

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE FUNCIONAL E ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE PARTIDA
FRIA PARA MOTORES BICOMBUSTÍVEL**

Luís Eduardo Azevedo Duccini

SÃO PAULO

2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Duccini, Luis Eduardo Azevedo

Análise funcional e energética de sistema de partida fria para motores bicompostível / L.E.A. Duccini. – São Paulo, 2007.
61p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Combustão 2.Motores a álcool 3.Motores ciclo Otto 4.Projeto mecânico (Viabilidade econômica) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE FUNCIONAL E ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE PARTIDA
FRIA PARA MOTORES BICOMBUSTÍVEL**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para o título de graduação em engenharia.

Luís Eduardo Azevedo Duccini
Orientador: Prof. Dr. Euryale Zerbini

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

SÃO PAULO
2007

Conteúdo

RESUMO	5
1. INTRODUÇÃO	6
2. OBJETIVO.....	7
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
3.1. Motores Ciclo Otto.....	8
3.2. Ignição por Centelha	9
3.3. Troca de calor nos pistões.....	13
3.4. Sistemas de Ignição.....	14
3.5. Sistemas de Injeção de Combustível.....	15
3.6. Modelo de evaporação das gotas	18
3.7. Sistemas de Partida Fria Atuais	21
4. ANÁLISE DA COMBUSTÃO DO ÁLCOOL.....	23
4.1. Características físico-químicas	23
4.2. Condições de queima na câmara.....	24
4.3. Simulação.....	25
4.4. Influência do aquecimento do combustível nas emissões gasosas	28
5. SISTEMA DE PARTIDA FRIA SEM COMBUSTÍVEL AUXILIAR.....	30
5.1. Proposição de modelos.....	31
5.2. Comparativo entre propostas	33
6. DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA.....	34
6.1. Potência Requerida	35
6.2. Impactos no sistema elétrico	36
6.3. Rotina para acionamento do sistema.....	37
7. RESULTADOS DE TESTES PRELIMINARES	38
8. CONCLUSÕES	39
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	40
ANEXOS 1:	41
ANEXOS 2:	60
ANEXOS 3:	61

RESUMO

O presente trabalho apresenta um sistema de partida fria para os automóveis “flex” capaz de eliminar, para as condições ambientais brasileiras típicas, a necessidade de um combustível auxiliar, aquecendo previamente o combustível antes do processo de injeção nos cilindros. Serão feitas algumas explanações acerca do problema proposto, e as razões pelas quais até hoje se segue utilizando os sistemas de partida fria tradicionais com reservatório de gasolina.

1. INTRODUÇÃO

Com o advento dos veículos bicompostíveis, um velho problema dos veículos movidos a álcool veio à tona: a difícil partida dos motores em dias com temperaturas acentuadamente baixas, quando os mesmos se encontram abastecidos apenas com o combustível vegetal, ou com uma alta concentração do mesmo.

Este problema é parcialmente resolvido com a adoção de sistemas de partida a frio, que se utilizam da injeção da gasolina para o seu funcionamento. No entanto, este sistema demanda uma maior atenção do consumidor, pois se utilizado com freqüência, a gasolina do reservatório de partida a frio acabará, impossibilitando a partida do motor em temperaturas reduzidas.

2. OBJETIVO

O objetivo principal deste trabalho de formatura é apresentar alternativas tecnológicas para os sistemas de partida a frio convencionais (com reservatório de gasolina), propondo uma nova abordagem para o problema. Existem outros sistemas no mercado, mas como se tratam de meras adaptações ou conversões para que os veículos movidos à gasolina possam utilizar a flexibilidade de combustível, não compreendendo um sistema de partida apenas com essa finalidade, têm seu funcionamento desacreditado.

Ademais, buscar-se-á analisar os motivos pelos quais sistemas alternativos aos sistemas de partida fria atuais nunca foram utilizados, assim como as implicações da instalação no veículo desse novo sistema, apresentando alguns benefícios e empecilhos técnicos de sua utilização.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Visando fundamentar cientificamente os modelos matemáticos que vão ser utilizados na construção dos protótipos de sistemas de partida fria, os princípios físicos e conceituais do processo de combustão foram estudados com alguma profundidade, assim como as características funcionais dos motores ciclo Otto, alvo neste projeto da aplicação do sistema de partida fria.

Por tanto este trabalho focará as áreas da combustão mais pertinentes ao escopo do projeto.

3.1. Motores Ciclo Otto

Os motores Ciclo Otto, assim chamados devido ao seu inventor Nicolaus A. Otto, foram primeiramente patenteados em 1867 (HEEYWOOD, 1985). Desde então estes motores vêm sofrendo um contínuo desenvolvimento, o que pode ser comprovado pelo seu rendimento termodinâmico, que nos primórdios beirava os 10% e atualmente facilmente supera 30%. No entanto, o seu princípio de funcionamento segue sendo o mesmo.

Motores Ciclo Otto são classificados como motores alternativos a 4 tempos de ignição por centelha (GARCIA, 1985). Durante esse tipo de ciclo, o pistão percorre 4 vezes o seu curso, ou seja, passa 4 vezes pelos seus pontos mortos superior (PMS) e inferior correspondendo a 2 voltas do eixo do motor. Estes tempos podem ser descritos sucintamente como:

1- Admissão: o pistão parte do PMS e segue até o inferior, sugando a mistura ar-combustível ou o ar para o interior do cilindro. As válvulas de admissão devem ser abertas brevemente antes do início do tempo e fechado logo em seguida ao seu fim, para garantir uma adequada entrada dos gases.

2- Compressão: as válvulas se encontram fechadas, e a mistura ou o ar é comprimido. Se somente o ar é comprimido, o combustível é injetado pouco antes do ponto morto superior do curso do pistão. Ao final desse tempo a combustão é iniciada, incrementando rapidamente a pressão no cilindro.

3- Expansão: se inicia no PMS e terminada no PMI. Os gases a alta temperatura e pressão empurram o pistão para baixo. Este é o tempo onde se obtém trabalho útil do motor. Um pouco antes de chegar ao PMI a válvula de escape se abre.

4- Exaustão: este tempo inicia-se no PMI e termina no PMS. Nele a válvula de escape encontra-se aberta, permitindo que neste tempo os gases resultantes da combustão sejam empurrados para fora do cilindro, iniciando um novo ciclo. Logo após o PMS a válvula de exaustão se fecha iniciando um novo ciclo.

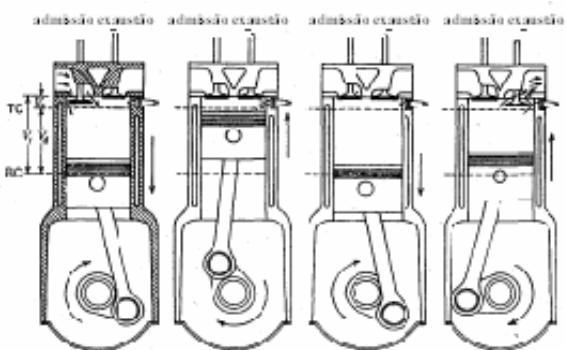


Fig. 1 Ciclos motor Otto

Diversos combustíveis podem ser utilizados nos motores baseados no Ciclo Otto. Os mais comuns no Brasil são o álcool etílico hidratado, a gasolina e o GNV (gás natural veicular). Atualmente nos veículo flex, o álcool e a gasolina já podem ser misturados de modo aleatório no tanque.

3.2. Ignição por Centelha

Basicamente, as centelhas são descargas elétricas promovidas por um campo elétrico. Elas são utilizadas para promover a ignição nos seguintes motores:

- motores ciclo Otto (a cada ciclo)
- turbinas a gás (a cada partida)

No estudo da ignição por centelha, é de interesse para esse trabalho entender quais são as características da centelha e mistura que facilitam a ignição. O simples aumento energético da centelha é capaz de dar ignição à uma mistura pobre? Para responder esses questionamentos devemos estudar de que maneira se propaga a zona da ignição, ou seja, analisar seu perfil térmico. A Fig. 2 mostra a evolução típica de uma zona de reação.

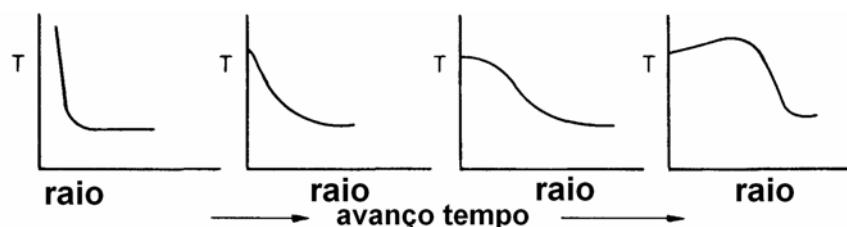


Fig. 2-Perfil térmico de uma ignição por centelha

O esboço do perfil térmico apresentado mostra como a centelha cria num primeiro momento uma pequena região de gases com temperatura relativamente alta. Em seguida os efeitos de condução térmica ocasionam a elevação da temperatura na vizinhança da centelha. Após essa queda há um novo aumento da temperatura causado pela reação exotérmica, e ao final uma nova queda e a propagação da chama num regime permanente.

SPALDING (1985) modelou a ignição por centelha utilizando a similaridade que existe entre os perfis térmicos das ignições causadas por chamas pilotos e centelhas. Além disso, considerou que o fenômeno é simétrico em relação ao eixo de simetria na direção do fluxo da chama. A Fig. 3 mostra esta característica.

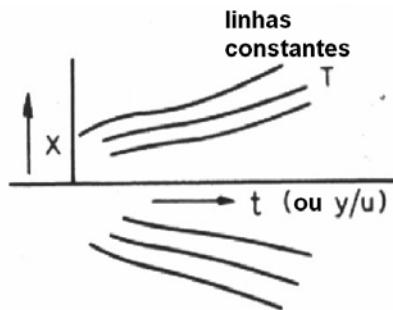


Fig. 3-Simetrias das isotérmicas

Após o equacionamento matemático para as chamas, SPALDING (1985) apresenta as seguintes considerações sobre as consequências práticas das equações obtidas:

Mínima energia de ignição para uma chama laminar

Para que a ignição seja bem sucedida, é necessário que uma massa de gases igual a $2 \rho_b x_{o,crit}$ seja aquecida até a temperatura de ignição T_b . Logo, a energia da centelha deve ser da ordem de:

$$2c(T_b - T_u)\rho x_{o,crit}$$

Isto é, seja

$$\frac{2 \Gamma_u c(T_b - T_u)}{S} \quad \text{ou} \quad \frac{2 \Gamma_b \rho_b}{\rho u S} c(T_b - T_u) \quad (1)$$

onde:

c – calor específico a pressão constante da mistura ($\frac{J}{kg \cdot K}$)

ρ – massa específica da mistura ($\frac{kg}{m^3}$)

T_b – temperatura de ignição (K)

T_u – temperatura ao longe (K)

S – velocidade de propagação da chama na mistura (m/s)

Γ_b – coeficiente de difusão ($\frac{kg}{s \cdot m}$)

Γ_u – coeficiente de difusão ($\frac{kg}{s \cdot m}$)

$X_{0,crit}$ – dimensão característica da zona de ignição (m^3)

Portanto, as misturas que possuem uma baixa velocidade de chama são as que requerem centelhas mais energéticas e são as mais difíceis de inflamar.

Mínima energia de ignição para um sistema esférico

Para que seja possível criar uma chama de propagação esférica, é preciso que a centelha crie um “invólucro” de gás quente com um diâmetro mínimo de $2 \Gamma_b / (\rho u S)$. Como o volume da esfera é dado por $\pi d^3 / 6$, pode-se concluir que a mínima energia necessária para termos uma chama esférica é da ordem de:

$$\frac{\pi}{6} c(T_b - T_u) \rho_b \left(\frac{\Gamma_b}{\rho u S} \right)^3 \quad (2)$$

onde:

c – calor específico a pressão constante da mistura ($J / (kg \cdot K)$)

ρ – massa específica da mistura (kg / m^3)

T_b – temperatura de ignição (K)

T_u – temperatura da mistura (K)

S – velocidade de propagação da chama na mistura (m / s)

Γ_b – coeficiente de difusão ($kg / s \cdot m$)

Γ_u – coeficiente de difusão ($kg / s \cdot m$)

$X_{0,crit}$ – dimensão característica da zona de ignição (m^3)

Observando a equação anterior podemos observar que as misturas que apresentam baixa velocidade de chama são mais difíceis de inflamar. É também possível observar que é necessária uma maior energia para se ter a ignição quando a pressão na mistura é baixa.

A ignição esférica é o tipo de ignição mais próximo daquelas presentes em motores alternativos, portanto a de maior interesse para esse projeto.

3.3. Troca de calor nos pistões

Durante o *tempo da compressão*, e também durante os tempos de *combustão e expansão*, a troca de calor entre os gases de combustão e as paredes do cilindro ainda que a princípio pareça irrelevante, mostrar-se-á fundamental para o correto entendimento do processo de partida dos motores a álcool.

Em se tratando de um processo extremamente complexo e dinâmico, que envolve grandes variações de pressão e temperatura no interior do cilindro, assim como de velocidade do pistão, uma simulação precisa do processo de combustão demanda a utilização de sistemas CFD's com computadores com grande capacidade de processamento.

Para contornar essa dificuldade técnica, SCHIMDT (1966) propõe a utilização das seguintes equações, que também foram propostas por Nusselt, para a avaliação da taxa de transferência de calor por convecção e radiação nos cilindros de motores de combustão interna.

$$h_c = 0,0286 * \sqrt[3]{p^2 T (1 + 0,378 v_p)} \quad \text{Btu/ft}^2 \text{h}^\circ \text{F} \quad (3)$$

onde

h_c - coeficiente de transferência de calor por convecção instantâneo;

p - pressão absoluta do gás no cilindro no instante (psi abs);

T - temperatura absoluta do gás no cilindro no instante ($^\circ\text{R}$);

v_p - velocidade média do pistão (ft/sec).

A equação proposta para a avaliação da transferência de calor por radiação é:

$$h_r = \frac{0,0128}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2}} * \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T - T_w} \quad \text{Btu/ft}^2 \text{h}^\circ \text{F} \quad (4)$$

onde

T_w - temperatura absoluta da parede ($^{\circ}\text{F}$);

A_1 - capacidade de absorção do volume de gás;

A_2 - capacidade de absorção da superfície da parede do cilindro.

Assim, a taxa de transferência de calor entre os gases e parede do cilindro é dada por:

$$Q = (h_r + h_c) A (T - T_w) \quad \text{Btu/h ,} \quad (5)$$

onde :

A - área da superfície exposta da camisa (m^2);

Schmidt também indica que boa parte da transferência de calor que ocorre num motor em regime deve-se ao processo convectivo (h_c) e apenas um percentual pequeno deve-se ao processo radiativo (h_r).

Portanto para as futuras análises que serão feitas sobre a partida fria nos motores abastecidos com etanol, desconsideraremos totalmente a transferência de calor por radiação, já que a baixas temperaturas, a mesma se torna insignificante se comparada à transferência de calor por convecção.

3.4. Sistemas de Ignição

O sistema de ignição é o responsável por provocar o início do processo de combustão da mistura ar/combustível no momento correto, através da produção de uma centelha no eletrodo presente na extremidade da vela de ignição que fica posicionada no interior do cilindro. O funcionamento incorreto desse sistema pode levar desde a queima incompleta da mistura ar/combustível até mesmo à falha na ignição da mistura.

Este sistema é composto basicamente pelas velas, uma por cilindro, um circuito LC e um distribuidor. A vela é a responsável pela criação da centelha, o circuito LC condiciona o sinal elétrico e libera um pulso de energia elétrica em alta tensão. O

distribuidor é o responsável pela coordenação do acionamento das velas. Entretanto, nos modelos com injeção eletrônica, os componentes foram substituídos pela ECM.

Segundo BOSCH (1996), a energia necessária para dar início à ignição na mistura ar/combustível em condições ideais é ao redor de 0,2 mJ. Este valor pode ser calculado com o modelo proposto por SPALDING (1985) e é válido para a ignição de uma mistura de composição estática, homogênea e estequiométrica. Em motores reais, no entanto, os valores medidos são muito mais altos porque existem várias não homogeneidades e os movimentos da mistura em relação ao centro da ignição são significativos. Para que não se detecte problemas no processo de ignição, os fabricantes dos sistemas elétricos automotivos sugerem que a potência disponível na região da ignição estejam na faixa entre os 30 e 100 mJ.

Abaixo são apresentadas as especificações de uma bobina de veículos atuais flex. Observe que a energia disponível para a ignição é 30 mJ.

IGNITION SYSTEM INTERFACE SPECIFICATIONS		
MOUNTING REQUIREMENTS	UNIT	VALUE
	GRAMS METRIC N·m	950 M8 10
OPERATING PARAMETERS		
PRIMARY HARNESS RESISTANCE (INCLUDES BOTH B+ AND GROUND WIRES)	ohm	0.15±0.05
OPERATING VOLTAGE (PERFORMANCE REDUCED BELOW 9 VOLTS)	V	8-16
OPERATING TEMPERATURE RANGE	°C	-40 TO 125
BACKPLATE OPERATING TEMP (MAX)	°C	140
SECONDARY LOAD RESISTANCE (MIN)	ohm	2500
EST VOLTAGE (MIN)	V	5
EST INPUT IMPEDANCE	Kohm	10
ERPM RANGE	RPM	0-8000
ELECTRICAL CHARACTERISTICS		
CHARGING TIME	mSEC	2.55
PEAK PRIMARY CURRENT (NOMINAL)	A	9.5
SECONDARY AVAILABLE VOLTAGE (MIN)	kV	34
WITH 50 pF LOAD		
ZENER ENERGY (MIN)	mJ	30
(ISO/TC22/SC1/WG3 NI16 METHOD)		
SPARK DURATION (MIN)	mSEC	0.80
(ISO/TC22/SC1/WG3 NI16 METHOD)		
PEAK SECONDARY CURRENT (NOMINAL)	mA	97
ELECTRICAL PERFORMANCE DATA AND SYSTEM VALUES ARE AS MEASURED AT ROOM TEMP (23±3°C) & 14 VOLTS BATTERY VOLTAGE UNDER THE DELPHI-E PD-1070 LABORATORY TEST CONDITIONS		

Tab. 1-Dados técnicos da bobina utilizada no Chevrolet Celta 2007

3.5. Sistemas de Injeção de Combustível

O sistema de injeção de combustível é o responsável pela preparação da mistura ar/combustível que será injetada nos cilindros, nas mais diversas situações de operação do motor, visando sempre garantir o menor nível de consumo e emissões.

O processo de mistura e de ignição, que nos carros com carburador eram feitos pelo mesmo e pelo circuito LC e distribuidor, com a chegada das injecções eletrônicas passou a ser controlada pelo módulo eletrônico de controle do motor, apelidado de *Centralina, ou ECM (electronic control module)*.

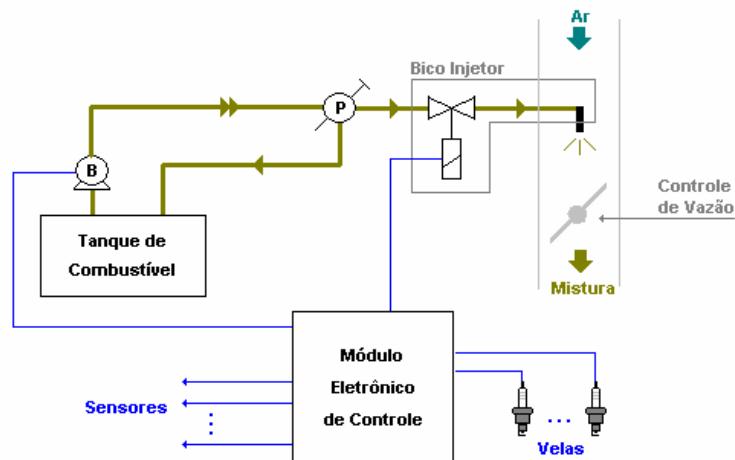


Fig. 4-Sistema de injeção eletrônica monoponto

O controle da vazão de combustível é feito pelo *Bico Injetor*. Este equipamento é acionado por sinal elétrico liberado pela ECM que induz um campo magnético no seu interior, o qual possibilita que o bico trabalhe como uma válvula de duas posições, aberta ou fechada. A dosagem da massa que ingressará ao cilindro é feita pela variação do tempo de abertura do bico. Como a pressão é sempre a mesma, 1 bar nos veículos mono-ponto, e 3 bar nos veículos multiponto, é possível saber com certa precisão a vazão de combustível.



Fig. 5- Bico Injetor

No sistema apresentado acima, *mono-ponto*, o bico se localiza antes da válvula borboleta, e a válvula borboleta controla a vazão da mistura e, portanto a rotação do motor, como no sistema carburado. Já no *multiponto*, existe um bico injetor para cada cilindro, e a válvula borboleta controla somente a passagem do ar, ao invés da mistura.

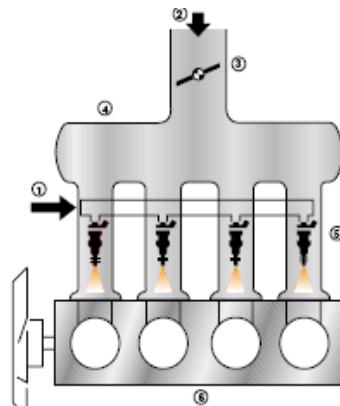


Fig. 6– Sistema de Injeção “multi-point”

Os bicos injetores têm papel fundamental na correta formação da mistura ar/combustível. Quanto maior sua capacidade de pulverizar o combustível, mais homogênea será a mistura e menor será o risco de ocorrer a condensação e precipitação do combustível nas paredes do sistema de admissão, evitando assim que ocorram falhas na combustão da mistura, tais como queima incompleta ou até mesmo a falha na ignição.

A ECM também controla toda a geração das centelhas eletronicamente. Ao invés de existir uma bobina central e um distribuidor, existe uma bobina eletrônica para cada vela do motor.

Para que o sistema de ignição consiga fazer todo esse controle existe um conjunto de sensores distribuídos no motor (desde a admissão até a exaustão). A quantidade de sensores varia conforme o modelo da injeção, mas podemos relacionar os mais básicos, tais como: sensor de ponto, sensor de pressão negativa, de temperatura, de acelerador e dos gases de exaustão.

A adoção da injeção eletrônica, em substituição ao carburador, permitiu um grande avanço em termos de rendimento do motor e dos níveis de emissões.

3.6. Modelo de evaporação das gotas

O correto funcionamento do bico injetor demanda um estudo aprofundado do modelo de evaporação das gotas dos combustíveis. Isso é ainda mais crítico nos veículos flex devido à grande diferença entre as propriedades físico-químicas do etanol hidratado e da gasolina, o que exige dos projetistas um grande trabalho para se obter um projeto de bico que atenda bem tanto à gasolina como ao etanol. Um exemplo da grande diferença apresentada pelo álcool e a gasolina pode ser observada a seguir, num gráfico que apresenta o percentual de evaporação de diversos combustíveis versus a distância percorrida pelo jato liberado pelo bico injetor:

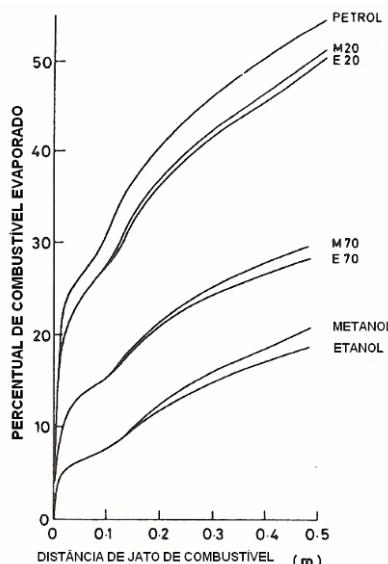


Fig. 7-Percentual de evaporação x dist. do jato apresentado por SPALDING

Para facilitar o estudo do processo de evaporação das gotas, TURNS (2000) admite as seguintes hipóteses:

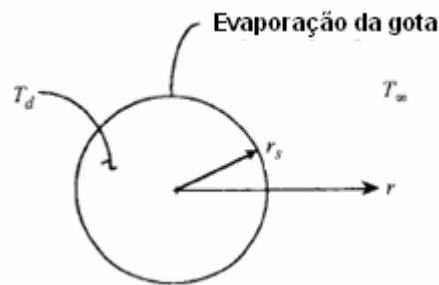
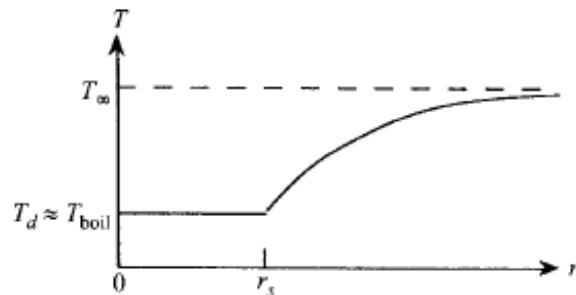


Fig. 8-Formato da gota

- A gota evapora num meio contínuo e sem perturbações, e suas propriedades irão variar apenas com o raio. Efeitos da gravidade são desconsiderados;
- A evaporação ocorre num regime quase-permanente,
- O combustível é uma substância pura e não absorve o gás que envolve a gota;
- A temperatura da gota é uniforme e se torna igual a temperatura de ebulação do líquido ($T_g = T_{eb}$). Já a temperatura dos gases ao longe é constante e dada por T_∞ ;



• Fig. 9-Perfil térmico da gota

- As propriedades fisico-químicas, tais como condutividade térmica, densidade, e calor específico são constantes.

Adotando a conservação de massa e de energia, ele propõe o seguinte volume de controle:

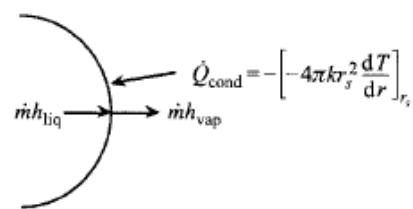


Fig. 10-Volume de controle

A partir desse volume de controle, TURNS (2000) obtém então a seguinte equação, a qual define o perfil térmico da gota:

$$T(r) = \frac{(T_\infty - T_{eb}) \exp(-Z \frac{\dot{m}}{r}) - T_\infty \exp(-Z \frac{\dot{m}}{r_s}) + T_{eb}}{1 - \exp(-Z \frac{\dot{m}}{r_s})} \quad (6)$$

Sendo que:

$$Z \equiv \frac{c_{pg}}{4\pi k} \quad (7)$$

onde

T_∞ - temperatura dos gases ao longe (K);

T_{eb} - temperatura de ebulação da gota (K);

r_s - raio da superfície da gota (m);

c_{pg} - calor específico do combustível ($J/kg.K$);

k - cte de condutividade térmica. ($W/m \cdot K$).

Obtido o perfil térmico, obtêm a seguinte equação para a vazão em massa na superfície da gota:

$$\dot{m}^* = \frac{4\pi k_g r_s}{c_{pg}} \ln(B_q + 1) \quad (8)$$

onde B_q , ou **número de Spalding** é dado por:

$$B_q = \frac{c_{pg}(T_\infty - T_{eb})}{h_{lv}} \quad (9)$$

O **tempo de vida da gota**, para o modelo que considera temperatura do líquido da gota igual a temperatura de ebulação é

$$t_q = \frac{D_0^2}{K}, \quad (10)$$

onde D_0 é o diâmetro inicial da gota, e K é a **constante de evaporação** definida por:

$$K = \frac{8k_s}{\rho_l c_{pg}} \ln(B_q + 1) \quad (11)$$

Observe que ρ_l é a massa específica do líquido da gota.

As equações para a avaliação da vazão em massa na superfície da gota e para o tempo de vida da gota serão de grande importância na elaboração do modelo numérico para a partida fria do motor abastecido com etanol.

3.7. Sistemas de Partida Fria Atuais

Os sistemas de partida fria estão presentes nos veículos a álcool desde os seus primórdios. Desde então, seu princípio de funcionamento praticamente não foi alterado, havendo apenas alguns avanços nos componentes de controle.

Este sistema é composto de um reservatório de gasolina, um sistema de bombeamento e de um injetor. Em dias de frio intenso, no momento da partida do motor, o sistema de partida fria injeta gasolina no sistema de admissão, enriquecendo a mistura e possibilitando a partida. A substituição dos carburadores por sistemas de injeção eletrônica não mudou em nada esse princípio, apenas alterou de que maneira é feito o enriquecimento da mistura no momento da partida.

Nos veículos atuais, esse controle é feito pela ECM (Electronic Control Module). A cada reabastecimento de combustível, a ECM verifica a composição do combustível no tanque através da composição dos gases de escape. Se a presença de etanol for superior a 85% da mistura, e a temperatura externa for inferior a 18°C, o sistema de partida fria é acionado. Em geral, como parâmetro de funcionamento, as montadoras calibram os sistemas atuais de partida fria para que os veículos possam funcionar em temperaturas de até -10°C.



Fig. 11-Reservatório de Gasolina de sistema de partida fria

Contudo, ainda nos falta definir o porquê da partida de motores alimentados com etanol hidratado, o E100, torna-se crítica à baixa temperatura, e o mesmo não ocorrer quando este combustível possui um percentual maior de gasolina. Ademais, cabe justificar o porquê da temperatura de acionamento dos sistemas de partida fria são 18°C.

4. ANÁLISE DA COMBUSTÃO DO ÁLCOOL

Neste capítulo será feita uma análise dos motivos/causas pelos quais a partida do motor não ocorre em baixas temperaturas quando abastecido com o álcool. Serão discutidos os seguintes aspectos: características físico-químicas do álcool, e condições de queima na câmara. Também será apresentada uma simulação que buscará corroborar as informações apresentadas.

4.1. Características físico-químicas

Sabemos que para que ocorra uma boa queima do combustível presente no cilindro, os mesmos devem estar no estado gasoso. Se o combustível ao entrar no cilindro se encontra no estado líquido, a centelha liberada pela vela de ignição será incapaz de iniciar uma combustão que se propague, ou seja, não ocorrerá a queima satisfatória do combustível.

Propriedade	Gasolina bras.	Álcool hidratado
PCI (kJ/kg)	39320	25000
Dens. (kg/m ³)	740	790
% Álcool anidro	22	93,2
A/C esteq.	14,3	8,6
Temp. ebulação (°C)	25 - 215	78
Temp. de auto-ignição(°C)	400	420
Pressão de Vapor (Kpa)	38	9
Calor Latente (KJ/Kg)	440	992
Ponto de Fulgor(°C)	- 42	13
Octanagem RON	93	106

Tab. 2-Comparativo entre gasolina (E22) e etanol (E100)

Analisando as propriedades de ambos combustíveis, podemos observar que a entalpia de vaporização do álcool hidratado (992 KJ/kg) é superior àquela da gasolina (440 KJ/Kg), i.e., é necessário uma energia maior para vaporizar o álcool que a gasolina. Portanto, o álcool necessita de uma energia disponível superior à gasolina (temperaturas mais elevadas) para que a vaporização ocorra.

Outra propriedade passível de estudo, e que permite entender alguns parâmetros de projeto dos sistemas de partida fria, é o ponto de fulgor. Este é definido como a

temperatura no qual, à pressão ambiente, certo combustível é capaz de liberar vapores. Como se pode observar, o ponto de fulgor do álcool (13°C) é notavelmente superior ao da gasolina (-42°C). Esta temperatura chega a ser superior à temperatura média da região sul do país no inverno (entre 10°C e 15°C).

No entanto, essas informações ainda não esclarecem o porquê das montadoras adotarem como parâmetro de acionamento dos sistemas de partida fria, temperaturas inferiores a 18°C . Cabe, portanto, um estudo mais aprofundado das interações dos gases com o motor.

4.2. Condições de queima na câmara

Outro aspecto que deve ser abordado no problema da ignição do álcool são as condições em que ocorre a queima do mesmo no interior do cilindro, abordando não somente as condições de temperatura e pressão dos gases, mas também da mistura ar/combustível.

A ignição da mistura só ocorrerá quando atingido o limite de inflamabilidade. Ele indica o volume mínimo de combustível vaporizado necessário numa mistura ar/combustível, para que ocorra combustão.

Limites de Inflamabilidade					
Heptano	C7H16	min.	1,2	máx.	6,7
Octano	C8H18	min.	1	máx.	6
Etanol	C2H6O	min.	4,3	máx.	9
% volumétrica p~pat					

Tab. 3-Limites de Inflamabilidade

Na tabela acima, pode-se observar que os limites mínimos e máximos de inflamabilidade do álcool são superiores ao do heptano e octano, dois dos principais componentes da gasolina e de características similares à mesma.

Segundo SPALDING (1985), a difusividade está intimamente ligada à temperatura. Quanto maior a temperatura, maior a difusividade. Logo, com uma temperatura inferior, espera-se que a difusividade seja reduzida, e, portanto o ar se

sature antes que limite de inflamabilidade seja atingido. Este efeito acentua-se com o etanol, que apresenta um limite de inflamabilidade superior ao da gasolina.

4.3. Simulação

A análise realizada no item anterior discute o comportamento dos dois combustíveis, etanol e gasolina, sob um ponto de vista das propriedades apenas. No entanto, se desejamos determinar com clareza os efeitos que impedem a partida dos motores alimentados com etanol em dias frios, devemos levar em conta as interações que ocorrem entre o motor e os gases da mistura etanol-ar durante os primeiros momentos da partida. Para tanto, um programa de simulação numérica foi utilizado. Ele considera a troca de calor entre os gases e as superfícies do motor, a variação do coeficiente de convecção h , as velocidades instantâneas do pistão e o efeito das gotas de álcool na mistura.

Como aproximação para as velocidades média e instantânea do pistão foram utilizadas respectivamente as seguintes aproximações propostas por BOSCH (1996):

$$v_m = 2 \cdot n \cdot s \quad (12)$$

$$v = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r (\sin \varphi + \frac{r}{2l} \sin 2\varphi) \quad (13)$$

onde

v_m - velocidade média (mm/min)

v - velocidade instantânea (mm/min)

n - rotações do motor (min^{-1});

s - curso do pistão (mm);

r - raio do virabrequim (mm);

l - comprimento da biela (mm);

φ - ângulo do virabrequim ($^{\circ}$).

Devido à grande complexidade que envolve essa simulação, algumas hipóteses simplificadoras foram adotadas:

- O sistema trabalha com a injeção de etanol líquido no cilindro;
- A injeção de combustível é direta e ocorre através de bicos injetores localizados na parte superior da câmara (cabeçote);
- O único mecanismo de transferência de calor é a convecção e ocorre entre a mistura ar-combustível e as paredes laterais do cilindro (desconsiderando pistão e cabeçote);
- O coeficiente de convecção varia de 340 a 390 W/m²K (valores obtidos com montadoras);
- As gotas apresentam diâmetros iguais (uniformes);

Várias simulações foram realizadas para avaliar a temperatura mínima do etanol que possibilita a partida do motor para uma dada temperatura do ar ambiente. A ignição ou não do álcool é determinada no programa (Anexo 1) pelo limite mínimo de inflamabilidade. A ignição ocorrerá quando o volume de vapor de álcool for superior a 4,3 % do volume total da câmara de combustão.

Como parâmetros de entrada para o programa, foram utilizados dados reais do motor do Chevrolet Celta 1.0.

Motor Fam. I 1.0 L Flex	
Cilindrada Efetiva	999 cm ³
Potência	70 Cv @ 6400 Rpm
Torque	86 Nm @ 3200 Rpm
Núm. Cilindros	4
Diâmetro do Cilindro	71,1 mm
Curso	62,9 mm
Taxa de Compressão	12,6

Tab. 4-Dados do motor

A partir das simulações podemos obter os seguintes dados apresentados na Tab.5. Pode-se observar que para temperaturas mais altas do ar ambiente, mesmo com temperaturas inferiores ao do ar ambiente para o etanol, ainda é possível se ter ignição.

Tar	Tálcool
295	285
294	286
293	286
292	287
291	288
290	291
289	315
288	328
287	337
286	344
285	349

Tab. 5-Dados de simulação

Uma melhor análise dos dados pode ser feita através do gráfico a seguir:

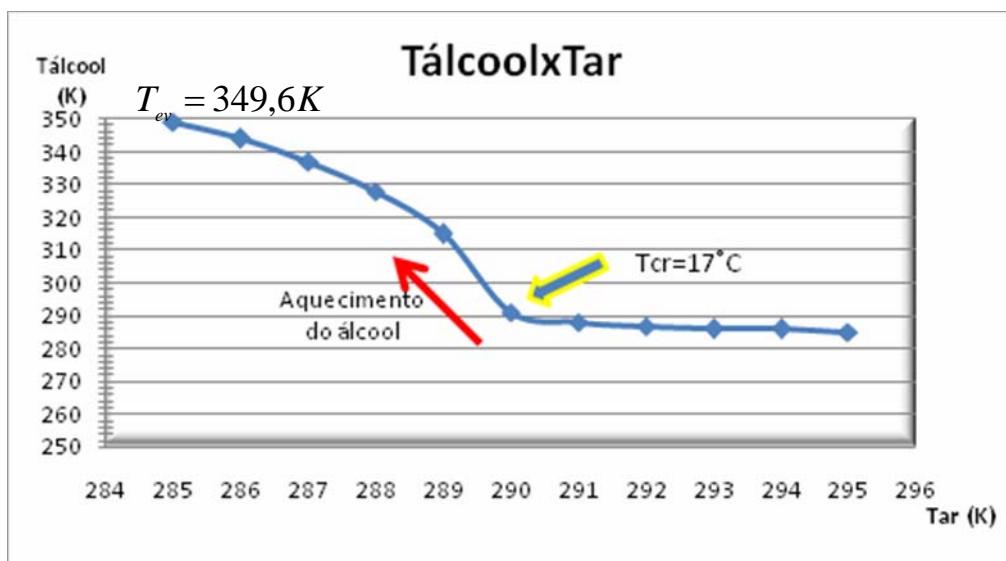


Fig. 12-Gráfico demonstrativo de correlação entre temperatura do ar ambiente e temperatura mínima do álcool para ignição

Conforme podemos observar, para temperaturas inferiores a $T_{cr} = 290K$ ($17^{\circ}C$), o etanol deve ser aquecido para que o limite de inflamabilidade seja alcançado e, logo a ignição seja possível. Esta temperatura coincide com a temperatura de acionamento dos sistemas de partida fria atuais já utilizados pelas montadoras, como mencionado nos capítulos anteriores, o que nos explica então o porquê da adoção dessa temperatura pelas montadoras, e não a temperatura de fulgor ($12^{\circ}C$).

Outra informação de grande valia obtida através da análise dos resultados da simulação é a temperatura mínima do ar ambiente $T_{ar} = 285K$ ($12^{\circ}C$) na qual o álcool já não poderá ser mais aquecido, pois evaporará antes da injeção no cilindro.

Com esse dado, podemos concluir que para temperaturas inferiores a $12^{\circ}C$, um sistema de partida fria que se utilize apenas do aquecimento do etanol líquido não será eficaz. Podemos concluir então que o sistema para ser funcional em temperaturas inferiores a essa, deverá se utilizar da vaporização do etanol, e talvez até mesmo, de um sistema auxiliar similar aos atuais com injeção de gasolina.

4.4. Influência do aquecimento do combustível nas emissões gasosas

Segundo BRUNOCILLA (2006), os principais poluentes cabíveis de controle nos motores ciclo OTTO são os HC (hidrocarbonetos), CO (monóxido de carbono), NOx (óxido de nitrogênio), HCHO (aldeídos), assim como o CO₂ (dióxido de carbono), gás esse responsável pelo aquecimento global. Atualmente sistemas sofisticados de gerenciamento de motores, assim como sistemas de pós-tratamento dos gases são utilizados para atender as cada vez mais restritivas normas de controle de emissões.

Já no ano de 2009, entrará em vigência a norma PROCONVE fase 5, norma essa ainda mais restritiva quanto a emissão de certos poluentes.

Fase	Poluentes (g/Km)						Evap g/Test
	CO	HC ¹	NMHC	NOx	RCHO ²	PM ³	
1	24	2,1		2,0			
2	12	1,2		1,4	0,15		6,0
3	2,0	0,3		0,6	0,03		6,0
4	2,0	0,3	0,16	0,25/0,60³	0,03	0,05	2,0
5	2,0	0,3	0,05	0,12/0,25³	0,02	0,05	2,0

Fig. 13-Evolução das regulamentações de emissões no Brasil ao longo das fases

Contudo os níveis de poluentes emitidos pelos motores variam conforme o regime em que esse se encontra. Dentre esses regimes, o regime mais crítico quanto a emissões, principalmente quanto à emissões de HC, é o período de partida e aquecimento do motor. Nesse período ocorrem dois problemas que aumentam em muito os níveis de emissões desses poluentes:

- Os conversores catalíticos não atingiram o “light off”, temperatura mínima necessária para o correto funcionamento do conversor, logo não conseguem converter os gases de maneira adequada.
- O etanol vaporizado se condensa nas paredes frias do motor, logo para que ocorra a ignição, deve ser injetada no cilindro uma mistura mais rica do que normalmente necessária. Esse excedente de etanol não queimado se mistura ao óleo do motor, e escorre pelo sistema de exaustão. Quando essa mistura etanol-óleo atinge 60°C, inicia-se seu processo de evaporação. Esses vapores são os responsáveis pelo incremento significativo dos níveis de emissão de HC durante essa fase de “purga” do remanescente de etanol.

Segundo BRUNOCCILA, os altos níveis de emissão de HC na partida fria pode ser resolvido em grande parte, pelo aquecimento e vaporização do etanol, já que grande parte do etanol deixaria de condensar nas paredes do cilindro, diminuindo assim o volume a ser purgado no sistema de exaustão.

A redução dos níveis de emissão de HC traz como grande benefício a possibilidade de se reduzir a carga do catalisador, carga essa composta principalmente por metais preciosos e de grande custo. O benefício apresentado por essa redução de custo pode já por si mesmo, justificar para as montadoras a utilização do sistema de partida fria com aquecimento do etanol, ainda que este demande um sistema com injeção de gasolina trabalhando em paralelo para temperaturas ambiente muito reduzidas.

5. SISTEMA DE PARTIDA FRIA SEM COMBUSTÍVEL AUXILIAR

Tendo em vista que o grande problema ao se dar partida em dias frios é a baixa temperatura em que se encontra o álcool, seria um tanto quanto óbvio pensar numa solução que envolvesse o pré-aquecimento do mesmo.

Contudo, em não se tratando de um problema recente, deve-se perguntar o que levou as montadoras a manter os atuais sistemas de partida fria com gasolina durante tanto tempo. Podem-se mencionar os seguintes razões:

- falta de interesse do mercado
- custo
- demanda energética do aquecimento
- regulamentações de emissões pouco restritivas

No entanto, o lançamento dos veículos “flex” causou uma grande reviravolta nesse cenário. Houve um grande aumento da demanda por sistemas de partida fria, sistemas estes que já não atendem todos os anseios dos motoristas por veículos que demandem cada vez menos manutenção e cuidados desnecessários, tais como abastecer o reservatório de gasolina. Essa mudança de paradigma, assim como regulamentações de emissões cada vez mais restritivas, fomentou entre as montadoras e fornecedoras de sistemas para os veículos, uma corrida para suprir essa nova “necessidade” do mercado. Lançamentos de sistemas de partida fria por aquecimento de álcool estão previstos para os anos vindouros.

Criada uma nova demanda, os problemas com custos dos componentes e do desenvolvimento do novo sistema de partida fria tendem a desaparecer, já que a economia de escala absorveria em grande parte estes custos, possibilitando até mesmo que futuramente o novo sistema de partida fria seja disponibilizado para carros populares.

Logo, o grande desafio desse projeto será conciliar um curto tempo de aquecimento do combustível com uma reduzida potência para tanto. Um grande tempo de espera para se dar partida no veículo, pode causar um grande desinteresse

do cliente pelo sistema, no entanto se a potência da resistência for muito grande com o intuito de reduzir o tempo da partida, corre-se o risco de ser necessária uma grande alteração no sistema elétrico do veículo, assim como grandes investimentos pelas montadoras, tornando o projeto inviável.

5.1. Proposição de modelos

Foram elaborados 2 modelos de sistemas de partida fria. Ambos são baseados no pré-aquecimento e vaporização do etanol, e não da mistura ar-combustível. O que os diferencia é basicamente o local do aquecimento, se central ou distribuído. Em ambos os casos esses sistemas poderão ter trabalhando em paralelo o sistema de partida fria convencional com injeção de gasolina, já que para temperaturas abaixo de 12 °C, conforme demonstrou a simulação, a utilização da gasolina poderá ser necessária.

Modelo 1 – Aquecimento Central

Neste modelo propõe-se um sistema de alimentação paralelo ao coletor de admissão, onde estará localizada a resistência elétrica responsável pela vaporização do álcool. O combustível vaporizado será distribuído para cilindros através de dutos que desembocarão acima das válvulas de admissão e ao lado dos bicos injetores. O sistema de partida fria funcionará em conjunto com o sistema de injeção durante os primeiros instantes da partida, enriquecendo e aquecendo a mistura. A instalação do sistema injetor de álcool pré-aquecido deve estar localizado o mais próximo possível das válvulas de admissão de modo que as superfícies frias de contato sejam mínimas, aumentando a eficiência do sistema como um todo.

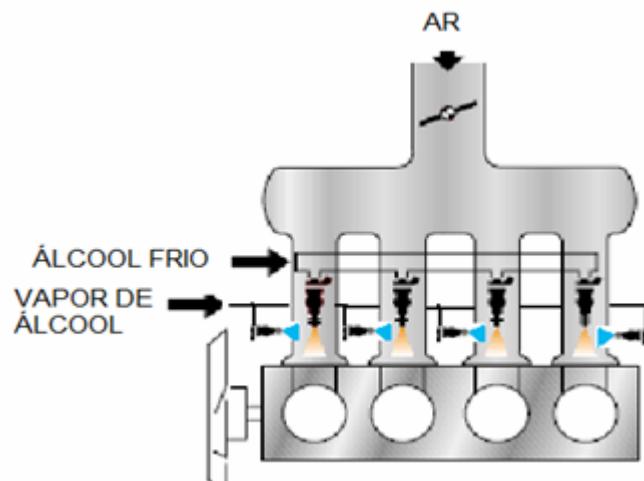


Fig. 14-Modelo com aquecimento central

Modelo 2 – Aquecimento Individual

No aquecimento individual, cada cilindro contará com uma resistência. Como opção pode-se inclusive instalar a resistência no interior dos bicos injetores, o que reduz a superfície fria em contato com o combustível, diminuindo tanto as perdas térmicas como por atrito dos dutos. Este aquecimento, aliado a uma mistura ligeiramente mais rica garante a partida do motor até mesmo nas temperaturas mais baixas.

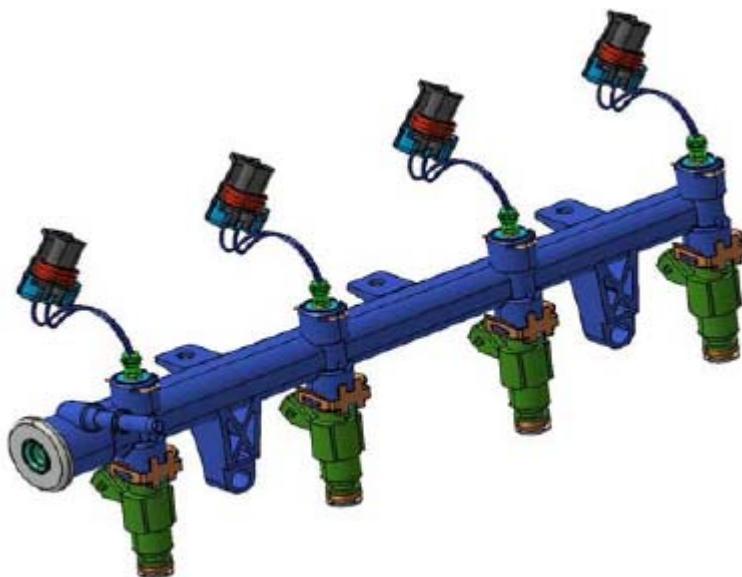


Fig. 15- Figura ilustrativa de sistema de aquecimento individual (BRUNOCILLA)

5.2. Comparativo entre propostas

	Modelo 1	Modelo 2
Vantagens	<ul style="list-style-type: none"> -sistema de menor complexidade construtiva -não demanda mudanças no do cabeçote do motor -baixo custo 	<ul style="list-style-type: none"> -sistema mais eficiente -permite ser instalado com a substituição de apenas os bicos injetores, não requerendo grandes alterações de hardware nos atuais motores
Desvantagens	<ul style="list-style-type: none"> -tem menor eficiência térmica -demanda mais trabalho na instalação 	<ul style="list-style-type: none"> -difícil processo de fabricação dos bicos injetores / aquecedores -problemas com materiais pouco resistentes a altas temperaturas

Tab. 6- Comparativo entre modelos propostos

Apesar das vantagens energéticas apresentadas pelo modelo 1, a dificuldade no projeto de bicos injetores com resistência, assim como a dificuldade na fabricação de protótipos, nos leva a optar pela utilização do modelo de aquecimento centralizado.

6. DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA

Por se tratar do elemento central do sistema de partida fria proposto, optou-se pelo desenvolvimento primeiramente da resistência responsável pelo aquecimento do álcool.

Neste desenvolvimento, temos que ter em conta as seguintes características desejáveis:

- baixa inércia térmica
- potência

A inércia térmica pode ser definida sucintamente como a velocidade que um elemento tarda a responder a uma variação térmica. Ela está associada a difusividade térmica dos materiais. No caso da resistência elétrica, a inércia térmica é causada em sua maior parte pelos elementos de revestimento e isolação elétrica. Portanto devemos eliminar ao máximo os materiais isolantes.

Já a potência da resistência é dada pela sua resistividade e pela quantidade de filamentos resistivos presente dentro do invólucro da resistência.



Fig. 16-Protótipos de resistências

O equilíbrio entre elemento isolante e filamento resistivo, permitirá a construção de uma resistência de tamanho reduzido, baixa inércia térmica e alta potência.

6.1. Potência Requerida

Nas simulações realizadas nos capítulos anteriores, pôde-se concluir que para que o sistema de partida fria seja eficiente em temperaturas inferiores a 12°C, devemos vaporizar completamente o álcool antes da injeção do mesmo nos cilindros.

Garantiremos então num caso extremo, em que a vazão de combustível próxima ao do motor em regime. Utilizaremos os dados de vazão de combustível de um motor de volume aproximado ao do Celta:

RPM	Vazão de Álcool kg/h	Razão ar/combustível
1200	5,2	8
1600	7	7,8
2000	8,9	7,8
2400	11,9	7,8
2800	14,5	7,8
3000	15	7,8
3200	16,5	7,7
3600	18	7,8
4000	20	7,8
4400	22,9	7,7
4800	25,4	7,7
5200	28,2	7,6
5400	29	7,6
5600	30	7,6
5800	31,3	7,6
6000	31,8	7,5
6200	32,3	7,5

Dela extraímos a vazão de combustível pela rotação do motor. Sabendo que nos momento iniciais da partida devemos utilizar uma mistura rica em relação à mistura necessária para manter a marcha lenta do motor, adotaremos algumas hipóteses ainda mais exigentes do que as demandadas pelos fabricantes em suas aplicações:

- vazão mássica do álcool estimada em 9kg/h (supondo que o álcool deva ser aquecido nos primeiros segundos da partida, quando o motor ainda está entrando em regime)
- Temperatura ambiente de -20°C

- Temperatura do álcool após o aquecimento 80°C^1

Considerando que o calor específico a pressão constante do álcool é próximo de 2,4 kJ/kg K e que a potência necessária para o aquecimento é

$$\dot{Q} = \dot{m} * Cp * \Delta T$$

temos que

$$\dot{Q} = 600\text{W}$$

para

$$m = 0,0025 \text{ kg/m}^3 \text{ e } \Delta T = 100 \text{ K}$$

Nesta análise estudamos o pior caso possível, já que esta temperatura dificilmente é atingida em boa parte do território sul-americano, e tampouco o volume de etanol utilizado na partida é tão alto, contudo esse estudo servirá como base para garantir a utilização do sistema nos veículos já em produção sem grandes alterações nos sistemas elétricos atuais.

6.2. Impactos no sistema elétrico

Tendo em que estas resistências demandarão uma grande potência, devemos avaliar se os sistemas elétricos dos veículos atuais serão capazes de suportar essa demanda.

Este análise deve ser feito através da corrente máxima fornecida pela bateria do veículo e a exigida pela resistência.

Sabe-se que a tensão da bateria é de $U=12 \text{ V}$ e que a corrente máxima é $I_{\max} = 60 \text{ A}$.

$$I_{res} = \frac{P}{U} = \frac{600\text{W}}{12\text{V}} = 50,0\text{A}$$

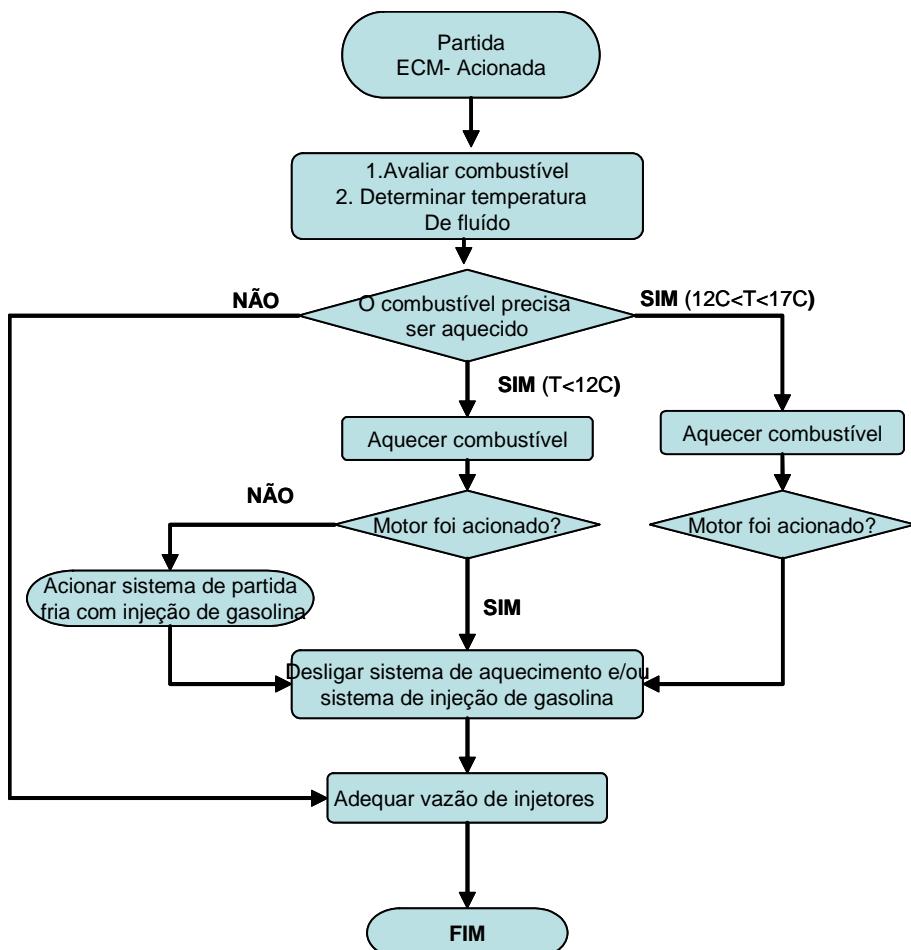
O motor de arranque do motor consome em média 500W. Assim, a corrente demandada na partida do motor é de aproximadamente 42 A, inviabilizando, portanto o acionamento do sistema de aquecimento e de partida simultaneamente. Tal

¹ Supondo que devemos vaporizar todo álcool, devemos garantir que o mesmo vaporize completamente, por tanto devo adotar uma temperatura maior que a de ebulição (78°C)

problema pode ser solucionado ou pela substituição dos sistemas elétricos existentes nos veículos atuais por outros mais potentes, o que implicaria num aumento de custo ao cliente, ou pelo acionamento alternado dos sistemas, primeiramente o aquecimento seguido da partida.

6.3. Rotina para acionamento do sistema

Buscando um menor impacto nos sistemas elétricos dos veículos atuais, assim como atender a maior gama de temperaturas possíveis, e poder contar com os benefícios trazidos pelo aquecimento do etanol no tocante aos níveis de emissões de poluente, uma rotina para o acionamento do sistema foi elaborado:



7. RESULTADOS DE TESTES PRELIMINARES

Com o intuito de verificar a viabilidade técnica do projeto foram avaliadas três resistência de diferentes potências: 300 W, 360 W, e 378 W.

Nelas foram realizadas 2 testes:

O primeiro visava verificar a velocidade na qual a resistência atingiria sua máxima temperatura após um período de atividade de 8s. ANEXO 2

O segundo teste visa verificar qual o tempo que as resistências levariam para retornar a temperatura de 350°C, após um período de 10s de atividade. ANEXO 3

Em ambos os casos as resistências foram testadas a seco, pois o intuito era avaliar o resultado da interação filamento e isolamento elétrico.

A partir dos testes realizados pode-se constatar que as resistências apresentam baixa inércia térmica e são capazes de atingir temperaturas bastante elevadas, superiores a 900 °C, num tempo relativamente curto, $t < 10s$, o que com certeza atenderá as exigências do projeto.

8. CONCLUSÕES

Neste trabalho, após a avaliação criteriosa das características físico-químicas do etanol e da gasolina, conseguimos concluir com segurança a viabilidade técnica do sistema de partida fria com aquecimento do etanol, assim como esclarecer seus benefícios em relação aos sistemas atuais. Contudo, num primeiro momento, convém não descartar a utilização dos sistemas atuais em paralelo como de suporte ao novo sistema, já que para temperaturas ambiente inferiores a 12°C, a injeção da gasolina poderá se fazer necessária, cabendo para uma resposta precisa, maiores estudos.

Outro grande benefício trazido pelo novo sistema refere-se à redução dos níveis de emissão de hidrocarbonetos proporcionados pelo novo sistema. Esta redução possibilita a utilização de conversores catalíticos com menos carga de metais nobres, portanto mais baratos, talvez até mesmo o suficiente para viabilizar economicamente o desenvolvimento e instalação do novo sistema de partida fria nos veículos atuais.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, Ed. McGraw-Hill, 1985
- (2) SPALDING,D.B. Combustion and Mass Transfer, Pergamon Press, 1985
- (3) TURNS, S.T., An Introduction to Combustion, Ed. McGraw-Hill, 2000
- (4) GARCIA O., BRUNETTI F., Motores de Combustão Interna, 1985
- (5) SPALDING D.B., AFHAN N.H., Heat and Mass Transfer in Gasoline an Diesel Engines, HPC, 1989
- (6) SPALDING D.B., Convective Mass Transfer-an introduction, McGraw-Hill, 1963
- (7)Tech Data Celta NG, 2006
- (8)BOSCH, R., Automotive Handbook, SAE, 1996
- (9)BRUNOCILLA M., LEPSCH F. Influence of hot fuel injection on air/fuel mixture preparation and effects on flex fuel engines, SAE, 2006

ANEXOS 1:

Programa para simulação numérica de motor:

```
program pistao
```

```
implicit real*8 a-h,m-z
```

```
common/pass/dgota,t0,deltat,mfvinf,anewp,tinf,qgota,msai
```

```
common/time/icon,iflag,ijump
```

```
common/control/mass_alc,num_gotas
```

```
!
```

Controle

```
*****
```

```
iflag=1
```

```
mass_alc=0
```

```
!
```

```
*****
```

```
pi=3.14159265
```

```
rgas=8314.48
```

```
amol=28.97
```

```
cp=1004.5
```

```
cv=717.5
```

```
!Entradas
```

```
*****
```

```

write(*,*)"entre o valor da temperatura da atmosfera'

read(*,*)tini

write(*,*)"'

c   tini=278 !temperatura do ar na admissao

pini=9.280e4 !pressao do ar na admissao

relacomb=9.0

tax=12.6      !taxa de compressao

fipistao=71.1e-3 !diametro pistao

curso=62.9e-3  !curso

rota=200  !rotacao do motor na partida

write(*,*)"entre o valor da temperatura do alcool no bico injetor'

write(*,*)"o valor deve ser menor do que 349,6 K'

write(*,*)"se o valor for maior o combustivel vaporiza durante

1a injecao'

read(*,*)t0

write(*,*)"'

c   t0=349. !temperatura de injecao do alcool

dgota=0.00008 !diametro inicial medio das gotas

```

!Fim	das	Entradas
------	-----	----------

```

*****  

rota=rota/60  
  

vol_temp=pi/4.*(fipistao)**2*curso  
  

vfin=vol_temp/(tax-1) !volume da camara no PMS  

vini=vfin*tax      !volume da camara no PMI  
  

apistao=pi*fipistao**2/4.  

comp_morto=vfin/apistao  
  

write(*,*)"Inicio da simulacao"  

write(*,*)"'  

vespini=(rgas*tini)/(amol*pini)  

amass=vini/vespini  
  

write(*,*)"massa de ar',amass  

write(*,*)"'  
  

massa_alc=amass/relacomb  

mliq=massa_alc  

denl=825.-1.0171*(t0-298)  

massa_gota=denl*pi/6.*dgota**3

```

```
num_gotas=massa_alc/massa_gota  
write(*,*)"massa de alcool",massa_alc  
write(*,*)"numero de gotas",num_gotas  
write(*,*)"'  
pause
```

! Compressao Isoentropica _ Calculo Termodinamico Puro

```
pfinal=pini*tax**1.4  
vfinal=vespini/tax  
volfinal=vfinal*amass  
tfinal=pfinal*amol*vfinal/rgas
```

```
write(*,*)"Compressao Isoentropica - Valores termodinamicos Puros'  
write(*,*)"volume final",volfinal  
write(*,*)"Pressao final",pfinal  
write(*,*)"Temperatura Final",tfinal  
write(*,*)"'  
write(*,*)"'
```

! Compressao Isoentropica com Velocidade Media

```
tempo_subida=1/(2*rota)  
vmedpistao=curso/tempo_subida
```

```
ic=0  
ptemp=pini  
ttemp=tini  
mfvinf=0
```

```
icont=1000  
deltat=tempo_subida/real(cont)  
vnovo=vini  
trab=0
```

```
do icon=1,icont
```

```
ic=ic+1  
  
delv=apistao*vmedpistao*deltat  
vnovo=vnovo-delv  
ves=vnovo/amass
```

c predictor

```
trab_comp=ptemp*delv  
ttum=ttemp+trab_comp/(amass*c)  
anewp=rgas*ttum/(amol*ves)
```

c corrector

```

pmed=0.5*(ptemp+aewp)

trab_comp=pmed*delv

ttum=ttemp+trab_comp/(amass*cv)

aewp=rgas*ttum/(amol*ves)

ttemp=ttum

ptemp=aewp

trab=trab+trab_comp

end do

write(*,*)' '
write(*,*)"Compressao Isoentropica-Pistao com Velocidade Media"
write(*,*)"contador',ic
write(*,*)"volume final',vnovo
write(*,*)"temperatura final - processo isoentropico',ttemp
write(*,*)"pressao final - processo isoentropico',ptemp
write(*,*)"trabalho de compressao - isoentropico',trab
write(*,*)' '
write(*,*)' '

```

c-----Com transferencia de calor (velocidade media e h fixo)

ic=0

```
ptemp=pini  
ttemp=tini  
vnovo=vini  
compnew=curso+comp_morto
```

```
icont=1000  
deltat=tempo_subida/real(cont)  
trab=0
```

```
hconv=365
```

```
do icon=1,icont
```

```
ic=ic+1  
  
delv=apistao*vmedpistao*deltat  
dels=vmedpistao*deltat  
vnovo=vnovo-delv  
ves=vnovo/amass
```

```
c predictor
```

```
trab_comp=ptemp*delv  
ttum=ttemp+(trab_comp-hconv*(pi*fipistao*(compnew-dels/2.)  
1 +apistao)*(ttemp-tini)*deltat)/(amass*c)  
1
```

```
anewp=rgas*ttum/(amol*ves)
```

```
c    corrector
```

```
pmed=0.5*(ptemp+anewp)
```

```
trab_comp=pmed*delv
```

```
ttum=ttemp+(trab_comp-hconv*(pi*fipistao*(compnew-dels/2.))
```

```
1      +apistao)*(0.5*(ttemp+ttum)-tini)*deltat)/(amass*cv)
```

```
anewp=rgas*ttum/(amol*ves)
```

```
ttemp=ttum
```

```
ptemp=anewp
```

```
compnew=compnew-dels
```

```
trab=trab+trab_comp
```

```
end do
```

```
write(*,*)'Compressao com Transferencia de Calor-Pistao com'
```

```
1 Velocidade Media e h Medio'
```

```
write(*,*)'contador',ic
```

```
write(*,*)'volume final',vnovo
```

```
write(*,*)'temperatura final - com transferencia de calor',ttemp
```

```
write(*,*)'pressao final - com transferencia de calor',aewp
```

```
write(*,*)'trabalho de compressao - com transferencia de
```

```
1 calor',trab
```

```
write(*,*)' '
```

```
write(*,*)"'
```

```
c-----Com transferencia de calor, velocidade do pistao variavel e com h variavel
```

```
ic=0
```

```
ptemp=pini
```

```
ttemp=tini
```

```
compnew=curso+comp_morto
```

```
vnovo=vini
```

```
periodo=1/rota
```

```
icont=1000
```

```
deltat=tempo_subida/real(icont)
```

```
trab=0
```

```
do icon=1,icont
```

```
ic=ic+1
```

```
hconv=340+50*ic/icont
```

```

tempodec=real(ic)*deltat

vpistao=vmedpistao*pi/2.*sin(2*pi*tempodec/periodo)
delv=apistao*vpistao*deltat
dels=vpistao*deltat

```

vnovovo=vnovo-delv

ves=vnovo/amass

c predictor

```

trab_comp=ptemp*delv
ttum=ttemp+(trab_comp-hconv*(pi*fipistao*(compnew-dels/2.)
1      +apistao)*(ttemp-tini)*deltat)/(amass*cv)
anewp=rgas*ttum/(amol*ves)
```

c corrector

```

pmed=0.5*(ptemp+anewp)
trab_comp=pmed*delv
ttum=ttemp+(trab_comp-hconv*(pi*fipistao*(compnew-dels/2.)
1      +apistao)*(0.5*(ttemp+ttum)-tini)*deltat)/(amass*cv)
anewp=rgas*ttum/(amol*ves)
```

ttemp=ttum

ptemp=anewp

```
compnew=compnew-dels
```

```
trab=trab+trab_comp
```

```
end do
```

```
write(*,*)"Compressao com Transferencia de Calor-Pistao com
```

```
1 Velocidade e h Variaveis"
```

```
write(*,*)"contador',ic
```

```
write(*,*)"volume final',vnovo
```

```
write(*,*)"temperatura final - com transferencia de calor',ttemp
```

```
write(*,*)"pressao final - com transferencia de calor',anewp
```

```
write(*,*)"trabalho de compressao - com transferencia de  
1calor',trab
```

```
write(*,*)"'
```

```
write(*,*)"'
```

```
c-----Com transferencia de calor, velocidade do pistao variavel, h variavel e gotas  
de alcool
```

```
ic=0
```

```
ptemp=pini
```

```
ttemp=tini
```

```
compnew=curso+comp_morto
```

```
vnovo=vini
```

```
periodo=1/rota
```

```

icont=10000

deltat=tempo_subida/real(icont)

trab=0

mvap=0

mfvinf=0

mass_alc=0

do icon=1,icont

ic=ic+1

hconv=340+50*ic/icont

tempodec=real(ic)*deltat

vpistao=vmedpistao*pi/2.*sin(2*pi*tempodec/periodo)

delv=apistao*vpistao*deltat

dels=vpistao*deltat

vnovo=vnovo-delv

ves=vnovo/(amass+mvap)

c predictor

```

```

trab_comp=ptemp*delv

tinf=ttemp

anewp=ptemp

t0_old=t0

if (iflag .eq. 1) then

ijump=0

call drop_alchool_3

else

qgota=0

msai=0

end if

qgotas=num_gotas*qgota

mvap_old=mvap

mliq_old=mliq

delm=msai*num_gotas

mvap=mvap+delm

mliq=mliq-delm

mfvinf=mvap/(amass+mvap)

cvap=(1.34+3.5e-3*(ttemp-273.15))*1000

yv=mfvinf*28.97/(46.069*(1.0-mfvinf*(1.-28.97/46.069)))

ttum=(trab_comp-hconv*(pi*fipistao*(compnew-dels/2.))

```

```

1      +apistao)*(ttemp-tini)*deltat-qgotas+(amass*cv
2      +mvap_old*cvap)*ttemp+delm*cvap*t0_old)/(amass*cv+
3      mvap_old*cvap+delm*cvap)

mmol=yv*46.069+(1.0-yv)*28.97
ves=vnovo/(amass+mvap)
anewp=rgas*ttum/(mmol*ves)

ttemp=ttum
ptemp=anewp
compnew=compnew-dels
trab=trab+trab_comp

end do

volume_gotas_final=num_gotas*pi/6*dgota**3
denl_final=825.-1.0171*(t0-298)
massa_gotas_final=denl_final*volume_gotas_final
write(*,*)"massa das gotas",massa_gotas_final
write(*,*)"'

```

```

alim_min_flama=0.0325

if (yv .ge. alim_min_flama) then
  write(*,*)' '
  write(*,*)"ignicao com sucesso",yv
  write(*,*)' '
end if

write(*,*)"Compressao com Transferencia de Calor-Pistao com
1 Velocidade e h Variaveis"
write(*,*)"contador",ic
write(*,*)"volume final",vnovo
write(*,*)"temperatura final - com transferencia de calor",ttemp
write(*,*)"pressao final - com transferencia de calor",anewp
write(*,*)"trabalho de compressao - com transferencia de
1calor",trab
write(*,*)"fracao em massa de alcool final",mfvinf
write(*,*)"fracao molar de alcool final",yv
write(*,*)"massa de vapor de alcool",mvap
write(*,*)"massa de vapor controle",mass_alc
write(*,*)"diametro das gotas",dgota
pause
stop

end

```

Simulação de gotas

Subroutine drop_alchool_3

```
implicit real*8 a-h,m-z
```

```
common/pass/dgota,t0,deltat,mfvinf,anewp,tinf,qgota,msai
```

```
common/time/icon,iflag,ijump
```

```
common/control/mass_alc,num_gotas
```

```
c EVAPORACAO DE GOTAS DE ALCOOL ETILICO - difusao pura
```

```
pi=3.14159265
```

```
ptot=anewp
```

```
r0=dgota/2.
```

```
hlv=(-4.8259e-9*t0**4-2.34848e-5*t0**3+2.065478e-2*t0**2
```

```
1 -6.479396*t0+1.782439e3)*1000
```

```
pvsat=2.28e3*exp(17.61*(t0-275.95)/t0)
```

```
yv0=pvsat/ptot
```

```
ya0=1.-yv0
```

```
molmixt0=yv0*46.069+ya0*28.97
```

```
mfv0=pvsat*46.069/(ptot*molmixt0)
```

```
c propriedades
```

```

trefprop=t0+(tinf-t0)/2
mfvprop=mfv0+(mfvinf-mfv0)/2
yvprop=mfvprop*28.97/(46.069*(1.0-mfvprop*(1-28.97/46.069)))
molmixtref=yvprop*46.069+(1-yvprop)*28.97
romixt=ptot*molmixtref/(8314.48*trefprop)
dvmixt=1.372e-5*(trefprop/313.4)**1.75
gama=romixt*dvmixt
cvap=(1.34+3.5E-3*(t0-273.15))*1000
condv=0.022*(trefprop/360)**1.45
conda=0.032*(trefprop/373.15)**0.84
condmixt=(yvprop*condv*46.069**3+(1-yvprop)*conda*28.97**3)
1      /(yvprop*46.069**3+(1-yvprop)*28.97**3)
denl=825.-1.0171*(t0-298)
cliq=2265.1+12.082*(t0-273.15)

mass_ini= denl*4./3.*pi*r0**3 !massa inicial

g0=gama/r0*log(1.0+(mfv0-mfvinf)/(1.0-mfv0))
rnew=r0-g0/denl*deltat

if (rnew .lt. 0) then
  write(*,*)'r0',r0
  write(*,*)'rnew',rnew
  write(*,*) 'tempo de vida da gota', (icon-1/2)*deltat

```

```
write(*,*) 'temperatura no final da evaporacao', t0
```

```
iflag=0
```

```
rnew=0
```

```
end if
```

c Spalding

```
gunga=exp(g0*cvap*r0/condmixt)-1.0
```

```
q0=cvap*g0*(tinf-t0)/gunga
```

```
thermal1=q0-g0*hqv
```

```
if (rnew .gt. 1e-10) then
```

```
thermal=3*deltat/(rnew*cliq*denl)*thermal1
```

```
else
```

```
thermal=3*deltat/(r0/2*cliq*denl)*thermal1
```

```
end if
```

```
if (tinf .ge. t0 .and. thermal .lt. 0) then
```

```
thermal=0.
```

```
end if
```

```
if (tinf .lt. t0 .and. thermal .gt. 0) then
```

```
thermal=0.
```

```
end if
```

```
t0=t0+thermal
```

```
denl=825.-1.0171*(t0-298)
```

```
mass_fin= denl*4./3.*pi*rnew**3 !massa final
```

```
dgota=2.*rnew
```

```
msai=mass_ini-mass_fin
```

```
qgota=msai*(hlv+cvap*(tinf-t0))+4/3*pi*((r0+rnew)/2)**3
```

```
1 *cliq*thermal
```

```
if (ijump .eq.0) then
```

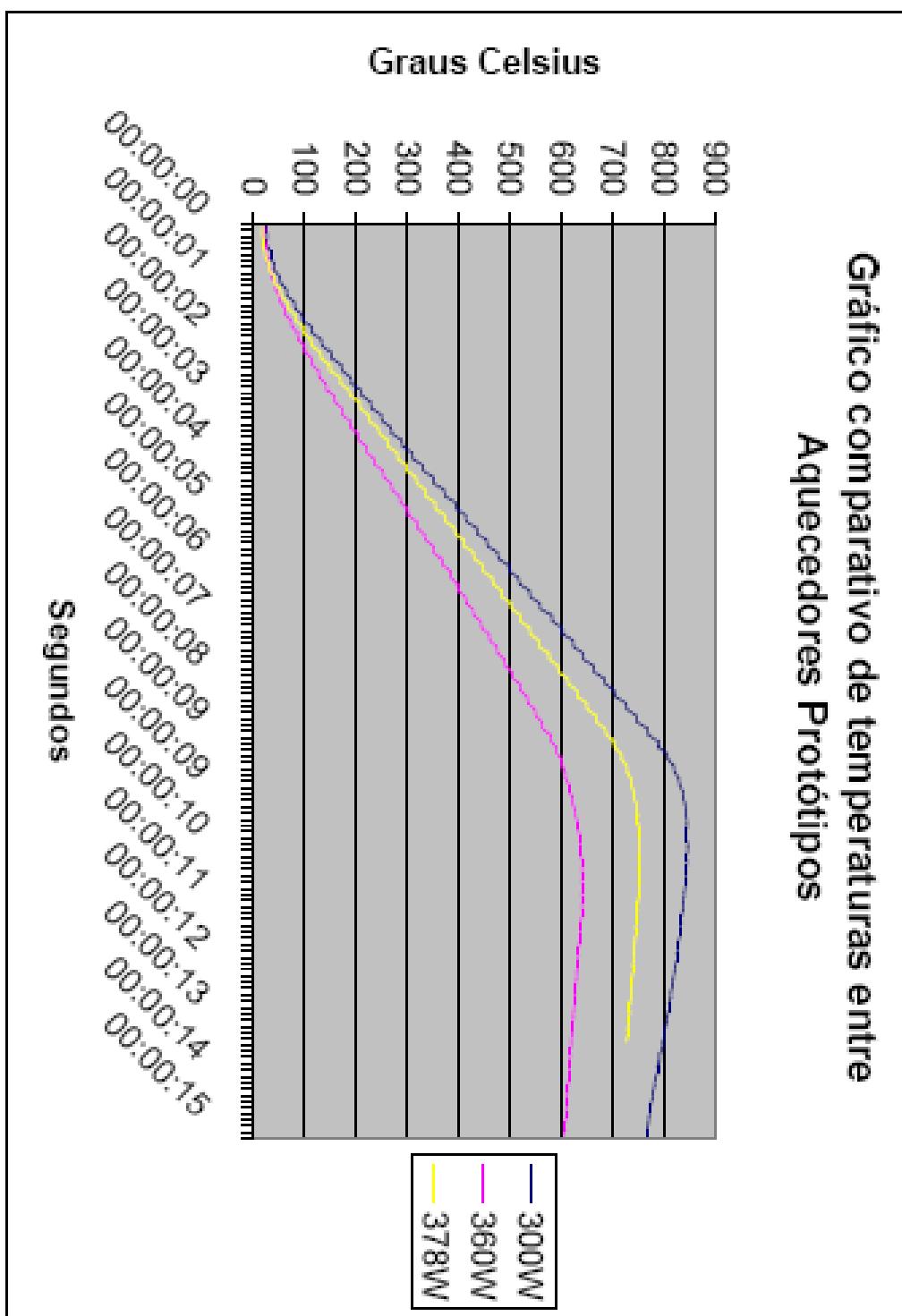
```
mass_alc=mass_alc+msai*num_gotas
```

```
end if
```

```
return
```

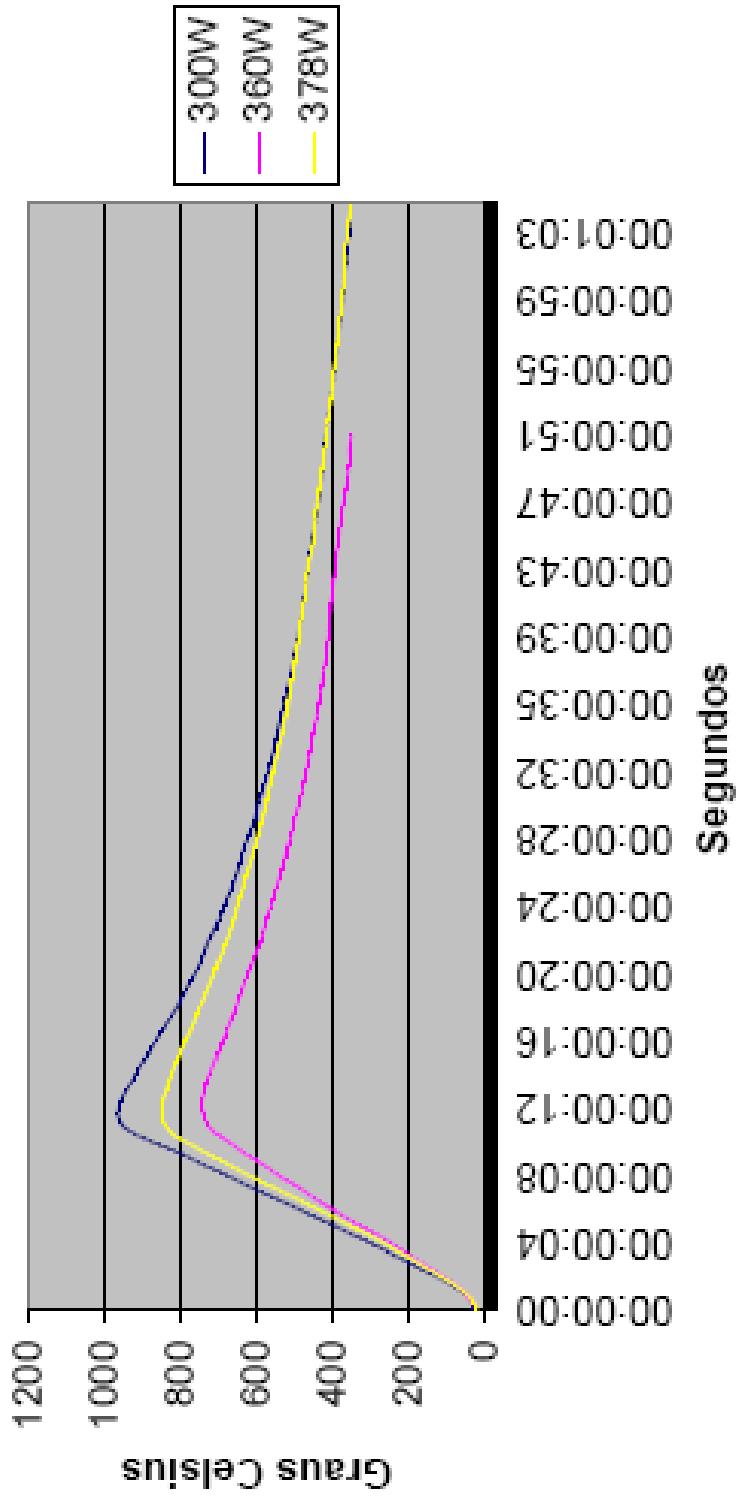
ANEXOS 2:

Gráfico comparativo de temperaturas entre
Aquecedores Protótipos



ANEXOS 3:

Gráfico comparativo de temperaturas entre os Aquecedores Protótipos



Aquecedores ligado durante 10s e registro das temperaturas até retornar a 350 °C

	300W	360W	378W
Temperatura no final de 10 segundos	917°C	694°C	796°C
Temperatura máxima após desligamento	963°C	741°C	848°C