

MARCUS VINÍCIUS MEDEIROS OLIVEIRA

DESENVOLVIMENTO DE NOVAS VEDAÇÕES PARA UM
MOTOR ROTATIVO TIPO *TWIN ROTOR PISTON*



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2019

MARCUS VINÍCIUS MEDEIROS OLIVEIRA

**DESENVOLVIMENTO DE NOVAS VEDAÇÕES PARA UM MOTOR
ROTATIVO TIPO *TWIN ROTOR PISTON***

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **BACHAREL em ENGENHARIA MECÂNICA.**

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato

UBERLÂNDIA-MG

2019

MARCUS VINÍCIUS MEDEIROS OLIVEIRA

**DESENVOLVIMENTO DE NOVAS VEDAÇÕES PARA UM MOTOR
ROTATIVO TIPO *TWIN ROTOR PISTON***

Projeto de conclusão de curso **APROVADO** pelo
Colegiado do Curso de Graduação em Engenharia
Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Uberlândia.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato - Orientador
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes
Universidade Federal de Uberlândia

Ms. José Eduardo Silveira Leal
Universidade Federal de Uberlândia

Uberlândia, 11 de junho de 2019

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente ao Prof. Alexandre Zuquete Guarato pela oportunidade de trabalhar no projeto do motor TRP e pelos ensinamentos pessoais e técnicos ao longo do nosso trabalho. Gostaria de agradecer aos meus colegas de equipe de projeto. Aos membros que me acompanharam desde o início: José, Luís, Nicolas Azambuja, Nicolás Conley, Filipe, Eurico, Prof. Fernando; e também aos que se juntaram depois: Melo, Pedro, Cláudio, George, Vinícius, Plínio, Layna, Tannus. Gostaria de agradecer aos professores e técnicos do Laboratório de Projetos Mecânicos e do Laboratório de Ensino e Pesquisa em Usinagem pela disposição em auxiliar na fabricação das peças. Gostaria de agradecer ao instituto Serrapilheira pela credibilidade dada ao projeto e pelo apoio financeiro.

Gostaria de agradecer a minha família por sempre estar ao meu lado, me incentivando e amparando nos momentos de dificuldade ao longo da minha formação. Gostaria de agradecer também aos meus amigos pela companhia e compreensão.

OLIVEIRA, M. V. M. **Desenvolvimento de novas vedações para um motor rotativo tipo *Twin Rotor Piston***. 2019. 79 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de novas geometrias de selos de gás para um motor rotativo do tipo *Twin Rotor Piston* (TRP). O objetivo do trabalho foi projetar novos selos para reduzir as folgas na malha de vedação utilizada em protótipo desse tipo de motor, chamado TRP-VCR. Foram feitas análises teóricas do comportamento dinâmico de várias geometrias de selos para os rotores e pistões. Foram selecionadas aquelas que geravam menores áreas de vazamento nas linhas de vedação. Para os pistões, de seção quadrada, optou-se por utilizar selos retangulares com junções sobrepostas nos vértices da seção do pistão. Duas formas de vedação foram propostas para os rotores: uma com buchas e outra com anéis. As duas configurações foram comparadas experimentalmente em uma câmara de teste simplificada. A configuração com anéis se mostrou mais eficiente e foi selecionada. A perda de pressão por vazamento radial com anéis é até 87 % menor comparada à configuração com buchas. Observou-se que o vazamento circumferencial é predominante nas linhas de vedação do rotor. Um selo especial foi desenvolvido para reduzir esse vazamento. Para seu correto funcionamento, falhas de contato radial do anel entre rotores devem ser corrigidas com a ovalização de sua forma livre ou com a instalação de molas radiais. Trabalhos futuros devem focar na simulação computacional da dinâmica dos selos.

Palavras chave: Motores rotativos; Twin Rotor Piston; Vedação; Teste experimental.

OLIVEIRA, M. V. M. **Development of new seals for a Twin Rotor Piston Engine.** 2019. Graduation Project, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Brazil.

ABSTRACT

This work presents the development of new gas seals for a Twin Rotor Piston Engine (TRPE). The goal of the work was to design new gas seals in order to reduce the gaps in the sealing grid installed on an TRPE prototype named TRP-VCR. Theoretical analyses of dynamic behavior of different rotors and piston seals' geometries were made. Those that generated smaller areas for leakage through sealing lines were selected. Rectangular seals with overlapped ends were chosen for the pistons. For the rotors, two solutions were proposed: one with bushings and another with axial rings. These two configurations were compared experimentally in a simplified test chamber. The ring configuration was more efficient, then it was chosen. The pressure drop due to radial leakage through the rings is up to 87 % smaller than that through the bushings. It was observed that the circumferential leakage is dominant in the rotor's sealing lines. A special seal was designed to reduce this leakage. For the appropriate operation of this seal, the radial contact between the inter-rotors ring and its groove must be corrected by adding ovality to the ring's free shape or by installing a radial spring. Future work should focus on the development of a computational model of seals dynamics.

Keywords: Rotary engines; Twin Rotor Piston Engines; Sealing; Experimental test.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Acoplamento de rotores em um TRP com pistões de seção retangular: a) vista explodida e b) montagem de funcionamento.....	3
Figura 1.2 – Funcionamento de um motor TRP: (i) início da admissão, (ii) fim da admissão, (iii) combustão, (iv) expansão e (v) fim da exaustão.....	4
Figura 1.3 – Principais partes do motor TRP-VCR.....	5
Figura 1.4 – a) Vista superior e b) vista frontal do TRP-VCR com excentricidade = 10 mm.....	6
Figura 1.5 – Malha de vedação do motor TRP-VCR: (1,2 e 3) linhas de vedação dos pistões e (4 e 5) linhas de vedação dos rotores.....	7
Figura 1.6 – Conjunto de selos do pistão do protótipo atual do TRP-VCR.....	7
Figura 1.7 – Fluxograma da metodologia de projeto dos selos.....	8
Figura 1.8 – Conjunto tradicional de anéis de pistão reciprocante.....	10
Figura 1.9 – a) exemplo de situação dinâmica do anel e b) principais fatores envolvidos na dinâmica dos anéis.....	11
Figura 1.10 – a) Torção no anel do pistão e b) deslocamento típico do anel de topo com torção positiva.....	12
Figura 1.11 – Geometria em forma de cunha.....	13
Figura 1.12 – Geometria mais comum do segundo anel.....	13
Figura 1.13 – Anéis de óleo de (a) duas peças e (b) três peças.....	14
Figura 1.14 – Entalhes nas extremidades da fenda dos anéis.....	14
Figura 1.15 – Fenda dos anéis com pino de travamento.....	14
Figura 1.16 – Diferentes fluxos de vazamento: através das fendas (setas vermelhas) e através das folgas entre anel e ranhura (setas rosas).....	15
Figura 1.17 – Blow-by em diferentes regimes de rotação e carga de motor 2.0L, 4 tempos, com bloco de alumínio.....	16
Figura 1.18 – Principais componentes do motor Wankel.....	17
Figura 1.19 – Representação dos quatro tempos do ciclo Otto no motor Wankel.....	18
Figura 1.20 – Selos de vedação do rotor do motor Wankel.....	19
Figura 1.21 – Atuação do selo de ápice.....	20
Figura 1.22 – Ilustração do funcionamento do corte longitudinal no selo de ápice.....	21
Figura 1.23 – Ilustração do funcionamento do corte angulado no selo de ápice.....	22

Figura 1.24 – Modificação da seção do selo lateral do b) modelo RX-7 para o a) modelo RENESIS.....	23
Figura 1.25 – Evolução da malha de vedação desenvolvida pela Curtiss-Wright.....	24
Figura 1.26 – Vazamento sob o selo de junção.....	25
Figura 1.27 – Mecanismos de vazamento no selo lateral.....	25
Figura 1.28 – Porcentagem de vazamentos a 2000 rpm (esquerda) e a 8000 rpm (direita).....	26
Figura 1.29 – Vazamentos mássicos nos selos a) de ápice e de junção e b) lateral a 2000 rpm.....	27
Figura 1.30 – Componentes de vedação do motor TRP de Wittry.....	28
Figura 1.31 – a) Vazamentos entre rotores; b) conjunto de selos entre rotores e c) montagem do selo entre rotores.....	29
Figura 1.32 – Anéis de vedação cônicos entre rotores.....	30
Figura 1.33 – a) Protótipo do motor MYT e b) detalhe dos selos do rotores.....	31
Figura 1.34 – a) Disposição do conjunto de fileiras duplas de selos para o pistão. b) Selos para arranjo com quatro selos e c) arranjo com três selos.....	32
Figura 1.35 – Configuração de selos para pistão com junções anguladas.....	32
Figura 1.36 – Imagens dos pistões, rotores e selos do protótipo do Vane Rotary Engine.....	33
Figura 1.37 – Esquema do instrumento utilizado no teste de <i>leakdown</i>	34
Figura 2.1 – a) Junção de topo e b) junção com corte angulado.....	37
Figura 2.2 – Vazamento direto (x) e pelos flancos (setas) nas junções a) de topo e b) degrau sobreposto.....	38
Figura 2.3 – Inclinação da seção do selo do pistão.....	39
Figura 2.4 – Deslocamento típico do selo de topo do pistão ao longo do ciclo termodinâmico de um motor TRP em função da pressão da câmara anterior (P_a) e pressão da câmara posterior (P_p).....	40
Figura 2.5 – Vazamentos radial e circunferencial no rotor de um motor TRP.....	42
Figura 2.6 – Vazamentos no anel com contato no a) flanco interno e b) flanco externo.....	43
Figura 2.7 – Molas C-ring.....	44
Figura 2.8 – Anel com fenda. D_0 = diâmetro da ranhura; D_L = diâmetro do anel livre; m = abertura da fenda.....	44
Figura 2.9 – Posição da fenda do anel 4 montado no rotor externo do TRP-VCR.....	45

Figura 2.10 – Vedações dos rotores: a) configuração com anéis e b) configuração com buchas.....	46
Figura 2.11 – Imagem da montagem dos selos de junção, ou selo 6, (geometria genérica).....	48
Figura 2.12 – a) Versões cilíndrica e b) trapezoidal do selo de junção (selo 6) com anel transpassante.....	49
Figura 2.13 – a) Vista frontal e b) vista lateral da configuração do selo 6 como prolongamento do selo 3.....	50
Figura 3.1 – Componentes da câmara de teste e seus análogos no protótipo (eixos dos rotores não representados para facilitar visualização).....	53
Figura 3.2 – a) Esquema das principais folgas da câmara de teste. b) Câmara fabricada.....	54
Figura 3.3 – Novos conjuntos de tampas e rotores para (a) anéis e (b) buchas.....	55
Figura 3.4 – a) Mola circular para anéis e b) matriz de conformação das molas para os anéis.....	56
Figura 3.5 – Matriz de conformação das molas lineares dos selos do pistão.....	57
Figura 3.6 – Esquema do teste de retenção de pressão.....	57
Figura 4.1 – Vazamentos na primeira versão da configuração com buchas.....	58
Figura 4.2 – Cenas da injeção de água tingida (ordem cronológica da esquerda para a direita).....	59
Figura 4.3 – Vazamentos nas montagens da configuração com buchas: linhas (primeira versão) e pontos (versão corrigida).....	60
Figura 4.4 – Vazamentos radiais através das folgas da configuração de anéis sem os selos instalados.....	61
Figura 4.5 – Vazamentos na configuração de anéis com e sem os selos.....	62
Figura 4.6 – Contato radial dos flancos externos dos anéis. a) Região oposta à fenda e b) região da fenda.....	63
Figura 4.7 – Defeito no contato axial das pontas dos anéis: a) anel 5 e b) anel 4 com rotor deslocado radialmente para visualizar o anel.....	64
Figura 4.8 – Vazamentos nas configurações com buchas e com anéis.....	64
Figura 4.9 – Perda de pressão por vazamentos radiais e circunferências através dos selos e anéis dos rotores, durante escoamento de 4,5 s.....	65

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Apresentação do motor TRP-VCR	3
1.3	Metodologia de Projeto	8
1.4	Revisão Bibliográfica	9
1.4.1	<i>Vedação em motores a pistão recíprocante</i>	9
1.4.2	<i>Vedação no motor Wankel</i>	16
1.4.3	<i>Vedação em outros motores TRP</i>	26
1.4.4	<i>Testes de vedação</i>	32
CAPÍTULO II	DESENVOLVIMENTO TEÓRICO DOS SELOS	34
2.1	Selos do pistão	34
2.2	Selos do rotor	40
2.3	Junção dos selos do pistão com os selos do rotor	45
2.3.1	<i>Junção nos selos do invólucro</i>	45
2.3.2	<i>Junção nos selos entre rotores</i>	46
CAPÍTULO III	METODOLOGIA DE TESTE DOS SELOS PARA ROTORES	50
3.1	Câmara de teste e componentes de vedação	50
3.2	Procedimento de teste	55
CAPÍTULO IV	RESULTADOS E DISCUSSÕES	56
4.1	Vazamento na vedação com bucha	56
4.2	Vazamentos na vedação com anéis	59
4.3	Comparação entre configuração com bucha e configuração com anéis	62
CAPÍTULO V	CONCLUSÃO	64
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A busca por motores mais eficientes e menos poluentes é constante no setor automobilístico. Utilizados há anos, os motores a combustão interna com pistões reciprocantes dominam o mercado, mas estão sendo substituídos por motores elétricos, que possuem maior eficiência energética e, em princípio, não emitem poluente. Mesmo com a tendência de eletrificação de carros, os motores a combustão ainda são necessários uma vez que essa transição ainda carece de avanços tecnológicos para tornar prático e rentável o uso de baterias. Apesar das políticas de incentivo e de as montadoras reconhecerem os carros elétricos como um futuro certo, pouco se fala de outras demandas onde o motor elétrico não é aplicável como, por exemplo, grandes navios, geradores e caminhões, onde a quantidade de energia a ser estocada é impraticável com baterias atuais. Além do aspecto logístico e econômico, impactos ambientais podem ser maiores para suprir a demanda de eletricidade e para produzir as baterias (BUCHAL, 2019).

Sistemas híbridos, que mesclam os benefícios das duas tecnologias de motores, e o uso fontes de energia limpas e renováveis estão sendo usadas por várias montadoras como uma solução mais ecológica e sustentável. Nesse cenário, o aprimoramento dos motores a combustão é importante e continua sendo a principal linha de pesquisa e desenvolvimento da indústria automotiva. Entretanto, apesar dos esforços, os avanços

na eficiência de motores com pistão recíprocante tem tido um progresso cada vez menor, a maioria das vezes dependente de sistemas periféricos.

Como potenciais alternativas, motores rotativos chamaram a atenção por sua densidade de potência, baixa vibração e simplicidade de construção. O mais conhecido foi o motor Wankel, o único motor rotativo fabricado comercialmente. Sua produção foi realizada até o ano de 2011 pela japonesa Mazda. Apesar de suas vantagens, o motor Wankel apresentava problemas de vedação associados a geometria e complexo movimento de seu rotor. Como consequência, o consumo de combustível e emissão de poluentes eram altos, não passando pela legislação de emissões europeia Euro 5 (EUROPEAN PARLIAMENT, 2007), o que interrompeu sua produção até os dias atuais.

Diante dessas desvantagens, outras geometrias de motores rotativos, largamente propostas no passado, estão sendo revisitadas por inventores, sendo uma delas, o motor “twin-rotor piston” (TRP). Esse motor traz as vantagens inerentes aos rotativos com a vantagem adicional de uma melhor vedação graças à geometria de sua câmara de combustão e o movimento de seus pistões. Em um projeto conjunto desenvolvido pela UFU e PUC-Rio, pesquisadores investigavam a aplicação do ciclo Atkinson/Miller em um motor TRP. Além de um ganho de 20% de eficiência (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2015), os pesquisadores descobriram que essa arquitetura possibilita uma variação de sua taxa de compressão. Uma variação 8:1 até 42:1 pode ser facilmente obtida e controlada em tempo real (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2016).

Um novo projeto incluindo o mecanismo de variação da taxa de compressão foi desenvolvido e nomeado de motor TRP-VCR (*Twin Rotor Piston - Variable Compression Ratio*). Tamanha flexibilidade permite a otimização do motor em diferentes regimes de operação, utilizando diferentes combustíveis em condição ideal de combustão. Vale destacar que todos os motores *flex fuel* comercializados hoje trabalham com uma taxa de compressão média fixa, diferente daquelas ideais para cada combustível. Posto isso, o TRP-VCR apresenta-se como uma ótima opção para a nova era de motores híbridos e multiflex.

Dando continuidade ao projeto, um protótipo do motor foi construído e testado (SILVA, 2018). Problemas encontrados na vedação motivaram a reavaliação da geometria dos selos para a fabricação de uma segunda versão do protótipo. O presente

trabalho tem como objetivo projetar os novos selos para os rotores e para os pistões, comparando experimentalmente diferentes geometrias e identificando as regiões mais propensas a vazamentos.

1.2 Apresentação do motor TRP-VCR

De modo geral, motores “*twin rotor piston*” (TRP) são constituídos de dois rotores coaxiais cada um com pares de pistões que se estendem sobre o rotor oposto, como mostrado na Fig. 1.1. O rotor externo é aquele cujo eixo é vazado para permitir a passagem do eixo maciço do outro rotor, denominado rotor interno. O conjunto é montado em uma câmara anelar ou toroidal, dependendo da geometria da seção do pistão, para formar os volumes de trabalho dos gases. Com dois pistões por rotor, obtêm-se quatro volumes distintos separados pelos pistões. Em cada um desses volumes ocorre um dos quatro tempos do ciclo térmico (admissão, compressão, expansão e exaustão).

Para que haja a variação dos volumes entre os pistões, e conseqüentemente os quatro tempos, os rotores apresentam velocidades relativas variáveis, sendo que um dos rotores desacelera enquanto o outro acelera. Como resultado, uma face de cada pistão acelerado se aproxima do pistão anterior, reduzindo dois volumes diametralmente opostos (região de compressão e exaustão) e a outra face se afasta do pistão posterior, aumentando os outros dois volumes (região de admissão e expansão) (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2016).

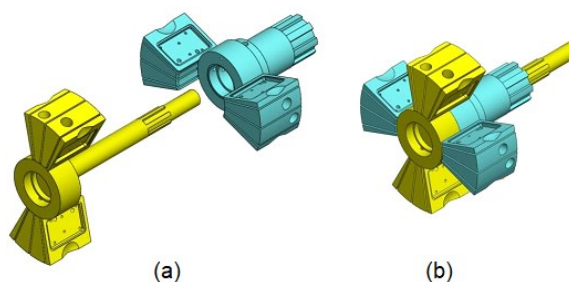


Figura 1.1 – Acoplamento de rotores em um TRP com pistões de seção retangular: a) vista explodida e b) montagem de funcionamento.

A aceleração e desaceleração dos rotores, movimento conhecido como *cat-and-mouse*, se alterna para gerar o ciclo completo, como ilustrado na Fig. 1.2. Cada tempo

ocorre sempre na mesma posição, o que possibilita a realização da admissão e exaustão sem válvulas, apenas com janelas nas paredes da câmara, que são fechadas e abertas pela passagem do pistão. Um sistema de engrenagens, bielas ou cames garante as rotações relativas dos rotores em um único sentido e as equaliza para obter-se uma rotação constante no eixo de saída do motor. Tal sistema é chamado de mecanismo de acionamento de velocidade diferencial (DVDM – *Differential Velocity Drive Mechanism*) e é mostrado na Figura 1.3.

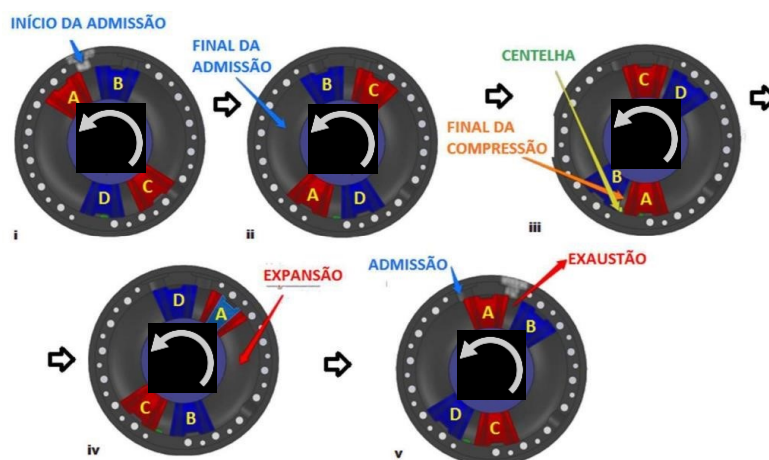


Figura 1.2 – Funcionamento de um motor TRP: (i) início da admissão, (ii) fim da admissão, (iii) combustão, (iv) expansão e (v) fim da exaustão. Fonte: (SILVA, 2018).

Guarato, Ticono, Braga (2015) avaliaram a eficiência de um motor TRP utilizando o ciclo Atkinson/Miller, onde o volume deslocado durante a expansão é maior que o volume deslocado durante a admissão. Como nos motores TRP cada etapa acontece em uma região da câmara, tal efeito pode ser facilmente obtido adicionando-se uma cavidade na região da expansão. Foi estimado um ganho de eficiência de 20% comparado ao ciclo Otto utilizando o mesmo motor.

Guarato, Ticono, Braga (2016) apresentam um novo motor TRP com taxa de compressão variável, posteriormente nomeado como “*Twin Rotor Piston Variable Compression Ratio*” (TRP-VCR). A Figura 1.3 mostra as principais partes do TRP-VCR. O motor é dividido em duas grandes partes, o sistema de conversão de energia (ECS – *Energy Conversion System*), onde ocorre a combustão, e o DVDM.

O ECS é composto por rotores cilíndricos, cada qual com dois pistões de seção transversal quadrada. Com essa geometria, as paredes da câmara são formadas por dois invólucros laterais planos, as superfícies cilíndricas dos rotores e um invólucro externo cilíndrico. Esta configuração com câmara cilíndrica é mais simples de fabricar e de retificar que a versão com câmara toroidal e pistões de seção circular, apesar de estes últimos proporcionarem melhores condições para a propagação de chama e, como consequência, combustões mais completas. O DVDM é composto por uma redução 2:1 logo depois do ECS e um sistema de bielas, braços e engrenagens planetárias e solar conectados a um volante de inércia. O eixo de potência é solidário ao volante de inércia, de forma que a rotação e o torque no eixo de potência são homogeneizados.

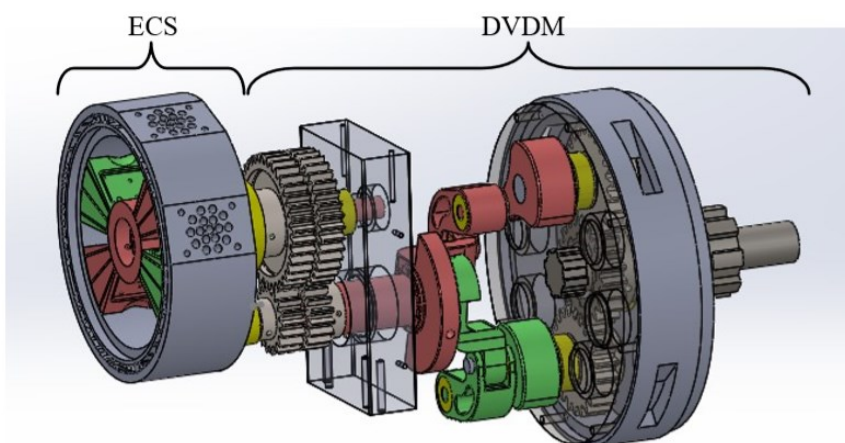


Figura 1.3 – Principais partes do motor TRP-VCR. Fonte: (GUARATO; TICONA; BRAGA, 2016).

O motor TRP-VCR possui a grande inovação de poder variar sua taxa de compressão dinamicamente mesmo com o motor em funcionamento. Essa taxa é a relação entre o volume de mistura inicialmente admitido e o volume final após a fase de compressão (HEYWOOD, 2018). A variação da taxa de compressão neste motor é obtida com um desalinhamento, também chamado de excentricidade, entre o eixo de saída do DVDM em relação ao eixo dos rotores do ECS (Fig. 1.4). Na prática o que acontece é que a cinemática do sistema do DVDM é alterada e, conseqüentemente, a rotação dos rotores. O resultado deste desalinhamento entre os eixos é uma aproximação maior entre os pistões na fase de compressão, aumentando a taxa de compressão. Com uma

variação de excentricidade entre eixos de 0 a 10 mm, a taxa de compressão pode variar de 8:1 a 42:1, possibilitando o uso de diversos combustíveis e misturas (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2016).

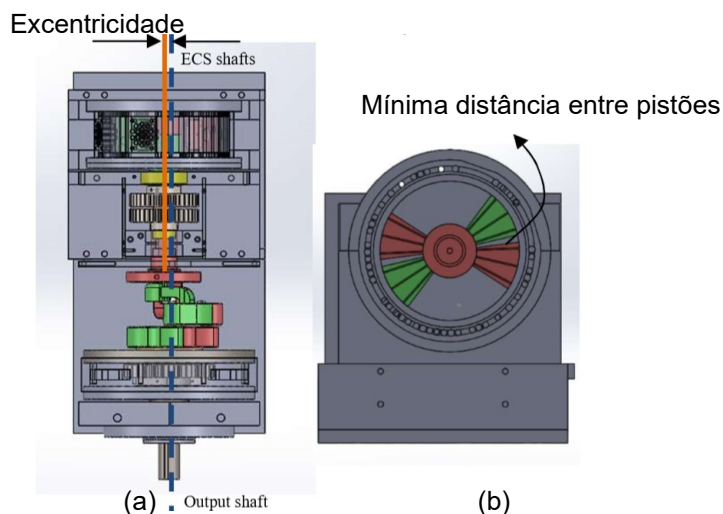


Figura 1.4 – a) Vista superior e b) vista frontal do TRP-VCR com excentricidade = 10 mm. Fonte: (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2016).

A mistura ar/combustível é comprimida e queimada em um volume formado entre pistões, os rotores e as paredes planas e anelares da câmara de combustão. Esse volume é delimitado por linhas entre os diferentes componentes que o formam. As linhas entre componentes móveis compõem a malha de vedação (*sealing grid*), mostradas na Fig. 1.5. Elas indicam as possíveis passagens dos gases quando a pressão no volume confinado difere das pressões nos volumes adjacentes. Na realidade, os vazamentos ocorrem através de folgas entre os componentes do sistema, mas o termo “linha” será utilizado como referência às delimitações do volume citado acima.

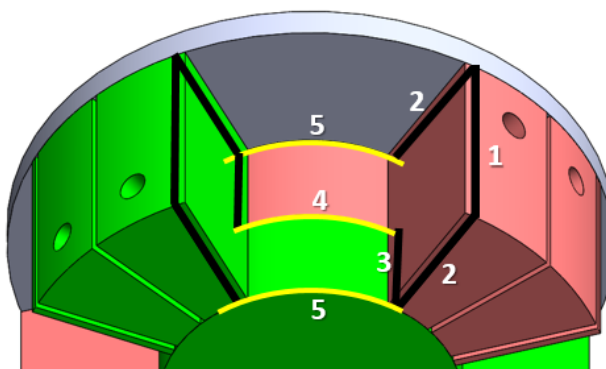


Figura 1.5 – Malha de vedação do motor TRP-VCR: (1,2 e 3) linhas de vedação dos pistões e (4 e 5) linhas de vedação dos rotores.

O protótipo atual do motor, apresentado por Silva (2018), possui componentes de vedação apenas para as linhas 1,2 e 3, mostrados na Fig. 1.6. Basicamente, são quatro segmentos, em forma de L, posicionados nos vértices de ranhuras ao longo do perímetro a ser vedado no pistão. A linha 3 não completa o perímetro, pois uma porção é considerada estanque devido a fixação do pistão sobre o rotor.

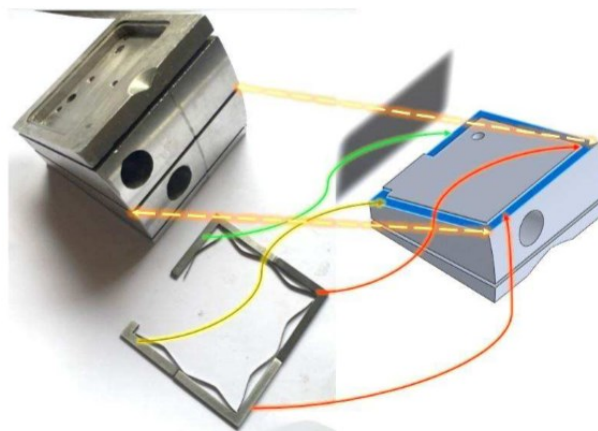


Figura 1.6 – Conjunto de selos do pistão do protótipo atual do TRP-VCR. Fonte: (SILVA, 2018).

Um mesmo segmento atua parcialmente nas linhas 1 e 2 ou nas linhas 2 e 3. A junção dos selos é realizada por uma sobreposição das suas extremidades, com corte em degrau, no ponto médio das linhas 1 ou 2. São utilizadas “molas onduladas lineares” para garantir a força de contato entre o selo e a superfície de contato. Três desses

conjuntos com quatro segmentos são utilizados em cada pistão, totalizando 12 segmentos de vedação por pistão.

Durante os primeiros testes do protótipo foi realizado um teste de compressão. O motor foi acionado externamente por um motor elétrico acoplado ao eixo de saída. O controle da rotação foi feito através de um inversor de frequência. No lugar da vela de ignição, foi colocado um sensor piezelétrico de faixa de medição de até 200 bar. Assim, durante a movimentação dos pistões, mediu-se a pressão máxima do volume de ar comprimido no interior da câmara. A resposta do sensor foi uma compressão praticamente inexistente. O resultado foi atribuído à inexistência de selos nos rotores e à sensibilidade do sensor utilizado (SILVA, 2018).

1.3 Metodologia de Projeto

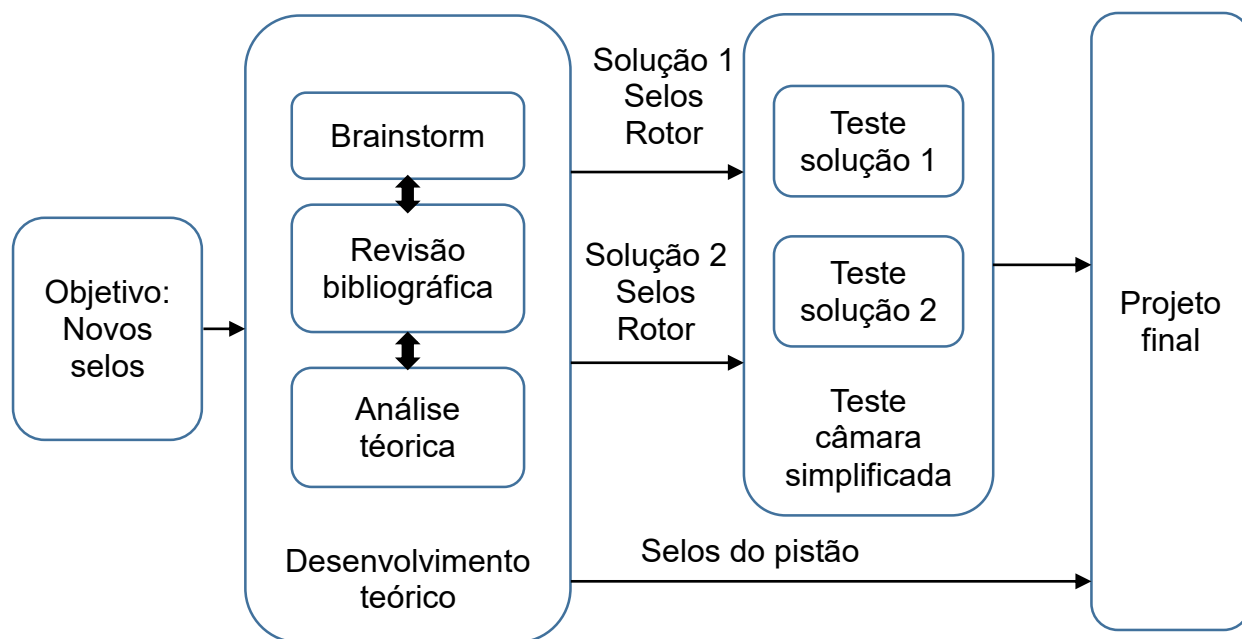


Figura 1.7 – Fluxograma da metodologia de projeto dos selos.

A Figura 1.7 esquematiza a estratégia de projeto adotada para o desenvolvimento dos novos selos para o protótipo do motor TRP-VCR. O projeto foi realizado em duas etapas: desenvolvimento teórico e teste experimental. Na primeira etapa, de

desenvolvimento teórico, foram propostas várias geometrias de selos para os pistões e para os rotores. As propostas foram baseadas em selos encontrados em outros motores. Para a seleção ou eliminação de cada geometria proposta, foi feita uma análise da dinâmica dos selos considerando folgas de montagem e a atuação da pressão dos gases e aceleração do pistão. Foram selecionadas geometrias que reduziam as áreas de passagem direta de gás. Essa análise foi baseada no comportamento de selos dos motores estudados durante a revisão bibliográfica. Não foram encontrados até o momento estudos sobre o comportamento dinâmico dos selos em motores TRP, por isso estudos da dinâmica de sistemas de vedação em outros motores foram importantes para identificar e reduzir vazamentos análogos no TRP-VCR.

A solução escolhida para os selos dos pistões será testada diretamente no protótipo. Já as soluções para os selos dos rotores convergiram para duas configurações e foram comparadas experimentalmente para a seleção da melhor configuração a ser montada no protótipo. As duas configurações foram testadas em uma câmara de teste simplificada que imita a montagem dos selos no protótipo e que permite uma instrumentação mais fácil para comparar diferentes vazamentos na região dos rotores.

1.4 Revisão Bibliográfica

1.4.1 Vedação em motores a pistão recíprocante

Nos motores alternativos existe uma folga entre o cilindro e o pistão para permitir seu deslocamento. Entretanto, os gases em alta pressão na câmara de combustão poderiam vazar por essa folga e atingir o cárter, gases esses denominados de "*blowby gas*". Quanto maior esse vazamento, menor será a capacidade de reter pressão na câmara de combustão, reduzindo a potência gerada. A solução para impedir a passagem dos gases é a utilização de anéis alojados em ranhuras na superfície do pistão em contato com a parede do cilindro. Os anéis limitam o *blowby gas* a aproximadamente 1% do total de gases dentro no cilindro, mas de 5 a 10% do total de gases se acumula nas ranhuras e retornam à câmara de combustão durante a expansão, contribuindo para o aumentando da emissão de poluentes e para a perda de potência e eficiência (HEYWOOD, 2018).

Além da função principal de vedação, os anéis controlam a lubrificação do cilindro e aumentam a transferência de calor entre este e o pistão. Geralmente um conjunto de três anéis é utilizado como mostra a Fig. 1.8. A vedação realizada pelos dois anéis mais próximos do topo da cabeça do pistão. O último anel, também chamado de anel raspador ou anel de óleo, tem a função de raspar o óleo na subida do pistão e manter uma pequena camada de óleo no contato entre os anéis e o cilindro, de forma a auxiliar na redução do atrito e na vedação do sistema.

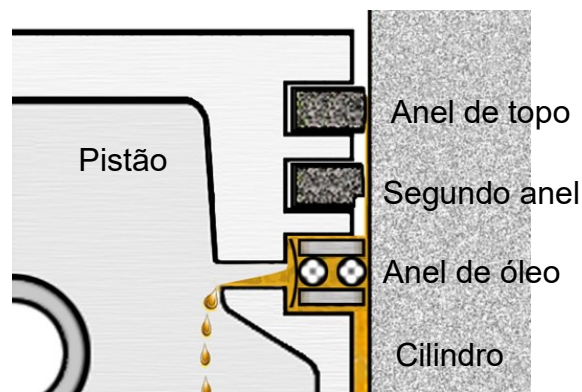


Figura 1.8 – Conjunto tradicional de anéis de pistão recíprocante. Fonte: modificado de (AGCO AUTOMOTIVE CORPORATION, 200?).

Para que desempenhem suas funções, os anéis devem estar em contato radial com a parede do cilindro e axial com os flancos da ranhura do pistão. O anel é fabricado com uma fenda e um diâmetro maior que o do cilindro para que, quando montado, ele seja comprimido e crie uma força elástica expansiva favorecendo o contato radial. Anéis ovalizados na sua forma livre podem alterar a distribuição da pressão de contato radial quando montados e melhorar sua eficiência (TOMANIK e BRUNO, 2012). Outro fator que auxilia o contato com o cilindro é a pressão dos gases que preenchem a ranhura e expandem o anel. Portanto, a pressão de contato é governada pela rigidez do anel (espessura radial e axial, diâmetro nominal, comprimento da fenda livre e rigidez do material), pela sua força elástica, geralmente obtida via tratamentos térmicos, e pela pressão dos gases atuantes dentro da câmara de combustão.

O contato axial do anel alterna entre os flancos superior e inferior da ranhura devido ao movimento alternativo do pistão, isto é, devido às oscilações de forças de

inércia e de atrito, e a diferença de pressão dos gases nos volumes acima e abaixo do anel.

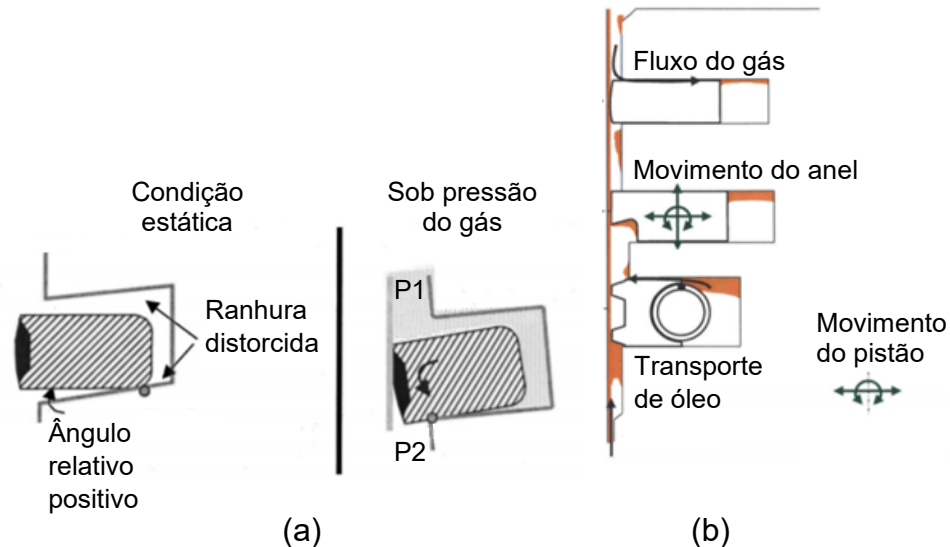


Figura 1.9 – a) exemplo de situação dinâmica do anel e b) principais fatores envolvidos na dinâmica dos anéis. Fonte: modificado de (RABUTÉ e TIAN, 2001; BAELDEN, 2014).

Na verdade, não ocorre sempre um simples contato entre faces planas nos flancos. Os anéis e o pistão sofrem rotação e distorções devido a inércia, atrito, distribuição de pressão e temperatura, o que causa contato em pontos específicos da seção do anel ao decorrer da movimentação do pistão (Fig. 1.9(a)). Além disso, a camada de óleo é pressionada e transportada junto aos anéis causando uma variação na pressão radial e na força de atrito de acordo com regimes de lubrificação, variando de filme completo à lubrificação limítrofe onde ocorre contato metal-metal. Todas essas variáveis, resumidas na Fig. 1.9(b), afetam a dinâmica do sistema anel-pistão, alterando a eficiência de vedação de gases, desgaste e o consumo de óleo dos motores.

As geometrias dos anéis variam de acordo com o papel de cada um, alterando a sua dinâmica e influenciando seu funcionamento. O anel do topo do pistão é praticamente retangular e sua superfície de contato com o cilindro tem um perfil microscopicamente parabólico para favorecer a geração de pressão hidrodinâmica e melhorar a lubrificação (BAELDEN, 2014). Muitas características podem ser adicionadas como, por exemplo, uma torção estática obtida com um chanfro no interior do anel. Com uma seção assimétrica, o anel se torce quando comprimido dentro do cilindro, gerando uma rotação

da seção. Um chanfro na aresta superior gera uma torção positiva e um chanfro na aresta inferior gera uma torção negativa, mostrados na Fig. 1.10(a).

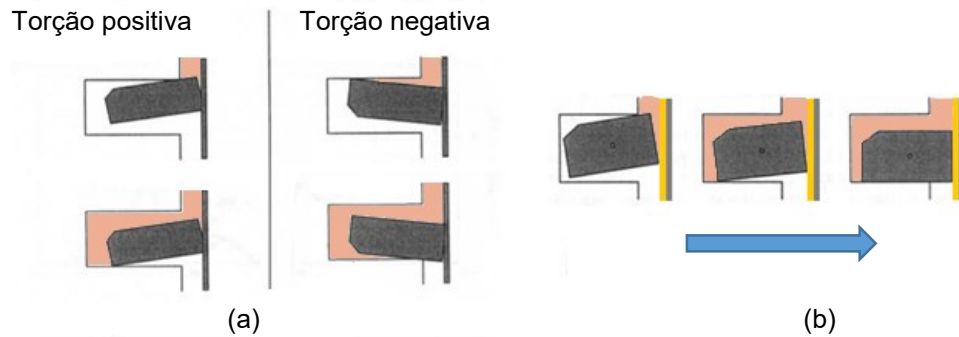


Figura 1.10 – a) Torção no anel do pistão e b) deslocamento típico do anel de topo com torção positiva. Fontes: modificado de (TIAN et al., 1998).

Com a torção positiva, os contatos das arestas inferiores do anel o estabilizam enquanto a pressão na ranhura aumenta (TIAN et al., 1998) (Fig. 1.10(b)) e melhoram o controle do consumo de óleo (FEDERAL MOGUL, 2008). Porém, a torção não é uniforme ao longo do anel e o efeito de estabilização pode ser anulado em algumas regiões pela distorção da ranhura devido a temperatura e a pressão. Já a torção negativa pode fazer com que a pressão levante o flanco inferior do anel (Figura 9(a)). Como resultado, ocorre a flutuação do anel: várias alternâncias entre contato no flanco superior e contato no flanco inferior da ranhura. Esse fenômeno ocorre quando a força resultante das pressões se iguala à força de inércia (TIAN, 2002; RABUTÉ e TIAN, 2001; TIAN et al., 1998).

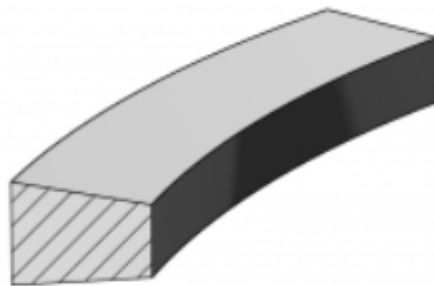


Figura 1.11 – Geometria em forma de cunha. Fonte: (FEDERAL MOGUL, 2008).

O anel do topo do pistão e sua ranhura também podem apresentar uma seção em forma de cunha (Fig. 1.11), que reduz o acúmulo de resíduos da combustão (FEDERAL MOGUL, 2008).

O segundo anel geralmente apresenta uma face externa angulada para melhorar a raspagem de óleo durante a descida do pistão e agilizar o amaciamento (FEDERAL MOGUL, 2008). Uma curvatura em forma de gancho na parte inferior do anel (Fig. 1.12) serve como reservatório de óleo para prevenir seu retorno ao cilindro após a raspagem (BAELDEN, 2014). A torção estática também é aplicada ao segundo anel.

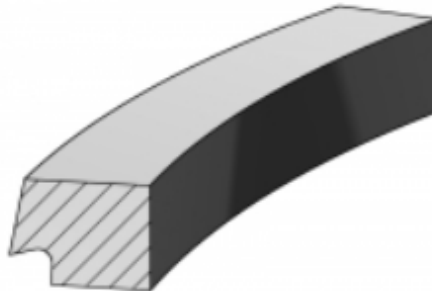


Figura 1.12 – Geometria mais comum do segundo anel. Fonte: (FEDERAL MOGUL, 2008).

O terceiro anel, dedicado à lubrificação, possui uma geometria completamente diferente dos dois anteriores. Os modelos mais recentes são compostos por duas ou três peças: uma mola e um ou dois anéis, como mostra a Fig. 1.13. A função da mola é aumentar a pressão de contato radial destes anéis, que são menos rígidos, para melhorar a conformação frente às distorções do cilindro (FEDERAL MOGUL, 2008). A mola do selo de três peças pressiona os anéis axialmente, contra os flancos da ranhura, e radialmente, contra o cilindro, o que garante melhor vedação (BAELDEN, 2014).

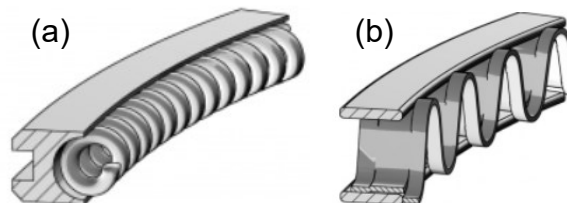


Figura 1.13 – Anéis de óleo de (a) duas peças e (b) três peças. Fontes: (FEDERAL MOGUL, 2008).

A fenda que permite a deformação elástica e a expansão térmica dos anéis pode ter várias geometrias entalhadas. Os cortes em degrau angulado e convexo, mostrados na Fig. 1.14, favorecem a vedação. São usados principalmente em aplicações hidráulicas. Testes conduzidos em motores a combustão interna produziram resultados diversos (FEDERAL MOGUL, 2008).

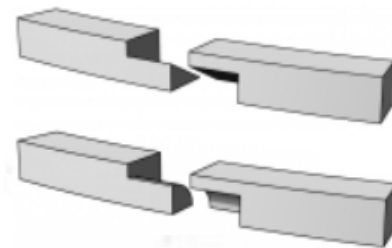


Figura 1.14 – Entalhes nas extremidades da fenda dos anéis. Fontes: (FEDERAL MOGUL, 2008).

A fenda também pode ser usada para impedir a rotação do anel ao se instalar um pino entre as suas extremidades. A montagem mais comum é a mostrada na Fig. 1.15.

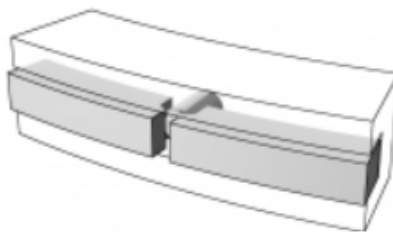


Figura 1.15 – Fenda dos anéis com pino de travamento. Fontes: (FEDERAL MOGUL, 2008).

Os gases podem passar pelos anéis através das fendas e através das folgas axiais entre anel e ranhura, fluxos mostrados na Fig. 1.16. De acordo com os modelos apresentados nos últimos anos (TIAN et al., 1998; LIU, 2005; KOSZALKA e GUZIK, 2015; WANNATONG, CHANCHAONA, SANITJAI, 2008), o primeiro fluxo pode ser considerado um fluxo isentrópico através de um orifício, com a área efetiva da fenda, entre duas regiões acima e abaixo do anel. O fluxo através da folga axial nas ranhuras,

passando pelo flanco do anel, é considerado um escoamento laminar entre duas placas e depende da pressão da ranhura.

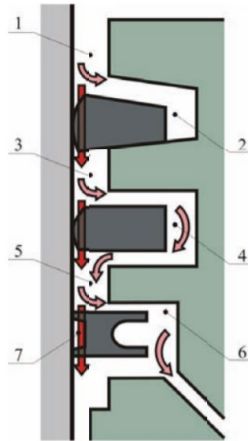


Figura 1.16 – Diferentes fluxos de vazamento: através das fendas (setas vermelhas) e através das folgas entre anel e ranhura (setas rosas). Fonte: (KOSZALKA e GUZIK, 2015).

Durante as fases de compressão e de combustão, os anéis são forçados contra a superfície inferior das ranhuras e o gás flui para dentro dos alojamentos, como mostra a Fig. 1.16. Estes gases pressurizam volumes em torno dos anéis. A pressão do volume atrás e acima do primeiro anel é praticamente a mesma pressão do cilindro, enquanto que a pressão nos volumes seguintes é substancialmente menor.

Os gases que conseguem atravessar todo o conjunto de anéis representam o fluxo de *blowby* gas, que vão em direção do cárter do motor. Durante a maior parte das condições de operação, o primeiro anel está estabilizado e o principal vazamento é através da fenda dos três anéis (YILMAZ et al., 2004). Entretanto, em altas rotações e baixas cargas, há um aumento do *blow-by* (Fig. 1.17) atribuído ao vazamento pelo flanco do primeiro anel decorrente de sua flutuação, mesmo com pequena torção positiva relativa. Em altas rotações, porém a altas cargas, o anel se mantém estável e o aumento de *blowby* é atribuído à expansão do cilindro em blocos de alumínio, seguida pelo aumento da fenda do anel. Como dito anteriormente, a torção positiva pode conter a

flutuação do primeiro anel, mas deve ser grande o suficiente para ser efetiva em altas rotações e para anéis com baixa rigidez (RABUTÉ e TIAN, 2001).

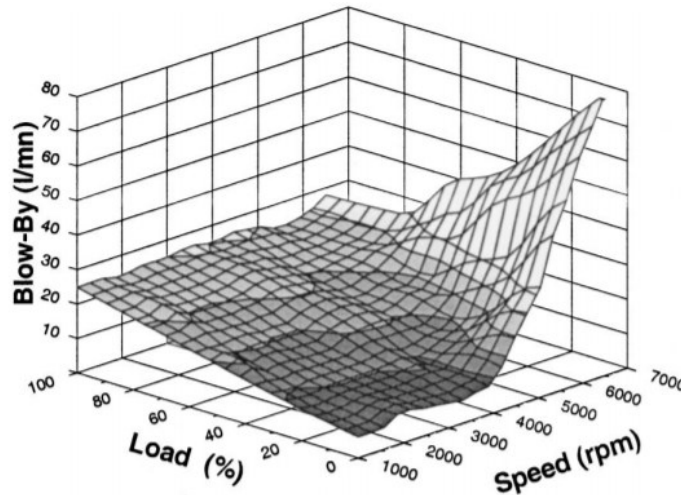


Figura 1.17 – Blow-by em diferentes regimes de rotação e carga de motor 2.0L, 4 tempos, com bloco de alumínio. Fonte: (RABUTÉ e TIAN, 2001).

Durante o final da expansão e começo da exaustão, a força de inércia do anel aponta para baixo e a pressão da região abaixo do primeiro anel é maior do que a pressão no cilindro. Como resultado, ocorre outra flutuação do anel de topo, chamada “flutuação reversa”. Essa flutuação causa o refluxo de gás e óleo das ranhuras do primeiro anel e região abaixo do primeiro anel para o cilindro, passando principalmente pelos flancos do anel. A melhor maneira de eliminar esse fenômeno é reduzir a pressão abaixo do anel aumentando o volume da região entre os dois primeiros anéis (TIAN, 2002).

1.4.2 Vedação no motor Wankel

O único motor rotativo produzido comercialmente e com grande número de publicações dedicadas é o motor Wankel. Ele foi concebido e patenteado por Felix Wankel em 1933 e chamou a atenção de vários fabricantes de motores e montadoras nos anos 1960. Porém foi com a japonesa Mazda que o conceito foi levado a diante e fabricado em série até o ano de 2011 (MAZDA, 2017). O motor é constituído basicamente

de um rotor triangular, um eixo excêntrico, um invólucro central com forma trocoidal e dois invólucros laterais planos, mostrados na Fig. 1.18.

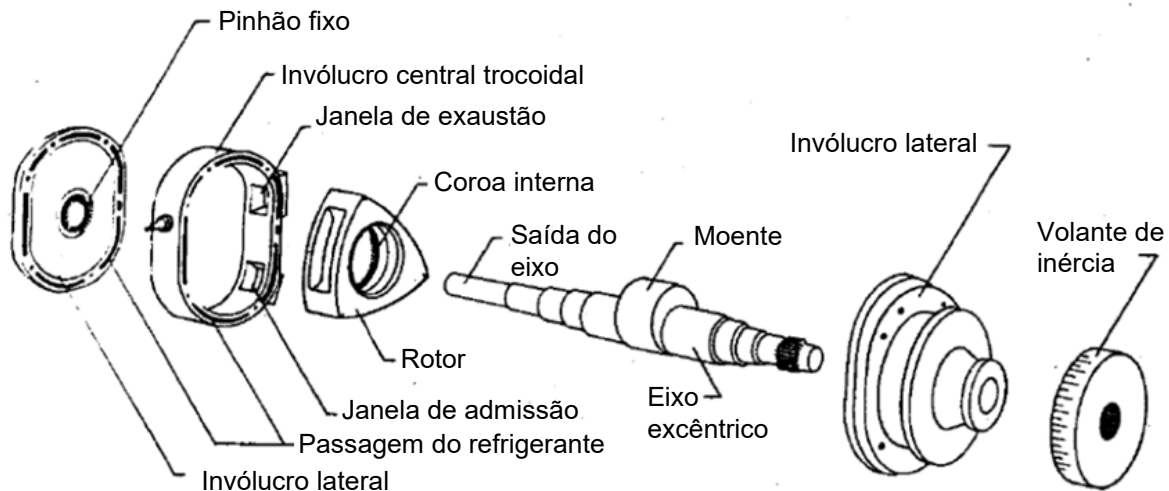


Figura 1.18 – Principais componentes do motor Wankel. Fonte: modificado de (YAMAMOTO, 1971).

Os vértices do rotor descrevem um movimento epitrocoide acompanhando a curvatura da pista interna do invólucro central. Esse movimento é garantido através do engrenamento de um pinhão fixo no centro de um dos invólucros laterais com uma coroa de dentes internos fixa no centro do rotor. Entre cada um dos três flancos do rotor e o invólucro central forma-se uma câmara de trabalho cujo volume varia durante a movimentação do rotor. Essa variação de volume nas três câmaras cria os tempos do ciclo termodinâmico Otto, mostrados na Fig. 1.19.

A admissão e a exaustão são realizadas sem uso de válvulas, apenas com a passagem do rotor sobre janelas no invólucro, obstruindo-as e liberando-as no tempo certo. O centro do rotor orbita o eixo central do motor, então a potência do movimento do rotor é extraída através de um eixo excêntrico.

Embora o movimento do rotor do motor Wankel e seu mecanismo de variação de volume seja diferente ao de um motor TRP, a câmara do motor Wankel apresenta semelhanças com o motor TRP-VCR: deslocador (rotor) com ângulos retos, um invólucro central curvo e perpendicular a dois invólucros laterais planos; regiões fixas e adjacentes

para cada um dos tempos do ciclo termodinâmico, delimitadas apenas por linhas de vedação descontínuas; atuação radial da pressão e da força centrífuga sobre os selos de gás.

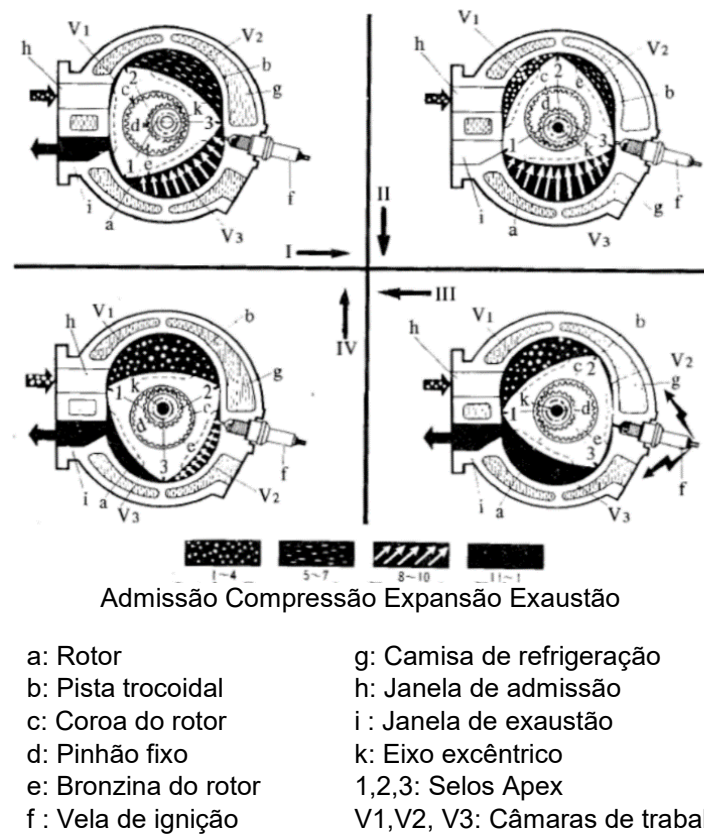


Figura 1.19 – Representação dos quatro tempos do ciclo Otto no motor Wankel. Fonte: modificado de (YAMAMOTO, 1971).

Tais semelhanças sugerem que alguns fatores ou mecanismos de vazamento podem ser comuns ou análogos nos dois motores. Além disso, a vedação de gás e óleo do motor Wankel se mostrou um de seus principais problemas, sendo o foco de muitos anos de desenvolvimento e tema de estudos. Portanto, este trabalho toma como referência principal as vedações do motor Wankel como estratégia para o desenvolvimento de novas vedações para o motor TRP-VCR.

O motor Wankel possui três principais selos de gás: selo de ápice (*apex seal*), selo lateral (*side seal*), selo de junção (*corner seal*), ilustrados na Fig. 1.20.

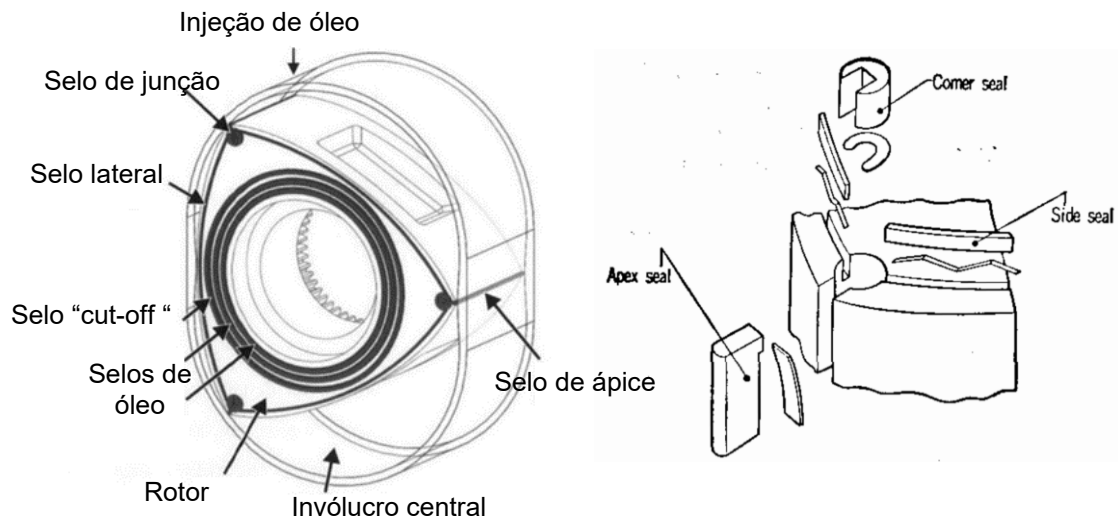


Figura 1.20 – Selos de vedação do rotor do motor Wankel. Fonte: modificado de (PICARD, 2014).

O selo de ápice, alojado em um sulco retangular nos vértices do rotor é o componente que isola diretamente cada uma das câmaras das demais adjacentes (Fig. 1.21). Com a pressurização do sulco a força centrífuga e o auxílio de uma mola o selo de ápice se desloca radialmente e tende a ficar em contato com a pista trocoide (contato principal) e com os flancos do sulco (contato secundário). O ângulo de ataque do selo de ápice varia entre $-25,38$ a $25,38$ para o Mazda RENESIS devido à geometria da pista trocoide. Tal característica forçou os construtores a utilizarem um raio de arredondamento no selo muito maior que aquele utilizado nos anéis de compressão de motores a pistão alternativo (ISKRA et al., 2010).

As dimensões do selo de ápice passaram por várias modificações ao longo dos anos. O primeiro modelo de produção em série do motor rotativo da Mazda possuía um selo de ápice retangular com espessura de 6 mm fabricado de alumínio e carbono (YAMAGUCHI, 2003).

A partir de 1973 o selo passou a ser fabricado em uma liga de ferro fundido e sua espessura foi reduzida para 3 mm. De 1985 em diante, a espessura do selo passou a ser de 2 mm (MAZDA, 2017). Entre 1985 e 2002, a altura do selo era de 8 mm. No último modelo que utilizava motor Wankel, o RENESIS, lançado em 2003, a altura do selo de

ápice foi reduzida para 4,5 mm, reduzindo a força centrífuga atuante no selo e consequentemente o desgaste (OHKUBO et al., 2004).

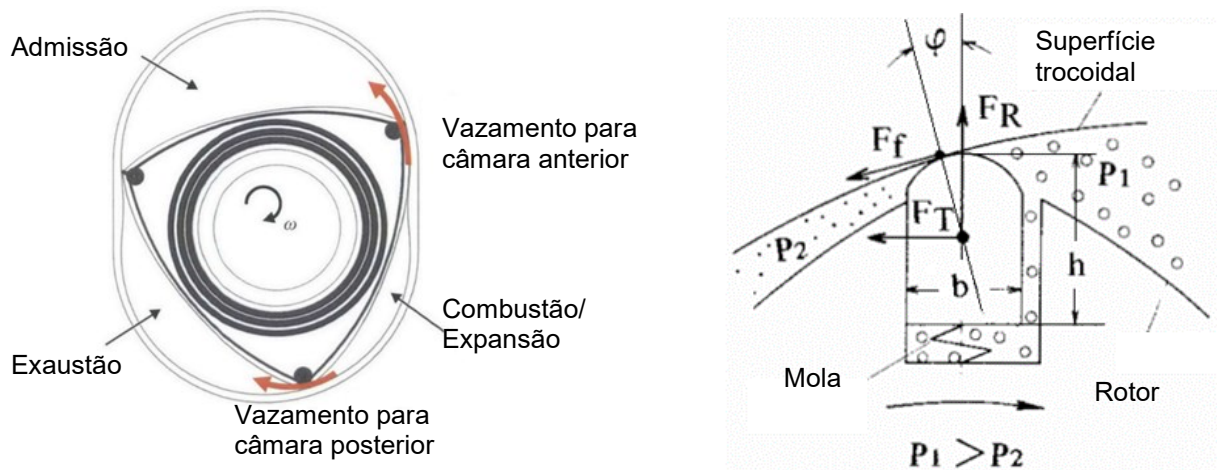


Figura 1.21 – Atuação do selo de ápice. Fonte: modificado de (PICARD, 2014; YAMAMOTO, 1971).

O contato secundário do selo de ápice não se dá totalmente em apenas uma face plana do selo pois este se inclina e toca os dois flancos, um na sua porção superior e o outro na porção inferior, similar à torção que ocorre nos anéis de pistão em motores reciprocantes. Com a alternância entre alta e baixa pressão no flanco do rotor, os contatos superior e inferior nos flancos do sulco de alojamento se invertem, o que possibilita a passagem de gás sob o selo de ápice durante a inversão quando não há contato nos flancos.

Para minimizar esse fenômeno, os modelos produzidos entre 1985 e 2002 apresentavam um selo de ápice dividido longitudinalmente, mostrado na Fig. 1.22. Entretanto, a partir do lançamento do RENESIS, em 2003, e até o último motor Wankel fabricado em 2011, essa divisão longitudinal foi abandonada (MAZDA, 2017).

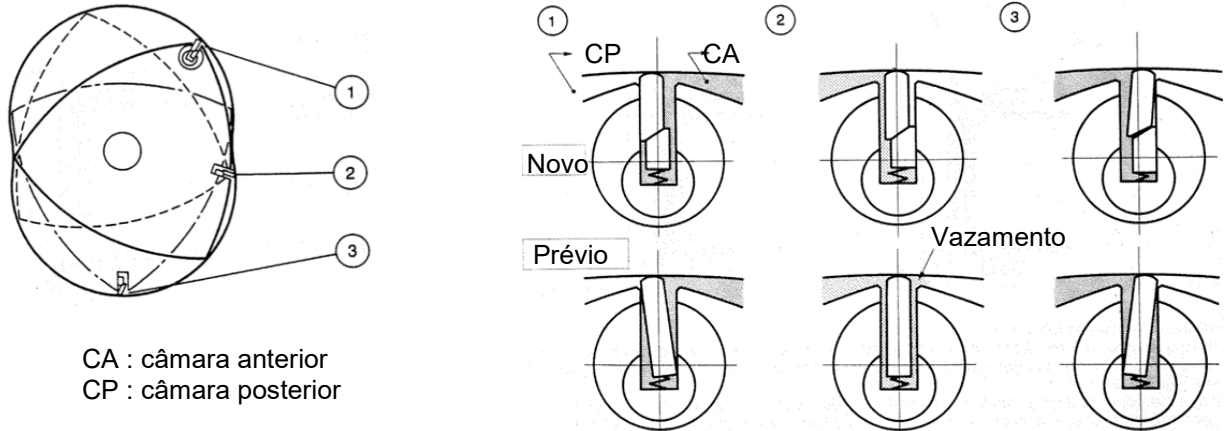


Figura 1.22– Ilustração do funcionamento do corte longitudinal no selo de ápice. Fonte: modificado de (MAZDA, 1986).

Uma outra fragmentação do selo de ápice, mostrada na Fig. 1.23, foi desenvolvida a partir de 1973 e utilizada em todos os modelos do motor rotativo (MAZDA, 2017). Nesta configuração, o selo é separado em duas peças apoiadas em um corte angulado, possibilitando um deslocamento lateral para reduzir as folgas das extremidades do selo e os invólucros laterais. Mesmo que o fechamento não seja completo, restando uma área de vazamento especificada a $0,04 \text{ mm}^2$ (PICARD, 2014), esse artifício mecânico melhora a estanqueidade, porém a geometria mais pontiaguda das duas peças reduz a resistência e vida útil do selo.

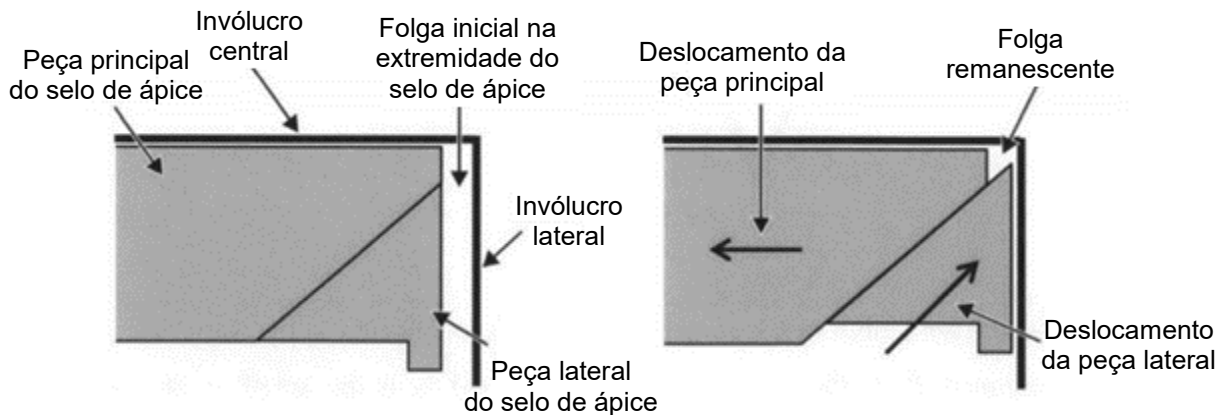


Figura 1.23 – Ilustração do funcionamento do corte angulado no selo de ápice. Fonte: modificado de (PICARD, 2014).

As extremidades do selo de ápice são alojadas em um selo cilíndrico (*selo corner*), também chamados nesse trabalho de selos de junção, montados na superfície plana do rotor. A função principal dos selos de junção é otimizar a junção descontínua do selo de ápice com o selo lateral. O selo lateral, alojado sob molas onduladas em sulcos nas superfícies laterais planas do rotor acompanha a curvatura dos flancos abaulados deste último. Idealmente, o selo lateral deve tocar nos dois selos de junção nos vértices de cada lateral do rotor, delimitando as fronteiras do volume de trabalho dos gases, porém, uma folga de 0,05 à 0,15 mm é deixada entre sua extremidade e o selo de junção para possibilitar expansão térmica (YAMAMOTO, 1981). A função do selo lateral é impedir que os gases da câmara de combustão atinjam as janelas de admissão e exaustão através da passagem entre as laterais planas do rotor e os invólucros laterais da câmara.

Por ser longo, a eficiência do selo lateral é muito sensível às distribuições de pressão dos gases, forças de inércia e atrito que distorcem sua seção, afetando o contato com os selos de junção (PICARD, 2014). Além disso, o selo lateral acompanha o movimento complexo do rotor e varre uma grande área dos invólucros laterais sujeitos à deformações, o que exige flexibilidade para que se ajuste às irregularidades (YAMAMOTO, 1971).

O selo lateral sofreu uma redução de espessura nos modelos de 1985, passando de 1 mm para 0,7 mm (MAZDA, 1986). A partir do RENESIS, de 2003, a seção retangular (Fig. 1.24(b)) foi substituída por uma seção meia cunha (Fig. 1.24(a)), que otimiza a remoção de carbono provindo dos gases de exaustão (MAZDA, 2017).

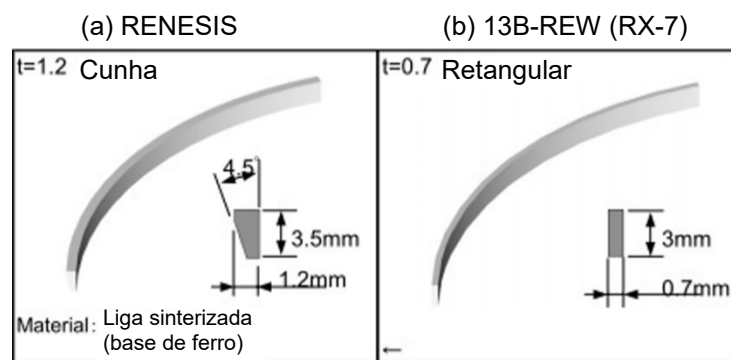


Figura 1.24 – Modificação da seção do selo lateral do b) modelo RX-7 para o a) modelo RENESIS. Fonte: modificado de (OHKUBO et al., 2004).

A junção do selo lateral com o selo de junção foi modificada ao longo de poucos anos até convergir para a geometria atual. O contato dos selos passou de contatos de flancos para contato de topo (Fig. 1.25).

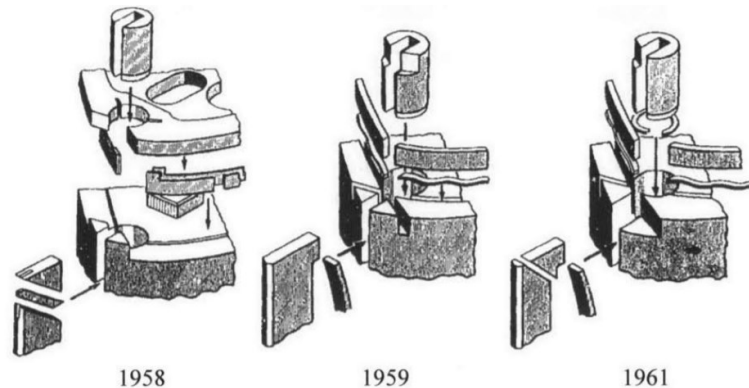


Figura 1.25 – Evolução da malha de vedação desenvolvida pela Curtiss-Wright. Fonte: (JONES, 1972).

Inicialmente a junção ocorria entre flancos das extremidades do selo lateral e rebaixas usinados nos dois lados do selo de junção, arranjo conhecido como “*dual-lap*” (1959). Posteriormente, manteve-se apenas um lado com contato de flanco, junção “*lap-butt*” (1961). Do lado de contato de topo, a força de atrito desloca o selo lateral no sentido contrário a rotação e favorece o contato da sua extremidade. Na outra extremidade, o apoio de flanco permite o deslocamento e variações dimensionais sem perder o contato. Por fim, uma junção com apenas contato de topo nos dois lados foi preferida por simplificar a fabricação. O contato de topo não necessita que o selo lateral seja precisamente alinhamento com rebaixas de apoio no selo de junção, mas seu comprimento deve ser precisamente ajustado para obter uma vedação semelhante (JONES, 1972).

Picard (2014) desenvolveu um modelo de simulação do fluxo de gases através dos selos do motor Wankel e avaliou os mecanismos de vazamento durante um ciclo completo. A junção dos selos de ápice e dos selos laterais no selo de junção é uma das principais causas de vazamento na câmara de combustão do motor Wankel. Nessa junção, foram simulados três grandes mecanismos de vazamento.

O primeiro mecanismo de vazamento ocorre na comunicação dos alojamentos do selo de ápice e do selo de junção, ilustrado na Fig. 1.26. Os gases que pressurizam a ranhura de alojamento do selo de ápice também pressurizam o alojamento do selo de junção. A pressão desses volumes é levemente inferior à pressão da câmara de combustão. Através da folga radial do selo de junção os gases vazam para as laterais planas do rotor e para as câmaras de trabalho com menor pressão. Essa folga não permanece uniforme ao longo da circunferência, pois depende do deslocamento do selo de junção. A partir de 1974 esse selo ganhou flexibilidade, permitindo montagem com ajustes apertados (MAZDA, 2017; YAMAMOTO, 1981; OHKUBO et al., 2004).

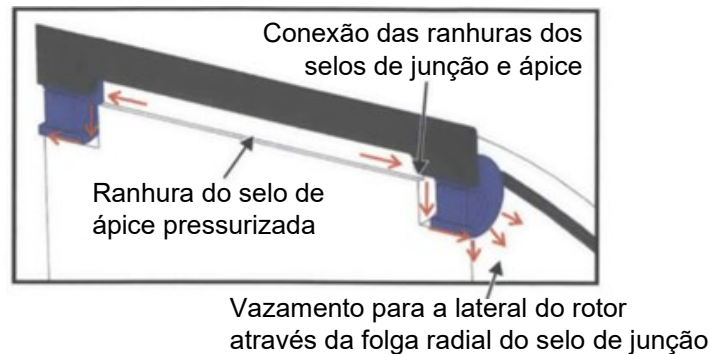


Figura 1.26 – Vazamento sob o selo de junção. Fonte: modificado de (PICARD, 2014).

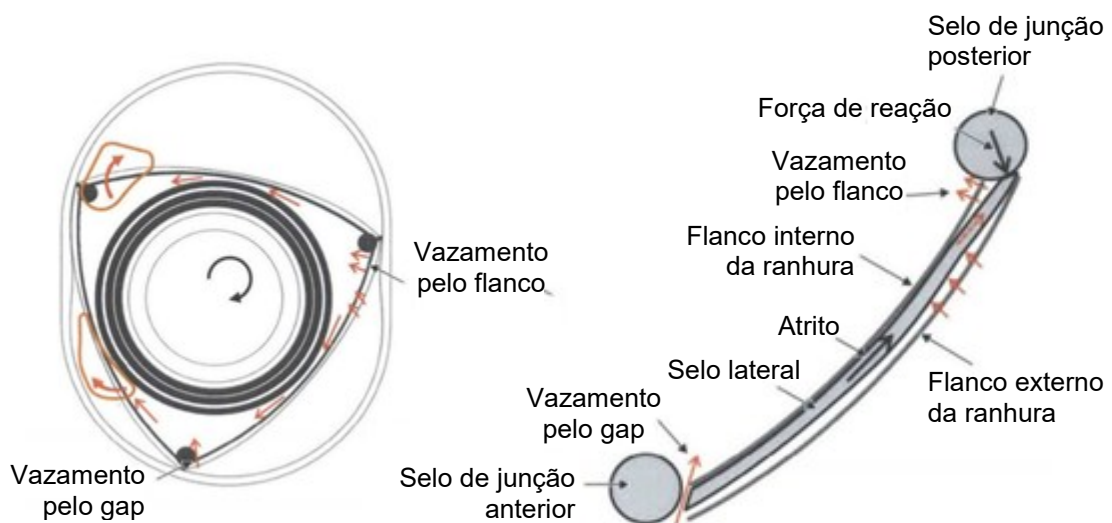


Figura 1.27 – Mecanismos de vazamento no selo lateral. Fonte: modificado de (PICARD, 2014).

Os outros dois mecanismos de vazamento estão associados à interação do selo lateral com o selo de junção e são ilustrados na Fig. 1.27. Durante a movimentação do rotor, a força de atrito faz com que uma extremidade do selo lateral se afaste do selo de junção anterior (mais avançado no sentido da rotação) gerando uma passagem direta para os gases e a outra extremidade toca o selo de junção posterior. A pressão faz com que a maior parte do selo lateral fique em contato com o flanco interno do seu alojamento, mas o contato com o selo de junção impede que uma porção toque o flanco, permitindo uma passagem de gás sob essa porção do selo lateral.

A Figura 1.28 resume a contribuição de cada mecanismo de vazamento simulado utilizando o modelo desenvolvido por Picard (2014). Os vazamentos nos selos laterais e de junção representam juntos aproximadamente 60% do vazamento total. Outro grande vazamento ocorre quando os selos passam pelas velas de ignição, representando quase 30% do vazamento total em baixas rotações. Em rotações mais altas, a face de contato principal dos selos, principalmente do selo lateral, não acompanha as deformações das superfícies, gerando um pequeno vazamento. Um aumento significativo nos vazamentos pelos flancos do selo de ápice é causado por uma modificação da dinâmica do selo gerada pelo atraso da queda de pressão nas ranhuras durante o fim da expansão.

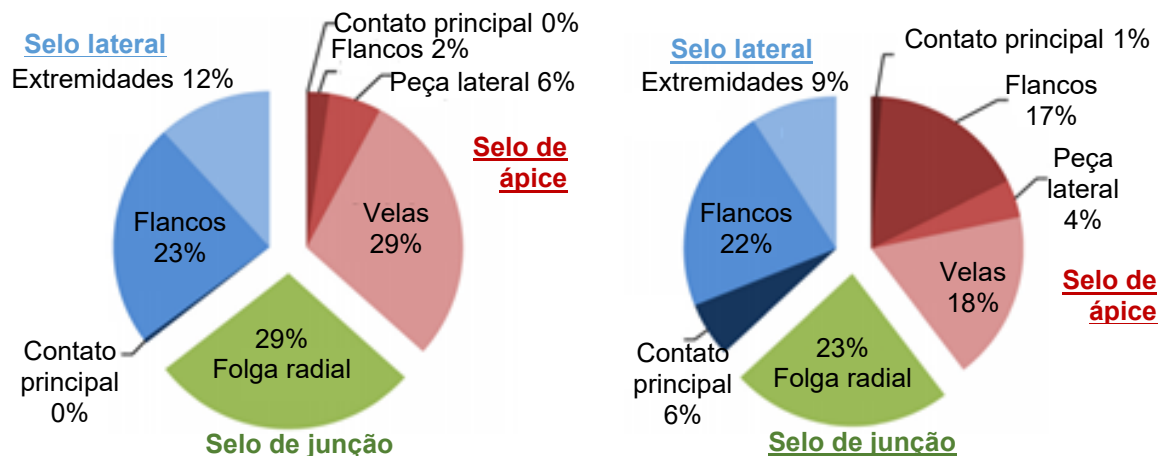


Figura 1.28 – Porcentagem de vazamentos a 2000 rpm (esquerda) e a 8000 rpm (direita). Fonte: modificado de (PICARD, 2014).

Os valores dos vazamentos, em mg/ciclo, simulados em baixa rotação (2000 rpm), nos selos de ápice, de junção e lateral são mostrados na Fig. 1.29. O vazamento no selo de junção é dividido em três direções diferentes, para a lateral do rotor (L), a câmara anterior (A) e a câmara posterior (P).

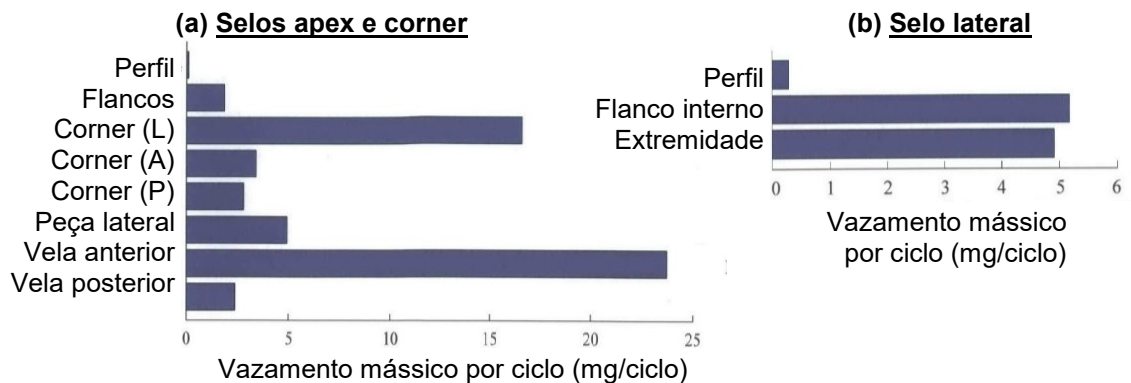


Figura 1.29 – Vazamentos mássicos nos selos a) de ápice e de junção e b) lateral a 2000 rpm. Fonte: modificado de (PICARD, 2014).

1.4.3 Vedação em outros motores TRP

Inúmeras patentes de motores TRP foram registradas ao longos dos anos (OEHLMANN, 1884; DEWANDRE, 1910; BECK, 1910; SANCHEZ e BARADAT, 1914; BULLINGTON, 1924; KAUERTZ, 1964; TSCHUDI, 1968; TAUROZZI, 1974; WITTRY, 1997; FREE, 2001; SAKITA, 2002; MORGADO, 2004; DEC, 2010; KOPELOWICZ, 2012) mas apenas algumas abordam, ainda que de forma simplória, a geometria dos selos de vedação de gás. Não foram encontrados, até o momento, artigos específicos sobre as vedações destes motores. A única fonte de informação sobre as vedações nos motores TRP são as patentes ou artigos teóricos onde os selos são descritos rapidamente. Poucos projetos se desenvolveram ao nível de protótipos e, mesmo entre esses, não há nenhum registro experimental de sua performance. A grande maioria dos protótipos possui apenas registros em vídeo de seu funcionamento sendo acoplado a uma fonte externa de potência (manual, pneumática ou elétrica), o que não valida a eficiência dos sistemas de vedação apresentados nas patentes.

Wittry (1997) é o primeiro a detalhar os componentes de vedações da câmara de seu motor TRP. Em sua patente, ele assume que os motores maiores precisam de selos para compensar as diferentes expansões térmicas dos rotores e invólucros. Ele propõe selos em forma de lâminas ao longo do pistão como mostrado na Fig. 1.30. Duas propostas de vedação entre rotores e invólucros laterais são apresentadas: uma com contato axial de segmentos de anéis (Fig. 1.30(a)) e outra com contato radial de anéis (Fig. 1.30(b)). Wittry afirma a necessidade de uma junção entre os selos dos rotores e dos pistões, mas não apresenta uma solução clara, apenas faz referência a “segmentos de ligação bem conhecidos para motores rotativos”.

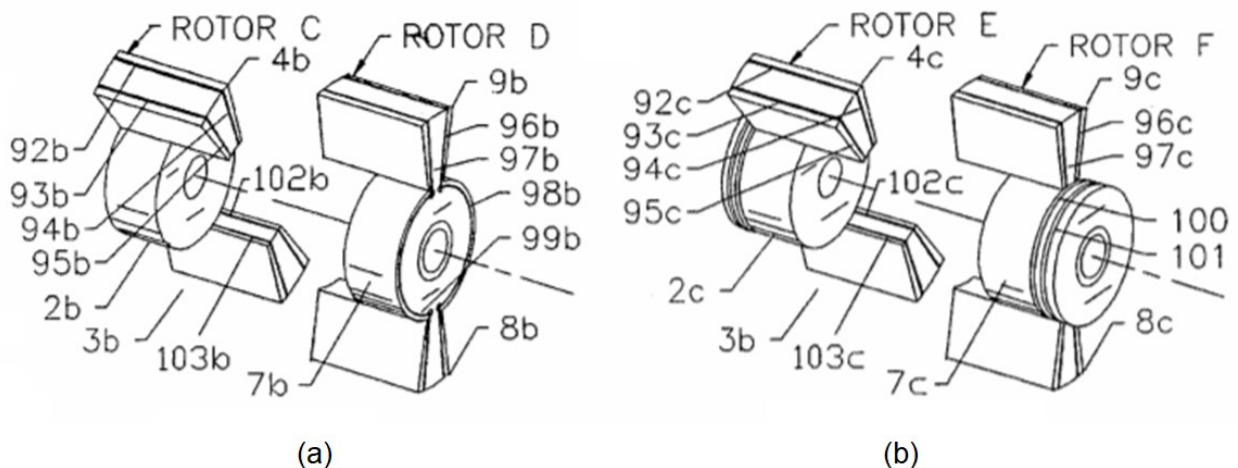


Figura 1.30 – Componentes de vedação do motor TRP de Wittry. Fonte: (WITTRY, 1997).

O inventor afirma que a vedação entre as faces planas dos rotores é obtida garantindo um bom ajuste entre os componentes. A folga seria mantida mínima com um rolamento axial em um dos rotores, que os impediria de se afastarem. O efeito da dilatação térmica é desprezado pois os rotores trabalham a mesma temperatura e são compostos do mesmo material. Mesmo considerados menos importantes nessa região, segmentos de anéis são propostos para melhorar a vedação na interface rotor-rotor, mas sem abordar a junção com os selos dos pistões.

A primeira abordagem à relevância da vedação entre rotores é feita na patente de Free (2001). A folga entre rotores é considerada variável de acordo com tolerâncias de fabricação e desgaste. O inventor destaca a necessidade de se conter dois vazamentos nessa região, um radial (A) e outro circunferencial (B) mostrados na Fig. 1.31(a). A

solução proposta é um conjunto de dois selos cônicos (Fig. 1.31(b)) montados em cavidades cônicas entre os rotores (Fig. 1.31(c)). Cada selo possui dentes que se encaixam nos dentes do selo oposto. O conjunto apresenta molas em seu interior que geram uma pressão axial para garantir contato com as superfícies cônicas dos dois rotores. As extremidades dos selos se estendem até as proximidades dos pistões, mas a patente não informa se há de fato contato na junção. A imagem do conjunto de selos parece sugerir que estes são flexíveis, mas não é afirmado que a montagem gera pressão radial por deformação elástica.

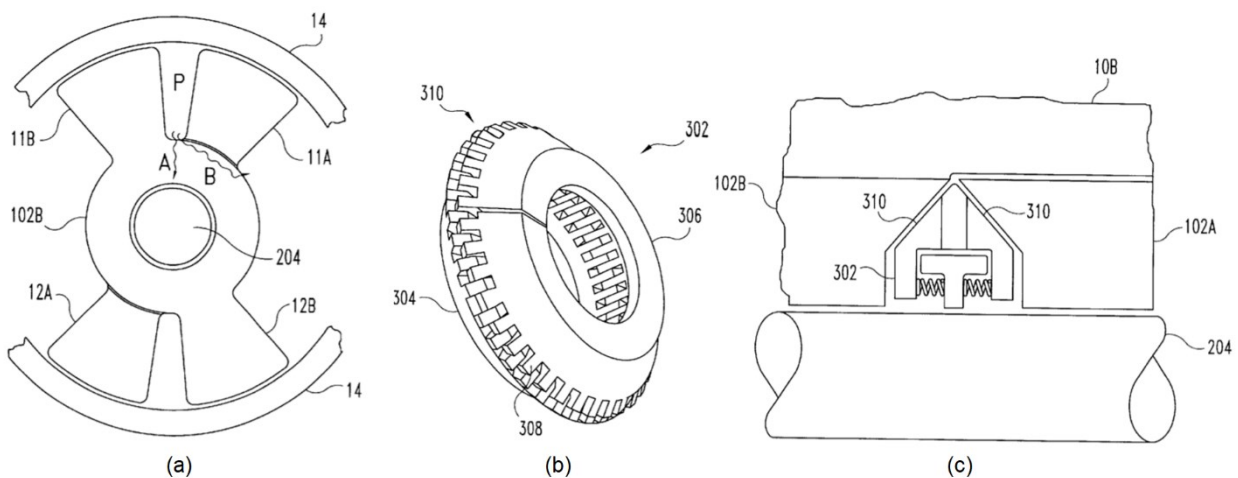


Figura 1.31 – a) Vazamentos entre rotores; b) conjunto de selos entre rotores e c) montagem do selo entre rotores. Fonte: (FREE, 2001).

Sakita (2006) propõe uma montagem diferente composta por rotores com pistões de seção cilíndrica, mas também apresenta anéis com contatos cônicos para seu motor TRP, mostrados na Fig. 1.32. Os selos são pressionados axial ou radialmente contra superfícies cônicas nos rotores e deslocam-se em duas direções ao mesmo tempo. O vértice da seção do anel se aproxima dos pistões, mas uma pequena folga é deixada.

Apesar dos detalhes apresentados pelos projetos citados anteriormente, nenhum deles foram construídos e divulgados. Um projeto que ficou conhecido por ter chegado ao nível de protótipo (Fig. 1.33(a)) foi o de Morgado (2004), nomeado *MYT Engine* e apresentado no evento Los Angeles Auto Show em 2006 (MORGADO, 2006). Porém,

não há dados experimentais confiáveis da performance do motor, apenas apresentações de seu funcionamento com acionamento externo manual ou pneumático.

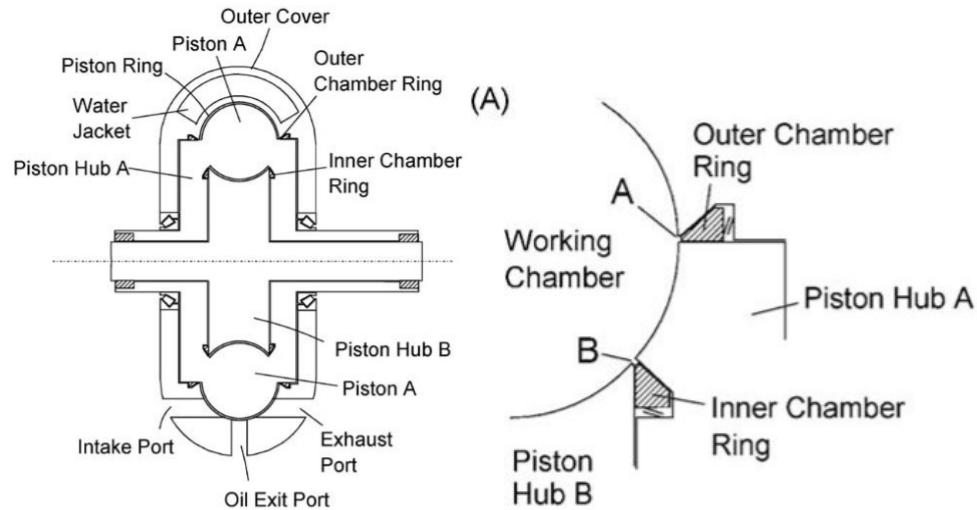


Figura 1.32 – Anéis de vedação cônicos entre rotores. Fonte: (SAKITA, 2006).

Por utilizar um pistão de seção circular a vedação dos pistões é realizada com anéis similares aos utilizados em motores reciprocantes. De acordo com sua patente, a vedação entre rotores e invólucros laterais é feita com anéis tocando radialmente alojamentos anelares coincidentes nos diferentes componentes (Fig. 1.33(b)). A patente não apresenta elemento de ligação entre os anéis dos rotores e os anéis dos pistões.

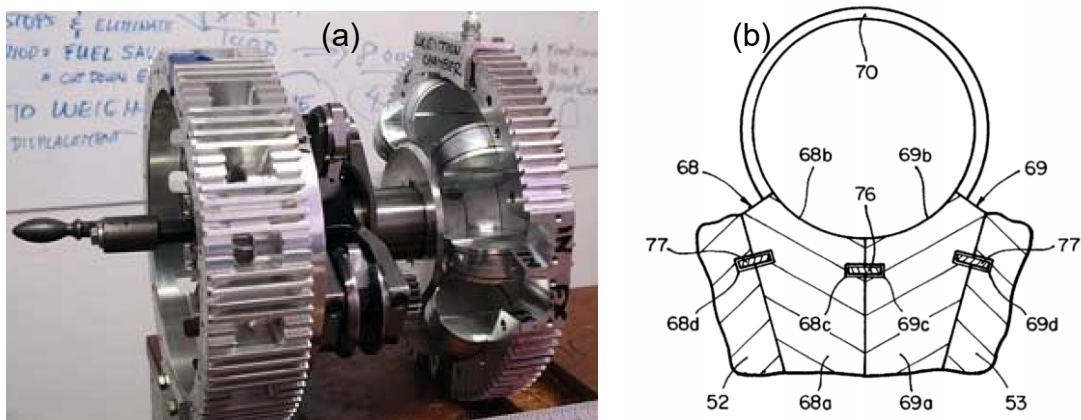


Figura 1.33 – a) Protótipo do motor MYT e b) detalhe dos selos dos rotores. Fonte: (DANSIE, 2013; MORGADO, 2004).

O único protótipo de motor TRP do qual tem-se registro em vídeo de supostamente ter gerado potência com combustão foi o *Vane Rotary Engine* (DEC, 2013), patenteado por Dec (2010). Esse protótipo possui pistões de seção quadrada com selos retangulares em cada uma das faces. A patente detalha duas soluções para as junções desses selos. A primeira constitui-se de duas linhas de selos montados em um único alojamento, ilustradas como S1 e S2 na Fig. 1.34(a). A linha S1 possui uma combinação de junções diferente da linha S2 de forma que as folgas nas extremidades dos selos de uma linha são sobrepostas pelos selos da outra linha. São propostas uma combinação com três selos e outra com quatro selos. O arranjo com três selos utiliza um dos selos em forma de “L” atuando no topo e na lateral do pistão. O arranjo das junções é ilustrado na Fig. 1.34(c) com selos N, M, L para primeira fileira, e selos U, R, P para segunda fileira. A combinação com quatro selos não apresenta o selo em forma de “L”, mas sim selos independentes para cada superfície, mostrados na Fig. 1.34(b). Reutilizando os selos N e U, o arranjo completo é N, T, R', P', para primeira fileira e U, M', L'K', para segunda fileira.

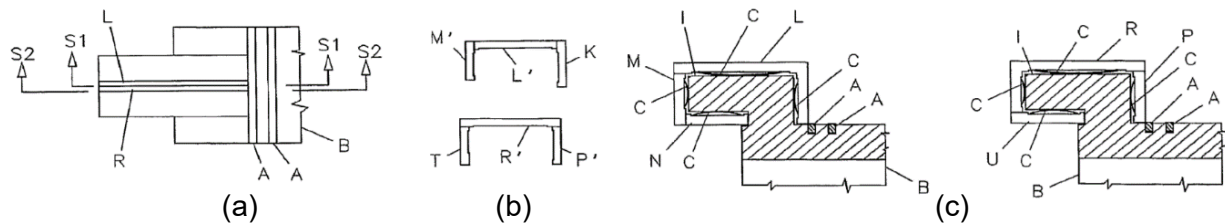


Figura 1.34 – a) Disposição do conjunto de fileiras duplas de selos para o pistão. b) Selos para arranjo com quatro selos e c) arranjo com três selos. Fonte: (DEC, 2010).

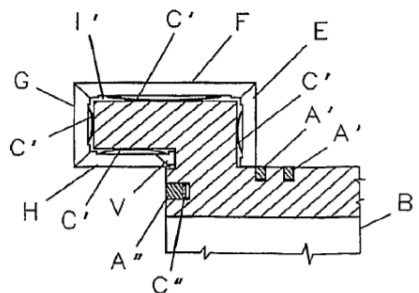


Figura 1.35 – Configuração de selos para pistão com junções anguladas. Fonte: DEC (2010).

A segunda solução é uma única linha de selos com junções em ângulo, como o selo de ápice bipartido do motor Wankel, cujo efeito seria eliminar folgas nas extremidades quando os selos ficam menores que seus respectivos alojamentos (Fig. 1.35).

As imagens dos componentes apresentados em vídeo, destacadas na Fig. 1.36, sugerem que a segunda configuração de selos foi utilizada no protótipo funcional. É possível perceber que alguns dos selos do pistão apresentam cortes angulados.

A vedação entre rotores e invólucros laterais é realizada com dois anéis montados em uma prolongação do rotor, o contato do selo se dá radialmente. Já na região entre rotores, um anel é montado em um dos rotores e pressionado axialmente por uma mola ondulada contra o rotor oposto.

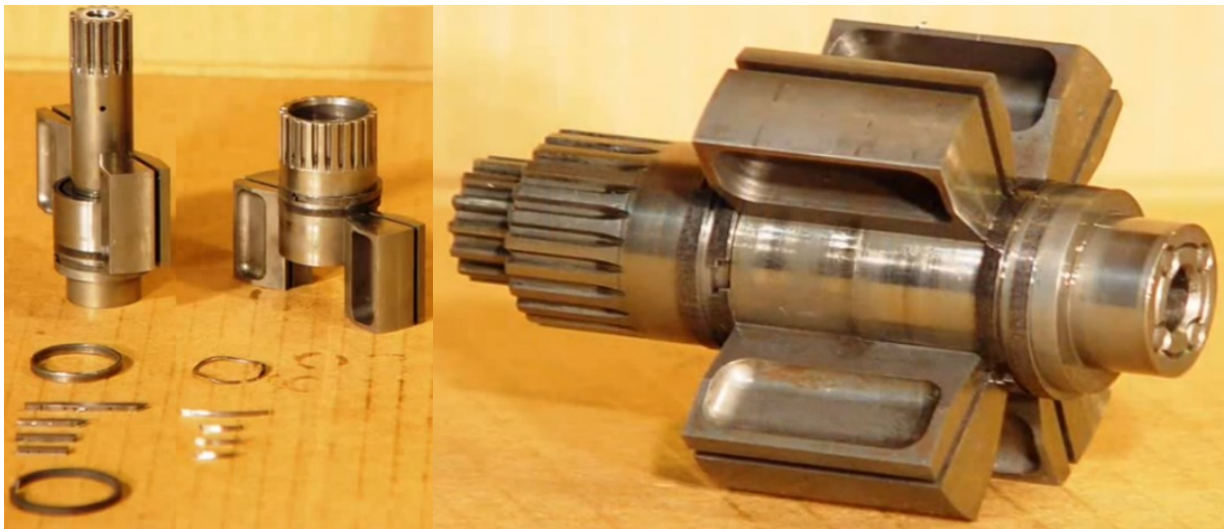


Figura 1.36 – Imagens dos pistões, rotores e selos do protótipo do Vane Rotary Engine. Fonte: (DEC, 2013).

A patente e o protótipo não apresentam componentes de ligação entre o anel da região rotor-rotor e os selos dos pistões. Além disso, não é informado como é mantido o contato destes com o primeiro anel de vedação do invólucro lateral.

A maioria das informações encontradas sobre selos dos motores TRP não abordam folgas e deslocamento. Várias geometrias são propostas, mas nenhum resultado experimental é apresentado, nem mesmo um estudo teórico do possível comportamento do selo frente a pressão dos gases. Por essa razão, estudos específicos

e testes experimentais foram realizados nesse trabalho, com o intuito de suprir a falta de informação na literatura atual. Para tal, também foi feita uma revisão sobre métodos de teste de vedações em motores.

1.4.4 Testes de vedação

Tanto os motores convencionais à pistão, quanto o rotativo Wankel, são comumente submetidos a dois tipos de testes para verificar as condições de vedação dos seus componentes: o teste de compressão e o de teste de vazamento (*leakdown*). Ambos os testes tem como parâmetro de controle a pressão de ar no interior da câmara de combustão, mas distinguem-se pela forma de gerá-la.

O primeiro método, chamado de teste de compressão, consiste em medir a capacidade do motor de comprimir o ar. Um manômetro é posicionado no lugar da vela de ignição. No caso do motor alternativo cada cilindro é testado individualmente, e então o motor é acionado externamente. As pressões máximas desenvolvidas em alguns ciclos são lidas e comparadas às recomendações do fabricante.

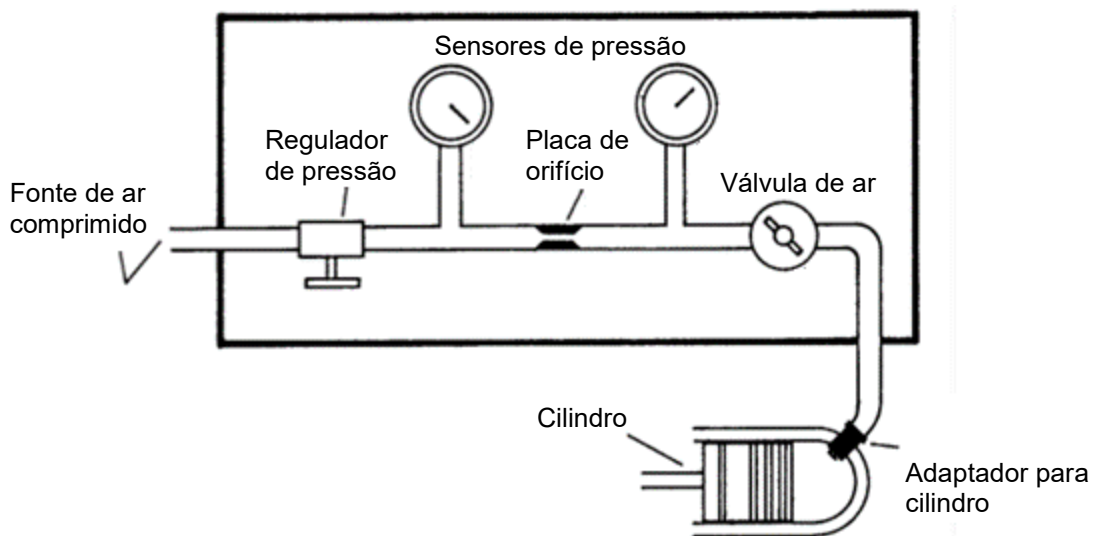


Figura 1.37 – Esquema do instrumento utilizado no teste de *leakdown*. Fonte: modificado de (FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, 2001).

O segundo método, *Leakdown Test* ou *Differential Pressure Compression Test*, é um teste estático de retenção de pressão. Ao invés de medir-se a capacidade de compressão do motor, injeta-se ar comprimido, normalmente à 100 psi no volume morto

superior, através de um instrumento chamado “*leakdown meter*” conectado no orifício da vela de ignição (Fig. 1.37). O instrumento é constituído basicamente de uma placa de orifício com dois manômetros. O primeiro, antes da placa, indica a pressão do ar injetado e o segundo, depois da placa, indica a pressão dentro do cilindro (FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, 2001).

A diferença entre as pressões, normalmente indicada em porcentagem no segundo manômetro, sugere as condições de vedação. A utilização de uma alimentação a 100 psi facilita a conversão em porcentagem da leitura no segundo manômetro. Nenhum motor tem vedação perfeita. Perdas de até 10% indicam que o motor está em boas condições. As fontes de vazamento podem ser identificadas fazendo algumas observações:

- barulho na admissão, carburador ou corpo do acelerador indica um vazamento na válvula de admissão;
- barulho no tubo de escape, turbocompressor ou coletor de escape significa um vazamento na válvula de escape;
- barulho na válvula PCV, no orifício da tampa do bocal de enchimento de óleo ou no tubo da vareta medidora significa que o ar está passando pelos anéis;
- bolhas de ar no líquido de arrefecimento do motor, vistas na tampa de enchimento do radiador, podem significar que o ar vazou para o líquido de arrefecimento, passando pela junta do cabeçote;
- bolhas no líquido refrigerante ou refrigerante vazando na entrada do radiador também podem indicar rachaduras na cabeça do cilindro ou nas paredes do cilindro (BUMBECK, 2018).

CAPÍTULO II

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO DOS SELOS

Com base nas informações apresentadas anteriormente, foi feito um estudo teórico qualitativo da eficiência de novas configurações de selos para os pistões e rotores. Diferentes geometrias foram propostas e analisadas frente a atuação da pressão dos gases sobre os selos. O objetivo nessa etapa foi conseguir uma malha de vedação com o mínimo de descontinuidades possível sob as condições de trabalho previstas. Folgas, atrito e aceleração dos selos também foram considerados durante a análise de eficiência das geometrias propostas. Duas versões para os selos dos rotores foram selecionadas e a sua comparação será mostrada nos próximos capítulos.

2.1 Selos do pistão

Como apresentado na seção 1.2, os pistões do protótipo atual (SILVA, 2018) possuem segmentos em forma de “L” para vedar simultaneamente as linhas 1 e 2 ou as linhas 2 e 3. Por ser um corpo único atuando em duas superfícies diferentes, o selo não se ajusta bem às deformidades de cada peça. Fatores como desvios de perpendicularidade do conjunto, condições de desgaste e deformação térmica desiguais poderiam facilmente comprometer a estanqueidade do motor.

Detectado esse problema, o novo projeto tem um selo retangular independente para cada uma das linhas 1,2 e 3, nomeados respectivamente de selos 1, 2 e 3. Com um

perfil levemente abaulado, cada um dos selos, montado sobre uma mola de lâmina, pode se ajustar melhor as condições da sua respectiva superfície de contato. Dessa forma, os selos passam a ter junções nos vértices do pistão.

Existem várias maneiras possíveis de realizar essa junção, algumas já apresentadas na seção 1.2.5. A mais simples seria uma junção de topo, onde a face lateral de um selo encontra a face inferior de outro (Fig. 2.1(a)). A desvantagem dessa configuração é que não há compensação das folgas nas junções.

Outra forma intuitiva de se imaginar essa junção são cortes a 45° , como um dos arranjos de selos do *Vane Rotary Engine*, ilustrada na Fig. 2.1(b). Em uma análise preliminar essa geometria parece ter um efeito semelhante ao selo de ápice bipartido do motor Wankel. Porém, sem a peça lateral em cada um dos selos, a junção tende a abrir cada vez mais conforme os selos se desgastam. Na verdade, além de não apresentar nenhuma compensação de folga nas junções, essa configuração reduz a resistência dos selos por torná-los pontiagudos em todas as suas extremidades.

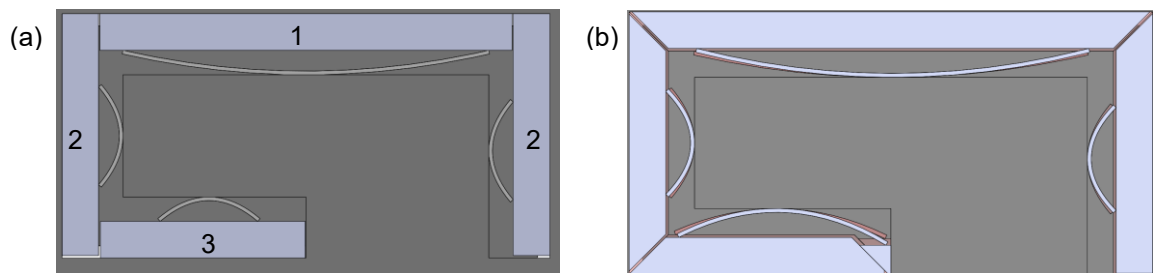


Figura 2.1 – a) Junção de topo e b) junção com corte angulado.

Uma configuração mais simples seria a sobreposição dos selos utilizada por Silva (2018), mas com corte em degrau nas novas extremidades. Apesar de não ser indicada como melhor opção para vedação em anéis de pistões convencionais, a junta sobreposta pode apresentar efeito positivo no caso dos pistões de seção quadrada uma vez que possuem fendas em todos os vértices. Testes realizados com pistão de seção quadrada utilizavam essa mesma configuração e provaram ser capazes de gerar compressão (NMAZIAN et al., 1980). A Figura 2.2 ilustra a diferença entre a junção de topo e a junção de degrau sobreposto.

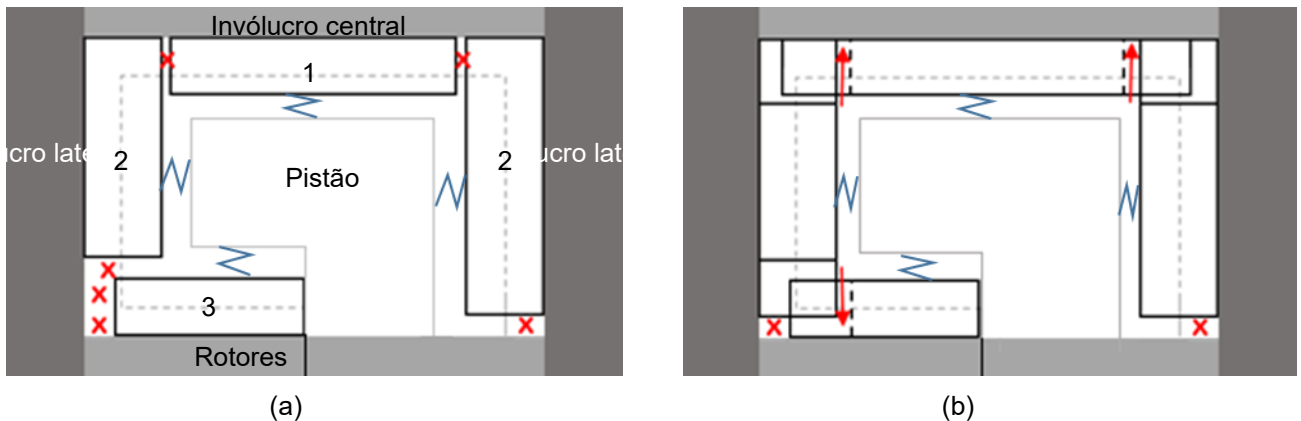


Figura 2.2 – Vazamento direto (x) e pelos flancos (setas) nas junções a) de topo e b) degrau sobreposto.

Parte da área de vazamento direto, perpendicular à face do pistão, é fechada pelos flancos sobrepostos, restando uma pequena área aberta nas extremidades dos selos 2. Essa área restante é distribuída entre as extremidades superior e inferior de acordo com o deslocamento radial do selo. As folgas horizontais entre os selos continuam existindo, agora abaixo da superposição, distribuídas nas extremidades dos selos 1 e 3 de acordo com seus deslocamentos axiais. Através dessas novas folgas, o fluxo de gás é desviado a 90° e passa por uma obstrução maior na direção da altura do selo em relação à direção de sua espessura. Como resultado, pode-se obter uma maior perda de carga.

Por ser mais simples de fabricar, a junção com sobreposição foi escolhida e será testada diretamente no protótipo. Futuramente, outras geometrias mais complexas (cortes em degrau angulado ou côncavo-convexo, selos bipartidos, etc.) poderão ser testadas também, uma vez que a ranhura de alojamento é a mesma.

As dimensões dos selos impactam diretamente a sua dinâmica pois modificam sua rigidez, inércia e área de atuação dos gases. Sabe-se que os selos do motor rotativo da Mazda, tornaram-se cada vez menos espessos, com aumento na eficiência de vedação e redução de atrito. Entretanto, a redução das dimensões só é possível quando a resistência estrutural e qualidade de fabricação são garantidas. Sem a resistência adequada os selos podem se fragmentar e danificar seriamente a câmara de combustão. Nesta fase inicial de testes, a resistência e facilidade de fabricação são priorizadas. Portanto, os selos serão relativamente mais espessos, com espessura de 3 mm e altura de 4 mm (Fig. 2.3).

Como o movimento dos pistões em relação à câmara é circular, o ângulo de ataque dos selos é praticamente perpendicular e constante, variando apenas com sua inclinação dentro da ranhura devido ao momento de atrito. Considerando a folga de 0,1 mm na ranhura e entre o pistão e o invólucro da câmara, a inclinação máxima do selo é de aproximadamente $1,5^\circ$. Nessas condições, um raio de arredondamento de 10 mm no topo do selo é suficiente para evitar o contato das suas arestas com a superfície da câmara, como mostrado na Fig. 2.3, evitando desgaste. Com esse perfil, a área de atuação da pressão no topo do selo é pequena e, conseqüentemente, a força radial contrária ao contato do selo com a parede da câmara também é reduzida.

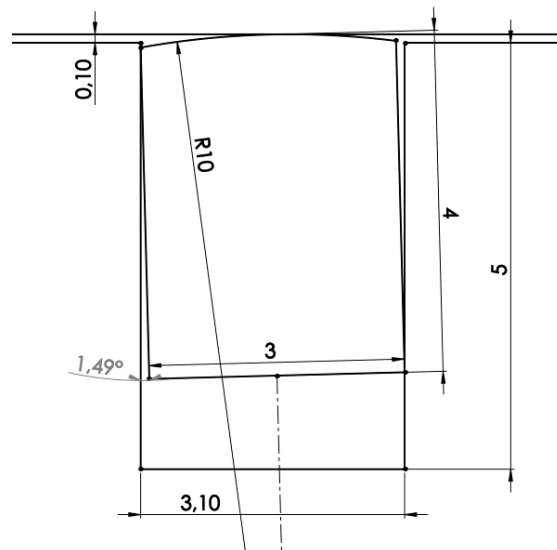


Figura 2.3 – Inclinação da seção do selo do pistão.

De acordo com o projeto dos novos pistões, é possível usar uma ranhura de 5 mm de profundidade. Com um selo de 4 mm de altura, resta para as molas uma altura de trabalho de aproximadamente 1 mm. Nessa condição, a mola deve ser capaz de trabalhar em regime elástico e gerar uma força suficiente para suportar a pressão dos gases e evitar a separação entre o selo e a parede da câmara.

Em alguns estudos do motor Wankel (KNOLL et al., 1984; HANDSCHUH e OWEN, 2010), são apresentados valores de 20 N e 44 N para a força da mola do selo de ápice e 20 N para a mola do selo lateral. Na fase atual do projeto do TRP-VCR, um valor de 40 N é utilizado como referência, mas novos estudos devem ser feitos para determinar a

força adequada de acordo com a aceleração, atrito e pressão dos gases atuantes em cada selo do pistão. Essa dinâmica dos selos é difícil de ser prevista sem uma avaliação precisa das variáveis. No entanto, uma modelagem aproximada pode ser proposta.

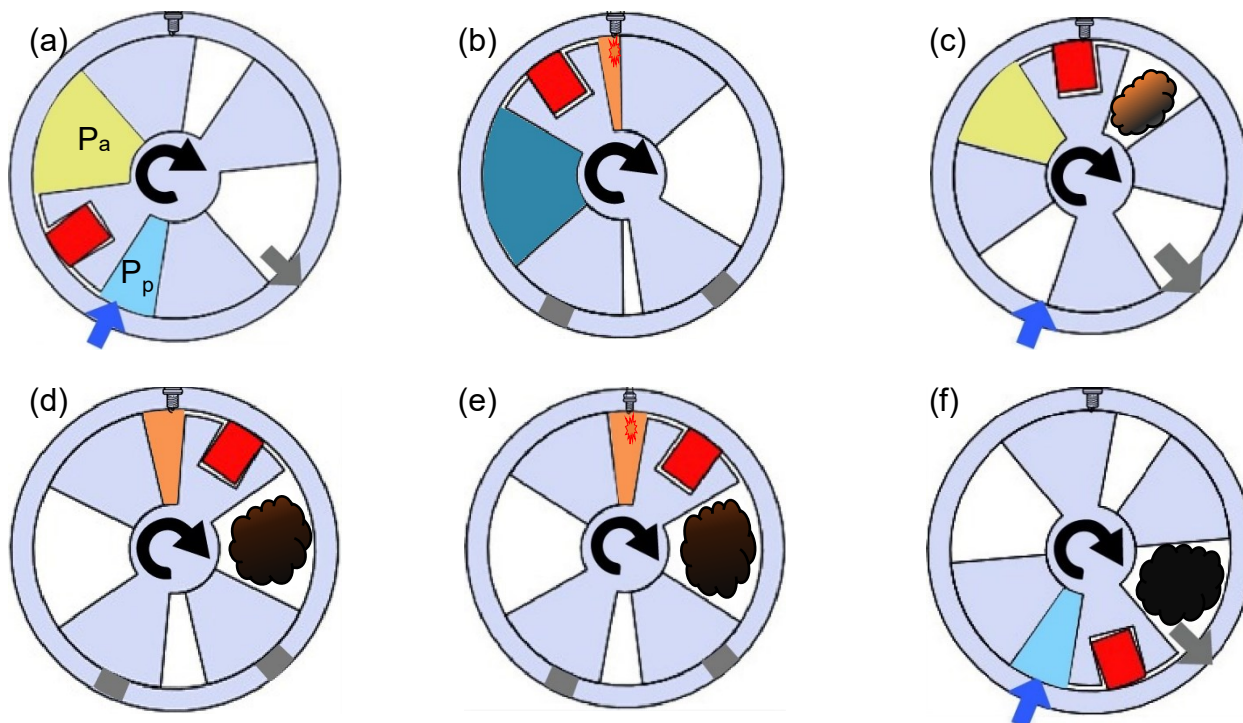


Figura 2.4 – Deslocamento típico do selo de topo do pistão ao longo do ciclo termodinâmico de um motor TRP em função da pressão da câmara anterior (P_a) e pressão da câmara posterior (P_p).

A Figura 2.4 ilustra o comportamento esperado do selo 1 no pistão. (a) Durante a compressão da câmara anterior (avançada no sentido de rotação do rotor), a sua pressão, P_a , é superior à pressão na câmara posterior (atrasada no sentido de rotação do rotor), P_p , onde está ocorrendo a admissão. Inicialmente, o momento gerado pela força de atrito é maior que o momento gerado por P_p atuando no flanco anterior do selo. Nesse caso, o selo toca os flancos da ranhura e o invólucro, isolando as câmaras e a ranhura. P_a atua em uma pequena porção do topo e do flanco anterior do selo, gerando momento e força radial contra a mola. (b) Quando o momento de P_a vence o momento de atrito, certamente durante a combustão, a seção do selo gira e permite a entrada dos gases na ranhura. A pressão da ranhura aumenta, gerando uma força radial a favor da força da mola. Rapidamente todo o flanco posterior do selo está em contato o flanco da ranhura. (c) Em

seguida, P_a diminui devido à expansão da câmara anterior e P_p aumenta devido à compressão da câmara posterior e então o processo se inverte. A pressão P_p tende a girar o selo de volta contra o flanco anterior, podendo apresentar componente radial contrária à força da mola e à pressão da ranhura. (d) Provavelmente ao final da expansão da câmara anterior, a pressão P_p se torna maior que P_a e separa o flanco posterior do selo. (e) Com o aumento da pressão P_p durante a sua combustão, todo o flanco posterior da ranhura é aberto, permitindo a entrada dos gases e a pressurização do volume sob o selo. P_p segue maior que P_a durante a expansão e exaustão da câmara posterior. (f) Ao final da expansão da câmara posterior, o momento da força de atrito pode superar o momento de P_p e inclinar novamente o selo. (a) Por fim, P_a volta a aumentar quando a câmara anterior começa a comprimir novamente, a câmara posterior já finalizou sua exaustão e começa sua admissão.

A aceleração centrífuga do selo 1 favorece seu contato com o invólucro central. Já no selo 2, a aceleração radial não afeta o contato com os invólucros laterais. No caso dos selos 3, a aceleração gera uma força contrária ao contato com o rotor. Com uma geometria de 35 mm x 4 mm x 3 mm e fabricado em aço ferramenta de densidade 7,85 dm^3 , o selo 3 terá aproximadamente uma massa de 3 g. Em baixas rotações (1000 rpm) e no raio de 50 mm, a força centrífuga gerada é de 1,6 N, que é desprezível para uma mola pré-carregada a 40 N. O estudo cinemático dos pistões deve ser feito a fim de combinar as acelerações dos componentes às pressões em cada momento do ciclo.

A geometria dos pistões do TRP-VCR possibilita a instalação de várias linhas de selo. No novo protótipo a ser fabricado serão utilizadas duas linhas de selos no pistão para aumentar a vedação das câmaras. Descrever a dinâmica desse sistema é mais complexo, pois, entre as câmaras anterior e posterior, há uma nova câmara cuja pressão depende dos vazamentos de gás através das duas linhas de vedação. Além disso, os contatos nas junções adicionam outras forças externas. Outro fator determinante no equilíbrio de forças são as pressões das ranhuras. A pressurização desses volumes depende diretamente da variação das folgas durante o deslocamento dos selos. O balanço das distribuições de pressão, força da mola, forças de inércia e atrito dita a movimentação dos selos, influenciando nos vazamentos de gás e desgaste dos

componentes. Para compreender melhor o comportamento do sistema, trabalhos futuros devem focar na modelagem computacional da dinâmica dos selos.

2.2 Selos do rotor

Como mostrado na seção 1.2, os rotores apresentam duas linhas a serem vedadas: uma na interface rotor/invólucro (linha 5) e outra na interface rotor/rotor (linha 4). Parece evidente e simples a utilização de anéis nessas linhas, mas a disposição circular dos volumes de trabalho na câmara do TRP e a atuação radial da pressão geram um vazamento circunferencial além do vazamento radial. Para melhor visualização, os dois vazamentos são ilustrados na Fig. 2.5. O vazamento radial pode ser controlado mais facilmente, já o vazamento circunferencial é mais complexo e depende do contato entre diferentes componentes da malha de vedação.

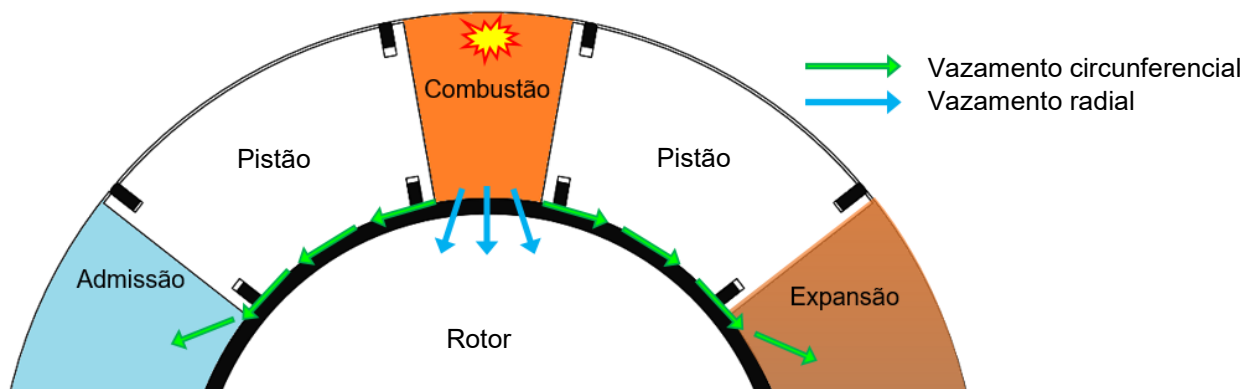


Figura 2.5 – Vazamentos radial e circunferencial no rotor de um motor TRP.

Em motores a pistão recíprocos, os anéis não trabalham de forma similar à dos anéis para rotores de motores TRP, pois é neste último preciso isolar diferentes seções de sua circunferência. Já no motor Wankel, os selos laterais e os selos de junção (*corner seals*) desempenham um papel similar ao dos anéis nas linhas de vedação 4 e 5 do TRP. No caso do Wankel, usa-se selos descontínuos pois a geometria do rotor dificulta a instalação de um selo único. Como mostrado anteriormente, a descontinuidade dos selos laterais permite que a pressão dos gases garanta o contato do selo com o flanco interno da ranhura. Assim, o vazamento radial direto é bloqueado, mas um vazamento análogo ao circunferencial acontece livremente sob o selo lateral e só é bloqueado no selo de

junção. Isso mostra que utilizar um único anel exige atenção especial para o contato do anel com os flancos do alojamento uma vez que não há descontinuidade para impedir o vazamento circumferencial.

Tomando como referência o motor Wankel, foi decidido por se utilizar selos pressionados axialmente contra superfícies planas dos rotores por molas circulares onduladas. Um anel livre no alojamento, isto é, sem contato nos flancos, permite que os gases entrem na ranhura através dos flancos externos e pressurize o volume abaixo do anel. Uma vez sob o anel, o gás pode atingir o centro dos rotores passando pelo flanco interno (vazamento radial) ou atingir volumes de baixa pressão passando pelo flanco externo nas regiões de admissão e exaustão (vazamento circumferencial).

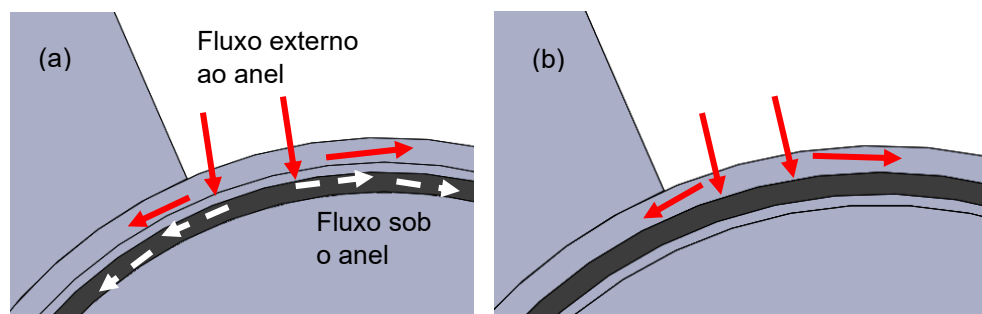


Figura 2.6 – Vazamentos no anel com contato no a) flanco interno e b) flanco externo.

Um contato do anel com o flanco interno impede o vazamento radial, mas ainda permite o vazamento circumferencial já que toda ranhura será pressurizada (Fig. 2.6(a)). A única maneira de eliminar os dois vazamentos é impedir a entrada do gás pelo flanco externo do anel (Fig. 2.6(b)). Para garantir o contato do anel com o flanco externo da ranhura, contendo a entrada dos gases, é necessária uma força de contato superior à força radial gerada pela pressão dos gases.

Na etapa inicial do projeto, foi considerado que a pressão radial dos gases deslocaria inevitavelmente o anel e manteria apenas um contato com o flanco interno do seu alojamento. Porém, ao considerar uma folga axial de 0,1 mm entre os rotores e invólucros, notou-se que a área de influência da pressão, e consequentemente a força, é pequena. Considerando uma pressão de pico de 30 bar, igual do RENESIS (PICARD, 2014), a força radial externa ao anel seria de apenas 3 N por mm de circunferência.

Tal força pode ser vencida pela deformação elástica do anel, como nos anéis de pistão, ou através do uso de molas radiais. Molas *C-ring* metálicas, ilustradas na Fig. 2.7, são uma boa opção por seu volume reduzido e grande força de compressão. Segundo o fabricante Technetics, uma mola *C-ring* em aço X750 espessa (parede de 0,635 mm) apresenta uma força de instalação de 104,8 N por mm circunferencial à temperatura ambiente.



Figura 2.7 – Molas C-ring. Fonte: Catálogo C-FLEX™ Metal C-Rings (Technetics).

Os anéis para as linhas 5 (interfaces rotor/invólucro), daqui em diante denominados anéis 5, são montados em ranhuras de seção quadrada, usinada nos invólucros laterais da câmara. Uma mola circular ondulada pressiona cada anel contra os rotores. O diâmetro externo da ranhura de alojamento é igual ao do rotor, 100 mm. O rotor deve apresentar distorções menores que os invólucros, o que favorece o contato do anel. Além disso essa montagem permite uma junção direta com os selos do pistão, explicada em detalhe na próxima seção.

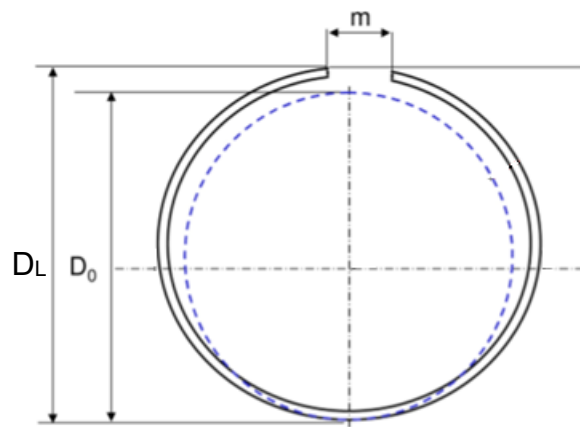


Figura 2.8 – Anel com fenda. D_0 = diâmetro da ranhura; D_L = diâmetro do anel livre; m = abertura da fenda. Fonte: modificado de (TOMANIK e BRUNO, 2012).

O anel possui uma fenda e um diâmetro maior que o de seu alojamento (Fig. 2.8), assim será possível montá-lo sob deformação elástica e obter a pressão radial expansiva. A fenda do anel será angularmente posicionada na seção de baixa pressão da câmara. Um pino de travamento será utilizado para impedir o deslocamento do anel.

O anel para a linha 4 (interface rotor/rotor), daqui em diante denominado anel 4, é montado em uma ranhura usinada na face do rotor externo. Esta ranhura tem diâmetro externo de 95 mm, ou seja, menor que os 100 mm de diâmetro externo dos rotores. Assim, uma parede de 2,5 mm é deixada até a borda do rotor. O anel é fixo em relação a um dos rotores. Como resultado, a fenda passará por todas as seções da câmara. A fenda será posicionada angularmente no plano médio dos pistões do rotor externo (Fig. 2.9), uma maneira de evitar a passagem de gases nessa região será discutida nas próximas seções.

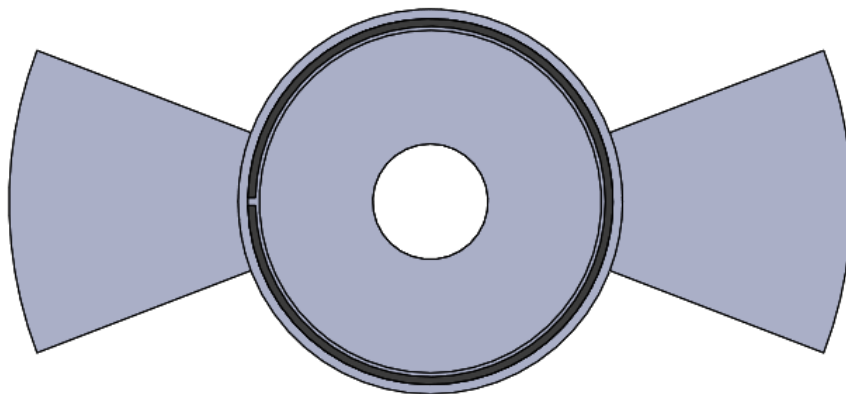


Figura 2.9 – Posição da fenda do anel 4 montado no rotor externo do TRP-VCR.

Como os anéis mantêm contato com o flanco externo das ranhuras, não há rotação da seção transversal do selo. Assim, é esperado um contato praticamente plano entre o topo dos anéis e a superfície do rotor ou invólucros. Porém, apesar da estabilidade do selo, pode haver uma pequena folga radial nos rotores e desalinhamento angular entre seus eixos. Esse movimento e o impacto no desgaste dos anéis deve ser avaliado futuramente. A deflexão da mola axial e abaulamentos na seção do anel serão importantes para permitir o movimento do rotor com mínimo desgaste e mínimo vazamento circunferencial.

As molas para os anéis precisam de força suficiente para garantir o contato com as superfícies do rotor e dos invólucros. As molas utilizadas nos selos laterais e selos de óleo do motor Wankel desempenham um papel similar às molas dos anéis dos rotores no motor TRP-VCR. Foram encontrados na literatura valores de 20 N para cada selo lateral (KNOLL et al., 1984) e 150 N para o selo de óleo (PICARD, 2014). Foram encontradas molas circulares onduladas comerciais do fabricante Smalley, porém com cargas muito elevadas, 250 N. Então decidiu-se por produzir molas dentro dos laboratórios da Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU com menor espessura e com menor parede radial para obter uma carga menor.

Além da vedação com anéis e molas, foi proposta uma segunda configuração de vedação com buchas de bronze montadas em rebaiços usinados nos invólucros laterais e no rotor externo. Os rotores são prolongados para se encaixarem nas buchas dos invólucros, nomeadas bucha 5, cujo diâmetro interno é 100 mm e externo 105 mm. A bucha montada no rotor externo, nomeada bucha 4, possui um diâmetro interno de 90 mm e externo de 95 mm. Assim, similar a ranhura do anel 4, uma parede de 2,5 mm é deixada no rotor externo. O encaixe entre a bucha 4 e o rotor interno é feito com um escalonamento do diâmetro desse último. Um bom ajuste das folgas radiais entre os rotores e as buchas terá o papel de vedar o vazamento radial dos gases. A montagem das duas configurações é ilustrada na Fig. 2.10.

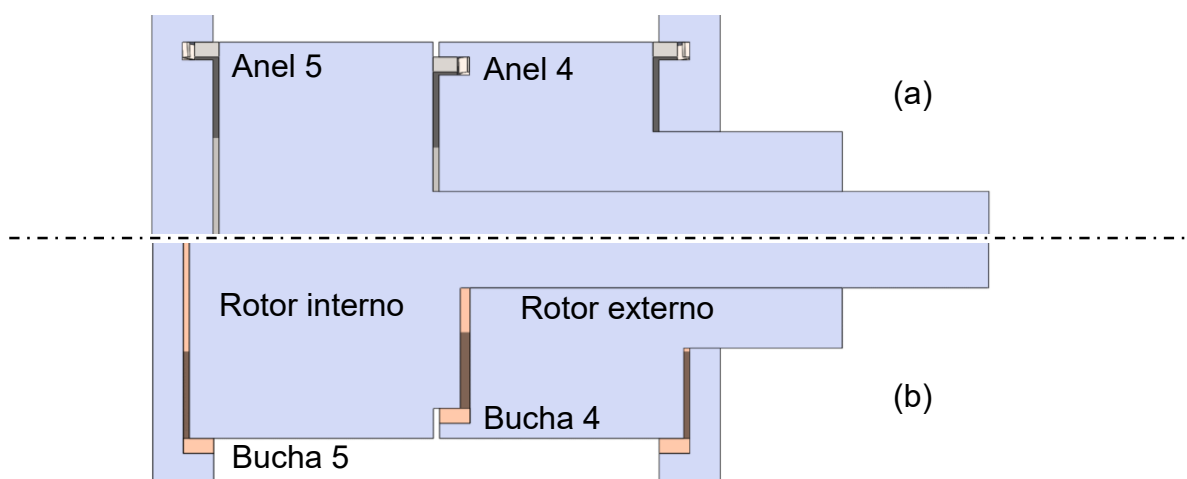


Figura 2.10 – Vedações dos rotores: a) configuração com anéis e b) configuração com buchas.

2.3 Junção dos selos do pistão com os selos do rotor

As observações nas seções anteriores abordam os vazamentos que ocorreriam diretamente através dos selos do pistão ou dos selos do rotor. Porém, como as linhas de vedação do TRP-VCR são descontínuas, é necessário observar o contato entre os selos dos rotores e os selos nos pistões. A previsão das reais condições dessas junções é mais complicada pois envolve deslocamento e variações dimensionais de diferentes componentes. Tais variações podem ser provenientes do processo de fabricação, do desgaste, da expansão térmica ou da deformação mecânica. Apesar da quantidade de variáveis ainda desconhecidas, algumas condições puderam ser antecipadas e levadas em conta para o projeto dos selos.

2.3.1 Junção nos selos do invólucro

A montagem do anel 5 no invólucro lateral possibilita um contato direto com os selos 2 e 3 dos quatro pistões em movimento. Para tal, o flanco externo do alojamento do anel 5 deve ter idealmente o mesmo diâmetro dos rotores, ou seja, 100 mm, e tocar as extremidades dos selos 3 e 2 dos pistões. Porém, na prática esses diâmetros são ligeiramente diferentes e existem folgas nos comprimentos dos selos do pistão. Caso o anel seja menor que o rotor, haverá sempre uma folga igual à diferença dos raios reais somada ao deslocamento das extremidades dos selos 2 e 3. Mesmo que estes toquem a tampa lateral e a superfície cilíndrica externa do rotor, não há contato com o flanco externo do anel. Como resultado, haverá um vazamento circunferencial por essa folga.

Se o alojamento do anel 5 for maior que o rotor, pode haver, inicialmente, interferência com as extremidades dos selos do pistão. Conforme as arestas dos selos se desgastam a interferência pode ser aliviada e um contato pode ser ajustado naturalmente. Já na configuração da bucha 5, a diferença entre sua altura e a superfície do invólucro gera a interferência ou folga com os selos do pistão. Como o raio externo da bucha é 2,5 mm maior que o raio do rotor, a interferência ou folga com o selo 2 será maior que na configuração de anéis.

2.3.2 Junção nos selos entre rotores

Apesar de semelhante aos anéis e buchas 5, o anel e a bucha 4 não tem uma junção direta com os segmentos do pistão. Por serem alojados em ranhura ou rebaixos mais internos usinados no rotor, esses selos são mais afastados da superfície do rotor e, conseqüentemente, dos selos inferiores do pistão (selos 3). Como resultado, os gases estão livres para contorná-los através da folga axial entre os rotores (vazamento circunferencial).

No caso da configuração com anéis, anéis cônicos poderiam ser usados com o vértice externo da seção tocando os pistões, mas o alojamento no rotor apresentaria uma extremidade pontiaguda e pouco resistente. Por essa razão, optou-se por manter a seção retangular do anel e, conseqüentemente, da ranhura.

A forma encontrada de realizar a junção entre o selo 3 e o anel 4 foi utilizar segmentos extras montados no rotor externo e no rotor interno. O desenvolvimento dessa junção, apresentado a seguir, foi realizado para a configuração com anéis, mas a solução final poderia ser aplicada na configuração com buchas. Daqui em diante esse segmento extra será denominado selo 6 ou selo de junção. O selo 6 montado no rotor interno é móvel em relação ao anel 4, enquanto que o selo 6 montado no rotor externo é estático em relação ao anel 4 pois são montados no mesmo rotor. A fenda do anel 4 é posicionada no plano médio do selo de junção do rotor externo. A montagem é ilustrada na Fig. 2.11.

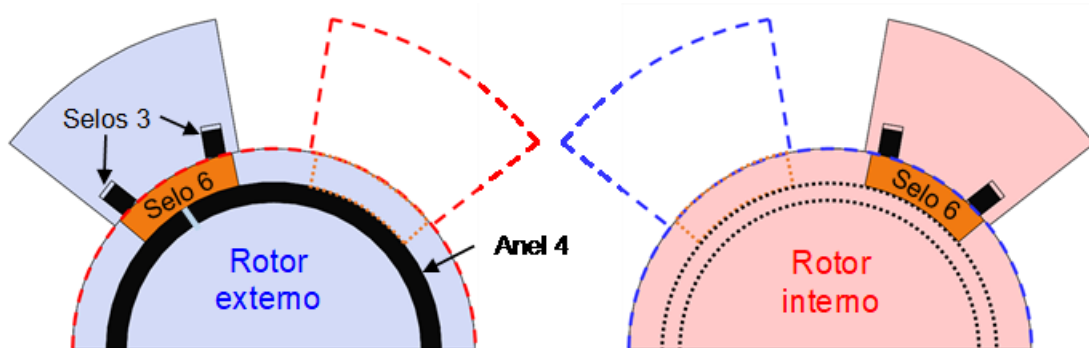


Figura 2.11 – Imagem da montagem dos selos de junção, ou selo 6, (geometria genérica).

A junção estática se assemelha à junção do selo de junção do motor Wankel que liga o selo lateral ao selo de ápice. Os selos 3, selos 6 e anel 4 são análogos,

respectivamente, aos selos de ápice, de junção e ao selo lateral do motor Wankel. Baseadas nessa analogia, algumas configurações foram propostas inicialmente. A primeira ideia foi uma versão cilíndrica do selo 6 com ranhura curva para os flancos do anel 4, permitindo o deslizamento do selo no rotor interno. Uma outra ranhura radial teria um contato de flanco com um prolongamento radial do selo 3 (Fig. 2.12(a)). Nesse caso, cada linha de vedação do pistão teria um selo de junção com o anel. Uma variação trapezoidal com contato de topo direto nas duas linhas de selo do pistão também foi proposta (Fig. 2.12(b)).

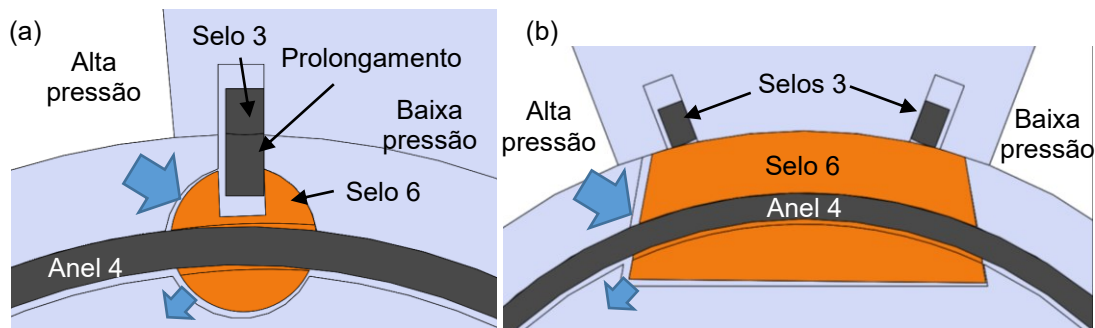


Figura 2.12 – a) Versões cilíndrica e b) trapezoidal do selo de junção (selo 6) com anel transpassante.

A lateral curva ou inclinada do selo 6 poderia servir como área de atuação da pressão, que o empurraria contra o anel 4 e ao mesmo tempo contra o flanco de seu alojamento no lado de baixa pressão. O flanco do lado de alta pressão seria aberto e haveria um desalinhamento das ranhuras no selo 6. Com o flanco aberto também na porção interna ao anel, o selo 6 criaria, na verdade, uma conexão entre a zona de alta pressão e o interior da interface rotor-rotor, permitindo a passagem dos gases. Um selo 6 flexível, montado com interferência, poderia ter efeito elástico e melhorar o contato nos flancos, mas dificultaria o alinhamento da ranhura com o anel 4. Com a análise dessas primeiras propostas, ficou evidente que o flanco de baixa pressão deve ser obstruído sem interferir no contato do anel.

Visualizado esse problema, foi abandonada a ideia de passar o anel 4 por uma ranhura no selo 6. A versão trapezoidal foi reduzida a um segmento de anel entre os selos do pistão e o flanco externo do anel. Essa configuração, apesar de simples, não gera forças de contato radiais nos selos 3 e no anel 4 e, portanto, foi abandonada.

A versão cilíndrica do selo 6 chegou a ser alterada para uma forma de “meia-lua”, cuja superfície côncava toca radialmente o anel. Entretanto, com o deslocamento do selo 6, a sua ranhura radial e o prolongamento do selo do pistão se desalinham. Assim, o contato de flanco é perdido. Por essa razão, esta configuração foi abandonada e o prolongamento do selo do pistão passou a ser o próprio selo de junção. Dessa forma, o contato no flanco de baixa pressão é contínuo. Para permitir um melhor ajuste nas superfícies, o prolongamento foi separado do selo 3, se tornando de fato o selo de junção.

A junção do novo selo 6 com o selo do pistão pode ser usado para gerar uma força de contato contra o anel 4. Para isso, é preciso um contato de topo em ângulo, como no selo de ápice do motor Wankel. Essa configuração é ilustrada na Fig. 2.13.

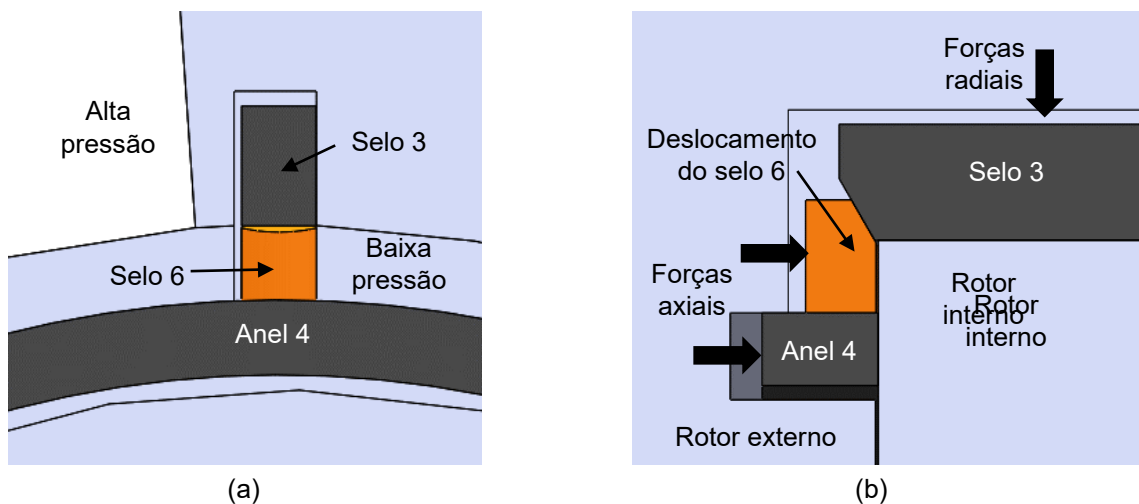


Figura 2.13 – a) Vista frontal e b) vista lateral da configuração do selo 6 como prolongamento do selo 3.

Ao ser pressionado axialmente por uma mola e pelos gases, o selo 6 desliza no contato inclinado, deslocando-se na direção do anel 4 (radial) e do rotor (axial). Para que esse movimento do selo 6 ocorra, o selo 3 deve estar travado pelo contato de sua outra extremidade com o invólucro lateral. Nesse caso, as dimensões dos selos e a taxa de desgaste devem ser precisamente controlados para evitar que os selos travem sem tocar nas superfícies de contato.

Contatos planos nos flancos do selo de junção melhorariam a vedação do sistema, mas se a fabricação de seu alojamento resultar em um flanco rugoso, a eficiência de

vedação do selo pode ser anulada. Durante o projeto, foi levantada a possibilidade de que fabricar os rotores com superfícies planas bem lisas e próximas resultaria em uma vedação superior àquela obtida com a instalação de um selo de junção. Essa possibilidade foi reforçada pelo fato de que a maioria dos motores TRP não apresentam selos para essas junções, apenas ajustes estreitos das superfícies planas na interface rotor-rotor.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA DE TESTE DOS SELOS PARA ROTORES

Testar diferentes selos diretamente nos rotores do protótipo implicaria na fabricação de componentes caros e na instrumentação de volumes de difícil acesso. Assim, uma câmara de teste simplificada foi fabricada para simular a montagem dos selos do rotor, facilitar a troca das configurações a serem avaliadas e permitir a distinção dos vazamentos radiais e circunferenciais. Um procedimento de teste de retenção de pressão foi desenvolvido para comparar a vedação desses dois vazamentos pelas configurações com buchas e com anéis.

3.1 Câmara de teste e componentes de vedação

As configurações de vedação com anéis e com buchas, propostas na seção 2.2, foram testadas em uma câmara simplificada. A câmara simula a montagem dos selos dos rotores do motor TRP-VCR e permite a realização de um teste de retenção de pressão utilizando ar comprimido. Os componentes da câmara para a configuração de bucha são mostrados na Fig. 3.1.

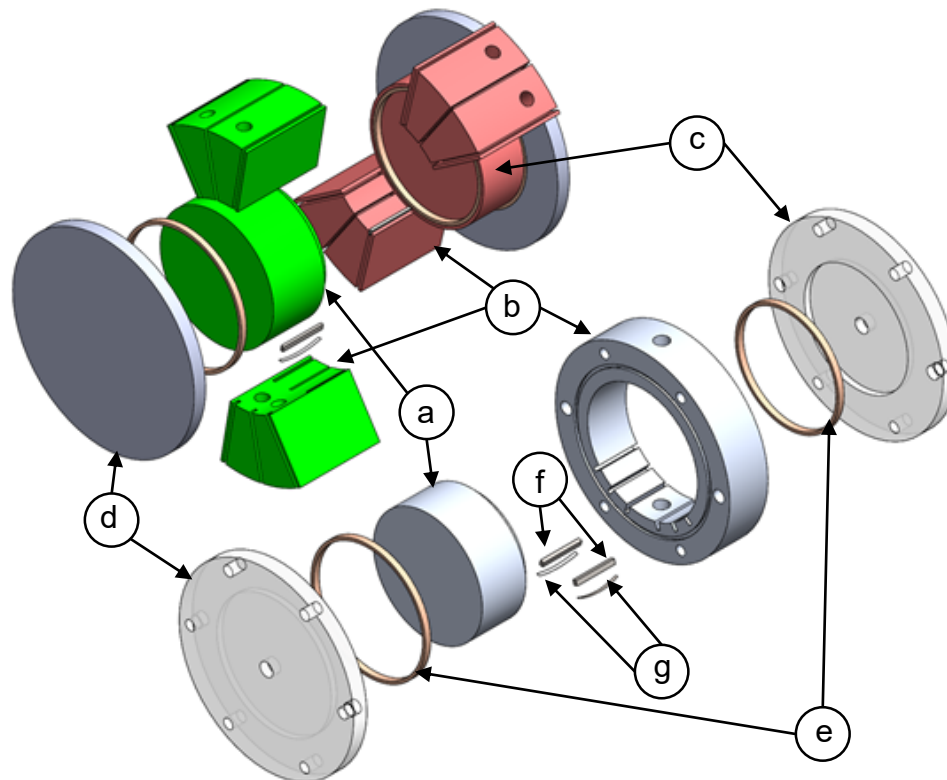


Figura 3.1 – Componentes da câmara de teste com buchas e seus análogos no protótipo (eixos dos rotores não representados para facilitar visualização). Fonte: modificado de (OLIVEIRA e GUARATO, 2019).

Basicamente a câmara é composta por um rotor (a), um estator (b) e duas tampas, A (d) e B (c). O rotor de teste é um modelo 1:1 do rotor a ser instalado no protótipo. A tampa B atua como o segundo rotor coaxial e a tampa A simula um dos invólucros laterais do motor, onde as buchas (e) são montadas. O estator simula a superfície cilíndrica inferior dos pistões onde os selos 3 (f) e as molas (g) são montados. A configuração de bucha é montada em um conjunto de tampas e rotor específico, diferente do conjunto utilizados para montar a configuração de anéis. O estator e os selos 3 são reutilizados nas duas montagens.

Quando a câmara de teste é montada, as quatro folgas principais dos rotores do TRP-VCR são formadas, como mostradas na Fig. 3.2(a).

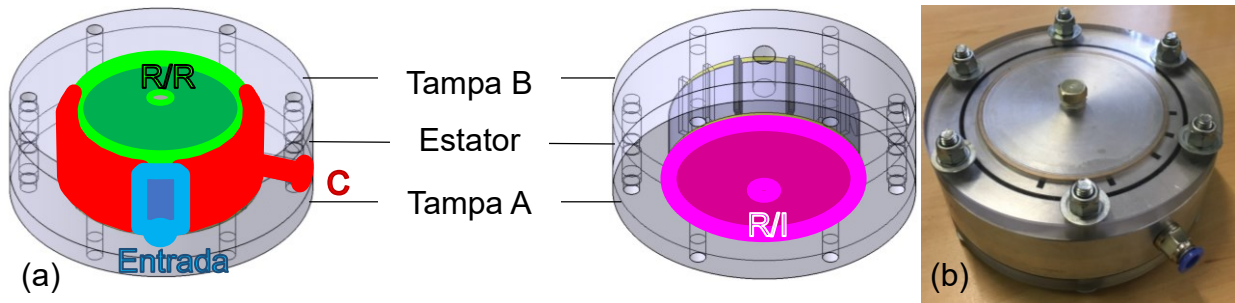


Figura 3.2 – a) Esquema das principais folgas da câmara de teste. b) Câmara fabricada. Fonte: modificado de (OLIVEIRA e GUARATO, 2019).

“Entrada” é a região de alta pressão onde o ar é injetado, simulando o volume entre as primeiras linhas de vedação dos pistões quando a combustão ocorre. As folgas “R/R” (rotor/rotor) e “R/I” (rotor/invólucro) simulam os volumes formados entre as superfícies planas dos rotores e invólucro, confinados pelos selos 4 e 5, respectivamente. A região “C” contabiliza todas as folgas externas à linha de vedação dos selos do rotor: folga axial das buchas, rotores e invólucro lateral; folga entre superfície inferior do pistão e superfície cilíndrica do rotor; e folga na extremidade dos selos 3 do pistão. Na câmara de teste, um único selo 3 é montado na ranhura, portanto não a sobreposição na sua extremidade. O estator e as tampas da câmara possuem furos roscados, permitindo obstruir ou abrir as regiões C, R/R e R/I para atmosfera. O estator possui um furo extra para a entrada de ar comprimido.

A primeira versão da câmara, ilustrada na Fig. 3.2, foi fabricada para testar a vedação com buchas de bronze. Essa versão foi feita com tampas de policarbonato para visualizar os vazamentos através de um teste extra de injeção de fluido colorido. O rotor e o estator foram fabricados em alumínio. O diâmetro do rotor é de 100 mm e o diâmetro interno do estator é de 101 mm, havendo, portanto, uma folga radial de 0,5 mm. Todas as peças foram fabricadas pela torneadora Agronito em Uberlândia. O conjunto montado é mostrado na Fig. 3.2(b).

Foram encontrados erros de fabricação nos alojamentos das buchas e do pino guia para centragem das tampas. Então, novas tampas foram fabricadas em aço para a configuração com bucha e também já para a configuração de anéis. As buchas foram fixadas nas tampas e depois reusinadas para garantir concentricidade com o alojamento

e coincidência com a superfície plana da tampa. A profundidade final das buchas é aproximadamente 4,5 mm e a espessura radial em torno de 2,5 mm. Um diâmetro escalonado foi usinado no flange do estator para centrar as tampas em vez do pino guia.

Foi adicionado um furo com uma bucha de bronze na nova tampa A para passar um eixo adicionado ao rotor. O eixo serve para centrar os rotores e possibilitar a realização de testes em rotação. Os novos rotores foram fabricados em ferro fundido nos laboratórios de Ensino e Pesquisa em Usinagem (LEPU) e de Projetos Mecânicos (LPM) da Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU. As dimensões axiais nominais dos rotores foram definidas através de medições dos rebaixos das tampas e da altura do estator, já fabricados. Mesmo realizando as medições com micrômetros, foi necessário ajustar manualmente os rotores durante a fabricação para garantir uma mínima folga axial e impedir o travamento do rotor dentro da câmara de teste. Os diâmetros do rotor para as buchas foram ajustados de acordo com o diâmetro interno destas. A presença do eixo nos rotores foi fundamental para verificar o travamento e realizar o ajuste. A Figura 3.3 mostra os novos conjuntos de tampas e rotores das configurações de bucha e de anéis.

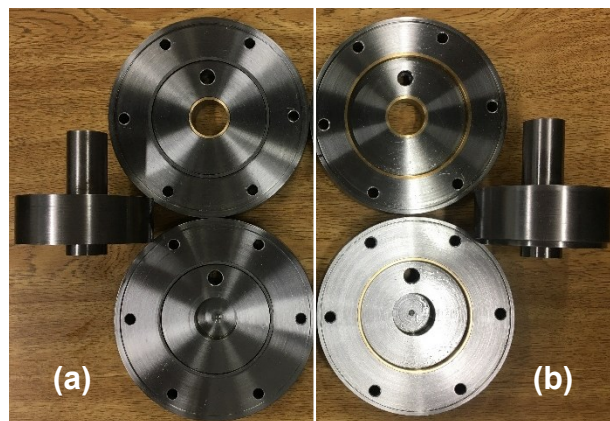


Figura 3.3 – Novos conjuntos de tampas e rotores para (a) anéis e (b) buchas.

Os anéis foram fabricados no Laboratório de Projetos Mecânicos (LPM), utilizando ferro fundido nodular. É conhecido que uma ovalização da forma livre gera uma distribuição de pressão mais adequada ao longo da circunferência. Não havia recursos para fabricação dessa ovalização específica para os anéis exclusivos ao TRP-VCR. Então, foram fabricados anéis circulares com diâmetros 5 mm maiores que seus

alojamentos. Na seção do anel, a largura e a altura são de 2,5 mm e 3 mm, respectivamente. A fenda foi ajustada manualmente para permitir a montagem dos anéis com o mínimo gap possível. Os selos 3 do pistão foram fabricados a partir de recortes de uma chapa de aço 1070 de 1/8" de espessura, cortados a laser. As ranhuras do estator foram manualmente ajustados para permitir uma montagem deslizante dos selos com essa espessura. Após recortados, os selos foram retificados e polidos.

As molas circulares, para os anéis, e as molas lineares, para os selos do pistão, foram fabricadas a partir de anéis e fitas recortadas a laser de uma chapa de aço 1070 de 0,3 mm de espessura. Os recortes foram recozidos e conformados. As matrizes de conformação das molas circulares, mostradas na Fig. 3.4, foram impressas em plástico PLA (ácido polilático), utilizando a impressora 3D Cliever do Laboratório de Projetos Mecânicos (LPM). Baseando-se em imagens das molas do motor Wankel, foram feitas matrizes com 20 ondulações. A amplitude total das ondulações das matrizes é de 6 mm, porém as molas foram conformadas apenas até obter-se uma altura de aproximadamente 3,5 mm.

(a)



Figura 3.4 – a) Mola circular para anéis e b) matriz de conformação das molas para os anéis.

As molas lineares dos selos do pistão foram conformadas com matrizes de aço 1045 cortadas à jato d'água, mostradas na Fig. 3.5. Duas ondulações para as molas lineares foram testadas, uma com 10 mm de distância entre picos e outra com 20 mm. Após a conformação, todas as molas foram temperadas ($T = 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $t = 1\text{ h}$, resfriamento a óleo) e revenidas ($T = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $t = 1\text{ h}$) no Laboratório de Tribologia e Materiais (LTM) da Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU.



Figura 3.5 – Matriz de conformação das molas lineares dos selos do pistão.

3.2 Procedimento de teste

Primeiramente, é realizada a montagem da câmara de teste com a configuração de vedação a ser avaliada. Em seguida, um vaso de pressão é preenchido com ar comprimido a 4 Kgf/cm^2 (limite do equipamento disponível). O vaso já pressurizado é conectado a um engate rápido na entrada do estator. Uma das saídas R/R, R/I ou C é mantida aberta, enquanto as outras são fechadas com bujões. Então, a válvula do vaso de pressão é liberada e o ar pressurizado flui através da câmara para a atmosfera. A queda de pressão do vaso é lida em um manômetro e registrada. Esses passos são repetidos para cada saída R/R, R/I e C liberada. A queda de pressão pelo vazamento através de cada saída permite a comparação dos vazamentos radiais e circunferenciais nos rotores. O experimento é esquematizado na Fig. 3.6.

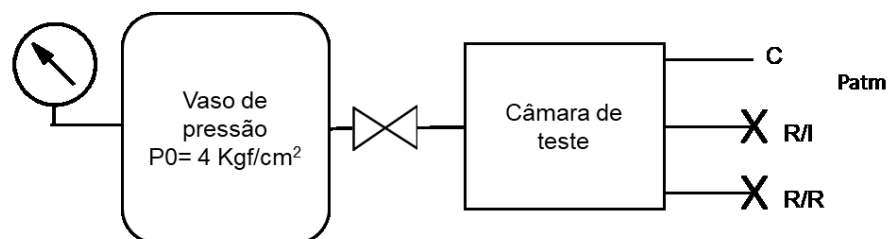


Figura 3.6 – Esquema do teste de retenção de pressão.

Quando apenas a saída R/R ou R/I está aberta, o ar preenche o entorno dos selos dos rotores e é forçado a atravessá-los radialmente, ou seja, apenas o vazamento radial é observado. Quando a saída C é aberta, o ar, após passar a linha de vedação dos selos do pistão, atinge a atmosfera sem maior resistência e, assim, o vazamento circunferencial é observado.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Vazamento na vedação com bucha

A versão da configuração de bucha montada em tampas de policarbonato foi testada primeiro. No lugar dos selos do pistão e as molas lineares, foram colocadas tiras de silicone para vedar completamente a ranhura no estator. Uma folga no pino guia não permitia a centragem da tampa e do rotor. Então, foram adicionados calços de papel para evitar que o rotor obstruísse a saída “C” do estator. Os resultados obtidos são mostrados na Fig. 4.1.

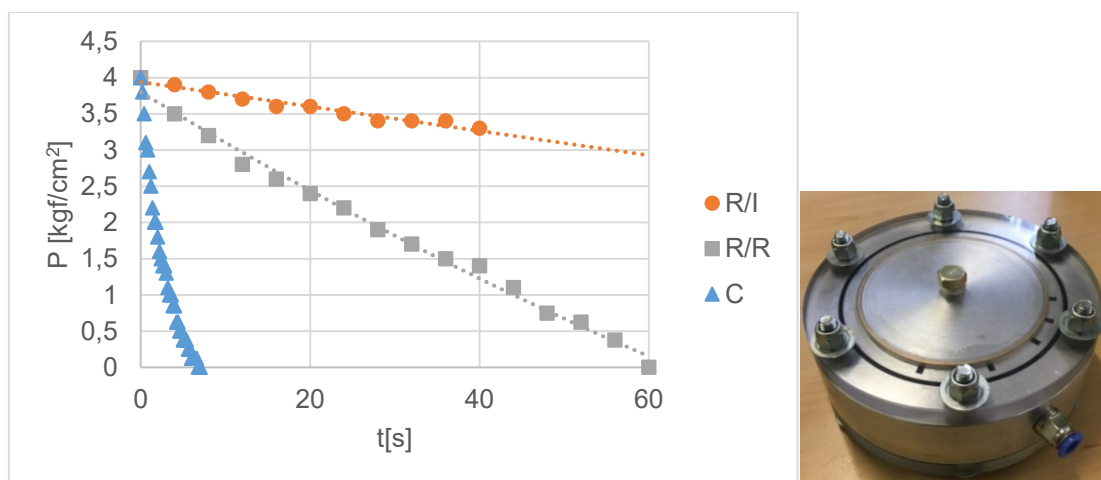


Figura 4.1 – Vazamentos na primeira versão da configuração com buchas.

O vazamento circunferencial (curva C) é maior que os vazamentos radiais. Isso sugere que a folga entre a tampa e o rotor não é capaz de conter o vazamento. A bucha 5, no invólucro, possibilita uma boa retenção de pressão (curva R/I). A vedação radial da bucha 4, entre rotores, (curva R/R) é menos eficiente que a vedação da bucha 5.

A predominância de vazamento circunferencial significa que os gases atingem os volumes de admissão e exaustão antes de se acumularem entre as superfícies planas dos rotores. A Figura 4.2 revela claramente esse fluxo durante o teste de injeção de água colorida. É observado que o fluido passa pela folga axial do rotor e a tampa, entre os selos do pistão e a bucha, preenche todo o volume ao redor da bucha e só então penetra no volume confinado. O mesmo comportamento foi observado com injeção de óleo.

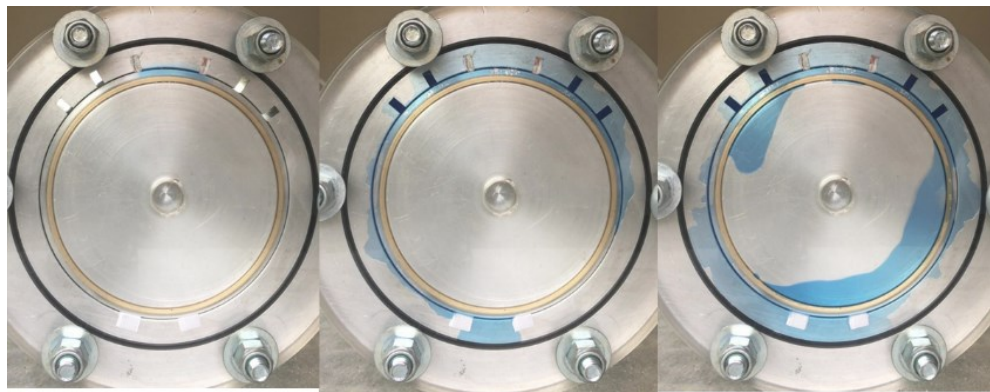


Figura 4.2 – Cenas da injeção de água tingida (ordem cronológica da esquerda para a direita).

Observou-se que a bucha não estava corretamente assentada no seu alojamento. O topo do selo não era coincidente com a superfície da tampa que apoia no flange do estator. O problema era proveniente de um desvio de paralelismo entre as faces da placa de policarbonato somada a ausência de faceamento da face de apoio da tampa ao usinar o alojamento da bucha. O resultado foi um desvio de paralelismo entre o fundo do alojamento da bucha e face de apoio da tampa. O erro se propaga por todo o conjunto quando o rotor é montado, o que pode ter gerado interferências radiais e folgas axiais.

Com as novas tampas de metal, os erros foram corrigidos, as folgas foram controladas e o teste da vedação com bucha foi refeito. Dessa vez, verificou-se a influência do selo 3 na vedação do vazamento circunferencial. As molas lineares com espaçamento de pico de 20 mm se mostraram mais flexíveis, porém com carga elevada.

Utilizando uma prensa mecânica, foi medida uma carga de 70 N para uma deflexão de 2 mm. A carga elevada dificultava a montagem dos selos no estator, por isso foram substituídas pelas molas dos selos antigos do protótipo de Silva (2018), relativamente menos rígidas.

A câmara foi testada na posição vertical, verificou-se que, independente do sentido de apoio da câmara, o peso do rotor não altera a vazão nas saídas “R/R” e “R/I”. Os novos resultados são apresentados com os pontos na Fig. 4.3, as linhas são as curvas de tendência das medições anteriores. A partir desse teste os vazamentos foram observados durante um período de no máximo 4,5 s para evitar fluxos por diferença de pressão abaixo de 1 Kgf/cm².

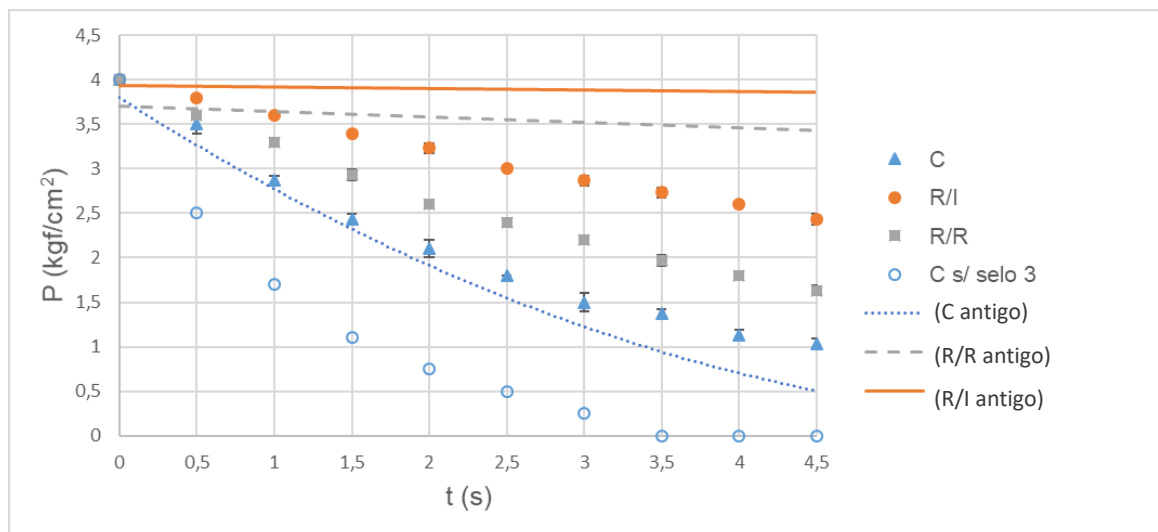


Figura 4.3 – Vazamentos nas montagens da configuração com buchas: linhas (primeira versão) e pontos (versão corrigida).

Com as novas peças, houve uma queda na contenção dos vazamentos radiais quando comparados aos vazamentos anteriores (linhas cheias e tracejadas). Possivelmente havia interferência entre o rotor e as tampas ou as buchas na versão anterior, o que pode ter obstruído as saídas R/R e R/I. O vazamento radial entre rotores continua maior que o vazamento radial no invólucro. Mesmo com selos 3 rígidos e suas folgas nas extremidades, o vazamento circunferencial foi levemente reduzido graças ao ajuste da folga axial do rotor. Entretanto o principal elemento de contenção desse

vazamento é o selo 3. Sem este, o vazamento circunferencial é maior pois não encontra praticamente nenhuma restrição na folga de 0,5 mm deixada entre o pistão e o rotor.

4.2 Vazamentos na vedação com anéis

Nesse teste, as tampas e rotor para a configuração de anéis foram montadas no estator com os mesmos selos 3. Primeiramente, a vedação radial sem os anéis foi testada. O objetivo era observar a capacidade de retenção de pressão apenas com a folga axial do rotor, sem nenhum anel. Nesse teste, também foi comparado o contato entre o flange do estator e o flange das tampas da câmara com e sem o-ring. Os resultados são mostrados na Fig. 4.4. O contato metal-metal, mesmo no alumínio, não retém a pressão dos gases. Quando apenas as saídas R/R e R/I estão abertas, grande parte do vazamento se dá pelo flange do estator. Com o o-ring, o vazamento ocorre exclusivamente entre as folgas do rotor até atingir as saídas nas tampas. Como a geometria do rotor da configuração de anéis é mais simples, um ajuste estreito da folga axial foi facilmente obtido. Como resultado, há uma retenção de pressão satisfatória; durante 4s de vazamento, período considerado longo comparado ao período de exposição dos volumes à altas pressões, houve uma queda de pressão de no máximo 0,5 bar.

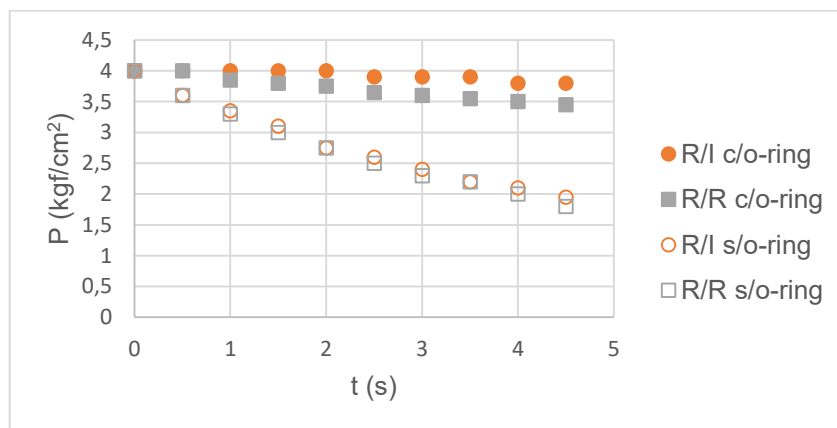


Figura 4.4 – Vazamentos radiais através das folgas da configuração de anéis sem os selos instalados.

A vedação com anéis foi então comparada com a vedação sem anéis medida anteriormente. As molas circulares fabricadas apresentaram rigidez muito alta, mesmo com uma fenda para facilitar a expansão quando comprimidas. Foi feita uma tentativa de medição da força de compressão utilizando uma prensa do Laboratório de Estruturas da Faculdade de Engenharia Civil (FACIV) da UFU. Infelizmente o instrumento disponível não era adequado para as dimensões das molas, por isso as leituras não foram coerentes. De qualquer forma, a força da mola dificultava a montagem da câmara de teste. Para reduzir a força, em vez de utilizar a mola inteira, a mola foi cortada em segmentos, e foram utilizados quatro destes sob o anel. Um segmento foi instalado sob a fenda do anel e outros três espaçados de 90°. A Figura 4.5 mostra os resultados das configurações com e sem anel.

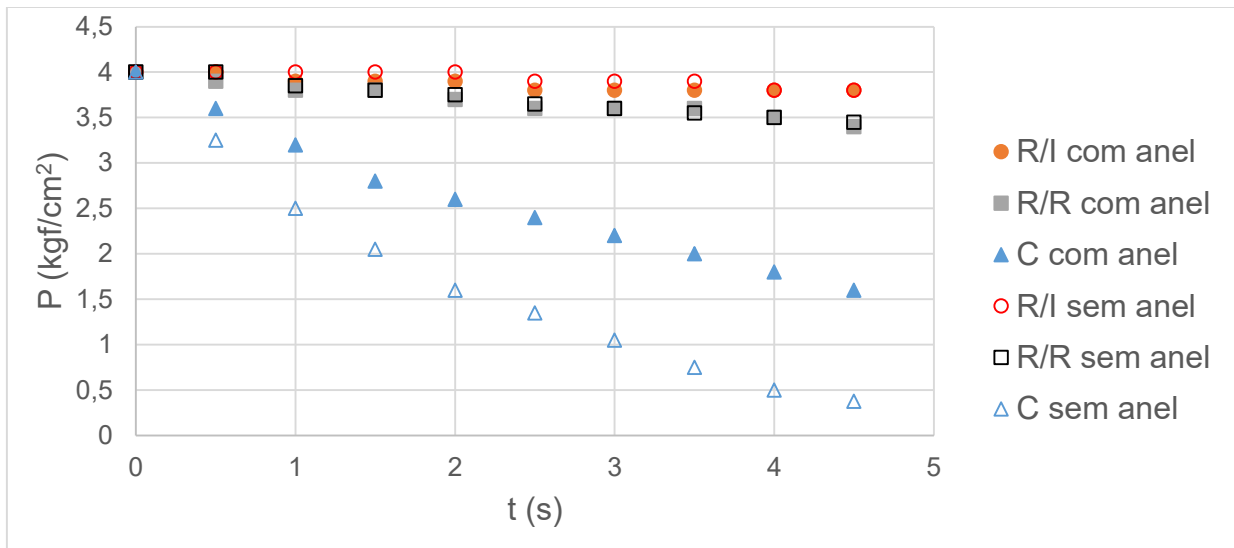


Figura 4.5 – Vazamentos na configuração de anéis com e sem os selos.

A grande diferença entre os vazamentos circunferenciais é devido ao fato de que a ranhura do anel 5, na tampa A (interface rotor/invólucro), ficou ligeiramente maior que o rotor. No teste sem anéis, a ranhura acaba ficando exposta, então o ar pode fluir livremente pela ranhura até atingir a saída “C” no estator. De qualquer forma o vazamento circunferencial continua superior aos vazamentos radiais mesmo com os anéis montados e uma folga axial mínima.

Aparentemente não há diferença entre os vazamentos radiais com e sem anéis. Entretanto, foram encontradas irregularidades no contato dos anéis que podem ter anulado o seu efeito de vedação. A Figura 4.6 mostra o anel 5 montado na tampa A. Ao contrário da região oposta à fenda (Fig. 4.6(a)), os flancos externos do anel não tocam a ranhura na região da fenda (Fig. 4.6(b)). O mesmo efeito, porém, mais sutil foi observado também no anel 4. Provavelmente, esse efeito pode ser reduzido com a ovalização adequada do anel ou com a instalação de molas radiais.

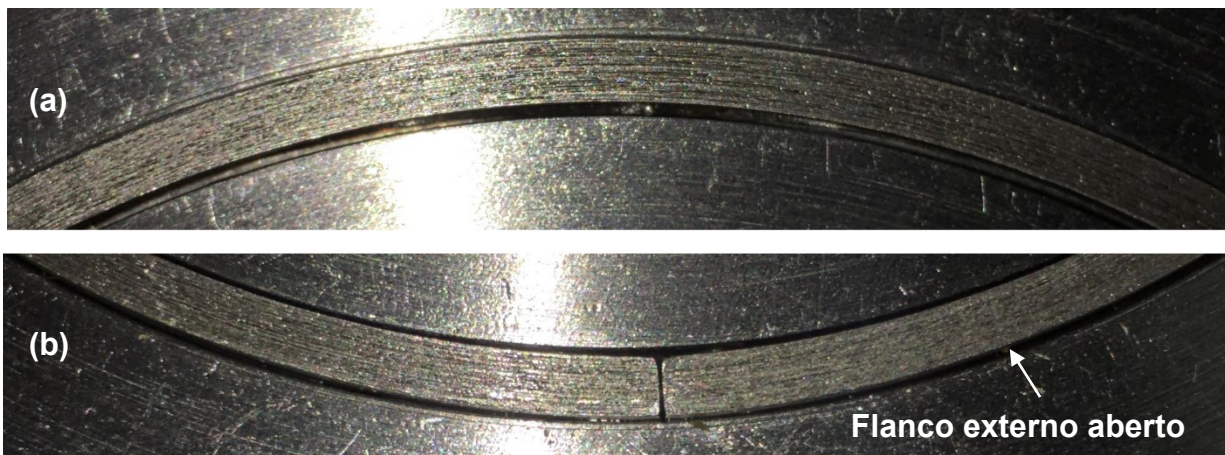


Figura 4.6 – Contato radial dos flancos externos dos anéis. a) Região oposta à fenda e b) região da fenda.

Outra irregularidade foi encontrada no contato axial das pontas dos anéis e é mostrada na Fig. 4.7. Uma das pontas da fenda não tocavam o rotor quando esse era apoiado sobre o anel. Quando o rotor é pressionado, o contato ocorre, mas ao liberar a pressão, o rotor recua e a ponta do anel não o acompanha. Verificou-se que o anel 4 acabou empenando após sucessivas montagens. Isso se deve ao material utilizado, o ferro fundido nodular. Além disso, os picos das ondulações do segmento das molas circulares não estavam com a mesma altura. Como haviam apenas dois picos por segmento tocando o anel, o lado que sustentava uma das pontas da fenda estava mais baixo. Estes defeitos de fabricação na região da fenda, incluindo a própria fenda, podem ter gerado um vazamento radial localizado. Possivelmente não há vazamento radial na região onde o contato do anel é adequado, porém o vazamento circunferencial chega até

a região da fenda e atravessa o anel. A utilização do selo de junção (selo 6) pode evitar que o gás escape da região onde os contatos do anel são garantidos.

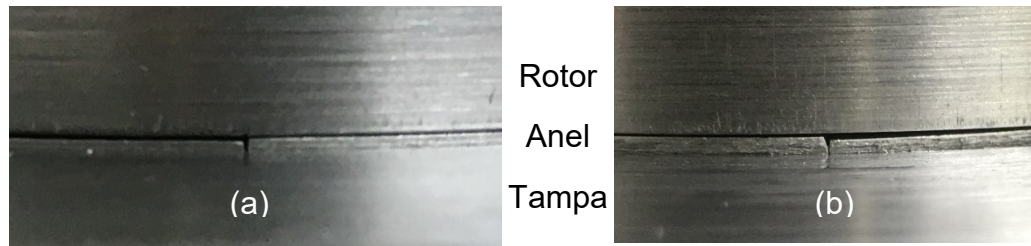


Figura 4.7 – Defeito no contato axial das pontas dos anéis: a) anel 5 e b) anel 4 com rotor deslocado radialmente para visualizar o anel.

Estava previsto comparar experimentalmente os vazamentos com e sem selo de junção, mas atrasos na fabricação das peças não permitiram a usinagem da ranhura para alojamento do selo na tampa da câmara teste.

4.3 Comparação entre configuração com bucha e configuração com anéis

Os resultados dos testes com anéis e dos testes com buchas são mostrados na Fig. 4.8. A configuração com anéis reduz todos os vazamentos em relação à configuração com buchas.

Mesmo com os contatos defeituosos do anel, a geometria mais simples do seu rotor possibilita obter ajuste mais estreitos das folgas axiais. Nessa configuração é preciso ajustar apenas as duas superfícies planas do rotor. Já no rotor da configuração com bucha, é preciso ajustar os diâmetros e três superfícies planas.

A Figura 4.9 mostra o percentual de perda de pressão, em relação a pressão inicial de 4 bar, após um escoamento de 4,5 s. O percentual foi calculado pela diferença das pressões inicial e final, dividida pela pressão inicial. A perda de pressão por vazamento radial na interface rotor/invólucro (R/I) é de 5% com anéis e de 39,25% com buchas; por vazamento radial na interface rotor/rotor (R/R) é de 15% com anéis e de 59,25% com buchas; por vazamento circunferencial (C) a perda é de 60% com anéis e de 74,25% com

buchas. A configuração com anéis reduz a perda de pressão pelos vazamentos R/I, R/R e C de 87, 75 e 19%, respectivamente.

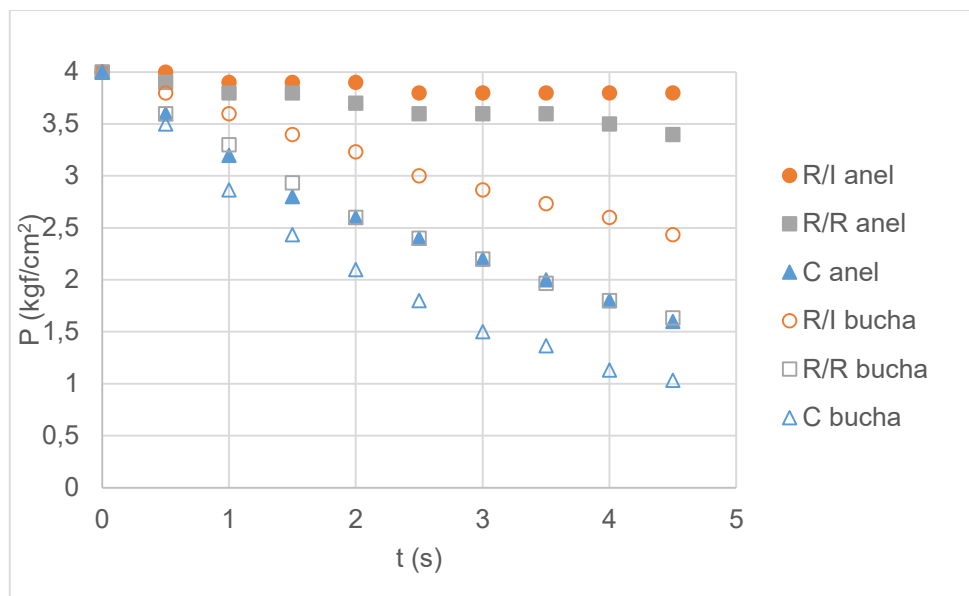


Figura 4.8 – Vazamentos nas configurações com buchas e com anéis.

Mesmo que uma folga axial estreita tenha sido a responsável pela melhora na vedação, em condições reais de trabalho do motor, com gradientes de temperatura e vibrações, pode ser necessário uma folga axial maior. Nessas condições, o uso de anéis será imprescindível, por isso serão utilizados no protótipo.

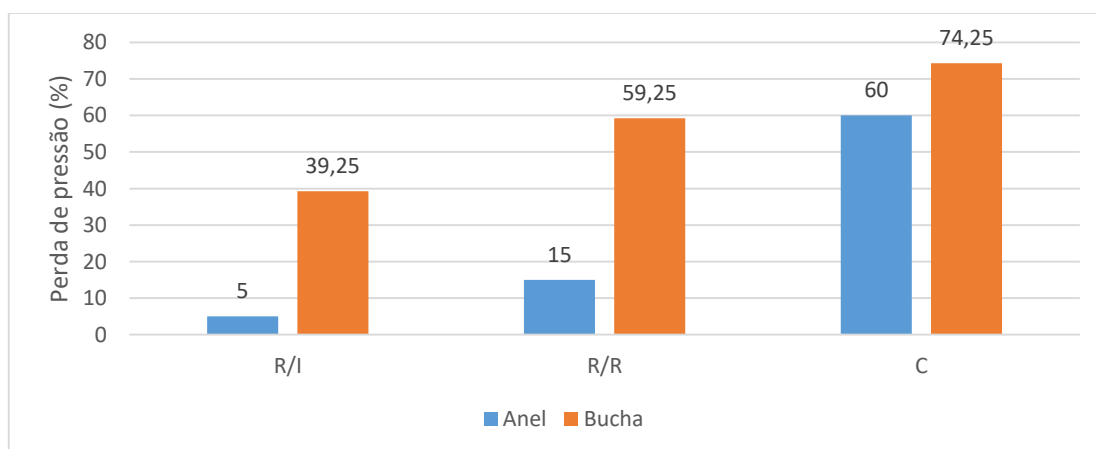


Figura 4.9 – Perda de pressão por vazamentos radiais e circunferências através dos selos e anéis dos rotores, durante escoamento de 4,5 s.

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO

O objetivo do presente trabalho foi projetar novos selos de gás para o novo protótipo do motor TRP-VCR. Durante o projeto, diferentes geometrias foram propostas para os pistões e para os rotores. Através de análise teórica e testes experimentais, foi feita uma escolha criteriosa da geometria dos novos selos para o pistão e para os rotores do novo protótipo. As regiões de menor estanqueidade foram apontadas e melhorias foram sugeridas.

Para os pistões, a geometria escolhida foi a dos selos retangulares com extremidades sobrepostas em degrau. A eficiência das linhas de vedação dos pistões será testada diretamente no novo protótipo. Outras geometrias propostas podem ser testadas futuramente, especialmente a junção com contato inclinado. Futuros trabalhos devem investigar como o deslocamento dos selos no pistão afeta os vazamentos de gás e o desgaste da câmara de combustão.

Duas configurações de vedação para os rotores foram testadas experimentalmente: vedação com anéis, e vedação com buchas. Para realizar os testes uma câmara simplificada foi projetada e fabricada. A configuração com anéis foi escolhida pois apresentou uma melhor vedação em relação à configuração com buchas. A perda de pressão pelos vazamentos radiais com anéis é até 87 % menor comparado à vedação com buchas. O vazamento circunferencial é predominante nos rotores e acontece através da folga axial entre rotores. Um selo de junção foi proposto para conter esse vazamento e será testado diretamente no protótipo.

O teste na câmara simplificada permitiu a visualização das dificuldades de se obter um bom contato entre os anéis e as superfícies do rotor e das ranhuras. Os próximos

trabalhos devem focar em melhorar o contato radial dos flancos externos do anel através da ovalização de sua forma livre ou utilização de molas radiais. Além disso, o uso do selo de junção deve ser investigado para verifica se haverá melhoria na malha de vedação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGCO AUTOMOTIVE CORPORATION. Why Does My Engine Use Oil. 200?. Disponível em: <http://www.agcoauto.com/content/news/p2_articleid/233>. Acesso em: 14 dez. 2018.

BAELDEN, C. A Multi-Scale Model for Piston Ring Dynamics, Lubrication and Oil Transport in Internal Combustion Engines. 2014. 218 p. Tese de Doutorado - Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts.

BECK, F. Rotary Explosion Motor. US Patent No. 977,260 A, 7 Dezembro 1909, 29 Novembro 1910.

BUCHAL, C.; KARL, H. D.; SINN, H. W. Windmotoren und Dieselmotoren: Was zeigt die CO₂-Bilanz?. 2019

BULLINGTON, F. A. Rotary internal-combustion engine. US Patent No. 1,482,627 A, 17 Junho 1918, 5 Fevereiro 1924.

BUMBECK, M. Three steps on how to do an engine leakdown test. 2018. Disponível em: <<https://mobiloil.com/en/article/car-maintenance/car-maintenance-archive/how-to-do-a-leakdown-test>>. Acesso em: 20 out. 2018.

DANSIE, M. Raphial Morgado and MYT™ Engine trick or treat. Revolution-Green, 2013. Disponível em: <<https://revolution-green.com/raphial-morgado-myt-engine-trick-treat/>>. Acesso em: 17 abr. 2019

DEC, A. Vane Rotary Engine (Scissors Action Engine). 2013. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=xM8hkKLIgHU&t=229s>>. Acesso em: 16 abr. 2019.

DEC, A. Rotary scissors action machine. Depositante: Andrzej Dec. US Pat. 7,721,701 B2. Depósito: 12 jan. 2007. Concessão: 25 mai. 2010.

DEWANDRE, A. Improved Rotary Explosion Motor. United Kingdom Patent 191028511-A, 7 Dezembro 1910, 19 Outubro 1911.

EUROPEAN PARLIAMENT. Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. 29 jun. 2007. Disponível em: <<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=CELEX:32007R0715>>. Acesso em: 04 mai. 2019.

FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION (USA). Advisory Circular 43.13-1B, Chapter 8. 27 set. 2001.

FEDERAL MOGUL. Piston ring handbook. 2008. Disponível em: <<http://korihandbook.federalmogul.com/en/index.htm>>. Acesso em: 14 dez. 2018.

FREE, P. D. Rotary Engine. Depositante: Paul Douglas Free. US Pat. 6,289,867 B1. Depósito: 10 mar. 2000. Concessão: 18 set. 2001.

GUARATO, A. Z.; TICONA, E. M.; BRAGA, S. L. Application of Atkinson/Miller cycle on a rotary internal combustion engine. In: 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 5, 2015, Rio de Janeiro.

GUARATO, A. Z.; TICONA, E. M.; BRAGA, S. L. Development of a flex-fuel rotary engine with variable compression ratio. In: 25th SAE BRASIL International Congress and Display, 10, 2016, São Paulo. SAE Technical Paper 2016-36-0218, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-36-0218>.

HANDSCHUH, R. F.; OWEN, A., K.; NASA Glenn Research Center. Analysis of Apex Seal Friction Power Loss in Rotary Engines. Cleveland, 2010. 20p. Relatório técnico.

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engines Fundamentals. 2. ed. N.Y: McGraw-Hill Education, 2018. 1056p.

ISKRA, A., M BABIAK, J. KALUZNY, e K. MARSZALKOWSKI. The oil film parameters of the wankel engine apex seal in aspects of durability of mating elements. Journal of KONES Powertrain and Transport, v. 17, n. 4, 2010.

JONES, C. 1972. A Survey of Curtiss-Wright's 1958-1971 Rotating Combustion Engine Technological Developments." In: National Automobile Engineering Meeting, 5, 1972, Detroit. SAE Technical Paper 720468, 1972, <https://doi.org/10.4271/720468>.

KAUERTZ, E. Rotary Radial-Piston Machine. US Patent No. 3,144,007 A, 28 Junho 1961, 11 Abril 1964.

KNOLL, J.; C. R. VILMANN; SCHOCK, H. J.; STUMPF, R.P. A Dynamic Analysis of Rotary Combustion Engine Seals. In: Annual Congress and Exposition SAE, 2-3, 1984, Detroit. SAE Technical Paper 840035, 1984, <https://doi.org/10.4271/840035>.

KOPELOWICZ, H. J. System for construction of compressors and rotary engine, with volumetric displacement and compression rate dynamically variable. US Patent No. 0,195,782 A1, 4 Outubro 2010, 2 Agosto 2012.

KOSZALKA, G.; GUZIK, M. Mathematical Model of Piston Ring Sealing in Combustion Engine. Polish Maritime Research, v. 21, n. 4, p. 66-78, jan. 2015.

LIU, L. Modeling the Performance of the Piston Ring-Pack with Consideration of Non-Axisymmetric Characteristics of the Power Cylinder System in Internal Combustion Engines. 2005. 143 p. Tese de Doutorado - Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts.

MAZDA. Manual training for the 2nd generation RX-7, 1986. Disponível em: <<http://www.wright-here.net/cars/rx7/86%20Training%20Manual.html>>. Acesso em : 2 abr. 2018.

MAZDA. Rotary Engine Press Information. 2017.

MORGADO, R. G. Angel Labs, LLC. and the MYT™ Engine at the LA Auto Show. 2006. Disponível em: <<http://www.angellabslc.com/news.html>>. Acesso em: 26 . 2019.

MORGADO, R. G. Internal combustion engine and method. US Pat. 6,739,307 B2. Depositante: Ralph Gordon Morgado. Depósito: 26 mar. 2002. Concessão: 25 mai. 2004.

NAMAZIAN, M.; HANSEN, S.; LYFORD-PIKE, E.; SANCHEZ-BARSSE, J.; HEYWOOD, J.; RIFE, J. Schlieren Visualisation of the flow and density fields in the cylinder of a spark-ignition engine. In: Congress and Exposition Cobo Hall, 2,1980, Detroit. SAE Technical Paper 800044, 1980, <https://doi.org/10.4271/800044>.

OEHLMANN., E. Rotary Engine. US Patent No. 309,734 A, 24 Maio 1884, 23 Dezembro 1884.

OHKUBO, M.; TASHIMA, S.; SHIMIZU, R.; FUSE, S.; EBINO, H. Developed Technologies of the New Rotary Engine (RENESIS). In: SAE 2004 World Congress & Exhibition, 3, 2004, Detroit. SAE Technical Paper 2004-01-1790, 2004, <https://doi.org/10.4271/2004-01-1790>.

OLIVEIRA, M. V. M.; GUARATO, A. Z. Development and experimental test of new gas seals for a rotary-piston engine. Submetido em: 25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, October 20-25, 2019, Uberlândia, MG, Brazil.

PICARD, M. Development of Multiscale Models for the Performance of the Gas and Oil Seals in Rotary Engines. 2014. 357 p. Tese de Doutorado - Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts.

RABUTÉ, R.; TIAN, T. Challenges Involved in Piston Top Ring Designs for Modern SI Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v.123, n. 2, p. 448-459, dez. 2001. doi:10.1115/1.1364520

SAKITA, M. Rotary piston engine. US Patent No. 6,446,595 B1, 3 Julho 2001, 10 Setembro 2002.

SAKITA, M. A cat-and-mouse type rotary engine: engine design and performance evaluation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 220, n. 8, p. 1139-1151, ago. 2006. <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO223>.

SANCHEZ, A.; BARADAT, C. Rotary internal-combustion engine. US Patent No. 1,095,034 A, 29 Outubro 1912, 28 Abril 1914.

SILVA, F. T. F. Desenvolvimento e Avaliação Experimental de um Motor a Combustão Interna Rotativo. 2018. 172 p. Tese de Mestrado – Pontifca Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

TAUROZZI, E. H. Rotary Engine. US Patent No. 3,854,457, 6 Outubro 1972, 17 Dezembro 1974.

TIAN, T. Dynamics behaviours of piston rings and their practical impact. Part 1: Ring flutter and ring collapse and their effects on gas flow and oil transport. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, v. 216, n. 4, p. 209-228, abr. 2002. <https://doi.org/10.1243/135065002760199961>

TIAN, T.; NOORDZIJ, L. B.; WONG, V. W.; HEYWOOD, J. B. Modeling Piston-Ring Dynamics, Blowby, and Ring-Twist Effects. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 120, n. 4, p. 843-854, oct. 1998. doi:10.1115/1.2818477

TOMANIK, E.; BRUNO, R. Calculation of Piston Ring Radial Pressure Distribution from its Measured Free Shape.” In: SAE 2012 World Congress & Exhibition, 4, 2012, Detroit. SAE Technical Paper 2012-01-1322, 2012, <https://doi.org/10.4271/2012-01-1322>.

TSCHUDI, T. Rotary Internal Combustion Engine. US Patent No. 3,381,669 A, 31 Outubro 1966 , 7 Maio 1968.

WANNATONG, K.; CHANCHAONA, S.; SANITJAI, S. Simulation algorithm for piston ring dynamics. Simulation Modelling Practice and Theory, v.16, n. 1, p. 127-146, jan. 2008. <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2007.11.004>.

WITTRY, D. B. High-power rotary engine with variable compression ratio. Depositante: David B. Wittry. US Pat. 5,622,149. Depósito: 15 mai. 1995. Concessão: 22 abr. 1997.

YAMAGUCHI, J. K. RX-8: The Mazda RX-8: World's First 4-door, 4-seat Sports Car Plus Complete Histories of Mazda Rotary Engine Development and Rotary Racing Around the World. 1. ed. Japan: Ring Ltd, 2003. 191 p.

YAMAMOTO, K. Rotary Engine. Japan: Toyo Kogyo Co. Ltd., 1971. 147p.

YAMAMOTO, K. Rotary Engine. Japan: Sankaido Co. Ltd., 1981. 67 p.

YILMAZ, E.; TIAN, T.; WONG, V. W.; HEYWOOD, J. B. The Contribution of Different Oil Consumption Sources to Total Oil Consumption in a Spark Ignition Engine. In: 2004 Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, 10, 2004, Tampa. SAE Technical Paper 2004-01-2909, 2004, <https://doi.org/10.4271/2004-01-2909>.