



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**ESCOLA DE ENGENHARIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ENG033 TF3 – Projetos de Sistemas de Automóveis I

# Relatório da Modelagem do Sistema de Arrefecimento

**Rodrigo Teixeira Aguiar 2010017751**

**Bruno Silva de Lima 2010017093**

Belo Horizonte, Junho de 2016

## 1- Objetivo

O objetivo deste trabalho é modelar o sistema de arrefecimento do veículo para que o motor não sobreaqueça. Dois sistemas foram testados em cinco diferentes situações para cada.

## 2- Metodologia

Os cinco testes simulados são os descritos a seguir:

- 1- Em primeira marcha com o veículo em standard C e mais 500kg de reboque a 22km/h e aclive de 9%
- 2- Em segunda marcha com o veículo em standard C a 43 km/h e aclive de 6%
- 3- Em segunda marcha com o veículo em standard C com mais 200kg de reboque a 43 km/h e aclive de 9%
- 4- Na penúltima marcha em standard C a 140 km/h
- 5- Em última marcha com o veículo em standard C em velocidade máxima

A massa do veículo em standard C foi considerada 1695 kg.

Um modelo de veículo foi implementado em simulink para se calcular a potência útil do veículo como também a rotação do motor. Ilustrado na Figura 1.

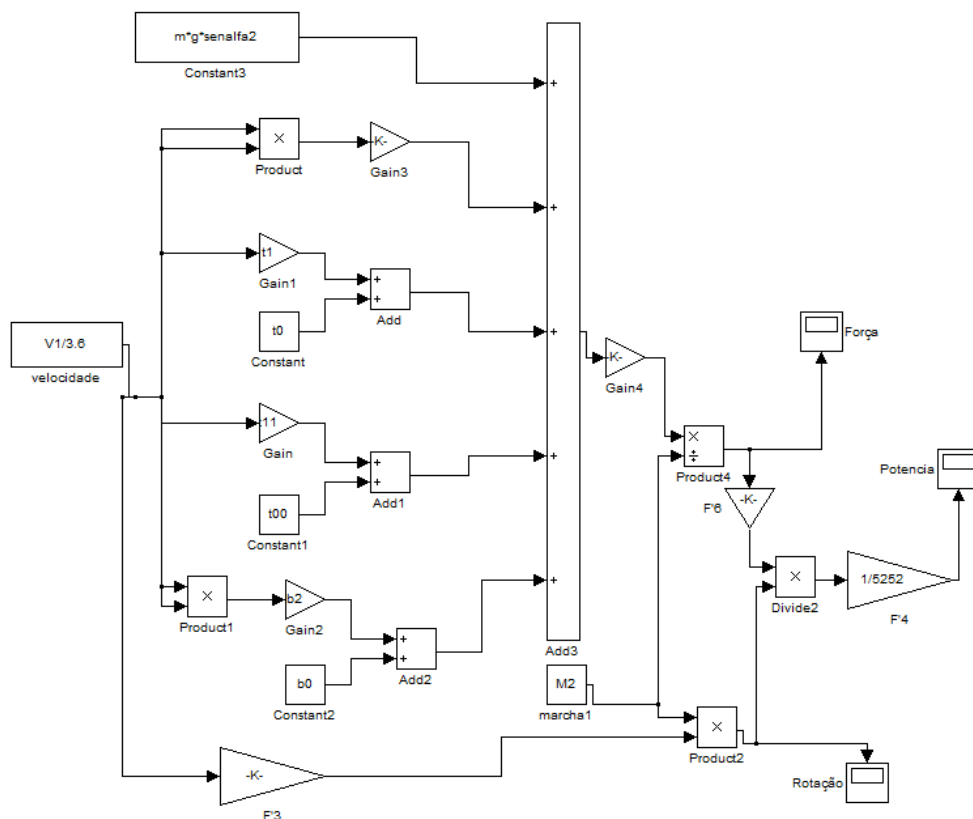


Figura 1 – Modelo em Simulink para cálculo de potência e rotação

Com a rotação do motor foi possível interpolar de uma tabela a vazão em L/min dos dois radiadores. A Tabela 1 mostra os dados obtidos em laboratório.

Tabela 1 – Dados obtidos em laboratório para a vazão da bomba em função da rotação do motor

Rotação do motor	Sistema 1	Sistema 2
1000	50	100
2000	80	140
3000	110	165
4000	125	180
5000	150	210
6000	170	225
7000	180	240

A Tabela 2 mostra mais dados do sistema 1 e a Tabela 3 mostra mais dados do sistema 2. As dimensões estão no SI, ou seja m e m<sup>2</sup>.

Tabela 2 – Dados do sistema 1

Parametros trabalho de arrefecimento - trocador de calor 1											
largura	altura	espessura	num aletas	esp. Aleta	h aleta	num. Tubos	esp. Parede tubo	largura do tubo	esp do tubo	coeficiente global	Area passag ar
0,5	0,34	0,04	11400	0,0007	0,002	16	0,003	0,35	0,012	40	0,08876

Tabela 3 – Dados do sistema 2

Parametros trabalho de arrefecimento - trocador de calor 2											
largura	altura	espessura	num aletas	esp. Aleta	h aleta	num. Tubos	esp. Parede tubo	largura do tubo	esp do tubo	coeficiente global	Area passag ar
0,8	0,7	0,012	10000	0,0007	0,008	36	0,003	0,01	0,01	40	0,252

A Tabela 4 mostra dados comuns aos dois sistemas.

Cp do liquido Kg/KJ	Cond Liq W/mK	Prandtl da agua	Dens agua kg/m <sup>3</sup>	Cp ar kJ/kg.K	prandtl ar	Dens ar kg/m <sup>3</sup>	T ent agua (Celsius)
4,232	0,677	1,03	961,664	1,012	0,703	1,1644	125

Tabela 4 – Dados comuns aos dois sistemas

Com a potência do motor obtida na simulação é possível então inferir o valor da potência que deve ser dissipada pelo trocador de calor, que varia de 0,8 a 1,2 vezes a potência útil que chega nas rodas, dependendo da condição de trabalho do veículo. Através de um balanço de energia obtem-se a variação de temperatura da água e consequentemente a temperatura de saída da água do radiador.

Considerando-se a velocidade de entrada do ar no sistema como sendo a velocidade do carro pode-se calcular a vazão de ar, e novamente utilizando-se um balanço de energia obtem-se a velocidade de saída do ar do radiador.

Por fim, através de cálculos iterativos obtem-se o  $\Delta TML$  e a área de troca de calor do radiador.

### 3- Resultados

Neste relatório serão mostrados os resultados somente da última iteração para cada um dos sistemas. A Tabela 5 mostra os resultados para o sistema 1 e a Tabela 6 para o sistema 2.

Tabela 5 – Memorial de cálculo sistema 1

situação	Potencia (cv)	Constante	Pot arref (cv)	Rotçao (rpm)	Vazao (l/min)	m³/s	Vmassica(kg/s)	Delta t liq (graus)	T saida agua (Celsius)
1	17,83	1,2	21,396	3386	115,8	0	1,86	2,72	122,28
2	22,46	1	22,46	4356	133,9	0	2,15	2,47	122,53
3	32	0,9	28,8	4356	133,9	0	2,15	3,17	121,83
4	82,15	0,8	65,72	5732	164,6	0	2,64	5,89	119,11
5	93,5	1	93,5	5990	169,8	0	2,72	8,12	116,88
	Var(m/s)	vazao ar (m³/s)	vmass ar kg/s	T ent ar	delta t ar	T saida ar	DTML	A (dtml)	
	6,11	0,41	0,48	40	44,40	84,40	59,01	0,0091	
	11,94	0,80	0,93	54	23,84	77,84	57,18	0,0098	
	11,94	0,80	0,93	54	30,57	84,57	52,95	0,0136	
	38,89	2,60	3,03	54	21,43	75,43	56,99	0,0288	
	39,72	2,66	3,10	65	29,85	94,85	40,04	0,0584	

Tabela 6 – Memorial de cálculo sistema 2

situação	Potencia (cv)	Constante	Pot arref (cv)	Rotçao (rpm)	Vazao (l/min)	m³/s	Vmassica(kg/s)	Delta t liq (graus)	T saida agua (Celsius)
1	17,83	1,2	21,396	3386	170,8	0	2,74	1,85	123,15
2	22,46	1	22,46	4356	190,7	0	3,06	1,74	123,26
3	32	0,9	28,8	4356	190,7	0	3,06	2,23	122,77
4	82,15	0,8	65,72	5732	221	0	3,54	4,38	120,62
5	93,5	1	93,5	5990	224,8	0	3,60	6,13	118,87
	Var(m/s)	vazao ar (m³/s)	vmass ar kg/s	T ent ar	delta t ar	T saida ar	DTML	A (dtml)	
	6,11	0,47	0,55	40	38,37	78,37	63,14	0,0085	
	11,94	0,92	1,08	54	20,61	74,61	59,33	0,0095	
	11,94	0,92	1,08	54	26,43	80,43	55,80	0,0129	
	38,89	3,01	3,51	54	18,52	72,52	59,27	0,0277	
	39,72	3,08	3,58	65	25,80	90,80	43,29	0,0540	

### 4- Conclusão

Conclui-se que o trocador de calor 1 é melhor, já que a área já está adequada, mesmo com as situações extremas, e não está superdimensionado, já que com 3 iterações sobre a área a diferença não foi tao grande (menos de 25%), ao passo que para o trocador de calor 2, com 3 iterações a diferença foi de 70% .