

PROJETO TÉRMICO E DE FABRICAÇÃO MECÂNICA DE RADIADORES MODULARES VOLTADOS PARA COMPETIÇÕES AUTOMOTIVAS

THERMAL AND MECHANICAL PROJECT OF MODULAR RADIATORS FOR AUTOMOTIVE COMPETITIONS

Luciana dos Reis Martins

lu.reis.m@gmail.com

Thiago Frigerio de Carvalho Serra

thiago.f.c.serra@gmail.com

Resumo. Através do estudo de radiadores voltados para carros de competição, deseja-se determinar a viabilidade térmica, mecânica e econômica de um radiador constituído por um módulo principal, permanente, e por módulos menores, acopláveis ao principal.

Dessa forma, para adaptar o sistema de refrigeração a cada tipo de pista e condições locais, seria necessário apenas modificar o sistema acrescentando ou retirando os módulos, ao contrário do que ocorre atualmente, em que, muitas vezes, todo o sistema é substituído. O projeto contará com toda a análise térmica do sistema, bem como diagramas de fabricação e montagem mecânica, especificando construção e materiais. Além disso, levantar-se-ão os custos envolvidos no projeto, para efeito de comparação com o sistema atual e então determinar-se-á a viabilidade do projeto.

Palavras chave: Radiador, Automotivo, Modular.

1. Introdução

Em um mundo onde décimos de segundo representam a diferença entre ganhar e perder qualquer modificação nos carros representa um possível ganho de performance. Com regras dinâmicas e cada vez mais restritivas modificações são cada vez mais difíceis.

Essencialmente, a necessidade de refrigeração é um produto da ineficiência do motor de combustão interna. Mesmo um motor de F1 é relativamente ineficaz quando se trata de converter a energia disponível em potência às rodas. Isso é medido em termos de "eficiência térmica", e fica tipicamente próxima a 30%, ou seja: se um típico motor de F1 produz cerca de 650 KW (aprox. 850 cv) sobre o Dinamômetro, 1500KW (ou potencialmente 2000 cv) da energia é perdida.

Grande parte é dissipada como calor: o óleo dissipa cerca de 120KW e do sistema de arrefecimento a água 160KW. A ineficiência da caixa de câmbio significa cerca de 15KW, enquanto que a parte hidráulica representar mais 3 KW. No entanto, tanto como 34% do restante é perdida através de escape como calor, enquanto que até 15% da energia disponível pode ser contabilizada de combustível não queimado.

Enquanto os trocadores de calor em um carro de corrida são extremamente eficientes, a sua capacidade para resfriar o motor é uma função da tomada de ar lateral (*sidepods*) - essencialmente, quão grande é a massa de ar que você pode fazer fluir através do radiador. Isso depende de gerar uma alta velocidade do ar nos dutos de entrada do radiador: no entanto a velocidade do ar nos dutos do radiador será de 10 a 15% da velocidade do carro, por isso mesmo que o carro esteja a 300 km / h, no radiador é provável que o fluxo esteja a apenas a 30 ou 35 km / h.

Além disso, as temperaturas do óleo e água nos sistemas variam de acordo com diferentes critérios: a temperatura da água é uma função da potência média usada ao redor do circuito, enquanto a temperatura do óleo é função da potência e também da rotação média do motor ao redor de uma volta.

2. Caracterização da necessidade

Dada a complexidade da gestão da refrigeração, a razão para ajustar sua refrigeração às características do circuito é aerodinâmica.

Essencialmente busca-se o equilíbrio entre refrigeração e desempenho aerodinâmico, porque quanto maior a quantidade de ar que flui através dos radiadores, menor se torna a eficiência aerodinâmica global. Atualmente a variação entre mínima e máxima refrigeração reduz a *downforce* em até 5%, o que se traduz em uma perda de 0,4s por volta em média.

O fluxo de ar é controlado por diferentes configurações da tomada de ar-radiador-saída de ar, e, por exemplo, o Renault R24, carro de 2004, tinha 13 diferentes configurações possíveis para lidar com todo tipo de condições.

3. Considerações

A configuração utilizada em um determinado circuito é definida de acordo com a temperatura ambiente, "fatores do circuito", tais como quanto tempo de aceleração máxima por volta, e a temperatura limites que o motor pode operar.

Normalmente, o óleo opera a temperaturas superiores a 100 ° C, enquanto que pressurizar o sistema de arrefecimento a água até 3,75 bar permite que o ponto de ebulição seja deslocado até cerca de 120 ° C: trabalhar com essas temperaturas mais altas significa que se exige menos ar através do radiador, assim melhorar-se o desempenho aerodinâmico. Como sempre, no entanto, essas escolhas acarretam em algum tipo de perda: cada extra 5 ° C da temperatura da água no radiador, permitindo o escoamento radiador de ser menor, rouba do motor cerca de 1 cv.

No entanto, a importância da aerodinâmica na F1 significa que continuamos a dedicar recursos significativos e tempo no túnel vento ao arrefecimento. Isto é mais bem ilustrado pelo fato de que a pena em termos de eficiência aerodinâmica que aceita-se para uma queda de 10 ° C nas temperaturas do carro é 80% menor do que era apenas há 4 anos.

Como os dados técnicos são mantidos em sigilo pelas equipes, foi necessário estimar alguns dados, com base nas informações coletadas.

- A troca de calor no radiador é de 200 kW,

- Para a pressão de 0,375 MPa, a água entra no radiador a 120°C,
- A água sai do radiador a 100°C.

4. Arranjos

Atualmente a refrigeração dos motores fica a cargo de radiadores tanto de água quanto de óleo. Localizados sempre nos *sidepods*, o ar de refrigeração alimenta as entradas localizadas nos dois lados do monocoque, como mostra a Figura 1, e o fluxo de ar, inicialmente na velocidade do carro, tem sua velocidade reduzida pelo duto divergente, que vai da tomada de ar até o radiador.



Figura 1: Tomada de ar lateral com radiador instalado. [3]

Além disso, é necessário definir a qual a configuração dos radiadores de água e óleo, podendo ser acoplados ou separados, e sendo separados precisa-se definir ainda qual o posicionamento dos mesmos no interior dos *sidepods*.

Existem diversas configurações, desde radiadores colocados em forma de “V” horizontal, radiadores mistos inclinados e radiadores separados, colocados na forma de camadas. A configuração varia de acordo com o projeto de cada equipe.

5. Modelagem

Radiadores são trocadores de calor de contato indireto e transferência direta, com dois fluidos, o fluido de refrigeração e o ar. Como um dos fluidos é um gás, e tem, portanto, um pequeno coeficiente de convecção, é necessária a utilização de trocadores de calor compactos, nos quais se obtém uma área de superfície de transferência de calor por unidade de volume muito alta. Podem ser utilizados os seguintes trocadores compactos: tubo-aleta e de células.

5.1. Tubo-Aleta

Um método de obtenção de uma área de troca maior é a utilização de aletas, o que pode aumentar a área geralmente de 5 a 12 vezes, dependendo do design. O modelo mais utilizado é o tubo-aleta, no qual os tubos podem ser planos, circulares ou elípticos, e as aletas podem ter forma de placa ou circular.

Dependendo das aletas, os trocadores de calor tubo-aleta podem ser classificados em 3 tipos: tubos aletados individualmente, aletas contínuas em placa e aletas onduladas. As diferenças entre os 3 tipos são observadas na Figura 2.

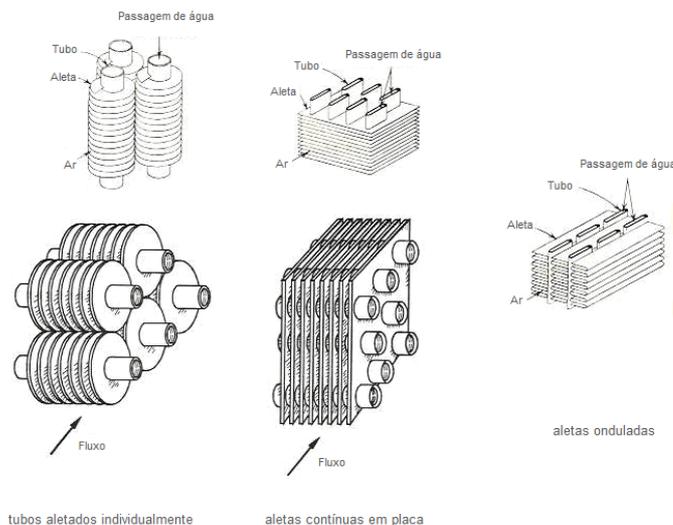


Figura 2 : Modelo dos três tipos e trocador de calor tubo-aleta [2]

6. Modelagem matemática

Símbolos

U – Coeficiente global de transferência de calor
 η_0 – Eficiência global da superfície
h – Coeficiente de convecção
A – Área
P – Perímetro
 R''_f – Fator de incrustação
e – Espessura
t – Espessura
k – Condutividade térmica da parede
 η_f – Eficiência de uma única aleta
L – Comprimento
q – Calor
 \dot{m} – Vazão em massa
 c_p – Calor específico a pressão constante
T – Temperatura
F – Fator de correção
 F_{OP} – Fator de operação
Re – Número de Reynolds
Nu – Número de Nusselt
Pr – Número de Prandtl
St – Número de Stanton

Sub índices

e – entrada
s – saída
h – relativo ao fluido quente
c – relativo ao fluido frio

Para a modelagem matemática, utilizaram-se as hipóteses de regime permanente; perdas para o ambiente desprezíveis (paredes externas são adiabáticas); não existem fontes de calor nas paredes do trocador nem nos fluidos; a temperatura de cada fluido é uniforme em uma dada seção; a resistência térmica das paredes é distribuída uniformemente por todo o trocador e a condução de calor longitudinal nos fluidos e nas paredes é desprezível.

Além disso, considerou-se um trocador de calor de passe único com correntes cruzadas e os dois fluidos não-misturados.

Para a determinação da área de troca necessária do trocador pelo método da média logarítmica das diferenças de temperatura, foram realizados os seguintes cálculos:

- Obtendo-se o coeficiente global de transferência de calor para o fluido quente

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_0 h_c} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{R''_{f,c}}{\eta_0} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{e_p}{k_p} + R''_{f,h} + \frac{1}{h_h} \quad (1)$$

Onde, para superfícies aletadas:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (2)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \quad (4)$$

- Taxa de transferência de calor

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (5)$$

- Temperatura de saída do ar

$$T_{c,s} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,e} \quad (6)$$

- Média logarítmica das diferenças de temperatura para trocador de correntes contrárias

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (7)$$

- Média logarítmica das diferenças de temperatura para trocador de correntes cruzadas

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} \quad (8)$$

- Área do lado do fluido quente

$$A_h = \frac{q}{U_h \cdot \Delta T_{lm}} \quad (9)$$

6.1. Obtenção dos valores numéricos para um radiador de veículo de passeio

Deve ser encontrada a vazão mássica de fluido refrigerante, no caso água, no radiador, para água a $T_{m,h}=110^\circ\text{C}$ e $p=3,75\text{bar}$. Assim:

$$\dot{m}_h = 2,4 \text{ kg} / \text{s} \quad (10)$$

Buscando-se um formato de radiador que troque mais calor, foi feita uma comparação entre os valores de h_h obtidos de gráficos para os seguintes formatos de tubos: tubos circulares, tubos achatados alinhados e tubos achatados intercalados. Esses gráficos têm como abscissa o número de Reynolds e como ordenada ($St \cdot Pr^{2/3}$) que é diretamente proporcional ao coeficiente de convecção h_h . Optou-se então pelo tubo-aleta de tubos achatados intercalados de superfície 9.1 - 0.737-S., como mostrado na Figura 3.

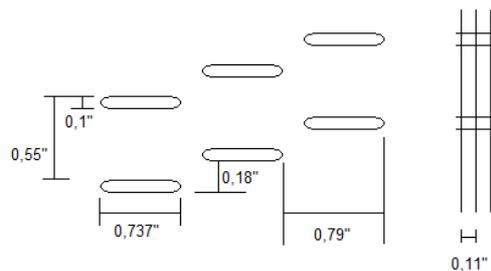


Figura 3: Dimensões dos tubos e placas do radiador de acordo com o modelo 9.1 - 0.737-S. [1]

Para este formato, a relação entre as áreas é de:

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{2 \cdot (0,737 + 0,1) \cdot 0,11}{2 \cdot (0,55 \cdot 0,79 - 0,737 \cdot 0,1)} = 0,2552 \quad (11)$$

Para encontrar o coeficiente de convecção do lado do fluido quente, deve ser utilizado o escoamento interno em tubos.

$$Re = 743 \quad (12)$$

Como Reynolds encontra-se na região laminar, serão utilizados formadores de turbulência, e para escoamento plenamente desenvolvido, será utilizado o seguinte número de Nusselt resultante:

$$Nu_h = 0,023 \cdot Re_h^{4/5} \cdot Pr_h^{0,3} = 0,023 \cdot 743^{4/5} \cdot 1,53^{0,3} = 5,18 \quad (13)$$

$$h_h = 1713W / m^2 K \quad (14)$$

Encontrando-se agora o coeficiente de convecção do lado do fluido frio, devem ser determinadas as propriedades deste fluido em uma temperatura média entre as de entrada e saída. Como a temperatura de entrada do ar equivale a temperatura ambiente, e esta varia, de acordo com a competição, entre 12 e 45°C, será utilizada como temperatura de entrada do ar para determinação das propriedades 30°C. Assim, será admitida como $T_{m,c} = 40^\circ C$.

A velocidade do ar é dada por 15% da velocidade do carro. Nos casos considerados neste trabalho pode-se admitir $V_c = 45$ km/h.

Dessa forma:

$$Re = 1617 \quad (15)$$

Com o número de Reynolds, e para o esquema de tubos e aletas escolhido:

$$h_c = 123W / m^2 K \quad (16)$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca de calor, será desprezada a resistência condutiva, devido à alta condutividade do material. Resta assim determinar os fatores de incrustação e a eficiência das aletas.

De acordo com a bibliografia, o fator de incrustação do lado do ar é desprezível enquanto que do lado da água é de

$$R_{f,h}'' = 0,0002m^2 K / W \quad (17)$$

Sabendo-se que:

$$\frac{A_f}{A} = 0,813 \quad (18)$$

Então:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) = 0,187 \quad (19)$$

Dessa forma:

$$U_h = 84,2W / m^2 K \quad (20)$$

Com o valor do coeficiente global de troca de calor, podem ser determinados os valores da temperatura de saída do ar e da área de troca necessária. Como para cada competição a temperatura de entrada do ar, bem como outros fatores, varia, serão encontradas inicialmente as expressões em função das características variáveis.

Como o radiador em questão será modular, haverá a variação apenas da altura, sendo que a área longitudinal é a normalmente utilizada, constituída de dois radiadores, um de cada lado, cada um com 15 cm de profundidade e 50 cm de largura. De acordo com o arranjo escolhido, para tal área longitudinal, a área relativa ao fluido quente é dada por:

$$A_h = P_{tubos} \cdot H \quad (21)$$

Onde P_{tubos} é o perímetro dos tubos, que no caso da área utilizada são 535 tubos. Assim:

$$A_h = 535 \cdot 0,04252 \cdot H = 22,8 \cdot H \quad (22)$$

Sabe-se também que a área frontal é dada por:

$$A_{frontal} = 1,0 \cdot H \quad (23)$$

Portanto:

$$\dot{m}_c = 13,8 \cdot H \quad (24)$$

Para encontrar a temperatura de saída do ar, faz-se:

$$T_{c,s} = \frac{14,5}{H} + T_{c,e} \quad (25)$$

Finalmente, a área necessária é calculada por:

$$A_h = \frac{q}{U_h \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{201400}{84,2 \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{2392,3}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} \quad (26)$$

Sendo que:

$$H = \frac{A_h}{22,8} \quad (27)$$

Onde F_{op} é um fator de operação que indica as condições da pista em determinada competição. Este fator indica principalmente a porcentagem do tempo em que o veículo se encontra na velocidade máxima. Dessa forma, F_{op} varia de 0 a 1, e quando vale 1 indica que o veículo encontra-se na velocidade máxima durante todo o percurso (situação hipotética) e necessita de menor área de troca.

Pode ser observado então que o processo para encontrar a área necessária é iterativo, e será realizado agora para encontrar a máxima área. Para este caso, tem-se a máxima temperatura ambiente possível – 45°C – e o mínimo fator de operação usualmente utilizado – $F_{op}=0,7$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m:

Dessa forma, para a próxima iteração tem-se:

$$H_2 = \frac{A_h}{22,8} = 3,08m \quad (28)$$

Repetindo-se todo o processo, a seqüência converge para o valor de 2,43 cm, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 55 m².

O processo iterativo será realizado agora para encontrar a menor área necessária. Neste caso, tem-se a mínima temperatura ambiente possível – 12°C – e o máximo fator de operação usualmente utilizado – $F_{op}=0,9$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m:

$$H_2 = \frac{A_h}{22,8} = 1,42m \quad (29)$$

Repetindo-se todo o processo, a seqüência converge para o valor de 1,26 m, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 29 m².

Assim, com altura máxima de 2,43 m e mínima de 1,26 m, seria inviável ao menos do ponto de vista térmico, utilizar radiadores de carros de passeio nos carros de F1.

A seguir serão feitas considerações que seguem a mesma seqüência de contas, porém com a variação do fluido refrigerante e suas propriedades, bem como variação das características do radiador em si.

6.2. Radiador de veículo de passeio com refrigeração por etileno glicol

As condições de operação do sistema, bem como as equações que regem o modelo, são mantidas, variando-se apenas as propriedades do fluido refrigerante, para etileno glicol a $T_{m,h}=110^\circ\text{C}$ e $p=3,75\text{bar}$.

Realizando-se o processo iterativo para a máxima área, utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m, a seqüência converge para o valor de 2,39 m, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 54 m².

E para encontrar a menor área necessária, utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m, a seqüência converge para 1,24 m, equivalente a uma área relativa ao fluido quente de 28 m².

Assim, com altura requerida máxima de 2,39 m e mínima de 1,24 m, nota-se que houve uma pequena melhora na redução das dimensões com a mudança de fluido, mas ainda são dimensões inviáveis. Dessa forma, segue-se à nova modificação.

6.3. Radiador de veículo de competição com refrigeração por etileno glicol

Para um radiador próprio para veículos de competição, o espaçamento entre as aletas é menor do que para veículos de passeio. Além disso, as dimensões de largura e profundidade são menores.

Mantém-se o formato de radiador que troca mais calor, mas não será utilizado o espaçamento característico de veículos de passeio. Para os veículos do escopo deste trabalho, o espaçamento será de 0,02", equivalente a um número de aletas por polegada de 50 FPI, normalmente utilizado em competições.

A área longitudinal também será modificada para a usualmente utilizada em competições, constituída de dois radiadores, um de cada lado, cada um com 14 cm de profundidade e 36 cm de largura.

Para encontrar o coeficiente de convecção do lado do fluido quente, deve ser utilizado o escoamento interno em tubos.

$$Re = 922 \quad (30)$$

Como o Reynolds encontra-se na região laminar, serão utilizados formadores de turbulência no interior dos tubos:

$$h_h = 3988W / m^2 K \quad (31)$$

Para encontrar agora o coeficiente de convecção do lado do fluido frio a $T_{m,c} = 40^{\circ}\text{C}$ e com $V_c = 45 \text{ km/h}$, será utilizado o modelo de escoamento interno em tubos não-circulares, considerando-se como o tubo o espaço entre as placas (aletas). Dessa forma:

$$\text{Re} = 793 \quad (32)$$

Para escoamento laminar em tubos não-circulares com b/a tendendo a infinito, tem-se:

$$\text{Nu}_c = 8,23 \quad (33)$$

$$h_{c_{placas}} = 227 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (34)$$

Este coeficiente seria o valor médio do coeficiente do fluido frio se as aletas do radiador fossem placas simples. Entretanto, para aumentar a troca de calor, estas aletas serão feitas em formato de veneziana. Dessa forma, o coeficiente médio será aumentado de acordo com o mostrado na Figura 4:

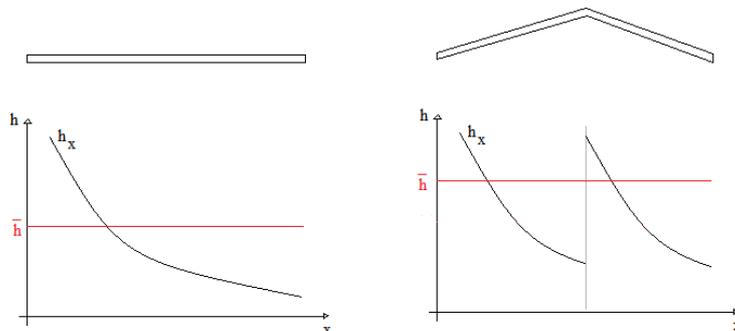


Figura 4: Aumento do coeficiente de convecção pelo método das venezianas

Assim, para o valor calculado de 3 dobras, tem-se:

$$h_c = h_{c_{venezianas}} = 2 \cdot h_{c_{placas}} = 2 \cdot 227 = 454 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (35)$$

Utilizando as mesmas relações válidas para o modelo utilizado no item 5.1, tem-se:

$$U_h = 1003,1 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (36)$$

Mais uma vez podemos notar que o processo para encontrar a área necessária é iterativo, e será realizado agora para encontrar a máxima área. Para este caso, tem-se a máxima temperatura ambiente possível – 45°C – e o mínimo fator de operação usualmente utilizado – $F_{Op} = 0,7$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1 = 0,5 \text{ m}$, a seqüência converge para 46 cm, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de $7,1 \text{ m}^2$.

O processo iterativo será realizado agora para encontrar a menor área necessária. Neste caso, tem-se a mínima temperatura ambiente possível – 12°C – e o máximo fator de operação usualmente utilizado – $F_{Op} = 0,9$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1 = 0,3 \text{ m}$, a seqüência converge para o valor de 27 cm, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de $4,0 \text{ m}^2$.

Assim, com altura requerida máxima de 46 cm e mínima de 27 cm, o ideal seria fazer o módulo fixo de 30 cm de altura e os módulos 5 cm cada, atingindo o total máximo de 50 cm.

E mais uma adaptação pode ser feita para maximizar a troca e reduzir o tamanho. Essa adaptação é inclinar o radiador a 68° da horizontal, fazendo com que a máxima altura projetada do radiador seja de 46 cm e não mais 50 cm.

7. Fabricação

O mais complexo no caso dos radiadores modulares é sem dúvida alguma a vedação entre os módulos. Normalmente, em radiadores automotivos comuns, como já mencionando anteriormente utiliza-se o trocador de calor de correntes cruzadas, onde o escoamento do líquido de arrefecimento ocorre simplesmente na vertical, em um único passe e o fluido responsável pelo resfriamento do radiador, no caso o ar, escoar horizontalmente.

Sabendo disso a solução modular seria na forma de “camadas”, com o núcleo do sistema dimensionado para a corrida com menor exigência térmica e os módulos, em sua configuração de máxima capacidade térmica, ou seja, com todos os módulos acoplados ao sistema, sendo capaz de suprir arrefecimento do propulsor no circuito de maior exigência.

Apesar de serem utilizados radiadores considerados de alto desempenho na F1, sua fabricação pouco difere de um radiador comum. Por questões principalmente de peso, utilizam-se radiadores feitos de ligas especiais de alumínio, que se caracterizam pelo baixo peso e elevada condutibilidade térmica. Tal qual em um radiador utilizado em carros de passeio, pretende-se fazer a vedação do sistema e distribuição do líquido de arrefecimento, tanto na parte superior quanto inferior através de peças plásticas, reforçadas, provavelmente com fibra de vidro.

7.1. Material

Usualmente utiliza-se alumínio na maior parte dos radiadores vendidos comercialmente, por se tratar de um componente leve e que possui boa condutividade térmica. Além disso seu manuseio é fácil pois a dureza do material não é elevada, permitindo que se trabalhe de forma mais rápida e barata com esse material. Mas muito se tem falado sobre trocadores de calor feitos com ligas de cobre.

Se for analisado o desempenho dos dois metais, cobre e alumínio, percebe-se que o cobre, do ponto de vista térmico leva vantagem. Para um núcleo com o mesmo peso (2,5 kg no caso analisado) enquanto o núcleo de alumínio transfere cerca de 336 kWh o de cobre atinge 426 kWh. Como mencionado do ponto de vista térmico a vantagem é do cobre.

Entretanto trabalhar com cobre é uma tarefa difícil. Somente a pouco tempo é que foi possível soldar peças de cobre sem comprometer o material e sua durabilidade, o que tornou a aplicação do alumínio mais usual, devido ao seu fácil manuseio. Além disso, em termos de fabricação, o alumínio se mostra uma melhor opção em termos econômicos.

Tabela 1: Energia consumida por tipo de material

Liga de Magnésio	0,25
Liga de Alumínio	0,40
Latão	0,50
Aço	0,70
Cobre	0,80
Ferro Fundido	1,40

Energia consumida por peça, HP/in3/min

Como vemos na Tabela 1, a produção de peças de cobre é duas vezes mais cara que a produção de peças em alumínio. Porém, como o objetivo deste trabalho é maximizar a eficiência térmica, fatores como o custo não precisam ser decisivos.

7.2. Os Módulos

Após o cálculo da área de troca dos módulos foi necessário adicionar de cada um dos lados uma fina placa do mesmo material para que seja possível a montagem do mecanismo de acoplamento.

Tal placa servirá como suporte para a soldagem dos acoplamentos.

A placa apresenta espessura de 1,5 mm e não afeta o desempenho do trocador de calor pois para os cálculos foi considerado que o escoamento se dá somente no sentido trasversal, não havendo fluxo de ar no sentido longitudinal do trocador.

Outra consideração feita foi o incremento de 2 mm na parte superior e de 3mm na parte inferior dos dutos que compõe os módulos. A Figura 5 destaca tanto o incremento dos dutos quanto a placa adicionada a lateral.

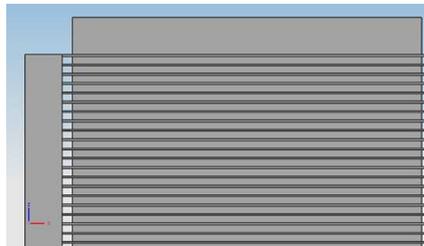


Figura 5: Incremento para encaixe na vedação e placa lateral

Tais incrementos, que representam a distância entre as placas e a extremidade dos tubos são necessários para que seja possível inserir a peça que faz a vedação entre cada um dos módulos, bem como as peças responsáveis pela distribuição e coleta do fluido refrigerante nas partes de cima e de baixo do conjunto do radiador.

7.3. Sistema de acoplamento

Para que seja viável a aplicação do sistema modular é imprescindível que a montagem e desmontagem seja fácil e eficiente, além de garantir a vedação do conjunto.

Para tornar os módulos reutilizáveis e de fácil alteração foi considerado o sistema de fechos industriais. Tal sistema é intercambiável, permitindo que se acople quantos módulos forem necessários. Além disso, naturalmente é feita pressão sobre as peças que compõe o sistema, o que mais uma vez torna o processo de vedação mais seguro.

A Figura 6 mostra o sistema de fecho como um todo enquanto a Figura 7 mostra uma vista lateral do sistema, porém com visualização de todas as peças.

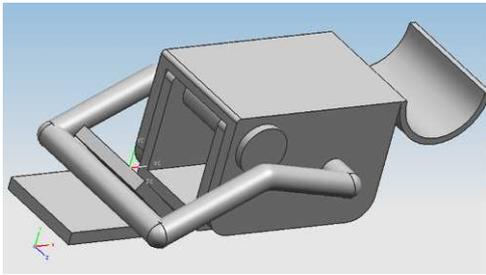


Figura 6: Sistema de fecho

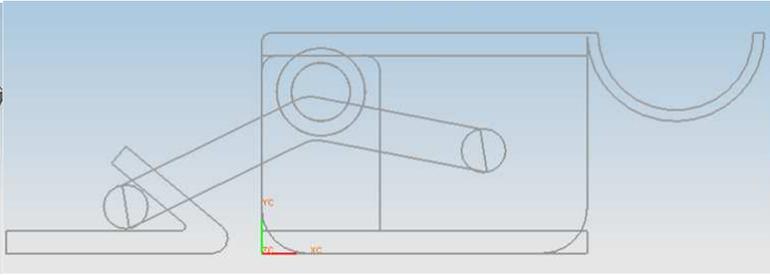


Figura 7: Vista lateral do fecho

7.4. Montagem do sistema

A montagem do sistema é bastante simples e esta mostrada na Figura 8. Nesta figura podemos ver dois módulos acoplados e entre eles a peça responsável pela vedação. Para garantir que não haja torção das peças e assegurar o bom funcionamento de todo o sistema são adicionados 4 fechos em cada módulo, 2 de cada lado.

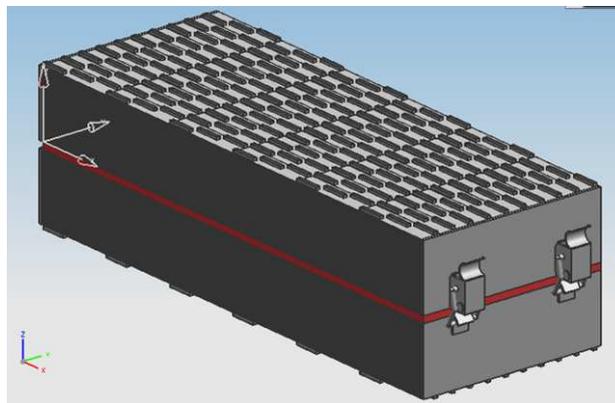


Figura 8: Montagem de 2 módulos

Em destaque a peça vermelha, de fibra de vidro, que com 5mm de espessura será responsável pela vedação dos módulos. A peça é, como já mencionado, similar as utilizadas para distribuir e recolher o fluido refrigerante e seu formato é usual no mercado automobilístico, sendo análoga as juntas utilizadas em cabeçotes por exemplo.

8. Viabilidade Econômica

A viabilidade econômica não deve ser encarada como fator decisivo do projeto. Em se tratando de um veículo de competição os custos envolvidos são relevados em prol do desempenho e competitividade.

8.1. Custo de um radiador para carro de passeio

Os custos de um radiador para carro de passeio variam de acordo com a montadora e do modelo de veículo e oscilam em torno de R\$ 100,00 para um carro popular a até R\$ 2.000,00 para modelos como o Chevrolet Corvette.

8.2. Custo de um radiador para carro de competição

Para um veículo de competição o levantamento dos custo de produção se torna muito difícil principalmente por se tratar de um produto personalizado. Além disso deve-se considerar os custos indiretos de produção e os custos . De acordo com Valdecir de Oliveira Pereira [5], temos a Tabela 2:

Tabela 2: Custo por hora dos centros de custos produtivos

	30 - Projeto	31 - Tornos	32 - Fresas	33 - Centro de Usinagem	34 - Erosão Penetraç	35 - Erosão a Fio	36 - Retifica Plaina	37 - Retifica Cilindrica	38 - Serra	39 - Bancada
Custo/Hora	16,79	25,24	28,20	29,02	35,90	39,54	22,20	22,19	20,26	11,68

Ainda de acordo com Valdecir de Oliveira Pereira [5], em uma indústria mecânica típica o custo dos processos produtivos representam cerca de 35% do custo total de cada peça. Portanto, para um radiador, se considerarmos um tempo de produção total de aproximadamente 50 homem-hora por peça, considerando a média de R\$ 25,12/homem-hora dos processos produtivos, teríamos um total de R\$ 1.255,00 por peça. Sabendo que eles representam 35% do custo final, então o custo por peça é de R\$ 3.586,00. Como um F1 leva 2 peças, o custo total apenas dos radiadores é de R\$ 7.172,00.

Vale destacar que está é apenas uma estimativa dos valores, e que deve servir apenas como ordem de grandeza para efeito de comparação entre o custo de uma peça usada em carros de competição e uma peça que se destina a aplicação em veículos de passeio.

Inúmeras simplificações foram feitas de forma a tornar possível essa estimativa, como por exemplo a aplicação de processos convencionais de fabricação mecânica, descartando qualquer técnica especial. Além disso considerou-se o radiador como uma peça única e não dividida em módulos. Por fim, feitas todas essas considerações, uma correção no valor encontrado deve ser feita e a estimativa de custo final do conjunto composto somente para 2 radiadores é de R\$ 10.000,00.

Sabendo que o custo total de um carro de Fórmula 1 da temporada de 2009 é de aproximadamente USD 5 milhões, o custo com os radiadores representa menos de 0,15% do custo total do veículo.

9. Conclusão

Foram obtidas as dimensões da distribuição de tubos e aletas no radiador, através da configuração de maior troca de calor, chegando-se ao formato de tubos achatados intercalados e aletas em placas contínuas e em formato de veneziana.

Através de um processo iterativo considerando a relação entre área total de troca e área frontal, bem como as trocas de calor, determinou-se a área de troca necessária para diversas condições e pistas, e conseqüentemente as dimensões máxima e mínima que o radiador deve ter, determinando-se dessa maneira o formato do módulo.

O projeto se mostra viável do ponto de vista térmico. As dimensões finais mostram que o sistema modular, com altura máxima de 50 cm (46 cm de altura projetada considerando uma inclinação de 68° em relação ao chassis), largura de 36 cm e profundidade do núcleo de 14 cm para cada peça, atende as demandas térmicas de um carro de Fórmula 1.

Destaca-se ainda que o projeto foi desenvolvido considerando-se condições extremas, tanto de operação quanto de desempenho. Um exemplo diz respeito a queda de temperatura do fluido refrigerante, considerada de apenas 20°C, quando poder-se-ia trabalhar com diferenças maiores. Entretanto, trabalhar com essas condições somente aumenta a confiabilidade do projeto nas condições de operação e garante o bom funcionamento do sistema caso ocorra algum tipo de problema.

Além disso, estabeleceu-se um modelo de acoplamento dos módulos que alia montagem fácil com uma boa qualidade de vedação, devido a pressurização natural que ocorrem em razão do sistema de fecho industrial utilizado. O sistema também se mostra compacto, de forma que é possível montar e desmontar os módulos no espaço reduzido no interior dos *sidepods*.

Se tratando de viabilidade econômica o projeto também pode ser considerado um sucesso. As estimativas mostram um custo de R\$ 10.000,00 por par de radiadores, o que representa uma participação de menos de 0,15% no valor final do carro, que é de USD 5 milhões. Além disso, por se tratar de um veículo de competição cuja preocupação principal é o desempenho, o custo é geralmente relevado em prol da *performance*.

Por fim o projeto dos módulos pode ser considerado um sucesso, pois a solução encontrada mostrou-se de fácil construção e aplicação imediata, além de atender a demanda térmica.

THERMAL AND MECHANICAL PROJECT OF MODULAR RADIATORS FOR AUTOMOTIVE COMPETITIONS

Luciana dos Reis Martins

lu.reis.m@gmail.com

Thiago Frigerio de Carvalho Serra

thiago.f.c.serra@gmail.com

Abstract. Through the study of radiators used in competition cars, it is intended to determine the thermal, mechanic and economic viabilities of a radiator formed by a main modulus, permanent, and smaller modulus, attachable to the main one. Therefore, to adapt the cooling system to each track and local conditions, it would be necessary only to modify the system adding or subtracting modulus, unlike what occurs nowadays, when the whole system is often exchanged. The project will include the whole thermal analysis, in addition to fabrication and assembly diagrams, specifying construction and materials. Moreover, will be defined the costs involved in the project, to be compared with the present system, and then the viability of the project will be determined.

Keywords: Radiator, Automotive, Modular.

10. Referências

- [1] KAYS, W. M.; LONDON, A. L. *Compact heat exchangers*, McGRAW-HILL, Estados Unidos, 2ª Ed, 1964.
- [2] SHAH, R. K., SEKULIC, D. P. *Fundamentals of heat exchanger design*, WILEY, New Jersey, 2003.
- [3] <http://www.formula1.com/news/features/2008/3/7517.html>
Acessado em 16 de março de 2009
- [4] <http://www.prcracing.com/pdf/Keep-your-cool.pdf>
Acessado em 28 de maio de 2009
- [5] PEREIRA, V. DE OLIVEIRA. *Análise de custos na indústria de fabricação sob encomenda*, 2008.