

OK

CONSULTA
FD-3732

São Paulo
2004

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

**EFEITO DO DESGASTE DO PRIMEIRO
ANEL DE PISTÃO NO SEU DESEMPENHO
DE VEDAÇÃO E RASPAGEM**

ANDRÉ FERRARESE

São Paulo
2004

Orientador:
Amliton Sinatora

Área de concentração:
Engenharia Mecânica – Tribologia

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

**EFEITO DO DESGASTE DO PRIMEIRO
ANEL DE PISTÃO NO SEU DESEMPENHO
DE VEDAÇÃO E RASPAGEM**

ANDRÉ FERRARESE

AGRADECIMENTOS

As empresas MAHLE Metal Leve S.A. e MAHLE Componentes de Motores por disporem material e equipamentos essenciais para o desenvolvimento desse trabalho.

Aos meus colegas da MAHLE Metal Leve S.A. pelo incentivo e troca de conhecimentos das mais diversas formas possíveis.

À minha esposa Denise e à minha família que sempre me fizeram enxergar que amar é muito mais importante que qualquer ciência.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram com a execução desse trabalho.

ERRATA

Página	Linha	Onde se lê ou entende	Leia-se ou entenda
Capa	5. ^a	Dissertação a ser apresentada	Dissertação apresentada
Contra-capa	5. ^a	Dissertação a ser apresentada	Dissertação apresentada
6	11. ^a	cônico	Tronco-cônico
9	5. ^a	As folgas pistão-anel consideraram a espessura de filme de óleo	As folgas pistão-anel não consideraram a espessura de filme de óleo
17	8. ^a	Figura 2.5: Instabilidade de anéis em baixa carga e alta rotação (Zottin e Peixoto – 2003)	Figura 2.5: Efeito da carga e rotação do motor no Blow-by.
14	1. ^a	(Tomanik et al – 1993 apud Heywood – 1998)	(Heywood – 1998 apud Tomanik et al – 1993)
5	Figura 1.4	pressão acima e atrás dos anéis	P1, P2 e P3 são pressões acima dos anéis e somente em determinados momentos são também as pressões atrás dos anéis
15	1. ^a	Diferentes chantros	Influência no blow-by de diferentes chantros
16	26. ^a	a perda da instabilidade	a perda da estabilidade
22	6. ^a	Figura 2.2	Figura 3.2
34	15. ^a	possíveis	Aceitáveis
36	24. ^a	Usado 2	Usado Completo
37	11. ^a	Usado 2	Usado Completo

SUMÁRIO

RESUMO	i
ABSTRACT	ii
LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS	vi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Panorama do Desenvolvimento de Motores	1
1.2. Anel de Pistão e Suas Características	2
1.3. Desgaste de Anéis	9
1.4. Objetivo do Trabalho	11
2. REVISÃO DA LITERATURA	13
2.1. Folga entre Pontas do Anel	13
2.2. Espessura Radial do Anel	15
2.3. Força Tangencial do Anel	16
2.4. Folga Radial entre Anel e Canaleta	17
2.5. Folga Axial entre Anel e Canaleta	18
2.6. Perfil de Raspagem do Anel	18
3. TESTES DE MOTOR	20
3.1. Seleção das Plataformas	20
3.2. Teste de Dinamômetro do Motor De Ciclo Otto – 53kW a 5600 rpm	23
3.3. Teste de Dinamômetro do Motor De Ciclo Diesel – 99kW a 2800 rpm	28
4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA	34
5. DADOS DA LITERATURA	38
6. DISCUSSÕES	40
7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	44
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	46

Os desenvolvimentos de novos motores têm resultado no aumento constante dos carregamentos mecânicos e térmicos dos componentes. Além de estarem expostos a condições desfavoráveis ao desgaste, os componentes do motor devem garantir desempenho similar, ou muitas vezes superior, aos dos componentes atuais. Para os anéis de pistão, o desempenho é dado pela sua capacidade de vedação e raspagem, que podem ser mensurados em motor pelos resultados de consumo de óleo lubrificante (COL) e fluxo de gases para o cárter (*Blow-by*). Uma motivação importante para esse trabalho está na literatura, que regularmente trata separados desgaste e desempenho. As referências que tratam de desgaste de anéis estão focadas no desenvolvimento de novos tratamentos e camadas mais resistentes ao desgaste e/ou no desenvolvimento e aplicação de ferramentas de previsão de desgaste. Enquanto que a literatura que aborda o desempenho de raspagem e vedação dos anéis está focada na otimização de parâmetros de projeto. Sendo assim, a proposta desse trabalho é a de avaliar a influência do desgaste do anel de pistão de primeira canaleta sobre o seu desempenho de vedação e raspagem. Para isso, foram realizados testes de motor, um de ciclo Otto e outro de ciclo Diesel, em dinamômetro para quantificar as variações dimensionais dadas por desgaste. Foram realizadas simulações numéricas com o intuito de avaliar as influências individuais de cada parâmetro dimensional. Os resultados de COL e *Blow-by* foram comparados com dados da literatura e com os resultados dos testes de motor. É apresentada também uma proposta de análise da sinergia entre os parâmetros. Portanto, pretende-se que este trabalho suporte o desenvolvimento de novos anéis através da otimização dos parâmetros geométricos com o intuito de reduzir a degradação com o desgaste.

RESUMO

The new engine developments are providing engine mechanical and thermal loads increase on the components. Besides the unfavorable wear conditions, the components should provide similar or improved performance compared with current baselines. For piston rings, the performance is given by the ring capacity of sealing and scrapping. These performances can be measured in a engine by the results of lube oil consumption (COL) and Blow-by. An important motivation for this work is in the literature, which regularly treats wear and performance not together. The literature that deals with wear are focused on the development of new coatings and treatments to reduce ring wear and/or on the development and application of wear prediction tools. While the literature about performance of sealing and scrapping is focused on the optimization of the project parameters. So, the proposal of this work is to evaluate the influence of top ring wear on its sealing and scrapping performance. It was tested two engines, one Otto and other Diesel, in a dynamometer in order to quantify the ring dimensional variation by wear. Numerical simulations were done to evaluate the individual influence of each parameter. The results of COL and Blow-by are compared with data from literature and from the engine tests. It is presented a analysis proposal of synergy among the parameters. Finally, the main intention of this work is to provide support for new piston rings developments by geometric parameters optimization reducing the degradation given by wear.

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

1	1. INTRODUÇÃO	
2	Figura 1.1: Representação do anel de pistão (ISO 6621-1 - 1984)	
3	Figura 1.2: Célula de potência típica (Ferrarese e Panelli - 2003)	
4	Figura 1.3: Curva de Stribeck (Heywood - 1988)	
5	Figura 1.4: Pressão do gás de combustão entre os anéis (Zottin - 1992)	
5	Figura 1.5: Distribuição típica da temperatura de um pistão de motor a Diesel (Ganczarski e Skrzypek - 1999)	
8	Figura 1.6: Principais dimensões do anel de pistão (ISO 6621-2 - 1984)	
8	Figura 1.7: Representação dos tipos de perfis de raspagem	
9	Figura 1.8: Folga entre a canaleta do pistão e o anel	
10	Figura 1.9: Scuffing na superfície de contato anel-cilindro (Vatavuk - 1994)	
11	Figura 1.10: Evolução do perfil da face de contato do anel com o desgaste (Tomanik - 2000)	
2. REVISÃO DA LITERATURA		
13	Figura 2.1: Motor mono-cilindro a gasolina (Tomanik et al - 1993 apud Heywood - 1988)	
14	Figura 2.2: Influência da folga entre pontas para motor Otto (Tomanik et al - 1993)	
15	Figura 2.3: Diferentes chanfros em motor Diesel 3,99L à máxima potência (Tomanik et al - 1993)	
15	Figura 2.4: Exemplo de distorção de cilindro em operação (Tomanik - 1996)	

17	Figura 2.5:	Instabilidade de anéis em baixa carga e alta rotação (Zottin e Peixoto – 2003)
18	Figura 2.6:	Representação esquemática do <i>Crevice Volume</i> , em cor amarela
19	Figura 2.7:	Perfis da face de contato antes e depois de teste (Tejada e Padial – 1995)
20	3. TESTES DE MOTOR	
21	Figura 3.1:	Carregamento térmico e mecânico dos motores
22	Figura 3.2:	Diferentes camadas e tratamentos aplicados sobre a face de contato do anel
26	Figura 3.3:	Variação dos parâmetros em relação ao inicial – motor de ciclo Otto
27	Figura 3.4:	Perfis do anel de primeira canaleta do motor de ciclo Otto
28	Figura 3.5:	Resultados de <i>Blow-by</i> e COL do motor de ciclo Otto
32	Figura 3.6:	Variação dos parâmetros em relação ao inicial – motor de ciclo Diesel
32	Figura 3.7:	Perfis do anel de primeira canaleta do motor de ciclo Diesel
33	Figura 3.8:	Resultados de <i>Blow-by</i> e COL do motor de ciclo Diesel
34	4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA	
35	Figura 4.1:	Ilustração dos movimentos primário e secundário do pistão
38	5. DADOS DA LITERATURA	
38	Figura 5.1:	Esquema de utilização de dados publicados na literatura
40	6. DISCUSSÕES	

44	7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS
44	Figura 7.1: Influências dos parâmetros para os dois tipos de motores
44	Figura 7.2: Exemplo de configuração de pontas especiais
46	8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

LISTA DE TABELAS

1	1. INTRODUÇÃO
13	2. REVISÃO DA LITERATURA
20	3. TESTES DE MOTOR
23	Tabela 3.1: Folga entre portas dos anéis Otto (mm)
24	Tabela 3.2: Espessura radial dos anéis Otto (mm)
24	Tabela 3.3: Força tangencial dos anéis Otto (N)
24	Tabela 3.4: Altura dos anéis Otto (mm)
25	Tabela 3.5: Altura das canaletas Otto (mm)
25	Tabela 3.6: Folga axial entre anel e canaleta Otto (μm)
25	Tabela 3.7: Folga radial entre anel e canaleta Otto (mm)
26	Tabela 3.8: Resumo dos resultados dimensionais do motor de ciclo Otto
28	Tabela 3.9: Desempenho inicial e final do motor de ciclo Otto
29	Tabela 3.10: Folga entre portas dos anéis Diesel (mm)
29	Tabela 3.11: Espessura radial dos anéis Diesel (mm)
30	Tabela 3.12: Força tangencial dos anéis Diesel (N)
30	Tabela 3.13: Altura dos anéis Diesel (mm)
30	Tabela 3.14: Altura das canaletas Diesel (mm)
31	Tabela 3.15: Folga axial entre anel e canaleta Diesel (μm)
31	Tabela 3.16: Folga radial entre anel e canaleta Diesel (mm)

31	Tabela 3.17:	Resumo dos resultados dimensionais do motor de ciclo Diesel
33	Tabela 3.18:	Desempenho inicial e final do motor de ciclo Diesel
34	4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA	
35	Tabela 4.1:	Descrição das simulações realizadas para cada tipo de motor
36	Tabela 4.2:	Resultados da simulação do motor de ciclo Otto
37	Tabela 4.3:	Resultados da simulação do motor de ciclo Diesel
38	5. DADOS DA LITERATURA	
39	Tabela 5.1:	Variações dimensionais entre zero e 500 horas
39	Tabela 5.2:	Resumo dos efeitos encontrados na literatura
40	6. DISCUSSÕES	
40	Tabela 6.1:	Variação de desempenho para cada parâmetro – motor Otto
40	Tabela 6.2:	Variação de desempenho para cada parâmetro – motor Diesel
42	Tabela 6.3:	Variação de sinergia dos parâmetros para o motor Diesel
42	Tabela 6.4:	Variação de sinergia dos parâmetros para o motor Otto
44	7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	
46	8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	

1. INTRODUÇÃO

1.1. Panorama do Desenvolvimento de Motores

O atual estágio do desenvolvimento de motores de combustão interna tem como principais linhas de trabalho:

- a redução de emissões poluentes
- o desenvolvimento de combustíveis alternativos
- o aumento da potência específica
- a redução do peso e do tamanho dos motores

Legislações específicas têm sido criadas para a redução de emissões de poluentes. Como exemplo, para 2007, os fabricantes de motores a Diesel do mercado norte-americano de porte pesado (aplicações para caminhões e ônibus) devem reduzir os índices de NOx e de material particulado em mais de 90% em relação aos índices de 1997 (Merrion - 2003). Por sua vez, o desenvolvimento de combustíveis alternativos tem sido focado em material orgânico como cana-de-açúcar no Brasil e milho nos EUA. A exploração de novos conceitos como Hidrogênio e eletricidade estão em desenvolvimento mas sem previsão específica de chegar ao consumidor. Quanto ao aumento da potência específica, isso se deve em especial à questão da tecnologia de injeção eletrônica ter avançado muito rapidamente no meio industrial. Isso tornou possível atingir limites de avanço e tempo de ignição do motor logo abaixo de fenômenos prejudiciais à integridade do motor, como a detonação (Heywood - 1988). A redução do peso e do tamanho do motor, além de contribuir para um melhor desempenho, resulta em um possível aumento do espaço interno do automóvel, o que propicia melhor conforto ao passageiro sem alteração do tamanho do veículo.

Essas tendências têm levado a um aumento constante dos carregamentos térmicos e mecânicos nos componentes do motor. Como consequência, o desgaste desses componentes tende a aumentar e a compreensão do seu comportamento tribológico ao longo da vida do motor é necessária. Atualmente, boa parte dos trabalhos de desgaste em anéis estão focados no desenvolvimento de novas coberturas mais resistentes ao desgaste. Este

trabalho busca explorar outra vertente, isto é, avaliar as características geométricas afetadas pelo desgaste, determinando as influências dessas variações para o desempenho de vedação e raspagem dos anéis de pistão. Assim, será possível propor novos anéis com parâmetros geométricos otimizados visando a menor degradação de desempenho com o desgaste.

1.2. Anel de Pistão e Suas Características

O componente anel de pistão é definido pela ISO 6621 - 1984 como sendo uma peça metálica de determinada forma que, quando confinada no cilindro, aplica uma força de vedação contra a parede do mesmo (ver Figura 1.1).

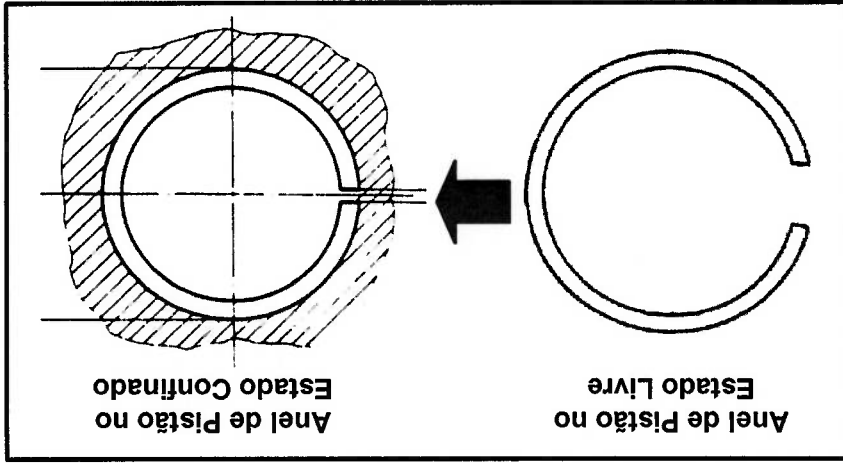


Figura 1.1: Representação do anel de pistão (ISO 6621-1 – 1984).

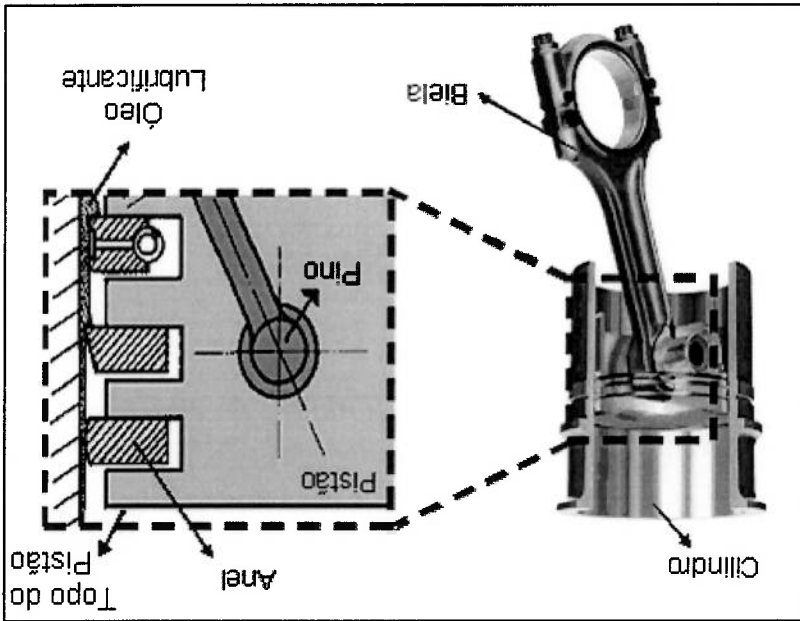
O primeiro anel é montado na canaleta do pistão, normalmente acima da região do pino e sempre abaixo do topo do pistão (ver Figura 1.2). Os anéis de pistão normalmente estão dispostos em um conjunto de três anéis em cada pistão (ver Figura 1.2). Esses anéis são usualmente denominados pela sua posição em relação ao topo do pistão.

Dadas essas condições, são as principais funções dos anéis:

- vedar a câmara de combustão, minimizando a passagem de gases provenientes da combustão para o câter (*Blow-by*);
- extrair calor do pistão, impedindo a sobrecarga térmica;
- controlar o filme de óleo entre o anel e a parede do cilindro, minimizando a quantidade extraída do sistema – queimada ou arrastada (Consumo de Óleo Lubrificante - COL).

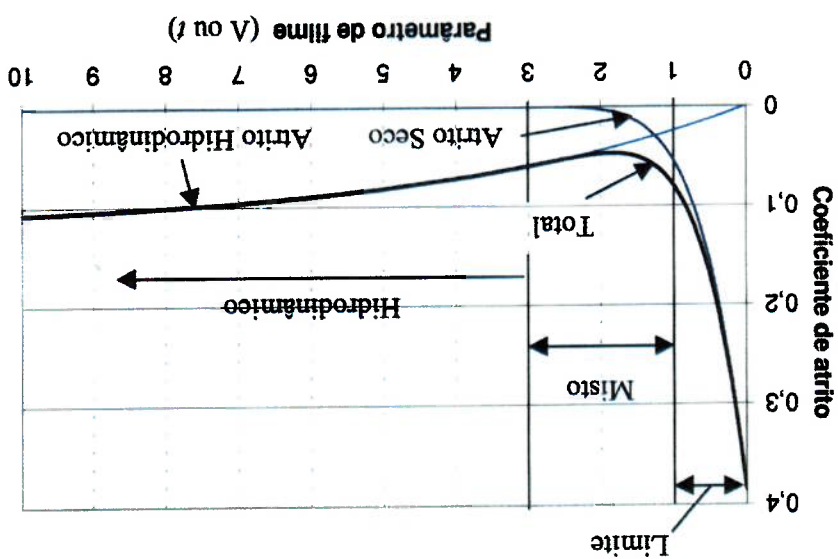
Os anéis acompanham o movimento alternado do pistão, exercendo uma ação de raspagem na parede do cilindro. O contato anel-cilindro é lubrificado, porém existem situações durante o trabalho do anel tais que, no seu deslizamento sobre o cilindro, o filme de óleo lubrificante fica muito fino. Como exemplos dessa situação, citam-se as zonas de inversão do movimento do pistão. Assim, o contato anel-cilindro ocorre sob um regime de lubrificação mista, no qual parte da carga de vedação do anel contra o cilindro é suportada pela ação metal-metal (localizado nas rugosidades) e parte é suportada pela ação hidrodinâmica do óleo lubrificante (ver Figura 1.3). Porém, existem situações no curso dos anéis em que a lubrificação é hidrodinâmica, por exemplo no meio curso onde a velocidade é máxima.

Figura 1.2: Célula de potência típica (Ferrarese e Panelli - 2003).



Além das funções especificadas, outros requisitos são importantes ao pacote de anéis: durabilidade, baixas perdas por atrito (Taylor – 1998) e baixa carbonização. No caso da durabilidade, é exigido dos anéis que mantenham o desempenho do motor quanto a *Blow-by* e COL dentro dos limites determinados para o sistema quando ao longo de toda a sua vida. Parte da durabilidade do motor está associada à durabilidade do pacote de anéis, fazendo necessário conhecimento tribológico dos componentes. A minimização da perda de potência devido ao atrito do par anel-cilindro deve ser tal que não comprometa o desempenho satisfatório de raspagem dos anéis. Para os motores a Diesel, as folgas entre anel e canaleta são grandes responsáveis pela carbonização. Nesse caso, o anel possui desenho geométrico específico para auxiliar na quebra dessa carbonização, sendo trapezoidal o formato da seção transversal do anel.

Figura 1.3: Curva de Stribeck . (Heywood - 1988).



Os três anéis normalmente presentes no pistão têm desempenhos diferenciados para o cumprimento das funções descritas. As condições de contorno do anel de primeira canaleta são as mais carregadas em termos mecânicos e térmicos (ver figuras 1.4 e 1.5). Por ser o primeiro anel abaixo da câmara de combustão, ele está exposto ao calor proveniente da combustão, assim como à pressão de combustão ao longo do ciclo de trabalho. Desta forma, a sua condição tribológica não é nada favorável, levando-o a ter sempre especificada uma cobertura ou um tratamento especial em sua face de contato com a parede do cilindro, visando minimizar o seu desgaste. O material base

(Ganczarski e Skrzypek - 1999).

Figura 1.5: Distribuição típica da temperatura de um pistão de motor a Diesel

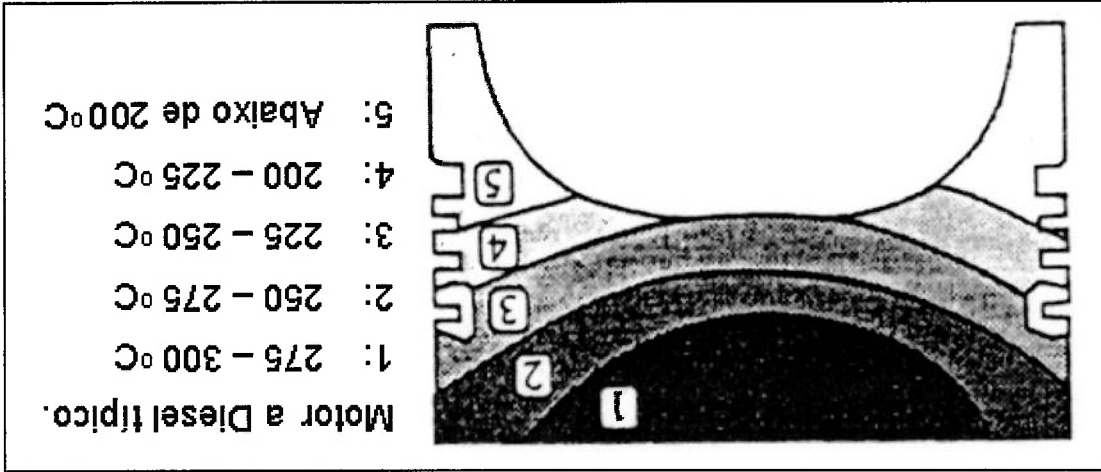
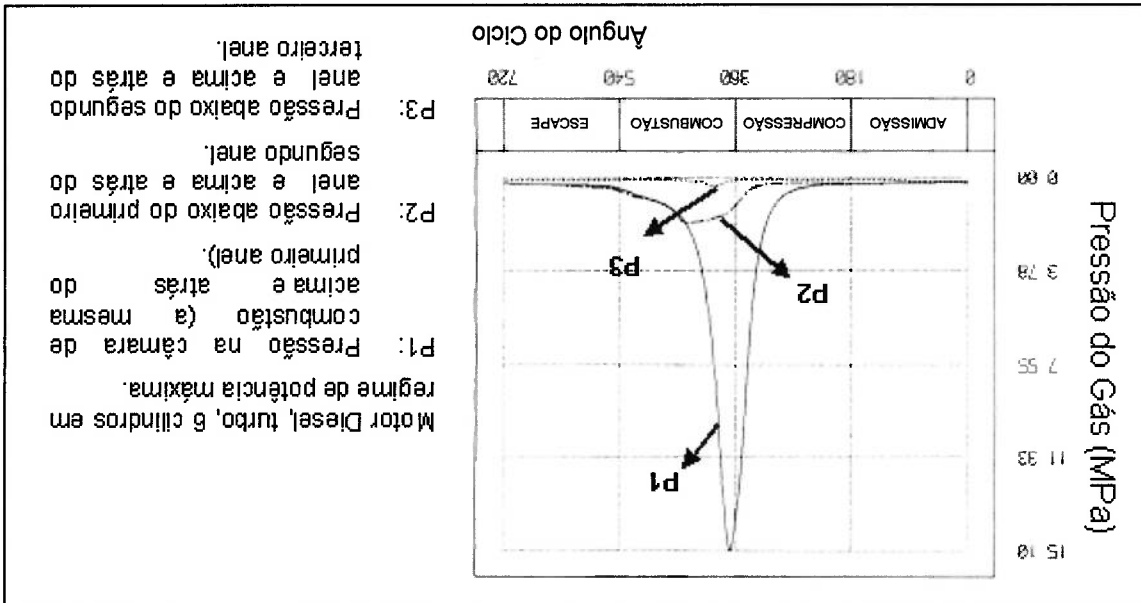


Figura 1.4: Pressão do gás de combustão entre os anéis (Zottin - 1992).



desse anel também é especificado dentre os materiais de maior resistência estrutural aplicados a anéis de pistão, normalmente, ferro fundido nodular ou aço, classes 50 e 60, segundo ISO 6621-3 - 1984. Por ser o primeiro anel abaixo da câmara de combustão, sua exposição aos gases da combustão é maior comparada com os outros anéis, sendo assim, o anel de primeira canaleta é o principal responsável pelo desempenho do conjunto quanto ao fluxo de gases da combustão para o cárter (*Blow-by*). Quanto ao anel de segunda canaleta, também denominado de anel raspador, este possui como principal função raspar o excesso de óleo deixado na parede do cilindro. Por isso, com o intuito de prover maior eficiência de raspagem, seu perfil de face de contato com o cilindro é usualmente cônico. Apesar das aplicações do anel de segunda canaleta com coberturas ou tratamentos serem menores se comparadas às aplicações do anel de primeira canaleta, suas condições tribológicas não são tão leves assim. Há o efeito da pressão dos gases com valor máximo em torno de 20% do valor da pressão encontrada na combustão. Em aplicações mais severas, materiais mais resistentes ao desgaste como ferro fundido martensítico (classe 30 segundo ISO 6621-3 - 1984) são utilizados. Mas ainda é mais comum encontrar aplicações de ferro fundido perlitico (classes 10 e 20 segundo ISO 6621-3 - 1984). O anel de terceira canaleta, também chamado de anel de óleo, tem como principal função o controle do filme de óleo na parede do cilindro deixado para os outros anéis. Para desempenhar essa função, existem dois tipos básicos de anel de óleo: os anéis de duas e os anéis de três peças. Em ambos, existe um elemento expansor responsável por prover a força de vedação ao anel. Exceto no momento da combustão, o anel de terceira canaleta é o anel que exerce a maior força de vedação dentre todo o conjunto. Nos dois tipos de anéis de terceira canaleta, o contato do anel de óleo com a parede do cilindro é duplo, como pode ser visto na Figura 1.2. Normalmente, os anéis de três peças são aplicados para os motores de ciclo Otto e os anéis de duas peças, para os motores de ciclo Diesel, mas é possível encontrar a aplicação inversa. Para resistir ao desgaste, o anel de terceira canaleta possui normalmente uma cobertura ou um tratamento nas suas faces de contato, sendo comuns como material base para esses anéis: o ferro fundido nodular (classe 50), ferro fundido perlitico (classes 10 e 20) e aço (classe 60) segundo normas ISO 6626 e 6627 - 1984.

Como o trabalho será focado no anel de primeira canaleta, algumas características geométricas desse componente serão detalhadas (Figura 1.6). Em primeiro lugar, o anel de pista possui uma forma, que não é circular, quando se encontra no estado livre de tensão (forma livre – seu efeito não será discutido nesse trabalho). Nesse estado, a distância entre as suas pontas é denominada de abertura livre (m). Quando o anel é confinado no cilindro a frio, ele adquire a forma circular, ficando com uma abertura entre as suas pontas denominada folga entre pontas (s¹). O diâmetro externo do anel em contato com o diâmetro interno do cilindro é denominado de diâmetro nominal do anel (d¹). Com relação à sua seção transversal, a porção de anel entre o diâmetro externo (nominal) e o diâmetro interno é denominada espessura radial (a¹). Já a espessura na direção axial é denominada de altura do anel (h¹). Na seção transversal do anel, pode haver detalhes geométricos como chanfros, rebaxos ou arredondamentos. Esses detalhes geométricos podem proporcionar ao anel um efeito de torção quando colocado no motor, mas seu efeito não será discutido nesse trabalho. Quanto à força de raspagem do anel, esta é representada pela medição da força tangencial. A força tangencial é dimensionada utilizando-se uma fita flexível para fechar o anel até a sua folga entre pontas, medindo-se a força de tração que atua na fita. Quanto ao perfil de raspagem, existem diferentes tipos (ver Figura 1.7). O mais simples é o perfil plano, no qual toda a altura do anel fica encostada no cilindro. Esse perfil tem sido evitado por ter o pior efeito raspador e o maior valor de desgaste. O outro tipo de perfil é o cônico, apresentando excelente efeito de raspagem com bom desempenho quanto ao controle do consumo de óleo lubrificante. Os tipos seguintes são denominados de abaulados, diferenciados pela posição do ponto de inflexão geométrica: simétrico e assimétrico.

Outros fatores dimensionais importantes estão relacionados ao posicionamento do anel no pistão. Como dito anteriormente, o anel é colocado em ranhuras do pistão denominadas canaletas. Quando posicionado na canaleta, o anel apresenta algumas características de folga (vide Figura 1.8). A primeira delas é a chamada folga radial entre anel e canaleta, medida na direção radial entre o diâmetro interno da canaleta até o diâmetro interno do anel quando no estado confinado com o pistão posicionado concêntrico ao anel. A outra é a chamada folga axial, que é definida pela diferença entre a altura da canaleta e a altura do anel, desconsiderando qualquer efeito de torção do anel.

Figura 1.7: Representação dos tipos de perfis de raspagem.

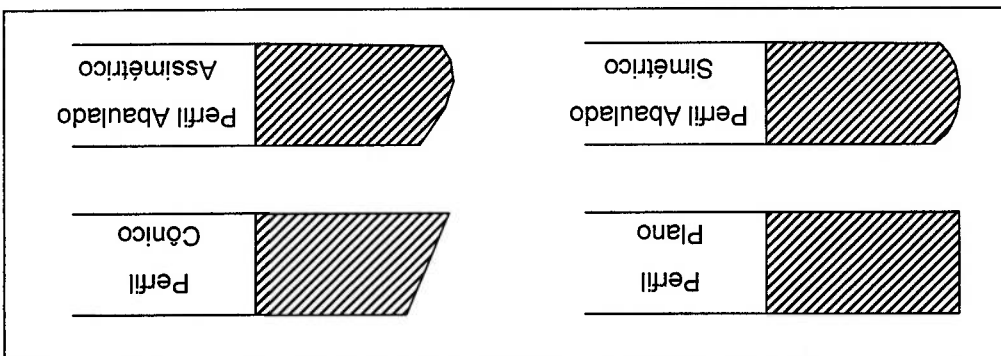
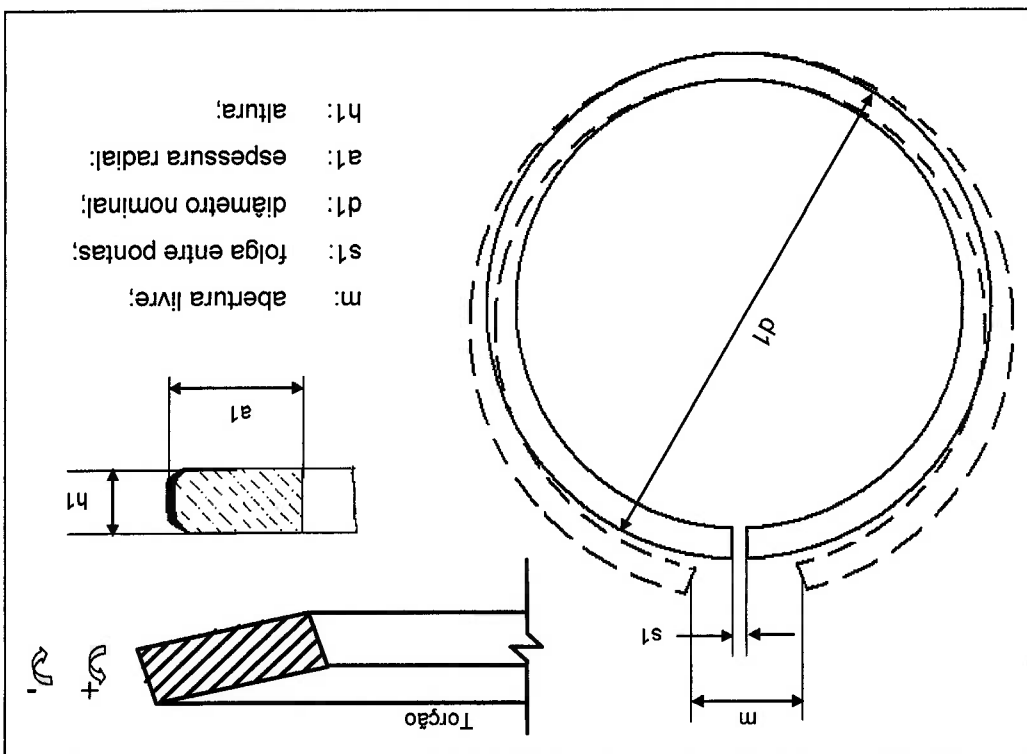


Figura 1.6: Principais dimensões do anel de pistão (ISO 6621-2 - 1984).



Além disso, a canaleta do pistão pode possuir detalhes em seus flancos como chanfros e rebaxos e o fundo da canaleta pode possuir também detalhes como raios internos, mas essas características não serão consideradas nesse trabalho.

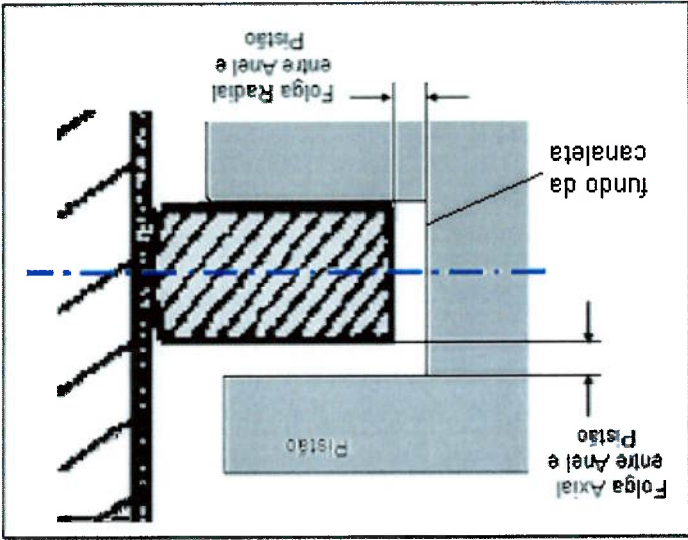


Figura 1.8: Folgas entre a canaleta do pistão e o anel.

1.3. Desgaste de Anéis

Vatavuk - 1994 apresentou os principais mecanismos de desgaste dos anéis de pistão como sendo:

- desgaste abrasivo;
- desgaste corrosivo;
- desgaste por fadiga de contato;
- desgaste adesivo (*Scuffing*).

É preciso ressaltar que o desgaste dos anéis de pistão ocorre prioritariamente sob deslizamento lubrificado e que serão expostos dentro desse contexto os mecanismos de desgaste.

Segundo Vatavuk - 1994, o desgaste corrosivo foi dominante nos anéis de pistão e nas camisas até a década de 1950, devido especialmente às baixas temperaturas de operação. Porém, o aumento de potência e carga dos novos motores resulta em uma velocidade bem maior no regime de plena carga,

representando assim um sistema bem mais carregado termicamente do que aquele de meados de 1950. Isso ocasionou a inibição da reação química de corrosão no anel de pistão e na camisa, resultando em uma sensível redução do efeito de desgaste corrosivo.

Para Vatajuk - 1994, o mecanismo de fadiga de contato seria desprezível nos anéis de pistão, devido ao baixo nível de tensão de contato com a parede do cilindro. Contudo, este autor resalta que esse tipo de mecanismo é predominante no contato anel-pistão, em especial nos casos dos anéis de primeira e segunda canaletas.

O mecanismo de desgaste adesivo é predominante em sistemas de contato não lubrificados, o que não corresponde ao sistema de contato do anel de pistão. Entretanto, esse tipo de desgaste deve ser considerado para o anel de primeira canaleta, pois esse anel fica exposto às maiores cargas mecânicas na situação de pouca oferta de óleo (ponto morto superior). Geralmente, a falta de lubrificação para o anel de primeira canaleta acarreta o colapso do sistema, dando início ao desgaste chamado de *Scuffing* (ver Figura 1.9), uma vez que os anéis perdem suas características de raspagem, em especial, o seu perfil. Esse tipo de ocorrência acaba causando não só danos ao anel de pistão mas ao cilindro do motor. Desta forma, a prevenção do *Scuffing* é um dos principais vetores para o desenvolvimento de camadas resistentes de anéis de pistão de primeira canaleta. Esse tipo de ocorrência representa um dano permanente no sistema diferente do desgaste associado a um fenômeno progressivo, e, portanto, não será analisada nesse trabalho.

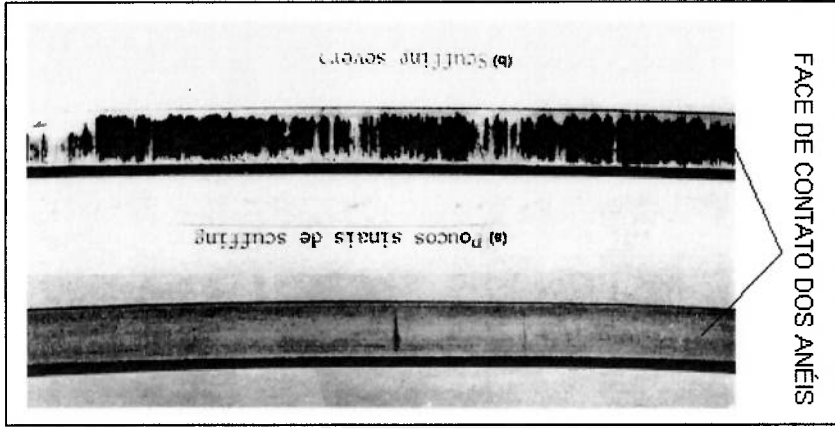


Figura 1.9: Scuffing na superfície de contato de anel-cilindro (Vatajuk - 1994).

No caso do desgaste progressivo dos anéis de pistão resultante do contato anel-cilindro, o mecanismo predominante é considerado abrasivo lubrificado para Vatavuk - 1994 e deslizamento misto para Tomanik – 2000.

O desgaste dos anéis de pistão é normalmente mensurado pelas variações dimensionais de alguns parâmetros. A principal delas é a da variação da folga entre pontas (Demarchi - 1994). Como o desgaste leva à remoção de material da face do anel e o contato anel-cilindro é mantido, ocorre um aumento da folga entre pontas. Outra forma de se avaliar desgaste de anel de pistão é o gráfico do perfil de raspagem, como analisado em Tomanik - 2000, ver Figura 1.10.

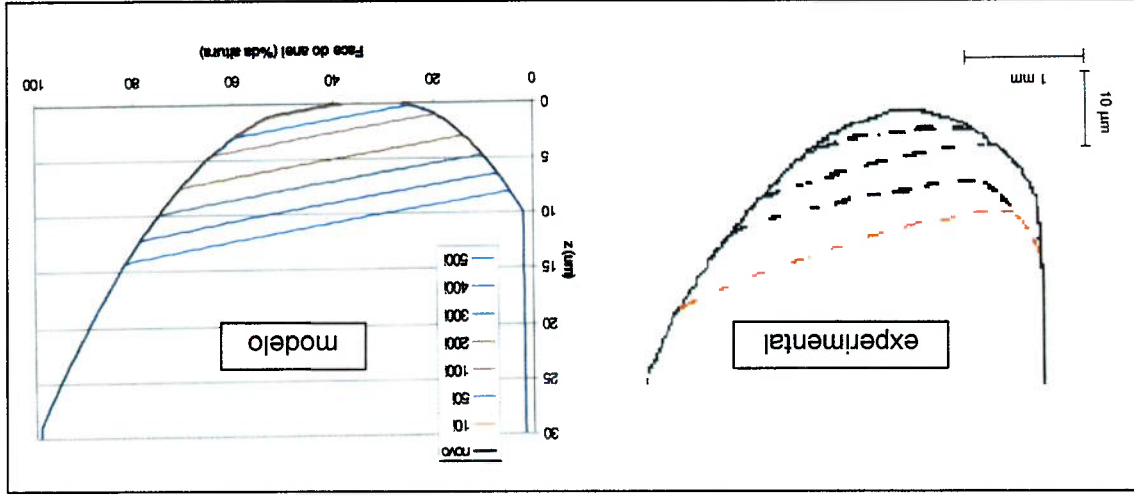


Figura 1.10: Evolução do perfil da face de contato do anel com o desgaste (Tomanik - 2000).

De maneira análoga à medição da folga entre pontas resultante dos ensaios de desgaste, também é comum se analisar a variação de espessura radial (a¹) do anel em alguns pontos. Porém, privilegia-se a variação da folga entre pontas como método de análise de desgaste, uma vez que essa seria uma maneira de se obter uma representação média do desgaste ao longo de toda a periferia do anel.

1.4. Objetivo do Trabalho

Como apresentado anteriormente, o anel de primeira canaleta é exposto às mais altas cargas mecânicas e térmicas e por isso normalmente possui uma

cobertura ou tratamento especial em sua face de raspagem com a intenção de minimizar o desgaste e consequentemente manter as características geométricas de projeto. Porém, ao longo da vida do anel, é inevitável a ocorrência do desgaste. Também sofre os efeitos do desgaste a canaleta do pistão, levando ao aumento da folga entre anel e canaleta. Além disso, com o advento do desgaste, diversas características geométricas do anel são afetadas ao mesmo tempo. Assim se faz necessário avaliar a importância da variação dada pelo desgaste de cada uma dessas características para o desempenho do motor.

Para tanto este trabalho se propõe a avaliar a influência de cada uma das características relevantes ao desempenho de vedação e raspagem do anel de primeira canaleta dadas as suas variações com o desgaste. Foram selecionadas como características importantes que variam com o desgaste:

- Folga entre pontas do Anel (s1)
- Espessura Radial do Anel (a1)
- Folga Axial entre Anel e Canaleta
- Folga Radial entre Anel e Canaleta
- Perfil de Raspagem do Anel
- Força Tangencial do Anel (Ft)

Quanto à avaliação de desempenho de raspagem e vedação do anel de primeira canaleta, serão considerados os seguintes parâmetros:

- Fluxo de Gás da Câmara de Combustão ao Câter (*Blow-by*)
- Consumo de Óleo Lubrificante (COL)

Com a finalidade de buscar conclusões gerais, tomar-se-ão um motor de ciclo Otto e outro de ciclo Diesel. O teste em dinamômetro permitirá simular o uso desses motores levantando as variações dos parâmetros listados. Serão realizadas simulações numéricas para cada motor com o intuito de se analisar a influência individual de cada parâmetro. Essas simulações envolvem basicamente teorias de dinâmica de fluidos, apresentando valores calculados de *Blow-by* e COL. Uma introdução ao efeito sinérgico entre os parâmetros estudados também será apresentada. Os resultados de simulação numérica serão comparados com informações da literatura e com medições realizadas durante o ensaio de durabilidade dos motores selecionados.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Na busca de bibliografia relacionada ao tema desse trabalho, foi notado que praticamente todos os trabalhos têm dado enfoque aos parâmetros folga entre pontas e perfil de raspagem do anel como parâmetros dominantes. Apenas um trabalho foi encontrado tratando de folga axial entre anel e canaleta, Ejakov et al - 2003. Com relação aos demais parâmetros estudados, nenhum trabalho foi encontrado com o enfoque de eficiência de raspagem e vedação dos anéis (influência em *Blow-by* e COL). Richardson e Krause – 1998 trataram de simulações de anéis de motor Diesel após teste (desgastados). Porém não foram analisados os parâmetros dimensionais em separados e sim o conjunto como um todo. Segundo as simulações de Richardson e Krause – 1998, o desgaste de 25µm na radial de um anel de primeira canaleta causa aumento de 7% em *Blow-by* e 25% em COL.

A seguir são apresentados os sub-ítems para cada um dos parâmetros analisados e os comentários encontrados na literatura referente a cada um.

2.1. Folga entre Pontas do Anel

Tomanik et al. - 1993 desenvolveram um trabalho de avaliação da variação da área de passagem pela folga entre pontas representada esquematicamente pelo desenho das Figuras 2.1 e 2.2. Foram modificados os chanfros nas pontas dos anéis. Porém pode-se analisar esses resultados como sendo a variação da folga entre pontas uma vez que foram mantidas constantes as espessuras radiais.

Os três motores analisados por Tomanik et al - 1993, dois de ciclo Otto e um de ciclo Diesel, mostraram praticamente nenhuma variação do consumo de óleo lubrificante, mas uma variação linear do *Blow-by* (Figuras 2.1 a 2.3). Dados os resultados, a influência desse parâmetro para motores Diesel deve ser menor que para motores de ciclo Otto. Isso pode ser explicado pelas folgas dos sistema anel – pistão – cilindro serem maiores nos motores Diesel.

Figura 2.1: Motor mono-cilindro a gasolina (Tomanik et al - 1993 apud Heywood - 1988)

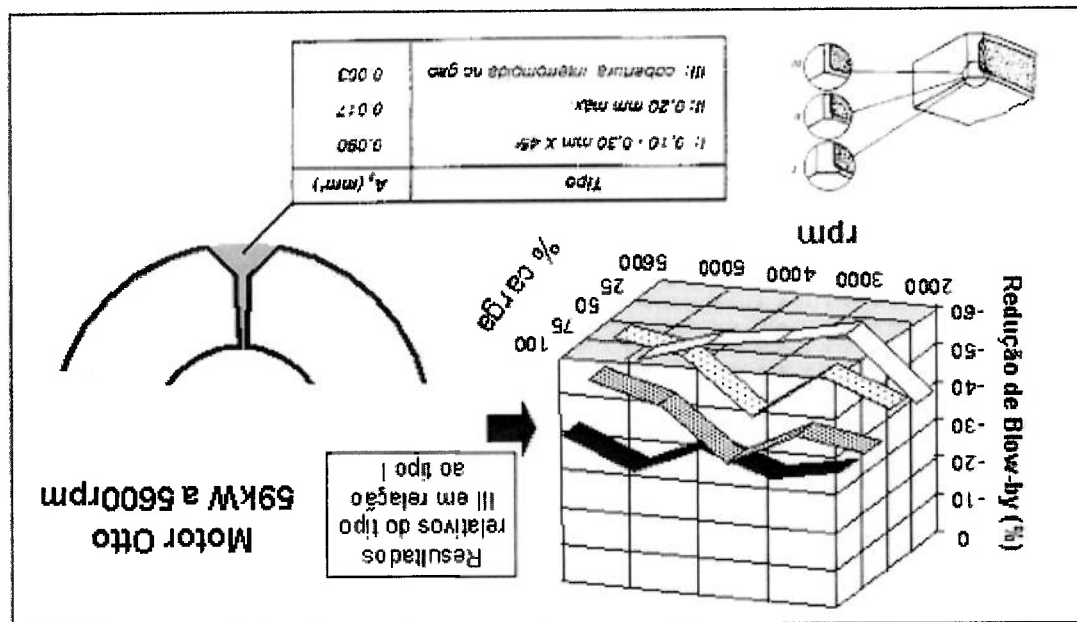
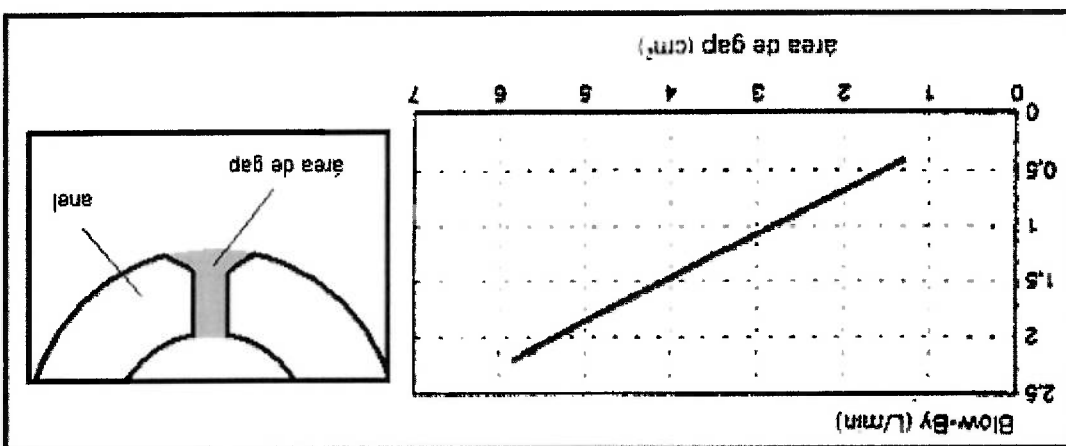


Figura 2.2: Influência da folga entre pontas para motor Otto (Tomanik et al - 1993).

2.2. Espessura Radial do Anel

Como descrito anteriormente, a literatura não trata desse parâmetro quando analisa desempenho de raspagem e vedação diretamente, em especial dada a pequena variação dimensional por desgaste frente a dimensão original. A espessura radial do anel tem forte influência, por sua vez, em uma propriedade chamada conformabilidade. A conformabilidade do anel é a capacidade que este possui de se conformar às distorções do cilindro. A Figura 2.4 mostra um exemplo de cilindro deformado apresentado no trabalho de Tomanik - 1996.

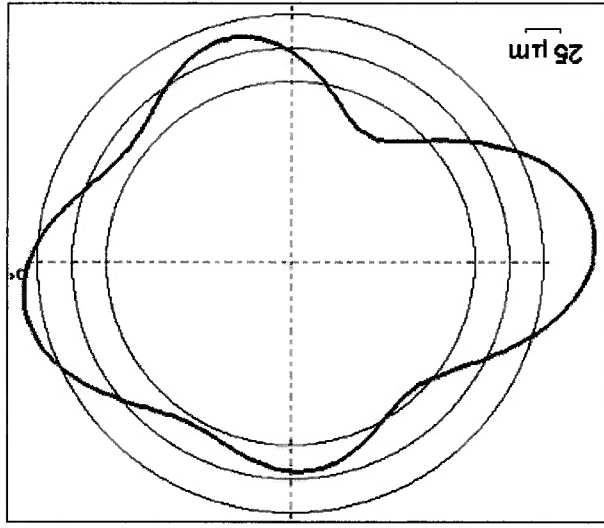
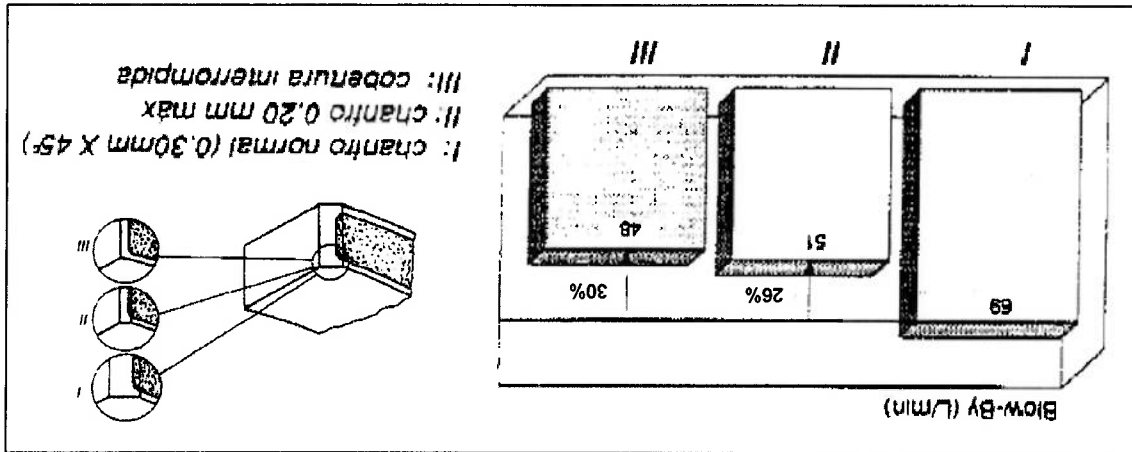


Figura 2.4: Exemplo de distorção de cilindro em operação (Tomanik - 1996).

Figura 2.3: Diferentes chanfros em motor Diesel 3,99L à máxima potência (Tomanik et al - 1993).



Segundo Tomanik - 1996, a conformabilidade de um anel pode ser analisada pelo coeficiente de conformabilidade dado por:

$$k = \frac{4 \cdot E \cdot I}{F_t \cdot (d_1 - a_1)^2}$$

Onde:

k: coeficiente de conformabilidade do anel [];
 Ft: força tangencial do anel, quando em operação deve ser adicionada a força dos gases [N];
 d1: diâmetro externo do anel quando confinado no cilindro [mm];
 a1: espessura radial do anel [mm];
 E: módulo de elasticidade do material do anel [MPa];
 I: momento de inércia da seção transversal do anel calculado na direção vertical passando pelo baricentro da seção transversal [mm⁴].

Assim, como a conformabilidade é afetada proporcionalmente pela espessura radial, a expectativa é que com o desgaste do anel de primeira canaleta ocorra redução de COL e *Blow-by*:

2.3. Força Tangencial do Anel

A força tangencial, apesar de não ser tratada isoladamente dentro da literatura, é um parâmetro de projeto importante para o comportamento dinâmico do anel. Por se tratar do anel de primeira canaleta, a ação da força do próprio anel é pouco importante para a sua conformabilidade quando exposto à pressão de combustão (ver Figura 1.4). Mesmo assim, a força do próprio anel (força tangencial) é importante para o desempenho dinâmico quando o efeito da pressão dos gases é baixo (por exemplo: tempo de admissão). A influência da força tangencial pode ser exemplificada pelo fenômeno de instabilidade dinâmica de anéis em regimes de alta rpm e baixa carga, Zottin e Peixoto - 2003. Nessas condições, a perda da instabilidade provoca um aumento súbito no valor do *Blow-by* (ver Figura 2.5). Dentre as ações necessárias para a solução desse problema está o aumento da força tangencial. Com o aumento da força tangencial, o contato anel-cilindro se torna mais efetivo. Além da importância na dinâmica do anel, a força tangencial é fator relevante para o

atrato do motor quando em baixas cargas, o atrito do anel de primeira canaleta deve-se basicamente à pressão dos gases (Tomanik et al - 2000). Em resumo, a força tangencial possui papel importante na análise tribológica do sistema, sendo o principal carregamento do anel contra o cilindro nas regiões onde a pressão dos gases é baixa (Tomanik - 2000). Ainda assim, não se encontrou na literatura efeitos da variação de força tangencial dos anéis no desempenho de *Blow-by* e COL.

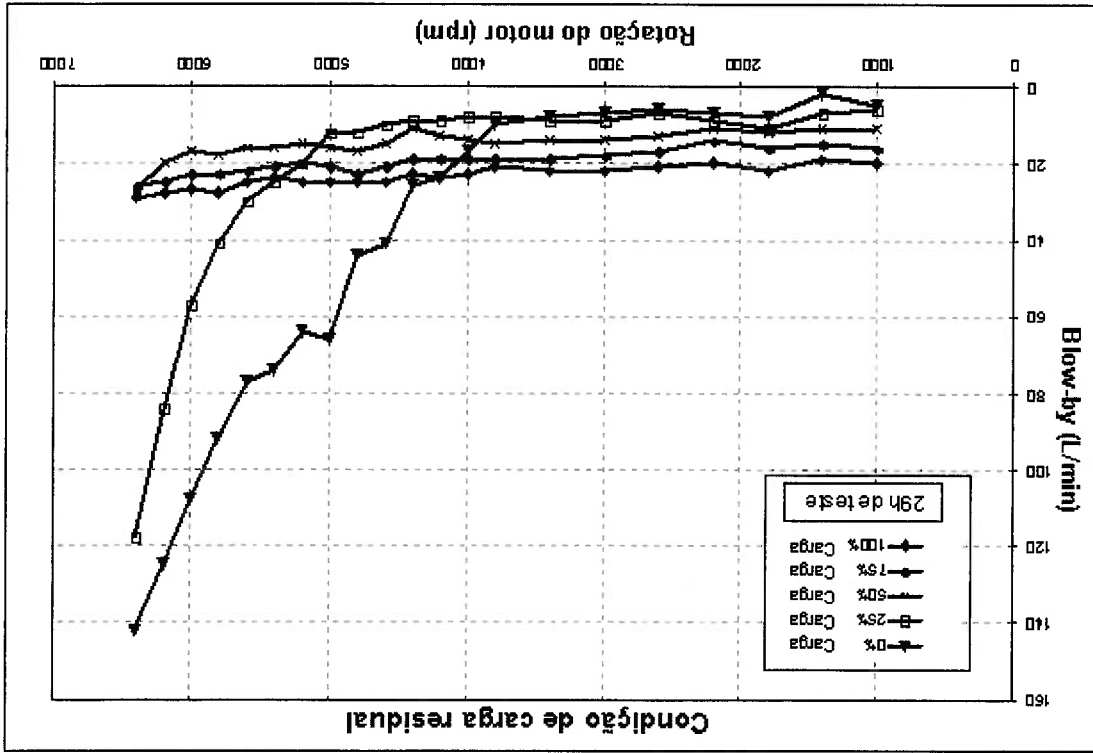


Figura 2.5: Instabilidade de anéis em baixa carga e alta rotação (Zottin e Peixoto - 2003).

2.4. Folha Radial entre Anel e Canaleta

As folgas entre anel e canaleta são normalmente tratadas sem distinção quando de análises de redução do chamado volume morto. O volume morto, usualmente denominado na literatura por *Crevice Volume*, no sistema pistão-anel, é o volume entre a câmara de combustão e o primeiro anel como mostrado na Figura 2.6 pela região de cor amarela. Como é possível notar na Figura 2.6, as principais participações desse volume vêm das folgas entre

pontas do anel e entre anel e canaleta na direção radial. Isso talvez justifique não ter sido possível encontrar literatura específica com relação à folga entre anel e canaleta na direção axial. Porém, a folga radial entre anel e canaleta foi analisada por simulação numérica no trabalho de Ejakov et al - 2003.

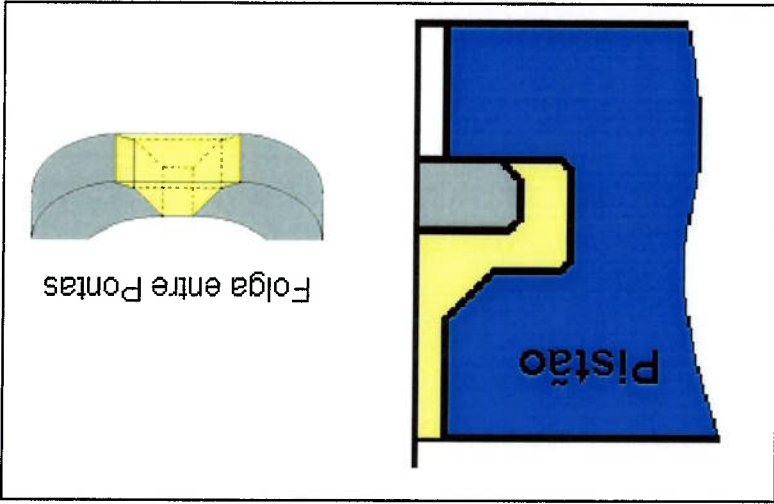


Figura 2.6: Representação esquemática do *Crevice Volume*, em cor amarela.

Ejakov et al - 2003 analisaram um motor de ciclo Otto quanto ao desempenho de *Blow-by* e COL. O resultado das avaliações indicou que um aumento da folga axial entre anel e canaleta proporciona aumento decremental de *Blow-by* e COL.

2.5. Folga Axial entre Anel e Canaleta

Não foi encontrada literatura específica analisando esse parâmetro, ver item 2.4. Porém, em Tomanik et al - 2003, é apresentada influência do desgaste excessivo da canaleta que leva a altos níveis de *Blow-by*. Porém trata-se de fenômeno de desgaste anormal que não será aqui avaliado.

2.6. Perfil de Raspagem do Anel

As análises de perfil de raspagem, normalmente são feitas por tipo de perfil: Cônico, Simétrico e Assimétrico. Os testes de Yoshida et al - 1991 foram

realizados num motor Diesel para utilitários, como o motor analisado neste trabalho, e mostrou que quanto mais agudo o perfil da face de contato, menor é o COL e maior é o *Blow-by*. Resulto similar é apresentado em Mihara e Inoue – 1995 e em Shepler e Weinberger - 1969.

Em Tejada e Padial - 1995, é apresentado um pacote de anéis otimizado para o desempenho de raspagem e vedação em motor Otto. Com o intuito de otimizar o desempenho de raspagem, os autores propõem a substituição de um perfil abaulado simétrico para um perfil abaulado assimétrico. A justificativa foi a de que não só o emprego de um perfil mais agressivo para a raspagem melhoraria o desempenho de COL como também estando o perfil mais próximo do perfil desgastado, a variação dimensional com o uso seria menor (ver Figura 2.7).

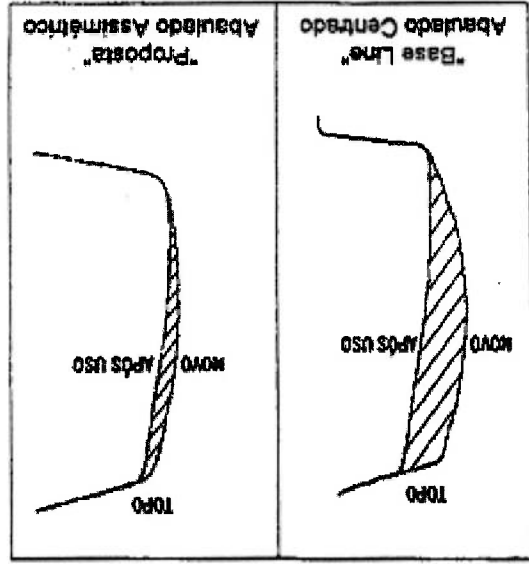


Figura 2.7: Perfis da face de contato antes e após teste (Tejada e Padial - 1995).

Os motores de combustão interna podem ser divididos de várias maneiras. Uma divisão bastante comum é pelos chamados tempos do ciclo de um motor, isto é, motores de dois e de quatro tempos (Heywood - 1988). Porém com relação ao tema proposto nessa dissertação, essa divisão dos motores não é a mais indicada, pois não privilegia as condições de carregamento mecânico e térmico. Com o intuito de o trabalho aqui desenvolvido ser o mais abrangente possível, a opção adotada foi a de dividir os motores pelo tipo de ignição, por faísca e espontânea. Os motores com ignição por faísca, também são conhecidos pelo ciclo termodinâmico correspondente como motores de ciclo Otto. E os motores com ignição espontânea são conhecidos da mesma forma por motores de ciclo Diesel. Além da divisão do ciclo termodinâmico, os motores de ciclo Otto e ciclo Diesel são diferentes também pela aplicação e consequentemente pelo carregamento desses motores. No Brasil, os motores de ciclo Otto são aplicados basicamente em veículos de passeio. Enquanto os motores de ciclo Diesel são usados em aplicações mais pesadas como veículos de carga. No caso dos motores de ciclo Diesel, ainda existem aplicações para veículos de passeio, os motores denominados *Diesel Rápido*. Uma característica importante de cada um desses ciclos é o carregamento mecânico e térmico. Os motores de ciclo Otto são menos carregados térmica e mecanicamente que os de ciclo Diesel como mostrado na Figura 3.1. Na Figura 3.1, são usados dados de motores atuais e normais de produção utilizados em veículos automotivos (dados fornecidos pela empresa MAHLE Metal Leve S.A.). O carregamento térmico dos motores pode ser representado pela potência máxima do motor. Enquanto que o carregamento mecânico foi representado pela ação exclusiva da máxima pressão de combustão que é o maior esforço mecânico a que o anel de primeira canaleta está submetido durante o funcionamento. Desta maneira, pode-se perceber que os dois tipos de motores devem ser tratados separadamente.

3.1. Seleção das Plataformas

3. TESTES DE MOTOR

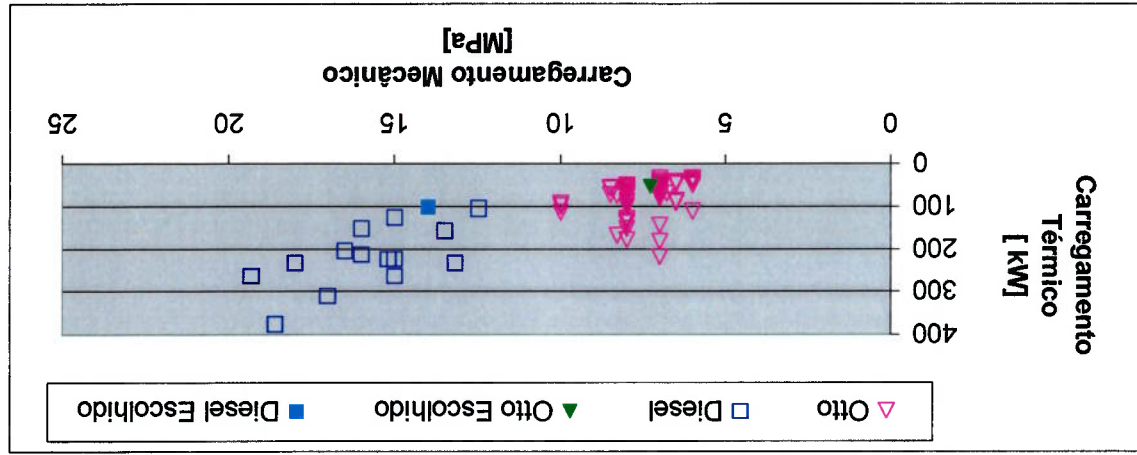


Figura 3.1: Carregamento térmico e mecânico dos motores.

A seleção dos motores para o trabalho se deu pela oportunidade, isto é, os motores estavam disponíveis na empresa que patrocinou os testes, a empresa MAHLE Metal Leve S.A. Realizou-se então ensaios em dinamômetro para um motor de ciclo Otto e outro de ciclo Diesel para levantamento das variações dimensionais dos parâmetros do anel de primeira canaleta. O motor de ciclo Otto possui potência máxima de 53kW a uma rotação de 5600rpm e o motor de ciclo Diesel possui potência máxima de 99kW a 2800rpm (ver Figura 3.1). Os demais dados dos motores selecionados estão apresentados nos itens seguintes 3.2 e 3.3.

Para as duas aplicações, os materiais base dos anéis de primeira canaleta são os mesmos, como apresentado anteriormente. Porém quanto à aplicação de camadas e tratamentos, há uma distinção grande entre os diferentes tipos de motores. As propriedades tribológicas de algumas camadas fornecidas pela empresa MAHLE Componentes de Motores são apresentadas no gráfico da Figura 3.2.

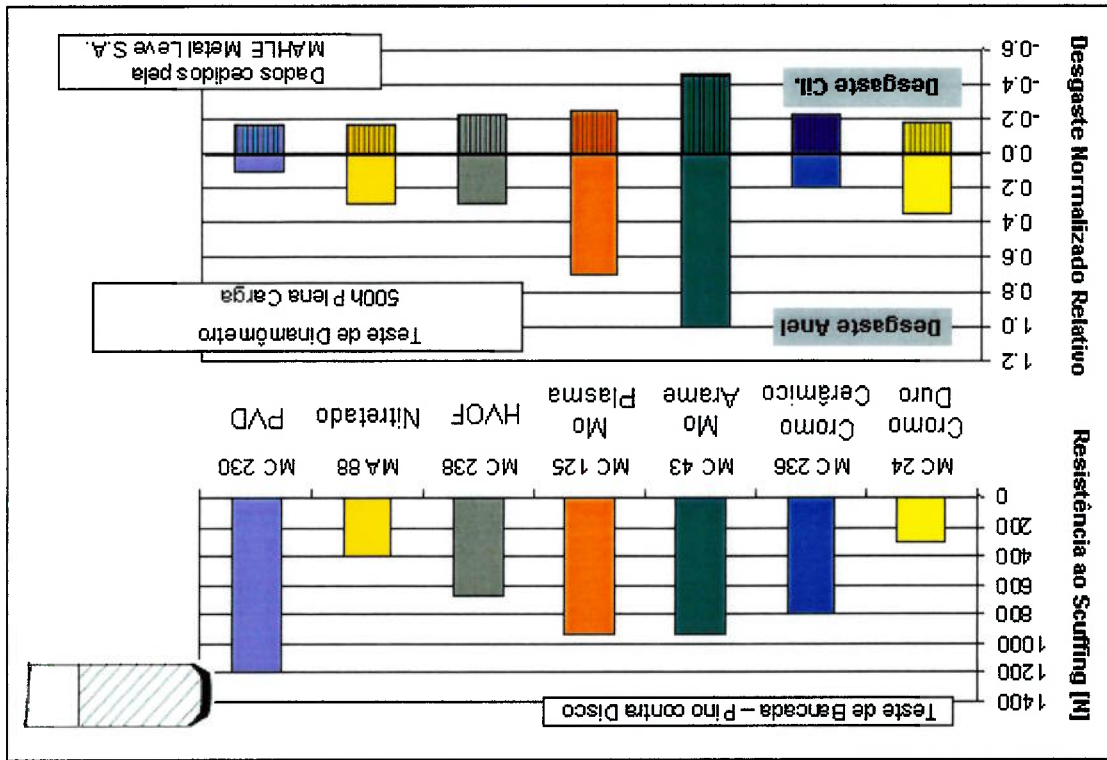


Figura 3.2: Diferentes camadas e tratamentos aplicados sobre a face de contato do anel.

Os motores de ciclo Otto fazem uso predominante de camadas de cromo duro, nitrada ou de compostos de molibdênio. Os anéis selecionados para o teste no motor de ciclo Otto são em aço nitrado classe MC 66 (ISO 6621-3, 1984) – MA88 na Figura 2, com dureza especificada de 900HV[0,050] mínimo a 0,010mm da superfície e 700HV[0,050] mínimo a 0,030mm (MAHLE – Material Catalogue - 2003). No caso de motores de ciclo Diesel, as camadas mais usadas são as de composto de molibdênio e cromo cerâmico. Desta forma, no teste realizado no motor de ciclo Diesel foi utilizado anel de ferro fundido nodular MC 52 (ISO 6621-3, 1984) com cobertura de composto de molibdênio depositado por plasma (MC 125 na Figura 3.2).

Demarchi et al - 1995 apresentam a influência do tipo de lubrificante no resultado do COL, mas nesse trabalho não se analisará tal influência, sendo mantidos os óleos utilizados nos testes de motor. O mesmo para o tipo de acabamento da superfície do cilindro que será mantida a normal de produção do motor, cujo efeito é também apresentado em Demarchi et al - 1995 e Ishizuki et al - 1981.

3.2. Teste de Dinamômetro do Motor de Ciclo Otto – 53kW a 5600rpm

Outras características do motor são: diâmetro do cilindro de 67,1mm, curso de pistão de 70,6mm com quatro cilindros em linha, taxa de compressão de 10,5:1 e o motor possui duas válvulas por cilindro.

O motor de ciclo Otto foi testado em dinamômetro por 500h com paradas a cada 100h para medições dos componentes. O ciclo de teste foi o de plena carga (plena potência) onde o motor é submetido ao regime de potência máxima durante as horas de teste, o que significa 53kW a 5600rpm. Nesse caso, em especial, não foi realizado ciclo de amaciamento. Foi utilizado um óleo lubrificante SAE30 classe SJ. A medição de consumo de óleo lubrificante foi efetuada a cada 25 horas de teste, após a parada do motor, o óleo foi drenado durante um tempo de espera de cinco horas em cada parada.

Mesmo que as características avaliadas nesse trabalho sejam voltadas para o anel de primeira canaleta, as medições dos outros anéis também são apresentadas para melhor compreensão do comportamento do desgaste do pacote ao longo do teste. Os resultados apresentados por anel são a média aritmética de quatro cilindros. As tabelas 3.1 a 3.7 apresentam os dimensionais dos parâmetros avaliados.

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	0,42	0,32	0,42
100h	0,43	0,37	0,43
200h	0,46	0,39	0,47
300h	0,47	0,41	0,50
400h	0,50	0,38	0,53
500h	0,50	0,45	0,57

Tabela 3.1: Folga entre pontas dos anéis Otto (mm).

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	2,512	2,799	3,112
100h	2,508	2,791	3,110
200h	2,505	2,786	3,105
300h	2,503	2,781	3,096
400h	2,495	2,777	3,086
500h	2,493	2,776	3,084

Tabela 3.2: Espessura radial dos anéis Otto (mm).

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	8,7	7,1	31,3
100h	8,6	6,8	27,6
200h	8,4	6,6	25,4
300h	8,4	6,5	23,3
400h	8,2	6,2	21,1
500h	8,2	6,2	21,1

Tabela 3.3: Força tangencial dos anéis Otto (N).

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	1,183	1,481	1,942
100h	1,182	1,480	1,937
200h	1,182	1,480	1,932
300h	1,182	1,479	1,929
400h	1,181	1,479	1,927
500h	1,181	1,479	1,926

Tabela 3.4: Altura dos anéis Otto (mm).

A Tabela 3.8 resume o dimensional ao longo do teste do anel de primeira canaleta testado no motor de ciclo Otto.

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
Diâmetro interno da canaleta [mm]	60,50	60,45	59,00
0h	0,788	0,526	0,938
100h	0,792	0,534	0,940
200h	0,795	0,539	0,945
300h	0,797	0,544	0,954
400h	0,805	0,548	0,964
500h	0,807	0,549	0,966

Tabela 3.7: Folga radial entre anel e canaleta Otto (mm).

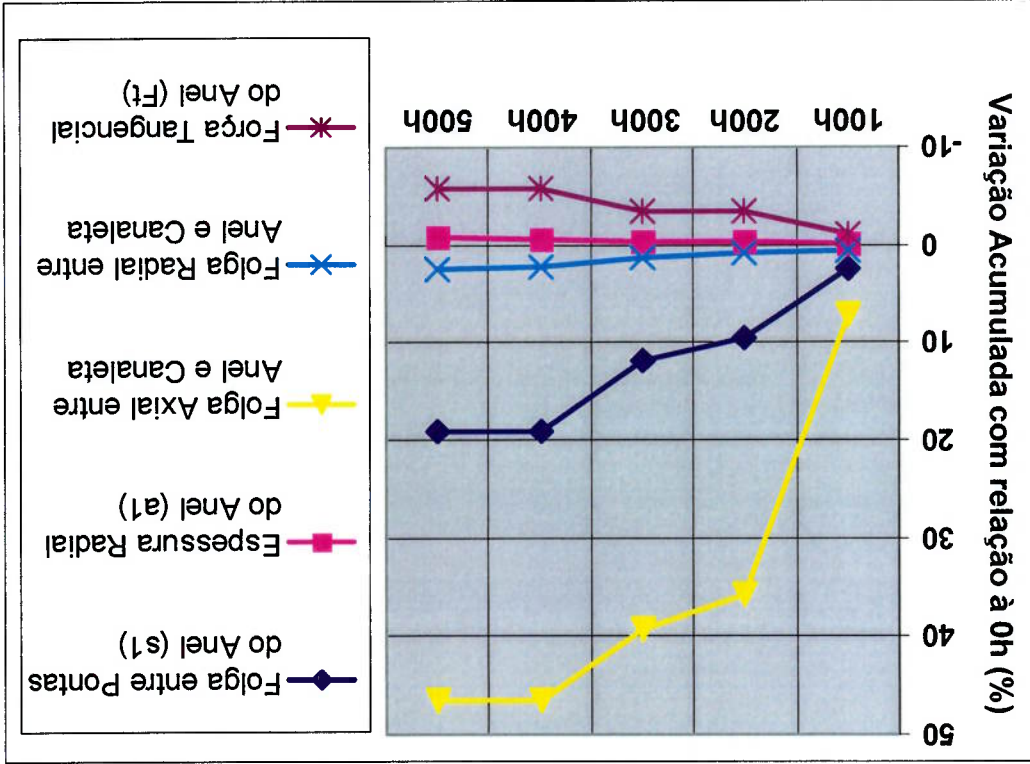
	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	28	19	51
100h	30	25	56
200h	38	27	60
300h	39	29	62
400h	41	30	64
500h	41	31	65

Tabela 3.6: Folga axial entre anel e canaleta Otto (µm).

	1.ª Canaleta	2.ª Canaleta	3.ª Canaleta
0h	1,238	1,519	2,043
100h	1,251	1,529	2,048
200h	1,257	1,534	2,051
300h	1,260	1,537	2,053
400h	1,262	1,539	2,054
500h	1,263	1,540	2,055

Tabela 3.5: Altura das canaletas Otto (mm).

Figura 3.3: Variação dos parâmetros em relação ao inicial - motor de ciclo Otto.



Figuras 3.3 e 3.4.

A variação dos parâmetros geométricos analisados está apresentada nas

Características	Variação Acumulada (h)				
	0/100	0/200	0/300	0/400	0/500
Folga entre Pontas do Anel (s1) - [mm]	0,01	0,04	0,05	0,08	0,08
Espessura Radial do Anel (a1) - [µm]	4	7	9	17	19
Folga Axial entre Anel e Canaleta - [µm]	2	10	11	13	13
Folga Radial entre Anel e Canaleta - [µm]	4	7	9	17	20
Força Tangencial do Anel (Ft) - [N]	0,1	0,3	0,3	0,4	0,4

Tabela 3.8: Resumo dos resultados dimensionais do motor de ciclo Otto.

Analisando a Figura 3.3, pode-se ver que dos parâmetros, o de menor variação é a espessura radial do anel. Porém a variação dependente dessa, a folga entre pontas, é a variável de segunda maior variação ao longo do teste (quase 20% depois de 500h). Isso pode ser explicado pela folga entre pontas estar relacionada com a radial por um fator geométrico constante de 2π . Além de se considerar que a dimensão da espessura radial do anel é da ordem de milímetros enquanto a folga entre pontas é da ordem de décimo de milímetros.

A folga axial entre anel e canaleta é normalmente tratada como variável padrão, isto é, dificilmente existe projeto específico para a caracterização de valor ótimo para essa variável. Como se pode observar na Figura 3.3, a folga axial entre anel e canaleta apresentou a maior variação em termos percentuais, quase 50% de variação após 500h de teste.

A mudança no perfil de raspagem dos anéis de primeira canaleta do teste do motor Otto é apresentada na Figura 3.4.

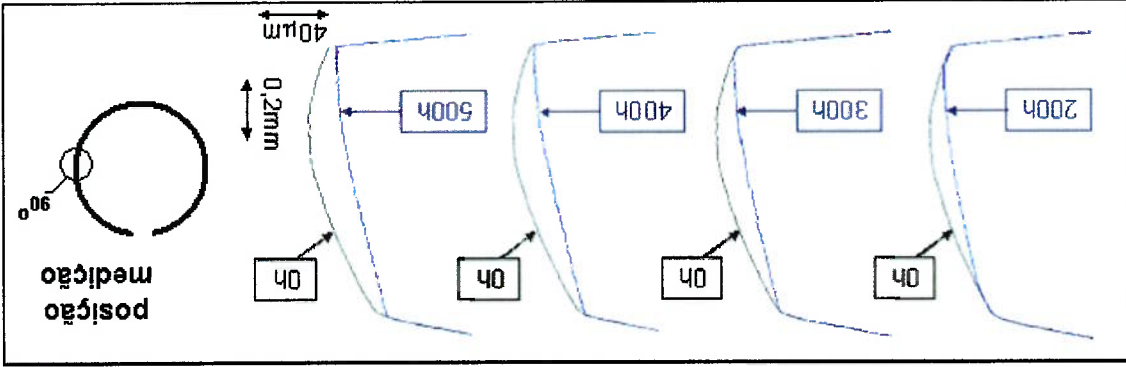


Figura 3.4: Perfis do anel de primeira canaleta do motor de ciclo Otto.

Notar que o perfil do anel de primeira canaleta no caso do teste do motor de ciclo Otto passou de um abaulado assimétrico para um perfil praticamente cônico.

Com relação ao desempenho do motor em termos de fluxo de gases da combustão ao câter (*Blow-by*) e consumo de óleo lubrificante (COL), os resultados são apresentados na Figura 3.5.

O motor citado foi testado em dinamômetro por 500h com paradas a cada 100h para medições dos componentes. Mas no caso específico deste teste, não houve a parada após de 100h. Sendo assim, os dados disponíveis depois de testado se iniciam com os resultados da parada de 200h. O ciclo de teste foi de plena carga (plena potência) onde o motor é submetido ao regime de

Outras características do motor são: diâmetro do cilindro de 102,0mm, curso de pistão de 120,0mm com quatro cilindros em linha, taxa de compressão de 15,9 : 1 e o motor possui duas válvulas por cilindro.

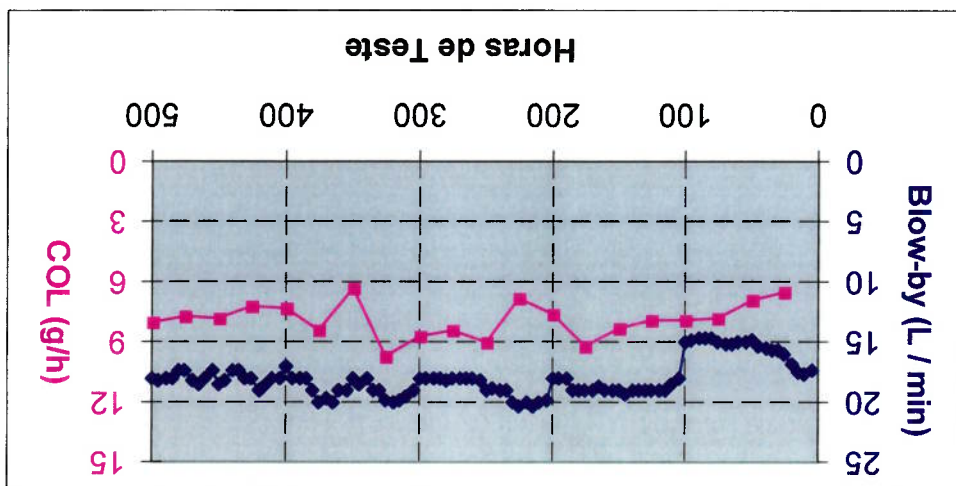
3.3. Teste de Dinamômetro do Motor de Ciclo Diesel – 99kW a 2800rpm

Variação [%]	Início	Fim	COL [g/h]
15,4	15,6	18,0	7,7
5,5	7,3	7,7	5,5

Tabela 3.9: Desempenhos inicial e final do motor de ciclo Otto.

Como desempenho inicial do sistema do motor de ciclo Otto foi adotada a média aritmética dos valores de *Blow-by* e COL entre zero e 100 horas de teste. Para o desempenho final, foi adotada a média aritmética entre 400 e 500 horas de teste. Ver Tabela 3.9.

Figura 3.5: Resultados de *Blow-by* e COL do motor de ciclo Otto.



potência máxima durante todas as horas de teste, o que significa 99kW a 2800rpm. Como no teste do motor Otto, não foi realizado ciclo de amaciamento. Foi utilizado um óleo lubrificante SAE5W40 classe CE e se procedia à medição do consumo de óleo lubrificante a cada 25 horas de teste. Nesse caso, após a parada do motor, o óleo é drenado durante um tempo de espera de cinco horas.

Os resultados apresentados por anel são a média aritmética de quatro cilindros. As tabelas 3.10 a 3.16 apresentam os valores dos dimensionais dos parâmetros analisados.

Tabela 3.10: Folga entre pontas dos anéis Diesel (mm).

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	0,54	0,57	0,39
200h	0,59	0,68	0,47
300h	0,59	0,69	0,49
400h	0,60	0,71	0,51
500h	0,60	0,71	0,51

Tabela 3.11: Espessura radial dos anéis Diesel (mm).

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	4,297	4,305	3,237
200h	4,275	4,271	3,212
300h	4,275	4,267	3,207
400h	4,275	4,265	3,203
500h	4,273	4,262	3,202

Os anéis de primeira canaleta desse motor são do tipo trapezoidal e para isso, a medição da altura do anel, assim como a medição da altura da canaleta foram realizados em uma determinada referência. Para os anéis a distância referência é de 2,54mm da face externa do anel. No caso da canaleta, a distância referência é de 2,50mm do diâmetro externo do flanco superior da canaleta.

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	20,0	24,0	66,5
200h	20,0	23,6	63,2
300h	20,0	23,3	63,0
400h	19,9	23,2	63,0
500h	19,9	23,2	62,9

Tabela 3.12: Força tangencial dos anéis Diesel (N).

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	2,532	2,482	3,979
200h	2,522	2,481	3,979
300h	2,521	2,480	3,979
400h	2,520	2,479	3,978
500h	2,519	2,479	3,976

Tabela 3.13: Altura dos anéis Diesel (mm).

	1.ª Canaleta	2.ª Canaleta	3.ª Canaleta
0h	2,585	2,502	4,024
200h	2,590	2,505	4,024
300h	2,593	2,506	4,025
400h	2,595	2,507	4,027
500h	2,597	2,507	4,027

Tabela 3.14: Altura das canaletas Diesel (mm).

A variação dos parâmetros geométricos analisados está apresentada nas Figuras 3.6 e 3.7.

Características		0/200	0/300	0/400	0/500
Variação Acumulada (h)					
Folga entre Pontas do Anel (s1) – [mm]		0,05	0,05	0,06	0,06
Espessura Radial do Anel (a1) – [µm]		22	22	22	24
Folga Axial entre Anel e Canaleta – [µm]		22	34	36	38
Folga Radial entre Anel e Canaleta – [µm]		22	22	22	24
Força Tangencial do Anel (Ft) – [N]		20,0	20,0	20,0	19,9

Tabela 3.17: Resumo dos resultados dimensionais do motor de ciclo Diesel.

A Tabela 3.17 resume o dimensional ao longo do teste do anel de primeira canaleta testado no motor de ciclo Diesel.

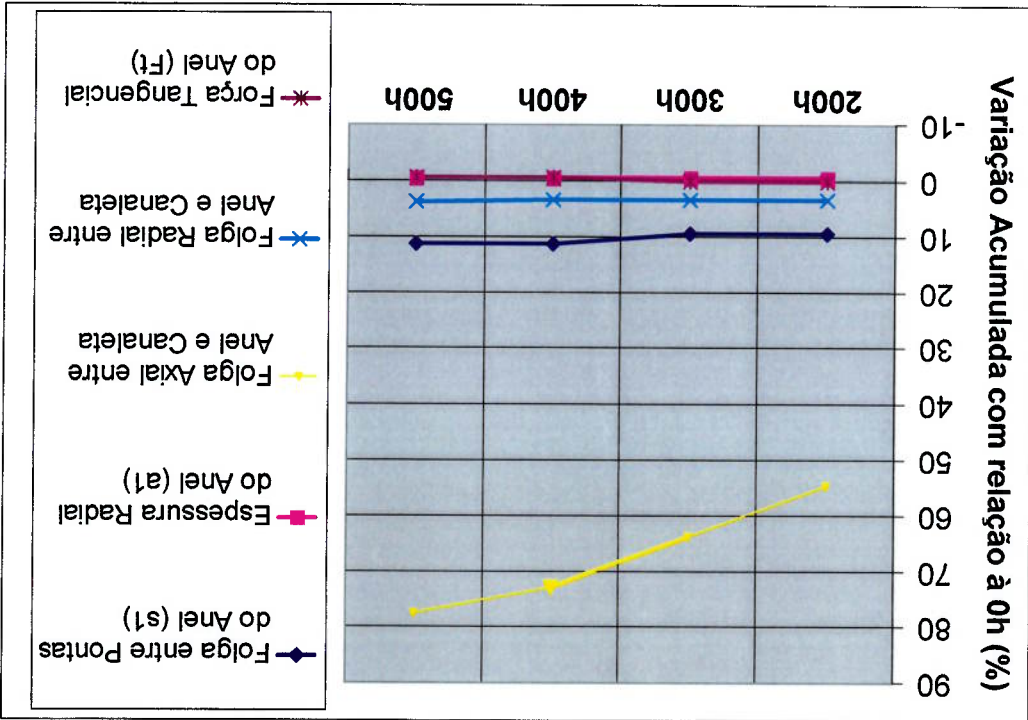
	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
Dímetro interno da canaleta [mm]	92,1	92,1	92,3
0h	0,653	0,645	0,583
200h	0,675	0,679	0,608
300h	0,675	0,683	0,613
400h	0,675	0,685	0,617
500h	0,677	0,688	0,618

Tabela 3.16: Folga radial entre anel e canaleta Diesel (mm).

	1.º Anel	2.º Anel	3.º Anel
0h	22	10	23
200h	34	12	23
300h	36	13	23
400h	38	14	25
500h	39	14	26

Tabela 3.15: Folga axial entre anel e canaleta Diesel (µm).

Figura 3.6: Variação dos parâmetros em relação ao inicial – motor de ciclo Diesel.



As mesmas conclusões tiradas na Figura 3.3 podem ser extraídas da análise da Figura 3.6. Porém no caso do teste realizado no motor de ciclo Diesel, a variação da folga axial entre anel e canaleta foi sensivelmente maior que a observada no teste do motor de ciclo Otto. No entanto, a variação da folga entre pontas no caso do teste do motor Diesel ficou em patamar inferior ao do observado no motor de ciclo Otto, pois a folga inicial do anel Diesel é maior. A força tangencial no caso do motor Diesel apresentou após 500h de teste muito pouca variação enquanto no motor de ciclo Otto baixou cerca de 7%.

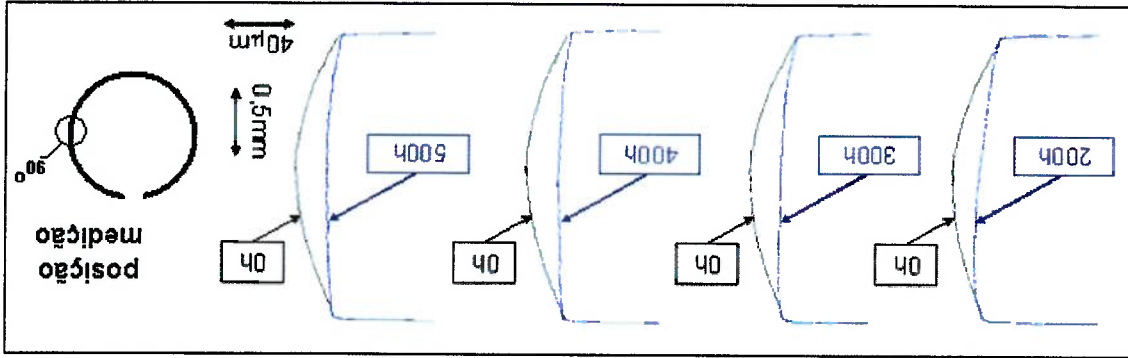


Figura 3.7: Perfis do anel de primeira canaleta do motor de ciclo Diesel.

O perfil do anel do motor Diesel passou de um abaulado simétrico para um cônico muito leve, praticamente plano. Notar que esse perfil levemente cônico invertido está privilegiando a raspagem de óleo para a câmara de combustão, sendo portanto uma geometria não desejável de perfil.

Com relação ao desempenho do motor em termos de fluxo de gases da combustão ao cárter (*Blow-by*) e consumo de óleo lubrificante (COL), os resultados são apresentados na Figura 3.8.

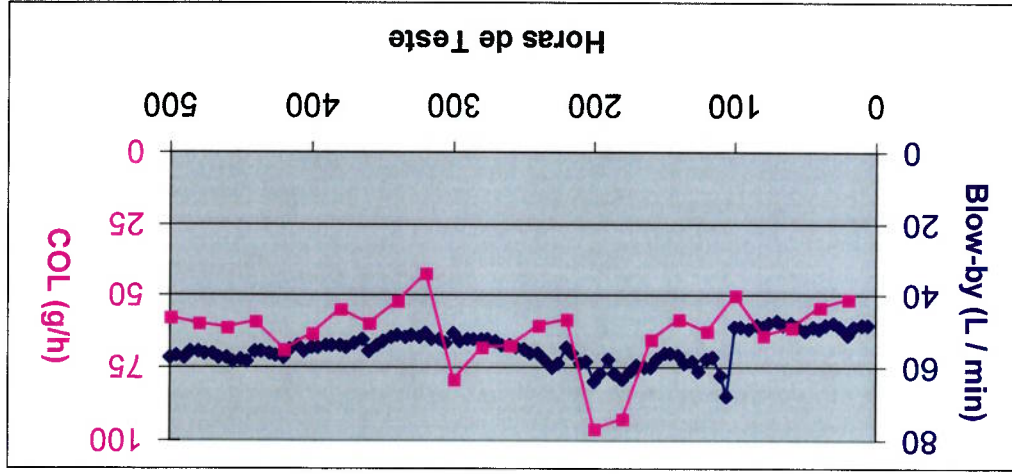


Figura 3.8: Resultados de *Blow-by* e COL do motor de ciclo Diesel.

Como desempenho inicial do sistema do motor de ciclo Diesel, como no Otto, foi adotada a média aritmética dos valores de *Blow-by* e COL entre zero e 100 horas de teste. Para o desempenho final, foi adotada a média aritmética entre 400 e 500 horas de teste. Ver Tabela 3.18.

Característica	Início	Fim	Variação [%]
<i>Blow-by</i> [L/min]	48,4	56,2	16,5
COL [g/h]	55,8	61,1	9,5

Tabela 3.18: Desempenhos inicial e final do motor de ciclo Diesel.

4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A simulação numérica realizada nesse trabalho foi feita utilizando o pacote comercial denominado RingPak (versão 4.1) da empresa Ricardo Softwares Inc. O uso da licença e do computador simulador foi gentilmente cedido pela empresa MAHLE Metal Leve S.A. O programa trabalha com resoluções de equações de dinâmica (de massas sólidas e fluidas) basicamente. Mais detalhes sobre o programa podem ser encontrados no manual (Ricardo Software Inc - 1999) e no trabalho de Keribar et al - 1991. Esse programa é similar, porém mais complexo, que os programas de simulação numérica de Zottin - 1992 e Tomanik - 1993.

Como o enfoque desse trabalho está no desempenho de vedação e raspagem dos anéis de compressão, optou-se por uma abordagem mais rápida e econômica do ponto de vista computacional e financeiro. Por simplificação, não foram realizadas análises térmicas de pistão e cilindros, e dinâmica secundária de pistão (Figura 4.1). Essas simplificações são possíveis, uma vez que se deseja analisar o efeito da variação dimensional de cada parâmetro do anel dado pelo desgaste no desempenho de raspagem e vedação. Sendo assim, a hipótese é que o anel de primeira canaleta encontrará as mesmas condições térmicas em simulação antes e depois do desgaste, o que coloca o sistema em condições adequadas de analisar a influência de cada parâmetro estudado.

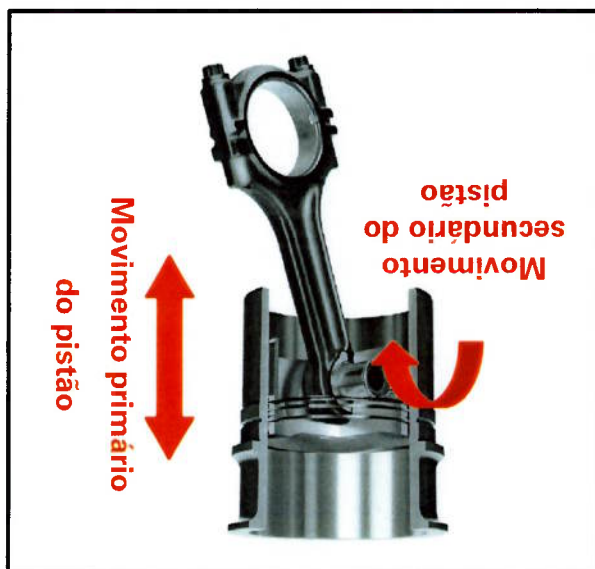
n.º	Descrição	Nomenclatura
1	Sistema como antes do teste	Novo
2	1 + Folga entre pontas = 500h	Folga entre Pontas
3	1 + Espessura radial = 500h	Espessura Radial
4	1 + Força tangencial = 500h	Força Tangencial
5	1 + Folga radial entre anel e canaleta = 500h	Folga Radial
6	1 + Folga axial entre anel e canaleta = 500h	Folga Axial
7	1 + Perfil de raspagem dos anéis = 500h	Perfil de Raspagem
8	1 + Dimensional do primeiro anel = 500h	Usado 1
9	Dimensional de todos os anéis = 500h	Usado Completo

Tabela 4.1 : Descrição das simulações realizadas para cada tipo de motor.

Para cada um dos motores foram realizadas 9 simulações. A descrição dessas simulações se encontra na tabela 4.1.

Portanto, foram obtidos como dados de entrada os dados geométricos dos motores analisados e as suas respectivas características técnicas como curva de potência e temperatura. Foram utilizados como dados geométricos dos anéis e dos pistões, aqueles dimensionados antes e depois do teste. Para os dados não disponíveis em dimensional foram utilizados os dados médios dos desenhos das peças. Esses desenhos não poderão ser reproduzidos aqui para se preservar o conhecimento contido nesses documentos.

Figura 4.1: Ilustração dos movimentos primário e secundário do pistão.



No caso desse pacote de simulação, é preciso indicar a espessura inicial de filme de óleo lubrificante num determinado ponto no trabalho do pistão. Normalmente, este ponto é o ponto morto inferior antes do ciclo de combustão. Uma recomendação corrente na utilização desse programa é a chamada calibração do modelo a partir de um teste em dinamômetro como referência. Neste trabalho, a referência será o resultado de *Blow-by* e COL dos motores na condição inicial de teste (simulação 1). A partir dessa calibração pode-se então proceder às alterações geométricas necessárias para obtenção da alteração no desempenho. A Tabela 4.2 apresenta os resultados de *Blow-by* e COL obtidos da simulação do motor de ciclo Otto para as variações dimensionais apresentadas na Tabela 3.8 e na Figura 3.4. Foi admitido como erro admissível na simulação 1 um valor menor que 5% para a calibração. Obteve-se 3,8% maior *Blow-by* e 2,7% maior COL para a simulação do motor Otto.

Tabela 4.2: Resultados da simulação do motor de ciclo Otto.

Simulação	Blow-by (L / min)	COL (g / h)
Novo	16,2	7,5
Folga entre Pontas	17,8	7,6
Espessura Radial	16,3	7,5
Força Tangencial	16,6	7,5
Folga Radial entre Anel e Canaleta	16,4	7,6
Folga Axial entre Anel e Canaleta	16,0	7,5
Perfil de Raspagem	16,9	7,4
Usado 1	18,4	7,8
Usado 2	17,6	8,2

A Tabela 4.3 apresenta os resultados de *Blow-by* e COL obtidos da simulação do motor de ciclo Diesel para as variações dimensionais apresentadas na Tabela 3.17 e na Figura 3.7. Como erro admissível na simulação 1 foi de 5%, a calibração apresentou 1,9% maior *Blow-by* e 5,0% maior COL para a simulação do motor Diesel.

Simulação	Blow-by (L / min)	COL (g / h)
Novo	47,5	53,0
Folga entre Pontas	50,9	54,1
Espessura Radial	47,2	52,4
Força Tangencial	47,9	53,9
Folga Radial entre Anel e Canaleta	48,0	54,5
Folga Axial entre Anel e Canaleta	47,7	53,7
Perfil de Raspagem	49,6	55,1
Usado 1	54,9	57,3
Usado 2	53,2	59,1

Avaliações dos resultados obtidos nas simulações serão discutidos junto das informações de literatura no item 6. DISCUSSÕES.

5. DADOS DA LITERATURA

Antes de iniciar os comentários quantitativos da literatura sobre a participação de cada um dos parâmetros dimensionais, é preciso explicitar a maneira pela qual serão utilizados os dados publicados para o foco deste trabalho. Primeiro serão analisados os resultados de maneira relativa, isto é, qual o aumento ou redução de *Blow-by* e COL do motor sempre expresso em porcentagem e não o valor absoluto, minimizando as influências do tamanho do motor, carregamento e velocidade. Mesmo com a divisão utilizada neste trabalho, motores de ciclo Otto e Diesel, não se deve esperar comportamento discrepante com relação a tendência de desempenho num mesmo tipo de motor. Com os dados apresentados pela literatura, será levantada a melhor relação linear do desempenho (*Blow-by* e COL) para com a variação do parâmetro analisado (veja Figura 5.1).

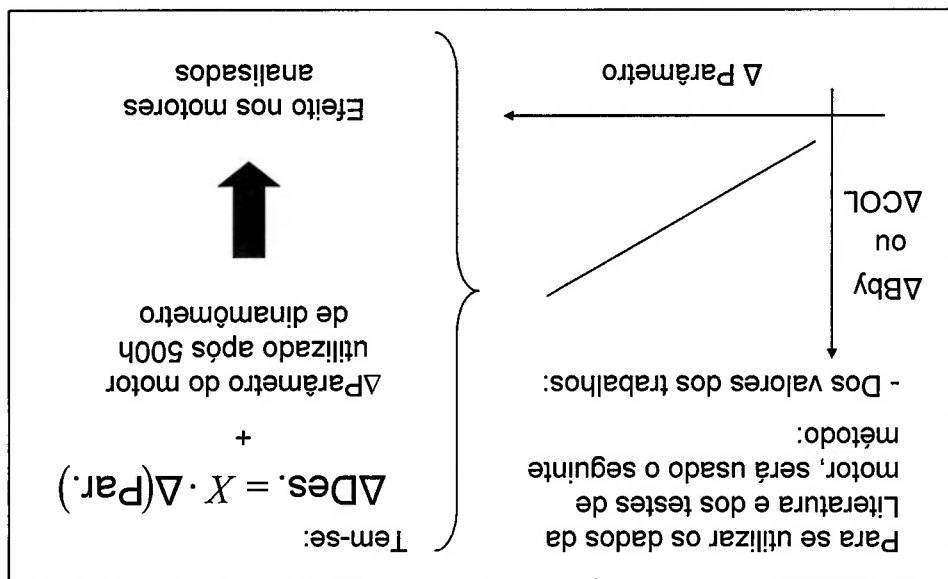


Figura 5.1: Esquema de utilização de dados publicados na literatura.

Na Tabela 5.1 estão os valores de variações dimensionais de cada um dos parâmetros analisados para cada tipo de motor segundo os valores do item 3 (figuras 3.3, 3.4, 3.6 e 3.7).

Parâmetro		Motor Otto	Motor Diesel
Folga entre Pontas do Anel	19,0 %	11,1 %	
Espessura Radial do Anel	0,8 %	0,6 %	
Força Tangencial do Anel	5,7 %	0,5 %	
Folga Radial entre Anel e Canaleta	2,4 %	3,7 %	
Folga Axial entre Anel e Canaleta	46,4 %	77,3 %	
Perfil de Raspagem do Anel	Assimétrico para Cônico	Simétrico para Cônico Invertido	

Tabela 5.1: Variações dimensionais entre zero e 500 horas.

Com os dados da Tabela 5.1, foram inferidos pela correlação indicada na literatura, a variação de desempenho qualitativa, e quantitativa quando houver, dada pelo efeito do desgaste (Tabela 5.2).

Tabela 5.2. Resumo dos efeitos encontrados na literatura.

Parâmetro	Otto		Diesel		Ref.
	<i>Blow-by</i>	COL	<i>Blow-by</i>	COL	
Folga entre Pontas do Anel	Aumento 17,3 – 22,8%	Estável	Aumento 8,0 %	Estável	Tomanik et al - 1993
Espessura Radial do Anel	Redução	Redução	Redução	Redução	Tomanik - 1996
Força Tangencial do Anel	Aumento	Aumento	Aumento	Aumento	Zottin e Peixoto - 2003
Folga Radial entre Anel e Canaleta	Aumento 0,6 %	Aumento 0,4 %	Aumento	Redução	Ejakov et al - 2003
Folga Axial entre Anel e Canaleta	Aumento	Redução	Aumento	Aumento	Heywood - 1988
Perfil de Raspagem	Aumento	Redução	Aumento	Redução	Tejada e Padiel - 1995

6. DISCUSSÕES

Para melhor comparar os resultados das simulações nas Tabelas 4.2 (Otto) e 4.3 (Diesel), são analisados os resultados da simulação quanto à porcentagem de aumento ou redução dos valores de *Blow-by* e COL como expresse nas Tabelas 6.1 e 6.2, para os motores Otto e Diesel respectivamente.

Tabela 6.1: Variação de desempenho para cada parâmetro – motor Otto.

Simulação	Variação de Blow-by (%)	Variação de COL (%)
Folga entre Pontas	9,9	2,0
Espessura Radial	0,6	-0,1
Força Tangencial	2,2	0,4
Folga Radial entre Anel e Canaleta	1,3	1,5
Folga Axial entre Anel e Canaleta	-1,7	0,4
Perfil de Raspagem	4,2	-1,2

Tabela 6.2: Variação de desempenho para cada parâmetro – motor Diesel.

Simulação	Variação de Blow-by (%)	Variação de COL (%)
Folga entre Pontas	7,3	2,1
Espessura Radial	-0,5	-1,1
Força Tangencial	0,8	1,6
Folga Radial entre Anel e Canaleta	1,1	2,8
Folga Axial entre Anel e Canaleta	0,4	1,3
Perfil de Raspagem	4,5	3,9

Pode-se perceber pelos resultados da Tabela 6.1 que para o motor de ciclo Otto, o mais importante parâmetro para o *Blow-by* é a variação da folga entre pontas seguido do perfil de raspagem. Esses resultados estão de acordo com a literatura, Tomanik et al - 1993 e Yoshida et al - 1991. Porém, os valores de variação de *Blow-by* segundo a literatura são maiores, de 17,3 a 22,8%, do que na simulação, 9,9%. Essa diferença deve estar relacionada com a avaliação experimental utilizada na literatura, em que outros parâmetros estão se desgastando e variando concomitantemente. Quanto a COL, a variação da folga entre pontas também foi o fator de maior preponderância seguido da variação da folga radial entre anel e canaleta e do perfil de raspagem. Os resultados de COL maior para o aumento da folga entre pontas dado pela simulação é contraditório com a literatura, que indicava nenhuma variação de COL. Isso pode ser atribuído ao tipo de teste de motor, avaliação de *Blow-by*, que se dá em períodos curtos e o COL é menor ou equivalente ao erro da medição. No caso do perfil de raspagem é interessante notar que a variação foi para redução de COL, o que auxilia a redução da degradação dada por outros parâmetros.

Para a Tabela 6.2, tem-se que no caso do motor de ciclo Diesel, o fator mais importante para o *Blow-by* foi também a folga entre pontas seguida do perfil de raspagem. Notar que os resultados de variação *Blow-by* por variação da folga entre pontas dados pela literatura e pela simulação são similares. Isso pode ser justificado frente a diferença obtida para o motor Otto, uma vez que as folgas do motor Diesel são maiores, o que torna as outras variações menos importantes. Para COL, o mais importante foi o perfil de raspagem, em especial pela configuração cônica invertido que favorecia a raspagem inadequada. Isso se deve provavelmente porque os motores de ciclo Diesel possuem maiores folgas nominais que os motores de ciclo Otto, minimizando o efeito da variação ao longo do teste. Porém, é interessante notar que para os dois casos, Otto e Diesel, o fator de segunda maior relevância foi a folga radial entre anel e canaleta. Esse parâmetro é normalmente tratado como consequência de projeto. Mas diante desses resultados, observa-se que maior atenção deve ser empregada a esse parâmetro durante a fase de projeto.

Além do efeito isolado de cada uma das variações dimensionais, é proposto se analisar a contribuição da sinergia entre essas variações. As Tabelas 6.3 e 6.4

mostram os valores simulados e os valores apresentados pelo motor para os dois casos analisados.

Tabela 6.3: Análise de sinergia dos parâmetros para o motor Otto.

Simulação	Varição de Blow-by (%)	Varição de COL (%)
Soma Parâmetros Individuais (1.º anel)	16,5	2,9
Usado 1 (só 1.º anel com 500h)	13,5	3,9
Usado Completo (todos com 500h)	8,3	9,7
Teste de Motor	15,4	5,5

Tabela 6.4: Análise de sinergia dos parâmetros para o motor Diesel.

Simulação	Varição de Blow-by (%)	Varição de COL (%)
Soma Parâmetros Individuais (1.º anel)	13,6	10,6
Usado 1 (só 1.º anel com 500h)	15,6	8,1
Usado Completo (todos com 500h)	12,1	11,5
Teste de Motor	16,1	9,6

Segundo a Tabela 6.3, motor Otto, a sinergia dos parâmetros provocaria um aumento de *Blow-by* menor do que o valor acumulado das influências individuais. Já no caso da simulação do consumo de óleo lubrificante, a sinergia levaria a um aumento maior do que os valores acumulados. Notar que o modelo Usado Completo apresentou menor variação de *Blow-by* indo inclusive em direção contrária da observada no motor testado. Isso pode ser atribuído à condição de gradiente de pressão entre o anel de primeira e segunda canaletas, uma vez que a folga entre pontas do segundo anel é maior após 500h de teste. Porém esse efeito sem a consideração de carregamento e deformações térmicas deve ter sido superestimado na simulação. Já o valor de COL deve ter sido afetado por essa variação de *Blow-by*, pois parte do gás

proveniente da combustão deve ter chego até o terceiro anel e retornado arrastando óleo para a câmara de combustão e não se caracterizando como *Blow-by*.

Já para o motor Diesel, Tabela 6.4, a sinergia dos parâmetros levaria um aumento de *Blow-by* maior do que o valor acumulado para a soma das influências individuais. Para a simulação do consumo de óleo lubrificante, a sinergia levou a uma redução em comparação com os valores acumulados, novamente, diferente do encontrado para o motor de ciclo Diesel. Efeito parecido do modelo Usado Completo do motor Otto foi observado no motor Diesel. A explicação pode ser considerada equivalente. Importante ressaltar que os resultados de COL da simulação Usado 1 são praticamente a metade do COL indicado em Richardson e Krause – 1998. Essa diferença pode estar relacionada ao efeito da análise de temperatura de pistão e cilindro não adotada nas simulações aqui realizadas.

7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

De maneira qualitativa tem-se a Figura 7.1 como resultado geral dos efeitos da variação dos parâmetros com o desgaste.

INFLUÊNCIAS				Nível de Importância		
Otto		Diesel		Alta	Média	Baixa
Blow-by	COL	Blow-by	COL	Alta	Média	Baixa
Folga entre Pontas	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta
Espessura Radial	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta
Força Tangencial	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta
Folga Radial entre Anel e Canaleta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta
Folga Axial entre Anel e Canaleta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta
Perfil de Raspagem	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta

Figura 7.1: Influências dos parâmetros para os dois tipos de motores.

Uma vez que a variação da folga entre pontas foi identificada como principal influência para os dois tipos de motores, poderiam voltar a serem analisadas ideias antigas como as pontas especiais (ver figura 7.2). Talvez essas tecnologias antes consideradas proibitivas por custo possam novamente serem avaliadas, dado o contínuo aumento de custo das coberturas mais resistentes ao desgaste.

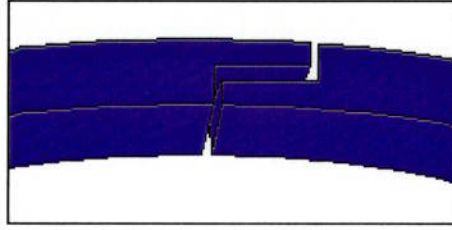


Figura 7.2: Exemplo de configuração de pontas especiais.

A simulação utilizada neste trabalho apresentou resultados bastante satisfatórios para a previsão de resultados de *Blow-by* e COL após 500h de teste em dinamômetro. Assim, mesmo com informações escassas, recomenda-se a avaliação de desempenho dos anéis empregando simulação numérica com o intuito de melhor compreender as principais influências do pacote de anéis.

Importante notar que a variação dimensional dos parâmetros nas 500h de teste (tabelas 3.8 e 3.17 e figuras 3.4 e 3.7), teve mais que 50% do total obtido nas primeiras 200h de teste. Mostra-se assim que a severidade de desgaste dos anéis, quer sejam de motor Otto ou Diesel, é significativamente reduzida após um período de acomodação dos anéis no cilindro e pistão. Assim, um trabalho interessante seria investir em desenvolvimentos para acelerar tal acomodação no sistema anéis-pistão-cilindro “como novos” provendo assim melhor estabilidade dos desempenhos de raspagem e vedação, diminuindo a degradação ao longo da vida do motor.

A indicação da influência da sinergia entre os parâmetros parece um campo importante a ser explorado em próximos estudos, pois isto poderá indicar parâmetros devem ser tratados em conjunto para quando da otimização do desempenho dos anéis de pistão.

As folgas entre anel e canaleta mostraram resultados significativos de influência com o tempo de teste (ação do desgaste). Esses parâmetros normalmente são adotados como consequência de projeto e não como variável significativa. Portanto, recomenda-se aprofundar essas avaliações para o desenvolvimento de guias de aplicação, a fim de melhor orientar a indicação do dimensional desse parâmetro durante a fase de projeto.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Demarchi, V. Estudo de Materiais, Geometria e Compatibilidade dos Tribossistemas em Anéis de Pistão para Motores de Combustão Interna. Dissertação de mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1994.
- Demarchi, V.; Windlin, F.; Leal, M. The influence of the Lubricant Oil on the Wear of Diesel Engine Components. SAE Brasil, SAE 952253. São Paulo, Brasil, 1995.
- Ejakov, M.; Yeager, D.; Kayupov, M. Reliability and Robustness Analysis of Engine Ring-Pack Performance. SAE Mundial, SAE 2003 - 01 - 1221. Detroit, EUA, 2003.
- Ferrarese, A.; Panelli, R. An Innovative Oil Control Ring Designed by Powder Metallurgy Techniques. SAE Mundial, SAE-2003-01-1098. Detroit, EUA, 2003.
- Ganczarski, A.; Skrzypek, J. Thermo-mechanical Damage of Piston"; Third International Congress on Thermal Stresses. Cracow, Polônia, 1999.
- Heywood, J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill International Editions, Automotive Technology Series. EUA, 1988, capítulos 1 e 13.
- ISO 6621 a 6626. International Organization for Standardization – Piston Rings. 1984.
- Ishizuki, Y.; Sato, F.; Takasa, K. Effect of Cylinder Liner Wear on Oil Consumption in Heavy Duty Diesel Engines. SAE Mundial, SAE 810931. Detroit, EUA, 1981.

- Keribar, R.; Dursunkaya, Z.; Flemming, M. An Integrated Modeling of Ring Pack Performance. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, v. 113, Julho de 1991, pp. 382-389.
- MAHLE Metal Leve S.A. MAHLE Material Catalogue – Power Cell Components. 2002.
- Merrion, D.F. Heavy Duty Diesel Emission Regulations – Past, Present and Future. SAE Mundial, SAE-2003-01-0040. Detroit, EUA, 2003.
- Mihara, K.; Inoue, H. Effects of Piston Top Ring Design on Oil Consumption. SAE Mundial, SAE 950937. Detroit, EUA, 1995.
- Shepler, P.R.; Weinberger, C.S. Power Part Parameters Affecting Lube Oil Consumption and *Blow-by* in Small Bore, High Speed Diesels. SAE Mundial, SAE 690752. Ohio, EUA, 1969.
- Ricardo Softwares Inc. RingPak Catalogue. 1995.
- Richardson, D.E.; Krause, S.A. Predicted Effects of Cylinder Kit Wear on *Blow-by* and Oil Consumption for Two Diesel Engines. Ricardo Software International User Conference. Detroit, EUA, Fevereiro de 1998.
- Vatavuk, J. Mecanismos de Desgaste em Anéis de Pistão e Cilindros de Motores de Combustão Interna. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, Brasil, 1994.
- Taylor, C.M. Automobile Engine Tribology – design considerations for efficiency and durability. Wear 221, pp. 1-8, 1998.
- Tejada, A.; Padial, M. Piston Ring Technology for Oil Consumption and *Blow-by* Reduction in Otto Engines. SAE Brasil, SAE 952237. São Paulo, Brasil, 1995.

- Tomanik, E.; Ferrarese, A. Use of a Micro-contact Model to Optimize SI Engine's 3-piece Oil Ring Profiles Regarding Wear and Lubrication. ASME-Internal Combustion Engine – Fall Technical Conference, ICEF 2002-526, vol. 39. Orleans, EUA, 2002.
- Tomanik, E. Modelamento do Desgaste por Deslizamento em Anéis de Pistão de Motores de Combustão Interna. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 2000.
- Tomanik, E. Piston Ring Conformability in a Distorted Bore. SAE Brasil, SAE-960356. São Paulo, Brasil, 1996.
- Tomanik, E.; Sobrinho, R.M.S.; Zecchinelli, R. Influência da Configuração da Folga entre Pontas do Anel de Compressão no *Blow-by* de Motores de Combustão Interna. SAE Brasil, SAE-931669. São Paulo, Brasil, 1993.
- Tomanik, E. Simulação do Movimento Axial dos Anéis de Pistão. Dissertação de Mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1993.
- Yoshida, H.; Kusama, K.; Kobayashi, H. Diesel Engine Oil Consumption Depending on Piston Ring Design. SAE Mundial, SAE-911699. Detroit, EUA, 1991.
- Zottin, W. e Peixoto, V. Numerical Simulation of Piston Rings Instability. SAE Mundial, SAE 2003 – 01 – 0981. Detroit, EUA, 2003.
- Zottin, W. Simulação da Dinâmica de Anéis de um Pistão Utilizado em Motores de Combustão Interna. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, Brasil, 1992.