

Desenvolvimento de um sistema de controlo para um motor a funcionar segundo um Ciclo de Otto

Ricardo Afonso Pereira Braz Abrantes

Dissertação para obtenção de grau de mestre em
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Júri

Presidente: Prof. Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Orientadores: Prof. Manuel Carlos Gameiro da Silva

Prof. Francisco de Almeida Cardoso

Setembro de 2008

Resumo

O presente trabalho tinha como propósito o desenvolvimento de um sistema de controlo para gerir um grupo propulsor constituído por um motor a funcionar segundo o ciclo de Otto e uma caixa de velocidades, assim como, testar as soluções propostas.

Neste trabalho é sugerido um método de teste de injectores, um método de gestão do motor e da caixa de velocidades. No método de gestão do motor incluem-se rotinas de geração de mistura e posterior ignição; rotinas para situações excepcionais de funcionamento como o *ralenti*, o arranque, a fase de aquecimento, sobrerregime e funcionamento não motor; e outros parâmetros de controlo tais como sistemas de controlo electrónico da carga, interacção com o banco de testes recirculação de gás de escape, controlo da temperatura, controlo de velocidade de cruzeiro, controlo da pressão do turbo, controlo da geometria dos veios de excêntricos, controlo da geometria do colector de admissão, sistemas *start and stop*, controlo do ciclo de funcionamento do alternador.

Foram sugeridas todas as rotinas necessárias para o funcionamento do sistema, no entanto, a corroboração prática não foi levada a cabo, apesar de ter sido construído, na íntegra, o banco de testes de injectores.

Palavras-chave:

Controlo; motor; injeção; ignição; teste.

Abstract:

This work had the purpose of the development of a control system to manage a group consisting of a propulsion engine to operate according to the Otto's cycle and its' gearbox. It was also a goal of the work to test the proposed solutions. This work suggested a method to test the injectors, a method of managing the engine and the gear box.

The method of managing the engine includes routines to generate mixture and subsequent ignition; routines for exceptional situations of functioning as the idle, the starter, the phase of heating, and over run, no charge running, and other parameters to control such as electronic control systems and cargo, interaction with the test bench, the exhaust gas recirculation, the temperature monitoring and control, cruising speed, control of the turbo pressure, control the geometry of the shafts of eccentric, controlling the geometry of intake manifold, start and stop system, operating cycle of the alternator.

All necessary routines for the functioning of the system were suggested, but the confirmation was not carried out, although the injector test bench was fully built.

Keywords:

Control; engine; injection; ignition; test.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer aos meus tutores, Professor Doutor Francisco Cardoso e Professor Doutor Manuel Carlos Gameiro, por terem a ousadia de aceitar o tema que propus; à Motorarte, Lda, na pessoa do Sr. Paulo Campos, pelo apoio e disponibilidade incondicionais, pelas horas de conversas produtivas e pelos conselhos dados; à Veículos Casal, S.A., na pessoa do Eng. Pedro Almeida, pelo apoio prestado; ao Sr. Artur Santos pela ajuda dada; à Dra. Paula Duarte e à Eng. Isabel Margarida por corrigirem o texto, e, a todos os demais que, de alguma forma, me ajudaram neste ano.

Encarando este trabalho como a conclusão de um processo formativo, gostaria de agradecer, ainda, aos meus Pais por mo proporcionarem; ao meu irmão e à Ana por existirem; aos meus colegas, por me acompanharem, e, especialmente, a todos os que, nalgum momento, acreditaram em mim.

Índices

Índice geral:

Resumo	0
Agradecimentos	3
Índices.....	4
Índice geral:	4
Índice de figuras:	7
Índice de tabelas:	9
1. Introdução.....	10
1.1. Motivação e objectivos	10
1.2. Formulação do problema	10
1.2.1. Uma forma de ver a história	10
1.2.2. Limitações actuais	12
1.2.3. Soluções propostas	13
1.2.4. A tese	16
2. Estado da arte	18
3. Gestão do motor	25
3.1. Introdução	25
3.2. Formação da mistura.....	26
3.2.1. Medição de grandezas fundamentais.....	26
3.2.2. Processo de formação da mistura	42
3.3. Ignição da mistura.....	43

3.4.	Medição de grandezas de correcção	45
3.4.1.	Formação da mistura	47
3.4.2.	Ignição da mistura	50
3.5.	Condições mínimas de funcionamento	52
3.6.	Condições excepcionais de funcionamento	54
3.6.1.	<i>Ralenti</i>	54
3.6.2.	Arranque	55
3.6.3.	Aquecimento.....	56
3.6.4.	Sobreregime.....	57
3.6.5.	Funcionamento não motor	58
3.7.	Controlo da caixa de velocidades	59
3.7.1	Modo de actuação.....	59
3.7.2.	Modelo de controlo.....	63
3.7.3.	Modelo de gestão da caixa	66
3.8.	Controlo de outros dispositivos e aplicações	69
3.8.1.	Sistemas de controlo electrónico da carga.....	70
3.8.2	Recirculação de gás de escape.....	70
3.8.2.	Controlo da temperatura	73
3.8.4.	Controlo de velocidade de cruzeiro	75
3.8.5.	Controlo da pressão do turbo.....	76
3.8.6.	Controlo da geometria dos veios de excêntricos	77
3.8.7.	Controlo da geometria do colector de admissão.....	78
3.8.8.	Sistema <i>start and stop</i>	79
3.8.9.	Controlo do ciclo de funcionamento do alternador	80
3.8.10.	Controlo de tracção.....	81
3.8.11.	Controlo de arranque	82

3.9.	Interacção com o banco de testes.....	83
4.	Banco de teste de injectores	87
4.1.	Introdução	87
4.2.	Motivação	88
4.3.	Montagem.....	89
4.4.	Modo de funcionamento	95
4.4.1.	Primeira fase:.....	96
4.4.2.	Segunda fase:.....	96
4.4.3.	Terceira fase:	97
5.	Análise crítica.....	99
5.1.	Banco de teste de injectores.....	99
5.2.	Gestão do motor.....	101
5.2.1.	Formação e ignição da mistura.....	101
5.2.2.	Parâmetros de correcção.....	102
5.2.3.	Controlo da caixa de velocidades	104
5.2.4.	Controlo de outros dispositivos e aplicações.....	105
5.3.	Sugestões	106
6.	Conclusão.....	108
7.	Apêndices.....	110
A.	Bobine para actuar a válvula reguladora de pressão de combustível	110
B.	Métodos numéricos	115
B.1.	Integração.....	115
B.2.	Derivação	115
C.	Sensores	116
8.	Bibliografia	120

Índice de figuras:

Figura 1: diagrama de fluxo para a formação da mistura.	22
Figura 2:diagrama de fluxo para a ignição da mistura.	23
Figura 3: esquema da conduta de admissão para um motor monocilindrico.....	28
Figura 4: esquema de um sistema de admissão para um motor mono cilíndrico.	31
Figura 5: área de passagem na válvula, função da sua abertura; e, respectiva, geometria da válvula (Martins, 2006).	39
Figura 6:pressão da câmara de combustão em função da posição da cambota. O primeiro caso ilustra o processo de combustão normal, o segundo a ocorrência de um ligeiro grilar e o terceiro grilar severo. (Heywood, 1988)	51
Figura 7: esquema de um cilindro pneumático de duplo efeito.....	60
Figura 8: esquema da instalação pneumática sugerida.	62
Figura 9: conjunto crapot e engrenagem.	64
Figura 10: exemplo de um sistema de recirculação de gás de escape (Robert Bosch GmbH, 1999).	71
Figura 11: esquema de actuação para controlo electrónico da pressão do turbo (Robert Bosch GmbH, 1999).	76
Figura 12: sistema de variação contínua do levantamento e fase da válvula (Robert Bosch GmbH, 1999).	77
Figura 13: sistemas de variação da geometria do colector de admissão discreto e contínuo (Martins, 2006).	79
Figura 14: esquema do banco de testes de injectores.	91
Figura 15: fotografia do depósito principal, sistema de elevação e filtragem.	91
Figura 16: depósito de injeção e balança.	92
Figura 17: fotografia do sistema de medição II e respectivo <i>hardware</i> de tratamento de sinal.	93
Figura 18: fotografia do amortecedor de pressão e do sistema de medição I.	94
Figura 19: válvula reguladora de pressão utilizada.	94
Figura 20: esquema de uma válvula reguladora de pressão de combustível.	95
Figura 21: curva de débito de um injector.	97

Figura 22: esquema do mecanismo de uma caixa de comando manual sequencial.	104
Figura 23: esquema da secção da bobine de actuação da válvula reguladora de combustível.....	110
Figura 24: esquema da bobine de actuação da válvula reguladora de combustível.	111

Índice de tabelas:

Tabela 1: sensores utilizados.	20
Tabela 2: parâmetros monitorizados no banco de testes de injectores.	89
Tabela 3: sensores seleccionados para usar no banco de testes de injectores.	90
Tabela 4: possíveis sensores para aplicação prática do presente trabalho, e, respectiva frequencia de aquisição.	116

1. Introdução

1.1. Motivação e objectivos

Nos últimos anos, com o aumento do número de motores de combustão interna, as emissões gasosas passaram a ser uma considerável fonte de poluição, tornando-se obrigatório o uso de catalisadores de três vias. No entanto, este género de equipamento requer que o motor funcione num intervalo restrito da relação ar/combustível. Esta imposição obrigou a que os sistemas de controlo electrónico já existentes passassem a ser quase uma imposição para os motores destinados ao uso civil. Por outro lado, sistemas de controlo electrónico eram já utilizados por serem uma mais-valia na competição automóvel, permitindo aos motores um aumento das suas prestações.

Este trabalho tem como propósito o desenvolvimento de um sistema de controlo para um motor a funcionar segundo o ciclo de Otto. O sistema em causa será baseado num modelo de controlo numérico que, através de um sistema físico, recolhe informação do motor e comanda os dispositivos de controlo.

É também objectivo deste trabalho gerar um código de controlo da caixa de velocidades, através do sistema físico independente ou não, mas funcionando de forma dependente do motor.

Posteriormente, deverá ser testado o funcionamento da tecnologia produzida, recorrendo a um sistema de propulsão de produção corrente e a um banco de ensaio de motores.

1.2. Formulação do problema

1.2.1. Uma forma de ver a história

Ao longo da História, os sistemas projectados pelo homem começam por “nascer” adaptados a condições de funcionamento bem determinadas - as condições nominais ou

de projecto. No entanto, face aos requisitos de aplicação, nem sempre as condições de projecto correspondiam às de utilização, podendo, até, não satisfazer de forma aceitável as solicitações de trabalho dada a existência de vários pontos de funcionamento.

Com o avanço da tecnologia, os sistemas que nasceram como mecânicos e rígidos, isto é pouco adaptáveis, passaram a ser mais flexíveis, satisfazendo, de forma razoável, circunstâncias diversas na finalidade para a qual eram concebidos. No entanto, continuavam a ter um ponto de funcionamento nominal, no qual o rendimento do sistema era o máximo, com a diferença de que, fora desse ponto de funcionamento, o rendimento passou a ser satisfatório, embora fora do ponto óptimo.

A electrónica, primeiro analógica e depois digital, permitiu o surgimento de tecnologias e soluções que permitem criar sistemas dinâmicos que, facilmente e de forma bastante eficaz, se adaptam aos diferentes requisitos em distintos pontos de funcionamento dos sistemas. Assim, passamos de sistemas rígidos, com estreita faixa de utilização, para sistemas amplamente dinâmicos e com uma adaptabilidade surpreendente, que apresentam uma faixa de utilização superior e um melhor rendimento em todas as condições. Nesta linha de evolução, actualmente em marcha em sectores diversos, poderemos produzir sistemas adequados a uma exploração numa faixa, em vez de num único ponto de funcionamento. Assim, as limitações que a actual tecnologia oferece são as limitações da imaginação e criatividade de quem projecta e, claro, limitações de ordem económica. Todavia, estas poderão ser ultrapassadas, com maior ou menor facilidade, pela elegância da solução encontrada, com as decorrentes características de simplicidade e de economia.

No que toca aos motores de combustão interna, esta evolução está bem patente na história da sua vida. Esta tecnologia começou por ser um dispositivo puramente mecânico e rígido, fruto também do seu domínio de utilização, pois, na altura, eram aplicados na produção de potência eléctrica, mecânica ou hidráulica, em instalações fabris ou edifícios habitacionais: o sistema de alimentação era evaporativo e o controlo era pobre.

Mais tarde, começaram a ser aplicados a meios de transporte e, assim, estes sistemas passaram a ter de satisfazer mais do que um ponto de funcionamento. Com este

requisito, começaram a aparecer os sistemas de alimentação baseados em carburadores com venturi, que, com a evolução, começaram a integrar sistemas adaptativos que permitiam adaptar o funcionamento desta tecnologia a mais do que um ponto de funcionamento e a condições de trabalho particulares, tal como a fase de aquecimento do motor, os altos regimes, entre outros. Este tipo de tecnologia ainda hoje é utilizada, conquanto esteja cada vez mais em desuso.

Depois da Segunda Grande Guerra, as crises do petróleo que tiveram lugar durante a década de 70, e, mais tarde, em 1990, com a Guerra do Golfo, vieram potenciar o aparecimento de novas tecnologias, promovendo a economia e fomentando o aumento de rendimento dos motores. Assim, apareceram os primeiros sistemas de injeção mecânica de produção em massa, e, posteriormente, os sistemas electrónicos. Tinha, então, começado a “revolução electrónica”.

Nos motores de combustão interna, a “electrónica” começou por ser implementada em dois campos distintos e de forma independente: controlo da mistura e comando da ignição. A evolução acabou por fundir estes dois sistemas, melhorando a *performance* global do sistema, diminuindo os custos e abrindo horizontes. Esta fusão permitiu a optimização de parâmetros de funcionamento e o controlo de sistemas até então rígidos e não controlados.

Apesar de todas estas evoluções, na opinião pessoal do autor, existem possibilidades de evolução no sentido de melhorar o rendimento dos sistemas e as suas prestações, não só a nível da electrónica ou de mecânica, mas sim na forma como dispositivos de ambos os sistemas se integram, uma vez que é limitativo pensar isoladamente nestas matrizes tecnológicas. Esta abordagem potenciará novas formas de controlo e, até, o surgimento de novos sistemas controlados, na linha do objectivo deste trabalho.

1.2.2. Limitações actuais

Hoje em dia, o caudal das válvulas injectoras é constante, o que implica que as injeções sejam executadas enquanto a válvula de admissão está fechada, para que a mistura seja de qualidade superior. Esta forma de gerar a mistura tem a vantagem de arrefecer a válvula de admissão do motor, mas, como o processo de admissão é feito

com a gasolina no estado gasoso, o rendimento volumétrico vai diminuir, limitando a potência máxima que o motor é capaz de produzir.

Uma outra limitação é o facto de a gestão da caixa de velocidades e do motor ser feita independentemente, à semelhança do que acontecia no passado com o comando da ignição e com a geração da mistura.

Actualmente, sem se dispor de uma bancada de testes de motores, apenas se pode trabalhar correctamente com os propulsores na zona de mistura estequiométrica, o que é uma grande limitação para os consumidores de produtos do mercado de reposição e pequenas equipas de competição com limitações orçamentais.

Os parâmetros de funcionamento são muitas vezes optimizados para condições de funcionamento nominais, ou majorados para condições de funcionamento extremas, garantindo que o propulsor funciona em qualquer situação. Este tipo de abordagem pode levar a perda de rendimento em condições de funcionamento que não as de projecto.

1.2.3. Soluções propostas

Uma das formas de melhorar o rendimento volumétrico dos motores é aumentar a densidade dos “ingredientes” da combustão. Não alterando os componentes físicos do motor, esta tarefa torna-se complicada, mas existe um componente, que, apesar de não existir fisicamente, é passível de sofrer alteração: o *software* de gestão do motor. Assim, com o objectivo de baixar a densidade média da mistura, tenta evitar-se que o combustível evapore antes de entrar na câmara de combustão. Com vista a esse fim, pretende-se injectar combustível no seio do comburente, à medida que este passa pela válvula injectora. Como resultado desta abordagem, consegue manter-se uma mistura relativamente homogénea à entrada da câmara de combustão e com uma densidade média menor, por via de uma diminuição da densidade do combustível, uma vez que ele entra na câmara no estado líquido. Como consequência da limitação física imposta pela não alteração dos componentes físicos, o caudal terá de ser constante e, por isso, a qualidade da mistura será dependente da taxa volumétrica da válvula e do regime em que o motor opera, sendo que será de pior qualidade na generalidade dos distintos regimes.

Como a nossa intenção é melhorar a *performance* dos actuais sistemas, será necessário alterar os componentes físicos. O caudal volúmico de uma qualquer válvula depende apenas da perda de carga que esta oferece e da diferença de pressões que promove a sua existência; este caudal volúmico relaciona-se com a quantidade de fluido que percorre a válvula, neste caso, quantificado pela massa, através da densidade. Considerando estes factos, concluímos que a única forma de variar o caudal mássico será controlando a diferença de pressão entre a linha de combustível e a zona de injeção e também controlando a perda de carga oferecida pelo injector, monitorizando apenas a temperatura, sem a controlar, o que se poderia tornar numa tarefa fastidiosa.

Através desta abordagem, teremos a desejada diminuição da densidade média da mistura, mas como o caudal é otimizado em cada ponto, teremos uma mistura sempre perto da quantidade óptima, sendo esta qualidade dependente da distância do injector à válvula de admissão, relacionando-se estes dois por uma razão inversamente proporcional.

Seria racional operar o motor e a caixa de velocidades, coerentemente, mas tal não acontece hoje em dia. Numa altura em que presenciamos uma luta pela diminuição das emissões de gases que provocam o efeito de estufa, seria racional adequar a gestão da caixa de velocidades, de forma a diminuir o impacto que andar de carro traz. No caso de o problema da poluição não ser considerado, não por não ser relevante, mas sim pelo uso de tecnologias cujo contributo para o efeito de estufa é desprezável, inexistente ou no decorrer de uma competição, não seria menos racional adequar a gestão da caixa de velocidades ao tipo de utilização, otimizando a potência, a economia, o rendimento ou até mesmo outros parâmetros que sejam considerados relevantes; em última análise, poder-se-á adequar esta gestão a condições de funcionamento específicas. O que se pretende com esta comunicação é adequar ao regime de rotação requerido à saída da caixa de velocidades, um regime do motor que permita otimizar o parâmetro pretendido.

O promotor da geração de energia de um motor de combustão interna é o calor que se gera pela combustão do combustível no seio do comburente, pois o calor gerado promove a expansão dos produtos gasosos da combustão, o que gera um aumento da

pressão dentro da câmara, obrigando-a a expandir e a provocar o movimento descendente do pistão. Este fenómeno é explicado de forma simplista, recorrendo às leis de Charles ($V/T=\text{const.}$) e de Gay-Lussac ($P/T=\text{const.}$). A temperatura de escape relaciona-se com a temperatura atingida no clímax da combustão, aliás, tomando em consideração que, parte das perdas térmicas de um motor acontecem pelo escape, podemos considerar que estas estão fortemente relacionadas com a temperatura de chama, e que as duas serão proporcionais para um determinado regime. Generalizando, e sabendo que a potência que uma máquina de combustão interna produz é proporcional à temperatura de chama, podemos dizer que a potência que um motor desenvolve se relaciona, de forma directamente proporcional, com a temperatura do gás de escape. Desta forma, qualquer alteração que haja e tenha implicações na potência debitada pelo motor, manifestar-se-á na temperatura de escape. A temperatura de escape irá aumentar, sempre que a potência aumentar, sem que para este fim se proceda à minimização das perdas térmicas ou à utilização de dispositivos que aumentem o rendimento à custa da diminuição da energia rejeitada pelo escape. Nestes casos, o comportamento da temperatura poderá não traduzir a variação de potência.

Para contornar o problema do acesso a bancos de ensaio de motores, e invocando as conclusões tiradas, poder-se-á tirar partido do uso de um sensor de temperatura no escape, podendo usar-se mais que um. Por exemplo, para se gerar o mapa de injeção e ignição que permita ao motor debitar a sua potência máxima, bastará maximizar a temperatura de escape, enquanto no caso de se pretender maximizar o rendimento termodinâmico, bastará maximizar a relação entre a temperatura de escape e o consumo de combustível (calculado com base temporal). Não se poderá esperar um resultado perfeito deste tipo de calibração, no entanto terá resultados muito mais interessantes que os obtidos com o simples recurso a uma sonda de oxigénio, que continuará a ser insubstituível quando se pretende a estequiometria.

Por fim, poderia tornar-se interessante em aplicações particulares o controlo da temperatura do líquido de refrigeração e do óleo lubrificante. A temperatura da parede do cilindro está fortemente dependente da temperatura do refrigerante: se se exercer controlo sobre a temperatura do refrigerante, poderemos, de alguma forma, controlar a temperatura das paredes do cilindro. Como consequência da diminuição da temperatura

destas, teremos uma extinção de chama prematura, o que poderá limitar a potência debitada e produzir um aumento da poluição, por via da emissão de hidrocarbonetos não queimados. Por outro lado, a extinção prematura da chama baixa a temperatura máxima da câmara, diminuindo a produção de NO_x . Porém, uma temperatura elevada da parede do cilindro poderá trazer limitações à rejeição de calor dos componentes do motor e limitar a sua vida.

No que respeita ao lubrificante, o controlo da sua temperatura poderá ter o objectivo de otimizar a sua viscosidade e evitar o seu desgaste prematuro, tendo este também a função de refrigeração. Uma temperatura elevada vai limitar o tempo de vida dos componentes que refrigera e promover a degradação prematura do lubrificante, tudo isto com a vantagem de um decréscimo da sua viscosidade, diminuindo, por isso, as irreversibilidades que advêm do atrito. Por outro lado, uma viscosidade demasiado baixa poderá comprometer a lubrificação, uma vez que a estabilidade do filme de óleo poderá ser crítica. Uma baixa temperatura do lubrificante poderá potenciar a rejeição de calor das peças por ele banhadas e garantir uma estabilidade química melhorada, mas à custa de um aumento da viscosidade, o que implicará um aumento da potência absorvida pelo sistema de bombeamento de óleo e um aumento das perdas por atrito nas peças a lubrificar. No caso do lubrificante, tal como no caso do refrigerante, será necessário encontrar o melhor compromisso para a situação em causa, cabendo aos respectivos sistemas de controlo garantir que as temperaturas óptimas de funcionamento se mantêm constantes durante o funcionamento. Apesar de uma variação na temperatura destes fluidos causar alterações no fluxo energético debitado pelo motor, não será expectável que pequenas alterações nas temperaturas em análise se manifestem. Mais uma vez friso que a aplicação desta optimização deverá ser ponderada consoante a aplicação e as *performances* requeridas.

1.2.4. A tese

O primeiro capítulo integra os motivos que leva o autor a executar este trabalho bem como os seus objectivos e uma descrição das limitações dos sistemas de controlo actuais acompanhada de um conjunto de propostas.

O segundo capítulo consiste num relato das funções e características principais dos actuais sistemas de controlo.

No capítulo três descreve-se detalhadamente o conjunto de rotinas propostas para levar a cabo a gestão do motor. Nestas rotinas estão integradas a descrição de processos que permitem proceder ao controlo das funções essenciais, assim como rotinas que possibilitam que o sistema não cesse funções perante falhas de sensores; passando pela enumeração dos procedimentos para o funcionamento em condições excepcionais. Faz, também, parte deste capítulo a enumeração e descrição de um conjunto de funções que visa melhorar as prestações do motor gerido assim como aumentar o seu rendimento. Uma metodologia de gestão da caixa de velocidades é sugerida tal como uma forma de integrar a optimização do motor num banco de ensaios de forma a tornar a optimização.

O capítulo quatro ilustra um banco de testes de injectores. A sua concessão é feita de forma a testar a aplicabilidade da forma de formação de mistura sugerida no trabalho. A descrição deste sistema integra detalhes da montagem e do funcionamento, assim como o processo de levar a cabo o teste dos injectores.

O quinto capítulo constitui uma análise crítica ao trabalho. Neste capítulo são apontadas as fragilidades do sistema e formas de ultrapassar problemas que possam surgir durante a aplicação do trabalho a um sistema real. Integram este capítulo sugestões para desenvolvimentos futuros.

O sexto capítulo consiste num texto conclusivo ao trabalho onde é feito um balanço do trabalho desenvolvido.

O sétimo capítulo integra um conjunto de textos e tabelas suplementares onde são descritos o método de projecto de um actuador eléctrico linear, métodos numéricos de integração e derivação e uma tabela que integra possibilidades de escolha de sensores para aquisição dos dados relativos aos parâmetros de controlo sugeridos ao longo do trabalho.

2. Estado da arte

Actualmente, os sistemas de controlo mais avançados para o uso civil concentram as suas atenções na diminuição das emissões poluentes, enquanto os sistemas dirigidos para a competição automóvel pretendem explorar as potencialidades do motor no que diz respeito à sua potência máxima.

Os sistemas civis integram e centralizam os controlos do motor numa única unidade de controlo. Estes sistemas recolhem e processam toda a informação necessária para o correcto controlo do motor (entenda-se que o correcto controlo do motor implica que este trabalhe emitindo a menor quantidade de poluentes possível e com o maior rendimento possível). Também é função destes sistemas a activação de todos os dispositivos que levem às condições de funcionamento anteriormente mencionadas.

Uma vez que os sistemas em causa são electrónicos, a informação do motor é recolhida através de sensores que transformam as grandezas a medir em sinais eléctricos que podem ser frequências ou magnitudes (tensões, intensidades, capacidades, resistências). Esses sinais podem ser analógicos ou digitais. Actualmente os sinais tipicamente tratados são:

Digitais:

- Ignição (ligado/desligado);
- Posição do veio de excêntricos;
- Velocidade do motor;
- Posição dos cilindros;
- Comando da caixa de velocidades;
- Mudança engrenada;
- Velocidade do veículo;
- Ar condicionado, entre outros.

Analógicos:

- Tensão da bateria;
- Temperatura do motor;
- Temperatura do ar de admissão;
- Caudal de ar de admissão;
- Posição da válvula de controlo de carga;
- Posição do acelerador;
- Concentração de oxigénio;
- Vibração anormal do motor (grilar), entre outros.

As funções de controlo levadas a cabo pela unidade de gestão incluem as funções básicas como a preparação da mistura, ignição e controlo da carga. Estes equipamentos também desempenham funções secundárias que têm como objectivo melhorar a *performance*, o rendimento ou, mais importante, minorar a emissão de poluentes. Não menos importante será a função de protecção do motor. Entre as funções secundárias podemos destacar as mais importantes:

- Controlo do *ralenti*;
- Controlo da riqueza;
- Controlo de emissões evaporativas;
- Controlo de detonação;
- Recirculação de gases de escape;
- Controlo da carga do turbo;
- Controlo de geometrias variáveis;
- Controlo de comandos variáveis (veio de excêntricos);
- Controlo de velocidade de cruzeiro, entre outras.

Actualmente, a carga do motor, quando controlada pelo sistema de gestão do motor, é função da interpretação da intenção do condutor. Esta informação surge de um sensor de posição do acelerador e a interpretação é feita segundo o modelo de controlo baseado no binário (do inglês: *torque-based control concept*). Este modelo surge em detrimento do controlo mecânico, através de uma válvula de controlo da carga com comando no pedal. O surgimento deste modelo foi, provavelmente, influenciado pela tecnologia

diesel, com recurso a injectores de comando eléctrico, uma vez que este tipo de injectores implica um controlo de base numérica, inexistente até então.

No que diz respeito às comunicações entre aparelhos, as unidades de controlo actuais estão em coerência com a indústria em geral e comunicam através do protocolo CAN ou, em alguns casos, através de protocolos de rede.

Nestes modernos aparelhos existem dois modelos de controlo: em malha fechada e em malha aberta, sendo estes utilizados consoante o que se pretende controlar. O modelo de controlo em malha fechada recorre, actualmente, a um modelo proporcional-integral-diferencial, podendo também existir modelos mais simples.

Os sensores hoje utilizados variam conforme as grandezas a medir, como seria de esperar, sendo privilegiados os sensores com saída de sinal digital, em detrimento do analógico, por oferecerem facilidades de processamento e permitirem a concepção de equipamentos mais baratos, podendo, no limite, resultar numa maior aferição. Na tabela 1, podemos observar os tipos de sensores utilizados actualmente para medir as grandezas anteriormente citadas. A ausência de sensores para a medição de algumas grandezas deve-se ao facto de as variáveis de entrada serem a própria grandeza (como no caso da tensão da bateria) ou serem interruptores.

Tabela 1: sensores utilizados.

Digitais	
Posição do veio de excêntricos	Efeito de Hall, indutivo, encoder
Velocidade do motor	Efeito de Hall, indutivo, encoder
Posição dos cilindros	Efeito de Hall, indutivo, encoder
Comando da caixa de velocidades	
Mudança engrenada	
Velocidade do veículo	Efeito de Hall, indutivo, encoder
Ar condicionado	

Analógicos	
Tensão da bateria	
Temperatura do motor	Termistor, termo resistência
Temperatura do ar de admissão	Termistor, termo resistência
Pressão na câmara de admissão	Sensor piezo-eléctrico
Quantidade de ar de admissão	Medidor de massa de ar (anemometria de filme quente c/ compensação térmica)
Posição da válvula de controlo de carga	Potenciómetro angular, potenciómetro linear, encoder
Posição do acelerador	Potenciómetro angular, potenciómetro linear, encoder
Sensor de oxigénio	Sonda lambda
Sensor de detonação	Acelerómetro (piezo-eléctrico)

Os modernos sistemas de injeção no colector de admissão podem funcionar recorrendo a duas configurações: uma, com a regulação da pressão nas imediações do depósito e, outra, com a regulação de pressão no extremo da linha de alimentação dos injectores. Em ambos os sistemas existe um filtro de gasolina, uma bomba de combustível, um regulador de pressão e os injectores, e, em alguns casos, poderá utilizar-se um atenuador de flutuações de pressão de combustível, cuja função é absorver as variações de pressão do combustível originadas pela abertura cíclica das válvulas injectoras.

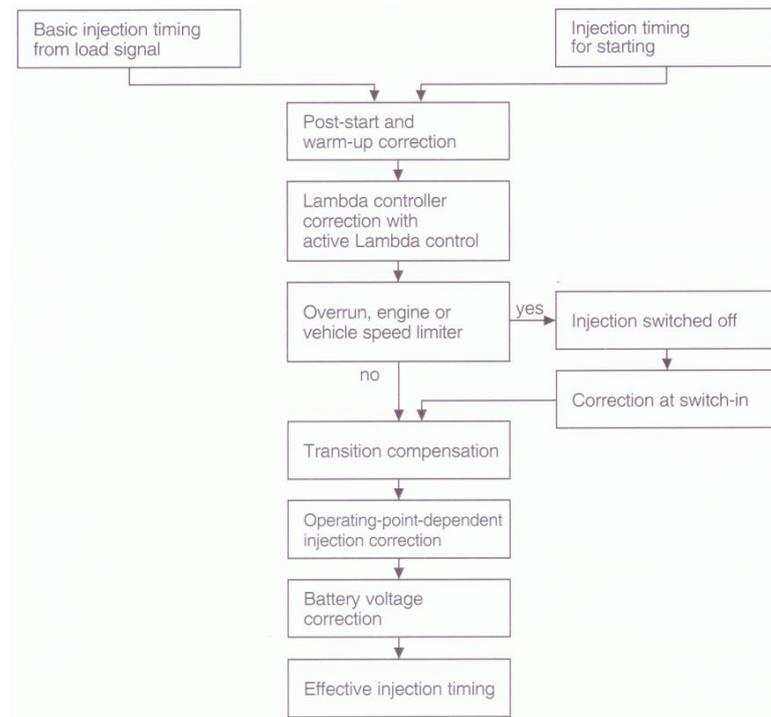


Figura 1: diagrama de fluxo para a formação da mistura.

A ignição pode ser promovida através de bobinas de ignição que podem ser dedicadas a cada cilindro, ou, alternativamente, alimentar pares de cilindros desfasados 360° no seu ciclo de 720°.

Nas figuras 1 e 2 podemos observar as rotinas utilizadas para o controlo da ignição e da injeção nas unidades de controlo M-Motronic e ME-Motronic da Bosch.

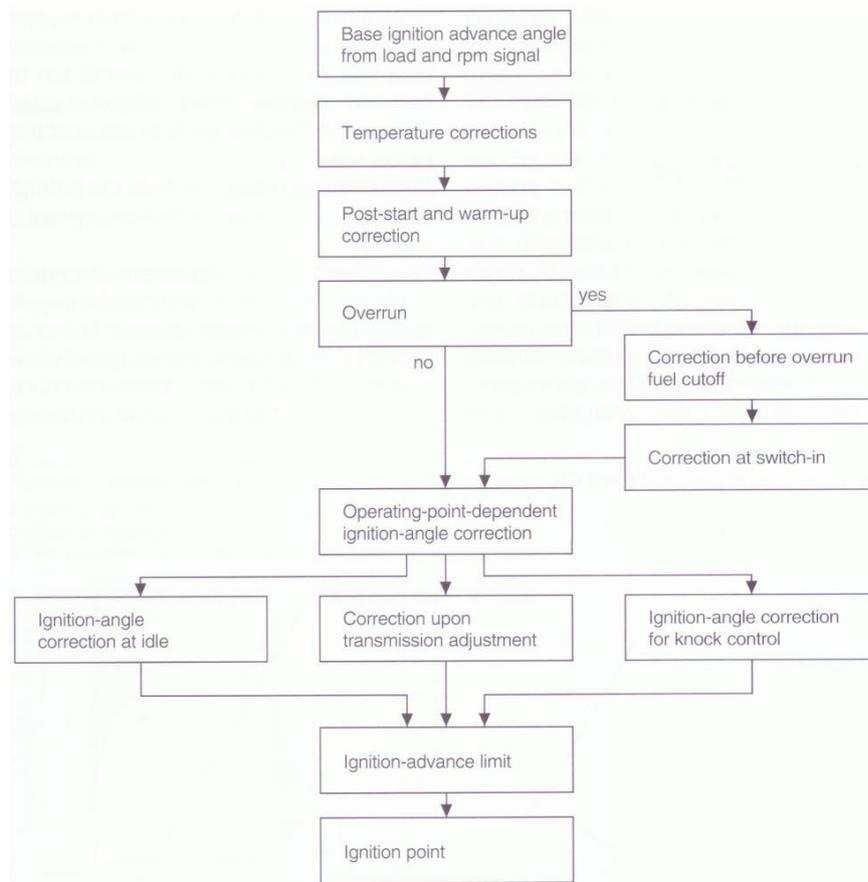


Figura 2:diagrama de fluxo para a ignição da mistura.

No que diz respeito aos sistemas para uso em motores de competição, estes funcionam segundo os mesmos princípios gerais dos sistemas civis, recorrendo, no entanto, a sistemas mais precisos, mais poderosos e, em alguns casos, com mais funcionalidades.

As funcionalidades mais comuns são:

- Controlo da injeção;
- Controlo da ignição;
- Controlo baseado na riqueza;
- Controlo de detonação;
- Aquisição de dados;
- Telemetria;
- Controlo da carga do turbo;

- Controlo da caixa de velocidades;
- Controlo de tracção;
- Controlo de geometrias variáveis;
- Controlo dos veios de excêntricos, entre outros.

3. Gestão do motor

3.1. Introdução

De forma resumida, a gestão do motor resume-se a despontar uma reacção em cadeia (combustão) e a criar uma mistura de combustível e comburente, controlando o débito do último. Eram estas as funções de um carburador e de um distribuidor, e foram, apenas estas, as funções que apareceram nos primeiros sistemas digitais de injeção e nos CDI's (sistemas de ignição digital).

Aprofundando a questão, um sistema de geração de mistura tem de ser capaz de injectar, de forma precisa, uma quantidade predeterminada de combustível no seio do comburente. A quantidade a injectar depende da relação de mistura que se pretende e da quantidade de comburente que vai entrar no cilindro. Em situações particulares, poderão surgir correcções originadas pela fase de funcionamento do motor (início de funcionamento, aquecimento do motor, aquecimento do catalisador, aceleração, desaceleração, sobregime, ar condicionado ligado/desligado, funcionamento normal), e também outras correcções relacionadas com a tensão da bateria, ou correcções através de sistemas de *feedback*.

Um sistema de ignição actual deve ser capaz de otimizar o ponto de ignição de forma a desenvolver uma potência satisfatória com um rendimento elevado, sem pôr em risco a integridade do motor e com razoável nível de emissões gasosas. O ponto de ignição varia em função de parâmetros como a temperatura do motor, a fase de funcionamento, um limite estabelecido e a existência de grilar. Este último parâmetro poderá originar um controlo em malha fechada.

3.2. Formação da mistura

O controlo da injeção pode ser feito de forma determinística (controlo em malha aberta) ou com recurso a um loop de controlo (controlo em malha fechada). Neste capítulo, apenas vamos focar o controlo em malha aberta.

3.2.1. Medição de grandezas fundamentais

Para determinar a quantidade de gasolina a injectar, é necessário conhecer a quantidade de ar que entra em cada cilindro, a posição de cada cilindro relativamente ao ciclo de quatro tempos e a carga do motor. A partir dos valores destas grandezas, podemos calcular a quantidade de gasolina a injectar, quando começará a injeção e quando acabará.

Medição da quantidade de ar que entra:

O problema da medição de ar assume três vertentes, todas relacionadas com o número de cilindros do motor e com o facto de existirem admissões simultâneas ou não.

Assim, podemos distinguir três casos: monocilíndrico, policilíndrico com admissões separadas, policilíndrico com admissões simultâneas.

Monocilíndrico:

Este é o caso mais simples e resume-se ao escoamento, dentro de uma conduta, promovido por uma diferença de potencial. Nas condutas, pressupõe-se não existirem fugas e, por isso, a massa de ar que entra para a conduta é igual à que entra para o cilindro, sendo constante o fluxo mássico ao longo da conduta. Assim, será válido abordar este problema através de um balanço de Bernoulli entre o exterior e qualquer ponto da conduta. O ponto interior da conduta ideal para este estudo seria um local suficientemente afastado da entrada, onde o escoamento fosse plenamente desenvolvido, mas sem acidentes a montante (válvulas, ângulos, restrições); caso existam acidentes, estes devem ser tomados em consideração. Como tal as seguintes equações são válidas:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z = \text{const.}$$

$$\Delta h = \frac{v^2}{2 \cdot g} \times \left(\frac{f \cdot L}{d} + \sum K \right)$$

$$f = \left(\frac{1}{-1,8 \cdot \log \left[\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} \right)^{1,11} \right]} \right)^2$$

$$Re_d = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \rho = \frac{m}{V} = \frac{P}{R \cdot T}$$

Na qual:

P	Pressão local;
ρ	Densidade do ar;
g	Aceleração da gravidade;
v	Velocidade média do escoamento;
Δh	Perda de carga do troço de conduta considerado;
f	Factor de fricção (dimensional);
L	Comprimento do troço de conduta;
d	Diâmetro do troço de conduta;
d	Perda de carga pontual (valores tabulados);
ε	Rugosidade absoluta do interior da conduta;
Re_d	Número de Reynolds;
μ	Viscosidade;
ν	Viscosidade dinâmica;
T	Temperatura do fluido;
V	Volume do fluido;
R	Constante de gás.

Com esta abordagem, pretende-se conhecer a velocidade do escoamento no ponto da conduta considerado, para podermos conhecer o seu caudal volúmico e mássico, para este último caso, o ponto terá de se situar a montante da zona onde é feita a mistura.

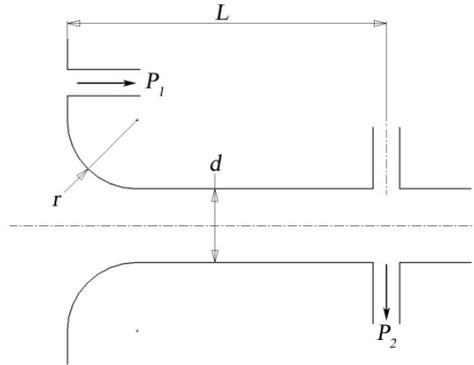


Figura 3: esquema da conduta de admissão para um motor monocilíndrico.

Podemos, então, escrever para o primeiro ponto:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z; v = 0 \wedge z = 0 \Leftrightarrow$$

$$\frac{P}{\rho g} + 0 + 0$$

pois é um ponto de estagnação (escoamento parado) e são desprezadas as variações de pressão originadas por diferenças de cota.

No segundo ponto, a expressão válida é:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z; z = 0 \wedge \exists \Delta h_{1-2} \Leftrightarrow$$

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{1-2}$$

uma vez que se despreza o contributo energético da variação de cota, mas não são desprezáveis as perdas de carga entre os dois pontos.

Igualando os dois termos:

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{\rho g} &= \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{1-2} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{P_1}{\rho g} &= \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 + \frac{f \cdot L}{d} + \sum K\right) \\ \Leftrightarrow v_2^2 \cdot \frac{\left(1 + \frac{f \cdot L}{d} + \sum K\right)}{2 \cdot g} &= \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} \\ \Leftrightarrow v_2^2 &= \frac{2 \cdot \left(\frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho}\right)}{\left(1 + \frac{f \cdot L}{d} + \sum K\right)} \\ \Leftrightarrow v_2 &= \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta P)}{\rho \cdot \left(1 + \frac{f \cdot L}{d} + \sum K\right)}} \end{aligned}$$

Sabendo a velocidade do escoamento, facilmente calculamos o caudal volúmico (\dot{V}):

$$\dot{V} = \pi \times \frac{d^2}{4} \times v$$

Do produto entre o caudal volúmico e a densidade do fluido resulta o fluxo mássico:

$$\dot{m} = \dot{V} \times \rho = \pi \times \frac{d^2}{4} \times v \times \rho = \pi \times \frac{d^2}{4} \times v \times \frac{P}{R \cdot T}$$

$$\dot{m} = \pi \times \frac{d^2}{4} \times v \times \frac{\Delta P}{R \cdot T}$$

Integrando os valores do fluxo, obtemos a massa de ar que passou pela secção 2, num determinado intervalo de tempo. Para o cálculo do factor de fricção f , é necessário saber a velocidade. Para que este parâmetro fosse correctamente calculado, seria necessário um ciclo iterativo, o que poderia exigir muito tempo de cálculo; como tal, será prática aceitável utilizar o valor da velocidade resultante do cálculo anterior.

Para o arranque, quando ainda não é conhecida a velocidade do ciclo anterior, admite-se que não existe perda de carga, portanto:

$$\begin{aligned}\frac{P_1}{\rho g} &= \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{v_2^2}{2 \cdot g} &= \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} \\ \Leftrightarrow v_2 &= \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}} \\ \Leftrightarrow v_2 &= \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}\end{aligned}$$

Policilíndrico com admissões separadas

Neste caso, considera-se que o ar que alimenta cada um dos cilindros provém de uma câmara comum que é alimentada por uma conduta ou mais. No caso de cada cilindro admitir ar directamente da atmosfera, estaremos perante o caso de uma admissão monocilíndrica.

Supondo que não existem fugas, torna-se fácil aplicar a lei da conservação da massa. Desprezando as trocas de calor entre o ar no interior do sistema de admissão e o ambiente, e considerando que as trocas de energia através da realização de trabalho são elaboradas a montante ou a jusante de todos os sensores utilizados, não se torna necessário um balanço energético sendo, por isso, suficiente um balanço mássico.

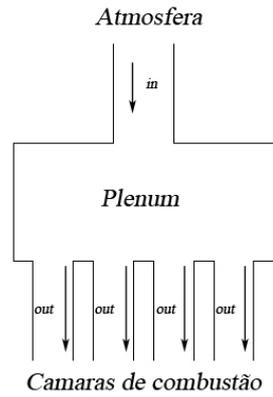


Figura 4: esquema de um sistema de admissão para um motor mono cilíndrico.

Assim podemos escrever:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out};$$

$$m = \frac{P \cdot V}{R_{ar} \cdot T}$$

Em que:

m	Massa;
\dot{m}_{in}	Fluxo mássico de entrada;
\dot{m}_{out}	Fluxo mássico de saída;
$\frac{dm}{dt}$	Taxa de acumulação de massa na câmara;
P	Pressão da câmara (varia com o tempo);
V	Volume da câmara;
R_{ar}	Constante de gás para o ar;
T	Temperatura da câmara (varia com o tempo).

No caso de nos ser conveniente obter o valor do fluxo mássico que sai da câmara (plenum de admissão), a expressão anterior toma a seguinte forma:

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} - \frac{dm}{dt}$$

Neste caso, o valor de \dot{m}_{in} pode ser medido directamente, e o valor de dm/dt pode ser calculado de forma aproximada, recorrendo a métodos numéricos. No caso de a taxa de aquisição dos valores da temperatura e da pressão não serem iguais, o valor de m não pode ser calculado para um determinado instante, pois os valores de P e T reportam a instantes que não coincidem; neste caso, teremos de calcular as derivadas de cada um destes valores:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{P \cdot V}{R_{ar} \cdot T} \right); P = P(t) \wedge T = T(t) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \frac{dm}{dt} = \frac{V}{R_{ar} \cdot T} \left(\frac{dP}{dt} - \frac{P}{T} \times \frac{dT}{dt} \right)$$

sendo, então, dP/dt e dT/dt calculados por métodos numéricos de forma independente, resultando num valor válido de dm/dt . Este último método tem a desvantagem de exigir maior número de operações e, por isso, consome mais tempo e/ou recursos.

Para calcular a massa de ar que cada cilindro tem para o ciclo, a expressão tem de ser integrada, ou alternativamente, o resultado dela, o que implica a utilização de mais métodos numéricos para aproximar o integral, o que iria implicar o consumo de mais tempo e recursos.

Como tal, iremos optar por outra via. Partindo da expressão inicial e integrando-a, obtemos:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

$$\Leftrightarrow dm = (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) dt$$

$$\Leftrightarrow \int dm = \int (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) dt$$

$$\Leftrightarrow \int dm = \int \dot{m}_{in} dt - \int \dot{m}_{out} dt$$

Em que $\int dm$ representa a variação de massa na câmara, no intervalo de integração, $\int \dot{m}_{out} dt$ representa a massa de ar que saiu da câmara e que, por isso entrou para a câmara de combustão. Assim, a expressão assume a seguinte forma:

$$\Leftrightarrow \Delta m = \int \dot{m}_{in} dt - m_{out}$$

$$\Leftrightarrow m_{out} = \int \dot{m}_{in} dt - \Delta m$$

em que $\int \dot{m}_{in} dt$ pode ser calculado através de métodos numéricos. O intervalo de integração é o intervalo de tempo durante o qual decorre a admissão.

Embora a expressão anterior seja válida a bibliografia sugere (Kiencke & Nielsen, 2005):

$$\dot{m}_{out} = \frac{T_{ambiente}}{T} \times \left(\frac{\dot{P}}{\tau} \times \dot{m}_{in} \right)$$

$$\tau = \frac{V}{\gamma \times R \times T_{in}}$$

As expressões propostas anteriormente satisfazem o caso “monocilindrico”, mas com as evidentes restrições construtivas.

Policilíndrico com admissões simultâneas:

Neste caso, a única diferença é que a massa que sai do plenum de admissão não entrará apenas para um cilindro, mas sim para vários, originando, portanto, uma distribuição de caudais não uniforme. A exceção existe no caso de o desenho do colector de admissão permitir fornecer ar a todos os cilindros, de forma homogénea, e, se os cilindros admitirem, em simultâneo aberturas e fechos das válvulas exactamente ao mesmo tempo e com as mesmas características.

A diferença entre os caudais admitidos dependerá de dois factores.

O primeiro está relacionado com o desenho do sistema de admissão. Se este não alimentar, homogeneamente, todos os cilindros, a massa de ar admitida em cada um vai

diferir e será proporcional à pressão na entrada da conduta de cada cilindro, considerando que a pressão no interior dos cilindros será igual em todos eles, que as condutas de admissão serão iguais, tanto ao nível das suas características dimensionais como funcionais, e que as válvulas de admissão serão iguais na sua forma e funcionamento.

O segundo factor relaciona-se com o facto de as admissões não estarem sincronizadas. Neste caso, o fluxo mássico, no caso de o colector de admissão ser ideal (alimentação homogénea), não será constante ao longo das admissões, excepto se os cilindros estiverem sincronizados nas admissões. Tal acontece, pois a perda de carga oferecida pela válvula de admissão varia com o seu levantamento, não sendo este constante ao longo do processo. No caso mais provável de os cilindros não estarem sincronizados, a relação entre os caudais relaciona-se directamente com a área de passagem.

Os factos anteriormente descritos são corroborados por Martins, 2006, através da seguinte equação:

$$\dot{m} = \frac{A \cdot C_D \cdot p_m}{R_{ar}} \sqrt{\frac{2c_p}{T_m}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_m}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \left(\frac{p_j}{p_m}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

em que:

$A \cdot C_D$ Produto entre a área de passagem da válvula do cilindro e o coeficiente de descarga (equivalente ao C_x vulgarmente utilizado em escoamentos exteriores);

p Pressão (Pa);

R_{ar} Constante de gás para o ar (J/Kg·K);

C_p Capacidade calorífica específica do ar (J/Kg·K);

T Temperatura (K);

γ Relação de calores específicos;

Os índices m e j denotam que os valores das grandezas reportam a montante e a jusante da válvula, respectivamente.

Como, através do último ponto (policilíndrico com admissões separadas), conseguimos facilmente calcular o caudal total que sai do plenum de admissão em cada instante, só se torna necessário “distribuir” o caudal por todos os cilindros que estão a admitir mistura.

Podemos dizer que a soma de todos os caudais parciais será o caudal total, o que conseguimos obter, utilizando a metodologia do ponto anterior:

$$\dot{m}_{tot} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i$$

Será também válido representar \dot{m}_i por um produto entre um factor e o caudal total, representando aquele a fracção do caudal que entra num determinado cilindro, a dado instante:

$$\dot{m}_i = f_i \cdot \dot{m}_{tot}$$

Logo, para a primeira equação continuar verdadeira:

$$\sum_{i=1}^n f_i = 1$$

No caso de as interferências apenas acontecerem entre dois cilindros, o seguinte sistema é válido:

$$\begin{cases} f_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{tot}} \\ f_2 = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{tot}} \\ 1 = f_1 + f_2 \end{cases} = \begin{cases} \dot{m}_{tot} = \frac{\dot{m}_1}{f_1} \\ \dot{m}_{tot} = \frac{\dot{m}_2}{f_2} \\ f_1 = 1 - f_2 \end{cases} = \begin{cases} \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{1}{f_2} - 1 \\ \dot{m}_{tot} = \frac{\dot{m}_2}{f_2} \\ f_1 = 1 - f_2 \end{cases} = \begin{cases} f_2 = \frac{1}{\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} + 1} \\ \dot{m}_1 = (1 - f_2) \times \dot{m}_{tot} \\ \dot{m}_2 = f_2 \times \dot{m}_{tot} \end{cases}$$

No caso de as interferências ocorrerem entre três cilindros, passará a ser válido o seguinte sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{tot}} \\ f_2 = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{tot}} \\ f_3 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{tot}} \\ 1 = f_1 + f_2 + f_3 \end{array} \right. = \left\{ \begin{array}{l} f_3 = \frac{\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1}}{2 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}} \\ \dot{m}_3 = \dot{m}_{tot} \times f_3 \\ \dot{m}_2 = \dot{m}_{tot} \left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \times f_3 \right) \\ \dot{m}_1 = \dot{m}_{tot} \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3} \times f_3 \right) \end{array} \right. ; \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} = \frac{1}{\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} f_3 = \frac{\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1}}{2 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}} \\ \dot{m}_3 = \dot{m}_{tot} \times f_3 \\ \dot{m}_2 = \dot{m}_{tot} \left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \times f_3 \right) \\ \dot{m}_1 = \dot{m}_{tot} \left(\frac{f_3}{\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1}} \right) \end{array} \right.$$

Recorrendo à expressão apresentada anteriormente, poderemos encontrar as relações entre os caudais mássicos que fluem para cada cilindro:

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} = \frac{\frac{A_a \cdot C_D \cdot p_{m,a}}{R} \sqrt{\frac{2c_p}{T_m}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,a}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\frac{p_j}{p_{m,a}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}}}{\frac{A_b \cdot C_D \cdot p_{m,b}}{R} \sqrt{\frac{2c_p}{T_m}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,b}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\frac{p_j}{p_{m,b}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}}}$$

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} = \frac{A_a \cdot p_{m,a}}{A_b \cdot p_{m,b}} \times \left(\frac{p_{m,b}}{p_{m,a}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \times \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,a}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,b}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}$$

Os valores que variam de cilindro para cilindro, em cada instante são a área de passagem da válvula e a pressão, à entrada da respectiva conduta de admissão, uma vez que se considera a pressão no interior da câmara de combustão igual em todos os

cilindros. Embora esta última consideração possa não ser totalmente válida, será entendida como uma aproximação forçada para nos permitir resolver o problema. No entanto, no último membro continua a figurar a pressão a jusante da válvula, da câmara de combustão portanto. Este parâmetro não é “confortável” de ser medido durante o uso corrente do motor, por isso, vamos eliminá-lo da equação:

$$\frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,a}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,b}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,a}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_{m,b}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} = \frac{\frac{p_{m,a}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - p_j^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{p_{m,a}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\frac{p_{m,b}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - p_j^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{p_{m,b}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}$$

$$= \frac{p_{m,b}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times \left(p_{m,a}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - p_j^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}{p_{m,a}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times \left(p_{m,b}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - p_j^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)};$$

Considerando:

$$\Delta P = p_{m,a} - p_{m,b} \Leftrightarrow p_{m,a} = \Delta P + p_{m,b}$$

temos:

$$\begin{aligned} & \sqrt{\frac{\left(p_{m,b} \times p_{m,a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(p_{m,b} \times p_j\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\left(p_{m,b} \times p_{m,a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(p_{m,a} \times p_j\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \\ &= \sqrt{\frac{\left(p_{m,b} \times (\Delta P + p_{m,b})\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(p_{m,b} \times p_j\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\left(p_{m,b} \times (\Delta P + p_{m,b})\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left((\Delta P + p_{m,b}) \times p_j\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}; \end{aligned}$$

Se considerarmos a diferença de pressão entre cada entrada de cada cilindro (ΔP) tende para zero, passamos a ter:

$$\sqrt{\frac{(p_{m,b} \times p_{m,b})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (p_{m,b} \times p_j)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{(p_{m,b} \times p_{m,b})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (p_{m,b} \times p_j)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} = \sqrt{1} = 1$$

E convencionando:

$$r_{a,b} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b}$$

concluimos que:

$$r_{a,b} = \frac{A_a \cdot p_{m,a}}{A_b \cdot p_{m,b}} \times \left(\frac{p_{m,b}}{p_{m,a}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

E que, para o caso de termos dois cilindros interferentes:

$$\begin{cases} f_1 = \frac{r_{1,2}}{r_{1,2} + 1} \\ f_2 = \frac{1}{r_{1,2} + 1} \end{cases}$$

Já no caso de serem três os cilindros a interferirem nas suas admissões:

$$\begin{cases} f_3 = \frac{r_{3,1}}{2 + r_{2,1}} \\ f_2 = r_{2,3} \times \frac{r_{3,1}}{2 + r_{2,1}} \\ f_3 = \frac{r_{3,1}}{2 + r_{2,1}} \end{cases}$$

Falta, agora, encontrar forma de determinar a área de passagem da válvula e a pressão à entrada de cada cilindro.

A área de passagem da válvula é dada por, (Martins, 2006):

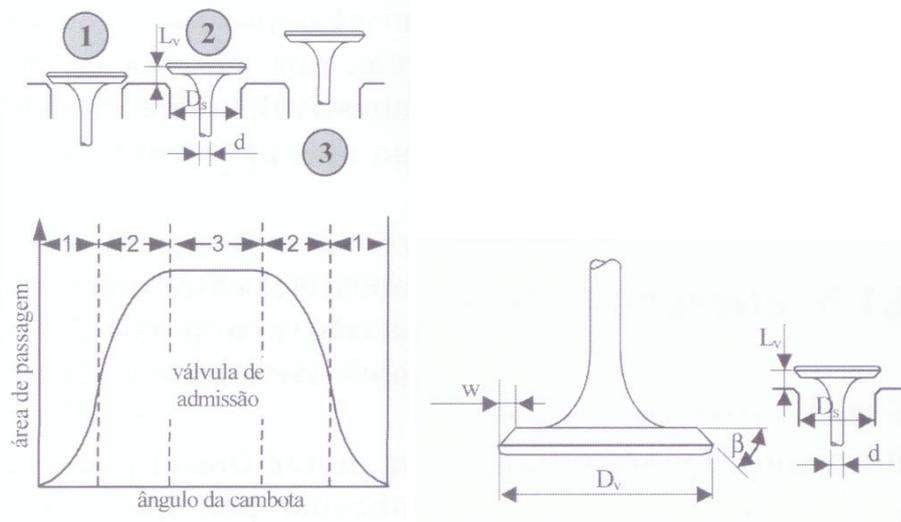


Figura 5: área de passagem na válvula, função da sua abertura; e, respectiva, geometria da válvula (Martins, 2006).

$$\text{Posição 1: } A = \pi \times L_v \times \cos \beta \times \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \times \sin 2\beta \right)$$

$$\text{Posição 2: } A = \pi \times (D_v - w) \times \sqrt{(L_v - w \times \tan \beta)^2 + w^2}$$

$$\text{Posição 3: } A = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d^2)$$

sendo considerada a menor das três para fins de cálculo. O levantamento da válvula (L_v) é o único parâmetro que varia com o tempo e será uma função conhecida. Todos os outros valores são parâmetros geométricos e estão representados na figura.

Para a determinação das pressões à entrada de cada cilindro, ter-se-á de recorrer a um sensor com várias entradas diferenciais, todas referidas ao mesmo ponto. Este ponto poderá ser o sensor de pressão da admissão ou, no caso de querermos eliminar o uso deste sensor, a referência deverá ser a pressão atmosférica, caso exista um sensor que meça este valor. No caso de se eliminar o sensor de pressão da admissão poderemos substituir o valor da sua leitura pela média das leituras à entrada de cada cilindro.

Posição dos cilindros

A posição de cada cilindro é fundamental para a ordem de início e de fim do período de injeção. É também fundamental conhecer a velocidade de rotação do motor

(regime), que pode ser calculada a partir da posição do cilindro. Em função do regime do motor poderá variar a riqueza com que é desejável o motor funcionar.

Num motor a quatro tempos, um ciclo demora duas revoluções da cambota para realizar as quatro fases que o compõem (admissão, compressão, expansão e escape).

Assim, considerando que a posição no ciclo é medida de 0 a 720 graus (de zero até completar as duas revoluções do veio do motor correspondentes ao ciclo completo), existem duas opções para a avaliar.

A primeira opção, e a mais económica, será avaliar a posição do cilindro através do veio de excêntricos. Este componente realiza apenas uma revolução por ciclo, o que implica que a posição no ciclo seja igual ao dobro da sua posição angular.

A segunda opção é adquirir a posição angular da cambota. Enquanto, durante a primeira revolução, a posição angular do ciclo é igual à medida, na segunda revolução, a posição angular do ciclo é igual à soma da posição angular do componente com 360 graus. De notar que esta abordagem implica que exista um forma unívoca de distinguir a primeira da segunda revolução, mesmo no arranque. Usualmente, recorre-se a um marcador no veio de excêntricos. Embora esta solução pareça mais dispendiosa é a mais comum, pois é possível ter uma maior discretização de pontos, e, mesmo executando duas medições distintas, os custos envolvidos compensam, uma vez que, para obter a mesma precisão com uma medição no veio de excêntricos, a solução seria mais cara.

A velocidade de rotação do motor, fisicamente, é a taxa a que varia a posição do cilindro e, como qualquer taxa, pode ser obtida através da diferenciação em ordem ao tempo. Neste caso, a taxa pode ser obtida por métodos numéricos, uma vez que não é conhecida a função da posição do cilindro, mas apenas um conjunto de pontos discretos. Uma outra razão para utilizar este método é a rapidez de cálculo associada.

Como em todos os motores, o desfasamento entre os cilindros é fixo, pelo que a posição de todos os cilindros pode ser calculada pela soma entre a posição de um cilindro de referência com o desfasamento que existe entre os dois.

Carga do motor

Este parâmetro pode ser entendido como o resultado de uma interface homem/máquina. Assumindo-o como tal, este parâmetro é a tradução através de uma variável compreendida entre 0% e 100% da energia que o utilizador está a requerer do motor, no regime a que este está a trabalhar.

Nos motores que funcionam no ciclo de Otto, este parâmetro originará necessariamente um controlo da quantidade de ar fresco que entra para o motor, uma vez que é esta quantidade que limita a potência máxima que o motor debita. No entanto, poderá determinar a riqueza da mistura, entre outros parâmetros.

Cálculo da quantidade de gasolina a injectar

A quantidade de gasolina a injectar é calculada, recorrendo a dois parâmetros: o valor da riqueza requerida e o valor da quantidade de ar que entra no cilindro. O valor da riqueza é determinado em testes e é, em condições de normal funcionamento, função do regime e da carga do motor.

Embora tenha vindo a referir a riqueza como parâmetro de controlo, com vista a minimizar a quantidade de cálculos e a uma coerência entre os parâmetros medidos e os parâmetros de trabalho, torna-se necessário utilizar o inverso da riqueza - o coeficiente de excesso de ar (λ). Este parâmetro é definido pela seguinte expressão:

$$\lambda = \frac{(m_{ar}/m_{comb})_{real}}{(m_{ar}/m_{comb})_{estequiometrico}}$$

Em que:

λ	Coeficiente de excesso de ar;
m_{ar}	Massa de ar dentro do cilindro;
m_{comb}	Massa de combustível dentro do cilindro;
$real$	Índice que reporta às condições em que se trabalha;

estequiometrico Índice que reporta o caso ideal de uma combustão estequiométrica.

De notar que, no caso em estudo, a massa de ar dentro do cilindro será sempre a mesma: o parâmetro de ajuste será a massa de combustível com a qual se faz a mistura.

A relação m_{ar}/m_{comb} (*estequiometrico*) é um valor determinado que varia com o combustível utilizado. No caso de o combustível ser gasolina, o valor da relação é: 14,6 (Heywood, 1988).

Resolvendo a expressão anterior em relação à massa de combustível a injectar, no caso real, e substituindo o valor da relação ar combustível estequiométrico, resulta:

$$m_{comb} = \frac{m_{ar}}{\lambda \times 14,6}$$

3.2.2. Processo de formação da mistura

O processo de formação de mistura pode ter implicações directas na potência que o propulsor desenvolve, uma vez que poderá ser melhorado o rendimento volumétrico do motor, e no avanço máximo da ignição. Existem duas formas de otimizar este parâmetro: injectar a gasolina directamente na câmara, o que não faz parte dos objectivos deste trabalho, ou minimizar a gasolina que evapora, antes de a válvula de admissão fechar. Esta última alternativa tem como melhor abordagem a injeção do combustível durante o processo de admissão, mas poderá criar uma mistura estratificada, se o caudal não for ajustado ao regime de funcionamento do motor. A forma de adequar este caudal ao regime está descrita no capítulo dedicado ao banco de testes de injectores. Todas as grandezas a monitorizar para o controlo do sistema de injeção encontram-se descritas nesse capítulo.

Esta filosofia de formação de mistura é fortemente dependente da posição do injector. Como o objectivo é não deixar que a gasolina evapore antes de a válvula fechar, é indispensável que esta não fique retida na conduta de admissão, uma vez que iria vaporizar até ao ciclo seguinte. Para evitar este fenómeno, o injector deverá terminar a injeção quando passar por ele a ultima porção de ar que irá entrar no

cilindro. Podemos, então, concluir que, quanto mais próximo o injector estiver da válvula de admissão, melhor será a qualidade da mistura.

3.3. Ignição da mistura

Tal como no processo de formação de mistura, o processo de promover a sua combustão pode ser controlado de duas formas: controlo em malha aberta e em malha fechada. A ignição é o processo através do qual se fornece a energia de activação necessária para o início da combustão da mistura, dentro do cilindro. Tendo em conta o tempo que demora um ciclo, a combustão não pode ser considerada um processo instantâneo e, perante este facto, o ponto de ignição, altura do ciclo em que se promove a ignição, é um parâmetro que influencia a prestação do motor, uma vez que a pressão máxima do ciclo vai variar, assim como o seu rendimento, potência máxima, e a sua prestação no que toca à emissão de poluentes.

A ordem de ignição pode ser considerada um evento singular e pontual para cada cilindro e em cada ciclo. Assim, poderemos dizer que, a nível do controlo, a sua duração é desprezável, pois só é dado o comando de início e a sua duração é fixa e impossível de regular.

Para o controlo da ignição é obviamente necessário saber a posição do cilindro no ciclo, a potência com que é excitada a bobine de ignição e a tensão que é aplicada aos terminais desta. O ponto de ignição é “medido” pelo avanço ou atraso relativamente ao ponto morto superior da segunda revolução da cambota (entre o tempo de compressão e o de escape). O avanço implica que a ignição aconteça antes do ponto morto superior, enquanto o atraso implica que ela aconteça depois.

A necessidade de saber a potência e a tensão com que é excitada a bobine prende-se com o facto de existir um atraso entre a excitação do primário da bobine e o soltar da faísca; esse atraso pode ser da ordem das centenas de micro-segundos até às dezenas de milissegundos.

Sem recorrer a controlos em malha fechada, o ponto de ignição é determinado num ambiente controlado, num banco de testes, por exemplo, e os valores desses pontos são guardados em memória numa tabela de dupla entrada. Os valores dos pontos de ignição variam em função da carga e do regime do motor.

O ponto de ignição vai estar relacionado com o parâmetro que se pretende otimizar. Assim, quanto maior o avanço da ignição, maior a pressão máxima dentro da câmara e, por isso, maior a potência produzida. Podemos, então concluir que, com o aumento do avanço da ignição, aumentará não só a potência e o binário do motor, como também o seu rendimento, uma vez que a mesma quantidade de combustível irá desenvolver uma maior potência. O avanço da ignição é limitado por dois fenómenos: o primeiro é a contra pressão que poderá surgir se o ponto de ignição for demasiado cedo; o segundo é a ocorrência de fenómenos de combustão anormais, tais como grilar (conhecido, na literatura inglesa, por knock).

No entanto, com o aumento da pressão máxima da câmara aumenta também a temperatura máxima da câmara, o que vai originar o aumento das emissões poluentes, uma vez que a oxidação do azoto é uma reacção cujo coeficiente de reacção, no sentido directo, aumenta com o aumento da temperatura. Assim, quando se aumenta a potência de um motor à custa do avanço da ignição, aumentar-se-á, forçosamente, a emissão de gases poluentes. Atrasar demasiado a ignição poderá dar origem a um rendimento inaceitavelmente baixo, por isso, quando o objectivo passa por conter as emissões poluentes, dever-se-á trabalhar no sentido de otimizar o ponto de ignição, e, se possível, utilizar métodos alternativos para diminuir as emissões poluentes.

Os mapas de ignição, tabelas que reúnem os pontos de ignição, são fortemente influenciados pelas características do combustível utilizado, maioritariamente, índice de Octano e velocidade de queima, sendo por isso específicos para cada combustível. No caso dos motores dos veículos comuns, estes mapas são feitos tendo em conta o pior cenário possível e são corrigidos em tempo real com recurso a sistemas de malha fechada.

3.4. Medição de grandezas de correcção

Actualmente, raros são os sistemas de controlo que não funcionam recorrendo a um controlo em malha fechada. Este género de controlo possibilita a não calibração do sistema que promove o controlo, uma vez que a propriedade a controlar é medida em tempo real e a actuação é exercida em função do *feedback* dado pelo sistema de medição. O controlo em malha fechada é exercido com o objectivo de atingir um valor requerido da grandeza de controlo. Como tal, o sistema de controlo é actuado com vista a atingir esse valor e a magnitude de actuação está, na maioria dos casos, relacionado com o erro existente (diferença entre o valor desejado e o valor pretendido).

O controlo em malha fechada pode ser exercido de seis formas diferentes:

1. Controlo de duas posições estáveis;
2. Controlo proporcional;
3. Controlo integral;
4. Controlo proporcional-integral;
5. Controlo proporcional-diferencial;
6. Controlo proporcional-integral-diferencial (PID).

O controlo de duas posições estáveis é um controlo exercido por um sistema com apenas duas posições estáveis, tal como o nome indica, e essas posições são, normalmente, ligado e desligado. Um bom exemplo deste tipo de controlo é um autoclismo: se o nível do líquido está abaixo de um determinado valor, o fornecimento do depósito é accionado; se o nível pretendido for atingido, o abastecimento é desligado. Apesar de uma apetecível simplicidade, este tipo de controlo pode demonstrar-se limitativo em algumas aplicações.

O controlo proporcional é um controlo em que a magnitude de actuação ($u(t)$) se relaciona com o erro ($e(t)$) de forma proporcional (K_p):

$$u(t) = K_p \cdot e(t)$$

O controlo integral é um controlo em que a magnitude de actuação varia a uma taxa proporcional ao erro:

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i \cdot e(t) \Leftrightarrow$$
$$\Leftrightarrow u(t) = K_i \cdot \int e(t) dt$$

O controlo proporcional-integral é um controlo que integra os dois anteriores e é descrito pela seguinte lei:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \cdot \int e(t) dt$$

Em que T_i é o tempo integral e o seu inverso a taxa de restabelecimento.

O controlo proporcional-diferencial é um controlo que conjuga o controlo proporcional com o diferencial. O controlo diferencial é um modelo de controlo que regula a magnitude de actuação em função da taxa de variação do erro. Este modelo é descrito pela seguinte lei:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_p \cdot T_d \cdot \frac{e(t)}{dt}$$

em que T_d é o tempo diferencial e quantifica a antecipação deste modelo relativamente ao modelo proporcional.

Não existem modelos de controlo diferencial somente porque, no caso de o erro ser constante, qualquer que fosse a sua magnitude, a sua taxa de variação seria nula e o controlo não seria exercido.

O controlo proporcional-integral-diferencial é uma conjugação dos três modelos diferentes de controlo, não considerando o controlo de duas posições estáveis. Assim, este modelo é descrito pela seguinte lei:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \cdot \int e(t) dt + K_p \cdot T_d \cdot \frac{e(t)}{dt}$$

3.4.1. Formação da mistura

Como tudo na natureza, a combustão de uma mistura não é perfeita, pelo que, quando queimamos misturas estequiométricas, nem todo o oxigénio oxida e nem todo o combustível fica oxidado, o que implica que exista ar nos produtos da combustão. A presença desse ar é passível de ser detectada recorrendo a uma sonda de oxigénio, correntemente conhecida por sonda lambda. Este sensor retorna um sinal em tensão, cujo valor está relacionado com o quociente entre a pressão parcial de oxigénio no ar e no escape. A relação unívoca entre a pressão parcial de oxigénio no escape e a riqueza da mistura queimada torna este sensor num apetecível instrumento de *feedback* para utilizar num controlo em malha fechada.

Para o controlo em malha fechada é necessário definir qual o parâmetro a corrigir pelo controlo de *feedback*. Usualmente, o parâmetro a corrigir será aquele cuja calibração é mais volátil, ou o que mais susceptível for a mudanças de condições de funcionamento. Normalmente, no que toca aos motores de combustão interna, o parâmetro a ser corrigido é a massa de ar que entra para os cilindros, no entanto, neste caso, o parâmetro que aparentemente é mais susceptível a alterações é o sistema de injeção, visto ser de complexidade superior. Assim, o parâmetro a ser corrigido será o caudal correspondente aos parâmetros de injeção tabelados.

O controlo em malha fechada tem o problema de não poder ser utilizado constantemente, ou em tempo real. Todos os sistemas de medida têm atrasos na sua medição, quer sejam originados por uma limitação na resposta dinâmica, quer estejam relacionados com atrasos na manifestação da grandeza a ser medida.

O factor que limita a aplicação deste modo de controlo é a limitação imposta pelo tempo de resposta do sensor. Este factor é limitativo por originar leituras erradas e é inerente a aspectos intrínsecos do sensor. Deixa de ser possível a aplicação de um controlo em malha fechada em regime transiente, quando a condição seguinte for falsa:

$$T_{resposta} \leq \frac{n_\lambda \times 2}{N \times 60 \times n_{cil}} (s)$$

em que N é o regime do motor, expresso em rotações por minuto, n_{cil} representa o número de cilindros e n_λ o número de sensores.

Esta expressão é válida para motores a quatro tempos. Este limite é teórico, mas, na prática, é aplicável a regimes superiores a:

$$N = \frac{n_\lambda \times 2}{T_{resposta} \times 60 \times n_{cil}}$$

uma vez que a taxa de variação da propriedade a ser avaliada não é da ordem de grandeza do regime, mas sim múltiplo da sua taxa de variação. Como tal, este limite representa o máximo regime para o qual o sistema consegue analisar, de forma independente, dois ciclos distintos e consecutivos.

No que reporta à possibilidade de exercer o controlo em tempo real, esta possibilidade relaciona-se com a distância do elemento sensor à válvula de escape. É desta distância que depende o intervalo de ciclos entre a origem da grandeza e a sua detecção. Este intervalo pode ser estimado pela seguinte expressão:

$$N = \frac{\left(\frac{T_{cil} \times V_{cil}^{n-1}}{T_{escape}} \right)^{\frac{1}{n-1}}}{L \times D}$$

Nesta expressão, N representa o número de revoluções do intervalo, T a temperatura, V o volume, L o comprimento do troço do sistema de escape, D o diâmetro desse troço e n é um coeficiente termodinâmico que é unitário, se o processo for isotérmico, é igual a C_p/C_v , se o processo for isotrópico, ou um valor intermédio, se o processo for politrópico. O índice *cil* reporta a valores no interior da câmara de combustão, imediatamente antes de abrir a válvula de escape, enquanto o índice *escape* reporta a valores médios dentro do troço do sistema de escape em estudo. Nesta expressão, o dividendo representa o volume de gás que é expelido para o sistema de escape em cada ciclo, e o divisor representa o volume interior do sistema de escape entre a válvula de escape e o elemento sensor.

Este sistema tem como objectivo compensar um erro originado no processo de criação de mistura. De uma forma simplificada, podemos dizer que um erro genérico pode assumir duas formas: um desvio na origem e/ou um desvio no declive. Este modelo aproxima um sistema de medida a uma resposta linear. Tendo em conta estas aproximações, é possível prever a evolução do erro.

Este tipo de correcção tomará valores diferentes em função do par [regime; carga]. Assim, iremos recorrer a três pontos para gerar o comando de correcção. Enquanto apenas existirem dois pontos, trabalharemos no plano do regime, caso a carga seja constante, ou da carga, caso o regime seja constante. Enquanto existir um só ponto, o comando pode ser gerado, e apenas terá de se arbitrar, se a correcção for aditiva ou multiplicativa, sendo que o efeito será o mesmo. Para o primeiro caso, o sistema a resolver será:

$$\begin{cases} a \cdot carga_1 + b \cdot regime_1 + c = erro_1 \\ a \cdot carga_2 + b \cdot regime_2 + c = erro_2 \\ a \cdot carga_3 + b \cdot regime_3 + c = erro_3 \end{cases}$$

Para o segundo caso, o sistema a resolver será:

$$\begin{cases} a \cdot parametro_1 + b = erro_1 \\ a \cdot parametro_2 + b = erro_2 \end{cases}$$

No terceiro caso o valor da correcção é o próprio erro.

Com o contínuo funcionamento do motor, mais pontos vão ser adquiridos, e será bastante provável que todos esses pontos não estejam num mesmo plano. Este facto força a utilização de um critério para selecção dos três pontos a utilizar. Encarando este tipo de previsão como uma interpolação linear a um plano, o critério mais lógico será os pontos que estão mais próximos do ponto onde se pretende estimar o erro. Esta distância é medida no plano (carga; regime) e é dada pela equação:

$$D = \sqrt{(carga_1 - carga_2)^2 + (regime_1 - regime_2)^2}$$

Outros modelos poderão ser utilizados, mas terão aplicação mais complicada.

3.4.2. Ignição da mistura

Regularmente, com o aumento do avanço da ignição aumenta a potência e, portanto, o binário e o rendimento do motor. O avanço máximo da ignição é limitado pelo aparecimento de um fenómeno de combustão anormal, mais propriamente o grilar, fenómeno destrutivo e indesejável (pode levar à ruína do motor) dependente de vários factores, tais como: o índice de octano do combustível, a taxa de compressão, a turbulência na câmara de combustão, a carga, a riqueza, o regime, a pressão e a temperatura da mistura, a temperatura do motor, a preparação da mistura e a existência de recirculação de gases de escape. Um outro limite para o avanço da ignição é o aumento de emissões poluentes.

Sendo o objectivo maximizar a potência ou o rendimento do propulsor, será pertinente o aumento do avanço da ignição, salvaguardando a sua integridade.

No entanto, este ponto de máximo avanço depende dos parâmetros acima descritos, muitos deles não controlados pelo sistema de controlo do motor e podendo, alguns deles, ter variações significativas, potenciando a incerteza de um avanço fixo, uma vez que este pode exceder o máximo, em certas condições de funcionamento.

O objectivo, neste controlo, é adaptar o ponto de ignição às condições de funcionamento, garantindo sempre o seu máximo avanço e permitindo a optimização requerida (em termos de economia, potência ou emissões poluentes).

No caso de o objectivo ser atingir o maior rendimento ou potência, seria desejável conseguir-se conhecer ou estimar, no caso de excedermos o máximo avanço possível, o quão o excedemos, pois poderíamos aplicar uma filosofia de correcção semelhante à empregada na formação de mistura.

O fenómeno grilar origina flutuações de pressão de elevada frequência, flutuações essas que são responsáveis pela falha mecânica do motor. Uma forma de avaliar a magnitude do grilar é através da amplitude das flutuações. Assim, quando o fenómeno é ligeiro, a amplitude das flutuações que provoca é baixa; quando a sua intensidade aumenta, a amplitude das flutuações aumenta também.

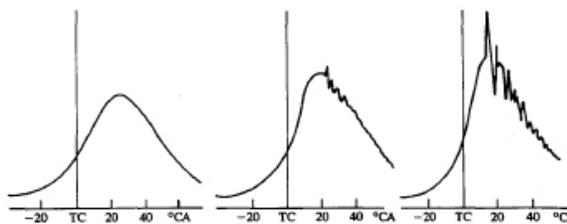


Figura 6:pressão da câmara de combustão em função da posição da cambota. O primeiro caso ilustra o processo de combustão normal, o segundo a ocorrência de um ligeiro grilar e o terceiro grilar severo. (Heywood, 1988)

Para a detecção de grilar durante o funcionamento do motor existem quatro formas (Kiencke & Nielsen, 2005):

1. Medição da pressão da câmara de combustão:
 - Vantagens: obtém-se uma caracterização completa do fenómeno.
 - Desvantagens: de realização dispendiosa, o desenho do motor deve prever o seu emprego.
2. Medição da vibração no bloco do motor:
 - Vantagens: baixo custo, fácil montagem.
 - Desvantagens: sinal altamente influenciado pelo funcionamento do motor.
3. Medição de correntes iónicas:
 - Vantagens: medição dentro do cilindro não sofre interferências.
 - Desvantagens: depende da posição da vela, medição numa pequena porção da câmara de combustão.
4. Medição da intensidade luminosa da combustão:
 - Vantagens: medição dentro do cilindro não sofre interferências.
 - Desvantagens: muito sensível a variações.

Destas quatro formas, a mais lógica e mais amplamente utilizada em produtos de consumo é a segunda. No entanto, este tipo de medição tem o problema de não possibilitar a quantificação do erro, mas apenas a sua detecção.

Perante esta impossibilidade, vemo-nos forçados a adoptar um modelo de correcção de duas posições estáveis. Como tal, perante um mapa de ignição conservador, guardado na memória do controlador e elaborado salvaguardando a integridade do

motor, são adicionados incrementos ao avanço da ignição, enquanto não existir grilar. Quando este fenómeno se manifestar, o valor de avanço passa a ser o valor de defeito. Poderá não existir um mapa de ignição, sendo este gerado ao longo do funcionamento, e, neste caso, o “reset” não poderá ser feito, devendo ser arbitrado um incremento de recuo. Este incremento deverá, obviamente, ser superior ao de avanço. O bom funcionamento deste tipo de controlo depende da qualidade do incremento de adição.

Este tipo de controlo poderá também ser utilizado para otimizar as emissões poluentes. Neste caso, o sensor que deverá ser utilizado para obter *feedback* deverá ser um sensor de emissões poluentes que analise os gases resultantes da combustão. Um bom exemplo deste tipo de sensor é um sensor de NO_x. A influência do ponto de ignição é na temperatura máxima da câmara de combustão, pelo que a variação desse parâmetro influencia fortemente a produção de óxidos de azoto, cujo contributo para o efeito de estufa é muito superior ao do CO₂.

Apesar de ser viável, este tipo de optimização ganhará contornos peculiares, uma vez que a menor emissão de poluentes se dá quando o motor estiver parado; caso o propulsor não pare, o ponto de ignição originará um atraso de tal forma grande na ignição que o rendimento e a potência serão de tal forma baixos que deixa de ser lógico e rentável operar o motor. Uma forma de contornar este paradoxo será definir um objectivo a nível das emissões poluentes, impondo um limite ao atraso máximo da ignição. Enquanto esse limite não é atingido, o ponto de ignição será atrasado até ser atingido esse objectivo, ou até ser atingido o atraso máximo. Caso as emissões baixem do valor estabelecido, então este controlo será regido pela rotina de máximo rendimento até ser ultrapassado o limite das emissões novamente.

3.5. Condições mínimas de funcionamento

Definem-se como condições mínimas de funcionamento aquelas que permitem ao motor desempenhar a sua função, com maior ou menor grau de precariedade, sem que todos os sensores funcionem correctamente.

A medição das grandezas necessárias ao funcionamento do motor é feita, neste trabalho, com o objectivo de não ser necessário qualquer tipo de calibração. No entanto, poderá ocorrer a falha de algum sensor. Nesta eventualidade, o sistema deverá ser capaz de assegurar o funcionamento do motor.

As falhas que menos complicações trazem são as falhas dos sensores que exercem controlo em malha fechada. Este género de falha não será crítica, pois o sistema é elaborado para funcionar sem a correcção exercida por estes componentes.

Caso não exista falha no sistema de controlo em malha fechada da formação de mistura, este poderá ultrapassar uma falha completa do sistema de medição da massa de ar que entra para cada cilindro, desde que o motor funcione em condições de proporcionar este controlo. Neste caso, o valor do erro será adquirido pelo sistema de *feedback* e será corrigida a quantidade de gasolina injectada, tendo em conta que a quantidade de ar que entra para o cilindro é a mesma que a que entrou no ciclo em que foi feita a medição. Neste caso, não é viável elaborar previsão de erro, uma vez que só se pode elaborar esta previsão quando o erro é conhecido.

Para salvaguardar falhas, deverá ser gravado em memória uma matriz de dimensão igual ao número de parâmetros monitorizados, cuja variação se considere influente no processo de enchimento dos cilindros. Do mesmo modo, deverá ser guardada uma matriz de dimensão igual, onde serão registados os tempos acumulados de funcionamento numa determinada condição. No caso de falha de um sensor, utilizar-se-á o valor médio das quantidades de ar em cada cilindro relativo à grandeza em falta, ponderado pela sua frequência através dos tempos de utilização. No caso de falharem mais sensores, dever-se-á calcular a média das médias. Para que não existam pontos para os quais não existem valores, dever-se-á gerar esta tabela em banco de ensaios, salvaguardando todos os pontos de funcionamento. No entanto, durante a utilização, é provável que os valores da quantidade de ar correspondente a cada ponto de utilização se alterem, sendo por isso racional corrigir os valores da tabela, ao longo da utilização. Será, no entanto sensível à aplicação. Se essa correcção for elaborada tendo em conta a correcção em malha fechada ou não, essa decisão será fortemente influenciada pela qualidade, aferição e repetibilidade do sistema de injeção.

Será fundamental, para este sistema, um sinal do regime e da carga. O sinal do regime pode ficar a cargo do sensor de cambota ou do sensor do veio de excêntricos, enquanto o sinal da carga fica a cargo da posição da válvula que regula o caudal de admissão. No caso de o veículo aproveitar a pressão de estagnação originada pela velocidade para aumentar a eficiência volumétrica, na tabela referida anteriormente, deverá figurar o parâmetro velocidade do veículo.

No que diz respeito ao processo de ignição da mistura, é essencial o conhecimento de um ponto morto. Através da sua frequência, poder-se-á calcular a velocidade de rotação e, por integração desta, a posição em cada instante, o que implica que esteja disponível um sinal que contenha essa informação. De notar que o motor tem de arrancar com a posição do ciclo conhecida. A forma mais simples de conhecer este parâmetro é através do sensor de posição angular montado no veio de excêntricos, mas, no caso de este falhar, poder-se-á detectar uma admissão através do sensor de pressão diferencial do sistema de injeção.

3.6. Condições excepcionais de funcionamento

Consideram-se condições excepcionais de funcionamento todas aquelas que não se integram nas rotinas normais de funcionamento, requerendo por isso rotinas extraordinárias, ou parâmetros de correcção aplicados às rotinas normais.

São consideradas situações excepcionais, o *ralenti*, o arranque, a fase de aquecimento, o sobrerregime, e a subcarga.

3.6.1. *Ralenti*

Estamos perante uma situação de *ralenti*, quando o motor está a trabalhar no seu regime e carga mais baixos. Durante o *ralenti*, procura-se estabilidade e baixo consumo.

Tradicionalmente, este modo de funcionamento era controlado pela regulação da abertura mínima da válvula de controlo de carga. Os sistemas actuais têm uma válvula que provoca um curto-circuito no controlo da carga, sendo o *ralenti* controlado a partir

dessa válvula. Nos sistemas mais modernos, em que a válvula de controlo de carga é controlada electronicamente, torna-se desnecessária a presença da válvula de *ralenti*.

Este controlo deverá recorrer a um valor do regime mínimo admissível e deverá controlar a carga com o objectivo de garantir este regime mínimo. Este controlo poderá ser feito recorrendo a um controlo em malha fechada, do tipo proporcional-integral-diferencial.

A rotina poderá recorrer ao controlo do ponto de ignição para que possa regular, de um modo mais preciso, o regime, embora não com uma amplitude tão ampla.

3.6.2. Arranque

A fase de arranque tem como objectivo a transição do estado de repouso para o trabalho. Geralmente, na condição parado, o motor está frio, e assim é necessário ter esse factor em conta. Para o arranque existe um dispositivo auxiliar, geralmente um motor de arranque, que poderá integrar a estrutura do motor ou não. No caso de este dispositivo não integrar o motor, é necessário detectá-lo, e esta detecção deverá ser feita através de uma comunicação entre os dois, em que o sistema de arranque comunica a intenção de iniciar o motor. Esta comunicação poderá ser um simples sinal de um bit. Assim que o motor começa a rodar, é necessário detectar que o motor de arranque atingiu o seu regime máximo para, em seguida, iniciar o processo de criação de mistura e posterior ignição.

Durante este processo, dever-se-á ter especial atenção à pressão do óleo do sistema de lubrificação para evitar gripar chumaceiras, rolamentos ou os cilindros. Caso a pressão não suba de forma consistente e expectável, o processo de arranque deverá ser abortado. No caso de o sistema de lubrificação ser actuado por um sistema independente do motor, deverá ser accionado antes do arranque do motor, assim como a bomba de combustível e outros dispositivos auxiliares cujo arranque seja fundamental para o correcto funcionamento do motor.

O maior problema da fase de arranque é conseguir ter uma combustão estável e completa, sendo a baixa temperatura das paredes dos cilindros o principal problema.

Assim, para contrariar estes factos dever-se-á utilizar uma mistura rica, pois a sua temperatura de chama é superior, tal como a velocidade de queima, tudo contribuindo para evitar falhas de ignição.

O ponto de ignição deverá surgir perto do ponto morto superior, pois, nesse ponto, a temperatura e pressão da mistura serão maiores, minimizando a falhas de ignição. Este facto também diminui o trabalho de compressão.

Esta fase dura escassos segundos e terminará quando a rotação do motor subir acima do regime de *ralenti*.

3.6.3. Aquecimento

Esta é a fase imediatamente a seguir ao arranque e o seu objectivo é aquecer o motor ou o catalisador. Depois desta fase, o motor deverá funcionar estavelmente, com o seu funcionamento a ser regulado pelas rotinas gerais.

Quando o objectivo é aquecer o motor o mais rápido possível e não existem preocupações ambientais, a preocupação será fornecer o máximo de calor à câmara de combustão e tirar a menor quantidade de calor possível dela. Para isto, a gasolina deverá ser injectada no período entre a abertura da válvula de escape e a abertura da válvula de admissão. Esta abordagem tem como objectivo vaporizar a gasolina fora da câmara de combustão para que esta não a arrefeça.

Dever-se-á queimar uma mistura rica, com vista a aumentar a temperatura de chama e a velocidade de queima, que também irá contribuir para o aumento do calor gerado pela combustão. A ignição deverá ser avançada ao máximo, pois irá gerar mais calor; o avanço poderá superar os avanços praticados durante a utilização normal, uma vez que a câmara está mais fria, minimizando a apetência para a ocorrência de grilar.

No caso de o objectivo ser aquecer o catalisador, é porque também existe preocupação com a emissão de poluentes, e, então, torna-se interessante evitar a sua formação quando ainda não podem ser reduzidas as emissões pelo conversor catalítico. Por outro lado, é preponderante expelir gases o mais quentes possível, para que estes, mais eficazmente, aqueçam o catalisador. O facto de ser mais importante garantir que o

catalisador atinge a temperatura de funcionamento o mais rápido possível não deixa de lado a necessidade de aquecer a câmara de combustão, tornando-se esta tarefa secundária.

Para garantir que não é retirado calor da câmara de combustão deverá ser utilizada a mesma filosofia de geração de mistura que no caso do aquecimento do motor. No caso do ponto de ignição, este deverá ser atrasado o mais possível para que seja minimizada a perda de calor para as paredes frias do cilindro, o que aumenta a temperatura do gás de escape. No entanto, o atraso da ignição estará limitado pelo facto de o motor precisar de produzir potência. Assim, se o veículo estiver parado, poderá ser maior do que se o veículo se encontrar em movimento.

Quando o catalisador tiver atingido a temperatura de funcionamento, caso o motor não tenha atingido a temperatura ideal, o aquecimento deverá passar a ser feito com o intuito de aquecer o motor.

Se o motor estiver equipado com um mecanismo de controlo do caudal da refrigeração, a válvula de *bypass* deverá estar totalmente aberta, no caso de curto-circuitar o radiador ou a bomba de água, e totalmente fechada, no caso de estar montada em paralelo com o motor, de forma a minimizar o caudal de líquido de refrigeração que percorre o bloco do motor.

Para minimizar o tempo de aquecimento e garantir que o motor não pára por estar demasiado frio, o programa de aquecimento deverá provocar o aumento do regime de *ralenti*.

3.6.4. Sobreregime

O motor entra em sobreregime quando o seu regime ultrapassa um máximo de segurança.

Esta rotina pode ser elaborada, tendo em conta três filosofias distintas.

Quando a nossa preocupação é a economia, o interesse é não desperdiçar combustível, pelo que deverá existir um corte da injeção e da ignição. O primeiro serve

para não existir desperdício de combustível, já o segundo tem o objectivo de, no caso de existir combustível condensado nas paredes do colector de admissão, este não ser queimado, de modo a que o motor baixe mais rapidamente de regime.

Quando queremos proteger o motor de um sobregime, mas a *performance* é um factor importante, como na competição automóvel, é importante que, quando o motor saia da zona de perigo, tenha disponível toda a sua *performance*. Assim, o corte deverá ser da ignição e não de combustível, pois isso poderia levar a geração de misturas pobres logo que o motor entrasse num regime normal.

Se a intenção for minimizar a emissão de poluentes, o corte deverá ser feito à injeção de combustível, e não à ignição. Caso também cessasse a ignição iriam ser emitidos poluentes sob a forma de hidrocarbonetos.

3.6.5. Funcionamento não motor

Quando entramos neste tipo de funcionamento, o motor não necessita de queimar combustível nem de o fornecer, e, por isso, corta o abastecimento de combustível ao motor. No entanto, não deverá cessar a ignição, uma vez que poderá existir combustível condensado nas paredes do colector de admissão que, com o movimento do ar para os cilindros, poderá evaporar. Esse combustível deverá ser queimado com o intuito de aumentar o rendimento de conversão e minimizar a emissão de poluentes.

No caso de o motor estar equipado com válvula de controlo da carga actuada pelo sistema digital, assim que cessa a injeção, esta deverá abrir ao máximo para diminuir as perdas de bombagem.

O mais difícil, neste caso, é detectar, de forma eficaz, este tipo de funcionamento, tendo de ser “refinada” durante os testes de validação do sistema. No entanto, fundamentalmente quando o motor está a trabalhar fora do *ralenti* mas com a válvula de controlo de regime fechada, pode dizer-se que estamos neste caso, e esta condição será suficiente.

3.7. Controlo da caixa de velocidades

Este controlo tem como principal objectivo actuar a caixa de velocidades. Esta actuação pode ser exercida segundo uma filosofia de *performance*, economia/conforto ou minimização das emissões poluentes.

No caso da *performance*, o objectivo será diminuir o tempo de passagem e maximizar a potência disponível em cada velocidade de rotação das rodas. No final da passagem, o binário disponível deverá ser muito próximo do início da transição.

No caso da economia, o objectivo é minimizar a relação consumo de combustível, distância percorrida.

No caso do conforto, o objectivo será ter uma condução confortável, isto é, uma condução em que exista potência disponível, mas sem deixar que o regime se eleve muito. Neste caso, também é requerida economia.

No caso da minimização das emissões poluentes, o objectivo é minimizar a quantidade de gases poluentes libertados para a atmosfera por distância percorrida.

3.7.1 Modo de actuação

Numa caixa manual, a fonte de energia para a sua actuação está no braço do condutor. Numa caixa de comando electrónico, o condutor manifesta intenção de mudar a velocidade engrenada, e, posteriormente, o sistema testa algumas condições para avaliar se será possível obedecer à ordem dada. Caso seja possível, irá actuar sistemas de potência, por sua vez, capazes de actuarem os sistemas mecânicos que permitem a troca de velocidade. Os sistemas de potência mais utilizados para este género de aplicações são os sistemas pneumáticos, hidráulicos ou eléctricos.

Os sistemas pneumáticos têm a vantagem de ser extremamente rápidos, utilizam um fluido de trabalho pouco denso - o ar -, mas têm a desvantagem de necessitar de um mecanismo de geração de ar comprimido que pode ser pesado, e um sistema de armazenamento de ar comprimido é sempre volumoso, apesar de ser relativamente leve.

Os sistemas hidráulicos têm a vantagem de ser extremamente potentes com actuadores mais pequenos que os sistemas hidráulicos, e o fluido de trabalho existe no motor (óleo), com a desvantagem de ser muito mais denso que o ar e de necessitar de geração de pressão, que, pode ser retirada do sistema de lubrificação do motor, mas com riscos óbvios. Caso seja necessário armazenar pressão, os sistemas com esse fim são pesados, volumosos e complexos.

Os sistemas eléctricos têm a vantagem de ser mais simples e de impor carga no motor aquando da sua actuação, e a sua fonte de energia está presente num motor comum. No entanto, as bobinas de actuação são extremamente pesadas ou, quando com peso mais moderado, muito dispendiosas.

Hoje em dia também se encontram mecanismos de actuação mistos, electro-pneumáticos ou electro-hidráulicos. Estas combinações conciliam as vantagens das duas tecnologias, minimizando as suas desvantagens, e têm a vantagem acrescida de, ao ser um sistema semi-redundante, no caso de falha de um dos sistemas, o outro assegura a actuação da caixa de velocidades (embora com prestações inferiores).

Neste trabalho, sugere-se a actuação pneumática ou electro-pneumática, com uma diferença relativamente à sua configuração típica. Considera-se necessária a actuação em dois sentidos: numa actuação pneumática típica, existe um cilindro de actuação com duas câmaras separadas, cada uma delas ligadas a uma linha de alimentação independente que, por sua vez, estão conectadas a uma válvula distribuidora de três posições estáveis e quatro entradas/saídas. O centro deverá fechar os canais de alimentação e conectar as duas câmaras do cilindro, tal como o esquema seguinte exemplifica:

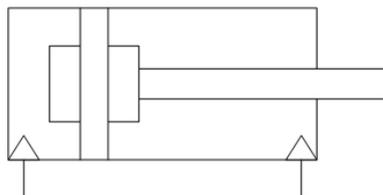


Figura 7: esquema de um cilindro pneumático de duplo efeito.

A força exercida pelo cilindro resulta da diferença de pressões existente entre as câmaras do cilindro. Geralmente uma das câmaras estará à pressão atmosférica e outra à pressão da linha de alimentação. Neste caso, para não ser necessário um compressor ou um reservatório de ar comprimido de grandes dimensões a solução passará por aproveitar as fontes de energia pneumática existentes. Assim, temos o escape como uma zona de pressão superior, a qual pode ser aproveitada para mover o cilindro. Todavia, também dispomos de uma fonte de vácuo - a admissão - vácuo esse que poderá ser aproveitado para aumentar a diferença de pressão entre as duas câmaras.

A tomada de pressão da admissão é uma tomada de montagem superficial, preferencialmente numa conduta de circulação de ar onde a velocidade seja elevada para que a pressão seja o mais baixa possível. A tomada de pressão do escape deverá ser numa zona onde a velocidade dos gases seja o mais baixa possível, pelo que a montagem superficial será a mais indicada, neste caso. No entanto, a diferença de pressão poderá não satisfazer os requisitos do sistema, e, nesse caso, a tomada de pressão deverá estar o mais próximo da cabeça do motor, deverá ter uma montagem semelhante à tomada de pressão de estagnação de um tubo de pitot e deverá estar no centro do escape (zona onde a velocidade é maior). Chamaremos a esta última montagem uma montagem de estagnação. No caso da tomada de pressão do escape, a primeira montagem tem a vantagem de introduzir uma perda de carga desprezável, enquanto a segunda introduz uma perda de carga considerável.

Para armazenar pressão deverá ser dimensionado um reservatório de pressão para a sobrepessão e outro para a subpressão e cada uma das linhas deverá conter uma válvula anti-retorno, tal como mostra o esquema da instalação:

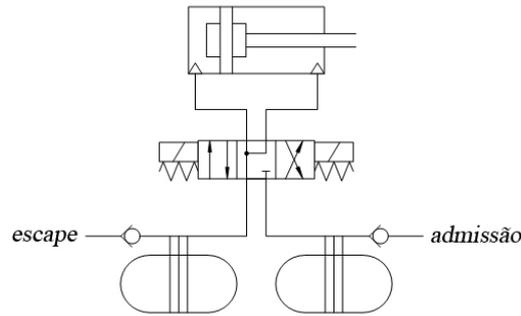


Figura 8: esquema da instalação pneumática sugerida.

Caso esta abordagem não proporcione uma força de actuação satisfatória e não seja possível, ou até mesmo vantajoso, aumentar o diâmetro do cilindro, dever-se-á partir para uma solução híbrida, tal como a electro-pneumática.

Para o caso da embraiagem, a actuação necessita de ter várias posições estáveis e o seu controlo necessita de ser preciso e deverá admitir alterações frequentes do sentido de actuação, isto é, se a actuação for linear, horizontal, a actuação deverá ser capaz de oscilar o sentido do movimento da direita para a esquerda e da esquerda para a direita, com frequência elevada, mantendo um controlo preciso e uma resposta rápida.

Esta actuação tem como requisito um aumento da força, à medida que a actuação progride do estado não actuado para o estado totalmente actuado, o que se pode tornar numa vantagem

O facto anteriormente descrito possibilita o uso de um solenóide eléctrico ou um motor eléctrico simples, caso a actuação seja angular. Estes equipamentos poderão ser controlados recorrendo a conversor digital analógico, no caso de a sua actuação ser em corrente contínua, ou então, recorrendo a um mais evoluído controlo por modelação de amplitude de impulsos.

A actuação da embraiagem pode ser feita recorrendo a uma calibração ou a um controlo em malha fechada e a um sensor que forneça o *feedback* da posição do actuador.

3.7.2. Modelo de controlo

A passagem de caixa poderá ser feita com e sem o uso da embraiagem, e, assim, este ponto deverá ser dividido em três parágrafos: passagem de caixa com o uso da embraiagem, passagem de caixa sem o uso de embraiagem e actuação da embraiagem.

Passagem de caixa com o uso da embraiagem

Este modelo é uma replicação da forma como um condutor comanda uma caixa manual.

Para a passagem de caixa é necessário desacoplar o veio primário do veio do motor, desacoplamento esse que é feito com recurso à embraiagem. Em seguida, é necessário desengrenar a mudança que está engrenada e deixar a caixa em ponto morto para, posteriormente, engrenar a nova mudança. Assim que esta está engrenada, é necessário acoplar os dois veios novamente.

Poder-se-á acelerar este processo, elaborando o processo de desacoplamento dos veios e o processo de desengrenar a mudança simultaneamente.

Este tipo de metodologia funciona em caixas com embraiagem mecânica de discos de atrito ou com embraiagens hidráulicas, sendo que as últimas não necessitam de actuação.

Passagem de caixa sem o uso de embraiagem

Este modelo pretende diminuir o tempo em que as rodas não têm binário, pelo que as prestações do veículo poderão ser melhoradas. Para o sucesso no emprego deste método, é necessário que o motor tenha uma baixa inércia.

Numa caixa de velocidades, existem dois veios (primário e secundário) cujas velocidades de rotação se relacionam, consoante a engrenagem seleccionada. Quando se pretende mudar a mudança engrenada, torna-se necessário desacoplar um dos veios, para que seja atingida facilmente a velocidade de sincronismo para a nova relação de transmissão.

Torna-se desnecessário o accionamento da embraiagem se se conseguir atingir o sincronismo dos veios para a relação que se pretende engrenar.

Como tal, para a passagem de caixa, neste modelo, é necessário desacoplar a relação engrenada e esperar que a velocidade de sincronismo seja atingida e logo que esta é atingida, engrenar a nova relação.

Poderá existir uma tolerância que deverá ser avaliada em função da folga dos crapots utilizados.

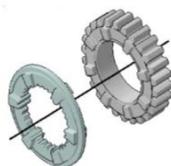


Figura 9: conjunto crapot e engrenagem.

Os tempos de passagem deste modelo poderão ser otimizados, se se exercer controlo sobre o motor.

Para passar de uma engrenagem com uma desmultiplicação maior para uma menor já que o veio primário irá diminuir a velocidade de rotação para a mesma velocidade do veículo, é necessário que o regime de rotação do motor diminua. Assim, a melhor forma de o fazer é aumentar a carga e diminuir a potência produzida. A única forma de aumentar a carga é com recurso ao alternador, pelo que é necessário dissipar energia eléctrica. Um circuito resistivo desempenha bem essa função, no entanto o ideal seria utilizar um circuito capacitivo para que a energia possa ser recuperada mais tarde. Para diminuir a potência produzida, a única forma é diminuir a carga do motor, pois, se a gestão tiver controlo no mecanismo de controlo de carga, terá de minimizar a quantidade de ar que entra para o motor e cancelar a ignição; caso o sistema de controlo não tenha influência no mecanismo de controlo de carga, só poderá ser cancelada a ignição.

Não deverá ser cancelada a injeção pelos mesmos motivos alegados no capítulo das condições excepcionais de funcionamento, no parágrafo referente ao sobrerregime.

No caso de se engrenar uma relação com uma desmultiplicação maior o veio primário irá aumentar a velocidade de rotação. É, então, necessário que o regime suba. A melhor forma de o fazer é diminuir a energia dissipada e aumentar a potência produzida. Para diminuir a energia dissipada, o alternador deverá ser desligado. Para aumentar a potência produzida, a carga do motor deverá ser maximizada, actuando assim na válvula de controlo de carga, caso exista essa possibilidade.

Actuação da embraiagem

A actuação da embraiagem será de duas posições estáveis, no caso de uma passagem de caixa com uso de embraiagem, portanto, de controlo trivial.

No caso do arranque, a embraiagem deverá ser aliviada até a rotação do motor começar a descer abaixo da rotação pretendida; nessa altura, deverá ser aumentada a carga do motor, à medida que a pressão na embraiagem desce, até que esta seja libertada e o carro entre em marcha normal. Este género de controlo deverá ser feito recorrendo a um controlo em malha fechada.

Assim, para exercer um controlo da embraiagem ao arranque, deverá ser possível controlar a carga do motor.

A aceleração pretendida deverá ser interpretada pela posição do pedal do acelerador (0% a 100%) e este intervalo deverá corresponder ao intervalo de binário do motor, uma vez que a aceleração depende directamente do binário. Aos valores do binário deverá corresponder um determinado regime, devendo estar gravada em memória uma matriz de duas colunas formado pela concatenação do vector aceleração pretendida (0% a 100%) e do vector regime a que corresponderá a aceleração pretendida.

Caso o veículo esteja parado e for engrenada a primeira velocidade, a embraiagem deverá estar desacoplada. Se o carro iniciar movimento de recuo, a embraiagem deverá ser aliviada até que o movimento cesse. Esta actuação deverá ser acompanhada de um controlo da carga.

O controlo da embraiagem deverá ter um sensor de posição de uma alavanca ou de um pedal para permitir ao condutor actuá-la. Essa actuação deverá sobrepor-se a qualquer outra.

Caso o carro esteja em movimento e for premido o pedal do travão e do acelerador, a embraiagem deverá ser actuada enquanto existir pressão na linha hidráulica dos travões.

3.7.3. Modelo de gestão da caixa

Como foi anteriormente dito, a gestão poderá ser feita de quatro formas diferentes: tendo em conta a *performance*, a economia, o conforto ou as emissões poluentes. Um modelo de gestão pressupõe a interpretação da intenção do condutor, no entanto a ordem de passagem será o resultado da interpretação feita, tendo em conta o programa de gestão e dados, como a carga do motor.

A economia e o conforto serão tratados como um só.

Performance

Para este modelo de gestão será mais vantajoso utilizar passagens sem recorrer à embraiagem (é claro que se a inércia do motor for elevada dever-se-á recorrer à embraiagem, caso este método compense).

Como neste modelo a intenção é maximizar a potência à roda, quando esta está a decrescer com o aumento do regime e é menor ou igual à que a mudança posterior fornecerá, ou se o regime ultrapassar o regime máximo, deverá ser engrenada a mudança acima. No caso de o regime decrescer e com ele a potência fornecida à roda, deverá ser engrenada a mudança anterior, se esta passar a fornecer uma potência superior e se não ultrapassar o regime máximo do motor.

Poderão ser introduzidos intervalos de passagem para evitar oscilações nas passagens, evitando-se que a gesta faça uma redução para, passado um espaço de tempo curto, engrenar a mudança acima.

Este modelo de gestão é vocacionado para a condução desportiva, logo o veículo andará no limite da sua aderência. Assim, qualquer transição brusca no binário poderá ocasionar uma situação de descontrolo. Para que esta situação seja evitada, as transições deverão ter em conta um binário constante à roda, mas não foi sugerida essa metodologia porque, geralmente, não é possível consegui-lo durante a aceleração (em que a mudança engrenada será sempre a mudança acima). No entanto, caso seja possível, deverá ser implementado esse método. No caso das reduções, poderá ser implementado se, no lugar de considerarmos a potência à roda, considerarmos o binário.

De notar que é necessário que o controlador tenha em memória uma tabela que contenha os valores de potência e/ou binário para cada velocidade de rotação, que podem ser absolutos ou relativos. Também é necessário conhecer as relações da caixa de velocidades.

Economia/Conforto

Para que um carro se movimente com velocidade constante, a única condição necessária é que a força que o motor exerce e as forças que se opõem ao movimento sejam de igual magnitude, isto considerando o movimento no plano; e a força do motor for superior, o carro acelerará; no caso de a força ser inferior, o carro desacelerará.

Assim, para que o tipo de movimento permaneça constante quando existe uma passagem de caixa, o necessário é que a força exercida pelas rodas se mantenha constante.

A força exercida pelas rodas depende do regime do motor, da carga e da relação da caixa de velocidades. De uma forma genérica, podemos traduzir este facto pela equação:

$$B_r = R_{tt} \times B_m(\text{carga}, \text{regime}) + \varepsilon$$

Explicitando: a razão de proporcionalidade entre o binário à roda (B_r) e o binário do motor (B_m) é a relação de transmissão (R_{tt}). Esta equação tem um erro, devido ao desprezo das perdas mecânicas. O binário do motor é função do regime e da carga.

No entanto, para este caso, podemos definir uma grandeza que traduza a taxa de consumo de combustível por distância percorrida, pois o interesse é percorrer a maior distância possível, consumindo a menor quantidade de combustível possível. Essa relação é dependente da carga e do regime:

$$\frac{\frac{dV_c}{dt}}{\frac{dL}{dt}} = \frac{\dot{V}_c}{v_c} \rightarrow \frac{\dot{V}_c}{v_c}(carga, regime)$$

A velocidade do carro (v_c) relaciona-se com a velocidade do motor (v_m), através da relação de transmissão (R_{tt}). Assim, podemos escrever:

$$\frac{\dot{V}_c}{v_c}(carga, regime) = \frac{\dot{V}_c}{v_m \times R_{tt}}(carga, regime)$$

A intenção deste modelo de gestão é minimizar este valor, pelo que a mudança engrenada deverá ser a que corresponde a um menor valor desta grandeza para o binário requerido, e, por isso, corresponderá a um menor consumo, tendo em conta que os regimes máximos e mínimo não deverão ser ultrapassados.

O binário requerido deverá ser interpretado através da posição do pedal do acelerador e deverá ser entendido como um valor relativo, referido ao binário máximo que o motor é capaz de debitar.

Este tipo de interpretação evita desconfortos na condução, uma vez que não trunca as *performances* do motor.

Para este modelo de gestão deverá ser utilizado o modelo de controlo de passagem de caixa com recurso à embraiagem.

Emissões poluentes

Este modelo funcionará de forma exactamente igual ao modelo anterior, residindo a única diferença no parâmetro a minimizar.

Neste modelo, a intenção será minimizar a emissão de poluentes que advêm da utilização do motor e não minimizar o combustível consumido. Assim, a relação a minimizar é:

$$\frac{\dot{M}_{CO_2 eq.}}{v_c}(carga, regime) = \frac{\dot{M}_{CO_2 eq.}}{v_m \times R_{tt}}(carga, regime)$$

Em que $\dot{M}_{CO_2 eq.}$ representa o caudal mássico da quantidade equivalente de dióxido de carbono emitida.

Para este tipo de gestão, pressupõe-se existir um sensor que monitorize este caudal em tempo real e o compare com valores tabelados, ou que apenas existam valores tabulados a partir dos quais será feita a comparação.

3.8. Controlo de outros dispositivos e aplicações

Existem outros parâmetros que poderão ser controlados. A sua escolha estará relacionada com a optimização do funcionamento, facilidade de utilização, controlo de emissões, melhoria da *performance* ou do rendimento.

São exemplo disso:

- Sistemas de controlo electrónico da carga;
- Recirculação de gás de escape;
- Controlo da temperatura;
- Controlo de velocidade de cruzeiro;
- Controlo da pressão do turbo;
- Controlo da geometria dos veios de excêntricos;
- Controlo da geometria do colector de admissão;
- Sistemas *start and stop*;
- Controlo do ciclo de funcionamento do alternador.

3.8.1. Sistemas de controlo electrónico da carga

Essencialmente, um sistema deste género adquire a posição do pedal do acelerador e actua o mecanismo de controlo da carga em função dessa posição.

No entanto, seria um desperdício se nos limitássemos a exercer o controlo dessa forma. Assim, poderemos linearizar o controlo, isto é, num sistema normal, actuado mecanicamente, a variação da carga é proporcional à variação da posição do pedal do acelerador, mas não é proporcional à potência debitada pelo propulsor, ou ao binário. Deste modo, uma vez que pode ser modelado o controlo da carga, podemos fazer corresponder a uma variação do pedal linear uma variação linear da potência ou binário que o motor desenvolve para um determinado regime.

Este modo de controlo da carga melhora a sensibilidade do condutor, no que se refere à carga. Por outro lado, torna o controlo da carga mais racional e mais ergonómica, portanto.

Adicionalmente poderão interferir neste controlo outros sistemas, sempre que seja proveitoso. Este sistema tem a vantagem de permitir outro tipo de controlos, tal como o controlo de velocidade de cruzeiro.

O controlo da posição da válvula de controlo da carga poderá ser exercido deterministicamente, recorrendo a um actuador calibrado, ou utilizando um controlo em malha fechada, utilizando um actuador e um sensor de *feedback*.

3.8.2 Recirculação de gás de escape

Este tipo de sistema tem como objectivo a diminuição das emissões poluentes. Esta diminuição é conseguida introduzindo gás de escape novamente na câmara de combustão, juntamente com mistura fresca. Com este procedimento, será possível baixar a temperatura de chama e assim diminuir a produção de óxidos de azoto.

Para este processo, é necessária uma válvula que controle a quantidade de gás de escape e um método para quantificar o seu fluxo mássico.

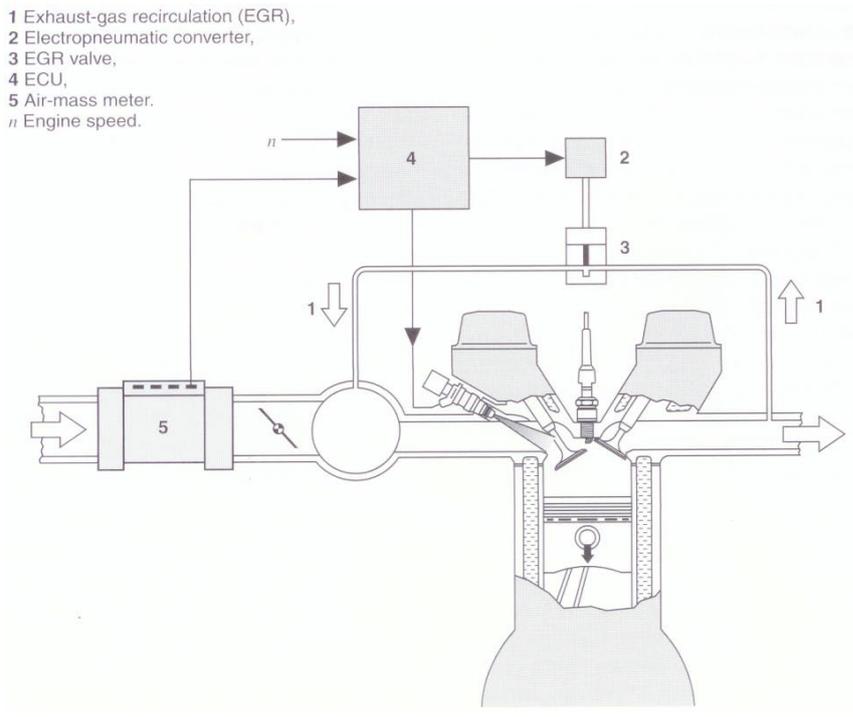


Figura 10: exemplo de um sistema de recirculação de gás de escape (Robert Bosch GmbH, 1999).

Quando o gás de escape se mistura com o ar fresco, surge o problema de saber quanto do ar que entra para a câmara é fresco. Assim, torna-se necessário encontrar um método que possibilite averiguar a massa de ar fresco que entra para o cilindro e corrigir o termo da variação de ar fresco na câmara de plenum.

Essa correcção pode ser feita contabilizando a fracção de ar presente na câmara de plenum, que é ar fresco. Esta contabilização poderá ser relativamente rápida de elaborar, uma vez que o gás de escape está a uma temperatura muito superior à do ar fresco, mesmo se este for admitido através de uma compressão. Tendo em conta este facto, e supondo que não existem perdas de calor para o exterior, a temperatura da mistura na câmara de plenum está relacionada com a temperatura dos dois gases, com a massa presente e com o calor latente, a pressão constante.

Assim, podemos escrever:

$$(C_p \times T \times m)_{escape (e)} + (C_p \times T \times m)_{fresco (f)} = (C_p \times T \times m)_{mistura (mix)}$$

$$f_m = \frac{m}{m_{total(t)}}; \chi = \frac{n}{n_t} = \frac{m}{m_t} \times \frac{M}{M_t} = f_m \times \frac{M}{M_t}$$

$$\sum f_m = 1; \sum \chi = 1$$

$$C_{p_e} \times T_e \times f_{m_e} \times m_t + C_{p_f} \times T_f \times f_{m_f} \times m_t = C_{p_{mix}} \times T_{mix} \times m_t$$

$$C_{p_{mix}} = C_{p_f} \times \chi_f + C_{p_e} \times (1 - \chi_f); \chi_f = f_f \times \frac{M_f}{M_f + M_e}$$

$$f_{m_f} = \frac{C_{p_e} (-T_e - T_{mix})}{C_{p_f} \left(T_f - T_{mix} \times \frac{M_f}{M_f + M_e} \right) + C_{p_e} \left(T_e - T_{mix} \times \frac{M_f}{M_f + M_e} \right)}$$

Em que:

C_p	Calor latente, a pressão constante;
T	Temperatura;
m	Massa;
n	Quantidade química;
M	Massa molar;
f_m	Fracção mássica;
χ	Fracção molar.

Para a aplicação da equação anterior, será necessário medir a temperatura do ar fresco e do gás de escape, antes de se misturarem, e medir a temperatura da mistura resultante. O calor latente, a pressão constante, terá de estar gravado em memória, numa tabela, em função da temperatura. Já o calor latente, a pressão constante do gás de escape, depende da temperatura e da composição do escape. Esta poderá variar de forma considerável, e não é possível averiguá-la durante o funcionamento normal do motor, pelo que se torna necessário simular a combustão, recorrendo a rotinas a isso destinadas. Essas rotinas fornecem os valores em causa, restando só corrigir esses valores para a temperatura a que o gás de escape chega à câmara de plenum. Assim, o calor latente, a pressão constante do gás de escape, deverá estar gravado em memória e dependerá da

temperatura e dos reagentes da combustão (esta tabela também deverá prever a recirculação de gás de escape, como é obvio).

As tabelas mencionadas anteriormente deverão conter também valores para a constante particular dos gases perfeitos.

Assim, a taxa de variação da massa de ar fresco no colector de admissão passa a ter a seguinte forma:

$$\frac{dm_f}{dt} = \frac{d}{dt} \left(f_{m_f} \times \frac{P_{mix} \cdot V_{mix}}{R_{mix} \cdot T_{mix}} \right); P = P(t) \wedge T = T(t) \wedge f_{m_f} = f_{m_f}(t)$$

A pressão e temperatura da mistura são calculados como se não houvesse recirculação de gás de escape, e o volume da câmara é constante como seria de esperar.

A constante particular dos gases perfeitos é calculada da seguinte forma:

$$R_{mix} = R_f \times \chi_f + R_e \times (1 - \chi_f); \chi_f = f_f \times \frac{M_f}{M_f + M_e}$$

Neste tipo de funcionamento, será bastante importante a correcção da formação da mistura, uma vez que a dinâmica do colector de admissão é bastante alterada, não sendo no entanto indispensável. O sensor que mede o caudal mássico de ar fresco que entra para a câmara de plenum deverá dar o sinal de sentido.

O rendimento do motor poderá ser aumentado com o uso desta técnica. Assim, a quantidade de ar fresco que entra para o motor vai depender da quantidade de gás de escape que é recirculado, logo, se aumentar a quantidade de gás de escape recirculado, a quantidade de ar fresco que entra para o motor diminui. Perante este facto, podemos abrir totalmente a válvula de controlo de carga e controlar a carga do motor através da quantidade de gás de escape recirculado, diminuindo as perdas por bombagem. Este tipo de controlo terá limites relacionados com a homogeneização da mistura.

3.8.2. Controlo da temperatura

Com este controlo pretende-se controlar a temperatura do motor através do controlo do caudal de refrigeração. Controlando a temperatura deste fluido, poder-se-á melhorar

a fase de aquecimento e otimizar a temperatura de funcionamento do motor. Este controlo poderá também diminuir as perdas mecânicas para bomba de água. É também objectivo deste controlo regular a viscosidade do óleo através do controlo da sua temperatura. Através da optimização da temperatura do óleo, poder-se-á minimizar o atrito nos componentes do motor e minimizar as perdas mecânicas do sistema de lubrificação.

Assim, este controlo efectuará um curto-circuito ao sistema de refrigeração, o mais próximo possível dos terminais da bomba de água, com vista a diminuir a perda de carga de recirculação, minimizando as perdas mecânicas.

Para este sistema, é necessária uma válvula de controlo proporcional e um sensor de temperatura. Será determinada, no banco de ensaios, a temperatura óptima de funcionamento para os diferentes parâmetros, e o sistema irá funcionar em malha fechada, aumentando o caudal de recirculação, no caso de a temperatura ser inferior à requerida e tendo o comportamento contrário, no caso de a temperatura ser superior. Se o caudal de recirculação for nulo e a temperatura continuar acima do desejado, o sistema deverá accionar a ventoinha do radiador.

No caso de se verificar a ocorrência de grilar, com uma frequência anormal, a temperatura alvo deverá baixar. O mesmo procedimento deverá ser aplicado em caso de falha do sistema de correcção do avanço da ignição, com o objectivo de salvaguardar a integridade do motor.

A temperatura do óleo do motor também deverá ser controlada, com vista a obter uma optimização do rendimento do motor.

O modo de funcionamento do controlo desta temperatura é, em tudo, semelhante ao controlo da temperatura do líquido de refrigeração. No entanto, a sua variação irá apenas manifestar-se no rendimento, uma vez que, com a variação da temperatura do óleo, irá variar a sua viscosidade. Com a diminuição da sua viscosidade, irá diminuir a energia dissipada pelos componentes mecânicos lubrificados e pelo sistema de lubrificação.

De notar que o *bypass*, neste sistema, apenas poderá ser feito no permutador de calor, visto que não se poderá diminuir o caudal de lubrificante que percorre o motor.

3.8.4. Controlo de velocidade de cruzeiro

Este tipo de sistema é um exemplo típico de um controlo em malha fechada. Neste controlo, o condutor arbitra uma velocidade e o controlador controla a carga do motor, de forma a manter essa velocidade. Assim, é comandada a válvula de controlo de carga e o parâmetro de *feedback* é a velocidade do veículo.

Este modelo de controlo também poderá servir para limitar a velocidade máxima do veículo, pelo que, se a velocidade do veículo for igual ou superior à desejada, o controlador actua; no caso de a carga ser menor que a determinada pelo controlador, prevalece a menor; no caso de a velocidade do veículo ser inferior à velocidade determinada para o limite, o controlador não actua.

No caso do limite de velocidade, o controlador deverá começar a funcionar um espaço de tempo antes de a velocidade limite ser atingida. Esse tempo poderá ser calculado, de uma forma simples, pela expressão:

$$t = \frac{v - v_0}{a}$$

em que t é o tempo que falta para atingir essa velocidade, v é a velocidade limite, v_0 é a velocidade no instante e a é a aceleração do veículo. O valor desta expressão só terá significado se a aceleração for positiva.

O limite de velocidade poderá ser executado, recorrendo ao limitador de regime do motor, assim, relacionando a velocidade de rotação do motor com a velocidade do veículo, através da relação de transmissão. Pode-se encontrar o regime máximo para um determinado limite de velocidade e aplicar, então, o limitador de regime a essa velocidade. No caso de o regime correspondente à velocidade máxima superar o regime máximo, o controlador não necessita de ser usado, a não ser para limitar o regime máximo do motor.

3.8.5. Controlo da pressão do turbo

Controlar a pressão do turbo de forma semi-discreta, abre um novo mundo de oportunidades.

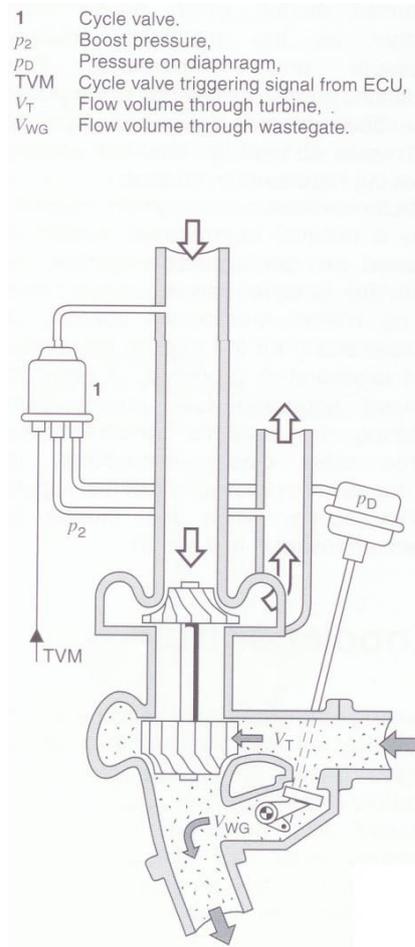


Figura 11: esquema de actuação para controlo electrónico da pressão do turbo (Robert Bosch GmbH, 1999).

A pressão do turbo é controlada através do controlo da quantidade de escape que passa pela turbina do turbo. Esse controlo é feito através de uma válvula de *bypass*. Como podemos ver na figura, geralmente a actuação desta válvula é linear e poderá então ser feita através de um actuador linear, com um grande número de posições estáveis.

Assim, podemos controlar a carga do motor, controlando a pressão do turbo e mantendo a válvula de controlo de carga totalmente aberta. Com este método de

controlo de carga, poderemos aumentar o rendimento do motor via uma diminuição das perdas de carga na admissão. No entanto, este tipo de controlo não funcionará em baixos regimes.

Uma outra possibilidade é a do controlo do fenómeno grilar através da pressão do turbo. Assim, quando evitamos este fenómeno com o controlo da ignição, estamos a alterar o rendimento do motor, diminuindo-o, e se, em vez de atrasarmos a ignição diminuirmos a pressão do turbo, teremos uma diminuição da probabilidade da ocorrência deste fenómeno, mas não iremos diminuir o rendimento do motor. A perda de potência está presente nos dois casos.

3.8.6. Controlo da geometria dos veios de excêntricos

Actualmente, existem motores com veios de excêntricos de geometria variável que permitem alterar a altura de abertura das válvulas e/ou o avanço da abertura e o atraso do fecho.

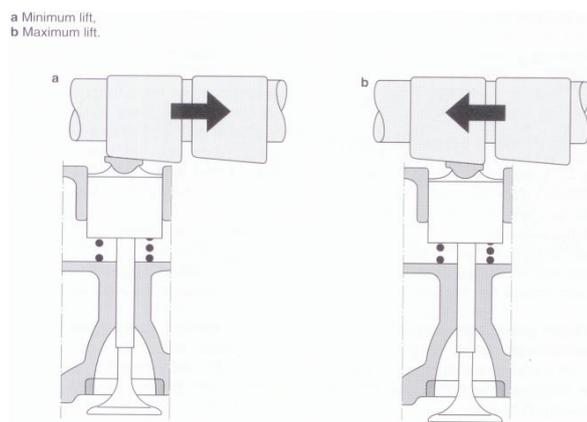


Figura 12: sistema de variação contínua do levantamento e fase da válvula (Robert Bosch GmbH, 1999).

Esta variação poderá ter com o objectivo aumentar a *performance* do motor, tornando o seu sistema de distribuição optimizado para um maior conjunto de pontos de funcionamento.

Por outro lado, um cruzamento de válvulas elevado e uma carga baixa poderão promover recirculação de gases de escape. Este controlo poderá ser utilizado como um

método para exercer recirculação de gases de escape. Todavia, a medição da massa de ar que entra para a câmara de plenum deverá retornar um valor direccional.

Este controlo poderá ser exercido de forma determinística, ou recorrendo a um controlo em malha fechada, mas o último não fará sentido, se existir um número reduzido e bem determinado de pontos estáveis. O tipo de actuação está fortemente relacionado com o género de tecnologia utilizada, assim como a grandeza a ser medida para o *feedback*.

As ordens de comando deverão estar guardadas em memória numa matriz, e em função do regime e da carga. Poderá também ser considerada a pressão atmosférica.

No caso de ser possível controlar o avanço de abertura da válvula de escape, na fase de aquecimento, esta deverá abrir o mais cedo possível, se a intenção for aquecer o catalisador, ou abrir o mais tarde possível, se a intenção for aquecer o cilindro. Este procedimento altera a perda de calor para as paredes do cilindro: no primeiro caso, minimiza-as e, no segundo, maximiza-as.

No caso de ser possível regular o atraso do fecho da válvula de admissão, na fase de arranque, esta deverá fechar o mais tarde possível para minimizar o trabalho de compressão.

3.8.7. Controlo da geometria do colector de admissão

Um colector de admissão poderá variar a sua geometria de duas formas fundamentais: ou de forma contínua (geralmente, o comprimento das condutas de admissão) ou de forma discreta (permitindo a comunicação, ou não, entre cavidades, ou abrindo/restringindo troços de conduta).

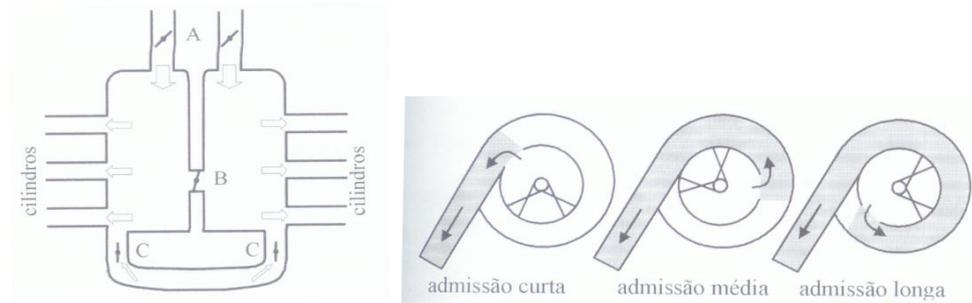


Figura 13: sistemas de variação da geometria do colector de admissão discreto e contínuo (Martins, 2006).

O controlo da actuação depende da tecnologia utilizada, tal como no ponto anterior.

As geometrias deverão estar guardadas em memória e serão função do regime do motor. A carga poderá ter influência na geometria óptima, mas este género de abordagem é utilizado para aumentar a potência do motor. Assim, não faz sentido otimizar a geometria para cargas que não a carga máxima.

3.8.8. Sistema *start and stop*

Este género de sistema é relativamente recente e tem como objectivo diminuir o consumo em uso citadino. Assim, quando o carro se encontra parado no trânsito ou num semáforo, o motor desligar-se-á para não consumir, e quando o condutor pretender arrancar de novo, o motor arrancará. Como esta rotina assume que o carro esteja no trânsito, pressupõe-se que o motor estará na sua temperatura de funcionamento, ou perto dela.

Para que seja rentável desligar o motor, a rotina de arranque do mesmo terá de ser revista. Como tal, no arranque, o motor de arranque deverá ser capaz de elevar o regime do motor até ao regime de *ralenti*, e, assim que este for atingido, a unidade de comando deverá começar a controlar o motor como se ele já se encontrasse em funcionamento, não sendo necessário o enriquecimento da mistura nem a alteração do ponto de ignição. Caso seja possível controlar os veios de excêntricos, estes deverão proporcionar um baixo cruzamento de válvulas.

Este tipo de sistema requer também o uso de um motor de arranque de elevado binário.

Para que seja utilizada esta rotina, a temperatura do motor deverá estar na sua temperatura óptima de funcionamento.

O motor deverá desligar assim que o condutor largar a embraiagem, depois de deixar a caixa de velocidades em ponto morto. O arranque deverá ocorrer assim que o condutor accionar a embraiagem, pressupondo-se que irá engrenar a primeira velocidade.

Este controlo também será utilizado se o condutor desengrenar o carro em movimento, uma vez que não é considerada a velocidade do veículo.

3.8.9. Controlo do ciclo de funcionamento do alternador

Este controlo pretende minimizar as perdas mecânicas para o alternador.

Para este controlo, serão definidos três níveis de carga da bateria: normal, baixo e crítico.

O nível normal estará compreendido entre a carga máxima e um nível que assegure todas as funções do veículo.

O nível baixo deverá estar compreendido entre o limite inferior do nível normal e um nível de carga do motor que será de tal maneira baixo que, quando ultrapassado, poderão ficar comprometidas funções fundamentais do veículo. Dever-se-á ter em conta a função de arranque.

O nível crítico situar-se-á entre o limite inferior do nível baixo e a carga mínima da bateria.

No caso de a bateria se encontrar no nível normal, a bateria só deverá ser carregada quando a carga for nula, quando existir uma travagem ou quando o carro não estiver a transmitir potência, como por exemplo, quando estiver sem nenhuma mudança engrenada. No caso de a bateria se encontrar no nível baixo, o alternador deverá também funcionar quando a carga do motor for baixa ou média. No caso de a carga chegar ao ponto crítico, o alternador deverá funcionar continuamente.

O controlo do funcionamento do alternador é exercido, deixando o alternador ligado ao circuito, ou retirando-o do circuito.

3.8.10. Controlo de tracção

O controlo de tracção tem como objectivo limitar o escorregamento dos pneus relativamente ao solo.

O escorregamento será uma relação entre a velocidade da roda e a velocidade do veículo adimensionalizado pela velocidade da roda. Esta adimensionalização justifica-se com a prevenção de indeterminações que poderiam ocorrer, no caso de as rodas derraparem com o carro parado. Assim, o escorregamento será dado pela seguinte expressão:

$$\text{escorregamento} = \frac{v_{roda} - v_{carro}}{v_{roda}} \times 100\%$$

Desta expressão resulta o escorregamento para uma roda. Se não existir forma de controlar a distribuição de binário entre as rodas motrizes, dever-se-á utilizar o escorregamento total, que será o escorregamento calculado com a média das velocidades de cada roda motriz. No caso de o veículo não ter todas as rodas motrizes, a sua velocidade será dada pela velocidade média das rodas não motrizes; caso o veículo tenha todas as rodas motrizes, a sua velocidade deverá ser calculada através de métodos alternativos, por exemplo, através de acelerómetros, ou de posicionamento global.

No caso de o valor do escorregamento estar compreendido no intervalo]0;100]%, o controlo de tracção deverá actuar.

O controlo de tracção deverá permitir um escorregamento máximo. Assim que este escorregamento máximo for ultrapassado, o controlo deverá limitar o binário do motor. Essa limitação poderá ser feita de três formas: regulando a carga, empobrecendo a mistura ou atrasando a ignição.

O empobrecimento da mistura não será sempre possível, por isso, com vista a diminuir o número de rotinas de decisão em prol de um controlo rápido, não será considerada.

Para escorregamentos baixos, o controlo, por excelência, será atrasar a ignição, uma vez que tal permite um ajuste rápido, eficaz e facilmente recuperável. Quando o escorregamento aumenta a intervenção, deverá ser feita, por excelência, actuando a válvula de controlo de carga do motor.

No caso de o veículo possibilitar o controlo da distribuição do binário pelas rodas motrizes, em caso de escorregamentos diferentes ou isolados, o binário deverá ser diminuído nas rodas em que o escorregamento se verifica.

No caso de o carro estar a curvar, devido às rodas descreverem trajectórias circulares de diferentes raios, será detectado um escorregamento que não existe. Assim, a velocidade do carro deverá ser corrigida para cada roda em função do ângulo do volante. Mesmo com a velocidade corrigida para cada roda existirá, muito provavelmente, escorregamento devido à geometria imperfeita da direcção.

3.8.11. Controlo de arranque

Este controlo tem como intenção promover mais rápido início da marcha possível.

Assim, o controlo limita-se a garantir que o motor trabalha no regime de máximo binário até esse regime ser alcançado. Começa por manter a embraiagem desacoplada e o motor no regime de binário máximo, tal como se o condutor pusesse o pedal do acelerador na posição 100%, e o controlo da embraiagem é exercido com o objectivo de manter esse regime, até que os veios do motor e primário da caixa de velocidades estejam solidários, como seria num arranque normal. A diferença é que este controlo permite a antecipação do movimento, não sendo necessário esperar que o regime do motor se eleve. Durante este processo, deverá estar sempre em funcionamento o controlo de tracção.

Este controlo cessa funções, assim que o pedal do acelerador for aliviado ou for actuado o travão ou a embraiagem.

Para que este controlo seja activado, será necessário o condutor demonstrar essa intenção: o veículo estar parado, o pedal do acelerador estar na posição 100%, existir

pressão na linha hidráulica dos travões e a primeira velocidade estar engrenada. O movimento começará, assim que o condutor aliviar por completo a pressão dos travões.

3.9. Interacção com o banco de testes

O sistema sugerido é capaz de controlar o motor sem que este seja testado e otimizado, desde que o sistema de feedback do controlador da ignição funcione. No entanto, não é desejável, uma vez que ficam muitos parâmetros sem serem otimizados.

O teste do motor deverá ser feito em condições de temperatura e pressão monitorizadas e controladas. A melhor forma de testar um motor em condições controladas é recorrendo a um banco de ensaios de motores com freio dissipativo não inerte. Este tipo de freio tem a vantagem de permitir o funcionamento do motor num ponto caracterizado por um par [regime, carga] por um tempo indeterminado. Com o algoritmo apropriado, este tipo de banco pode simular também um banco de inércia, e, até melhor que isso, pode simular a aceleração do carro, tendo em conta o arrasto do veículo, a sua inércia e todas as outras cargas dissipativas actuantes no veículo.

A primeira fase de optimização não será propriamente uma optimização, mas sim a criação de uma referência. Esta referência diz respeito ao avanço da ignição. Assim, queimando uma mistura estequiométrica do combustível com mais baixo índice de octano disponível, deverá ser gerado o mapa de ignição que minimize a ocorrência de grilar. A mistura estequiométrica deverá ser garantida através dos cálculos e da quantidade de ar que entra para o cilindro, corroborada através do *feedback* da sonda de oxigénio.

Em seguida, deverão ser calibrados todos os controlos que não têm influência no processo de combustão, pois a sua calibração não terá de ser revista. No caso do presente trabalho, apenas poderão ser avaliadas as necessidades eléctricas mínimas do sistema, isto é, o consumo eléctrico dos sistemas de ignição, de injeção, de controlo de carga e todos os sensores, incluindo as respectivas alimentações, assim como o consumo do sistema de cálculo. O limite crítico deverá corresponder ao produto entre

este consumo e o tempo de arranque do alternador, mais uma margem de segurança, que deverá incluir o arranque do motor.

Os restantes parâmetros deverão ser calibrados num processo iterativo, pois dependem da combustão e a combustão dependerá deles. No mínimo, cada parâmetro deverá sofrer uma primeira calibração (primeira iteração), se na segunda iteração a variação do parâmetro a calibrar for de diferença relativa menor que um valor estipulado. Então, considera-se esse parâmetro calibrado. Caso o valor desta diferença seja superior ao mínimo estipulado, a calibração do parâmetro deverá sofrer uma nova iteração. Cada parâmetro deverá ser variado individualmente e a sua melhor prestação relativamente ao parâmetro em causa deverá ficar armazenada em memória.

A ordem a respeitar para a calibração deverá ser a seguinte:

1. Riqueza da mistura;
2. Controlo da pressão do turbo;
3. Controlo da geometria do colector de admissão;
4. Controlo da geometria dos veios de excêntricos.

Assim que esta fase estiver completa, deverá ser optimizado o ponto de ignição, agora para o combustível que se pretende utilizar; se o combustível for o mesmo da primeira fase, dever-se-á repetir a optimização.

Assim que a optimização do avanço da ignição estiver completa, dever-se-á averiguar qual a temperatura do liquido refrigerante que optimiza o parâmetro em causa.

Quando as optimizações dos parâmetros anteriormente descritas estiverem concluídas, dever-se-á repetir o processo para todas as pressões e temperaturas em que o veículo poderá operar. Se for previsto o veículo operar com vários combustíveis, o processo deverá ser repetido para todos eles, no caso de ser possível informar o sistema de gestão de qual o combustível. No caso de não ser possível a gestão conhecer qual o combustível, dever-se-á gravar a informação correspondente ao combustível que seja mais provável ser utilizado, ou correspondente a um combustível padrão ou

correspondente ao pior combustível que possa vir a ser utilizado. Esta decisão dependerá do parâmetro a otimizar.

Se for possível a gestão conhecer a humidade em que o motor vai funcionar, deverá levar a cabo a optimização para os diferentes valores deste parâmetro, também.

Em seguida, deverá testar o funcionamento do sistema de recirculação de gás de escape: caso este esteja a funcionar de acordo com o esperado, deverá testar as rotinas de controlo de carga, tirando partido delas.

Posteriormente, deverá ser mapeada a correlação entre a posição do pedal do acelerador e a carga do motor, primeiro, apenas recorrendo a válvula de controlo de carga e, em seguida, ao controlo da pressão do turbo e à recirculação de gases de escape.

No caso de o parâmetro a otimizar ser a potência, deverá ser feita a optimização para o máximo rendimento em todas as cargas, a optimização da potência apenas na carga máxima e averiguada a potência para os valores de riqueza intermédios, na sua carga máxima também, valores de carga referidos à válvula de controlo da carga. Assim, à medida que a carga requerida pelo condutor se aproxima do valor máximo, a carga máxima da válvula optimizada, tendo em conta o rendimento, deverá surgir, quando a carga do acelerador ultrapassa o valor correspondente à carga máxima da válvula; para o rendimento máximo, a mistura deverá começar a enriquecer até atingir a carga máxima da válvula para a potência máxima.

Existe uma forma alternativa ao banco de testes, mas a sua aplicação não poderá ser automatizada e será morosa. Esta forma consiste em utilizar o próprio veículo como banco de testes. Monitorizando a temperatura de escape e utilizando-a como sinal relativo da potência, poderemos optimizar parâmetros de funcionamento do motor para debitar a sua máxima potência, maximizando a temperatura de escape, ou para trabalhar no seu rendimento máximo, minimizando a relação entre o caudal de combustível e a temperatura de escape.

No caso de termos o objectivo de minimizar as repercussões que o uso do motor têm no ambiente, deveremos trabalhar com uma mistura estequiométrica (dado avaliado pelo sensor de oxigénio do escape) ou então minimizar a produção de óxidos de azoto, caso seja possível avaliar a sua presença. No veículo, recorrer-se-á a um sensor de óxidos de azoto.

Com o banco de ensaios a funcionar como dinamómetro, dever-se-á avaliar e afinar, se necessário, o comportamento do sistema de gestão da caixa de velocidades. Essa avaliação deverá incluir a averiguação do tempo de passagem entre duas engrenagens.

No banco, também deverá ser avaliada a rotina de aquecimento do motor.

Tanto quanto possível deverão ser testadas todas as condições de funcionamento do motor em ambiente controlado, com o intuito de detectar e corrigir falhas que possam vir a ocorrer. Poderá ser vantajoso substituir a programação de equações por consulta de tabelas de valores, uma vez que isso se poderá traduzir num mais eficaz e rápido funcionamento do sistema de gestão.

4. Banco de teste de injectores

4.1. Introdução

Um sistema de controlo convencional funciona, preferencialmente, recorrendo a um controlo em malha fechada e um sistema de controlo de um motor não é excepção. Este tipo de controlo tem a vantagem de não requerer a calibração dos mecanismos de actuação, na maior parte dos casos. No entanto este género de controlo está limitado, em funcionamentos transitórios, ao tempo de resposta do sistema de medição ($t_{sist.}$), tempo este que depende do tempo de resposta do elemento sensor (t_s) e do tempo de resposta físico (t_f) (este tempo quantifica o atraso que existe na detecção da variável a “sentir” relativamente ao seu aparecimento).

$$t_{sist.} = t_s + t_f$$

Para que seja possível o controlo em malha fechada é necessário que o tempo de ciclo de controlo (medida, decisão e actuação) do sistema de medição seja inferior à taxa de variação do fenómeno (no caso de esta ser uma variável booleana) ou inferior à razão entre a sensibilidade do sistema e a taxa de variação do fenómeno:

$$\frac{\Delta x_{min}}{\frac{dx}{dt}} \geq t_{sist.}$$

Num motor, e na maior parte dos casos, esta condição só se verifica para taxas de variação muito baixas e, logicamente, em regimes permanentes. Assim, torna-se necessário que se calibre o sistema de controlo para funcionar sem retroacção, nas situações em que não é possível realizar um controlo em malha fechada. O funcionamento em malha aberta (sem retroacção) pressupõe que o controlo seja feito através da medição de grandezas que permitem definir o valor do parâmetro de controlo e não através da medição e comparação do valor da grandeza que se pretende controlar, ou, ainda, por manifestação indirecta desta.

No caso de um motor de combustão interna de ignição por faísca, como o do presente trabalho, a quantidade de gasolina a ser injectada em cada ciclo pode ser calculada a partir do conhecimento (por medição) de quantidade de ar que entra para o cilindro. Assim, a quantidade de gasolina será determinada de modo a satisfazer o parâmetro de riqueza (no essencial, uma relação ar/combustível) previamente estipulado. Este tipo de controlo é um controlo em malha aberta, pois não existe uma confirmação do valor de riqueza em que estamos a trabalhar, facilmente mensurável com recurso a uma sonda lambda. Passará a ser um controlo em malha fechada, assim que se introduzir uma correcção à quantidade de gasolina injectada em função da comparação entre um parâmetro lido e o seu valor desejado, tipicamente o valor da riqueza por ser um parâmetro adimensional, facilmente mensurável.

4.2. Motivação

Quando o motor funcionar controlado por um sistema em malha aberta é necessário que seja conhecido o comportamento do sistema de injeção e o modo como este reage a alterações nos seus parâmetros de controlo.

Como em qualquer sistema onde se verifique um deslocamento de um corpo, o fluxo desse corpo depende do potencial que promove esse deslocamento e a resistência que o trajecto oferece. Deste modo, se diminuirmos a resistência, aumentamos o fluxo e terá efeito semelhante o aumento do potencial.

Neste trabalho, pretende-se que o sistema de injeção seja capaz de variar o seu caudal de tal forma que consiga debitar quantidades semelhantes de gasolina em intervalos de tempo que variarão em função da velocidade de rotação do motor e que irão corresponder a iguais intervalos angulares referentes à posição do veio de excêntricos.

Este tipo de funcionamento tem como intuito aumentar a eficiência volumétrica do motor e melhorar a qualidade da mistura, bem como diminuir o requisito de índice de octano.

A montagem a seguir descrita, pretende proporcionar a calibração do sistema.

4.3. Montagem

Os parâmetros a controlar neste sistema são: (i) a perda de carga no injector, através da modulação da função de controlo do mesmo, e (ii) o potencial para promover o escoamento, através da diferença de pressão a montante e a jusante do injector.

Os parâmetros a monitorizar no sistema serão os seguintes:

Tabela 2: parâmetros monitorizados no banco de testes de injectores.

Parâmetros a monitorizar	Objecto de monitorização	Objectivo da monitorização
Pressão absoluta	Fluido de trabalho na zona de pressão amortecida	Limitar a pressão máxima de funcionamento, como medida de segurança
Pressão diferencial	Entre o fluido de trabalho na zona de pressão amortecida e a atmosfera de injeção	Exercer controlo sobre o mecanismo de regulação de pressão e conhecer o potencial para promover o escoamento através do injector
Temperatura	Fluido de trabalho na zona de pressão amortecida	Conhecer a densidade do fluido com fim a aferir se a viscosidade do mesmo altera o caudal e calibrar o mecanismo de monitorização do caudal volúmico
Tensão e/ou Intensidade	Actuação do injector	Controlar a perda de carga do injector
Forma de onda	Actuação do injector	Controlar a perda de carga do injector
Massa	Fluido de trabalho que flui através do injector	Controlar o caudal mássico que flui através do injector
Caudal volúmico	Fluido de trabalho que flui através do injector	Após calibração e validação, eliminar a necessidade de monitorizar a massa de fluido de trabalho que flui através do injector.

Os sensores a utilizar são os abaixo listados:

Tabela 3: sensores seleccionados para usar no banco de testes de injectores.

Parâmetros a monitorizar	Tipo de sensor utilizado	Marca	Modelo
Massa	Balança	Kern	572-49
Caudal volúmico	Caudalímetro	RS	256-225
Temperatura	Termopar tipo K	LABFACILITY	FN-K-2M
Pressão de combustível	Piezo-resistivo	Bosch	0 281 002 405
Pressão diferencial	Piezo-resistivo	Honeywell	SX150DN
Tensão e/ou Intensidade	Sistema de controlo	-	-
Forma de onda	Sistema de controlo	-	-

A montagem terá o seguinte esquema:

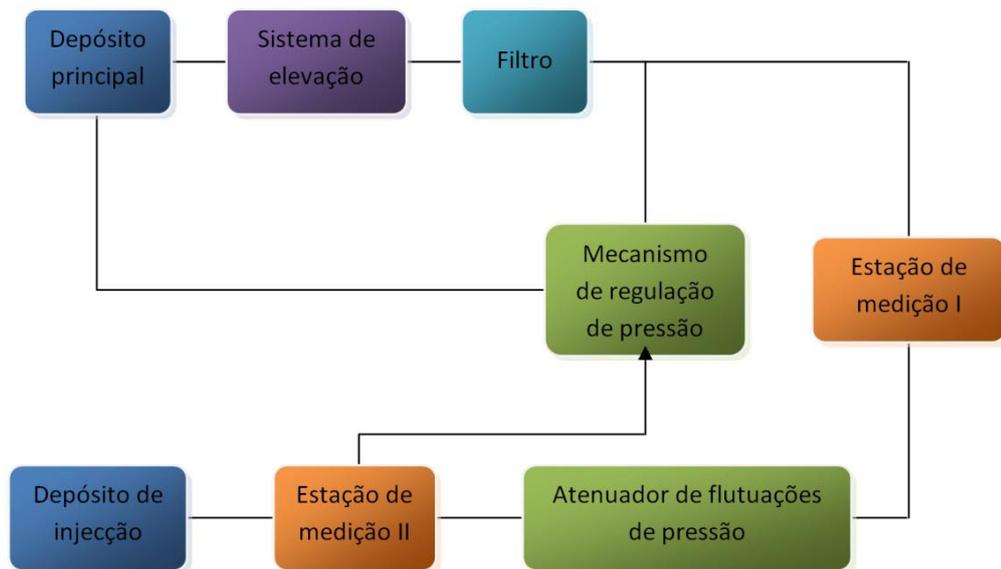


Figura 14: esquema do banco de testes de injectores.

- **Depósitos:** volume de armazenamento, cujo conjunto é hermeticamente fechado. Num depósito é armazenada a gasolina (depósito principal) para que seja bombeada para o outro depósito (depósito de injeção). O depósito de injeção está montado sobre a balança, com o fim anteriormente descrito.



Figura 15: fotografia do depósito principal, sistema de elevação e filtragem.



Figura 16: depósito de injeção e balança.

- **Sistema de elevação:** este sistema é constituído por duas bombas montadas em série, cuja função é aumentar a energia potencial do fluido, elevando a sua pressão.
- **Filtro:** a necessidade do elemento filtrante prende-se com a elevada sensibilidade dos injectores a impurezas do combustível.
- **Sistemas de medição:** sistemas onde são caracterizadas as grandezas de interesse ao estudo:
 1. Sistema de medição I: é composto pelo caudalímetro. Este sensor é aqui colocado, pois é o local da instalação onde se consegue um fluxo mais regular.
 2. Sistema de medição II: este sistema é composto pelo sensor de pressão absoluto, pelo sensor de pressão diferencial e pelo sensor de temperatura. A localização escolhida é esta, porque é o local onde são mais bem caracterizadas a pressão (por ter uma menor oscilação) e a temperatura (por estar mais perto da válvula).

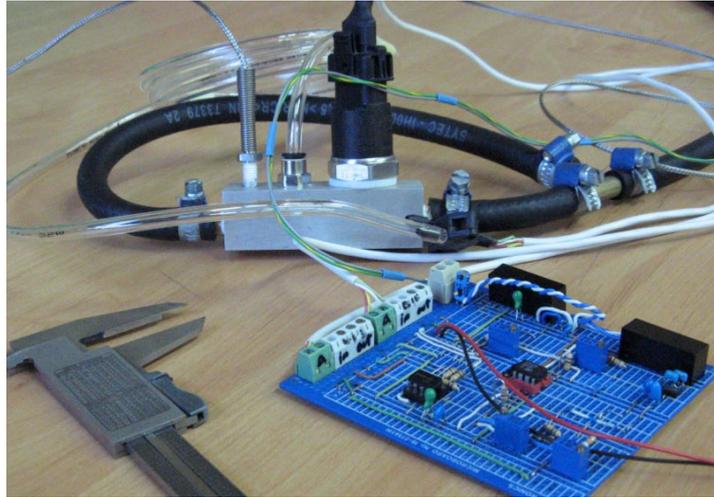


Figura 17: fotografia do sistema de medição II e respectivo *hardware* de tratamento de sinal.

- **Mecanismo de regulação de pressão:** este elemento é baseado numa válvula reguladora de pressão de combustível dedicada ao mercado das modificações automóveis, mas a sua actuação deixa de ser uma conjugação entre a pressão do colector de admissão e a força de uma mola, passando a ser actuado com recurso a uma bobine.

- **Amortecedor de pressão:** o funcionamento intermitente da válvula injectora potencia a geração de flutuações de pressão, geração essa que é acentuada pelo modo de funcionamento da válvula reguladora de pressão. São tão mais evidentes estas oscilações quanto menor for o número de injectores. Logo, prevê-se que seja necessário o uso de um amortecedor de pressão, para que estas flutuações se anulem ou minimizem.



Figura 18: fotografia do amortecedor de pressão e do sistema de medição I.

No esquema de montagem acima descrito, não está representada uma conduta de pequenas dimensões que deverá ser utilizada com o objectivo de manter ligadas as atmosferas dos dois depósitos, de modo a manter a pressão das suas atmosferas, igual e homogeneamente saturadas em vapores de gasolina – assim não terá de se contabilizar o decréscimo do peso assinalado pela balança devido a evaporação, aquando dos testes dos injectores.



Figura 19: válvula reguladora de pressão utilizada.

Para este trabalho, foi feita uma alteração à válvula reguladora de combustível adquirida. Esta alteração tem o intuito de permitir que a válvula possa regular o sistema, de modo a que este opere a várias pressões.

A válvula adquirida é uma válvula da marca *FSE*, modelo *POWER BOOST VALVE*. Neste dispositivo, existem duas câmaras separadas por uma membrana flexível, membrana essa onde está montado um sistema que abre e fecha um canal de retorno ao

depósito. Uma das câmaras está em comunicação com a linha de combustível e outra é comum à câmara de admissão. Uma vez que se pretende que estas duas câmaras estejam a pressões diferentes, é necessário introduzir um desequilíbrio para contrariar o facto de uma estar a uma pressão menor que a outra. Esse desequilíbrio é oferecido por uma mola montada na câmara ligada à admissão. Este tipo de válvula é construído para ser montada em paralelo com o sistema de alimentação, ou no fim deste. O primeiro tipo de montagem favorece a montagem remota, não sendo necessário ter um canal de “avanço” do combustível e outro de retorno. Já o segundo tipo favorece a refrigeração do sistema de alimentação de combustível. A figura seguinte esquematiza o interior de uma válvula semelhante à utilizada.

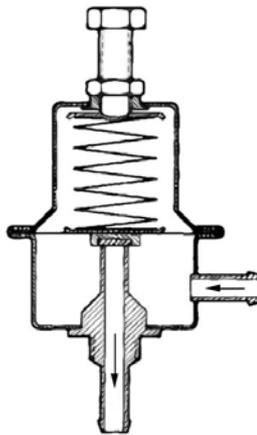


Figura 20: esquema de uma válvula reguladora de pressão de combustível.

A modificação consistiu em substituir a mola por uma bobine, com o intuito de se regular a força que esta exerce em função da pressão de funcionamento do sistema.

O dimensionamento da bobine encontra-se em anexo.

4.4. Modo de funcionamento

A calibração dos injectores terá três fases. A primeira fase terá o objectivo de caracterizar o injektor a calibrar em regime permanente, e em todos os seus pontos de funcionamento. Na fase posterior, a segunda, o objectivo será estimar o tempo de

abertura dos injectores em todas as condições de funcionamento. A terceira e última fase terá como objectivo a calibração dos injectores propriamente dita.

Considera-se como condições de funcionamento, o conjunto de todas as pressões de funcionamento e todos os modos de actuação da válvula injectora.

4.4.1. Primeira fase:

A primeira fase consistirá em manter a válvula injectora aberta, durante um intervalo de tempo determinado, e contabilizar a variação de massa do depósito de injeção. Esta corresponderá à massa de fluido de trabalho que atravessou o injector. Este teste deverá ser repetido para todos os pares (pressão de funcionamento; magnitude de excitação) e dele deverá resultar um valor que corresponderá ao caudal que flui através do injector nas condições do teste.

Assim, no final desta primeira fase, existirá uma tabela de dupla entrada na qual estão representados valores de caudal que corresponderam a um par ordenado de valores de pressão de funcionamento e de magnitude de excitação.

4.4.2. Segunda fase:

Nesta fase, pretende-se averiguar o tempo de abertura da válvula, assim como a melhor forma de actuar este mecanismo, isto é, a forma de actuar que minimiza o tempo de abertura.

No que diz respeito ao tempo de abertura, este intervalo de tempo é muito difícil de contabilizar uma vez que será da ordem das dezenas de micro-segundos até a milissegundos, dependendo da pressão de funcionamento.

Pretende-se estimar o tempo de abertura do injector elaborando uma série de testes. Em cada um dos testes, a válvula deverá estar aberta durante um intervalo de tempo constante e um número de vezes determinado. Estes testes são elaborados, actuando o injector em tensão e em intensidade, nos seus valores máximos admissíveis, a todas as pressões de trabalho possíveis e com tempos de abertura que variarão de teste para teste. Destes testes resultarão gráficos que relacionarão a quantidade de fluido que passou pelo injector com o tempo de abertura deste. Espera-se que, neste gráfico, tenha uma

zona de crescimento cujo valor da derivada deverá diminuir à medida que o tempo de abertura cresce, e, posteriormente, existirá um crescimento constante bem descrito por uma recta que corresponderá aos pontos de funcionamento onde o escoamento é plenamente desenvolvido, isto é, o tempo de injeção é superior ao tempo de abertura.

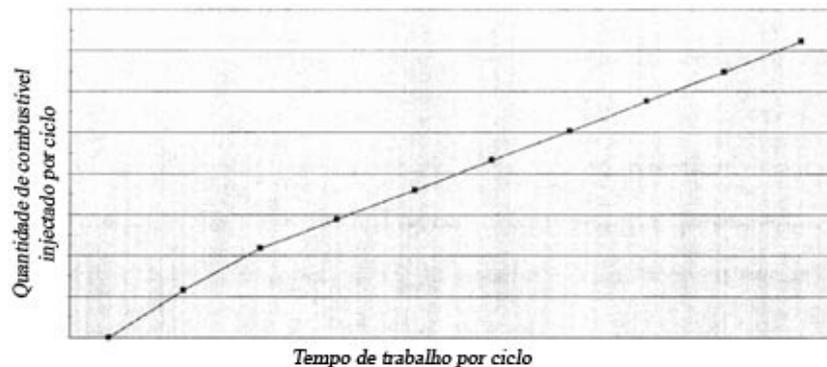


Figura 21: curva de débito de um injetor.

O gráfico que se espera obter será semelhante ao gráfico 1, onde se pode observar facilmente a zona de escoamento plenamente desenvolvida, não sendo tão evidente a zona onde prepondera a influência do tempo de abertura.

Para averiguar este tempo, dever-se-á aproximar aos pontos duas rectas, pelo método dos mínimos quadrados. Uma recta deverá aproximar a primeira parte do gráfico e a segunda, a segunda parte. O ponto de transição deverá ser aquele que minimiza o erro das aproximações. Para simplificar o processo e face à ignorância acerca do comportamento do injetor, na abertura, considera-se que o caudal cresce linearmente.

4.4.3. Terceira fase:

Na terceira fase, pretende-se calibrar o injetor. Entende-se como calibração o conhecimento do comportamento do injetor face a uma série de variáveis que se espera variarem ao longo do seu funcionamento.

As variáveis que poderão variar são o tempo de abertura, a pressão do sistema de injeção, a forma e magnitude de actuação e a temperatura do fluido de trabalho. Das variáveis enumeradas, não será controlada a temperatura, embora esta seja monitorizada. Assim, o que resultará da calibração será uma função que relaciona o

volume de gasolina injectado com a pressão do sistema, a magnitude de actuação e o tempo de injeção. Desta forma, e, desprezando a variação da viscosidade do fluido de trabalho com a temperatura, poder-se-á corrigir a massa de fluido injectado recorrendo à densidade que este tem, a diferentes temperaturas.

Nesta fase, já estará definida a forma de actuação da válvula injectora, que deverá resultar da fase anterior. O injector será actuado, recorrendo a uma onda modelada composta por duas ondas quadradas. A primeira onda de magnitude máxima terá como objectivo minimizar o tempo de abertura do injector. O período desta onda será o suficiente para que a válvula atinja a abertura desejada. A segunda onda tem como propósito a manutenção da abertura do injector. A soma dos tempos de duração das duas ondas que compõem a onda modelada será o tempo de abertura do injector.

5. Análise crítica

Apesar de o trabalho propor metodologias de controlo consistentes, bem fundamentadas e fruto de uma reflexão cuidada, face á falta de sensibilidade prática do autor poderão ter sido ignoradas algumas limitações virtualmente impostas pela plataforma micro-informática.

5.1. Banco de teste de injectores

No que diz respeito ao banco de testes de injectores, a precisão da balança utilizada influencia de forma acentuada o tempo necessário para executar a calibração dos injectores com uma precisão aceitável. Assim, quanto menor for a precisão da balança, maior terá de ser o tempo de teste para a mesma precisão de calibração, esta metodologia tem a vantagem de permitir gerir a precisão da balança.

Na montagem do banco de testes de injectores foi utilizado um caudalímetro, com o intuito de poder eliminar o uso da balança. Caso este possa substituir o uso da balança, os ensaios de calibração seriam notoriamente mais rápidos. No entanto, o sucesso desta substituição depende fortemente da minimização das flutuações de pressão. Para contrariar este facto, poderá ser feita uma calibração dependente da frequência das injeções.

A monitorização da pressão absoluta não é indispensável. Este parâmetro é monitorizado por motivos de segurança, com o intuito de não ultrapassar a pressão máxima admitida pelo sistema de alimentação de combustível. Assim, quando a injeção é feita numa zona em que a pressão é a atmosférica, poderá ser utilizado o valor do sensor de pressão diferencial; quando a montagem está feita no motor e este é atmosférico, também é possível esta substituição; no entanto, quando o motor é sobrealimentado, esta substituição deverá ser evitada, uma vez que a pressão da câmara de admissão é superior à atmosférica.

O teste do tempo de abertura poderá não ser conclusivo ou não traduzir a realidade. Os resultados poderão ser deturpados pelo desprezo do regime transitório de fecho da válvula, apesar de se prever que este seja de muito menor duração. Esta previsão é corroborada pelo facto de a força que promove a abertura ser a força electromagnética gerada pela bobine, trabalhando contra a força da mola do injector, a força gerada pelo combustível através da sua pressão e a inércia do elemento móvel. Já no fecho do injector, as forças que o promovem são a força da mola e a força gerada pela pressão do combustível, resistindo apenas a este movimento a inércia da agulha do injector. Para contornar este problema, poderá ser arbitrada uma relação entre os dois tempos, que poderá ser puramente empírica ou fundamentada em simulações, caso seja conhecida a estrutura interna do injector.

No que toca á abertura do injector, poderá ser fonte de erro o facto de se considerar como linear a abertura do injector. Deverão ser testadas outras relações, caso esta não satisfaça. Uma forma alternativa de averiguar este tempo de abertura consiste em, recorrer a uma câmara de alta velocidade, ou, medir a secção da nuvem de combustível injectado; no entanto esta medição, por ser directa e em tempo real, exige tempos de resposta curtíssimos, sendo, por isso, preferível o recurso a métodos ópticos.

Tanto o injector como a bobine da válvula reguladora de pressão poderiam ser actuados através de modulação de largura (duração) de impulsos. Esta tecnologia tem a vantagem de dispensar a utilização de um ADC, uma vez que o comando da actuação se faz através de uma sucessão de impulsos de tensão constante, com duração variável. No caso do injector, é utilizado inicialmente um impulso da duração do tempo que o injector demora a atingir a abertura requerida; de seguida esta válvula deverá ser actuada recorrendo à referida sucessão de impulsos com uma frequência elevada, para que não se manifeste num movimento da agulha do injector. No que diz respeito á bobine, esta é actuada da mesma forma que o injector; no entanto, não é necessário um impulso de arranque, uma vez que a válvula por esta comandada tem funcionamento contínuo. A frequência da onda de actuação deverá ser muito superior á frequência de injeção. Caso se possa determinar a frequência das flutuações de pressão na linha de combustível e a fase dos máximos e dos mínimos, a actuação da bobine poderá contrariar esta ocorrência. Assim, quando se atinge um máximo de pressão, a bobine

deverá ficar em vazio para que a válvula abra, e, no caso de estarmos perante um mínimo de pressão, a bobine deverá ficar em carga para que a válvula feche e a pressão na linha aumenta. Neste caso deverá existir um atraso que deverá ser tomado em conta.

Uma solução para minimizar o atraso da abertura da válvula injectora consiste em anular a sua indutância recorrendo a um condensador montado em paralelo. Através desta abordagem, ir-se-á anular o atraso da corrente relativamente à diferença de potencial que a origina. Embora não seja possível contrariar os atrasos mecânicos devidos forças dissipativas e à existência de inércia, é possível eliminar, desta forma, o atraso de actuação.

A metodologia de teste ou calibração dos injectores não prevê a sua realização a várias temperaturas; considera, portanto, que a variação da temperatura é pequena, e, por isso, desprezável a variação da viscosidade do fluido. O único parâmetro de correcção dependente da temperatura é a densidade. Se o sistema funcionar com o mesmo tipo de combustível, ou com um número limitado de combustíveis, a calibração poderá ser individual e elaborada a diferentes temperaturas. Como resultado, deverá ser gravada em memória uma tabela correspondente ao caudal mássico, dependendo esta da forma de actuação, da diferença de pressão entre a linha de combustível e a atmosfera de injeção e da temperatura do combustível. No caso de ser desconhecido o combustível utilizado, deverá ser feito o teste com os combustíveis que mais provavelmente serão utilizados, e elaborar uma tabela única com os valores de uma média ponderada á probabilidade de utilização de cada um deles. Esta tabela também poderá ser feita recorrendo a um combustível standard, caso este exista e esteja disponível.

5.2. Gestão do motor

5.2.1. Formação e ignição da mistura

Uma das maiores limitações que o modelo de controlo poderá apresentar é a sua juventude e a falta de testes, pela ignorância do comportamento do sistema em transitórios.

As soluções sugeridas para a medição da massa de ar que entra para a câmara de combustão têm como principal problema o facto de requererem um sistema de aquisição e processamento bastante rápido, uma vez que as frequências de aquisição de dados terão de ser múltiplos do regime. Uma outra limitação é a resposta dinâmica requerida aos sensores. Uma forma de contornar este facto é, em banco de testes, utilizando sistemas de maior precisão, com frequências de aquisição elevadas, gerar tabelas com a quantidade de ar que entra em cada cilindro em função dos valores médios das grandezas controladas. Assim o motor poderá funcionar de forma precisa, sem requerer capacidades micro-informáticas, que o tornem pesado, volumoso ou demasiado dispendioso para produção em massa.

No caso da medição da quantidade de ar que entra para cada cilindro quando o motor é policilindrico e existem admissões simultâneas, a quantidade de ar que entra em cada cilindro é arbitrada como sendo igual, e constante a pressão no interior de cada câmara de combustão. Esta aproximação poder-se-á revelar limitativa, visto que a pressão dentro da câmara de combustão não é constante durante o processo de admissão. Se o plenum de admissão não fornecer quantidades de ar iguais a cada cilindro, a pressão dentro da câmara de combustão irá variar de cilindro para cilindro. A única forma viável de eliminar esta aproximação e contornar este erro consistirá em modelar o processo de admissão e determinar a relação entre os caudais mássicos por simulação numérica. Existe uma segunda alternativa, no entanto bastante mais dispendiosa: monitorizar a pressão dentro da câmara de combustão. Será, então, necessário alterar o motor com vista a acomodar um sensor de pressão da câmara de combustão, o que implica, na maioria dos casos, uma alteração do motor, não utilizando o motor com o qual estamos a trabalhar.

5.2.2. Parâmetros de correcção

A correcção feita, recorrendo à previsão linear, poderá não satisfazer no que toca à aferição dela resultante. Alternativamente, em vez de ser feita previsão “plana”, poderão ser previstos outros pontos de funcionamento, aproximando os pontos a outras superfícies que não planos. A probabilidade para o erro ser significativo ou inaceitável aumenta com o aumento da distância entre o ponto de funcionamento e os pontos

utilizados para a aproximação. Como tal, quanto mais pontos existirem em memória melhor será a aproximação sugerida.

No caso de o motor trabalhar com o objectivo de minimizar as emissões poluentes, utilizará um moderno catalisador de três vias, cuja eliminação de poluentes é máxima quando se queima uma mistura estequiométrica; no entanto, se a tecnologia for diferente, poderão existir variações no que toca á riqueza da mistura óptima - assim deverá ser utilizado um sensor de NO_x como parâmetro de *feedback* num controlo em malha fechada.

No que concerne à detecção da detonação recorrendo a um sensor de vibração, tal como foi sugerido, poderão ocorrer interferências provocadas pelo funcionamento do motor. Embora seja improvável que o motor produza vibração a uma frequência tão alta, as harmónicas poderão atingir os valores da frequência de vibração provocada pelo grilar, causando assim interferência. Não existem formas de detectar o grilar que rivalizem com a detecção sugerida; no entanto, poderá ser detectado este fenómeno por correntes iónicas, através da vela de ignição, mas apenas na sua imediação. Caso sejam utilizados os dois processos, nenhum pode, só por si, ser considerado necessário e suficiente.

Na rotina de controlo do *ralenti* sugerida, existe a limitação de não ser considerada a inércia do motor. A inércia vai introduzir um atraso na resposta do motor, o que compromete a estabilidade de funcionamento do motor. Para contornar este problema deverá ser utilizado um modelo de controlo que tenha em conta a inércia.

No arranque do motor, foi sugerido que, no caso de o motor de arranque ser externo à unidade, a sua detecção fosse feita por comunicação entre os dois; no entanto, no caso de não ser necessário activar nenhum sistema necessário ao arranque, tal como uma bomba de óleo externa, a detecção do arranque poderá ser feita apenas por detecção de movimento de rotação do veio do motor.

5.2.3. Controlo da caixa de velocidades

A fonte de energia para a actuação da caixa de velocidades poderá não ser suficiente, pois a tomada de pressão do escape, no caso de se recorrer á estagnação, poderá introduzir uma perda de carga demasiado grande. Os depósitos de pressão poderão tornar-se demasiado volumosos para sustentarem actuações consecutivas. Caso se opte por uma solução híbrida, o peso da solução poderá torná-la pouco interessante.

No método de passagem de caixa sem recorrer à utilização da embraiagem, caso a caixa seja de comando sequencial, poderá ser necessário encontrar uma forma de deixar a caixa de velocidades em ponto morto durante a passagem. Esta necessidade surge caso a caixa seja concebida para ser actuada de forma manual.

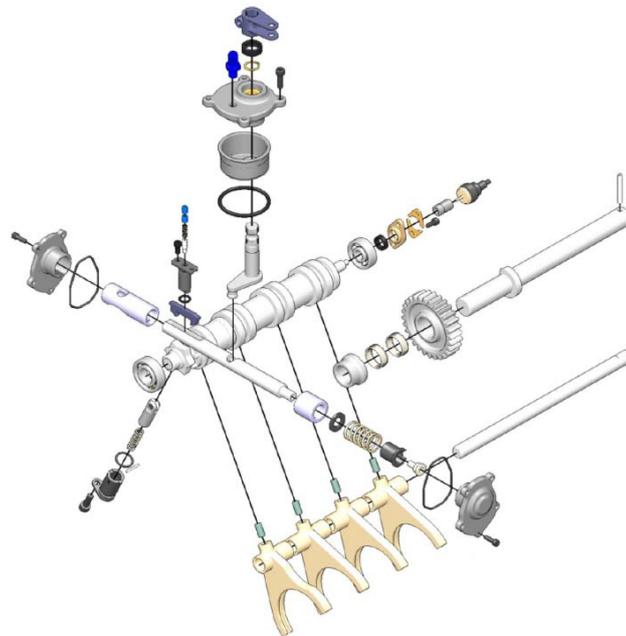


Figura 22: esquema do mecanismo de uma caixa de comando manual sequencial.

Existem duas formas possíveis para o fazer: (i) alternando a caixa, e (ii) utilizando um cilindro com quatro câmaras. Nas caixas de comando sequencial, os garfos da caixa são comandados por um tambor com uma pista para cada garfo, o qual é actuado de forma incremental, sem que o ponto morto seja estável entra cada mudança, tal como se pode ver na figura 22. Para contrariar este facto é sugerida a introdução de pontos mortos estáveis entre cada mudança, o que, implicando que existam duas actuações para

uma passagem de caixa, poderá constituir uma limitação. Um cilindro com quatro câmaras terá cinco posições estáveis, duas no avanço, duas no recuo e uma de equilíbrio. Assim poderemos avançar até á posição de ponto morto, e, somente quando for atingida a velocidade de sincronismo, é que o cilindro avançará até a mudança estar engrenada. Este método de actuação necessita de duas válvulas de comando, uma para a actuação normal e uma segunda para controlar os movimentos suplementares.

Uma outra alternativa seria actuar directamente o tambor de selecção, no entanto, esta abordagem implicaria alterações profundas na caixa de velocidades.

Para a selecção da engrenagem, no caso de a caixa de velocidades ser comandada recorrendo à embraiagem, se esta falhar corre-se o risco de colapso da caixa. Para evitar este risco, poder-se-á optar por utilizar uma actuação da embraiagem normalmente desacoplada, com o inconveniente de um consumo energético exagerado.

5.2.4. Controlo de outros dispositivos e aplicações

No que diz respeito ao controlo da recirculação de gás de escape, este modelo padece de falta de consistência, uma vez que a massa de ar fresco que entra para os cilindros é medido segundo uma abordagem mássica, enquanto a quantificação da fracção de ar fresco que entra para a câmara de combustão é determinada com base em parâmetros energéticos. Uma outra limitação do controlo sugerido é o facto de admitir que não existem perdas de calor na câmara de admissão, supondo que a temperatura dentro desta é apenas influenciada pela temperatura dos gases que para ela convergem. Constitui também uma limitação o facto de se considerar que a composição do gás de escape é constante, e, por isso, que a variação do calor específico apenas depende da temperatura. A única solução para este problema é utilizar um algoritmo que simule as perdas de calor, mas que será sempre particular para um determinado colector de admissão.

No caso de a recirculação do gás de escape ser feita apenas recorrendo ao controlo do cruzamento de válvulas, o modelo descrito no parágrafo dedicado á recirculação de gases de escape não pode ser aplicado. Neste caso, o sistema deverá ser calibrado em banco de testes e a quantidade de gás recirculado é monitorizada pela temperatura do

gás de escape. Esta calibração deverá ser feita em função da carga, do regime, da pressão atmosférica e do ângulo de cruzamento das válvulas - este modelo tem a desvantagem de não permitir executar a recirculação em regimes elevados.

Se for possível ao controlo de tracção gerir a repartição de binário pelas rodas motrizes, poderão surgir problemas de estabilidade relacionados com a possibilidade de surgirem momentos relativos ao eixo vertical do veículo. Caso surjam, esses problemas poderão ser contrariados se o controlo for exercido através da magnitude de bloqueio do diferencial em detrimento do controlo da distribuição de binário. No entanto este tipo de controlo deverá ser intensamente testado, e, possivelmente, a sua amplitude de actuação limitada.

Os testes em banco de ensaios de motores servirão para gerar mapas de injeção e ignição que optimizem o parâmetro de funcionamento pretendido, na forma de tabelas elaboradas em função da carga e do regime e com um incremento definido. Esse incremento vai influenciar a precisão da calibração e o tempo que demorará a fazer essa mesma calibração. Assim, no caso de ser elaborada esta calibração com demasiada precisão, os testes poderão demorar demasiado tempo.

A mesma calibração elaborada a bordo, recorrendo á temperatura de escape, terá de ser elaborada com muito menor precisão, uma vez que o tempo necessário à sua execução será, à partida, muito superior, quando comparado com o tempo necessário para executar a mesma tarefa recorrendo a um banco de testes de motores. Uma outra limitação deste tipo de ensaio é o facto de não ser possível controlar todas as condições do teste, o que poderá inviabilizar alguns ensaios.

5.3. Sugestões

O elemento que mais compromete o sucesso da metodologia proposta é a válvula injectora. Este componente é construído para funcionar com duas posições estáveis e neste trabalho propõe-se o abandono desta metodologia, adoptando uma abordagem baseada na discretização das variáveis embora recorrendo ao mesmo suporte

tecnológico. Como forma de melhorar a performance desta abordagem sugiro uma solução construtiva para as válvulas injetoras: conceber uma válvula com uma relação linear entre o seu levantamento e a perda de carga oferecida. Esta relação facilita o controlo da válvula e permite ter um erro de actuação constante. Outra alteração proposta é relativa ao modo de actuação: actualmente, os injectores são actuados a uma tensão superior á necessária para o levantamento com que trabalham, sendo este limitado por um batente; assim, conseguem-se velocidades de abertura rápidas e sem comprometer a precisão da abertura e, como não se pretende comprometer nenhuma destas duas características, a solução proposta sugere uma actuação a tensão constante e elevada, mas utilizando um batente móvel que controlará a abertura máxima da válvula.

Tendo liberdade criativa no que toca ao controlo do motor, poder-se-ão fazer demonstrações de capacidade bastante criativas. Uma das que, pessoalmente acho mais interessante e curiosa, será fazer o motor reproduzir melodias. Neste caso, o motor será um instrumento musical capaz de reproduzir uma só nota de cada vez. A um regime de rotação corresponde uma frequência sonora, logo nos baixos regimes temos as notas mais graves e nos altos regimes as notas agudas. Para que o motor “cante” é só necessário gravar os regimes de rotação e os tempos de duração de cada regime, isto é, o tempo e a duração de cada nota e a sua sucessão. O principal problema desta aplicação será o tempo de transição entre notas, uma vez que está fortemente dependente da inércia do motor, mas o tempo das transições descendentes poderá ser abreviado, recorrendo a um elemento dissipador de energia, como por exemplo, o alternador, ou, num caso mais extremo, um banco de testes de motores.

6. Conclusão

O objectivo do trabalho não foi alcançado por completo, apesar de ter sido feito um estudo completo para suportar a parte experimental e de estarem perfeitamente definidas todas as rotinas. O que falta para terminar o trabalho é conciliar as rotinas com as disponibilidades do *hardware*, traduzir as rotinas para uma linguagem interpretável pelo *hardware*, dimensionar, construir e validar a plataforma micro-informática.

Durante o trabalho, foi construído todo o banco de testes de injectores à excepção da bobine que controla a válvula reguladora de pressão da linha de combustível e de parte do *interface* do banco. As rotinas de teste, embora perfeitamente definidas, não foram realizadas.

Apesar de não ter sido concluído o processo de aprendizagem, revelou-se extremamente rico, e um óptimo complemento ao processo formativo. Foi possível desenvolver a sensibilidade para a problemática do controlo, recorrendo a suportes digitais, e de uma forma mais geral, experimentei o trabalho com uma equipa multidisciplinar, cujos elementos se complementam uns aos outros. Experimentei, também, a dificuldade de concretizar e os percalços que não acontecem numa abordagem teórica, dando razão às palavras de um dos meus orientadores: “no papel sai tudo bem, à primeira”!

Apesar de não terem sido testados os algoritmos sugeridos neste trabalho, estes têm enorme potencial e os resultados que poderão produzir prevêem-se bastante interessantes. Será possível que o espectro de aplicação de determinadas soluções não seja suficientemente amplo para satisfazer todo o regime do motor; não obstante, este facto não invalida a aplicabilidade da mesma.

De forma geral, os algoritmos apresentados são elaborados de forma a garantir a maior versatilidade e flexibilidade, reflectindo o esforço no sentido de sistematizar e automatizar o processo de optimização, promovendo um eficaz e breve período de testes em laboratório, baixando assim os custos associados, quer ao tempo associado que,

como já foi referido, diminui, como também os custos associados ao pessoal necessário para levar a cabo os testes, uma vez que a automatização que os algoritmos permitem, elimina a necessidade de pessoal, a não ser para supervisão.

O facto de o algoritmo prever a optimização a bordo, permite a comercialização do produto resultante a consumidores que não tenham acesso a bancos de teste de motores. Estes poderão otimizar o produto adquirido, baseando-se em dados concretos e não em parâmetros arbitrados de forma melhor ou pior fundamentada.

7. Apêndices

A. Bobine para actuar a válvula reguladora de pressão de combustível

Para o dimensionamento deste componente utilizamos o método sugerido na bibliografia (Sadiku, 2001).

Assim, o componente que pretendemos dimensionar é composto por dois módulos metálicos e um enrolamento, e um dos módulos é composto por duas peças, tal como podemos ver na seguinte figura:

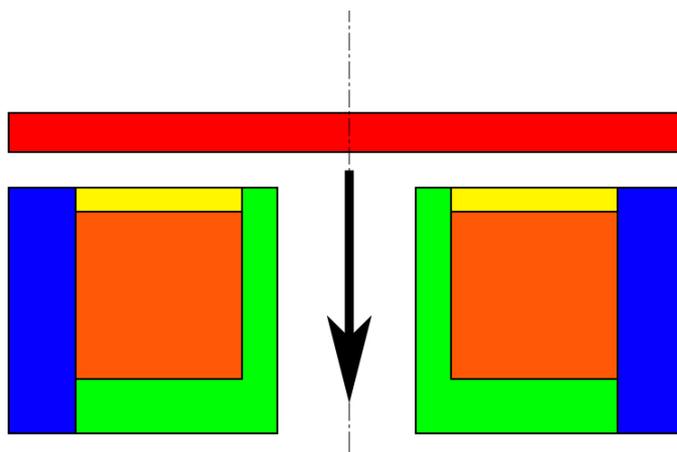


Figura 23: esquema da secção da bobine de actuação da válvula reguladora de combustível.

Na figura a seta aponta o sentido da força exercida. Cada cor representa uma peça - as peças vermelha, azul e verde são ferro-magnéticas; a peça amarela deverá ser construída num material isolante magnético e a sua função é apenas permitir o enrolamento; a cor laranja representa o solenóide.

Esquematizando os módulos:

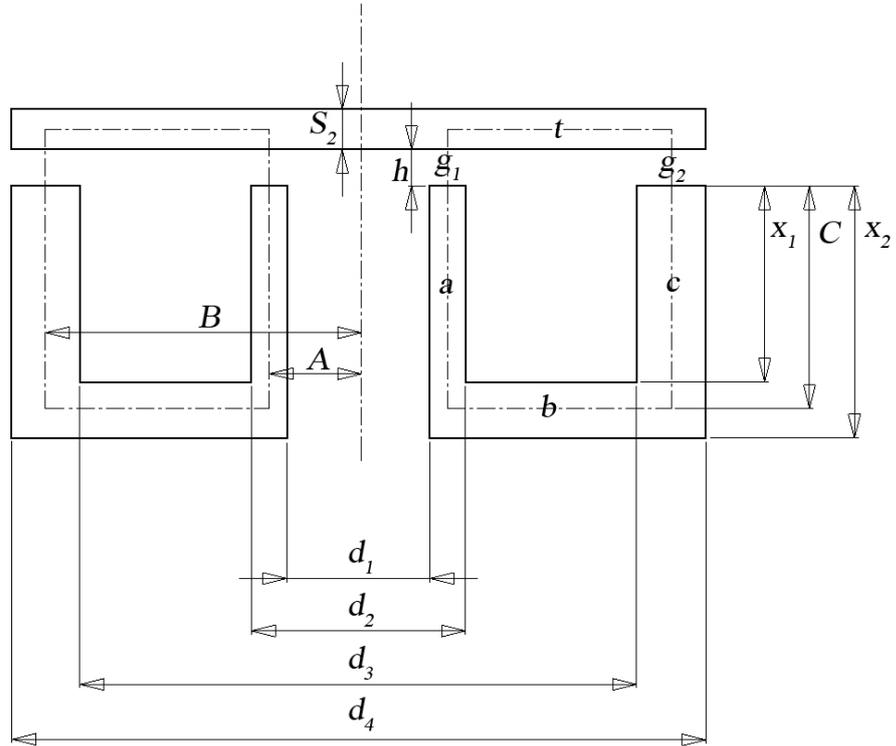


Figura 24: esquema da bobine de actuação da válvula reguladora de combustível.

O campo magnético requerido ($B_{requerido}$) para exercer a força F é dado pela expressão:

$$B_{requerido} = \sqrt{\frac{F \times 2 \times \mu_0}{\frac{\pi}{4} \times (d_2^2 - d_1^2) + \frac{\pi}{4} \times (d_4^2 - d_3^2)}}$$

As relutâncias dos troços (R_i) são dadas pelas seguintes expressões:

$$R_a = \frac{x_2 - \frac{s_2}{2}}{\mu_a \times \frac{\pi}{4} \times (d_2^2 - d_1^2)}$$

$$R_b = \frac{1}{\mu_b \times \pi \times 2 \times s_2} \times \frac{(d_4 - s_3) - (d_2 - s_1)}{2}$$

$$R_c = \frac{x_2 - \frac{s_2}{2}}{\mu_c \times \frac{\pi}{4} \times (d_4^2 - d_3^2)}$$

$$R_t = R_b$$

$$R_{g1} = \frac{h}{\mu_{g1} \times \frac{\pi}{4} \times (d_2^2 - d_1^2)}$$

$$R_{g2} = \frac{h}{\mu_{g2} \times \frac{\pi}{4} \times (d_4^2 - d_3^2)}$$

em que μ_0 é a permeabilidade magnética do meio e μ_i é a permeabilidade magnética do material utilizado no troço considerado.

As quedas de força electromotriz (F_i) são dadas por:

$$F_a = R_a \times B_{req} \times S_1$$

$$F_b = R_b \times B_{req} \times S_2$$

$$F_c = R_c \times B_{req} \times S_3$$

$$F_t = F_b$$

$$F_{g1} = R_{g1} \times B_{req} \times S_1$$

$$F_{g2} = R_{g2} \times B_{req} \times S_3$$

A resistência do condutor (R) é dada por:

$$R = \frac{\rho \times l}{A} = \frac{l}{\gamma \times A}$$

em que:

l	Comprimento do condutor;
A	Secção do condutor;
ρ	Resistividade do condutor;
γ	Condutividade do condutor.

e a potência consumida é dada pelo produto entre o quadrado da intensidade de corrente que percorre o enrolamento e a resistência que este oferece A sua passagem.

A intensidade de corrente requerida para a bobine produzir a força F é dada pela expressão:

$$I = \frac{\sum F_i}{N}$$

Em que N é o número de espiras do enrolamento. O número máximo de espiras é limitado pela dimensão da bobine. O número máximo de espiras no sentido radial, em função do calibre do condutor D , é dado pela expressão:

$$N_r = \frac{d_2 - d_3 - 2 \times D}{\sqrt{3} \times D} + 1$$

Enquanto o número máximo de enrolamentos no sentido axial é dado por:

$$N_e = \frac{x_2 - s_2}{D} - \frac{1}{2}$$

o numero total de espiras é dado por:

$$N = N_r \times N_e$$

Assim, o comprimento de cabo utilizado é dado por:

$$L_{total} = \sum_{N^{\circ} \text{ camada} = 1}^{N_r} \left[N_e \times 2\pi \times \left(\frac{d_2}{2} + \frac{D}{2} \times \left(1 + \sqrt{3} \times (N^{\circ} \text{ camada} - 1) \right) \right) \right]$$

A força necessária para a actuação da bobine é calculada, tendo em conta a pressão máxima em que o sistema irá trabalhar e a área interna da válvula sobre a qual esta actua. A força resulta do produto entre estas duas grandezas.

Nesta configuração, a força que a bobine exerce aumenta com a diminuição do levantamento. Concretizando: quando a válvula começa a abrir, a força que a bobine exerce irá diminuir. A relação entre o levantamento da bobine e a intensidade necessária

para produzir determinada força é linear e sem desvio na origem. Este facto possibilita uma fácil correcção da intensidade, em função do levantamento, quer recorrendo a métodos analógicos quer digitais.

B. Métodos numéricos

B.1. Integração

Para a integração de valores discretos, um método que permite aproximações satisfatórias é o método dos trapézios:

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x) \simeq \sum_{i=0}^{n-1} \frac{x_{i+1} - x_i}{2} \times (f(x_{i+1}) + f(x_i)) = \frac{x_n - x_0}{2} \times \sum_{i=0}^{n-1} (f(x_{i+1}) + f(x_i))$$

Em que n é o número de pontos adquiridos no intervalo $[x_0; x_n]$.

A aproximação será tanto melhor quanto menor for o intervalo entre os dois pontos.

B.2. Derivação

Neste caso recorreremos à noção de derivada. Assim o declive de uma curva pode ser aproximado pelo declive de uma corda pertencente a essa mesma curva. A aproximação, tal como no método dos trapézios, é tanto melhor, quanto menor for a distância entre os dois pontos.

Concretizando:

$$\frac{df(x)}{dx} \simeq \frac{f(x_2) - f(x_1)}{x_2 - x_1}$$

C. Sensores

Tabela 4: possíveis sensores para aplicação prática do presente trabalho, e, respectiva frequência de aquisição.

Variável	Sensores	Frequência de aquisição necessária
Medição da quantidade de ar		
Monocilíndrico		
Diferença de pressão entre a atmosfera e a conduta	Piezo-resistivo, capacitivo (diferencial)	Da ordem de grandeza do regime do motor, mas não coincidente
Densidade do ar	Função da pressão e temperatura (equação dos gases perfeitos)	Da ordem das unidades de Hertz
Pressão do ar	Piezo-resistivo, capacitivo (absoluto)	Da ordem de grandeza do regime do motor, mas não coincidente
Temperatura do ar	Termistor, termo resistência, termopar	Inferior ao regime do motor
Policilindrico sem interferência		
Massa de ar que entra para a câmara de admissão	Sensor de filme quente + sensor de temperatura, caudal volúmico do ar (venturi, turbina) + temperatura + pressão	Superior ao regime do motor
Temperatura do ar	Termistor, termo resistência, termopar	Da ordem das unidades de Hertz (igual ao regime do motor no caso de se pretender minimizar os cálculos)
Pressão do ar	Piezo-resistivo, capacitivo (absoluto)	Superior ao regime do motor

Policilindrico com interferência		
Diferença de pressão entre as diferentes entradas de cada cilindro	Piezo-resistivo, capacitivo (diferencial multi-tomadas)	Da ordem das unidades de Hertz
Posição dos cilindros		
Medida no veio de excêntricos	Resolver, encoder absoluto, encoder incremental com sinal de inicio de contagem, indutivo, capacitivo, efeito Hall	Dado pelo produto entre o número de pontos detectados em cada revolução e a frequência máxima do motor
Medida no veio do motor	Encoder absoluto, encoder incremental, indutivo, capacitivo, efeito Hall	Dado pelo produto entre o número de pontos detectados em cada revolução e a frequência máxima do motor
Controlo da carga		
Posição do pedal do acelerador	Encoder absoluto, resolver, potenciómetro angular, potenciómetro linear, LVDT	Dado pelo quociente entre o número de pontos detectáveis e o tempo mínimo que demorará a percorre-los
Posição da válvula de controlo de carga	Encoder absoluto, resolver, potenciómetro angular, potenciómetro linear, LVDT	Dado pelo quociente entre o número de pontos detectáveis e o tempo mínimo que demorará a percorre-los
Quantidade de gasolina injectada		
Massa de gasolina injectada	Calibração através do banco de testes de injectores	-

Medição de grandezas de correcção		
Pobreza da mistura	Sensor de oxigenei (sonda lambda) elemento sensor de dióxido de zirconio, titanato de estrôncio	Superior ao regime do motor
Detecção de grilar	Acelerómetro piezo-eléctrico	Dado pelo produto entre o regime e o dobro do número de cilindros
Nível de poluição	Sensor de NO _x	Superior ao regime do motor
Caixa		
Comando da embraiagem	Encoder absoluto, resolver, potenciómetro angular, potenciómetro linear, LVDT	Dado pelo quociente entre o número de pontos detectáveis e o tempo mínimo que demorará a percorre-los
Seleccção da mudança	Interruptor	-
Posição da embraiagem	Encoder absoluto, resolver, potenciómetro angular, potenciómetro linear, LVDT	Dado pelo quociente entre o número de pontos detectáveis e o tempo mínimo que demorará a percorre-los
Detecção da mudança	Encoder absoluto, resolver, potenciómetro angular, potenciómetro linear, LVDT, indutivo, capacitivo, efeito Hall	Da ordem das décimas de Hertz
Velocidade do veio primário e secundário	Resolver, encoder absoluto, encoder incremental, indutivo, capacitivo, efeito Hall	Dado pelo produto entre o número de pontos detectados em cada revolução e a frequência máxima de rotação do respectivo veio

Escape		
Medição da massa recirculada	Pressão + temperatura + caudal (furo calibrado, venturi)	Da ordem de grandeza do regime do motor, mas não coincidente
Pressão	Piezo-resistivo, capacitivo (absoluto)	Da ordem de grandeza do regime do motor, mas não coincidente
Temperatura	Termopar	Inferior ao regime do motor
Temperatura de funcionamento		
Líquido de refrigeração	Termistor, termo resistência, termopar	Da ordem das décimas de Hertz
Óleo	Termistor, termo resistência, termopar	Da ordem das décimas de Hertz

8. Bibliografia

- Baumgarten, C. (2006). *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*. Alemanha: Springer.
- Boles, A. M., & Çengel, A. Y. (2001). *Termodinâmica*. Portugal: McGraw-Hill.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Singapura: McGraw-Hill.
- Kiencke, U., & Nielsen, L. (2005). *Automotive Control Systems*. Alemanha: Springer.
- Magneti Marelli Holding S.p.A. Motorsport. (2007). Magneti Marelli Motorsport Products. 2007 v1.0 . Milão, Italia: Magneti Marelli Holding S.p.A.
- Martins, J. (2006). *Motores de Combustão Interna*. Porto, Portugal: Publindústria, Edições Técnicas.
- Motorsport, B. E. (2007). Equipment for High Performance Vehicles. 2007/1 . Estugarda, Alemanha: Robert Bosch GmbH.
- Northrop, R. B. (1997). *introduction to Instrumentation and Measurements*. Estados Unidos da America: CRC.
- Ogata, K. (1990). *Engenharia de Controlo Moderno*. Rio de Janeiro, Brasil: Prentice/Hall do Brasil.
- Robert Bosch GmbH. (1999). *Gasoline-engine management*. Alemanha: SAE international.
- Sadiku, M. N. (2001). *Elements of electromagnetics*. Estados Unidos da America: Oxford University Press.
- The Measurement, Instrumentation, and Sensors handbook*. (1999). Estados Unidos da America: CRC, IEEE.
- Tipler, P. A. (2000). *Física, volume 2*. Rio de Janeiro, Brasil: LTC.

turns, S. R. (2006). *An Introduction to Combustion, concepts and applications*. Singapura: McGraw-Hill.

White, F. M. (2008). *Fluid Mechanics*. Nova York, Estados Unidos da America: McGraw-Hill.