

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE COLETORES DE ESCAPE SOBRE A  
POTÊNCIA DE UM MOTOR DOIS TEMPOS

por

Ariel Kaplan

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2011



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE COLETORES DE ESCAPE SOBRE A  
POTÊNCIA DE UM MOTOR DOIS TEMPOS

por

Ariel Kaplan

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Pedro Barbosa Mello

Comissão de Avaliação:

Prof:

Prof:

Prof:

Porto Alegre, 10 de novembro de 2011.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer ao meu orientador Dr. Pedro Barbosa Mello, pelos conhecimentos passados durante a faculdade e o apoio na realização do trabalho. Seu apoio foi fundamental para a conclusão do mesmo.

à minha família, que me deu total apoio durante a faculdade, ajudando em momentos difíceis e comemorando nos felizes.

ao meu padrinho Dr. André Jablonski, por ter me ajudado a tomar a decisão correta na escolha do curso, e pelo apoio em momentos difíceis durante a graduação.

ao meu colega, Eng. Alexandre José Baumgaertner, por todos estes anos de lealdade, amizade e parceria. Seu companheirismo e apoio foram fundamentais para enfrentar as dificuldades passadas no curso.

ao meu colega de trabalho Eng. Carlos Eduardo Pasquali de Moraes, pelo conhecimento transmitido durante o período de estágio, sua postura profissional continua sendo uma referência para mim.

KAPLAN, A., **Estudo da influência da geometria de coletores de escape sobre a potência de um motor dois tempos**, 2011. 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## **RESUMO**

Motores de ciclo dois tempos são largamente utilizados em competições, sendo que os mesmos são convertidos de veículos de passeio para de alta performance. Esta preparação tem como um dos seus principais focos o dimensionamento do coletor de escape, e é procedida sem uma documentação de referência para auxiliar na seleção. Com esta demanda foram parametrizados dois coletores de escape para o motor da motocicleta RD de 135 cilindradas e obtidas as curvas de torque e de potência. Pelos testes experimentais em dinamômetro e simulações computacionais, foi possível verificar o comportamento das ondas de pressão nos coletores, entender suas influências e obter dados que indiquem qual a melhor geometria de coletor para a solicitação a que o motor será exposto.

**PALAVRAS-CHAVE:** motor dois tempos, ondas de pressão, coletor de escape, dinamômetro

KAPLAN, A., **Study about de influence of Expansion Chambers geometry in the Power of a Two Stroke engine**, 2011. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## **ABSTRACT**

Two stroke engines are widely used in races, being that they are converted from personal vehicles to high performance. This engine preparation is commonly focused o the expansion chamber sizing, but it is conducted without any technical documentation to guide the preparation team. With this demand, were parameterized two RD 135 exhaust chambers and obtained power and torque curves. Was possible to verify the behavior of the pressure waves in the pipes with experimental tests in a dynamometer and software simulation, and to understand the influences of pipe geometries. With the database obtained, was possible do conclude which geometry are indicated to different engine operation.

**KEYWORDS:** two stroke engine, pressure waves, expansion chamber, dynamometer

## SUMÁRIO

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
2.1 MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA CICLO DOIS TEMPOS.....	2
2.2 FLUXO DE GASES ATRAVÉS DO MOTOR DOIS TEMPOS.....	3
2.3 ONDAS DE PRESSÃO NO MOTOR DOIS TEMPOS.....	4
2.4 REFLEXÃO DE ONDAS DE PRESSÃO EM DESCONTINUIDADES.....	4
2.5 SUPERPOSIÇÃO DE ONDAS DE PRESSÃO EM UM DUTO.....	6
2.6 GEOMETRIA DO COLETOR DE ESCAPE DE UM MOTOR DOIS TEMPOS.....	6
2.7 COMPORTAMENTO DAS ONDAS DE PRESSÃO NO ESCAPAMENTO DO MOTOR DOIS TEMPOS.....	8
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	9
4 DESENVOLVIMENTO DO PROBLEMA.....	10
5 DISCUSSÃO E RESULTADOS.....	12
6 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	15
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
Anexo I .....	17
Anexo II .....	18
Apêndice I.....	18
Apêndice II.....	19
Apêndice III.....	20
Apêndice IV.....	21

## 1. INTRODUÇÃO

O motor a combustão interna de ciclo dois tempos foi criado por volta do final do século 19 na Inglaterra e foi testado primeiramente em motocicletas e triciclos, proporcionando boa aceitação pelo público. A sua produção em série começou no mesmo século para atender o mercado de triciclos de alta potência e, também para atender ao mercado de motocicletas de competição da marca Flying Squirrel, a qual conduziu estudos de aprimoramento do motor.

Passado o século 19, o motor foi utilizado em motocicletas de competição da marca DKW, mas com a proibição de utilização de motores superalimentados para corridas, o motor de ciclo dois tempos entrou em decadência, não sendo mais produzido. Foi apenas em 1959, com o desenvolvimento de escapamentos de alto desempenho e sistemas de indução por disco de orifício, ou seja, substituindo a superalimentação, que o motor voltou a ser produzido, fato que firmou sua utilização até os dias atuais.

Foi grande sua utilização em veículos automotores devido a vantagens em relação ao motor de ciclo quatro tempos como, ausência de válvulas e comando, o que reduzia complexidade de dimensionamento, custo de fabricação e peso. Fora que o motor de dois tempos possui uma explosão a cada volta completa do virabrequim, sendo que o mesmo não ocorre no motor quatro tempos, que primeiramente explode, completando uma rotação e expulsa os gases na seguinte. Destaca-se também a característica de possuir um sistema de lubrificação simples.

Com o passar dos anos, a evolução tecnológica nos motores de quatro tempos e principalmente a criação de normas internacionais relativas a emissões de óxidos de carbono e nitrogênio, os motores de ciclo dois tempos passaram a ser substituídos pelos de quatro tempos. Fatores como o desenvolvimento de sistemas de lubrificação, onde o óleo não necessitava ser misturado com o combustível, como nos motores da DKW e sistemas mais eficientes de carburação, não foram suficientes para reduzir as emissões de gases poluentes, pois o controle dos gases de escape continuou sendo deficiente.

Atualmente os motores de ciclo dois tempos são destinados basicamente a aplicações onde é necessário um alto torque com peso reduzido, como em motosserras, utensílios de jardinagem e scooters. Fora a sua utilização em equipamentos que necessitam de um alto torque associado a baixos pesos, o motor a dois tempos continua sendo utilizado largamente em veículos de competição como motocicletas, karts, "gaiolas" e Jet skis.

Os motores utilizados para esse fins, são convertidos de motores comuns, para de alta performance. Modificações no sistema de alimentação, coletores de escape, taxas de compressão, combustível, ponto de ignição, são procedidas com o intuito de aumentar ao máximo o rendimento do motor para a aplicação desejada.

Um dos principais motores utilizados em kart's e motocicletas de quilômetro de arrancada é o modelo da motocicleta Yamaha RD 135. Dentre as principais modificações no seu motor para aumento de potência estão a alteração do sistema de admissão de mistura ar e combustível e, alteração do coletor de escape, a fim de garantir um maior enchimento da câmara de combustão com gases frescos.

Este aumento de rendimento pelo redimensionamento do coletor de escape está associado à rotação do motor, ou seja, um motor com escapamento dimensionado para funcionar a alta rotação não possui o mesmo rendimento quando utilizado em baixas rotações. Porém, nos escapamentos oferecidos no mercado, não são apresentadas informações quanto à potência fornecida pelo motor pela utilização do coletor de escape, e em qual faixa de rotação existe este pico de potência ou torque.

**Objetivos:** nesse contexto, é evidente a necessidade de obtenção de dados que forneçam maiores informações sobre a utilização de escapamentos em motores dois tempos e qual será o comportamento dos mesmos. Como objetivo principal do trabalho está o levantamento das curvas de potência e torque do motor Yamaha de 135 cilindradas alternando dois escapamentos com geometrias diferentes.

Como objetivos específicos deste trabalho se apresentam:

- Aprimoramento de conhecimento no funcionamento de motores a combustão interna de ciclo dois tempos;
- Teste em dinamômetro do motor para a obtenção das curvas de torque e potência;
- Entendimento dos fenômenos envolvidos com ondas de pressão no coletor de escape do motor;
- Simulação do motor com os dois escapamentos em software específico de motores dois tempos, com a finalidade de verificar o comportamento dos gases nos diferentes coletores de escape e obter dados relativos à potência e torque;
- Parametrizar as dimensões do coletor de escape pela simulação computacional e, associá-las ao rendimento obtido no motor em questão;
- Simular outras geometrias de coletores de escape, comparando a eficiência com os dados obtidos numericamente.

## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

Descrevem-se os conceitos de engenharia mecânica utilizados no desenvolvimento do presente trabalho.

### **2.1 MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA CICLO DOIS TEMPOS**

O princípio de funcionamento de um motor dois tempos clássico segue conforme a figura 2.1. Conforme o desenho (A) da figura, que apresenta a fase de compressão e indução de mistura ar-combustível, acima do pistão (1) gases frescos estão sendo inflamados pela vela (2) produzindo um rápido aumento de pressão e temperatura. Abaixo do pistão, a janela de admissão (3) está aberta, e com a rotação do virabrequim (4) e o conseqüente aumento do volume do cárter (5), ocorre a sucção de mistura fresca do sistema de admissão.

O desenho (B) da figura apresenta a fase de explosão e exaustão de gases queimados. Com a gradual abertura da janela de escape (6), ocorre uma queda de pressão dentro do cilindro e conseqüentemente um pico de pressão no coletor de escape, seguido de um caimento. Já abaixo do pistão, ocorre a compressão de gases admitidos, sendo que com a rotação do virabrequim, aumenta a pressão e a temperatura da mistura contida no cárter.

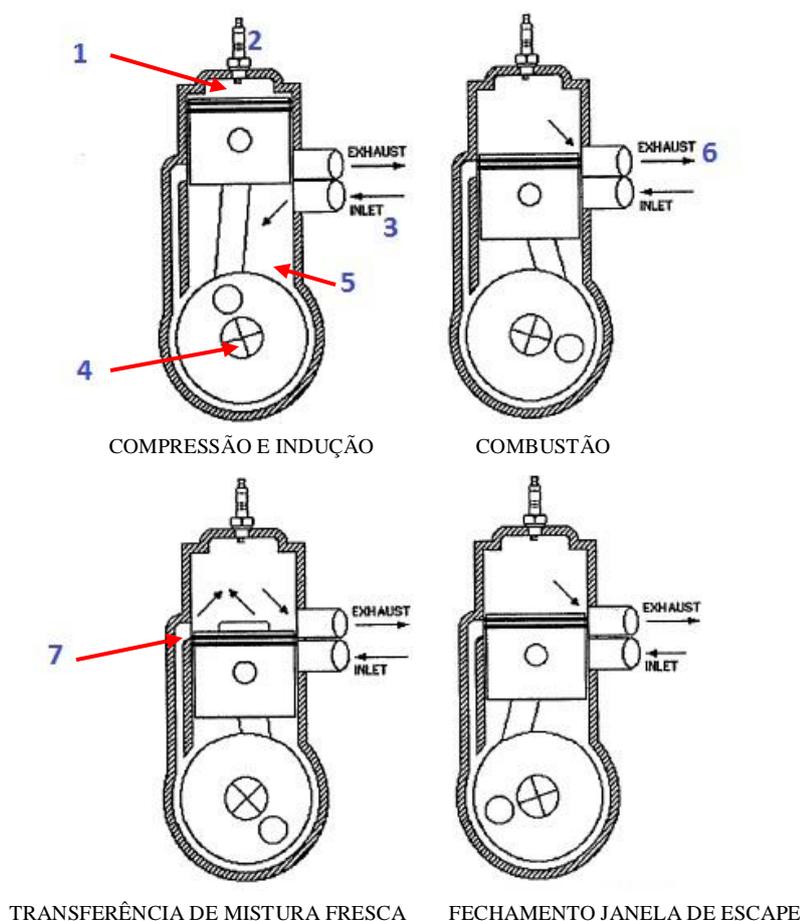


Figura 2.1 – esquema de motor dois tempos (Fonte: Blair, 1996)

O estágio de transferência de carga fresca, o qual é chamado de processo de lavagem, é apresentado no desenho (C), onde o processo de exaustão está quase completo. Com o descobrimento das janelas de transferência (7) que conectam o cárter ao cilindro e com a queda de pressão no cilindro seguida de um aumento de pressão no cárter ocasionam a passagem dos gases frescos para o cilindro. Este é um momento crítico do dimensionamento do motor, pois neste momento as janelas de transferência e de exaustão estão abertas, e se não houve um correto dimensionamento das mesmas, pode ocorrer a passagem direta dos gases frescos para fora do cilindro.

A última etapa que compõe o funcionamento do motor é o fechamento da janela de exaustão pelo cilindro, o qual está contido no desenho (D), onde o processo de limpeza foi concluído e o cilindro está preenchido com uma mistura de ar, combustível e gás queimado. Com o fechamento da janela, a pressão do cilindro deveria subir, pois gases frescos estão sendo admitidos, mas com o efeito instável dos gases no coletor de escape, a pressão interna cai (Heywood, 1999). Fator que poderia ser evitado com o correto dimensionamento do coletor de exaustão, assunto que será discutido em seguida.

## 2.2 FLUXO DE GASES ATRAVÉS DO MOTOR DOIS TEMPOS

O fluxo de gases no motor dois tempos é definido como transiente, onde a pressão, temperatura e velocidade do gás nos coletores variam com o tempo (Blair, 1996). Tomando primeiramente o fluxo no coletor de escape, a instabilidade ocorre pois, a pressão interna do cilindro cai rapidamente com a abertura da janela de escape. Isso acarreta numa

variação da pressão no coletor de escape que vai de um valor mínimo, para um pico com a abertura total da janela de escape e volta novamente para o mesmo valor inicial, com o fechamento da janela.

Já no coletor de admissão, a pressão é influenciada pelo percentual de abertura da na janela de admissão, mas também pelo vácuo proporcionado pelo movimento do pistão. É importante salientar que para qualquer tipo de motor dois tempos, é fundamental um bom dimensionamento dos coletores, tanto de admissão como de escape, pois variações nas suas geometrias causam o surgimento de ondas de pressão que são fundamentais para o bom funcionamento do motor.

## 2.3 ONDAS DE PRESSÃO NO MOTOR DOIS TEMPOS

Os pulsos de gases dentro do motor vêm sob forma de ondas de pressão. Pulsos de exaustão ou escape são compostos por ondas de compressão, conforme a vista (A) da figura 2.2, e pulsos de admissão são compostos por ondas de expansão, conforme a vista (B) da figura. Como pode ser observado na imagem, as ondas de compressão causam o movimento das partículas no mesmo sentido do fluxo. Na figura,  $a_o$  é a velocidade das ondas de pressão em m/s,  $P$  é a pressão das ondas em atm,  $c$  é a velocidade das partículas dos gás, os índices (e) e (i) se referem a ondas de compressão e expansão, respectivamente.

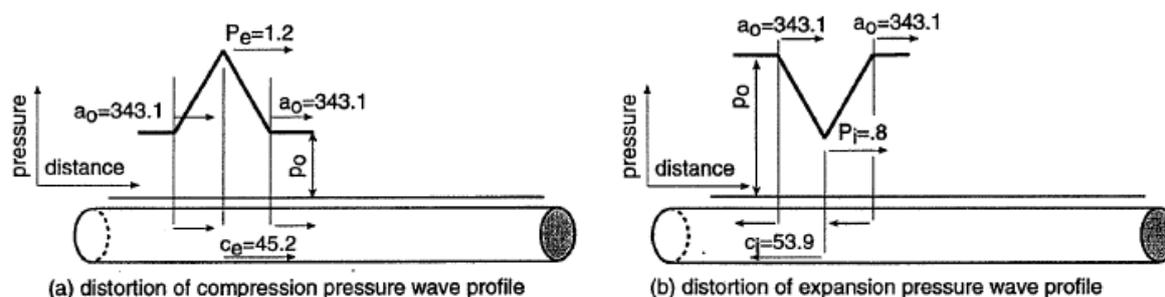


Figura 2.2 – Comportamento de ondas de pressão (Fonte: Blair, 1996)

O contrário pode ser verificado em ondas de expansão, também chamadas de ondas de sucção, onde as partículas se movimentam no sentido contrário da onda. Um bom exemplo para esse comportamento é tomando o caso de uma pessoa succionando ar com grande intensidade, a onda sonora gerada pela sucção se propaga para fora da boca do indivíduo, pois uma pessoa localizada próximo a ela conseguiria escutar o processo de sucção, porém as partículas de ar seriam induzidas para dentro dos pulmões da pessoa.

As ondas de compressão e de expansão geradas pelo motor, quando passam por descontinuidades, geram ondas de reflexão que atuam no sentido contrário das incidentes. O processo de reflexão de ondas ocorre em pontos do sistema como, curvas, aumentos e reduções da seção dos dutos, junções de dutos, T's e obstruções.

## 2.4 REFLEXÃO DE ONDAS DE PRESSÃO EM DESCONTINUIDADES

É comum encontrar variações de seção em coletores de escape de motores, devido as condições de montagem e as configurações definidas pelo projetista do motor sendo que esse quesito é fundamental para o bom desempenho de um motor dois tempos. Abaixo segue uma análise de casos onde as ondas de pressão encontram descontinuidades de seção, o método de análise para estes casos é chamado de pressão constante, ou seja, para verificar o tipo de onda refletiva, é considerada pressão unitária na seção ainda não atingida pela onda, conforme apresentado na figura 2.3. Na imagem,  $p_{i1}$  é a pressão incidente 1,  $p_{r1}$  a pressão refletida pela incidência da onda 1,  $p_{i2}$  a incidência de pressão atmosférica,  $p_{r2}$  a reflexão resultante da incidência da onda 2.

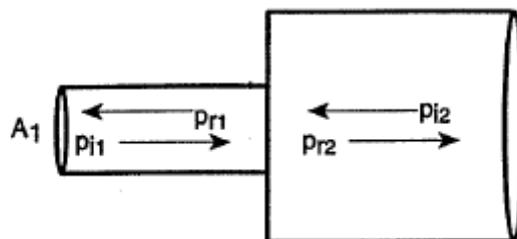


Figura 2.3 – Incidência e reflexão de ondas de pressão (Fonte: Blair, 1996)

A conseqüente onda refletida em um alargamento ou contração nas seções do duto pode ser verificada nos itens que seguem abaixo:

- **Incidência de onda de pressão de compressão em duplicação da seção do duto:** tomando como referência a figura 2.3, na seção (1) está incidindo uma onda com pressão superior a atmosférica, 1,2 atm, e é suposta para fins teóricos que está incidindo uma onda com pressão atmosférica na seção (2), ou seja, de 1 atm. Pelas equações do anexo I, a onda refletida na seção (1) possui pressão de 0,94 atm, sendo assim uma onda de expansão e, a refletida na seção (2) uma onda com pressão de 1,13 atm.
- **Incidência de onda de pressão de expansão em duplicação da seção do duto:** tomando a mesma referência, na seção (1) está incidindo uma onda de pressão de 0,8 atm e na seção (2) está incidindo a mesma onda de pressão atmosférica. O resultado na seção (1) é uma onda refletida de 1,076 atm, sendo assim de compressão e, na seção (2) uma onda refletida de 0,86 atm.
- **Incidência de uma onda de pressão de compressão em uma redução da seção do duto:** analisando a situação pela figura 2.4, está incidindo na seção (1), uma onda com pressão de 1,2 atm e na seção (2) está incidindo a mesma onda com pressão atmosférica. O resultado da incidência da onda de compressão é a reflexão de uma onda de 1,06 atm de pressão e na seção (2) a reflexão de uma onda de 1,27 atm.

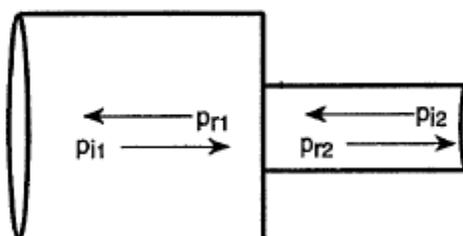


Figura 2.4 – Comportamento de ondas de pressão em redução de seção (Fonte: Blair, 1996)

- **Incidência de uma onda de pressão de expansão em uma redução da seção do duto:** analisando a situação pela mesma figura, na seção (1) está incidindo uma onda com pressão de 0,8 atm, e na seção (2) está incidindo a mesma onda nas análises prévias. Pelos cálculos, a onda refletida na seção (1) possui 0,92 atm de pressão e a refletida na seção (1) 0,741 atm de pressão.

Resumindo, a incidência de uma onda de compressão em um aumento de seção, reflete uma onda de expansão, ou seja, de sucção. Em contrapartida, a incidência de uma onda de expansão, em uma redução na seção do duto, acarreta na reflexão de uma onda de compressão.

## 2.5 SUPERPOSIÇÃO DE ONDAS DE PRESSÃO EM UM DUTO

Tomando como exemplo o coletor de escape de um motor, o processo de superposição de ondas é o que rege o movimento de gases em seu interior, sendo que há um contínuo movimento de ondas de pressão nos dois sentidos do duto. Estudos já foram conduzidos com a utilização de um transdutor de pressão nas paredes de um coletor de escape, e os dados retirados foram de uma zona de superposição de ondas, ou seja, as pressões de ondas unitárias passando nos dois sentidos da seção.

Um breve exemplo do processo é apresentado na figura 2.5, sendo que na seção (1) incide uma onda de 2,3 atm, e na seção (2) no sentido oposto, incide uma onda de pressão 0,5 atm. Pelos cálculos apresentados na seção anterior, a onda superposta possui uma pressão de 1,25 atm e a velocidade das partículas dos gases atinge um valor de 378,51 m/s, tomando o lado direito como positivo, ou seja, o gás do interior do cilindro está sendo succionado com grande intensidade, atingindo a velocidade do som.

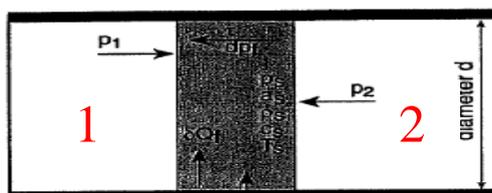


Figura 2.5 – Superposição de ondas de pressão (Fonte: Heywood, 1999)

## 2.6 GEOMETRIA DO COLETOR DE ESCAPE DE UM MOTOR DOIS TEMPOS

O primeiro coletor de escape utilizado no motor dois tempos era composto de um tubo de seção constante, o qual através da ação de ondas de pressão proporcionava uma zona com queda de pressão dentro do duto, fato que auxiliava na exaustão de gases queimados da câmara de combustão (Nutti, 1998). O correto dimensionamento do duto se procedia da seguinte forma: primeiramente se escolhia a rotação a que o motor deveria operar, em seguida era instalado o duto com seção constante e grande comprimento. A seguir, o duto era gradativamente reduzido até atingir o comprimento que proporcionava a lavagem eficiente do motor, mas que não expulsava mistura fresca transferida para a câmara de combustão.

Foi apenas em 1950, que Walter Kaaden, funcionário de uma empresa de motores alemã, percebeu que as ondas sonoras providas do motor carregavam energia e que poderiam ser utilizadas para melhorar a sua performance. Primeiramente, foram conduzidos estudos com a utilização de dutos cônicos divergentes, conforme a figura 2.5, pois os mesmos, pela mudança de seção, emitiam ondas reflexivas que auxiliavam na sucção de gases de escape do motor. Sendo estas ondas de grande intensidade e mais eficazes que as geradas pela utilização de um duto de seção constante.

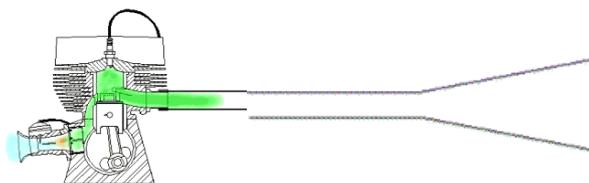


Figura 2.5 – Tubo divergente utilizado em coletores de escape.

O cone divergente também tinha a limitação de emitir ondas reflexivas antes do tempo necessário, ocasionando assim a expulsão de mistura fresca do motor. A partir desta deficiência foi instalado um cone convergente após o divergente, conforme a figura 2.6, com o intuito de refletir ondas de compressão para as janelas de escape, ocasionando o retorno de mistura fresca para a câmara de combustão. Este retorno, além de impedir a poluição do ambiente ou evitar o desperdício, proporciona uma superalimentação do motor, pois com o retorno de gases, a pressão dentro do cilindro atinge valores superiores, aumentando o rendimento termodinâmico do motor.

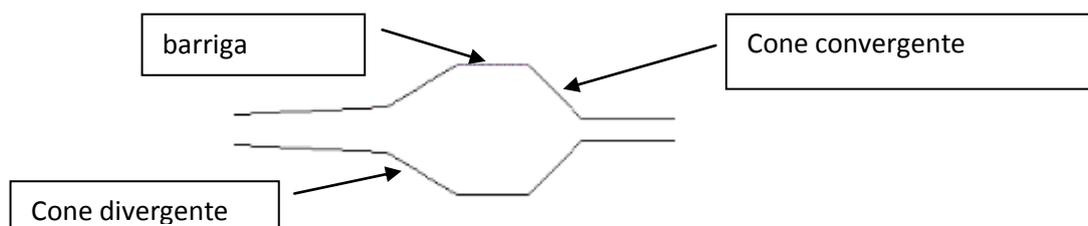


Figura 2.6 – Seção do coletor de escape com a inclusão do cone divergente

Entre os cones divergentes e convergentes está presente um duto de seção constante, nomeado “barriga”, apresentado na mesma figura, responsável pelo intervalo de tempo entre sucção de gases e retorno dos mesmos ao motor. O simples aumento de seu comprimento ocasiona atrasa o início de emissão de ondas de compressão, responsáveis pelo retorno de gases ao motor.

Após o cone divergente é instalado um duto de pequena seção, que é responsável pela expulsão rápida dos gases de escape e também por manter alta a densidade dos gases no interior do coletor. Como mencionado por Nuti [1998], “A alta densidade de gases é responsável por uma maior velocidade de propagação de ondas, tornando o processo de exaustão mais eficaz”. Devido a esta restrição no fluxo de gases, é o componente responsável pela alta temperatura do coletor.

O duto de entrada, que possui seção constante ou levemente cônica é responsável pelo tipo de aplicação a que o motor é destinado. Um duto com maior comprimento acarreta numa curva de potência mais branda, onde se atingem valores de potência médios em uma extensa faixa de rotação. Já a utilização de dutos de entrada curtos ocasiona um rápido “enchimento do cilindro” que é o momento de máxima pressão dentro da câmara de combustão, porém o mesmo ocorre em uma estreita faixa de rotação.

Segue abaixo na imagem 2.7 um ilustrativo contendo as seções do cano de escape de um motor dois tempos: (1) header ou duto de entrada, (2) cone divergente, (3) “barriga”, (4) cone convergente, (5) stinger ou ponteira e (6) filtro, quando houver.

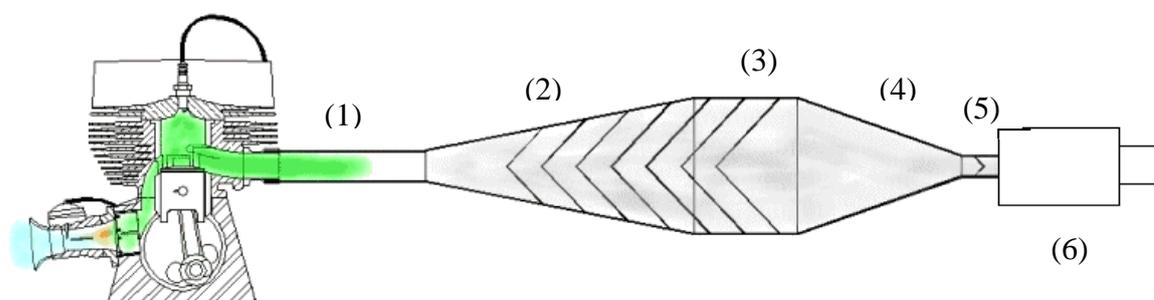


Figura 2.7 – Escapamento do motor dois tempos (Fonte: Wikibooks, acessado em 17/09/11)

## 2.7 COMPORTAMENTO DAS ONDAS DE PRESSÃO NO ESCAPAMENTO DO MOTOR DOIS TEMPOS

Foi ressaltado em seções anteriores que o movimento dos gases no interior do coletor de escape é governado pela superposição de diferentes ondas de pressão, assim, o escapamento em questão pode ser dividido em três estágios principais de superposição, conforme apresentado na figura 2.8 e exemplificado em seguida.

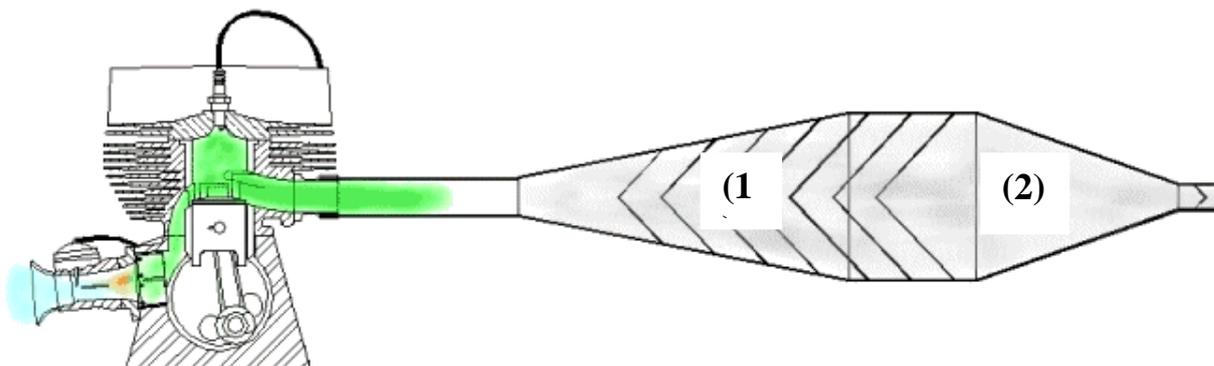


Figura 2.8 – Seção do coletor de escape (Fonte: Wikibooks, acessado em 17/09/11)

- 1º Estágio.**  
Expulsão de gases na zona 1: a pressão de saída dos gases do motor varia entre 4-6 atm, ou seja, são emitidas ondas de compressão. As mesmas vão perdendo intensidade com o aumento da seção do cone divergente e consequentemente vão refletindo ondas de expansão. As suas intensidades são proporcionais as das ondas de compressão, ou seja, diminuem de intensidade com o aumento da seção, (Blair, 1996). O resultado do movimento das ondas nos dois sentidos é uma região de compressão, que emite as partículas de gás para o meio externo do coletor. Conforme apresentado no exemplo da imagem 2.8, com o movimento de ondas de exaustão no sentido oposto das de compressão, as velocidades de partículas devem ser somadas, evidenciando o aumento da velocidade de partículas e assim facilitando a sua expulsão.
- 2º Estágio.**  
Expulsão de gases na zona 2: ondas de compressão chegam ao cone convergente com pouca intensidade, mas com a redução da seção as mesmas conseguem aumentar sua intensidade e consequentemente refletir também ondas de compressão. Conforme as ondas vão ganhando intensidade pela redução da seção do duto o mesmo acontece com a intensidade das ondas refletidas. O ganho de pressão das ondas que perderam intensidade na zona anterior é fundamental para garantir uma alta velocidade dos gases na saída do coletor, (Blair, 1996).
- 3º Estágio.**  
Retorno de gases na zona 1: nesta fase, as ondas refletidas da zona 2 atingem novamente o cone divergente, mas como se propagam no sentido oposto do mesmo, experimentam um estrangulamento igual ao da zona anterior. Nesta etapa do processo de combustão, o cilindro já foi totalmente limpo e mistura fresca está contida no interior do cano de escape. Com a redução da seção, as ondas de compressão ganham intensidade e forçam o retorno da mistura fresca para dentro do cilindro, e por meio deste fenômeno, a câmara de combustão é superalimentada, tendo uma maior pressão de gases frescos em seu interior.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Estudos sobre o comportamento dos gases no coletor de escape de um motor dois tempos de 100 cilindradas com admissão e escape por meio de janelas, foram conduzidos por Ohira, 1993, o qual preparou um experimento para obter dados referentes a velocidade e pressão de gases em diferentes pontos do coletor.

A geometria do coletor, apresentada na imagem 3.1, mostra a presença de apenas um cone divergente seguido de uma zona de seção constante, com o objetivo de refletir ondas de pressão. Para reduzir a intensidade das ondas sonoras para o exterior, o cano contém refletores localizados na extremidade. A seção entre o cone divergente e os refletores é fundamental para que as ondas de pressão sejam refletidas no tempo exato para superalimentar o motor.

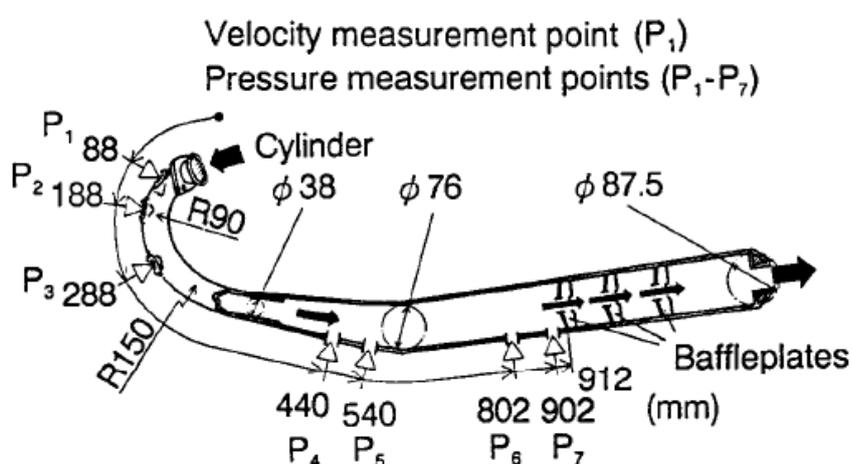


Figura 3.1 – Dimensões do coletor de escape motocicleta AX-100 (Fonte: Ohira, 1993)

Foi constatado que o comportamento do processo se dá em forma de pulsos, pois o transdutor registrava dados de ondas de compressão e expansão em questão de segundos. Sendo que os únicos picos de pressão e velocidade, registrados pelo transdutor foram os responsáveis pela exaustão e pelo retorno, ou seja, os valores máximos de pressão se davam com a abertura da janela de escape e, quando a mesma estava se fechando.

Este resultado comprovou a teoria de não existir uma zona de vórtice dentro do coletor, que seria responsável por reter uma quantidade de gases em seu interior, ou seja, não haveria possibilidade de haver matéria retida no interior do coletor, pois as velocidades eram da ordem da velocidade do som, o que é suficiente para expulsar toda a quantidade de gases no interior do coletor. A velocidade das ondas de pressão refletidas se dá a uma maior velocidade que as provindas da exaustão, isto ocasionado pela menor temperatura da mistura fresca no escapamento, que proporciona uma maior densidade de gases, facilitando a transmissão.

Os pulsos refletidos de volta para a câmara de combustão se deram 0,56 milissegundos após a desobstrução da janela de escape, este tempo se mantendo praticamente constante com a variação da rotação do motor, característica fundamental em escapamentos originais de fábrica, onde é visada uma potência média em uma extensa faixa de rotação.

Como os escapamentos de alto rendimento têm característica de proporcionar picos de potência em uma pequena faixa de rotação, foram conduzidos estudos e criadas patentes de sistemas combinados de escapamento, onde se atingia picos de torque e potência em diferentes faixas de rotação.

Um estudo referente a esse tipo de sistema foi desenvolvido por Tenney, 1972, o qual dimensionou um conjunto combinado de escapamentos para uma motocicleta de 150 cilindradas. Conforme pode ser visto No Anexo II, o sistema era composto por dois dutos onde os gases de escape poderiam passar.

O estudo gerou a patente de número 3665712, Tenney, 1972, onde foi desenvolvido um sistema para permitir um bom funcionamento do motor a baixas rotações, e também proporcionando um pico de potência em altas. Isto se deu pelo dimensionamento de dois escapamentos de geometrias distintas, sendo um destes específico para funcionamento em baixas rotações, e o outro para altas. A seleção dos escapamentos durante o funcionamento do motor poderia ser pelo acionamento manual ou através de válvula reguladora de pressão.

Com a válvula reguladora de pressão, o funcionamento do sistema se dá automaticamente, pois a mesma permite a passagem dos gases para o coletor de alta rotação com o aumento da pressão internado coletor, (Tenney, 1972). Esta válvula possuidora de uma mola para eventual ajustagem da pressão de abertura, regulando assim a que pressão os gases seriam direcionados para o coletor de alta rotação.

#### 4 DESENVOLVIMENTO DO PROBLEMA

A preparação de motores de competição vem sendo realizada em grande escala nos dias atuais, sendo que uma grande parte destes motores é de ciclo dois tempos. No momento de selecionar o coletor de escape adequado para a aplicação, os projetistas se deparam com uma incógnita que não possui dados técnicos, não é possível determinar quais as dimensões do coletor necessárias para que o motor proporcione o máximo valor de potência. A solução nestes casos é adquirir um coletor de um fabricante conhecido, ou desenvolver o próprio, sendo que o motor raramente é testado em um dinamômetro para verificar o seu desempenho.

Atualmente, a preparação do motor de 135 cilindradas da motocicleta RDZ é realizada experimentalmente. Amplamente utilizado em competições de arrancada, o ajuste do coletor de escape é realizado na própria oficina. Aumento de seções, modificações nos comprimentos dos dutos e ângulos dos difusores são realizados empiricamente e testados pelo piloto de testes, que vai repassando informações aos preparadores.

**Descrição do motor:** Segue abaixo, tabela contendo os principais dados do motor em estudo.

Dados Técnicos Motor Yamaha 135cc	
Diâmetro do pistão	58mm
Curso do pistão	50mm
Taxa de compressão	6,82
Carburador	Mikuni VM24SS de 24mm
Forma de Ignição	CDI
Potência	16 cv a 8000 RPM

Fonte: Manual Yamaha, RD 135.

**Testes experimentais:** Primeiramente, para verificar o desempenho do motor, foram realizados testes da motocicleta em um dinamômetro de rolo, alternando um escapamento original de fabrica e um de competição da marca Tork, os dados relativos as suas geometrias se encontram no Apêndice IV.

Para a realização destes testes, necessitavam ser obtidos os dados de rotação do motor e, como a motocicleta testada é de competição, o conta giro havia sido retirado por proporcionar perdas ao rendimento da motocicleta. Logo, para obter estes dados, foi utilizado um tacômetro digital de reflexão, fabricante Digital Meter, modelo DT-2234C. O equipamento funciona através da fixação de um adesivo reflexivo em algum elemento girante, e seguido

disto, é apontado o tacômetro para o eixo girante e acionado o laser. As reflexões de laser providas do adesivo reflexivo são detectadas pelo tacômetro, que indica quantas ocorrem em um intervalo de um minuto, apresentando o valor de rotação em RPM.

A rotação medida foi realizada no pinhão do motor, porém, o motor tem uma redução de rotação primária, pelo próprio engrenamento interno, e uma redução secundária relacionada a cada uma das marchas.

Para a realização dos testes, primeiramente a motocicleta teve que ser presa por catracas para garantir a sua estabilidade e paralelismo entre o eixo da roda e do rolo do equipamento, conforme pode ser visto na imagem do Apêndice III. Seguido disto, a motocicleta foi acelerada até 3.000 RPM e mantida em terceira marcha. Após a estabilização da rotação, foi dado um comando no dinamômetro, que sincronizava a velocidade do rolo com a do motor, ou seja, era setada a velocidade do rolo para 3000 RPM. A seguir, foi acelerada a motocicleta até o máximo de rotação, por haver sido retirado o comando de corte de giro, a motocicleta atingiu o valor crítico de rotação, 9000 RPM.

Segue abaixo o cálculo da redução de rotação do motor e caixa de engrenagens, com o objetivo de se obter o valor de rotação do pinhão relacionado ao do motor.

Teste em dinamômetro a 3.000 RPM em terceira marcha	
Relação de redução primária	3,984
Relação de transmissão da terceira marcha	1,368

Fonte: Manual Yamaha

$$\text{rotação do pinhão} = \frac{\text{rotação do motor}}{\text{red. primária} \cdot \text{red. 3ª marcha}}$$

$$\text{rotação do pinhão} = \frac{3000}{3,894 \cdot 1,368} = 563,17 \quad \text{rpm}$$

Logo, quando o pinhão estava girando a aproximadamente 563 RPM, era dado o acionamento no dinamômetro, que realizava o sincronismo entre rolo e motor.

Para a realização dos testes alternando os escapamentos, primeiramente a motocicleta foi presa por catracas, afim de evitar escorregamentos entre o pneu traseiro e o rolo do dinamômetro, seguida da aceleração da motocicleta até a rotação máxima duas vezes para verificar se o comportamento da curva de potência era igual. Após a aceleração, era acionada a embreagem para que o rolo desacelerasse sem influência do motor da motocicleta. Nesta etapa de testes, foi necessária a utilização de um duto exaustor de gases, a fim de garantir a segurança da equipe que estava participando dos testes.

O teste em dinamômetro possui um erro associado de 3 hp, basicamente devido ao alinhamento do veículo testado em relação ao eixo do rolo do dinamômetro, atritos do conjunto rolo e mancais e incerteza de medição sensores do equipamento. Porém os testes da motocicleta foram realizados em sequencia, ou seja, as condições do dinamômetro foram as mesmas nos dois testes, sendo que o mesmo erro é associado as duas medições. No caso de medição em dias diferentes, o erro passaria a ser relevante, mas no presente caso o erro passa a ser irrelevante, pois o importante é a comparação de valores entre os dois escapamentos.

**Simulação numérica:** A segunda parte do trabalho contou com a simulação numérica do motor no software MOTA versão 6.10, com o objetivo de comprovar os dados experimentais obtidos e testar diferentes geometrias de coletores que pudessem aumentar o rendimento do motor.

O software utilizado é específico de simulação de motores dois tempos e foi desenvolvido pelo professor Blair, o qual conduziu publicações de livros de motores dois tempos da Universidade de Ottawa, sendo que a teoria utilizada na simulação está exposta no anexo I. Para a simulação de motores, devem ser introduzidos todos os valores construtivos do motor: dimensões dos dutos de transferência, admissão e escape, dimensões das janelas, do pistão, cárter, coletor de admissão e escape, etc.

Como resultados da simulação, pode-se obter os dados de potência e torque associados a rotação do motor, temperatura dos gases, velocidades e pressões nos coletores e etc. Pela simulação do motor, é possível também verificar a pressão no motor e coletor de escape, logo é simples verificar o comportamento de incidência de ondas de pressão no mesmo. As últimas versões do programa, contam com ferramentas que auxiliam a construção dos coletores, são apresentadas as dimensões das chapas metálicas que devem ser recortadas para construir todo o coletor.

O software conta com um banco de dados, contendo a geometria de diversos motores, sendo que para a simulação do motor de RD 135, foi modificado um motor similar que estava armazenado, da motocicleta RS 125. O motor desta motocicleta é de um modelo anterior ao lançamento da RD 135, sendo que as únicas diferenças entre um motor e outro, são tamanho do pistão, curso, e taxa de compressão. Ressalta-se que os dados construtivos, como quantidade e geometria dos dutos e janelas, foram conferidos, por meio da desmontagem do motor da RD 135.

O software possui também uma ferramenta que dimensiona o coletor ideal para a aplicação desejada, sendo que são inseridos os dados construtivos do motor e a que rotação o motor deverá proporcionar o pico de potência. Por meio disto, foi gerado um coletor ideal pelo software e posteriormente realizada a simulação do mesmo com o intuito de comparar as potências obtidas com o escapamento Tork.

## 5 DISCUSSÃO E RESULTADOS

Os dados obtidos nos testes experimentais podem ser observados no Apêndice I, sendo que a curva de cor verde se refere a utilização do escapamento Tork, e a de cor marrom ao escapamento original de fábrica. O software do dinamômetro calcula uma perda no conjunto eixo, roda e corrente de 3 HP, sendo que a potência máxima real atingida do motor foi de 20HP.

Para a simulação computacional, os coletores foram parametrizados, conforme pode ser visto no Apêndice IV. Tomando primeiramente o gráfico do escapamento Tork, apresentado na imagem 5.1, é possível observar que o pico de potência se dá na mesma faixa de rotação que foi obtida experimentalmente, o valor máximo de potência obtida também é aproximado, 19,38 HP, com uma diferença no valor obtido de apenas 3,2 %.



13  
TORQUE

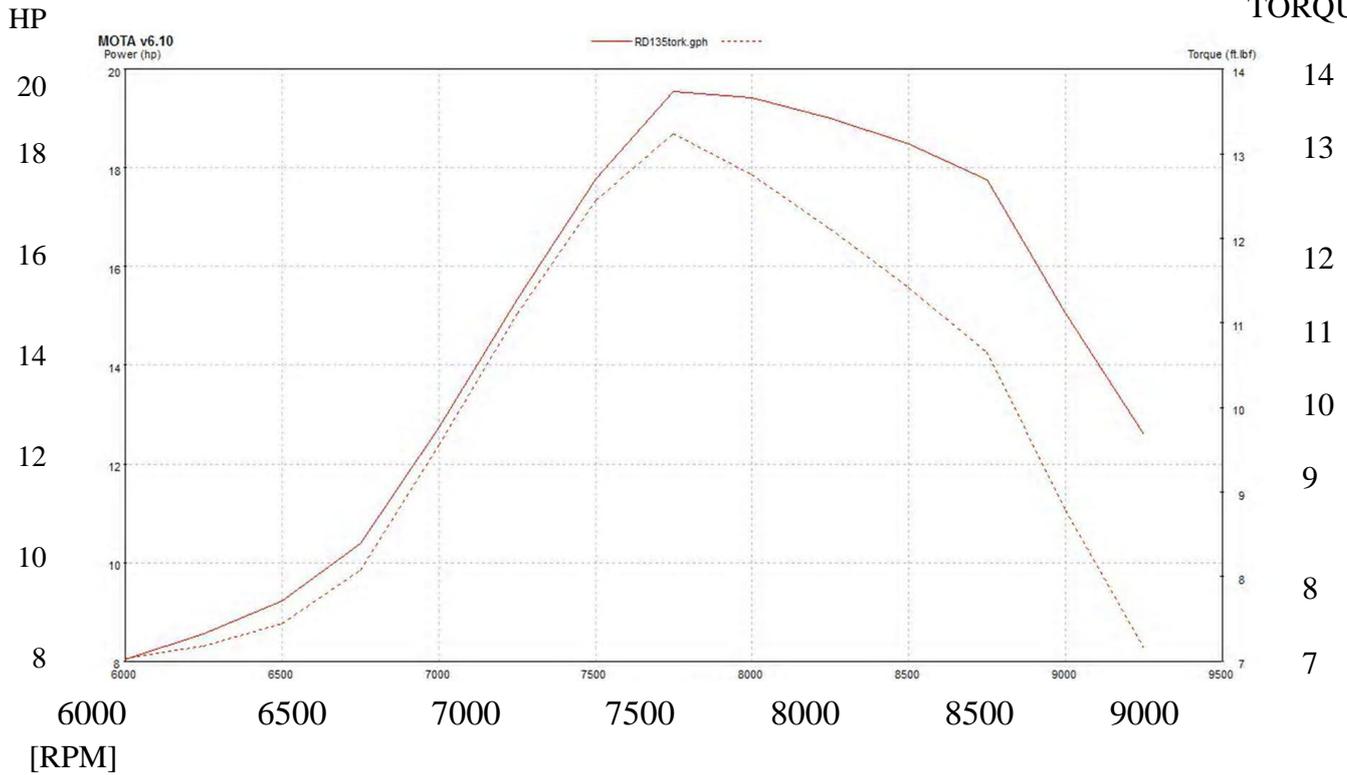


Figura 5.1 – Valores de potência X rotação do escapamento Tork

Na figura 5.2, com o motor na rotação de máxima potência, é visualizado no ponto 1, o momento em que a onda de pressão de retorno atinge a câmara de combustão no momento de fechamento da janela de escape. Nota-se que, com o aumento da pressão no header do coletor de escape, os gases frescos que foram expulsos do cilindro com o processo de lavagem, estão retornando para o interior do mesmo.



Figura 5.2 – Onda de pressão de retorno no fechamento da janela de escape

Na simulação do escapamento original, conforme pode ser visto na figura 5.3, os valores de potência foram menores em comparação com a simulação do escapamento Tork, sendo que o valor máximo atingido foi de 11,5 HP. Houve uma diferença de 45% entre o valor

obtido experimentalmente, porém o pico de potência encontrado se deu na mesma faixa de rotação, aproximadamente 6500 RPM.

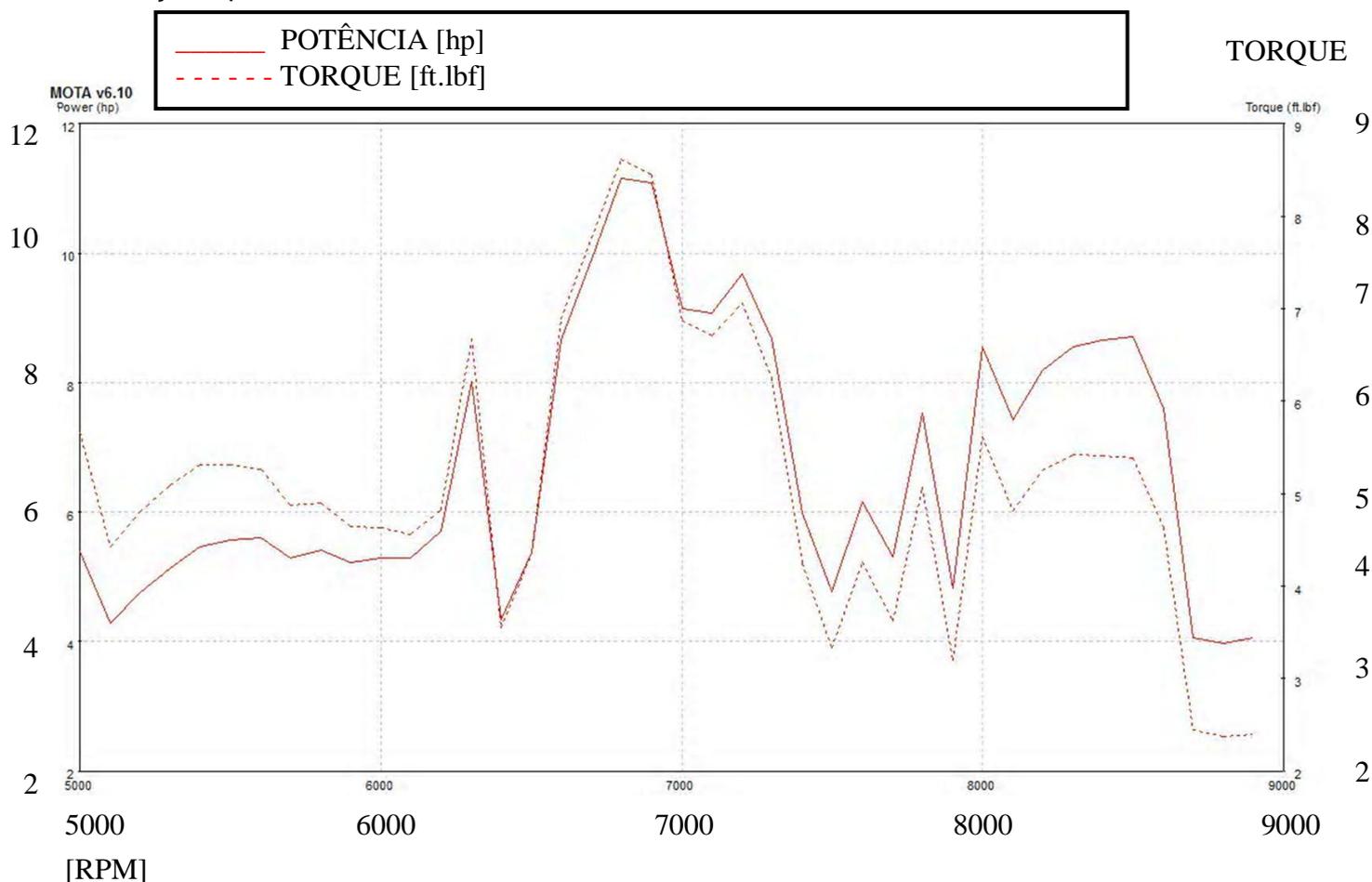


Figura 5.3 – Valores de potência X rotação para escapamento original

Através da análise do comportamento das ondas de pressão no coletor de escape, foi possível verificar que quando a janela de escape está aberta, existem duas ondas de pressão se propagando na direção do cilindro, conforme pode ser visto na figura 5.4 na posição 1. A primeira onda atinge o cilindro quando a janela de escape foi recentemente aberta, impedindo assim a expulsão dos gases queimados, que são comprimidos pela primeira e segunda onda para dentro do cilindro.

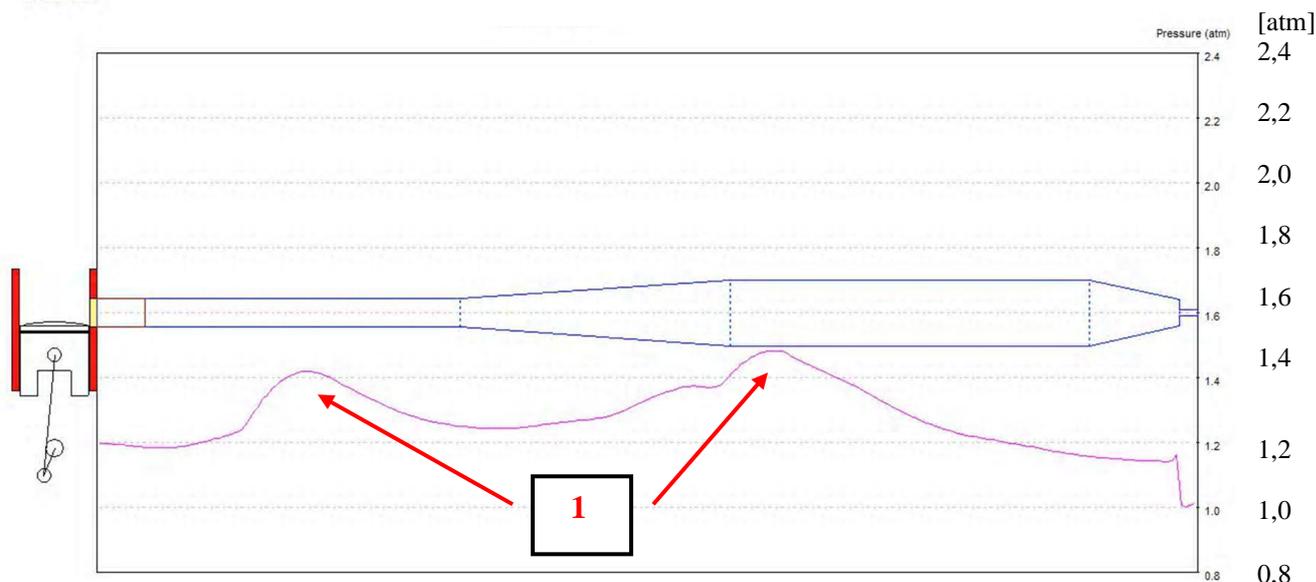


Figura 5.4 – Ondas de pressão de retorno com a janela de escape aberta

Conduzindo a simulação restante, referente ao coletor sugerido pelo software, conforme pode ser verificado no Apêndice II, a potência máxima obtida foi de 29,94 HP, ou seja, teve um incremento de 54% em relação ao escapamento Tork.

## 6 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Analisando primeiramente os dados obtidos experimentalmente, é possível verificar que o escapamento da marca Tork, proporciona um valor superior de potência e torque quando comparado ao escapamento original, 17 HP na roda e 16 N.m de torque. O formato da sua curva de potência enfatiza que o motor possui um baixo rendimento fora da faixa de rotação compreendida entre 7000-8500 RPM, com grande emissão de gases não queimados, fato que foi verificado visualmente durante os testes.

A curva do escapamento original de fábrica possui um formato mais suave, ou seja, são proporcionados valores médios de potência, que pouco variam numa extensa faixa de rotação compreendida entre 5500-8500 RPM, característica básica de coletores para motores utilizados em veículos de passeio. Em comparação com o escapamento anterior, o pico de potência se dá próximo a 6500 RPM, com valores de potência e torque na roda de 13 HP e 15 N.m. Ressalta-se que descontando as perdas mecânicas, a potência no eixo do motor é de 16 HP, valor que é fornecido no manual da motocicleta, validando os dados obtidos experimentalmente.

Com a análise das simulações computacionais, foi possível comprovar os dados obtidos experimentalmente. Focando na simulação do escapamento da marca Tork, o valor máximo de potência foi exatamente o mesmo, sendo que este pico se deu na mesma faixa de rotação obtida experimentalmente. Foi possível observar no figura 5.2, referente a onda de pressão de retorno, que a mesma atinge o cilindro no momento exato do fechamento da janela de escape, fato que comprova o efeito de superalimentação.

A simulação do escapamento original contou com uma diferença considerável nos dados obtidos experimentalmente, porém o comportamento do gráfico é similar ao obtido experimentalmente e o pico de potência também ocorre na mesma faixa de rotação. Analisando o comportamento das ondas de pressão de retorno, foi possível observar que duas ondas atingem o cilindro quando o processo de lavagem ainda não está completo, ou seja, gases queimados que não foram expulsos para o escapamento são impelidos de volta ao

cilindro. Com isto a câmara de combustão fica parcialmente preenchida por gases queimados, que reduzem o rendimento termodinâmico do processo de combustão.

Pôde-se testar a eficácia do dimensionamento do coletor indicado pelo software, sendo que com as simulações do mesmo, foram obtidos dados superiores em relação aos do escapamento Tork.

A partir do desenvolvimento deste trabalho, ressalta-se o conhecimento adquirido em motores de ciclo dois tempos, principalmente no estudo de gases e ondas de pressão no motor e coletores. O objetivo de obter as curvas de potência e torque dos coletores foi alcançado, com destaque de se encontrar qual a melhor geometria que proporcione a maior potência, onde foi possível concluir qual a melhor geometria para diferentes aplicações.

Como continuidade para o trabalho, deve-se confeccionar o coletor calculado pelo software, testando-o experimentalmente para comprovar os dados obtidos na simulação. Seria válida a extensão dos estudos para outras geometrias de motores, mas também com a análise do comportamento das ondas de pressão no coletor de admissão.

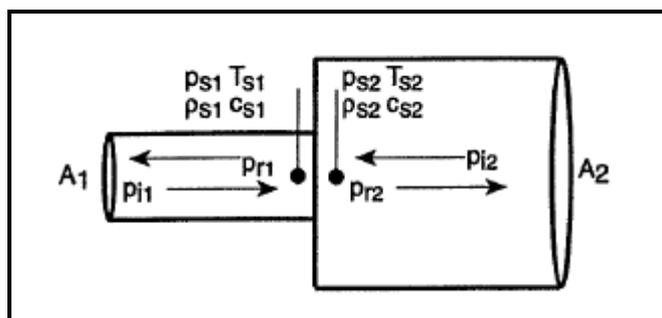
## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Blair, G. "**Design and Simulation of Two-Stroke Engines**", Society of Automotive Engineers, Inc, 1996.
2. Nuti, M. "**Emissions from Two-Stroke Engines**", Society of Automotive Engineers, Inc, 1998.
3. Heywood, J., Sher, E. "**The Two-Stroke Cycle Engine**", Taylor and Francis, USA, 1999.
4. Ohira, T., Ikeda, Y., Takahashi, T., Ito, T., Kakajima, T., "**Exhaust Gas Flow Behavior in a Two-Stroke Engine**", SAE Technical Paper Series, USA, Março, 1993.
5. Tenney, W., "**Two-Cycle Engine Resonance System**", US Patentes, Maio, 1972.

## ANEXO I

As equações abaixo estão contidas em Blair, 1996, e a partir delas, é possível obter os valores de ondas de pressão refletidas em discontinuidades de área em seções de duto. A partir do valor de pressão da onda a montante da discontinuidade, é possível calcular os valores de pressão refletidas, a jusante e a montante, da mesma.

A teoria exposta em seguida é a utilizada no software Mota para simulação do funcionamento do motor.



Nomenclatura:

A1: área 1, m<sup>2</sup>;

A2: área 2, m<sup>2</sup>;

Pr1: pressão refletida na seção 1, Pa;

Pi1: pressão incidente na seção 1, Pa;

Ps1: pressão média da zona 1, Pa;

Ts1: temperatura média da zona 1, K;

Cs1: velocidade de partícula de gás da zona 1, m/s;

O equivalente é para a zona 2

X: taxa de amplitude de pressão, adimensional;

Ar: área relativa, A2/A1, adimensional.

Primeiramente, com o movimento de ondas de pressão do duto do coletor, é procedida a obtenção das ondas providas do motor, ou seja, as ondas de compressão. A partir disto, são obtidas as taxas de amplitude das ondas de pressão refletidas, para nas equações a seguir, os valores serem convertidos em pressões. A obtenção das taxas de amplitude de pressão refletidas nas zonas 1 e 2 se dá pelo cálculo utilizando as equações 1 e 2. Os índices i e r, significam respectivamente, incidente e refletida.

$$X_{r1} = \frac{(1 - A_r)X_{i1} + 2X_{i2}A_r}{1 + A_r} \quad (1)$$

$$X_{r2} = \frac{2X_{i1} - X_{i2}(1 - A_r)}{(1 + A_r)} \quad (2)$$

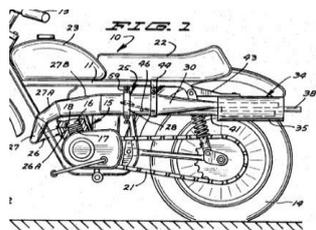
Com a obtenção dos valores de X, utiliza-se a fórmula 3, para convertê-los em pressão:

$$P = X^{G7} \quad (3)$$

O símbolo G7 é um valor respectivo ao fluido em estudo, para o caso do ar que foi utilizado nos cálculos, o valor é 7.

## ANEXO II

VISTA DO ESCAPAMENTO COMBINADO, SEGUNDO TENNEY 1972.

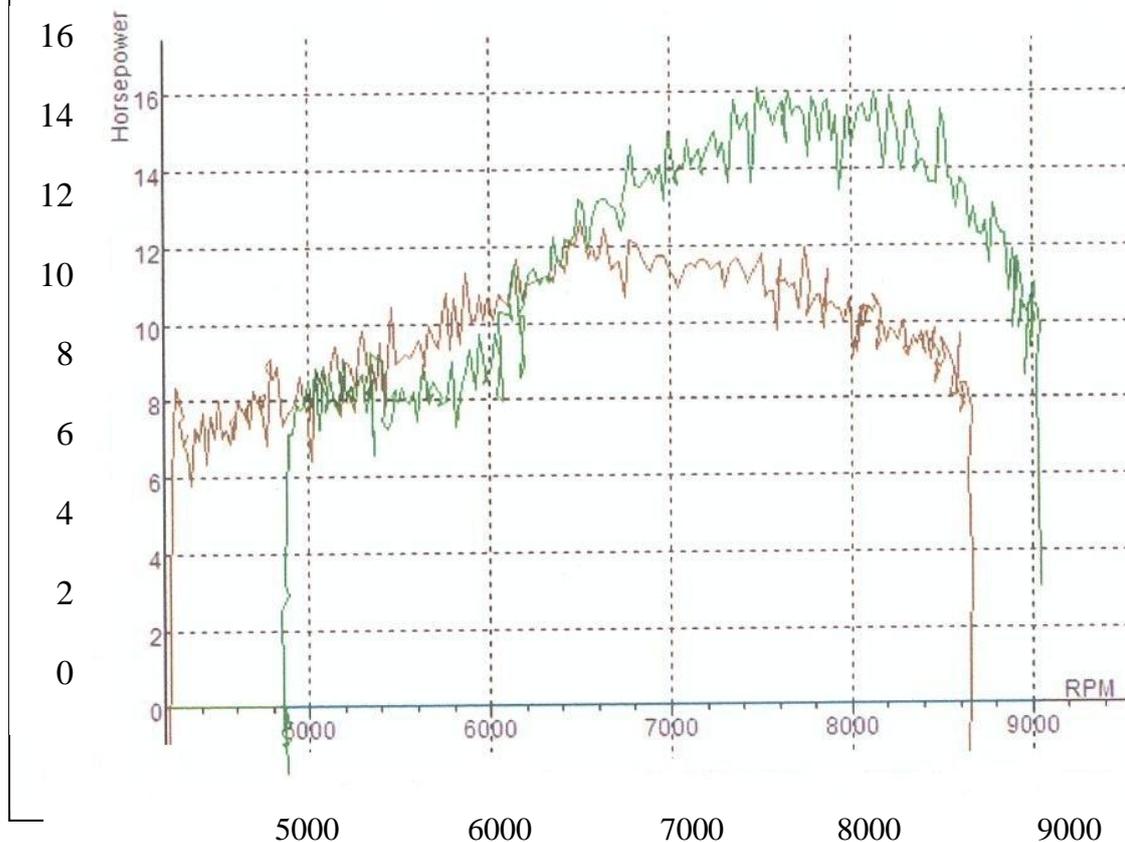


Vista dos dois escapamentos em pontilhado

## APÊNDICE I

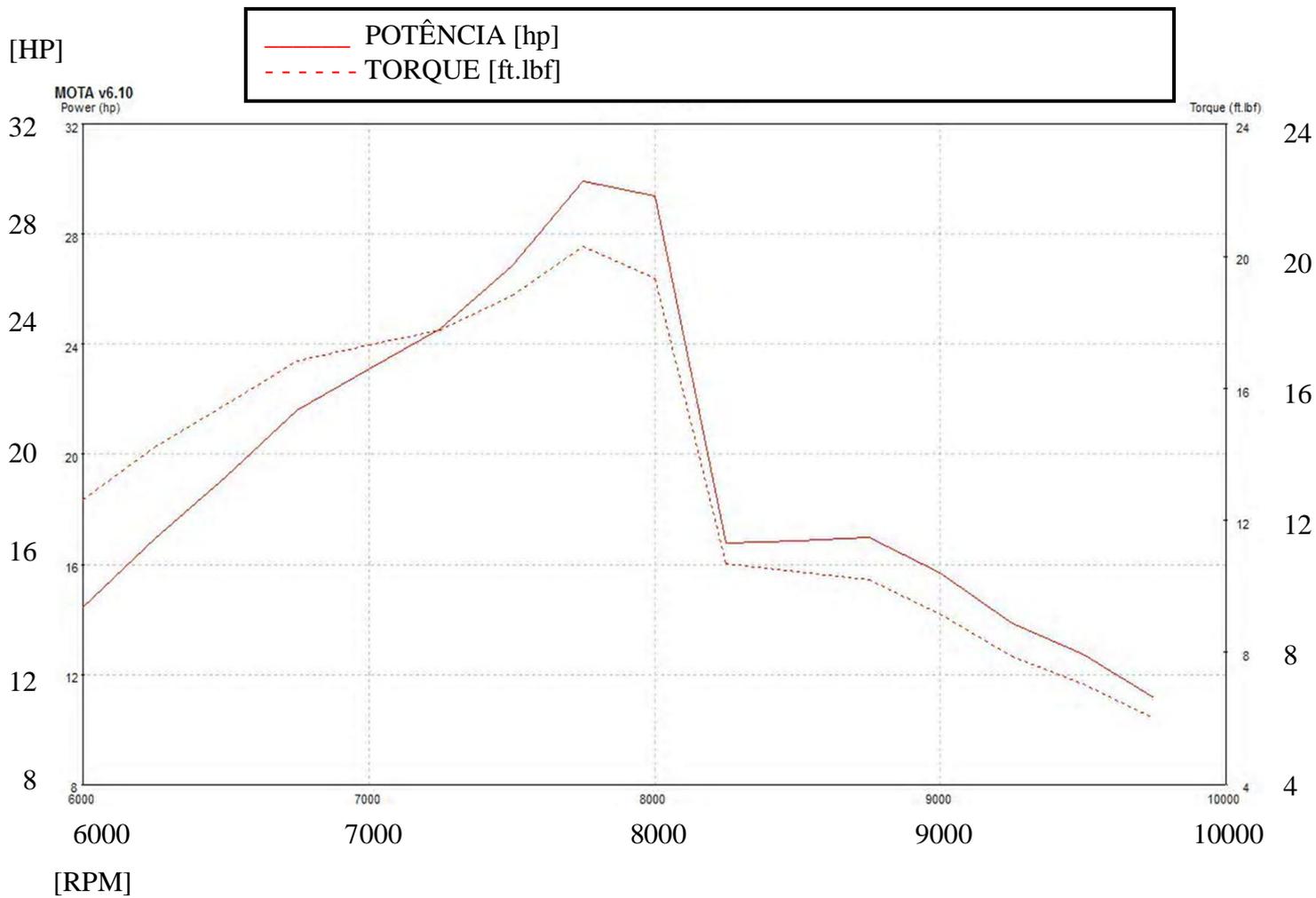
GRÁFICO DE ROTAÇÃO [RPM] X POTÊNCIA [HP] MOTOR 135 CC

- █ - ESCAPAMENTO ORIGINAL
- █ - ESCAPAMENTO TORK



**APÊNDICE II**

GRÁFICO DE POTÊNCIA X ROTAÇÃO PARA ESCAPAMENTO CALCULADO NUMERICAMENTE

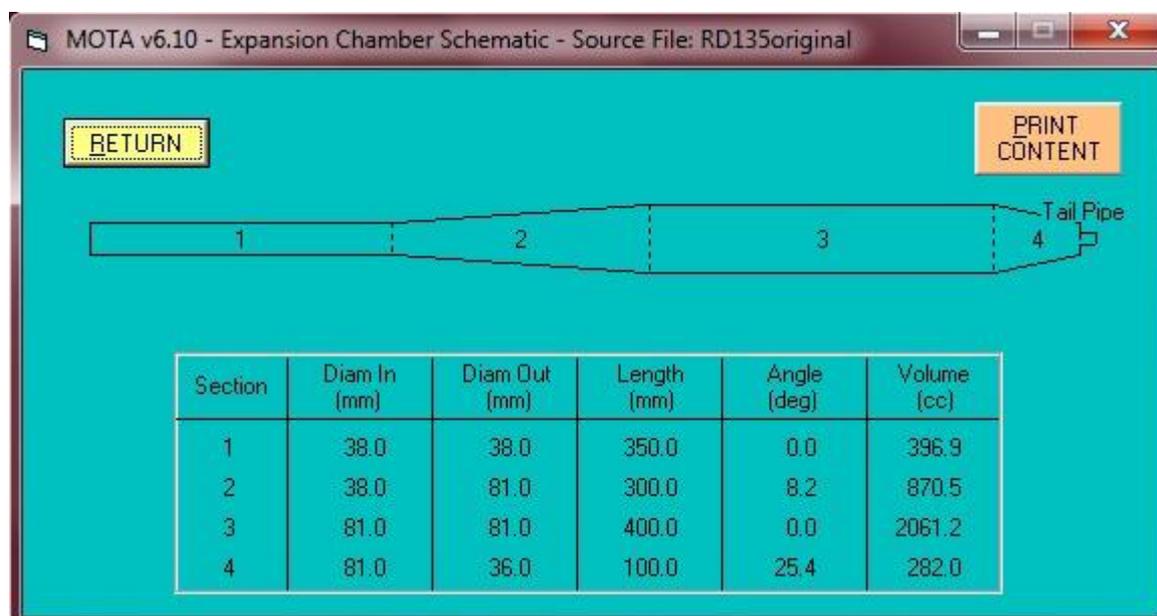


**APÊNDICE III**

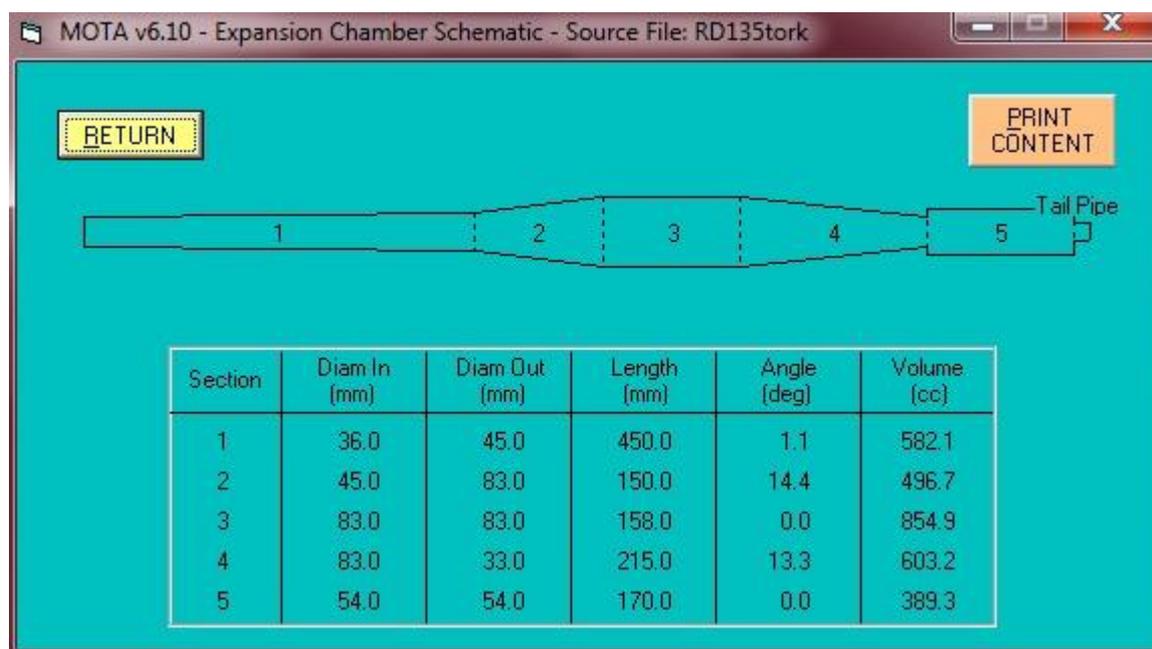


## APÊNDICE IV

### Escapamento original de fábrica



### Escapamento fabricante Tork



### Escapamento dimensionado pelo software MOTA v6.10

