



ESCOLA POLITÉCNICA  
DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SECIO MARCIO FRANZONI FORNAZIER

**ESTUDO DO ARRANJO DE VÁLVULAS DE  
LUVA PARA MOTORES DE COMBUSTÃO  
INTERNA CICLO OTTO**

Professor Orientador: Euryale Jorge Godoy de Jesus Zerbini

São Paulo  
Novembro  
2009

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

**ESTUDO DO ARRANJO DE VÁLVULAS DE LUVA  
PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO  
OTTO**

Trabalho de formatura apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Secio Marcio Franzoni Fornazier

Orientador: Euryale J. G. de Jesus Zerbini

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

São Paulo  
2009

## FICHA CATALOGRÁFICA

**Fornazier, Secio Marcio Franzoni**

**Estudo do Arranjo de Válvulas de Luva para Motores de Combustão Interna Ciclo Otto / S.M.F. Fornazier - São Paulo, 2009.**

**45 p.**

**Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.  
Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Motores de Combustão Interna 2. Motores (Válvulas) 3. Válvula de Luva  
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de  
Engenharia Mecânica II. t.**

## RESUMO

O presente trabalho propõe um estudo da utilização de válvulas de luva no projeto de motores de combustão interna, que proporcionam liberdade ao projeto das câmaras de combustão e diminuem o número de partes móveis do motor. O estudo consistirá de extensa revisão bibliográfica, além da análise da cinemática do mecanismo; os resultados serão comparados com estudos semelhantes obtidos na literatura atual, relativos aos sistemas de válvulas usuais. Uma segunda parte do estudo focará as características de escoamento das válvulas de luva e, analogamente ao executado para a dinâmica do sistema, resultados serão comparados com os sistemas de válvulas usuais.

## **ABSTRACT**

The aim of this work is to propose a study of sleeve valve utilization for piston engine design, which will give more freedom for combustion chambers design and will reduce the number of engine mobile parts. The study consists of an extensive bibliographics review and a kinematics analysis of the mechanism. The results are comparing with current systems and similar studies in literature. The next step of this work will focus the characteristics of sleeve valves flow and the results will be compared with the current systems.

## SUMÁRIO

|  |    |
|--|----|
| <b>1. INTRODUÇÃO</b> .....   | 6  |
| <b>2. DESCRIÇÃO DAS ETAPAS</b> .....   | 7  |
| <b>3. ANÁLISES PRELIMINARES</b> .....  | 8  |
| <b>4. CARACTERÍSTICAS DOS ATUAIS ARRANJOS DE VÁLVULAS</b> .....  | 9  |
| <b>4.1. Limitações dos Atuais Arranjos de Válvula</b> .....  | 12 |
| <b>5. HISTÓRICO DE DESENVOLVIMENTO DAS VÁLVULAS DE LUVA</b> .....  | 13 |
| <b>6. VANTAGENS DO ARRANJO DE VÁLVULAS DE LUVA</b> .....   | 16 |
| <b>7. FUNCIONAMENTO DO MECANISMO</b> .....   | 18 |
| <b>7.1. Desvantagens do Mecanismo</b> .....  | 25 |
| <b>8. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: ESTUDO COMPARATIVO ENTRE VÁLVULAS DE LUVA E ATUAIS SISTEMAS NO PROJETO DE MCI</b> ..... | 26 |
| <b>9. MODELAGEM DO MECANISMO BIELA-MANIVELA</b> .....  | 32 |
| <b>10. RESULTADOS PRELIMINARES</b> .....   | 37 |
| <b>11. ESTUDO DO ESCOAMENTO NAS VÁLVULAS DE LUVA</b> .....   | 38 |
| <b>12. ÁREA DE ESCOAMENTO DAS VÁLVULAS DE LUVA E TEORIA DE CONSTRUÇÃO</b> .....                                      | 41 |
| <b>13. MODELAGEM DA VÁLVULA CAD</b> .... ..  | 43 |
| <b>14. MODELAGEM DA VÁLVULA - WAVE</b> .....   | 44 |
| <b>15. MODELAGEM MOTOR – WAVE</b> .....  | 48 |
| <b>16. RESULTADOS</b> .....  | 56 |
| <b>17. RESULTADOS COMPARATIVOS COM MODELO USUAL</b> .....  | 62 |
| <b>18. CONCLUSÕES</b> .....  | 66 |
| <b>19. BIBLIOGRAFIA</b> .....  | 67 |

## 1. INTRODUÇÃO

A atual filosofia de projeto de motores de combustão interna ciclo Otto está direcionada para satisfazer os requisitos de compactidade, desempenho e economia, além da utilização de sistemas flex-combustíveis (gasolina, álcool e GNV); para atingir gama tão vasta de objetivos, os atuais arranjos de sistemas multi-válvulas limitam o projeto das câmaras de combustão e apresentam um significativo número de partes móveis.

O presente trabalho propõe um estudo da utilização de válvulas de luva no projeto de motores de combustão interna, que proporcionam liberdade ao projeto das câmaras de combustão e diminuem o número de partes móveis do motor.

O estudo consistirá de extensa revisão bibliográfica além da análise da cinemática do mecanismo; os resultados serão comparados com estudos semelhantes obtidos na literatura atual, relativos aos sistemas de válvulas usuais. Uma segunda parte do estudo focará as características de escoamento das válvulas de luva e, analogamente ao executado para a dinâmica do sistema, resultados serão comparados com os sistemas de válvulas usuais.



### **3. ANÁLISES PRELIMINARES**

O estudo realizado até o presente momento consistiu na pesquisa bibliográfica e na análise das soluções existentes; tal estudo teve como objetivo direcionar o trabalho que será executado ao longo dos dois semestres.

Os arranjos de válvulas de luva foram estudados e desenvolvidos, sobretudo para aplicação em motores aeronáuticos, até meados do século passado; quando do desenvolvimento da tecnologia de motores à reação, os motores aeronáuticos à pistão tiveram sua “evolução” interrompida. Devido a este fato, as pesquisas referentes ao projeto e construção de motores de combustão interna com utilização de arranjos de válvulas de luva foram abandonadas. Portanto há um hiato de aproximadamente 50 anos que deverá ser levado em conta durante a execução do presente projeto, havendo a necessidade de implementar uma intensa pesquisa bibliográfica sobre o assunto em questão, além da análise e comparação das soluções existentes.

#### 4. CARACTERÍSTICAS DOS ATUAIS ARRANJOS DE VÁLVULAS.

Os atuais arranjos de atuação das válvulas se caracterizam por elevado número de partes móveis elevando significativamente as perdas por atrito, além de apresentarem fatores limitantes como atuação através de molas, que apresentam flutuação em altas rotações fazendo com que haja perda de compressão devido ao fechamento deficiente das válvulas, além de restringir o projeto das câmaras de combustão ao número de válvulas presentes no cabeçote do motor.

Há principalmente dois tipos de configuração de arranjo de válvulas utilizadas nos motores:

1. Eixo de cames situado no bloco do motor (eixo de cames lateral). Esta configuração usa tirante de válvula, pushrods, braço de balancim e mola de válvula. O lóbulo do came empurra o tirante da válvula que empurra por sua vez o pushrod (guia de válvula). O pushrod empurra o braço de balancim que é girado sobre seu centro. Enquanto o pushrod é empurrado, aciona o braço de balancim que aciona as válvulas. O mecanismo é mostrado na figura 1.

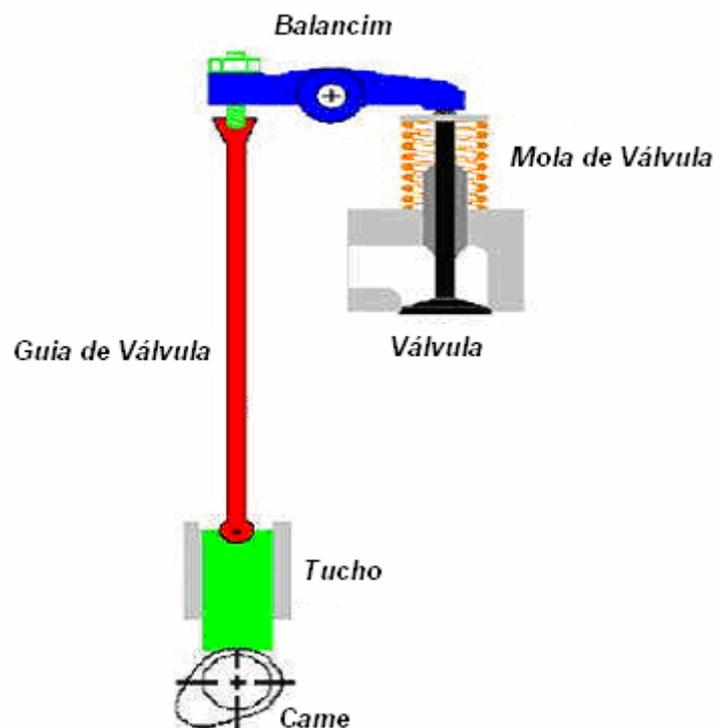


Figura 1: Detalhe de acionamento da válvula

Existem diversas desvantagens neste mecanismo. Há menor flexibilidade no projeto uma vez que o cabeçote deve ser projetado para permitir que parte do mecanismo passe através do bloco do motor. Há elevado número de peças móveis resultando em aumento de atrito e conseqüentemente perda de potência; igualmente estas peças apresentam inércia elevada em altas rotações podendo causar a flutuação das válvulas, fazendo com que estas não se fechem corretamente, afetando negativamente o desempenho do motor.

2. Eixo de cames situado no cabeçote do motor (OHC). Um variado número de soluções de projeto pode ser usado para transferir a ação do came para atuar nas válvulas. Neste tipo de configuração o número de peças móveis é reduzido, porém as demais limitações supracitadas se mantêm.

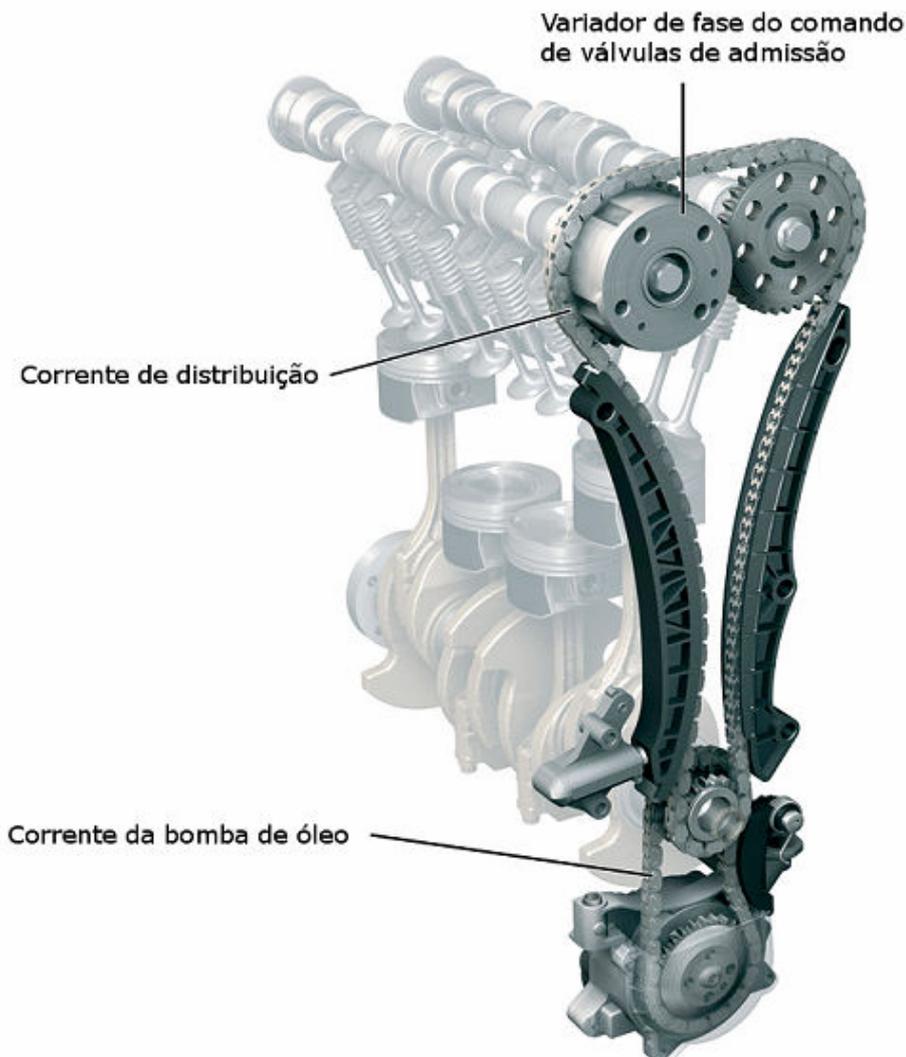


Figura 2: Arranjo usual DOHC com VVT.

O desenvolvimento seguinte do OHC é a configuração aérea dupla do eixo de cames (DOHC). Neste caso, geralmente um eixo de cames está operando as válvulas de admissão e o outro eixo de cames está operando as válvulas de exaustão. Portanto o sincronismo e a sobreposição podem ser ajustados especificamente para cada jogo de válvulas.

A necessidade de motores mais eficientes causou o desenvolvimento de mecanismos variáveis do sincronismo de válvula (VVT). Segundo Yechuri (2007), muitas companhias desenvolveram vários tipos de sistemas VVT, sendo que apenas nos EUA existem mais de 800 patentes emitidas. Há três conceitos principais de atuação do VVT:

- 1) Controle de fase variável (VPC),
- 2) Elevação da válvula e controle de fase combinado (VLPC),
- 3) Sincronização variável dos eventos (VET).

Tais sistemas aliam o controle eletrônico do motor a diferentes atuadores presentes no mecanismo das válvulas (geralmente projetos mais sofisticados do eixo de cames); embora mais eficientes, apresentam um aumento da complexidade do sistema e do número de peças. Além disto, não eliminam os fatores limitantes da atuação por meio de molas e da restrição do projeto das câmaras de combustão ao número de válvulas presentes em cada cilindro.

#### 4.1. Limitações dos Atuais Arranjos de Válvula.

- O sincronismo de válvula é dependente da geometria do came. Assim um came pode somente ser aperfeiçoado para um sincronismo de válvula particular. Sistemas VVT podem aperfeiçoá-la para uma baixa escala de velocidade, e não para uma escala de velocidade completa comprometendo a eficiência e o desempenho do motor.
- Grande quantidade de tempo é tomada para abrir e fechar uma válvula, durante um evento (de admissão ou escape). Isto conduz às perdas do fluxo e limita a eficiência volumétrica do motor.
- As válvulas são operadas pelo came com o uso de outros componentes. Isto resulta na perda de potência devido ao atrito entre estes componentes. Segundo Yechuri (2007), um modelo de atrito do motor foi desenvolvido no laboratório de investigação da Shell, para estudar as sensibilidades do lubrificante em motores diesel e gasolina. O estudo mostrou que a perda por atrito para um Mercedes Benz M111 2.0 operando a 2500 rpm à média carga foi de 1.5 KW, 19% dos quais devido ao trem de válvulas.
- A inércia dos componentes. A velocidade máxima de motor (RPM) que os mecanismos de came podem ser usados é de 14000 a 15000rpm. Esta limitação ocorre devido ao fenômeno de flutuação das molas das válvulas.
- Em um motor com sistema usual de válvulas, grande parte do ruído é produzido devido ao contato metal-metal das peças móveis componentes do sistema.
- A flexibilidade do projeto da câmara de combustão é limitada devido ao fato de que todas as válvulas precisam estar dentro de um determinado ângulo à perpendicular da linha central do eixo de cames.
- Entretanto, apesar destas limitações os eixos de cames são ainda utilizados. Porém, com a demanda por melhor desempenho e maior eficácia do combustível, há necessidade de analisar outras opções para o arranjo de válvulas.

## 5. HISTÓRICO DE DESENVOLVIMENTO DAS VÁLVULAS DE LUVA.

No início do século XX, quando pesquisa e desenvolvimento em combustíveis e câmaras de combustão para motores de combustão interna estava em seu início, as válvulas de luva começaram a ser pesquisadas e implementadas como alternativa aos sistemas de arranjo de válvulas então existentes.

De acordo com os primeiros estudos, os arranjos de válvulas de luva proporcionariam vantagens em relação aos arranjos usuais devido à ausência de pontos quentes localizados nas válvulas de exaustão, imunidade à deposição de resíduos de chumbo (a gasolina da época era enriquecida com chumbo para aumento da octanagem) em suas sedes, além da liberdade no projeto das câmaras de combustão e significativa diminuição do número de partes móveis do motor, acarretando em ganhos de eficiência mecânica e compacidade no desenho, atributos essenciais para o projeto de motores, principalmente aos destinados ao uso aeronáutico. Com o avanço na pesquisa e desenvolvimento dos arranjos de válvulas de luva, tais vantagens foram sendo confirmadas e acrescidas de novas, conforme será descrito em sessões posteriores.

Dentre as várias patentes analisadas, o presente trabalho estudará a que apresentou os melhores resultados e que efetivamente foi desenvolvida ao longo dos anos, por diferentes empresas, sobretudo na Inglaterra. Tal fato deve-se aos estudos realizados por Sir Harry Ricardo e seu escritório (Ricardo Engineering Company); Ricardo foi uma das grandes autoridades científicas responsáveis pelo desenvolvimento dos motores de combustão interna durante o século passado. A patente em questão foi apresentada por dois diferentes inventores, Peter Burt e James H. K. McColum no início do século XX; trata-se da válvula de luva simples (em única peça) combinada com movimento rotacional e reciprocante para abertura e fechamento das janelas de admissão e escape localizadas nas paredes do cilindro do motor conforme pode ser visto na figura 5.

Tal sistema foi primeiramente desenvolvido nos automóveis da marca Argyll, cuja fábrica era localizada na cidade de Alexandria, na Escócia. Em 15 de novembro de

1926 foi apresentado à seção de Nova York da SAE um artigo de autoria de A. M. Nyven, um dos engenheiros da empresa Argyll; este foi um dos primeiros trabalhos (senão o primeiro) mais completos e detalhados sobre o funcionamento do sistema.

Na mesma época, Sir Harry Ricardo apresentava uma série de artigos seminais sobre a tecnologia das válvulas de luva, sendo que seus primeiros trabalhos nesta área foram fortemente influenciados pelo texto de Nyven, além do auxílio essencial prestado pelos engenheiros responsáveis pelo projeto das válvulas de luva da empresa Argyll, dentre eles Peter Burt, o primeiro idealizador do sistema.

Após uma série de exaustivos estudos preliminares realizados por Ricardo, as válvulas de luva apresentaram grande evolução, sobretudo nos projetos de motores aeronáuticos para aplicação militar, no período entre guerras e durante a Segunda Guerra Mundial. A Inglaterra foi o único dos países envolvidos no conflito a investir neste caminho tecnológico para construção de motores aeronáuticos, resultando em três modelos, projetados e construídos por três diferentes empresas (Bristol, Napier e Rolls-Royce).

Estes projetos são considerados os motores à pistão em ciclo Otto mais potentes já construídos até os dias atuais (potência média acima dos 2500 HP). Além disso, estes motores debitavam tal potência com praticamente metade do deslocamento volumétrico, comparados com os projetos da mesma época que utilizavam arranjos de válvulas usuais.

Segundo Ricardo, ao longo dos anos de guerra, estima-se que os motores com arranjo de válvulas de luva somaram mais de 200 000 000 de HP produzidos, sendo todos motores de uso aeronáutico; mais de 130 000 motores fabricados com tecnologia de válvulas de luva foram construídos, sendo que todos os fabricantes britânicos de motores aeronáuticos possuíam pesquisas extremamente avançadas na tecnologia de válvulas de luva para motores de dois e quatro tempos.

O advento do desenvolvimento da turbina a gás de uso aeronáutico determinou um novo paradigma tecnológico, fazendo com que o desenvolvimento de novos projetos de motores aeronáuticos à pistão fossem substituídos por projetos de

motores a jato num período inferior a dois anos, fazendo com que as conquistas tecnológicas referentes às válvulas de luva se perdessem no tempo.

Apenas a empresa Bristol continuou com o projeto de motores aeronáuticos refrigerados a ar equipados com válvulas de luva; entretanto, em meados dos anos 50, a empresa já havia modificado completamente sua tecnologia voltando-se para as turbinas aeronáuticas, abandonando desta forma a tecnologia das válvulas de luva.

A empresa Napier (Napier & Son) logo após a guerra construiu um motor aeronáutico ciclo Diesel dois tempos com a utilização de válvulas de luva (Napier Nomad); projeto mecânico extremamente complexo e com uma série de requintes tecnológicos com o objetivo de tornar-se o motor de combustão interna com o melhor rendimento termodinâmico possível. O objetivo foi alcançado, porém já era tarde; o governo britânico cancelou o pedido, voltando-se para as nascentes turbinas aeronáuticas.

A empresa Rolls-Royce, da mesma forma que a Napier, projetou um motor aeronáutico ciclo Diesel dois tempos com a utilização de válvulas de luva (Rolls-Royce Crecy), porém, pelos mesmos motivos supracitados, abandonou o projeto voltando-se para as turbinas aeronáuticas.

## 6. VANTAGENS DO ARRANJO DE VÁLVULAS DE LUVA.

De acordo com Moolman (2007), tendo por base os trabalhos de Ricardo (1968), as principais vantagens na utilização de motores de combustão interna projetados com arranjos de válvulas de luva podem ser enumeradas como segue:

- A vela de ignição pode ser colocada no centro da câmara de combustão, minimizando a frente de chama necessária para “submergir” toda a mistura na câmara de combustão. O uso de válvulas de luva permite ao projetista otimizar a forma da câmara de combustão de acordo com o tipo de combustão desejada ou requerida.
- A falta de materiais resistentes a altas temperaturas no início do século passado causou uma série de problemas com as válvulas de exaustão dos sistemas de válvulas usuais. A utilização de válvulas de luva elimina a necessidade das válvulas de exaustão e, conseqüentemente, os pontos de alta temperatura destas válvulas; desta forma a ocorrência de pré-ignição pode ser descartada, permitindo assim trabalhar com maiores taxas de compressão aumentando o desempenho do motor.
- A geometria e o mecanismo das válvulas de luva geram elevados níveis de turbulência natural (na forma de swirl) quando as válvulas iniciam a abertura, auxiliando a nebulização da mistura ar-combustível e a propagação da chama. Este efeito foi estudado por Ricardo (1968).
- A válvula de luva apresenta área de escoamento na admissão no mínimo equivalente a qualquer arranjo de válvula usual e sua maior área geométrica (sem perdas de carga proporcionada por válvulas comuns) pode ser aberta mais rapidamente que as válvulas usuais.
- A utilização de mecanismos de válvulas de luva proporciona projetos mais compactos (não há necessidade de eixos comando de válvulas e grandes cabeçotes para alojar as válvulas usuais), e motores menos complexos (devido à diminuição das partes móveis do motor), com conseqüente diminuição da área frontal do motor (qualidade fundamental para motores de uso aeronáutico).

- Motores com válvulas de luva também demonstram alta eficiência mecânica devido ao reduzido atrito e ao baixo “consumo” de potência necessária para o movimento do arranjo das válvulas. O atrito reduzido também resulta em menor desgaste dos componentes do motor.
- Válvulas de luva asseguram operação silenciosa, de acordo com Ricardo (1968).
- Trata-se de sistema mais robusto que o de válvulas usuais e demanda menor manutenção.

## 7. FUNCIONAMENTO DO MECANISMO.

A válvula de luva é posicionada entre a parede do cilindro e o pistão. As janelas localizam-se em várias posições ao longo da parede do cilindro servindo como válvulas de admissão e escape de um arranjo usual. A luva contém um número de janelas situadas ao longo de sua circunferência que se alinham com as janelas presentes na parede do cilindro, nos momentos apropriados do curso de admissão e escape. O movimento da luva é produzido por uma engrenagem movimentada por um eixo na base do cilindro; a engrenagem aciona um pequeno eixo excêntrico ligado à base da luva por meio de uma esfera de metal; tal arranjo proporciona à luva movimento rotativo e recíprocante fazendo com que qualquer ponto localizado na superfície da luva execute uma trajetória elíptica.

Pode-se obter melhor compreensão do detalhamento de funcionamento do mecanismo da válvula de luva, a partir das figuras 4 e 5.



Figura 4: Mecanismo de funcionamento da válvula de luva.

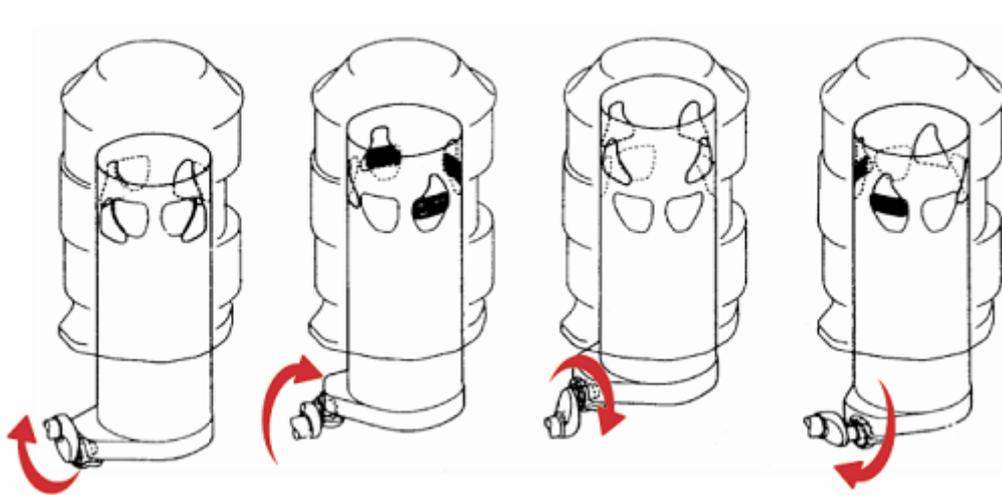


Figura 5: Vista geral do funcionamento do sistema.

No primeiro desenho da figura 5, as janelas da luva (linha cheia) estão alinhadas às janelas do cilindro (linha simples) do bloco motor. No desenho seguinte (a luva encontra-se em movimento ascendente e rotativo), as janelas da luva e do cilindro estão sobrepostas e, portanto, o motor está admitindo a mistura ar-combustível do processo de combustão no curso de admissão. No curso de compressão/expansão (terceiro desenho a partir da esquerda) as janelas da luva estão acima dos anéis do cabeçote do motor (figura 11) e, portanto, as janelas estão imprescindivelmente cobertas e protegidas dos gases de combustão, vedando o processo do curso de explosão. O mesmo desenho também ilustra a ação da luva quando o pistão encontra-se no ponto-morto superior do curso de compressão/expansão, e o movimento da luva é puramente rotacional. Tal movimento é essencial para redução do atrito e desgaste do motor. No último desenho a partir da esquerda a luva encontra-se em movimento descendente e rotativo, com suas janelas sobrepostas às janelas do cilindro, expelindo os gases da queima, no curso de escape.

Vários arranjos de janelas são ilustrados na figura 6, com as áreas máximas avaliadas, de acordo com diferentes medidas de diâmetro, conforme ilustrado na figura 7.

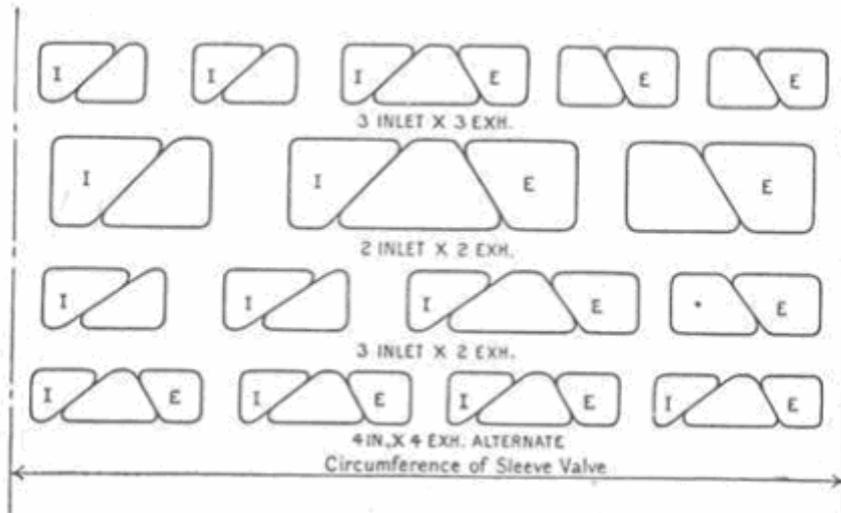


Figura 6: Arranjos Possíveis para Janelas das válvulas de Luva (Ricardo, 1931).

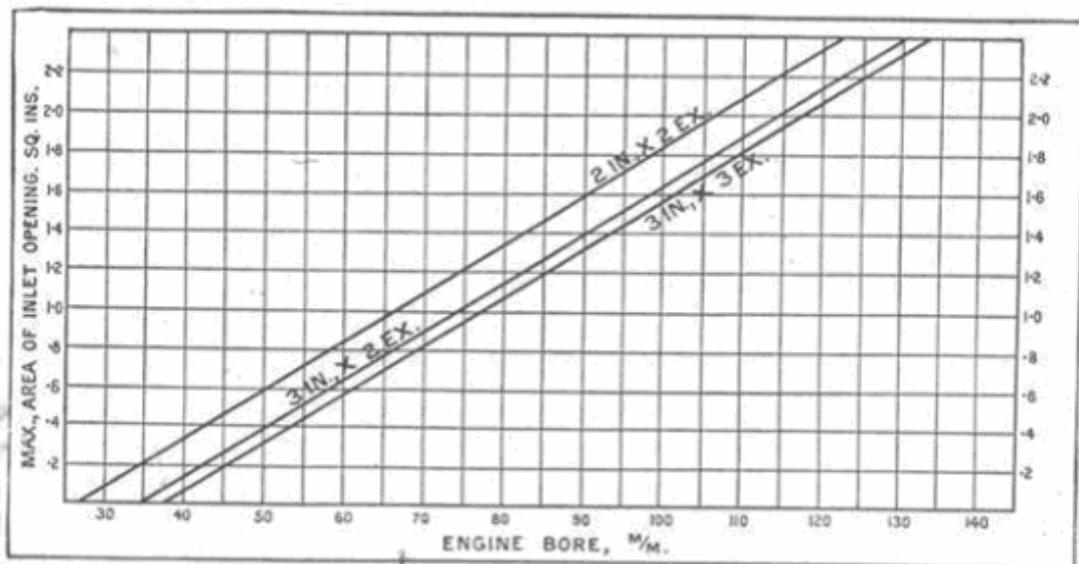


Figura 7: Áreas Máximas das Válvulas (Ricardo, 1931).

De acordo com a figura 7, o arranjo ideal para as válvulas de luva seria a configuração 2X2 (duas janelas de admissão e duas janelas de exaustão), devido à área máxima de abertura das janelas de admissão. Porém o arranjo construtivo de maior sucesso e que foi utilizado nos primeiros automóveis da marca Argyll e em todos os projetos de motores aeronáuticos durante a guerra foi a configuração 3X2 (três janelas de admissão e duas janelas de exaustão).

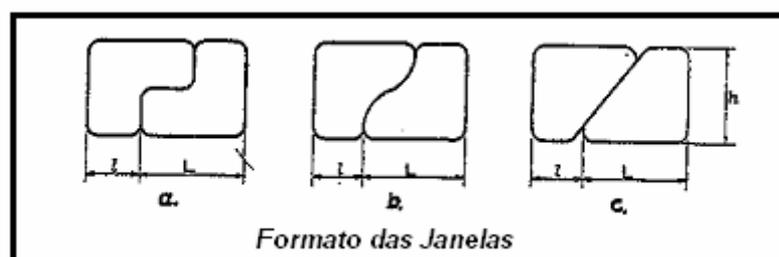


Figura 8: Formato das Janelas de Admissão e Escape.

O tamanho e a forma das janelas (tanto de admissão quanto de exaustão) são determinadas pela área e tempo (de abertura e fechamento) de válvula necessários, de acordo com as especificações de desempenho do motor.

Área máxima com mínimo deslocamento da luva é obtido com a forma (a) da figura 8; porém, fora as dificuldades de fabricação, semelhante forma é impraticável devido às interferências entre a luva e as janelas do cilindro durante o curso descendente da luva. Esta interferência é solucionada pelo arredondamento dos cantos vivos da janela tal como na figura 8 (b). Para simplificar os processos de fabricação tornou-se usual modificar o perfil da janela resultando em um flanco de borda retilínea tal como visto na figura 8 (c). Este perfil apresenta diminuta redução na área para um mesmo curso do eixo de comando da luva, mas permite um melhor processo de fabricação.

O número de janelas incorporadas ao projeto de motores de diferentes tamanhos pode variar desde duas janelas de admissão e duas de exaustão até quatro janelas de admissão e quatro de exaustão. Alguns destes arranjos são apresentados na figura 6. O arranjo de três janelas de admissão e duas janelas de exaustão foi a melhor solução encontrada para motores de uso automotivo e aeronáutico. Este

arranjo permite um curso do eixo de acionamento da luva de moderadas dimensões, resfriamento de água entre as janelas do cilindro, enquanto a máxima abertura das janelas obtida é comparavelmente favorável, quando em relação aos motores com arranjo usual de válvulas, uma condição provada satisfatória para a média dos motores.

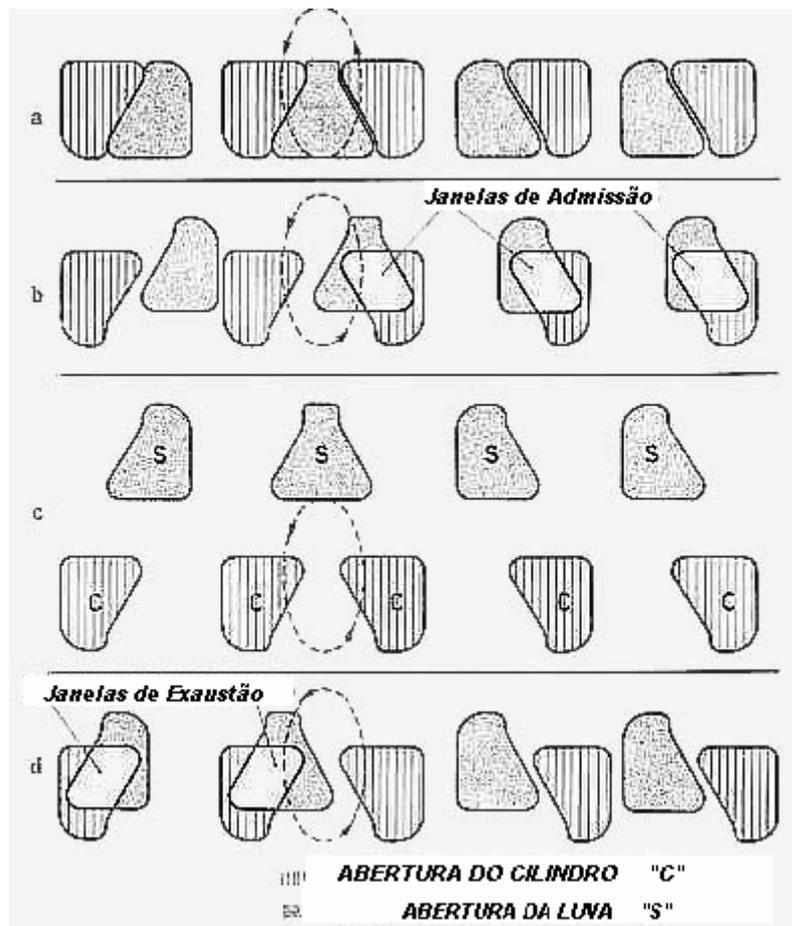


Figura 9: Detalhe da Janela de Dupla-Função e Funcionamento Geral do Sistema.

Para cada arranjo de janelas, nota-se que uma das janelas da luva atua alternativamente, ora como janela de admissão, ora como janela de escape. É chamada de janela de dupla-função e está realmente junto às janelas adjacentes de admissão e exaustão. Esta janela permite uma maior área de válvulas utilizando toda a circunferência da luva. No caso de um motor com cilindro único, é possível construir cada janela da luva como de dupla-função. O resultado será área máxima de janelas, porém com dutos de admissão e escape extremamente complexos.

Um diagrama típico de tempo de abertura e fechamento das válvulas, de acordo com a angulação do virabrequim, é visto na figura 10; analisando tal diagrama de forma detalhada percebe-se que há pequeno cruzamento (“overlap”) de válvulas – aproximadamente  $16^\circ$  - se comparado ao arranjo usual. Além disso, pode-se inferir que o arranjo de válvulas de luva possui maior rapidez no abrir e fechar de válvulas. A janela da válvula de luva pode admitir mais ar num dado tempo que a válvula de um arranjo usual de mesma área devido à baixa temperatura da carga de admissão, e redução nas restrições de entrada e atrito; essa é uma das razões pelas quais áreas iguais são suficientes nos casos gerais.

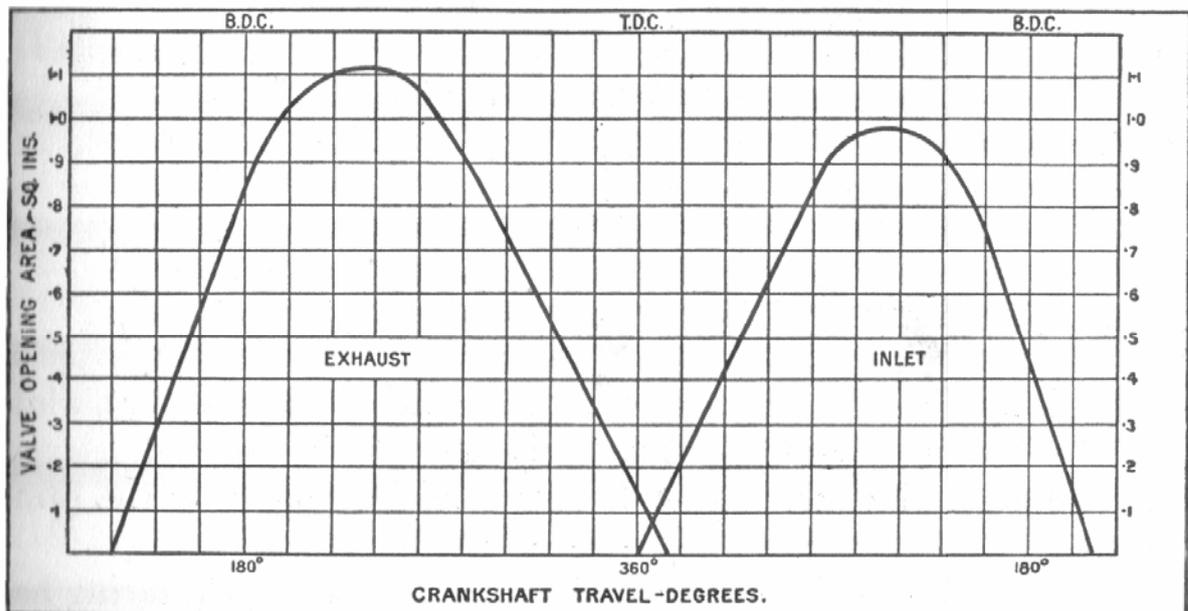


Figura 10: Diagrama de Tempo para Abertura de Válvulas.

No ponto morto superior (PMS) as janelas da luva estão acima dos anéis principais do cabeçote do motor (figura 11), encobrendo eficazmente as janelas da câmara de combustão e protegendo contra a perda de compressão do gás de combustão. Este ponto, porém deve ser objeto de estudo detalhado, quando considerada a vedação e o efeito de blow-by (escape de parte da compressão da câmara de combustão no momento da explosão, contaminando e aquecendo o óleo de lubrificação do motor, e contaminação da mistura ar-combustível pelo óleo lubrificante do motor no momento da aspiração, aumentando consumo de óleo e poluição do motor) em torno dos anéis.

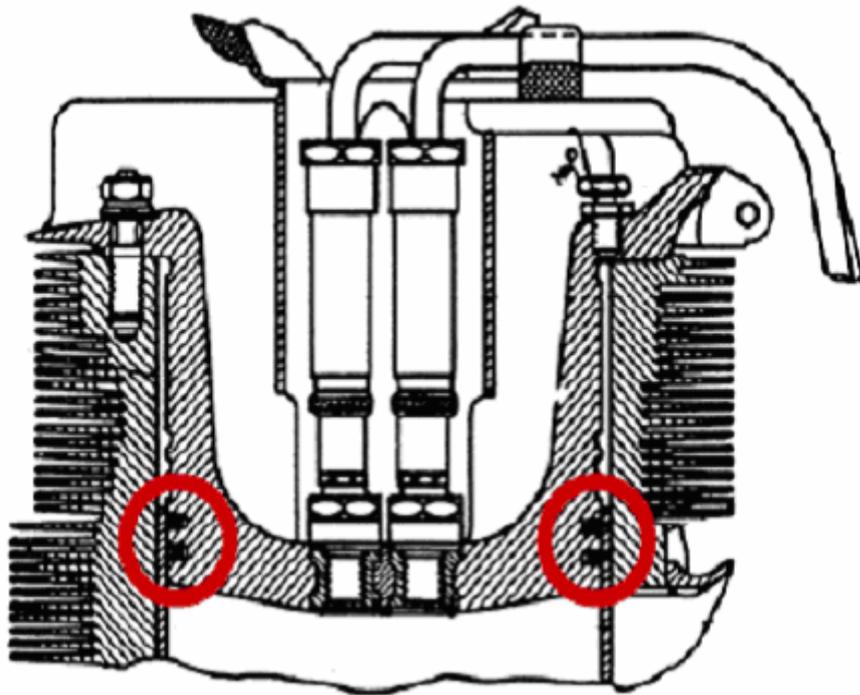


Figura 11: Cabeçote para Arranjo de Válvulas de Luva com Detalhe para os Anéis Suplementares.

### **7.1. Desvantagens do Mecanismo.**

Os motores de válvula de luva foram desenvolvidos em um estágio onde o controle de emissão de poluentes era inexistente, e conseqüentemente o projeto atual destes motores não atenderá aos modernos regulamentos de emissão. O jogo extra de anéis no cabeçote contribui com elevadas emissões de hidrocarboneto, prendendo pequena parte de combustível e impedindo que este queime durante o processo de combustão.

Os anéis fixos no cabeçote do motor igualmente causam problemas de vedação, e blow-by subsequente é observado. Isto causará irregularidades em simulações do motor e conseqüentemente o blow-by deve ser levado em conta na modelagem do motor. O movimento do pistão pode restringir a área de escoamento das janelas quando em baixas rotações. Além disso, a luva impede a dissipação de calor do pistão à parede do cilindro. Isto justifica a pesquisa de materiais de luva que permitam incremento à transferência térmica do pistão.

Companhias como Rolls Royce começaram a desenvolver motores de válvula de luva de elevado desempenho e motores de ultra-alto desempenho, experimentais de dois-tempos, para aplicações aeronáuticas. Entretanto, o advento do motor a jato na indústria aeronáutica suspendeu a produção destes motores, assim como um desenvolvimento adicional dos motores com válvulas de luva.

## **8. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: ESTUDO COMPARATIVO ENTRE VÁLVULAS DE LUVA E ATUAIS SISTEMAS NO PROJETO DE MCI.**

Em meados dos anos 20 do século passado, Ricardo (1968) projetou e construiu um motor de combustão interna com arranjo de válvula de luva, monocilíndrico, com relação diâmetro X curso de 127 mm X 177.8 mm, extremamente robusto; no projeto foram introduzidas melhorias no mecanismo de acionamento das válvulas, melhorias estas que seriam utilizadas futuramente nos projetos de motores aeronáuticos de aplicação militar. Foi projetado um mecanismo de variação da relação de fase da válvula, quando em funcionamento, através de um par de engrenagens helicoidais simples conectadas aos eixos de acionamento da válvula.

Os testes comparativos exigiram o projeto e construção de um motor com arranjo usual de válvulas, monocilíndrico de mesma relação diâmetro X curso, com quatro válvulas no cabeçote. Este motor foi equipado com um sistema de variação independente da fase e período de abertura tanto das válvulas de admissão quanto de escape.

O motor com válvulas de luva possuía um cilindro com três janelas de admissão e duas janelas de exaustão, enquanto a válvula de luva possuía apenas quatro janelas, uma das quais de uso comum servindo alternativamente para admissão e escape; este sistema pode ser avaliado na figura 9.

A área total das válvulas, tanto de admissão quanto de exaustão, dos dois motores era essencialmente a mesma, porém devido a maior rapidez de abertura e fechamento das janelas da válvula de luva era esperado que uma sincronização um tanto refinada seria necessária, como de fato aconteceu.

No motor com quatro válvulas usuais no cabeçote, a câmara de combustão possuía forma de disco chato, com a vela de ignição localizada no centro da câmara. No motor com válvula de luva, o cabeçote refrigerado à água, por razões experimentais, foi construído em duas partes, de maneira que, por variação de um mecanismo interno, a forma ou a capacidade da câmara de combustão poderia ser variada sem modificações nos anéis do cabeçote.

No teste, ambos os motores, à mesma taxa de compressão de 4.8:1 e no ponto ótimo de ignição e acionamento das válvulas, apresentaram, entre dois a três por cento a mesma B.M.E.P., à pressão de 120-125 psi (0,83 Mpa – 0,86 Mpa), a 1300 r.p.m., e essencialmente, o mesmo consumo mínimo, porém, surpreendentemente, as perdas mecânicas do motor com arranjo usual demonstraram ser maiores e seu desempenho muito ligeiramente superior ao do motor com arranjo de válvulas de luva.

As principais diferenças imediatamente observadas foram:

- 1) Quando utilizado o mesmo combustível, no ponto ótimo de ignição e mistura para força de potência máxima, o motor com arranjo usual de válvulas esteve ao ponto de detonação, enquanto o motor com arranjo de válvula de luva não apresentou nenhum traço de detonação mesmo quando a ignição foi avançada até a perda de torque.
- 2) No caso do motor com arranjo usual, o avanço ótimo foi encontrado em 31° e a taxa de elevação de pressão em cerca de 25 psi/° (0,17 Mpa/°). No caso do motor de válvula de luva, o ponto ótimo de ignição foi de apenas 14° antes do PMS e a taxa de elevação de pressão foi de 45 psi/° (0,31 Mpa/°).
- 3) Embora, naquela época, não haviam sido desenvolvidas técnicas de medição de temperatura dos pistões, tanto o aspecto visual, quanto o trabalho mínimo de limpeza necessário indicaram que os pistões de alumínio do motor com válvula de luva não estavam certamente mais quentes que os do motor com válvulas usuais.
- 4) A eficiência mecânica da válvula de luva, determinada por teste de motor, foi apreciavelmente melhor que a válvula usual; uma observação surpreendente.
- 5) Inspeções através das janelas de exaustão das válvulas de luva mostraram que os gases dentro do cilindro estavam em estado de rápida rotação, devido aos traços de partículas destacadas de carbono incandescentes que podiam ser detectadas como riscos horizontais em torno do cilindro.

- 6) Quando em altas velocidades, acima dos 2000 r.p.m., a unidade com válvulas de luva apresentou torque ligeiramente superior ao arranjo usual.
- 7) Enquanto, como esperado, o ruído mecânico da válvula de luva foi notavelmente inferior, a aspereza de combustão foi decididamente maior, também de forma esperada, devido à rapidez da taxa de elevação de pressão.
- 8) Precauções foram tomadas para lubrificação da luva, porém não foram necessárias; também a luva esteve sempre correta e uniformemente lubrificada em toda sua área tanto interna quanto externamente, mesmo quando o motor era abruptamente desligado após utilização em carga total. Foi necessário, entretanto, providenciar alimentação de óleo sob pressão para a união esférica de operação da luva.
- 9) O consumo de óleo dos dois motores foi razoavelmente baixo, porém o motor com válvula de luva apresentou consumo ligeiramente superior.

Os testes subseqüentes consistiram na elevação da taxa de compressão e modificações na forma da câmara de combustão.

Analisando os resultados de forma resumida, pode-se dizer que os principais problemas apresentados foram a elevação do efeito de blow-by, necessitando de testes de alteração de forma da câmara de combustão e novos desenhos de pistões e anéis até a solução do problema; excesso de turbulência na forma de swirl, que necessitou de janelas de admissão com desenho anti-swirl para atingir ponto ótimo de turbulência.

Tais problemas necessitaram de pouco trabalho para serem solucionados e os testes prosseguiram com resultados sempre favoráveis ao motor equipado com válvulas de luva.

Tal fato se deve, essencialmente, aos problemas de pré-ignição e detonação devido à má qualidade da gasolina da época; enquanto o motor com válvula de luva apresentou resultados de B.M.E.P. acima dos 145psi (aproximadamente 1 Mpa), o

motor com arranjo de válvula usual não superou em momento algum os 128psi (0,88 Mpa), no limiar da detonação.

Uma característica desconcertante do arranjo de válvulas de luva reside no fato de sua alta eficiência mecânica. Segundo Ricardo (1968), embora o sistema possua peças reciprocantes relativamente pesadas, o atrito motor total medido esteve sempre abaixo de qualquer dos motores com arranjo usual já testado em seu laboratório.

O inesperado se deve às características do sistema, pois a válvula de luva possui grande área de superfície de contato (com o pistão e com a parede do cilindro); além disso, seria esperado que, como qualquer ponto da luva move-se contra o cilindro do motor, o atrito viscoso em área tão grande seria consideravelmente alto.

Deve ser levado em conta também, que sob os efeitos combinados de pressão do gás de combustão, arrasto do pistão e impulso lateral o atrito da luva é incrementado consideravelmente em certas fases do ciclo. Inspeções nos dentes das engrenagens de acionamento das luvas mostraram notável carga num período de aproximadamente 120° de virabrequim, correspondendo aos últimos 30° de compressão e os primeiros 90° de expansão.

Uma análise inicial demonstra que a resistência elástica das finas paredes da luva sob o pico de pressão do gás de combustão pode ser suficiente para ultrapassar as tolerâncias das folgas de trabalho e que o filme de óleo está sob pesada carga durante uma fase do ciclo, enquanto inspeções mais detalhadas nos dentes das engrenagens de acionamento da luva indicam também a existência de cargas reversas, provavelmente nos momentos em que o pistão arrasta a luva em seu movimento. Todas estas considerações levam a supor que o atrito da luva sob condições de operação será de elevada ordem.

É possível que o movimento da luva tenha o efeito de reduzir o atrito do pistão. Num cilindro estático, a lubrificação do pistão e de seus anéis está muito próxima ao limite da lubrificação no fim do curso, quando o movimento relativo entre o pistão e o cilindro termina, e a lubrificação do fluido não é restabelecida até que o pistão tenha percorrido alguma distância em seu curso. Parece possível, portanto, que o

movimento contínuo da luva, ainda quando o pistão está parado no fim do curso, permite manter a lubrificação por todo o ciclo; esta possibilidade é corroborada pela observação de que o desgaste localizado no cilindro, sempre encontrado nos motores com arranjo usual de válvulas, na região em que o anel do topo do pistão vem a parar no ponto morto superior (PMS), não é encontrado nas válvulas de luva.

Por último, quando técnicas de medição de temperatura dos pistões foram desenvolvidas, confirmaram que a temperatura do pistão, em motor com arranjo de válvulas de luva refrigerado à água, é pouco inferior à de um motor com arranjo usual, de mesmas dimensões e potência. Num primeiro momento, esta é uma conclusão surpreendente, uma vez que o calor do pistão deve passar através da luva, do filme de óleo e só então à parede refrigerada do cilindro. Pesquisas e análises do fluxo de calor realizadas com termopares revelaram que:

- Contanto que a folga de trabalho entre a luva e o cilindro mantenha-se reduzida, o filme de óleo em movimento torna-se um eficiente transferidor de calor.
- O movimento da luva permite efetivamente transferir calor de uma área da parede do cilindro para outra e desta maneira remover qualquer concentração de altas temperaturas; portanto o gradiente de temperatura ao longo do comprimento do cilindro é muito mais plano que num motor com arranjo usual de válvulas e que a diferença de temperatura entre a água e o contorno da parede do motor em consequência é consideravelmente menor. Parece, então, que tanto a redução no gradiente de temperatura através da parede do cilindro quanto a redução da temperatura no contorno metal/água mais que compensa a resistência térmica da luva e do filme de óleo.
- Há vários indícios de que a transferência de calor do pistão para a luva em movimento é maior que para um cilindro estático.

Devido às incontáveis vantagens estudadas no sistema de válvula de luva, torna-se difícil entender por que tal caminho tecnológico foi abandonado, principalmente quando tantos esforços já haviam sido empregados para seu desenvolvimento.

É provável que a própria dinâmica industrial tenha levado os projetistas de motores a considerarem que a modificação dos sistemas usuais dos arranjos de válvulas não compensaria o esforço, uma vez que o domínio tecnológico das válvulas de luva estava nas mãos de apenas três empresas de um mesmo país. Tais empresas, dedicadas sobretudo ao projeto de motores aeronáuticos à pistão, se depararam com um paradigma tecnológico inesperado, o desenvolvimento das turbinas aeronáuticas devido ao esforço de guerra; tal fato fez com que a política de concessão de empréstimos por parte do governo britânico privilegiasse projetos na nova tecnologia de turbinas aeronáuticas e, devido a isso, em menos de dois anos, os projetos de motores com válvulas de luva desapareceram.

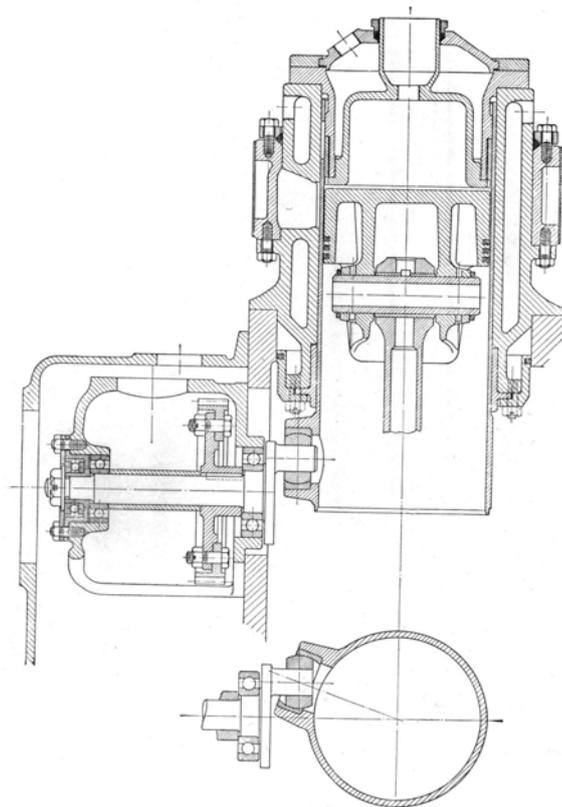
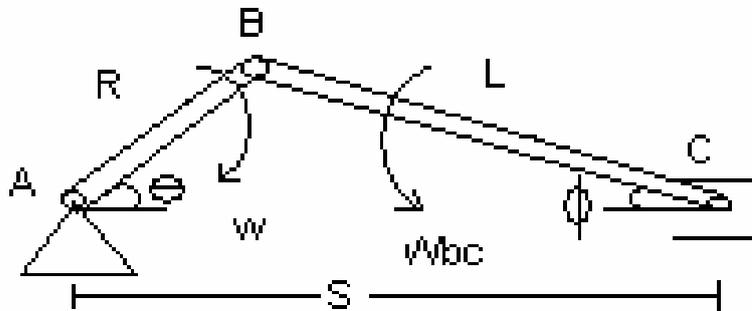


Figura 12: Detalhe Construtivo do Motor de Testes e Válvula de Luva (Ricardo 1968).

## 9. MODELAGEM DO MECANISMO BIELA-MANIVELA



Equacionamento:

$$(B - A) = R \cdot \cos \theta \cdot \vec{i} + R \cdot \sin \theta \cdot \vec{j}$$

$$(C - B) = -L \cdot \sin \phi \cdot \vec{j} + L \cdot \cos \phi \cdot \vec{i}$$

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + w \wedge (B - A)$$

$$\vec{w} = -w \cdot \vec{k}$$

$$\vec{v}_A = 0$$

$\therefore$

$$\vec{v}_B = -w \cdot R \cdot \cos \theta \cdot \vec{j} + w \cdot R \cdot \sin \theta \cdot \vec{i} \dots \dots \dots (1)$$

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{w}_{BC} \wedge (C - B)$$

$$\vec{w}_{BC} = w_{BC} \cdot \vec{k}$$

$\therefore$

$$\vec{i} : v_C = w \cdot R \cdot \sin \theta + w_{BC} \cdot L \cdot \sin \phi$$

$$\vec{j} : 0 = -w \cdot R \cdot \cos \theta + w_{BC} \cdot L \cdot \cos \phi$$

Então:

$$w_{BC} = \frac{w \cdot R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \phi}$$

e

$$v_C = w \cdot R \cdot (\sin \theta + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \phi) \dots \dots \dots (2)$$

Derivando (2) em relação ao tempo, com  $w = \text{cte}$ :

$$a_c = w \cdot R \cdot \left[ \cos \theta \cdot \dot{\theta} + \left( \cos \theta \cdot \frac{1}{\cos^2 \phi} \cdot \dot{\phi} - \text{tg} \phi \cdot \text{sen} \theta \cdot \dot{\theta} \right) \right] \dots \dots \dots (3)$$

Sendo as relações trigonométricas presentes no problema dadas por:

$$R \cdot \text{sen} \theta = L \cdot \text{sen} \phi$$

$\therefore$

$$\text{sen} \phi = \frac{R}{L} \cdot \text{sen} \theta$$

$\therefore$

$$\phi = \arcsen \left( \frac{R}{L} \cdot \text{sen} \theta \right) \dots \dots \dots (4)$$

e

$$\cos \phi = \left[ 1 - \left( \frac{R}{L} \right)^2 \cdot \text{sen}^2 \theta \right]^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (5)$$

Derivando (4) em relação ao tempo:

$$\dot{\phi} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left( \frac{R}{L} \right)^2 \cdot \text{sen}^2 \theta}} \cdot \frac{R}{L} \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta} \dots \dots \dots (6)$$

e

$$\dot{\theta} = w \dots \dots \dots (7)$$

Substituindo as relações (4), (5), (6) e (7) em (3), vem:

$$a_c = w^2 \cdot R \cdot \left[ \cos \theta + \frac{\cos^2 \theta}{\cos^3 \left[ \arcsen \left( \frac{R}{L} \right) \cdot \text{sen} \theta \right]} \cdot \frac{R}{L} - \text{sen} \theta \cdot \text{tg} \left[ \arcsen \left( \frac{R}{L} \right) \cdot \text{sen} \theta \right] \right] \dots \dots \dots (8)$$

A equação (8) foi implementada num programa numérico, em software livre, de modelagem de sistemas dinâmicos (Scilab-Scicos) para análise da aceleração linear da válvula de luva, de acordo com o movimento dado pelo virabrequim do motor - eq. (7) - e pela relação de transmissão do mecanismo da válvula, presente na literatura dada por Nyven (1926).

Segundo Taylor (1971) pode-se fazer o mesmo equacionamento à partir das expansões do teorema binomial para os termos em senos e co-senos, de acordo com a literatura de referência para motores de combustão interna.

Desta forma, de acordo com a eq. (5), o radical pode ser expandido pelo teorema binomial em uma série convergente:

$$\cos \phi = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{R}{L} \right)^2 \cdot \text{sen}^2 \theta - \frac{1}{8} \cdot \left( \frac{R}{L} \right)^4 \cdot \text{sen}^4 \theta - \frac{1}{16} \cdot \left( \frac{R}{L} \right)^6 \cdot \text{sen}^6 \theta + (\dots) \dots \dots (9)$$

Sendo os ângulos múltiplos de  $\text{sen} \theta$  dados por:

$$\begin{aligned} \text{sen}^2 \theta &= \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \cos 2\theta \\ \text{sen}^4 \theta &= \frac{3}{8} - \frac{1}{2} \cdot \cos 2\theta + \frac{1}{8} \cdot \cos 4\theta \\ \text{sen}^6 \theta &= \frac{5}{16} - \frac{15}{32} \cdot \cos 2\theta + \frac{3}{16} \cdot \cos 4\theta - \frac{1}{32} \cdot \cos 6\theta \end{aligned}$$

Substituindo na eq. (9):

$$\cos \phi = a_0' + a_2' \cdot \cos 2\theta + a_4' \cdot \cos 4\theta + a_6' \cdot \cos 6\theta + \dots(\dots)\dots\dots\dots(10)$$

Sendo:

$$a_0' = 1 - \left[ \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^2 + \frac{3}{64} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^4 + \frac{5}{256} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^6 + \dots \right]$$

$$a_2' = + \left[ \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^2 + \frac{1}{16} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^4 + \frac{15}{512} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^6 + \dots \right]$$

$$a_4' = - \left[ \frac{1}{64} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^4 + \frac{3}{256} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^6 + \dots \right]$$

$$a_6' = + \left[ \frac{1}{512} \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^6 + \dots \right]$$

Como a análise do mecanismo pode ser dada por:

$$S = R \cdot \left( \cos \theta + \frac{L}{R} \cdot \cos \phi \right)$$

∴

$$S = R \cdot \left[ \cos \theta + \frac{L}{R} \cdot (a_0' + a_2' \cdot \cos 2\theta + a_4' \cdot \cos 4\theta + a_6' \cdot \cos 6\theta + \dots) \right]$$

Sendo:

$$a_0 = \frac{L}{R} \cdot a_0'$$

$$a_2 = \frac{L}{R} \cdot a_2'$$

...

Então:

$$S = R \cdot (a_0 + \cos \theta + a_2 \cdot \cos 2\theta + a_4 \cdot \cos 4\theta + a_6 \cdot \cos 6\theta + \dots)\dots\dots\dots(11)$$

Derivando em relação ao tempo, com  $w = \text{cte}$ , temos velocidade dada por:

$$\dot{S} = -w \cdot R \cdot (\text{sen}\theta + 2 \cdot a_2 \cdot \text{sen}2\theta + 4 \cdot a_4 \cdot \text{sen}4\theta + \dots) \dots \dots \dots (12)$$

Derivando novamente em relação ao tempo, temos aceleração dada por:

$$\ddot{S} = -w^2 \cdot R \cdot (\cos\theta + 4 \cdot a_2 \cdot \cos 2\theta + 16 \cdot a_4 \cdot \cos 4\theta + \dots) \dots \dots \dots (13)$$

As equações (8) e (13) são equivalentes; ambas foram implementadas em ambiente de simulação numérica utilizando software livre (Scilab-Scicos) apresentando resultados idênticos, uma vez que a eq. (13) foi utilizada com número conveniente de termos.

Segundo Taylor (1971) a eq. (13) é mais conveniente de ser utilizada devido à facilidade de adição de forças com variação das relações de fase, tal como nos motores com múltiplos cilindros, além da facilidade na resolução de problemas de vibração.

## 10. RESULTADOS PRELIMINARES

As equações (2), (8) - e suas equivalentes (12) e (13) – representam respectivamente a velocidade e a aceleração instantânea do pistão. Tais equações são geralmente utilizadas para a determinação dos esforços dinâmicos atuantes num sistema biela-manivela. No presente trabalho, o objetivo maior reside na análise da cinemática do mecanismo; das equações supracitadas conclui-se que as acelerações instantâneas sofridas pela válvula de luva são relacionadas às acelerações do pistão pela relação de transmissão entre o virabrequim e as engrenagens de acionamento da luva. Como, para o mecanismo analisado, presente na literatura (Nyven – 1926) tal relação é de 1 : 2, a aceleração linear instantânea da luva é metade da aceleração linear do pistão.

Quando o gráfico da aceleração em função do tempo é traçado utilizando o software Scilab – Scicos, o resultado não condiz com a realidade do funcionamento do sistema, devido aos elevados picos de aceleração resultantes.

Quando analisada a cinemática do mecanismo, observa-se a razão de tais resultados: o pistão, em seu funcionamento, apresenta pontos de velocidade nula nos momentos de reversão do movimento; nestes pontos a aceleração é máxima, porém as derivadas nestes pontos de descontinuidade não são calculadas pelo software, fazendo com que os resultados apresentem picos de aceleração tendendo ao infinito, com resultados quantitativos muito diferentes da análise real do sistema.

Os resultados da simulação, portanto, não são representativos do real funcionamento do sistema. Com o objetivo de contornar este problema, será feita uma análise dinâmica do funcionamento do sistema; tal tarefa fará parte da continuação deste trabalho no segundo semestre.

## 11. ESTUDO DO ESCOAMENTO NAS VÁLVULAS DE LUVA

A diferença fundamental entre o arranjo usual e as válvulas de luva é o fluxo de fluido na admissão e escape no cilindro. Portanto, a principal diferença na modelagem destes dois tipos de motores se dará na modelagem das válvulas. O fato de que a pressão através das válvulas tem uma influência significativa no desempenho do motor torna necessário modelar com acuracidade os coeficientes de fluxo através das válvulas.

De acordo com Ricardo (1968), desde os primeiros experimentos com as válvulas de luva, notou-se que a mistura ar-combustível era admitida ao cilindro em estado de rápida rotação (Swirl). É necessário compreender as causas, efeitos e controles do Swirl. Dentre as causas presentes no motor com arranjo de válvulas de luva, a principal reside na análise do movimento da luva com as janelas de admissão e escape. As janelas de admissão são abertas pelo movimento angular da luva e fechadas pelo seu movimento recíprocante. Durante o início do período de abertura (admissão) a janela fica aberta por apenas um lado, no limite da janela do cilindro, e com isso o ar entra obliquamente causando a rotação da mistura na direção oposta ao movimento rotativo da luva. Esta admissão mais ou menos tangencial provoca o efeito de Swirl.

Os testes realizados por Ricardo (1968) utilizaram anemômetros dentro de luvas tipo “mock-up”, além de serem feitos com redutores e promotores de swirl, para comparação com o modelo “normal”. Foram utilizados anemômetros especiais, desenvolvidos de forma a serem montados dentro da câmara de combustão para registrar a rotação média do ar, com o motor sendo “girado” sob compressão plena. Embora tenha sido um registro de taxa média, esta foi influenciada principalmente pelo movimento do ar quando sua densidade era incrementada, ou seja, no fim do curso de compressão. A taxa de Swirl é definida como a relação entre a velocidade do anemômetro e a velocidade do virabrequim, ou seja, se o anemômetro executa quatro revoluções para cada revolução do virabrequim então a taxa de Swirl é igual a quatro.

Os testes supracitados foram realizados ainda com diferentes formas das câmaras de combustão. A análise dos testes resultaram numa taxa de Swirl entre 4,5:1 e 5,0:1, consideradas muito elevadas. A colocação de defletores no escoamento fizeram com que a taxa ótima ficasse entre 1,5:1 e 2,0:1. O efeito da redução na taxa de Swirl permitiu:

- Incrementar a pressão média de 136 psi para 146 psi.
- Reduzir o consumo mínimo de 0,46 para 0,445 lb/B.h.p/h.
- Incrementar o avanço ótimo de ignição de 16° para 21°.
- Reduzir o fluxo de calor para o fluido de refrigeração de 70% para 64% de B.h.p.

Ainda em relação aos testes realizados por Ricardo (1968), concluiu-se que com uma alta taxa de Swirl há a tendência de alguma gota de combustível não evaporado e/ou nebulizado ser centrifugada para fora das paredes da luva e, eventualmente, contaminar e diluir o óleo lubrificante. Tal fato é semelhante à contaminação do óleo lubrificante pelo resíduo não queimado presente na câmara de combustão após o curso de explosão, efeito este conhecido como “Blow-by”.

Além da análise empírica do escoamento nas válvulas de luva com a medição da taxa de Swirl, deve-se analisar o parâmetro mais importante neste estudo de escoamento em válvulas de luva: o coeficiente de vazão (ou descarga) das válvulas.

O primeiro estudo realizado para obter a curva do coeficiente de descarga para válvulas de luva foi feito por Waldron (1940) e está presente na literatura através de um Artigo Técnico da NACA. Para tanto, Waldron usou um aparato experimental semelhante à imensa maioria dos motores com arranjo de válvulas de luva produzidos à época: um lay-out composto por cinco janelas, sendo três janelas de admissão e duas de exaustão.

Em seu artigo, Waldron descreve a instalação e os métodos experimentais utilizados para medir a pressão assim como as hipóteses feitas durante todo o processo e a exatidão dos resultados. O autor calcula o coeficiente de descarga em função da pressão e o apresenta nas seguintes equações:

$$c = \frac{0.02704\Delta p}{At\sqrt{T_1(p_1 - p_2)[p_1 - 1.0755(p_1 - p_2)]}} \quad (14)$$

$$c = \frac{0.056\Delta p}{At p_1 \sqrt{T_1}} \quad (15)$$

A equação (14) é utilizada quando a pressão através da válvula é menor que a crítica. A equação (15) é utilizada quando a pressão através da válvula é maior que a crítica e com  $p_2 \leq 0.529 \cdot p_1$ . As equações (14) e (15) são aplicáveis para coeficientes de descarga tanto de admissão quanto de exaustão.

O método descrito por Waldron (1940) é válido desde que se considere que os coeficientes de descarga na válvula de luva são a taxa do escoamento atual através das janelas até o escoamento que existiria se área mínima para o fluxo de ar fosse a mesma da área da janela, se o  $c_p$  for constante durante todo o processo de descarga e se o escoamento através da janela ocorrer sem atrito, sem geração de turbulência e sem transferência de calor.

Os resultados analisados pelo autor demonstram que os coeficientes de descarga são muito elevados ( $> 0,8$ ) – mesmo quando analisados nas extremidades de funcionamento das janelas – e independentes das condições de campo de aproximação do fluxo. O método e os resultados experimentais também demonstram que os coeficientes de descarga são independentes da abertura da válvula, tanto para janelas de admissão quanto de escape.

O trabalho de Waldron (1940) pode ser muito útil no desenvolvimento de um modelo de simulação de válvulas de luva. Entretanto deve-se assegurar de que a definição dos coeficientes de descarga como calculadas por Waldron (1940) seja exatamente a mesma como a definição dos coeficientes de descarga utilizados para descrever um modelo eventual de válvula de luva.

## 12. ÁREA DE ESCOAMENTO DAS VÁLVULAS DE LUVA E TEORIA DE CONSTRUÇÃO

Não há nenhuma equação exata para o cálculo da área de escoamento para as janelas das válvulas de luva. Portanto, para os cálculos necessários à realização do presente trabalho deve-se seguir um dos seguintes caminhos:

- Determinar graficamente a área de escoamento das janelas da válvula de luva através de medidas físicas e medidas à partir de desenhos tipo decalque com um motor desmontado, como descrito por Moolman (2007).
- Determinar à partir de aproximações com desenho em escala de algum motor produzido com arranjo de válvulas de luva, presente na literatura técnica estudada.

Logicamente o presente trabalho seguirá o segundo caminho, devido à dificuldade em obter motores construídos com arranjo de válvulas de luva.

De acordo com Ricardo (1968) o movimento vertical da luva é controlado exclusivamente pelo curso de manivela que opera o movimento da válvula. O movimento angular é controlado, no caso de luva operada por mecanismo tipo manivela, pela distância entre o centro da junta esférica do pino de acionamento e o centro da luva. Caso a junta esférica for de fato até a circunferência da luva, então o movimento de qualquer ponto da luva será virtualmente circular. Como o ponto de operação da luva está deslocado de seu centro, então o movimento da luva torna-se cada vez mais elíptico, com seu maior eixo vertical.

Portanto, há duas variáveis principais:

- O curso vertical que determina a altura ou profundidade da janela.
- O movimento angular que controla a largura e, portanto, o número de janelas.

Então, em teoria, a área total das janelas da válvula de luva é controlada exclusivamente pelo movimento vertical, enquanto o movimento angular determina, não a área total agregada, mas antes o número de janelas. Portanto,

se reduzirmos pela metade o movimento angular, reduzimos pela metade a largura de todas as janelas, mas podemos empregar o dobro do número de janelas. Na prática, não é desejável um número elevado de janelas devido a problemas com anéis de segmentos e problemas construtivos em geral. Na grande maioria dos casos e para motores ciclo Otto é preferível, por razões puramente mecânicas, empregar três janelas de admissão e duas de exaustão; uma combinação que presta-se melhor à simplicidade de operação do mecanismo de acionamento da luva do tipo manivela. É também evidente que qualquer uma das janelas podem ser utilizadas como janelas de uso comum, ou seja, a mesma janela pode controlar alternadamente tanto a exaustão quanto a admissão; porém esta solução implicará em passagens e dutos alternados de admissão e escape em torno de todo o cilindro, tornando-se desta forma impraticável, exceção feita a motores de alta rotação monocilíndricos.

Em motores de combustão interna ciclo Otto geralmente é conveniente empregar uma única janela de uso comum.

O presente trabalho analisará o lay-out mais utilizado pelos fabricantes de motores aeronáuticos com arranjos de válvulas de luva, consistindo numa configuração de três janelas de admissão e duas de exaustão, com a luva possuindo quatro janelas (uma de uso comum) e o cilindro possuindo cinco janelas.

### 13. MODELAGEM DA VÁLVULA - CAD

A modelagem da válvula utilizada no presente trabalho foi realizada utilizando Software do tipo CAD modelo NX 6.0. As medidas utilizadas na válvula são as mesmas do motor Napier Sabre que equipava aviões de combate tipo caça usados durante a Segunda Guerra. Foi escolhido este motor pela facilidade na retirada de suas dimensões à partir de um desenho com vista em corte parcial presente em Ricardo (1968); além disso trata-se de luva de grandes dimensões, e seus valores de massa, momentos e produtos de inércia podem servir de referência. Trata-se de motor considerado excêntrico já em sua época e hoje, passados mais de cinquenta anos de sua construção, ainda detém o recorde de motor à pistão ciclo Otto mais potente já construído.

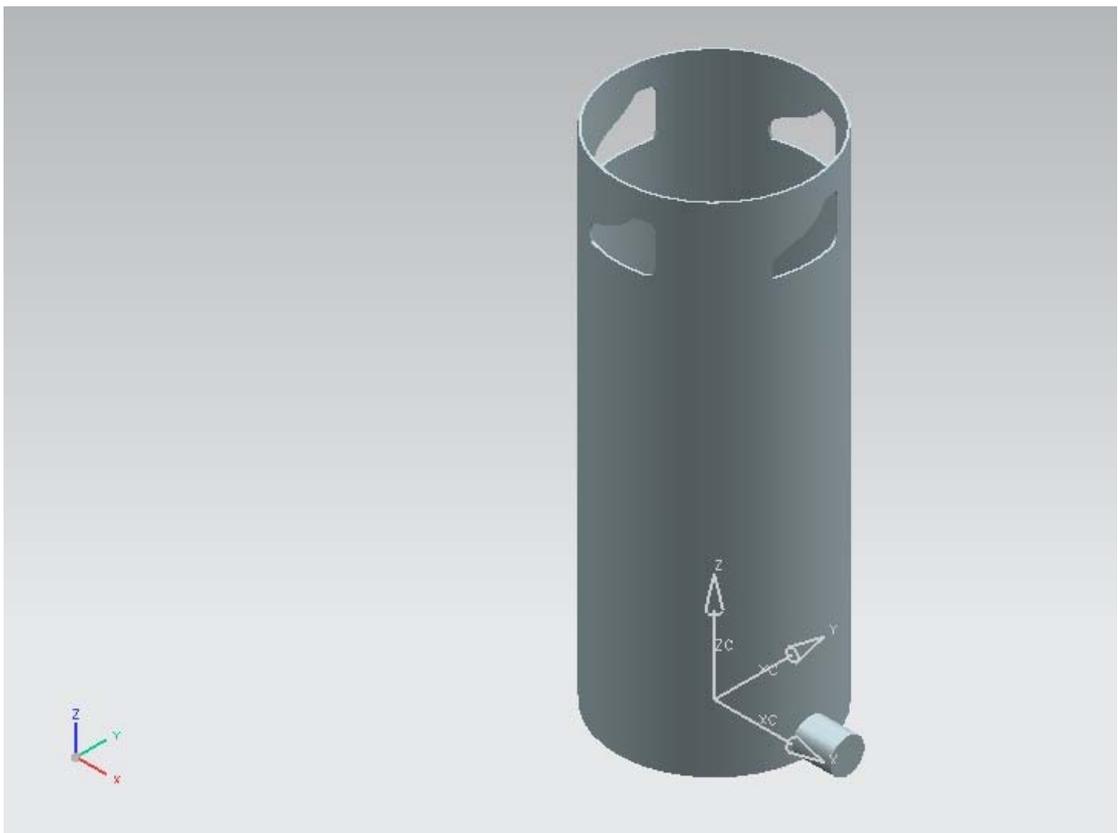


Figura 13: Modelagem da Válvula de Luva em NX 6.0

## 14. MODELAGEM DA VÁLVULA - WAVE

A modelagem do motor foi realizada utilizando o software Wave, da empresa Ricardo Engineering Company. O Wave é um software de simulação computacional unidimensional de fluidos para motores de combustão interna, que utiliza diversos modelos representativos das principais partes componentes de um motor de combustão interna.

A simulação inicial foi realizada utilizando dados de entrada retirados de diversos materiais já publicados sobre arranjos de válvulas de luva, sobretudo os trabalhos de Nyven (1926), Waldron (1940), Ricardo (1968) e Moolman (2007). Embora o programa computacional utilizado tenha sido desenvolvido pela empresa fundada por um dos maiores pesquisadores de motores com arranjo de válvulas de luva, dentre os vários tipos possíveis de válvulas que podem ser implementados pelo programa, não há nenhuma para válvulas de luva. Isto significa que foi necessária uma adaptação dos modelos existentes para representar uma válvula de luva. Foi escolhida uma válvula tipo de área efetiva, cujos dados de entrada são a área das válvulas em função do ângulo do virabrequim, os coeficientes de fluxo através das válvulas e um diâmetro de referência.

O cálculo da área em função do ângulo do virabrequim foi realizado por Moolman (2007) à partir dos dados de um motor já disponível e das relações trigonométricas entre o movimento elíptico da luva e o ângulo de virabrequim. Nyven (1926) descreve uma maneira de construir um gráfico de área das válvulas em função do ângulo do virabrequim através de uma série de simples relações trigonométricas, as quais servem para o cálculo da construção das dimensões das janelas de admissão e exaustão. Pode-se ainda construir um desenho em ambiente CAD, e calcular grau a grau a área de escoamento das luvas. No presente trabalho optou-se por analisar os dados já calculados e publicados por Moolman (2007), como forma de obter uma aproximação inicial e um parâmetro de comparação para simulações futuras, em diferentes configurações geométricas de motores.

Os coeficientes de fluxo utilizados na simulação foram retirados do trabalho de Waldron (1940); trata-se de referência fundamental, pois a grande diferença das válvulas de luva para válvulas usuais reside nas características de seu escoamento. Os coeficientes de fluxo dados por Waldron (1940) podem ser vistos nas figuras 14 a 16; foram feitas adaptações para plotá-los em função da taxa de pressão, tal como em Moolman (2007).

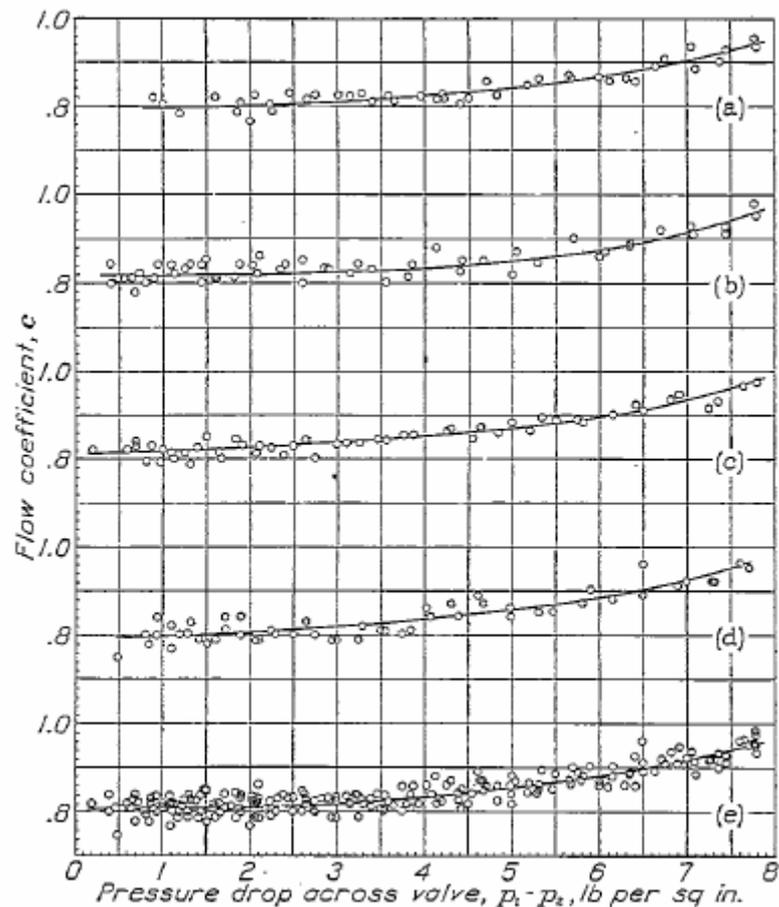


Figura 14: Coeficientes de Descarga para janela de admissão central em diversas condições de abertura de válvula, demonstrando que os coeficientes não variam com a abertura da válvula (Waldron, 1940)

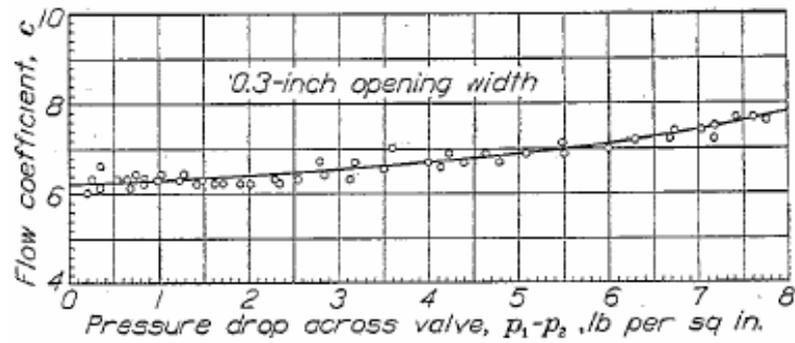


Figura 15: Coeficientes de descarga para janelas de admissão laterais (Waldron, 1940)

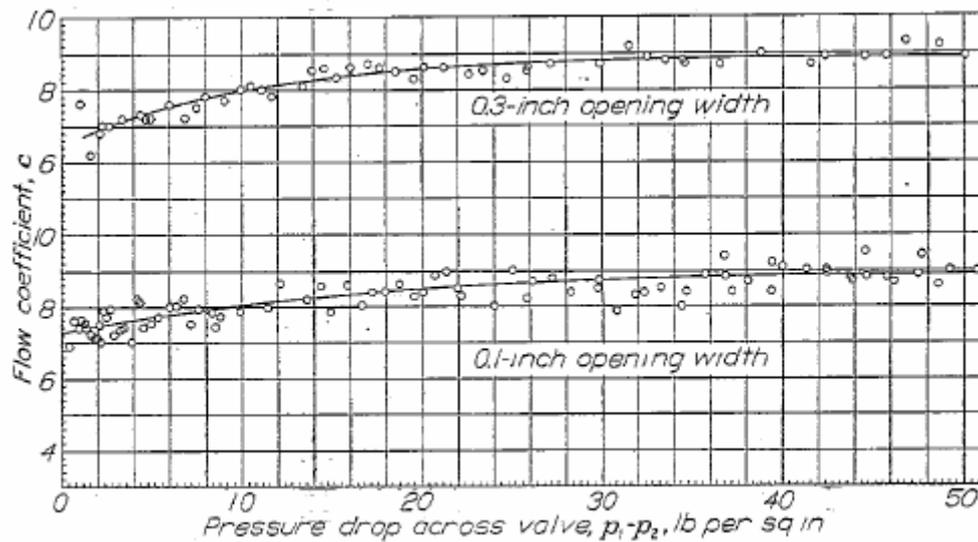


Figura 16: Coeficientes de descarga para janelas de exaustão (Waldron, 1940).

Os valores de diâmetro de referência para as válvulas foram especificados da mesma forma para todas as válvulas utilizadas e valem 20 mm.

As entradas de área efetiva e de coeficientes de descarga do software podem ser vistas nas figuras 17 e 18.

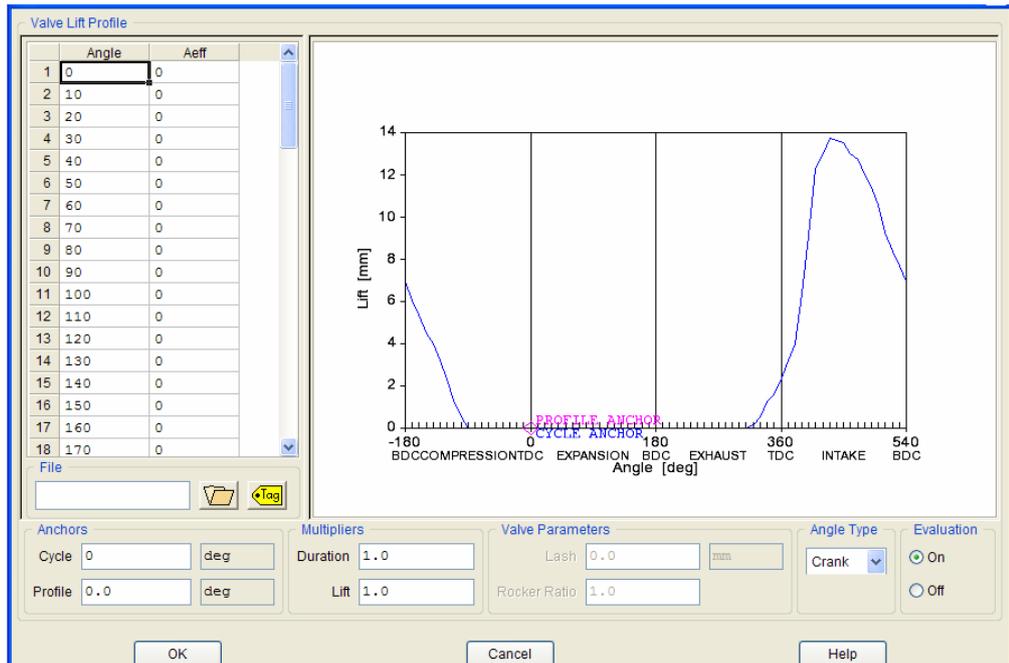


Figura 17: Página de entrada de dados para área efetiva de válvulas de admissão.

Nota-se que o programa automaticamente transforma os dados de entrada de área em função do ângulo de virabrequim em lift (levantamento) por ângulo de virabrequim. Os dados de entrada são colocados em forma de planilha e podem ser vistos na figura 17. Na figura 18 os dados de entrada, já convertidos para taxa de pressão à partir dos dados de Waldron (1940) foram plotados para dois valores diferentes de lift, um mínimo de 0,1 mm e um máximo de 15 mm.

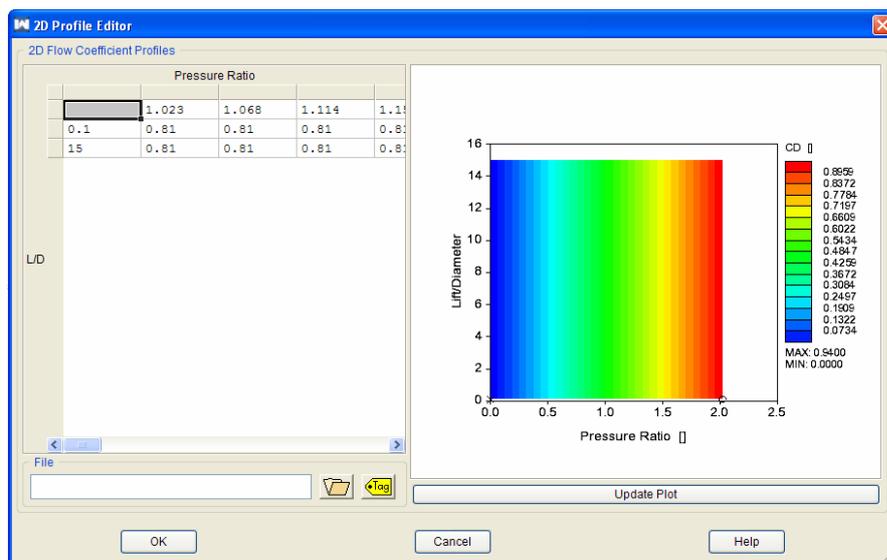


Figura 18: Página de entrada de dados para coeficiente de descarga das válvulas de admissão.

## 15. MODELAGEM MOTOR – WAVE

A modelagem do motor completo no software Wave consiste em “construir” um motor à partir das dimensões geométricas dos dutos de admissão e exaustão, das características de projeto do motor (diâmetro X curso, nº de cilindro, etc...), das condições de operação do motor (temperaturas de ar de admissão, de fluido de refrigeração, de parede de cilindro, de pistão, etc...). O número de dados de entrada é extremamente elevado, fazendo com que haja necessidade de medição de grande parte destes dados em testes de bancada, para realimentar e refinar qualquer modelo construído. Devido ao fato da inexistência de motor com válvula de luva para realização de testes de bancada, a modelagem do motor do presente trabalho consistiu em pequenas simplificações do modelo de Moolman (2007), sobretudo nos condutos de exaustão; além disso, o trabalho supracitado utilizou um motor refrigerado a ar, enquanto o presente trabalho faz a modelagem de um motor refrigerado à água.

A figura 19 representa o modelo de motor completo, com dutos de admissão e exaustão, coletores de admissão e escape, além de subdivisões nos dutos, representados pelos orifícios, para modelagem da transferência de calor por condução, nas áreas em que os dutos de admissão e escape estão em contato com as paredes do cilindro do motor.

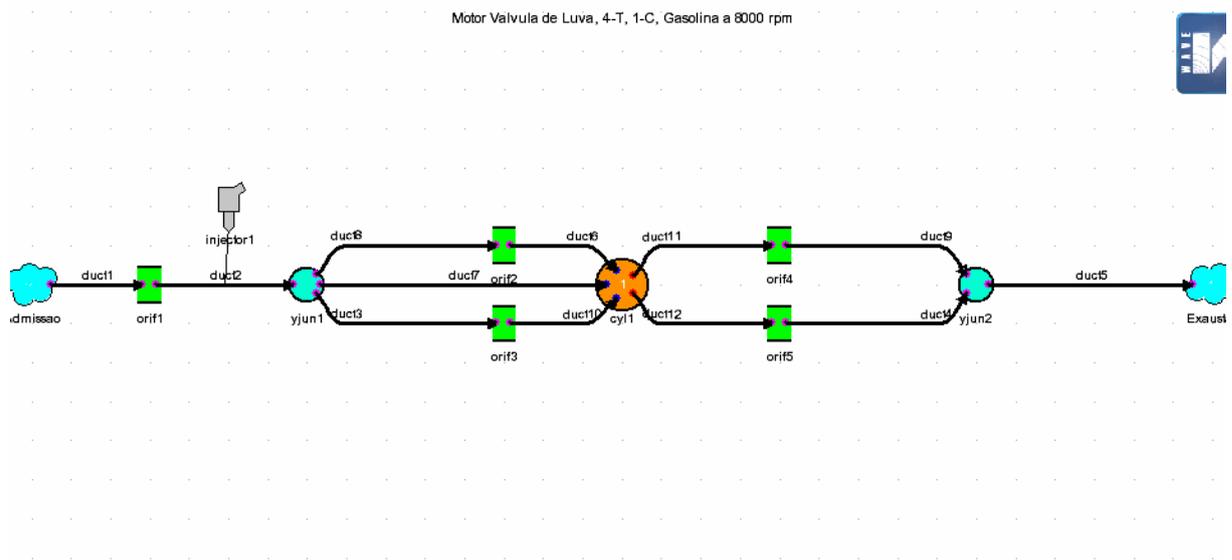


Figura 19: Modelo de motor completo.

Os dados geométricos do motor utilizado nas simulações estão demonstrados na tabela 2; são os mesmos dados presentes em Moolman (2007), que como citado em ítem anterior servirá como base de comparações.

Tabela 2: Dados do motor utilizado.

| Variable Name         | Value          | Units |
|-----------------------|----------------|-------|
| Nº de Cilindros       | 1              | -     |
| Tempos                | 4              | -     |
| Tipo                  | Spark ignition | -     |
| Diâmetro              | 85             | mm    |
| Curso                 | 84.5           | mm    |
| Connecting rod length | 171            | mm    |
| Wrist pin offset      | 0              | mm    |
| Clearance height      | 21             | mm    |

Os dados geométricos dos dutos de admissão e escape seguem na tabela 3; deve-se notar que os dutos de admissão das janelas de admissão laterais sofrem restrição próxima à parede do cilindro e, portanto, o diâmetro presente na tabela representa o diâmetro hidráulico calculado.

Tabela 3: Dados geométricos dos dutos de admissão e exaustão do motor.

|        | Diâmetro Esquerdo (mm) | Diâmetro Direito (mm) | Discretização | Comprimento (mm) | Ângulo (°) | Friction Multiplier | Heat Transfer Multiplier |
|--------|------------------------|-----------------------|---------------|------------------|------------|---------------------|--------------------------|
| Duct1  | 44.45                  | 44.45                 | 38            | 100              | 0          | 0                   | 1                        |
| Duct2  | 44.45                  | 44.45                 | 38            | 20               | 0          | 0                   | 1                        |
| Duct3  | 33.53                  | 30.875                | 38            | 76               | 90         | 0                   | 1                        |
| Duct4  | 35                     | 35                    | 47            | 225              | 45         | 0                   | 1                        |
| Duct5  | 35                     | 35                    | 47            | 450              | 0          | 0                   | 1                        |
| Duct6  | 30.875                 | 30.875                | 38            | 14               | 0          | 0                   | 1                        |
| Duct7  | 38                     | 38                    | 38            | 25.4             | 0          | 0                   | 1                        |
| Duct8  | 33.83                  | 30.875                | 38            | 76               | 90         | 0                   | 1                        |
| Duct9  | 35                     | 35                    | 47            | 225              | 45         | 0                   | 1                        |
| Duct10 | 30.875                 | 30.875                | 38            | 14               | 0          | 0                   | 1                        |
| Duct11 | 35                     | 35                    | 47            | 250              | 0          | 0                   | 1                        |
| Duct12 | 35                     | 35                    | 47            | 250              | 0          | 0                   | 1                        |

Os dutos realçados em amarelo na tabela 3 representam os dutos com modelagem de transferência de calor. Tais dutos estão em contato com as paredes do cilindro, e as características do escoamento destes dutos sofrem variações devido às alterações de temperatura do fluxo.

Os dutos e o coletor de escape foram modelados como fabricados em aço inoxidável, cujas características seguem na tabela 4:

Tabela 4: Características de materiais para fabricação de dutos e coletores de admissão e escape.

| Material                       | Heat Capacity<br>[J/m <sup>3</sup> /K] | Conductivity<br>[W/m/K] | Source   |
|--------------------------------|--|-------------------------|--|
| Aluminum                       | 2.43E+06                               | 237                     | <a href="#">Bosch Automotive Handbook</a>              |
| Gray cast iron                 | 3.63E+06                               | 58                      | <a href="#">Bosch Automotive Handbook</a>              |
| Steel, unalloyed and low-alloy | 3.87E+06                               | 53                      | <a href="#">Bosch Automotive Handbook</a><br>(average) |
| Steel, stainless               | 4.03E+06                               | 14                      | <a href="#">Bosch Automotive Handbook</a>              |
| Zytel plastic                  | 3.14E+06                               | 0.25                    | <a href="#">DuPont website (scattered)</a>             |
| Cordierite (catalyst monolith) | 2.07E+06                               | 2.5                     | <a href="http://www.matweb.com">www.matweb.com</a>     |

O coletor de escape (yjun2 no modelo de motor completo da figura 19) foi modelado com uma espessura de 16 mm e com características que seguem na figura 20:

Case #1: Complex Y-junction Panel

Template Name  
Default Complex Y-junction

Name  
yjun2

Complex Y-junction | Initial Fluid Composition | Structure | Absorptive

Wall Structure Homogeneous Edit Global Conduction Settings...

Layers | Air Gap | Outer Surface

Inner

Thickness 0.0 mm

Heat Capacity 3.e6 J/m<sup>3</sup>/K

Conductivity 0.0 W/m/K

Outer

Thickness 1.6 mm

Heat Capacity 4.03E+06 J/m<sup>3</sup>/K

Conductivity 14 W/m/K

OK Apply Cancel Help

Figura 20: Modelagem de transferência de calor do coletor de escape.

O ambiente externo ao coletor de escape foi modelado como mostrado na figura 21, sendo que o dado de emissividade utilizado refere-se à emissividade do aço.

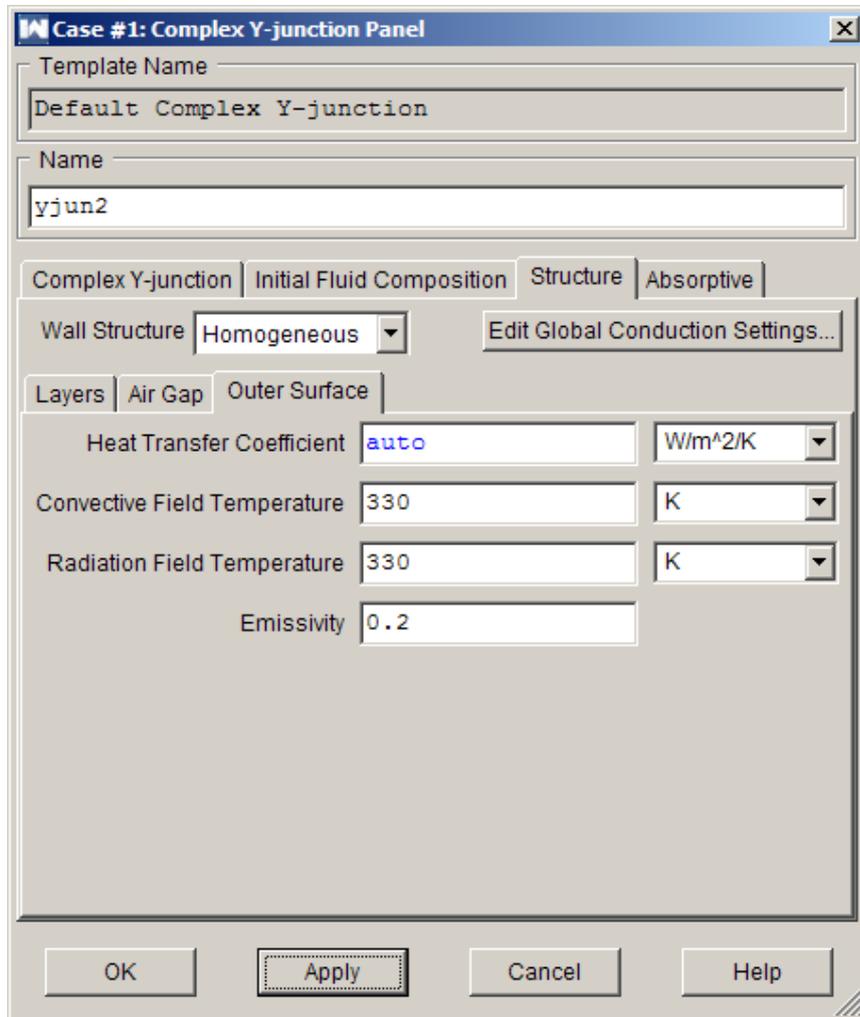


Figura 21: Modelagem do ambiente externo ao coletor de escape.

Os dutos de exaustão devem ser modelados da mesma forma, analisando-se os materiais dos dutos e o ambiente externo; tais modelos estão representados na figura 22.

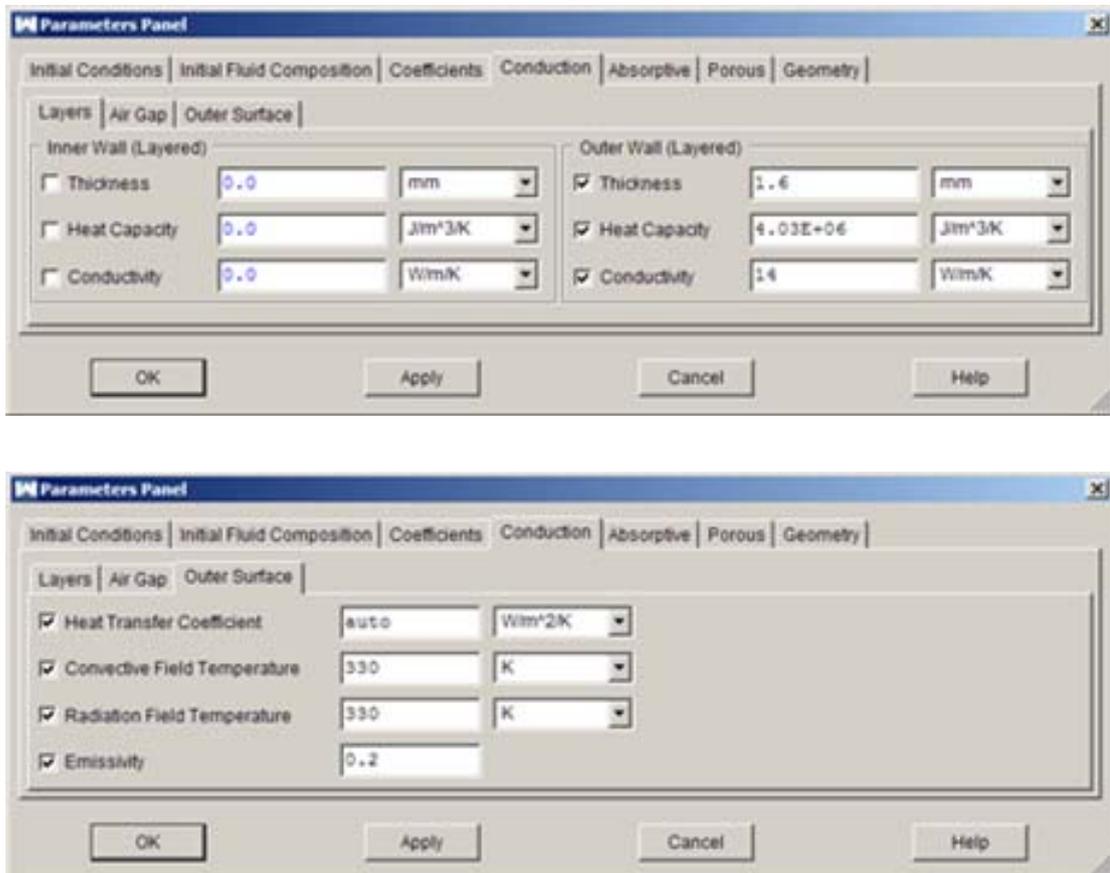


Figura 22: Modelagem de transferência de calor e do ambiente externo dos dutos de escape.

Os dutos e o coletor de admissão foram modelados da mesma forma e com os mesmos materiais. Porém o material utilizado no coletor e nos dutos de admissão de motores de combustão interna é o alumínio, devido sua alta condutividade, como pode ser vista nos valores apresentados na tabela 3. Tal condutividade é essencial para nebulização da mistura ar-combustível e conseqüente otimização da combustão. Portanto houve necessidade de mudança dos valores de capacidade térmica e condutividade, de acordo com os valores apresentados na tabela 3.

Os dutos representativos das janelas de admissão e escape (cabeçote do motor) foram modelados de acordo com os valores típicos para motores refrigerados à água, com espessuras de 5mm e devido à presença do fluido refrigerante o coeficiente de transferência de calor passa a cerca de 2000 W/m<sup>2</sup>/K. Tais valores de entrada são mostrados na figura 23.

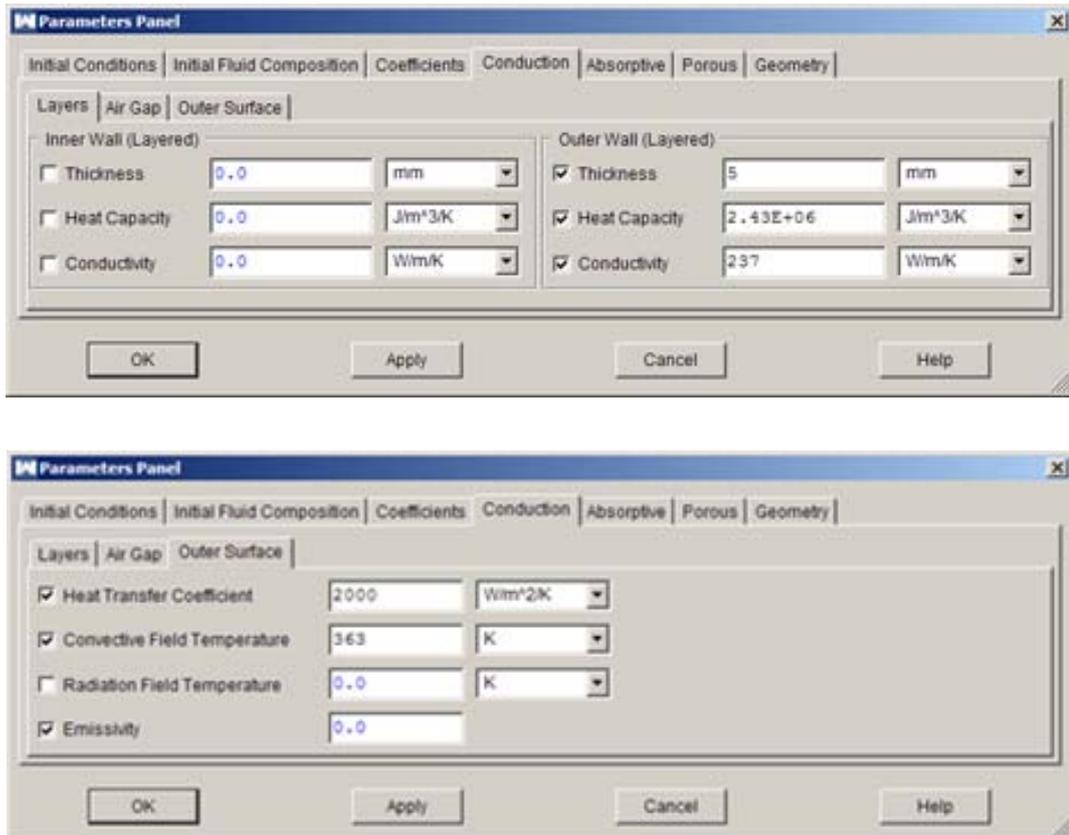


Figura 23: Modelagem de transferência de calor das janelas de admissão e escape.

A modelagem de transferência de calor do motor seguiu os valores presentes na tabela 5. Deve-se ressaltar que não houve modelagem de transferência de calor para as válvulas, devido ao fato do motor em análise no presente trabalho utilizar um sistema de arranjo de válvulas de luva.

Tabela 5: Dados de entrada para modelagem térmica de pistão e cilindro.

| Property             | Unit                | Piston   | Cylinder Head | Cylinder Liner |
|----------------------|---------------------|----------|---------------|----------------|
| Mean Thickness       | mm                  | 12       | 7             | 7              |
| Thermal Conductivity | W/m/K               | 237      | 237           | 237            |
| Heat Capacity        | J/m <sup>3</sup> /K | 2.43E+06 | 2.43E+06      | 2.43E+06       |

Devido ao fato do presente trabalho não possuir dados de entrada retirados de ensaios em bancada, foram utilizados alguns dados presentes no próprio tutorial do software, à partir de medições de motores automotivos típicos. Tais dados seguem na figura 24. Não foram utilizados os dados presentes em Moolman (2007) pois o presente trabalho analisa um motor com refrigeração à líquido, ao contrário do trabalho citado que analisa um motor com refrigeração a ar.

| Properties  |                     |        |        |        |        |
|---|---------------------|--------|--------|--------|--------|
|   | Units               | 1      | 2      | 3      | 4      |
| Piston Oil Temperature                                | K                   | 380.0  | 380.0  | 380.0  | 380.0  |
| Piston Oil-Side Heat Transfer Coefficient             | W/m <sup>2</sup> /K | 1170.0 | 1170.0 | 1170.0 | 1170.0 |
| Cylinder Head Coolant Temperature                     | K                   | 370.0  | 370.0  | 370.0  | 370.0  |
| Cylinder Head Coolant-Side Heat Transfer Coefficient  | W/m <sup>2</sup> /K | Corr.  | Corr.  | Corr.  | Corr.  |
| Cylinder Liner Coolant Temperature                    | K                   | 370.0  | 370.0  | 370.0  | 370.0  |
| Cylinder Liner Coolant-Side Heat Transfer Coefficient | W/m <sup>2</sup> /K | 2000   | 2000   | 2000   | 2000   |
| Fraction of Engine Friction which Heats Piston        |                     | 0.37   | 0.37   | 0.37   | 0.37   |
| Fraction of Engine Friction which Heats Liner         |                     | 0.37   | 0.37   | 0.37   | 0.37   |

Figura 24: Dados de entrada para modelagem térmica do motor.

Em todas as simulações foram utilizados taxa de compressão igual a 10, e taxa de swirl igual a 0.716, considerada muito elevada, porém é a taxa para motores com arranjo de válvulas de luva presente na literatura (Ricardo 1968).

## 16. RESULTADOS

A simulação foi realizada em um intervalo total de rotações de 1000 rpm à 8000 rpm, com diferenças de 1000 rpm. Embora, de acordo com Moolman (2007), rotações acima de 6500 rpm ultrapassem o limite para velocidade média do pistão para este motor em particular, foi necessário avançar o limite de rotações para análise mais apurada das características da válvula de luva.

Os dados fundamentais numa primeira análise de motores de combustão interna residem nas curvas e valores de potência máxima e torque máximo. O valor de potência máxima para o motor analisado é de 31.67 KW (aproximadamente 42.5 hp) a 8500 rpm, enquanto o torque máximo é de 39.5 Nm a 6000 rpm.

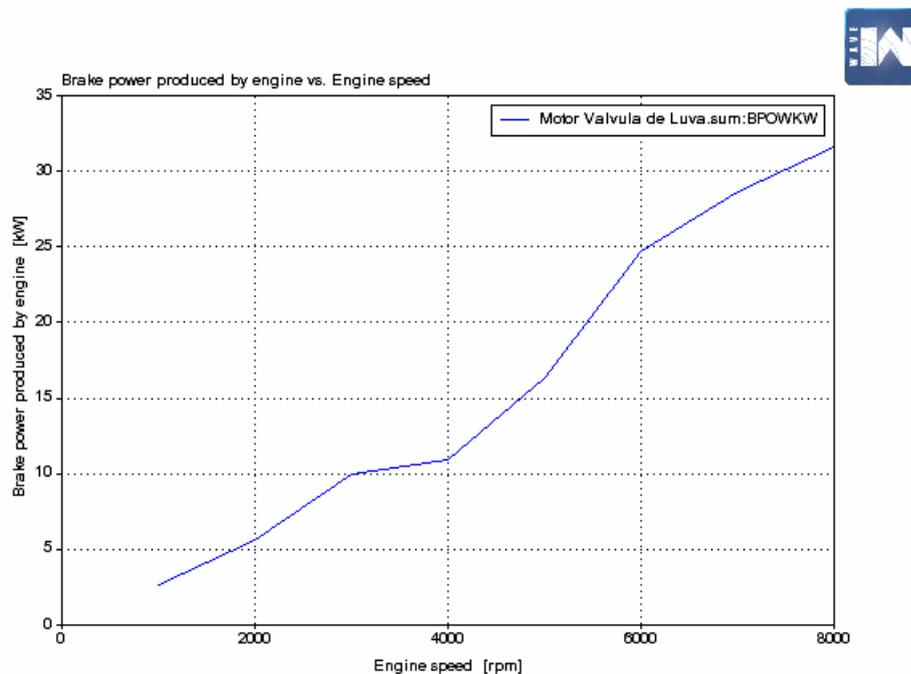


Figura 25: Curva de potência do motor.

A curva de potência do motor, conforme visto na figura 25 ilustra ligeira queda na faixa de 4000 rpm; além da curva de potência deve-se analisar também a curva de torque, presente na figura 26.

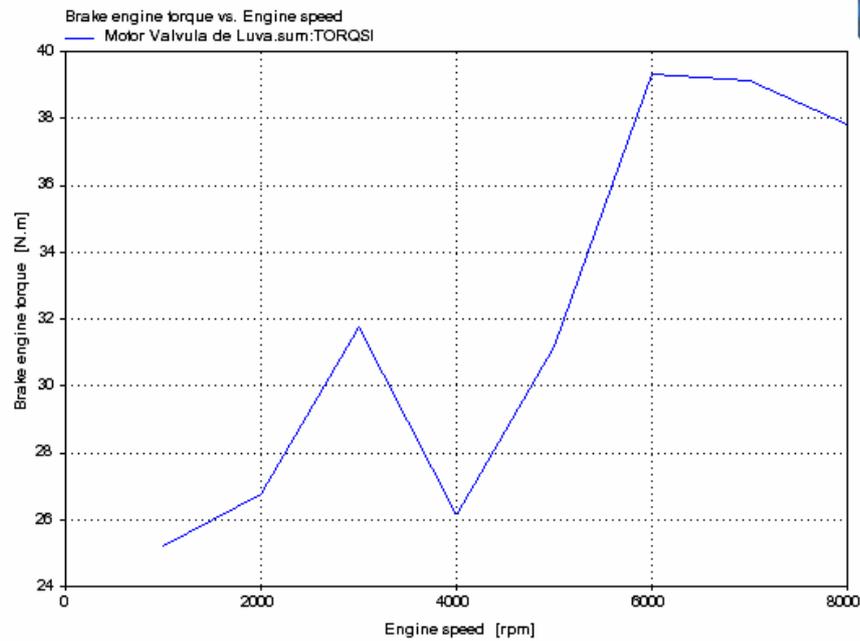


Figura 26: Curva de torque do motor.

A curva de torque presente na figura 26 apresenta quedas nas faixas de 2000 rpm e de 4000 rpm. Para analisar estes resultados foram traçados gráficos das eficiências volumétricas e térmicas do motor em estudo. Tais curvas estão presentes nas figuras 27 e 28.

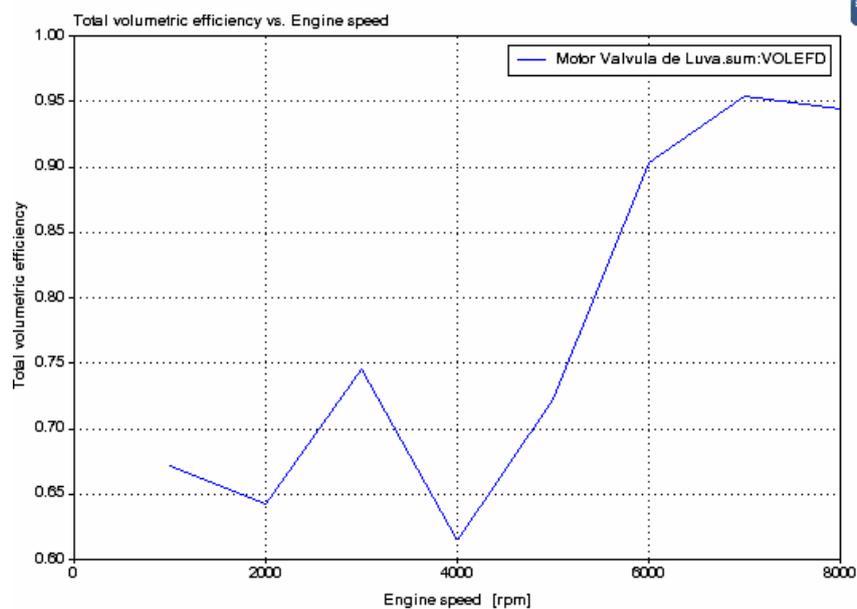


Figura 26: Curva de eficiência volumétrica do motor.

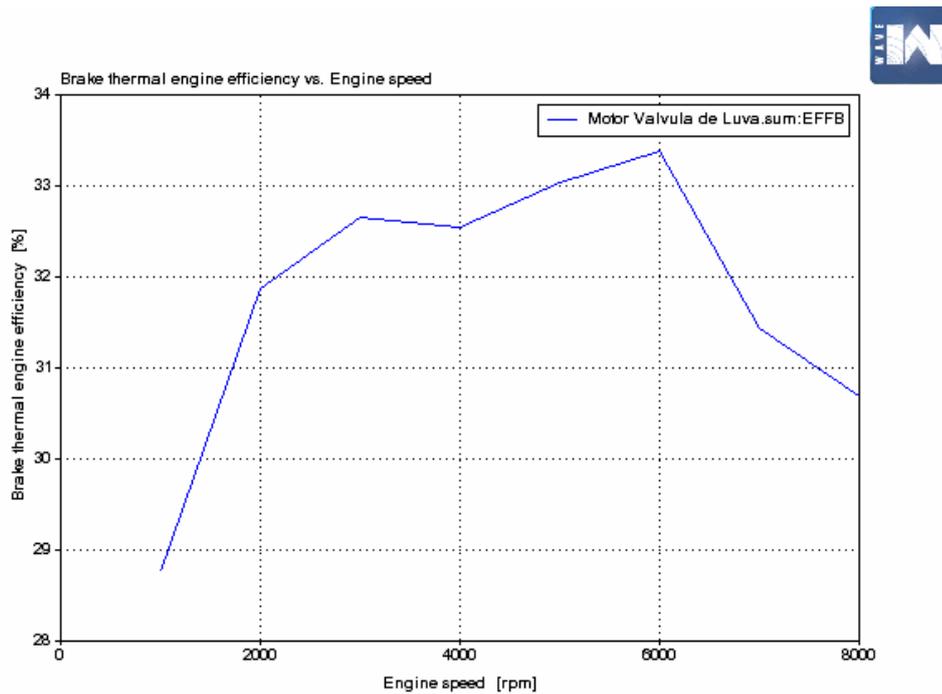


Figura 27: Curva da eficiência térmica do motor.

As quedas presentes na curva de torque do motor, repetem-se nas mesmas faixas de rotações para a curva de eficiência volumétrica do motor. De acordo com Moolman (2007), as quedas na curva de eficiência volumétrica indicam que as características de admissão do motor (comprimento dos dutos de entrada, por exemplo) causam perdas de rendimento nas velocidades de rotação supracitadas.

A curva P–V também foi traçada, de forma a verificar-se que a simulação tem por base um motor ciclo Otto quatro tempos.

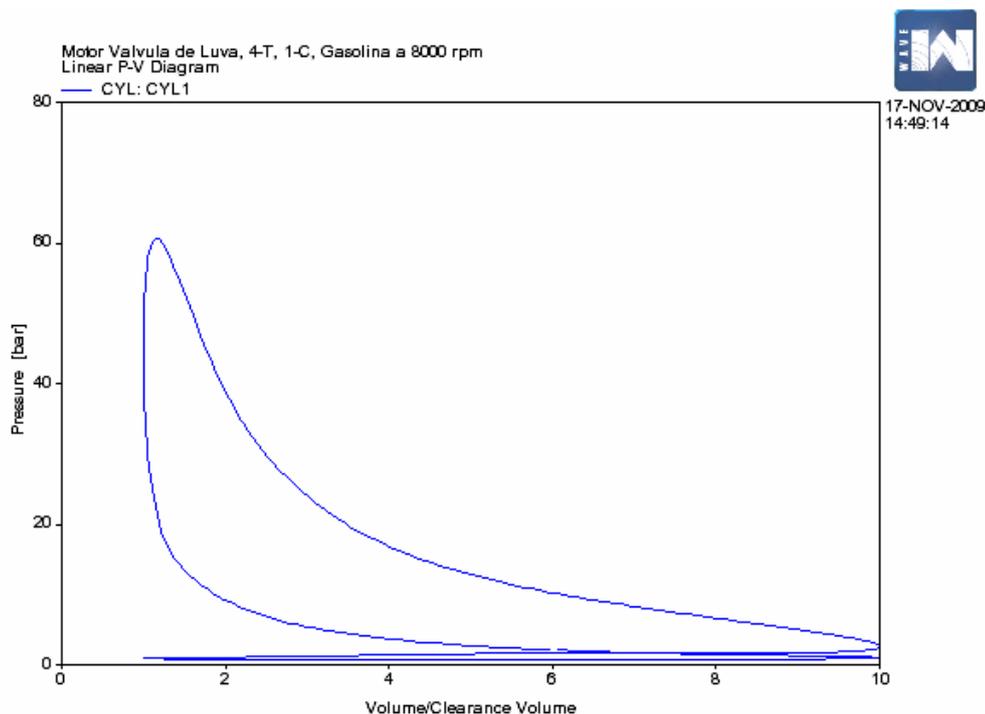


Figura 28: Curva P-V do motor para um giro de 8000 rpm.

Conforme discutido em seções anteriores, a principal diferença na modelagem de um motor com arranjo de válvulas de luva reside nas características de escoamento através das válvulas. Para estudar o fenômeno, foram traçadas curvas de áreas efetivas de válvulas, ou seja, as áreas das válvulas (janelas no caso de válvulas de luva) multiplicadas pelo respectivo coeficiente de descarga; como o coeficiente de descarga das janelas é menor que um -os valores utilizados foram dados por Waldron (1940)- as áreas das válvulas sofrem um pequeno decremento em seus valores absolutos, porém o lay-out da curva continua próximo ao da curva de área de válvulas por ângulo de virabrequim.

A curva de área efetiva das válvulas de admissão e exaustão encontra-se na figura 29, traçada em função do ciclo motor ( $720^\circ$ ) para um giro de 8000rpm.

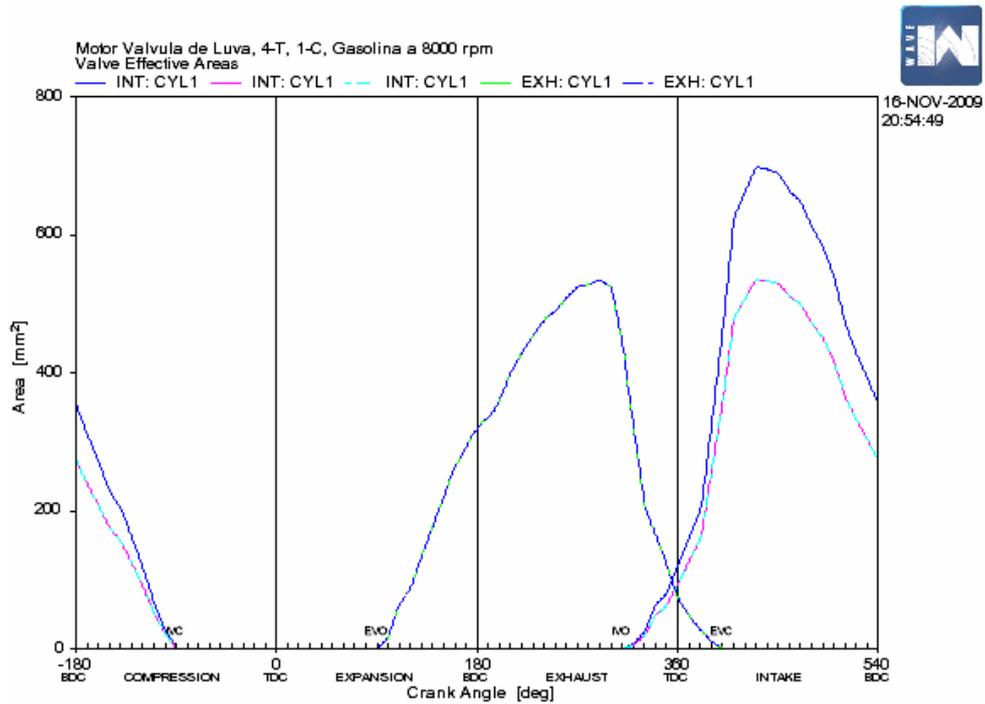


Figura 29: Curva de área efetiva das janelas de admissão e exaustão.

De acordo com a figura 29, percebe-se que a janela de admissão central tem um valor de pico muito maior que as janelas de admissão lateral; isto deve-se ao fato que os valores utilizados para os coeficientes de descarga dados por Waldron (1940) apresentam maiores valores para a janela central.

As curvas presentes na figura 30 apresentam o fluxo de massa através das válvulas de admissão e exaustão nas mesmas condições (ciclo de 720° e 8000 rpm) das curvas para áreas efetivas. Nota-se que, novamente, o fluxo de massa através da janela de admissão central apresenta valores de pico mais elevados que para as janelas de admissão laterais, com valores acima dos 300 Kg/h para a janela central enquanto que para as janelas laterais tal valor está pouco acima dos 200 Kg/h.

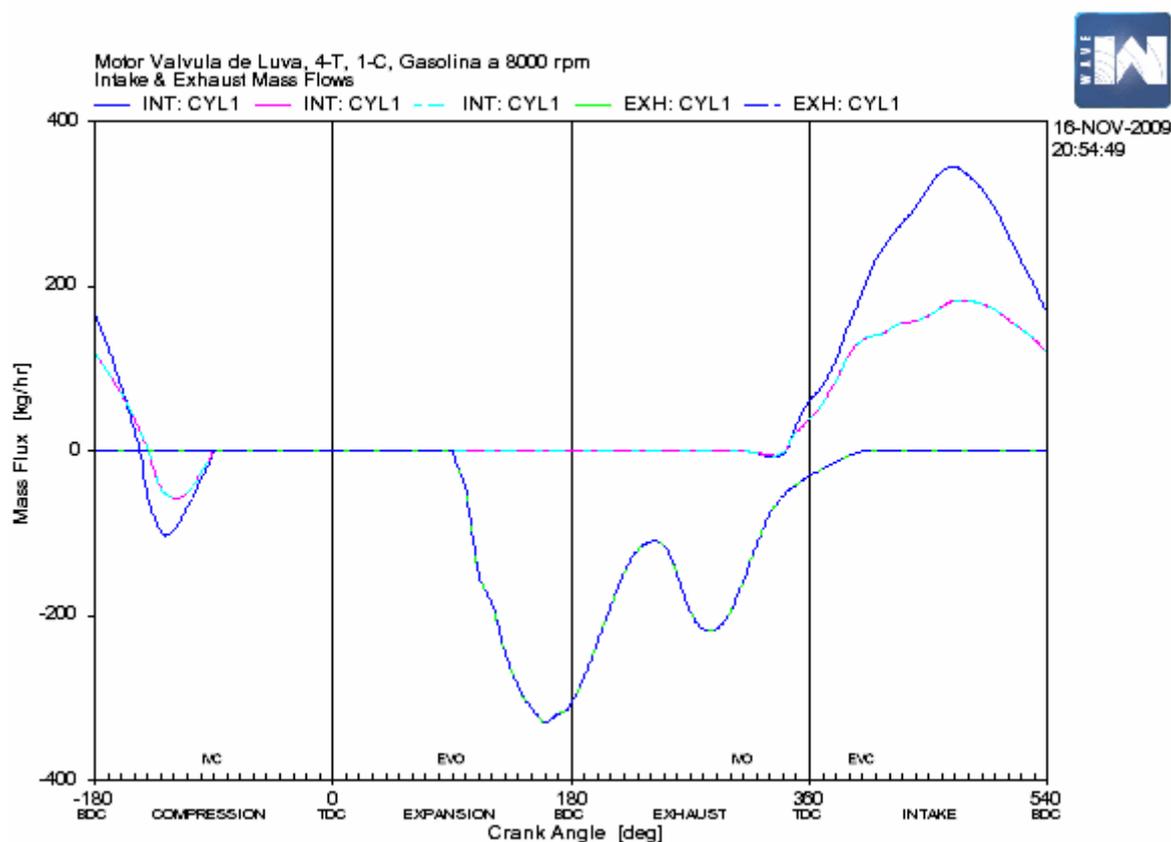


Figura 30: Curva de fluxo de massa através das janelas de admissão e exaustão.

No caso das curvas de fluxo mássico (figura 30), a diferença entre os valores da janela central para as janelas laterais deve-se às diferenças existentes nos valores de pico para as áreas efetivas, porém não apenas à este fator. De acordo com Moolman (2007), deve-se analisar que os comprimentos dos dutos de admissão das janelas laterais apresentam maior comprimento, resultando em maiores perdas de carga. Além disso, eles apresentam diminuição de sua seção transversal ao longo do comprimento, comprometendo ainda mais o escoamento. Da mesma forma, estes dutos estão em contato com as paredes do cilindro, fazendo com que o escoamento em seu interior tenha a temperatura mais elevada e, portanto, reduzindo a densidade do fluxo em seu interior.

## 17. RESULTADOS COMPARATIVOS COM MODELO USUAL

Com o intuito de verificar os resultados obtidos com a simulação do motor com arranjo de válvula de luva, foi simulado no mesmo software um motor com arranjo de válvulas usual. Foi modelado um motor com arranjo de cinco válvulas, sendo três de admissão e duas de exaustão, de forma a se obter a maior aproximação possível com o modelo de válvulas de luva. De acordo com Moolman (2007), deve-se tomar cuidado para simular o motor com arranjo usual, de forma a se obter os mesmos valores de “duração” do período de abertura e fechamento das válvulas. O autor supracitado estimou os períodos de duração de abertura das válvulas de admissão e exaustão como sendo, respectivamente de  $333^\circ$  e de  $309^\circ$ . Estes valores foram utilizados no presente trabalho. Novamente deve-se frisar o fato de que este primeiro modelo do presente trabalho é um modelo de referência e, portanto deve estar próximo à modelagem encontrada na literatura, pois não há condições de verificar a validade dos resultados de outra forma, uma vez que não temos um motor real ou acesso a dados de bancada de um motor utilizando arranjo de válvulas de luva (apenas dados inexatos nos trabalhos de Nyven (1926) e/ou Ricardo (1968)).

A modelagem do presente trabalho analisa um motor refrigerado à água (o trabalho de referência utiliza um motor refrigerado a ar), com conseqüentes modificações na modelagem das transferências de calor nos dutos e no bloco do motor, além de possuir um sistema de exaustão extremamente mais simples que o apresentado pelo trabalho de Moolman (2007). O sistema de exaustão do presente trabalho foi modelado de forma a se obter as maiores saídas de torque e potência dentro do regime de operação do motor.

As dimensões geométricas de dutos e do motor, além das condições de transferência de calor foram mantidas, naturalmente, as mesmas para ambas as simulações. Foi utilizada uma válvula tipo “generic lift” para o arranjo usual, com os cuidados referentes ao período de abertura das válvulas de admissão e exaustão supracitados.

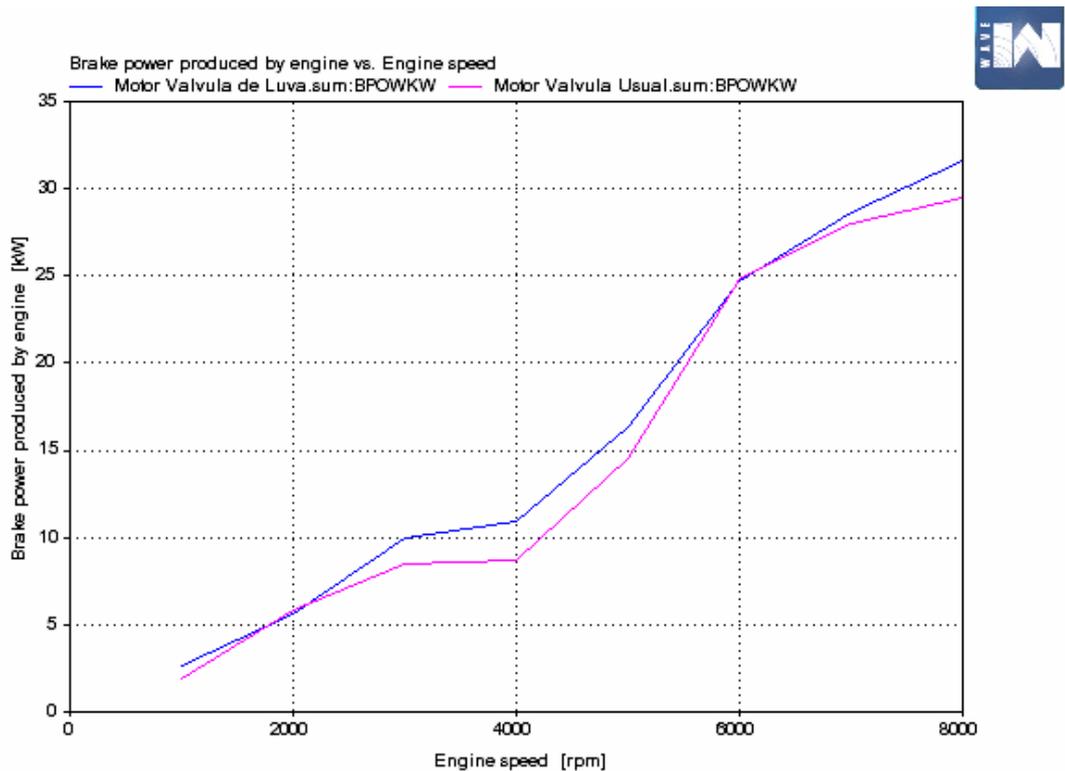


Figura 31: Curvas de potência para as simulações comparativas.

A análise dos dados apresentados pela figura 31 permite comprovar que o motor com arranjo de válvulas de luva apresentou melhores saídas de potência para todo o regime de rotações analisado. O motor com arranjo de válvulas usual apresentou potência máxima na casa dos 29.45 KW, enquanto o motor com válvulas de luva apresentou potência máxima de 31.67 KW. Na faixa de rotações em que ambos os motores perdem rendimento (4000 rpm) a diferença a favor do arranjo com válvulas de luva foi ainda mais acentuada.

O próximo passo será a análise da curva comparativa de torque para ambos os motores. A figura 32 a seguir apresenta tais resultados.

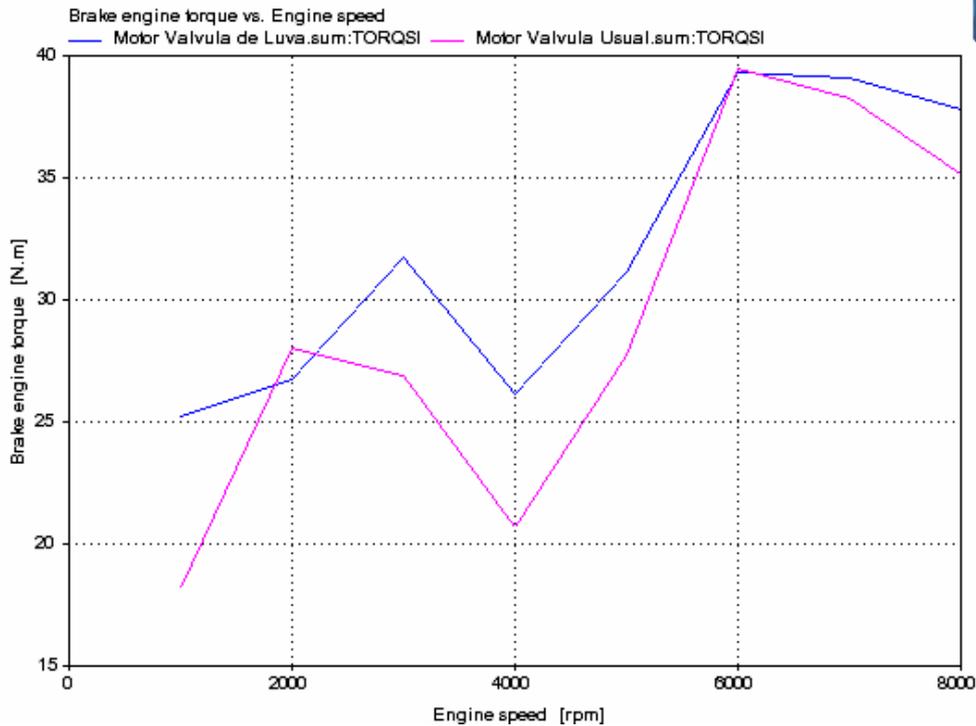


Figura 32: Curva de torque para as simulações comparativas.

A análise dos dados apresentados pela figura 32, da mesma forma que a figura anterior, permite comprovar que o motor com arranjo de válvula de luva apresentou resultados ainda melhores que seu equivalente com arranjo de válvulas usual. Porém deve-se notar que os valores de torque máximo de ambos os motores são praticamente os mesmos – aproximadamente 39.5 Nm – e no mesmo regime de operação de 6000 rpm.

A figura seguinte apresenta o rendimento térmico de ambos os motores e finaliza a análise de resultados comparativos em favor do arranjo de válvulas de luva.

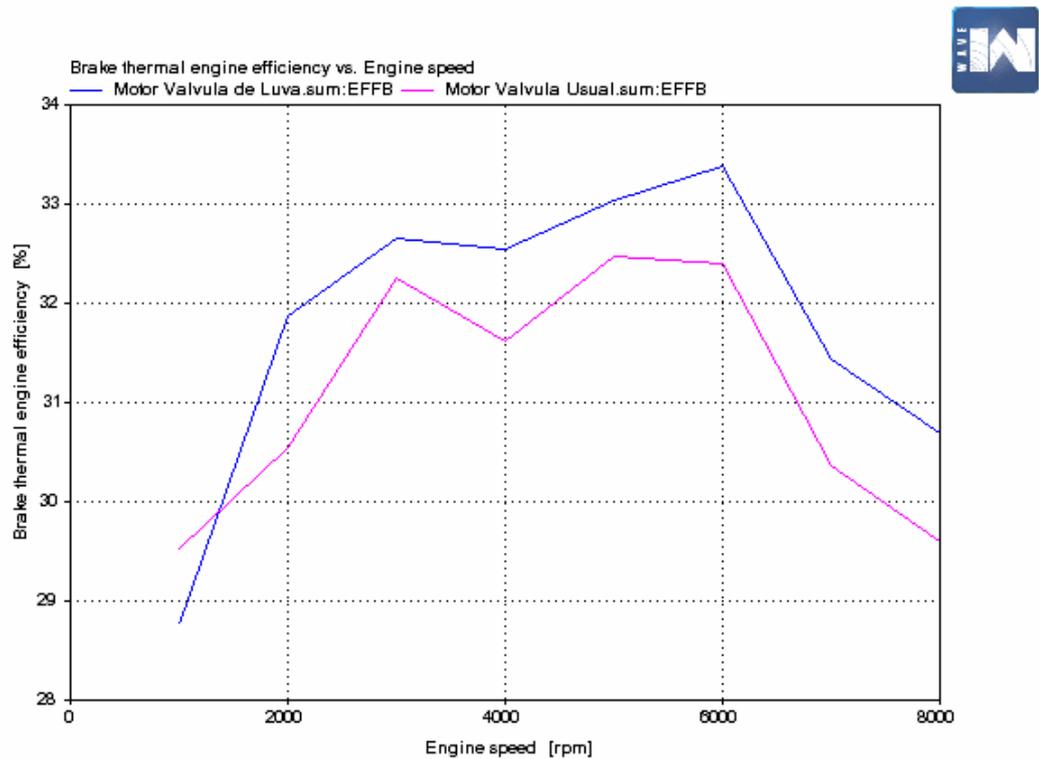


Figura 33: Curva de rendimento térmico para as análises comparativas.

Da mesma forma que nos casos anteriores, a análise dos dados apresentados na figura 33 demonstra que em toda a faixa de regime de operação do motor, o arranjo de válvulas de luva apresenta resultados favoráveis, em detrimento ao motor equivalente com arranjo de válvulas usual. A eficiência térmica do motor com arranjo de válvulas de luva é pouco superior a 1% em relação ao equivalente com arranjo usual.

## 18. CONCLUSÕES

As simulações realizadas com o arranjo de válvulas de luva apresentaram elevados valores para áreas de válvula efetiva (picos da ordem de 700 mm<sup>2</sup>), assim como elevados valores para fluxos mássicos (picos da ordem de 350 Kg/h).

Entretanto tais valores foram obtidos apenas para a janela central de admissão, sendo que as janelas laterais, embora ainda com altos rendimentos, apresentaram sensível diferença em relação à janela central.

Tal análise vem a corroborar a necessidade de dutos independentes para todas as janelas de admissão e exaustão, o que incorrerá em necessidades de maior espaço para acomodação dos dutos de admissão e escape, o que pode tornar-se inviável para motores multicilindro.

As simulações comparativas com um motor equivalente utilizando sistema usual de válvulas apresentaram resultados amplamente favoráveis ao arranjo com válvulas de luva, em praticamente todo o espectro de regime de operações do motor.

Porém uma análise mais criteriosa comprova que, apesar dos resultados favoráveis, em valores absolutos as diferenças apresentadas foram sempre muito pequenas.

Tais evidências, associadas às atuais desvantagens do arranjo de válvulas de luva apresentadas ao longo do trabalho, (alta precisão dos processos de usinagem, excessivo consumo de óleo devido ao efeito de blow-by, luvas de grandes dimensões para acomodar as janelas em uma extremidade e o mecanismo de acionamento em outra) levam a conclusão de que, apesar de sua gama de vantagens, o arranjo de válvulas de luva torna-se uma solução por demais complexa e dispendiosa (necessidade de “reconstruir” todo o projeto do chamado baixo motor) frente aos benefícios atingidos.

## 19. BIBLIOGRAFIA

FAULKNER, B. **The sleeve valve two stroke engine: Reduction of oil consumption.** 2006. Dissertação (Mestrado) - Cranfield University. 2006.

MOOLMAN, A. **Modelling of a 4-S Sleeve Valve Engine.** 2007. 105p. Dissertação (Mestrado) - Cranfield University. 2007.

NYVEN, A. M. The single sleeve valve engine. In: THE SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, 1926, New York. p.1-32.

RICARDO, H.R. **The high speed internal combustion engine.** 5ª edição. Londres. Blackie & Son Limited. 1968. 420p.

RICARDO, H.R.; GLYDE, H.S. **The high speed internal combustion engine.** 3ª edição. Londres. Blackie & Son Limited. 1945. 434p.

TAYLOR, C.F. **Análise dos motores de combustão interna.** 1ª edição. São Paulo. Edgard Blucher Ltda. 1971. 2v.

VASUDEVAN, N. **A Study of Coating Technologies for Minimal Lubrication Operation for Sleeve Valve Engine.** 2007. 104p. Dissertação (Mestrado) - School of Engineering. Cranfield, UK: Cranfield University. 2007.

WALDRON, C. D. **Flow Coefficients of Monosleeve Valves** 13p. T.N. N° 717, NACA, 1940

YECHURI, S. **An Assessment of Variable Valve Train Options for Motorsport Applications.** 2007. 124P. Dissertação (Mestrado) - Cranfield, UK: Cranfield University. 2007.