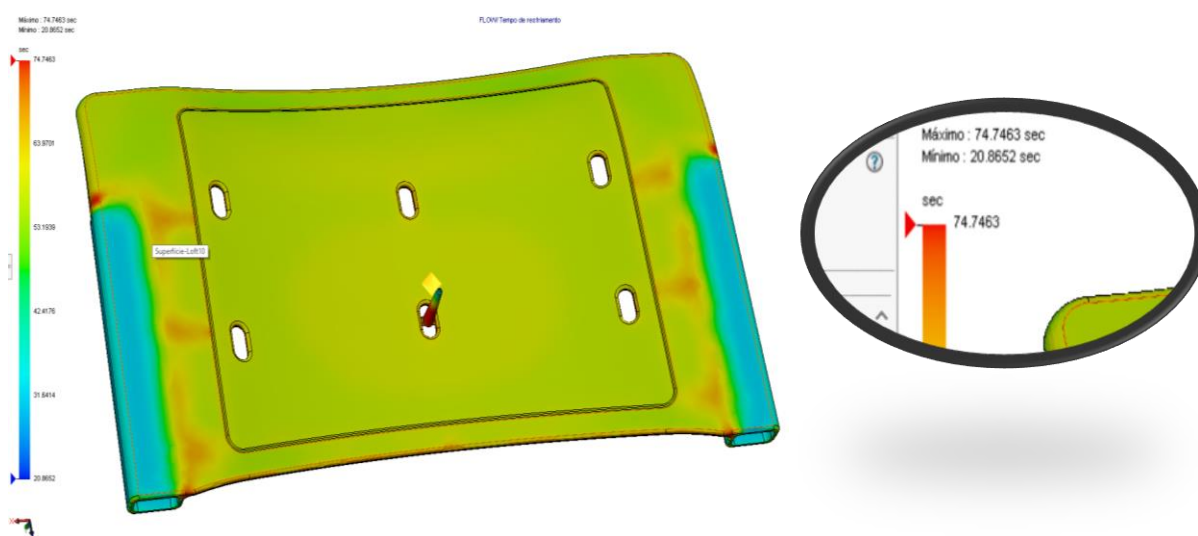
Figura 21 – Simulação do tempo de enchimento do molde.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

Na metodologia utilizada foi calculado o tempo de resfriamento da peça pela Equação 16 (Equação de Wübben) onde é obtido um o tempo de 79,78 segundos. Já o tempo de resfriamento da simulação realizada no SolidworksPlasti foi 74,7 segundos conforme demonstra a figura a seguir.

Figura 22– Simulação do tempo de resfriamento da cadeira.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

O tempo de enchimento do molde é considerado pequeno comparado ao tempo de resfriamento da peça na cavidade, reforçando assim a importância da aplicação de galerias de refrigeração nos moldes de injeção.

4.2 CANAIS DE REFRIGERAÇÃO

Como foi determinado pela equação 27, o comprimento mínimo dos dutos de refrigeração é de 5,88 metros. Esse valor foi dividido entre as duas cavidades, sendo elas superior e inferior. Portanto, cada cavidade deve ter no mínimo 2,94 metros de canais de refrigeração.

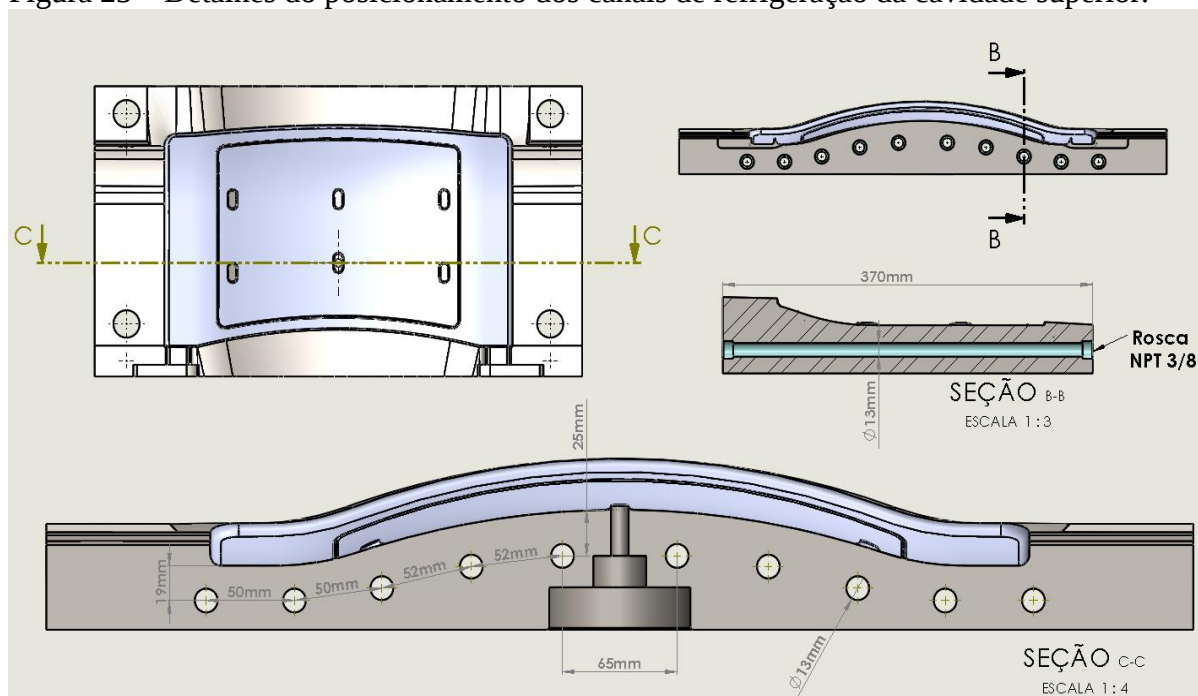
É importante ressaltar que a posição dos canais de refrigeração baseado na literatura, como foi mostrado acima nas tabelas 6 e figuras 14, se trata de uma adequação de canais de refrigeração para uma condição perfeita. No entanto, a realidade de fabricação nem sempre permite que a posição dos canais de refrigeração siga as indicações da literatura, pois a

determinação da posição desses canais é uma das últimas etapas do projeto do molde e, estes são alocados dentro da disponibilidade de espaço no molde.

Sendo assim, a posição dos canais nas cavidades foi posicionada de acordo com o espaço que restou, uma vez que já existe o posicionamento dos alojamentos das buchas guias de fechamento das cavidades, dos furos de fixação do molde, furos de extração e canal do bico de injeção do molde. Porém, ainda assim, a maior parte dos posicionamentos dos dutos de refrigeração segue as medidas previstas pela literatura, havendo modificação apenas nos canais que ficaram perto do bico de injeção e dos furos dos pinos de extração.

Na figura a seguir está detalhada a configuração dos dutos de refrigeração da cavidade superior. Como podemos verificar, foi posicionado 10 canais de 370mm cada, totalizando 3,7m de comprimento para cavidade superior.

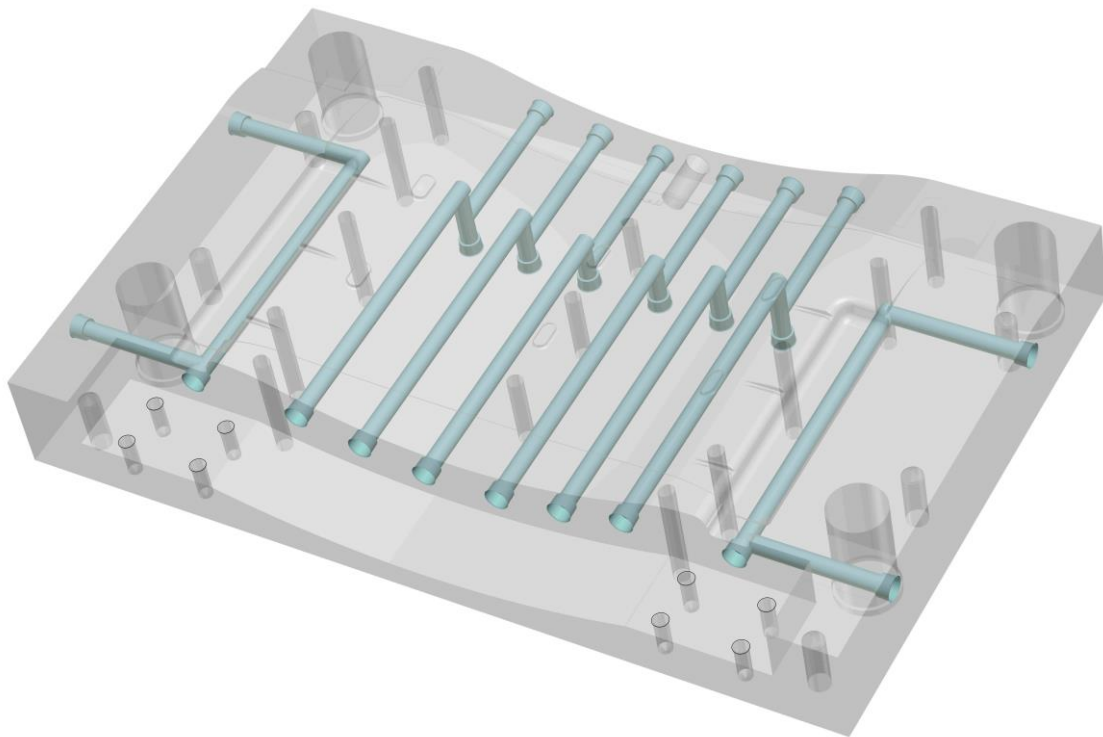
Figura 23 – Detalhes do posicionamento dos canais de refrigeração da cavidade superior.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

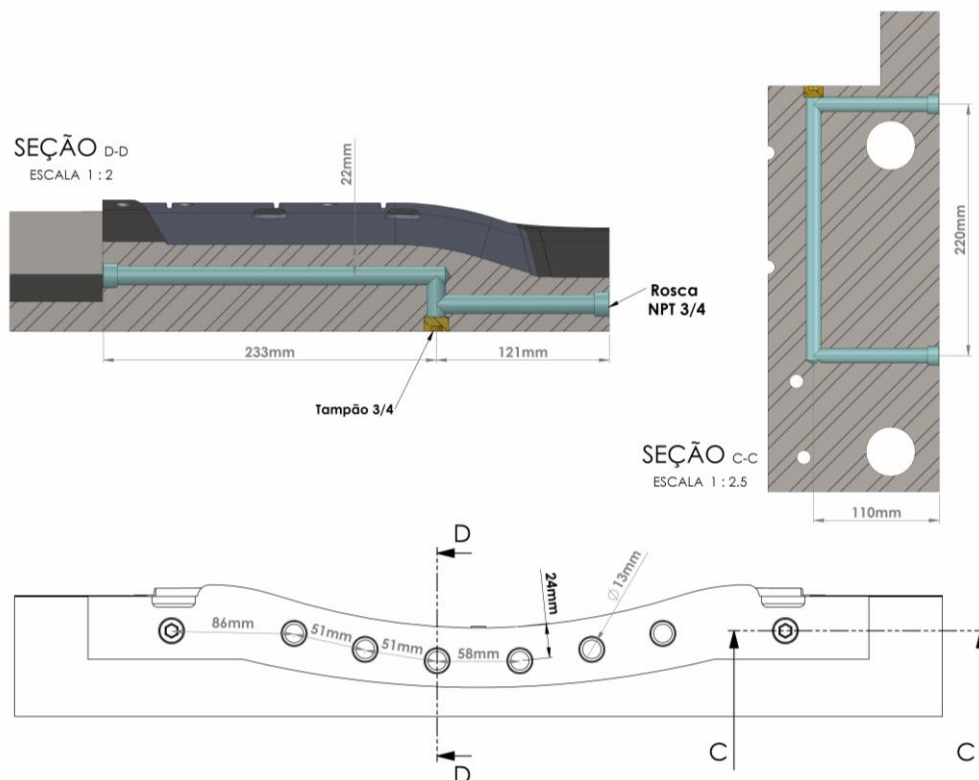
Já nas figuras seguintes é possível visualizar os detalhes do posicionamento dos canais de refrigeração da cavidade inferior. Foram feitos 8 canais, onde 6 são em linha retas e 2 em formato C. Este último teve esta configuração devido as restrições imposta pela fixação do suporte de avanço e recuo do macho de posicionamento interno da peça injetada.

Figura 24 – Detalhes do posicionamento dos canais de refrigeração da cavidade inferior.



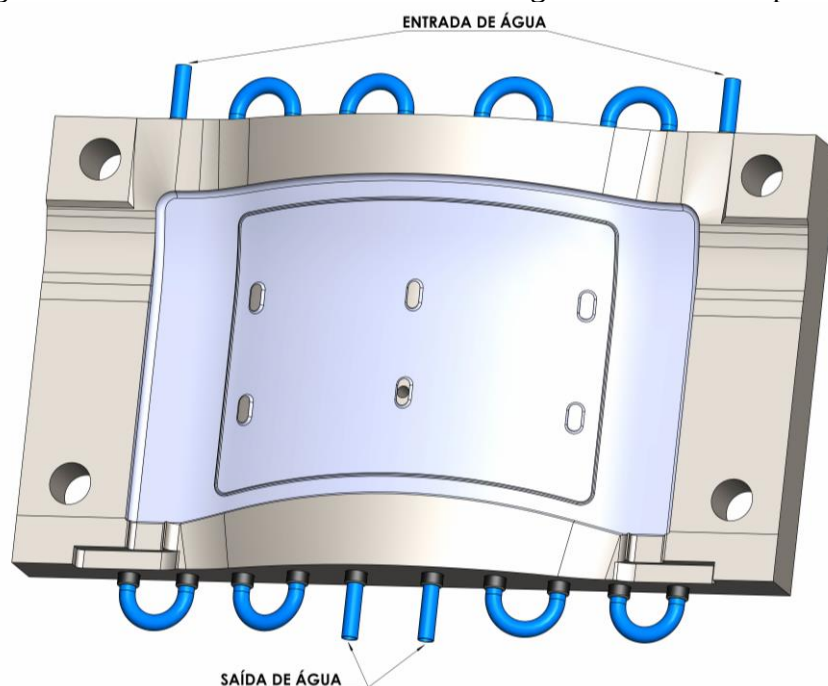
Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

Figura 25 – Detalhes do posicionamento dos canais de refrigeração da cavidade inferior.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

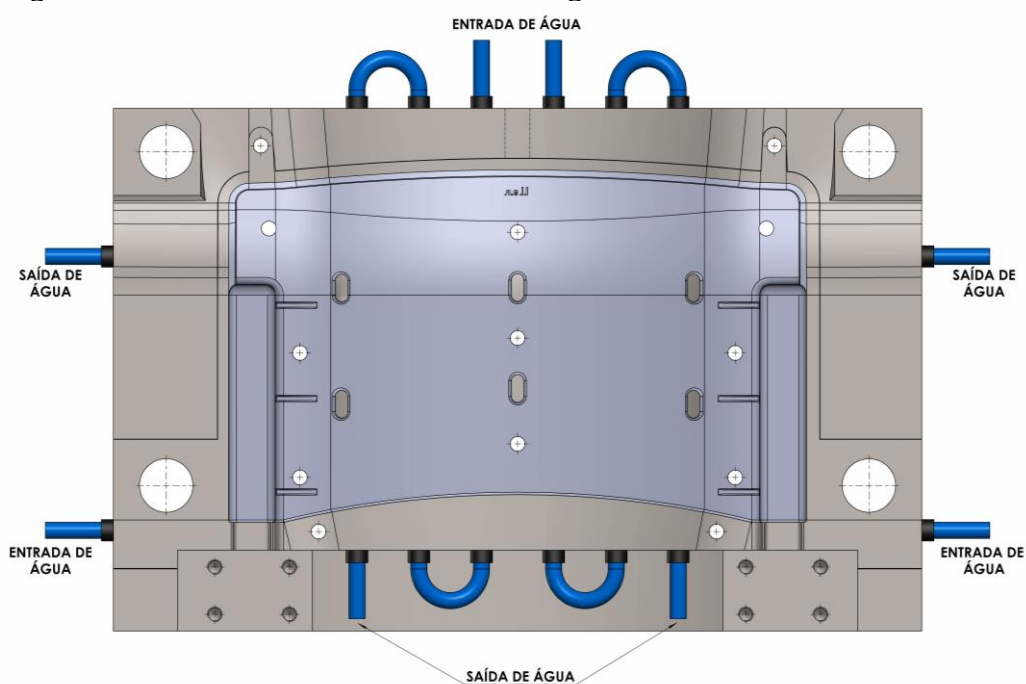
Figura 26 – Detalhes da entrada e saída de água na cavidade superior.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

Foi considerado para a cavidade superior (figura 26) 2 pontos de entrada de água, e 4 pontos para a cavidade inferior (figura 27). Os sentidos de entrada e saída de água, foram posicionadas de tal maneira para que houvesse uma melhor distribuição térmica no molde.

Figura 27 – Detalhes da entrada e saída de água na cavidade inferior.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor (2018)

5 CONCLUSÕES

Após diversas pesquisas de fundamentação teórica, análises dos resultados encontrados no dimensionamento do circuito de refrigeração para retirada do calor do molde e, análises da simulação realizada no programa Solidworks, conclui-se a grande importância que deve ser dada ao dimensionamento correto dos circuitos de refrigeração nos moldes termoplásticos. Pois o mesmo tem influência direta no o processo de desenvolvimento de um projeto de molde injeção, onde o objetivo maior é a qualidade final do produto injetado, o custo construtivo do molde e, o tempo do ciclo completo de injeção.

Nota-se também através da experiencia dos profissionais do dia a dia que, na grande maioria dos casos, os projetos de refrigeração são desenvolvidos de forma empírica ou baseados em projetos de moldes semelhantes, isto é, são formas de projeto que dependem unicamente da experiência do projetista envolvido, situação muito perigosa para as empresas, pois com a saída do profissional, muitas informações e conhecimentos são perdidos.

Quanto ao estudo teórico de dimensionamento apresentando do circuito de refrigeração deste trabalho, para o projeto do molde de injeção de um encosto de cadeira, é necessário aproximadamente 656 gramas de PP e, sua injeção deve ser realizada no molde a uma temperatura de 220°C. Verificou-se através dos cálculos, que são necessários 79,78 segundos para o resfriamento do produto injetado a uma temperatura de extração de 60°C. Já na simulação realizada no Solidworks Plastics, o tempo de resfriamento obtido foi de 74,7 segundos, valor para comparação considerado aceitável para o seguimento do projeto.

Com o tempo obtido necessário para resfriamento, a vazão calculada de água a temperatura ambiente, para a remoção de calor do molde necessária para cada circuito em paralelos de entrada de água (figura 26 e 27) é de cerca de 16 *l/min*, considerando que deve haver pelo menos dois pontos de acesso para entrada de água na cavidade superior e quatro pontos na cavidade inferior, a vazão da bomba deve ser de no mínimo 96 *l/min*. Ou seja, para que se mantenha a vazão de 16 *l/min* para todos os furos, devemos pegar a vazão calculada pela equação 25 e multiplicar pelo número de entradas de água no molde, e assim obter a vazão da bomba.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Realizar um estudo de verificação para análise dos 08 pontos de entrada de água das cavidades. Identificar se o mesmo atende o ΔT (variação de temperatura do fluido na entrada e saída do sistema) de 3°C conforme mostra a equação 25.

Verificar se a ocorrência de equilíbrio térmico nas cavidades e, analisar se os dados são satisfatórios na atual configuração de posicionamento de entrada e saída d'água nas cavidades superior e inferior.

Dimensionar a(s) bomba(s) para o sistema de refrigeração do molde e que atenda a vazão calculada.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, Evaristo O.; CASSIOLATO, César. Medição de vazão. **Revista Controle e Instrumentação**. n.138. São Paulo, IBRACON. p.17-24. Dez. 2008.

ALVES FILHO, A. **Elementos finitos**: a base da tecnologia CAE. São Paulo: Erica, 2006.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos**. 2.ed. São Paulo: Pearson, 2005.

BRITO, A. M.; ARAÚJO, B.; SOUSA, R.; PONTES, A. J. **Manual do Projetista para Moldes de Injeção de Plásticos**. Vol. 6 - Sistemas de Alimentação e Escape de Gases. Marina Grande, Centimfe, 2004.

ÇENGEL, Yanus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de Calor e Massa**. 4.ed. Porto Alegre: Mc Graw Hill, 2012.

CRUZ, S. **Molde de injeção**. São Paulo: Hemus, 2002.

HARADA, J. **Moldes para Injeção de Termoplásticos – Projetos e Princípios Básicos**. São Paulo: Artiber, 2004.

INCROPERA, Frank P. **Transferência de Calor e Massa**. 3.ed. Rio de Janeiro, 1992.

MARTINHO, P.M.G. **Mechanical design of hybrid moulds - Mechanical and thermal performance implications**. (Tese de doutorado). Universidade do Minho. Portugal, 2010.

MENGES, G., MOHREN, P. **How to Make Injection Molds**. 2.ed. Munich: Hanser, 1993

MUNSON, Bruce R. **Fundamentos da mecânica dos fluidos/** Bruce R. Munson, Donald F.Young, Theodore H. Okiishi; 4ºed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.

REES, H. **Mold engineering**. Munique: Hanser, 1995.

SHOEMAKER, J. **Mold flow desing guide**: a resource for plastic engineers. Cincinnati: Hanser Gardner Publications, 2006.

STITZ, S; SCHILCK, K.; POOP, M. **Estudo identifica modos mais eficientes de resfriamento do ferramental de injeção**. Plástico Industrial, Ano IV, n. 48, ago. 2002.

_____. SILVA, SÉRGIO LUIS, Universidade Federal de Santa Catarina, Dissertação. **Sistemática para o Projeto do Sistema de refrigeração de Moldes Para Injeção de Polímeros**, 2009.

_____. TECHNIK, J. Injection mold cooling configuration. **International Journal of Engineering**, fascicule 1, Jan./March, 2010. Disponível em: <acta.fih.upt.ro/pdf/2010-1/ACTA-2010-1-12.pdf >. Acesso em: 3 set. 2018.

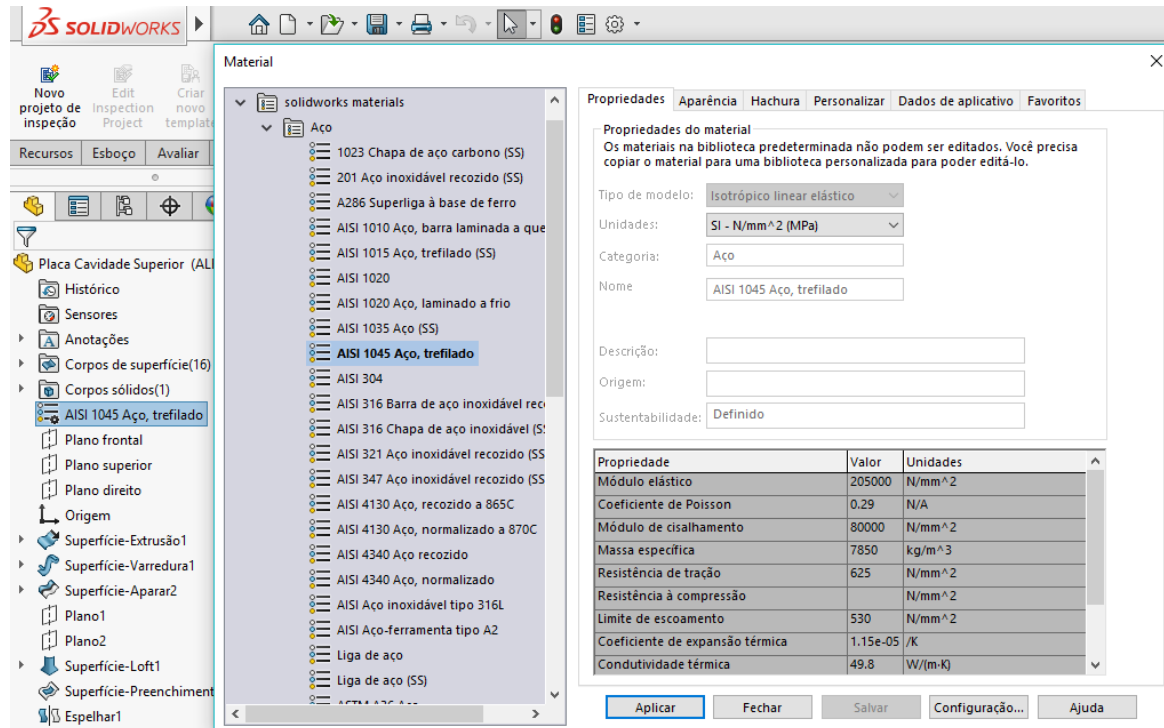
_____. ZÖLNER, O. Optimised mould temperature control. **Application Technology Information**, 30 nov.1997. Disponível em: <<http://plastics.bayer.com/plastics/emea/de/bibliothek/suche/docId-1113/A1104.pdf>>. Acesso em: 17 abr. 2018.

_____. <http://moldesinjeaoplasticos.com.br/tabelas-com-valores-para-aplicacoes-de-termoplasticos/>. Acesso em: 13 set. 2018

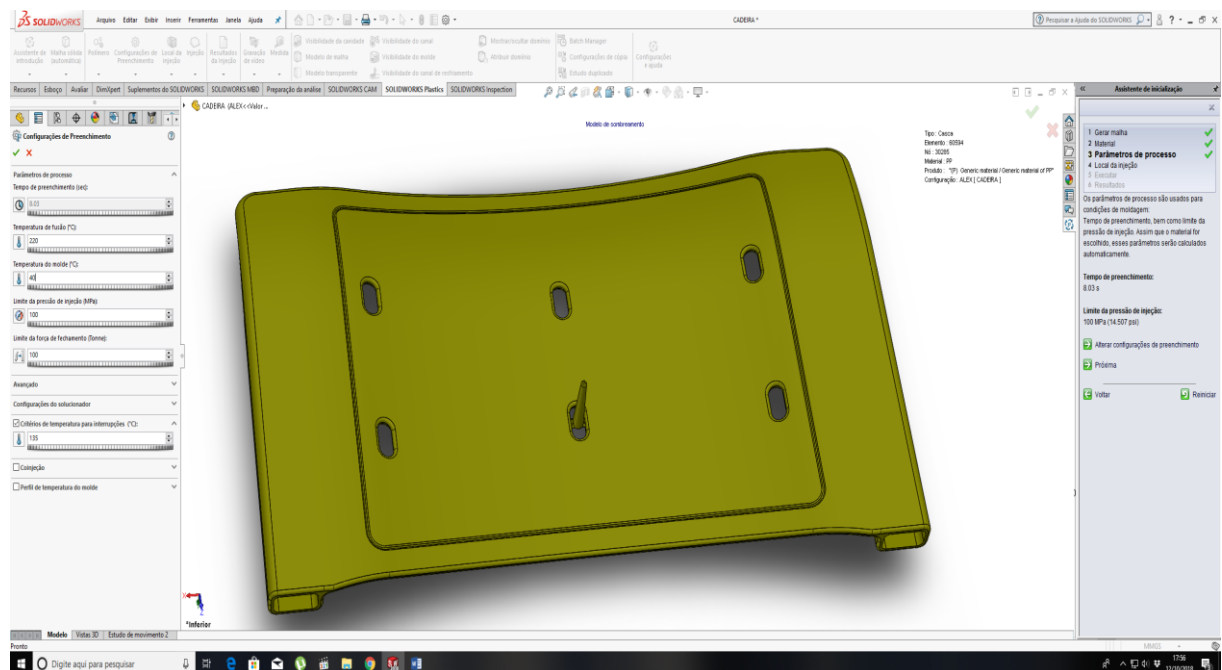
_____. <http://www.simoldes.com/plastics/>. Acesso em: 21 out. 2018

8 ANEXOS

Anexo 1: Propriedades do AISI 1045 no SolidWorks.



Anexo 2: Valores utilizados para simulação de enchimento do molde.



Anexos 3: Resultados da simulação de injeção do molde no SolidworksPlastics.

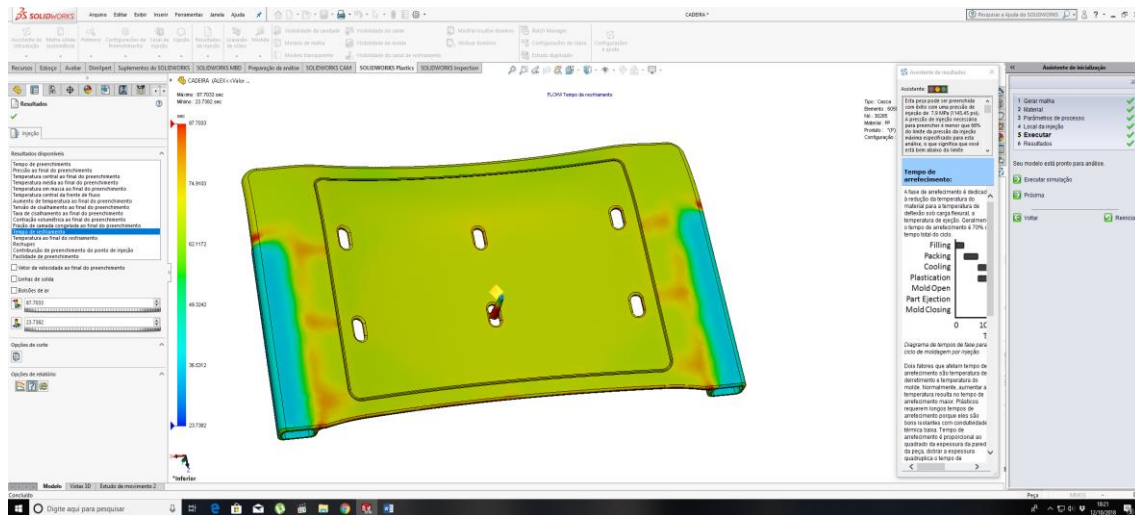
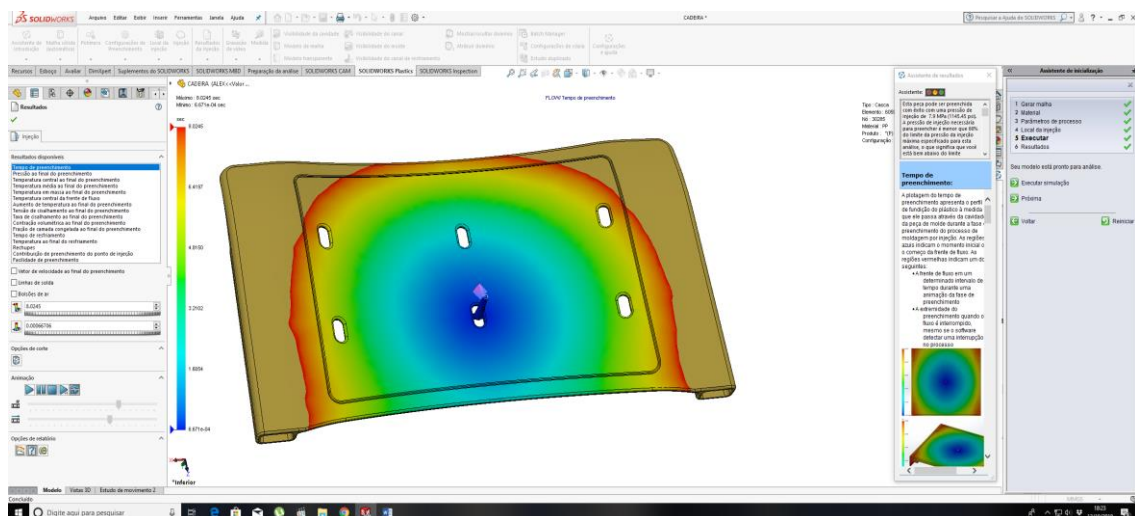


Figura 22– Simulação do tempo de resfriamento da cadeira.



Anexos 4: Propriedades de diversos materiais.

TABELA A-8

Propriedades de diversos materiais

(Os valores são a 300 K, exceto se indicado de outra forma)

Material	Densidade, ρ kg/m ³	Condutividade térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p J/kg · K	Material	Densidade, ρ kg/m ³	Condutividade térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p J/kg · K
Asfalto	2115	0,062	920	Gelo			
Baquelita	1300	1,4	1465	273 K	920	1,88	2040
Tijolo refratário				253 K	922	2,03	1945
Tijolo de cromo				173 K	928	3,49	1460
473 K	3010	2,3	835	Couro, sola	998	0,159	—
823 K	—	2,5	—	Linóleo	535	0,081	—
1173 K	—	2,0	—		1180	0,186	—
Argila refratária, queimado				Mica	2900	0,523	—
1600 K				Papel	930	0,180	1340
773 K	2050	1,0	960	Plásticos			
1073 K	—	1,1	—	Plexiglas	1190	0,19	1465
1373 K	—	1,1	—	Teflon			
Argila refratária, queimado				300 K	2200	0,35	1050
1725 K				400 K	—	0,45	—
773 K	2325	1,3	960	Lexan	1200	0,19	1260
1073 K	—	1,4	—	Nylon	1145	0,29	—
1373 K	—	1,4	—	Polipropileno	910	0,12	1925
Tijolo de argila refratária				Poliéster	1395	0,15	1170
478 K	2645	1,0	960	PVC, vinil	1470	0,1	840
922 K	—	1,5	—	Porcelana	2300	1,5	—
1478 K	—	1,8	—	Borracha natural I	1150	0,28	—
Magnesita				Borracha, vulcanizada			
478 K	—	3,8	1130	Macia	1100	0,13	2010
922 K	—	2,8	—	Duro	1190	0,16	—
1478 K	—	1,9	—	Areia	1515	0,2–1,0	800
Carne de frango, branca (74,4% de teor de água)				Neve, fresca	100	0,60	—
198 K	—	1,60	—	Neve, 273 K	500	2,2	—
233 K	—	1,49	—	Solo, seco	1500	1,0	1900
253 K	—	1,35	—	Solo, molhado	1900	2,0	2200
273 K	—	0,48	—	Açúcar	1600	0,58	—
293 K	—	0,49	—	Tecidos humanos,			
Argila, seco	1550	0,930	—	Pele	—	0,37	—
Argila, molhado	1495	1,675	—	Camada de gordura	—	0,2	—
Carvão, antracito	1350	0,26	1260	Músculo	—	0,41	—
Concreto (mistura de pedra)	2300	1,4	880	Vaselina	—	0,17	—
Cortiça	86	0,048	2030	Madeira, grão cruzado			
Algodão	80	0,06	1300	Balsa	140	0,055	—
Gordura	—	0,17	—	Abeto	415	0,11	2720
Vidro				Carvalho	545	0,17	2385
Janela	2800	0,7	750	Pinheiro branco	435	0,11	—
	2225	1,14	835	Pinheiro amarelo	640	0,15	2805
				Madeira, radial			
				Carvalho	545	0,19	2385

