

SIMULAÇÃO DO MOVIMENTO AXIAL DOS ANÉIS DE PISTÃO

Eduardo Tomanik

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Francisco E. B. Nigro

São Paulo - 1993

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600009979

SUMÁRIO

Lista de figuras

Nomenclatura

1- INTRODUÇÃO	01
2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	
2.1 Introdução	04
2.2 Simulação do Comportamento dos Anéis	10
3- MODELO UTILIZADO	
3.1 Forças Agindo nos Anéis	13
3.1.1 Forças de Inércia	16
3.1.2 Forças dos Gases	17
3.1.3 Forças Hidrodinâmicas	18
3.2 Fluxo dos Gases	30
3.3 Transporte de Óleo	35
3.3.1 Volume de Óleo pela Face de Contato Anel/Cilindro: Q_f	36
3.3.2 Volume de Óleo pela Folga entre Pontas do Anel: Q_g ...	37
3.3.3 Volume de Óleo pelo Canalete: Q_s	37

4- DESCRIÇÃO ESQUEMÁTICA DO PROGRAMA	39
4.1 Fluxograma Principal	41
4.2 Fluxograma do Cálculo das Forças Atuantes	42
4.3 Exemplos de resultados	43
5- DADOS DE ENTRADA	44
6- CÁLCULO DAS PRESSÕES INTERCANALETES E DO "BLOW-BY"	46
7- CÁLCULO DAS FORÇAS HIDRODINÂMICAS	52
8- ESTUDO DE UM CASO PRÁTICO	57
8.1 Dados do motor	57
8.2 Dados do pistão e anéis	58
8.3 Pressões Intercanaletes	59
8.4 Movimento Axial dos Anéis	61
8.5 "Blow-by"	64
8.6 Espessura do Filme de Óleo	66
8.7 Potência de Atrito	69
9- CONCLUSÃO	
9.1 Conclusões	72
9.2 Sugestões de trabalhos futuros	73
10- REFERÊNCIAS	75

LISTA DE FIGURAS

2.1- Esquema e nomenclatura do conjunto pistão-anéis	06
2.2- Construções típicas de anéis de pistão ([50])	07
2.3- "Low-Speed Pattern" ([31])	09
2.4- "High Speed Pattern" ([31])	09
2.5- Modelo de orifícios	11
3.1- Forças atuantes no anel	15
3.2- Modelo "fully flooded" e "starved" de lubrificação	19
3.3- Pressão hidrodinâmica no anel	20
3.4- Curva de Stribeck [32]	25
3.5- Coeficiente de atrito radial, segundo Kornprobst [1]	27
3.6- Modelo para cálculo do fluxo de gases para 3 anéis	30
3.7- Modelos I e II dos volumes de zona de anéis	31
3.8- Passagens para o fluxo de lubrificante pelos anéis	35
3.9- Espessura do filme de óleo ([43])	36
4.1- Exemplos de gráficos emitidos pelo programa	43
5.1- Dados do perfil da face de contato	45
6.1- Áreas de passagem pelo anel	47
6.2- Parcelas do volume intercanaleta	48
6.3- Nomenclatura da subrotina de cálculo das pressões	49
6.4- "Blow-by" acumulado (em massa) para cada anel, ao longo dos 720°	51
7.1- Pressão Hidrodinâmica	52

8.3.1- Pressões nos lands, 3000 rpm	59
8.3.2- Pressões nos lands, 5600 rpm	60
8.4.1- Movimento Axial dos anéis, 3000 rpm	61
8.4.2- Movimento Axial dos anéis, 5600 rpm	62
8.5.1- Comparação do "blow-by" calculado com o medido em diversos testes de dinamômetro	64
8.5.2- "Blow-by" (em massa) acumulado a cada grau do virabrequim ...	65
8.6.1- Espessura do filme de óleo, 3000 rpm	66
8.6.2- Reprodução da fig. 2 do trabalho de JENG [48], análise "fully flooded", 2000 rpm, carga parcial	67
8.6.3- Espessura do filme de óleo, 5600 rpm. Aumento do filme do 2 ^o anel após a explosão	68

NOMENCLATURA

A: área (m^2)
a: aceleração (m/s^2)
b: altura do anel (m)
Cd: coeficiente de descarga de um orifício
F: força (N)
f: coeficiente de atrito
F_{at}: Força de atrito (N)
F_{hid}: Força hidrodinâmica (N)
F_t: Força tangencial do anel (N)
gap: folga entre pontas do anel
h: espessura do filme de óleo (m)
k: razão do calor específico à pressão constante sobre o à volume constante
land: região intercanaletes do pistão
L_{rod}: comprimento da biela (m)
M: massa (kg)
: momento (N.m)
P: pressão (kPa)
R: constante universal dos gases
r: raio (m)
sgn: função sinal
T: temperatura (K ou °C, dependendo da aplicação)
t: tempo (s)
t_t: tensão própria do anel (N/m^2)
W: radial do anel (m)
w: velocidade angular do motor (rpm ou 1/s, dependendo da aplicação)

Letras Gregas:

μ : viscosidade dinâmica (Pa.s)
 ρ : massa específica (kg/m^3)
 θ : ângulo do virabrequim, em graus, à partir do TDCF
 λ : relação raio/comprimento da biela
 \varnothing : diâmetro (m)

Subscritos:

a : anel
at : atrito
ax : na direção axial
gas : relativo aos gases
hid : hidrodinâmica(o)
p : pistão
rad : na direção radial
1 : relativo ao 1º anel
2 : relativo ao 2º anel
3 : relativo ao 3º anel

Abreviações

BDC: "Bottom Dead Center", ponto inferior de reversão do movimento do pistão

TDC: "Top Dead Center", ponto superior de reversão do movimento

TDCF: "Top Dead Center Firing", TDC após a ignição

1- INTRODUÇÃO

O objetivo da dissertação proposta é modelar, através de um programa de computador, o movimento axial de anéis de pistão de motores de combustão interna de 4 tempos.

O modelo bidimensional incluirá o cálculo das principais forças que agem no anel a cada ângulo do virabrequim, bem como um cálculo do volume de óleo transportado até a câmara de combustão, do fluxo de gases ("blow-by") e da potência de atrito dispendida pelos anéis.

Justificativa

Vários autores citados na revisão bibliográfica reconhecem a importância do movimento axial dos anéis no consumo de óleo lubrificante e no "blow-by" do motor, e modelos como o proposto são recomendados para otimizar o projeto de anéis e pistões.

A adoção de limites mais severos, quanto à emissão de poluentes, exige consumos de óleo lubrificante cada vez menores, bem como motores mais eficientes. Alia-se a isto, um ciclo de vida e portanto de projeto cada vez menor, obrigando o uso de ferramentas de auxílio ao projeto mais poderosas que as atualmente empregadas.

Metodologia

A partir do equacionamento das principais forças que agem no anel, foi desenvolvido um programa de computador, em Pascal, que calcula:

- o movimento axial dos anéis;
- o fluxo de gases ("blow-by");
- a potência de atrito dissipada pelos anéis;
- uma estimativa do óleo lubrificante transportado.

Tal programa pretende servir como ferramenta analítica para o projetista de anéis, em especial quando de motores em início de desenvolvimento.

O programa tem como entrada:

- dados básicos da geometria do motor
- dados geométricos detalhados do pistão e anéis
- propriedades do óleo lubrificante [†]
- rotação e potência do regime que se deseja simular
- temperaturas na parede do cilindro e no pistão [†]
- diagrama de pressão da câmara de combustão ^{**}

A partir da pressão na câmara de combustão a cada grau do virabrequim, as pressões em cada intercanaleta são calculadas pelo "modelo de orifícios", o que permite também o cálculo do fluxo de gases através dos anéis.

[†] na indisponibilidade destes dados, serão usados dados de motores similares

^{**} na indisponibilidade deste dado, o programa terá um módulo simplificado para cálculo do diagrama de pressão, a partir de dados básicos do motor.

Pelo equilíbrio de forças e a aplicação da equação de Reynolds são calculadas as forças hidrodinâmicas e a espessura do filme de óleo na interface anel/parede do cilindro, o que permite estimar a potência de atrito dos anéis e o volume de óleo transportado do carter para a câmara de combustão.

Neste trabalho, o modelo é verificado contra resultados experimentais de "blow-by", e valores relativos de atrito e consumo de óleo, e comparado com resultados publicados de trabalhos similares.

2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- INTRODUÇÃO

Os anéis de pistão de motores de combustão interna tem 3 funções básicas:

- vedar a folga pistão-cilindro para reter a pressão de combustão e reduzir o "blow-by" (fluxo de gases da câmara de combustão para o carter).
- controlar o acesso de óleo lubrificante ao topo do pistão de modo a limitar o consumo de óleo.
- servir como elemento de fluxo de calor do pistão para a parede do cilindro.

Nas 2 primeiras, o papel dos anéis é de fundamental importância, MCGEEHAN [15] numa revisão dos fatores que afetam o consumo de óleo, dedica mais de metade de seu trabalho ao conjunto anéis-pistão-cilindro.

Um mal projeto do pacote de anéis pode inviabilizar a utilização de um motor; principalmente hoje quando leis que limitam a emissão de poluentes exigem níveis de consumo de óleo lubrificante da ordem de 0,1 g/kWh, enquanto até pouco tempo atrás eram comuns valores 10 vezes maiores.

Uma das principais fontes de emissão de particulados nos motores Diesel é o consumo de óleo lubrificante, o que tem provocado um grande esforço de otimização do pacote de anéis de pistão.

Apesar de sua importância, muito do trabalho de desenvolvimento do pacote de anéis de um motor ainda é feito de maneira semi-empírica: normalmente inicia-se um projeto baseado num outro projeto bem sucedido de um motor

similar e realiza-se então uma série de testes, que não raro se estendem por bastante tempo, até atingir os objetivos de consumo de óleo, "blow-by" e durabilidade desejados.

Mesmos pesquisadores de Centros como *Ricardo Consulting Engineers Ltd* na Inglaterra concordam que "ainda hoje técnicas experimentais dominam o desenvolvimento de um pacote de anéis" (BANKS; LACY [16] em 1989) ou de maneira mais clara, LUBBING diz que "a otimização do sistema pistão/anéis /cilindro ainda hoje é feita pelo teste de inúmeras variantes de pistões e anéis", num trabalho de 1990 [34].

Já na década de 70, BISHOP [5] ressaltava a necessidade de ferramentas que auxiliassem o projeto de pistões e anéis através da simulação matemática do desempenho destes componentes, e apresentava (assim como outros pesquisadores) um programa de computador para estimativa do desempenho do sistema pistão-anéis. A complexidade das condições (térmicas, dinâmicas, hidrodinâmicas e tribológicas) de funcionamento deste sistema, faz com que até hoje programas de simulação do desempenho de anéis não sejam prática corrente de engenharia, e continuem ainda objetos de pesquisa, por ex. o apresentado em 1992 na Society of Automotive Engineers (SAE) por GOENKA [49].

Pacote Típico de Anéis

A fig. 2.1 mostra esquematicamente a construção e nomenclatura de um conjunto pistão-anéis. Basicamente existem 2 tipos de anéis: compressão e óleo. Os motores atuais de 4 tempos possuem em geral 3 anéis por pistão (embora sejam conhecidos casos com 2 e 4), sendo os 2 superiores de compressão, e o inferior de óleo.

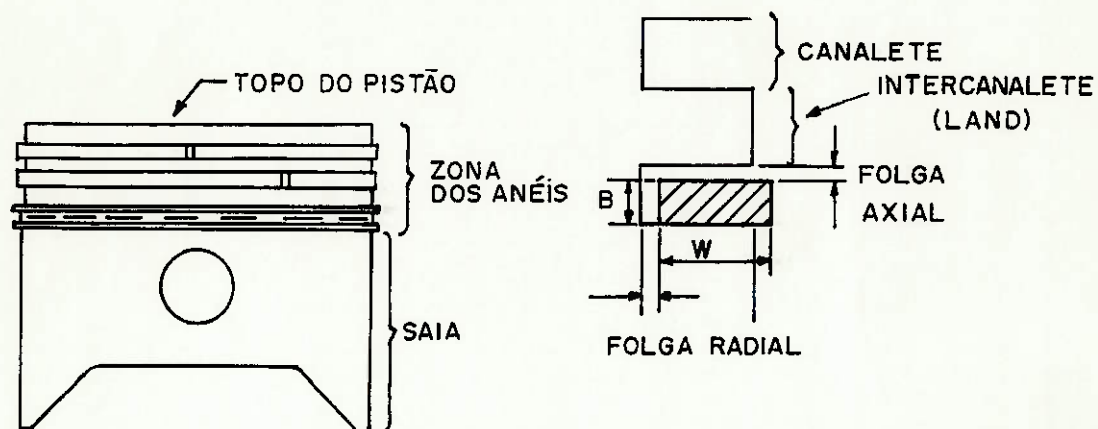
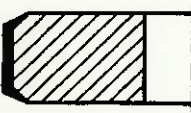
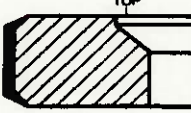
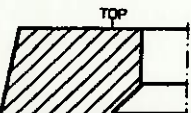
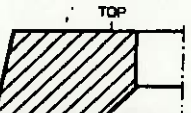
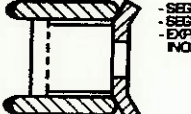
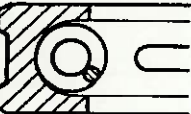


Fig. 2.1 - Esquema e nomenclatura do conjunto pistão-anéis

São conhecidos vários projetos de anéis de compressão, diferenciados principalmente pela seção transversal (onde rebaixos provocam uma torção no anel quando montado, sendo esta torção considerada positiva se a face de contato tende a subir), pelo perfil e pela cobertura da face de contato. Os anéis de compressão possuem altura ao redor de 1,5 mm, pressão própria de contato contra o cilindro relativamente baixa ($\sim 0,1 \text{ N/mm}^2$), e necessitam portanto da pressão dos gases agindo atrás, para uma vedação satisfatória. O anel de óleo, por sua vez, é normalmente provido de uma mola e um perfil tal que exerce uma pressão da ordem de 1 a 2 N/mm^2 , e pela sua posição no pistão este anel sofre pouca influência da pressão dos gases de combustão.

A fig. 2.2 mostra algumas construções típicas de pacotes de anéis para motores Otto e Diesel.

JOGO DE ANÉIS TÍPICO PARA MOTORES CICLO OTTO

ASPIRAÇÃO NATURAL	TURBO ALIMENTADO
 <ul style="list-style-type: none"> - CROMADO - FACE ABALUADA - FERRO FUNDIDO CINZENTO 	 <ul style="list-style-type: none"> - METALIZADO COM MOUBDÊNIO - FACE TOTALMENTE METALIZADA - FACE ABALUADA COM REBAIXO INTERNO - FERRO NODULAR
 <ul style="list-style-type: none"> - FACE CÔNICA - TORÇÃO NEGATIVA - FERRO FUNDIDO CINZENTO NORMAL OU LIGADO 	 <ul style="list-style-type: none"> - FACE CÔNICA - TORÇÃO NEGATIVA - FERRO FUNDIDO CINZENTO LIGADO
 <ul style="list-style-type: none"> - SEGMENTOS CROMADOS - SEGMENTOS EM AÇO CARBONO - EXPANSOR EM AÇO INOXIDÁVEL 	 <ul style="list-style-type: none"> - CROMADO - PERFIL RETIFICADO - FERRO FUNDIDO CINZENTO

JOGO DE ANÉIS TÍPICO PARA MOTORES CICLO DIESEL

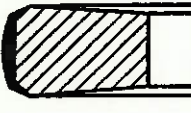
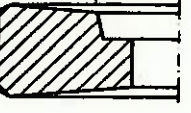
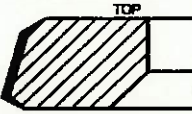


ASPIRAÇÃO NATURAL	TURBOALIMENTADO
 <ul style="list-style-type: none"> - CROMADO - FACE ABALUADA - TRAPEZOIDAL - FERRO FUNDIDO NODULAR 	 <ul style="list-style-type: none"> - METALIZADO COM MOUBDÊNIO - FACE TOTALMENTE METALIZADA - FACE ABALUADA - TRAPEZOIDAL - COM REBAIXO INTERNO - CANTOS VIVOS NO LADO INTERIOR - FERRO FUNDIDO NODULAR
 <ul style="list-style-type: none"> - CROMADO - TORÇÃO NEGATIVA - FERRO FUNDIDO CINZENTO OU NODULAR 	
 <ul style="list-style-type: none"> - CROMADO - PERFIL RETIFICADO - FERRO FUNDIDO CINZENTO 	 <ul style="list-style-type: none"> - CROMADO - PERFIL RETIFICADO - FERRO FUNDIDO CINZENTO - MOLA COM PASSO VARIADO E RETIFICADA

Fig. 2.2 - Construções típicas de anéis de pistão. [50]

Movimento Axial dos Anéis

Numa condição ideal de funcionamento, o anel é pressionado pelos gases de combustão contra o flanco inferior do canaleta, vedando esta passagem; na face de contato contra o cilindro, o filme de óleo existente também impediria a passagem de gás, restando apenas a folga entre pontas do anel como passagem para o "blow-by". Entretanto esta condição não é usualmente satisfeita, a resultante axial das forças pode fazer o anel se "levantar" do flanco inferior do canaleta, aumentando a área de passagem de gases e "bombeando" o óleo existente no canaleta para a câmara de combustão.

TAKIGUCHI [33] diz que o fluxo de óleo por trás do anel poderia ser evitado se o anel se comportasse como uma válvula de retenção:

- o anel contataria o flanco inferior do canaleta durante a subida do pistão,
- no TDC mudaria imediatamente para o flanco superior,
- onde permaneceria durante toda a descida do pistão.

ESSIG et al. [31] classifica o comportamento axial do pacote de anéis, em motores Diesel, em 2 padrões:

"*Low Speed Pattern*" (fig. 2.3): O 2º anel permanece no flanco inferior do canaleta durante a parte de alta pressão do ciclo, causando uma alta pressão intercanaleta. Isto faz com que o 1º anel se levante do flanco inferior no final da expansão, perdendo sua capacidade de vedação e bombeando óleo para a câmara.

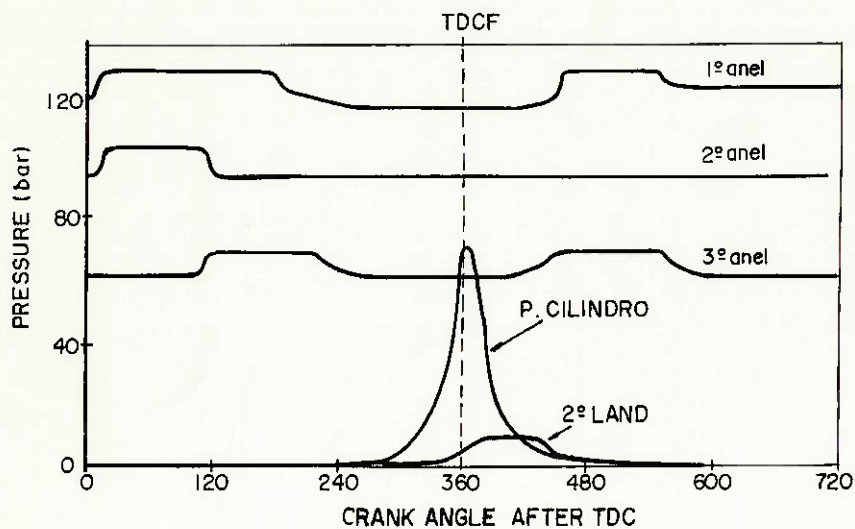


Fig. 2.3- "Low Speed Pattern" ([31])

"High Speed Pattern" (fig. 2.4): Em regimes de alta rotação as folgas são menores, o tempo para o fluxo de gases é menor e as forças de inércia são maiores, o que faz com que o 2º anel se levante, gerando uma baixa pressão intercanaleta e permitindo que o 1º anel permaneça no flanco inferior durante os tempos de combustão, expansão e exaustão. Este padrão é desejável em termos de consumo de óleo.

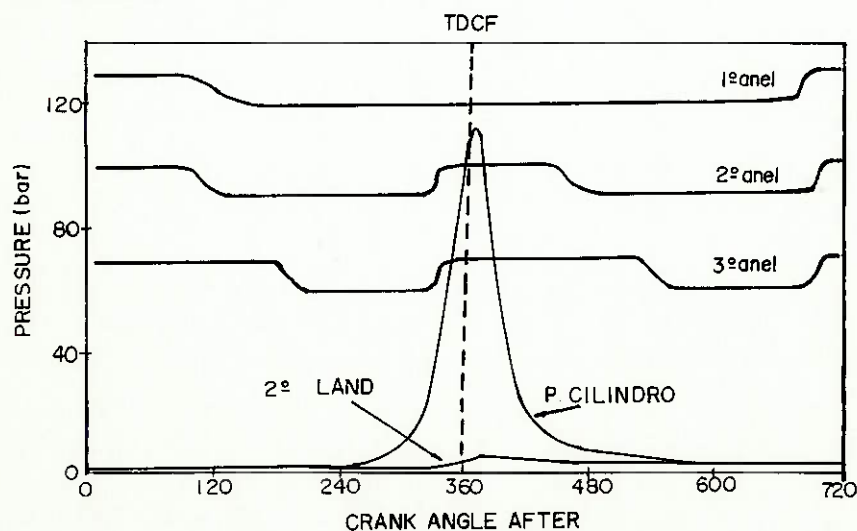


Fig. 2.4- "High Speed Pattern" ([31])

O verdadeiro comportamento axial dos anéis é mais complexo que os padrões de Essig, especialmente em regimes de carga parcial, mas uma ferramenta analítica que preveja o comportamento dos anéis seria de bastante utilidade no desenvolvimento de novos motores e/ou aperfeiçoamento dos atuais.

2.2- SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO DOS ANÉIS

Trabalhos mostrando modelos de simulação do comportamento dos anéis, e em especial de sua movimentação axial foram apresentados a partir da década de 1970, por autores como BISHOP & LEAVITT [5] e RUDDY et al. numa série de trabalhos ([11], [21], [24]) na Universidade de Leeds; e tão recentemente quanto 1992 por JENG [48], GOENKA [49] e BURNETT [53]. Os trabalhos citados, e outros que serão discutidos ao longo desta revisão, consideram em geral um modelo bidimensional (axi-simétrico), no qual o pacote de anéis é modelado como um "labirinto de orifícios" (fig. 2.5), por onde ocorre o fluxo de gases da câmara de combustão para o carter do motor. Este fluxo cria diferentes pressões em cada subvolume intercanaleta; o anel sujeito à força resultante deste diferencial de pressões e às forças de inércia e hidrodinâmicas, se movimenta axialmente dentro do canaleta. A partir deste modelo, o "blow-by", as forças de atrito e o transporte de óleo lubrificante podem ser estimados.

A literatura mostra também algumas poucas tentativas de modelos tridimensionais: FURUHAMA et al. em 1991 [39] apresenta um trabalho calculando a variação circunferencial de pressão ao longo do volume entre anéis e considerando a posição relativa da folga entre pontas entre 2 anéis (embora o pistão continue sendo considerado axi-simétrico). GRICE et al. num trabalho [52] apresentado em 1992, analisa a distribuição circunferencial do filme de

óleo em virtude das deformações na forma do cilindro, mas em outros aspectos faz hipóteses mais simplificadoras do que os modelos bidimensionais citados.

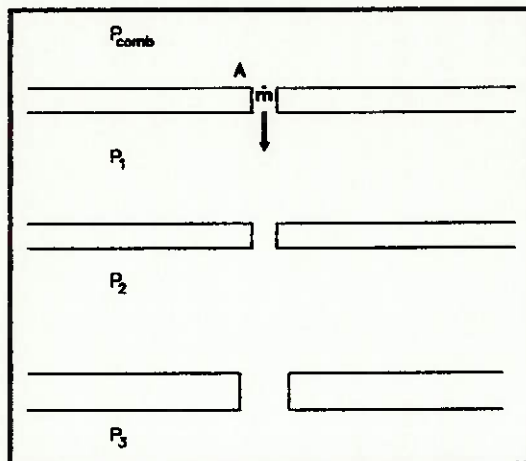


Fig. 2.5- Modelo de orifícios

Tem-se também notícia de um modelo tridimensional mais completo que estaria sendo desenvolvido pela FVV (consórcio de empresas automotivas alemãs) mas que exigiria supercomputadores para processá-lo.

Uma solução prática para superar parte das limitações de se adotar um modelo axi-simétrico para o pistão, é analisar o modelo em 3 planos:

- lado de maior pressão de contato pistão-cilindro
- lado de menor pressão de contato pistão-cilindro
- lado do pino do pistão

e balancear os resultados obtidos.

No Brasil a empresa *Metal Leve* está desenvolvendo um programa de simulação do comportamento do conjunto pistão-anéis e uma dissertação de mestrado,

- desprezar o movimento torcional é a principal crítica que pode ser feita ao programa, já que a inclinação do anel altera o perfil oferecido ao filme de óleo, bem como a capacidade de vedação do anel (LAUGÊNIO, [50]). Alterar a seção transversal e portanto o comportamento torcional do anel é uma das práticas utilizadas para otimização de um pacote de anéis; entretanto optou-se por não considerar o movimento torcional nesta etapa do trabalho, pelas seguintes razões:

1-) O movimento axial é mais importante, e a literatura mostra diversos autores que tomaram a mesma decisão (por ex.: MIYACHIKA [3] e BISHOP & LEAVITT [5]).

2-) O cálculo dos braços de alavanca, para determinação dos momentos atuantes, é de precisão discutível.

3-) O anel torce de forma diferenciada ao longo de seu perímetro, o que é verificado na prática pelo assentamento diferenciado da face lateral do anel.

4-) A inclinação do anel em relação à parede do cilindro, depende de dados do pistão, como a deformação dos canaletes em funcionamento e a movimentação angular do pistão, que em geral não estão disponíveis ao projetista de anéis, principalmente no início de desenvolvimento de um motor.

A fig. 3.1 mostra as principais forças agindo no anel:

- F_t : força tangencial, própria do anel

- Força dos gases:

$$F_{gas_{ax}} = (P_0 - P_1) \cdot W \cdot \text{perímetro do anel}$$

$$F_{gas_{rad}} = P_1 \cdot b \cdot \text{perímetro do anel}$$

- Forças hidrodinâmicas:

coincidentemente semelhante à proposta aqui, foi desenvolvida pelo mestrando WALTER ZOTTIN [57], sob orientação do prof. Dr. Carlos Chien-Ching Tu.

Uma versão preliminar do programa descrito neste trabalho, foi apresentado [64] pelo autor em 1993 no VII SIMEA (Simpósio de Engenharia Automotiva); a versão apresentada naquele simpósio possuía um módulo mais simples de cálculo das pressões intercanaletes.

Também em 1993 destacam-se os trabalhos publicados pela equipe da *Ricardo of North America*: KERIBAR [58], WAHIDUZZAMAN [59] e DURSUNKAYA [60].

3- MODELO UTILIZADO

3.1- FORÇAS AGINDO NOS ANÉIS

O pistão de motores de combustão apresenta 2 movimentos:

- primário, que constitui no seu movimento alternativo devido o mecanismo de biela-manivela.
- secundário (também chamado de "tilt"), de inclinação em torno de seu pino.

O anel, devido às necessárias folgas de funcionamento, apresenta em relação ao pistão, os seguintes movimentos:

- *axial*, dentro do canaleta.
- *radial*, em virtude do movimento secundário do pistão.
- *torcional*, (também chamado de "twist") assumindo a forma de um prato (positivo se virado para cima, negativo se o oposto).
- *de rotação*, considerado aleatório (DEMARCHI, [44]), mas desejável por que na folga entre pontas do anel, a ação de degradação do óleo pelo "blow-by" deve ser maior que no restante do anel.

No programa desenvolvido foi considerado apenas o movimento axial.

- o movimento radial é de pouca importância, tendo em vista as hipóteses adotadas (modelo axi-simétrico, ausência de depósitos nos canaletes, etc)

Axiais: $F_{hid_{ax}} + F_{at_{ax}}$
 Radiais: $F_{hid_{rad}} + F_{at_{rad}}$

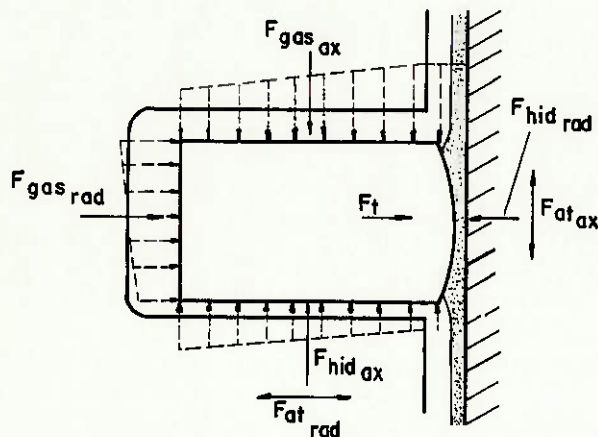


Fig. 3.1- Forças atuantes no anel

Assim, as equações de equilíbrio podem ser escritas por:

Axial:
$$F_{hid_{ax}} - F_{gas_{ax}} \pm F_{at_{ax}} = M_a \cdot a_{ax} \quad (1)$$

Radial:
$$F_t + F_{gas_{rad}} - F_{hid_{rad}} \pm F_{at_{rad}} = M_a \cdot a_{rad} \quad (2)$$

A pressão própria t_t , considerada constante ao longo do perímetro do anel num modelo axi-simétrico é na verdade projetada para ser variável ao longo da circunferência do anel, e quando o motor está em funcionamento, sofre a influência do gradiente de temperatura que existe entre a face interna e externa do anel. Como o anel tende a girar de forma aleatória, a variação circunferencial será desprezada neste trabalho.

A força de adesão do filme de óleo à face lateral do anel é desprezada nos modelos citados, com exceção de KORNPROBST et al. ([1],[2]) e ZOTTIN [57].

3.1.1- Forças de Inércia

A força de inércia é dada pelas acelerações causadas pelo movimento primário (alternativo) e secundário (tilt) do pistão e pela aceleração relativa do anel, multiplicadas pela massa do anel. KORNPROBST et al. [1] considera também a própria aceleração da gravidade, mas esta gera forças muito menores que as demais, e não será considerada aqui.

Assim a força de inércia é dada por:

$$I = (a_p + a_{\text{tilt}} \cdot r_p + a_{\text{relat}}) \cdot M_a$$

onde a_p : aceleração primária do pistão

a_{tilt} : aceleração angular do pistão

a_{relat} : aceleração relativa do anel

r_p : distância do ponto circunferencial do anel ao plano definido pelo eixo do pino e o eixo do cilindro. No modelo axi-simétrico adotado, este efeito (aceleração angular), assim como nos trabalhos citados, será desprezado.

Cinemática do Pistão

Como mencionado, o pistão de motores de combustão apresenta 2 movimentos:

- primário, que constitui o seu movimento alternativo devido o mecanismo de biela-manivela.

- secundário (também chamado de "tilt") de inclinação em torno de seu pino.

Neste trabalho não será considerada a contribuição devida à aceleração angular do pistão, já que a mesma é pequena quando comparada com a primária e

para seu cálculo são necessários dados do pistão que em geral não estão disponíveis ao projetista de anéis no início de desenvolvimento de um motor.

Se considerarmos o anel se movendo solidariamente com o pistão, sua aceleração de arrastamento a cada ângulo do virabrequim pode ser calculada[†] pela aceleração do pistão devido ao seu movimento primário (MUNRO, [54]):

$$a_p = r \cdot \omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos(2\theta)) \quad (3)$$

onde : r = raio do virabrequim = curso/2

ω = velocidade angular : $2 \cdot \pi \cdot \text{rpm}/60$

θ = ângulo do virabrequim, 0 no TDCF

$\lambda = r/L_{\text{rod}}$, L_{rod} = comprimento da biela

3.1.2- Força dos gases

As forças dos gases surgem das pressões que envolvem o anel, e estas são calculadas para cada ângulo do virabrequim, a partir do fluxo de gases da câmara de combustão até o carter (vide 3.2). Como a velocidade dos gases é baixa (BISHOP, [5]) pode-se considerar uma distribuição constante de pressão dos gases sobre o flanco livre e sobre a face interna do anel. Assim para as forças dos gases resultam as seguintes equações:

[†] foi feita a usual simplificação na expansão da série de potências da equação exata do deslocamento do pistão. (HARTOG [56], pag.145)

$$F_{gas_{ax}} = (P_u - P_d) \cdot W \cdot \text{perímetro do anel} \quad (4)$$

$$F_{gas_{rad}} = (P_b) \cdot b \cdot \text{perímetro do anel} \quad (5)$$

onde:

p_u : pressão acima do anel

p_d : pressão abaixo do anel

p_b : pressão atrás do anel

3.1.3- Forças Hidrodinâmicas

O anel de pistão pode ser modelado como um mancal de deslizamento, com carregamento e velocidades variáveis. A espessura do filme de óleo entre a face de contato do anel e a parede do cilindro, varia entre valores de menos de 1 μm (próximo aos pontos de reversão do movimento) até cerca de 10 μm , no meio do curso onde a velocidade é máxima.

As abordagens para cálculo das forças hidrodinâmicas, encontradas na literatura, podem ser arbitrariamente divididas em 4 grupos principais:

- Empíricas: o cálculo é feito a partir de coeficientes empíricos, em geral vindos da curva de Stribeck. Esta abordagem é encontrada em KORNPROBST et al. [1], PATTON et al. [10], MCGEEHAN[41], THRING [47].

- "Fully flooded": o óleo existe em quantidade suficiente para preencher completamente (portanto o nome "fully flooded") a folga entre a face de contato do anel e o cilindro, vide fig. 3.2. Encontrada em JENG [48].

- "Starved": similar a anterior, mas o filme de óleo deixado pelo anel precedente podendo não ser suficiente para preencher a folga: KORNPROBST et

al. [2], PARKER et al. [12], ROSENBERG [20], BORMAN & RICHARDSON [48].

- "Avançadas", consideram também a rugosidade das superfícies ROHDE [4], RUDDY et al. [21] ou abordagens elastohidrodinâmicas DOWSON et al. [25].

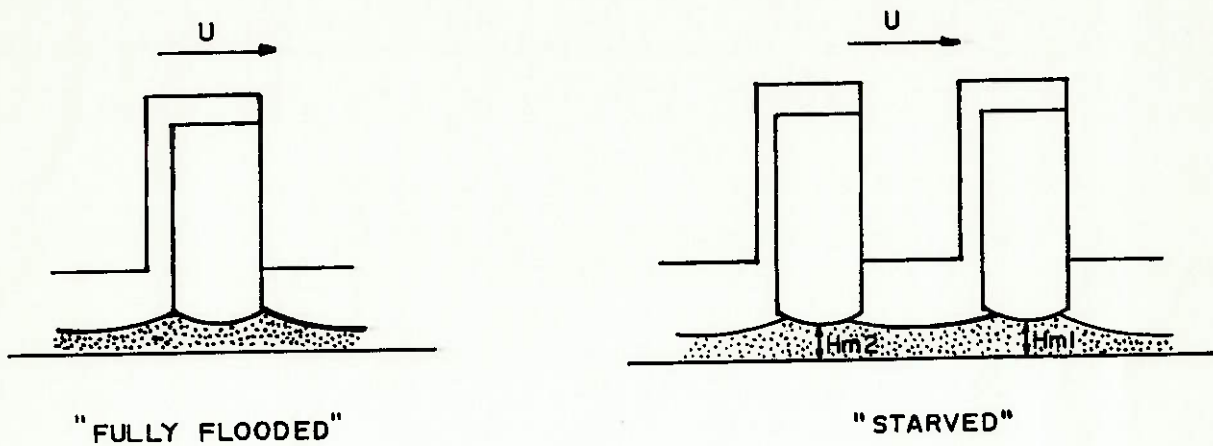


fig. 3.2 - Modelo "fully flooded" e "starved" de lubrificação.

O programa adotará inicialmente o modelo "fully flooded", podendo em virtude dos resultados ser melhorado para o "starved".

Cálculo das Forças Hidrodinâmicas

A partir da equação de Navier-Stokes para fluídos, com as hipóteses habituais (HALLING, [45]):

- a) fluxo laminar.
- b) forças de campo = 0.
- c) forças de inércia desprezíveis.
- d) espessura do filme pequena quando comparada com as outras dimensões.

e) em cada posição (x,z) a pressão, densidade e viscosidade são constantes ao longo do filme.

f) nas superfícies de contato a velocidade do lubrificante é igual a do corpo.

g) comparados com du/dy e dw/dy todos os outros gradientes de velocidade são desprezíveis.

chega-se à equação geral de Reynolds:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 (U_1 - U_2) \frac{\partial (\rho h)}{\partial x} + 12 \mu (V_1 - V_2) \quad (6)$$

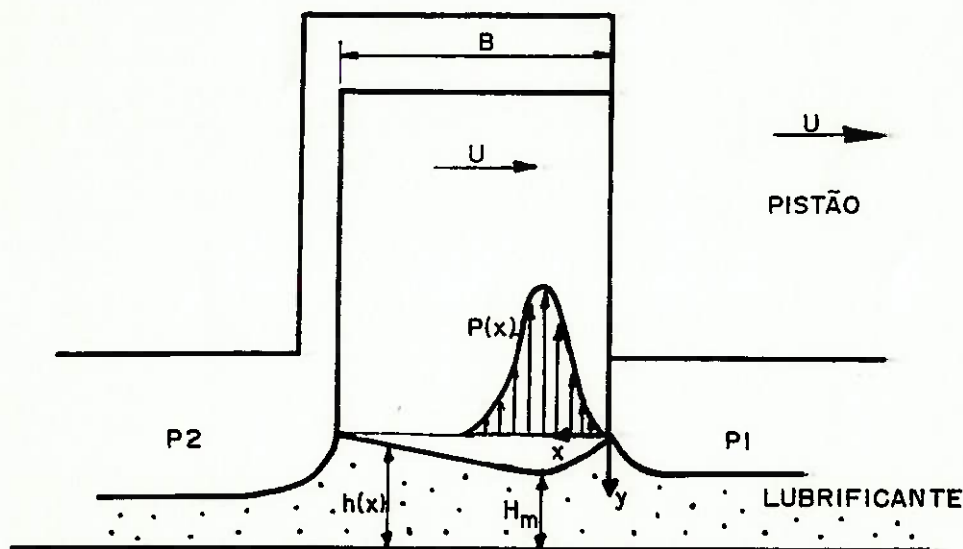


fig. 3.3 - Pressão hidrodinâmica no anel

assumindo agora:

- h) o lubrificante é incompressível: ρ constante
- i) viscosidade constante no filme de óleo

obtemos:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu (V_1 - V_2) \quad (7)$$

podemos considerar a parede do cilindro estacionaria ($U_2 = V_2 = 0$) e $V_1 = dh/dt$; desprezando a variação da pressão no eixo z , obtemos finalmente a equação unidimensional de Reynolds:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8)$$

integrando duplamente em relação à x : (DOWSON et al., [23])

$$p(x) = 6\mu U \int \frac{dx}{h^2} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \int \frac{x}{h^3} dx + C_1 \int \frac{dx}{h^3} + C_2 \quad (9)$$

onde C_1 e C_2 são constantes de integração determinadas pelas condições de contorno:

- $p(0) =$ pressão na borda de ataque do anel = P_1

- $p(b) =$ pressão na borda de saída do anel = P_2

- além disso impõe-se a condição de contorno usualmente aplicada à equação de Reynolds: zerar todas as pressões que pelo cálculo resultarem negativas (fisicamente o fluido não resiste à tração):

$$\text{se } p(x) < 0 \quad \rightarrow \quad p(x) = 0$$

$$dp/dx = 0$$

Para cálculo da distribuição da pressão é necessário também a descrição do perfil do anel, que pode ser aproximado por uma função (MIYACHIKA [3], JENG [48]), ou por uma discretização do perfil da face de contato (KORNPROBST et al. [2]).

Uma vez determinadas as constantes C_1 e C_2 , as componentes axial e radial por unidade de perímetro do anel podem ser calculadas a partir do necessário equilíbrio radial: a pressão do filme de óleo deve equilibrar a carga radial aplicada pelo anel em cada instante:

$$\int_{x_1}^{x_2} p(x, t) dx + b(t_t + p_b) = 0 \quad (10)$$

onde t_t : pressão própria elástica do anel = $2.F_t/(2.\pi.r.b)$

p_b : a pressão agindo atrás do anel

x_1 : bordo de ataque do anel

x_2 : bordo de fuga do anel

Uma condição inicial é necessária para resolver o problema de mancais com carregamento dinâmico. Tal condição pode ser obtida escolhendo arbitrariamente uma espessura mínima h_1 , no instante t_0 :

$$h(x, t=t_0) = h_m(t_0) + h_s(x) \quad (11)$$

A solução numérica deste problema é obtida de maneira iterativa: adota-se inicialmente uma espessura mínima; calcula-se a carga suportada pelo filme de óleo; se a força for maior que a necessária para o equilíbrio, uma nova estimativa (maior que a anterior) é feita; e assim sucessivamente até que o equilíbrio em cada instante seja satisfeito dentro de uma tolerância pré-definida.

Adotando-se a abordagem "starved", o problema é mais complexo, porque a

quantidade de óleo pode não ser suficiente para preencher todo o anel, reduzindo sua capacidade de carga, e portanto reduzindo a espessura mínima do filme para este anel. A solução deste problema é obtida considerando a continuidade da vazão de óleo, o que permite calcular a posição do bordo de ataque do anel (DOWSON et al. [23])

Atrito

Os atuais meios de medição do atrito em motores de combustão interna não possibilitam a determinação precisa do atrito isolado dos anéis quando em funcionamento no motor. Isto explica o fato que, embora seja aceito que os anéis contribuem com uma parcela significativa do atrito no motor, não existe uma concordância dos números citados na literatura:

- MCGEEHAN, numa revisão [41] em 1978, conclue que o conjunto pistão-anéis responde por 50 a 75% do atrito total.

- PARKER et al. ([12], 1982) através de cálculos corroborados por medições concluem que os anéis respondem por 12% das perdas mecânicas e o pistão por 20%. (enquanto que geralmente é aceito que o atrito do pistão é menor que o dos anéis)

- ROSENBERG [20] em 1982 estima que no ciclo EPA, o conjunto pistão-anéis responda por 60% do atrito total.

- URAS & PETERSON [19] em 1983 concluem, através de medições pelo método da "Pressão Média Efetiva Instantânea", que o conjunto pistão-anéis é responsável por 60 a 75% do atrito total do motor.

- já HILL & NEWMAN ([7], 1984) estimam que em motores a gasolina os anéis são responsáveis por apenas 20% do atrito do motor (destes, 60% provem do anel de óleo e o restante é dividido igualmente pelos outros 2 anéis).

- GOENKA numa simulação de 1992 [49], conclue que os anéis respondem por 10% do atrito total a 2000 rpm e 25% a 5000 rpm (enquanto a maioria das literaturas considera que a porcentagem diminui com a rotação)

- THRING, num outro trabalho de simulação [47] também publicado em 1992, chega a resultados bastante diferentes: 50% a 1000 rpm e 23% a 6000 rpm, para um motor de 2 litros a gasolina.

Curva de Stribeck

De modo geral, o atrito entre superfícies lubrificadas pode ser classificado em 3 regimes de lubrificação segundo a curva de Stribeck (fig. 3.4). O coeficiente de atrito f pode ser expresso, segundo HEYWOOD [32] por:

$$f = \alpha \cdot f_s + (1 - \alpha) f_h \quad (12)$$

onde f_s é o coeficiente de atrito seco e f_h o de atrito hidrodinâmico, e α é uma constante de contato metal a metal, variando de 0 a 1.

Quando $\alpha \rightarrow 1$, $f \rightarrow f_s$ e o atrito é classificado como limite ("boundary"): a espessura do filme não é suficiente para separar as rugosidades das 2 superfícies e portanto ocorre contato metal-metal; nos anéis isto ocorre nas regiões próximas aos pontos mortos.

Quando $\alpha \rightarrow 0$, $f \rightarrow f_h$ e o atrito é classificado como hidrodinâmico.

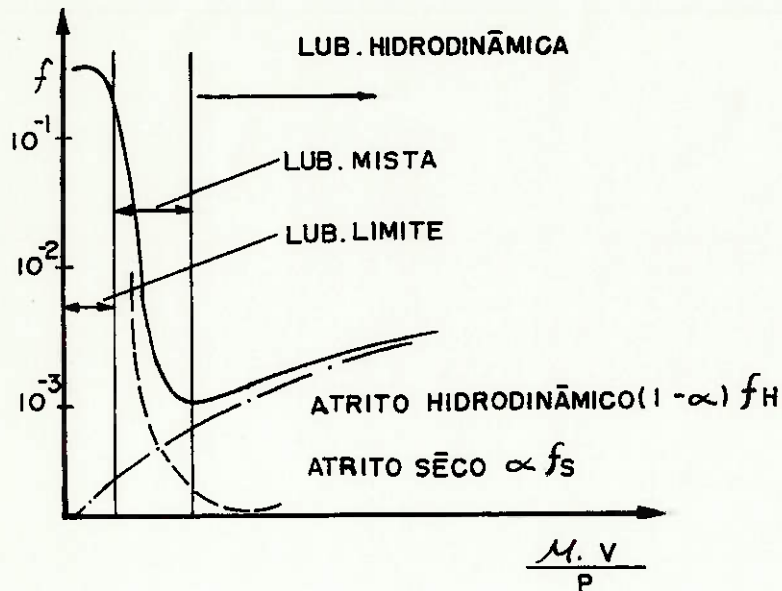


fig. 3.4 - Curva de Stribeck [32]

Força de Atrito Axial

No programa desenvolvido, a força de atrito axial é calculada pela equação (15),

$$F_{at_{ax}} = (\text{perímetro do anel}) \cdot \mu \cdot \int_0^b \left(\frac{du}{dy} \right)_{y=H} dx \quad (13)$$

$$\left(\frac{du}{dy} \right)_{y=H} = \frac{-U}{h} + \frac{h \cdot dp}{2 \cdot \mu \cdot dx} \quad (14)$$

$$F_{at_{ax}} = (\text{perímetro do anel}) \cdot \int_0^b \left(\frac{h \cdot dp}{2 \cdot dx} - \frac{\mu \cdot U}{h} \right) dx \quad (15)$$

a menos que a espessura mínima do filme de óleo seja menor que a soma das rugosidades anel-cilindro, quando então um coeficiente f constante será assumido igual a 0,10. (consistente com valores experimentais obtidos em testes de bancada).

A força de atrito na direção axial pode ser também calculada de forma semi-empírica: KORNPROBST após medir a influência da velocidade do pistão, da pressão do gás, da temperatura, da quantidade de óleo e da geometria da face de contato[†], deduziu a seguinte equação: (16)

$$F_{at_{ax}} = (-\text{sgn} \cdot (v_p) \cdot c_1 \cdot \sqrt{|v_p|}) \cdot \left(1 - c_2 \frac{T - T_0}{T_0}\right) \cdot \left(1 + c_3 \frac{p - p_0 + t - t_0}{p_0}\right) \cdot \left(\frac{\varnothing}{\varnothing_0}\right)^2$$

onde:

$c_1 = 28$ (influência de v_p , velocidade do pistão)

$c_2 = 0,25$ (influência da temperatura do óleo)

T : temperatura do óleo

T_0 : 40 °C

$c_3 = 0,30$ se $v_p < 0$ (influência da pressão do cilindro)

0,15 se $v_p > 0$

\varnothing : diâmetro do pistão

$\varnothing_0 = 165$ mm

p : pressão no cilindro

p_0 : 1 bar

t : tensão radial

t_0 : tensão radial de referência

[†] embora citada no texto [1], tal influência não aparece na equação abaixo

Força de Atrito Radial

Na face lateral do anel os deslocamentos e as velocidades radiais são muito pequenos (da ordem de μm e de cm/s), função principalmente do movimento secundário do pistão; assim o atrito é seco ou misto, e a força obedece à curva de Stribeck. KORNPROBST modela matematicamente a força de atrito radial utilizando a seguinte equação: (de forma a obter uma passagem abrupta por 0, porém contínua e correspondente à curva de Stribeck)

$$F_{atrad} = -\mu_0 |F_{ax}| \left(\tanh\left(\frac{V}{V_0}\right) + 50|V| \left(\frac{1}{\tanh\left(\frac{V}{3V_0}\right)} - \text{sgn}(V) \right) \right) \quad (17)$$

onde: μ_0 = coeficiente de atrito radial (referência)

V = velocidade radial relativa do anel

V_0 = velocidade de referência = 0,01 m/s

F_{ax} = soma das forças axiais

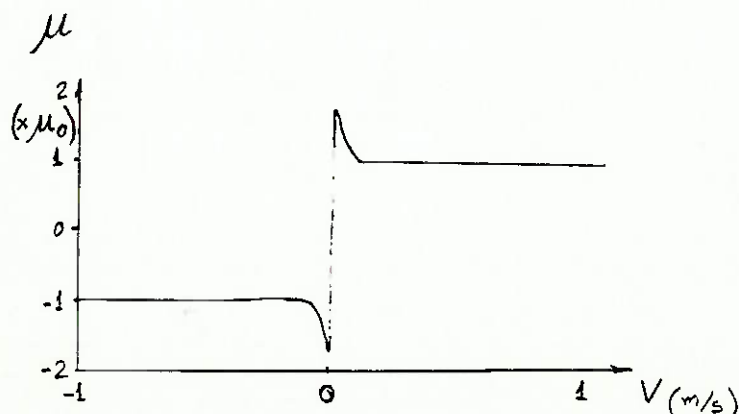


fig. 3.5 - Coeficiente de atrito radial, segundo KORNPROBST [1]

Vários autores, como por ex. MIYACHIKA [3] e TRUSCOTT et al. [14] não levam em conta esta força; GLOOS & REIPORT [37] estuda 2 modelos, um considerando o

atrito radial e outro não, e conclui que esta força pode ser desprezada.

Já GRAHAM [8], baseado em medições da espessura do filme de óleo, encontra determinadas condições após o TDCF onde a espessura atingia valores tão altos, que Graham formula a hipótese que força de atrito radial pode separar o anel do cilindro, aumentando o "blow-by" e o consumo de óleo. Tal hipótese parece bastante improvável, já que após o TDCF a força de inércia tem sentido contrário à exercida pela pressão dos gases de combustão sobre a face lateral do anel e assim o coeficiente de atrito teria que ser muito alto, já que a mesma pressão está atuando atrás do anel, empurrando-o contra o cilindro.

No presente trabalho, a força de atrito radial não será considerada.

Força de Adesão (amortecimento lateral)

Quando o anel se move axialmente e se aproxima da face oposta do canaleta, aparece uma força de amortecimento, devido ao óleo que precisa ser afastado (efeito Squeeze). KORNPROBST [1] propõe a seguinte equação para cálculo desta força (por unidade de comprimento):

$$F_{ax} = \mu \cdot v_{ax} \cdot F_{a0} \left(\tan \left| \frac{pos - 50\%}{50\%} \right| \right)^{10(1.1-g)} \quad (18)$$

onde:

v_{ax} : velocidade axial relativa do anel (em relação ao canaleta)

pos: posição do anel no canaleta em %

F_{a0} : coeficiente de amortecimento específico ($10^4 \dots 10^8$)

g: grau de preenchimento de óleo (0...1); com esse fator pode-se obter curvas de amortecimento variáveis (mais acentuadas para o anel de óleo).

Com a equação acima, KORNPROBST consegue modelar a força de amortecimento

com uma curva que é praticamente zero para posições intermediárias do anel, mas que com a aproximação deste ao flanco do canaleta cresce rapidamente até um valor muito grande, mas finito.

Entretanto assim como outros autores, o programa proposto não considerará tal força.

3.2- FLUXO DOS GASES

O modelo do sistema pistão-anéis para cálculo das pressões interanéis, composto de uma série de volumes conectados por orifícios, foi proposto inicialmente por EWEIS em 1935; TING & MAYER utilizaram-no para desenvolver um algoritmo computacional na década de 70 (conforme citado em [24] por RUDDY et al.), o qual foi largamente utilizado a partir de então.

Por esta teoria, a folga entre pontas do anel é a única passagem de gás e o fluxo dos gases é um regime transiente, adiabático, satisfazendo a lei dos gases perfeitos. O pacote de anéis é representado por uma série de orifícios de cantos vivos, interligando volumes adjacentes, que representam o espaço intercanaletes formado entre pistão e cilindro. Um pacote de 3 anéis é representado na fig. 3.6, embora qualquer número de anéis possa ser modelado por esta teoria.

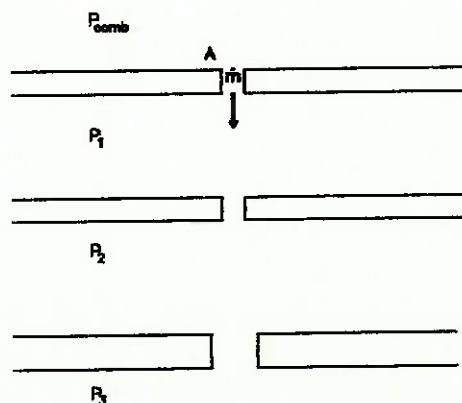


Fig.3.6- Modelo para cálculo do fluxo de gases para 3 anéis

Neste modelo, o volume atrás do anel é parte do volume do intercanalete e ambos podem ser considerados um só volume; outros pesquisadores consideram o volume atrás do anel como um volume separado ligado ao intercanalete pela

folga lateral anel-canalete. A fig. 3.7 mostra estes 2 casos.

BURNETT [53] em um trabalho publicado em 1992 verificou que utilizando o modelo II da fig. 3.7, as pressões encontradas atrás do anel eram iguais ao do intercanalete e assim optou por utilizar o modelo I, mais simples. O mesmo foi tentado inicialmente neste trabalho, mas a convergência em altas rotações só foi obtida com o uso do modelo II.

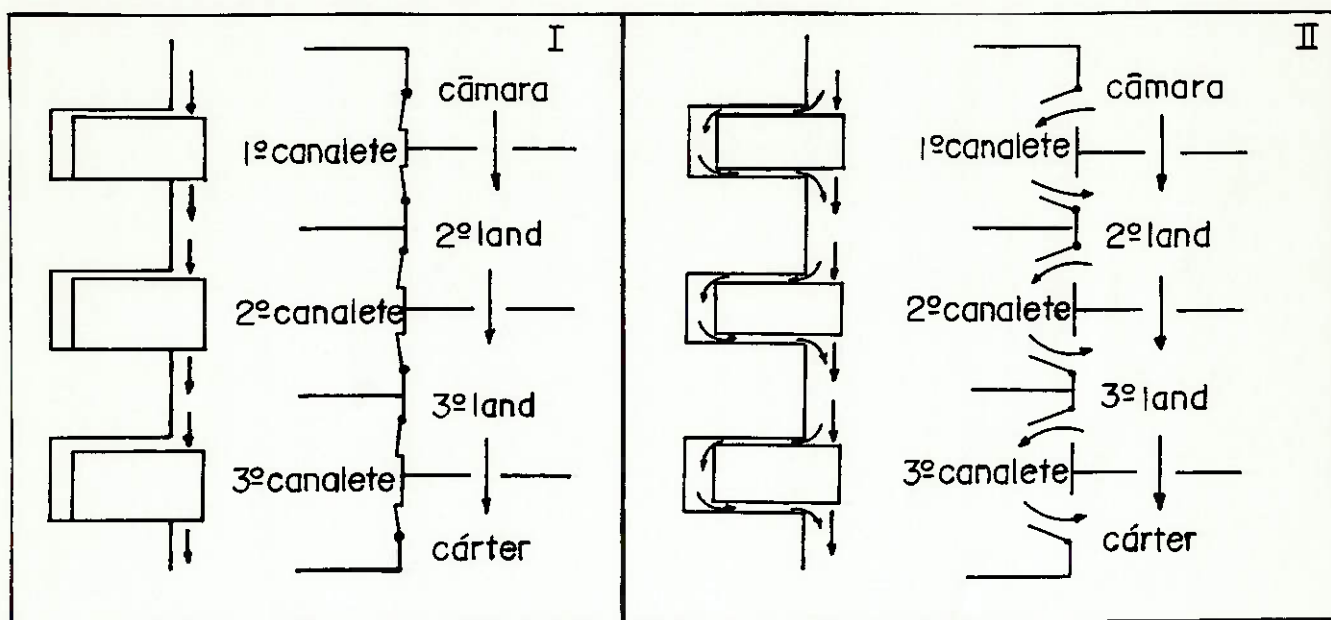


Fig. 3.7 - Modelos I e II dos volumes de zona de anéis

As seguintes considerações são em geral admitidas:

a-) o coeficiente de descarga C_d é constante

$$C_d = 0,65 \text{ para RUDDY [24]}$$

$$= 0,83 \text{ para GRAHAM \& MUNRO [13],[54]}$$

$$= 0,86 \text{ para FURUHAMA et al. [39]}$$

b-) a área de cada orifício é igual à área definida pela folga entre pontas do anel e a folga radial pistão/cilindro daquele intercanalete, e é constante ao longo de todo o curso do pistão.

c-) a temperatura do gás em cada volume é igual a do respectivo intercanaleta do pistão.

d-) A pressão acima do 1º anel, é a cada grau do virabrequim igual à pressão de combustão.

e-) A pressão abaixo do último anel é igual a pressão do carter e pode ser considerada constante (principalmente para motores multicilíndricos).

f-) a perda de carga pelo fluxo circunferencial é desprezível, RUDDY et al. mostram em [24] que esta perda só é substancial para motores com "blow-by" por cilindro maior que 10^{-2} kg/s (~ 480 l/min) valor inadmissível para motores automotivos.

A hipótese mais discutível é que a única área de passagem dos gases é a da folga entre pontas; isto posteriormente será relaxado.

A vazão em massa dos gases por um orifício, enquanto o escoamento não estiver bloqueado, pode ser calculado por (HEYWOOD [32], pag 909):

$$\dot{m} = \frac{C_d \cdot A \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_e}{P_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_e}{P_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (19)$$

Para um determinado valor de P_0 e T_0 , a máxima vazão ocorre quando a velocidade no orifício atinge a sônica (escoamento bloqueado) e pode ser demonstrado que nesta condição:

$$\frac{P_c}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (20)$$

onde P_c é a pressão de estagnação e esta proporção é chamada de razão de pressão crítica. Como admite-se que $k = 1,4 \rightarrow P_c/P_0 = 0,528$ e neste caso a equação 20 se resume à de vazão crítica:

$$\dot{m} = \frac{C_d \cdot A \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot 0,685 \quad (21)$$

É feita uma estimativa inicial para a pressão em cada volume, e assim a vazão em massa instantânea em cada orifício e a resultante variação de pressão em cada volume podem ser calculadas. O processo é repetido para cada grau do virabrequim até que as pressões resultantes tenham convergido dentro de uma certa precisão (em geral 0,5%).

A variação de pressão em cada volume, resultante da vazão dos gases é:

$$dP = \frac{R \cdot T \cdot \dot{m} \cdot dt}{V} \quad (22)$$

e o "blow-by" ao longo de todo ciclo:

$$BBy = \sum_0^{720} (\dot{m} \cdot \Delta t) \cdot \frac{rpm}{2} \quad (23)$$

O "blow-by" calculado por este procedimento é de 2 a 6 vezes menor que o usualmente encontrado em medições; isto pode ser explicado porque a área de passagem real dos gases é dada pela soma de 3 áreas:

- A_1 : gap do anel
- A_2 : faces laterais
- A_3 : perímetro da face de contato anel/cilindro

A revisão bibliográfica mostra que: MIYACHIKA [3], GRAHAM [13], TRUSCOTT et al. [14], MUNRO [54] consideram só A_1 ; BISHOP & LEAVITT [5] consideram também A_2 . Já BURNETT [53] analisa com e sem A_2 e conclui que não faz diferença significativa.

FURUHAMA et al. num trabalho de 1985 [36] utiliza o artifício de considerar também como área de passagem dos gases a área definida pelos chanfros inferior do anel e o do canaleta. É conhecido que estes chanfros aumentam o "blow-by" (DEMARCHI, [44]), mas eles não constituem uma nova passagem e o aumento do "blow-by" deve ser creditado ao aumento do volume ou talvez ao aumento do coeficiente de descarga. Já em 1991 o mesmo FURUHAMA [39] volta a considerar apenas a área da folga, mas utiliza um coeficiente de correção experimental igual a 2. A utilização de coeficientes de correção é comum para os programas de simulação de "blow-by", com valores experimentais variando de 1,5 a 6.

Uma abordagem intermediária entre as expostas acima é adotada por TRUSCOTT et al. [14] e RUDDY et al. [21] que consideram que quando uma variação de 10% na resultante da força dos gases for suficiente para mudar o contato axial do anel, o mesmo é considerado "instável" e a área de passagem dos gases é aumentada por um valor igual à metade da folga axial anel/canaleta vezes o perímetro do anel. Esta abordagem será adotada neste trabalho e concorda com o verificado na prática, quando em altas rotações e baixa carga ocorre o fenômeno denominado de flutuação dos anéis com repentino aumento do "blow-by", esta flutuação é creditada à instabilidade axial dos anéis.

3.3- TRANSPORTE DE ÓLEO

O controle do consumo de óleo é hoje a principal preocupação dos projetistas de anéis. O óleo pode atingir a câmara de combustão através do pacote de anéis basicamente por 3 passagens:

- a-) pela face de contato anel/cilindro: Q_f
- b-) pela folga entre pontas do anel: Q_g
- c-) pela folga anel/canalete: Q_s

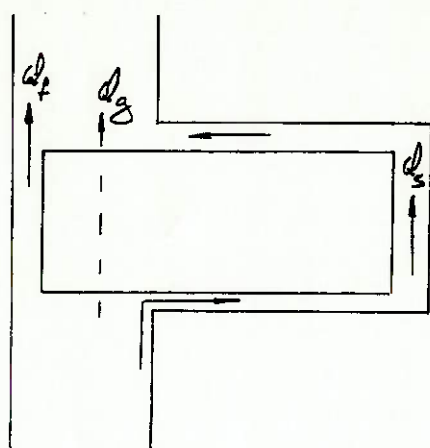


fig. 3.8- Passagens para o fluxo de lubrificante pelos anéis.

BURNETT, em 1992 [53] sugere mais um mecanismo para o consumo de óleo. Ele pondera que a quantidade de óleo que atinge a zona dos anéis é cada vez menor (em especial o 1º canaleta), diminuindo a disponibilidade para os caminhos citados anteriormente; por outro lado as temperaturas de funcionamento tem aumentado consideravelmente, o que levou-o a propor que o óleo pode ser consumido através da formação e aspiração de uma nevéa de óleo existente no 1º canaleta, quando a pressão na camara de combustão for menor que a do 1º canaleta. Tal mecanismo não será considerado neste trabalho, já que exigiria

um complexo modelo de evaporação do óleo.

Nem todo óleo que passa pelos anéis é consumido, uma vez que parte permanece aderida à parede do cilindro; o cálculo da parcela de óleo que é efetivamente consumida, exigiria um modelamento da degradação e evaporação do óleo, bem como da quantidade de óleo que é "arremessada" por inércia pelo movimento do pistão. Vale lembrar que também existem outros caminhos para o consumo de óleo, que não pelos anéis, por exemplo pelas válvulas do cabeçote.

No programa desenvolvido, o critério de desempenho da ação raspadora dos anéis será o volume de óleo depositado na parede do cilindro e não o efetivamente consumido (que não será calculado).

3.3.1- Volume de óleo pela face de contato anel/cilindro: Q_f

O volume Q_f pode ser calculado pela somatória da diferença de espessura do filme de óleo entre os cursos ascendentes e descendentes do pistão, vezes o perímetro do anel (vide fig. 3.9)

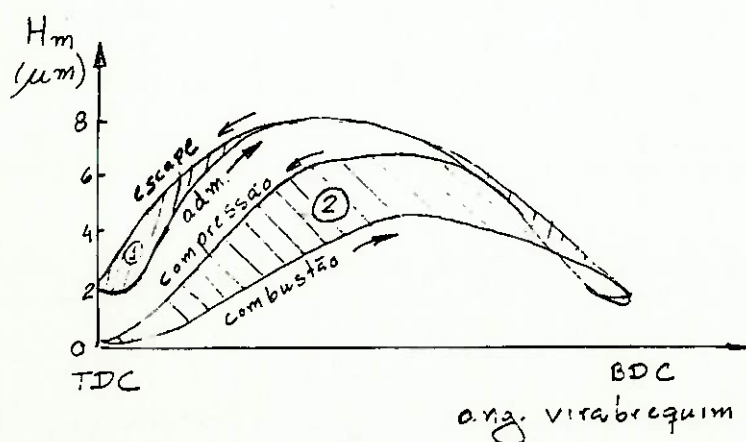


Fig. 3.9 - Espessura do filme de óleo [43]

- 1- escape-admissão
- 2- compressão-combustão

MAEKAWA et al. [51] e MIYACHIKA [3] consideram tanto o volume 1 (escape-admissão) quanto o 2 (compressão-combustão); neste trabalho foi adotado o mesmo procedimento de YOSHIDA et al. [43] que considera apenas o volume deixado na combustão (com condições mais propícias de queima)

3.3.2- Volume de óleo pela folga entre pontas do anel: Q_g

Os modelos de simulação axial em geral não consideram este fluxo, MIYACHIKA [3] sendo uma das exceções. Neste trabalho será adotada, para cálculo deste volume, a fórmula proposta por MAEKAWA et al., num trabalho sobre simulação do consumo de óleo [51],

$$Q_g = \frac{A^2 \cdot \Delta p}{8 \cdot \pi \cdot \mu \cdot b} \Delta t \quad (24)$$

onde:

Δp : diferença de pressão entre a face superior e inferior do anel

A: área da folga entre pontas do anel

Δt : intervalo de tempo

b: altura do anel

3.3.3- Volume de óleo pelo canaleta: Q_s

Embora RICARDO, citado em [15] por MCGEEHAN, definisse o movimento axial dos anéis como uma bomba sem válvulas, e o próprio MCGEEHAN num trabalho [40] de 1983 dê bastante importância ao fluxo por bombeamento, trabalhos mais modernos mostram que em motores atuais, com consumos de óleo muito menores, este fluxo deve ser muito baixo; BURNETT [53], por exemplo, chega a esta conclusão através de simulação. MAEKAWA et al. [51] modela este volume pela

fórmula abaixo e chega a obter bombeamentos negativos em alguns casos.

$$Q_s = \left(-\frac{\partial H'}{\partial t} \cdot \frac{L}{2} + \frac{\Delta p \cdot H'^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \right) \cdot \pi \cdot \phi_p \cdot \Delta t \quad (25)$$

onde: H' = menor distância instantânea anel/canalete

L = comprimento da passagem de óleo na direção radial do anel

Como o programa proposto não considera posições intermediárias do anel dentro do canaleta e como em motores modernos este volume é bastante baixo, tal volume de óleo não será considerado.

4- DESCRIÇÃO ESQUEMÁTICA DO PROGRAMA

O programa fonte foi escrito em "TURBO PASCAL V 6.0" [9], e é executado no Sistema Operacional MS-DOS para microcomputadores compatíveis com IBM-PC, o que se por um lado torna o tempo de execução bastante demorado (1,5 hora num PC 486DX 33MHz) por outro permitiu que o desenvolvimento e a execução do programa seja feito em microcomputadores pessoais.

O programa é dividido em 3 módulos funcionais:

- leitura de resultados previamente calculados
- cálculo
- gráficos

O cálculo das grandezas é feito a cada grau do virabrequim, o que para motores automotivos usuais significa intervalos de tempo de 0,06 segundos (a 1000 rpm) a 0,01 segundos (a 6000 rpm).

O processo de cálculo é iterativo e a convergência é exigida em 3 níveis:

1-) Na face de contato do anel, a espessura do filme de óleo entre a parede do cilindro e o anel deve gerar pressões hidrodinâmicas que garantam o equilíbrio na direção radial, a cada intervalo de tempo.

2-) Após o cálculo das forças atuantes no anel, a resultante das forças deve ser compatível com a posição axial assumida para cálculo daquelas, a cada intervalo de tempo.

3-) As condições (pressões intercanaletes, posições axiais e espessuras do filme de óleo) no final do ciclo (720° do virabrequim) devem ser iguais (dentro de uma certa tolerância) às assumidas no início do ciclo; caso

contrário um novo ciclo é calculado.

Em 4.1 é mostrado esquematicamente o fluxograma do módulo de cálculo, e em 4.2 o do cálculo das forças atuantes no anel. As diversas subrotinas são detalhadas nos capítulos seguintes.

Ao longo do programa os principais índices usados são:

v: intervalo de tempo dado pelo ângulo do virabrequim, varia de 0 a 719.

g: anel ou canaleta, varia de 1 à *pack* (numero de anéis do pistão).

Assim por ex.: POS[v,g] é a POSição axial do anel g no instante correspondente ao angulo do virabrequim = v.

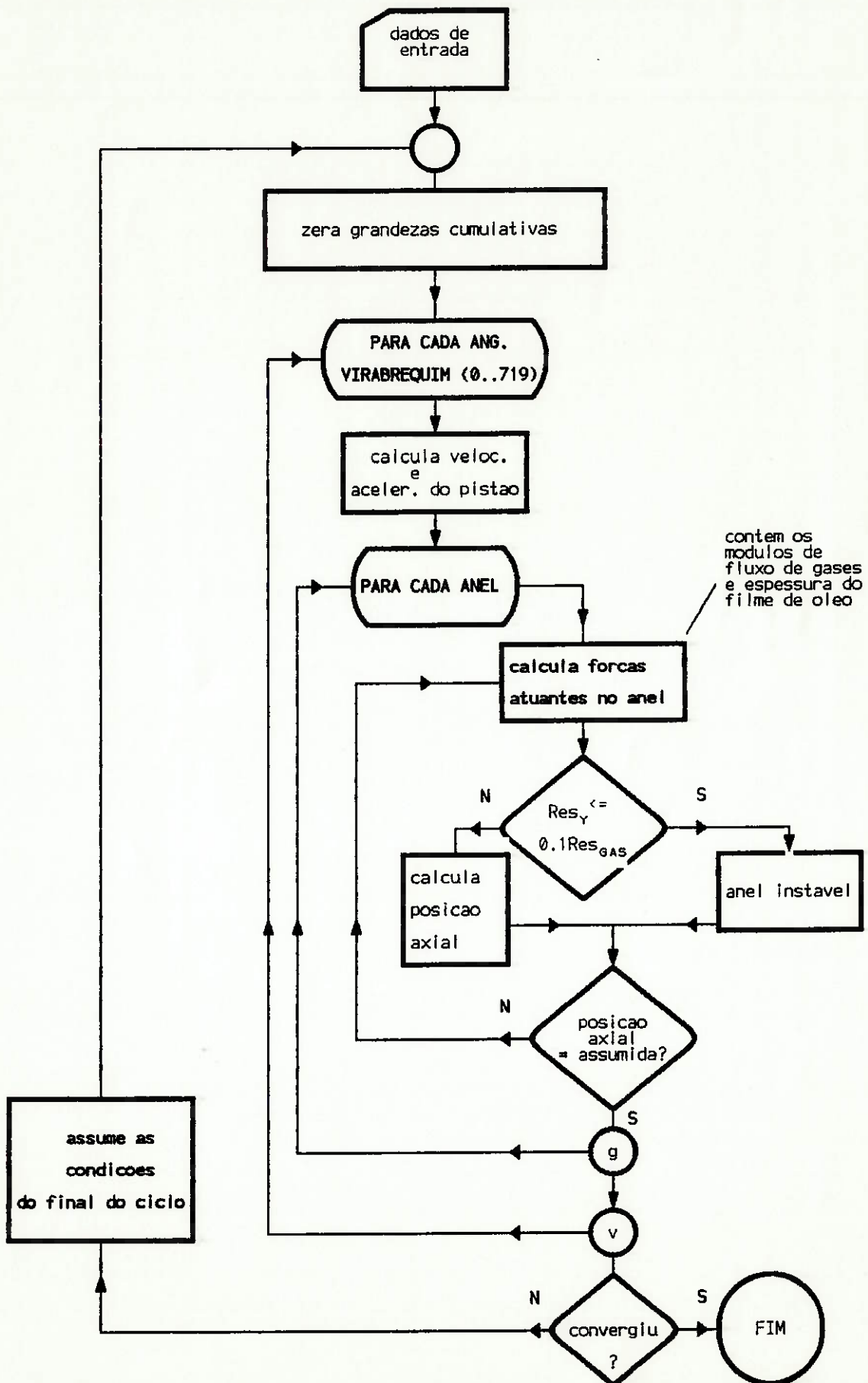
Para agilizar o cálculo foram usados alguns artifícios:

- no 1^o ciclo, como as pressões intercanaletes ainda estão longe dos valores finais, o cálculo hidrodinâmico que é o mais demorado, não é realizado.

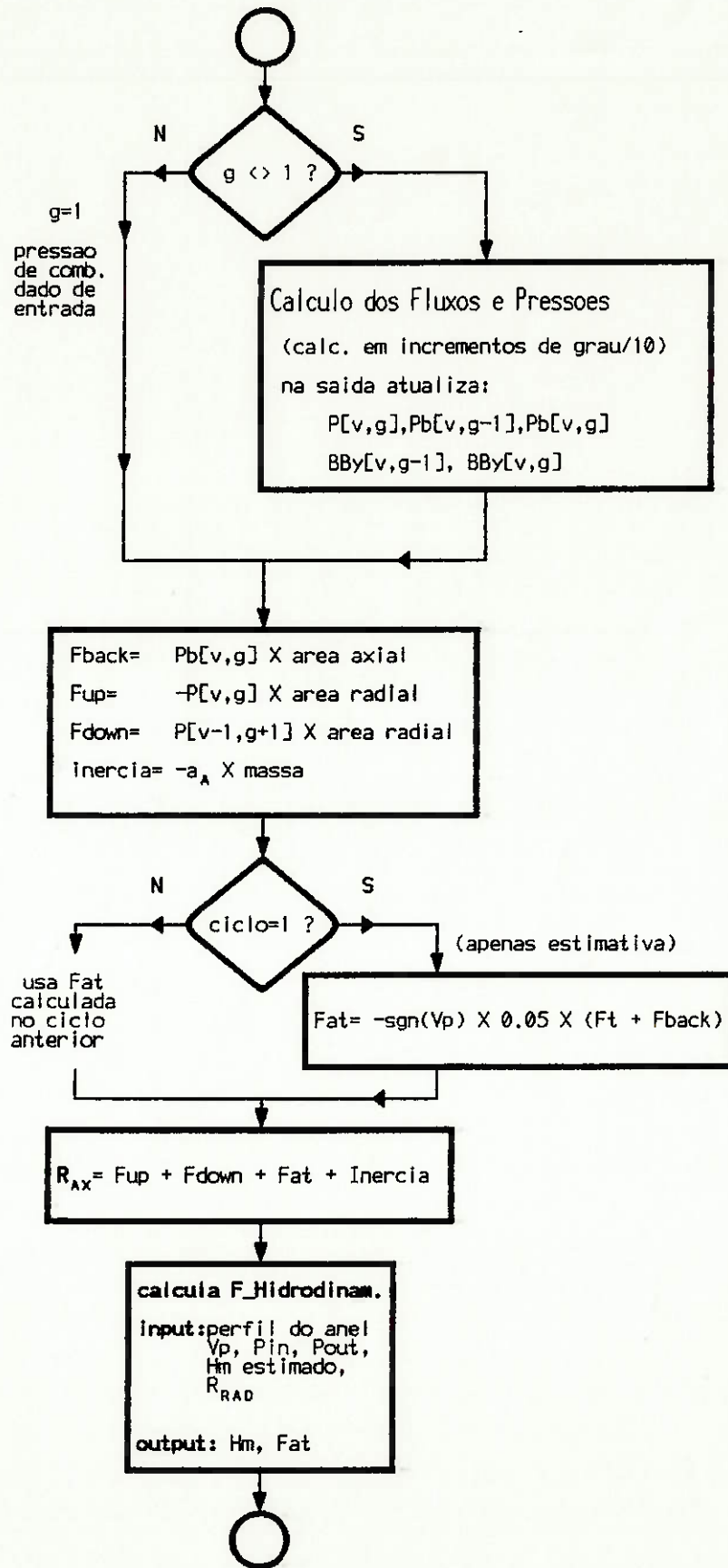
- no 2^o ciclo, a tolerância para convergência hidrodinâmica é o dobro da final.

A convergência, em geral, ocorre no 4^o ciclo.

4.1- FLUXOGRAMA PRINCIPAL



4.2- FLUXOGRAMA DO CÁLCULO DAS FORÇAS ATUANTES



4.3- EXEMPLOS DE RESULTADOS

O programa contém um módulo gráfico que permite que os resultados sejam visualizados e/ou plotados; seguem exemplos de alguns dos gráficos possíveis diretamente do programa.

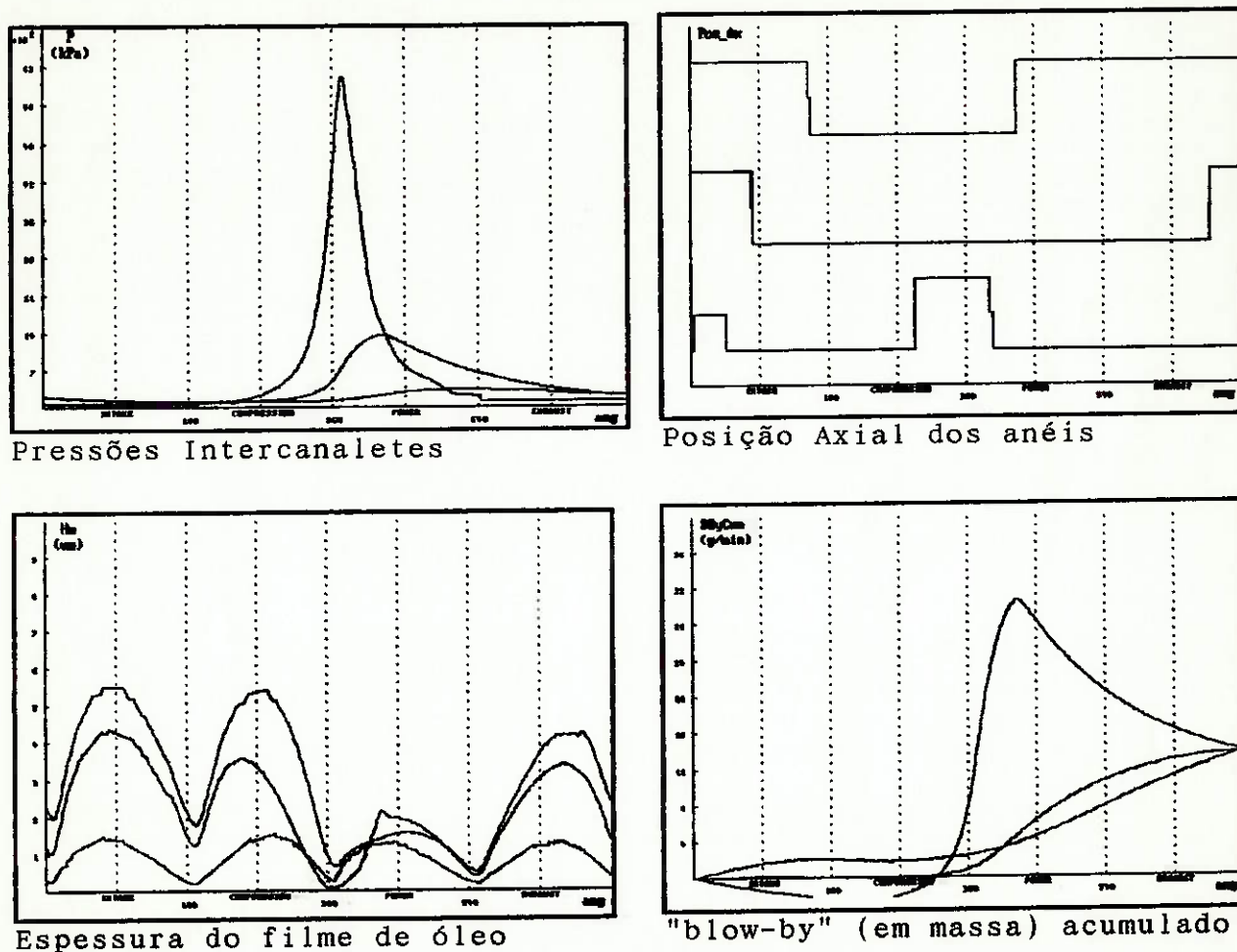


Fig. 4.1- Exemplo de gráficos emitidos pelo Programa

Outros valores calculados pelo programa são o "blow-by" (l/min) e a potência de atrito (kW) do motor.

5- DADOS DE ENTRADA

A entrada da maioria dos dados é feita em unidades usuais no meio automotivo (mm, bar, etc.) sendo a conversão para unidades ISO, feita logo no início do programa.

Dados do Motor

diam: diâmetro do cilindro (mm)

curso: curso do virabrequim (mm)

Lrod: comprimento (entre centros) da biela (mm)

ncil: numero de cilindros

rugos: rugosidade do cilindro (μm)

pack: numero de anéis por pistão

P[v,1]: pressão (bar) na câmara, no grau do virabrequim igual à v ($v= 0..719$)

Pcarter: pressão (bar) no carter, assumida constante ao longo do ciclo assim:

$$P[v= 0..719, \text{pack}+1] = P_{\text{carter}}$$

T[pack+1]: temperatura no carter

Dados dos anéis

Para cada anel ($g= 1..pack$):

M[g]: massa (grama)

b[g]: altura (mm)

radial[g]: radial (mm)

Ft[g]: força tangencial (N)

$f[g]$: área (mm^2) da folga entre pontas

$f_a[g]$: área (mm^2) da folga axial anel/canalete

descrição do perfil da face de contato (mm):

$c[g]$: "abaulamento"

$o[g]$: "offset"

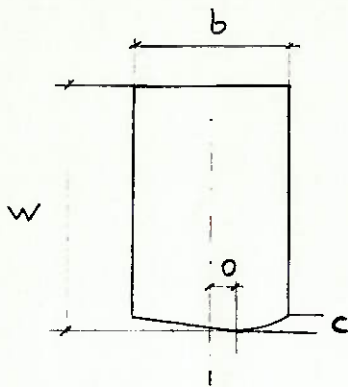


fig. 5.1 - Dados do perfil da face de contato

Dados do pistão

Para cada canaleta ($g= 1..pack$)

$T[g]$: temperatura no canaleta

$V_l[g]$: volume (m^3) do land

$V_a[g]$: volume (m^3) da folga axial

$V_b[g]$: volume (m^3) da folga radial

Dados do Regime

RPM: rotação (rpm) do motor, no regime a ser simulado

6- CÁLCULO DAS PRESSÕES INTERCANALETES E DO "BLOW-BY"

O fluxo de gases e as pressões intercanaletes são calculados pelo modelo de orifícios (vide 3.2), sendo a vazão em massa em cada orifício calculada pela equação 19:

$$\dot{m} = \frac{C_d \cdot A \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_e}{P_0} \right)^{2k} - \left(\frac{P_e}{P_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

onde

C_d : coeficiente de descarga = 0,86

A: área de passagem pelo orifício

P_0 , T_0 : pressão e temperatura à juzante

P_e : pressão à montante

e a conseqüente variação de pressão pela equação 22:

$$dP = \frac{R \cdot T \cdot \dot{m} \cdot dt}{V}$$

onde V é o volume do subvolume em questão (vide fig. 6.2)

T é a temperatura deste volume

O anel é suposto poder ocupar apenas 3 posições axiais no canaleta:

- contatando o flanco superior (anel "encima")
- contatando o flanco inferior (anel "embaixo")
- instável, não contatando nenhum dos flancos

Quando o anel está contatando um dos flancos a única área de passagem é

pelo gap. A posição instável é assumida quando uma variação de 10% na resultante da força dos gases for suficiente para mudar o contato axial do anel e neste caso abre-se uma outra passagem, de área igual à metade da folga axial anel/canalete multiplicada pelo perímetro do anel (vide fig. 6.1).

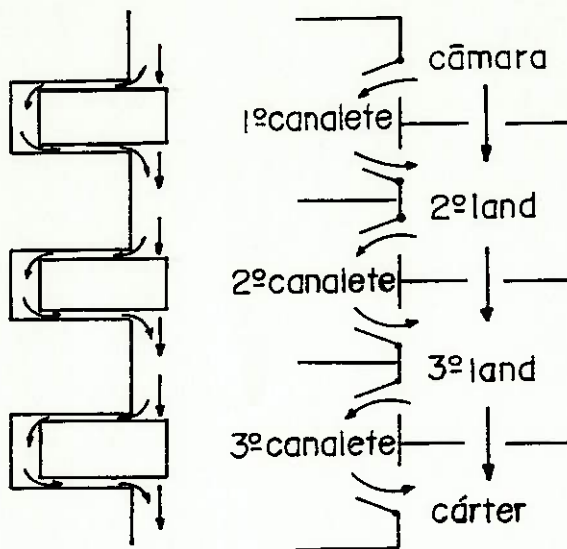


Fig. 6.1- Áreas de passagem pelo anel.

Esta mesma abordagem é adotada por TRUSCOTT et al. [14] e RUDDY et al. [21] e embora menos real que calcular a trajetória do anel dentro do canaleta, é bem mais simples e traz resultados satisfatórios. Os modelos que calculam a trajetória do anel dentro do canaleta, consideram também as forças de amortecimento do filme de óleo entre o anel e o canaleta, mas ignoram a contradição básica que existe um filme de óleo para provocar o amortecimento, mas que este filme não impede a passagem de gás.

O volume de cada land é constituído de 3 parcelas (fig.6.2):

$V_{l,g}$: volume do land
 $V_{ax,g}$: volume definido pela folga axial anel/canalete
 $V_{b,g}$: volume atrás do anel

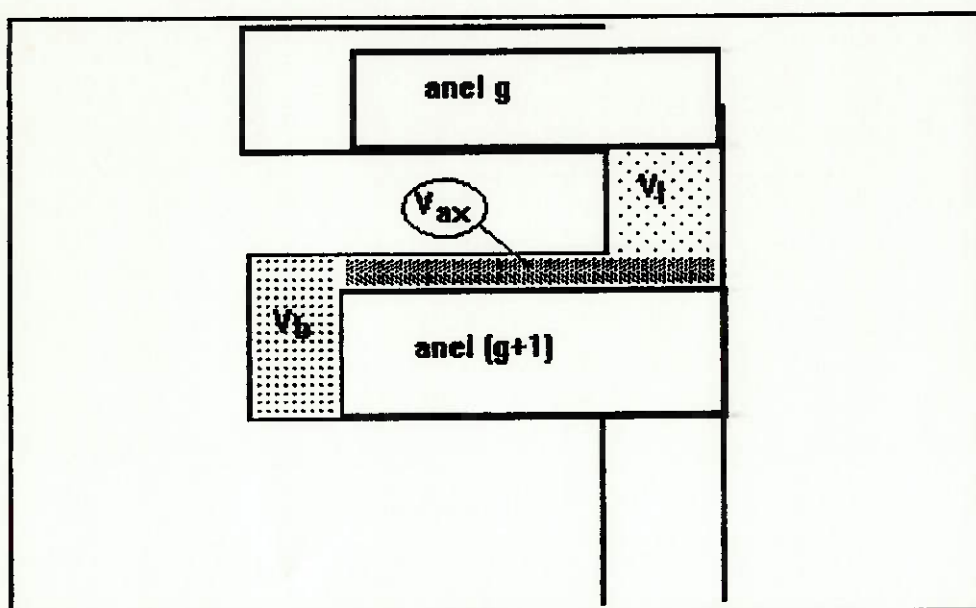


Fig.6.2- Parcelas do volume intercanalete

Além das pressões intercanaletes (nos volumes $V_{l,i}$; $i=2$ a pack) é calculada também a pressão agindo atrás de cada anel (nos volumes $V_{b,i} + V_{ax,i}$; $i=1$ a pack). A folga axial é em geral tão grande que a pressão atrás do anel é muito próxima da do intercanalete que a posição do anel a conecta. No caso de anéis de óleo de múltiplas peças (2 segmentos e um expensor, vide fig. 2.2), onde em geral se considera que não existe folga axial, o programa assume que o anel não tem movimento axial e que a pressão agindo atrás é a média da pressão acima e a abaixo do anel.

Na subrotina de cálculo dos fluxos e pressões, o programa subdivide cada intervalo de tempo original (equivalente a 1 grau do virabrequim) em 10 subintervalos iguais, mas apenas os valores a cada grau são arquivados.

A fig. 6.3 mostra esquematicamente os diversos subvolumes e correspondentes fluxos, com a nomenclatura usada a cada chamada desta subrotina:

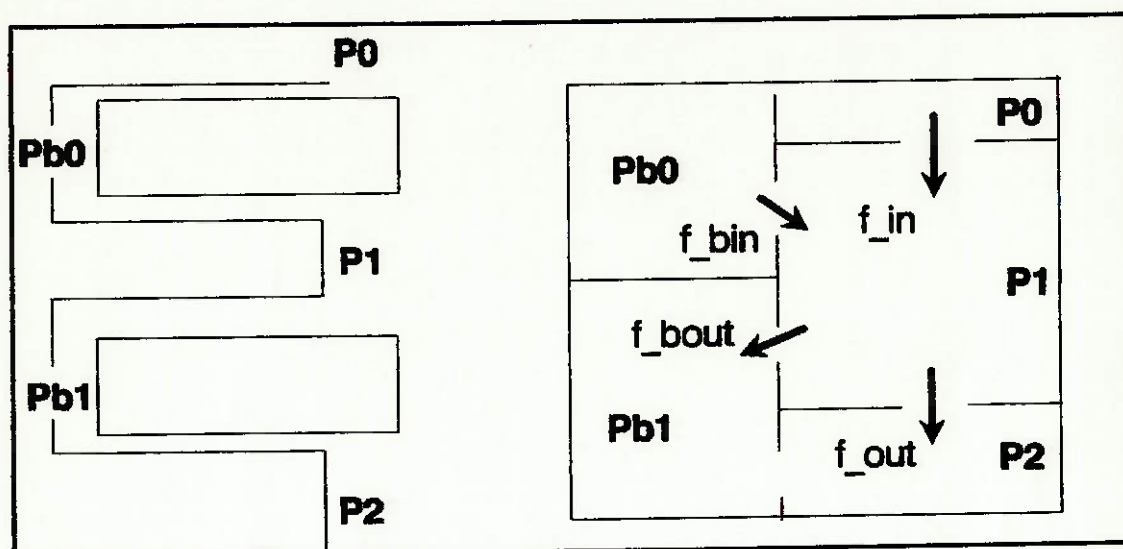


Fig.6.3- Nomenclatura da subrotina de cálculo das pressões

Pressões:

P0: do land do anel anterior

P1: do land do anel sendo calculado

P2: do land do anel posterior

Pb0: do volume atrás do anel anterior

Pb1: do volume atrás do anel sendo calculado

Fluxos (em massa):

f_{in} : entrando no intercanalete, através do gap do anel anterior

f_{out} : saindo do intercanalete, através do gap do anel

f_{bin} : entrando no intercanalete, através da eventual área axial definida pela posição axial do anel anterior

f_{bout} : saindo do intercanalete, através da eventual área axial definida pela posição axial do anel

No programa, admite-se que os subvolumes V_0 e V_{ax} possuem a mesma pressão (P_b) e estão conectados com o volume V_1 :

- do anel anterior (se o anel sendo calculado estiver embaixo)
- do anel seguinte (se o anel sendo calculado estiver acima)
- com ambos os anéis (se o anel sendo calculado estiver instável)

A subrotina de cálculo de fluxo de gases subdivide o intervalo de tempo usual (1 grau do virabrequim) em 10 divisões, e a cada chamada calcula simultaneamente as pressões no intercanalete e atrás do anel.

A cada intervalo de tempo original (1 grau do virabrequim) o programa acumula o "blow-by" (em massa) que passou através de cada anel até aquele instante. A fig. 6.4 mostra o gráfico do "blow-by" acumulado, para o caso a 3000 rpm. No final do ciclo (4 tempos, 720 graus do virabrequim) a conservação de massa exige que os valores dos 3 anéis sejam iguais, mas ao longo do ciclo o "blow-by" acumulado do 1º anel atinge um máximo após a combustão e depois decresce porque parte da massa que o havia atravessado retorna para a câmara de combustão. Esta massa que retorna ("blow-back") deve carregar frações não queimadas de ar/combustível e contribuir para o aumento de emissão de hidrocarbonetos pelo motor.

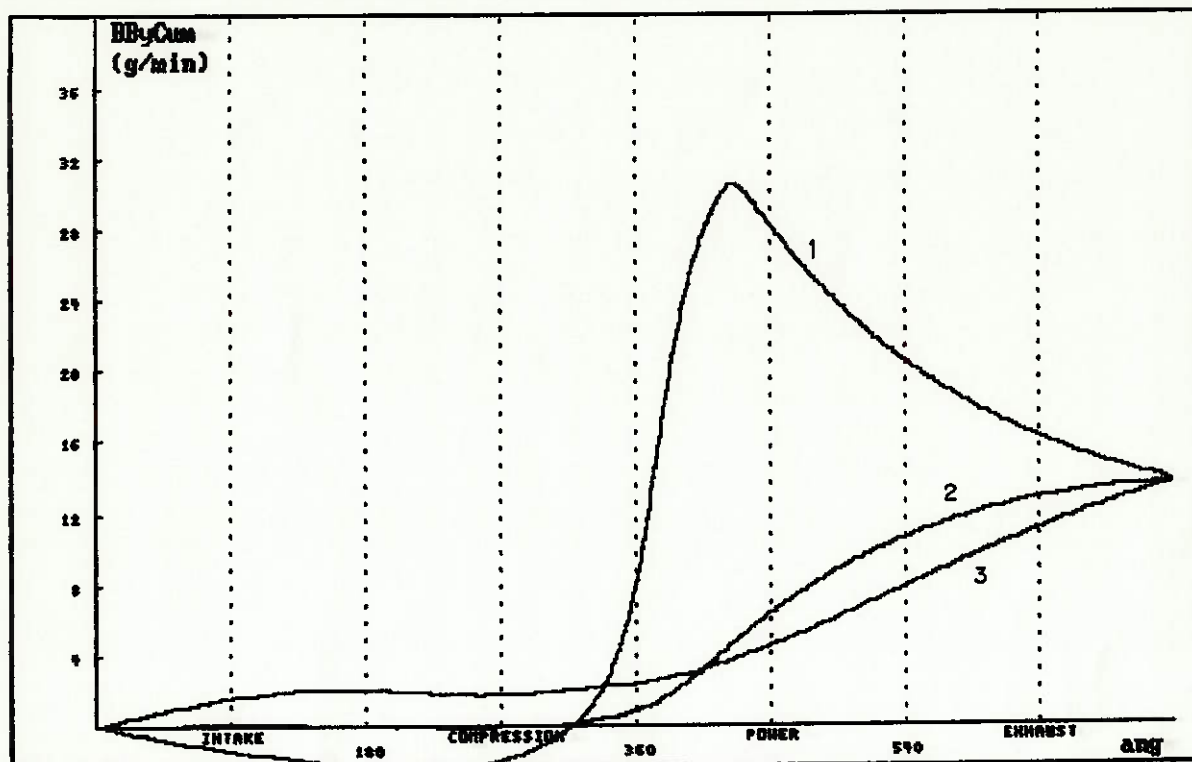


Fig.6.4- "Blow-by" acumulado (em massa) para cada anel, ao longo dos 720°

O fluxo em massa (kg/min), que passa pelos anéis e atinge o carter, é dado por:

$$BBy = (\text{num. de cilindros}) \cdot \sum_0^{720} (\dot{m} \cdot \Delta t) \cdot \frac{\text{rpm}}{2}$$

no meio automotivo é usual apresentar o "blow-by" em l/min, sendo a transformação feita usando a densidade do ar na pressão e temperatura do carter.

7- CÁLCULO DAS FORÇAS HIDRODINÂMICAS

No programa desenvolvido, o anel é modelado como um mancal de deslizamento com carga e velocidade variáveis. O perfil da face de contato do anel é aproximado por uma parábola de "abaulamento" C e "offset" O (vide fig. 7.1) gerando uma distribuição de pressão hidrodinâmica conforme a equação de Reynolds:

$$p(x) = 6\mu U \int_0^b \frac{dx}{h^2} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial x} \int_0^b \frac{x}{h^3} dx + C_1 \int_0^b \frac{dx}{h^3} + C_2$$

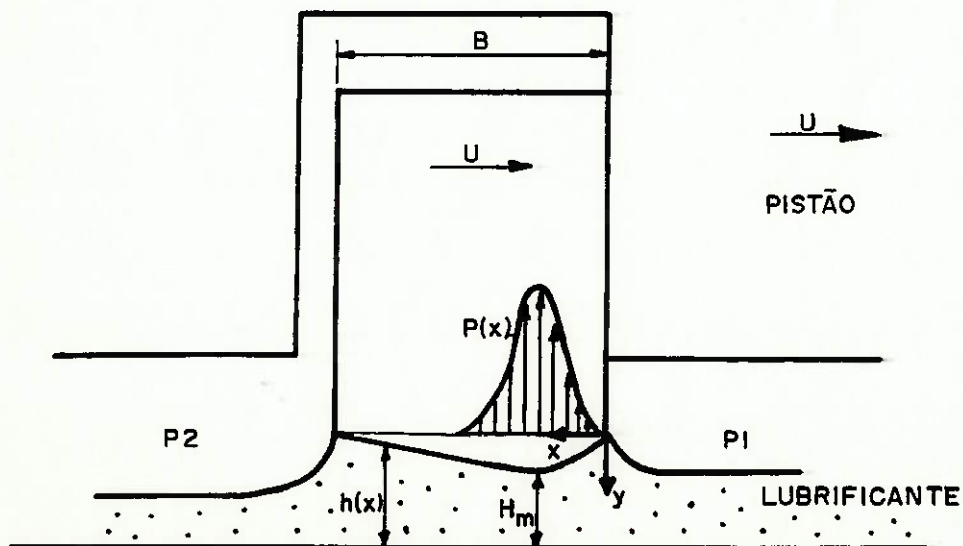


fig. 7.1 - Pressão Hidrodinâmica.

Na prática o anel é livre para se inclinar dentro do canaleta ("twist"), alterando o perfil exposto ao filme de óleo. Tal inclinação não é considerada no presente programa e deve ser fruto de futuros desenvolvimentos.

A resultante radial da distribuição de pressões hidrodinâmicas deve equilibrar a carga radial agindo no anel.

O algoritmo de cálculo da espessura do filme de óleo e conseqüente pressão hidrodinâmica engloba os seguintes passos:

- a viscosidade do óleo é calculada em função da temperatura
- uma espessura mínima H_1 é admitida arbitrariamente
- as constantes de integração C_1 e C_2 são determinadas em função das condições de contorno P_1 e P_2
- a equação de Reynolds é integrada numericamente utilizando o método de Romberg, descrito no "Turbo Pascal Numeric Methods Toolbox" [61]
- se a resultante das forças hidrodinâmicas for maior que a carga aplicada no anel, um outro H_1 , maior que o anterior, é admitido. Caso contrário um H_1 menor é assumido e o processo se repete até que a solução convirja dentro de uma tolerância pré estabelecida (1% da carga ou 1 N, o que for maior).
- se H_1 for menor ou igual à rugosidade, admite-se contato entre o anel e o cilindro e o cálculo hidrodinâmico é interrompido.

Admite-se que cada anel encontra todo óleo que precisa (modelo "fully flooded"); embora menos realístico que o modelo "starved" (vide 3.1.3), o modelo "fully flooded" tem sido usado mesmo por pesquisadores com acesso a programas mais complexos, por ex. JENG [48] e KERIBAR[†]

[†] contato pessoal com o autor

Uma vez atingida a convergência, a força de atrito é calculada pela equação 15:

$$F_{ax} = \text{perímetro do anel} \cdot \int_0^b \left(\frac{h \cdot dp}{2 \cdot dx} - \frac{\mu \cdot U}{h} dx \right)$$

No caso de contato sólido, um coeficiente de atrito limite, igual à 0,10 é admitido.

Viscosidade do Óleo

A viscosidade do óleo lubrificante varia com a temperatura e pode ser calculada pela fórmula:

$$\mu(T) = \mu_0 \cdot e^{\frac{b}{T+\theta_0}}$$

onde os parâmetros μ_0 , b e θ_0 são tabelados[†] conforme a classificação SAE do óleo:

SAE	$(10^{-5} \mu_0 \text{ Pa.s})$	b ($^{\circ}\text{C}$)	θ_0 ($^{\circ}\text{C}$)
5W	5,54	900	110,8
10W	4,08	1066	116,5
15W	6,68	902	100,2
20W	2,37	1361	123,3
20	4,99	1028	108,0
30	2,37	1361	123,3
40	2,37	1396	121,7
50	1,96	1518	122,6

Para óleos multiviscosos, o programa usa o índice SAE maior, já que o programa pretende simular as condições do motor em regime, quando as temperaturas são maiores. Assim para um óleo SAE 15W40, a viscosidade do óleo SAE 40 é usada.

No atual estágio de desenvolvimento, o programa considera que a temperatura do filme de óleo em cada anel, é a média entre a temperatura do land do pistão

[†] notas de aula do curso de pós-graduação de Mancais Hidrodinâmicos, Prof. Dr. Carlos Chien-Ching Tu

e a temperatura da parede do cilindro (admitida constante, igual à 100°C).
Conhecida a distribuição, ao longo do curso do pistão, da temperatura na
parede do cilindro, o programa poderá ser facilmente modificado para
considerar esta variação.

8- ESTUDO DE UM CASO PRÁTICO

Para efeito de verificação do programa, foi escolhido um motor Otto, 1,6 litros, à álcool, no qual a COFAP, companhia onde o autor trabalha, havia realizado uma série de testes de dinamômetro. Por indisponibilidade de instrumentação específica, não foi tentada a medição da movimentação axial dos anéis e da espessura do filme de óleo; estes parâmetros são comparados com dados citados na literatura.

8.1- DADOS DO MOTOR

- 4 cilindros, 1,6 litros, à álcool, naturalmente aspirado, taxa de compressão de 12:1
- potência máxima de 60 kW a 5600 rpm
- casos analisados:

caso	rpm	Pot (kW)	P _{comp} max. (bar)
1	3000	36	60
2	4000	50	65
3	5000	57	70
4	5600	56	64

8.2- DADOS DO PISTÃO E ANÉIS

pistão de 3 canaletes

volume dos lands (m^3):

- . abaixo do 1^o anel: 1,6E-7
- . abaixo do 2^o anel: 7,9E-8

volume devido à folga axial anel/canalete (m^3):

- . 1^o, 2^o anéis: 1,1E-8
- . 3^o anel: assumido igual a 0 por ser de 3 peças

volume devido à folga radial anel/canalete (m^3):

- . 1^o , 2^o anéis: 2,8E-7
- . 3^o admitido igual a 0

anel	altura (mm)	radial (mm)	Ft (N)	massa (g)	área ($10^{-8} m^2$)		C (μm)	O (μm)
					gap	axial		
1	1,5	3,25	15,0	7,0	9,1	390	8	0
2	1,5	3,25	10,0	6,0	5,2	390	8	0
3	0,5 [†]	3,48	30,0	12,0	13,0	0,0	25	0

[†] o anel de óleo é constituído de 3 peças: 2 segmentos, de altura 0,5 mm e um espaçador que força os segmentos contra o cilindro e contra as faces laterais do canaleta. A altura do conjunto é 3 mm; este anel é modelado com apenas um segmento com os dados acima. Para cálculo da espessura do filme de óleo apenas metade da força é considerada, sendo a força de atrito posteriormente multiplicada por 2.

8.3- PRESSÕES INTERCANALETES[†]

A fig. 8.3.1 mostra a pressão em cada land do pistão (caso 1, 3000 rpm). Estas pressões são determinantes no movimento axial dos anéis; em especial é importante o instante durante a expansão em que a pressão abaixo do 1º anel supera a pressão na câmara, neste instante o 1º anel tende a decolar do fundo do canaleta, perdendo sua capacidade de vedação.

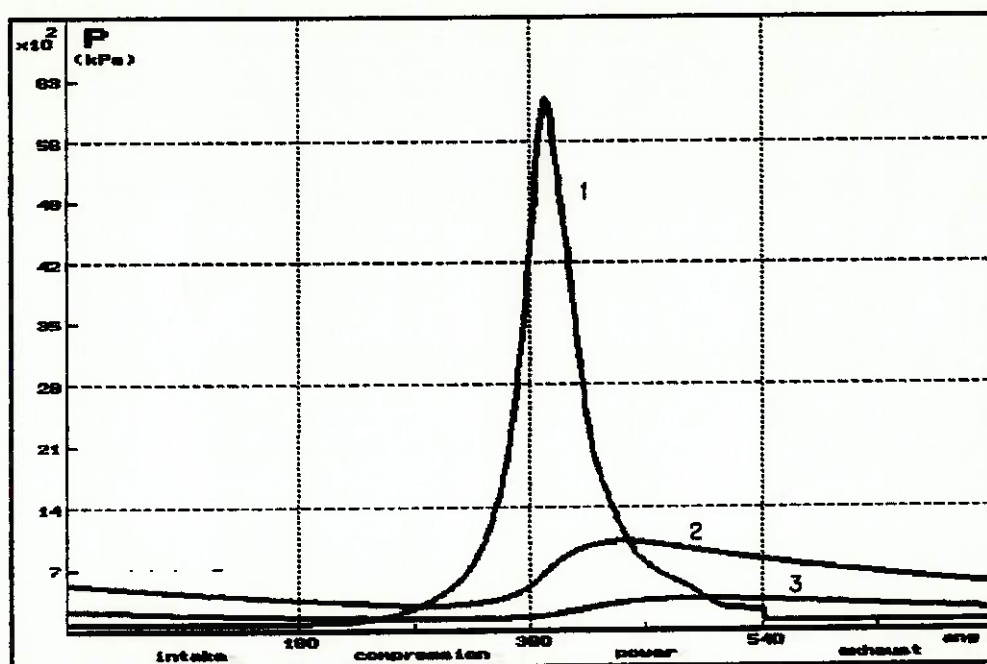


Fig.8.3.1- Pressões nos lands, 3000 rpm

No motor analisado (Otto, naturalmente aspirado), a pressão na câmara é menor que a do 2º land durante a admissão, grande parte da expansão e todo o escape, isso causa um fluxo de gás para a câmara ("blow-back" [16]). Este fluxo reverso carrega frações não queimadas de ar/combustível, que ficaram

[†]o mesmo caso prático foi apresentado pelo autor no trabalho [64]; as diferenças entre os valores calculados apresentados naquele trabalho com os apresentados aqui devem-se a aperfeiçoamentos introduzidos no programa, em especial no módulo de cálculo de fluxo de gases.

aprisionadas nos volumes mortos ("crevices") e aumenta a emissão de hidrocarbonetos.

Com o aumento da rotação, os gases tem menos tempo para escoar, as pressões atingidas no 2º land são menores e o máximo ocorre num ângulo posterior do virabrequim. A fig. 8.3.2 mostra a pressão em cada land para o caso 4, 5600 rpm; enquanto que a 3000 rpm, P_2 atinge um máximo de 1020 kPa a 435° , a 5600 rpm P_2 máximo é de apenas 504 kPa a 475° . No caso estudado isto ocorre também porque os anéis ficam instáveis (vide 8.4), e a abertura de passagens axiais causa a rapida "despressurização" dos lands.

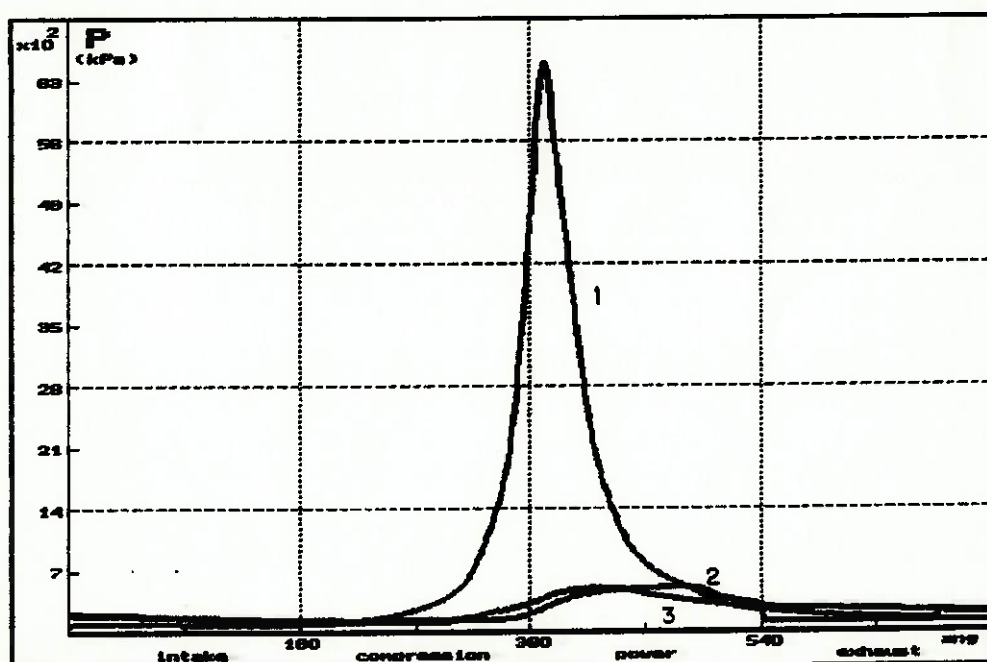


Fig. 8.3.2- Pressões nos lands, 5600 rpm

8.4- MOVIMENTO AXIAL DOS ANÉIS

O pacote analisado apresenta uma área de passagem maior no gap do 1º anel que no 2º. Isto causa a "pressurização" do 2º land e faz com que, a 3000 rpm o 2º anel fique todo ciclo contatando o flanco inferior, mas faz com que o 1º, ao contrário, permaneça contatando o flanco superior a maior parte do ciclo (de modo similar ao "low speed pattern" descrito na fig. 2.3).

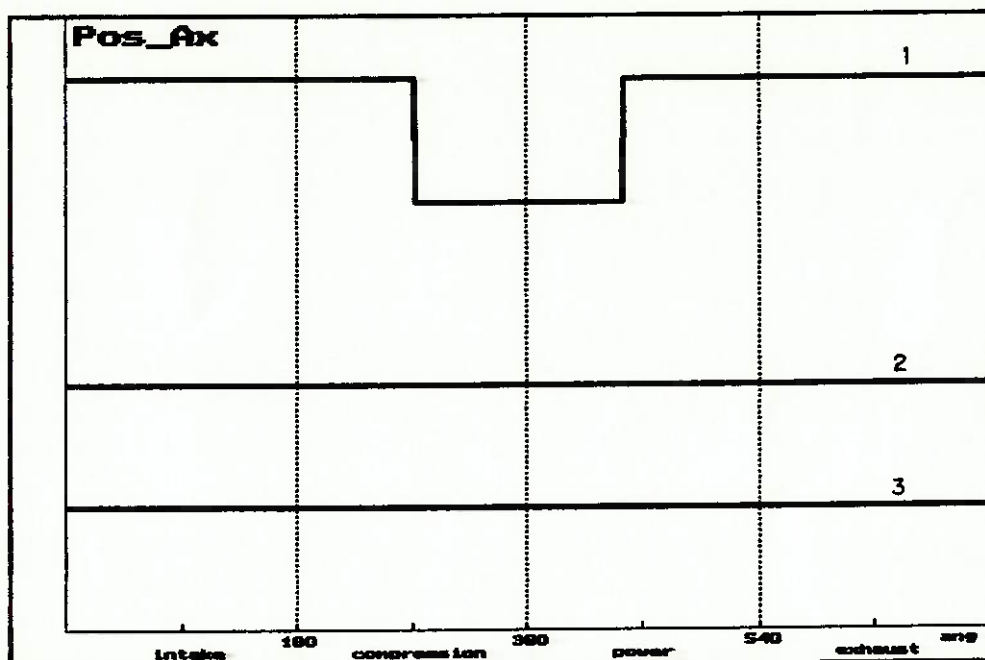


Fig. 8.4.1- Movimento axial dos anéis, 3000 rpm

O anel de óleo tem maior massa e menor diferencial de pressão dos gases, tendo portanto, em geral, um movimento axial fortemente influenciado pela inércia. Entretanto o anel analisado não tem folga axial e portanto não tem movimento axial.

Com o aumento de rotação, as forças de inércia influenciam mais fortemente todo o pacote, e nos casos analisados, este fato aliado à diminuição do diferencial de pressões dos gases provoca uma instabilidade no movimento axial

dos anéis; isto é representado na fig. 8.4.2 pelos traços verticais:

- no 1º anel próximo a 540º
- no 2º anel próximo de 360º

esta instabilidade faz o anel "flutuar" aumentando drasticamente a área de passagem de gases e "descarregando" momentaneamente parte da pressão, o que faz o anel novamente contatar a face lateral do canaleta, quando o processo se repete.

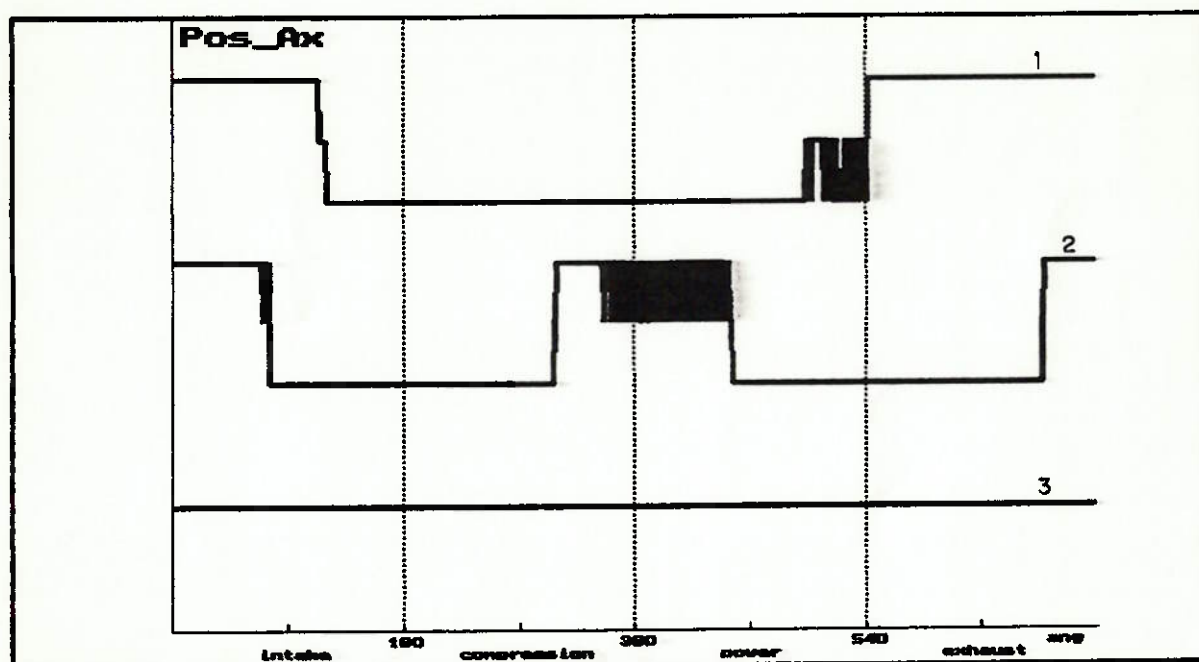


Fig. 8.4.2- Movimento axial dos anéis, 5600 rpm

Na prática, costuma ocorrer um aumento excessivo do "blow-by" em altas rotações e baixas cargas. Este fenômeno recebe o nome de "flutuação" e é creditado às forças de inércia. A solução clássica para aumentar a rotação em que ocorre a "flutuação" é reduzir a altura (e conseqüentemente a massa) do 1º anel. Nos casos simulados, o "blow-by" em l/min não aumenta substancialmente com a instabilidade porque quando esta ocorre, o diferencial axial de pressão

no anel é muito baixo e não provoca um aumento significativo de vazão.

O exposto acima leva o autor a crer que outro mecanismo que não o das forças de inércia é responsável pelo fenômeno de "flutuação dos anéis" verificado na prática. Uma hipótese a ser verificada, é que em altas rotações a espessura do filme de óleo que separa o anel e o cilindro pode atingir valores tais que o anel "colapsa" radialmente, criando uma passagem de gases pela periferia do anel. O fenômeno do colapso radial foi descrito por Keribar et al. em 1993 [58], e é sugerido pelos resultados de espessura de filme de óleo encontrados a 5600 rpm (vide fig. 8.6.3), onde a espessura de filme do 2º anel atinge valores de 12 μm .

Se o presente modelo limitasse o óleo disponível para cada anel, este aumento de espessura poderia provocar o rompimento do filme de óleo e a abertura de uma passagem de gás pela face de contato do anel, o que poderia explicar o fenômeno de "flutuação" verificado na prática. Esta hipótese deve ser fruto de investigações quando o presente modelo for aperfeiçoado, já que a "flutuação" de anéis é uma das preocupações do projetista de anéis, principalmente para motores de alta rotação.

8.5- "BLOW-BY"

Os valores de "blow-by" (l/min) calculados pelo programa mostram razoável concordância com valores medidos em diversos testes de dinamômetro. Embora, como costuma acontecer com modelos semelhantes (por. ex. TRUSCOTT et al. [14] e FURUHAMA et al. [39]) os valores teóricos são menores que os obtidos experimentalmente.

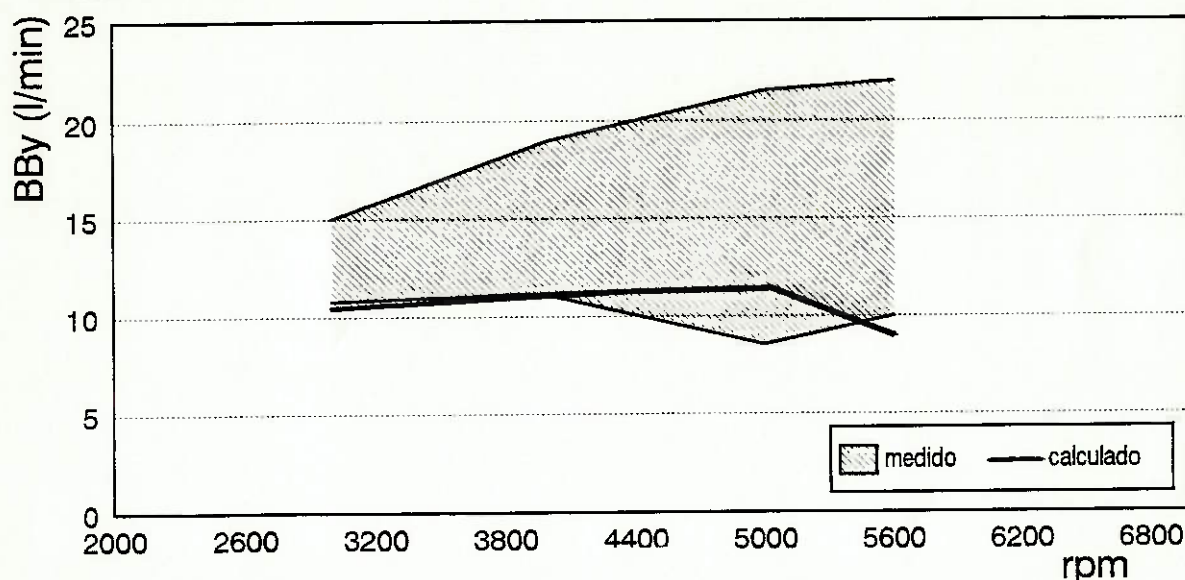


Fig. 8.5.1- Comparação do "blow-by" calculado com o medido em diversos testes de dinamômetro.

O gráfico do "blow-by" acumulado (fig. 8.5.2) mostra a quantidade de gás que passou por cada anel a cada grau do virabrequim. No final dos 4 tempos (720°), a conservação de massa exige que os 3 valores coincidam, mas durante o ciclo o seguinte mecanismo pode ser observado: até o meio da compressão o "blow-by" acumulado pelo 1^o anel é negativo (porque durante a admissão o fluxo foi do 2^o intercanalete para a câmara), quando então sobe rapidamente até atingir um máximo próximo de 450° , quando novamente o fluxo reverte e parte do

gás que havia passado através do 1^o anel retorna para a câmara de combustão, conforme discutido em 8.3.

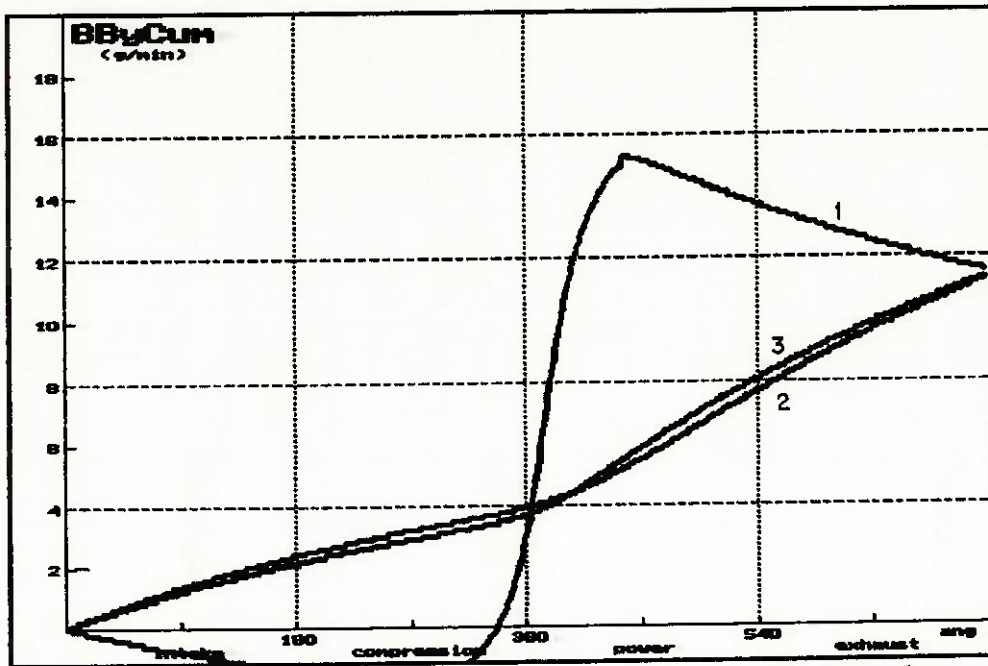


Fig. 8.5.2- "Blow-by" (em massa) acumulado a cada grau do virabrequim

8.6- ESPESSURA DO FILME DE ÓLEO

Os valores de filme de óleo concordam em ordem de grandeza com os encontrados na literatura: a 3000 rpm a espessura máxima é cerca de 4 μm , próximo ao meio do curso; na expansão a alta pressão agindo nos anéis reduz esta espessura para valores ao redor de 2 μm . O anel de óleo quase não sente a influência da pressão dos gases, mas devido a sua pequena espessura e alta carga própria, tem valores calculados do filme de óleo de no máximo 1 μm .

Na explosão, próximo ao ponto morto superior (360°), a espessura do filme de óleo do 1º anel se reduz até atingir a rugosidade do cilindro, ocorrendo portanto o atrito limite (contato sólido), até que a velocidade do pistão aumente e a lubrificação hidrodinâmica se restabeleça.

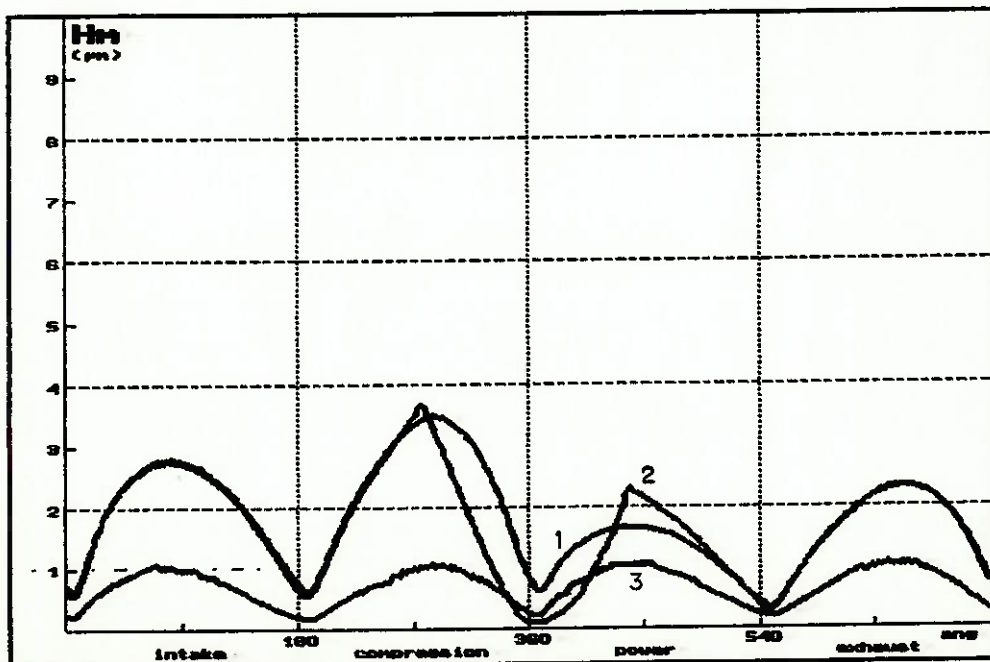


Fig. 8.6.1- Espessura do filme de óleo, 3000 rpm

Na fig. 8.6.2 é reproduzida a espessura do filme calculada por JENG [48] onde os valores obtidos no modelo "fully flooded" são bastante semelhantes aos

encontrados aqui. Valores similares também podem ser encontrados no trabalho de RICHARDSON & BORMAN [63].

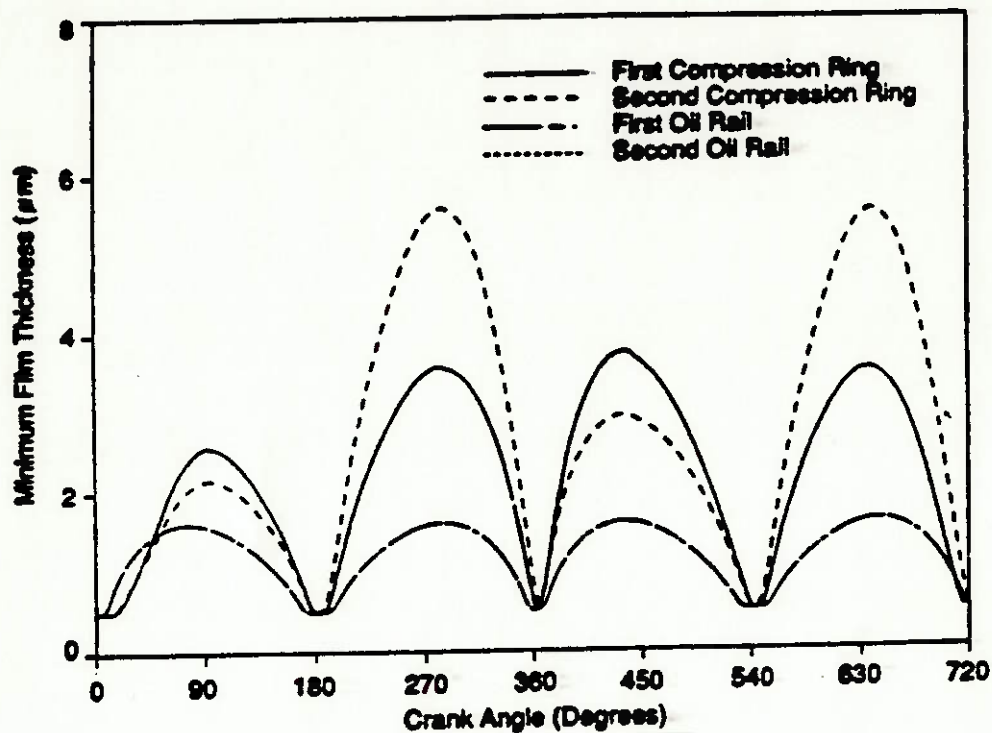


Fig. 8.6.2- Reprodução da figura 2 do trabalho de JENG [48], análise "fully flooded", 2000 rpm, carga parcial.

A 5600 rpm (fig. 8.6.3) ocorre um fenômeno previsto pelo modelo de Keribar e Dursunkaya ([58] e [60]): após a explosão (360°) a pressão à frente do 2^o anel sobe rapidamente, sem correspondente aumento na pressão aplicada a este anel. Isto provoca um sensível aumento no filme de óleo (espessura de 12 µm no caso estudado). Num modelo, onde a quantidade de óleo disponível ao anel fosse limitada (o que não acontece no presente modelo, que é "fully flooded") isto poderia provocar a diminuição da face molhada do anel e até o rompimento deste filme (Keribar chama este fenômeno de colapso radial do anel).

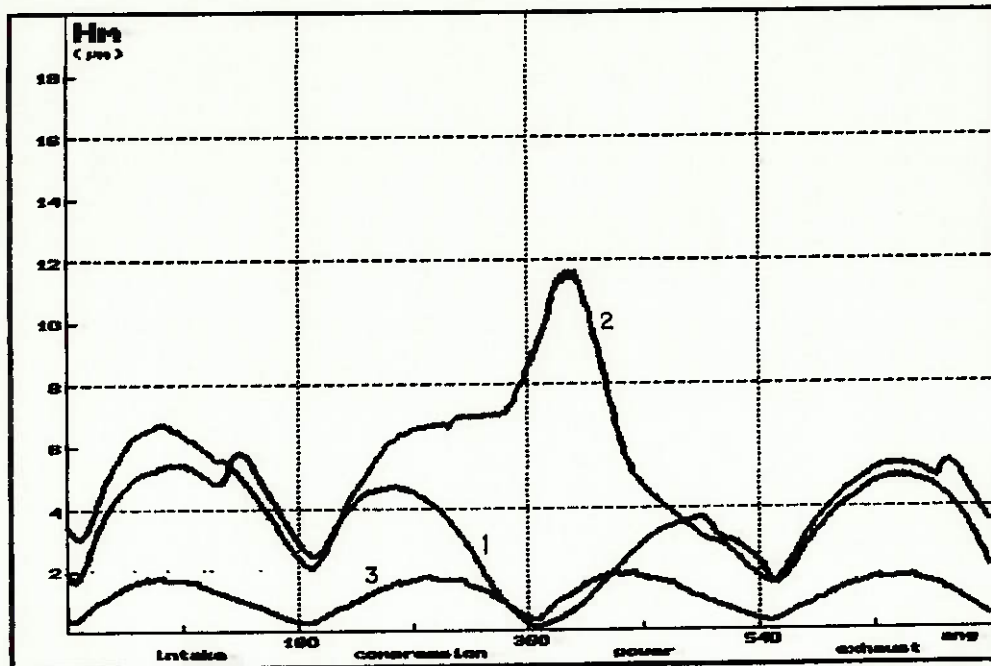


Fig. 8.6.3- Espessura do filme de óleo, 5600 rpm. Aumento do filme do 2 anel após a explosão.

8.7- POTÊNCIA DE ATRITO

Os valores calculados pelo programa foram comparados com os obtidos através de uma bateria de testes de atrito, por acionamento, do tipo "break-down", onde a cada teste um sub-conjunto era retirado do motor, permitindo que a contribuição dos anéis fosse estimada.

Os testes de atrito por acionamento (vide tabela a seguir) foram realizados na seguinte ordem:

- 1) motor completo
- 2) idem, sem as valvulas
- 3) idem a 2), sem os anéis

rpm	Torque Medido [†] (Nm)			
	efetivo	de atrito		
		1)	2)	3)
1000	90.9	11.2	7.5	5.4
2000	114.9	15.0	13.2	10.0
3000	135.1	23.0	17.5	14.6
4000	133.8	32.3	23.7	21.4
5000	135.2	37.9	27.2	24.8
5600	125.9	38.4	29.8	26.1

[†] os de atrito por acionamento

Em tese, o torque, e portanto a potência, de atrito dos anéis pode ser estimada por: 2) menos 3) e estes valores foram comparados com os valores calculados pelo programa, vide tabela a seguir:

rpm	Potência de Atrito dos anéis (em kW , 4 cilindros)				
	calculado				medido
	1 ^o anel	2 ^o anel	3 ^o anel	Σ	pacote
3000	0,13	0,12	0,10	0,35	0,91
4000	0,20	0,18	0,16	0,54	0,96
5000	0,28	0,26	0,22	0,76	1,26
5600	0,28	0,19	0,27	0,74	2,17

Os valores calculados pelo programa são de 38% a 56% dos valores medidos. Tal diferença pode ser explicada pelas hipóteses simplificadoras adotadas no cálculo hidrodinâmico, em especial ao fato do atrito passar diretamente do regime hidrodinâmico ao de limite. Entretanto os valores calculados pelo programa são da mesma ordem que os encontrados na literatura:

- JENG [48], num trabalho de simulação publicado em 1992, calcula a potência de atrito dos anéis para um motor 2 cilindros, 2 litros, com uma relação diâmetro de cilindro/curso similar ao utilizado neste trabalho e obtém valores de 0,25 kW (2000 rpm) a 1,25 kW (5000 rpm).

- GOENKA [49], também em 1992, calcula para 2 motores 5 litros (V6 e V8) à gasolina e obtém valores de 1 kW (2000 rpm) a 3 kW (5000 rpm).

A literatura (vide 3.1.3) mostra que a potência de atrito do anel de óleo é cerca de 75% do pacote de anéis. Tal fato não foi verificado neste motor, entre outros motivos porque o anel de óleo analisado tem baixa força (30N) para este tipo de anel e é constituído de 2 segmentos de apenas 0,47 mm de altura, enquanto os anéis de compressão têm 1,5 mm.

Eventuais erros cometidos no cálculo da força de atrito tem pouca influência no movimento axial dos anéis, já que a força de atrito é pequena comparada com a resultante axial das forças. Por esta razão, o programa tem uma opção de cálculo onde a subrotina hidrodinâmica não é executada, permitindo um cálculo (com boa aproximação) do movimento axial e do "blow-by", em poucos minutos.

9- CONCLUSÃO

9.1- CONCLUSÕES

- O modelo apresentado, embora simples o suficiente para ser processado em microcomputadores pessoais, fornece estimativas razoáveis de diversos parâmetros importantes da performance do pacote de anéis.

- A simulação permite a análise prévia de diversas alternativas, podendo reduzir o custo e tempo de desenvolvimento de novos projetos.

- Grandezas de difícil medição como a espessura do filme de óleo lubrificante, "blow-by" acumulado por cada anel, etc., podem ser investigados pelo programa apresentado.

- Modelos mais sofisticados e testes do motor em dinamômetro e em uso real ainda são necessários para a avaliação precisa do comportamento real de um mecanismo complexo como a interação pistão/anéis/cilindro.

9.2- SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

- Uma das grandes preocupações do projetista de anéis é minimizar a ocorrência da "flutuação de anéis" (aumento exagerado e súbito no "blow-by" do motor) em regimes de alta rotação e baixa carga do motor; acredita-se que este fenômeno está associado com a inércia do anel e a solução clássica é reduzir a sua altura e portanto massa. Os resultados obtidos neste trabalho não corroboram esta explicação e sugerem uma outra causa para ocorrência da "flutuação": o anel colapsaria radialmente devido a um aumento excessivo da espessura do filme de óleo, permitindo a passagem de gases pela face do anel; a redução da altura do anel seria efetiva apenas por que reduz a espessura do filme de óleo. A verificação desta hipótese através de maiores estudos e testes de dinamômetro seria de grande interesse prático.

- Com o crescente poder de processamento dos computadores pessoais, simplificações adotadas neste trabalho poderão vir a ser relaxadas, sem comprometer demasiadamente o tempo de processamento. Assim planeja-se os seguintes aprimoramentos para o programa:

a-) Um cálculo mais realístico do movimento axial do anel dentro do canaleta: a abordagem adotada por KORNPROBST et al. em [1] parece ser simples e robusta, e sua implementação deve melhorar a precisão e convergência do modelo em relação à atualmente utilizada no programa, que considera apenas 3 posições possíveis para o anel: "embaixo", "instável" ou "encima".

b-) Embora conhecido que a torção do anel tem forte influência na sua

performance, a inclusão deste movimento no modelo dificultaria muito o cálculo hidrodinâmico porque a torção do anel altera o perfil oferecido ao filme de óleo; uma abordagem possivelmente mais viável seria considerar o efeito da torção apenas no módulo de fluxo de gases.

- A redução de emissão de poluentes por motores de combustão interna, tem sido alvo de especial atenção pela indústria automotiva; os resultados do programa sugerem que o fluxo reverso de gases pelo 1^o anel ("blow-back") pode contribuir significativamente para a emissão de hidrocarbonetos. O uso do programa apresentado neste trabalho pode indicar alternativas de projeto que minimizem o "blow-back" e por consequência a emissão de hidrocarbonetos.

10- REFERÊNCIAS

- [1]- Kornprobst; Woschni & Zeilinger
"Simulation des Kolbenring-Verhaltens im Motorbetrieb-Teil 1" -
MotorTechnische Zeitschrift (MTZ) nov. 89 - tradução interna da COFAP
- [2]- Kornprobst; Woschni & Zeilinger
"Simulation des Kolbenring-Verhaltens im Motorbetrieb-Teil 2" - MTZ dez. 89
- tradução interna da COFAP
- [3]- Miyachika; Hirota
"A Consideration on Piston Second Land Pressure and Oil Consumption of
Internal Combustion Engine" - 1984 - Paper SAE 840099
- [4]- Rohde, S.M.
"A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to
Piston Ring Lubrication" - 1981 - Proceedings 7th Leeds-Lyon Symposium on
Tribology, Friction and Traction, Westbury House, pages 262-278
- [5]- Bishop, G.R. & Leavitt, A.H.
"Performance Simulation of a Diesel Piston and Ring System" - 1975 - paper
SAE 750768
- [6]- Kornprobst; Woschni & Zeilinger
"Erkenntnisse über das Verhalten der Kolbenringe bei Klopfbetrieb" - AUTEC
(Congresso Internacional de Tecnologia Automotivística) - 19 a 21/10/1988 -
tradução interna COFAP
- [7]- Hill, Stephen ; Newman, Brian
"Piston Ring Designs for Reduced Friction" - 1984 - Paper SAE 84122
- [8]- Graham; Kendrick
"Instrumentation for Measurement in Operating Engines" - 1978 - AE Group
Technical Symposium - paper 19
- [9]- "TURBO PASCAL Version 6.0 - Library Reference" - Borland International,
INC. - Scotts Valley - U.S.A.
- [10]- Patton; Nitschke; Heywood
"Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines"
- 1989 - Paper SAE 890836
- [11]- Ruddy; Economou; Dowson
"The Theoretical Analysis of Piston Ring Performance and its Use in Practical
Ring Design" - 14^o CIMAC - Helsinki - 1981
- [12]- Parker; Adams & Barret
"The Reduction of Friction In the Internal Combustion Engine" - 1982 AE
Group Technical Symposium - paper 29

- [13]- Graham; Munro
"Investigation and Analysis of Oil Consumption and Blow-By in Relation to Piston and Ring Features" - AE Group Technical Symposium - paper 28
- [14]- Truscott; Reid & Ruddy
"Ring Dynamics in a Diesel Engine and its Effects on Oil Consumption and BlowBy" - 1983 - Paper SAE 831282
- [15]- McGeehan, J. A.
"A Survey of the Mechanical Design Factors Affecting Engine Oil Consumption" - 1979 - paper SAE 790864
- [16]- Banks, T. J. & Lacy, D. J.
"The Application of analysis to piston ring performance" - 1989 - IMechE C375/003
- [17]- Stecher, F.
"Survey and State of the Art of Friction and Wear in Regard to Piston Rings" - publicação Goetze AG
- [18]- Li; Rohde & Ezzat
"An Automotive Piston Lubrication Model" - Asle vol. 26.2 pags 151-160
- [19]- Uras & Patterson
"Piston and ring friction measurement method developed" - Automotive Engineering - maio 1983
- [20]- Rosenberg, R. C.
"General Friction Considerations for Engine Design" - 1982 - paper SAE 821576
- [21]- Ruddy; Dowson and Economou
"A Review of Studies of Piston Ring Lubrication" - 9^o Leeds/Lyon Simpósio - "Tribology of Reciprocating Engines", 1982
- [22]- Ruddy; Dowson; Economou and Baker
"Piston Ring Lubrication - Part III -The Influence of Ring Dynamics and Ring Twist" - 'Energy Conservation' through fluid film lubrication Technology: Frontiers in Research and Design, 1979, pags 191-217 (ASME, New York)
- [23]- Dowson; Economou; Ruddy; Strachan; Baker
"Piston Ring Lubrication - Part II Theoretical Analysis of a Single Ring and a Complete Ring Pack" - 'Energy Conservation' through fluid film lubrication Technology: Frontiers in Research and Design, 1979, pags 23-52 (ASME, New York)
- [24]- Ruddy; Dowson; Economou
"The Prediction of Gas Pressures within the Ring Packs of Large Bore Diesel Engines" - journal Mech. Eng. Sci, vol 23, nº 6 - 1981 p 295-304

- [25]- Dowson; Ruddy and Economou
"The Elastohydrodynamic Lubrication of Piston Rings" - cópia do manuscrito enviado para publicação nos "Proceedings of the Royal Society" na década de 1980, não foi possível confirmar a data da publicação.
- [26]- Ruddy; Dowson; Economou
"A Theoretical Analysis of The Twin-Land Type of Oil-Control Piston Ring" - IMechE 1981 - vol 23 nº2 - journal Mech. Eng. Sci, vol 23, nº 2 pags 51-62
- [27]- Patir; Cheng
"Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces" - Journal of Lubricant Technology, vol 101, abril 1979
- [28]- Blair; Hault; Wong
"The Role of Piston Distortion on Lubrication in a Reciprocating Engine" - 1990 - ASME 90-ICE-21
- [29]- Hault, D. P.
"Lubrication and Support of a Single Piston Ring" ASLE vol 28,2 pags 139-149
- [30]- Munro, R.
"Emissions Impossible - The Piston & Ring Support System" - 1990 - paper SAE 900590
- [31]- Essig; Kamp; Wacker
"Diesel Engine Emissions Reduction - The Benefits of Low Oil Consumption Design" - 1990 - paper SAE 900591
- [32]- Heywood, J.B.
"Internal Combustion Engine Fundamentals" - 1988 - McGraw-Hill, Singapura
- [33]- Takiguchi
"Characteristics of Piston with Pressure Ring and One Narrow Single-Rail Oil Ring" - 1988 - paper SAE 885131
- [34]- Lubbing, B.E.
"Kolben und Kolbenringoptimierung Betreffend Tiblogischer Eigenschaften Durch Rechnerische Simulation" - 1990 - revista Praxis Forum 12/90 pags 154-175, tradução interna da COFAP
- [35]- Baker, Alan
"Friction and Wear in Engines" - Automotive Engineer dez/89 pags 52,53
- [36]- Furuhamo et al.
"Development of a two ring piston with low friction and small compression height without increase in Blow-by, overheat and oil consumption" - 1985 - IMechE C63/85

- [37]- Gloos, D. & Reipport, P.
"Simulation der Ringbewegung und Hydrodynamischen Reibung bei einem PKW-Dieselkolben" - publicação KolbenSchmidt AG, tradução interna da COFAP
- [38]- "The Application of Analysis to Piston Ring Performance" Publicação Kolben-Schmidt AG
- [39]- Furuhamo, S. et al.
"A Study of Decrease Oil Consumption for NSOR-Two-Ring Package Piston" - 1991 - paper SAE 910435
- [40]- McGeehan, James A.
"Effect of Piston Deposits, Fuel Sulfur, and Lubricant Viscosity on Diesel Engine Oil Consumption and Cylinder Bore Polishing" - 1983 - paper SAE 831721
- [41]- McGeehan, James A.
"A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy" - 1978 - paper SAE 780673
- [42]- Newman, Brian A.
"Compensating Piston Rings for Heat Flow" - 1983 - Diesel Progress North American, dez 1983
- [43]- Yoshida, H. et al.
"Diesel Engine Oil Consumption Depending on Piston Ring Design" - 1991 - paper SAE 911699
- [44]- Demarchi, V.
"Influência da Forma e Dimensão do Chanfro da Face de Contato do Anel no Blow-By e Consumo de Óleo" - V SIMEA - 1988
- [45]- Halling, J.
"Principles of Tribology" - 1983 - The MacMillan Press Ltd - Hong-Kong
- [46]- Borman, G.L. & Richardson
"Measuring Engine Oil Films" - 1992 - Automotive Engineering, jan 92 pags 15-18
- [47]- Thring, Rob H.
"Engine Friction Modeling" - 1992 - paper SAE 920482
- [48]- Jeng, Yeau-Ren
"Friction and Lubrication of a Piston-Ring Pack" - 1992 paper SAE 920492
- [49]- Goenka, Tam K.
"Flare: An Integrated Software Package for Friction and Lubrication Analysis of Automotive Engines - Part I - Overview and Applications" - 1992 - paper SAE 920487

- [50]- Laugênio, Milton
"Anéis de Pistão" relatório p0103 publicado pela COFAP
- [51]- Maekawa, K.; Mitsutake, S.; Moroshi, S.
"A Study on Engine Lubricating Oil Consumption by Computer Simulation" -
1986 - paper SAE 860546
- [52]- Grice, N.; Sherrington, I. and Smith, E.
"The Influence of Variable Ring Face Profile and Bore Shape on Piston Ring
Behaviour in Internal Combustion Engines" - 1992 - paper SAE 920059
- [53]- Burnett, P.J.
"Relationship Between Oil Consumption, Deposit Formation and Piston Ring
Motion for Single-Cylinder Diesel Engines" 1992 - paper SAE 920089
- [54]- Munro, R.
"Blow-By in Relation to Piston and Ring Features" - 1981 paper SAE 810932
- [55]- Khovakh, M.
"Motor Vehicle Engines" - 1976 - MIR PUBLISHERS - Moscou
- [56]- Den Hartog, J.P.
"Vibrações nos sistemas mecânicos" - 1972 - São Paulo - Edgard Blucher, Ed.
da Universidade de São Paulo, cap. 5, pag 145
- [57]- Zottin, Walter et al.
"Simulação Numérica Da Dinâmica do Pacote de Anéis de um Pistão Utilizado
em Motores de Combustão Interna" - 1992 - SAE 921486
- [58]- Keribar, R. , Dursunkaya Z., Ganapathy, V.
"An Integrated Predictive Design Analysis Methodology to Address Piston
Tribological Issues" - 1993 - SAE 930793
- [59]- Wahidzaman, Syed et al. - "A Model for Evaporative Consumption of
Lubricating Oil in Reciprocating Engines" - 1992 - SAE 922202
- [60]- Dursunkaya, Zafer et al. - "Numerical and Experimental Investigation of
Inter-ring Pressures and Blow-By in a Diesel Engine" - 1993 - SAE 930792
- [61]- "Turbo Pascal Numerical Methods Toolbox - version 4.0" - 1987 - Borland
International, INC - cap.5
- [62]- Chung Y. et al.
"Fire Ring Wear Analysis for a Piston Engine" -1993 - SAE 930797
- [63]- Richardson, Dana E. and Borman, Gary L.
"Theoretical and Experimental Investigations of Oil Films for Application
to Piston Ring Lubrication" - 1992 - SAE 922341

[64]- Tomanik, Eduardo

"Um Programa de Simulação do Desempenho de Anéis de Pistão para Microcomputadores" - 1993 - VII SIMEA - Simposio de Engenharia Automotiva

[65]- Kuae L., Bonesio M., Villela M.

"Diretrizes para apresentação de dissertações e teses" - 1991 - S.Paulo - Escola Politécnica da USP - Serviço de Bibliotecas