2171498

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

TURBOCARREGAMENTO NO CICLO OTTO

Aplicação no Motor VW Passat 1.6

Ano 1982

Autor: JOÃO PEREIRA DOS SANTOS

Orientador: NEDO ESTON DE ESTON

Agradecimentos

Os meus sinceros agradecimentos, em especial, aos professores NEDO ESTON DE ESTON e OSWALDO GARCIA que muito colaboraram na orientação deste trabalho, e no interesse dispensado, aos que em muito prestaram colaborações no sentido material e pessoal (refiro-me as empresas como a GM, a FORD, a TURBO EX e a ENPRO) com informações necessárias, ao seu ABEL pelos seus favores gentilmente prestados, ao prof. titular e chefe do departamento de Engenharia Mecânica GIORGIO E. O. GIACAGLIA que indiretamente foi a pessoa que conseguiu parte do material referente ao assunto, às outras pessoas que também indiretamente colaboraram neste trabalho e finalmente, em especial aos meus colegas e companheiros de classe que trataram do mesmo assunto para discutir, organizar e executar esse extenso trabalho de formatura.

S U M Á R I O

Este trabalho de formatura que visa o turbocarregamento em automóveis está dividido em três partes. A primeira parte trata-se de considerações teóricas subdividida em itens nas quais tratamos de:

- descrição geral e funcionamento do turbocompressor;
- considerações gerais do turbocarregamento;
- fatores que influenciam o turbocarregamento;
- discussões de alguns aspectos relevantes;
- aspectos gerais de falhas a reposições;
- situação presente e tendências futuras no turbo.

A segunda parte refere-se aos cálculos para o levantamento dos ciclos Otto com e sem a sobrealimentação e à seleção do compressor e carcaça adequada da turbina para o motor em estudo.

A última parte consiste num material adicional que constam dados técnicos, do diagrama clássico de compressor e turbina e artigos que comentam sobre o assunto.

P R E F Á C I O

O presente trabalho de formatura trata-se de um estudo relacionado a utilização do turbocompressor em motores do ciciclo Otto, assunto ainda pouco divulgado e pouco conhecido aqui no Brasil. Sabemos que a aplicação dos turbocompressores já é componente de série em motores diesel, em países estrangeiros, enquanto que as aplicações para motores à gasolina estão em desenvolvimento visando atingir a nível de conhecimento dos motores diesel.

No Brasil, algumas montadoras particulares, como a Enpro (para gasolina e álcool) e mesmo a Turboex (para diesel), já esboçaram alguns estudos relativos e já realizaram ensaios em alguns tipos de motores veiculares com as suas atividades já executadas a níveis comerciais.

Neste trabalho, várias fontes de pesquisa foram utilizadas, principalmente, os artigos da SAE, cada um tratando sob determinados assunto particular, porque os textos relatam os resultados obtidos nas experiências executadas a cada tipo de problema. A literatura do trabalho também baseou-se num artigo do CRANE, oferecido pelo prof. Nedo, e com o qual pôde ser feito alguns cálculos quanto à seleção dos compressores e das carcaças das turbinas. O livro "Análises de Motores de Combustão Interna", de Taylor também nos foi útil para levantamento dos ciclos tóricos para cada caso particular no motor. A dificuldade maior foi encontrar alguma aplicação prática que procure projetar realmente um turbocompressor para adaptar ao motor do ciclo Otto.

A diversidade dos assuntos sobre o tema do trabalho foi realmente extensa, resultando em algumas dificuldades na ordenação e organização destes diversos tópicos, a fim de que o trabalho atingisse a forma geral com seus assuntos ordenados, contínuos e lógicos ao entendimento e compreensão do tema.

Devido a sua extensão, a Parte I do trabalho foi confeccionada da seguinte forma:

- itens 1, 2.1 a 2.4, 4.4 e 4.5 sob responsabilidade de Fábio Mori;
- itens 2.5, 3 e 4.1 sob responsabilidade de João Pereira dos Santos.

- itens 4.2 e 4.3 sob responsabilidade de Hiroshi Otani; e
- itens 4.6, 5 e 6 sob responsabilidade de Tsai Ho Hsin.

INDICE GERAL

PARTE I - CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS

1. INTRODUÇÃO

1.1. Histórico..... 1
1.2. Motivos para super carregamento 2
1.3. Descrição Geral e Funcionamento do Turbo-Compressor .. 2
1.4. Esquema com partes de um Turbo-Compressor..... 3
1.5. Tipos de Compressores 4
1.6. Sistemas de Ar Comprimido .,..... 5

2. TURBO CARREGAMENTO E O MOTOR

2.1. Desempenho Esperado 13
2.2. Turbo Carregamento em alguns motores..... 14
2.3. Considerações a respeito da Turbo-Alimentação 16
2.4. Fatores que influenciam o Turbo-Carregamento 20
2.5. O sistema Motor-Turbo-Compressor 29

3. O TURBO COMPRESSOR

3.1. Montagem 47
3.2. Fornecimento de óleo 47
3.3. Drenagem de óleo 47
3.4. Para obter melhores resultados no Turbo 47
3.5. Combinação do Turbo ao Motor 48

4. DISCUSSÃO E CONSIDERAÇÕES DE ALGUNS ASPECTOS DO TURBO CARREGAMENTO.

4.1. Um Turbo Compressor para automóvel..... 61
4.2. Algumas caracteristicas especiais do motor à gasolina Turbo Carregado 81
4.3. Turbo Carregamento a pressão constante para motores de quatro tempos de média rotação 96

4.4. O efeito da rotação específica da Turbina e do Compressor na eficiência do Turbo Compressor e desempenho do motor 111

4.5. Proposta para aumentar a pressão..... 124

4.6. Um método para predizer o desempenho de Turbinas centripetas em escoamento não estático 145

5. FALHAS E MANUTENÇÃO DE TURBO COMPRESSOR

5.1. Introdução 159

5.2. Causas e falha do Turbo-Compressor 159

5.3. Reposição de um Turbo-Alimentador 163

5.4. Operação Correta e Economica 164

5.5. Detecção de problemas 164

6. ESTÁGIO ATUAL E TENDÊNCIAS FUTURAS

6.1. Introdução 175

6.2. Abstrações 176

6.3. Turbo-Carregamento do motor a gasolina 178

6.4. Turbo-Carregamento de motor Diesel de carro de passageiros..... 181

6.5. Turbo-Carregamento em motores de caminhão 182

6.6. Turbo-Carregamento em motores de veículos fora de estrada 186

6.7. O motor de alta BMEP 186

6.8. Desenvolvimento de sistema Turbo-Carregamento 190

6.9. Utilização da energia do gás de exaustão 190

6.10 Turbina do Turbo-Compressor 194

6.11 Compressor do Turbo-Compressor 196

6.12 Conclusões 197

PARTE II - Cálculos e Diagramas do ciclo

PARTE III Material Adicional

1. O Turbo Alimentador para o motor

2. Motores GM - Aplicação Industrial Catálogo Técnico

3. Curvas características da Turbina e do Compressor da Garret

4. Curvas Características do motor Ford (a álcool e a gasolina) Corcel II 1,6.

5. Artigo fornecido pela ENPRO

6. Curvas características do motor Passat

7. Bibliografia

PARTE I - CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS

1- INTRODUÇÃO

1.1- Histórico

Turbo alimentar é um processo conhecido a muitos anos, porém com muitos problemas que precisam ser resolvidos até que pudesse se tornar um processo de fabricação em linha para os motores automotivos atuais.

O progresso tecnológico de turboalimentar um motor teve ampla utilização na aviação, onde era importante compensar a queda da potência derivado da altutide(onde o ar é mais rarefeito). No setor automobilístico, as primeiras experiências com motores dotados de compressores datam de 1902 e foram desenvolvidas por Luis Renault . Em 1905, foi a vez do suiço Alfred Buchi patentear o uso de um compressor movimentado pelos gases do escapamento. A seguir, em 1917, coube ao francês Rateau experimentar, sobretudo para utilização em aviação, o primeiro e verdadeiro turbocompressor acionado pelos gases de escapamento.

Nos anos 20, o compressor já aparecia de forma destacada nas pistas de corrida. A primeira vitória importante do novo sistema de alimentação foi alcançada pelo Fiat no GP da França de 1923. Seu carro usava então um compressor do tipo volumétrico, composto por dois rotores com o formato deum 8 em sua seção e ligados por duas engrenagens rodando a mesma velocidade mas em sentidos opostos. Esse tipo de compressor, acionado por uma correia ou engrenagem funciona roubando uma parte significativa de potência do motor.

Nos anos 30, carros de corrida mais famosos tinham compressor: a Bugatti 51, de 1931(2300 cm3, 160 CV); o Alfa Romeu P3,de 1932(2600cm3, 200CV), A Maserati 8 cm, de 1933(3.000cm3, 200 CV) e o Alfa Romeu 158, de 1938(1500cm3, 195CV) . Nesse último, o compressor já estava bastante desenvolvido e no modelo seguinte desse carro - o159, de 1951- a potência de seu motor chegava a cerca de 450 CV, o que tornava extremamente competitivo. Foram campeões mundiais em 1950 e 1951, ano em que o Alfa Romeu decidiu se retirar das competições.

O compressor utilizado nessa época já era do tipo de duplo estágio, com dois compressores montados em série, mas que ainda desperdiçavam uma boa parte da potência fornecida pelo motor.

Para resolver o problema, retomou-se o esquema aeronáutico dos compressores acionados por gases de escape do motor,desenvolvendo-se especialmente nos Estados Unidos, intensos estudos a es

se respeito. As aplicações iniciais que foram feitas em veiculos industriais, seguiram-se várias tentativas deintrodução do turbo-compressor na produção de carros de série. Em 1962 apareceram o Chevrolet Corvair e o Oldsmobile F 85 Jetfire equipados com turbo-compressore fabricados pela Airesearch e pela Thompson.

Esses carros logo revelaram um sensivel aumento de potência - no Corvair, por exemplo, a potência passava de 100CV da - versão normal para 142 CV da versão com turbocompressor.

Embora satisfizessem os pilotos com ambições esportivas, esses carros deixaram a desejar quando funcionavam em baixas rotações, o que fez com que o uso do turbocompressor ficasse restrito às corridas, onde os motores são empregados em regime de rotação muito elevados e constantes.

Só em 1973, graças à Porsche, o turbocompressor voltou a ser usado nas pistas de corridas e, em seguida, em alguns carros de turismo de grande desempenho, como o BMW 2002 Turbo. Hoje, existem em regime normal de produção diversos carros dotados de turbo compressor, desde o sueco Saab99 Turbo e o norte americano Buick Turbo. Além disso, apareceram inúmeros Kits para os mais variados - tipos de veiculos antes já comercializados no mundo todo.

1.2- MOTIVOS PARA O SUPER CARREGAMENTO

O motivo básico para o super carregamento de qualquer - motor é a redução do peso e volume da instalação,para uma dada potência fornecida. Nos motores Diesel, o super carregamento pode resultar em uma apreciável melhora na economia de combustivel, mas esta raramente é suficiente para justificar as complicações envolvidas. Nos motores de ignição por centelha, o super carregamento usualmente reduz a economia de combustivel porque a razão de compressão deve ser reduzida.

1.3- DESCRIÇÃO GERAL E FUNCIONAMENTO DO TURBOCOMPRESSOR

O turbocompressor utilizado hoje é constituido de uma - turbina e um compressor centrifugo montados no mesmo eixo. Seu propósito é aumentar a quantidade de ar descarregado ao motor além do disponivel para os motores de aspiração natural. Este ar extra permite ao motor queimar mais combustivel com melhor combustão(pode-se atingir combustão completa devido ao excesso de ar),e, com isso produzir maior potência.

Pela figura 1.2, observa-se que a turbina aproveita a perda de energia térmica proveniente do gás de exaustão do motor e a converte para o trabalho mecânico a um compressor. O gás de exaustão penetra na turbina através da conexão flangeada, e, com isso em direção a roda da turbina em toda a sua periferia. Os gases começam a expandir-se para a pressão atmosférica na roda e saem ao longo de um eixo axial.

A energia do gás de exaustão é convertida ao trabalho mecânico, rodando o eixo que também movimenta a roda do compressor centrífugo.

Ar é inspirado para a roda do compressor pela sua rotação e flui radialmente e externamente através da seção do difusor, antes da carcaça do compressor. O ar comprimido é coletado na carcaça e parte através de uma saída tangencial para o coletor de admissão como mostra a figura 1.4.

Toda a unidade rotativa é contida pela carcaça dos mancais e suportada pela unidade de mancais, por buchas flutuantes. Estes mancais são lubrificados, posicionados e resfriados pelo óleo do motor à pressão. Os tipos de anéis de vedação usados nos pistões são utilizados na carcaça dos mancais para evitar vazamentos de óleo ao longo do eixo e também vedam o ar comprimido e a alta pressão em suas respectivas carcaças.

1.4- Esquema com partes de um Turbocompressor

A lista de peças abaixo relacionada refere-se a um turbo-compressor para motores à gasolina, ou mais genericamente, para motores de solicitação típica de ciclo OTTO.

nº Item	Nome da Peça	Quantidade por Turbo
1	Rotor ou Roda do compressor	1
2	Contra porca	1
3	Carcaça do compressor	1
4	Bucha arremessadora	1
5	Anel de segmento	1
6	Inserto	1
7	Anel de pressão	1

nº Item	Nome da Peça	Quantidade por Turbo
8	Anel em "O" (inserto)	1
9	Mancal axial	1
10	Anel de escora	1
11	Defletor de óleo	1
12	Mancal radial	1
13	Lingueta da abraçadeira	8
14	Parafuso macho	8
15	Conjunto carcaça dos mancais	1
16	Abraçadeira em "V" (turbina e conjunto de porca)	1
17	Eixo e conjunto do rotor da turbina	1
18	Carcaça da turbina	1
22	Anel de segmento	1
23	Arruela de pressão	8

A numeração dos itens acima corresponde a mesma encontrada nas figuras 1.6 e 1.7.

1.5- Os Tipos de Compressores:O Tipo "Rootes" e o Tipo Centrífugo

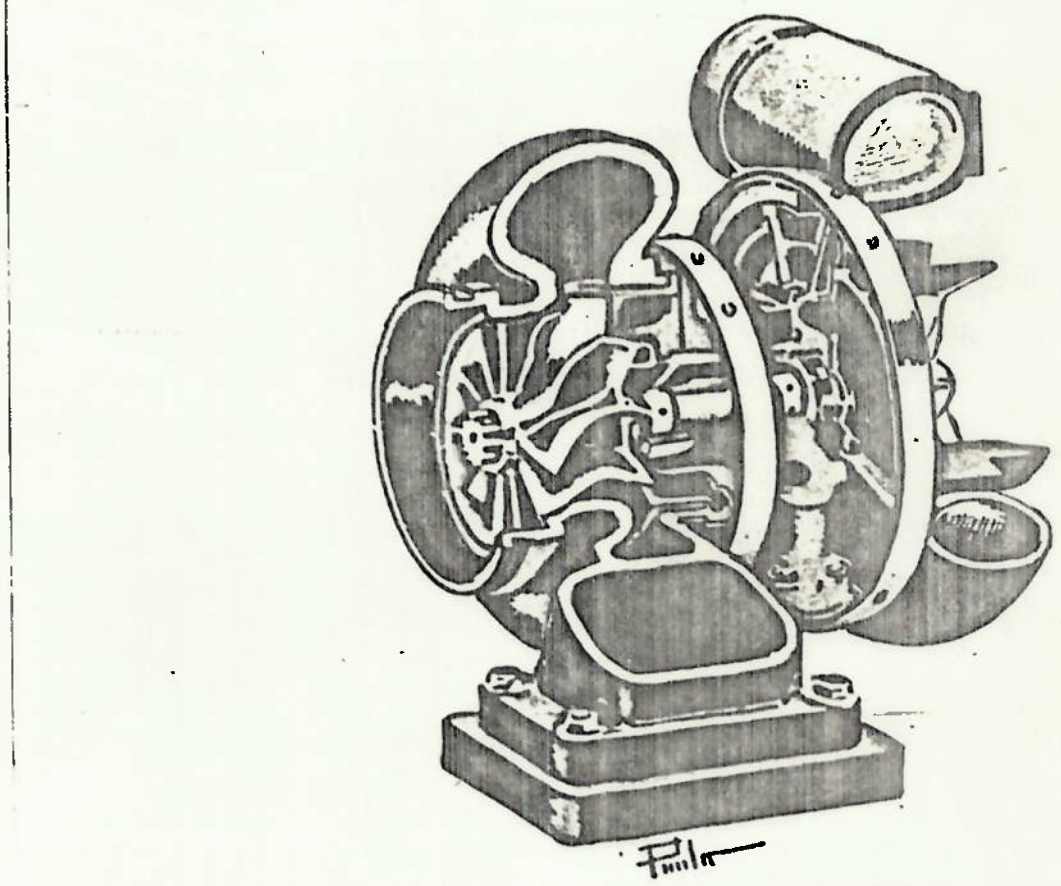
O eixo motor dirigido pelo supercarregamento dá uma potência acima dos motores com aspiração natural, porém com uma certa desvantagem porque estes supercarregamentos consomem potência motora para comprimir e bombear o ar. Isto custa ao combustível adicional uma quantidade significativa de dependência motora se obtiver considerável acréscimo de potência (HP) ao volante do motor. O tipo "Rootes" dá a vantagem de boa potência a baixa rotação motora porque pode-se ter razoavelmente pressão constante na tubulação acima do intervalo amplo de rotação motora. Entretanto, a figura 1.5, mostra que a potência exigida e aproximada retorne ao supercarregamento. O compressor tipo "Rootes" movimenta ar a baixa pressão muito bem, mas não comprime ar eficientemente acima de 15 psi. Tende a um aquecimento severo do ar, isto prejudica a combustão e reduz a densidade do ar bombeado. A densidade do ar (ou peso específico do ar) é o que o motor usa para adquirir potência, tão independente da pressão que o motor respon

de á densidade.

O motor dirigido pelo carregamento centrífugo é similar ao carregamento do compressor de turbo atual, mas é muito difícil fazê-lo durável de leve-peso para que acelere muito ou pouco com a rotação. Somente trabalha bem a máxima RPM e toma a potência do eixo como a do compressor tipo "Rootes".

1.6- Sistemas de Ar Comprimido

Tem ocorrido inumeras experiências de supercarregar motores usando ar comprimido armazenado, e, este sistema promete a todas as faixas de potências, vantagens de supercarregamento ao eixo sem a possibilidade de "roubar" potência. Sua limitação é o suprimento das "garrafas" reabastecendo necessariamente às altas pressões com risco de explosão do tanque, e , a larga faixa de controle necessário para suprir a quantidade correta de ar para o motor. Somente tornaria uso prático de tais sistemas para os testes de arrancada ou testes de velocidade em trechos retos de pista com os quais permitiriam o uso de ar pré-determinado.



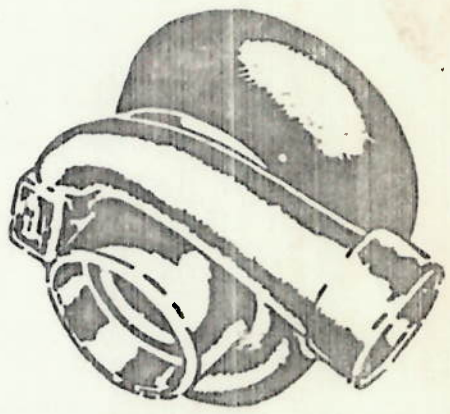


FIG. 1.1. - O TURBOCOMPRESSOR

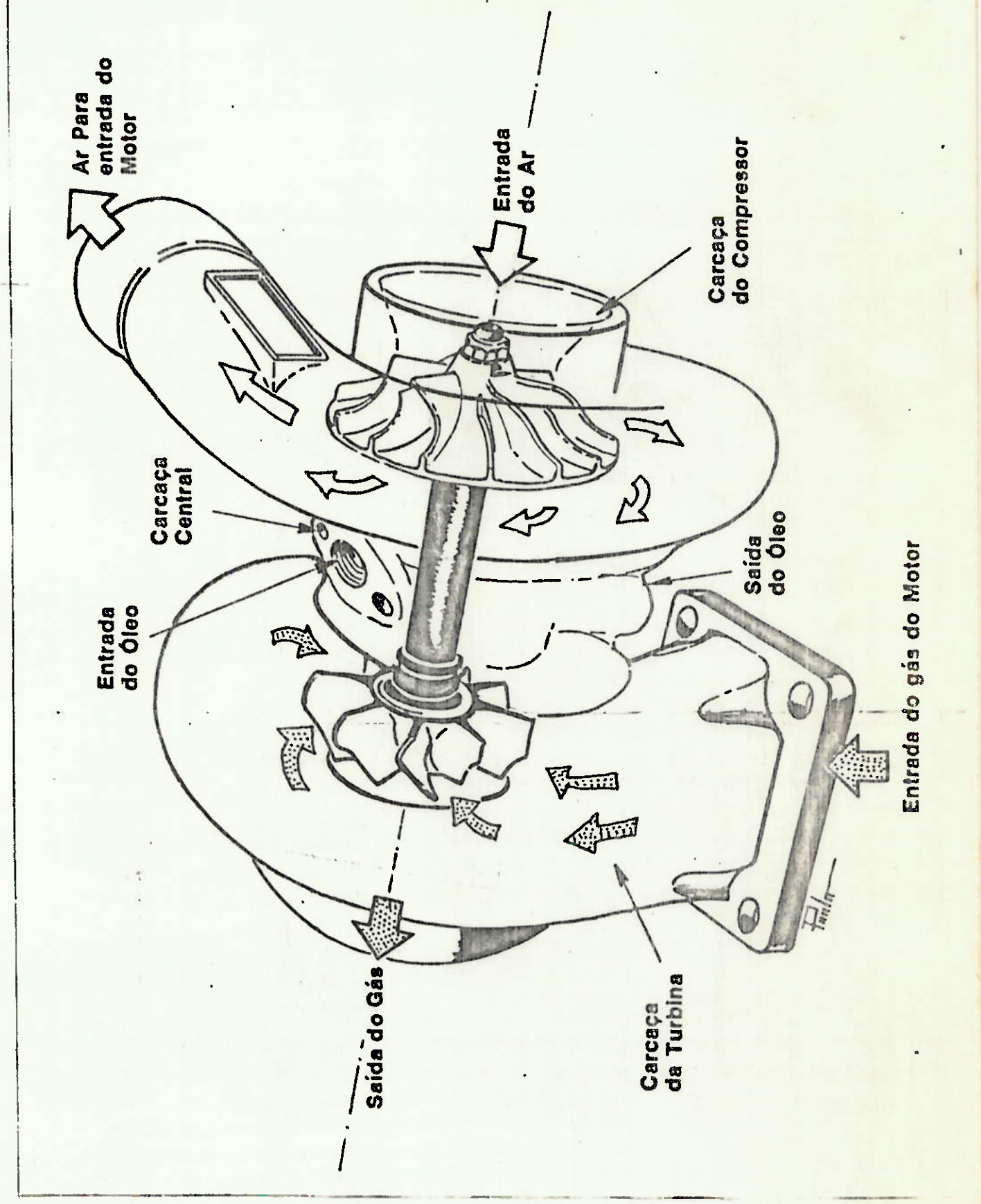


FIG. 1.2. FLUXOS DE ENTRADA E SAIDA NUM TURBOCOMPRESSOR

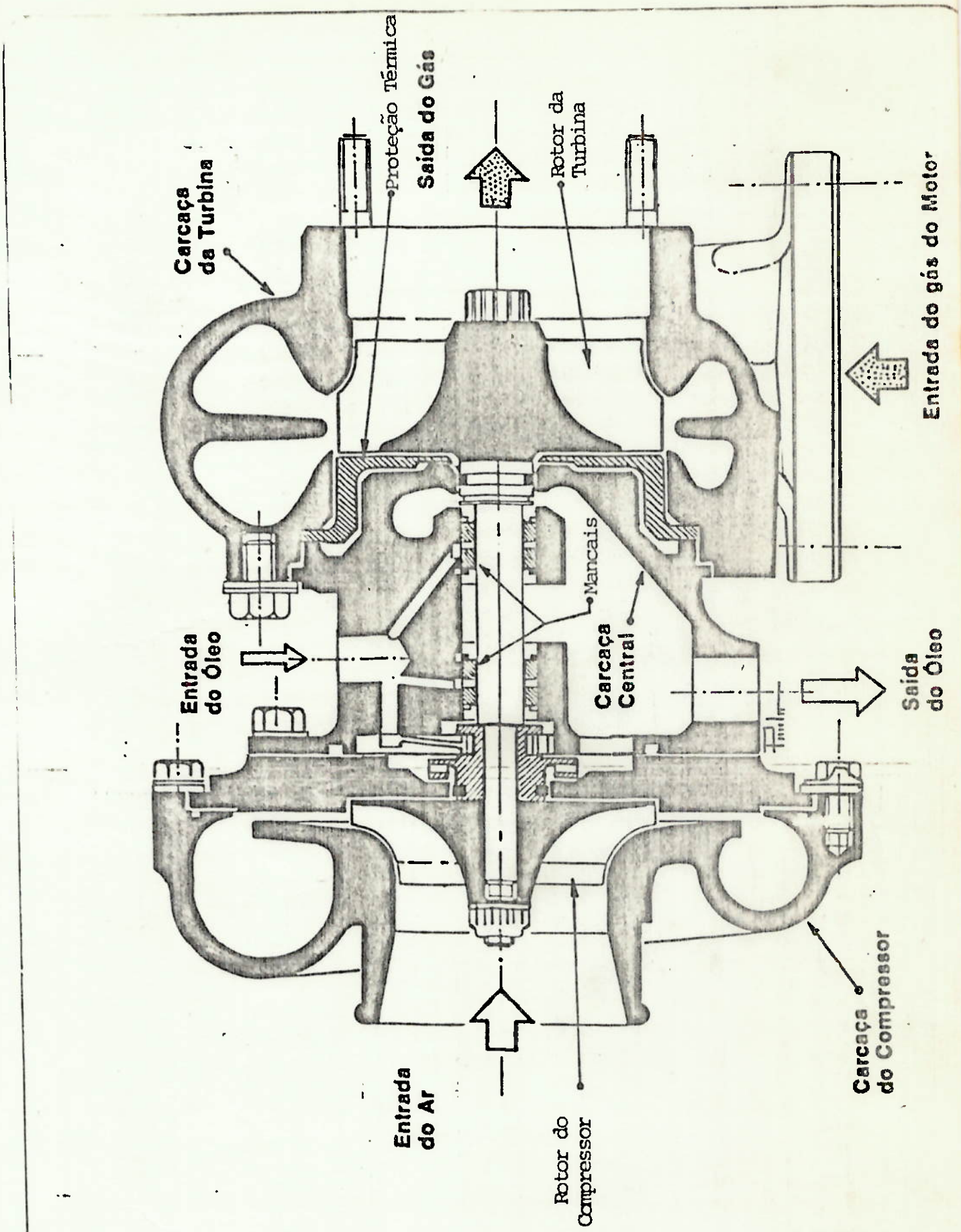


FIG. 1.3. CORTE DESCRITIVO DE UM TURBOCOMPRESSOR

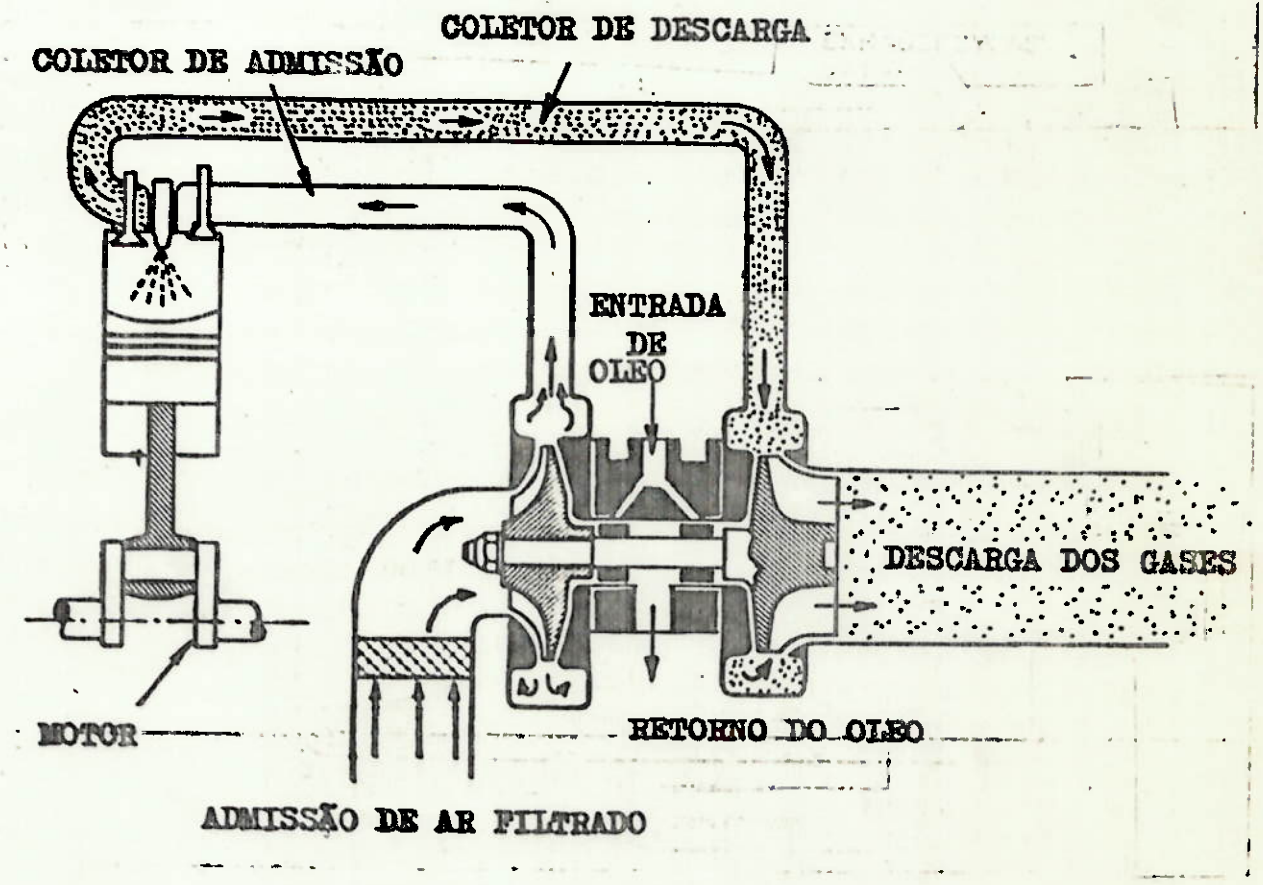
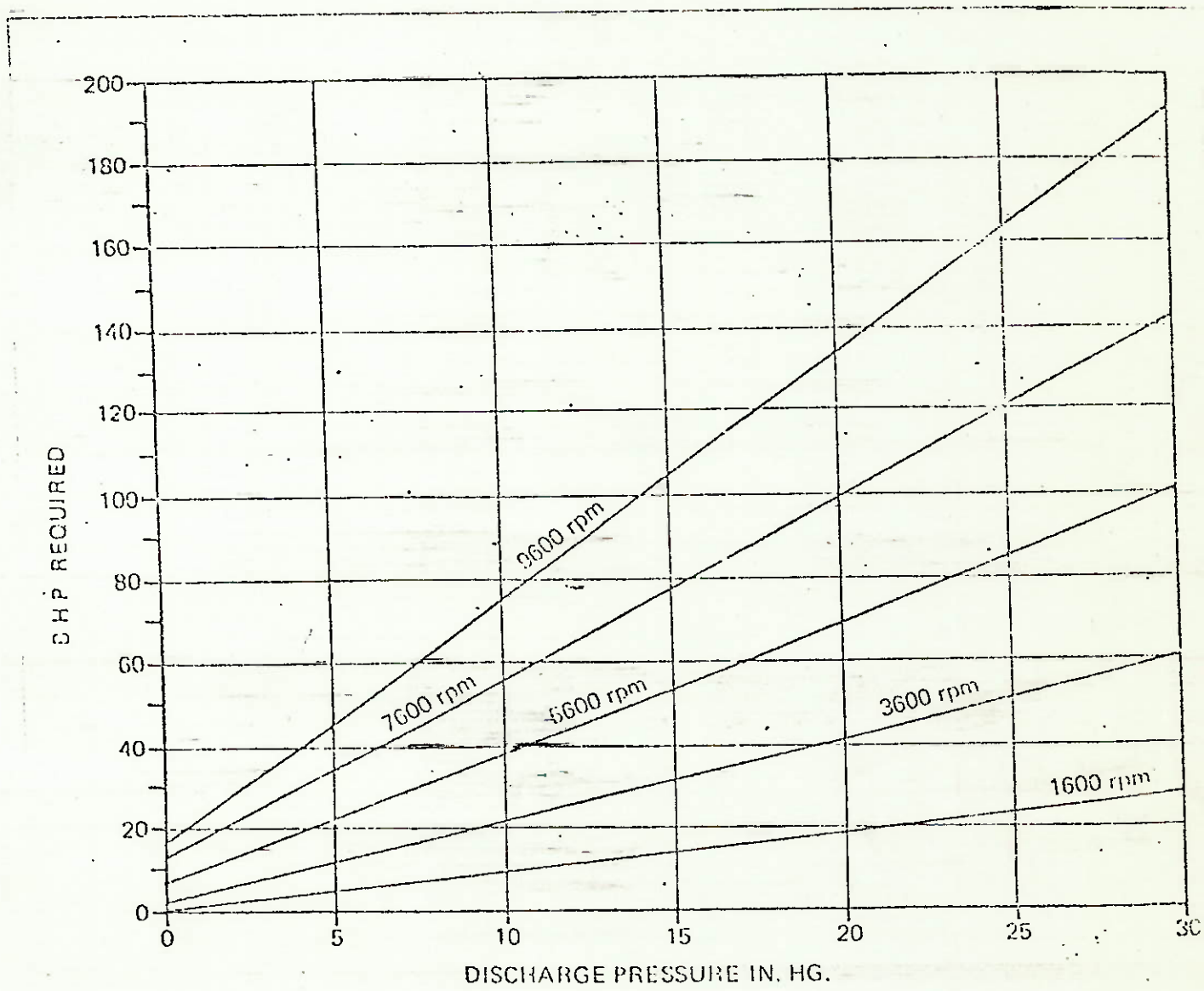


FIG. 1.4. ESQUEMA MOTOR-TURBO



6-71 GMC BLOWER CHARACTERISTICS, 420 CU.IN./REV. SWEPT VOLUME

FIG. 1.5. DIAGRAMA DA POTÊNCIA REQUERIDA (BHP) EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA (IN.Hg) A VÁRIAS ROTAÇÕES DO MOTOR.

Item No.	Name of Part	Quantity Per Turbo
1	Compressor Wheel	1
2	Locknut	1
3	Compressor Cover	1
4	Slinger Sleeve	1
5	Piston Ring	1
6	Insert	1
7	Snap Ring (Insert)	1
8	"O" Ring (Insert)	1
9	Thrust Bearing	1
10	Thrust Ring	1
11	Deflector–Oil	1
12	Bearing	1
13	Clamp Tab	8
14	"Taptite" Screw	8
15	Bearing Housing Assembly	1
16	"V" Clamp (Turbine) And Nut Assembly	1
17	Shaft & Turbine Wheel Assembly	1
18	Turbine Housing	1
22	Piston Ring	1
23	Lock Washer	8

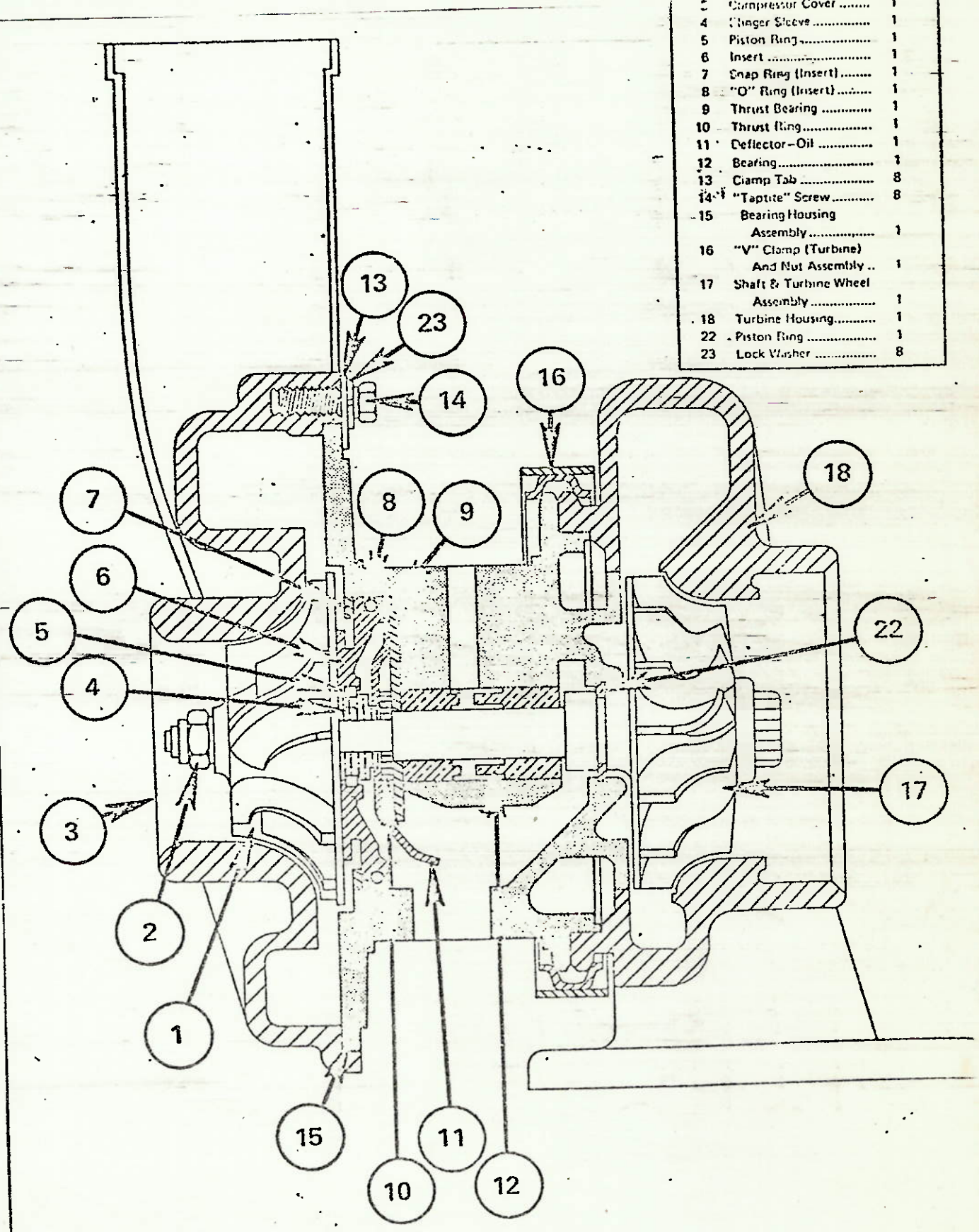
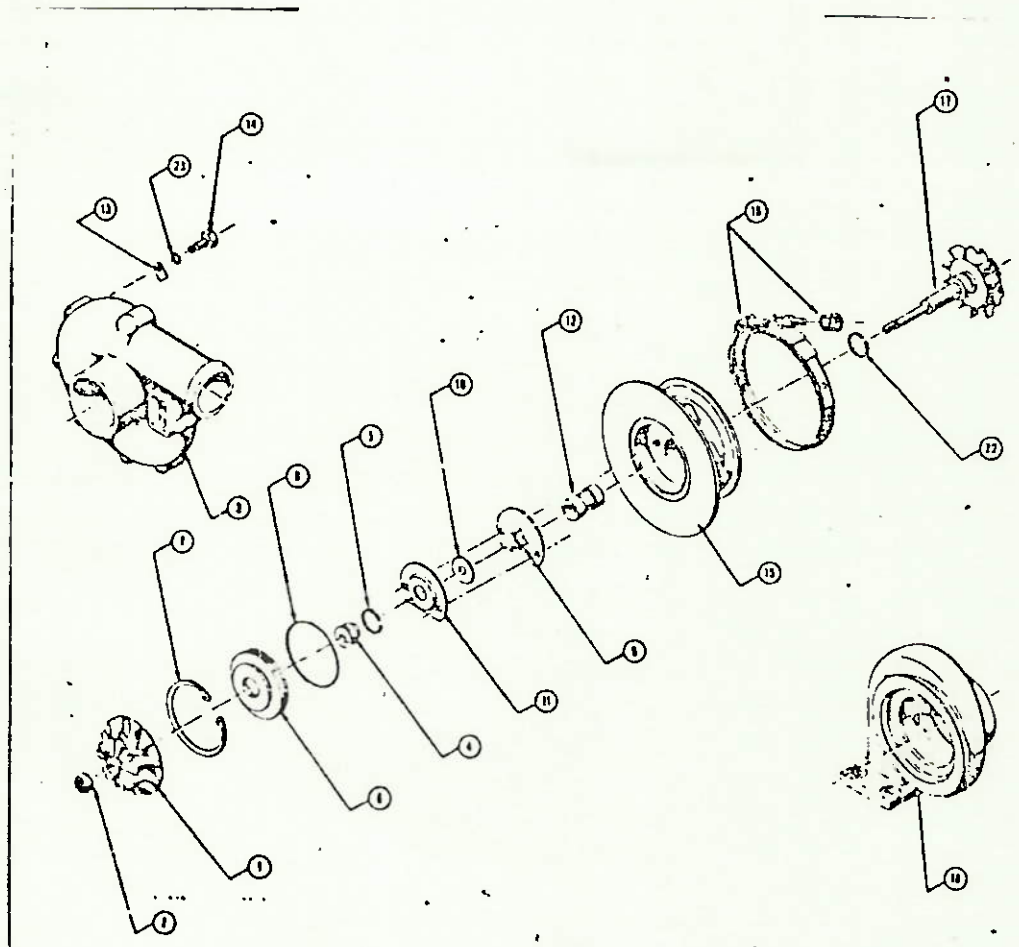


FIG. 1.6. SEÇÃO TRANSVERSAL DO TURBOCOMPRESSOR 3 LD : CRANE



Item No.	Name of Part
1	Compressor Wheel
2	Locknut
3	Compressor Cover
4	Flinger Sleeve
5	Piston Ring
6	Insert
7	Snap Ring
8	"O" Ring (Insert)
9	Thrust Bearing
10	Thrust Ring
11	Deflector-Oil
12	Bearing
13	Clamp Tab
14	"Taptite" Screw
15	Bearing Housing Assembly
16	"V" Clamp (Turbine) and Nut Assembly
17	Shaft and Turbine Wheel Assembly
18	Turbine Housing
22	Piston Ring
23	Lock Washer

FIG. 1.7. VISTA EXPLODIDA DO TURBOCOMPRESSOR

MODELO 3 LD CRANE

2- TURBO ALIMENTAÇÃO E O MOTOR-

2.1- Desempenho Esperado

Turboalimentar ajudará algum motor a produzir maior - potência, e os testes mostraram que emissões de escape também podem ser reduzidos. O desempenho que se pode esperar do motor turbocarregados depende por onde se começa. Sua relação de compressão é a primeira limitação desde que se possa bombear em mais e mais ar até - que o motor comece a detonar-se. Se iniciar com alta compressão,então não se pode bombear muito ar adicional para o motor antes que se perca o controle da combustão. Se começar com baixa compressão - pode-se bombear correspondentemente mais pressão ao motor até se atingir o limite. Quanto mais pressão se bombeia ao motor, maior - quantidade de ar injeta-se ao cilindro e mais combustivel deve-se - colocar com o ar.

Apenas para dar alguma idéia de onde a energia térmica do combustivel vem do motor naturalmente aspirado, ver as figuras 1.2 e 1.4.

Como as figuras mostram, 25% do combustivel é convertido ao trabalho para o volante e quanto mais combustivel que o motor possa usar para correta combustão, maior potencia produzirá; isto - também ilustra quanto de potência perdida sairá da exaustão, e, é, a potencia que o turboalimentador coloca para o trabalho mecânico.

Geralmente, a máxima quantidade de potencia que o motor turboalimentado pode produzir é aproximadamente 3 BHP/pol^3 de cilindrada no bombeamento a gasolina e aproximadamente 5 ou 6 BHP/pol^3 de cilindrada em metanol. A diferença está principalmente a - altas pressões porque ricas misturas de metanol tolerão sem a detonação. Ordinariamente, metanol produzirá somente ao redor de 10% a mais de potencia que a gasolina num mesmo motor naturalmente aspirado. É muito porvavel que o desenvolvimento do dinamômetro extensivo resultasse em mais BHP/pol^3 de cilindrada que geralmente estabelecido acima. Também, alguns motores com não usual ou limitações características pode exigir considerável desenvolvimento de trabalho mecânico apenas para atingir os números acima.

Provalvelmente, algum moderno motor de 4 cilindros que desfrutem de algum sucesso em competições de algum tipo, e, que tem amplo consumo de energia individual e valvula de escape para cada -

cilindro pode ser sucessivamente turbocarregado a estes niveis.

2.2- TURBOCARREGAMENTO EM ALGUNS MOTORES

2.2.1- Motores de 2 tempos

Geralmente não é fácil supercarregar motores de 2 tempos, cuja caracteristica é a lavagem do motor no cárter, porque quando o pistão fecha o orificio de transferência, o orificio de exaustão está ainda aberto e a pressão sai rapidamente para igualar-se a atmosférica. Desde que o turbo cause a pressão de descarga aproximadamente igual ao incremento de pressão, é possivel turboalimentar motores de 2 tempos..

O motor de 2 tempos com o compressor de ar do tipo "Rootes" pode ser turboalimentado pelo bombeamento do compressor para a entrada do turbo ou vice-versa. Isto deixa o compressor de ar funcionar relativamente a baixa rotação e fornece ar para o arranque do motor sem que se perca potencia no eixo do motor a plena carga; além disto, também, é possível supercarregar o motor a mais alta pressão.

O motor rotativo Wankel pode ser satisfatoriamente turboalimentado contanto que, o cuidado e a moderação sejam usados até onde o incremento de pressão puder ser realizado, porque altos incrementos de pressão e consequentemente muita potência podem causar pré-avaria da engrenagem rotora ou da engrenagem estacionária. Além disso, estas engrenagens já estão altamente tensionados que o aumento da potencia causa problema. A avaria na vedação pode também ser causado pelo excessivo incremento de pressão.

2.2.2- Motores Marítimos

Motores marítimos podem obter os mesmos benefícios da turboalimentação como nos motores para carros. A principal diferença com aplicação à motores marítimos é a proteção da combustão, e a tubulação de exaustão blindada à água.

A blindagem a água na tubulação de exaustão não tem apreciável efeito na seleção de carcaças de turbinas, assim como a compensação especial não precisa ser feito.

Deve-se examinar o controle do local de passeio dos barcos porque em algumas áreas, a blindagem a água da carcaça da tur-

bina pode ser exigida.

2.2.3- Motores Resfriados a Ar.

Geralmente, um motor resfriado a ar pode produzir tanta potencia (se propriamente modificada e adaptada) que às vezes pode não ser resfriado satisfatoriamente.Somente em anos recentes temos tecnologia de motores multicilindros resfriados a ar de curta cilindrada,que provém superficie de resfriamento suficiente para os cilindros e câmaras de combustão, para que este tipo de motor possa beneficiar substancialmente com a turboalimentação.

Devido a problemas de resfriamento básico, um motor resfriado a ar é muito mais limitado na quantidade total de potência, e, não se pode esperar muito a partir desses motores,. A maioria, dos motores poderá resistir 1,0 a 1,3 BHP/pol^3 de cilindrada, porém com maiores incrementos a sua durabilidade pode não ser confiável.

Frequentemente, motores turbinados resfriados a ar, os quais dão maior impressão no desempenho tem muitas superficies de resfriamento designados para o motor e ainda algumas forquilhas - são usadas para refrigerar a câmara de combustão. Tanto a injeção de água ou de água-álcool são usadas, ou ainda outro combustivel em excesso é bombeado através do motor para prover o resfriamento de seu calor latente.

A Porche tem sempre suprido bons exemplos de aplicação do motor resfriado a ar e excelentes exemplos de solução para os - carros.

2.2.4- Compensação de Altitudes

Turboalimentar tem sido muito bem sucedido no uso de - restaurar a perda de potência do motor devido a operações em altas altitudes. O turbocompressor apenas turbilhona mais rapidamente o ar rarefeito, e tende a bombear a mesma densidade de ar como o faz ao nível do mar. Isto permite ao motor produzir cerca de mesma potência como o faz ao nível do mar. Motores de avião tem usado este principio para substancialmente beneficiar o desempenho do aviaõ.A idéia é ser capaz de extrair a mesma potência a altitudes como ao

nível do mar e manter a mesma reserva. Isto, então, não causa nenhuma tensão excessiva ao motor ou avaria prematura.

Motores industriais e motores para caminhões também beneficiam-se da turboalimentação quando operado em áreas montanhosas de alta altitude. Usualmente, automóveis apenas toleram a perda de potência, mas muitos que vivem em áreas de altas altitudes seriamente consideram a vantagem da turboalimentação.

Os motores de 2 tempos, geralmente, são afetados a maioria pelas altas altitudes tanto que a turboalimentação dá satisfatoriamente maior benefício até onde possa restaurar a perda de potência.

2.3- CONSIDERAÇÕES A RESPEITO DA TURBOALIMENTAÇÃO

2.3.1- Comparação entre a turboalimentação e as alterações do motor para aumentar a potencia

Turboalimentar é, em quase todos os casos, pelo menos o método expansivo de obtenção substancial de aumento depotencia. Ao se ver para um motor automotivo dado totalmente fechado, pode-se frequentemente observar relativamente os menores itens que adversamente afetam a potência. Frequentemente, estas falhas podem ser corrigidas com relativos custos baixos- por exemplo, um bom carburador, tubulação de admissão, eixo de comando de válvulas, e sistemas de exaustão, podem capacitar um motor a aproximar-se de 1BHP/pol^3 de cilindrada. Custaria 4 a 5 tempos obter 1 1/2 BHP/pol^3 de cilindrada do mesmo motor se conhece-se a correta combinação das peças para dar potência e carga ao motor à necessaria alta rotação.

Vamos observar um exemplo:

- Digamos que se tenha um motor a gasolina de 300pol^3 de cilindrada. - Potencia (HP):200 BHP a 4.500 RPM(Torque:233 ft.lbs).
- Máximo Torque: 275 ft.lbs a 3.500 RPM.
- Passo 1- Admitamos que gastamos $500-$600 para se obter 1 BHP/pol^3 de cilindrada. - Nova potência(HP):300 BHP a 5.500 RPM(Torque:286 ft. lbs).
- Novo Torque:325 ft.lbs a 4.000 RPM.
- Passo 2: Admitamos que gastamos $2.000 - $3.000 para se obter 1 1/2 BHP/pol^3 de cilindrada.

Nova Potência (HP): 450 BHP a 8.000 RPM (Torque; 295 ft. lbs).

Novo Torque: 340 ft. lbs a 6.000 RPM.

Brake Horse Power= $\frac{\text{Torque x RPM}}{5252}$ ou torque=. $\frac{\text{Brake Horsepowerx 5252}}{\text{RPM}}$

Aumentou-se em 50% na potencia no 1º passo (200 a 300) pelamelhoria da aspiração do motor. O torque apenas aumenta 50 ft. lbs(275 a 325) ao máximo torque, e, aumenta em 53 ft. lbs(233 a 286) à maxima potencia.

O que realmente se fez no 1º passo foi livrar o motor das falhas com um torque sacrificado. Passado este ponto não se pode fazer mais que, talvez, 5% de aumento no torque.

Provavelmente a maioria das coisas preditas acerca do motor naturalmente aspirado é o máximo torque que se pode produzir isto é governado pelo pico máximo da pressão no cilindro, e todo motor pode somente alcançar a quantidade máxima antes que comece a detornar-se. Para isso, o que se quer dizer, é que não se pode fazer muitas melhorias do torque a partir do 1º passo. No 2º passo - pode-se somente selecionar as próprias peças para:

1º) movimentar, alterar o torque, sem nenhuma perda, a alta rotação

2º) Ter resistência suficiente para suportar altas rotações.

O 2º passo tem como objetivo, verificar principalmente a resistencia do motor a alta RPM. O que acontece, quando se aumenta a rotação de 5.500 para 8.000 RPM, é que sobrecarrega as engrenagens, pistões e bielas de 212%. A sobrecarga extra nas peças devido a potencia, está somente na pressão extra no pistão que produz novo torque que é menor que 5%. Assim verifica-se que o torque não adiciona muita carga, mas é a rotação elevada que sobrecarrega o motor.

Examinando sobre o que a turboalimetação faz ao motor, tem-se as seguintes considerações básicas:

1- O motor naturalmente aspirado não produzirá potencia no vácuo.

2- O motor naturalmente aspirado produz razoavelemente 1,0BHP/pol^3 de cilindrada ao nível do mar(a qual tem uma pressão atmosférica - de 14,7 psi). Pela figura 2.1., o gráfico mostra o que a inclinação representa.

Verificando o motor naturalmente aspirado ao nível do mar, nota-se o seguinte fato com relação a sua aspiração e o sistema de exaustão: durante o curso da aspiração para a válvula aberta, como o pistão afasta-se da camara de combustão e tenta formar o

vácuo no seu topo, a 14,7 psi de pressão atmosférica, movimenta-se rapidamente para prover o ar de combustão e a mistura.

Quando a válvula de escape abre após a combustão e - tem-se a pressão elevada, os gases de escape escoam rapidamente - contra a mesma pressão atmosférica de 14,7 psi que provém o ar - para combustão.

Assim, observa-se o que o turboalimentador faz. Se notarmos o 1º passo, e, considerar que turboalimentou-se o motor de 1,0 BHP/pol^3 de cilindrada para 2,0 BHP/pol^3 de cilindrada, então ter-se-á 600 BHP a 5.500 RPM e torque de 572 ft.lbs. Assim, tem-se dobrado o torque (286 a 572). Esse novo torque dobrado é causado pela pressão dobrada no cilindro. Agora,o modo com que se pode operar com isto, é pelo abaixamento da taxa de compressão para que a máxima pressão alcançada no cilindro esteja baixo suficiente para que o motor não se detone. Como obteve-se maior potencia, se os picos de pressão são quase os mesmos? Ora, desde que tem-se o dobro da quantidade de ar no cilindro, a pressão "empurra" o pistão por um longo periodo de tempo para que se obtenha maior trabalho - do ar extra. Se considerar o quanto da carga tem-se aumentado, então, supõe-se que deveria ter "empurrado" um pouco mais no topo do pistão, apesar de solictar a biela e as engrenagens, porém sem se sobrecarregar a ponto de se romper como poderia ocorrer se caso semelhante ao passo 2 fosse executado, onde haveria um processo de alta rotação sem turboalimentar. Por isso, observa-se que para o - motor naturalmente aspirado produzir 600 BHP (o que realmente exige muitas alterações e muito custo) das 300 pol^3 de cilindrada, a rotação seria 10.500 RPM e o torque de 300 fl.lbs, onde provavelmente o máximo torque seria 350 ft.lbs a 8.000 RPM. A carga no motor a 10.500 RPM seria 364% maior que no passo 1 (5.500 RPM).

Isto é a razão com que se torna imprático extrair muita potencia do motor naturalmente aspirado, com a vantagem de se - turboalimentá-lo.

2.3.2 - O Problema da Sobrecarga do Motor Turboalimentado

Para esclarecer um ponto discutido no prévio parágrafo pode-se reintroduzir um fato estabelecido a cerca da pressão atmosferica preenchendo o cilindro e resistindo o fluxo de exaustão. Algum bom turbocompressor é eficiente o suficiente para bombear mais pressão do compressor que a produzida na turbina na exaustão. Usual

mente a primeira questão perguntada é "A pressão de escape sobrecarrega o motor?"; assim, a resposta torna-se óbvia desde que o motor naturalmente aspirado tem 14,7 psi já de pressão de escape, e não pára de produzir 1,0 BHP/pol^3 de cilindrada. Tendemos a esquecer que vivemos e aspiramos à pressão de escape do motor naturalmente aspirado.

Não há resposta fácil quer ou não se turboalimentação sobrecarregará o motor; isto simplesmente depende. Depende da relativa carga do motor e quanta potencia se quer obter do motor. É provável estabelecer que para dada potencia, o motor turboalimentado propriamente está geralmente abaixo da menor tensão que o motor naturalmente aspirado.

2.3.3- Emissão na Exaustão

Os ensaios experimentais mostraram que o motor turboalimentado temsignificativamente menor emissão de exaustão que o motor naturalmente aspirado com a mesma potencia. O motor tuboalimentado tem uma taxa de compressão menor para que, a baixa carga, menor quantidade de óxido de nitrogenio seja produzida. O motor turboalimentado somente age de modo que é pedido para agir. Algumas alterações do motor que são empregados para reduzir emissões no motor naturalmente aspirado são atualmente desejáveis em relação a melhoria do desempenho do motor turboalimentado.

2.3.4- A Decisão Inicial de se Turboalimentar

Devido as flexibilidades da turboalimentação, pode-se começar por algum ponto que se deseje. Pode-se turbinar o motor com pequenas alterações ou pode-se construir um motor turbinado totalmente adaptado e modificado, ou, ainda executar algo entre essas duas opções.

Quando se deseja turbocarregar um motor, inicialmente, é desejável determinar a taxa de compressão, e, pela figura 2.2, determinar a máxima pressão de turbocarregamento que se pode trabalhar. Em seguinda, determina-se o tamanho do compressor e o tamanho da carcaça da turbina para se obter a máxima pressão que se deseja. (Logo adiante, encontra-se um roteiro de cálculo). Desde que há um kit preparado do turbo, pode-se voltar a forma original do motor e utilizar muitas de suas ferramentas para um próximo motor de tamanho similar.

2.4- FATORES QUE INFLUENCIAM O TURBOCARREGAMENTO

2.4.1- Os Principais Fatores

Os quatro fatores que se tem abaixo são básicos e os mais importantes itens que afetarão no sucesso do projeto de um turbocompressor. Deve-se trabalhar dentro da faixa de conhecimentos, sem que se obtenha valores além das pressões conhecidas, taxas de compressão, potência, etc. pelos gráficos 21 e 22. Isto levará a calcular sistemas que podem ser feitos para trabalhar com experiências esperadas.

a) Combustivel

Deve-se decidir o tipo de combustivel que deseja-se usar . Se planeja-se um mtor para veiculo a passeio deve-se usar o combustivel de mais alta octanagem.Se deseja-se utilizar o combustivel de mais baixa octanagem deve-se abaixar a taxa de compressão cerca de 25% para cada 10 octanas, a partir das 100 octanas (baseado na figura 2.2).

Se pode-se utilizar algum outro combustível, metanol é a melhor escolha para se obter maior potencia. Pode-se trabalhar a taxa de compressão maior e maior incremento na pressão com o motor produzido excelente potencia. Os motores "Indy Offy e Ford" são excelentes exemplos de quanta potencia o motor turboalimentado pode produzir. A menos de 160 pol^3 de cilindrada os motores produzem 750 BHP e alguns montadores pretendem atingir em torno de 900-1000 BHP. Não é preciso considerar nitrometano como um combustivel,porque o turbocompressor pode bombear ar mais que o suficiente e fundir o motor. O metanol permite bom controle de combustão no motor e a adição de Nitro somente reduz o controle do processo de combustão e causa danos, geralmente de um bom motor.

b) Potência

Após definir o combustivel que vai ser utilizado, deve se definir a potencia que se deseja. Antes, tomar as cilindradas (pol^3) do motor e dividir pelo máximo BHP que se quer. Isto dá uma relação BHP/cid(BHP por pol^3 de cilindrada) que se precisa.

c) Incremento de Pressão ou máxima pressão:

Determinar a máxima pressão exigida.Com a figura 2.1-

determina-se a máxima pressão absoluta que se necessita para atin gir a máxima potencia desejada.

d) Taxa deCompressão

A figura 2.2 mostrará a máximataxa de compressão práti ca que se pode utilizar no motor para o pico de pressão exigido. O melhor valor para a taxa de compressão, quando não se está certo de sua pressão ou potencia, é melhor localizar 2 pontos abaixo na compressão que 1/2 ponto alto(neste intervalo). Se está um pouco acima e detonar, não obter-se-á potencia maior que a 2 pontos abai xo e a detonação prejudicará o motor e o fará dificil para acertar posteriormente. Se tem alta taxa de compressão, é possivel um re- arranjo das partes do motor que permitirá funcionar razoavelmente bem e desgastar relativa e vagarosamente para que se possa possa considerar o sucesso do motor.

Se, por acaso, está- se turboalimentando um motor com poucas modificações, entao a taxa de compressão dirigirá a máxima pressão que o motor pode suportar.(ver figura 2.2).

A figura 2.1- dirá aproximadamente a máxima potencia - que se pode esperar do motor.

2.4.2- Outros Fatores

2.4.2.1- O tipo de Motor

O tipo de motor que se planeja usar e suas caracteris- ticas técnicas são requisitos a ponderar. Se o motor possue alguma fraca caracteristica para durabilidade na sua forma original ou com poucas modificações, então pode-se estar certo dos problemas de rup tura provenientes do turbocarregamento. O motor com a devida dura- bilidade na sua forma original geralmente será mais satisfatório - para turboalimentação.

O mesmo será ao motor totalmente alterado. Se as peças resistentes duráveis são aproveitáveis, então estas peças contribui rão para boa aplicação totalda turboalimentação.

A discussão nas seções seguintes serão ditas a respeito de motores modificados em motores originais.

2.4.2.2- Pistões

A chave para uma boa aplicação do turbo é o pistão do motor. Na aplicação tranquila do turbo para o motor original, os pistões controlam a taxa de compressão e a máxima pressão. Deve ser considerado a resistência básica do pistão a qual é muito solicitado. Se o motor tem baixa compressão,deve-se tentar funcioná lo à mais alta pressão que o pistão possa suportar. Alguns pistões possuem frágil suporte nos seus contornos, frágil cubo para pino e longas ranhuras atrás do circuito de óleo. Alguns desses itens podem causar falhas ao pistão devido à alta pressão máxima. O longo rasgo atrás do cirtuito de óleo, que é usado para o retorno do óleo, que lubrifica a parede do cilindro, causa fraqueza ao suporte da coroa do pistão e tensão concentrada ao fim das ranhuras. Geralmente acima de 5 a 7 psi causará rompimento prematuro a este tipo de pistões. Sulcos perfurados através das ranhuras do circuito de óleo dão mais resistência ao pistão nesta área. Alguma outra abertura na área do cubo de pino tende a tornar mais frá gil no pistão. Alguns pistões originais têm chapas autotérmicas para controlar a expansão e não têm elo ao pistão de alumínio para que eles causem fraqueza estrutural.

O melhor pistão a usar é o pistão forjado com projeto já testado. É homogêneo abaixo da coroa do pistão para boa refrigeração a óleo e tem raio de concordância adequada ao cubo do pino para prevenir a quebra dos cantos vivos, além de possuir leve-peso. Os anéis de pistão deveriam ser dos tipos convencionais de qualida de verificada. O anel de topo serve de barreira e desloca a maioria do calor da coroa do pistão, e, assim os anéis de proteção com 0,043" de folga e em aço inox são questionáveis para esta aplicação. O tipo de anel convencional é o usado para trabalhar a longo tempo e nota-se a sua perfeita durabilidade. Deve-se trabalhar com todos anéis e as folgas de pistão na mesma faixa que em alguns altos desempenhos de motores naturalmente aspirados, exceto os que ficam fora do limite de estanqueidade.

Para motores de metanol, a forma da coroa do pistão não é crítica nem importante. Indiferente à baixa taxa de compres são, é verdadeiramente importante manter a área esfriada. Na câmara em cunha do motor, a área esfriada é a área plana (chata) da ca beça do cilindro diretamente oposta à vela de ignição.O pistão subiria densamente para esta área como motor naturalmente aspirado.Isto

previne-se contra a detonação, porque a detonação é causada pela ignição prematura da mistura longe da vela de ignição, antes da frente de chama atingir esta mistura. A área a ser esfriada tem muita superfície - pistão e cabeça- e desde que o pistão venha limitar a cabeça, tem-se muito pouco volume de mistura para queimar. A superfície esfria a mistura para que não possa queimar, antes da frente de chama atingir, devido à elevada pressão. Nos motores com velas de ignição localizadas no centro, é desejável manter fria ao redor do lado externo da câmara de combustão, se totalmente possível. Certamente, o mais fácil modo de reduzir a compressão é apenas "abaixar" a coroa do pistão, mas esta não é a melhor maneira. No motor com câmara em cunha, a baixa compressão do pistão que retem o esfriamento é algumas vezes chamado de "pistão de defletor reverso". Isto é, a mais alta parte do pistão forma o esfriamento e a porção abaixo do volume da câmara reduz para proporcionar maior volume.

2.4.2.3- Bielas

No motor turbinado, deseja-se usar a mesma alta resistência e durabilidade às bielas e aos mancais que se utilizam na alta performance do motor naturalmente aspirado. Deseja-se funcionar com suficiente esclarecimento para obter bom fluxo de óleo através dos mancais e também inserir constante fluxo de óleo. O mais satisfatório arranjo de suprimento de óleo para as bielas é usar o mancal principal com ranhura externa ao meio e um sulco através do munhão do mancal proveniente do furo alimentador da biela, para que a ranhura alimente a biela todas as vezes. O mancal principal inferior tem maior superfície e suporte superior a excentricidade e maior vida útil. Os mancais principais totalmente ranhurados ou moentes principais sulcados também ajudam a suprir mais óleo às bielas, mas um ranhuramento total reduz a manutenção do óleo e superfície do mancal. Quando disponível deveria ser usado alto volume de óleo bombeável, pois o turbo usa óleo do motor para lubrificar e refrigerar seus mancais.

2.4.2.4- Cabeça do Cilindro

A cabeça do cilindro do motor turboalimentado não é muito diferente daquele usado para funcionamento dos motores a longas distâncias. As sedes das válvulas seriam 1/16" ou maior para

enfrentar a alta carga térmica nas válvulas. Algum material usual de alta qualidade para válvula comumente usado nos motores naturalmente aspirados trabalham bem. As molas das válvulas e cargas na mola da válvula seriam as mesmas como geralmente usadas similarmente nos motores naturalmente aspirados funcionando à mesma rotação RPM. Uma coisa necessária é a válvula de entrada assentada à mola de pressão. Precisa-se de suficiente mola de pressão para manter a válvula de entrada aberta devido à pressão embaixo dela. Considere o assento da válvula com diâmetro de 2,0 polegadas. A área da válvula seria $2,0 \times 2,0 \times \frac{3,142}{4} = 3,142$ sqin. Com 20 psi de pressão máxima, por exemplo, tem-se $3,142 \times 20 = 62,84$ pounds de força tentando abrir a válvula. Ao se examinar os ciclos do motor cuidadosamente, encontrar-se-á que se tenha alguma pressão de escape contra a cabeça da válvula de entrada e a válvula poderá abrir se a mola da pressão é fraca. Então para estar certo de que se tenha suficiente mola de pressão para sustentar a válvula de entrada firmemente no assento e refrigerá-lo propriamente, molas de retenção e de manutenção seriam unidade de boa qualidade e alto desempenho.

Os balancins são problemas em potencial, porque a válvula de escape deve abrir contra altas pressões no cilindro e desgastes excessivos e rupturas não são comuns. Os mancais de rolamento do tipo agulha de alta qualidade, usualmente, são serviços satisfatórios.

2.4.2.5- Camos

Geralmente os motores turbinados com camos melhor amaciados, a motor naturalmente aspirado, dão a mesma potência, o motor turbo com baixo incremento de pressão, utiliza-se do camo suave e macio, obtendo, razoavelmente, bom aumento de potência. O motor turbo de maior pressão precisa de um adequado eixo do comando de válvulas para obter boa potência na pressão máxima.

Desde que a pressão de escape aumente à mesma razão de incremento da pressão, então o exato tempo do camo na exaustão será necessário para se evitar a perda de potência devido a pressão de escape. Verifica-se que o eixo do comando de válvula comumente utilizado no motor supercarregado do tipo Rcotes não trabalha bem num motor turbocarregado; a exaustão é aberta para a atmosfera no motor tipo Rootes e tem sido uma das poucas preocupações.

Desde que a entrada e escape estejam funcionando a altas pressões no motor turbo, pequenos incrementos na duração do

tempo do came causam, completamente, grandes mudanças no desempenho. Pode-se obter razoalvelmente, alta potencia com algum came, porém perigos dispostos no excessivo calor estabelecem-se no motor e a excessiva temperatura de escape pode arruinar o turbocompressor.

Nos motores com duplo camo (double overhead cams), a tendência é girar completamente um "bit" quando as coisas não agem corretamente durante o desenvolvimento do turbocarregamento. Poucos trabalharam com os centros de lóbulos completamente fechados juntos com os camos que tem muita duração, e, os resultados são terríveis. A alta pressão de escape durante a aceleração e a excessiva sobreposição causaram excessivo calor de escape, e, deficiências ao motor.

Os motores diesel industrial ou tipo trator tem camos suaves e geralmente toleram 30 a 40 psi de pressão máxima obtendo bom aumento de potencia. Os problemas surgem com alta relação de compressão no motor diesel, e, isto deixa o pequeno espaço para a sobreposição das válvulas para que o motor não troque de gases acima de 3.000 RPM. Em tratores, muitos motores diesel trabalham a 60 psi de incremento de pressão com um simples turbo, e, alguns sistemas de turbo compostos (em série) podem alcançar 90-100 psi de incremento de pressão. A estas altas máximas pressões exigem-se o abaixamento da taxa de compressão para 12:1, ou mais abaixo, e,isto dá espaço as válvulas para operar com camos otimizados, que operarão a 5.000 RPM ou mais. As altas máximas pressões exigem especiais cuidados para a utilização das válvulas de entrada assentadas a molas de pressão suficientes que mantem a válvula fechada e operação desejada das mesmas.

2.4.2.6- Sistema de Exaustão

O sistema de exaustão nos motores turbinados a alta pressão precisa de algumas considerações para se alcançar a instalação desejada e satisfatória. O tamanho dos turbos mantem quase a mesma área dos orificios da cabeça do cilindro, ou, um pouco maior. A idéia é manter a velocidade de pulso de exaustão e conduzi-lo ao turbocompressor. Não é necessário aumentar muito o tamanho do turbo para cada união dos tubos porque os pulsos de cada tubo não ocorrem as mesmo tempo. Grandes volumes entre o motor e o tubo devem ser evitados se possível.

A mais eficiente operação de aplicação no turbo, onde 2 tubos são usados ou uma com a divisão na entrada da carcaça de exaustão, ocorre quando cada curso de exaustão é pulsada a intervalos constantes. Isto cria um problema no motor V-8 a menos que o eixo de comando de válvulas a 180º seja usado. Se trabalha-se num turbo duplo V-8 com eixo do comando de válvulas a 90º, torna-se necessário atravessar a exaustão de um cilindro em cada bak para o bank oposto para se fazer a instalação ideal. Isto não é absolutamente necessário e uma boa aplicação do turbo pode resultar por apenas montagem dos turbos em cada bank.

O espaço do motor e outras considerações práticas ajudará propor um lay-out racional da tubulação.

O uso de tubos em aço inox dão durabilidade ao sistema de exaustão e bom aspecto se bem feito, mas planejar tubo em aço carbono é satisfatório em todos aspectos. Não dever-se-ia dispender-se em inox para estas aplicações de exaustão, porque maiores modificações podem ser necessárias, e seria aconselhável o uso do inox em último caso.

Alguns dizem que o turbo é operado pelo desperdicio do calor de exaustão do motor e são induzidos a isolar os tubos de exaustão entre o motor e o turbo para manter o calor ao turbo. Isto, usualmente, causa calor excessivo no tubo de exaustão e defeitos prematuros. Os gases de exaustão, atualmente, tem velocidades e pressão consideráveis ao longo do tubo com o calor que se dirige ao turbo. Usualmente, a isolação ao redor do sistema de exaustão éutilizada para afastar o calor radiante de outras partes do motor. Em alguns carros, a isolação tem sido usado para impedir que a alta velocidade do ar saturado se resfrie excessivamente nos tubos desde que o acerto do motor exija poucoferramental do turbo para a resposta de potencia esperada.

Desde que o turbo possa ser montado rigidamente ao motor, o sistema de exaustão dos tubos expandirá, contrairá e causará problemas se as juntas de expansão não forem providenciados. Uniões simples são efetivos e dependentes.(figura 2,3)

Usar 0,004"-0,005" de folga no diâmetro para aço doce e 0,005"-0,008" para aço inox. Estas são as tolerâncias requeridas. Tubos do tipo fletido ou do tipo "Bellows" não podem ser usadas para juntas de expansão devido a severa resistencia para escoar causado pela convulução, ou devido a perdas de escapamento. O tubo tipo "Bellows" pode ser usado para proteger a junção e fazer o teste

de escapamento (veja Figura 2.4). Os tubos usados no sistema de exaustão tanto quanto junções, flanges ou outro conectores de - veriam ser tão homogeneos quanto possível. A figura 2,5 mostra exemplos de entrada dos turbocompressores.

As perdas por escampamento devem ser mantidos ao minímo. As flanges das tubulações de exaustão precisam ser espessas suficientemente para que não se distorçam, e boas gaxetas de asbestos devem ser usados.

O projeto de sistema de exaustão em aço inox necessita de melhor estudo com relação a expansão porque a taxa de expansão - para aço inox é duplo em relaçãoao aço doce. Geralmente, mais juntas são necessárias e seus projetos e arranjos são criticos.

O sistema de exaustão a saida do turbo é também importante. Se prático, o mesmo diâmetro do tubo como na flange de saida da turbina deve ser utilizado de todo modo ao fim do sistema de - exaustão. É aceitavel para nivelar-se a algum tubo, se necessário, obter o ajuste no carro. Se é necessário recorrer a tubos menores, dever-se-á trabalhar com grandes diâmetros tão distante (3 a 4 pés) quanto se possa antes de se reduzir o tamanho.

2.4.2.7- Sistemas de Indução

O sistema de indução exige um bom senso prático para - ser satisfatório. Se o ar entra diretamente ao compressor, uma simples malha tipo filtro é tudo que é necessário para se evitar entrada acidental de residuos. Se o ar entra no carburador ou injetor, algum bom filtro de ar deveria ser suficiente. Se a operação do motor estará em meio poerento ou arenoso, então bom filtro de - ar será exigido. Os filtros usados devem ter ampla capacidade de fluxo para que o compressor possa obter ar suficiente. O ar fora - do compressor deveria ser canalizado para o motor no tubo a pelo - menos ao mesmo diâmetro interno da saida do compressor. Se alguns trechos de ângulos agudos ou junções são necessárias, então será - geralmente desejável a pleno volume. Se pressurizar-se o carburador, o espaço a entrada do carburador será desejável para se reduzir a velocidade do ar comprimido, evitando que alguma irregularidade devido a alta velocidade do vapor prejudique o carburador.

Na aplicação do turbo poder-se-ia usar um bom manôme - tro para controlar o incremento de pressão. Seria aconselhável providenciar orificios pequenos ou restrição adequada no motor pressurizado para amortecer pulsações e proteger contra a explosão na

na descarga.

Alguns têm utilizado medidores de sifão (trap ganges) um cálibre que veda a máxima pressão de explosão - para observar picos de pressão, mas deve-se observar o medidor em operação, ou também se pode somente estar lendo a pressão de pico durante o fechamento do motor. Não se pode automaticamente admitir que a pressão que se vê é o incremento de pressão durante o escancaramento do regulador de operação.

2.4.2.8- A Combinação Motor-Turbo

Uma boa combinação para o motor e o turbo é aquela que se obtém à máxima pressão de compressão desejada à máxima rotação motora, sem que se tenha pressão de exaustão tão alta. O compressor neste ponto deveria estar trabalhando perto de sua eficiência máxima e não tão próximo da linha de flutuação ("surge line"). As linhas de flutuação são mostradas nos diagramas do compressor figura 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4. Se planeja funcionar o motor a alta altitude,precisa-se obter tanto quanto possível longe da linha de flutuação,sem a inconveniência de se ter baixa eficiência.

A carcaça da turbina selecionada para dirigir o compressor a correta pressão exigiria mais baixa pressão de escape (psi) que a pressão produzida pelo compressor, a menos que se utilize um "waste gate". Isto pode ocorrer porque a exaustão é expandida violentamente, para que se tenha maior volume (ft^3/min) de gases de exaustão que o volume que o compressor precisa para descarregar ao motor. Assim, precisa menor pressão para o trabalho de compressão de ar a normal temperatura de entrada. Se os gases de exaustão estão à mesma temperatura com o ar comprimido, deve-se tomar 15 psi de pressão de escape para bombear 10 psi de ar pressurizado, devido à perda de energia na turbina e no compressor.

As temperaturas de exaustão que entram na turbina funcionaria entre 1.400-1700ºF. Também muito calor de exaustão danificaria o turbo e o motor.

Algumas aplicações de altas máximas pressões usando um "waste gate" pode ter relativamente resposta deficiente se a carça da turbina é inteiramente pequena em área. Abaixo de aceleração motora antes da pressão máxima elevar-se, a pequena carcaça restringe a exaustão pessimamente e o baixo incremento na pressão podem não ser compensáveis. O uso de "waste gate" pode ser uma boa opção devido a que se tome cuidado com o seu uso para obter os melhores resultados.

2.5- O SISTEMA MOTOR TURBO-COMPRESSOR

2.5.1- Aspirar através do Carburador ou Pressurizá-lo

A maioria dos turbocarregadores de motor diesel usam um anel de segmento em cada extremidade do eixo do turbo-compressor, evitando o vazamento de óleo para a seção da turbina ou do compressor e, evitar a fuga de ar e gases de escape para os turbocompressor. Devido aos problemas de vazamento de óleo, alguns turbos utilizam um vedador de superfície de carbono na extremidade do compressor, proporcionando maior vedação. Este vedador de superficie é arrastado pelo eixo do turbo. Isto reduz a eficiência da unidade e ainda não garante um fim para todos os problemas de vazamento de óleo. Este vedador de superfície tem maior desgaste e uma vida mais curta do que a vedação de um anel de segmento básico.

A maioria dos turbos desenvolvidos recentemente trabalham bem com os estranguladores de motor(válvula borboleta do carburador, etc) depois ou antes do compressor. A idéia básica é procurar a disposição mais lógica para a aplicação do turbo. Por exemplo, quando se tem um motor "V-8" com uma tubulação de entrada e carburador bons, e tudo for compacto, é melhor montar o turbo num lugar conveniente, canalizando tudo e pressurizando o carburador. Tentar encontrar um bom lugar para montar um carburador de quatro difusores, filtro de ar, turbo e a necessária tubulação sob o capô de um automóvel com um motor desses não é muito simples. Para alguns "motores em linha", pode ser de maior facilidade colocar o carburador no lado da entrada do compressor.

Independentemente de onde se coloca o carburador, poderá se ter problemas em potencial a superar. Se se pressurizar o carburador num motor que tem normalmente boa distribuição de mistura, ele provalmente conservará as mesmas boas características se turbocarregado, porque o volume da mistura combustível e trajeto ficam inalterados. Mas como, para se pressurizar o carburador ele deve ser modificado e a distribuição desta tem que ser testada neste caso.

Montando-se o carburador na entrada do compressor, não se necessita, no tocante ao carburador ou à bomba de combustivel, de muitas modificações, mas se tem muitos problemas com a distribuição. Quando se aumenta o volume da mistura e há mudança de velocidades no fluxo da mistura(variação da vazão), geralmente tem -se uma in-

clinação, nos cilindros, à explosão prematura(pré-ignição) junto com muitos outros problemas. É também boa idéia deixar de fora os ajustes do sistema de alimentação, já que se introduz uma outra variável - que é geralmente desconhecida. Com o carburador na entrada do turbo, também se provoca uma restrição, a qual abaixa a eficiência do compressor tanto quanto reduz a vazão.

A questão de se colocar os estranguladores antes ou depois do compressor deve somente ser respondida por qual é a melhor combinação turbo-motor- veículo.

Se há o desejo de se localizar os estranguladores após o compressor e se estiver usando um turbo equipado com anéis de segmento, então, será necessário reduzir o máximo vácuo desenvolvido - na carcaça do compressor a cerca de 4 a 6 polegadas de mercúrio,de modo que o óleo lubrificante não possa ser aspirado para dentro do sistema de alimentação. Um método, que foi usado com sucesso na "Indy Ford", consistia em localizar uma chapa de válvula de estrangulamento na saída do compressor e ligá-la a válvula de estrangulamento da entrada do compressor.

2.5.2- Regulagem do Incremento de Pressão.

Quando da seleção do tamanho apropriado de turbo que - combine com o motor, torna-se difícil conhecer exatamente o máximo incremento de pressão que resultará. Se for muito elevado, então,precisa-se ou escolher uma nova carcaça de turbina com uma área maior, ou pode-se, de outras maneiras, preparar ajustes de pressões menores.

Um "waste gate"(sistema para controlar o aumento de pressão no turbocompressor) é um acessório desejável para uma aplicação de turbo, mas eles são custosos e não muito fáceis de serem instalados. O "waste gate" sente o aumento de pressão e descarrega a - pressão excessiva dos gases de escape, mantendo o incremento de pressão dado pelo compressor. O "waste gate" suaviza alguns dos problemas de combinação do turbo ao motor, mas adiciona pro - blemas de montagem e canalização e, usualmente aumenta a temperatura dos gases de escape. De fato, com um "waste gate" pode-se operar - regularmente com uma carcaça de turbina menor, o que aumenta a rotação do compressor mais rapidamente e, então, alcança-se o incremento de pressão desejado mais cedo. Mas, é necessário lembrar-se que a resposta do estrangulador do motor(válvula borboleta no caso) pode ser comprometida pela restrição que uma carcaça de turbina muito

pequena pode provocar ao escape.

O "waste gate" leva rapidamente para o incremento de pressão limite e o mantém constante durante uma ampla faixa de utilização. Deve-se tomar cuidado para não se requerer mais ar do que o compressor pode fornecer.

Válvulas de mola para o turbo no escape, tem sido experimentados muitas vezes, mas não trabalham bem de modo algum.As pulsações do escape as fazem abrir e fechar com força e o calor geralmente destrói a mola. Mesmo que as peças pudessem resistir, a válvula abriria durante a aceleração do motor,antes da entrada do motor alcançar o incremento de pressão desejado e isto, reduziria a potência do motor ao mesmo tempo em que se deseja toda a potência e resposta que se pode obter usando o turbo.

Uma pequena válvula de mola na saída do compressor restringira as pressões excessivas para manter um limite. Somente pode -se usar isto, quando o compressor está comprimindo ar seco. Deve-se tomar cuidado para evitar a rotação excessiva do turbo, devido a restrição de mais ar do que o turbo pode fornecer. Uma válvula deste tipo simples é uma "tamapa de pressão de radiador". Elas são comuns, precisas o suficiente e de baixo custo. Somente se ajusta uma ou duas "gargantas de radiador" na tubulação de descarga do compressor e se enrosca a "tampa" apropriada. É mais difícil fazer um controle simples do compressor, quando se tem escoando uma mistura ar-combustível através do mesmo.

Pode-se fixar um limite superior de incremento de pressão, aproximadamente, restringindo o sistema de escape com um si - lenciador de algum tipo, ou com uma tubulação de diâmetro menor. Esta restrição deve estar tão longe da carcaça da turbina quanto - possível.

2.5.3- Limitador e Chapa de Orifícios

Às vezes, recorre-se a um orifício ou limitador, para - reduzir e limitar o pico de aumento das pressões, caso as pressões sejam muito elevadas. Pode-se fazer uma regulagem desta forma, mas usualmente isto resulta em redução do incremento de pressão em toda a faixa de utilização, no lugar de limitar o pico de pressão somente. Usualmente não importa se se coloca a restrição na saída dos gases de escape do turbo ou na saída do compressor; os resultaods são aproximadamente os mesmos.Mas é certo que, não se pode, desta maneira,fazer uma redução substancial no incremento da pressão, sem comprome-

ter ou prejudicar severamente o desempenho do motor.

2.5.4- O Sistema de Alimentação do Combustível

Sem dúvida, o sistema de alimentação do combustível é potencialmente o maior problema a vencer num sistema turbocarregado. Usualmente, um motor naturalmente aspirado tem suficiente - faixa de carburação. Ou tem uma boa potência limite, mas tem resposta fraca a baixas rotações, ou então tem boa resposta a baixas rotações e uma potência limite reduzida.A adição doturbo resulta em considerável aumento na potência disponível do motor e assim a faixa de operação é grandemente ampliada. Poderia se estimar, grosseiramente, que para um incremento de pressão de 15psi, seria necessário dobrar a quantidade de mistura ar-combustível, em relação a quantidade naturalmente aspirada.

Quando se planeja um baixo incremento de pressão(5-7 psi), então o carburador, já existente no motor, provavelmente será suficiente, se não restringir em demasia o motor naturalmente - aspirado.

Deve-se ter o mais alto incremento de pressão e maior carburador possíveis, a fim de que seja possível manejar o aumento de fluxo. Em todos os motores, fora os de competição, um bom sistema de injeção de combustível pode trabalhar satisfatoriamente. Os motores a diesel também requerem bombas de injeção de grande capacidade para aplicações de altas rotações— altos incrementos de - pressão.

2.5.4- Bomba de Combustível

A bomba de combustivel necessita de pressão e volume - suficientes para a potência que se deseja do motor. Caso se coloque o carburador na entrada do compressor, tudo que se precisa verificar é que a pressão seja constante e que o volume seja suficiente - para alimentar o motor na potência efetiva(de saída) esperada.

Pressurizando-se o carburador, tem-se que regular a pressão do combustível para manter o valor correto acima do incremento de pressão dado pelo turbo. Isto impede que o aumento de pressão na gamela(compartimento) da bóia vença a pressão da bomba de combustível, permitindo a entrada de combustível da bomba para o carburador.

A bomba de combustível tipo diafragma não tem a desejada capacidade de pressão para fornecer combustível ao carburador pressurizado. Têm sido construídas ou modificadas algumas versões que trabalham satisfatoriamente (Figura 2.9).

A instalação de uma mola na bomba de combustível mais forte, que proporcionaria pressão maior do que a pressão de combustível desejada, mais o aumento de pressão devido ao turbo, poderia ser ajustada por um regulador externo.

Algumas bombas de combustível de alto desempenho têm pressão e volume suficientes para operar um regulador separado e manter a pressão de combustível correta. Uma bomba elétrica pode ser ligada, através de fios, a uma chave de pressão de óleo de modo que ela somente é acionada quando o motor entra em funcionamento. Um "priming push button" (botão de pressão para iniciar o processo) pode ser usado para obter pressão, a fim de por em marcha o motor. (Figura 2.10).

As bombas de combustível usados nos sistemas de injeção de combustível de vazão constante ou sistemas de injeção regulada, geralmente têm mais do que pressão suficiente para vencer os aumentos de pressão dados pelo turbo.

As bombas de transferência do motor diesel podem necessitar de pressões mais altas do que o comum para alimentar as bombas injetoras a altas rotações (rpm).

2.5.4.2- Carburadores

O carburador usado na entrada do compressor precisa ter o escoamento de combustível através de sua válvula de agulha, verificado, para se ter a certeza de que ela não restringe o fluxo. Alguns carburadores têm grandes grupos de agulha e assento disponíveis. Outras modificações cuidadosas são necessárias. Nos carburadores S.U. é simplesmente adicionada uma câmara de bóia extra para uma maior capacidade de combustível.

O carburador pressurizado também necessita de um controle rigoroso, ou de modificações se exigidas. O carburador tem que ser inspecionado para se estar certo que toda câmara de bóia e outros respiros estão ligados a região do tubo de aspiração de ar, de modo que o ar ou a mistura ar-combustível não possa ser soprado do lado de fora do carburador, caso o carburador venha a ser pressurizado desde a flange do filtro de ar.

A próxima coisa necessária é conseguir plástico expandido ou uma bóia de "nitrofill" para a câmara da bóia. Bóias de la

tão (pouco usadas atualmente) de lados achatados podem se deformar sob pressão ou contragolpes acidentais, o que provocaria queda de atividade e afogamento do motor. A bóia de latão pode ter um pequeno furo brocado nela e líquido de plástico expandido vertido para dentro. Depois que o plástico se expande e endurece, o furo pode ser vedado novamente. A maioria dos carburadores tem bóias de plástico "standard" disponíveis ou como substitutas. As bóias S.U. cilíndricas são usualmente fortes o suficiente para suportar o incremento de pressão. Agora, os carburadores mais recentes somente usam bóias de plástico, devido ao seu mais baixo custo.

A próxima modificação é vedar os eixos da válvula de borboleta. O eixo do estrangulador somente deixa escapar ar seco, assim ele não precisa de vedação. Se o eixo da válvula borboleta não requer ligações ou articulações em nenhuma das extremidades, então, pode ser reduzido e um bujão ser prensado, para o eixo da válvula borboleta, na extremidade do furo. Vedações mecânicas não são a melhor maneira de se vedar os eixos das válvulas borboleta por causa do atrito. A melhor maneira é uma vedação de ar. Para tanto, pega-se o ar seco da parte acima do venturi, canalizando-o para dentro do cubo do eixo da válvula. A pressão do ar acima do venturi é ligieramente maior do que a pressão do ar abaixo do venturi, de maneira que o ar seco passa pelo canal, formando a vedação de ar. Mas, uma parcela desse ar seco vai para dentro do furo, onde se apoia o eixo da válvula, carregando consigo uma pequena parcela de mistura ar-combustível. Isto não cria atrito extra. Alguns corpos fundidos de carburador podem ser furados para executar o que foi citado, enquanto outros precisam ser furados para terem em si pequenos tubos prensados, os quais são ligados por tubulação flexível, como exibi a Figura 2.13.

Uma outra boa maneira de se vedar o ar no eixo da válvula borboleta do carburador é fazer uma flange adaptadora (ver Figuras 2.11 e 2.12) e executar um furo através do fundo da flange do carburador em direção ao eixo da válvula borboleta. Num carburador de dois eixos (de quatro difusores ou de dois difusores estagiados) não se deve deixar de equilibrar as áreas dos furos brocados, de maneira que não seja possível a um furo subtrair pressão de outros furos.

Com o carburador pressurizado, deve-se começar com jatos ligeiramente mais ricos do que o usado no naturalmente aspira-

do. É melhor, geralmente, inicializar muito rico no sistema de potência, se o carburador tem um sistema economizador. Num carburador de quatro difusores, começar bastante rico nos principais jatos secundários. Em alguns carburadores é necessário diminuir os principais orifícios de descarga do ar. Isto pode tornar a marcha lenta rica e assim, os reguladores de ar do sistema de marcha lenta podem ter que ser aumentados em sua dimensão. Faz-se a regulagem final, diminuindo os jatos principais. Se com o carburador jateando corretamente, o carburador enriquece em sua extremidade superior, isto, geralmente, é uma indicação de que o carburador é pequeno para esta aplicação de turbo. Se o carburador empobrece a mistura na extremidade superior, é possível que o tubo de descarga, ou outras passagens de combustível, estejam restringindo o fluxo do combustível.

2.5.4.3- Injeção de Combustível

Em competição, inúmeros sistemas de injeção de combustível têm sido usados com sucesso. A maioria dos "Indy Cars" usam o sistema de vazão constante tipo "Hilborn". Os sistemas de melhor resposta, funcionando com metanol, usam uma série de bocais montados para furcionar naturalmente aspirados. Este sistema é acionado com uma mistura ligeiramente pobre para boa resposta. A segunda série de bocais é controlada pelo incremento de pressão dado pelo compressor. A regulagem do combustível é bastante crítica com o metanol porque, quando a mistura é rica, resfria tudo e consegue-se pouco incremento de pressão. Isto ocorre porque alguns "Indy Cars" devem ir a velocidades elevadas, antes de poderem voltar às velocidades de corrida. Um motor "Indy" de 160 CID (cilindrada em polegadas cúbicas) de baixa compressão, funcionando com mistura rica de metanol e não conseguindo incremento de pressão, está produzindo somente de 125 a 150 HP de potência efetiva.

A "Bendix" elaborou uma unidade de injeção de combustível, usado nos motores "Indy Ford" e que funcionou muito bem. Esta unidade, usada com metanol ou gasolina, funciona bem e tem excelente controle na relação ar-combustível de alta rotação- alta potência.

Também tem-se usado a injeção de combustível regulada. A "Porsche" tem usado uma unidade "Bosch" que tem trabalhado bem com gasolina. Também tem-se usado unidades "Lucas". As unidades "Lucas" usadas nos grandes blocos "Chevrolets" da "Fórmula 5000" são bastante seguras, mas somente fornecem gasolina para 700-750 HP de potência efetiva. Também, usa-se operar duas unidades distribuido-

ras num motor, sendo uma montada como naturalmente aspirada e outra controlada pelo incremento de pressão.Elas poderiam alimentar bocais separados, ou os mesmos bocais, desde que o volume do bocal seja amplo para permitir a manipulação de grandes fluxos. A "Lucas" tem feito algumas unidades especiais para motores supercarregados, mas elas são raras.

As unidades de injeção de vazão constante, operando com gasolina, são as mais difíceis de serem aplicadas a um motor e de possibilitar uma operação satisfatória acima da faixa de trabalho do motor. Elas são aceitáveis num motor naturalmente aspirado,assim quando se aumenta a pressão para maior capacidade do motor e precisa-se dobrar a vazão de combustível, é difícil fazer um sistema de único estágio funcionar.

Quando se usa este tipo de sistema e se tem os bocais envoltos pelo ar com a pressão aumentada pelo compressor, deve-se usar bocais vazios, que não tenham furos de aspiração,ou então,deve-se modificar os bocais aspirados. Os bocais vazios não funcionam na marcha lenta tão bem como os aspirados, e assim pode-se soldar pequenos tubos dentro dos furos de aspiração e canalizar o ar para a marcha lenta(ver figura 2.14).

Tem-se pensado em injetar combustível antes do turbo para reduzir a temperatura do ar, usando o calor latente de vaporização do combustível. Isto ajuda um pouco,mas a temperatura do ar não pode ser reduzida imensamente desta maneira. Testes no sistema "Bendix" com metanol mostraram que 5% do combustível total, injetados antes do turbo, davam o máximo resfriamento e muito pouco adicional passava aquele ponto. Isto pode ter sido provocado por problemas de distribuição. Para se ter segurança,então, o sistema "Bendix" injetava cerca de 8 a 10% do combustível total adiante da entrada do compressor. Certamente, a redução na temperatura ajuda um pouco a eficiência do compressor mas, também, o combustível resfria o ar, independentemente de onde ocorrer a mistura.

2.5.4.4.- Injeção no Diesel.

O motor Diesel tem um problema particular porque o sistema de injeção do combustível é estreitamente combinado ao motor. Quando se turbocarrega um diesel para altos incrementos de pressão (60psi), deve-se conseguir uma bomba, e o relativo sistema, que descarregará suficiente combustível para o ar, que é impelido atra

vés do motor. Também, a tendência a aumentar a rotação, do motor, causa problemas de injetor. O motor diesel "standard", geralmente reduz sensivelmente o ar e o combustível a 3000-3600 rpm. Uma bomba grande consegue a volta da distribuição de combustível. Devido ao arranjo das aberturas e construção da bomba injetora, todas as bombas começam a reduzir o volme injetado às mais altas rpm. As bombas tipo distribuidor tendem a restringir mais, já que ao menos o combustível é bombeado por uma característica da bomba. As bombas multi-êmbolos mergulhadores, geralmente, funcionam a uma velocidade mais alta, antes de estrangualr o combustível, porque cada êmbolo mergulhador (junco) alimenta um cilindro. Motores usando injetores unitários são um verdadeiro problema porque é muito difícil se adptar um outro tipo de unidade, se grandes unidades de distribuição não podem ser obtidas.

2.5.5- Sistema de Ignição

O motor turbocarregado precisa de um bom desempenho do sistema de ignição. Um motor de competição altamente modificado com injeção de vazão constante tende a umedecer as velas de ignição no início da centelha, assim a falha na vela é um problema sério. Para maior flexibilidade de operação, as velas de ingnição devem conseguir a faísca de fora para dentro da câmara, em vez de ser recuada em direção a vela de ignição (tal como as velas tipo R). Mais potencia requer um bujão mais frio, pois um comum ficará bem rubo rizado.

Um motor com turbo, geralmente, requer o mesmo avanço de faísca que tem este tipo de motor, só que naturalmente aspirado. Se um motor normalmente requer 35 graus de avanço total se naturalmente aspirado, ele deve ter o mesmo avanço total se turbocarregado, Se o motor tem taxa de compressão ou aumento de pressão demasiados, detonará com seu avanço de faísca usual, assim deve-se retardar a faísca para mantê-la com bom rendimento e ativa.

Uma boa aplicação de turbo, deve ter ser máximo avanço de faísca regulado de 5-10 graus atrasado de seu avanço total no naturalmente aspirado, no início do programa de regulagem, e esse avanço deve ser trabalhado até o melhor ajustamento. Usualmente o motor cue não está em perigo de detonar requererá avanço integral por volta de 2000 rpm e um avanço rápido, abaixo de 2000 rpm.

2.5.6- Resfriamento Intermediário

O resfriamento intermediário, ou seja, o resfriamento do ar ou mistura entre o compressor e o mootr, resulta na melhora do desempenho do motor. A altos incrementos de pressão, a temperatura de ar gerada pelo compressor(ver figura 2.15) é substancial. Quando se reduz esta temperatura de ar que entra no cilindro, reduz se à pressão requerida para uma dada densidade de ar e assim, a - combustão é melhor. Resfriadores intermediários não são realmente requeridos para motores de baixo e médio incremento de presão e, geralmente, são bastante volumosas e causam problemas na montagem. Num motor de competição de alto incremento de pressão, eles podem oferecer benefícios limitados, se outras vantagens não ficam comprometidas. Resfriadores intermediários ar-ar são os mais comuns, mas algumas unidades ar-água trabalham bem com menos tamanho. Mesmo uma tubulação de admissão com camisa de água proporcionará algum res - friamento intermediário.

Alguns motores, funcionando a 30 psi ou mais, se beneficiarão do resfriamento intermediário se este puder ser feito sem - implicar em sérios compromissos.

2.5.7- Injeção de água

Injeção de água ou misturas de água metanol é um auxílio frequentemente usado nos motores que tem, ou que podem vir a ter, problemas básicos de combustão. O melhor arranjo para uma aplicação bem sucedida é ficar dentro de limites conhecidos e ficar longe da detonação, A adição desse tipo de auxílio ajuda na melhora do desempenho,mas também pode trazer novos problemas.

2.5.8- Emissões

O equipamento de emissões adaptado aos motores modernos não compromentem a função do turbo. Uma aplicação de turbo a um destes motores, geralmente, não aumentará as emissões e pode causar - alguma redução.O turbo somente adiciona potência à potência fornecida pelo motor, quando exigido. Em alguns casos, o ar injetado - para dentro do sistema de escape para ajudar a queimar os hidracarbonetos não queimados, realmente proporciona energia de escape ex - tra para acionar a turbina, dando o incremento de pressão mais rapidamente e fazendo aumentar a resposta do veículo.

Algumas das modificações de emissão para o motor"standard" são desejáveis, num motor turbo. O turbo adapta-se ao sistema para proporcionar melhoras na dirigibilidade e desempenho, que podem ter sido comprometidas para se alcançar emissões reduzidas.

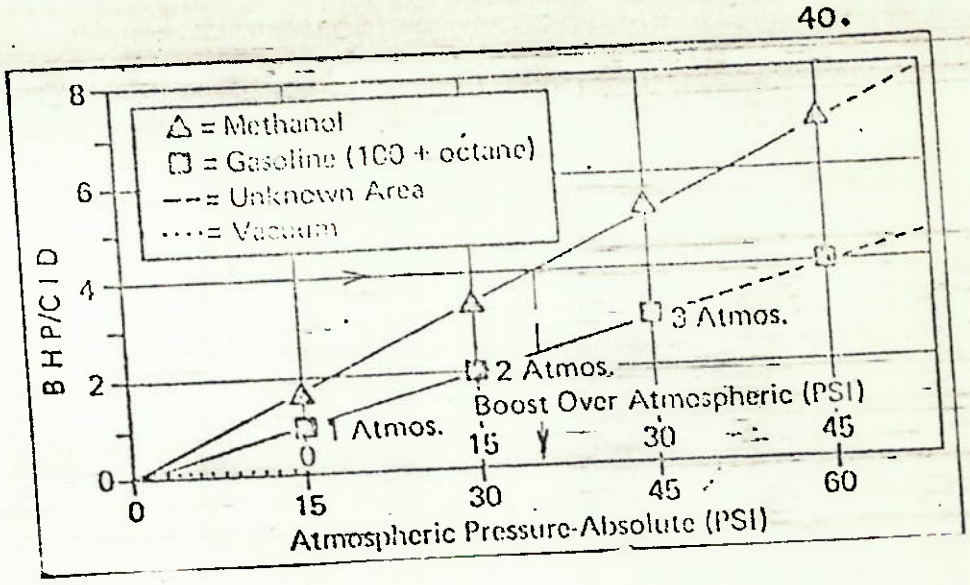
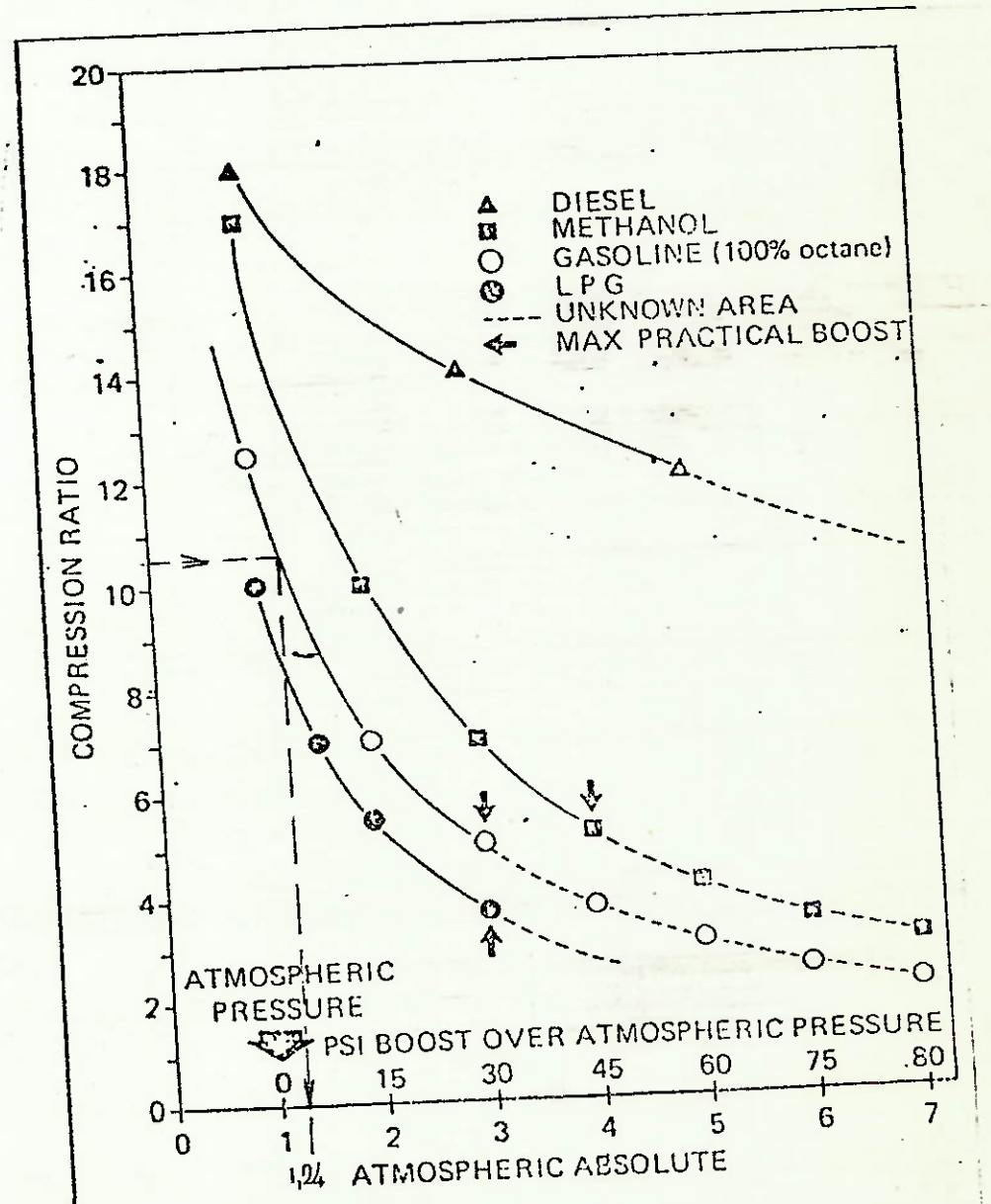


FIG. 2.1. DIAGRAMA DA POTÊNCIA REQUERIDA (BHP) EM FUNÇÃO DO INCREMENTO DE PRESSÃO NECESSÁRIO A GASOLINA E A METANOL.



COMPRESSION RATIO VS. MAXIMUM TURBOCHARGER PRESSURE.

FIG. 2.2. DIAGRAMA DA TAXA DE COMPRESSÃO EM FUNÇÃO DO INCREMENTO DE PRESSÃO NECESSÁRIO.

FIG. 2.3. -
TÍPICAS CONEXÕES
EM TUBULAÇÕES

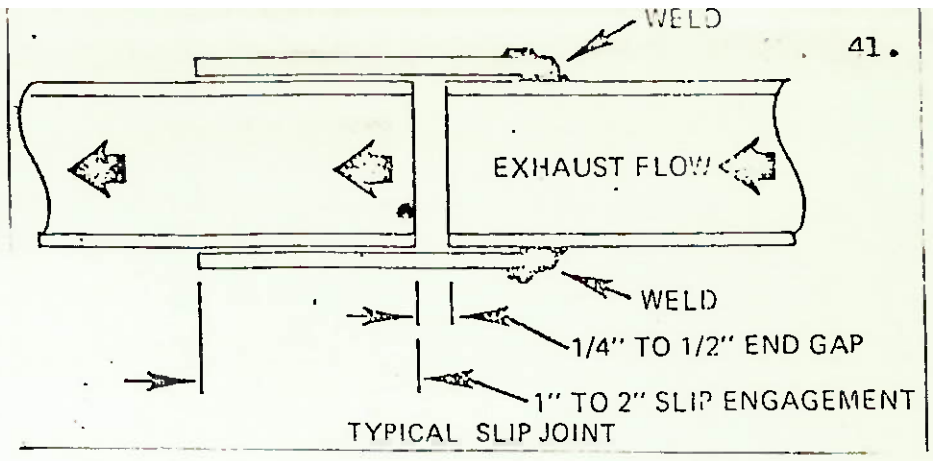


FIG. 2.4. -
TÍPICAS CONEXÕES
EM TUBULAÇÕES

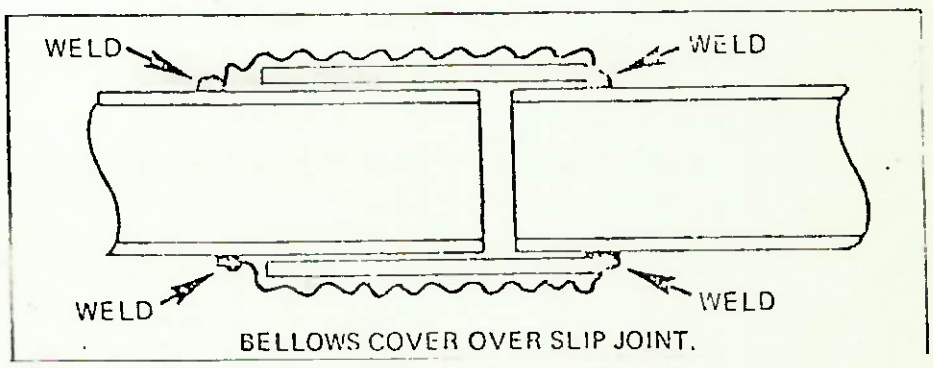
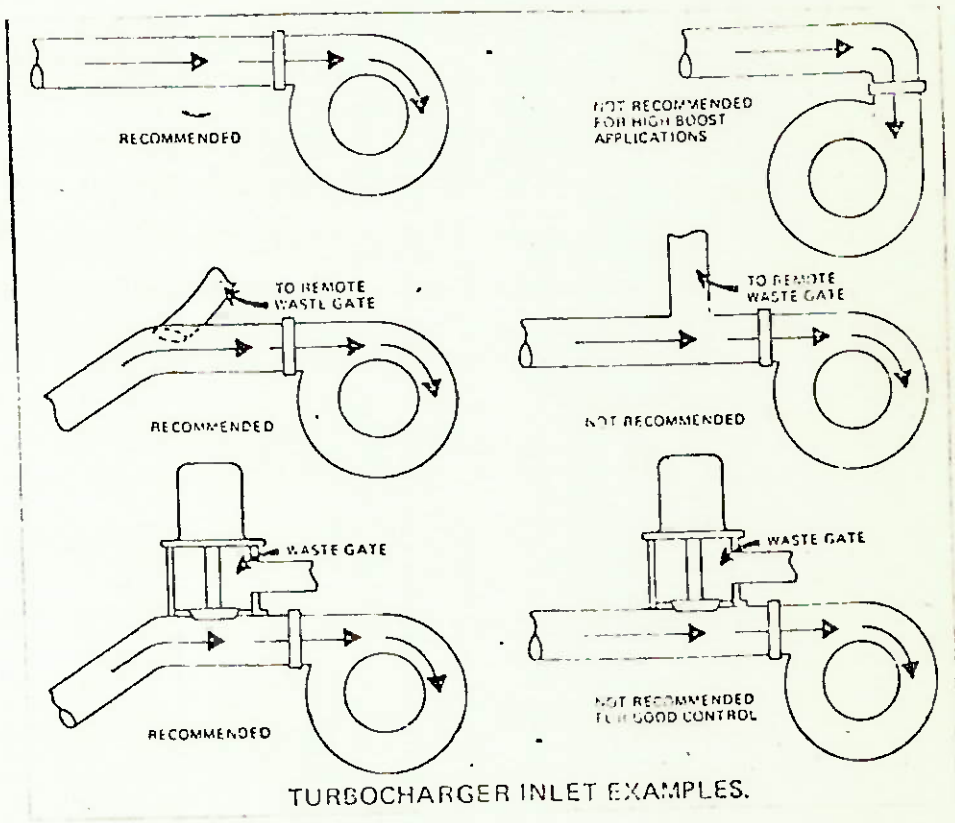


FIG. 2.5. -
SISTEMAS DE ENTRADA
NO TURBOCOMPRESSOR



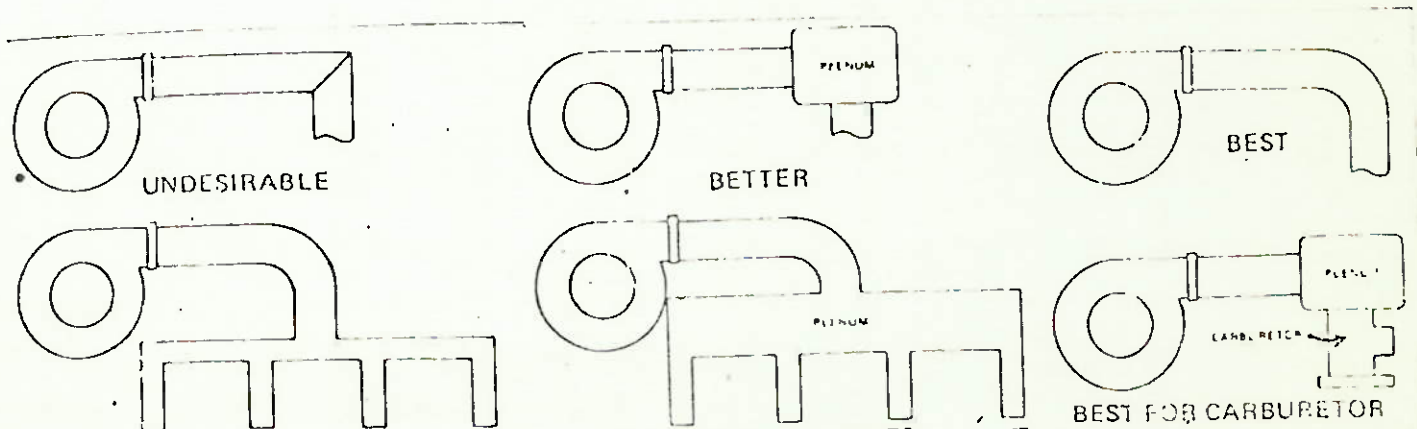


FIG. 2.6. - SISTEMAS DE EXAUSTÃO DO TURBOCOMPRESSOR

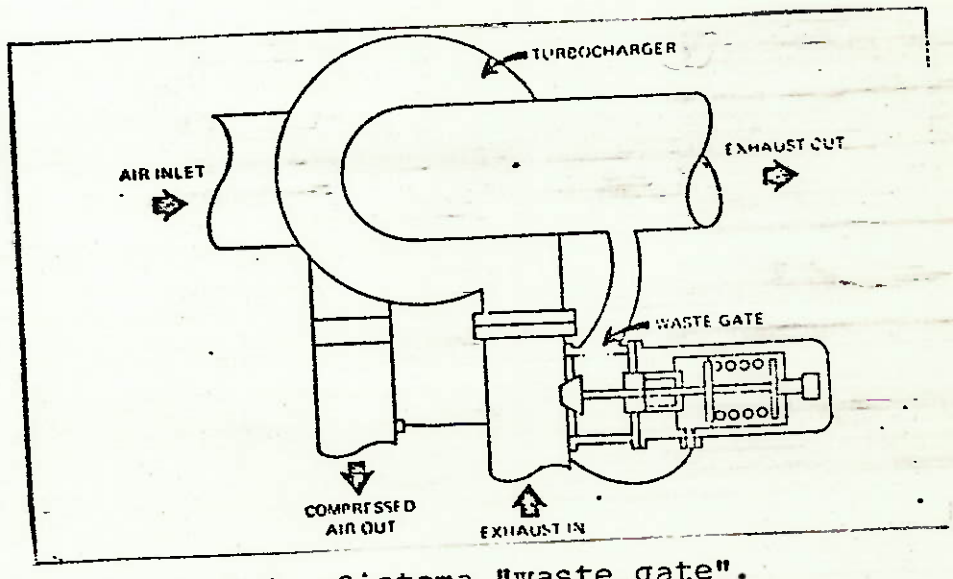


Figura 2.7 - Sistema "waste gate".

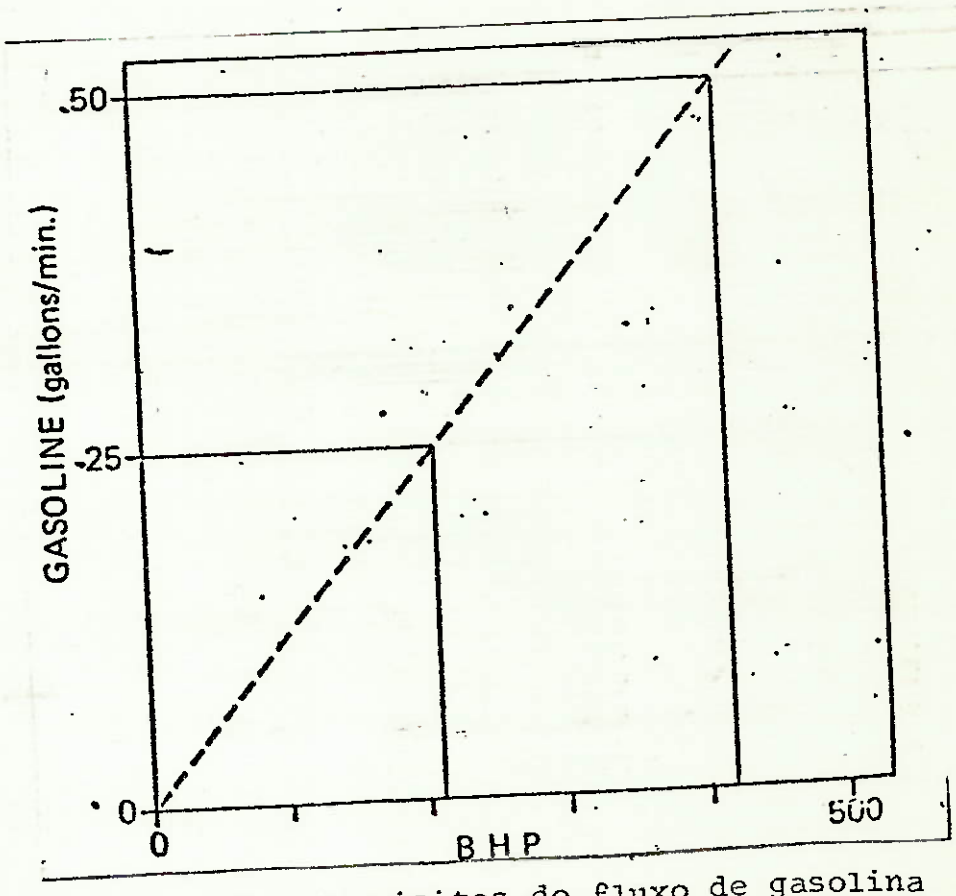


Figura 2.8 - Requisitos do fluxo de gasolina para potência efetiva.

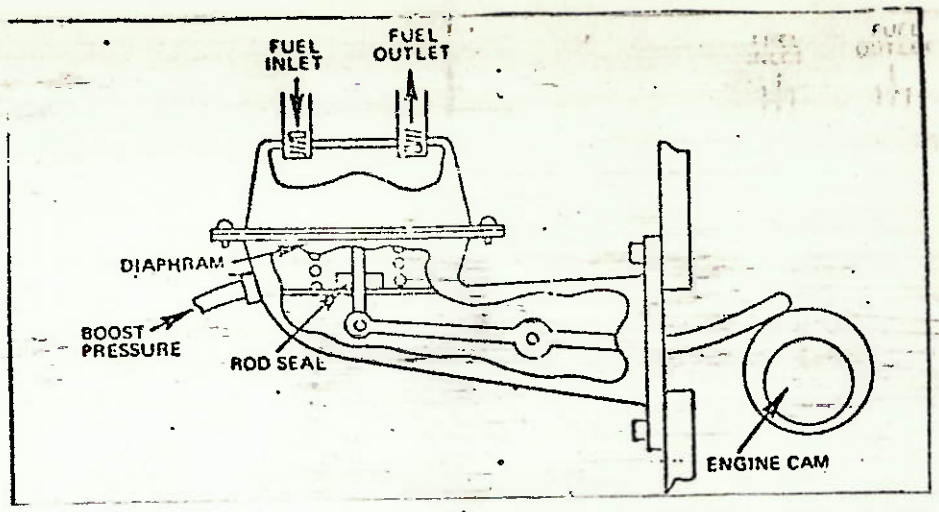


Figura 2.9 - Bomba de combustível tipo diafragma para regulagem automática da pressão de combustível acima do incremento de pressão.

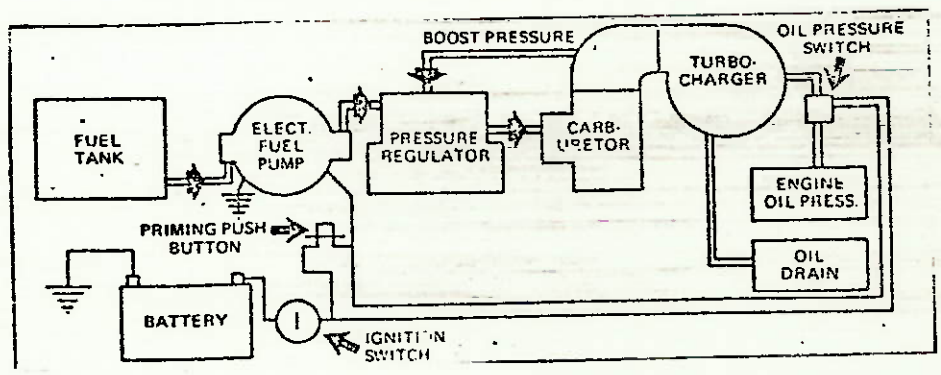


Figura 2.10A - Sistema de combustível usando bomba elétrica e regulador.

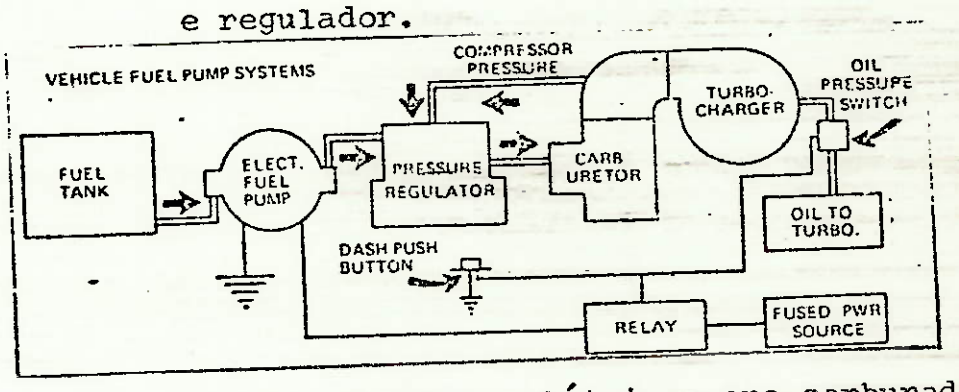


Figura 2.10B - Sistema de bomba elétrica para carburadores pressurizados.

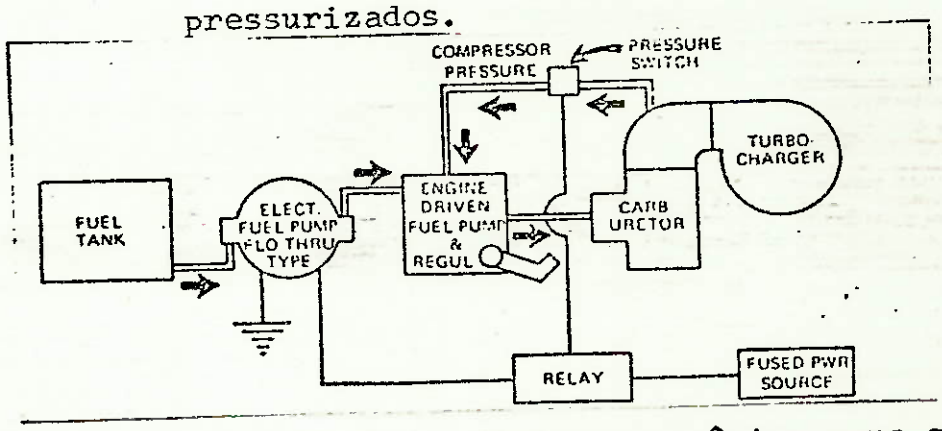


Figura 2.10C - Sistema de bomba eletromecânico para carburadores pressurizados (trabalha bem com incremento de pressão de 10 a 12 psi).

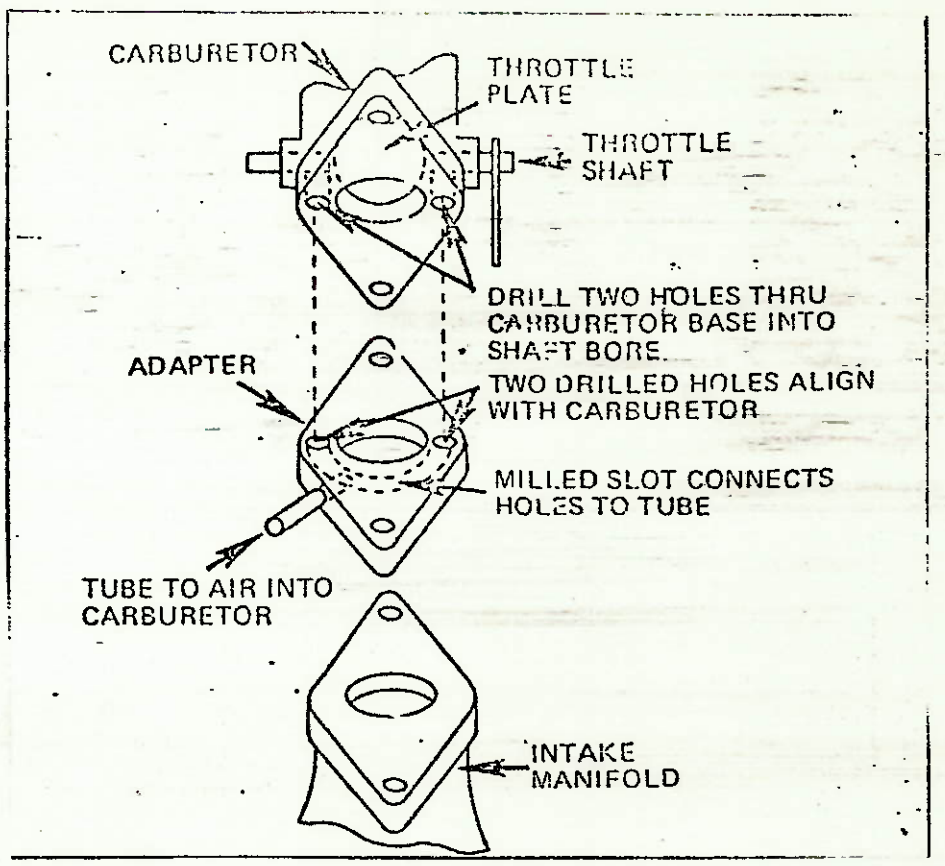


Figura 2.11 - Adaptador para vedação de ar da flange do carburador.

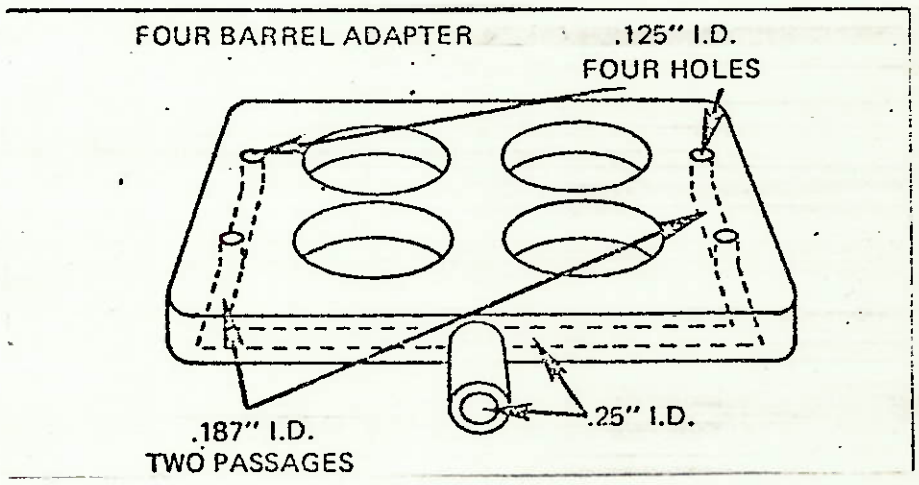


Figura 2.12 - Flange adaptadora para carburador de 4 difusores, mostrando a boa proporção dos furos para prevenir perda de pressão nas passagens.

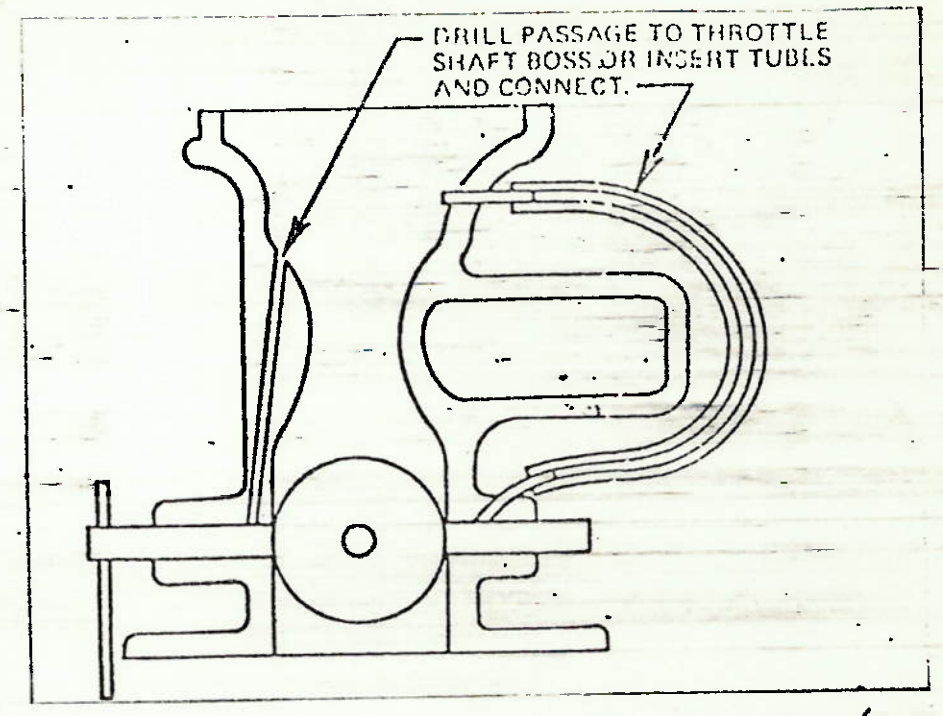


Figura 2.13 - Vedação de ar dos eixos da válvula borboleta.

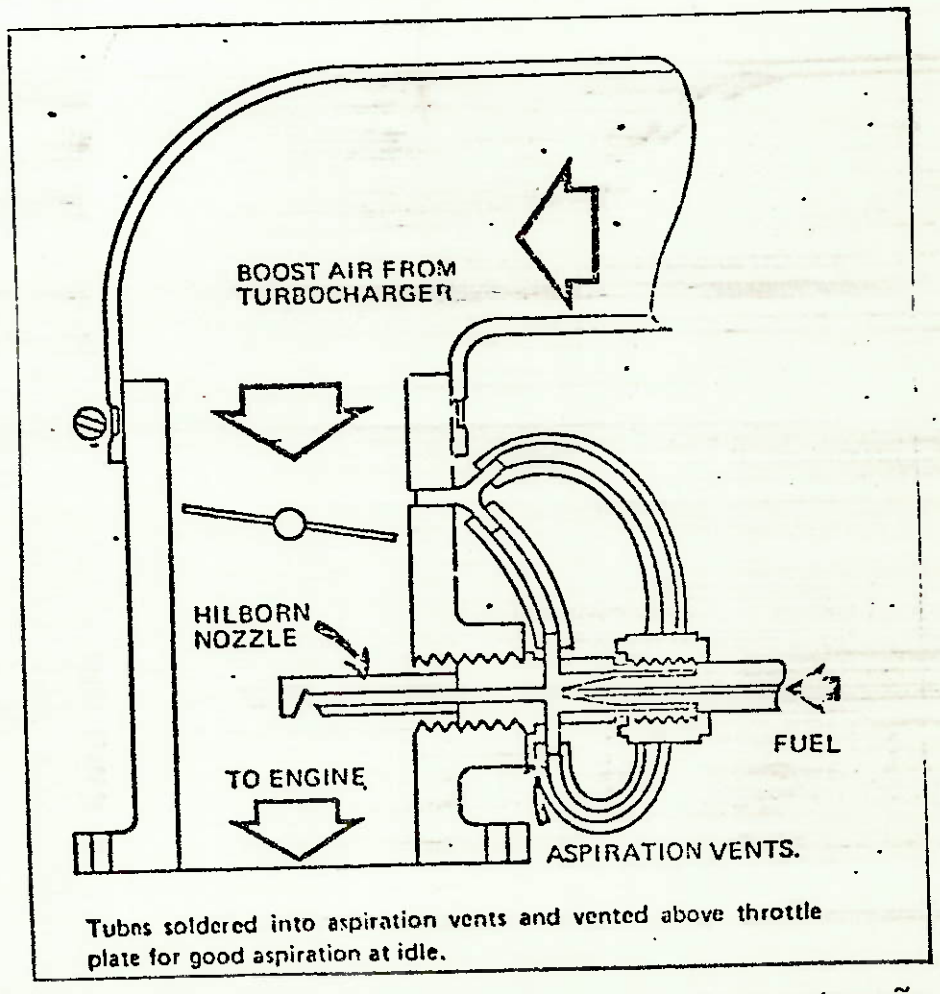


Figura 2.14 - Sistema de respiros de aspiração.

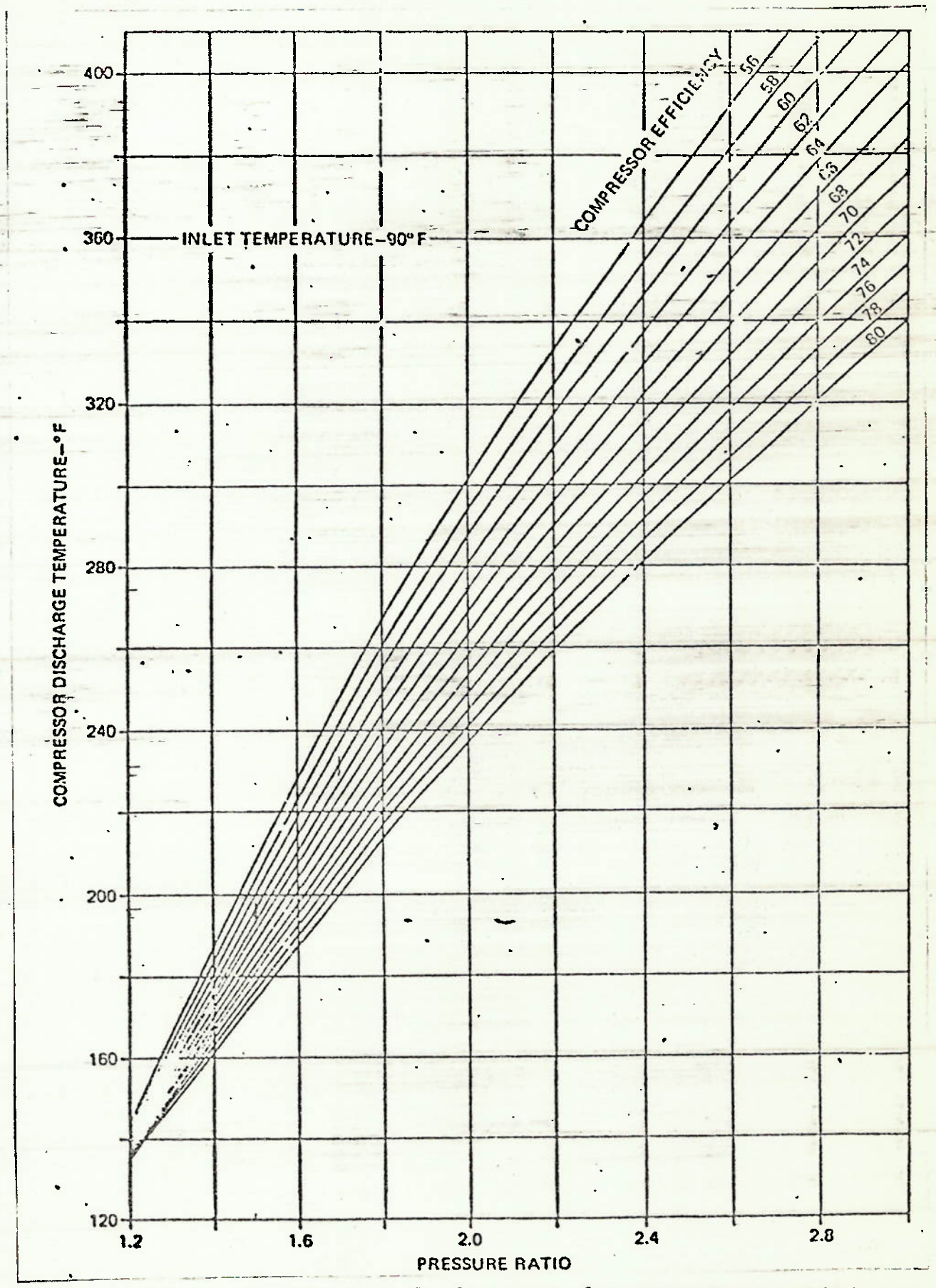


Figura 2.15 - Temperatura de descarga do compressor versus a relação de pressão.

3- O TURBOCOMPRESSOR

3.1- Montagem

O turbo deve ser montado firme e diretamente ao motor Se o sistema de escape não é curto, direto e rígido ao turbo, então constrói-se um suporte bom e forte para a flange de entrada da turbina. Uma montagem rígida de turbocompressor ajudará a durabilidade de toda tubulação e canalização da unidade. O turbo deve ser montado com o eixo na horizontal, o suprimento de óleo por cima, e o dreno do óleo por baixo da carcaça do mancal

3.2- Fornecimento de Óleo

O turbo necessita da maior pressão de óleo que a bomba de óleo do motor passa lhe fornecer. O suprimento de óleo para o turbo deve vir da principal galeria do motor, tão contígua à bomba quanto possível. Isto é mais importante em climas frios, onde o óleo congela e o fluxo aumenta vagarosamente nas linhas de alimentação, que são de pequeno diâmetro. A maioria das falhas do mancal, no turbo são consequência de uma partida a seco, e assim este não pode ser sobrecarregado. O suprimento de óleo deve ser suficiente para resfriar e lubrificar os mancais. A pressão mínima do óleo não deve ser menos do que 20psi.

3.3- Drenagem do Oleo

O turbo precisa de uma boa drenagem direta para o motor. O tubo de dreno deve permanecer em tamanho natural (aproximadamente 3/4 a 1 polegada de diâmetro interno) para o motor. Se o dreno for para o cárter inferior, ele nunca deve estar coberto com óleo. Ele deve terminar numa posição acima do nível de óleo e ser protegido do arremesso de óleo do girabrequem e biela. O cárter do motor deve ser bem provido de respiros para impedir as altas pressões no cárter devido aos gases. A maioria dos problemas de vazamento de óleo no turbo podem ser atribuídos aos drenos de óleo. O dreno deve sempre ser inclinado e não ter pontos baixos, para não deter a passagem do óleo no tubo de dreno.

3.4- Para Obter Melhores Resultados no Turbo

Quando se monta o turbo rigidamente ao motor, não se monta a saída do escape, entrada e saída do compressor, e as linhas de óleo, rigidamente ao turbo. Proporciona-se alívio de deformação,

usando juntas de dilatação ou montagem flexível dos elementos. A montagem rígida pode causar deflexão e atrito ou fratrura de peças do turbo.

Deve-se prover circulação de ar ao redor do turbo, de maneira que o turbo não seja superaquecido. Deve-se ter em conta que o sistéma de escape para o turbo vai emitir um vermelho brilhante sob as altas potências desenvolvidas. Pode-se querer usar protetor térmico de metal leve, entre algumas das tubulações de escape e alguns componentes do motor ou veículo, para prevenir superaquecimento. Permite-se circulação de ar em ambos lados do protetor térmico.

Deve-se conservar a entrada do filtro de ar do compressor. Areia e incrustações corroem o rotor do compressor , reduzindo a eficiência e criando desbalanceamento. Inspeciona-se o turbo frquentemente em cada avaria. Se algumas peças falharem no interior do motor, verifica-se o turbo para se estar certo que nenhum destes pedaços tenha se alojado no turbo ou o danificado através de sua passagem. O novo arranque do motor pode ser potencialmente perigoso devido aos pedaços de material nos sistemas de admissão, escape e óleo. Cuidados rigorosos não podem ser executados neste período, e a pré-lubrificação do motor é obrigatória para um bom arranque.

Deve-se conservar toda tubulação e conexões em bom estado. Vazamentos podem provocar reduzido desempenho e prejuízos no turbo. Vazamentos no escape, mesmo pequenos, reduzem o incremento de pressão rapidamente. Vazamentos no lado do compressor são potencialmente perigosos, já que podem levar o turbo a altas rotações. Se se tiver o carbudor montado na entrada do compressor, vazamentos no compressor são perigosos, já que pode ocorrer vazamento da explosivo mistura ar-combustível para dentro do compartimento do motor.

Não se usam longas extensões de tubo de borracha não reforçado na canalização de entrada do compressor. Estes tubos não devem prover novas restrições, pois excessivas restrições na entrada do compressor podem causar a elevação exagerada da rotação do turbo também.

3.5- Combinação do Turbo ao Motor

A escolha cuidadosa de cada um dos elementos que se pla
neja usar num motor e de sua utilização no veículo é importante e

básico. Uma vez que se tenha planejado o que se deseja fazer, seleciona-se cuidadosamente a combinação carcaça da turbina- compressor que dara o incremento de pressão desejado. É necessário ter-se em mente que algumas mudanças que se decidam fazer no motor mais tarde podem afetar a combinação motor-turbo e assim, deve-se esperar até se ter certeza do que se planeja, antes de selecionar o turbo. Frequentemente, as combinações possíveis são pelo menos duas. Geralmente, seleciona-se o compressor mais compacto. Contudo, pode-se ter a necessidade de experimentar duas ou mais carcaças de turbina para conseguir uma combinação satisfatória.

3.5.1- Compressor

Para se selecionar o compressor correto, usa-se a fórmula do roteiro de cálculo, que segue abaixo, para calcular a vazão necessária do compressor. Depois, plota-se o ponto dado pela vazão e razão de pressão, em cada um dos diagramas de compressor existentes (Figuras 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4). Escolhe-se o tamanho de compressor que coloca o ponto numa região de boa eficiência e não se aproxima demais da rpm mais baixa do compressor. Deve s e também ficar longe da linha de flutuação, especialmente se há a expectativa do turbo ter que funcionar a elevada altitude. A flutuação do compressor é a condição onde um compressor centrífugo não pode adicionar mais pressão e a vazão cessa bruscamente. Pode parecer como uma série de pequenas e rápidas explosões na entrada do compressor.

Quando a vazão para e pressão é adicionada, a pressão estala de volta; o compressor tenta recalcar ar novamente, e se a mesma condição ainda ocorrer, ele novamente flutua.

Pode-se notar que com um dado compressor, se se mantem a mesma vazão e se tenta elevar a pressão, vai-se em direção da linha de flutuação, já que as equações contêm suposições, os calculos são somente aproximados e assim deve-se dar uma margem de erro e não ficar próximo à linha de fluturação.

Roteiro de Cálculo para seleção do compressor:

A fórmula para combinar um compressor ao motor é a seguinte:

$$Q = E_v \times Q_d \times P_r \times \frac{540}{T_2}$$

onde:

P_r = relação de pressão

T_2 = temperatura de descarga do compressor

Q = vazão de entrada do compressor

E_v = eficiência volumétrica do motor (admitida)

Q_d = vazão deslocada pelo motor

Admite-se para a eficiência volumétrica do motor:

- 80 a 88% para baixos incrementos de pressão (3 a 5 psi) - carburador de série;
- 85 a 90% para médios baixos incrementos de pressão (7 a 10 psi) - carburador grande;
- 90 a 95% para médios altos incrementos de pressão (10 a 15psi) carburador grande;
- 95 a 105% para altos incrementos de pressão (15 a 20 psi) carburador totalmente modificado.

$Q_d = \frac{\text{cilindrada do motor (CID)} \cdot \text{máx RPM}}{1728 \quad 2}$, em pés cúbicos por minuto (CFM).

P_r = relação de pressão = $\frac{\text{incremento de pressão acima da atmosférica}}{\text{pressão barométrica}}$ +

$$+ 1 = \frac{\text{incremento de pressão (psi)}}{14,7 \text{ (ao nível do mar)}} + 1$$

T_2 (ºR) = temperatura de descarga do compressor (ºF) + 460 (ver Figura 2.15)

Para converter CFM para lb/min (vazão em massa corrigida) para os diagramas do compressor:

CFM x 0,068 (densidade aproximada do ar) = lb/min.

Nos diagramas de compressor, procura-se o ponto de intersecção da relação de pressão e vazão em massa e marca-se o ponto em cada diagrama. A melhor combinação é aquela em que o ponto marcado está mais longe da linha de flutuação e indica a mais alta eficiência de compressor.

3.5.2- Carcaça da Turbina

A seleção da carcaça da turbina correta é em pouco mais difícil do que determinar o compressor correto. Para se selecionar a carcaça da turbina, usa-se as fórmulas do roteiro de cálculo, que segue abaixo, para calcular a razão de pressão de escape e o parâmetro de vazão. Nas curvas de estrangulamento (Figura 3.5), plota-se o ponto e então, seleciona-se, para o ponto, a carcaça mais compacta.

As tabelas 1,2 e 3 mostram os dados tabulados da combinação motor-turbo e cálculos, como exemplo, para motores de 8 cilindros usando 2 turbos. As tabelas 4 e 5 mostram aplicações para motores de 4 e 6 cilindros.

Roteiro de cálculo para a carcaca da turbina:

A fórmula geral para combinação da carcaça da turbina ao motor é:

$$\text{Relação de pressão da turbina} = \frac{P_3}{P_4} =$$

$$= \frac{\text{pressão de escape na entrada do turbo acima da atmoférica (pressão efetiva)}}{\text{pressão do escape na saída do turbo}} +$$

$$+ 1 = \frac{\text{geramente 10\% menos do que o incremento de pressão}}{14,7 \text{ (se a descarga dos gases de escape for na atmosfera)}} + 1$$

Cálculo do parametro da vazão de escape (ou exaustão):

$$F = \frac{M \cdot \sqrt{T_3}}{P_4}$$

M = vazão em massa através da turbina = vazão em massa do ar através do compressor (da fórmula do compressor) + massa do combustível = =vazão em massa do ar + $\frac{1}{12}$. vazão em massa do ar (se a relação ar-combustível for 12:1) = $\frac{13}{12}$. vazão em massa do ar do compressor

$$T_3(^{\circ}R) = \sqrt{\text{temperatura na entrada da turbina}(^{\circ}F) + 460}$$

Assume-se:

1.500 (ºF) para baixos incrementos de pressão + 460 = 1960 ($\sqrt{1960}$=44,3)

1.650 (ºF) para moderados incrementos de pressão+460=2110 ($\sqrt{2.110}$= 45,9)

1750 (ºF) para altos incrementos de pressão +460=2210 ($\sqrt{2210}$ = 47,0)

p_4 = pressão de saída da turbina em polegadas de mercúrio (in Hg).

Assume-se:
30 polegadas de mercúrio sem silenciador (pressão atmosférica ao nível do mar); com silenciador, adiciona-se a pressão de escape acima da atmosférica (em polegadas de mercúrio) à pressão atmosférica em polegadas de mercúrio (30 inHg ao nível do mar) (um silenciador de baixa restrição provoca 4 polegadas de mercúrio).

Agora, procura-se nas curvas de estrangulamento (Fig. 3,5) o ponto de intersecção da relação de pressão de escape e parâmetro de vazão, e seleciona-se a carcaça de turbina mais compacta.

3.5.3- Eficiência do Turbocompressor

As eficiências do turbo são frequentemente um ponto de disputa e discussão entre os fabricantes de turbos. As eficiências do compressor afetam a temperatura do ar comprimido (ver Figuras 2.15 e 3,1) e a eficiência da turbina afeta o valor do trabalho produzido pela vazão e pressão dos gases de escape, e que é transmitido ao compressor. Sob um ângulo teórico, estes pontos são importantes, mas o motor que tem em si um turbo montado, não é sempre afetado da mesma forma que espera a teoria. Se se olhar do ponto de vista do motor, pode-se melhor avaliar o que a magnitude do efeito é na verdade.

Considerando-se o lado do escape, pode-se observar que uma variação de 2 a 4 psi nos gases de escape não afetará o motor ou rebaixará sua potência, significativamente, desde que se tenha o ajuste de came e sistema de escape adequados a combinação motor-turbo. Quanto ao sistema de alimentação, uma variação de pressão dessa mesma ordem de grandeza não afetará a eficiência do compressor, ou aumentará a temperatura do ar de admissão de forma considerável. O ponto a perceber, contudo, é que se o compressor estiver descarregando ar a 300ºF, uma variação de mais ou menos 20ºF (que indica uma alteração de 4 a 8 porcento na eficiência) não é seriamente significante, desde que a aplicação do turbo se tenha planejado cuidadosamente. Com uma aplicação bem cuidada do turbo e caso se tenha selecionado uma razão de compressão elevada, então, aumentos relativamente pequenos de temperatura não implicarão na presença do motor na condição destrutiva de detonação.

O ponto básico desta discussão é para se entender que o turbo usa energia desperdiçada através dos gases de escape e que se ela será aproveitada pelo turbo com uma eficiencia de 40%, 60% ou 80% somente dependerá da conveniência da aplicação e do custo, já que a energia desperdiçada é suficiente para provocar um incremento de pressão capaz de prejudicar seriamente o motor.

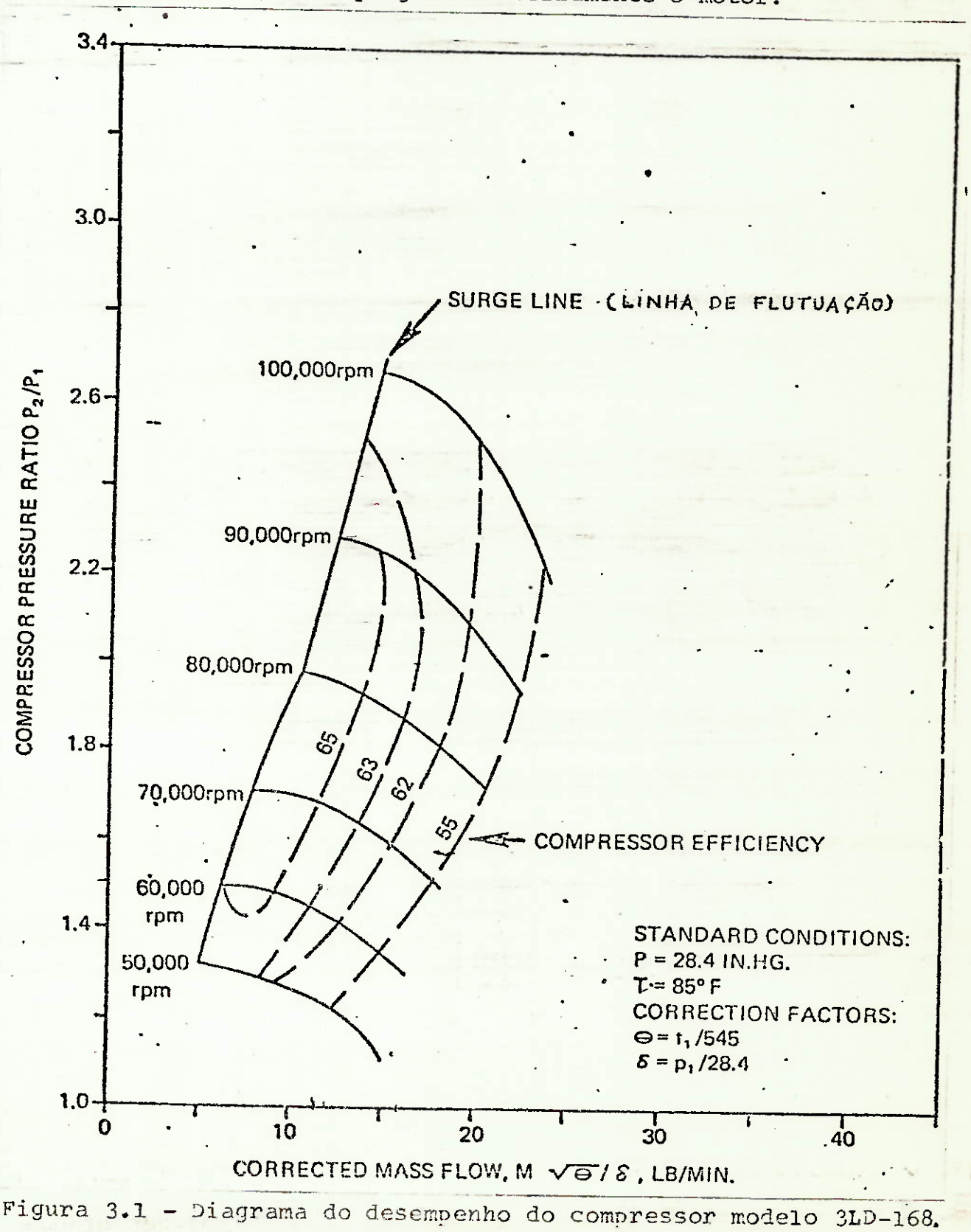


Figura 3.1 - Diagrama do desempenho do compressor modelo 3LD-168.

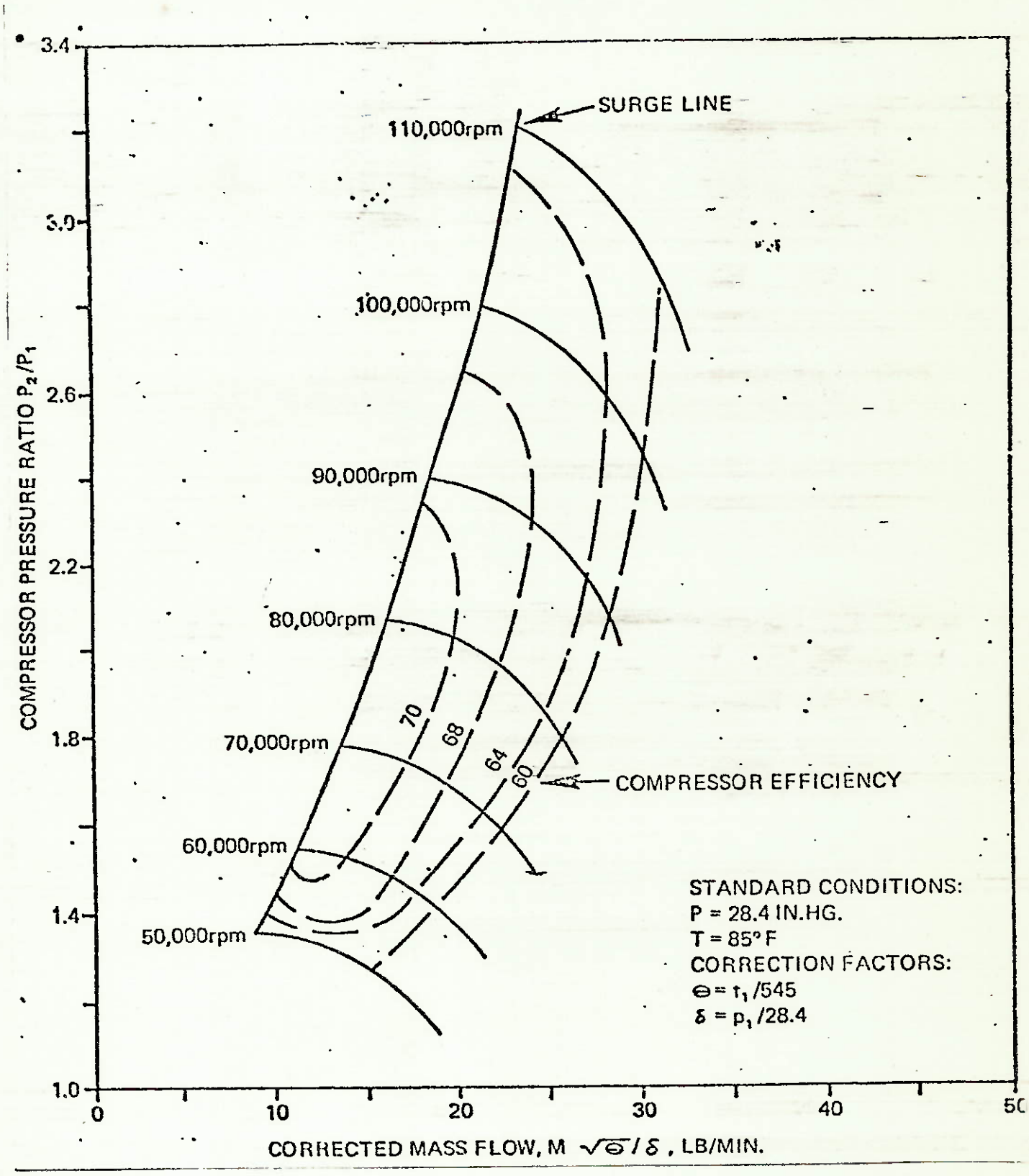


Figura 3.2 - Diagrama do desempenho do compressor modelo 3LD-198.

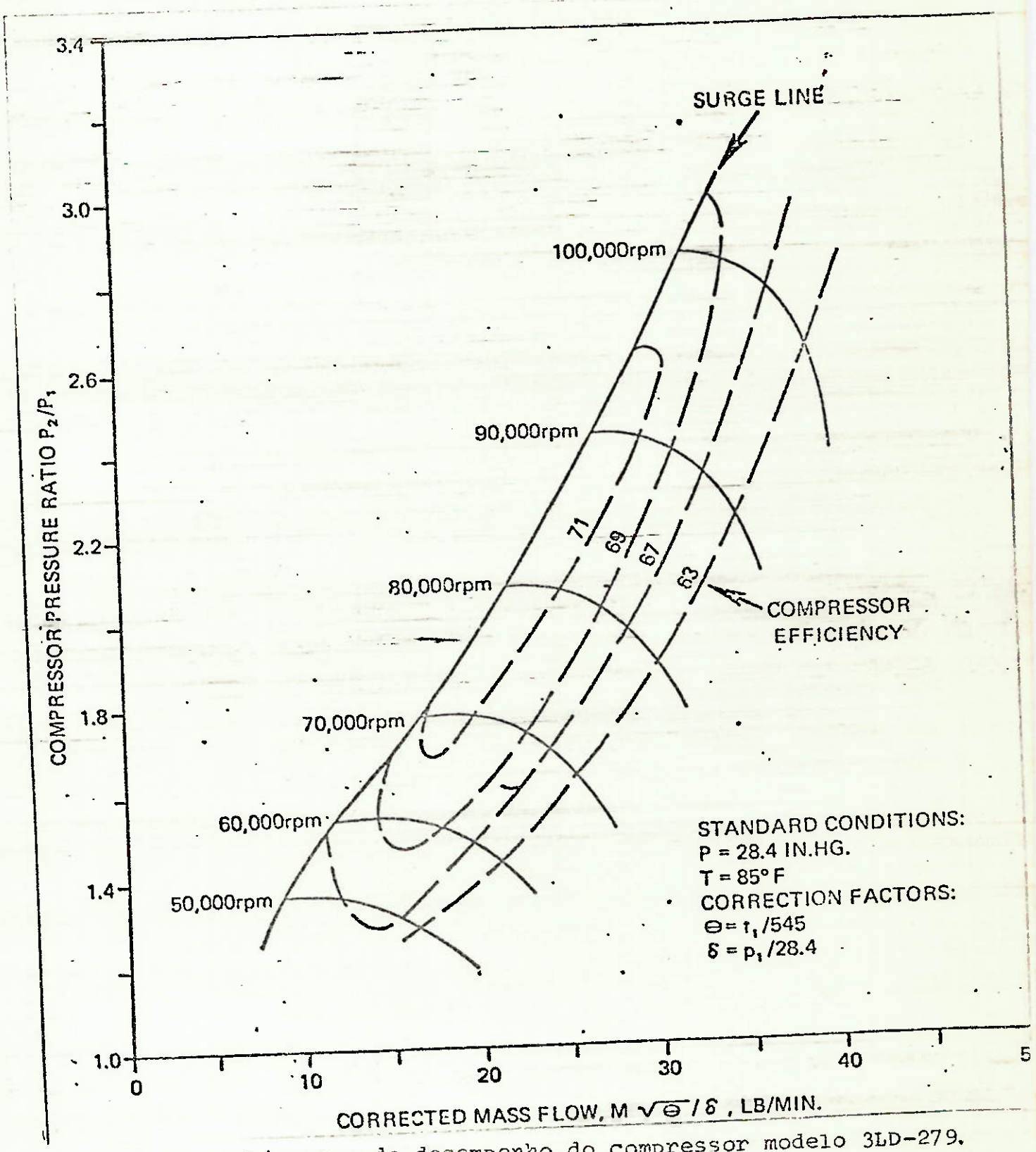


Figura 3.3 - Diagrama do desempenho do compressor modelo 3LD-279.

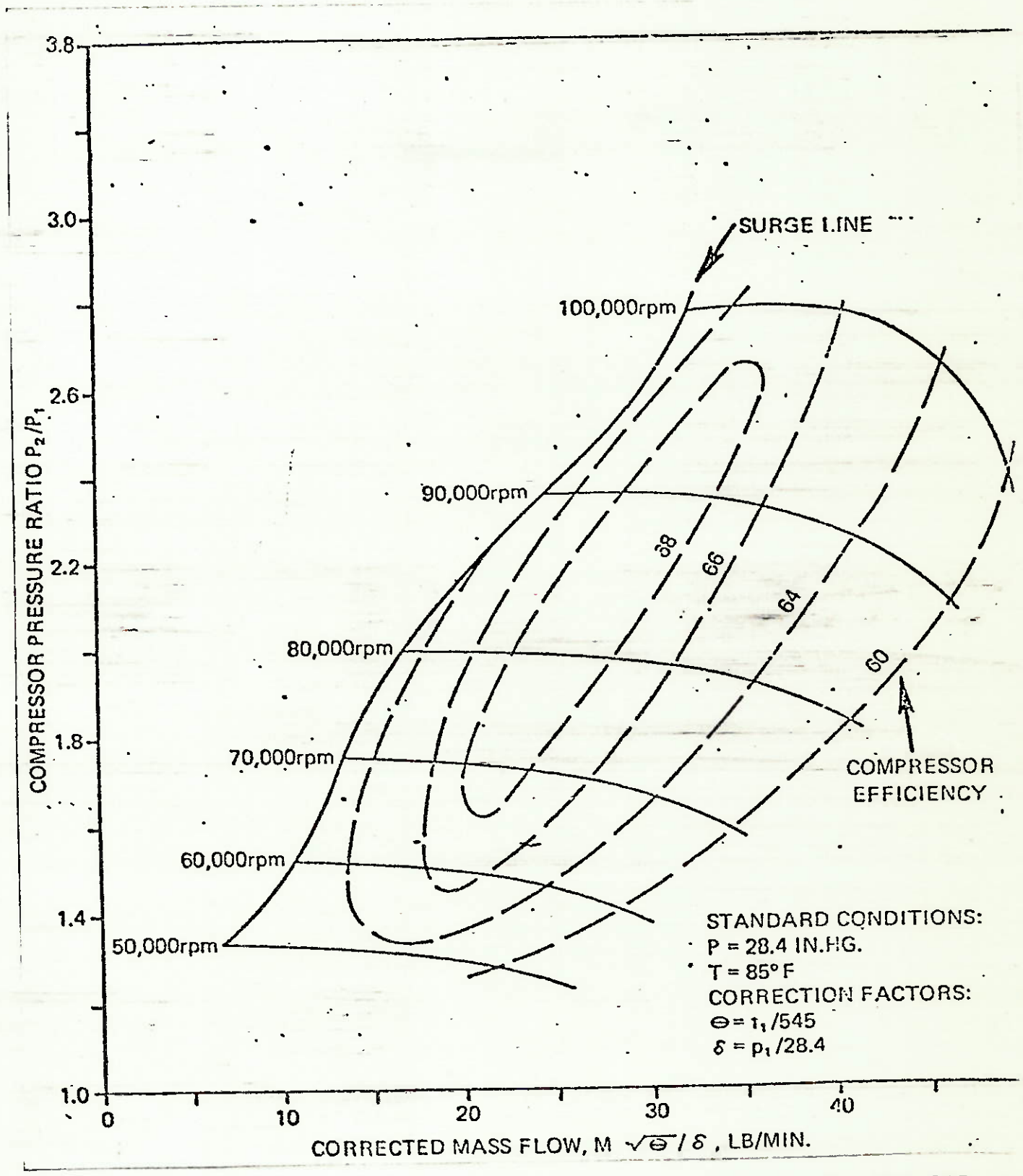


Figura 3.4 - Diagrama do desempenho do compressor modelo 3LD-305.

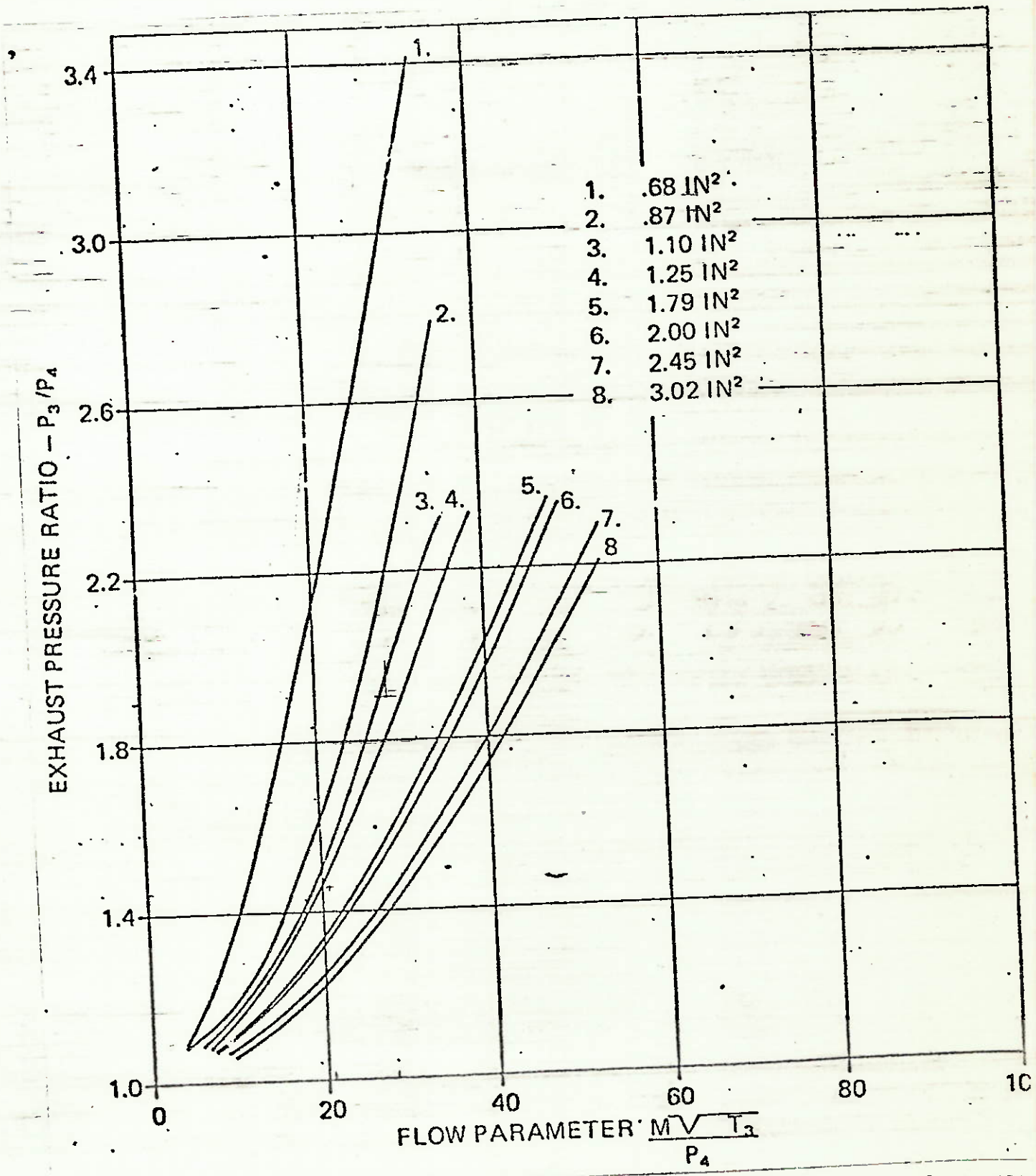


Figura 3.5 - Curvas de estrangulamento - turbocompressor modelo 3LD

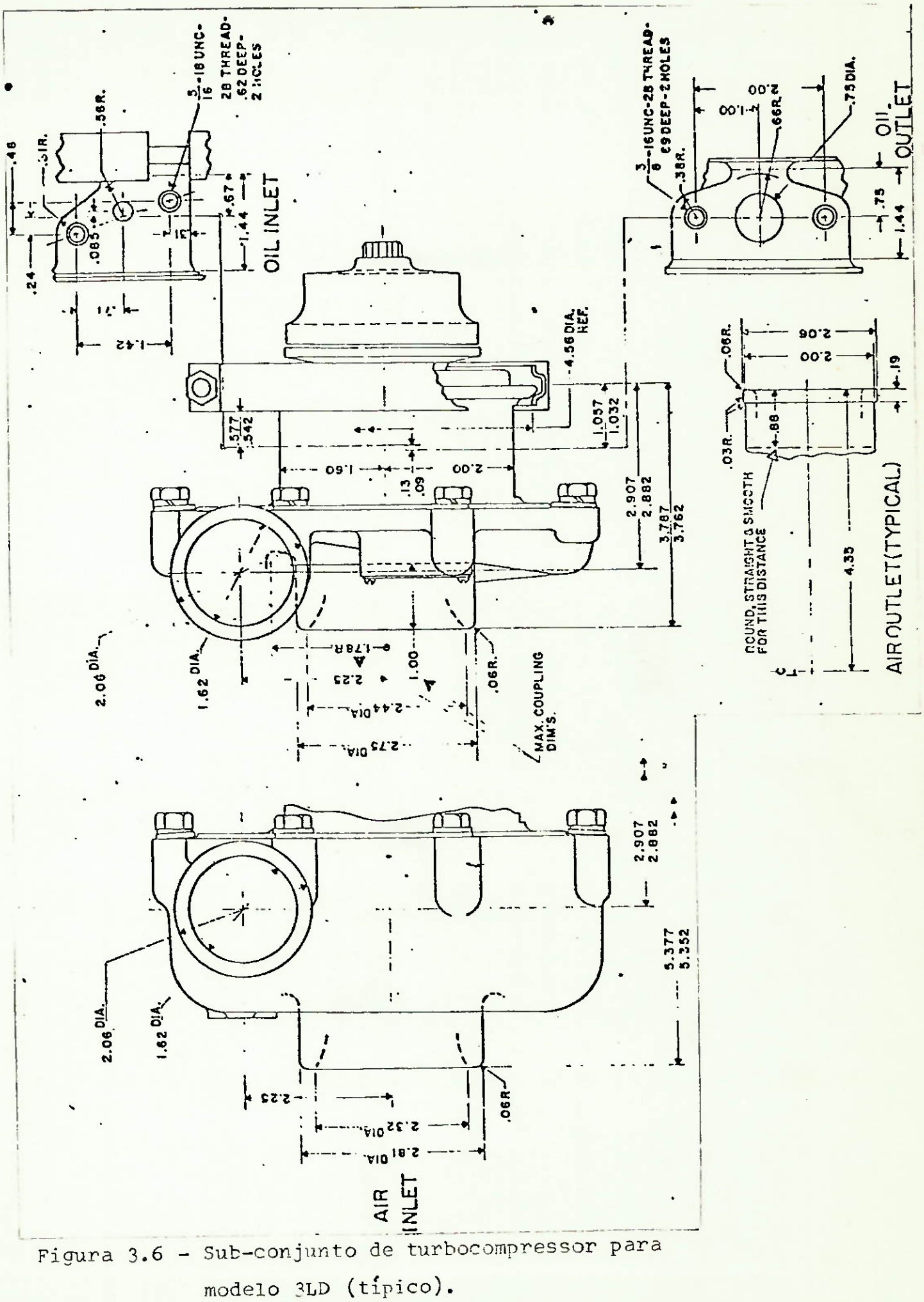


Figura 3.6 - Sub-conjunto de turbocompressor para modelo 3LD (típico).

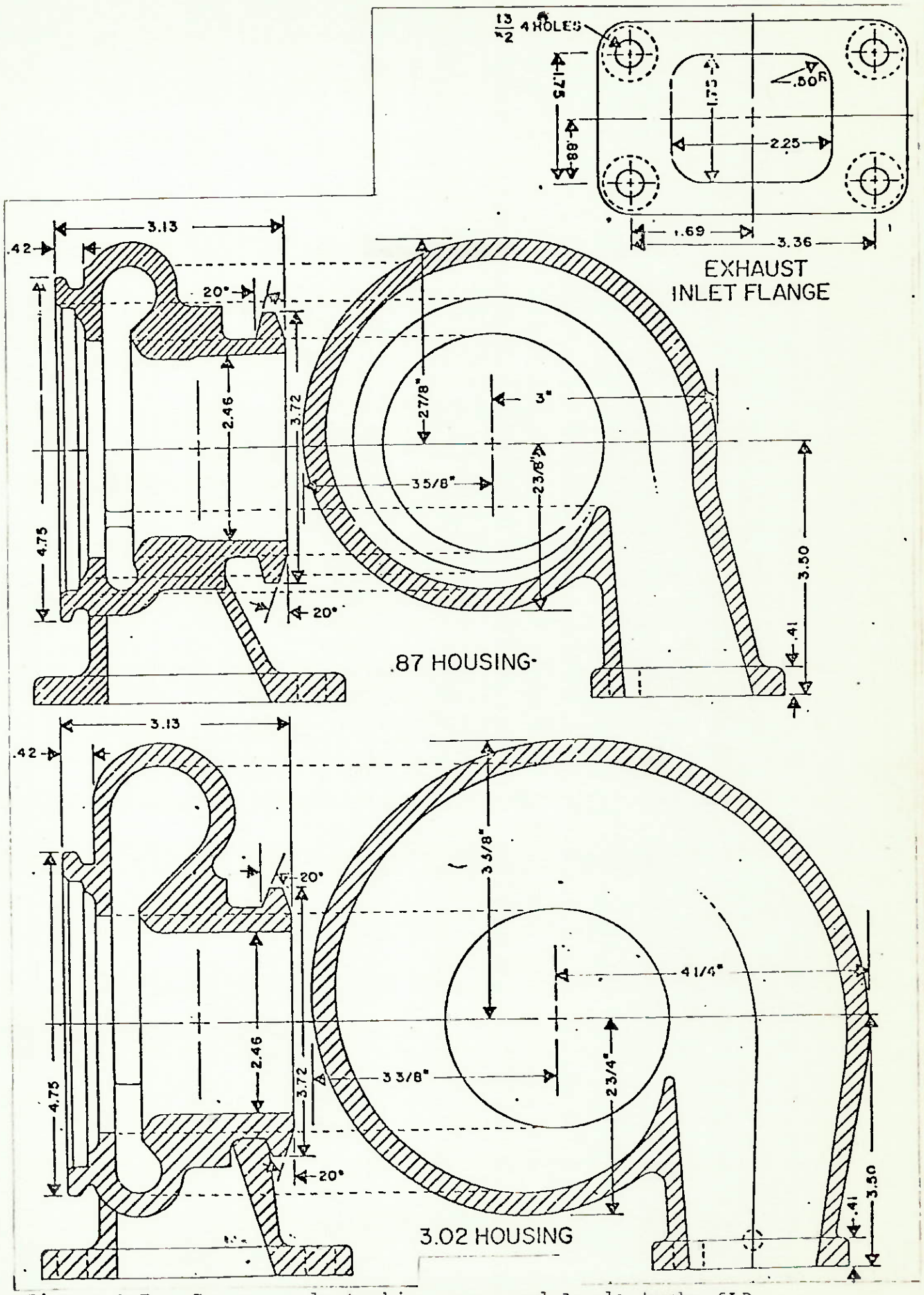


Figura 3.7 - Carcaças de turbina para modelo de turbo 3LD.

Tabela 1

Tabulation of sample compressor selections and turbine housing selections for various engine sizes and boost.
Assumptions: These are V-8 engines and would use 2 turbo's per engine. Fuel would be gasoline.
Application I: A low boost (4-6 psi) application to a stock engine in a heavy car. The engine maximum rpm would remain close to stock as would gearing. A low restriction (no more than 4" HG. back pressure) would be used in each turbo.

CID Group	Engine CID Range	Max RPM	COMPRESSOR DATA: Engine Disp. Flow CFM	Compressor Inlet Flow CFM	Compressor Flow Pounds Per Min	Using 2 Turbos Pounds/Min / Compressor	Model No.	TURBINE HOUSING DATA: Mass Flow Thru Turbine – Using 2 Turbos, Comp. Flow + 1/12 Comp. Flow = Total			Flow Parameter Fp	Turbine Housing Selection Area
A	283	5000	410 CFM	430 CFM	21 [illegible]	14.8	3LD 279	14.8	1.23	16.03	20.8	1.10
A	305	5000	410	465	32.0	16.0	3LD 279	16.0	1.33	17.33	22.5	1.25
B	327	5000	474	496	34.0	17.0	3LD 279	17.0	1.42	18.42	24.0	1.79
B	350	4000	405	425	29.2	14.6	3LD 279	14.6	1.22	15.82	20.6	1.10
C	400	4000	462	484	33.2	16.6	3LD 279	16.6	1.38	17.98	23.4	1.25
C	396	4000	460	482	33.1	16.5	3LD 279	16.5	1.37	17.87	23.2	1.25
C-D	427	4000	496	520	35.7	17.8	3LD 279	17.8	1.48	19.28	25.1	1.79 or 2.00
D	454	4000	525	551	37.9	18.9	3LD 305	18.9	1.57	20.47	26.6	2.00
D	500	4000	580	609	41.6	20.9	3LD 305	20.9	1.74	22.64	29.4	2.45

Tabela 2

Application II: A moderate boost (10-20 psi) application to a fully modified engine for street or long distance racing in a light car. The maximum rpm would be the highest desired for continuous operation. The exhaust out of the turbine housing would be open with little or no muffling.

CID Group	Engine CID Range	Max RPM	COMPRESSOR DATA: Engine Disp. Flow CFM	Compressor Inlet Flow CFM	Compressor Flow Pounds Per Min	Using 2 Turbos Pounds/Min / Compressor	Model No.	TURBINE HOUSING DATA: Mass Flow Thru Turbine – Using 2 Turbos, Comp. Flow + 1/12 Comp. Flow = Total			Flow Parameter Fp	Turbine Housing Selection Area
A	283	7000	570	632	56.5	28.2	3LD 279	28.2	2.35	30.55	36.8	1.79
A	305	7000	678	843	60.6	30.3	3LD 279	30.3	2.52	32.82	50.0	2.45
B	327	7000	852	35	64.2	32.1	3LD 279	32.1	2.66	34.76	53.2	3.02
B	350	6500	856	904	64.2	32.1	3LD 279	32.1	2.66	34.76	53.2	3.02
C	400	6500	752	1078	74.0	37.0	3LD 305	37.0	3.08	40.08	67.5	3.02**
C	396	6500	747	1068	73.5	36.7	3LD 305	36.7	3.06	39.76	61.0	3.02**
C-D	427	6500	802	1148	78.5	39.4	3LD 305	39.4	3.28	42.68	65.5	3.02**
D	454	6500	850	1212	83.4	41.7	3LD 305	41.7	3.47	45.17	69.2	3.02**
D	500	6500	942	1349	92.6	46.3	3LD 305	46.3	3.85	50.14	77.2	3.02**

* Use 1.79 if pressure is not to exceed 10 psi (or less) boost. ** Use exhaust waste gate to reduce boost.

Tabela 3

Application III: A high boost (20-25 psi) application to a fully modified engine for all out drag racing or short distance sprint type racing in a light car. The maximum rpm would be the highest for short term durability. The exhaust out of the turbine housing would be open with large diameter short stacks.

CID Group	Engine CID Range	Max RPM	COMPRESSOR DATA: Engine Disp. Flow CFM	Compressor Inlet Flow CFM	Compressor Flow Pounds Per Min	Using 2 Turbos Pounds/Min / Compressor	Model No.	TURBINE HOUSING DATA: Mass Flow Thru Turbine – Using 2 Turbos, Comp. Flow + 1/12 Comp. Flow = Total			Flow Parameter Fp	Turbine Housing Selection Area
A	283	8000	760	1350	93.0	46.5	3LD 305	46.5	3.84	50.34	78.7	3.02**
A	305	8000	810	1450	100.0	50.0		50.0	4.17	54.17	85.0	
B	327	8000	900	1560	107.0	53.5		53.5	4.46	57.96	90.5	
B	350	7500	798	1310	90.0	45.0	3LD 305	45.0	3.74	48.74	73.5	3.02**
C	400	7500	868	1500	103.0	51.5		51.5	4.30	55.80	87.5	
C	396	7500	861	1490	103.0	51.5		51.5	4.30	55.80	87.5	
C-D	427	7500	926	1600	110.0	55.0		55.0	4.58	59.58	93.5	
D	454	7500	982	1700	117.0	58.5		58.5	4.87	63.37	99.0	
D	500	7500	1090	1880	130.0	65.0		65.0	5.42	70.42	110.0	

* Use 1.79 if pressure is not to exceed 10 psi (or less) boost. ** Use exhaust waste gate to reduce boost.

Tabela 4

4 CYLINDER ENGINES
Using one turbo per engine

ENGINE	CID	COMPRESSOR MODEL	TURBINE HOUSING (AREA) APPLICATION I	APPLICATION II
Chevrolet Vega	140	3LD 195	1.25	1.10
Dodge Colt	98	3LD 168	87	68
Ford Pinto	98	3LD 168	87	68
Ford Pinto	121	3LD 198	1.25	1.10
SAAB 99				
Alfa Romeo	96, 120	3LD - 168	87	68
Audi	103, 114	3LD 168	87	68
Austin Healey Sprite	67, 78	3LD 168	68	—
BMW	109, 121	3LD 198	1.25	1.10
Datsun	79, 87, 97, 108	3LD 168	87	68
Fiat	91, 103	3LD 168	87	68
Honda Civic 750	46	3LD 168	68	—
Mercedes Benz	121, 134	3LD 168	87	68
MG	78, 99, 110	3LD 198	87	68
Opel	66	3LD 198	68	—
Opel	91, 103, 116	3LD 168	87	68
Porsche	96, 121	3LD 168	87	68
Renault	52, 68, 89	3LD 168	68	—
Renault	96, 101	3LD 168	87	68
Saab	104, 121	3LD 198	1.25	1.10
Toyota	91, 86, 97, 120	3LD 168	87	68
Triumph	70, 79, 91	3LD 168	87	68
Volkswagen	78, 91, 97, 102	3LD - 168	68	—
Volvo	108, 121	3LD - 168**	87	68

Tabela 5

6 CYLINDER ENGINE
Using one turbo per engine

ENGINE	CID	COMPRESSOR MODEL	TURBINE HOUSING (AREA) APPLICATION I	APPLICATION II
American Motors	199, 232, 258	3LD 279	1.79	1.25
Chevrolet	230, 250	3LD 279	1.79	1.25
Chevrolet	292	3LD 305	2.00	1.79
Ford	144, 170	3LD 198	1.79	1.25
Ford	200, 250	3LD 279	1.79	1.25
Ford	240	3LD 279	1.79	1.25
Ford	300	3LD 305	2.00	1.79
Dodge Plymouth	170, 225	3LD 279	1.79	1.25
GMC	170, 302	3LD 305	2.00	1.79
FOREIGN				
Aston Martin	244	3LD 279	1.79	1.25
Austin Healey	178	3LD 198	1.79	1.25
BMW	182	3LD 198	1.79	1.25
Datsun	146	3LD 198	1.25	1.10
Ford V-6	155	3LD 198	1.79	1.25
Jaguar	161	3LD 198	1.79	1.25
Jaguar	210, 231, 258	3LD 279	1.79	1.25
Porsche	143	3LD 198	1.79	1.25
Toyota	121, 137, 156	3LD - 198	1.79	1.25
Triumph	122, 182	3LD - —	—	—

4- DISCUSSÃO E CONSIDERAÇÕES DE ALGUNS ASPECTOS DO TURBOCARREGAMENTO

4.1- Um Turbocompressor para Automóvel

Resumo

O emprego de turbocompressores (ou torbocarregadores) em automóveis tem mostrado dois problemas: o custo e a flexibilidade de montagem. O custo de um turbocarregador para automóvel tem que ser menor do que o custo da comparável unidade para motor Diesel, e sem prejuízo da confiabilidade. A fim de manter o custo, o fabricante é forçado a projetar uma unidade básica para ser usada em numerosas aplicações. Por isso, o sucesso de um turbocarregador para automóvel dependerá em muito da versatilidade de montagem, projetada para a unidade básica.

Exemplo típico de um turbocarregador para automóvel é o modelo S6 desenvolvido pela Schwitzer. Este turbo pode ser montado dentro de 4 graus na horizontal até dentro de dez na vertical. A carcaça de mancais está colocada entre o prato flangeado da extremidade do compressor e a carcaça da turbina, com fixação por três parafusos atravessados, situados em intervalos de 120 graus. Este arranjo permite o dreno de óleo por gravidade. O sistema de mancais foi simplificado pelo uso de um mancal liso livre flutuante, não rotativo, com capacidade para suportar carga axial. O sistema "waste-gate" é composto por uma válvula rotativa atuada por um diafragma com mola, sendo este controlado pela variação de pressão. O conceito da válvula rotativa permite que a turbina seja descarregada para evitar um aumento de pressão de escape, devido à presença do turbocarregador em altas velocidades (rotações) de regime. A válvula rotativa tem uma característica positiva de autolimpeza e reduz ao mínimo a elaboração de tolerâncias apertadas, se comparada com a mais convencional disposição de válvula de segurança. Os méritos relativos da pressurização versus sucção no carburador, também serão discutidos.

4.1.1- Introdução

Historicamente, os turbocarregadores têm sido usados nos motores Diesel como compensadores de altitude, como meio de elevar os níveis de potência nos motores existentes e mais recentemente para reduzir as emissões de gases. Ainda que a indústria do

diesel esteja se aproximando do uso de 100% de turbocarregamento, o volume de turbocarregadores produzidos é relativamente pequeno com uso projetado das quantidades para motores a gasolina e diesel em automóveis. Para servir ao mercado de motores a diesel, uma grande variedade de modelos de turbocompressores para diferentes capacidades, requisitos de escoamento e conexões de montagem têm sido requeridos para cobrir os vários tamanhos de motores, faixas de potência e campo de uso do motor. Mas, essa gama de modelos particulares usada no diesel, que ainda tem que atender diferentes condições para o compressor e requisitos de montagem do fabricante do motor, é pequena se comparada aos tipos de automóveis. Além disso, a grande diversidade de modelos particulares feitos em pequenas quantidades torna os processos de produção custosos e força uma constante batalha no sentido de estandardizar os componentes e partes de um modelo de linha, a fim de manter os níveis de custo.

Para satisfazer os requisitos de turbocarregamento de automóveis, simultaneamente com as necessidades de alta produção e eficiência de custo, é necessário limitar a proliferação de modelos. Por causa do carro mundial de dimensões reduzidas para possibilitar economia, o espaço sob o capô que é limitado e o tamanho tornam-se um fator de projeto no turbocompressor. A versatilidade de montagem do turbocompressor torna-se muito importante, já que a posição do carburador poderia ser, ou a montante ou a jusante da seção do compressor, e os próprios motores poderiam ser ou de configuração em "V" ou de configuração "em linha". Consequentemente tornou-se necessário projetar um novo modelo de turbocarregador para uso em automóvel, onde a economia, a alta produção e versatilidade de montagem fossem primordiais na filosofia de projeto. Como exemplo, temos o modelo Schwitzer S6 para automóvel, que é mostrado em fotografias, nas figuras 4.1.1A e 4.1.1B.

4.1.2- Típico Turbocompressor

A fim de avaliar completamente o projeto do turbocarregador Schwitzer S6, é necessário examinar um típico turbocarregador para diesel. A figura 4.1.2 mostra um corte, com identificação das partes, de um turbocompressor Schwitzer para diesel de média velocidade (rotores com aproximadamente 4 polegadas de diâmetro). Esta configuração é básica e representativa de todos os

turbocarregadores fabricados. A maioria dos turbocarregadores são montados sobre o motor, pelo uso da base na entrada da turbina, com uma ligeira inclinação para a montagem sobre o apoio do dreno do óleo carcaça dos mancais (ou carcaça central). A linha do centro do eixo é essencialmente horizontal em relação ao chão, quando o turbo é montado no veículo. A passagem do dreno de óleo (vazador de óleo) é perpendicular ao eixo, com uma variação máxima de mais ou menos 20 graus, para um dreno efetivo de óleo por gravidade, sem criar uma possível fuga intermediária nas vedações dos anéis de segmento. O óleo do motor entra na carcaça dos mancais por cima e múltiplos furos brocados conduzem o lubrificante aos mancais. A carcaça do compressor e a carcaça da turbina são conectadas à carcaça dos mancais, por meio de abraçadeiras em "V" que permitem posicionamento completo de 360 graus da entrada da turbina e saída do compressor, em relação ao dreno de óleo. A carcaça dos mancais e carcaça da turbina são separadas por uma contra placa da turbina para garantir que o fluxo de gás tenha uma passagem completa através do rotor. Isto é requerido, já que o rotor da turbina não tem uma superfície que impeça a passagem do gás do rotor para a carcaça dos mancais, ou seja, uma superfície posterior integral. A contra placa e o espaço de ar existente entre a contra placa e a carcaça central reduzem a transferência de calor para o sistema de mancais.

A figura 4.1.3 é uma vista detalhada do sistema de mancais, o qual consiste de dois mancais radiais e um mancal axial. Os mancais radiais são limitados em seu movimento axial pelos anéis de retenção existentes em cada extremidade. Estes mancais giram a um terço da velocidade (rpm) do eixo e são livres para flutuar radialmente sobre um filme de óleo existente nos diâmetros internos, e externos. Uma série de furos nos mancais permite ao óleo atingir o eixo. A carga axial é absorvida por um mancal axial preso à carcaça dos mancais. Dois anéis de escora paralelos, girando à velocidade do eixo, completam o sistema. O movimento axial é limitado por um espaçador entre os anéis de escora. A porca na extremidade do compressor prende a coluna do rotor do compressor, a bucha arremessadora, os anéis de escora e o espaçador contra o ressalto do eixo.

O gás é vedado de entrar na carcaça dos mancais, tanto pela extremidade do compressor, quanto pela da turbina, por

anéis de segmento fixos. Estes anéis não são retentores de óleo. Na extremidade da turbina, o óleo é mantido afastado do anel pela alta velocidade do eixo, que lança o óleo para um rasgo, o qual desemboca na cavidade de dreno do óleo, esta existente na carcaça dos mancais. Na extremidade do compressor, o óleo deixando o mancal axial é canalizado pelo defletor de óleo para a cavidade de dreno de óleo. Havendo fuga no defletor, esta é captada pela ação da bucha arremessadora, é jogado para a cavidade de dreno, antes de atingir a vedação do anel.

Estas vedações dos anéis de segmento são muito eficientes na operação com deferencial de pressão entre as carcaças e mesmo com reduzido vácuo, tal como no caso da restrição do filtro de ar numa aplicação com diesel. Entretanto, o óleo deve ser mantido afastado do anel, assim como alguma película, espuma ou salpico, de entrar na área de vedação, se não ocorrerá vazamento.

Um inserto limítrofe ao rotor do compressor mantém o mancal axial e o defletor de óleo em posição, e veda a extremidade do compressor em relação à carcaça dos mancais.

Existem poucas aplicações de diesel com controle de pressão dos gases de escape, no turbocompressor, já que os requisitos de velocidade (rpm) do motor não são assim tão vastos a ponto de ter que garantí-los. Esta faixa operacional reduzida de velocidade (rpm) é tal que o turbocompressor pode ser combinado para se obter com muita exatidão os requisitos desejados. O ciclo de ignição por compressão do diesel presta-se muito prontamente para turbocarregamento de alta pressão com suas altas velocidades (rpm) de turbocompressor e eficiências, que permitem esta combinação ser executada.

4.1.3- Turbocompressor para Automóvel

Um desenho em corte do turbocarregador Schwitzer S6 é mostrado na figura 4.1.4 (rotor com diâmetro de 2,5 polegadas). A necessidade por uma versatilidade de montagem conduziu à premissa básica do projeto, de não ser limitada a montagem da unidade na linha de centro do eixo horizontal. Este turbocarregador tem a capacidade de estar montado com a linha de centro do eixo 4 graus da horizontal até 10 graus da vertical, com referência ao

dreno do óleo. Esta faixa é com a saída da turbina para baixo, ao passo que se aproxima da vertical. Isto guia o gás de escape para o sistema de escapamento do veículo, minimizando as singularidades da tubulação, e prepara a descarga do compressor para admitir no motor uma interface muito limpa.

Esta versatilidade, também, permite a seção da turbina ser montada mais abaixo, mantendo o calor afastado dos componentes do compartimento do motor montados na parte superior e do capô do veículo. Quando o carburador está à montante do compressor, a seção do compressor não pode estar abaixo do nível da tubulação de admissão, pois devido à mistura combustível, isto pode causar problemas no nível de emissão de gases. Uma montagem do tipo horizontal torna-se uma montagem inconveniente com o peso adicional do carburador e acessórios que estão acima da linha de centro do eixo. A montagem vertical abaixa o peso, consideravelmente, devido à superfície do difusor no compressor tornar-se ponto mais baixo para o alinhamento com a tubulação de admissão.

Esta faixa de montagem foi executada para primeiro mudar-se o dreno do óleo na carcaça dos mancais para tão próximo da carcaça da turbina, quanto possível. A vedação da extremidade da turbina ainda é um anel de segmento. O óleo, deixando o mancal, é arremessado em pararalelo a um ressalto do eixo e, alguma película de óleo que transpõe o ressalto, vai para uma ranhura do eixo por uma ação secundária de arremesso. Este óleo escorrido, no turbocarregador de diesel, ainda estaria livre para banhar o eixo, a caminho da cavidade de dreno. Isto é devido ao rasgo para óleo abrir para a cavidade de dreno somente na sua parte inferior, criando um orifício, e o rasgo correr sem saída para drenagem, por aproximadamente 250 graus. Na versão para automóvel, a cavidade de dreno está aberta numa configuração em forma de U que envolve a área do mancal, e o rasgo está aberto para a drenagem (aproximadamente 260 graus) exceto no trecho do cubo, onde o óleo de alimentação vem direto para o mancal. Esta ampla área aberta permite ao óleo ser arremessado e escoar sem banhar o eixo. Na posição vertical, o cubo que envolve o anel de segmento da carcaça está alto o suficiente, em relação à parede da cavidade de dreno com o fim de formar uma barragem que determina o caminho para que o óleo drenado deslize ao redor do cubo, e evite a inundação da vedação do a-

nel. As figuras 4.1.5A e 4.1.5B mostram o rasgo para óleo e as áreas de drenagem tanto para diesel como para automóvel.

Esta cavidade aberta de dreno é parte de uma filosofia de projeto, que evita a canalização do óleo para o dreno, proporcionando o espaço para o óleo procurar seu caminho natural de saída sem repasse às partes rotativas, depois da ação de arremesso. Algum repasse promove espuma que é muito difícil de vedar. A carcaça de mancal tipo aberta evitou o custo do macho de fundição pela separação da seção flangeada da extremidade do compressor, numa peça de alumínio fundida em molde, chamada prato flangeado do compressor. Este prato, também, é aberto ao redor do cubo do anel para permitir que a ação de arremesso seja efetiva. O "respiro vedador" ("vent seal") patenteado (U.S. 3.834.156) pela Schwitzer é montado no prato flangeado. Este é um furo na cavidade de dreno que, quando conectado a uma parte seca do motor, descarrega os gases da seção do compressor para o cárter, durante a operação de alto vácuo (24 polegadas de mercúrio), e isto quando um carburador está sobre a entrada do compressor. Isto evita que o óleo atinja a vedação do anel. O "respiro-vedador" não é um vedador de contato, o que criaria uma resistência friccional sobre o eixo do turbocarregador, ou se desgastaria com o uso. Para evitar fixar o prato flangeado à carcaça do mancal, e ainda proporcionar ligação da carcaça da turbina à carcaça do mancal, três parafusos atravessados são usados. Quando os três parafusos auto-travantes e resistentes ao calor são montados do prato flangeado para os cubos na carcaça da turbina, a carcaça do mancal torna-se a parte intermediária de uma construção "sanduíche". Com a montagem da base na entrada da turbina, assim como do turbocarregador ao motor, as conexões dos parafusos atravessados formam três janelas igualmente espaçadas, para as conexões do sistema de lubrificação serem posicionados.

O cubo do "respiro-vedador" pode estar em três posições igualmente espaçadas em relação à entrada da turbina. A conexão do prato flangeado à carcaça do compressor é feita por chapas aneladas com parafusos de rosca de forma, os quais permitem o posicionamento integral de 360 graus da descarga do compressor.

A vedação da extremidade do compressor, um anel de segmento, é idêntica à extremidade da turbina em relação à ação de

arremesso. Há saída primária na superfície do mancal e uma ranhura secundária para arremesso numa bucha axial.

A contra-placa da unidade de diesel foi eliminada pelo emprego de um rotor de turbina com superfície traseira integral. A transferência de calor para os mancais é bloqueada pelo efeito periférico, que as palhetas em hélice do rotor provocam e por uma gaxeta na ligação entre a carcaça do mancal e a carcaça da turbina.

O sistema do mancal (figura 4.1.6) consiste de uma simples peça, que é um mancal liso, não rotativo e de flutuação livre, capaz de substituir o sistema com mancal axial separado, já que aceita o empuxo axial sobre as superfícies de sua extremidade. O furo para alimentação de lubrificante é projetado para receber um pino tubular vazado. Quando o pino é pressionado para o furo, ele se projeta para o furo por meio do espaço livre da carcaça até o mancal liso, assim confinando o mancal em relação à carcaça. O mancal pode se deslocar axialmente e radialmente dentro de um limite predeterminado. O pino torna-se um elemento similar aos anéis de escora. O rasgo para o pino ajuda a distribuição do óleo para a porção externa do mancal e ao redor do pino. O óleo é distribuído à porção interna da mancal através do pino vazado. O mancal tem dois furos, separados de 180 graus, e o furo não ocupado pelo pino distribui o principal fornecimento de lubrificante às partes externas do mancal. Este sistema de dois furos permite ao pino ser empurrado através do mancal depois da remoção do eixo, o que por sua vez, permite que o mancal seja removido da unidade. O pino impede a rotação, proporciona todo lubrificante ao sistema de mancal e serve como um elemento de escora.

O óleo sai da parte interna do mancal pelas extremidades e produz um filme de óleo, que permite resistir ao empuxo axial, o mancal com o ressalto do eixo, isto na lado da turbina, e uma bucha axial presa contra um ressalto do eixo, no lado do compressor. O ressalto do eixo do lado da turbina e a bucha axial são maiores do que as extremidades do mancal, o que permite lançar, o óleo que sai, circunferencialmente para dentro da área de dreno. A carcaça do compressor e o prato flangeado são fundidos em molde. A fundição em areia da carcaça da turbina não usa machos. A vedação da carcaça do compressor, das cabeças dos parafusos atravessados, e da junta pilotada entre a carcaça do mancal e o prato flan-

geado é feita por um agente selante anaeróbico.

4.1.4- Sistema Wastegate para Controle do Incremento de Pressão

OBS. "Wastegate" é um dispositivo para controlar o aumento da pressão na turbina, por meio do desvio de parte dos gases de escape da entrada da turbina para a saída da turbina. Como o rotor da turbina e o do compressor estão no mesmo eixo, este dispositivo controla indiretamente o incremento de pressão (" boost pressure") dado pelo compressor.

Enquanto a maioria dos motores com turbocarregadores não requerem um controle para o incremento de pressão devido à própria combinação das unidades, existem instantes nos quais o controle do nível de aumento da pressão é necessário. Quando o incremento de ar é desejado a velocidades (rpm) de motor baixas, a carcaça da turbina é projetada menor, a fim de que os rotores operem mais rapidamente com menos fluxo de gás de escape. Como a rotação do motor sobe, o turbocarregador chega mais rapidamente às condições de sobrepressão.

Existem unidades que têm um "by-pass" na turbina, consistindo em um orifício na carcaça da turbina, geralmente, na ou perto da entrada do gás de escape. Este orifício abre uma passagem de desvio, indo para a saída do gás de escape da carcaça. O orifício é fechado ou por uma válvula de gatilho ou uma válvula de charneira. A pressão dos gases de escape sobre a superfície destas válvulas trabalharia contra uma mola para poder atuar as válvulas, mas este é um arranjo grosseiro para controlar o incremento de pressão, devido ao fluxo pulsante, que causaria alto desgaste e falhas precoces das válvulas e molas. Assim, o objetivo é aumentar esta atuação de perceber o incremento de pressão na tubulação de admissão e, usar um diafragma com mola para controlar a atuação da válvula. Naquelas condições onde o nível máximo de aumento de pressão é alcançado, estas válvulas abrem para permitir que o gás de escape se desvie da seção da turbina, consequentemente, retornando a velocidade (rpm) do turbocarregador, ao nível que proporciona o incremento de pressão, para o qual o turbocarregador foi projetado. Estas disposições de válvulas operam no altamente corrosivo

fluxo dos gases de escape e são submetidas a temperaturas extremamente altas. Estas válvulas são caras por causa dos materiais requeridos para esta atmosfera. Como estas válvulas se movem linearmente numa direção perpendicular ao orifício, os materiais também são submetidos a choques elevados. O curso da posição aberta para a posição fechada do orifício é muito limitado. Este curso limitado pela proximidade da superfície da válvula ao orifício, também restringe a vazão do gás pelo orifício. Para aumentar a vazão, as válvulas precisam tornar-se maiores com o consequente aumento de custo e dimensões, transformando-se num fator de projeto para os níveis de vazão.

O turbocarregador S6 (figuras 4.1.7A e 4.1.7B) tem uma disposição de válvulas de desvio na turbina que permite o completo escoamento dos gases de escape longe da seção da turbina do turbocarregador, e que ainda melhora os níveis de custo conhecidos, segurança e sensibilidade de controle. Isto é possível pelo uso de um prato de válvula que por uma ação de deslizamento, tampa e destampa um orifício que está essencialmente na mesma região da entrada do gás de escape na carcaça da turbina. A passagem de desvio mantém esta região em contato com a saída do gás de escape, de maneira que a pressão de escape no motor não aumentará significativamente, quando a passagem de desvio estiver aberta. Não necessariamente a pressão de escape devido à restrição da carcaça da turbina estará presente, se uma parcela substancial do gás de escape tiver ainda passagem pela carcaça, quando o turbocarregador estiver com a válvula de desvio operando e o motor estiver naquela faixa em que o ciclo de admissão supercarregado não é requerido. A haste da válvula corre dentro de um furo, de espaço livre e fechado, pela carcaça da válvula de desvio e esta haste termina do lado de fora do turbocarregador com um braço de alavanca e pino. O controle de diafragma, que sente o aumento de pressão na tubulação de admissões, é montado distante com a vantagem inerente do afastamento da quente atmosfera corrosiva. O controle de movimento é diretamente linear e seu eixo é ligado ao braço de alavanca, para imprimir movimento rotativo ao prato da válvula. O diafragma trabalha contra uma mola também montada à distância. A mola é carregada somente pelo aumento de pressão e por aquele pequeno atrito que existe na oscilação do prato de válvula . Isto é oposto às válvulas tipo gatilho, nas quais a mola também deve ser carregada para

prender a válvula firmemente contra o assento, a fim de prevenir a vibração junto com a pulsação dos gases. A válvula de desvio do S6 é uma vedação com espaço livre e fechado no orifício. Este espaço livre permite ao prato da válvula oscilar livremente, quando atuado. O movimento de deslizamento tem uma ação de cisalhamento sobre alguns depósitos provocados pelo gás de escape e, quando a válvula está aberta, a alta vazão em massa limpa a área do orifício destes depósitos. A válvula é autolimpadora e maior espaço livre existiria na montagem, antes de operar, mas devido ao depósito acumulado e a ação de cisalhamento, é permitido à válvula criar seu próprio assento de válvula, em operação. O orifício da válvula é dimensionado para ter um valor substancial de vazão do gás com a válvula de desvio operando na posição totalmente aberta, consequentemente dando flexibilidade de ajuste integral. Como as condições do motor assinalam o controle, a posição do prato desviará somente a quantidade de gás para combinar corretamente os requisitos do nível de aumento de pressão. O espaço livre na montagem é estabelecido pela espessura do prato e pela distância, dentro da carcaça da válvula de desvio, da superfície do orifício ao ressalto do prato da válvula, do lado da haste.

A haste, sendo perpendicular e oposta ao lado do orifício do prato, permite que a pressão de escape, quando a válvula está fechada, segure o ressalto da válvula contra a carcaça da válvula de desvio, para vedar algum vazamento ao redor da haste. Quando a válvula está aberta e a pressão de escape aliviada, a perda é ainda mínima ao redor da haste, devido ao gás tomar o percurso de menor resistência na passagem de desvio. A válvula comum e o perfil do contorno foram selecionados para minimizar o desejado controle de movimento abre e fecha do grande orifício, para o integral desvio do fluxo. O pequeno valor da vazão, através da carcaça, quando da operação da válvula de desvio, pode ser vantajoso na conservação de um conversor catalítico aquecido. Isto é executado quando o gás de escape desviado não é restituído à saída do escape da carcaça da turbina, mas é desviado por um tubo separado retornando ao sistema de escape, depois de passar a jusante do compressor.

A natureza da disposição do controle de diafragma e mola, considerando a segurança, é que dois diferentes modos de falhas podem ocorrer. Uma falha do diafragma seria possivelmente re

pentina, enquanto uma falha da mola provavelmente ocorreria depois de um período de tempo. Com a falha do diafragma, a mola fecharia a válvula e a sobrepressão poderia ocorrer. Entretanto, não haveria a repentina perda de potência que teria sérias implicações em situações de regime. A falha da mola resultaria numa gradual perda de potência, que cresceria dia após dia, dando sinal de sua condição de debilidade.

A ligação à carcaça da turbina da carcaça da válvula de desvio do escape é feita pelo mesmo tipo de parafusos auto-travantes e resistentes ao calor, como os usados na ligação do prato flangeado do compressor à carcaça da turbina. Três parafusos atravessados adicionais de mesmo tamanho, podem ser fornecidos para a ligação de escape. Quando o escape do veículo é conectado, estes parafusos completam a ligação da carcaça da válvula de desvio.

4.1.5- Localização do Carburador

O carburador pode estar à montante ou à jusante do turbocarregador. Cada localização tem vantagens e desvantagens. O turbocarregador Schwitzer S6 é capaz de ser usado com ambas localizações. Mudanças mecânicas são requeridas para utilizar o carburador à montante (figura 4.1.8). A localização do carburador à jusante será a considerada para a unidade básica do turbocarregador. A conexão da carcaça do turbocompressor para o prato flangeado ou as cabeças dos parafusos atravessados não necessitam de vedação, quando do recalque do ar na unidade básica. Os requisitos de segurança para a mistura ar-combustível na localização à montante ditam a vedação. A admissão e a descarga do compressor na unidade básica pode utilizar conexões tipo tubo flexível, as quais seriam na qualidade de peças fundidas sem nenhum requisito de fabricação . A localização à montante requer um apoio do carburador ou do adaptador na admissão com furos roscados, seja para parafusos com cabeça ou parafusos prisioneiros. A descarga do compressor para a tubulação de admissão teria uma conexão tipo vedada, tal como um anel em "O" tipo junta de dilatação. A unidade básica não requer o defletor de óleo ou "respiro-vedador" ("vent seal") que é usado para manejar os elevados vazios da localização à montante. A localização à montante do carburador requer

que haja um leve aquecimento da mistura ar-combustível entre o carburador e a entrada do compressor. Isto seria feito por um adaptador com camisa de água, adicionado à admissão do compressor, ou no caso da localização à montante com montagem vertical, seria feito por uma carcaça fundida adicional que poderia ser ligada à carcaça do compressor, proporcionando um caracol no compressor, camisado de água (figura 4.1.9). Dependendo do tipo de montagem do motor, ligações adicionais por abraçadeiras seriam juntadas ao turbocarregador para suportar o peso adicional do carburador e camisa de água, na localização à montante.

É muito mais difícil maximizar as eficiências dos compressores para boa resposta do estrangulador (válvula borboleta), com as restrições de fim carburador e filtro de ar, na admissão, variando. As baixas eficiências dos compressores aumentam a temperatura de carga e produzem tensões térmicas adicionais sobre o turbocarregador e o motor.

Considerando a unidade do turbocarregador, somente a localização à montante será mais dispendiosa, complicada, e mais difícil para combinar as eficiências da unidade aos requisitos do motor. Esta unidade S6 pode ser usada com uma ou outra localização, com igual facilidade. A versatilidade de montagem com a localização à jusante é maior. O turbocarregador pode estar em qualquer lugar sobre o motor. O carburador é pressurizado e deve ser vedado. A vedação do eixo da válvula borboleta é uma simples questão de drenar o ar do compressor para formar vedação de ar no corpo do carburador. Uma bomba de combustível capaz de distribuir combustível a uma pressão mais alta do que o ar é exigida. O carburador pode estar na mesma localização como quando naturalmente aspirado e a vedação do carburador para tubulação de admissão é tecnologia conhecida. As articulações da válvula borboleta e outros acessórios do compartimento do motor podem permanecer na mesma localização como quando o motor estava natualmente aspirado. A localização à montante, diferente da jusante, tem a versatilidade de montagem limitada, especialmente com unidades turbocarregadoras em montagem de eixo horizontal. Relativamente falando, a montagem à montante apresenta percurso longo para a mistura ar-combustível com possíveis problemas de umidade, provocados pela localização da tubulação de admissão. Com relação a segurança, em lugar de uma junta de vedação entre carburador e a tubulação de admissão, em

uma localização à jusante, à montante existe de 5 a 6 locais para vedar em relação à mistura ar-combustível. Estas são montagens carburador para compressor, ou carburador para adaptador, adaptador para compressor, para prato flangeado do compressor, para parafusos atravessados, para junta de descarga, e conector para tubulação de admissão. Todas são muito importantes, visto que uma seção candente (aquecida ao rubro) da turbina é essencialmente limítrofe a estes pontos. O carburador deve ser grande o suficiente para evitar as baixas eficiências de compressores devido à restrição demasiada da entrada do compressor.

Muitas correções no carburador parecem estar vindo pelo futuro, a fim de sentir as condições do motor e permitir o controle da emissão e economia de combustível. O turbocompressor proporciona uma fonte de ar pressurizado que pode possivelmente ser utilizada para controlar, talvez pelo fluido, os requisitos de carburação.

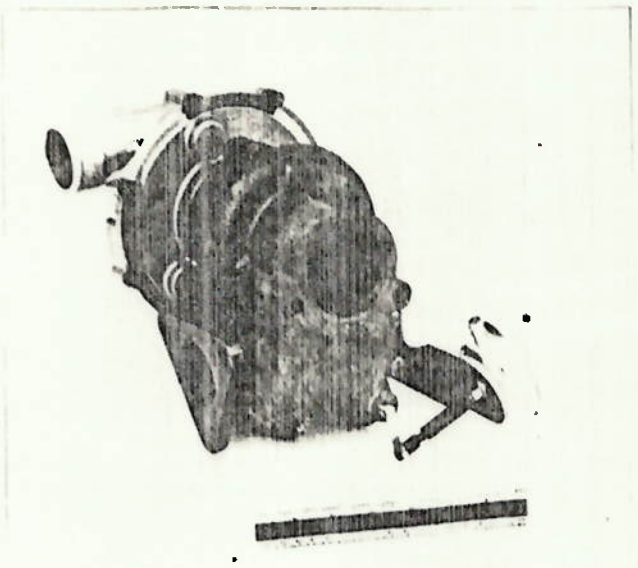


Fig. 4.1.1A - O turbocarregador Schwitzer S6

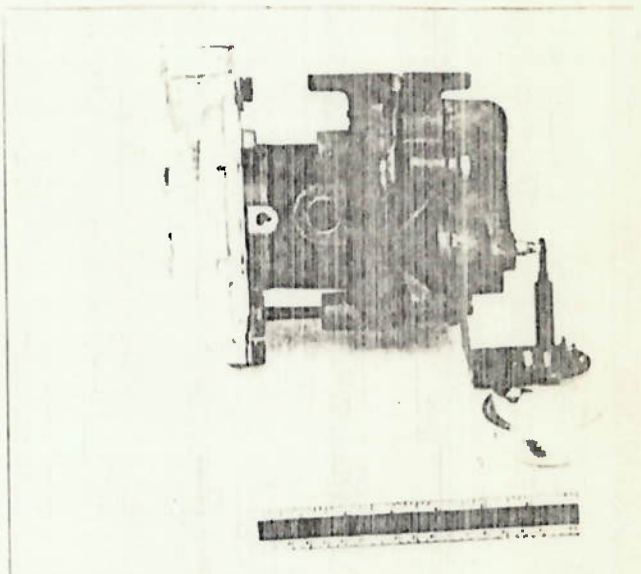
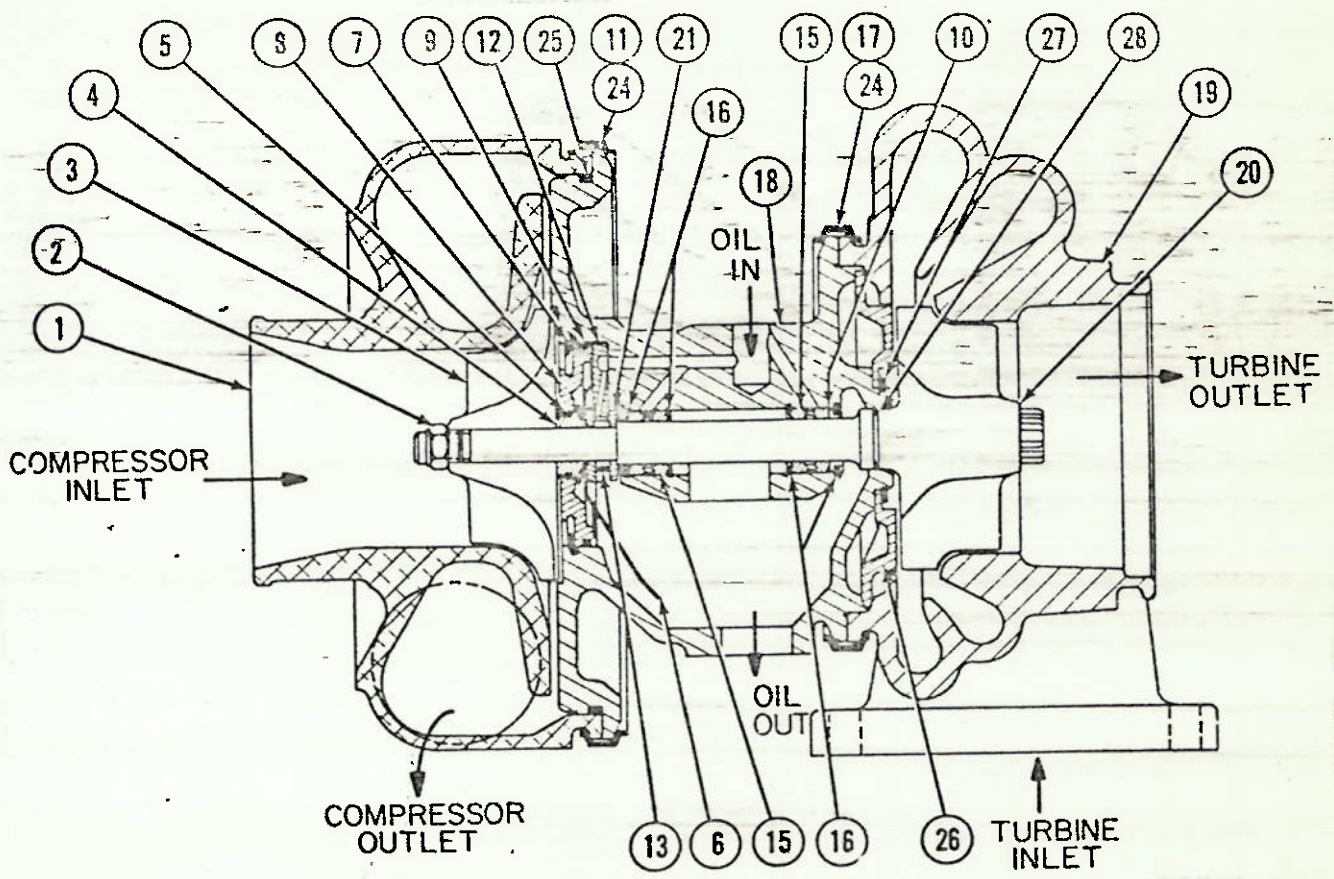


Fig. 4.1.1B - O turbocarregador Schwitzer S6



Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	QUANT POR TURBO
1	Carcaça do Compressor	1
2	Porca do Compressor	1
3	Rotor do Compressor	1
4	Bucha Arremessadora	1
5	Anel de Segmento (Extremidade do Compressor)	2
6	Defletor do Óleo	1
7	Anel de Pressão (Inserto)	1
8	Inserto do Compressor	1
9	Anel em "O" (Inserto)	1
10	Bucha de Controle de Óleo	1
11	Abraçadeira em "V" do Compressor	1
12	Mancal Axial	1
13	Bucha Espaçadora	1
14	Pino de Entalhe (Não Exibido)	2
15	Mancal Radial	2
16	Anel de Pressão (Mancal Radial)	4
17	Abraçadeira em "V" da Turbina	1
18	Carcaça dos Mancais (ou Carcaça Central)	1
19	Carcaça da Turbina	1
20	Rotor da Turbina e Conjunto do Eixo	1
21	Anel de Escora	2
22	Parafuso Macho (Não Exibido)	2
23	Placa da Marca (Não Exibido)	1
24	Porca da Abraçadeira em "V"	2
25	Anel em "O" (Carcaça do Compressor	1
26	Contra-Placa da Turbina	1
27	Anel de Pressão Contra-Placa)	1
28	Anel de Segmento (Extremidade da Turbina)	1

Figura 4.1.2 - Típico turbocarregador para diesel.

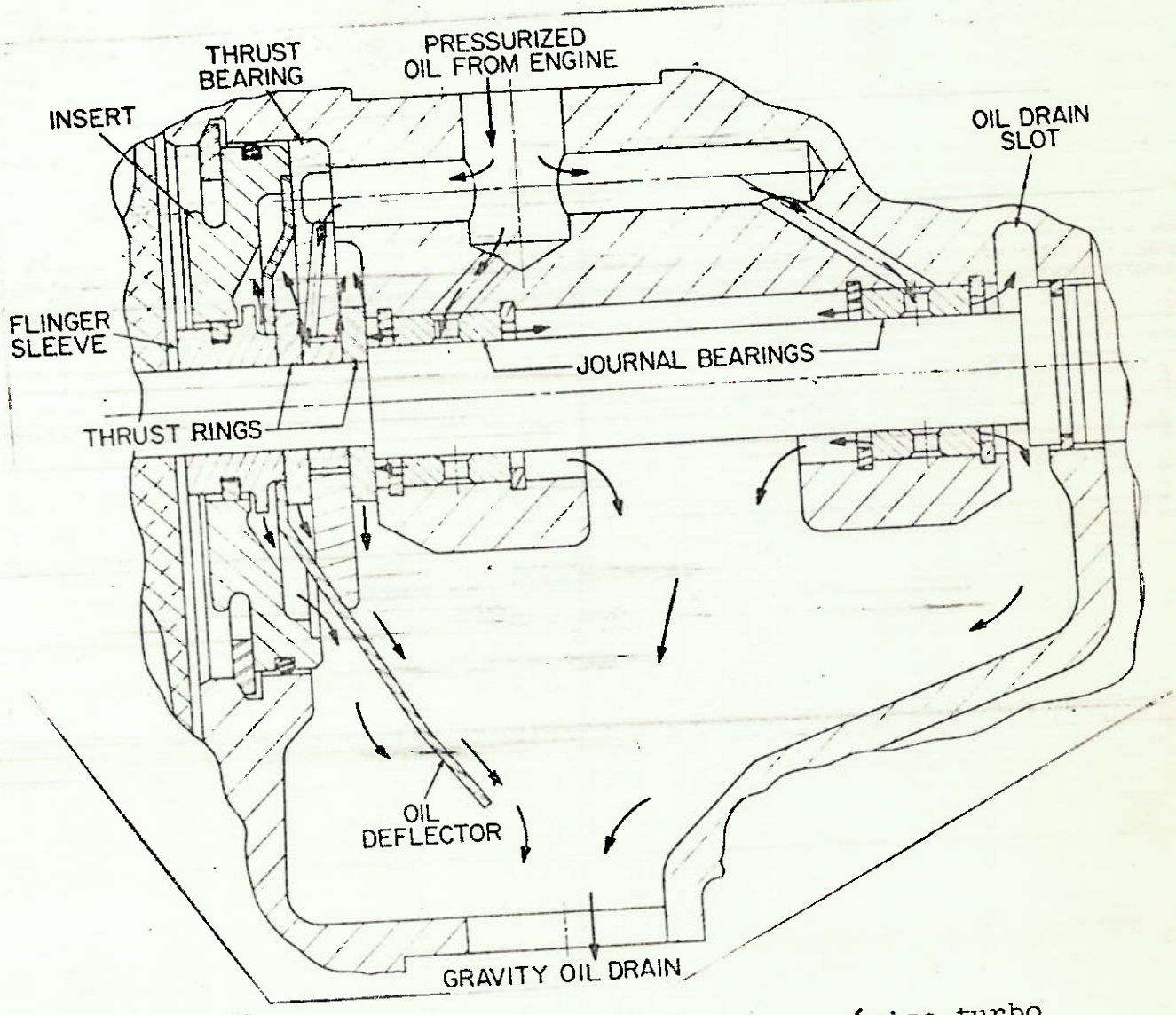


Figura 4.1.3 - Sistema de mancais de um típico turbo carregador para diesel.

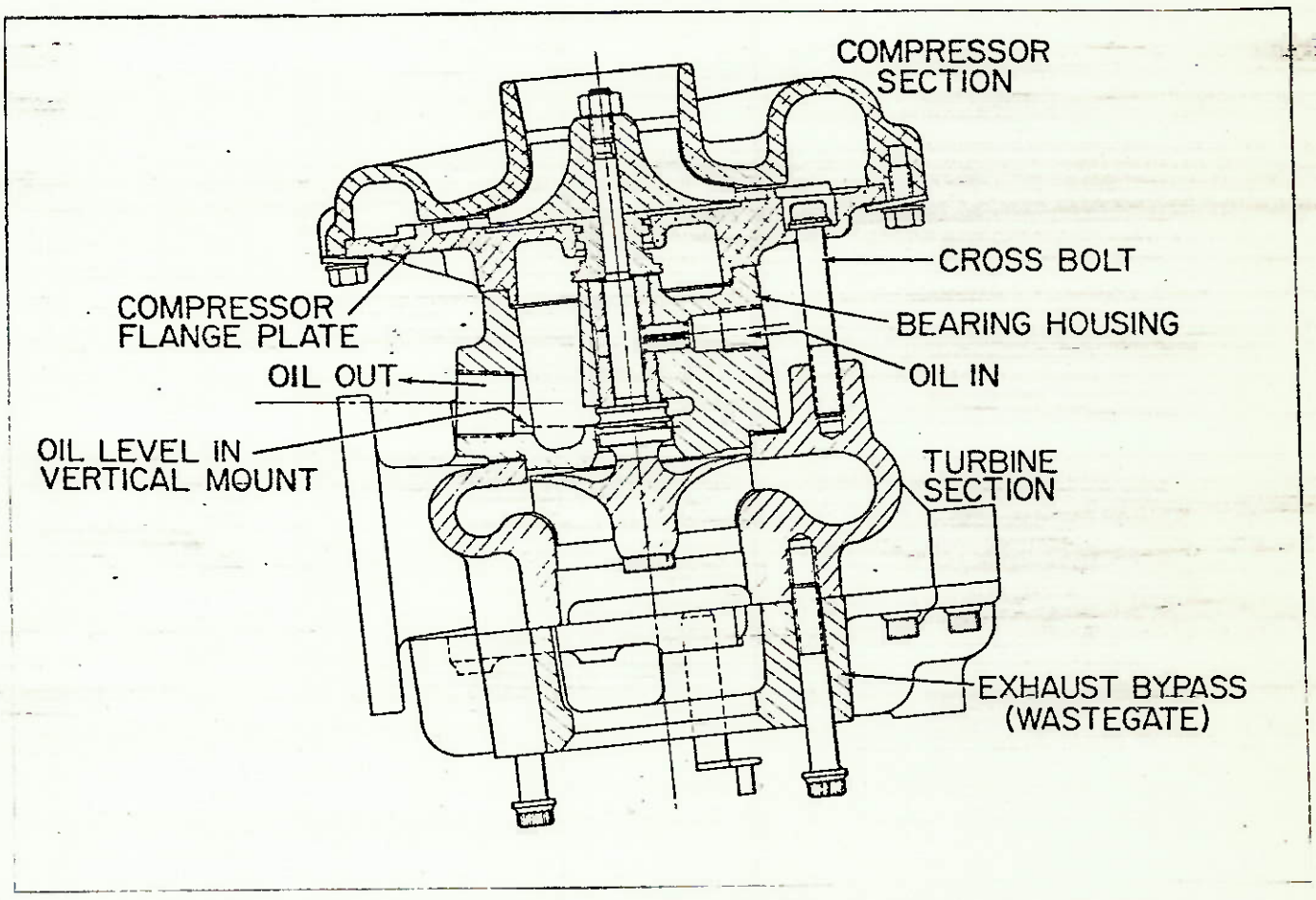


Figura 4.1.4 - Turbocompressor Schwitzer S6 cortado.

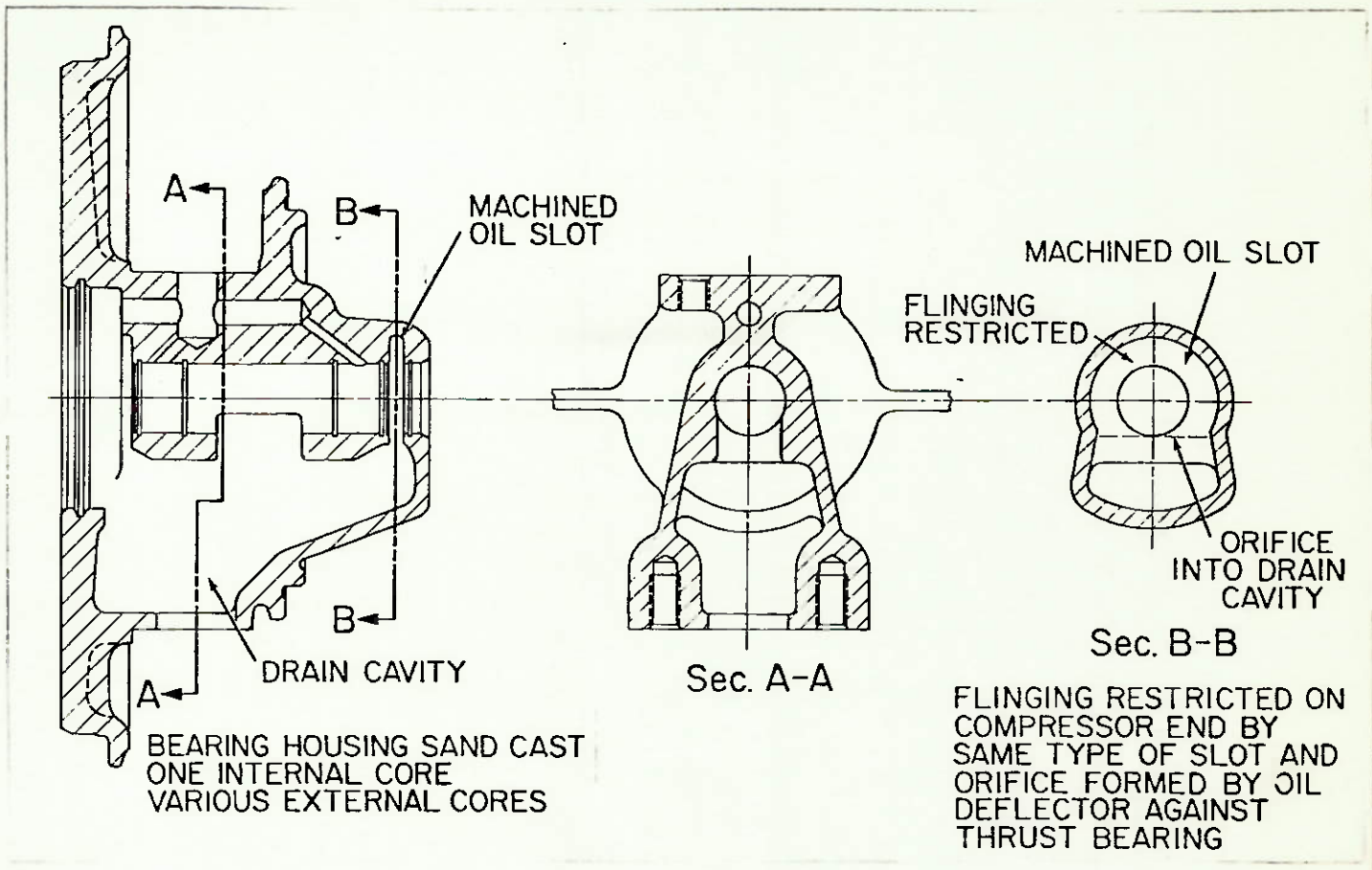


Figura 4.1.5A - Típico rasgo para dreno de óleo e cavidade de dreno da extremidade da turbina para diesel.

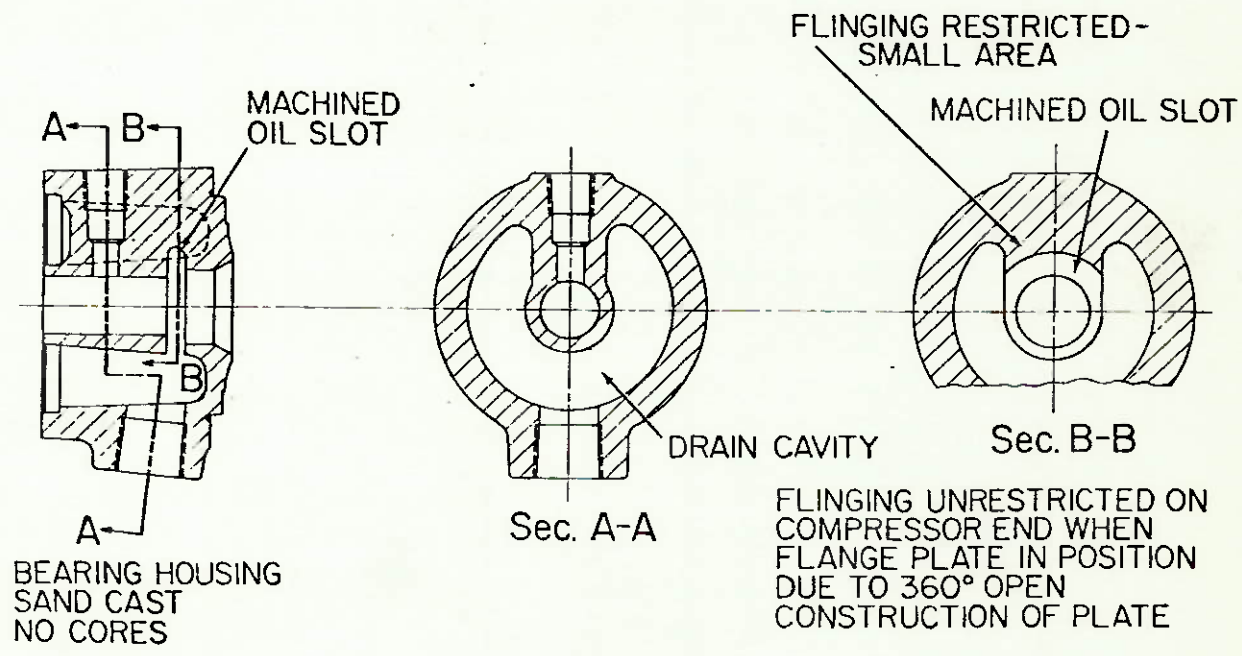


Figura 4.1.5B - Rasgo para dreno de óleo e cavidade de dreno para o turbocarregador Schwitzer S6.

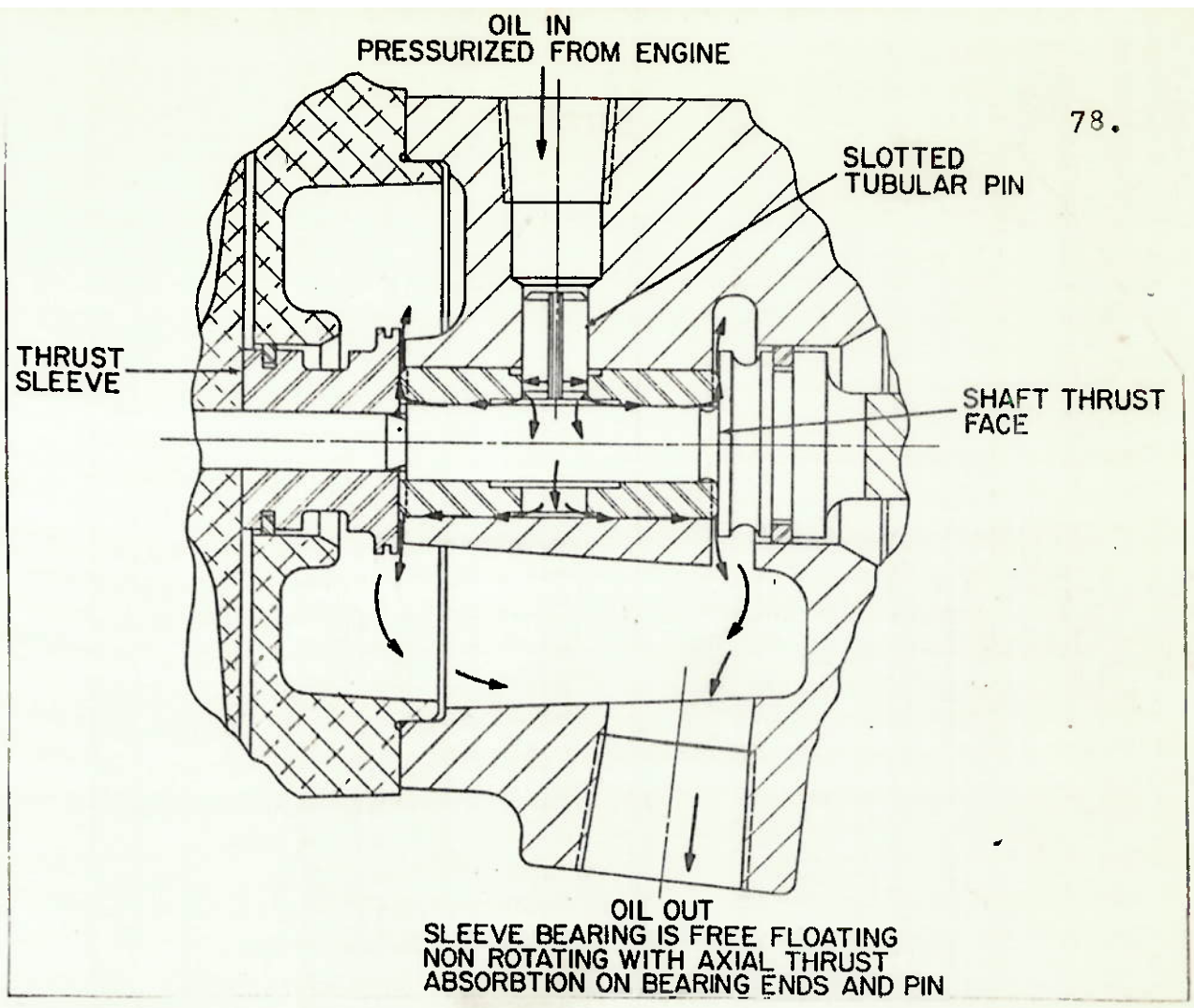


Figura 4.1.6 - Sistema do mancal do turbocarregador S6.

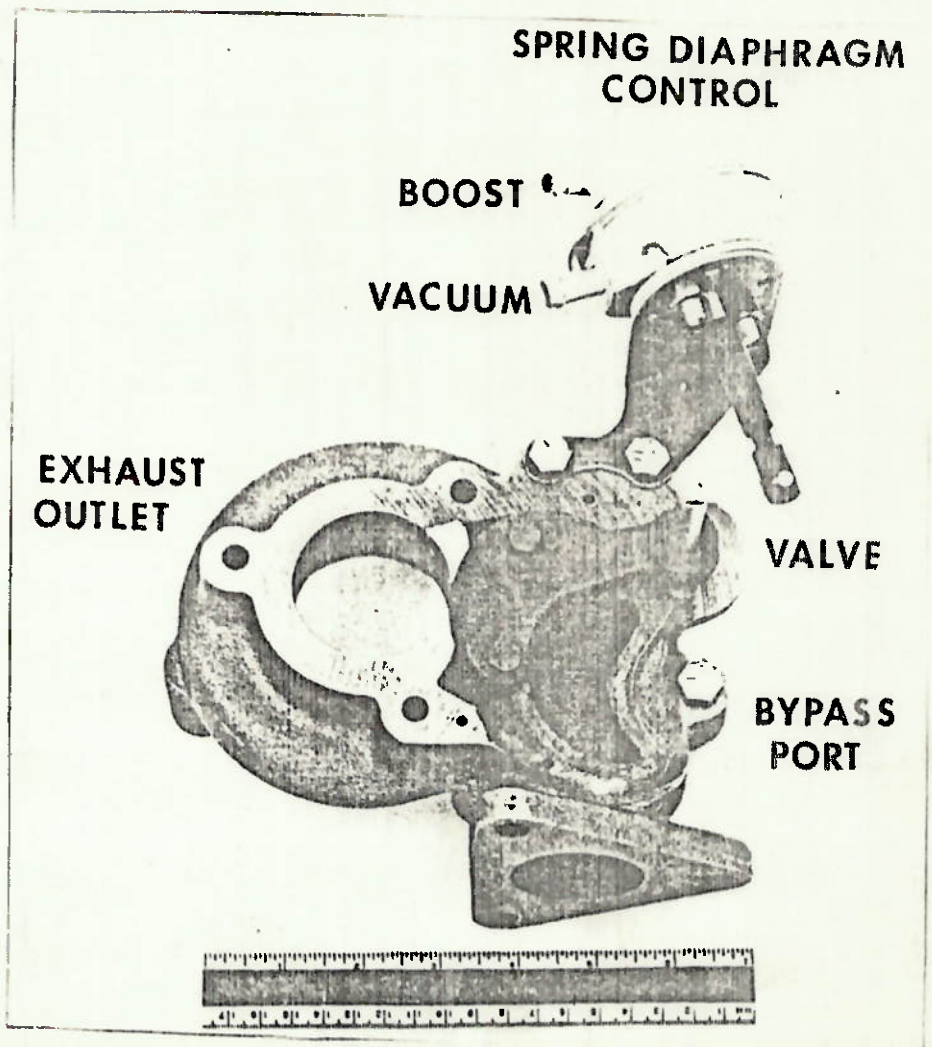


Figura 4.1.7A - Sistema "wastegate".

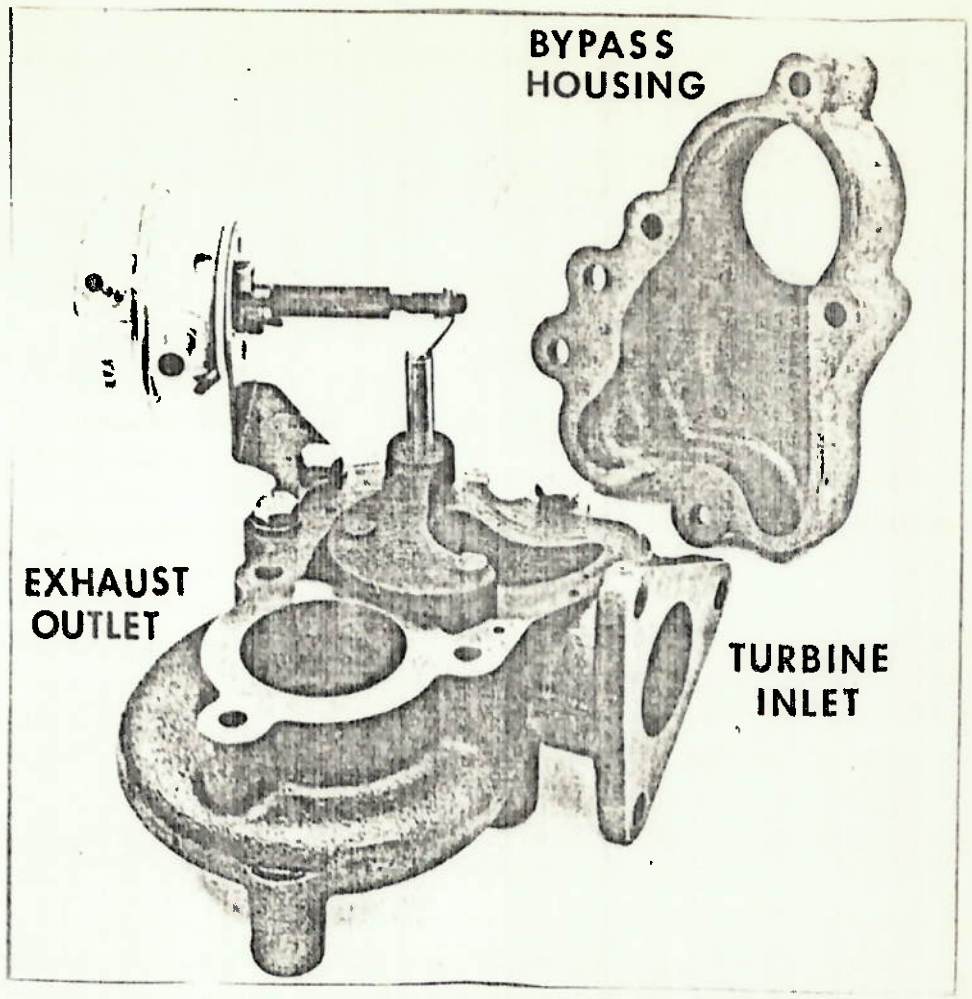


Figura 4.1.7B - Sistema "wastegate".

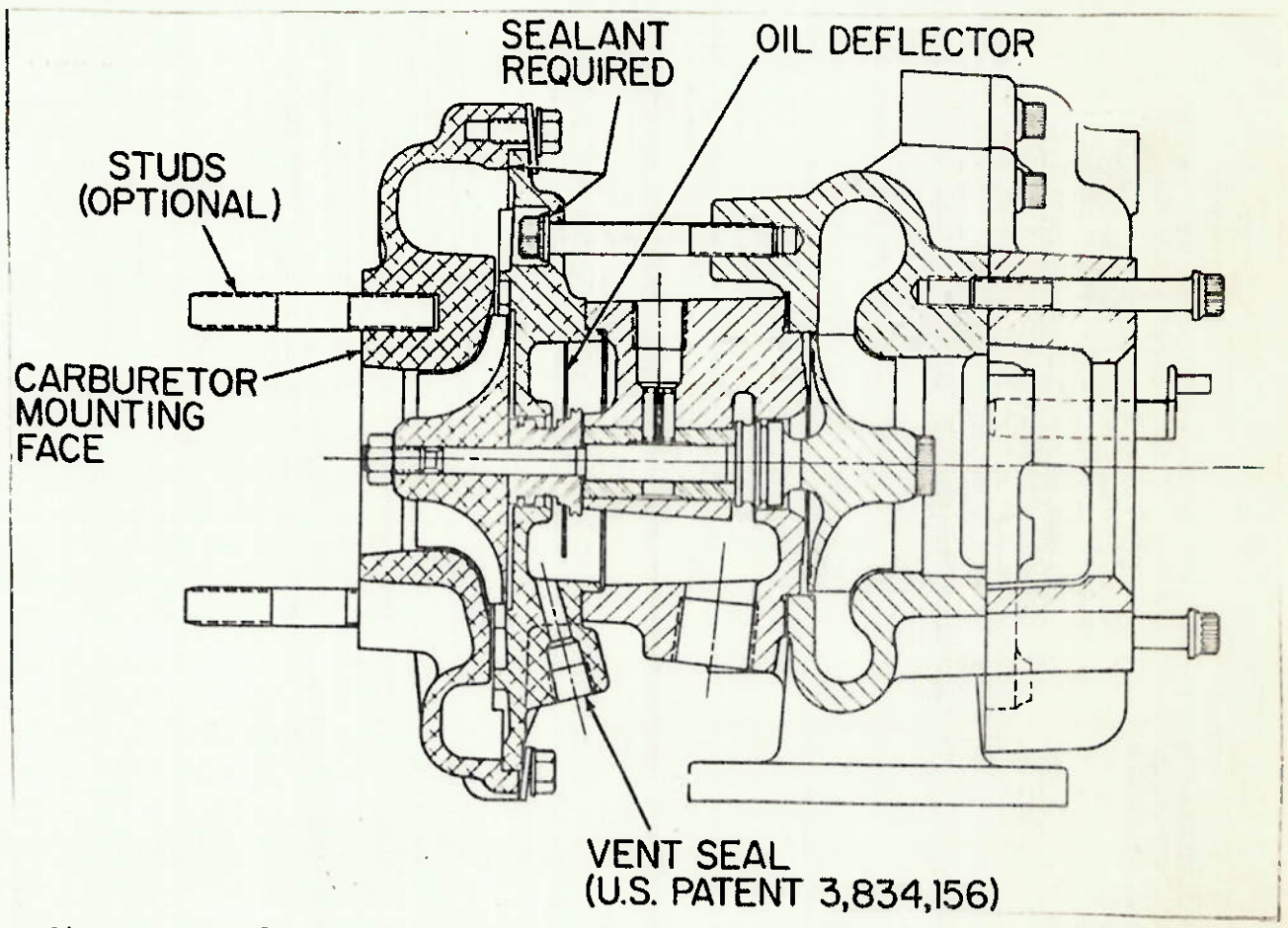


Figura 4.1.8 - Turbocompressor S6 para montagem de carburador à montante do compressor.

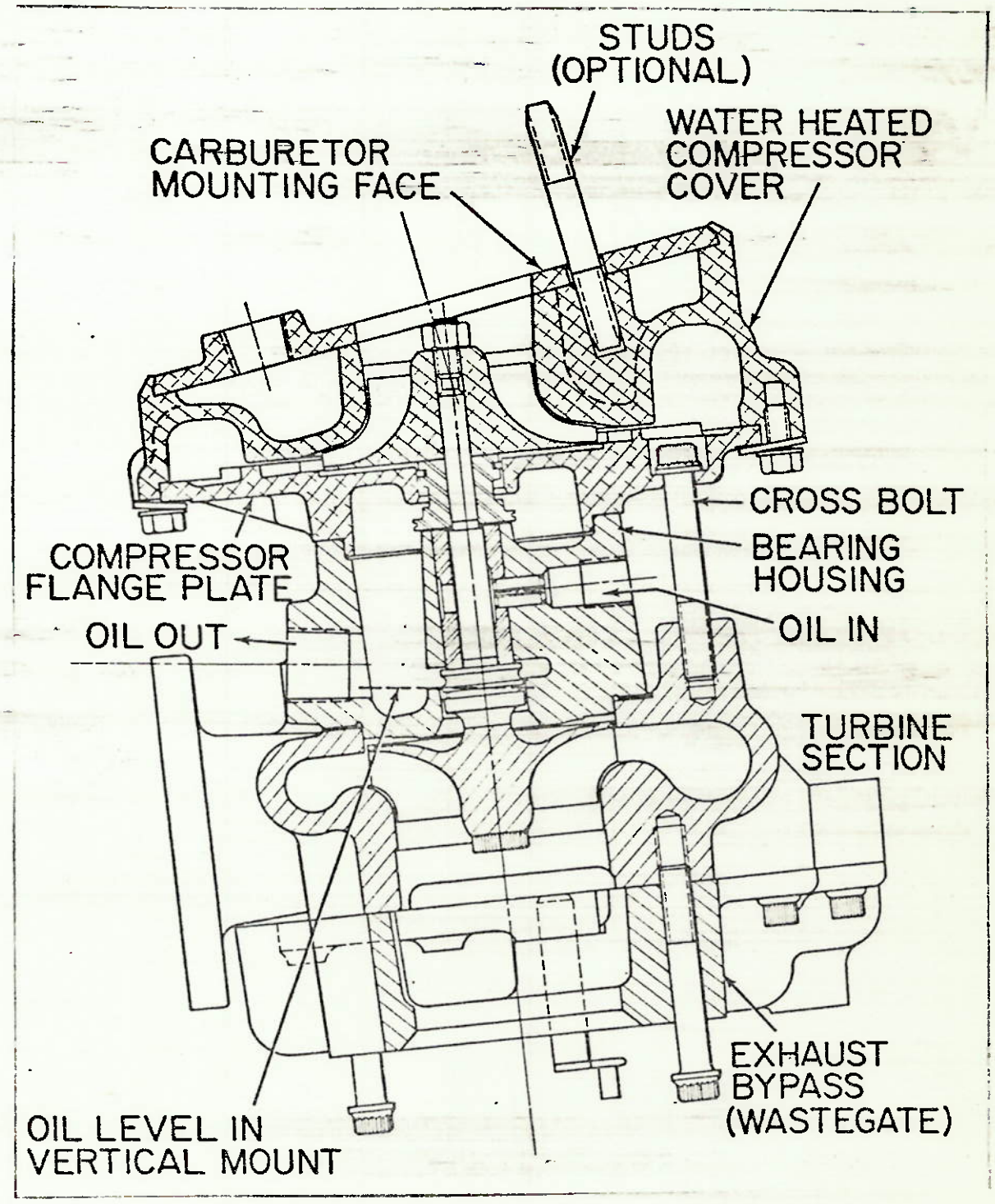


Figura 4.1.9 - Turbocarregador S6 com camisa de água para aquecimento da mistura numa localização à montante do carburador.

4.2- Algumas Características Especiais do Motor à Gasolina Turbocarregado

Resumo

Algumas características especiais do motor à gasolina turbocarregado são discutidas em comparação com o motor Diesel turbocarregado. A influência da taxa de compressão, da temperatura do ar de admissão, da razão ar/combustível e do ponto de ignição em combustão, economia de combustível e a potência efetiva são mostradas. Um mapa combinado de compressor e fluxo de ar de um motor a gasolina turbocarregado é desenvolvido e as características de um compressor combinando os requisitos especiais desse motor são deduzidas desse mapa. A posição da válvula borboleta no sistema de admissão, que tem grande influência nas qualidades de controle e respostas sobre variações de carga de um motor turbocarregado a gasolina, é discutida e os problemas e desvantagens de um "waste-gate" que controla o turbocarregador especialmente em ligação com um motor a gasolina são resolvidos.

4.2.1- Introdução

A unidade de geração de potência mais usada em carros de passageiros, hoje, é o motor à gasolina pela sua alta potência efetiva específica e de dimensão e de peso pequenos. Além do mais, o motor à gasolina é silencioso, confiável e de menor custo de produção.

Um aumento de impacto sobre o ambiente causado pelas emissões de gases e uma evidente escassez de combustível deram origem às exigências adicionais muito importantes para baixas emissões e alta economia de combustível.

A necessidade de abaixar o nível de emissão, no entanto, reduz a potência efetiva dos motores de combustão porque os parâmetros de combustão, isto é, o ponto de ignição, a energia da mistura e a forma da câmara de combustão, têm de ser selecionados principalmente para esse requisito e não para potência máxima. Como uma consequência, a economia de combustível de um motor de baixa emissão torna-se pior porque as eficiências indicada e mecânica são reduzidas.

Entretanto, a eficiência mecânica pode ser melhorada consideravelmente por supercarregamento de um motor, assim satisfazendo ambas as exigências, baixas emissões e alta economia de combustível.

Isto é especialmente benéfico nos veículos de passageiros, onde os motores operam principalmente a baixas cargas e, portanto, com baixa economia de combustível.

Se uma certa demanda de potência para um dado carro é para ser produzida, por um lado, por um motor à gasolina de aspiração natural e, por outro lado, por um motor turbocarregado, um menor motor, com menores perdas mecânicas, pode ser selecionado usando turbocarregamento que, como resultado, deve obter melhor economia de combustível comparado com o motor de aspiração natural, se as eficiências indicadas de ambos os motores forem iguais.

Entretanto, se o turbocarregamento for escolhido para obter os benefícios de um menor motor, um novo conjunto de problemas será criado para os projetistas de motor.

As eficiências indicadas obteníveis em motores à gasolina turbocarregados são limitadas pelo fato de que, nas condições de "sem carga" do motor, a detonação é permitida aparecer.

Para estimar se o motor a gasolina turbocarregado é ou não capaz de alcançar eficiências indicadas à carga parcial no mínimo igual àquelas do motor de aspiração natural, é necessário, primeiro, uma visão mais próxima dos problemas de um motor a gasolina turbocarregado.

4.2.2- Os Problemas de Detonação

Os parâmetros taxa de compressão, condições de mistura, ponto de ignição, são discutidos com mais detalhes abaixo:

Taxa de Compressão - A melhor medida conhecida para reduzir a detonação é abaixar a taxa de compressão e, assim, reduz a pressão e a temperatura finais de compressão. Entretanto, isso também tem efeito prejudicial sobre a eficiência de combustão, principalmente à carga parcial. Devido ao gás residual contido no cilindro que se aumenta com decréscimo de ε (taxa de compressão) e aquece a mistura fresca, a melhora da qualidade de anti-detonação esperada por causa das variações de condições calculadas termodinamicamente e,

assim, da carregabilidade, é apenas parcialmente obtida.

Condições da Mistura - Pela razão precedente, é necessário considerar a influência de condição da mistura (Fig. 4.2.1) que é caracterizada pela relação ar/combustível λ, pela temperatura de ar de admissão T_L e pela qualidade do combustível. Duas qualidades de combustível, uma com índice de octanas RON ≅ 100 e outra com RON ≅ 91 serão discutidas. A fig. 4.2.1 mostra que o índice de octanas do combustível tem influência enorme sobre a carregabilidade, representada pela pressão de admissão p_L praticável ao limite de detonação do motor. Além do mais, pode ser visto que, devido ao melhor resfriamento interno, uma maior pressão de admissão pode ser obtida com a mistura rica do que com a mistura pobre. No entanto, é particularmente importante a grande influência da temperatura do ar de admissão. Diminuição da temperatura do ar de admissão pelo resfriamento do ar comprimido antes de entrar no cilindro é, portanto, muito efetiva no motor à gasolina turbocarregado. Este requisito para resfriamento de ar de admissão torna-se ainda maior se a influência do fator do ponto de ignição é levada em consideração.

Ponto de Ignição - A Fig. 4.2.2 mostra que a ignição avançada favoravelmente pode somente ser empregada com baixas temperaturas da mistura na entrada do cilindro. A característica mais importante mostrada na Fig.4.2.2 é, no entanto, que no motor à gasolina turbocarregado o limite de detonação é, em maior parte, alcançado anteriormente ao ponto ideal de ignição. Grandes desvios angulares de ignição ao limite de detonação não são, por razões de segurança, portanto, realizáveis no motor à gasolina turbocarregado sem perdas consideráveis de desempenho e economia pela faixa de plena carga. Assim, nesse caso, é necessário estabelecer o ponto de ignição muito precisamente por períodos longos de operação próximo ao limite de detonação, ou desenvolver um sensor de detonação adequado, com que seja possível ajustar os pontos de ignição, dependendo da qualidade do combustível, etc., muito próximos do limite de detonação.

Se os fatores influentes nas condições de mistura, no ponto de ignição e na taxa de compressão, discutidos no precedente, são combinados, torna-se aparente que, como mostrada na Fig.4.2.3,

a pressão de admissão, por exemplo p_L = 1,5 bar, junto com a ignição ideal e a mistura rica sem resfriamento do ar de admissão pode somente ser realizada por meio de uma redução da taxa de compressão a $\varepsilon = 6$, que é desfavorável com respeito ao consumo. Com o ar de admissão resfriado a 60°C, esta mesma pressão de admissão pode ser acomodada com uma taxa de compressão de $\varepsilon = 8$. Portanto, além dos requisitos sobre o sistema de ignição já discutidos, o desenvolvimento de eficientes resfriadores de ar de admissão de baixa resistência é muito importante para o motor à gasolina turbocarregado com aumento de economia que requer altas taxas de compressão e uma posição de ignição favorável ao menor consumo de combustível.

Usando os dados acima, foi feito um cálculo das eficiências reais para motores a gasolina turbocarregado e de aspiração natural de aproximadamente mesma potência efetiva.

Os dois motores tinham os seguintes dados:

- Turbocarregado

6 cilindros em linha	
cilindrada	2746 cm^3
diâmetro	86 mm
curso	78,8 mm
taxa de compressão	7:1

- Aspiração natural

motor V8	
cilindrada	4520 cm^3
diâmetro	92 mm
curso	85 mm
taxa de compressão	8,8:1

Um caminho para fazer esse cálculo razoavelmente bem é como se segue:

A eficiência termodinâmica, levando em consideração as diferentes cargas específicas dos motores de aspiração natural e o turbocarregado à mesma carga nominal, pode ser calculada com a seguinte fórmula:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{q}\left[\frac{p_3}{p_1}\cdot \varepsilon^{-x} \cdot\left(\frac{p_1}{p_3}\cdot\frac{q\cdot\varepsilon}{x} + \frac{x-1}{x} + \frac{p_1}{p_3}\cdot\frac{\varepsilon^x}{x}\right)^x - 1\right]$$

onde

p_3 = pressão máxima no cilindro

p_1 = pressão no tubo de sucção

q = calor referente à cilindrada

ε = taxa de compressão

As eficiências mecânicas têm que ser medidas em cada caso.

O cálculo dessas eficiências pode ser feito pela medida muito exata da pressão média indicada (p_i) e da pressão média efetiva (p_e) de um motor pela carga e velocidade.

A eficiência mecânica, assim, pode ser calculada por

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$$

e a eficiência efetiva é determinada de ambas as eficiências na seguinte maneira

$$\eta_e \cong \eta_{th} \cdot \eta_m$$

Os valores assim calculados, cumprem muito bem os dados provenientes do cálculo exato do processo real dado na Fig. 4.2.4 e mostram uma vantagem nas eficiências efetivas e, portanto, na economia de combustível, acima de 15% para motores a gasolina turbocarregados de baixa carga.

A Fig. 4.2.5 mostra que essa vantagem calculada tem sido obtida no funcionamento do carro para passageiros também.

A hesitante introdução de motores a gasolina turbocarregados, apesar das vantagens descritas acima, é relacionada a alguns problemas mais extensos, além do problema de detonação, que ocorrem especialmente quando do turbocarregamento de motores com ignição por centelha e mistura homogênea de carga. Para marcar, têm sido encontradas soluções insatisfatórias ou somente com custo muito alto.

4.2.3- Seleção de Compressor

A seguir, pretende-se examinar a interação de compressor e motor por meio do campo característico da Vazão em volume, comparado com o motor Diesel turbocarregado.

O comportamento do turbocarregador de exaustão é determinado principalmente pelas características da vazão no compressor e que será explicado com a ajuda de um campo característico esquemático de um compressor.

Como pode ser visto na Fig. 4.2.6, há um campo à esquerda da linha tracejada representando o limite de flutuação onde o compressor não deve ser operado devido à instabilidade. O segun

do limite teórico do compressor é sua rotação máxima. Na prática, entretanto, a descarga volumétrica útil é limitada pela eficiência do compresser onde os fatores de eficiência de descarga volumétrica máxima abaixo de 60% são inaceitáveis.

Por esta razão, a limitação da velocidade mostrada na Fig. 4.2.6 é aquela produzida por um compressor tendo uma eficiência de 60% no ponto de vazão máxima.

Para estimar a interação de turbocarregador de exaustão e motor, as curvas características do motor, isto é, a vazão do ar através do motor em função da rotação do motor e da pressão de admissão, deve também entrar no campo característico do compressor do turbocarregador de exaustão, necessariamente baseado na condição anterior ao carregador. Para motores sem válvula borboleta ("Throttle valve") com cruzamento de válvulas (valve overlap), as linhas retas no campo característico do compressor — as assim chamadas linhas de operação do motor, ligeiramente inclinada à direita na Fig. 4.2.6 — são produzidas com rotação do motor constante nesse caso.

Motores que, como mostrado no lado esquerdo da Fig. 4.2.6, operam sem estrangulamento e com uma faixa relativamente pequena de rotação entre 1000 e 2500 rpm são preferidos hoje para uso em veículos comerciais. A faixa de vazão requerida do compressor é estreita e pode ser coberta com boa eficiência do compressor. No entanto, estes motores são, por razões econômicas, altamente utilizados e o compressor tem que alcançar comparativamente altas pressões de admissão, isto é, grandes valores de razões de pressão p_2/p_1.

Já que o motor Diesel de alta rotação de veículos para passageiros torna-se crescentemente interessante como um candidato para supercarregamento e, além disso, tende para motor a gasolina na medida em que a faixa de rotação e o projeto de motor são envolvidos, a parte central da Fig. 4.2.6 representa, como no próximo caso, o campo característico de vazão e pressão de um motor Diesel supercarregado de veículo para passageiros. Aqui, o compressor deve cobrir uma larga faixa de vazão correspondente a uma faixa de rotação de 1000 a 5000 rpm, causando as linhas de operação para altas rotações do motor caírem já na faixa de decréscimo de eficiência do compressor. Com o motor Diesel, no entanto, isto não é sempre uma desvantagem, como as altas temperaturas do ar de

admissão causadas pela baixa eficiência do compressor e, assim igualmente pelas altas temperaturas finais de compressão, podem ser, de preferência desejáveis por causa do encurtamento no atraso de ignição.

Devido ao projeto de motor leve, no caso de motores Diesel supercarregados de veículos para passageiros, por razões de pesos de veículo, o pico de pressão de combustão deve ser limitado por meio de regulagem da pressão de admissão, ao contrário dos motores Diesel mais pesados de veículos comerciais.

Por essa razão, a linha de operação do motor na parte central da Fig. 4.2.6 corre horizontalmente a uma dada razão de pressão p_2/p_1. A localização clara das linhas de operação para as respectivas rotações do motor, entretanto, tem também permanecido neste motor.

No motor a gasolina supercarregado, quando o campo característico de pressão e volume é representado como no lado direito da Fig.4.2.6, a faixa de rotação é novamente aumentada para 1000 a 6000 rpm. Está somada a isso, a necessária mudança no modo de regulagem de carga. O motor a gasolina, como é bem conhecido, pode somente ser operado dentro de limites relativamente estreitos da relação λ de combustível/ar. A regulagem da carga, que é feita pelo controle de relação combustível/ar no motor Diesel, não pode ser executada meramente pela variação da quantidade de combustível com λ variando muito acima da carga, mas a quantidade da mistura deve ser variada com λ constante. A ligação entre os motores Diesel não mais ocorre no caso do motor a gasolina supercarregado. Esse variado campo característico de pressão e vazão em volume será explicado com detalhe, como se segue:

Partindo do ponto de potência nominal, isto é, ao extremo direito da linha de operação de motor (linha escura no lado direito da Fig.4.2.6) as seguintes diferenças podem ser estabelecidas:

— A pressão de admissão é limitada, como no caso do motor Diesel de veículos para passageiros pressurizado, não apenas por causa do aumento inadmissível da pressão de ignição que pode levar a vários prejuízos, mas também adicionalmente por causa do perigo de detonação;

— A diminuição de cargas do motor em maiores rotações do motor é realizada pelo estrangulamento com a razão de pressão de admis-

são p_2/p_1 permanecendo constante. Assim, existe uma só linha de operação para todas as cargas e para todos os pontos de rotação nessa faixa superior de carga. As razões de pressão, que podem ser obtidas pelo compressor, caem somente a vazões de ar muito baixas, causando a linha de operação cair. Deste ponto, as linhas de operação são eliminadas. Essas diferenças são causadas pelo fato de, devido ao aumento de atuação de atrito no motor, com o aumento de rotação do motor, uma massa de ar, sempre ligeiramente maior,ser requerida para a mesma pressão média efetiva. Isso produz um campo da linha de operação que é muito mais estreitamente escalonada que aquela para o motor Diesel de carro para passageiros.

Altas temperaturas do ar de admissão devem ser evitadas no motor a gasolina supercarregado, quando o motor, como previamente conhecido, tenderia, sob outros aspectos, detonar, por causa do resultado das altas temperaturas finais de compressão.

Já que a temperatura de compressão depende diretamente da eficiência isoentrópica do compressor, os compressores para motores a gasolina turbocarregados devem, portanto, ter uma eficiência muito alta por uma larga faixa. Isso também enfatiza novamente a necessidade de resfriamento do ar de admissão para motores a gasolina, devido ao fato que contribui para a redução de exigências do compressor, além das vantagens já afirmadas tal como a redução de tendência de detonação e a influência favorável do ponto de ignição.

Assim, os critérios para seleção do compressor para o motor a gasolina supercarregado podem ser resumidos como se segue:

- O compressor deve representar uma grande faixa de vazão entre bomba e limite de eficiência;
- A eficiência isoentrópica do compressor deve ser suficientemente alta mesmo com baixas razões de pressão e pela faixa total de vazão.

Devido à introdução de compressores com pás voltadas para trás, esse requisito é já parcialmente encontrado hoje.

4.2.4- Medidas de Regulagem do Compressor e da Turbina

Um problema adicional para ser considerado é o comportamento da resposta quando do aumento de baixa carga para carga

parcial. Já que, devido à regulagem da quantidade no motor a gasolina turbocarregado, uma quantidade adequada de ar para o funcionamento do motor é disponível para suplementar o funcionamento da turbina, — enquanto que, no motor Diesel turbocarregado, uma quantidade de ar flui através da turbina que sempre corresponde à rotação do motor independentemente da carga — a rotação do turbocarregador à carga parcial cai mais extensamente do que aquela para o motor Diesel apesar das maiores temperaturas do gás de escape no motor a gasolina. Isso cria a necessidade de acelerar primeiro o turbocarregador quando do aumento da carga, que pode conduzir aos inaceitáveis longos tempos de resposta do motor com uma variação no acelerador.

Arranjo da Válvula Borboleta - O arranjo da válvula borboleta (Fig. 4.2.7) serve como um exemplo para o sistema de regulagem no compressor para melhorar a deficiência. É o arranjo antes ou depois do compressor que tem, na verdade, uma considerável influência sobre a rotação do compressor, de um lado, e sobre o comportamento da resposta do conjunto à carga completa, de outro lado, como será explicado com detalhe abaixo.

O fato de que o compressor fornece um certo volume de ar e o motor requer somente uma massa de ar para uma dada carga é importante para as seguintes considerações.

O ponto de operação do compressor é somente determinado pela vazão em volume e pela razão de pressão. Somente em relação à condição do ar antes do compressor pode uma massa ser localizada no volume fornecido. Se o estragulamento ("throttling"), como na Fig. 4.2.7, é feito depois do compressor (linha tracejada) para regular a carga parcial do motor a gasolina turbocarregado, prevalece aproximadamente a pressão atmosférica na entrada do compressor. O compressor supre ar de densidade normal e comprime-o para uma maior pressão. Essa pressão é estrangulada pela válvula borboleta para pressão desejada antes da válvula de admissão que, com baixa carga parcial, pode estar bem abaixo da pressão atmosférica. Como está mostrado na Fig.4.2.8 com pressões médias de p_e= 2 a 6 bar (aproximadamente 15 a 50% de carga), isso acontece com baixas vazões, com fatores de eficiência pobres e, sob certas condições, além do limite de flutuação.

Se o estrangulamento está antes do compressor, uma

pressão muito menor prevalece na entrada do compressor, como está mostrado na Fig. 4.2.7(linha cheia), que no caso anterior e, assim existe uma menor densidade. Esse ar de baixa pressão e baixa densidade, isto é, de grande volume específico, é agora comprimido à pressão desejada antes da válvula de admissão. Como pode ser visto na Fig. 4.2.8, isso acontece com maiores vazões e, assim, com melhores fatores de eficiência do compressor e maiores rotações do mesmo, já que o desempenho da turbina permanece o mesmo.

A Fig. 4.2.9 mostra que a rotação do compressor à carga parcial pode ser aumentada por até 10000 rpm. Isso melhora decisivamente os tempos de resposta do turbocarregador, quando aumenta-se a carga e, já que o suprimento a carga parcial não acontece no limite de flutuação, modera ligeiramente os requisitos sobre a largura da faixa de vazão no compressor.

Além disso, este método produz uma melhor qualidade de regulagem ou um ajuste de pressão na válvula borboleta.

Como uma pré-condição para isso, porém, é necessário um projeto do turbocarregador que mantenha a impermeabilidade de óleo no compressor mesmo com altos valores de vácuo na carcaça do mesmo. Mesmo pequenas quantidades de lubrificante emergente reduzirá o limite de detonação da mistura e aumentará o conteúdo de hidrocarbonetos não queimados no gás de escape.

Além do arranjo da válvula borboleta explicado acima, há vários outros meios de evitar o bombeamento do compressor ou melhorar o comportamento da resposta, que, agora, são consideravelmente mais custosos.

Com respeito às medidas possíveis de regulagem da turbina, serão discutidas apenas a seção transversal da carcaça da turbina e a regulagem da pressão de admissão por esvaziamento.

Área de Fluxo da Carcaça da Turbina - A seção transversal da carça da turbina (Fig.4.2.10) tem uma considerável influência sobre o desempenho da turbina e, assim, sobre a pressão de admissão obtenível.

Como já foi discutida juntamente com o problema de detonação, a pressão de admissão no motor a gasolina supercarregado requer uma característica muito exata e reproduzível. Assim, no motor a gasolina supercarregado, a influência da seção transversal da carcaça da turbina é reduzida para a pressão de admissão requerida e, assim, para o rendimento de funcionamento na menor faixa

de rotação do motor, onde a produção máxima permissível da pressão de admissão é mudada mesmo para menores rotações do motor.

A fim de realizar um aumento favorável em torque a baixas rotações para operação do veículo, a menor seção transversal possível da turbina teria que ser escolhida concordantemente. Porém, a Fig. 4.2.10 mostra também que isto causaria um aumento no consumo de combustível particularmente alto a maiores rotações, devido à geometria rígida da turbina e da sua carcaça.

Se, para começar de um extremo, a turbina e sua carcaça são selecionadas a fim de que, como está mostrada na parte superior da Fig. 4.2.11, o desempenho do compressor requerido para a potência nominal do motor seja produzido pela turbina com a quantidade total de ar fluente através do motor, isto é, sem vazamento, são obtidas a pressão mínima possível antes da turbina, e a estagnação mínima dos gases de escape com todas as vantagens conhecidas para respiração e enchimento no cilindro.

Infelizmente isso causa a pior produção de pressão de admissão a baixas rotações, como está mostrado na parte inferior da Fig. 4.2.11. A fim de produzir pressão de admissão já na menor faixa de rotação do motor, deve ser selecionada, portanto, a menor seção transversal da carcaça da turbina possível. Porém, isso produziria uma potência efetiva da turbina muito alta na faixa superior de rotação por causa da alta pressão de estagnação antes da turbina devida à estreita seção transversal da carcaça.

Waste-Gate - É, portanto, necessário regular a quantidade de gás de escape que alcança a turbina e, assim, potência efetiva da turbina, usando conhecidos meios tal como esvaziamento do gás de escape por um "waste-gate" antes da turbina. Já que a potência efetiva da turbina a gás de escape é proporcional à quantidade de gás e à pressão antes da turbina, e uma parte do gás de escape é esvaziada sem ser utilizada, a pressão de estagnação antes da turbina à potência efetiva nominal do motor e com uma pequena carcaça da turbina e, em todo caso, muito abaixo daquela para carcaça da turbina grande como mostrado na Fig. 4.2.11.

Alta pressão de gás de descarga no motor a gasolina significa, porém, grande porção de gás residual no cilindro, resultando em reduzida carga no cilindro, em aumentada tendência de detonação e com uma alta operação de respiração do gás.

A Fig.4.2.12 mostra que um motor turbocarregado equipado com "waste-gate" tem uma pressão média-efetiva da troca de gás de 1,75 bar à plena carga e à velocidade racionada.

Pode claramente ser visto, portanto, que o controle da pressão de admissão por um "waste-gate" não é conveniente para o motor a gasolina turbocarregado, se um bom comportamento de torque — isto é, com uma pressão de admissão na faixa inferior de velocidade e consumo favorável e, assim, com baixa pressão do gás de descarga antes da turbina — é para ser alcançado. Aqui tem desvantagens mais profundas que no motor Diesel turbocarregado, porque, além das desvantagens mencionadas acima, a taxa de vazão do ar com o Diesel na faixa de carga e de velocidade é no máximo 10:1, ao passo que, no motor a gasolina, a taxa é superior a 40:1. Uma geometria variável ou esquema similar seriam, portanto, muito vantajosos para consumo de combustível, para comportamento de torque e da resposta do motor a gasolina torbocarregado.

4.2.5- Conclusões

Os parâmetros críticos para detonação, especialmente no motor a gasolina torbocarregado, quando variados sistematicamente, mostram a importante influência do resfriamento de ar de admissão e a necessidade de estabelecimento do ponto de ignição de relação muito exato para o motor — e as condições do combustível.

Em comparação com o motor Diesel turbocarregado, as características necessárias de um compressor adequado para o motor a gasolina torbocarregado são completamente diferentes.

A localização da válvula borboleta relativa ao compressor afeta a resposta e a qualidade de controle de carga.

Um problema principal do motor a gasolina turbocarregado aparenta ser a regulagem da pressão de admissão enquanto mantendo a eficiência da turbina, isto é, pressão de admissão deve anteriormente ser disponível a baixas rotações do motor, e uma baixa pressão de descarga antes da turbina tem que ser obtida às altas rotações e à plena carga.

O ajuste de pressão de admissão recentemente usado empregando "waste-gate" não é adequado para um motor a gasolina turbocarregado no atual estágio.

Finalmente, a solução para o problema de combinação de todos os requisitos em função e em custo deve ser vital para o motor a gasolina turbocarregado tornar-se superior em potência específica, em característica de torque, em emissões e em consumo de combustível, ao motor a gasolina de aspiração natural de mesma potência nominal.

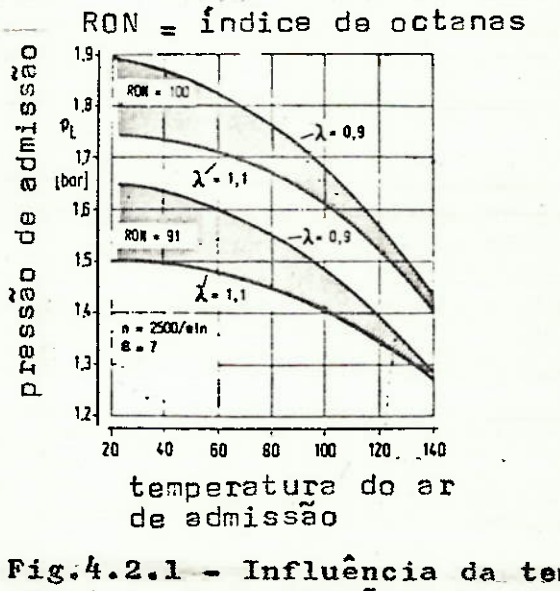


Fig.4.2.1 - Influência da temperatura de admissão sobre a pressão de admissão(limite de detonação) com diferentes relações ar-combustível e qualidades de combustível(RON).

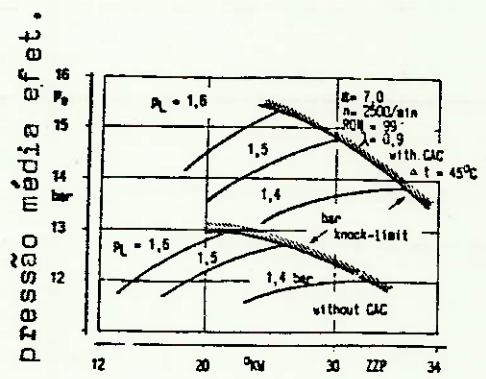


Fig.4.2.2 - Pressão média efetiva (p_e) em função de pressão de admissão (pL) e do ponto de ignição, com e sem resfriamento ar de admissão(CAC).

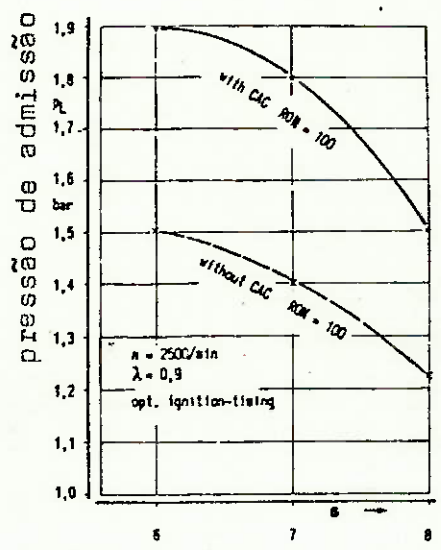


Fig.4.2.3 - Pressão de admissão (p_L) em função da razão de compressão com e sem resfriamento do ar admissão (CAC).

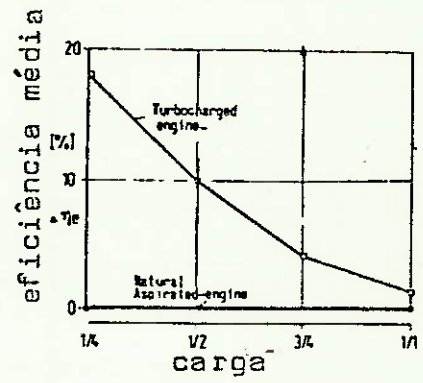


Fig.4.2.4 - Comparação da vantagem na eficiência do motor à gas. turbocarregado com o de aspiração natural de mesma potência, em função da carga.

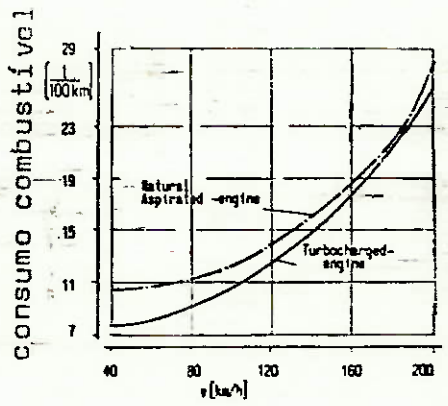


Fig.4.2.5 - Comparação do nível de consumo de combustível entre os motores à gasolina de aspiração natural e turbocarregado de mesma potência.

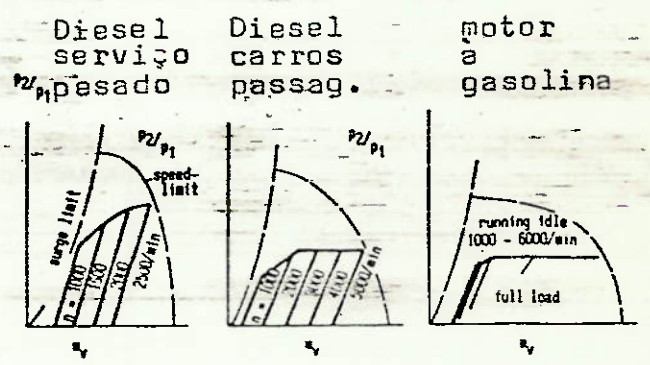


Fig.4.2.6 - Curvas do compressor de um motor Diesel turbocarregado de serviço pesado, de um Diesel de carros para passageiros e de um motor à gasolina.

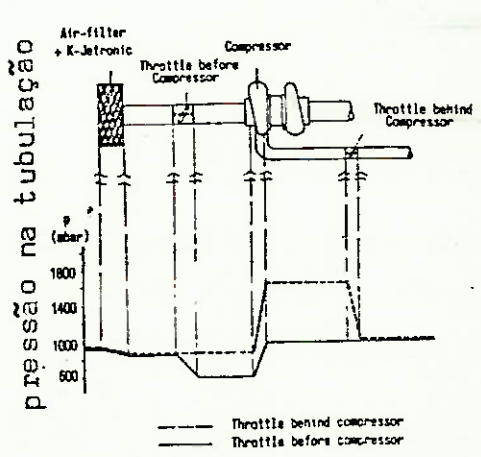


Fig.4.2.7 - Pressão no sistema de sucção de um motor à gasolina turbocarregado com válvula borboleta antes ou depois do compressor

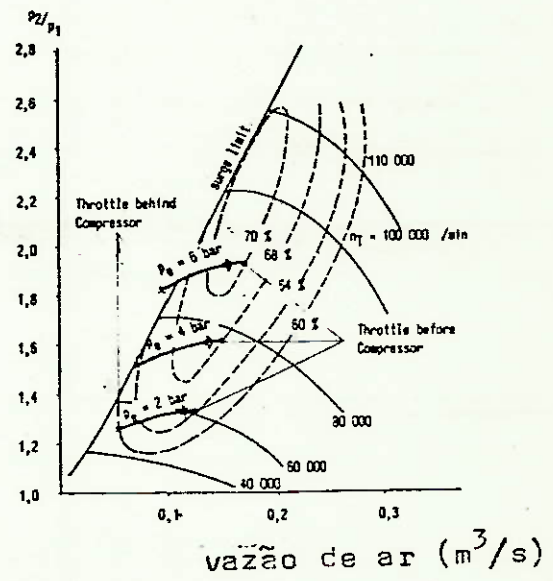


Fig.4.2.8 - Vazão de ar a diferentes cargas com estrangulamento antes e depois do compressor.

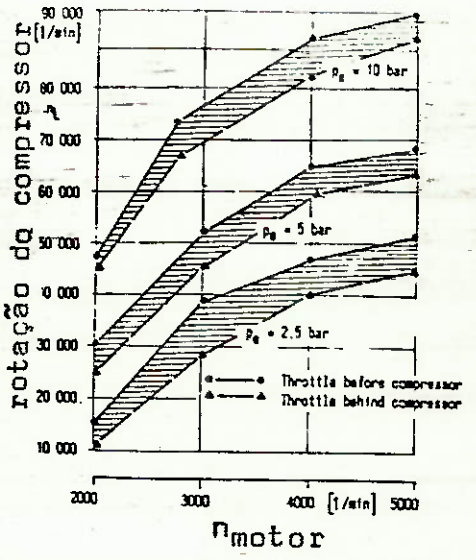


Fig.4.2.9 - Rotações do compressor a diferentes cargas parciais e rotações do motor, com estrangulamento antes ou após o compressor.

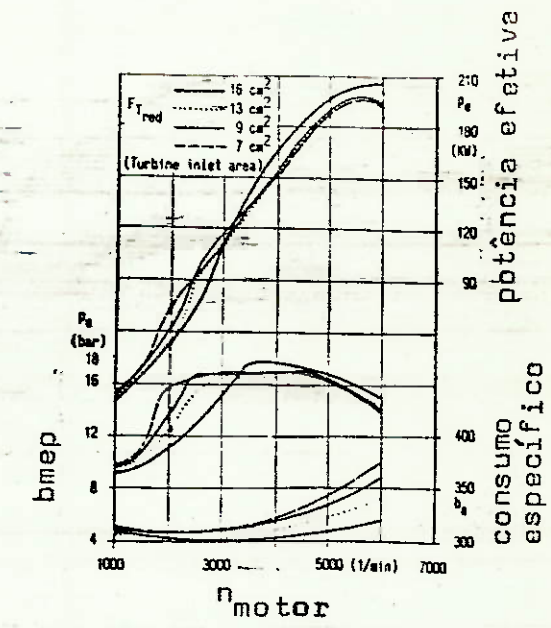


Fig.4.2.10 - Influência da área da carcaça da turbina sobre características do torque e da potência efetiva.

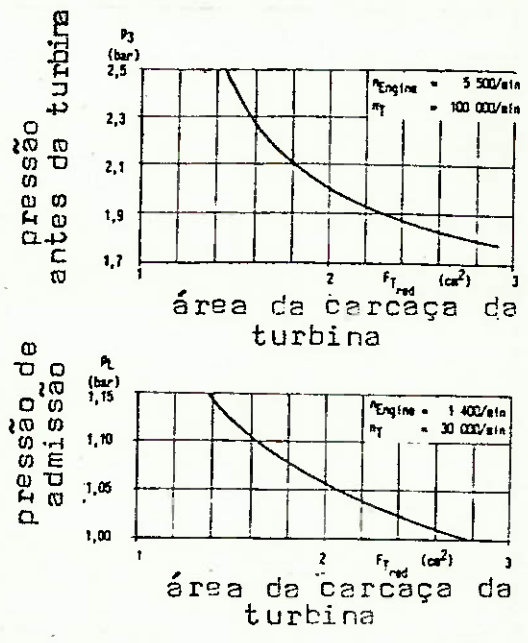


Fig.4.2.11 - Influência da área da carcaça da turbina sobre a pressão de exaustão antes da turbina a alta rotação do motor e sobre a pressão de admissão à baixa rotação do motor.

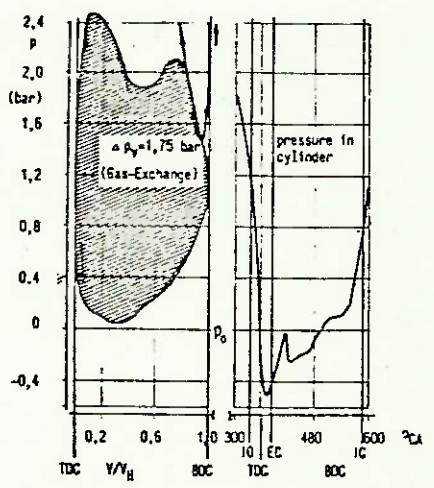


Fig.4.2.12 - Perda de pressão média efetiva da troca de gás de um motor à gasolina turbocarregado à plena carga e à velocidade racionada.

4.3- TURBOCARREGAMENTO À PRESSÃO CONSTANTE PARA MOTORES DE QUATRO TEMPOS DE MEDIA ROTAÇÃO

Resumo

O transporte de energia do gas de escape, do cilindro para turbina, é examinado detalhadamente para turbocarregamento à pressão pulsante e à prssão constante. São relatadas as condições para uma aplicação sucedida do turbocarregamento à pressão constante. Testes mostraram que há insignificantes diferenças entre esses dois sitemas considerando as temperaturas nas paredes da câmara de combustão. É demonstrado sob quais circunstâncias os problemas com altas temperaturas podem originar-se em motores altamente supercarregamento.

4.3.1- Introdução

As primeiras idéias e propostas em turbocarregamento de gás de escape foram oferecidas já no começo deste século. Entretanto, não foram adotadas, geralmente, até os anos 30, quando foi feito o uso do circuito de carregamento por onda de pressão desenvolvido por A.Büchi. Desde então, os motores de quatro tempos têm sido carregados quase exclusivamente por este método ou por métodos derivados deste, tal como o método de conversor de pulso ou o método multi-pulso da BBC. É somente com motores de dois tempos de baixa rotação que o método de pressão constante ganhou aceitação aproximadamente há 10 anos e, desde então, tem sido usado exclusivamente em motores de baixa rotação MAN. Agora que conduziu-se recentemente novas e compreensivas investigações ao turbocarregamento de motores de quatro tempos pelo método de pressão constante, deseja-se reportar sobre alguns resultados e sobre o mais importante dos requisitos para o emprego sucedido desse método. Inicia-se, no entanto, pela tomada de uma visão mais próxima à diferença essencial entre os turbocarregamentos de pulso contínuo e à pressão constante, que seriam as maneiras de transporte de energia do gás de escape, do cilindro para a turbina.

4.3.2- Utilização de Energia do Gás de Escape

A intensidade de energia ainda disponivel no cilindro no final da expanção que possa ser utilizada é uma medida das condições predominantes no"sopro"(blow-down) e das condições governantes da conversão de energia na turbina.

A diferença essencial na utilização da energia de gás de escape entre os turbocarregamentos pulsante e à pressão constante fica na maneira de como a energia, ainda restante nos gases de combustão no final da expansão, é transportada para a turbina e é transformada dentro dela.

As primeiras considerações são:

- O conteúdo de energia nos gases de combustão no cilindro no final de expansão;
- A condição dos gases de combustão na saída do cilindro;
- O grau de utilização da energia que alcança a turbina.

O balanço de energia para o processo de operação de um motor de 4 tempos de média rotação altamente supercarregado mostra que, a uma pressão média efetiva de aproximadamente 18 bar, aproximadamente 47% da energia contida no combustível é transferido ao pistão como trabalho, aproximadamente 10% é transferido através das paredes da câmara de combustão e 43% escapa juntamente com gases de combustão do cilindro através do sistema de exaustão. Disso, apenas aquela porção de energia que resulta da expansão do gás de escape para pressão atmosférica pode ser utilizada, teoricamente, como trabalho útil. Em motores de 4 tempos altamente supercarregados, isso é apenas aproximadamente 60% do conteúdo original de energia do gás de escape no final da expansão. O que se quer conhecer agora é quanto dessa energia alcanca a turbina e de que forma ela se apresenta lá.

4.3.2.1- Condições de Fluxo na Saída do Cilindro

No processo de exaustão, a energia potencial disponível na carga do cilindro resulta da diferença entre a energia do gás de escape efetiva específica Δh_{cil} à pressão predominante no cilindro e aquela à pressão atmosférica. A restrição do fluxo na válvula de escape provoca a expansão do gás no cilindro, à temperatura constante, ao nível de pressão no tubo de exaustão com um pequeno valor restante Δh_E. A diferença $\Delta h_{cil} - \Delta h_E$ constitui o menor "sopro" (blowdown). No turbocarregamento pulsante, o valor de Δh_E ainda

contém uma certa quantia de energia cinética, que no processo de pressão constante é completamente perdida devido ao estrangulamento.

Já que o potencial de trabalho dos gases de combustão no ~~cil~~indro e no tubo de exaustão varia muito com o tempo, será necessário observar as formas de variação de Δh_{cil} e Δh_E pelo processo de exaustão completo, como mostrado na Fig. 4.3.1. ΔhCil, ΔhE e, para o turbocarregamento pulsante, também a energia cinética $C^2/2$ contida em Δh_E são plotados em função da quantia de gás m_E descarregada. Assim, as áreas abaixo das curvas representam as quantias de energia disponível, enquanto que a área hachurada verticalmente constitui a perda na saída do cilindro.

Turbocarregamento Pulsante: No momento em que a válcula de escape se abre, o potencial de trabalho específico Δh_E transmitido para a onda de pressão no tubo de exaustão, contendo também a energia cinética, equivale ainda a zero. Na primeira fase do processo de exaustão, Δh_E é consideravelmente menor que Δh_{cil}, devido as perdas por estrangulamento causadas pela excessiva razão de pressão crítica. As perdas por estrangulamento, todavia, decrescem quando a área de abertura da válvula de escape aumenta e a razão de pressão decresce de maneira que Δh_E aproxima-se de Δh_{cil}. Como a carga no cilindro expande mais, seu potencial de trabalho ΔhCil decresce continuamente. Por uma larga faixa da fase de exaustão, as perdas por estrangulamento são muito pequenas, por causa da diferença muito pequena entre pressão no cilindro e no tubo de exaustão. O conteúdo de energia cinética nesta faixa é praticamente nulo.

Turbocarregamento à pressão constante :Devido à pressão constante no tubo de escape, o potencial de trabalho obtenível ΔhE dos elementos do gás que chegam ao tubo de exaustão depende somente da temperatura. Esta temperatura, todavia, ajusta-se imediatamente à temperatura média do gás de escape, de maneira que o potencial de trabalho obtenível no tubo de exaustão permaneça constante $(h_E)_m$.

A fim de permitir uma comparação das condições para ser feita durante o processo de exaustão para vários motores, das condições de operação e dos métodos de carregamento, a eficiência de exaustão pode ser definida como se segue:

$$\eta_A = \frac{\int_0^{m_{Etot}} \Delta h_E \, dm_E}{\int_0^{m_{Etot}} \Delta h_{cil} \, dm_E}$$

Esta fórmula indica qual conteúdo do potencial de trabalho da carga no cilindro está ainda presente no tubo de exaustão.

Analogamente à fig. 4.3.1, a eficiência de exaustão η_A para turbocarregamento pulsante usando 2 e 3 cilindros por entrada da turbina foi calculada para um dado motor e para vários pontos com pressões efetivas médias entre 10 a 25 bar(fig. 4.3.2). Para cada ponto, o turbocarregador foi comparado e foi assumida a mesma razão de excesso de ar de combustão.

Como tornar-se-á aparente, a diferença entre os dois métodos de turbocarregamento diminui quando a razão da diferença de pressão aumenta e pára de existir a aproximadamente p_e= 25bar para condições selecionadas. A diferença entre os turbocarregamentos pulsantes usando 2 e 3 cilindros, respectivamente, por entrada da turbina é virtualmente nula. No processo de exaustão, aproximadamente 20% a 45% do potencial de trabalho dos gases de escape do cilindro é perdido, dependendo da razão da diferença de pressão e do método de turbocarregamento.

4.3.2.2- Suprimento de Energia e sua Utilização na Turbina

Como os gases de escape são tranportados no tubo de exaustão, do cilindro para a turbina, mais energia é perdida pela transferência de calor e pelo atrito. Estas perdas, no entanto, são geralmente insignificantes e são, portanto, ignoradas no presente estudo.

Isso não se mantém verdadeiro para o perfil de energia e para as condições de fluxo na entrada da turbina, onde existe uma diferença significante entre os métodos de turbocarregamento pulsante e à pressão constante.

No turbocarregamento à pressão constante, as condições na entrada da turbina são bem determinadas, pois a pressão e a temperatura não variam com o tempo, e, além disso, o gás de escape entra na turbina a uma velocidade constante. O suprimento de energia

na turbina e a conversão de energia são constante.

As condições são completamente diferentes em turbocarregamento pulsante. A fig. 4.3.3. mostra os perfis de pressão, temperatura, velocidade e energia na entrada da turbina por um ciclo de operação compelto para combinações de 3 e 2 cilindros para um motor turbocarregado com pulso. Com turbocarregamento com pulso duplo (2 cilindros) e intervalo de ignição desigual, a pressão na montante do tubo de exaustão da turbina é aliviada ao nível de pressão atmosférica, enquanto que com o turbocarregamento com pulso triplo, sendo as mesmas outras condições, a menor pressão na montante da turbina não será abaixo de 2 bar. Os perfis de temperatura, vazão e energia na entrada da turbina são análogos ao perfil de pressão. Isso é para concluir que, com o turbocarregamento com pulso duplo, a energia suprida na turbina, para um certo período de tempo, cairá igualmente a zero.

As diferenças existentes entre os três casos considerados são mais visíveis na eficiência da turbina. Um perfil característico da eficiência da turbina versus c_b/c_o é plotado no espaço direito inferior da fig. 4.3.4.

No turbocarregamento à pressão constante, a velocidade periferica c_b e a velocidade teórica do gás c_o são constantes para um certo ponto de operação. Conseqüentemente o turbocarregador pode ser projetado para operação à potência avaliada na faixa de eficiência da turbina máxima.

Na operação com pulso, a energia fornecida à turbina oscila muito por um ciclo de operação, como pode ser visto através da fig. 4.3.3. Devido à relação $c_o = \sqrt{2\ \Delta h_T}$, c_o sofre as mesmas oscilações, embora em uma forma um pouco mais suave. Já que, para um ponto de operação inferior às condições de estado estático, a velocidade periférica c_b é considerada constante devido à enercia do rotor, a razão c_b/c_o varia por um ciclo de operação com o grau que c_o faz. As linhas cheia e tracejada na parte inferior da fig.4.3.4 mostram o exemplo de c_b/c_o no ciclo de operação completo para os turbocarregamentos com pulsos duplo e triplo. Para a duração de suprimento de energia "zero" na turbina com turbocarregamento com pulso duplo, $c_o = 0$ causa a curva de c_b/c_o mover-se para infinito.

A parte superior da fig. 4.3.4 mostra as eficiências da turbina, determinadas com a ajuda de dois gráficos menores, em função do ângulo da manivela(virabrequim)para um ciclo de operação.

Para comparação entre os dois métodos de turbocarrega-

mento, uma eficiência da turbina média η_{Tm} pode ser formada para operação com pulso. É computada através de

$$\eta_{Tm} = \frac{\int_0^{720} \eta_{ST} \; \Delta h_T \; d\varphi}{\int_0^{720} \Delta h_T \; d\varphi}$$

Os valores de η_{Tm} para os dois métodos de turbocarregamento são plotados na parte inferior da fig. 4.3.5., versus pressão média efetiva nas mesmas condições indicadas para os cálculos como na fig. 4.3.2., A diferença, agora, torna-se aparente não somente entre os métodos à presão constante e com pulso, mas também entre os turbocarregamentos com pulsos duplo e triplo.

O produto $\eta_A \times \eta_{Tm}$ basicamente representa o grau de utilização da energia dos gãs de escape e o valor comparativo final para os dois métodos de turbocarregamento (fig 4.3.5).

Sera visto que, iniciando com uma razão da diferença de pressão, a energia é utilizada na operação à pressão constante mais vantajosamente que na operação com pulso. A intersecção depende principalmente do tipo de operação com pulso. Será mais baixa no turbocarregamento com pulso duplo do que com pulso triplo.

Esse gráfico não deve ser interpretado como proposta de que o turbocarregamento com pulso triplo e a operação à pressão constante são termodinamicamente equivalentes quanto à utilização da energia de exaustão exatamente a Pe = 20bar. Certas mudanças são ainda obrigadas a ocorrer porque, entre outras coisas, a divisão da voluta da turbina envolve perdas adicionais na operação com pulso. No turbocarregamento com pulso duplo uma consideração adicional é que para a duração de Δh_T zero, o segmento da turbina correspondente absorverá potência. Do aspecto de potencial de utilização de energia, então, as intersecções entre as operações à pressão constante e com pulso mudará ainda mais na direção de menores cargas.

4.3.3- Variação de Carga no Cilindro e de Padrão de Operação

4.3.3.1- Temperatura do gãs de escape e vazão de ar

Os motores de média rotação são preparados para operação a óleo combustivel pesado para 3500 sec. Redw. I. Isto significa que há limitações na temperatura do gás de escape, que, quando excessiva, causará, indevidamente, deposição rápida de cinzas de sódio e vanádio na pá da turbina. Isto, por sua vez, diminuirá a vazão do ar, agravando novamente a temperatura do gás de escape e acelera o processo de contaminção.

Do balanço de energia, o seguinte relacionamento para o aumento na temperatura durante a passagem através do cilindro pode ser derivado:

$$\Delta T_{cil} = (T_A - T_L) = \frac{1}{\ell_e/b_e + 1} \frac{Hu}{C_p} (1 - \eta_e - q_w)$$

T_L = temperatura do ar de admissão
T_A = temperatura do gás de escape
ℓ_e = vazão de ar específica
b_e = consumo específico de combustível
Hu = valor de baixo calor
C_p = capacidade de calor específico à pressão constante
η_e = eficiência global
q_w = taxa porcentual de transferência de calor na parede.

Esta equação mostrará que a temperatura do gás de escape pode ser afetada principalmente pela relação entre vazão específica ℓ_e e consumo específico b_e. Considerando que é apenas natural tentar para menores taxas de consumo de combustível possíveis, as possibilidades , então,devem ser exploradas da obtenção de desejável vazão específica de ar alta também para turbocarregamento à pressão constante.

A vazão de ar total nos motores de quatro tempos consiste da quantia atraída pelo pistão e a quantia de ar de lavagem passante através do cilindro durante o cruzamento das válvulas(valve overlap). A quantía de ar atraída pelo pistão varia largamente com a condição do ar antes do cilindro, isto é, com a pressão e a temperatura do ar de admissão. Ambas as quantidades são limitadas pelos vários outros fatores e, portanto, não podem normalmente ser selecionadas especificamente para satisfazer os requisitos de temperatura de gás de escape e da vazão de ar. Deve-se estar, portanto, atento para considerar a quantia de ar de lavagem, passante através do cilindro, tão grande quanto possível. Ela pode ser in-

fluenciada pela área efetiva da válvula e pela queda de pressão de lavagem no cilindro.

a) queda de pressão de lavagem

o balanço de energia do turbocarregador dá a seguinte equação para a queda de pressão de lavagem:

$$\Delta p = p_L - \frac{p_A}{\left[1 - \frac{\left(\frac{p_L}{p_o}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1}{K_{TL}}\right]^{\frac{K_G}{K_G - 1}}}$$

p_o = pressão ambiente
p_L = pressão do ar de admissão
p_A = pressão do gás de escape

onde

$$K_{TL} = \eta_{TL} \cdot \frac{c_{PG}}{c_{PL}} \cdot \left(1 + \frac{b_e}{\ell e}\right) \cdot \frac{T_A}{T_L}$$

K_{TL} é uma característica essencialmente controlada pela eficiência do turbocarregador η_{TL} e pela razão de temperatura T_A/T_L. O relacionamento entre a pressão de admissão e a queda de pressão de lavagem, com K_{TL} usado como um parâmetro, está mostrado na fig. 4.3.6. Como na operação a óleo pesado a temperatura do gás de escape é limitada, K_{TL} pode ainda ser aumentado apenas pela melhora da eficiência do turbocarregador. Para uma dada eficiência do turbocarregador e, assim, também, para um valor fixo de K_{TL}, a queda de pressão de lavagem primeiro aumenta quando a razão de pressão do compressor aumenta, alcança um máximo e então desaparece. Localização e nível do máximo variam com a caracteristica K_{TL}. Um aumento de queda de pressão de lavagem pelo aumento da pressão de admissão pode, portanto, ser obtido somente se ela se origina ainda da esquerda do máximo.

A diferença realizável entre a pressão na saída do compressor e a pressão na entrada da turbina é limitada pela eficiência η_{TL} do turbocarregador e a razão de temperatura admissível T_L/T_A. Deve-se, portanto, tentar evitar perdas de pressão nos dutos do

ar e do gás de escape para manter a queda de pressão no cilindro, se absolutamente possível, ao mesmo nível. Isso pode ser obtido pela seleção de áreas de seção transversal e de configurações de baixa resistência, e como se segue:

A emissão de ar do compressor do turbocarregador alcança uma velocidade de 50 a 100m/s. Isso já põe a pressão dinâmica numa ordem de magnitude que forma uma porcentagem apreciável de queda de pressão no cilindro. A ligação entre compressor e resfriador do ar de admissão do motor de quatro tempos está arranjada, contudo, convencionalmente de modo que o estrangulamento elimine completamente esta pressão dinâmica e que as perdas adicionais de pressão, por exemplo por deflexões bruscas, sejam causadas a alta velocidade.

Portanto, exploramos possibilidades de recuperação de uma parte tão grande quanto possível desta pressão dinâmica. A fig.4.3.7 ilustra duas soluções que podem ainda ser acomodadas no pequeno espaço geralmente à esquerda entre compressor e resfriador intermediário de motores de quatro tempos.

De acordo com as medidas tomadas, 55 a 65% da energia cinética na saída do compressor é convertida para pressão estática com sistemas de difusor da fig. 4.3.7. Como também pode ser notado nessa figura, isso resulta num aumento acentuado da queda de pressão no cilindro.

Ambas as soluções também promovem carregamento uniforme dos resfriadores intermediários. Isso dá eficiência térmica máxima a mínimas perdas de pressão, que adicionalmente, novamente, beneficia a quantidade de ar de lavagem.

b) Área efetiva da válvula

Um longo cruzamento de válvulas provêm a mais importante possibilidade de ampliar a área efetiva da válvula. Quando selecioná-la, um não mais terá, como na operação com pulso, que observar para flutuações de pressão através dos outros cilindros ou para ondas de reflexão que interferiria com o processo de lavagem do cilindro. O ponto de cruzamento de válvulas pode, portanto, ser selecionado suficientemente grande para compensar, no mínimo em parte, a menor queda de pressão de lavagem.A fig. 4.3.8 mostra o resultado de cálculo do ciclo de operação, de que será visto que um aumento de cruzamento até 120° o ângulo do virabrequim dará, ainda, um aumento na vazão específica do ar e correspondente queda na temperatura do gás de escape.

4.3.3.2- Funcionamento à Carga Parcial

Na operação à pressão constante, a pressão de admissão cai um pouco mais rápido, com decréscimo de carga, do que na operação com pulso. A razão para isso foi descrita mais cuidadosamente na seção 4.3.2: a energia carregada no gás de escape é utilizada com menos vantagem quando a queda de pressão diminuir; o grau de utilização $\eta_A \times \eta_{ST}$ decresce.

Operando sobre a curva do propulsor, a pressão do ar de admissão, portanto, cai ao nível de pressão do gás de escape na faixa de carga entre 1/8 e 1/4, e a queda de pressão de lavagem do cilindro torna-se zero. Foi freqüentemente suspeitado de que isto causa refluxo do gás de escape e, portanto, causa a contaminação no lado da sucção especialmente ao cruzamento consideravel de válvulas. Nos testes, foram instaladas "sondas" nos dutos de sucção para indicar a direção de baixa. O contra-fluxo moderado foi indicado apenas a cargas parciais muito baixas.

Isso será apreciado quando se considera que a pressão de admissão a contra-pressão do gás de escape são, nessa condição, simplesmente maiores que a pressão atmosférica e que, de outro lado, há, mas pequena, diferença entre elas.

Adicionalmente, o motor de teste, usando óleo pesado, foi operado por uma duração de 50 horas com5% da potência efetiva avaliada de acordo com a lei do propulsor(p_e = 2,4bar, n= 166 l/min). Durante este período, os valores de operação mostraram-se invariáveis, e a subseqüente operação falhou para descobrir a contaminação anormal do motor.

É um fato estabelecido que o desempenho anormal do motor dentro da menor faixa de carga parcial resulta em um pouco mais lenta aceleração do motor turbocarregado à pressão constante. Uma análise exata do processo de aceleração de acordo com a curva do propulsor revelou, porém, que isso aplica-se somente se a aceleração começar às potências efetivas abaixo de 20%. Se a aceleração começar a maiores potências, dificilmente haverá alguma diferença nesse respeito, entre motores turbocarregados à pressão constante e à pressão com pulso. Além disso, é para se dizer que, com variações de carga, o desempenho dos motores de quatro tempos de média rotação é ainda apreciavelmente melhor do que aquele dos motores de dois tempos de baixa rotação cobrindo a mesma faixa de potência efetiva e para serem usados no mesmo campo de aplicação.

Finalmente, deve-se ter em mente que o excesso de aceleração é sempre penalizado pela alta carga térmica no caso desses motores e é, portanto, geralmente evitado.

4.3.4. Temperaturas dos componentes do motor

A menor grandiente entre as pressões de admissão e do gás de escape faz existir condições, mesmo de outra maneira, para uma menor vazão de ar específica especialmente na faixa de carga parcial e correspondentemente maiores temperaturas do gás de escape do que são predominantes em operações com pulso. Isso assegura realmente, no mínimo, em compração com sua configuração ótima, a combinação de três cilindros. Seria, portanto, razoável suspeitar de que na operação à pressão constante as temperaturas nas paredes da câmara de combustão seria, então, também maior. Nos testes, um motor de 12 cilindros tipo 52/56 cuja potência normal é 775kw/cilindro a 450 RPM foi operado com o sistema de carregamento com pulso e à pressão constante, e foram feitas às medidas compreensivas de temperatura. A fig. 4.3.9 mostra os resultados para operação na curva do propulsor. Embora os perfis de temperatura do gás de escape são muito diferentes, as temperaturas dos componentes são quase as mesmas. Ainda um outro fenômeno de interesse aqui é que, apesar da queda de temperatura do gás de escape, a temperatura da válvula de escape inicialmente aumenta na faixa de carga parcial a um nível acima daquela à plena carga e não se torna descendente até a ainda menores cargas.

Em operação à pressão constante, torna-se, obviamente, mais favorável para revestimento do cilindro, porque as temperaturas são maiores em via das válvulas de sucção, de modo que as diferenças de temperatura ao longo da periferia são menores. Isso é provavelmente atribuível ao fato de que a velocidade do ar fresco na entrada durante o cruzamento de válvulas é menor que em operação com pulso, por causa da menor queda de pressão; devido a mais pobre transferência de calor, esta área não é resfriada tão intensivamente.

A fig.4.3.10 é uma comparação à pressão média efetiva constante p_e = 18 bar. Aqui, também, é notada a indiferença nas temperaturas dos componentes para os dois métodos de carregamento. De grande significação, porém, é a realização de que todas as temperaturas aumentarão quando a rotação é reduzida consideravelmente.

A válvula de escape, um componente crítico quando se opera a óleo pesado, aparenta particularmente ser afetada.

Isso é assim porque a menores rotações, apesar de praticamente a mesma quantia de combustível suprida, a pressão de admissão, e com ela, o excesso da taxa de ar λ_V são menores. Segue-se que as temperaturas do processo são maiores. As fig. 4.3.9 e 4.3.10 também mostram o valor reciproco $1/\lambda_V$.É notado que há uma ligação direta com esse valor particularmente para a válvula de escape. A fig. 4.3.11 mostra todas as temperaturas medidas no centro do "prato" da válvula de escape versus $1/\lambda_V$ para operações com pulso e à pressão constante sobre uma larga faixa de carga e de rotação. Todas as leituras caem dentro de uma faixa dispersa muito estrita através da qual, na área considerada, pode ser traçada uma linha reta.

4.3.5- Conclusões

Há varias razões por que o turbocarregamento à pressão constante é o mais atrativo. As mais importantes destas são:

- O sistema de duto do gás de escape é simples e consiste de mesmas partes para qualquer número decilindros de um tipo de motor. Isso beneficia custos e montagem fácil e operações de manutenção;
- As condições de carregamento são igualmente boas para todos os números de cilindros;
- Em termos de tempo e lugar, a admissão para turbina é constante, que alivia a carga sobre palheta e mancais. Também a excitação de vibração da pá da turbina é praticamente nula.Isso faz condições mais favoráveis do aspecto do turbocarregador de gás de escape;
- O arranjo e o número de turbocarregadores podem ser selecionados livremente, não havendo restrições sobre a combinação de cilindros, comprimento da linha, etc.

Por razões discutidas nas seções anteriores, os méritos termodinâmicos de turbocarregamento à pressão constante não se virão totalmente a manter até que a pressão média efetiva seja aproximadamente p_e =18 bar. Também, o método vem por altas eficiências do turbocarregador de gás de escape pela faixa total de desempenho que são obtidas somente por unidades modernas de turbocarregador. As compreensivas investigações mostraram que,dadas essas condições, é obtida um desempenho que satisfaz todos os requisitos para os mo

tores de quatro tempos de rotação média para aplicação em propulsão marinha e estacionária. Isso é o por quê de está-se usando, agora, apenas o sistema à pressão constante para esses motores.

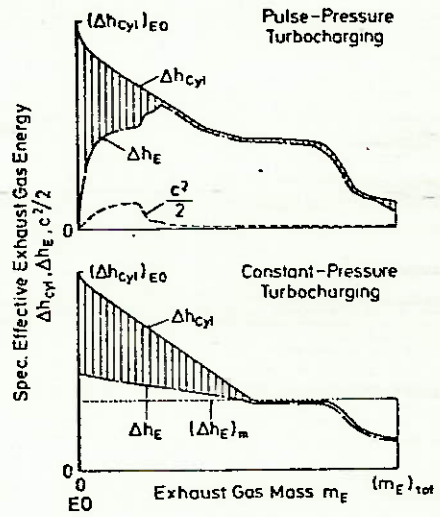


Fig. 4.3.1 - Processo de exaustão

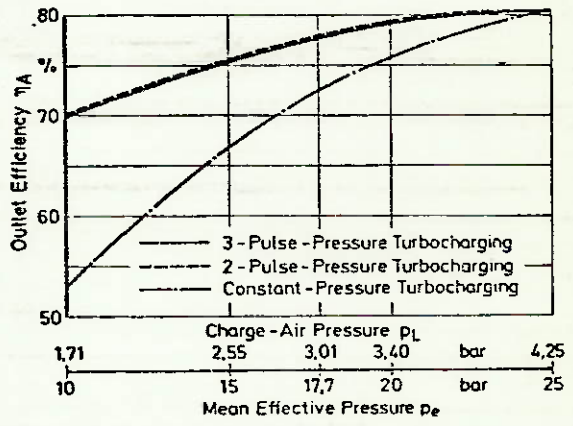


Fig. 4.3.2 - Eficiência de exastão

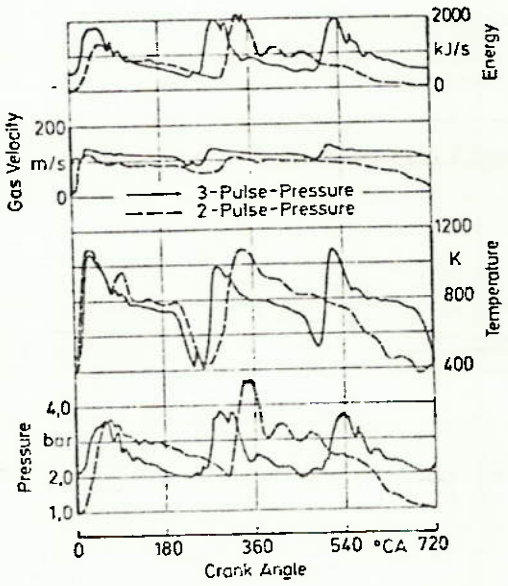


Fig. 4.3.3 - Suprimento de energia na turbina

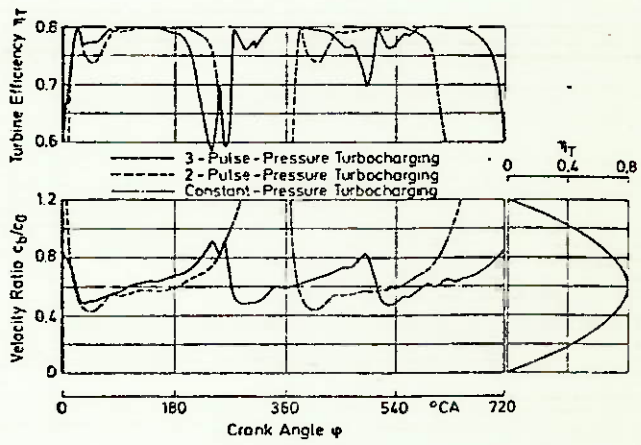


Fig. 4.3.4 - Eficiência da turbina

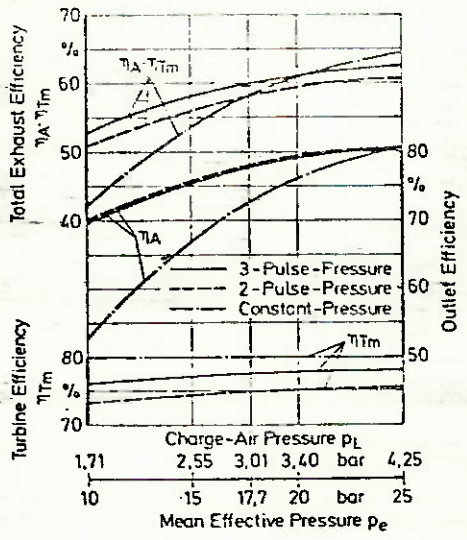


Fig. 4.3.5 - Utilização da energia do gás de escape

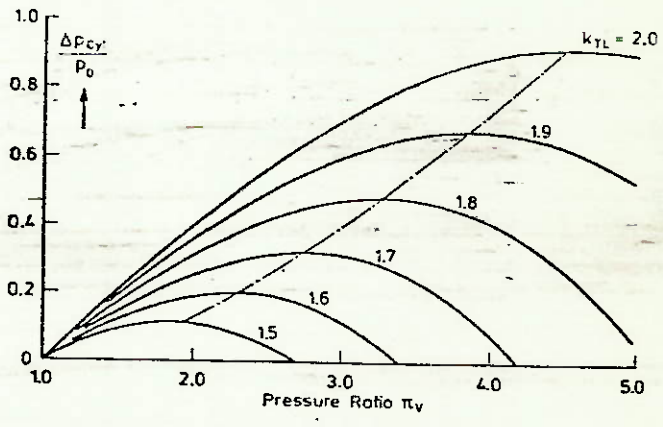


Fig. 6 Pressure drop across cylinder

Fig. 4.3.6 - Queda de pressão através do cilindro

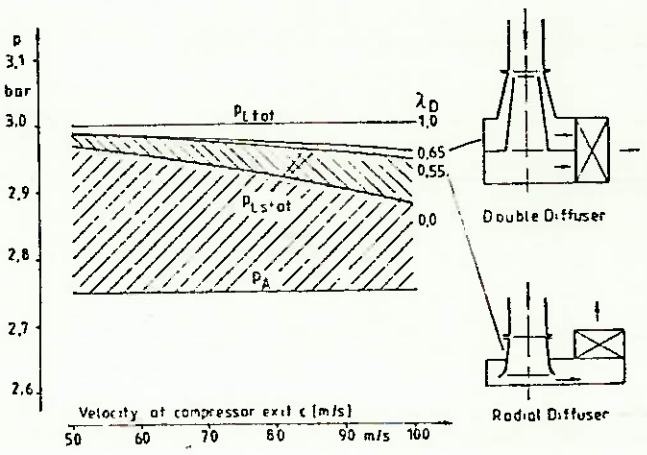


Fig. 4.3.7 - Recuperação de pressão com diferentes sistemas de difusor

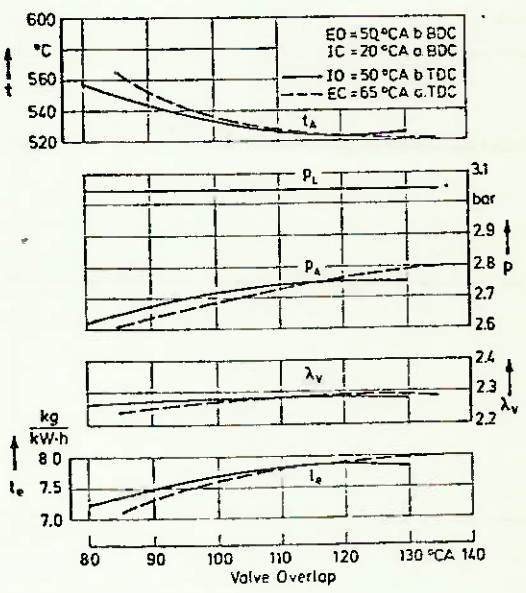


Fig. 4.3.8 - Influência de cruzamento de válvulas

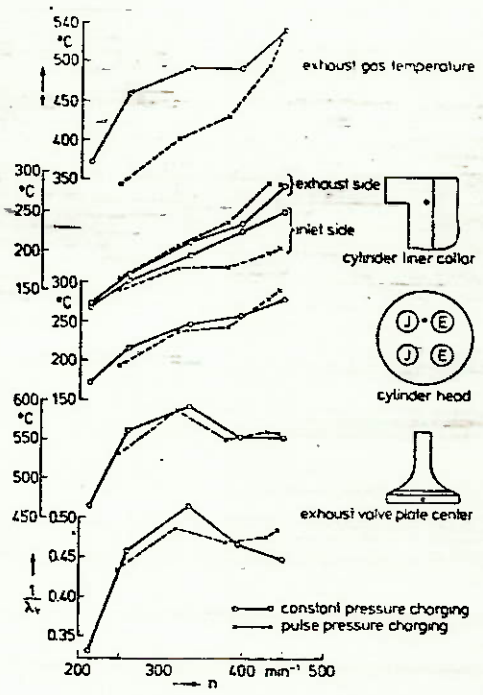


Fig.4.3.9 - Temperaturas durante a a operação ao longo da curva de propulsor

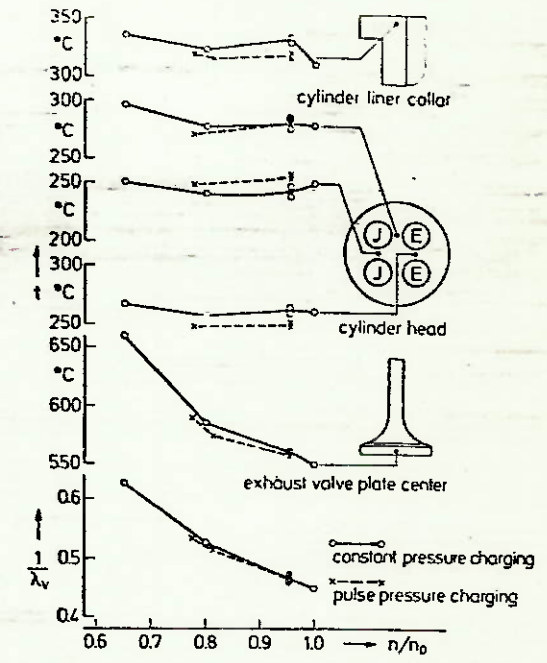


Fig. 4.3.10 - Temperaturas durante a operação com mep=18bar constante

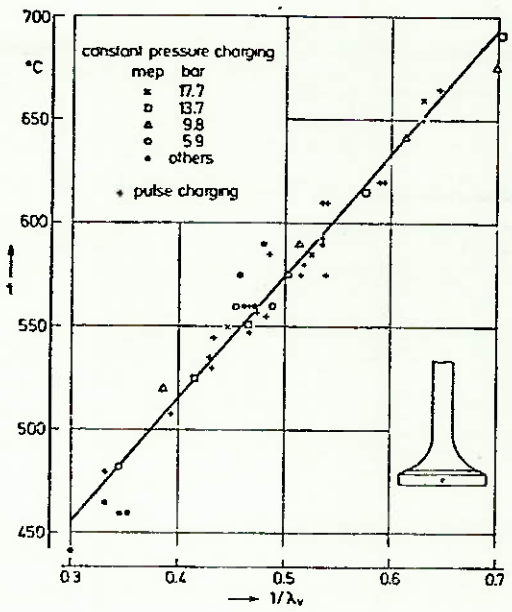


Fig. 4.3.11 - Temperaturas no centro do prato da válvula de escape

4.4- O EFEITO DA ROTAÇÃO ESPECIFICA DA TURBINA E DO COMPRESSOR NA EFICIÊNCIA DO TURBO COMPRESSOR E DESEMPENHO DO MOTOR.

4.4.1- Estudos Desenvolvidos

A dimensão dos atuais turbocompressores para aplicação em veiculos de motores diesel são determinados pela combinação das exigências de instalação, estruturas de custo, e, experiências anteriores. Os turbocompressores deste tipo são caracterizados pela alta rotação especifica, resultado das exigências do motor para - aviões com alta rotação do turbo compressor de pequeno diâmetro. Enquanto estas máquinas oferecem uma vantagem do ponto de vista de custo, de desempenho transiente(periódico) e instalação, eles - tem a desvantagem de uma eficiência menor que o ponto ótimo da eficiência como um resultado da alta rotação específica.

As rotações específicas tem sido, a muito tempo, utilizadas como um parâmetro que relaciona tamanho e tipo de máquinas - de fluidos para a eficiência. Um exemplo inicial está nas relações de "Samaras e Tayler", publicado em 1948. A correlação de Samaras e Tayler diz respeito a compressores, e, indica a máxima eficiência de aproximadamente 80% a rotação específica de 0,62 para compressores centrifugos(ver figura 1)."Balje" apresentou, em 1962, relações semelhantes que sugerem que a rotação especifica para eficiência máxima ocorre cerca de 0,93; para esta rotação especifica a máxima eficiência dos compressores centrifugos está em torno de 87%. "Dean", em 1974, salientou para que enquanto tais curvas correlacionadas de eficiência máxima x rotação especifica identificam-se teoricamente, há sempre projetos tais como projeto aerodinâmico e desenvolvimentos que resultam em desempenhos que excedam as curvas usuais. Com respeito ao desempenho da turbina, "Balje", em 1962 - apresentou a relação entre a eficiência da turbina e a rotação especifica da turbina que indicava a máxima eficiência da turbina a rotação especifica da turbina em aproximadamente 0,5(ver figura2) "Japikse" em 1976 apresentou desde "Balje", o desenvolvimento do projeto que mostrou a máxima eficiência da turbina em cerca de 90% a aproximadamente mesma estação especifica(note na fig. 2). "Rohlik" apresentou em 1967, o trabalho analitico do projeto de - turbina feito na NASA. Como se ve na figura 2, ele também fez o - gráfico do desempenho da turbina como função da rotação específica. O seu trabalho não confirma somente a tendência básica do trabalho de Balje e Japikse executados através de referências experimentais

mas também contem o entendimento da distribuição de perda na turbina de fluxo radial.

- Os testes de compressores e turbinas para turboalimentação, disponivel a SCHWITZER, foram executados e as melhores curvas de eficiência estão nas figuras 1 e 2 para comparação. A curva I da figura 2, indica que o desempenho das turbinas foram feitas inteiramente a altas rotações especificas. A curva A na figura 1, mostra igualmente o resultado para compressores em altas rotações especificas. Entretanto, pode-se notar no estudo da figura 2 que há campo para o desenvolvimento do desempenho da turbina com a rotação especifica da turbina a valores reduzidos. Com relação ao compressor, figura 1, indica que o melhor dos projetos atuais estão nas máximas eficiências esperadas. A rotação especifica dos compressores poderiam ser reduzidos sem o sacrificio na eficiência.

4.4.2- Procedimento para otimização dos projetos de Turbocompressores

A formulação matemática das equações são detalhadas no apêndice 1. A rotação especifica, eficiência, parâmetros básicos de projeto e as caracteristicas fundamentais de operação no motor são termodinamicamente relacionados para obter um método que permita projetar o turbocompressor otimizado, utilizando a teconologia do projeto até então desenvolvido. A equação mais importante é

$$N_{ST} = \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_4}} \times \left(\frac{\dot{M}T}{\dot{M}_c}\right)^{5/4} \times \left(\eta_c \cdot \eta_{TM}\right)^{3/4} \times (N_{Sc}) \qquad (6)$$

onde $\frac{\rho_1}{\rho_4}$ está relacionado com a quantidade de calor liberada do motor e pressão diferencial do motor;

$\frac{\dot{M}T}{\dot{M}c}$ depende da relação AR/Combustivel

η_c e η_{TM} são as eficiências realizáveis no turbocompressor

Obs: As curvas da figura 3, relacionam a equação acima.

N_{ST} - rotação especifica $\left[\ (\ RPM)\ \right] \cdot \left[(CFS)\right]^{1/2} \cdot \left[(ft)\right]^{3/4}$

ρ_1 densidade na entrada do compressor (kg/m^3)

ρ_4 densidade na descarga da turbina (kg/m^3)

$\dot{M}_T$ vazão em massa da turbina (kg/S)

$\dot{M}_C$ vazão em massa do compressor (kg/S)

η_C rendimento do compressor

η_{TM} rendimento mecânico da turbina.

N_{Sc} rotação especifica do compressor $\left[(RPM)\right] \cdot \left[(CFS)\right]^{1/2} \left[(ft)\right]^{3/4}$

O procedimento do projeto por este método começa com a equação (6). Logo que o nível de máxima pressão desejável no motor e o fluxo de ar exigido no motor são especificados, o ponto de projeto do compressor pode ser selecionado em função da relação de pressão, Vazão ou fluxo de ar, rotação e eficiência. Daqui, a rotação especifica do compressor, Nsc, pode ser verificado da equação (1) (ver apêndice 1); se tivermos algum dados inicial de

ρ_1/ρ_4 e a relação de Ar/Combustivel na condição de projeto, todos os termos podem ser definidos, exceto a rotação especifica da turbina, Nst, e a eficiência mecânica da turbina, η_{TM}. Logo, a equação (6) pode ser reescrita como:

$$N_{ST} = \text{constante} \times \eta_{TM}^{3/4} \qquad (6a)$$

A equação (6a) pode ser resolvida se a intersecção pode ser encontrada entre a equação (6a) e a escolhida "curva de projeto" tais como as curvas I, II, III ou IV na figura 2.

A turbina pode ser selecionada pela solução de NST de acordo com a experiência de projeto do turbocompressor ou a curva sugerida por Linhardt" como mostra a figura 2.

O diâmetro da turbina pode ser encontrado da equação (13). Finalmente, o diâmetro do compressor pode ser determinado pela equação (14), enquanto pode-se selecionar um razoável compressor

com fator de escorregamento como definido pelas equações (8) e (9) A equação (14) também é apresentada graficamente como mostra a figura 4.

Existe uma outra aproximação que permita calcular preliminarmente as medidas do compressor e da turbina. Este é o método sugerido pelo "Balje" usando sistematicamente a rotação especifica relacionada e o diagrama de diâmetro específico. Logo que NSC e NST são calculados da Equação (1) e (6a), Dsc e Dst, respectivamente diâmetros específicos do compressor e da turbina podem ser lidos do diagrama de Balje para eficiência desejada e, portanto, o diâmetro da turbina e do compressor são calculados. Este método está além do escopo deste texto. Entretanto, as equações básicas a descrever a relação das rotações especificas e os diâmetros específicos são providos no apendice para permitir ao leitor usá-las se desejar.

Dois exemplos de cálculo são executados, usando a técnica acima mencionada, e mostrados na figura 5.

1- A total eficiência do turbocompressor de 62% pode ser estabelecido baseado na eficiência da turbina da curva I, na figura 2, e a eficiência do compressor da curva A, na figura 1. Estas curvas representam a tecnologia das turbocompressores atuais.

2- A total eficiência do turbocompressor de 68% pode ser estabelecido baseado na curva II, figura 2, para a eficiência da turbina, e, na curva B, figura 1, para a eficiência do compressor.

Estas curvas são consideradas para representar a projeção conservativa da eficiência do possivel turbocompressor.

3- Assim como a total eficiência do turbocompressor aumenta, o seguinte fenômeno pode também ser observado:

i) a rotação especifica do compressor e da turbina, ambas estão - consistentemente decrescendo;

ii) O diâmetro da turbina está consistentemente aumentando,

iii) O diâmetro do compressor não está aumentando tão rapidamente quanto o diâmetro da turbina.

4.4.3- Discussão

Assim como foi estabelecido por Lang, a contribuição da alta diferença de pressão positiva através do motor para o desempenho do motor pode ser resumida como segue:

1- Lavagem do motor(para limpar os cilindros retirando os resi - duos, gases de escape queimados) durante o período de sobreposição da valvula, provendo alta carga de ar fresco para o próximo - ciclo de combustão.
2- O escoamento para lavagem do motor pela tubulação de admissão - do ar refrigerado fará a quantidade certa de resfriamento, atingindo a cabeça do pistão, o calor dos cilindros e das válvulas.
3- Quanto maior a diferença de pressão positiva, menor a pressão de escape do motor para que menor trabalho seja exigido durante o curso de exaustão para bombear o gás de escape contra a pressão da tubulação de escape.
4- Aumentará a eficiência volumétrica do motor para que seja possível escoar mais ar.

Lang também apresentou a influência da eficiência to - tal do turbocompressor na pressão diferencial disponivel na figura 6. A conclusão pode ser tirado do fato de que o aproveitamento total da eficiência do turbocompressor será convertido para o aproveitamento da eficiência térmica ou consumo específico do combustivel.

Pela experiência de Lang, dois pontos de melhoria da - eficiência total do turbocompressor é equivalente a aproximadamente um ponto na eficiência térmica do motor. Um dos exemplos atra - vés da figura 5 mostra que 68% da eficiência total do turbocompressor pode ser executado com a projeção conservativa da eficiência - possível do turbocompressor baseado na referência disponivel como mostra a figura 1 e 2. É provável obter a eficiência total do turbocompressor estar a mais de 70%, se a eficiência da turbina pudesse alcançar o nível da curva III, figura 2, de Japikse num futuro previsivel.

As vantagens do uso do método apresentado neste texto para a otimização do projeto do turbocompressor pode ser resumida como se segue:
1- O uso dos dados referentes às tendências do compressor e da turbina garantem que o novo projeto do turbocompressor representa a - melhor combinação de tecnologia dos projetos correntes.
2- Este método proveria a melhor confiança para o trabalho graduado da turbina ou do compressor existente.
3- A relaçãode parâmetros similares entre a turbina e o compressor é definido pela equação(6) no apendice 1. Desta equação pode-se fa

cilmente realizar suas "limitações" e executar o compromisso con - veniente para otimizar o desempenho total do turbocompressor.

4- Rotações especificas, diâmetros especificos e parâmetros de pro jeto básico do turbocompressor estão simplesmente relacionados mutuamente pelas equações (10), (12), (13) e (14). no apendice 1.

De acordo com as análises apresentadas neste texto, a separação das rotações específicas do compressor e da turbina aumentará com o resultado de uma melhoria na eficiência do compressor e da turbina. Isto pode ser visto na figura 3, onde a relação de rotação especifica da turbina e do compressor foi colocado em função da eficiência total do turbocompressor. Por exemplo, conside - rando que a relação entre a densidade de entrada do compressor e a densidade de descarga da turbina seja igual a 3,0, a relação de rotação especifica será 1,03 se a total eficiência do turbocompressor for de 50%; entretanto, a relação de rotação especifica tornar-á 1,30 se a total eficiência do turbocompressor melhorar para 68%. Da experiência passada de projetos do turbocompressor, a rotação especifica do projeto do compressor provavelmente será escolhida como 0,93 (120 em unidades americanas) - da curva A, figura 1, para máxima eficiência do compressor, NSC = 0,93-. Logo, as rotações especificas da turbina serão, então, de 0,96 e 1,21 (ou seja, NST = = 0,93 x 1,03 = 0,96 e NST = 0,93 x 1,30 = 1,21), correspondendo a eficiência total desejável do turbocompressor respectivamente de 50% e 68%. Facilmente, pode ser visto da figura 2 que não é realizável a rotação especifica da turbina de 1,21. A queda rápida da total eficiência da turbina além da rotação especifica de 1,0, como explicado por Rohlik, é o resultado do rápido aumento da perda de descarga da energia cinética na descarga do rotor da turbina .

Deste exemplo, concluiu-se que o potencial de aproveitamento aquém da eficiência da turbina será prejudicado se a rotação especifica de projeto do compressor não for reduzido. O efetivo difusor de exaustão da turbina reduziria a perda da descarga e assim modificaria para melhor ajustar-se a eficiência total de - 68%. Entretanto, os difusores são raramente usados nas turbinas automotivas.

A teoria no projeto da turbomáquina radial fez significantes progressos na década passada devido ao melhor conhecimento dos mecanismos básicos de fluxo nos rotores e a disponibilidade de programação dos computadores para tirar análises de fluxo interno

dos rotores. É de responsabilidade dos projetistas de turbocompressores verificar a teoria da tecnologia de projeto da turbomáquina e estar completamente utilizado para poder melhorar o desempenho total do turbocompressor.

4.4.4- Conclusão

Os resultados calculados apenas apresentados mostraram o efeito do decréscimo das rotações especificas dos componentes do turbocompressor no total eficiência do turbocompressor. Foi concluido que uma eficiência total do turbocompressor acima de 70% é obtido para baixas rotações especificas dos compressores e das turbinas. Isto representa um desenvolvimento de pelo menos 10 pontos acima da eficiência total do turbocompressor de melhor tendência das máquinas e 15 pontos acima dos projetos modernos mais tipicos. Desde que 2 pontos no desenvolvimento na eficiência total do turbocompressor corresponda a aproximadamente um ponto na eficiência do motor, uma melhoria na eficiência do motor ou consumo específico de combustivel de 5 para 7 pontos parece possivel.

Tais melhorias no desempenho custam muito.

O preço de larga rotação especifica baixa dos turbocompressores para esta aplicação não é conhecido desde que os turbocompressores de veiculos deste tamanho não tem sido construidos. Os maiores turbocompressores apresentarão problemas de instalação em muitas aplicações veiculares. A inércia rotativa dos grandes turbocompressores serão maiores que os projetos correntes. Isto terá um efeito no desempenho periódico dos turbocompressores.

Entretanto, o decréscimo do desempenho transitório deve ser reduzido pela melhoria da eficiência dos elementos componentes.

Conclui-se que a concepção de extensos turbo compressores com baixa rotação especifica deveria ser estudado além para melhor definir o balanço entre a eficiência aproveitada e o baixo consumo especifico do combustivel do motor versus altos custos, problemas de instalação e possíveis problemas de desempenho transitório.

4.4.5- Apêndice 1

Nomenclatura

Co- velocidade de fluxo isoentrópico da turbina, m/s

d - diâmetro da roda, m

DS-diâmetro especifico, sem unidades ou em unidades americanas

$$(ft) \cdot \left[J/kg \right]^{1/4} \quad (CFS)^{-1/2}$$

h - entalpia, /kg

$\dot{M}$ = vazão em massa, kg/s

NS- rotação especifica, sem unidades ou em unidade americanas

$$(RPM)\,(CFS)^{1/2}\,(ft)^{-3/4}$$

P = pressão, kPa

Pr=-razão de pressão do compressor

Q = vazão volumétrica, m^3/S

T = Temperatura, ºK ou ºC

μ = velocidade da roda, m/s

Simbolos Gregos

η = eficiência

η_{PA}= eficiência total do turbocompressor = $\eta_c \cdot \eta_{TM}$

μ = fator de escorregamento do compressor

ρ = densidade, kg/m^3

ω = velocidade angular, rad/s.

Subscritos

0 = condição de estagnação

1 = estado de entrada do compressor

2 = estado de descarga do compressor

3 = estado de entrada da turbina

4- estado de descarga da turbina

C = compressor

i = processo isoentropico

M = mecânico

T = turbina

TM = Turbina mecânica do turbocompressor. (mecanismo)

Formulario

Rotação especifica e diâmetro especifico do compressor:

$$N_{SC} = \frac{\omega . \sqrt{Q1}}{(\Delta hci)^{3/4}} \quad \text{sem unidades (1)}$$

$$DS_c = \frac{dc(\Delta hci)^{1/4}}{\sqrt{Q_1}} \quad \text{sem unidades - (2)}$$

onde $Q_1 = \dot{M}c/\rho 1$

Δhci = Entalpia total do processo de compressão isoentrópica

$\Delta hci = ho_{2i} - hol$

Rotação especifica e diâmetro especifica da turbina:

$$N_{ST} = \frac{\omega . \sqrt{Q4}}{(\Delta hTi)^{3/4}} \text{ , sem unidades (3)}$$

$$D_{ST} = \frac{dT(\Delta hTi)^{1/4}}{\sqrt{Q4}} \text{ ; sem unidades- (4)}$$

onde $Q4 = \dot{M}T / \rho 4$

ΔhTi = entalpia total do processo de expansão isoentrópica

$\Delta hTi = ho_3 - h_{4i}$

o balanço de potencia e a eficiencia mecânica da turbina

$$\dot{M}_c . (ho_2 - ho_1) = \eta_M . \dot{M}T (ho_3 - ho_4)$$

a definição da eficiência adiabatica total do compressor é:

$$\eta_c = \frac{\Delta h\, Ci}{ho_2 - ho_1}$$

a eficiência mecânica da turbina queinclue perdas nos mancais é definida como

$$\eta_{TM} = \eta_M . \left(\frac{ho3 - ho4}{\Delta hTi}\right)$$

Assim, o balanço energetico pode ser escrito como:

$$\dot{M}_c = \frac{(\Delta hCi)}{\eta_c} = \eta_{TM} . \dot{M}T \,(\Delta hTi) \quad \text{ou} \quad \Delta hTi = \frac{\dot{M}C}{\dot{M}T} \cdot \frac{\Delta hci}{\eta c . \eta_{TM}} \qquad (5)$$

Relações entre rotações especificas da turbina e do compressor=; a seguinte expressão pode ser obtida das equações (1) e (3), devido a rotação comum:

$$\frac{NS_c (\Delta hci)^{3/4}}{\sqrt{Q_i}} = \frac{NS_T (\Delta hTi)^{3/4}}{\sqrt{Q4}}$$

Substituindo a equação 5 para a equação acima:

$$NS_T = \sqrt{\frac{\rho 1}{\rho 4}} x \left(\frac{\dot{M}T}{\dot{M}C}\right)^{5/4} . (\eta c . \eta_{TM})^{3/4} . (NS_c) - \qquad (6)$$

Relação entre o diâmetro especifico da turbina e do compressor:
Multiplicando (1) e (2), resulta:

$$(NS_c)\ (DS_c) = \frac{2 u_c}{\sqrt{\Delta hCi}} \qquad (7)$$

ΔhCi pode também ser expresso pela equação de Euler:

$$\Delta hCi = \eta c\ (u_c . C\theta)$$

onde
$C\theta$ = velocidade do ar tangencial absoluta a extremidade do rotor do compressor, m/s

Adaptando, o fator de escorregamento de Eckert, μ, a equação acima pode ser escrito, como

$$\Delta hCi = \eta c \cdot (\mu) \cdot uc^2 \qquad (8)$$

$$\text{onde} \quad \frac{C\theta}{uc} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{2(z) \cdot (1 - \frac{r1}{r2})}} \qquad (9)$$

r1 - "root meam- square radius at inducer"

r2- raio do rotor

z = número de lâminas do rotor

β_2 = ângulo de descarga da lâmina (para lâmina radial $\beta_2 = 90º$)

Assim, a equação (7) pode ser re-escrita como:

$$(NS_c)\ (DS_c) = \frac{2}{\sqrt{\eta c \cdot \mu}} \qquad (10)$$

Relação entre a estação específica e o diâmetro específico da turbina: multiplicando as equações (3) e (4) resulta:

$$(NS_T)\quad (DS_T) = \frac{2\ u_T}{\sqrt{\Delta hTi}} \qquad (11)$$

desde que $Co = \sqrt{2\ (\Delta hTi)}$; assim $(NS_T) DS_T) = 2\sqrt{2} \cdot (\frac{uT}{Co}) \quad (12)$

determinação do diâmetro da turbina:

equações (11) e (12) podem ser resolvidos como

$$\frac{2\ u_T}{\sqrt{\Delta hTi}} = 2\sqrt{2} \cdot (\frac{u\,T}{Co})$$

Substituindo equação (5) para a equação acima e reorganizando:

$$dT = 2\sqrt{2} \cdot (\frac{uT}{Co}) \cdot (\frac{1}{\omega}) \cdot \sqrt{(\frac{\dot{M}C}{\dot{M}T}) - \frac{\Delta hCi}{\eta c \cdot \eta TM}} \qquad (13)$$

Determinação do diâmetro do compressor:

Substituindo a equação (8) para a equação (13) e rearranjando

$$dC = \frac{dT}{ut/Co} \cdot \sqrt{(\frac{\dot{M}T}{\dot{M}C}) - \frac{\eta TM}{2\mu}} \qquad (14)$$

FIG. 1. Eficiência dos compressores centrífugos em função da rotação específica

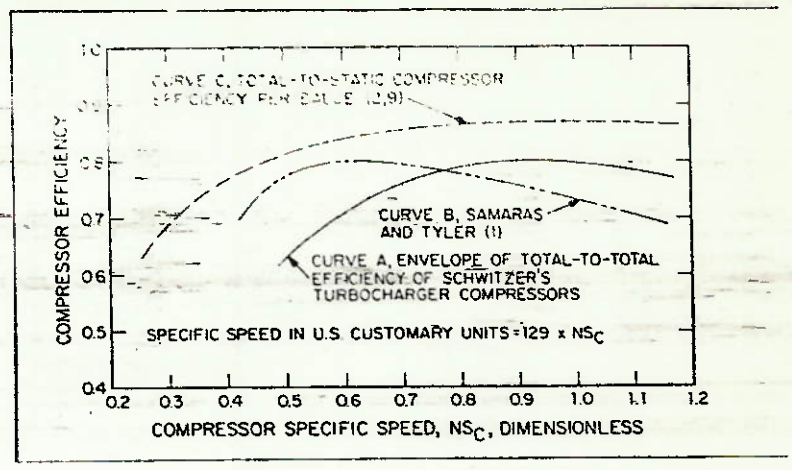


FIG. 2. Eficiência e U_t/C_o das turbinas radiais em função da rotação específica

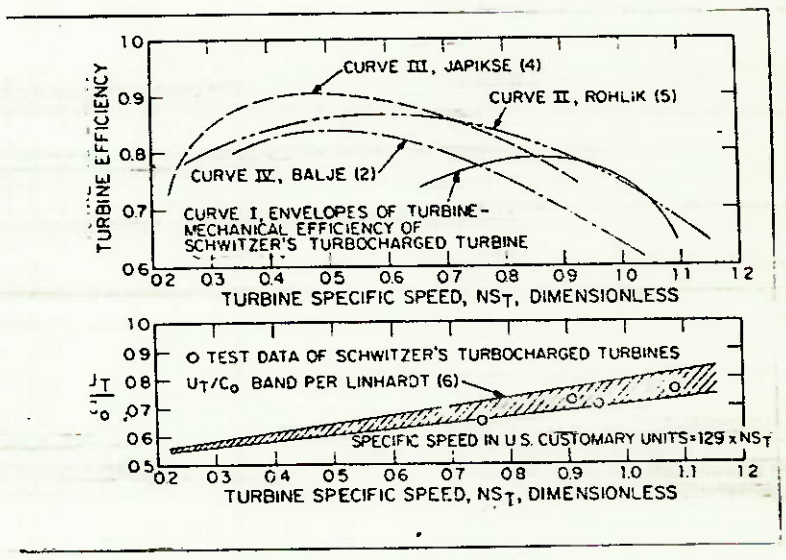
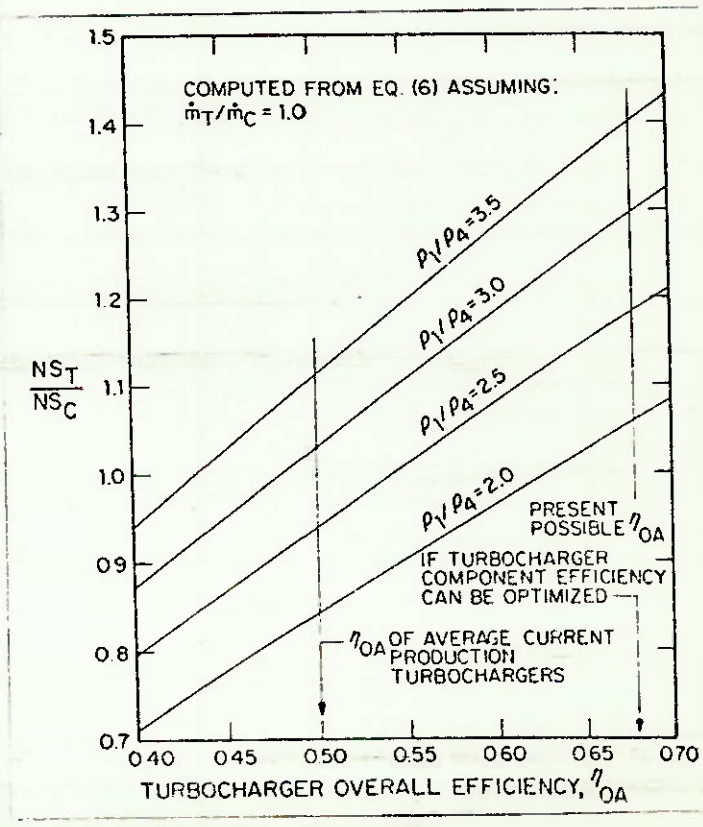


FIG. 3. Relação de rotação específica em função da eficiência total do turbocompressor



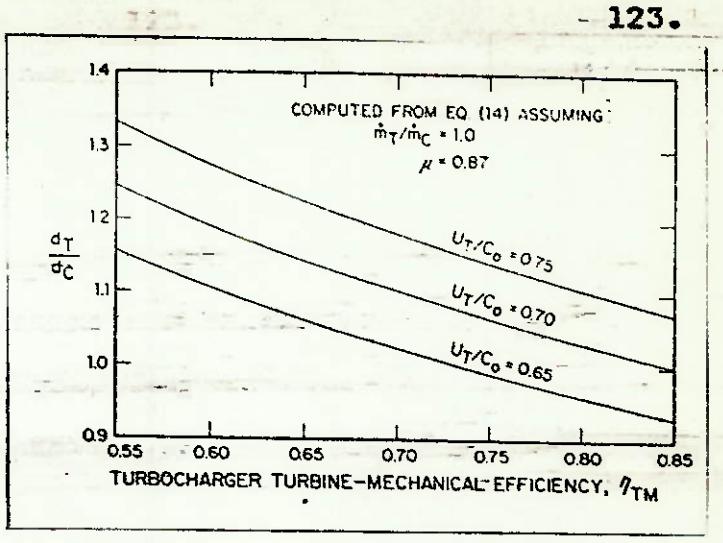


FIG. 4. Relação dos diâmetros da turbina e do compressor em função da eficiência mecânica da turbina

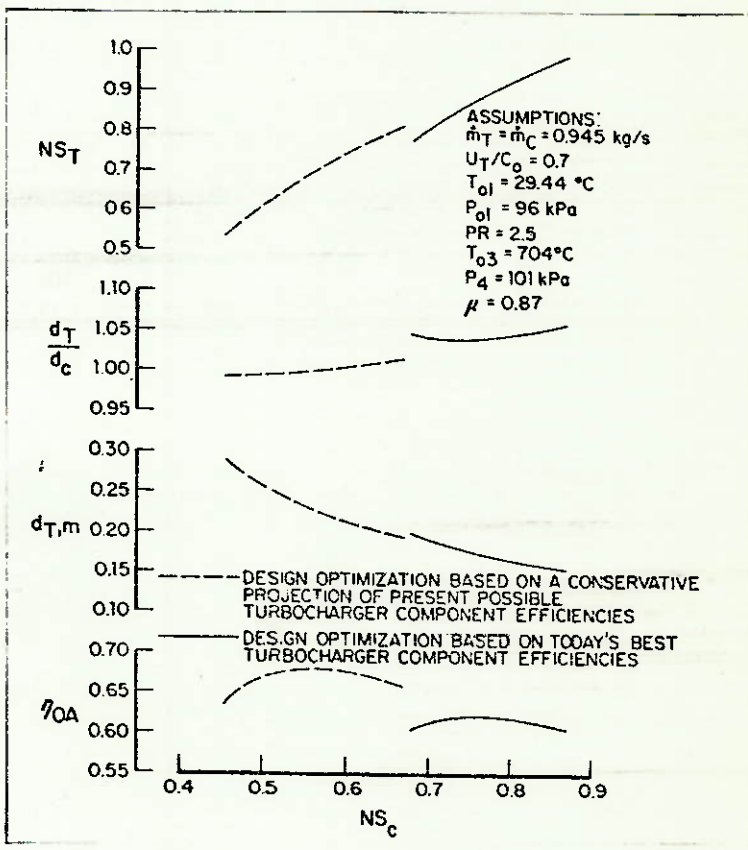


FIG. 5. Cálculos de projeto de otimização do turbocompressor

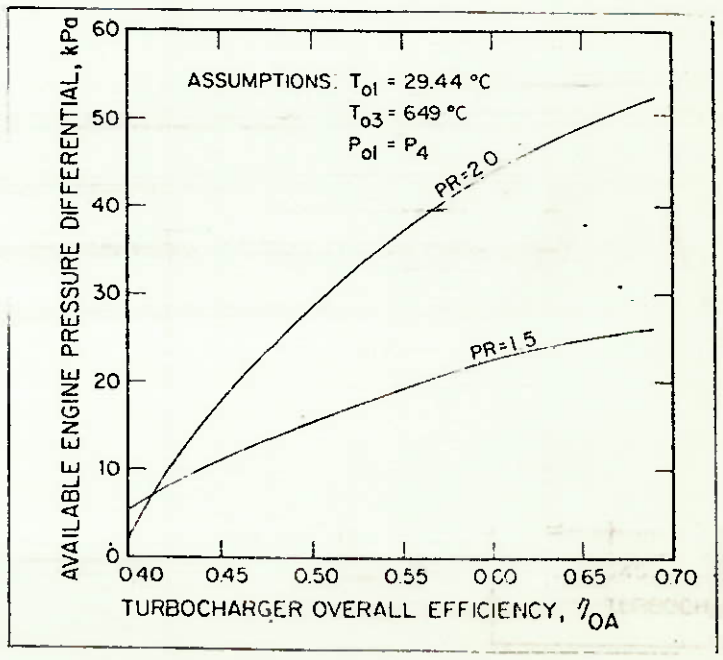


FIG. 6. Pressão diferencial disponivel do motor em função da eficiência total do turbocompressor

4.5- PROPOSTA PARA AUMENTAR A PRESSÃO

RESUMO: As razões e as vantagens de supercarregamento são descritas e os principios de operação dos dois principais tipos de exaustão para supercarregamento estão explicados. Exemplos de aplicação dos turbocompressores e BBC Comprex, turbocompressor de ondas de pressão, são dados para diferinciar os tipos de motor diesel ilustrando os principios de seleção e adaptação do sistema de exaustão.

4.5.1- Introdução

Para todas as operações, a uma dada relação de ar/ combustivel para todos motores de combustão interna, a potência indicada é diretamente proporcional ao consumo de ar. De um modo geral, aumentando a potência indicada do motor aumenta a potencia efetiva e dai a melhoria da eficiência mecânica. Consequentemente é aparente que aumentando a máxima pressão(boosting) ou supercarregando, na qual a densidade de ar de entrada é aumentada, dá um prospecto de elevar(acrescentar) tanto a potencia efetiva como o consumo especifico do combustivel de um dado motor. O problema da engenharia torna-se então em prover a máxima pressão deuma maneira adequada para o tipo de motor e aplicações sem que se exponham riscos de outros problemas.

A máxima pressão de um motor a gasolina por centelha rapidamente tráz dificuldades devido a detonação ou "batidas de pino", aumentada a máxima pressão do cilindro, e, a complexidade de sistemas de supercarregamento é tanta para a aplicação a gasolina normal que esta classe de motores é usualmente superalimentada apenas para aplicações especiais. O motor a diesel, entretanto,não está limitado por "batidas de pino" mas é limitado pela poluição e pode beneficiar um grande número de modos de supercarregamento acidentais que as aplicações de superalimentação são limitadas principalmente a motores diesel. O mecanismo da máxima pressão é raramente utilizado desde que o motor possa suportar os eventuais prejuizos pela turboalimentação, como istalação ou mesmo em operação, mas que quando supercarregados com a utilização de uma pequena fração de energia disponivel nos gases de escape possam realizar ao menos o principal propósito de aumentar a potencia efetiva e melhorar o consumo especifico do combustivel, além do adicional número

de características do supercarregamento que traz vantagens ao motor. A energia provida para aumentar a pressão pode ser tomada razoavel e eficientemente dos gases de escape que as seguintes vantagens potenciais estão disponiveis ao motor diesel:

a)-Potencia específica desenvolvida

Como estabelecido acima, o incremento da densidade do ar de entrada permite aumentar a potencia indicada e, o processo de máxima pressão provida é razoavelmente eficiente no uso da energia de exaustão(escape); as perdas por fricção aumentam desprezivelmente e com isso a potencia efetiva também é possivel. Então,um motor a um dado volume de operação à dada rotação produzirá potencia específica efetiva.

b- Consumo de combustivel específico desenvolvido (melhorado)

Isto é obtido como um resultado direto do aumento da potencia efetiva sem contar muito com o prejuizo de uma perda por fricção excessiva. Se o motor está funcionando a mesma ou mais alta relação de ar/combustivel, o consumo específico de combustivel permanecerá inalterado ou a eficiência mecânica desenvolvida causada pela potencia indidada elevada automaticamente traz com o consumo, o consumo específico e efetivo de combustivel.

Na prática, os ganhos no consumo específico de combustivel são frequentemente menores que estes que se podem esperar devido a necessidade de prover uma gama de rotações utilizáveis e ao formato da curva de torque para aplicação particular, conduzindo a processos de pressão máxima relativamente ineficientes mas que o motor diesel com máxima pressão mostra uma vantagem econômica acima dos naturalmente aspirados.

c- Redução da Poluição

Os processos de incremento de pressão podem ser arranjados a prover o excesso de ar a plena carga e rotação, e, com istoé frequentemente possivel ajustar o motor para funcionar a alta relação ar/combustivel e obter menor emissão de poluição que o motor naturalmente aspirado.

d--Aumento no Torque

Para obter o máximo potencial de um motor naturalmente aspirado, ensaios são usualmente feitos para combinar a curva de combustivel ao consumo de ar do motor para que esteja sempre funcionando limitado a sua poluição. Assim o resultado da curva de -

torque de um motor naturalmente aspirado é diretamente relacionada a curva de eficiência volumétrica e a curva de combustivel. No caso de motor com incremento na pressão, se torque suficiente pode ser disponivel a baixa rotação, a combustão pode ser reduzida a altas rotações para que o torque desenvolvido seja obtida enquanto o motor ainda dê a taxa de potencia adequada.

e- Redução no barulho

O incremento na pressão geralmente dá periodo de atraso reduzido e padrão de combustão inicial com fumaça para que o barulho desenvolvendo vibrações dentro do motor seja reduzido. A consequência imediata disto é que os motores a máxima pressão podem ser desenvolvidos a produzir significativamete menos nível de barulho que os motores naturalmente aspirados, justamente devido ao ar encontrar-se mais denso a câmara de combustão.

f- Redução deEmissões

A habilidade para funcionar a relação baixa de ar/combustivel a condições quaisquer, significa que o motor com incremento na pressão pode ser ajustado a dar menor emissão de hidrocarbonetos e o periodo de atrazo reduzido permite injeção retardada para que a emissão de NOX reduzido possa também ser obtida.

O grau e a maneira de aumentar a máxima pressão deve ser selecionada para cada aplicação e será a intenção deste texto examinar a ação reciproca entre a aplicação do motor e o significado e o grau de supercarregamento que pode ser realizado. Diferentes tipos demotores diesel serão examinados, mas este texto concentrará nosmotores de potencia efetiva menor que 250 Kw para os quais as análises devem ser feitas sobre tais fatores como potencia, curva do torque, consumo de combustivel, poluição, etc..

4.5.2- Nomenclatura

A/F relação ar/combustivel
b.d.r- Taxa de densidade do incremento de pressão
b.m.e.p. Pressão média efetiva (bar)
b.p. pressão de incremento de pressão(bar)
b.s.f.c consumo especifico efetivo de combustivel(g/kw.h)
c - taxa de compressao

f.m.e.p- pressão efetiva de fricção(bar)
i.m.e.p- pressão efetiva indicada(bar)
i.s.f.c. consumo especifico indicado de combustivel(g/kw.h)
K-Constante dependente na unidade e densidade absoluta do ar
$\dot{m}$- vazão em massa(k/s).
$\dot{m}$ a - vazão em massa do ar(kg/s)
N- rotação da turbina ou compressor(RPS)
n- rotação do motor (RPS)
P- pressão ab soluta (bar)
T- temperatura absoluta (k)
V- velocidade média do pistão (m/s)

η vol- eficiencia volumétrica (%)
Na- refere-se a condição naturalmente aspirado
tc- refere-se a condição turbocarregada.

4.5.3- Energia Disponivel

Todo supercarregamento tende a sofrer do fato de que a máxima pressão insuficiente é disponivel a rotação baixa do motor e isto é frequentemente aceito sem um exame de verdadeira magnitude do problema e razões para sua ocorrência.

Se for assumido que a relação de densidade para máxima pressão é 2:1 a todas cargas, é desejavel que o problema possa ser examinado quantitativamente. O motor diesel na "atmosfera" realizaria 50-70% de aumento na potencia efetiva especifica a alguma rotação, enquanto funcionando a leve carga seria altamente melhorado, devido a condição de compressão acrescentada. Os cálculos podem ser feitos para avaliar a energia de escape disponível e o trabalho de compressão exigido para se obter esta "atmosfera artificial" usando o ciclo e simulação de troca de gases tais como estes de Benson. (ref.1). As figuras 4.5.1 e 4.5.2. mostram os resultados de tais cálculos para altas rotações de motores diesel de caminhões de aproximadamente 3,5l de capacidade funcionando a 60 - RPS-3.600 RPM:

A energia de escape é calculada admitindo que o bocal fixo está localizado na tubulação de escape e o trabalho de expansão disponivel dos gases de escape é calculado assumindo 100% na eficiencia da expansão. O trabalho da compressão é calculado admitindo que a eficiência da compressão de 100% é utilizado para pro-

ver o ar de entrada a 2(duas) vezes a densidade ambiente para a tubulação de admissão. A figura 4.5.1. compara a energia disponivel no escape a plena carga e o trabalho de compressão exigido para - manter os 2:1 da relação de densidade a máxima pressão. Dois fatos tornam-se aparentes imediatamente:

a- Mesmo que o expansor e o compressor sejam ambos 100% eficientes, há energia disponivel para executar a máxima pressão exigida até - que a rotação do motor seja maior que 60% da rotação normal.

b- para total rotação, a energia de escape disponivel é aproximadamente 70% maior que aquela teoricamente exigida.

A figura 4.5.2 mostra as mesmas curvas quando o motor está funcionando a relação de ar/combustivel sem carga, e, é óbvio desta curva que o trabalho do compressor exigido é sempre maior que a energia de escape disponivel.

Apesar da atmosfera constante utilizada para estes cálculos não darem sempre uma característica de motor ideal, é sufi - cientemente restrito a que se exigiu, ao ponto de especial interes se, os propósitos principais e aos problemas de escape para o supercarregamento. Esses assuntos dizem que todo esforço é exigido para se obter boa eficiência a baixa rotação do motor a fim de se obter tanta pressão máxima quanto possivel, porque o projeto poderia não impor excessiva carga no motor ou pressão máxima excessiva em alta rotação.

4.5.4- Supercarregamentos de Exaustão Dirigida

Existem dois tipos de supercarregamentos de exaustão - dirigida e o exame dos principios e construção dos mesmos permitem a penetração para suas aplicações apropriadas e os problemas associados com a adaptação destes ao motor diesel real.

4.5.4.1- O turbocompressor

Os motores diesel virtualmente presentes a total máxima pressão utilizam o turbocompressor peles principios da obtenção de densidade do ar de entrada, e, a construçãoe o principio de operação podem ser visto na figura 4.5.3. Aturbina localizada no escoamento do gas de escape é conectada diretamente ao compressor com o qual pode então suprir o motor com o aumento da densidade de ar na entrada do motor- O compressor é invariavelmente do tipo centrifugo, mas a turbina pode ser também de fluxo radial interno ou do tipo de fluxo axial dependendo do tamanho e aplicação. Os motores

diesel menores utilizam a turbina de fluxo radial interno enquanto as maiores tais como as usadas para marinha e estacionárias tendem a utilizar turbinas de fluxo axial.

Em todos os casos é necessário selecionar as características de fluxo da turbina e do compressor de tal modo que o turbocompressor não se torne erroneamente combinado e o motor não se prejudique com a contra-pressão (pressão de escape) da turbina com a densidade de máxima pressão obtida em todas condições.

Na prática a turbina típica pode somente trabalhar efetivamente acima do intervalo de vazão em massa relativamente limitada e comparada com o do compressor.

As figuras 4.5.4 e 4.5.5 mostram as eficiências com as quais podem ser obtidas das turbinas e dos compressores típicos a vários valores de vazão em massa corrigidas e o intervalo de fluxo mais limitado da turbina comparada com o do compressor pode ser verificado. De um modo geral, os efeitos da pressão e da temperatura na tubulação de exaustão podem ser arranjados para a alteração, de tal modo que a combinação da turbina e do compressor não seja um problema mas se a má-combinação ocorrer, abaixa a eficiência do turbocompressor e deste modo também baixo desempenho no motor resultará. A inevitável consequência das eficiências da combinação da turbina e do compressor para o intervalo de fluxo, entretanto, é tal que as eficiências do turbocompressor acima do intervalo da rotação do motor são tipicamente da forma mostrada na figura 4.5.6. Referindo-se atrás as figuras 4.5.1 e 4.5.2 podem ser vistos que o problema da obtenção de máxima pressão a baixas rotações é muito sensível se as eficiências do turbocompressor real são utilizadas, enquanto a combinação de aumentar a eficiência do turbocompressor e aumentar a energia de escape disponível significa que as curvas de máxima pressão típicas são tais que a taxa da densidade a máxima pressão aumenta muito mais rapidamente que a rotação do motor.

Existem diversas consequências das características do turbocompressor:

a) Se a turbina é dimensionada para dar uma rotação baixa a máxima pressão, a máxima pressão será também alta a total rotação e o tor será muito exigido devido a contra-pressão causada pela turbina.

b- O aumento da característica de máxima pressão significa que o torque realizável depende da cuidadosa seleção da turbina e do cuidadoso controle da curva de combustivel.

c- O intervalo limite da vazão do turbocompressor significa que obter máxima pressão acima do intervalo amplo de rotação é muito dificil .

d- O intervalo da vazão do compressor é limitado e a demanda no-motor pode ser tal que pouco ar é solicitado a alta relaçãode pressão quando então o compressor afogará e ocorrerãoondas ou a vazão de ar do motor a alta rotação pode estar além da zona de boa eficiência do compressor tal que a operação ineficiente do turbocompressor resulte na fraca eficiência do compressor realizado.

e- O fato de que a rotaçãodo turbocompressor seja independente da rotação do virabrequim significa que abaixo das condições periódicas do atraso do turbocompressor pode ser problemático.

f- A consequência benéfica da independência do eixo do turbocompressor com o eixo de manivelas, entretanto, é que o grau médio de compensação da altitude é disponivel desde que a pressão de escape (contra-pressão) reduzida da turbina na altitude faz-se disponivel o trabalho da turbina para que mais potencia seja alimentado ao compressor para compensação de baixa densidade do ar.

g- Altas rotações do turbocompressor nas altitudes podem ser problematicas devido a este efeito porque ha geralmente suficiente reserva dispónivel com modernos turbocompressores para não ser de maior consideração.

4.5.4.2- Ondas de Pressão dos Supercarregamentos

Os supercarre amentos por ondas de pressão operam transferindo a energia na exaustão diretamente ao ar de entrada usando ondas de pressão. São diversos os tipos diferentes de trocadores de pressão e a figura 4.5.7. mostra o método de operação e construção geral da B-BC Comprex, máquina das ondas de pressão. O Comprex é do tipo de trocador de pressão mais adequado para os motores diesel pequeno. O rotor multi-celado é dirigido diretamente pelo virabrequim por uma correia Vee a 3 a 4 tempos de rotação do motor. Altas pressões do gás de escape fluem para uma das últimas celas contendo baixa pressão de ar de entrada e a onda de pressão resultante desce para esta cela comprimindo o ar de entrada antes desse ar. Tanto a cela movimenta o fluxo de ar de entrada para a tubu -

lação como ar comprimido a alta pressão, e, além disso a rotação das celas permite que as ondas de compressão reflitam da cavidade de expansão,e, então as ondas voltam abaixo da cela assim como a onda de expansão permitindo que o ar a baixa pressão entre atrás dela.

O método de operação indica que a compressão pode ser realizada quando a energia da onda de pressão pode ser obtida a - baixa rotação do motor. A correia acoplando o rotor e o virabrequim indica que a rotação do rotor não depende do fluxo de gás e jun - tos com a confiança na pulsação direta trocada dá ao Comprex excelente característica de resposta transiente. Desde que a máquina - conta com a expansão do gás de escape para a pressão ambiente, o - grau de compensação de altitude acessivel é similar aquele que pode ser obtido com o turbocompressor.

Excelente eficiência do compressor pode ser obtida a baixas rotações

e a figura 4.5.8 mostra o tipo de curva de máxima pressão e a eficiência do compressor que são obtidas do intervalo de rotação do motor. Infelizmente, o supercarregamento por ondas de pressão é relativamente extenso e denso quando comparado com a superalimentação. Uma propulsão mecânica extra é exigida, e, o filtro de entrada cuidadoso além do projeto e posição do silenciador é absolutamente necessário. Barulho de alta frequência pode ser um problema com o projeto do rotor porque a redução do barulho total possivel ao motor a máxima pressão possa não ser executável.Conforme o resultado disto e o custo presente, a Comprex-trocador de pressão- não é adotado tão facilmente como o turbocompressor, mas a sua resposta periódica e as caracteristicas de máxima pressão a baixa rotação fazem-no um mecanismo eminentemente adequado para - certas aplicações,

Combinando o supercarregamento por ondas de pressão com uma aplicação particular do motor, envolve a seleção do tamanho do rotor apropriado, cuidadoso projeto e montabem das tubulações de - admissão e exaustão, o ajuste de valvula by-pass incial, e, finalmente a relação de rotação rotor-virabrequim para obter caracteristicas ótimas.

4.5.5-Turboalimentação de motores de caminhão

Para aplicações de caminhões, os principais propósitos são aqueles da obtenção adequada do torque acima de uma extensão -

suficente ao intervalo de estações concomitantemente a potencia máxima desejada e consumo específico de combustivel. Carga térmicas e mecânicas, barulho, poluição e restrição das emissões, aplicam-se através do intervalo de operações do motor.

As características do turbocompressor, imediatamente, implica que algum compromisso é necessário na seleção de construção do turbocompressor ideal para a condição de máximo torque que sempre envolve o sacrificio da eficiência dos turbocompressores a altas rotações. Esse compromisso, geralmente, é facil de se executar porém a curva de aumento da máxima pressão usual também implica que os maiores cuidados devem ser tomados para se evitar excessiva máxima pressão e assim sobreçarga mecânica a alta rotação.

A prática normal é selecionar o compressor e a turbina para se obter a maxima pressão exigida a uma rotação de torque máxima desejada. Isto, mais adiante, significa que a melhor eficiência do turbocompressor deveria ser o propósito nesta região. Abaixo desta rotação, a máxima pressão cairá rapidamente devido a combinação da energia de escape disponivel reduzido e a queda da eficiência do turbocompressor. Além desta rotação, a máxima pressão subirá pelo menos linearmente devido a energia de escape disponivel aumentada. A maneira de se limitar a máxima pressão a alta rotação com a geometria fixa do turbocompressor é reduzir o combustivel, e, a curva de combustão é mais adiante exigida a oferecer o desejável torque e também controlar a máxima pressão a rotação normal. O compromisso normal atingido está entre o torque de 10 a 20% a rotação de 60 a 70% da rotação considerada do motor.

Será compreendido que o desempenho e a curva de torque finalmente encontrado é dependente sobre a interação entre o turbo compressor, e, portanto a curva de incremento de pressão, tubulação, curva de abastecimento e as características de combustivel do motor, exceto o método de aproximação imediato é muito utilizável para a obtenção da combinação preliminar e da estimativa de performance para motores a c minhão (e procedimento similar pode ser aplicado a outros tipos de motores).

O primeiro requisito é estimar o desempenho do motor naturalmente aspirado a todas rotações ou usar dados de desempenho conhecidos do naturalmente aspirados. Um método rápido de sintetização do desempenho do naturalmente aspirado é através de i.s.f.c.; i.m.e.p.; e, f.m.e.p. usando as seguintes relações:

i.s.f.c = f(A/F do sistema de combustão, combinação da combustão), (1)
isto é, o consumo específico indicado da combustão pode ser predito por alguma relação ar/combustivel uma vez que o sistema de combustão e o ponto necessário para obter partida para a injeção de combustivel será definido.

Então, pode ser mostrado que:

$$\text{i.m.e.p.(na)} = \frac{Kx\eta_{vol}}{A/F \times \text{i.s.f.c}} \quad (2)$$

empiricamente

$$\text{f.m.e.p.(na)} = (6{,}9c + 2{,}9n + o{,}4v^2) \times 10^{-2} \quad (3)$$

e se o i.m.e.p. aumenta proporcionalmente a relação de densidade do incremento de pressão-

$$\text{i.m. e.p.(tc)} = \text{i.m.e.p(na)} \times \text{b.d.r.} \quad (4)$$

Se for admitido que, particularmente, nenhum deficit ou queda de pressão favorável exista através do motor, a pressão de entrada na turbina será mais ou menos igual a pressão de incremento. Se for assumido que pressão de escape exerça seu total déficit e que aproximadamente metade da pressão de incremento pode ser recuperado como trabalho, então a relação:

$$\text{f. m.e.p.(tc)} = \text{f.m.e.p(na)} + 05(\text{b.p.} - 1)$$

pode ser usada para compensar o efeito de entrada e exaustão na relação (4).

Ultimamente com os conhecimentos de turbocompressores projetados, este valor de 0,5 pode ser ajustado para adaptar o real valor mais precisamente.

Então:

$$\text{b.m.e.p(tc)} = \text{i.m.e.p.(tc)} - \text{f.m.e.p.(tc)} \quad (06)$$

$$\text{e} \quad \text{b.s.f.c.(tc)} = \text{b.s.f.c.(na)} \times \frac{\text{b.m.e.p.(na)}}{\text{b.m.e.p.(tc)}} \times \frac{\text{i.m.e.p.(tc)}}{\text{i.m.e.p.(na)}} \quad (7)$$

se o motor turboalimentado for de mesma taxa ar/combustivel como o do motor naturalmente aspirado. Na pratica relações de ar/combustivel turboalimentados são geralmente maiores que es -

tes usados pelos motores naturalmente aspirados e o valor apropriado do consumo específico de combustível deve ser portanto, usado na relação (7).

O que foi dito acima permite um desempenho e densidade para incremento de pressão exigidos a ser estimado. O fluxo de ar deve ser então obtida da:

$$\dot{M}a(tc) = \dot{M}a(na) \times b.d.r.$$

Isto assume que a eficiência volumétrica é constante. Na prática, a turboalimentação tende a aumentar a eficiencia volumétrica para a redução da troca de calor, mas o aumento da relação ar/combustivel compensa alguma coisa para que admissão constante seja razoável para a primeira tentativa. Na segundatentativa, o desenvolvimento na eficiência volumétrica de alguns 2% pode ser admitido ao máximo torque e 5 a 10% a rotação avaliada. Refinamentos além disso depende sobre a taxação das cargas de temperatura e pressão de entrada após submeter as curvas de desempenho do compressor e uso dos fatores de correção apropriados.

O diagrama de desempenho mostrado na figura 4.5.9. e o diagrama da capacidade de sucção da turbina mostrado na figura 4.5.10. dão um exemplo das maneiras de projeto aproximado do turbo compressor que podem ser selecionados. Para motores a caminhão, a rotação de torque máxima é selecionado na eficiência ótima do compressor e bem além da linha de flutuação para que a linha de trabalho resultante seja como a mostrada na figura 4.5.9.. Os pontos de operação da turbina são então selecionados para dar operação de boa eficiência ao ponto de torque máximo com adequada capacidade de sucção para prover a taxa de vazão aumentada a máxima rotação.

A técnica acima permite uma estimativa severa a ser desempenhada antes que algum motor funcionando tenha sido sobrecarregada e cada teste subsequente,e, projeto do turbo compressor permite precisão melhorada, até que o teste de base torne-se uma das adaptadas inter-relações entre a combinação de turbocompressor, a curva de abastecimento e características de combustão do motor.

O limite usual do grau de turbocarregamento é estabelecido pelos niveis de pressão do cilindro, e, além disso a taxa de compressão é o primeiro parâmetro usado para controlar em sequida pelo tempo de atraso de injeção com o qual é também utilizável, como principal, para os controles de emissão.A figura 4.5.12 mostra um intervalo tipico de pressão máxima do cilindro para motores di

retos e indiretos.

Devido ao turbocompressor permitir mais combustivel para abastecer o motor, aumentar a carga térmica será inevitável a atenção cuidadoso ao projeto da cabeça do cilindro e sistema de resfriamento do pistão devem ser exigidos para niveis inteiramente modestos de turbocarregamentos.

A figura 4.5.11 ilustra o efeito da modificação do projeto do turbocompressor num motor para caminhão. O motor é de 6 cilindros com injeção indireta e 3,61 de capacidade, e, a interação entre o projeto do turbocompressor, desempenho da turbina e curva de abastecimento juntos com as caracteristicas de combustão do motor, podem ser vistos aqui. A menor turbina mostra o incremento da máxima pressão a baixas rotações exceto a perda do consumo especifico de combustivel a altas rotações devido a suas capacidades - limites de sucção. O esperado aumento da máxima pressão a altas rotações não tem sido executado devido as caracteristicas de combustão do motor e a curva de descarga da bomba de combustivel.

A consideração adiante na turboalimentação de motores de caminhão é o projeto da tubulação de escape. A maioria dos motores de caminhão operam com relativamente pequenas tubulações de escape dando uma significativa velocidade do gas de 120-180m/s.Isto permite a maximização da energia de pulso e portanto o desempenho a baixa rotação de turbocarregamento, enquanto que, ao mesmo tempo, elevando a resposta transiente do motor. Poluição debaixo das condições periódicas podem ser controladas pelo uso da pressão máxima conectada a bomba de combustivel com a qual limita o combustivel de entrada no motor até que a máxima pressão seja adequada para permitir combustão livre da poluição.

4.5.6- Motores Para Equipamento (Earth-Moving)

A primeira exigência para estes equipamentos é que o motor mostre um bom desempenho no torque acima do maior intervalo possivel de rotação e também mostre excepcionalmente boa resposta transiente. O consumo de combustivel não é inteiramente tão importante quanto aos motores de caminhão e podem ser sacrificados em alguma proporção se a exequibilidade do motor é melhorada.

O processo de adaptação do turbocompressor, portanto, é ajustado a dar a máxima pressão acima do maior intervalo de rotação possivel com torque tão alto quanto possivel assegurando adequada potencia a rotação considerada.

Devido ao projeto e uso destes equipamentos, o supercarregamento por onda de pressão parece particularmente conveniente desde que sua carga extra, peso e custo não sejam tão importantes e a habilidade a dar pressões incrementadas a baixas velocidades junto com a excelente resposta transiente é particularmente importante.

A figura 4.5.13- mostra o desempenho obtido do motor 4 cilindros 7,5l de capacidade nos estados naturalmente aspirado, turbocarregado e supercarregado por ondas de pressão. As seguintes observações podem ser feitas:

a- Ao mesmo intervalo de rotação, a forma da curva do torque é representada para o motor naturalmente aspirado e para as combinações de supercarregamento, sendo 30% o acréscimo no torque absoluto.

b) Ocorre o sacrificio de algum consumo potencial de combustivel a altas estações.

c) O supercarregamento por ondas de pressão no motor tem realizado maiores torques e num maior intervalo de rotação acima do motor naturalmente aspirado. Novamente, algum sacrificio no consumo de combustivel a altas rotações tem sido necessária para realizar este desempenho, exceto a capacidade particular deste método de incremento de pressão que é evidente.

d) Apesar deste motor não ser testado no veiculo, a resposta transiente desenvolvida quando comparada com o motor turboalimentado foi perceptivel no teste de base.

Os testes de ruido nos três motores projetados para turbocarregamento mostraram que o projeto de turbocarregamento dá redução acima da condição do naturalmente aspirado e apesar de que o supercarregamento por onda de pressão foi mais barulhento que ambas, análises espectrais indicaram que atenção a alta frequência do rotor podia dar um resultado apenas marginalmente pior que o motor turboalimentado e melhor que a versão dos naturalmente aspirados.

Nesta aplicação, o custo normal e problemas com a instalação de supercarregamento por ondas de pressão não são completamente tão importantes quanto com o caminhão ou outras aplicações, e, se o reprojeto do rotor não realiza uma solução completa para o problema do barulho, adequado ensaio de audição pode ser aplicado ao veiculo e a sujeição associado ao peso com esta medida não é tão importante quanto com aplicações de transportes preconcebidos.

4.5.7- Motores Leves

Para aplicações em motores leves, exemplo dado, a carros de passeios, taxis, caminhões de entrega, o propósito inicial é a obtenção do desempenho no intervalo amplo de rotação possivel, boa resposta transiente bom desempenho de carga, baixas emissões de poluição, baixo barulho e baixa pressão máxima nos cilindros sem o excessivo custo.

Para um motor de carro a passeio de aproximadamente 2l de capacidade, o primeiro problema é encontrar um pequeno e sufi - ciente turbocompressor para "casar" com as exigências de escoamento do motor, apesar do número deles estarem tornando-se agora disponivel, por exemplo, a Airesearch T3, a Holset H1, a KKK K26.

O motor será exigido a trabalhar acima do intervalo de rotações a pelo menos a razão de 4:1 e desde que a carcaça básica será de leve construção, a máxima pressão do cilindro será severamente limitada. Usando a distribuição de combustivel usual para - controlar o incremento de pressão, para tal intervalo amplo de rotação pode ocorrer um problema de equipamento de injeção do combustivel concomitante a seleção do turbocompressor assim como baixas - eficiências a altas rotações, cujo incremento de pressão assim controlado resulta em inaceitáveis penalidades ao motor.

Uma solução viável parece ser o uso do "Waste gate" uma válvula que permite parte do fluxo de escape para o by pass (desvio), quando na turbina ocorre o excessivo aumento de pressão. Ultimamente, os seguros dos "waste gates" não estão disponiveis - devido a fluxos severos e condições térmicas impostas nas válvulas e, o controle do mecanismo, exceto alguns modelos que estão agora em produção que dão adequada segurança para os propósitos de motor leve.

Os modelos tradicionais de "waste gate" tem controlado a válvula de operação pela pressão de entrada da turbina exceto estes controles estratégicos que desperdiçam a parte vital de energia que poderia ser aproveitável embaixo de condições transientes. Para as operações de motores leves é definitivamente preferivel - permitir que o "waste gate" seja controlado pela pressão de incremento (boost pressure) e desse modo uma pressão adicional na entrada da turbina de até 0,3 bar pode ser utilizado embaixo de condi - ções transientes exigidas para a operação do motor leve. Ensaios - realizados a "Shoreham" tem mostrado que o uso de outros controla-

dores não deveriam ser considerados para estas aplicações de motores.

Na seleção do "waste gate" para turbocompressor nos motores de carros de passeio, portanto, a prioridade é escolher um projeto de turbocompressor básico tal que dê incremento de pressão utilizável a tão baixa rotação do motor quanto possível, preferivelmente abixo de 30RPS. O ponto de operação do "waste gate" é então estabelecido para que o incremento de pressão a todas rotações não exceda os propósitos desejados. A última operação de combinação envolve ajustamento de construções da turbina e do compressor de tal modo a obter incremento de pressão ótimo a baixa rotação, ao mesmo tempo que pressão excessiva de escape a turbina seja evitada a alta estação, obtendo a melhor resposta transiente e adaptação da configuração da bomba de combustivel para que a curva de abastecimento desejada e dai a curva do torque seja obtida.

Afigura 4.5.14. mostra o resultado final de tais ensaios aplicados ao OPEL 2100 D, motor de carro de passeio. Inumeros turbocompressores foram testados, porém a curva final mostrada foi com o projeto de "waste gate". A potencia e a rotação considerada foi aumentada de 45KW para 63 KW e o b.m.e.p. a 40 RPS(2400RPM) foi aumentada de 7,0bar para 10,0bar, um aumento de aproximadamente 40%.

O "waste gate" foi estabelecido a operar quando o incremento de pressão excedeu 1,62 bar e para a pressão máxima significativa ao cilindro a total carga foi limitada a menos que 120bar. Pode ser visto a todoas rotações abaixo de 40RPS que o consumo específico de combustivel a total carga é melhor que o motor naturalmente aspirado e apesar de que a alta pressão de escape da turbina dê parcial sacrificio de carga no teste de base, não haviam a existência completa do desempenho do motor.

A tabela 1 mostra o desempenho, consumo de combustivel e figuras obtidas de emissão.

A tabela 2 mostra resultados similares com outros carros de passeio a diesel. O consumo de combustivel naturalmente aspirado foi particularmente bom a 8,1 1/100 km rodados e o diesel tipico consumiria 10 1/100km rodado a 3.500 lb de inercia acima do ciclo LA4. Apesar do abastecimento a motores turboalimentados estarem restritos a considerações da bomba de combustivel para que o incremento na potencia de apenas 16% fosse obtido, o consumo de combustivel a 9 1/100 km rodados foi bom a veiculos desta classe.

Podem ser vistos dos resultados tabelados que o turbocompressor com "waste gate" pode executar excelentes desempenhos

quando solicitado a carros de passeio com motor diesel.

Os prejuizos por peso e espaço são muito menos que seriam expostos se o equivalente a 30%-50% aumentado no volume do motor forem incorporados para dar ao motor naturalmente aspirado com a mesma performance, mas é estimado que a penalidade no custo seja aproximadamente equivalente.

4.5.8- Conclusões

Na seleção do projeto de incremento de pressão e as caracteristicas apropriadas para pequena e média potencia nos motores diesel, as seguintes conclusões podem ser estabelecidas:

a- O ideal supercarregamento por exaustão dirigida não é disponivel e cada aplicação exige um balanço no desempenho, emissões, instalações e fatores de custo.

b- Com turbocompressores, os problemas principais foram associados com a obtenção suficiente de incremento da pressão a baixa rotação sem excessivo incremento na pressão ou na pressão de escape da turbina para a rotação estabelecida do motor.

c- O BBC- Comprex, supercompressor de ondas de pressão pode dar melhor incremento na pressão a baixa rotação, num intervalo extenso de rotação e melhor resposta transiente que o turbocompressor, mas ocupa-se de espaço, problemas de peso, de projeto, e, possivelmente de muito barulho.

d- O turbocompressor com "waste gate" pode ser uma solução excelente para grande intervalo de rotação a motores leves.

TABLE 1

RESULTS OBTAINED FROM TURBOCHARGED OPEL 2100D PASSENGER CAR

		GASOLINE 1.9ℓ Rekord	DIESEL NA 2100D	DIESEL TC 2100D
Acceleration 0-100 km/h	(s)	13.5	23.9	14.4
Acceleration 0-140 km/h	(s)	32.5	-	32.5
Standing Start 1 km	(s)	-	42.4	37.4
ISO Drive-by noise	(dBA)	-	80	82
Fuel Consumption :				
Federal Durability Circuit	(ℓ/100 km)		6.73	6.87
LA4 Cycle	(ℓ/100 km)		9.0	9.17
Emissions CVS-CH HC	(g/mi)		.57	.21
CO	(g/mi)		1.26	1.21
NO_x	(g/mi)		1.48	1.21
Inertia Class	(lb)		3000	3000
Rated Power	(kW)		45	63

TABLE 2

RESULTS OBTAINED FROM 6 CYL. 2.4ℓ PROTOTYPE PASSENGER CAR DIESEL

		NATURALLY ASPIRATED	TURBO-CHARGED
Acceleration 0-100 km/h	(s)	18.2	17.9
Standing Start 1 km	(s)	39.2	39.0
ISO Drive-by noise	(dBA)	81.0	81.0
Fuel Consumption LA4	(ℓ/100 km)	8.1	9.0
Emissions CVS-CH HC	(g/mi)	.57	.94
CO	(g/mi)	2.28	1.99
NO_x	(g/mi)	1.73	1.43
Inertia Class	(lb)	3500	3500
Rated Power	(kW)	55	64

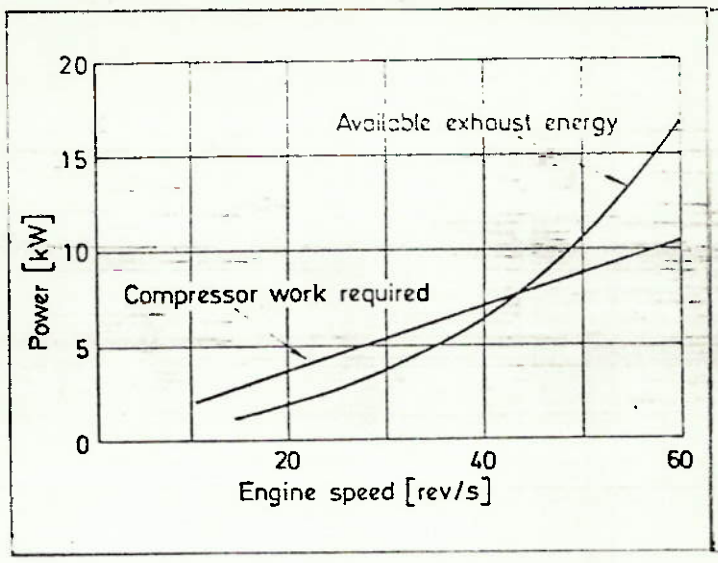


FIG. 4.5.1. Energia de escape disponivel e o trabalho do compressor para motor diesel 3,6 l com B.D.R. de 2:1 a plena carga

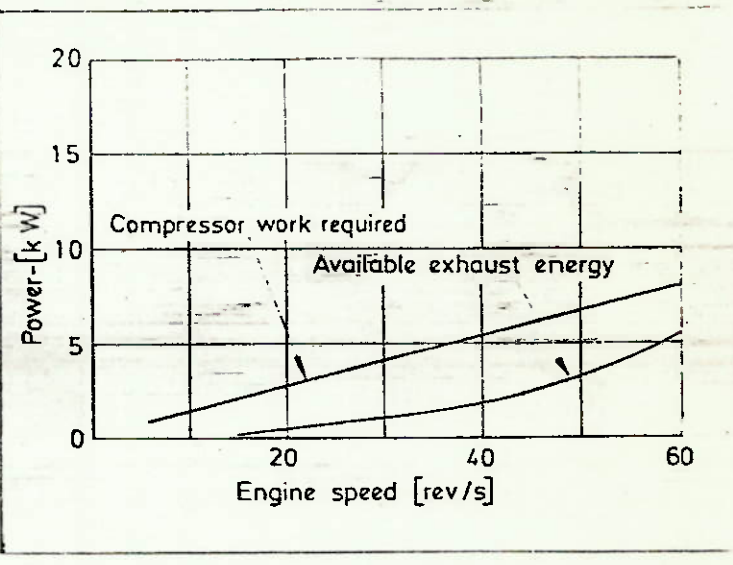


FIG. 4.5.2. Energia de escape disponivel e o trabalho do compressor para o motor diesel 3,6 l com B.D.R. de 2:1 sem carga

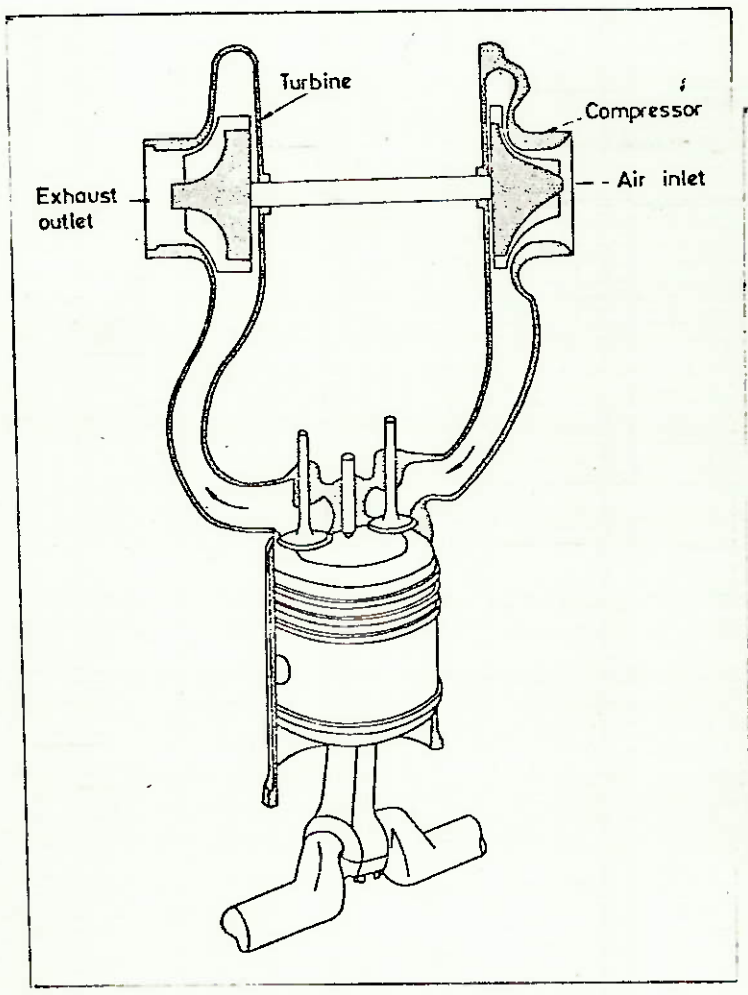


FIG. 4.5.3. Princípios do turbocompressor

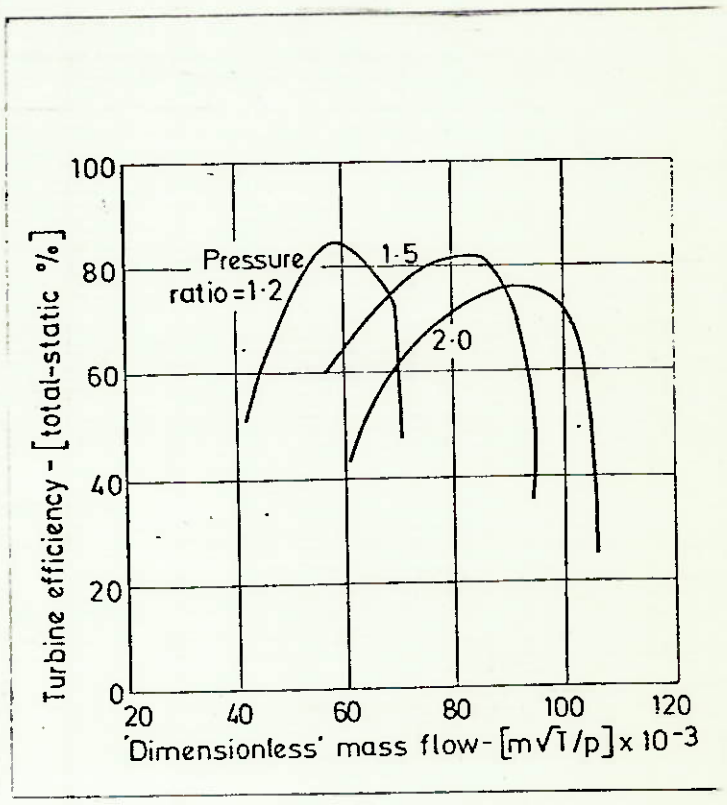


FIG. 4.5.4. Eficiências de turbina a diversas vazões em massa

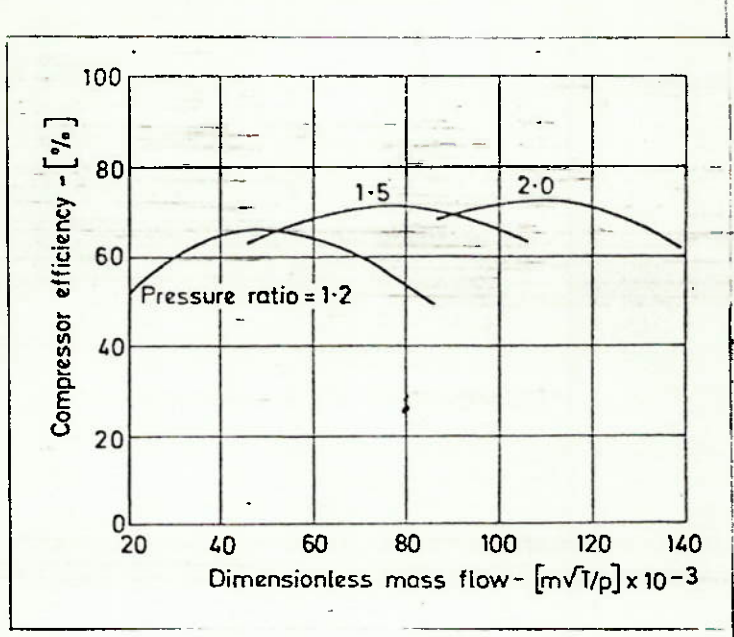


FIG. 4.5.5. Eficiências do compressor a diversos fluxos de massa.

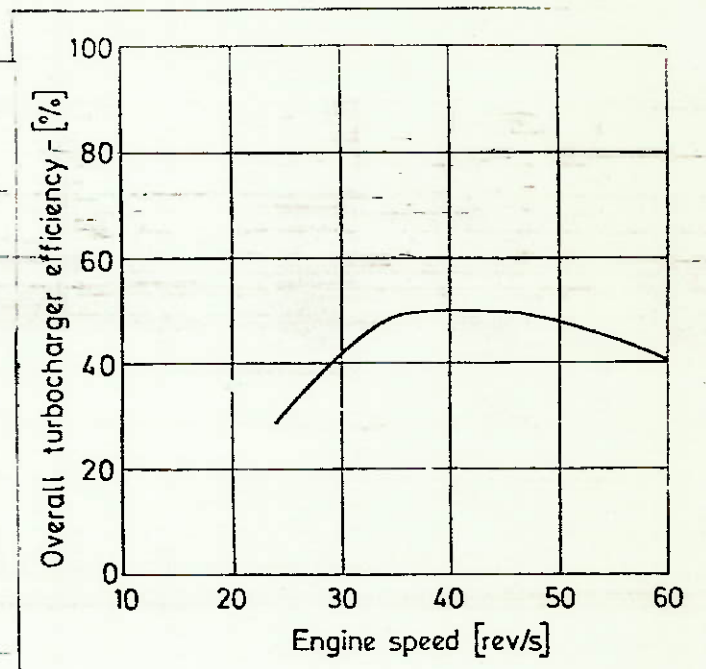


FIG. 4.5.6. Eficiências do turbocompressor em função da rotação do motor (a plena carga)

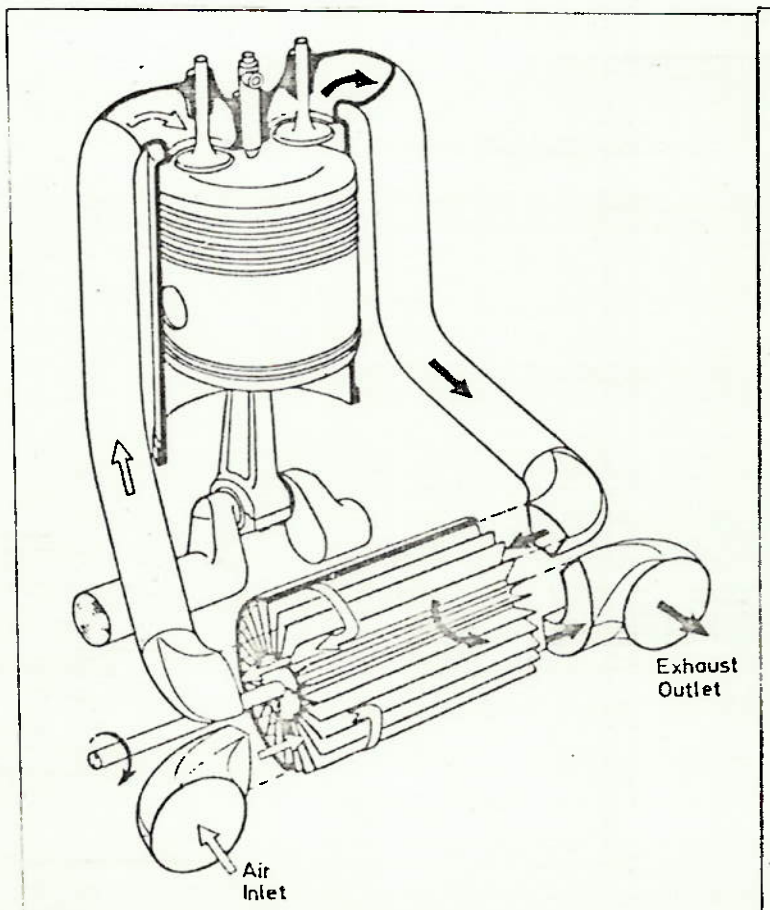


FIG. 4.5.7. Turbocompressor de ondas de pressão - Comprex

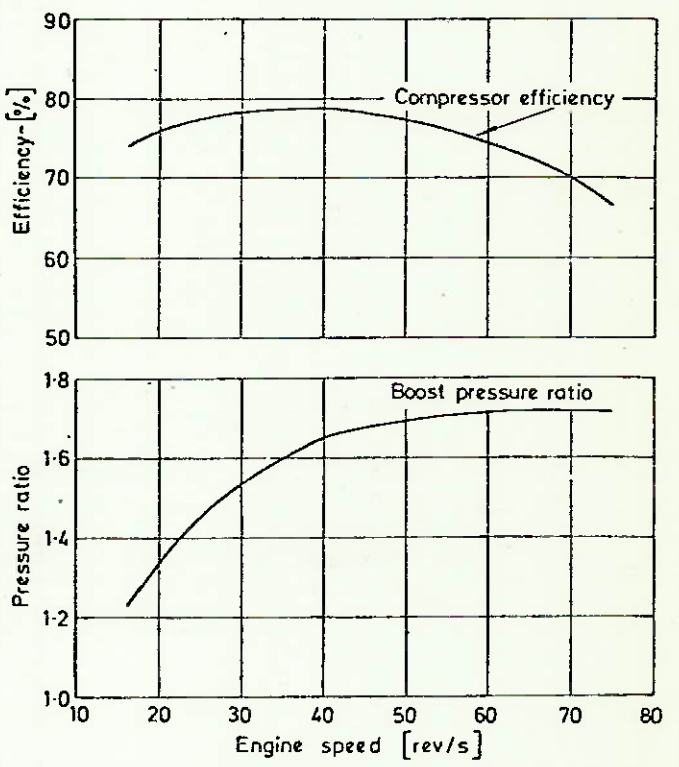


FIG. 4.5.8. Possíveis características do turbocompressor de ondas de pressão (Comprex): aplicação para carros de passeio

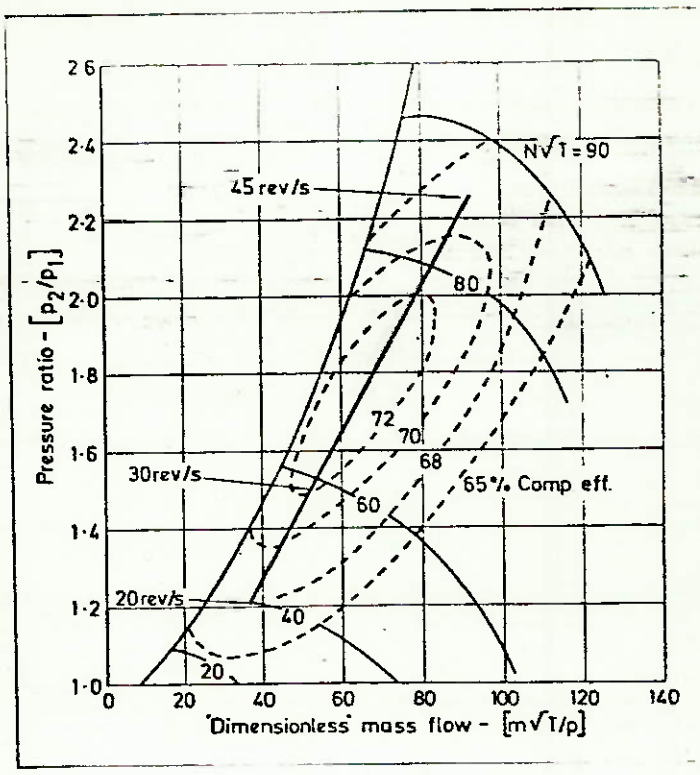


FIG. 4.5.9. Características do compressor para motores de caminhão de 125 kw, 5,5 l.

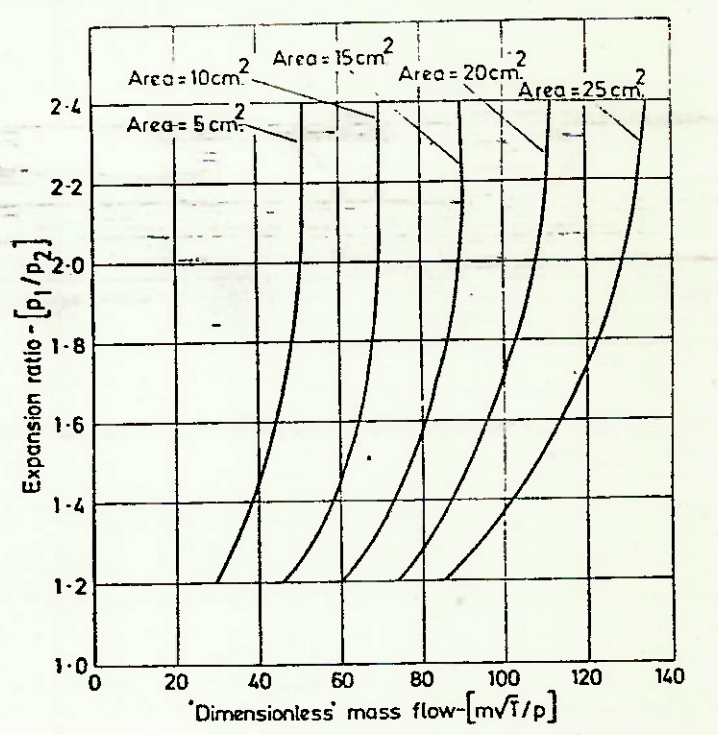
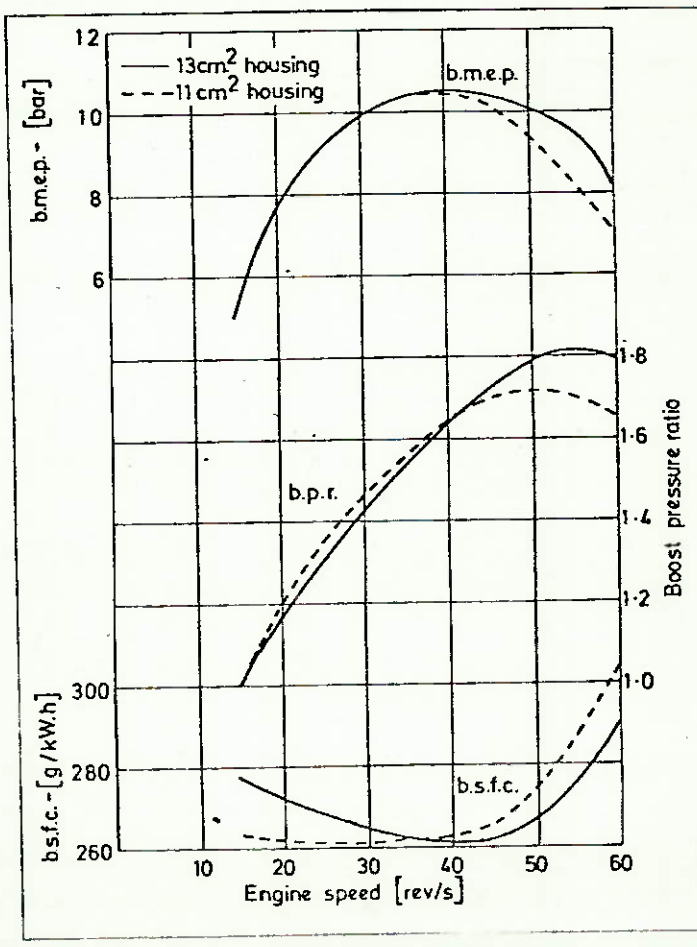


FIG. 4.5.10. Capacidades de fluxo das diferentes carcaças da turbina para motores de caminhão de 125 kw, 5,5 l.



FIG; 4.5.11. Efeito da diminuição da carcaça da turbine num motor de caminhão de 3,6 l.

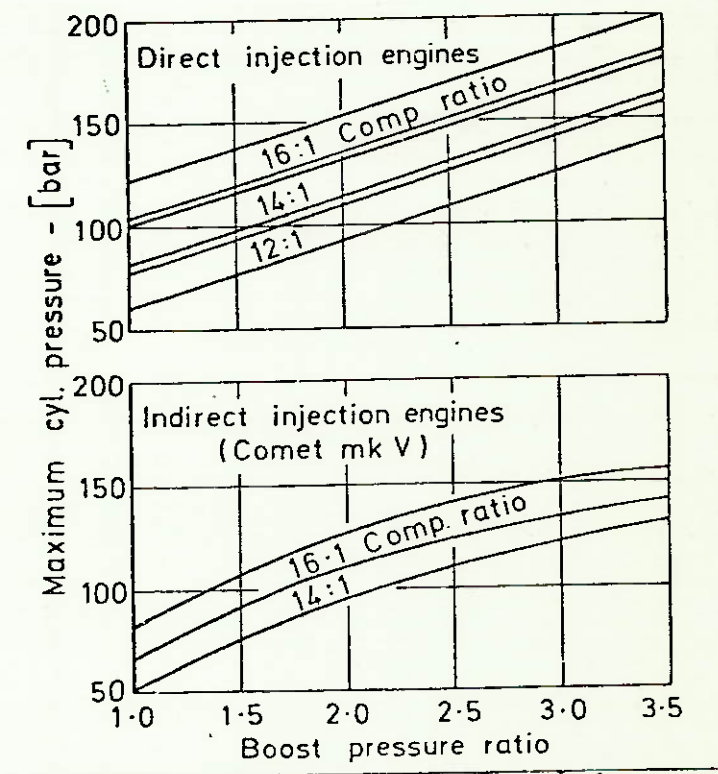


FIG. 4.5.12. Pressao maxima no cilindro para motorres diesel.

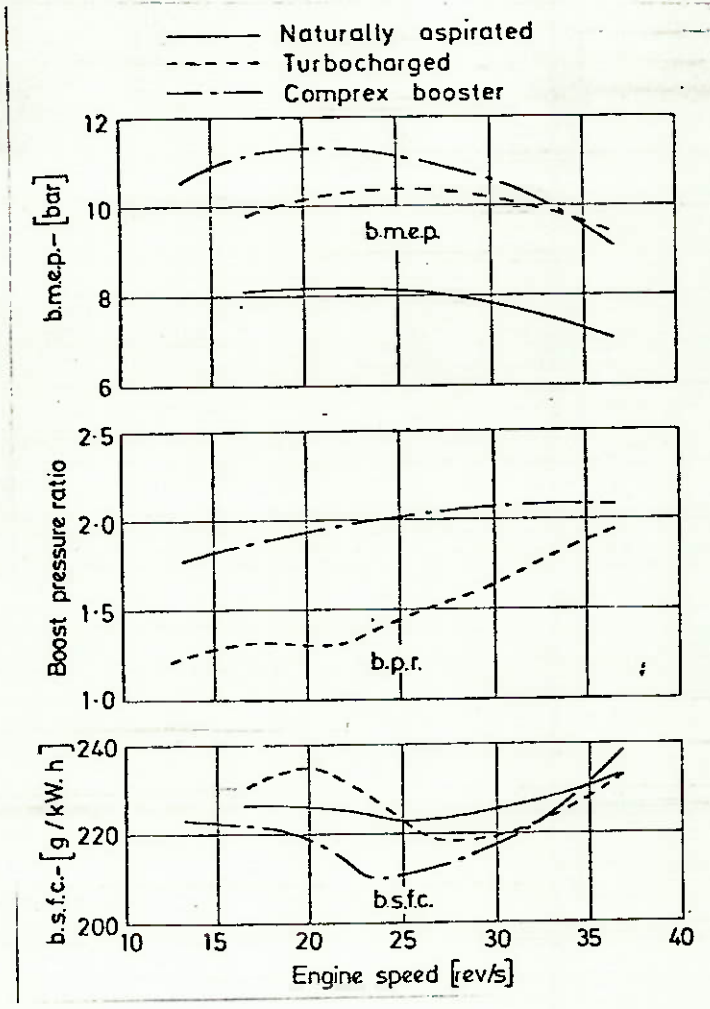


FIG. 4.5.13. Turboalimentação de um motor naturalmente aspirado e turboalimentação por ondas de pressão (Comprex) para o motor diesel 4 cilindros, 7,5 l.

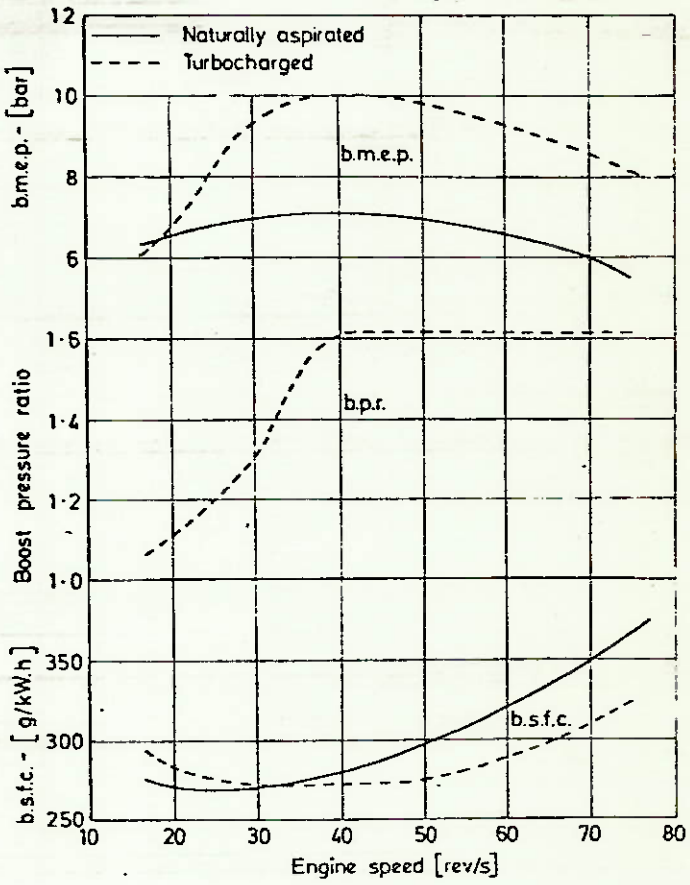


FIG. 4.5.14. Aplicação do "waste gate" numa turboalimentação do motor OPEL 2100 D.

4.6- Um Método para predizer o Desempenho de Turbinas centripetas em escoamento não- estatico

RESUMO

O desempenho das turbinas de fluxo radial em turbocompressores de motores tipo diesel para automóvel podem ser calculados assumindo que os gases de exaustão estão em escoamento quase-estático e utilizando medidas de características de desempenho do escoamento estático da turbina pelo método passo a passo. Entretanto, quase frequentemente as características completas do escoamento estático de várias combinações de rotor/bocal ou rotor/voluta carcaça não são realmente avaliadas, consequentemente o desempenho do escoamento não pode ser calculado.Neste artigo, um simples método teórico é apresentado na qual pode predizer o desempenho de uma turbina de fluxo radial ajustado com umacarcaça de voluta menos bocal e operando em um campo de escoamento não-estático. Os detalhes geométricos da turbina e os valores instantaneos de variáveis de - entrada são usados como dados. O método é baseado assumindo escoamento unidirensional e quase estático. Os resultados obtidos de - condições não-estáticas concordam bastante de perto com aqueles obtidos do tempo médio correspondente de valores estáticos das variáveis de entrada.

Desde que o método não conta com a medida de caracte - ristica de desempenho de escoamento estático, pode ser usado para ajustar motor.-turbocompressor oupara otimização da geometria da - turbina para uma série particular de condições não-estáticas. O artigo pode entretanto ser de interesse para aplicações de engenha - ria bem como projetar pequenos turbo-compressores.

4.6.1- Introdução

Turbinas de fluxo radial são usadas largamente em turbocompressores motores de automovel tipo diesel. O motor mesclado com turbocompressor é mostrado diagramamente na fig 4.6.1. Uma tubulação de exaustão ramificada é usualmente empregada para minimizar o efeito de sobreposição entre os processos de carregamento e descarregamento de diferentes cilindros e portanto para assegurar melhor lavagem de motores.

Um requisito importante em turbocarregamento de motores tipo diesel para automovel é um bom torque"back-up". Um caminho

para conseguir isso é combinar a turbina do turbocompressor fechado na faixa inferior da faixa de rotação do motor. Contudo, com a finalidade de evitar-o risco de exceder a máxima pressão permissivel de ignição e a rotação do turbocompressor, é ususalmente necessário limitar o incremento de pressão permitindo passagem de algum gás de exaustão pelo "by-pass" da turbina. O "by-pass" ou a válvula "blw off" é geralmente operada pelo incremento de pressão.Uma tipica curva de funcionamento de incremento de pressão limitado do motor é mostrado na fig.4.6.2.

Por razões desimplicidade de projeto e custo, uma simples válvula de gatilho tipo "by-pass" é instalada, usualmente - como uma parte integrante da carcaça da turbina. É obvio que a instalação da válvula na entrada dividida da carcaça da turbina seria consideravelemente mais dificil que em uma entrada simples,independentemente da divisória ser na direção radial ou circunferencial fig 4.6.1 b.

Em projetos anteriores de compressores era bastante - comum usar bocais qualquer em combinação com uma carcaça de voluta ou uma camara plena tipo carcaça de área constante. As turbinas - bem encaixadas com bocais acreditavam ceder mais eficiência que - aqueles usando carcaça de voluta sem bocal. Contudo, para aplica - ções automotivas, larga faixa de desempenho é mais importante que um pico mas somente na eficiência marginal superior.da turbina. - Além disso, essas são as dificuldades práticas na qual proíbe o - uso do bocal. Para construir bocais integradas em uma carcaça de fluxo gemeo(fig 4.6.1.b) seria extremamente dificil por significar alguma coisa. Em uma carcaça de duplo fluxo(fig 4.6.1.b), um circulo separado de bocal pode ser utilizado, mas em turbinas IFR essa carcaça é conhecido para produzir variações de pressão circun - ferencial na qual pode ser inteiramente prejudicial para os mancais

Os turbocompressores de moderno automovel invariavelmente usa entrada de carcaças de voluta singular ou gemeo. Para - pequenos turbocompressores projetados para um bom torque "back-up" a entrada singular da voluta de carcaça com uma válvula de by pass completo está agora recebendo muita atenção.

Diversos artigos tem sido escritos em anos recentes - para predizer a desempenho de turbinas IFR no fluxo estático bem como movimentação não-estática. Sem exceção a turbina foi assumida a ser ajustada com uma carcaça incluindo bocais e o ângulo absoluto de entrada da fluxo no rotor foi assumido ser igual ao ângulo do bo

cal. Quando uma carcaça de voluta sem bocal é usado o ângulo do fluxo pode variar livremente de acordo com a pressão, temperatura e taxa de vazão em massa na entrada .Um método para predizer o desempenho de turbina radial ajustado com carcaças de voluta sem bocal é dado em( ). Nesse artigo, esse método tem sido aplicado no caso não-estático. O escoamento é assumido unidimensional e quase estático, isto é os parametros de vazão são funções somente do tempo e não do espaço .Esse assumimento pode ser justificado por causa do comprimento da tubulação de exaustão de motores tipo diesel de automoveis e o comprimento efetivo da trajetória do fluxo na voluta é pequeno, além disso ondas de pressão no sistema pode ser ignorado.

A analise pode ser usada para investigar a influência de tais fatores como:

i- válvula de sincronização
ii- forma de pulsação
iii- frequencia de pulsação.

no desempenho de uma turbina .Deve ser mensionado que nessa investigação não tenta ser feito para usar a analise para estudo.
i- desempenho não estatico de bocal v.s. a turbina menos bocal
ii- singular v.s. tubulação dividida- performance de turbina

Foi sentido que em vista das razões acima mencionados essas compareções seriam antes açademicos.

Notação

Cp- :calor especifico a pressão constante (kj/kgk)
d2 - diamentro de rotor da turbina (m)
h- difereneça de entalpia (kj/kg)
i - angulo de incidência (graus).
m - taxa de vazão em massa (kg/s)
n- velocidade rotacional(rev/s)
Pi- pressão de entrada(bar)
Pe- pressão de saida(bar)
R- grau de reação
Ti- temperatura de entrada(k)
V2 velocidade de rotação do rotor (m/s)
CT velocidade equivalente da diferença isoentropico de entalpia(m/s)
T- torque(N.M)
η tt - eficiência isoentropica total de entrada a total de saída

η_{ts}- eficiência isoentropica total de entrada e estatico de saída

ϕ - parametro de vazão m N/Pe

Γ - parametro de trabalho h/N^2

$M\sqrt{CP\ Ti}/\ d_2^2$ Pi- parametro de vazão de massa sem dimensão

d_2 N/ Cp Ti parametro de rotação sem dimensão

τ/d_2^3 Pi- parametro de torque sem dimensão

V_2/C_t taxa de velocidade.

4.6.2 Modelo Teórico

A analise é baseado assumindo escoamento unidimensional, portanto a turbina pode ser calculada pela bem conhecida equação de Euler

$$= Cw2\ V2 - Cw1\ U1 \qquad (1)$$

Os triangulos de velocidade de entrada e saída e o estado de fluido de trabalho como fluxos através do estágio de turbina são mostrados na fig. 4.6.5. Na voluta, a entalpia de estagnação e o momento angular do gas é assumido para ser conservado, mas a perda de pressão de estagnação devido à fricção é tolerado. Essa perda é assumido como sendo uma função linear da energia cinética média na voluta.

Falando estritamente, se há uma perda de pressão de estagnação entre dosi pontos quaisquer na voluta então o momento angular entre os mesmo dois pontos não seriam constantes. Contudo, assumido o momento angular constante simplifica a analise sem um erro significante nos resultados.

Vazão entrando no rotor experimenta uma perda de energia devido ao incidente.Em geral uma perda insidente é encontrado sempre que o ponto de estagnação da vazão relativa não coincide com o ponto onde a tangente à linha de curva intersecta o entrante da palheta do rotor. Em turbinas radial os entrantes das palhetas do rotor sãogeralmente quadrilatero e fino e a direação tangente a linha de curva é radial. Contudo, porque o campo rotacional da vazão aproxima-se as palhetas para incidente zeronão coincide com a linha curva no entrante. Portanto, a perda minima é encontrado em um angulo de vazão relativo na qual é diferente do angulo da palheta. A diferença entre o angulo das palhetas e a direção relativa da vazão é geralmente definido como angulo de incidência.

Os modelos de perda definidos por alguns autores assume que a perda incidente é zero quando o angulo relativo do fluxo é

igual ao angulo geométrico das palhetas. O primeiro foi modificado introduzindo um multiplicador empirico para o ganho de entropia Outros autores usavam modelo incidente de chapa lisa na qual a perda de pressão de estagnação foi dado como uma função única do angulo incidente i. Neste artigo, a mesma relação funcional tem sido usado.

A perda depressão relativa de estagnção devido a fricção no rotor é também assumida a ser linearmente proporcional a energia cinética média baseada nas velocidades relativas.

A fricção do disco e as perdas de fuga não tem sido considerado neste artigo. O primeiro não é relacionado ao desempenho aerodinamico e seria incluido na eficiência mecanica da turbina junto com uma perda hidrodinamica nos mancais. A perda por fuga na turbina IRF tende a ser pequeno por causa do lungo caminho de fuga e normalmente hermético espaço livre da aba circular.

Detalhes completos da teoria foi dado em ( ) O programa de computador tem sido revisado para miminizar problemas de convergencia. O diagrama de blocos do programa na qual é a propria explanatoria é dado na fig. 4.6.4 e as variáveis são listados no apendice.

Deve ser mencionado que na sua forma presente o modelo teórico não é oportuno para calcular o desempenho de turbina IER de multiplas entrada operando em um campo de escoamento não-estático. A modelação de uma voluta de fluxo gemeo leva a considerar a descontinuidade de vazão na qual pode estar presente (em 4 cilindros, motor de 4 tempos)é muito complexo.

4.6.3- Discussão de Resultados

O programa mostrado na fig. 4 foi utilizado no metodo passo a passo para calcular a performance de uma turbina IFR ajustado com uma carcaça de voluta sem bocal.Fig. 4.6.5 mostra gráficos típicos de $\dot{M}$,Pi e Ti como funções de angulo da manivela o durante o período de exaustão de um motor a diesel de quatro tempos. O conjunto consistente de valores $\dot{M}$,Pi e Ti foi usado como dados de entrada para um programa junto com os detalhes geométricos da turbinas. O programa calcula os parametros do desempenho da turbina $\mathcal{T} / d_2^2\ Pi$, $d_2 N/\sqrt{C_{P}\ T_i}$, $\dot{M}\sqrt{C_P\ T_i} / d_2^2\ P_i$ η_{tt} e η_{is} junto com o torque real $\mathcal{T}$, U_2/C_T, ϕ , Γ e o grau de reaçãoR.Os graficos dessas

quantidades como funções dos graus θ do angulo da manivela são obtido na fig. 4.6.5.

As linhas tracejadas Ti, Pi e Ṁ, secções A,B e C na fig. 4.6.5, mostram os valores dos tempos medios dessas variaveis. As linhas retas solidas, seções D a M na fig. 4.6.5 representam os valores de tempo médio dos parametro de desempenho calculados e - mensionados adiante. As linhas retas tracejadas foram calculadas - dos valores de tempo médio de Ti, P, e ṁ.

Os dois valores de tempo médio das dimensões de vazão em massa e parametro de rotação, um é calculado dos valores instantaneos de Ti, Pi e ṁ e o outro dos valores médios de tempo, mostra um acordo estreito. Os valores de tempo médio do total para total e total para eficiência estatica(linhas sólidas) são 2 e 3 pontos menores queaqueles calculados dos valores tempo médio das variaveis de entrada '(linha tracejada). As diferenças entre os valores correspondentes da faixa de outros parametos entre 3 a 10%

4.6.4 Conclusão

1- O desempenho de uma turbina IRF ajustado com uma carcaça de voluta sem bocal em um campo de escoamento não estatico é dado. A analise se baseia assumindo o escoamento quase -estatico mas evita a necessidade para obter experimentalmente escoamento estatico das caracteristicas de desempenho da turbina.

2- Assumindo o escoamento quase estatico resulta rendimentos na qual esta dentro de 3 a 10% daqueles calculados dos valores correspondentes do valor estatico, isto é valores de tempo médio das variaveis de entrda ṁ, Pi e Ti

3- O total para total e o total para eficiência estatica obtida do programa é aproximadamente 2 a 3 pontos menor que aqueles dos valores de tempo médio de variaveis de entrada.

4.6.5 Apêndice

Para o proposito da analise unidimensional, a geometria da turbina pode ser definida completamente pelas seguintes quantidades:

dh = diametro do eixo

de= diametro

$d_1 = \sqrt{dh^2 + de^2)/2}$

d_2 = diametro de externo do rotor

b2 = largura externa do rotor

A2 = π d2 b2

B2 =

$A_1 = (de^2 - d_h^2)/4$

Bi =

β 2b = angulo de entrada das palhetas do rotor (medida de direção radial

β_{1b} = angulo de saida das palhetas do rotor

A3 = área da garganta da voluta

r3 = raio do centroide da área A3

A conservação de massa, isto é, continuidade , e as equações de energia pode ser combinado para dar:

$$\frac{\dot{M}\sqrt{CP.T}}{A.P.} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{c}{\sqrt{CP.T}} \left\{ 1-0,5\left(\frac{c}{CP.T}\right)^2 \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \qquad (A1)$$

onde C= velocidade absoluta

γ = taxa de valores especificos(CP/CV)

Essa equação pode ser usado para determinar em qualquer posto na turbina. Portanto para o ponto 3, isto é, garganta da voluta.

$$\frac{\dot{M}\sqrt{CP.T}}{d_2^2\ Pi} = \left(\frac{\pi . \gamma}{\gamma - 1} \quad \frac{b_2}{d_2} \quad \frac{A3}{A2} \right) \quad \frac{C3}{CP\ Ti} \left\{ 1-0,5\left(\frac{C3}{CP.Ti}\right)^2 \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

(A2)

Vazão na voluta é assumida para ser controlado pelo momento angular constante, portanto para o ponto 2 imediatamente acima da entrada do

rotor.

$$\frac{\dot{M}\sqrt{CP.Ti}}{d_2^2\ Pi} = \left(\frac{\pi \cdot \gamma}{\gamma - 1}\ \frac{b_2}{d_2}\ L_{fv}\right)\ \frac{C_{w2}\ tg\alpha 2}{\sqrt{CP.Ti}} \left\{1-0{,}5\right.$$

$$\left.\left(\frac{C}{\sqrt{CP\ Ti}}\right)^2\ \left(1-tg^2 \alpha_2\right)\right\}^{\frac{\gamma-1}{\gamma-1}} \qquad \text{(A3)}$$

onde Lfv é um fator para levar em conta a perda de pressão de estagnação da voluta, isto é;

$$Lfv = fl(\bar{C})^2$$

$$\bar{C} = (c_3 + c2`)\ /2 \qquad \text{(A4)}$$

na entrada do rotor o fluido encontra perda de pressão de estangação devido ao incidente. Essa perda é dado por.

$$Li = f2(i)$$

a perda da pressão de estagnação relativa no rotor e é dado por:

$$Lfr = f_3(\bar{V})^2$$

$$\bar{V} = (Vi+V2)\ /2 \qquad \text{(A6)}$$

onde V é a velocidade do fluido relativa do rotor e fi, f2 e f3 são funções empiricas.

No rotor a quantidade I- Hrel - $U^2/2$ é assumido para permanecer constante, portanto da fig 4.6.2.

$$H2 - \frac{C2^2}{2} + \frac{V2^2}{2} - \frac{U2^2}{2} = Hl - \frac{Cl^2}{2} + \frac{Vl^2}{2} - \frac{Ul^2}{2} \qquad \text{(A7)}$$

Para a dada geometria da turbina e um conjunto de variaveis de entrada ṁ, Pi e Ti, equações de (A1) a (A7) pode ser resolvido iterativamente para obter os triânulos de velocidade de entrada e saída. No programa a velocidade rotacional é tratado como variavel flutuante, e a solução é encontrado dentro dos seguintes limites;

$$70º < \beta_2 < 105º$$

$$(b1 - 4º) < \delta < (b1 + 4º)$$

$$\text{Pambiente} < P1 < \text{pambiente} + P$$

A pressão de saida Pi deve ser maior que a pressão ambiente Pa por não mais que o valor especificado Δ P se uma solução não pode encontrado dentro dos constrangimentos impostos por (AB) o programa imprimira "Incompatible Data".

Os parametros de desempenho pode agora ser calculados do triângulo de velocidade de entrada e saida e os estados termodinamicos do fluido em varios pontos As seguintes equações são usadas.

$$\frac{d2.N}{\sqrt{CP\ Ti}} = \frac{U2}{\pi\sqrt{CP\ Ti}}$$

$$\eta_{tt} = \frac{Ti - Ti}{Ti\left[1-(P1/Pi)\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\eta_{ts} = \frac{Ti - Ti}{Ti\left[1-(P1/Pi)\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\frac{\mathcal{T}}{d_2^3\ Pi} = \frac{1}{2\pi}\eta_{tt}\left\{1-\left(\frac{P1}{Pi}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right\}$$

$$\frac{\dot{M}\sqrt{CP\ Ti}\ /\ d_2^2\ Pi}{d2\ N/\sqrt{CP\ Ti}}$$

$$\frac{U2}{CT} = \frac{\pi}{\sqrt{2}}\ \frac{d2N\sqrt{CPTi}}{\sqrt{1-(Pi/Pi)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}$$

$$\phi = d2\frac{Pi}{P2}\,\dot{M}\sqrt{CP\ Ti}\ /\ d2^{2}\ Pi\ .\ d_2\ N/\sqrt{C_P T_i}$$

$$\Gamma = d_2^2\,\eta_{tt}\quad \frac{1-(Pi/Pi)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{d2\ N/\sqrt{CP\ Ti}}$$

$$R = 1-\frac{C2^2 - CI^2}{2(CweU2 - CwiU1)}$$

O diagrama de fluxo do programa é mostrado na fig 6.4.4 As variaveis usadas no diagrama na qual não tem sido definida são dados abaixo.

Dio = angulo de incidencia (graus)

K1 = K2 A3/A2

$$K2 = \pi\ \frac{\gamma}{\gamma-1}\ \frac{b2}{d2}$$

m = massa da taxa de vazão em massa m

p = pressão estatica

P=pressão de estagnação

t= temperatura estatica

T= temperatura de estagnação

$zi = (\dot{m}\sqrt{CP\ Ti}/\ d_2^2\ \ Pi)$

z2 = Zi/K1

$Z3 = C3/\sqrt{CP\ Ti}$

$Z4 = Cw2/\sqrt{CP\ Ti}$

$Z5 = Zi/\sqrt{(K2Z4)}$

Prefixo = valor incremental

Sufixo = 2R=valor relativo a entrada do rotor
= 1R = valor relativo na saida do rotor
= N = proximo valor calculado.

Superescrito ' = estado isoentropico

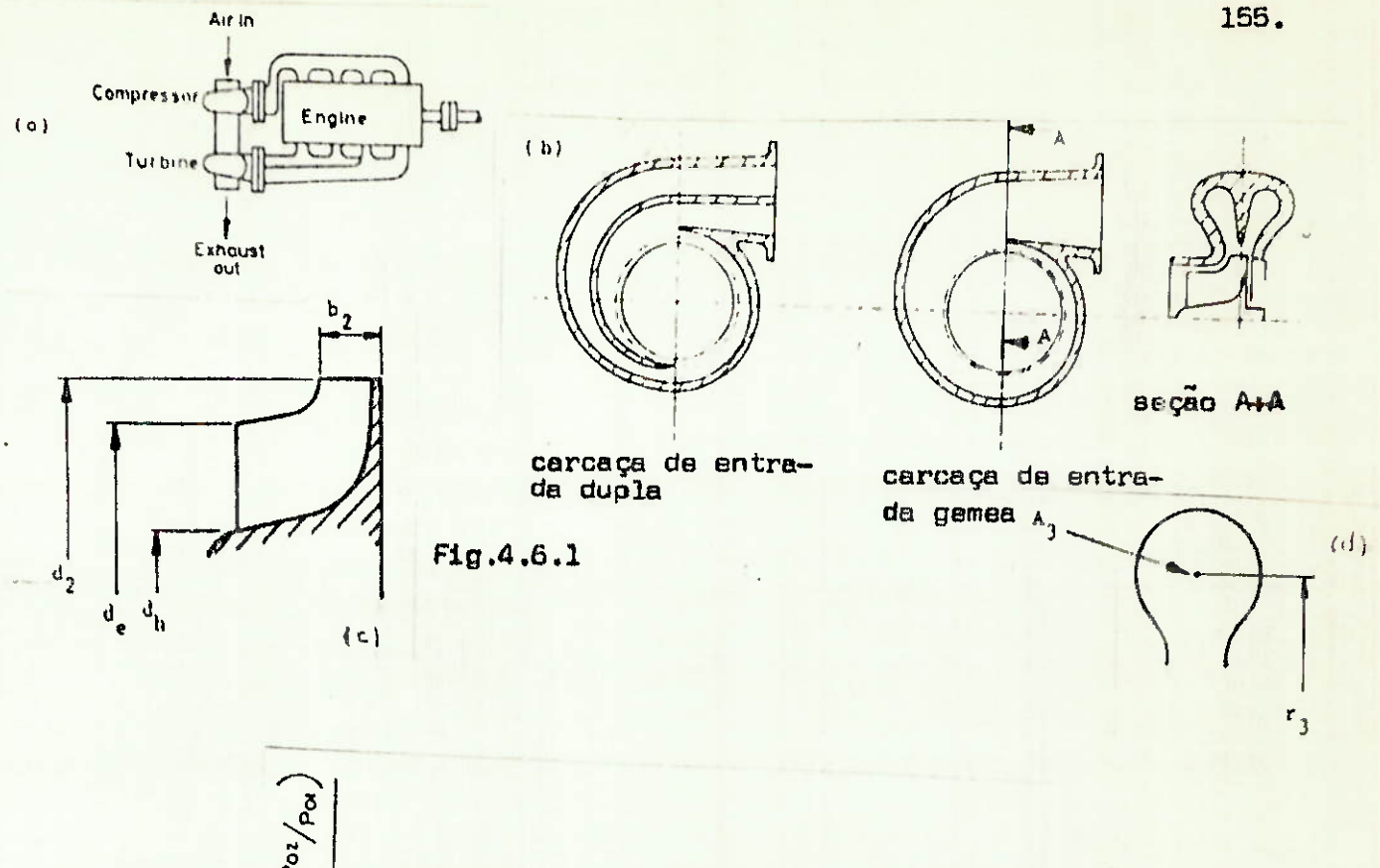


Fig.4.6.1

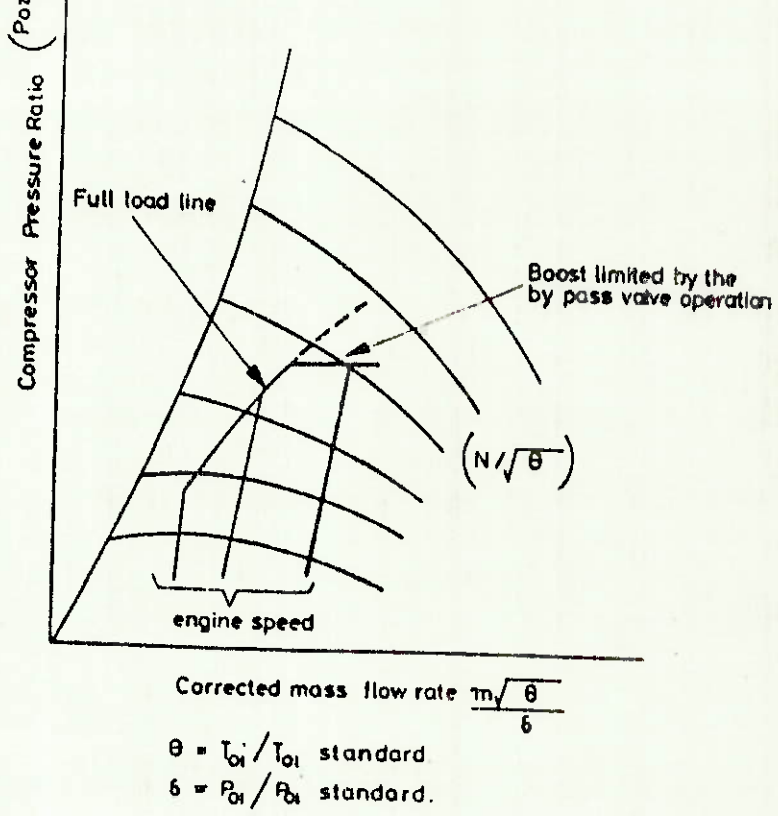
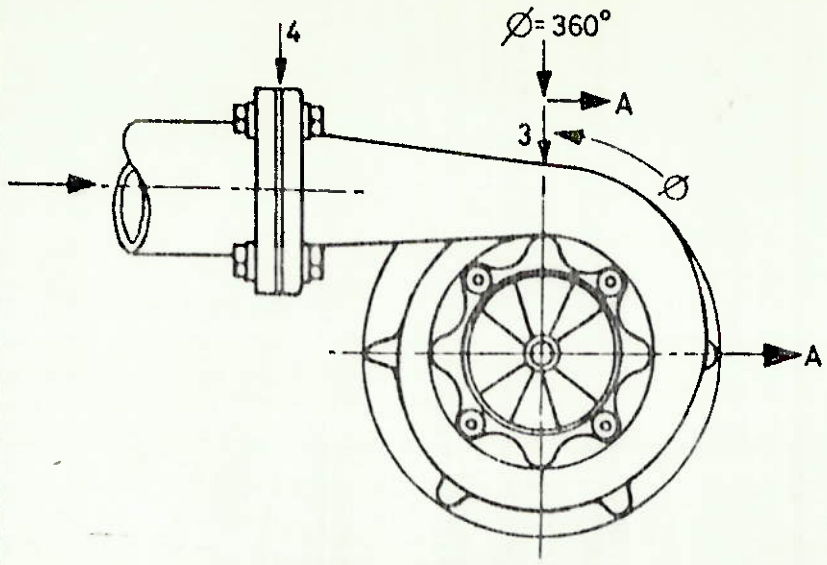
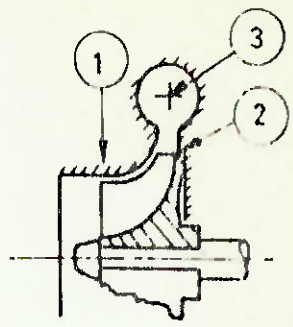
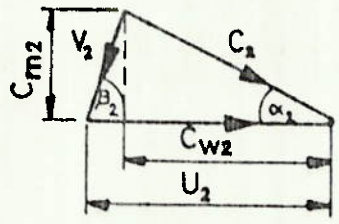


Fig. 4.6.2





SECÇÃO A-A
(esquemático)



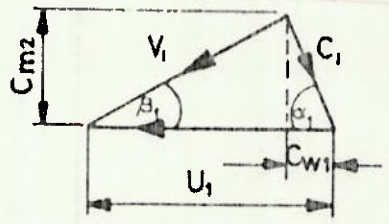
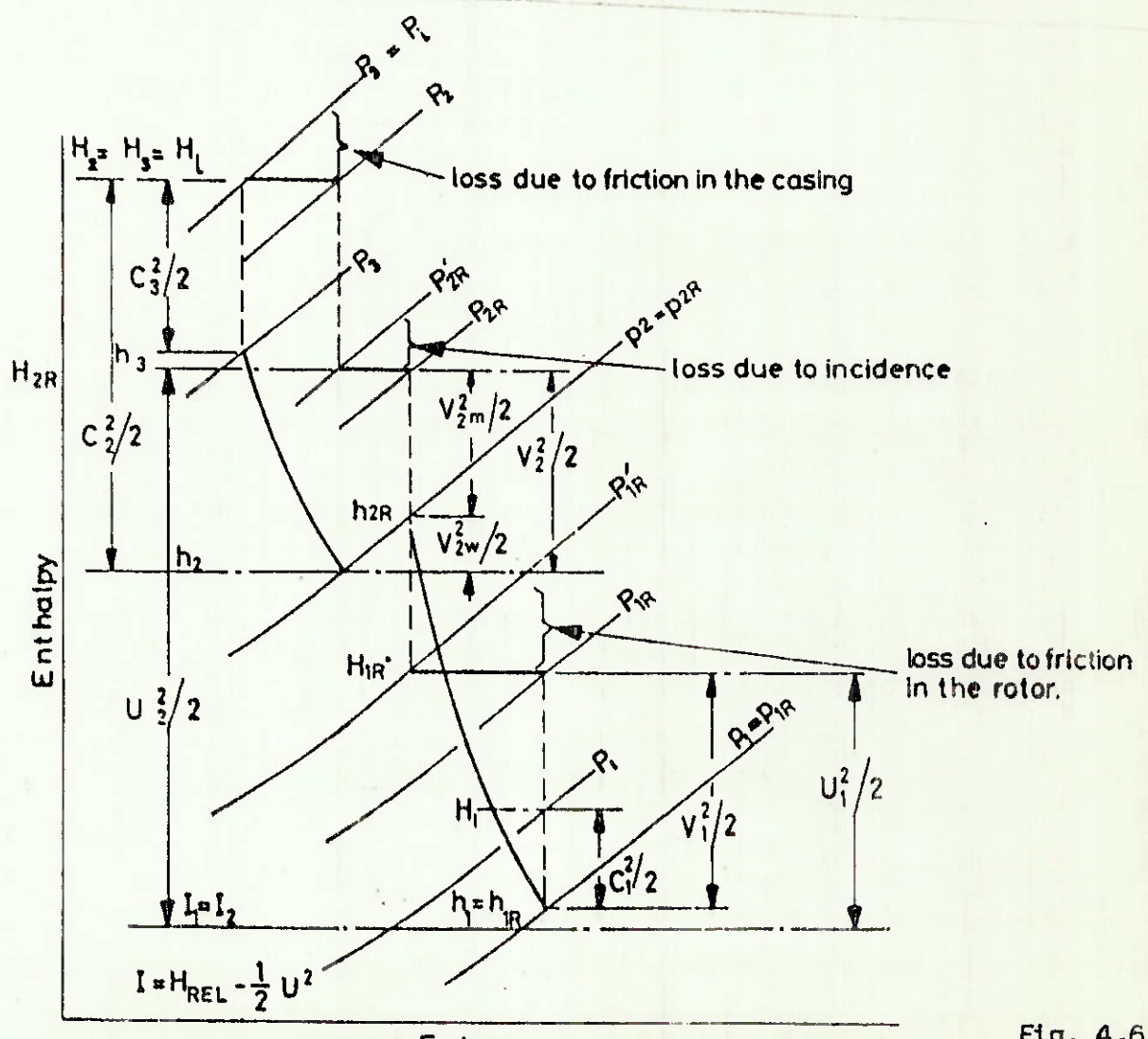


Fig. 4.6.3a .triângulo de velocidade de entrada

triângulo de velocidade de saída do rotor



Fig, 4.6.3b

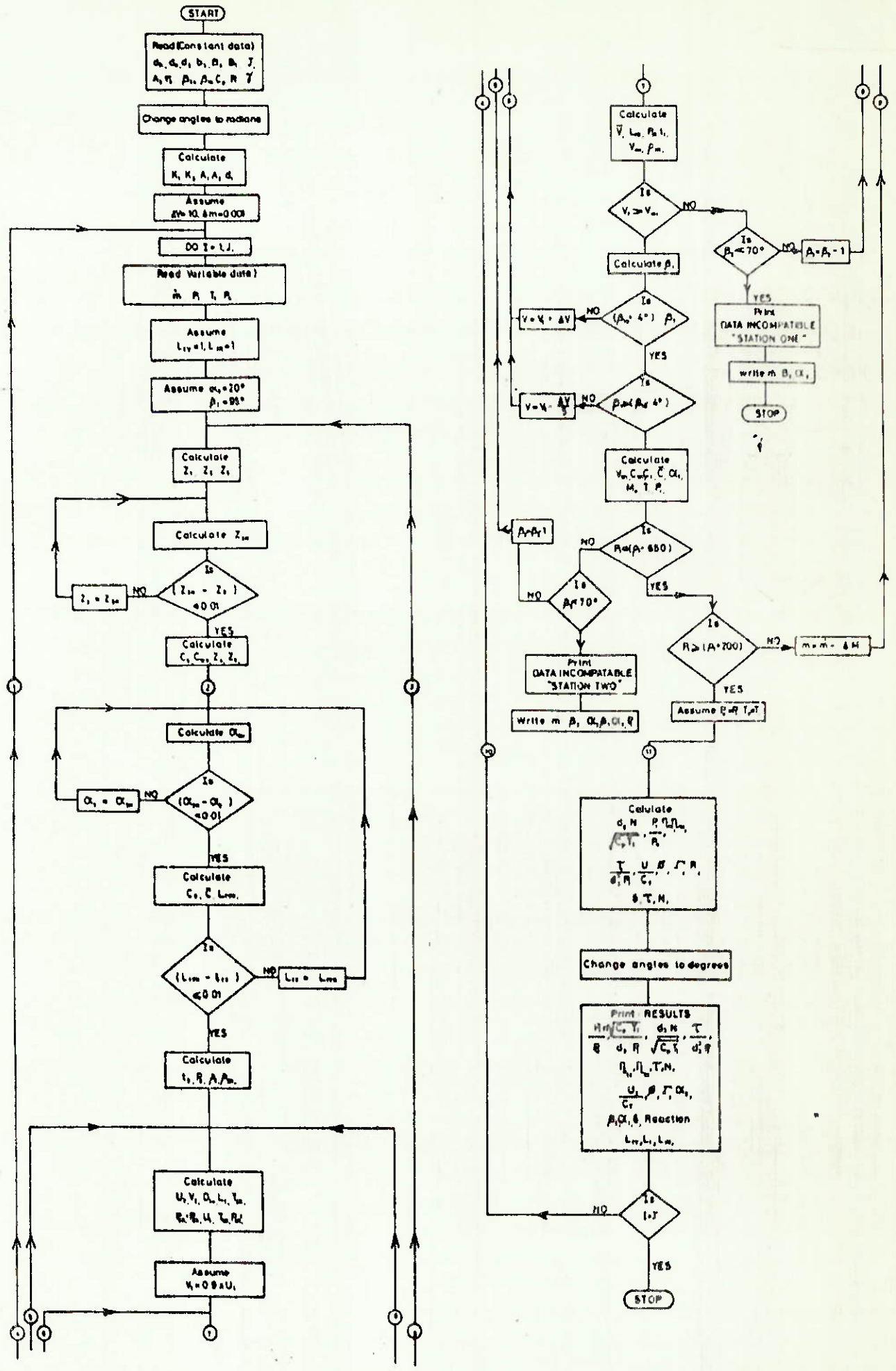

START
Read (Constant data)
Change angles to radians
Calculate
Assume
DO I = 1,J
Read (Variable data)
Assume
Assume
Calculate
Calculate
Is
NO
YES
Calculate
Calculate
Is
NO
YES
Calculate
Calculate
Is
NO
YES
Calculate
Assume
Calculate
Is
NO
YES
Print
DATA INCOMPATABLE
"STATION ONE"
write m
STOP
Is
NO
Is
NO
YES
Print
DATA INCOMPATABLE
"STATION TWO"
Write m
Is
NO
YES
Assume
Calculate
Change angles to degrees
Print RESULTS
Is
NO
YES
STOP

Fig. 4.6.4

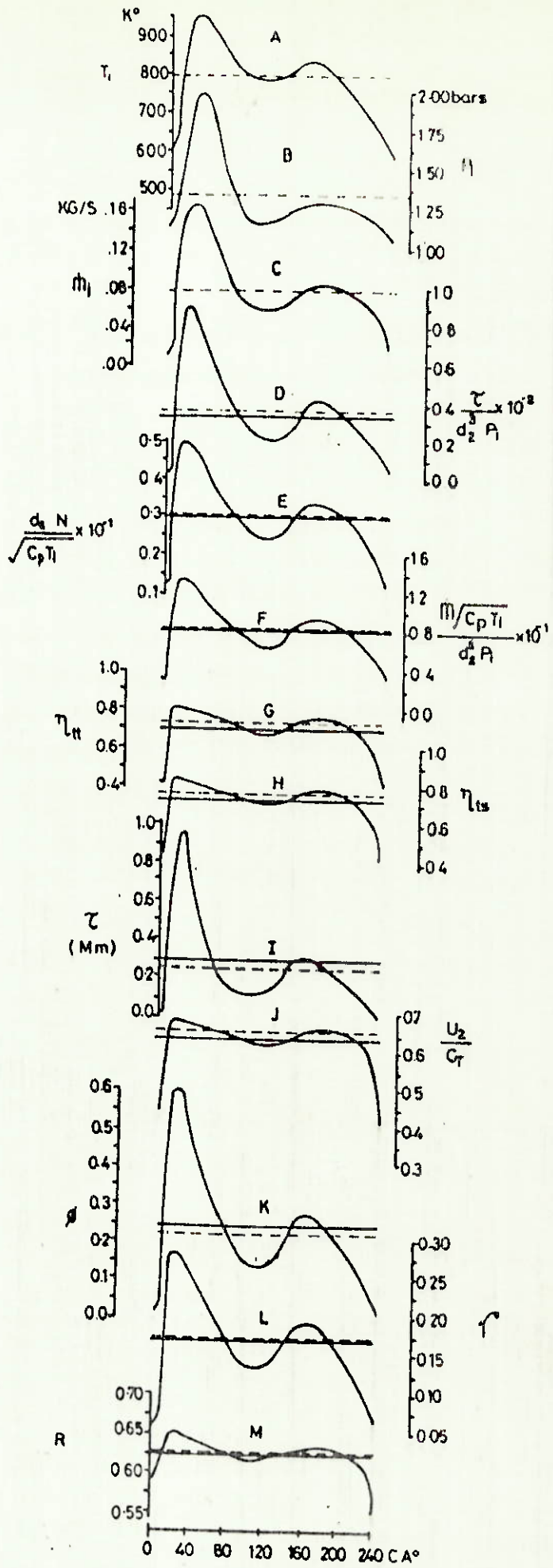

K°
900
800
700
600
500
T_i
A
B
C
D
E
F
G
H
I
J
K
L
M
2·00bars
1·75
1·50
1·25
1·00
P_i
KG/S .16
.12
.08
.04
.00
$\dot{m}_i$
1·0
0·8
0·6
0·4
0·2
0·0
$\frac{\tau}{d_2^3 P_i} \times 10^{-2}$
0·5
0·4
0·3
0·2
0·1
$\frac{d_s N}{\sqrt{C_p T_i}} \times 10^{-1}$
1·6
1·2
0·8
0·4
0·0
$\frac{\dot{m}\sqrt{C_p T_i}}{d_2^2 P_i} \times 10^{-1}$
η_{tt}
η_{ts}
τ
(Mm)
0·7
0·6
0·5
0·4
0·3
$\frac{U_2}{C_T}$
β
0·30
0·25
0·20
0·15
0·10
0·05
γ
R
0·70
0·65
0·60
0·55
0
40
80
120
160
200
240 CA°

Fig. 4.6.5

5- FALHAS E MANUTENÇÃO DE TURBOCOMPRESSOR

5.1- Introdução

Embora os turbocompressores estejam sofrendo constantes aperfeiçoamentos, grande parte dos componentes internos são de fabricação altamente precisa e delicada e com tolerância de até 1/20.000 de polegada, pois trabalham a mais de 100.000 rpm, portanto devemos ter algum conhecimento, para manter a sua durabilidade assim como os cuidados quanto a manutenção, instalação e operação, evitando causas que acarretariam a sua perda.

Os turbocompressores devem ser checados periodicamente para a condição geral e limpeza. Geralmente o turbocompressor é checado juntamente com o motor nas manutenções periódicas (preventiva) ou não. A frequência dessa manutenção básica dependerá do tipo e condições de serviço.

Uma das principais causas de falha do turbocompressor é uma falha de lubrificação suficiente nos mancais do turbo na partida do motor ou no desligamento repentino quando em carga. Este efeito danoso pode ser aliviado pelo uso de um filtro by-pass ou válvula de pré-lubrificação. Quando não existe esta válvula,o procedimento recomendado é esperar alguns instantes após ligar ou desligar o motor, para permitir a estabilização do fluxo de óleo vindo do motor operando em marcha lenta.

5.2- Causas de Falha do Turbocompressor

Os fatores que podem ocasionar a falha de um turboalimentador são muitos, porém podemos agrupá-los em categorias gerais:

01- Falta de óleo lubrificante
02- Impureza no sistema de lubrificação
03- Material estranho no sistema de admissão de ar ou exaustão
04- Contra pressão no Carter
05- Falha do equipamento auxiliar
06- Parada brusca do motor
07- Acoplamento incorreto
08- Material de montagem
09- Contra pressão de escape
10- Aplicação incorreta

11- Alta temperatura

5.2.1- Falta de Óleo Lubrificante

Este tipo de falha, ocorre quando a quantidade de óleo que está sendo levada ao turbocompressor não é suficiente para:

a- Lubrificar adequadamente os mancais de apoio e encosto
b- Equilibrar os mancais de apoio e o conjunto Eixo e Rotor
c- Proporcionar arrefecimento necessário a todos os componentes internos do Conjunto Central.

5.2.2- Impurezas no Sistema de Lubrificação

O funcionamento do motor com óleo lubrificante contaminado, causará sempre, sérias avarias aos mancais de apoio desgastando o seu Ø externo e aumentando a folga radial, e em consequência, o atrito da Roda Compressora e Impulsora em seus alojamentos.

Existem certas condições em que o óleo lubrificante é desviado do filtro:

a- Quando a válvula de lubrificação do turboalimentador estiver aberta (como por exemplo, ao ser dado a partida)
b- Quando o filtro de óleo estiver obstruído e a válvula de derivação se abrir.
c- Quando a válvula de lubrificação ou a válvula de derivação do filtro, não funcionar corretamente, em consequência de componentes gastos ou emperrados.

5.2.3- Material Estranho no Sistema de Admissão de Ar ou Exaustão

Quaisquer partículas que penetrem pelo sistema de admissão de ar ou exaustão, danificarão as extremidades das rodas Compressora ou Impulsora.

Pedaços desprendidos do motor, coletor, carcaça da turbina, velas de pré-aquecimento, afetarão a roda impulsora - (parte quente).

Quaisquer partículas não retidas pelo elemento do purificador de ar, ou desprendidas das tubulações de admissão de ar, afetarão as palhetas da roda compressora (parte fria).

5.2.4- Contra Pressão de Carter

Esta falha deve ser diagnosticada instrumentalmente, e tomada no orifício da vareta do nível do motor, operando a plena carga. Esta pressão pode ser causada pelas seguintes falhas:

a- Passagem de ar ou gases, durante o ciclo de compressão efetuada pelos cilindros.

b- Desgastes de peças do motor, anéis, camisas, pistões ou ainda, pelo entupimento do respiro de carter.

c- Má vedação do turboalimentador (lado quente), desgastes do anel.

5.2.5- Falha do Equipamento Auxiliar

Alguns modelos de motores equipados com válvulas de desvio do gás ("by pass, waste gate"), principalmente em máquinas de Terraplenagem e Aviões.

A função destas válvulas é manter mesmo em baixa rotação e cargas impostas ao motor, o maior volume de ar e pressão possíveis no coletor de admissão. Quando o motor atinge sua rotação e potência máxima, as válvulas são acionadas e o excesso dos gases deixam de ser dirigidos à roda impulsora, passando pela tubulação de escape, não sobre-comprimindo o motor.

Quando ocorre o engripamento destas válvulas, a unidade rotativa do turboalimentador atinge excessiva velocidade, ocorrendo o que chamamos de disparo do turboalimentador. Essa falha acarretará sérios danos ao turbo e ao motor.

5.2.6- Para Brusca do Motor

A prática muito comum de interromper o funcionamento de um motor após de trabalho ou percurso, acarretará na perda da dureza do colo dos mancais da unidade rotativa do turboalimentador, pois o calor acumulado na carcaça da turbina e roda impulsora, serão transferidos às partes temperadas do eixo, reduzindo a dureza especificada.

É necessário portanto deixar o motor funcionando por três ou quatro minutos em meia rotação, baixando dessa maneira a temperatura.

5.2.7- Acoplamento Incorreto

Temos observado que grande parte dos conjuntos centrais, são destruídos pelo mal acoplamento ou utilização de carcaças da turbina, deformadas. O exame destas peças é importante para o perfeito funcionamento do conjunto central, pois quando reaproveitadas sem um exame visual, poderão causar sérios danos ao turboalimentador ou ao motor. É aconselhável que os usuários menos experientes tomem conhecimento destes assuntos causadores de constantes prejuizos.

5.2.8- Material ou Montagem

Este tipo de falha é evidente por si mesmo, e isto ocorre quando algum componente do turboalimentador apresentou defeito ou foi montado ou balanceado incorretamente ou ainda, fabricado fora das especificações dos fabricantes.

Achamos portanto, que o usuário deve estar sempre atualizado quanto às recuperações e fabricações.

5.2.9- Contra Pressão de Escape

Qualquer restrição após a saída dos gases de escape, causará sérios danos ao turboalimentador e ao motor. A redução dos diâmetros especificados pelos fabricantes, curvas pronunciadas, silenciosos inadequados ou amassados são os principais causadores destas falhas. Ao diminuir o ruído de funcionamento do motor, o silencioso restringe um pouco a saída dos gases de escape, mantendo uma pequena pressão no sistema de escape. Isso naturalmente reduz a potência do motor, mas mesmo assim o silencioso não deve ser retirado.

As válvulas de escape funcionam em altas temperaturas, por causa da passagem constante dos gases aquecidos. O silencioso, reduzindo a velocidade de escoamento dos gases, proporciona escoamento mais homogêneo nas válvulas de escape impedindo o empenamento das mesmas, além disso, ele exerce papel importante durante a troca de gases nos cilindros.

A eliminação do silencioso pode inicialmente aumentar a potência do motor, mas não deve ser feita devido ao risco de em-

penamento das válvulas, o que resulta em perda total ou parcial de compressão e consequentemente a potência.

5.2.10- Aplicação Incorreta

O motor turboalimentado é parte de um sistema completo, começando com a entrada de ar no compressor, e terminando com a descarga dos gases na saída da turbina. Portanto, cada um desses três componentes: o compressor, o motor e a turbina, trabalham relacionados e reagem em conjunto. A substituição por produtos não especificados pelos fabricantes do motor, poderá acarretar em sérios danos ao motor. A simples troca de uma carcaça da turbina, (carcaça quente) poderá provocar pressões mais altas ou mais baixas, o que constatamos com frequência, ser responsável por vultosos prejuizos.

5.2.11- Injetores

A função dos injetores é introduzir o óleo combustível nos cilindros de maneira mais adequada para a queima, isto é, em forma de minúsculas gotas, se por exemplo a mesma quantidade de combustível for introduzida no cilindro sob forma de jorro líquido, grande parte do mesmo não será aproveitado, pois não se queimará. Além disso, poderá escorrer para o carter do motor, diluindo o óleo lubrificante e alterando suas características. Outra parte sairá pelo escapamento sob forma de fumaça preta. A falta de potência do motor nesses casos, é devida ao pouco aproveitamento do combustível. Quando um motor está com os injetores funcionando bem, e a bomba injetora bem regulada, os gases de escape não são visíveis e obtem-se a máxima potência do motor.

5.3. Reposição de um Turboalimentador

É importante que se identifique a falha do turboalimentador, e se ela causou avarias à roda compressora ou roda impulsora, cabeçote ou cabeçotes deverão ser removidos, para a retirada das partículas de metais que tenham sido transportadas para os sistemas de exaustão ou admissão.

Se a falha resultou na contaminação do sistema de lu-

brificação com partículas estranhas, é necessário lavar o carter do motor ou mesmo desmontar parcialmente todos os componentes do sistema para assegurar que todas as partículas tenham sido removidas. Instale o turboalimentador de reposição obedecendo às instruções do fabricante. Drene e reabasteça o carter do motor, troque os filtros de óleo e de ar, pré-lubrifique o conjunto central com óleo limpo, e utilize juntas novas, inspecione os sistemas de admissão e exaustão corrigindo possíveis vazamentos, funcione o motor e certifique-se de que não existem ruídos anormais.

5.4. Operação Correta e Econômica

O motorista ou operador desempenha um papel importante no custo da operação, não só nas providências diárias de manutenção, como na maneira de conduzir ou operar o equipamento.

Rotações baixas demais nas quais o motor não mais responde às solicitações do acelerador, trazem desgastes prematuros de vários componentes internos do motor, encurtando a sua vida útil, e consumindo mais combustível.

A aceleração desnecessária às mudanças de marchas em veículos dotados de sincronizadores de marchas, também elevam o consumo de combustível. Uma operação ou condução econômica pode ser realizada, utilizando-se os limites especificados pelos fabricantes do motor.

5.5. Detecção de Problemas

A maioria das falhas em turboalimentador são causadas por uma dessas três razões básicas: falta de lubrificante, ingestão de objetos estranhos e contaminação de lubrificante. O propósito de detecção de falhas é identificar a razão da falha para evitar remoções desnecessárias e efetuar os reparos necessários.

Os sintomas que podem indicar um possível problema com o turboalimentador são: (1) o motor perde a potência, (2) fumaça preta, (3) fumaça azul e consumo excessivo de óleo e (4) operação ruidosa do turboalimentador.

5.5.1- Perda de Potência do Motor ou fumaça preta

Podem resultar de insuficiência de ar alcançando o motor ou pode ser causado por restrições à admissão de ar no motor ou vazamento de ar nos sistemas de exaustão ou admissão.

Para detectar o problema é necessário colocar o motor em operação e escutar o som produzido do sistema turbo. Um vazamento de ar do compressor ao motor é um som menos agudo do que no vazamento de exaustão entre o motor e a turbina. Se o som do turbo é cíclico ou muda de intensidade a causa provável é a obstrução no filtro de ar, material solto no duto de admissão do compressor ou acúmulo de sujeira no rotor do compressor ou carcaça do compressor.

Quanto ao acúmulo do material, uma primeira inspeção pode ser feita no filtro de ar quanto ao nível de sujeira admitido pelas especificações do fabricante. Para uma melhor verificação, retira-se a tubulação do filtro de ar ao turbo e examinar quanto ao acúmulo de sujeira ou danos ocasionados por objetos estranhos. Verificar se existem braçadeiras soltas nas conexões do compressor e chegar o sistema de admissão do motor quanto a parafusos soltos, juntas com vazamento, etc. Desconectar também o tubo de exaustão e verificar se existe alguma restrição ou material solto. Examinar o sistema de exaustão do motor quanto a trincas, porcas soltas ou juntas queimadas. È essencial verificar o conjunto do eixo do turbo e sentir se o eixo gira livremente. Observar a existência de sinais de roçamento ou impacto no rotor, a folga axial do eixo de um extremo ao outro e a folga radial de cima para baixo, ou de trás para frente. Normalmente, existe folga radial, porém, se esta folga for suficiente para permitir que qualquer dos rotores toque as carcaças quando girado com a mão, então há folga excessiva. Se nenhum desses sintomas for notado, a perda de potência no motor não está sendo causada pelo turboalimentador.

5.5.2- Fumaça Azul

É uma indicação do consumo de óleo e pode ser causado por vazamento no sistema de vedação do turbo ou outros problemas internos do motor. É necessário chegar o filtro de ar quanto a restrições de acordo com o manual de serviço do fabricante do motor. Restrição no filtro de ar maior que a normal pode provocar

vazamento de óleo pela vedação do lado do compressor. Verificar a tubulação do turbo e o conjunto do eixo quanto à rotação livre, danificação nos rotores ou roçamento com as carcaças. Verificar se não existem restrições ou danos na tubulação de dreno do óleo, o que pode causar vazamento de óleo pela vedação do turbo. Verificar também se existe alta pressão no carter, que deve estar dentro das especificações do fabricante do motor e verificar se existe óleo no sistema de exaustão. Se houver óleo, é necessário consultar o manual do motor para os reparos apropriados.

5.5.3- Consumo Excessivo do Óleo do Motor sem Indicação de Fumaça

Verificar o filtro de ar quanto a restrições, a tubulação de descarga do compressor quanto às conexões soltas e chegar a pressão do carter, verificar se o conjunto do eixo gira livremente. Verificar também se há evidência de contato dos rotores com as carcaças. Se houver contato pode senti-lo rodando e empurrando ou puxando o eixo.

5.5.4- Turboalimentador Ruidoso

Inicialmente verificar se todas as conexões de pressão estão apertadas — tubulação de descarga do compressor, tubulação de escape, etc. Verificar se o eixo está com folga excessiva e procurar marcas de contato dos rotores ou dano nas palhetas dos rotores por objeto estranho. Se existir contato ou dano nas palhetas, remova e substitua o turboalimentador. Se a reposição do turbo for necessária, é importante que a unidade seja pré-lubrificada e o sistema de óleo do motor seja cheio antes da instalação. Verificar a tubulação de alimentação de óleo quanto a danos ou restrições.

Podemos resumir a detecção de problemas em:
Primeiro, se o motor está com pouca potência ou emitindo fumaça preta, deve se verificar quanto a: (1) filtro de ar sujo, (2) conexões soltas (3) motor com excesso de combustível. Segundo, se o motor estiver emitindo fumaça azul e o consumo de óleo for alto, deve-se verificar: (1) filtro de ar sujo, (2) vedação e mancais do turbo danificados, (3) motor queimado óleo, (4) turboalimentador internamente obstruído por óleo sujo. Terceiro, se hou

ver operação ruidosa do motor, deve-se verificar quanto a: (1) danos no rotor do compressor ou rotor da turbina por objeto estranho, (2) falha nos mancais do turbo por falta de lubrificação ou óleo contaminado, (3) conexões soltas.

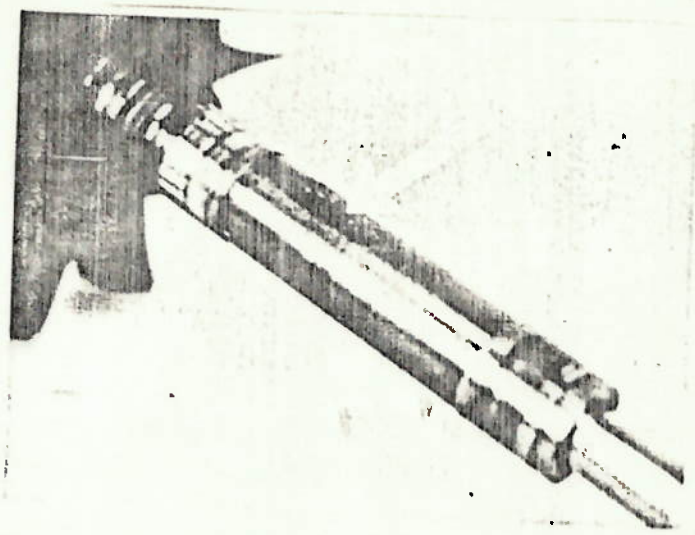


Fig. 5.1 Eixo descolorido

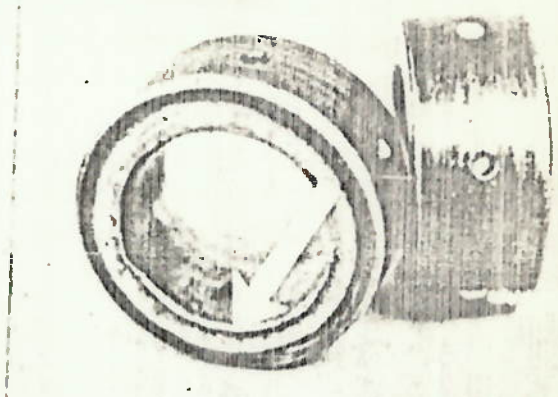


Fig.5.3 Mancal severamente sobreaquecido

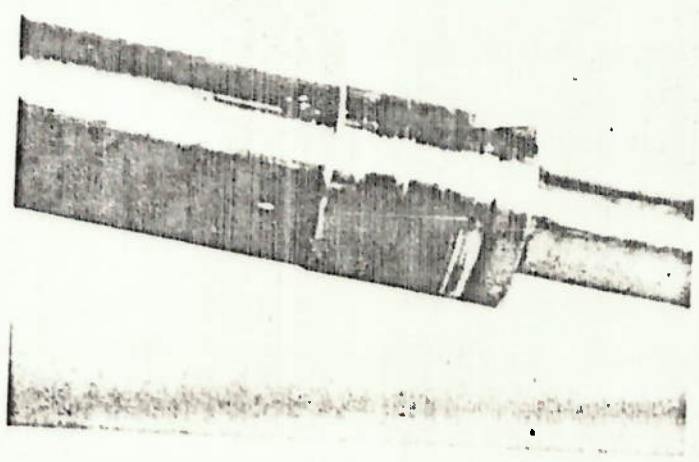


Fig. 5.2 Metal do mancal depositado no eixo

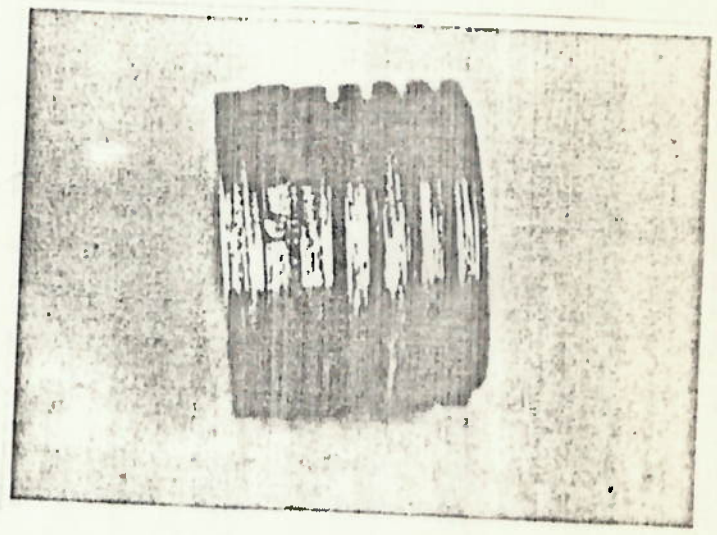


Fig. 5.4 Desgaste no espaçador

O movimento do eixo resultante do desgaste dos mancais provoca um roçamento intenso no diâmetro externo do espaçador. Note também que o anel de pistão perdeu a tensão original.

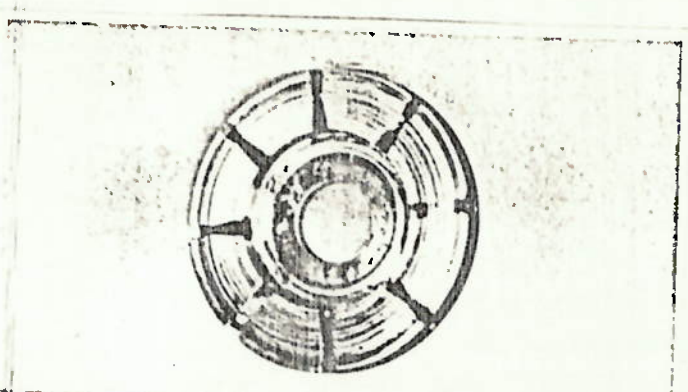


Fig. 5.5 Colar de encosto gasto

A figura ___ mostra a superfície de um colar de encosto severamente gasto. Note que a superfície desgastou se bastante, ___ grau a exposição de áreas de concentração de óleo.

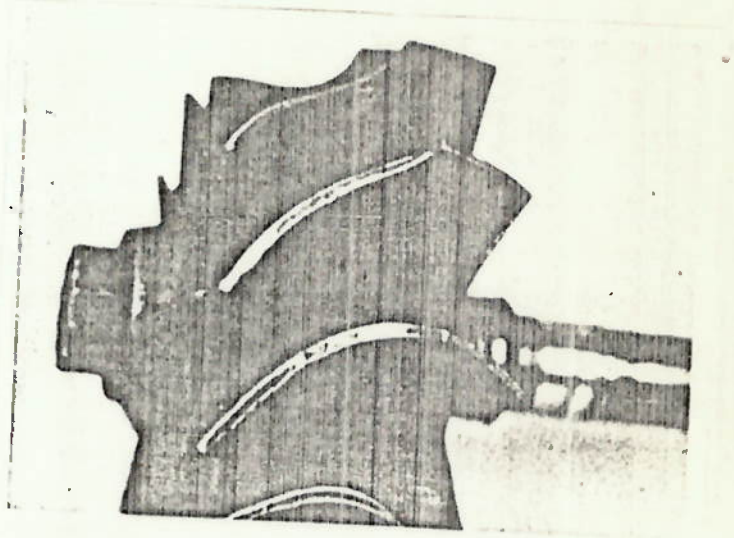


Fig.5,7 Palhetas do rotor da turbina gastas

A figura ___ mostra um contato intenso das palhetas do rotor da turbina com a carcaça da turbina, após a falha dos mancais.

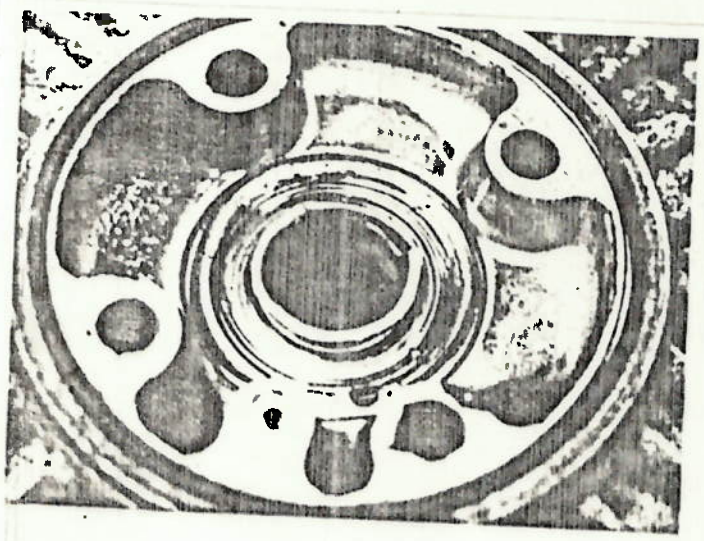


Fig.5.6 Mancal de escora gasto

Aqui, na figura ___ o extremo calor friccional entre o colar e o mancal de escora fundiu o material do mancal de escora.

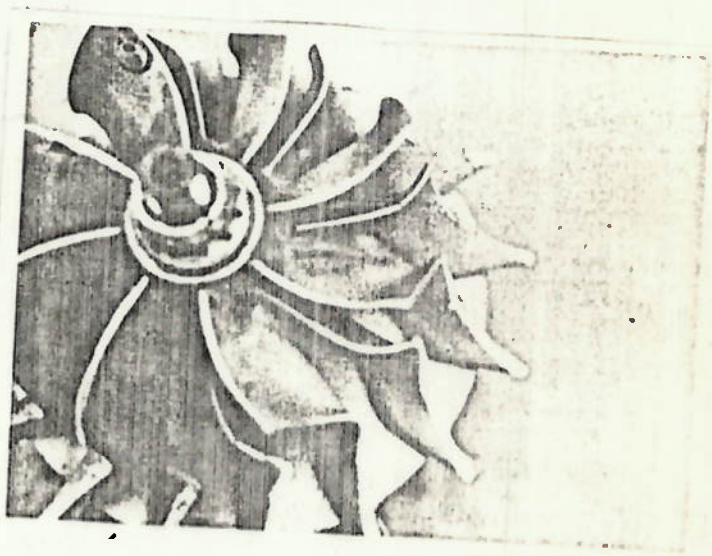


Fig.5.8 Palhetas do rotor do compressor gastas

As palhetas do rotor do compressor rasparam-se contra a carcaça do compressor após a falha dos mancais. Note que as pontas das palhetas estão deformadas e há perda de material no contorno das palhetas. Neste caso o eixo rompeu-se.



Fig. 5.9

Mancal do encosto interno danificado

Aqui na figura , os furos dos pinos metálicos de retenção do mancal de encosto interno estão deformados. A superfície do mancal está côncava. Esta peça é raramente danificada, porém, quando isto ocorre é indicação de total falta de lubrificação.



Fig. 5.11

Mancais radiais de bronze sobreaquecidos

Mancais radiais de bronze quando sobreaquecidos perdem a camada de estanho e se descoloram. Aqui, na figura , a camada de estanho está gasta e completamente manchada. Um mancal novo é mostrado à direita para melhor comparação.



Fig. 5.10

Mancais radiais sobreaquecidos

Mancais radiais de alumínio quando sobreaquecidos se fundem. Note na figura que os furos de óleo estão fechando e que a superfície apresenta extrusão de material e trincas devido ao sobreaquecimento e o amassamento devido ao movimento do eixo.

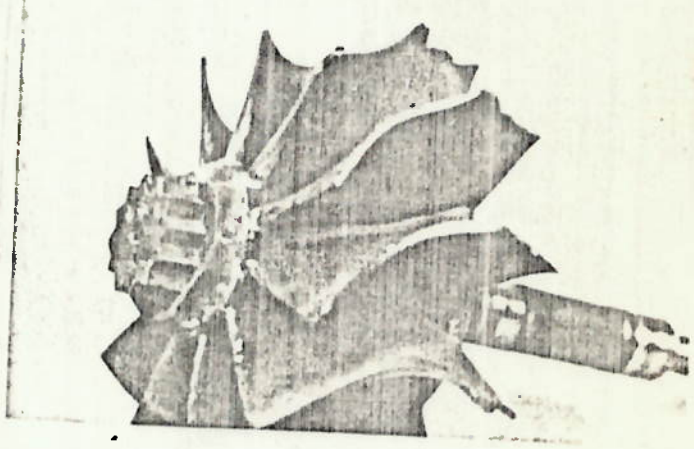


Fig. 5.12

Palhetas do rotor da turbina danificadas

A seguir, vamos considerar avarias típicas causadas por ingestão de objetos estranhos. Material solto do motor como pedaços de válvulas ou anéis produzem grande avaria nas pontas das palhetas do rotor da turbina. Note na figura que a avaria é quase uniforme em todas as palhetas.

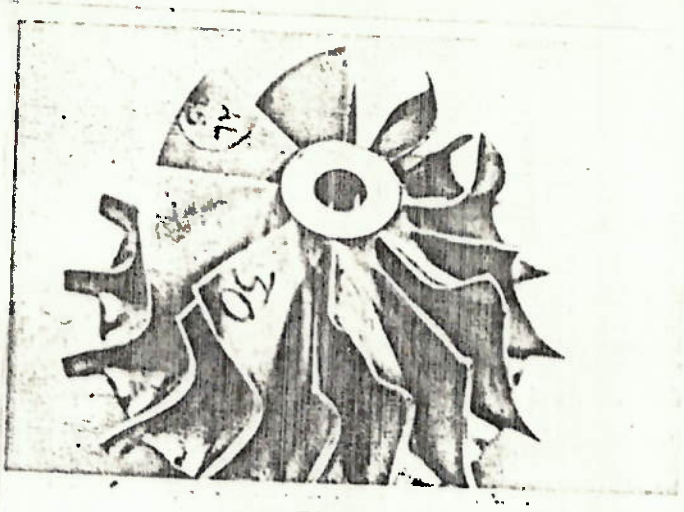


Fig. 5.15

Palhetas do rotor do compressor danificadas .

A ingestão de material macio como estopa, panos de oficina, calços de borracha, dobram as palhetas para trás.

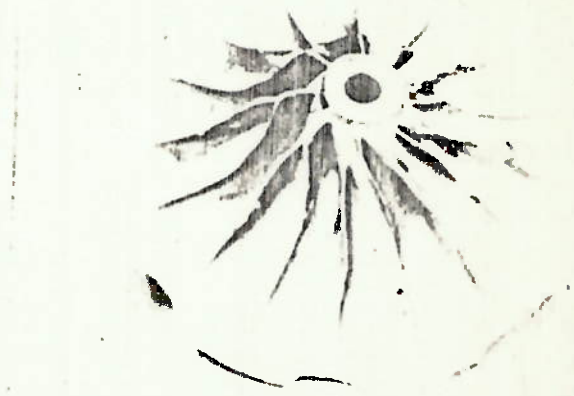


Fig. 5.15

Fig.5.15 Exemplo extremo de erosão por areia

Na figura tem um exemplo extremo de erosão por areia provocado por uma junta solta entre a admissão do turboalimentador e o filtro de ar.

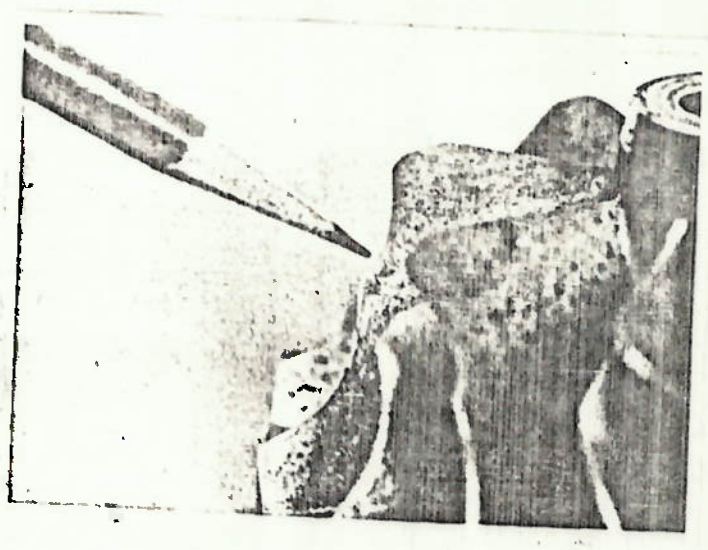


Fig. 5.14

Palhetas do rotor do compressor gastas

Material abrasivo como areia ou pó provoca rápida erosão no material do rotor do compressor. Note na figura o chanfro gasto na secção do contorno das palhetas e os cantos arredondados na ponta das palhetas.

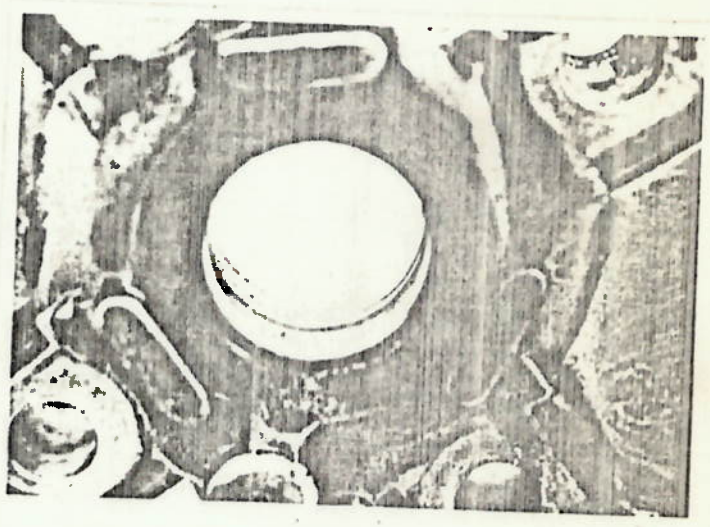


Fig. 5.16

Alojamento do anel de pistão gasto

O roçamento e desgaste severos do alojamento do anel de pistão é provocado pela instabilidade rotacional devido ao desbalanceamento. Note na figura os fortes sulcos e desgaste no diâmetro interno.

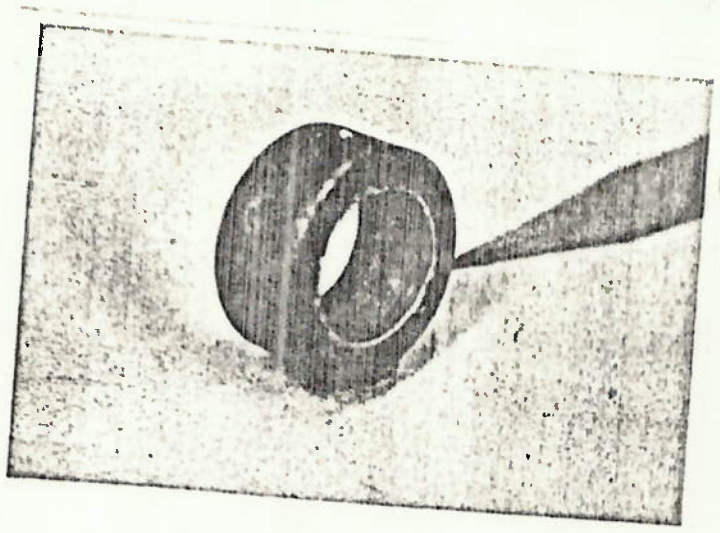


Fig. 5.17

Mancal radial danificado

A figura mostra a extrusão de material do mancal por causa das altas cargas provocadas pelo movimento do eixo.

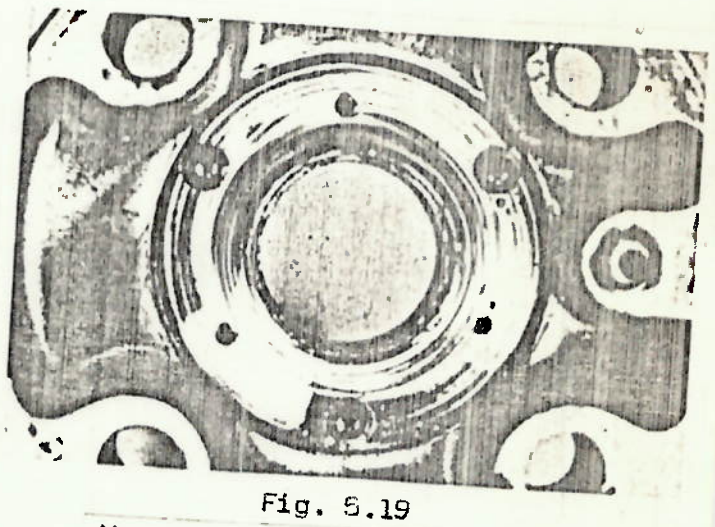


Fig. 5.19

Mancal de escora gasto

A superfície do mancal de escora desgasta-se rapidamente pela ação abrasiva de contaminantes contidos no óleo lubrificante. Note na figura que 2 ou 3 patamares estão completamente gastos e os furos de óleo estão começando a fechar-se.

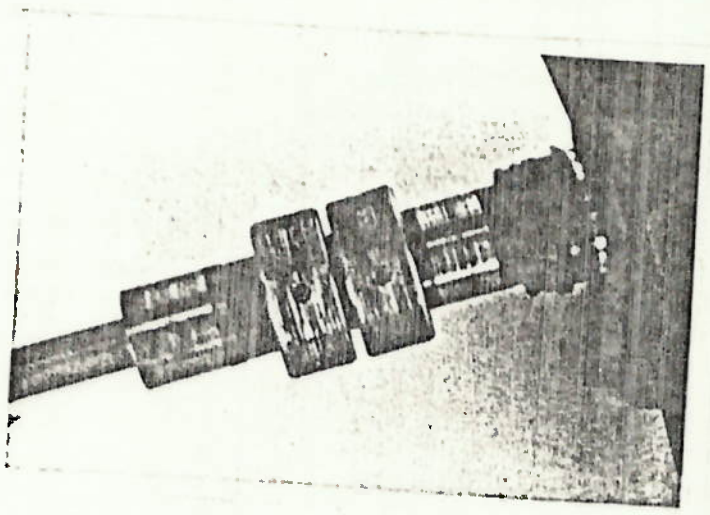


Fig. 5.18

Eixo riscado

Finalmente, vamos examinar as avarias típicas causadas por contaminação de lubrificante. Lembre-se que o turbaolimentador recebe óleo filtrado do sistema de lubrificação do motor. O eixo mostrado na figura é normalmente polido com um acabamento de espelho. A contaminação do óleo provocou os riscos mostrados.



Fig. 5.20

Colar de encosto gasto

Ambas as superfícies deste mancal de encosto estão riscadas e desgastadas por contaminantes no óleo lubrificante.

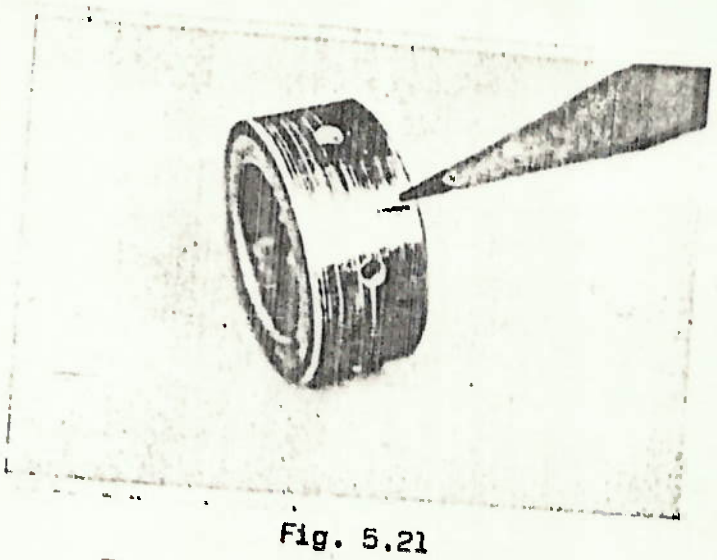


Fig. 5.21

Mancal radial gasto

Tanto a superfície interna como externa deste mancal estão riscades e desgastadas e a camada de estanho está faltando na figura

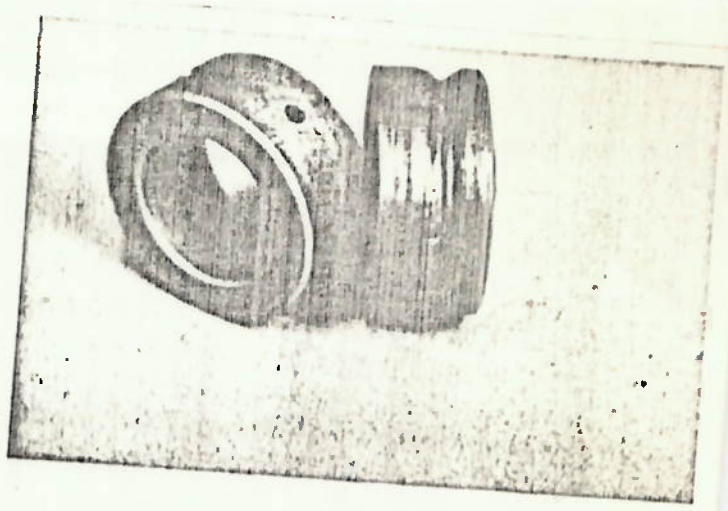


Fig. 5.23

Mancal gasto comparado com um bom

Uma contaminação severa pode produzir um canal ou raspura profunda no diâmetro externo do mancal radial. Isto geralmente ocorre com contaminação por partículas metálicas. Um mancal com bom aspecto é mostrado à esquerda como referência.

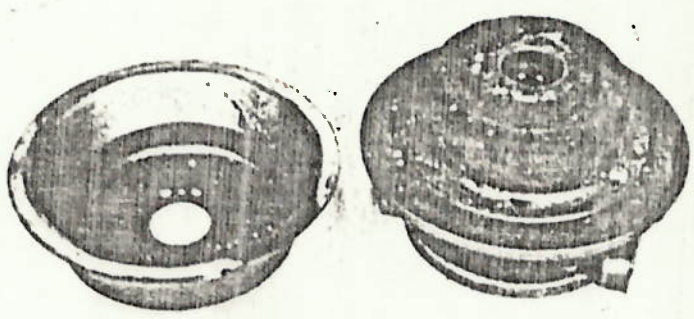


Fig. 5.22

Carcaça central coberta por borra de óleo.

Borras de óleo cobrem o interior da carcaça central e obstruem o sistema de vedação provocando grande vazamento de óleo. Estas borras podem endurecer com o sobreaquecimento e provocar desgaste nos mancais e elementos de vedação.



Fig. 5.24

Contaminantes incrustrados em mancal de alumínio

Alguns contaminantes podem incrustrar-se nas superfícies dos mancais de alumínio provocando um desgaste interno no eixo e nos alojamentos dos mancais na carcaça central

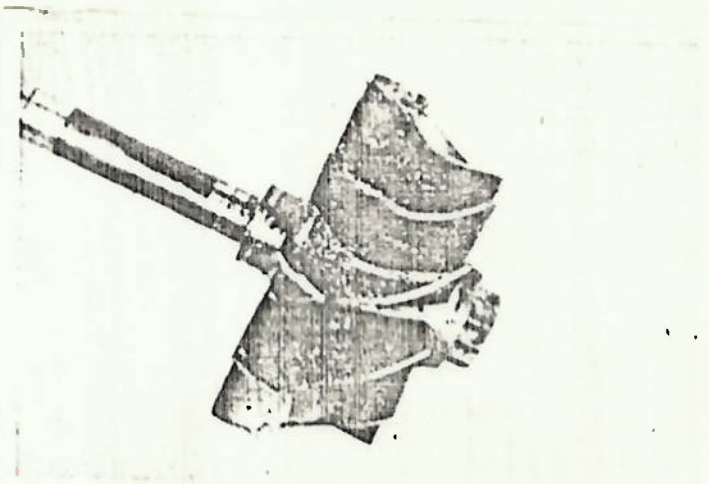


Fig. 5.25

Depósitos de óleo queimado no rotor da turbina.

Depósitos de óleo queimado no rotor da turbina resultam de óleo sendo queimado na turbina. Este óleo pode vir ou de um vazamento do turbo provocado por uma carcaça central obstruída por borra ou do próprio motor.

6- ESTÁGIO ATUAL E TENDÊNCIAS FUTURAS

6.1- Introdução

O motor diesel turbocarregado tem tornado uma instalação de potência consolidado para veiculos motorizados; efetivamente para caminhões pesados, ele é uma instalação de potência dominante . As razões para este domínio são boa economia de combustível, baixo custo específico (custo por cavalo força) e baixo volume específico (volume por cavalo força). Estes tornam-se as razões para incrementar a produção através dos anos 80, mas o diesel está encarando a forte competição da turbina a gás na mais alta potência final de seu alcance e pode defrontar com a competição dos motores de carregamento estratificado de baixa potência final. Ele parece também poder encarar a competição dos motores de ciclo Stirling antes do final dos anos 80. Entretanto, a produção atual dos turbocompressores é sadia e produtiva, espera-se largamente a sua adoção nos motores diesel menores que aqueles previamente considerados "que valem a pena" turbocarregar e o reavento dos motores turbocarregados a gasolina. É portanto, oportuno reexaminar o papel de turbocarregamento hoje e olhar para as necessidades e alterações requeridas para manter competitiva a posição corrente de veículos de motores turbocarregados através da década de 80.

O turbocarregamento de motores de veículos é um desenvolvimento que realmente pegou durante as duas últimas décadas. Entretanto a concepção e a realização inicial são muito mais antigo. Realmente, a primeira patente do Dr.Buchi no assunto foi levado em 1905, para um motor turbocomposto. Na patente de 1915, ele removeu o elo mecânico entre a montagem da turbina/compressor e o eixo da manivela, então obteve o primeiro motor turbocarregado sem restrições. Entretanto, este ainda não foi até que ele patenteou o "Buichi" ou sistema de turbocarregamento pulsante, usando o pequeno, estreito tubos de exaustão entre o motor e a turbina como nós vemos hoje, este sistema viável foi desenvolvido. Aqueles primórdios experimentos tomou lugar largamente nos motores marítimos e de locomotivas e isto conveio muito mais tarde para os pequenos turbocompressores que foram desenvolvidos para os veículos de estrada.

Olhando para trás, parece surpreendente quanto tempo se levou para desenvolver pequenos turbocompressores e para os fabrican

tes de motores de caminhão os adotarem.

Pelos padrões de hoje, os pequenos turbocompressores da década de 40 parecem complexos, ineficientes e grandes para sua capacidade de vazão. Quando o turbocompressor foi desenvolvido oportunamente, eles foram ajustados para os motores diesel existentes, conforme a necessidade para maior potência desenvolvida, como um método que evita o alto custo de introduzir um novo, grande motor. Hoje é raro um novo motor ser projetado novamente na forma de aspiração natural. Assim, um fabricante usualmente introduzirá uma linha de motores em aspiração natural e na forma turbinada, na qual algumas vezes inclui uma versão de carga refrigerada para promover o aumento da faixa de potência obtível de uma linha de produção.

Para médio e grande caminhões, o turbocompressor, o motor diesel de injeção direta não tem efetivamente competidor no momento, sendo ligeiramente mais eficiente e mais barato que os diesel de aspiração natural de mesma potência de saída, consideràvelmente mais eficiente que o equivalente motor a gasolina na sua faixa inferior e a turbina a gás na sua faixa superior, especialmente na parte de carga. Entretanto, se os motores de grandes caminhões está para ficar competitivo com a turbina a gás dos anos 80, então deverá ser feito um desenvolvimento para reduzir o seu custo específico, volume, ruidos e emissões.

6.2- Abstrações

Devido a combinação dos efeitos de pressão econômica , consumo de combustível e emissões finais, turbocompressores são agora usados na gasolina e nos motores diesel cobrindo a faixa de potência de em torno de 100 a 50.000 HP.

Os requisitos localizados nos sistemas de turbocarregamentos nas muitas aplicações diferentes de automóveis (gasolina ou diesel), caminhões e veículos são revisados.O desenvolvimento que será requerido nos anos 80 é realçado, junto com uma análise de limitações atuais e potencial futuro.

Estes desenvolvimentos não relacionam somente à maquinaria turbo, mas também para o projeto de sistema, isto é, a maximização da utilização da energia dos gases de exaustão. Assim a capacidade desse tipo de motor deve continuar a aumentar.

A desvantagem de sistemas de turbocarregamento conven-

cional está na sua inabilidade de produzir um incremento de pressão desejável nas baixas rotações de motor com o fim de obter bom torque do motor a baixa rotação sem fumaça.

Pequeno, eficientes turbocompressores estão agora disponíveis para o turbocarregamento de motor diesel nas classes de 80 a 150 HP e o primeiro desses motores está agora em produção. A larga faixa de rotações desses motores também agrava o problema de encontrar bom torque a baixa rotação, e os requerem turbocompressores com faixa de vazão muito larga. Parecem certo que mais motores diesel turbocomprimido de carros de passage passeio nesta potência conjugada estarão em produção em breve. Esses mesmos turbocompressores são utilizados no Buick, Ford, Renault, Porshe e Saab os motores a gasolina de automóveis de passageiro. A legislação de economia de combustível resultante da crise energética de 1973 tem certamente voltado a atenção para o pequeno motor a gasolina turbocomprimido como uma alternativa para o grande motor de aspiração natural de mesma potência de saída. Melhor economia de combustível é obtido por uma redução de peso, perda por atrito reduzidas em um sistema bem otimizado, por operação a maior abertura do afogador.

Alta eficiência do turbocompressor, é menos importante que faixa de vazão larga, resposta rápida e um bom sistema de controle para evitar o sobreincremento de pressão, e resultando a quebra do motor a alta rotação.

Para o motor turbocarregado se afirmar e realmente expandir sua posição nos anos 80, o desenvolvimento deve provàvelmente ser:

1 - Aumentar a faixa de vazão
2 - Aumentar a eficiência
3 - Aumentar o incremento de pressão a baixas rotações sem o sobre incremento de pressão nas altas rotações.
4 - Aumentar taxa de pressão embora mantendo a eficiência e a faixa de vazão, para a alta saída dos motores.
5 - Melhorar a transferência dos gases de exaustão do motor para a turbina e utilização do escoamento não estático através das turbinas
6 - Redução do ruído
7 - Redução de custo
8 - Preservação de integridade mecânica
9 - Desenvolver compacto e barato resfriadores de carga do ar

10 - Desenvolver turbocompressores menores para motores a gasolina abaixo de 2 litros

A proposta deste escrito é revisar esses requisitos como eles expõem para as diferentes aplicações, para olhar o atual e desenvolvimento futuros e para demarcar os alvos que devemos encontrar nos anos 80.

6.3- Turbocarregamento do Motor a Gasolina

Potencialmente o mais longo alcance do desenvolvimento de turbocarregamento é a adoção do sistema nos motores a gasolina para uma boa economia de combustível em automóveis. Um grande aumento da produção de turbocompressor será necessário, com consequente mudança nas técnicas de fabricação, requerendo um grande capital de investimento. É,entretanto,vital considerar o potencial a longo prazo do motor a gasolina turbocarregado.

A situação atual nos U.S.A. é diferente daquela na Europa. Nos U.S.A. qualquer coisa, que melhore a economia de combustível, ainda por uma pequena margem, deve ser considerado seriamente para permitir um fabricante alcançar os objetivos legislados.Muitos dos caminhos para boa eficiência são atualmente considerados caros, mas não pode ser ignorado se uma vantagem de economia de combustível pode ser mostrado. Em contraste, os carros de passageiro europeus é tipicamente pequeno, mais leve e menor consumo extra de potência, portanto é geralmente considerado mais eficiente.Restrições na emissão de exaustão são mais clementes e governantes, estão menos habituados a impor legislação requerendo,repentinamente, maiores mudanças. Assim, o turbocompressor tende a ser ajustado como o pacote de desempenho para os veículos de "topo de linha". (Porshe, Saab, Renault e até recentemente BMW). Assim a posição é clara na Europa. Se oportunamente os turbocompressores estão à disposição , então eles serão aceitos por alguns fabricantes como opções esportivas para sua linha de veículos normal, e a produção quantitativa deverá ser modesta para o nível de motores a gasolina. O custo total instalado de um sistema de turbocarregamento não é provávelmente aceitável para a maioria popular, pelo volume produzido de versões.

Na América do Norte, fabricantes estão preocupados em encontrar algum método objetivando a economia de combustível sem um maior sacrifício no desempenho, mas uma vez mais que o método de

atingir esses objetivos tem provido somente a do maior custo competitivo que sobreviverá. Isto está nêste contexto na qual o turbocarregamento deve ser considerado. Se o ganho de economia de combustível é substancial, o turbocompressor está aqui para ficar. Se o ganho de economia de combustível é modesto, então o seu sucesso depende da redução do custo de fabricação. Para turbocompressores serem usados em todos motores a gasolina, eles devem ser fabricados na mesma quantidade como bombas de água e quase no mesmo custo. Isto requer uma completa reconsideração no projeto para produção.

O principal problema do turbocarregamento nos motores a gasolina fica, e sempre ficará, no controle de detonação. Métodos convencionais de controle de detonação estão restritos ao pico de pressão máxima, menor taxa de compressão do motor, ignição retardada usando resfriamento da carga do ar ou injeção de água. As duas últimas técnicas são improváveis de serem considerados seriamente. As três opções restantes podem ser permutados um contra o outro para encontrar algum ponto de melhor compromisso para um requisito particular de potência. Redução da taxa de compressão ou sincronização retardado de ignição, ambos com menores eficiências do motor, mas a sincronização retardada tem a vantagem de ser usado quando requerido. Entretanto, o aumento do potencial de força do turbocarregamento é limitado. O sistema Buick de sincronização controlada eletronicamente por um sensor de detonação, é uma técnica particularmente elegante. Motores de taxa de compressão variável está sendo desenvolvidos, mas eles tornarão resistentes e o custo efetivo nos anos 80?

Desenvolvimentos técnicos em progresso mostram a segurança de operação, instalação, sistema de controle de combustível, controle de incremento de pressão, incrementando o aumento de pressão nas baixas rotações e reduzindo a irregularidade do funcionamento do turbocompressor. Ainda que os turbocompressores tenham sido desenvolvidos para um alto padrão de segurança nos motores a diesel, a alta temperatura de exaustão do motor a gasolina é uma séria dificuldade para o turbocompressor e os sistemas de tubulação de exaustão. Não é provável a redução da temperatura de entrada nos anos 80 e o uso da sincronização retardada para o controle da detonação, resulta promover aumento na temperatura de exaustão. Compacto, tubulações melhor projetadas são necessários, junto com um desenvolvimento do material para a carcaça da turbina. Será nessa área que nós veremos a produção da primeira turbina de cerâmica nos anos 80?

A característica da capacidade natural de escoamento na turbina do turbocompressor convencional é menos oportuno para o motor a gasolina do que qualquer outra aplicação, devido a larga faixa de rotação do motor (e portanto vazão em massa) e a restrição do pico de pressão máxima (para evitar detonação). Tem sido feito esforço para contrabalançar essa tendência em um caminho efetivo, barato e eficiente. Atualmente, isso significa um sistema de exaustão waste gate para restringir a taxa de expansão de pequenas turbinas na alta rotação e carga do motor, influenciando a eficiência da turbomáquina para condições de baixa taxa de vazão, reduzindo o cruzamento da válvula de exaustão, etc. Fig. 6.1 compara curvas de torque de diversos motores supercarregados de capacidade 1,8 a 3,8 litros, e mostra as diferentes características que foi encontrado. Novos desenvolvimentos dirigidos para aperfeiçoar o incremento de pressão requerida para as baixas rotações. Pode o projeto de válvula, orifício e tubulação ser otimizado para a utilização da energia na turbina a baixa rotação do motor? Pode o waste gate ser remontado por turbina de geometria variável nos anos 80, ou o sistema de waste gate será projetado para carcaça dividida da turbina para utilizar a vantagem de sua energia pulsante na baixa rotação do motor?

O retardamento do turbocarregamento é um problema que torna considerávelmente mais aparente no motor a gasolina do que no diesel, ainda quando o incremento de pressões é menor. É a menor inércia do motor a gasolina, seu vigor e sua larga faixa de vazão que desmascara o atraso na resposta do turbocompressor. Esta é uma área crítica para desenvolvimento nos anos 80. Muito trabalho tem sido feito para definir o problema e recompensando a área de investigação potencialmente importante para resolver o problema de retardamento do turbocompressor diesel, mas trabalho similar deve ser empreendido para o motor a gasolina. Certamente pequeno volume de tubulação de entrada e exaustão é requerido, junto com a baixa inércia do turbocarregamento, alta eficiência da turbomáquina para taxas bastante baixas de pressão, pequeno cruzamento de válvula e controle bem projetado de incremento de pressão e sistemas de combustível. A baixa inércia rotativa de uma turbina de cerâmica pode ser a resposta.

O consumo específico de combustível de um motor a gasolina turbocarregado não é necessariamente muito melhor que um motor aspirado naturalmente. Fig. 6.2 compara as curvas do consumo específico de combustível para as versões aspirado naturalmente e turbocar

regado do mesmo motor, escala para produzir o mesmo torque máximo (e potência). O motor turbocarregado mostra uma vantagem na condição de operação a baixa rotação, mas uma deficiência a alta rotação, particularmente quando a carga também é alta. Contudo, a comparação mudaria com uma diferente combinação de turbocompressor e sistema de controle de detonação (uma baixa de compressão foi usada para Fig.2). Uma redução adicional em consumo de combustível é obtido se o peso total do veículo é devidamente reduzido para um motor menor.

Curvas específicas NO é comparado na Fig.6.3. Neste caso o nível NO, a baixa carga é mais baixo e ocorre a uma carga mais baixa.

6.4- Turbocarregamento de Motor Diesel de Carro de Passageiro

A economia bastante substancial de combustível diesel relativo aos motores a gasolina tem levado a introduzir diesel motorizado nos carros a passageiros pela maioria dos principais fabricantes europeus e pela General Motors na U.S.A. Uma das maiores desvantagens significantes do motor a diesel em sua aplicação é baixa potência para a sua capacidade. Turbocarregamento é um simples método de restabelecer a diferença de potência entre os motores gasolina e diesel de mesma cilindrada.

O motor diesel tem uma temperatura de exaustão mais baixa, não há problema de detonação, ainda nessa aplicação, uma menor faixa de rotação. Assim muitos problemas do turbocarregamento do motor a gasolina são evitados. Contudo, incremento de pressão é limitado por mecanismo e carregamento térmico, em diesel peso leve. Uma pequena turbina é necessária para encontrar bom torque a baixa rotação, junto com um controle waste gate para evitar a sobre incrementação de pressão a alta rotação.

Desempenho comparativo com um motor a gasolina de mesma capacidade (naturalmente aspirado) no mesmo veículo tem sido demonstrado, mas o custo do sistema turbocarregamento aumenta a diferença de preço que já é uma maior penalidade para o motor diesel. Contudo se o baixo custo do turbocompressores venha a ser disponível em produção em massa para o motor a gasolina, eles indubitávelmente serão usados em muitos motores a diesel para carros a passageiros. Na Europa, o aumento da produção de carros de passageiros a diesel está assegurado nos anos 80. Nos E.U.A., o nível futuro permitido NO_x e ou-

tras legislações emissões, determinará seu futuro.

Um pequeno motor diesel turbocarregado pode produzir a mesma potência como um motor diesel naturalmente aspirado em torno de 40% maior de volume varrido para um peso menor e volume total de montagem reduzido para aproximadamente de mesmo custo. Esse é portanto um desenvolvimento que crescerá nos anos 80.

Um sistema alternativo de turbocarregamento é o trocador de pressão dinâmica ("comprex" do Brown Boveri). Energia do gás de exaustão é transferido para ar fresco por ondas de pressão geradas por repentino abrimento de portos nas extremidades de células de troca de pressão. Essas células são constituídas no espaço anular de um rotor cilíndrico, acionado por um virabrequim (Fig.5.4). A principal vantagem do "Comprex" é a sua habilidade para produzir um incremento de pressão maior que um turbocompressor a baixas rotações do motor. Além disso, transferência de energia por ondas de pressão significa que não é usada a energia de gases de exaustão para acelerar o rotor antes do incremento de pressão ser produzida. Ainda que a resposta não é instantânea, é sempre uma ordem de magnitude melhor que o turbocompressor. Desenvolvimento recente por Brown Boveri tem reduzido substancialmente o nível alto de ruído associados com projetos anteriores, mas em relação ao turbocompressor, o projeto permanece volumoso, mais pesado e consideràvelmente mais caro.

Atualmente, injeção indireta (pré-camara) de motores diesel são universalmente usado para encontrar a larga faixa de rotação necessária para motores de carro a passageiro. Em relação ao motor a gasolina sem um convertor catalítico, emissões de CO, NO_x e HC são menores, e os benefícios podem ser preservados quando turbocarregado. Os anos 80 parecem olhar o desenvolvimento dos motores de injeção direta com uma faixa de rotação adequado e um melhoramento na eficiência, mas suas emissões NO_x podem ser um problema, particularmente se mesmo menores níveis legislativos são introduzidos.

6.5- Turbocarregamento em Motores de Caminhão

A indústria de motores diesel de caminhão é o maior utilizador de turbocompressores e permanecerá assim nos anos 80 se os turbocompressores em motores e gasolina de carros de passageiro não forem largamente adotados.

Geralmente, o motor diesel de caminhão de quatro cilin-

dros tem taxa em torno de 11-12 bar BMEP, com um pequeno cruzemento de válvulas, é somente moderadamente sensível a eficiência da turbo-máquina. Consumo de combustível reduzirá pois melhora a eficiência do turbocompressor, por redução trabalho de enchimento (desde uma grande turbina pode ser ajustado para o mesmo incremento de pressão), mas o ganho é pequeno. Igualmente importante é a otimização do processo de combinação, seleção do incremento de pressão / característica taxa ar-combustível, projeto detalhado da exaustão e tubulação de entrada e o sistema de exaustão da saída da turbina para a atmosfera.

Desenvolvimento atual está apontado para melhorar o incremento de pressão a baixa rotação mas não o sobreincremento a alta rotação, sem um waste gate e a otimização de um motor completo para melhorar a eficiência por alteração de regime e/ou faixa de rotação. Novamente, é a vazão em massa característico da turbina que impede incremento de pressão sendo desenvolvido a baixa rotação do motor. A taxa de ar-combustível é frequentemente governado pelos limites de fumaça a baixa rotação, portanto o baixo incremento de pressão significa baixo torque nessa condição.

Combinando o incremento de pressão a baixa rotação significa restringir a faixa de rotação ou reduzindo o reabastecimento de combustível a alta rotação, para prevenir o sobreincremento de pressão. Assim,a potência nominal pode ser trocado por melhor torque a baixa rotação, mas desenvolvimentos atuais para melhorar a faixa de eficiência de operação da turbomáquina, e por isso para a condição de baixa vazão em massa trará o benefício sem a mesma penalidade.

Um desenvolvimento interessante para auxiliar o torque a baixa rotação e a tubulação de entrada regulado desenvolvido por Cser. Um sistema ressonante de tubos de admissão (Fig.6.5) é usado para aumentar a efetiva eficiência volumétrica para motor a baixa rotação para a extensão de uma queda para motor a alta rotação. Esse neutraliza parcialmente o aumento normal em pico de pressão com rotação do motor turbocarregado, e reduz a largura da faixa de funcionamento da vazão do ar no mapa do compressor. Torque a baixa rotação melhora sem o sobreincremento na alta rotação, mas projeto cuidadoso é necessário para obter um sistema composto.

Desenvolvimentos significativos tem sido recentemente usando o sistema de turbocarregamento como um auxiliar para a eficiência do motor. Ainda que tenha sido dito que um motor de quatro tempo na modesta capacidade não é particularmente sensível para eficiên

cia do turbocompressor, vantagem pode ser enganada para diminuir taxa ar/combustível, para reduzir trabalho de bombeamento do pistão ou para afastar a alta rotação por alto torque. Esses fatores permitem o sistema de turbocarregamento a ser otimizado para uma aplicação particular e ter uma influência maior no consumo de combustível na rodovia.

Resfriamento de carga de ar é um auxiliar a eficiência e capacidade mais alta, e seu emprego será provavelmente aumentado nos anos 80. Uma diferença clara nas tendências é visto atualmente nos U.S.A. e Europa, com motor de sistema água-ar favorecido no primeiro e sistemas ar-ar favorecido no último. O sistema ar a ar, com um radiador frontal tem uma vantagem clara de eficiência devido a baixa temperatura do líquido refrigerante mas é mais volumoso que um sistema de motor água-ar. O último proporciona menos resfriamento mas é simples e mais barato. Uma comparação dos níveis atuais de BMEP da carga resfriada e carga não resfriada de motores de caminhão sugere que a técnica tem no passado largamente sido usado para temperaturasmenores para regularidade de operação, mas não de alta saída. Como a capacidade dos motores de caminhão aumenta nos anos 80, será necessário que o resfriamento da carga seja mais confiável, portanto essa é uma importante área para desenvolvimentos mais distantes para reduzir tamanho e custo, e para melhorar eficiência.Circuítos duplos água-ar provavelmente surgirão nos anos 80, combinando alguma das vantagens de ambos sistemas.

Um desenvolvimento interessante nos sistemas de resfriamentc de carga é o turboventilador ar a ar, controlado pelo estrangulamento de ar do compressor do turbocompressor. Esse é menos eficaz que um radiador frontal de sistema ar a ar devido a ele ser de tamanho menor e vazão de ar mais baixo, mas seu desempenho é uma combinação mais compacta aos requisitos do motor.

Desde que turbo carregue sem aumentar o resfriamento da temperatura da carga do ar de entrada nos cilindros, pode aumentar a formação de NO_x. Ele também reduz o período de atraso da ignição e portanto resulta numa taxa inicial de combustão menos rápido, afetando a história de temperatura-tempo da queima da mistura, e sua formação de NO. Fig.6.6 ilustra o pico normal, curva de taxa de queima de combustível (como motores naturalmente aspirados), a baixa rotação, quando o incremento de pressão e temperatura são baixas. Como rotação do motor aumenta e estruturação de pressão, eleva

temperatura, e por toda rotação de atraso de ignição tem reduzido suficientemente para o pico para desaparecer.

Um fator adicional resultando dessa mudança, é uma redução no ruído do motor gerado pela combustão, com turbocarregamento. O mecanismo produtor do ruído primário é a excitação da estrutura do motor pela rápida elevação da pressão no cilindro após a ignição, portanto o ruído do motor é reduzido nas médias e altas cargas e rotações.

Assim o efeito da temperatura no turbocarregamento pode aumentar a formação de NO, o projetista tem a acrescentar o grau de liberdade de escolha da taxa ar-combustível. Além disso, ele pode usar o sistema de turbocarregamento para compensar a perda de potência resultando da injeção retardada. Na prática, entretanto, é usualmente possível encontrar uma emissão similar de NO_x para, ou ligeiramente menor que, um motor aspirado naturalmente se esse é uma prioridade acima da "crista".

Resfriamento de carga introduz a possibilidade de controlar temperatura e portanto mantendo baixo o nível de NO_x com compromisso menor na potência de saída por escolha da taxa de ar-combustível e a sincronização de injeção. Entretanto, Hardenberg tem mostrado que a redução de NO_x não é acumulativa. Assim, resfriamento de carga é atrativo para manter sincronização de injeção prematura sem a desvantagem do alto nível de NO que usualmente resulta. Fig. 6.7 (do Hardenberg) mostra 13 modos combinados de NO_x + emissões HC como uma função do resfriamento da carga de ar, incremento de pressão e rotação. O nível relativo de NO_x e HC significa que o último pode ignorar quando considera o diagrama. A linha de " alta pressão" é uma situação de alto excesso de ar, enquanto o motor de "baixa pressão" tem uma fumaça limitado por taxa ar-combustível.Com não resfriamento (a linha limitando na direta de cada diagrama), o aumento forte de NO com carga, rotação e incremento de pressão, como esperado. Resfriamento da carga reduz NO quando a temperatura seria do outro modo alta suficiente para causar formação substancial de NO. Assim é mais eficaz a alta rotação, condições de alta carga. Continuando redução de temperatura torna menos eficaz, portanto onde é um limite de custo efetivo no grau de carga de resfriamento esse é "que vale a pena" para redução de NO.

O trocador de pressão "Comprex" tem sido considerado , mas rejeitado, pelos fabricantes de motor de caminhão no passado.

Desenvolvimentos recentes para diminuir o nível de ruído tem levado a renovar o interesse no sistema. Ele permanece como um forte mas caro competidor para o turbocompressor.

6.6- Turbocarregamento em Motores de Veículos fora de Estrada

O requisito principal nessa aplicação é um bom torque de aumento decrescente a uma rotação do motor tão baixo quanto possível. Esse é encontrado por uma combinação apropriada do turbocarregamento e sistema de combustível, mas frequentemente com uma pressão máxima no cilindro mais alto que aquele aceito em um motor de caminhão. Um requisito adicional é um bom desempenho transitório em termos de "animação" do veículo na resposta aos comandos do operador e resposta às mudanças rápidas de carga.

Uma comparação típica do desempenho de um motor combinado para aplicações em tratores e caminhões é dado na figura 6.8., mostrando um torque maior "back-up" mas faixa de rotação reduzido para a aplicação nos fora de estrada. Assim, o problema do motor de caminhão de insufiência de incremento de pressão a baixas rotações é possível que seja sempre mais sério na aplicação de fora-de-estrada. Desenvolvimento de turbinas de geometria variável poderia ser um fator maior nessa aplicação nos anos 80. A característica do super carregamento de onda de pressão "Comprex" é bem adequado para essa aplicação, portanto se o projeto encontrar sucesso comercial nos anos 80, será muito provávelmente para veículos fora de estrada.

A resposta do motor e portanto o veículo é governado pelo perfil da curva de potência e magnitude, e a resposta do sistema de turbocarregamento. O problema torna mais agudo como aumento das potências e é portanto discutido no contexto de motor de alto BMEP.

6.7- O Motor Alto BMEP

Kamo tem revisado os parametros críticos do motor a quatro níveis de saída do motor, do naturalmente aspirado ao altamente turbocarregado (16 bar BMEP). Seu resultado está sumarizado na figura 6.9 e mostrado, muito claramente o benefício do alto BMEP em termos de redução de custo específico, volume e peso. Mudanças no consumo do combustível depende da escolha do sistema de turbocarregamento e será discutido mais tarde, mas aqui o diesel já tem uma vantagem maior

sobre seus competidores.Fig.6.9 mostra porque esse será uma tendência clara para maior BMEP nos anos 80 para veículos altamente motorizados, na aplicação de caminhão e nos fora de estrada. É também claro que ainda que grandes passos tem sido feitos no aumento da eficiência de automóveis de turbina a gás, a competição do diesel não será permanente ainda nesse período.

Operação a alto BMEP é atualmente limitado pelo motor e restrições do turbocompressor. Chave das limitações do motor são:

Carga Mecânica
Carga Térmica
Fumaça Branca
Resposta Transitória
Sistema de Injeção

Carga mecânica pode ser controlada direcionalmente por redução da taxa de compressão, é esse que conduz ao problema da fumaça branca devido a baixa temperatura de compressão. Sincronização de injeção retardado também reduz pico de pressão no cilindro mas essa técnica, em isolado, é uma alternativa menos eficaz. Contudo, a concepção da taxa de compressão reduzida, com uma mudança na característica de injeção e combustão para retardar somente da fase inicial da queima, é atrativo mas coloca um desafio maior para projetistas de sistema de injeção de combustível e combustão.

Carga térmica é largamente controlada pela taxa ar- combustível. Assim o motor de alto BMEP será provàvelmente requerido a operar a taxas de ar-combustível mais fracas na qual coloca uma carga adicional no sistema de turbocarregamento para em termos de eficiências exigidas.

Fumaça branca,resulta da ignição e combustão pobre quando parte e opera a baixa carga , devido a baixa temperatura de compressão com baixa taxa de compressão. Assim, a variável taxa de compressão do motor parece atrativo, para preservar boa partida e parte da eficiência de carga, sem exceder limites atuais de pressão máxima no cilindro. Contudo,não é um sistema comprovado e pode incorrer na regularidade e no custo das penalidades. Além disso, geometria da câmara de combustão muda essa influência das características da queima do combustível deve ser evitado. O sistema de taxa de compressão variável tem sempre considerado possuir grande potencial, mas será aceito nos anos 80? Uma alternativa é adotar a idéia da sincronização da

válvula de entrada variável Miller, para reduzir a taxa de compressão efetiva a alta carga, mas conserva a alta taxa de compressão a baixa carga.

O auxílio a partida será essencial para fixar baixa taxa de compressão, motores de alto BMEP e é certo os desenvolvimentos nessa área para melhorar a regularidade e desempenho de sistemas auxiliares de tubulação de entrada de combustão.

Capacidade pobre de comando dos motores de caminhão turbocarregado a baixa rotação tende a tornar aparente a uma BMEP de aproximadamente 12-13 bar, e torna mais sério com o aumento da taxa. A interação de um número de fatores é envolvido, na qual uns dominantes são inércia do turbocompressor, dispositivo de limitação de combustível e combinação de turbocompressor (Fig.6.10 a,b). A resposta é composto com um problema de fumaça preta sob condições transitórias na qual é ùma função direta do atraso do turbocompressor. Fig. 6.10a, mostra essa limitação de combustível até a elevação incremento de pressão, é um método efetivo de controlar a fumaça transitória, mas para uma resposta cara. Bom projeto detalhado e desenvolvimento do turbocarregamento completo e sistemas de controle de combustível é necessário para encontrar uma combinação ótima. Vários sistemas auxiliares de energia, injeção de ar na roda do compressor ou tubulação de entrada, ou auxiliar da turbina hidráulica, tem sido proposto mas o custo e complexidades de sistemas de melhor controle, reservatório de armazém ar, etc. podem ser fatores proibitivos.

Desenvolvimento de sistema de injeção de combustível tem tornado sempre crítico as capacidades convencionais com as tendências para rotação variável e sincronização de carga e as taxas de injeção alta para baixa emissão de exaustão. Alto BMEP combinará esse problema e a continuação dos desenvolvimentos são necessários.

Evidência experimental nos motores convencionais sobretaxado sugere que nenhuma das limitações sobre o motor apresenta problemas insuperáveis. Fig. 6.11, do Watson e os outros, mostra limitações do desempenho do motor, com três sistemas de turbocarregamento, normalmente turbocarregado (TC), turbocarregado e carga resfriada (TCA) e turbocarregamento de dois estágios (TCA). Esse mostra que um BMEP de 24 bar para torque máximo é encontrado com um projeto alta pressão no cilindro, e alguma injeção retardada. Além disso, esse excede limitações aceitáveis em produção, isto implica que a capacidade de 16-18 bar BMEP pode ser aceitável nos anos 80. Também de inte-

resse é o fato que o consumo específico de combustível reduz como aumento do BMEP.

O desempenho requerido de um sistema de turbocarregamento torna mais exigente pois BMEP é aumentado. Do balanço de energia do turbocompressor pode ser demonstrado que para encontrar taxas de pressão do compressor mais alta, eficiência do turbocompressor deve aumentar (Fig.6.12) se a diferença de pressão entre entrada e saída é mantido sem aumentar a temperatura de entrada da turbina. Assim, o projetista do turbocompressor é requerido para aumentar a taxa de pressão e eficiência, junto com a faixa de vazão. O requisito é encontrar atual eficiências de compressor com turbina a gás (mas total para estático) com as tolerâncias de produção e o custo do turbocompressor, junto com faixa de vazão muito mais largo, para uma taxa de pressão de 4-5:1. Contudo, sempre com esse desempenho, resposta pobre e a ausência de torque a baixa rotação do motor permanece problemático.

Um número de sistemas alternativo tem sido proposto para vencer problemas de turbocarregamento. Um, o Comprex, tem sido sempre discutido, mas é limitado a uma taxa de pressão por volta de 3:1 e perda de eficiência a altas capacidades. Os outros sérios competidores são turbocarregamento de dois estágios e o sistema Hiperbar. Fig. 6.13

Turbocarregamento de dois estágios permite encontrar um alto BMEP, com uma boa curva de torque, usando turbocompressores sujeito a baixo esforço e requer um preojeto elegante para uma instalação compacta. A resposta é ligeiramente melhor que um projeto de simples estágio, Parece provável que sistemas de dois estágios, possivelmente com um waste gate entre turbinas chegará a nós nos anos 80.

O sistema Hiperbar (Fig.13) usa um simples turbocompressor a alta pressão com assistência adicional de combustão na tubulação de exaustão. Esse tem um número de aspectos atrativos, quando combinados com um motor a baixa taxa de compressão a alta BMEP. Partida fria é encontrado pelo uso do turbocompressor como uma turbina a gás, com um motor de arranque elétrico, com vazão de ar stravés do by-pass do motor. Assim, ar quente comprimido é então avaliado para partida do diesel. A linha de bypass é também usada para reduzir a largura da vazão do ar requerido do compressor, indiferentes das necessidades diferentes do motor. O sistema Hiperbar oferece alta BMEP, uma boa curva de torque, rãpida resposta e partida fria ressonante,

mas a complexidade cara e uma perda na economia de combustível sobre alguma faixa de operação. Ele é considerado seriamente para aplicações militares, mas será aceito papel mais convencional dos anos 80?

No contexto de motores de alto BMEP, o motor turbocomposto adiabático concebido desenvolvido por Cummins (Kamo e Bryzik) será, se púder encontrar a regularidade de operação, uma maior abertura para entrar nos anos 80. O uso de materiais de baixa condutividade térmica tem sido considerado por algum tempo, principalmente para pistões e turbinas, mas a redução na transferência tem uma influência maior no elevamento da temperatura de exaustão que no aumento da eficiência. Assim, esse está dentro da concepção de um turbocomposto, na qual a maior energia do gás de exaustão é parcialmente recuperado e transferido para a virabrequim do que observar um melhoramento de maior na eficiência. Kamo e Bryzik,prevêem uma possível redução de 23% no consúmo do combustível. Esse juntamente com uma maior redução na exigência do sistema de resfriamento total, poderia preservar e melhorar a posição do motor turbocarregado depois dos anos 80, se a integridade componente puder ser encontrado.

6.8- Desenvolvimento de Sistemas Turbocarregamento

Os requisitos que serão colocados nos sistemas turbocarregamento nas várias aplicações nos anos 80, tem sido contornados . Mas como pode esses requisitos serem encontrados?

Com a finalidade de desenvolver sistemas melhores, nós devemos primeiro nosso entendimento nos fatores que governam a utilização da energia do gás de exaustão. Nós devemos estudar os parametros que influenciam a energia avaliada no sistema de exaustão, sua transmissão para a turbina, sua utilização na turbina e subsequente transferência ao compressor e sistemas de ar de entrada. Essas serão as áreas nas quais melhoramentos deverão ser mais efetivos no contexto do sistema completo de turbocarregamento.

6.9- Utilização da Energia do Gás de Exaustão

A interação entre motor e turbina é primariamente complexa porque de escoamento do gás não estático e o efeito "feedback" do compressor. Assim é difícil isolar as influências de certos componentes (Fig.6.14; 6.15 e 6.16) é uma tentativa para mostrar os fato-

res que governam a energia avaliado na turbina, numa situação de vazão não estática (Fig.6.17 e 6.18) mostra a convenção dessa energia no trabalho utilizável da turbina.

Fig.6.14 mostra o diagrama de pressão no cilindro durante o escoamento do gás não-estático da condição livre do cilindro através da válvula de exaustão e na tubulação de exaustão suficientemente grande para manter uma pressão de entrada na turbina constante. Antigamente nos processos de exaustão, a taxa de expansão através da válvula é grande suficiente para ter choque (posição a). Desde que a entalpia de estagnação não pode mudar entre cilindro e turbina se perda de calor é negligenciada, então ondas de choque e a mistura turbulenta saindo da garganta da válvula causa uma pressão na tubulação de saída (P_2=P_3) menor que na garganta da válvula (P_1). A entalpia específico baixa disponível para expansão útil na turbina (ΔhTs) é consideravelmente menos que o máximo disponível do cilindro naquele instante (Δhi).

Mais tarde no processo de exaustão (posição b); vazão através da garganta da válvula torna subsonico devido a queda na pressão do cilindro. Com a não recuperação de pressão durante o súbito processo de expansão seguinte na garganta da válvula, a energia dispovível na turbina (Δ hts) permanece consideravelmente menor aquele no cilindro (Δ Hi), mas é uma fração maior que antes devido a ausência de choques. Se a tubulação de exaustão é recolocado por um daqueles que é considevavelmente menor (Fig.6.15), então a pressão de entrada na turbina não é estática, mas aumenta como vazão de gás na tubulação do exaustão mais rápido que aquela vazão saindo através da turbina. Um pulso de exaustão é criado (diagrama P-θ). Durante os estágios iniciais do pulso de exaustão (posição a), a situação de vazão é o mesmo que com a tubulação maior, exceto que a pressão da tubulação é menor. Energia disponível na turbina é baixa. Como o pulso de exaustão reconstrói (posição b), Δh_{Ts} aumenta, mas é menos que a energia disponível no cilindro devido aos choques na válvula. Durante o último, subsonico, processo de vazão (posição c), a energia disponível na turbina (Δ hts) é uma grande fração daquele no cilindro (Δ hi).

Se a tubulação de exaustão consiste de tubos de pequeno diâmetro de largura e curto comprimento, então seus volumes totais são similar ao pequeno volume mostrado na Fig. 6.15. Se o tempo de reflexão de onda de pressão do cilindro a turbina e da volta,

é negligenciável, então (Fig.6.15) é uma representação válida de que acontece com uma tubulação de exaustão tipo pulso normal. Integração do termo energia disponível na turbina, hts, sobre o ciclo motor revelará um valor mais alto para o pulso da tubulação (Fig.6.15) do que para tubulação de pressão constante (Fig.6.14) para uma mesma pressão de cilindro libertada, desde da válvula que está com choque por um período mais curto, e a diferença de pressão entre o cilindro e a tubulação é baixa durante o período de máxima taxa de vazão em massa, com pequena expansão da garganta da válvula. Além disso a taxa de expansão na turbina é maior nesse instante. Assim, um pulso da tubulação é desejável par maximizar o potencial de trabalho da turbina do turbocompressor.

O tempo de viagem da onda de pressão do cilindro a turbina pode não ser negligenciado a alta rotação do motor, na qual o caso do diagrama entalpia-entropia a qualquer instante também diferirá a cada final do tubo (ponto 2 e 3), mas os princípios básicos da transferência de energia são similares à aqueles da tubulação de pequeno volume (Fig. 6.15).

O parâmetro tem maior influência na energia disponível na turbina, para uma dada condição de soltador de cilindro a EVO, é a área da turbina. Esse governa a rotação externa de vazão-pressão da tubulação de exaustão, e portanto a amplitude do pulso de pressão de exaustão. Aumentando claramente P_3 (Fig.6.15) eleva a energia disponível na turbina, mas também trabalho de bombeamento do pistão durante o processo de exaustão. Seria também claro que atenção seria dada para reduzir a perda do choque e falta de recuperar a energia cinética da garganta da válvula, desde que esse aumentará Δ hts sem aumentar o trabalho de bombeamento de exasutão. Alguma tentativa é feita para fazer esse no sistema pulso, por redução da quantidade de expansão, e preservando significante energia cinética no tubo, mas pequena atenção é usualmente dado para a seção crítica da sede da válvula até a flange do porto de exaustão. Esse deve ser uma meta dos anos 80. Outros fatores que influenciam da energia disponível são área de válvula de exaustão e a taxa na qual a válvula é aberta. Porque grandes válvulas de entrada e pequenas válvulas de exaustão seriam conservados nos motores turbocarregados?

Os diagramas apresentados mostram sistemas cilindro singular mas não aplicados nos motores multicilindricos na qual os processos de exaustão não fazem sobreposição. Turbinas de entrada gemea

e tubulações de exaustão separado são usados para prevenir interferência no processo de exaustão e aumenta resultante no trabalho de bombeamento e degradação da recuperação da vazão de ar.

O aumento na energia disponível na turbina é a razão para usar o sistema pulso turbocarregado nos motores de veículo. Contudo, é também importante assegurar alta eficiência do processo de conversão de energia na turbina. Trabalho máximo da turbina será obtido se o instante de alta taxa de expansão na turbina coincide com a taxa máxima de vazão em massa (na qual é devido) e a máxima eficiência instantânea da turbina. Fig. 6.17 mostra o desenvolvimento da potência instantânea da turbina em um setor de uma turbina de entrada gemea com um pulso de tubulação de um motor de seis cilindros, a alta e baixa rotação do motor. A pressão instantânea de entrada da turbina, temperatura, vazão em massa, taxa de rotação da palheta da turbina (u/c), eficiência, potência disponível e recuperado é mostrado. Desde que não é possível manter alta eficiência da turbina sobre o pulso de exaustão completo, é conveniente no projeto da turbina para boa eficiência sobre uma faixa tão larga de vazão como possível para o custo de uma perda modesta de eficiência máxima. Essa é uma razão para uso de turbina sem palheta.

A diferença nos diagramas de potência de recuperação da turbina para duas rotações do motor mostrada na Fig.6.17 é muito maior que a diferença nas condições de escape do cilindro. Sugeriria. Isso resulta das características de vazão da turbina, com aumento rápido para taxa de expansão com vazão em massa, e sempre mais rapidamente uma vazão de choque é recheado. Este causa pressão na entrada da turbina, e portanto energia disponível, para elevar com rotação do motor, e é a raíz do maior problema do motor do veículo turbocarregado. O problema contudo, é melhor expressado como uma falta de energia disponível a baixas rotações do motor. A solução é uma turbina de área variável, qualquer variável em passos (por usar mais que uma turbina a alta rotação somente, ou um waste gate), ou um sistema de variável continuamente. Um sistema de área variável simples, barato e seguro é um objetivo longamente aguardado. Esse será desenvolvido nos anos 80? Na ausência de um sistema de geometria variável, o que espera é onde inventar uma turbina cuja característica de taxa de expansão é menos dependente na vazão em massa? A turbina sem palheta é benéfica aqui, mas sempre menos dependente da vazão em massa é requerido.

Com turbinas convencional, geometria fixada, vazão de entrada radial, pode ser possível para aumentar torque a baixa rotação do motor em prejuízo a área mais eficiente operando da turbina para uma boa energia de conversão para a vazão de massa apropriada e taxa de expansão. Fig. 6.18 mostra o invôlucro operando da vazão pulsando pulsando na carcterística da turbina da baixa a alta rotações do motor. Esse método de exposição tem alguma desvantagem, mas faz permitir eficiência instantâneas sobre a duração do pulso de exaustão a ser estabelecida, particularmente a baixa rotação. Os dados mostrados referem ao ajustamento da turbina tendo um baixo pico de eficiência (total a estático), prejudicado para operações a alta rotação. Ainda que a vazão em massa instantânea coincide com o pico da taxa de expansão, o contorno da máxima eficiência propositária ocorrer uma vazão menor para gerar a maior possibilidade da energia da turbina. Esse ocorre a uma rotação do motor por volta de 2.000 rev/min neste caso, mas não a rotações mais baixas onde é o maior desejo.

Um método particularmente eficaz para aumentar a energia disponível na turbina, é a energia adiabática aproximado de Kamo e Bryzik. Considerações sobre calor da câmara de combustão terá uma pequena influência na eficiência do motor e uma influência maior na energia de gás de exaustão. Kamo e Bryzik mostra que vantagem pode ser feito pelo turbocomposição.

6.10- Turbina do Turbocompressor

Aspectos importantes de projeto de turbina de turbocompressor para reestabelecer eficiente energia sob condições de vazão não estático tem mendionado na seção prévias, junto com um perfil da baixa rotação do motor, problema de baixa rotação do motor. Um contraste completo para muito grande quantidade de trabalho do que é feito e publicado a respeito dos compressores centrífugos, a turbina radial parece sempre ter sido ignorado. Essa é uma situação que deve estar ajustado nos anos 80.

As dificuldades que tem permanecido no caminho de melhoramento no projeto da turbina tem sido conhecimento insuficiente do desempenho sob condições de projeto, a necessidade para produzir uma larga faixa de ajustar turbina (área efetiva de vazão ou A/R) de um molde para economia, alta rotação específica para manter tama

nho e inércia abaixo e a falta de espaço para um difusor de exaustão efetivo. O problema do escoamento não-estático para a turbina do turbocompressor, mas deve ser lembrado que a frequência de passagem da palheta excede substancialmente daquele dos pulsos de exaustão da turbina.

Atualmente, em estado de arte, eficiências da turbina do turboccompressor situa em torno 73-75% (total para estático). Isso pode ser bem possível para projeto de turbinas com eficiências no alto dos anos 80, mas para aplicações veiculares é a largura da área de eficiência de operação que é exato bem como importante. Ambos, a voluta de entrada e duto de êxito, são responsáveis para causar razões maldistribuidas e deve, portanto ser considerado sozinho com o rotor. A lingueta, sua geometria e distância do rotor são fatores críticos. Dados experimentais frequentemente revelam maior distorção de vazão na voluta, fazendo vida difícil para o rotor. Contudo, será obvio que nenhum sistema de geometria fixa é ideal sobre uma larga faixa de vazão.

O rotor mesmo não é usualmente considerado como um problema de projeto difícil como uma hélice do compressor, desde que o fluxo é predominantemente acelerado, mas isso não significa que melhoramentos não podem ser feitos.

Um assunto frequentemente ignorado no projeto de sistema de turbocompressor no veículo, é a eficiência da difusão de exaustão da turbina. Além disso, em muitos casos insuficiência de espaço é disponível, esse certamente não é sempre por isso, mas difusores claramente curto imitado por um dispositivo reunindo é somente o projeto prático. A parede curva anular do difusor com grande redemoinho de entrada descrito por alguns autores, ilustra a direção na qual nós moveremos.

Sempre mais importante que eficiência, é a integridade mecânica da turbina, portanto atenção cuidadosa deve ser dado para fadiga térmica e vibração da palheta.

Desenvolvimentos maiores nos processos de produção de turbina cerâmica tem sido feito nos anos recentes e, embora desenvolvimentos mais distantes para vencer problemas associados com a fragilidade do material, e suas junções com as outras partes rotativas, é requirido, esse não é ressonável para esperar ver a produção nos anos 80. A turbina a gás diferente, a oportunidade ele abre para elevação da temperatura de entrada da turbina não é de grande importân

cia, desde no caso do motor a diesel, temperatura da válvula de exaustão será então um fator limitante. Mais importante é a redução na inércia da turbina, a densidade do nitrato de silicone sendo um terço dos aços convencionais. Esse será uma maior ajuda para melhorar resposta do motor, particularmente a alta capacidade.

6.11- Compressor do Turbocompressor

A maior tendência recente óbvia no projeto de compressores do turbocompressor é o movimento de deslocamento para trás das palhetas do rotor no novo, pequena, unidades. Deslocamento para trás é ideal para essas unidades, desde o pequeno tamanho e grande faixa rotações dos motores na qual eles eram ajustados, ditar um requisito de baixa taxa de pressão, mas larga faixa de vazão de operação, na qual torque de baixa rotação é limitado pela faixa de vazão do compressor. Contudo a tendência é estar certo seguido na faixa normal dos turbocompressores de caminhão na faixa da taxa de rotação 2 a 2,5:1 e além. Aumentando o auxílio de eficiência de deslocamento para trás, e faixa de vazão, mas umá limitação é imposto desde que o diâmetro do rotor aumenta para manter taxa de pressão, aumento de tensão e inércia de rotação.

Difusores sem palhetas são usados para encontrar faixa larga de vazão no todo, mas muito alta taxa de pressão dos rotores, ainda assim é provável verdade dizer que os fabricantes de motores sempre insistirão que ele precisa de alta eficiência sobre uma faixa mais larga de vazão que aquele atualmente disponível. O problema é particularmente aprente no motor de alto BMEP na qual deve operar a taxas de alta pressão sobre uma faixa-larga de rotação, possivelmente a alta altitudo. Fig.6.19 mostra a linha de torque máximo de um motor taxado altamente com um compressor do atual turbocompressor, na qual torque a baixa rotação é limitado pela faixa de vazão do compressor. Seleção do compressor é governado pela necessidade de evitar sobre rotação da unidade na potência máxima. Motor a baixa rotação, reabastecimento de combustível deve ser recortado, mas não por causa da insuficiente trabalho disponível da turbina para provir uma fumaça de ar livre fornecido ao motor, mas para evitar ondas no compressor. Contudo, compressores convenientes estão agora sendo fabricados.

Picos de eficiência dos melhores compressores do atual

turbocompressor está por volta de 75-78% (total para estático),e tem sid- encontrado por projeto de deslocamentos para trás das palhetas. Esse desenvolvimento tem permitido um aumento significante na eficiência a ser encontrada, mas mais importante tem sido sua faixa de vazão. Benefícios na eficiência tem o bonus de reduzir temperatura do ar para uma dada taxa de pressão, portanto o ímpeto para aumento mais distante de eficiência permanece. Contudo, é importante lembrar que um motor de quatro tempos turbocarregado taxado mediamente, com pequeno cruzamento de válvula, não é altamente sensível para eficiência do turbocompressor. O requisito para alta eficiência vem principalmente do motor assistido por ventilador de dois tempos e o motor de quatro tempo de alto BMEP. Aqui a necessidade é suprema.

Como a turbina, uma área onde atenção dada é frequentemente insuficiente, particularmente nos motores altamente taxado, é a difusão depois da voluta do compressor. Restrições na instalação força o fabricante do turbocompressor para diminuir o diâmetro externo, portanto significante energia cinética permanece na saída da voluta. É possivel introduzir difusores antes do resfriador de carga de ar, com pequenas curvas e áreá de prevenção de troca.

6.12- Conclusões

Turbocarregamento hoje permanece em uma encruzadilha . O caminho diretamente adiante é a continuação do desenvolvimento nos caminhões e veículos fora-de-estrada a capacidades modestas,com mais atenção sendo dados para compressores de larga faixa de vazão, esforços para aumentar o incremento de pressão a baixa rotação e melhor projeto de detalhes do porto e sistemas de tubulação.

Noutra direção é o motor a gasolina. Essa rota poderia explicar um vasto território novo, ou poderia ser uma morte eventual. Certamente no futuro próximo o número de motores turbocarregado aumentará mas o sucesso a longo prazo depende do seu custo efetivo como sua quantidade de economia de combustível relativo a outras idéias. Esse é provavelmente a requerer uma maior barreira interna nos custos de produção. A cerâmica, turbina de geometria variável é o ideal para essa aplicação mas pode isso ser desenvolvido para encontrar a regularidade de operação a baixo custo?

Mais certo é o caminho das aplicações de pequenos turbo compressores para motor diesel de carro de passageiro, particularmen

te na Europa, e esses podem beneficiar dos desenvolvimentos dirigidos ao motor de gasolina. Nos E.U.A. a situação é diferente, devido ao maior rigor da legislação da emissão de exaustão e as economias de maior produção corre na construção dos motores.

Um quarto caminho é o motor de alto BMEP. Esse, e o motor a gasolina, são os dois caminhos que apresenta maior problema para o fabricante de turbocompressor. Para o motor de alto BMEP, turbo máquina de taxa de alta pressão é requerido, tendo faixa larga de vazão e boa eficiência, junto com durabilidade. Problemas,tal como ausência de torque a baixa rotação, pobre acionamento e casando para operação a altitude, turbocarregamento de estágio singular pode ser evitado pela introdução de sistemas de dois estágios.

Em todas aplicações nós somos provavelmente a ver muito mais ênfase no projeto de detalhe de todos componentes no sistema total de turbocarregamento, incluindo válvulas, portos, tubulações e sistemas de exaustão, tão bem como o turbocompressor em si.

Muitas questões para os anos 80 permanecem sem resposta tal como o futuro do "Comprex", cerâmicas e geometria variável, mas a época é certo para ser um dos aumentos de interesse nos sistemas turbocarregados.

Nomenclatura

A/F	taxa de ar-combustível
BDC	Bottom dead center
BMEP	pressão média específica
BFSC	consumo específico
C	velocidade do gás
EVO	abertura de válvula de exaustão
h	entalpia específica
$\dot{m}$	taxa de vazão em massa
N	rotação rotacional
P	pressão
s	entropia específica
T	temperatura
TC	turbocarregamento
TCA	turbocarregamento e resfriamento de carga de ar
TC2	turbocarregamento de dois estágios
θ	ângulo da manivela

η eficiência

Indices

0	estagnação
1	garganta da válvula de exaustão
2	porto de saída de exaustão
3	entrada da turbina
4	saída da turbina
c	cilindro
ex	exaustão
i	instantâneo
max	máximo
p	tubo da tubulação de exaustão
s	isoentrópico
T	turbina

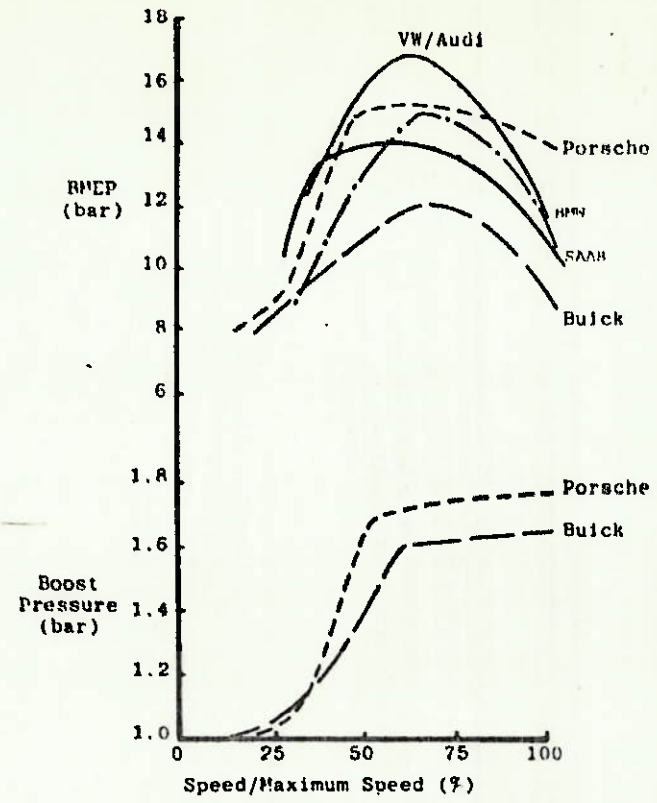


Fig. 6.1 - Desempenho comparativo de motores a gasolina turbocarregados

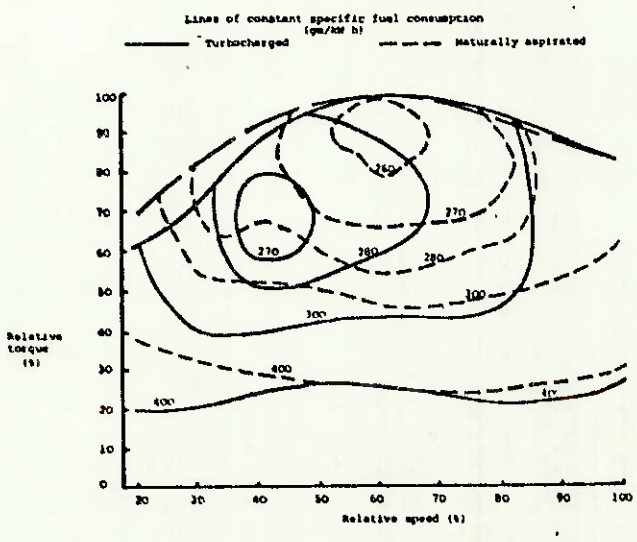


Fig. 6.2 - Consumo específico de combustível comparativo de um turbocarregado e o aspiração natural, com a escala para o mesmo torque

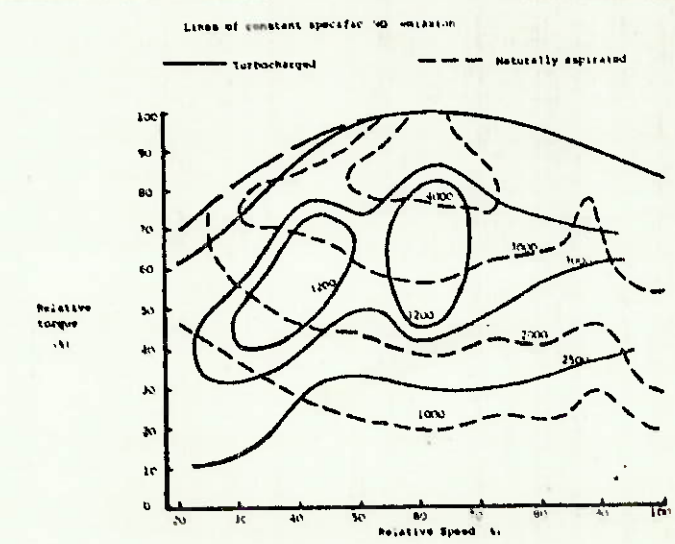
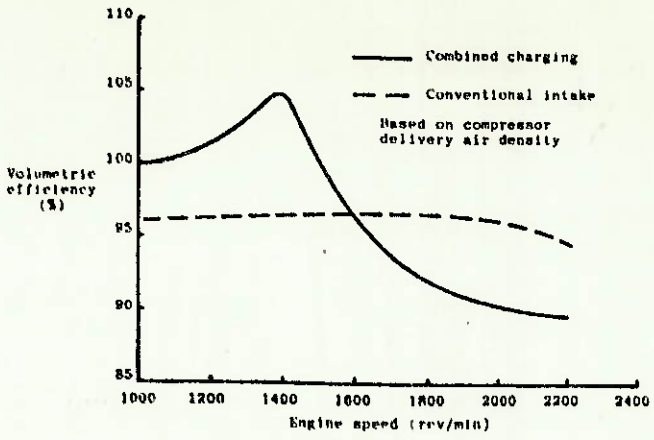


Fig. 6.3 - Comparação da emissão específica de NO de um turbocarregado e de um motor de aspiração natural com escala para o mesmo torque



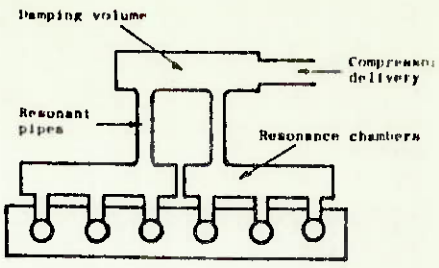


Fig. 6.5 - O sistema ressonante de entrada de carga combinada de Cser

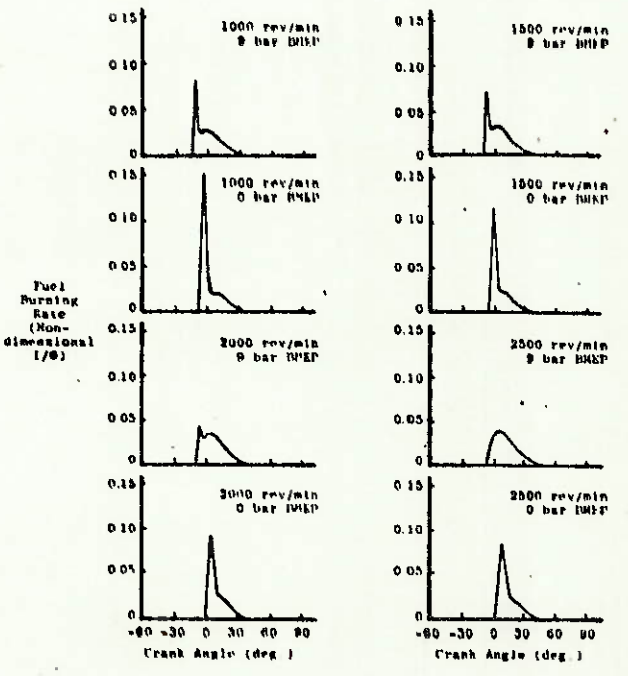


Fig. 6.6 - Variação da taxa de queima de combustível com carga e rotação, em motor não inter-resfriado

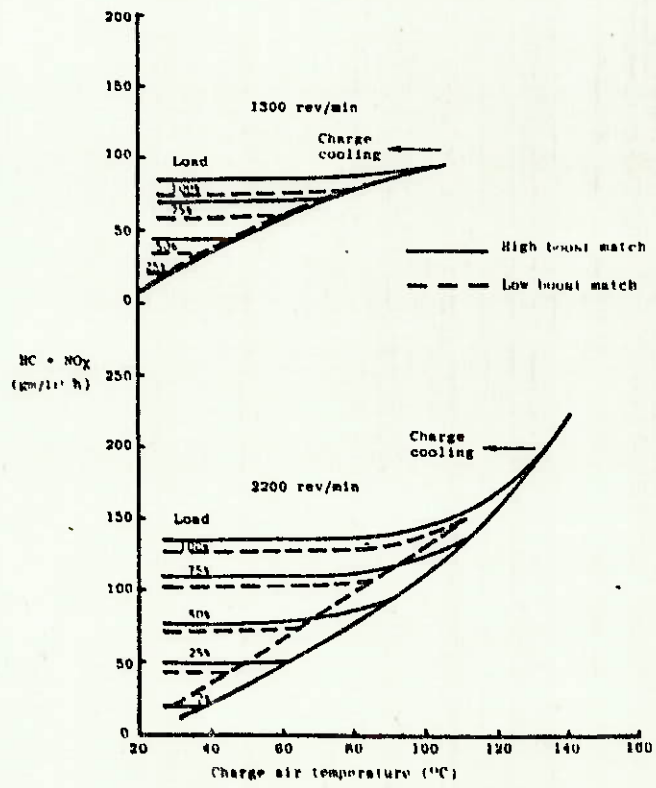


Fig. 6.7 - O efeito do resfriamento do ar no NO_x

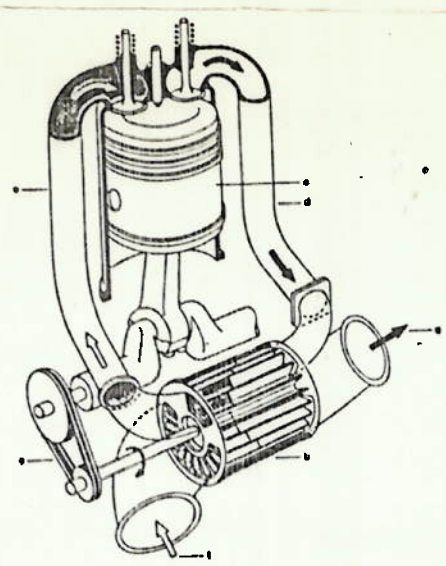


Fig. 6.4 - O supercarregador da Brown Boveri Comprex de ondas de pressão

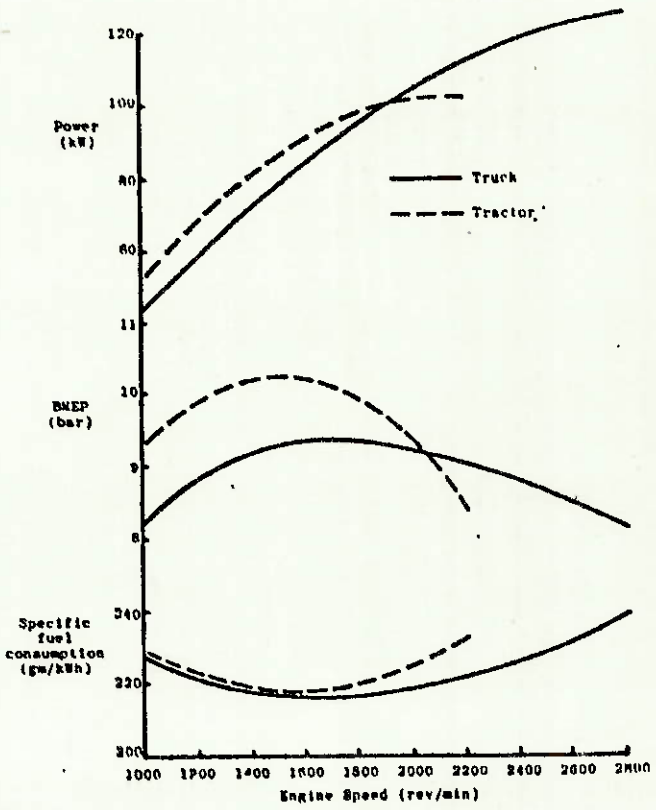


Fig. 6.8 - Combinação pra caminhão e trator agrícola

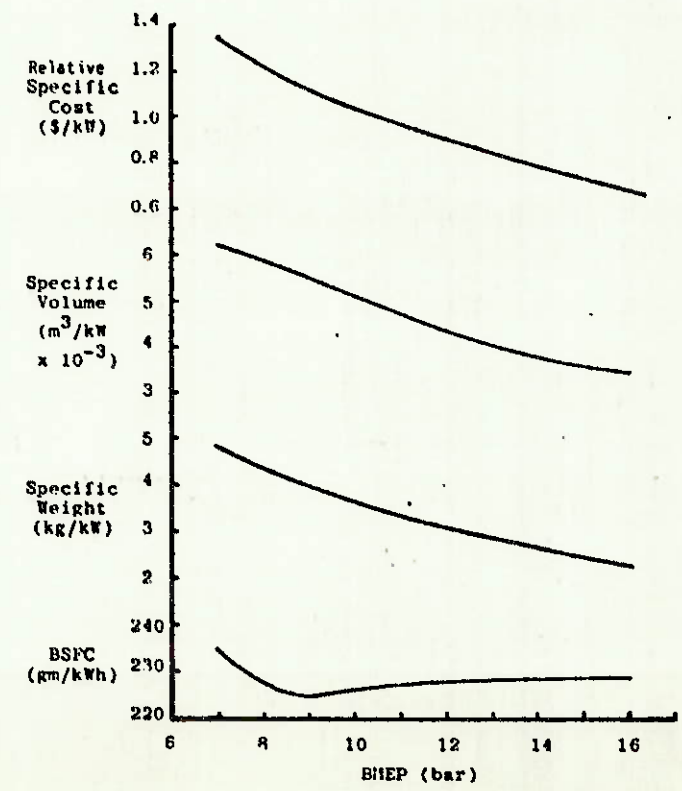


Fig. 6.9 - O caso para o motor de caminhão de alto BMEP

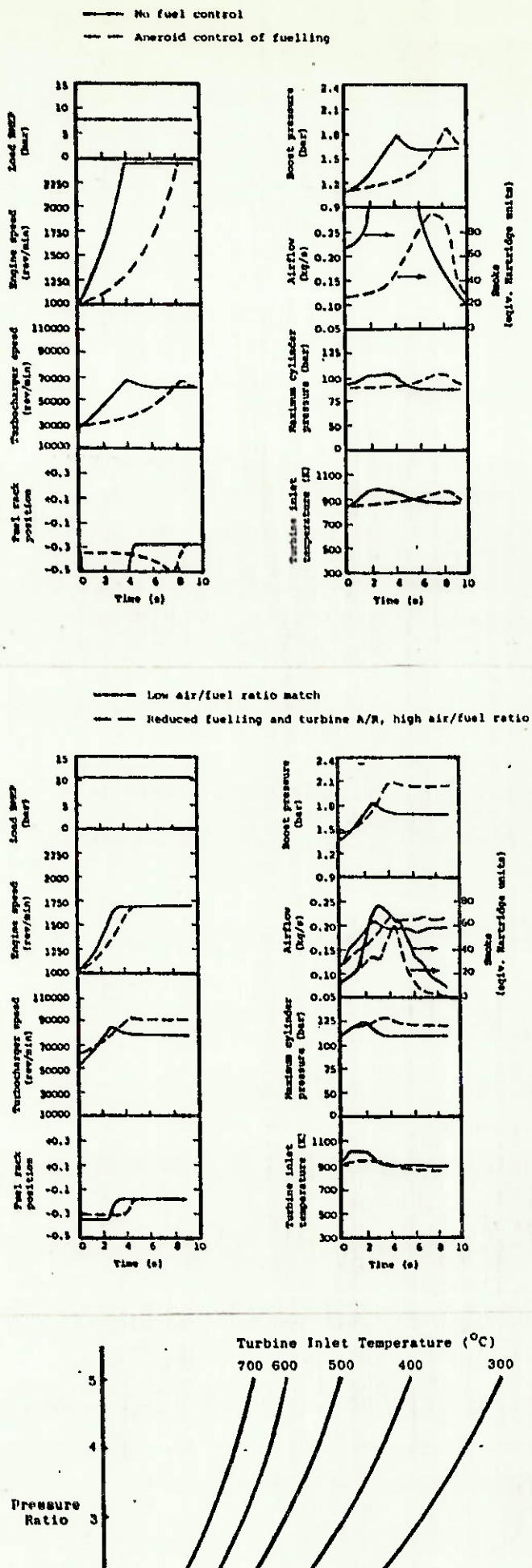


Fig. 6.10a - O efeito do controle aneroide na aceleração contra carga, e fumaça transitória

Fig. 6.10b - O efeito do turbo combinado na aceleração contra carga, e fumaça transitória

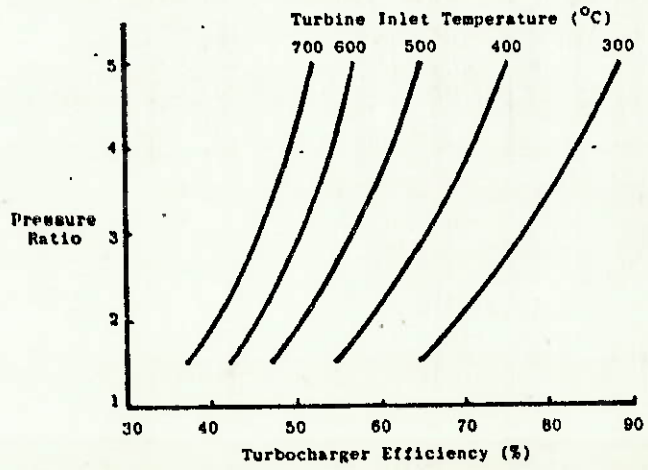


Fig. 6.12 - Eficiência requerida do turbocompressor para manter igual a pressão na tubulação de entrada e exaustão no incremento da taxa de pressão

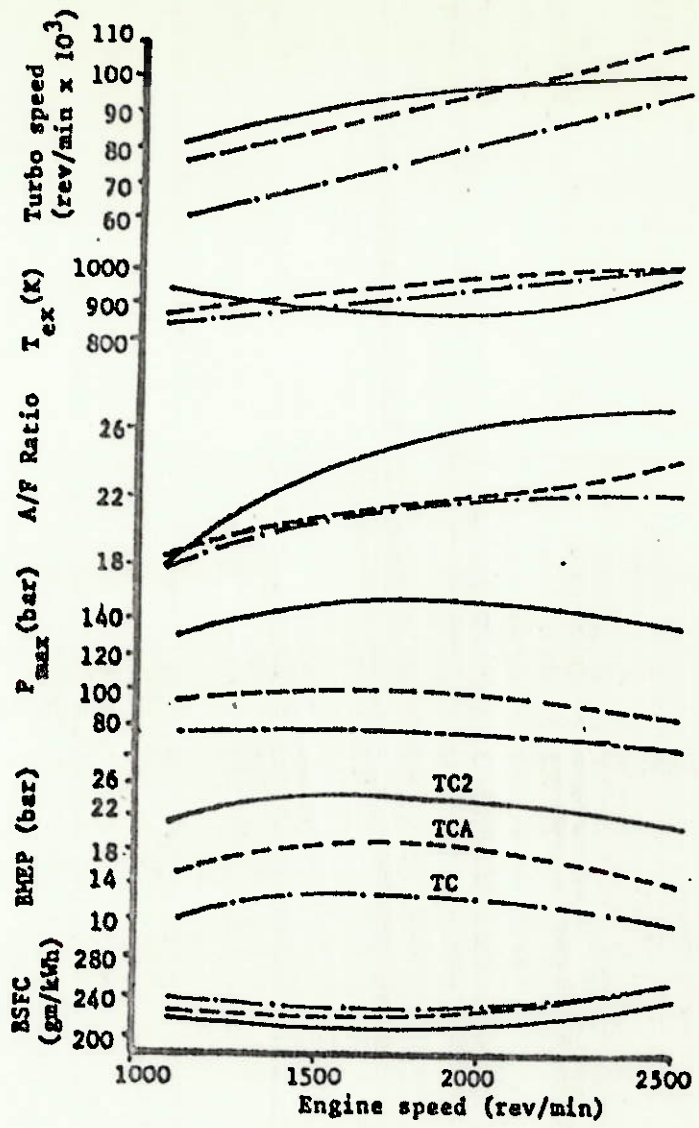
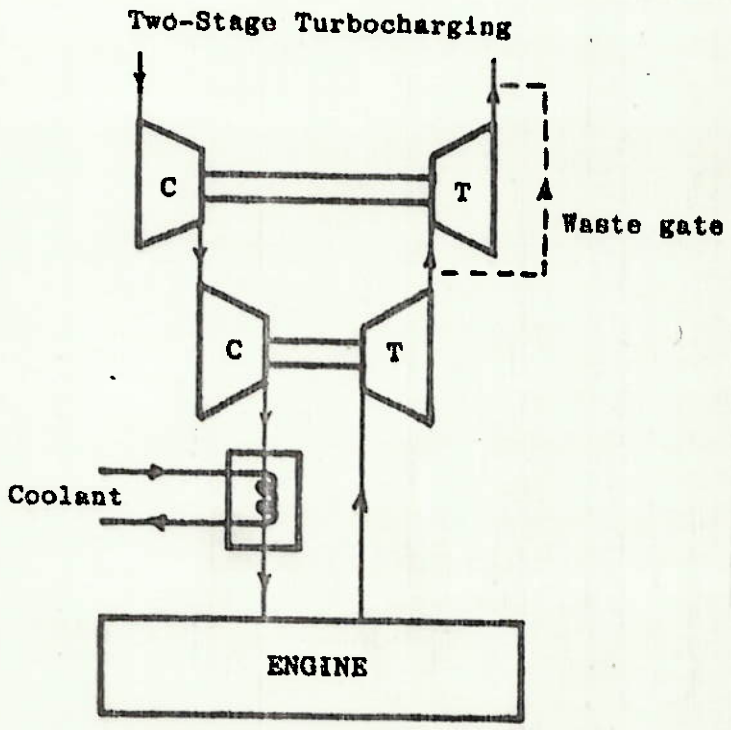


Fig. 6.11 - Limitação do desempenho com turbocarregamento simples e de dois estágio



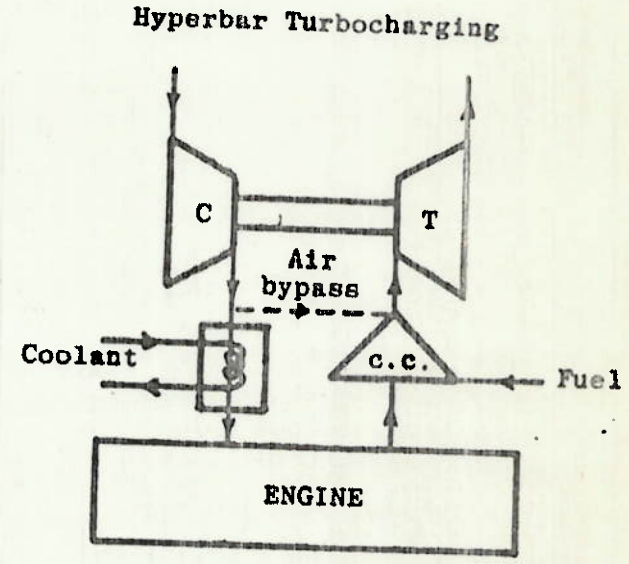


Fig. 6.13 - Sistemas de turbo carregamento de dois estágio e Hiperbar

Fig. 6. 14 - Pressão constante de turbocarregamento. Grande tubulação de exaustão

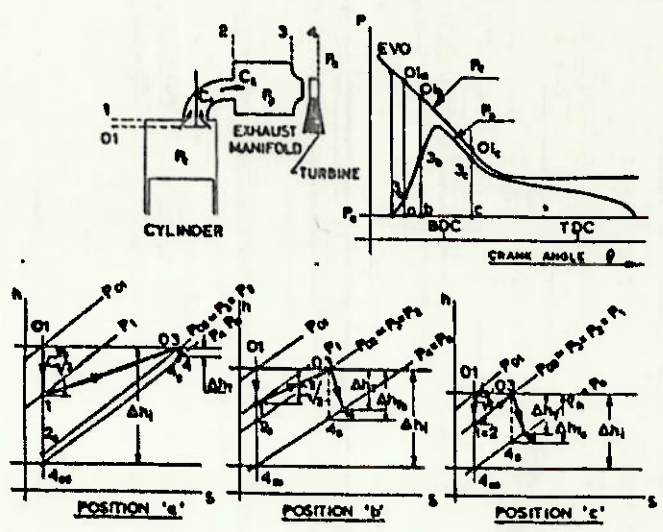


Fig. 6.15 - Pressão pulsante de turbocarregamento. Pequena tubulação de exaustão

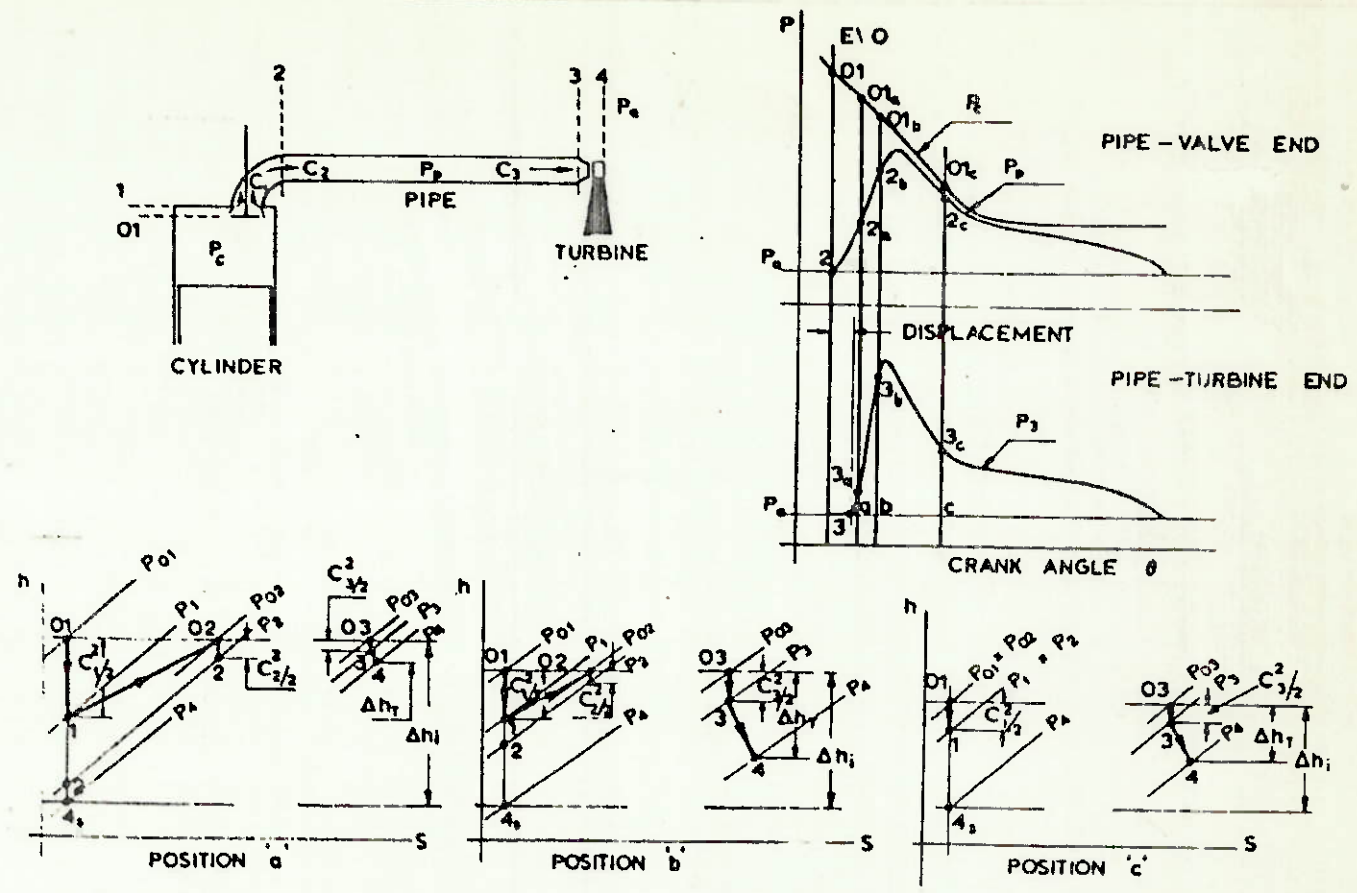


Fig. 6.16 – Pressão pulsante de turbocarregamento. Tubo de exaustão estreito

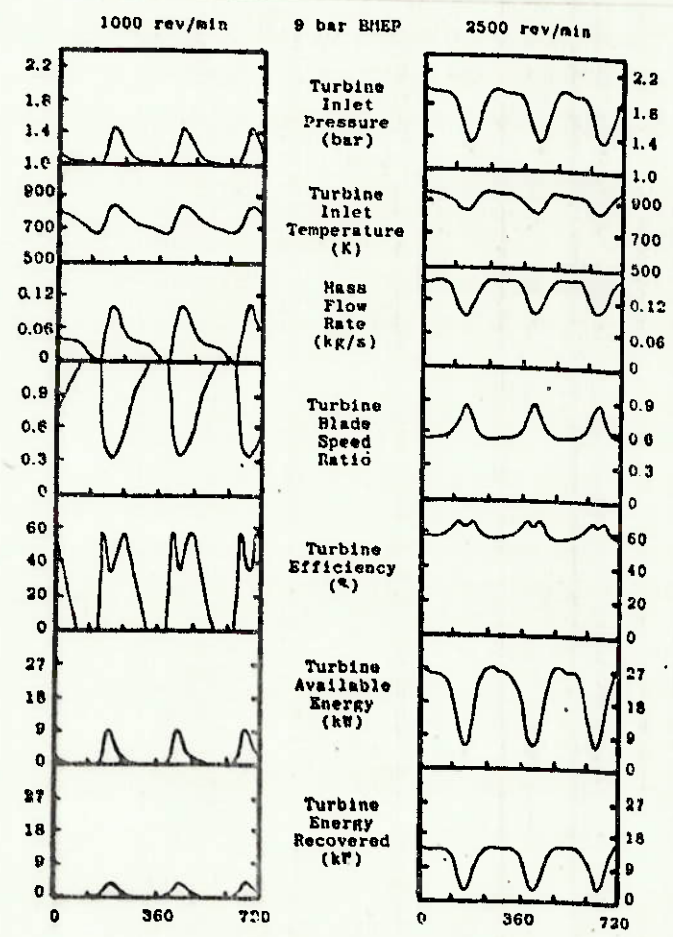


Fig. 6.17 – Desempenho instantaneo da turbina para um setor de uma turbina de entrada gêmea num motor de seis cilindros (dados experimentais

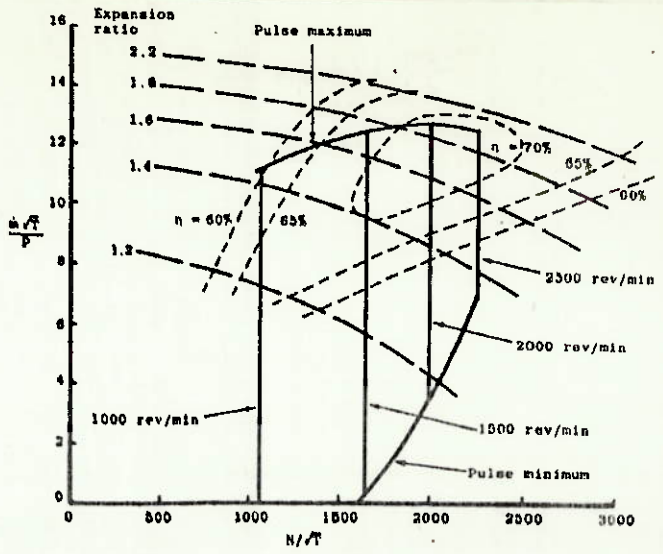


Fig. 6.18 - Eficiência da turbina combinado com uma faixa de rotação a plena carga

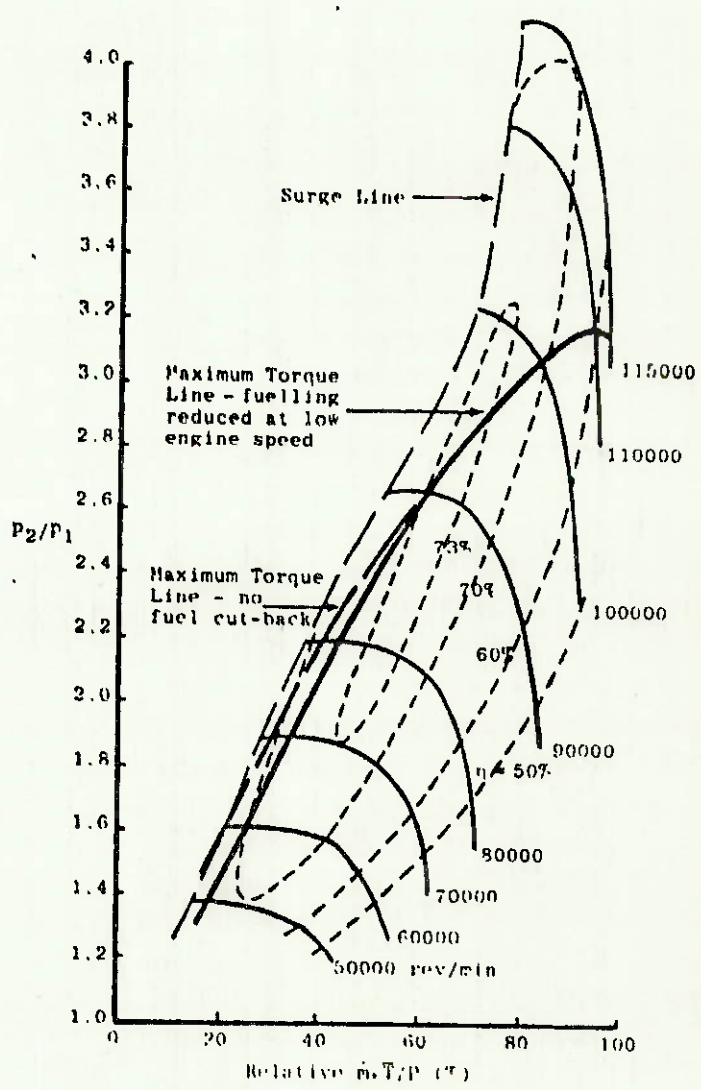


Fig. 6.19 - Faixa de vazão do compressor limitando torque a baixa rotação em um motor de alta ta-

PARTE II - CÁLCULOS E DIAGRAMAS DO CICLO

1 - RESUMO EXPLICATIVO

Esta parte do trabalho visa desenvolver alguns cálculos relacionados com a turboalimentação, para um estudo preliminar, de um motor operando em ciclo Otto. Os dados de motor, tomados como base para os cálculos, são referentes a um motor Passat 1600-TS.

Para os cálculos, consideraremos no levantamento dos ciclos Otto teóricos, os seguintes casos:

- motor a gasolina com taxa de compressão : r_v=7,5:1;
- motor a gasolina com taxa de compressão: r_v=7,5:1 e sobrealimentação de 1,5 p_{1c};
- motor com r_v=10,5:1 (taxa usual de motor a álcool) tratado com dados de gasolina;
- motor com r_v=9,0:1, com dados referentes à gasolina;
- motor com r_v=9,0:1 e sobrealimentação de 1,5 p_{1c} (dados de gasolina);
- motor com r_v=9,0:1 e sobrealimentação de 2,0 p_{1c} (dados de gasolina).

A taxa de compressão r_v=9,0:1 (intermediária entre 7,5:1 e 10,5:1) foi escolhida, pois se sobrealimentássemos um motor a álcool de r_v=10,5:1, sendo o combustível o etanol nacional, certamente ocorreriam problemas de "pré-ignição" e/ou "detonação". Dessa forma seria conveniente a redução da taxa de compressão, embora isso implique em queda do rendimento térmico. Esta queda seria amplamente compensada com o ganho provocado pela sobrealimentação.

Tanto no caso dos motores com taxas de 9,0:1 e 10,5:1 , utilizam-se dados para gasolina, pois visa-se um estudo comparativo e qualitativo da sobrealimentação.Naturalmente, que essas taxas para a octanagem da gasolina nacional (aproximadamente 76 ON) causam problemas ou de "pré-ignição" ou de "detonação". Mas, se fosse melhorado o índice de octanas para ordem de 90 ON, seria possível o uso dessas taxas.Atualmente, a taxa média de 10,5:1 somente é encontrada em motores a álcool, já que o índice equivalente de octanas para o álcool etílico é aproximadamente 88 ON.

Temos ainda nesta parte do trabalho,considerações a respeito de turboalimentação, envolvendo a escolha do compressor e da

carcaça da turbina, através dos diagramas das Figuras 2.15, 3.1 a 3.4, da Parte I, para os motores de r_v=7,5:1 com 1,5 p_{1c}, r_v=9,0:1 e com 1,5 p_{1c} e r_v=9,0:1 com 2,0 p_{1c}.

2 - CICLOS OTTO TEÓRICOS

A referência básica deste ítem será a referência (1) da bibliografia: "Análise dos Motores de Combustão Interna" de Charles F. Taylor, edição de 1971 - Editora Edgard Blücher.

No ítem 2.1 o cálculo o cálculo do ciclo Otto Teórico será desenvolvido de forma mais detalhada, enquanto nos demais itens, será de forma mais simplificada, mas sempre tomando 2.1 como modelo.

Uma sobrealimentação de 1,5 p_{1c} significa que: $p_{2c}=p_1=1,5p_{1c}$
onde: p_{2c} = pressão na saída do compressor = p_1 = pressão na admissão do motor;

p_{1c} = pressão na entrada do compressor.

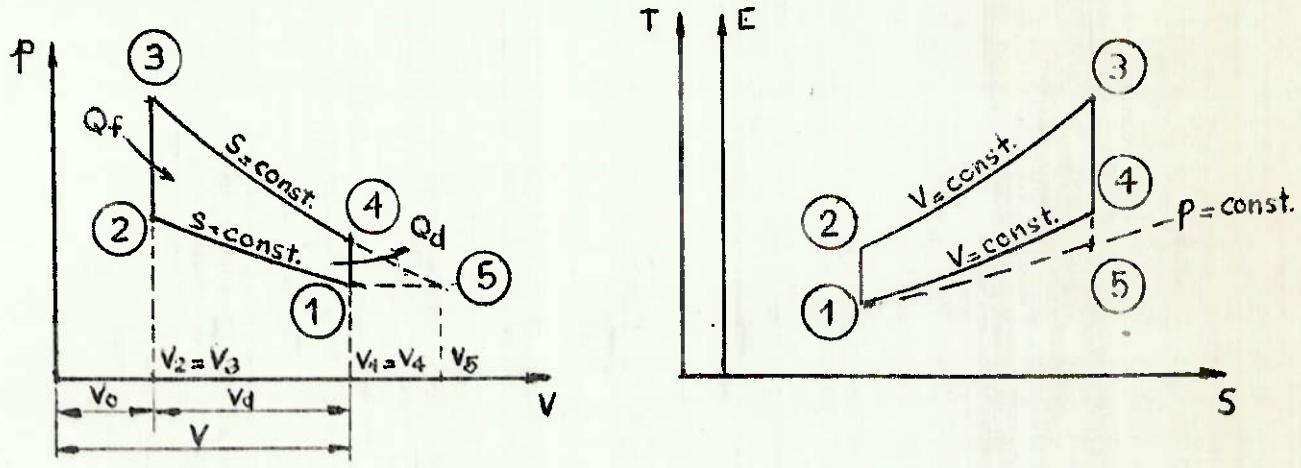
2.1 - Ciclo Otto Teórico com Taxa de Compressão: r_v = 7,5:1

Dados:

- taxa de compressão: $r_v=7,5:1$ (motor Passat 1600-TS)
- relação combustível/ar estequiométrica para gasolina (octano - C_8H_{16}): $F_c=0,0678$ ($1/F_c=14,75$) (tabela 3.1, referência (1))
- fração de ar relativa: $F_{R=1,2}$ (mistura rica - plena potência)
- $p_1=14,7$ &bf/pol.^{2} (= pressão atmosférica)
- $T_1=600^oR$ = 60^oC (admitida - ver pág. 103, ref. (1))
- fração de gás residual: $f=m_r/m_t$ = massa de gases residuais/massa total = 0,05 (admitido, considerando plena potência)
- poder calorífico inferior da gasolina (octano - C_8H_{16}):

  $Q_c=p_{ci}=19035$ Btu/&bm (tabela 3.1 ref. (1))
- massa molecular da mistura estequiométrica para gasolina (octano - C_8H_{16})/ar: m_m = 30,5.

Temos do ciclo ideal:



p = pressão; T = temperatura; V = volume específico;

S = entropia/massa; E = energia interna/massa

H = E + p.V = entalpia/massa.

Taxa de compressão: $r_v = \frac{V_o}{V} = \frac{V_1}{V_2}$

Gás perfeito: $E = C_v \cdot T$; $H = Cp.T$

1a. Lei da Termodinâmica: $q = \Delta E + w$ (sistema fechado)

Agora: $Q_f = M_t \cdot q_f$; $W_{líq} = M_t \cdot w_{líq}$

onde:

M_t = massa total da mistura

$w_{líq}$ = trabalho líquido M_t; $W_{líq}$ = trabalho líquido

q_f = calor fornecido M_t ; Q_f = calor fornecido.

Do ciclo teremos:

$$\boxed{q_f = E_3 - E_2 = C_v(T_3 - T_2)} \quad \text{e} \quad \boxed{W_{líq} = (E_3 - E_4) + (E_1 - E_2) = C_v(T_3 - T_4 + T_1 - T_2)}$$

Para relação combustível/ar (F):

$F = F_R . F_C = 1,2 . 0,0678 = 0,08136$

Como $m_m = 30,5$, teremos para C_8H_{16}:

$$\left(\frac{1 + F}{m_m}\right) = 0{,}03545$$

- Gráficos da referência (1):

. Gráfico C-1 : para mistura octano (C_8H_{16})+ar, ou para ar seco e puro se f = 0 e F_R = 0;

base molar: 1 ℔bmol = 0,454 kg mol de mistura octano/ar

V^o, E^o, H^o, S^o

. Gráficos C-2, C-3 e C-4: para os produtos da combustão (gases queimados) da mistura octano+ar, sendo respectivamente F_R = 0,8 ; F_R = 1,0 e F_R = 1,2.

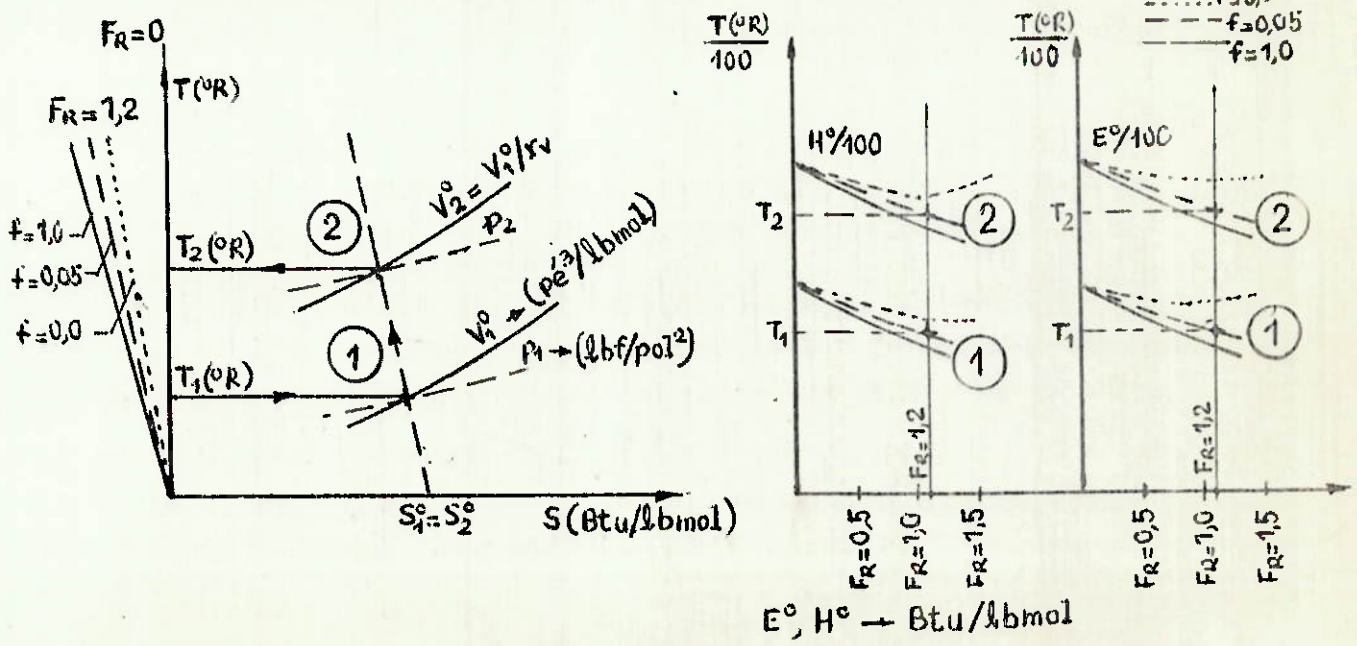
base em massa: (1+F) ℔bm = 0,454 (1+F)kg para os produtos da combustão da mistura octano/ar

V* , E* , S* , H*

a) Pontos do Ciclo

Pontos (1) e (2)

Teremos para o gráfico C-1:



Assim de C-1, com: p_1=14,7 ℔bf/pol^2(=14,969℔bf/pol^2) , T = 600°R; F_R = 1,2 e f = 0,05, teremos:

V_1^o = 443 pé^3/ ℔bmol (de mistura), E_1^o = 223 Btu/ ℔bmol

H_1^o = 1433 Btu/ ℔bmol.

Sabemos que: $V_2^o = \frac{V_1^o}{r_v} = \frac{443}{7,5}$ = 59,07 pé^3/℔bmol

De (1) para (2), com: S_1^o=S_2^o, V_2^o=59,07 pé^3/℔bmol, F_R=1,2 e f=0,05, teremos:

p_2=213 ℔bf/pol^2, T_2=1165°R, E_2=3692 Btu/℔bmol (de mistura), H_2^o=6000 Btu/℔bmol (de mistura).

Ponto (3)

De (2) a (3),processo isovolumétrico, V_2^o=V_3^o=59,07 pé^3/mol

Como o ponto (3) será lido no gráfico C-4:

$$V_2^* = \left(\frac{1+F}{m_m}\right) \cdot V_2^o = V_3^* = \left(\frac{1+F}{m}\right) \cdot V_3^o$$

Portanto: $V_3 = \left(\frac{1+F}{m_m}\right) \cdot V_3$=0,03545.59,07=2,093 pé^3/(1+F)℔bm (de produtos da combustão de octano+ar).

De (2) a (3) é onde ocorre o processo de combustão e assim teremos a seguinte equação:

$$E_3^* - E_2^* + (1-f).F.E_c + (1+F).f.q = Q^* - w^*$$ (eq. 3.31 da ref. (1))

Se o processo de combustão ocorre a volume constante, sem perda de calor, Q^* e w^* são nulos. É importante ressaltar que Q^* não corresponde ao calor liberado pela combustão, mas a qualquer tipo de troca de calor que ocorre entre (2) e (3). Dessa forma, $Q_f^* = E_3^* - E_2^*$ do ciclo ideal, corresponde a energia interna liberada pela mistura ar-combustível, assim como pelos gases residuais.

Portanto:

$$\boxed{E^{*}=E^{*}+(1-f).F.E_c+(1+F).f.q}$$

Agora, como: F.f.q é desprezível e $E_2^{*}=(\frac{1+F}{m_m})\ .\ E_2^{o}$, teremos:

$$\boxed{E_3^{*}=(\frac{1+F}{m_m}).E_2^{o}+(1-f).F.E_c+f.q}$$

Temos que:

- E_c = energia da combustão (eq. 3.26 da ref. (1)) para este caso vale: E_c = 19180 Btu/ℓbm . Como para a mistura octano+ar:

  $Q_c = p_{ci}$ = 19035 Btu/ℓ, seria pequeno o erro se fizéssemos: $E_c \cong Q_c$.

- para os gases residuais da mistura octano+ar, se $F_R>1,0$, temos:

$$q = 934(F_R-1)\ (kcal/kg)=1681,2(F_R-1)(Btu/\ell bm)$$

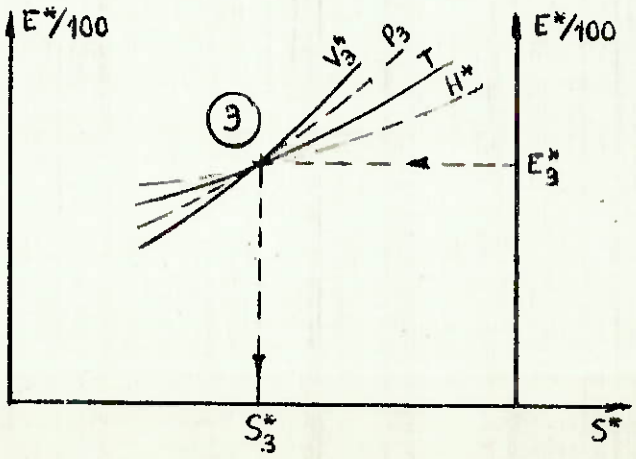
$$\therefore q = 1681,2(1,2-1) = 336\ Btu/\ell bm$$

Assim:

$$E_3^{*}=3692.0,03545+(1-0,05).(1,2.0,0678).19180+0,05.336=$$

$$= 1630\ Btu/(1+F)\ell bm.$$

Para o gráfico C-4 (F_R=1,2):



T → ^{o}R

p → ℓbf/pol^2

V → $p\vec{e}^3/(1+F)\ell bm$

E^{*} → Btu/(1+F)ℓbm

H^{*} → Btu/(1+F)ℓbm

S^{*} (Btu/(1+F)ℓbmol.^{o}R)

Assim, para: $V_3^* = 2.09\ p\tilde{e}^3/(1+F)\ell bm$ e

$E_3^*=1630$ Btu/(1+F)ℓbm teremos:

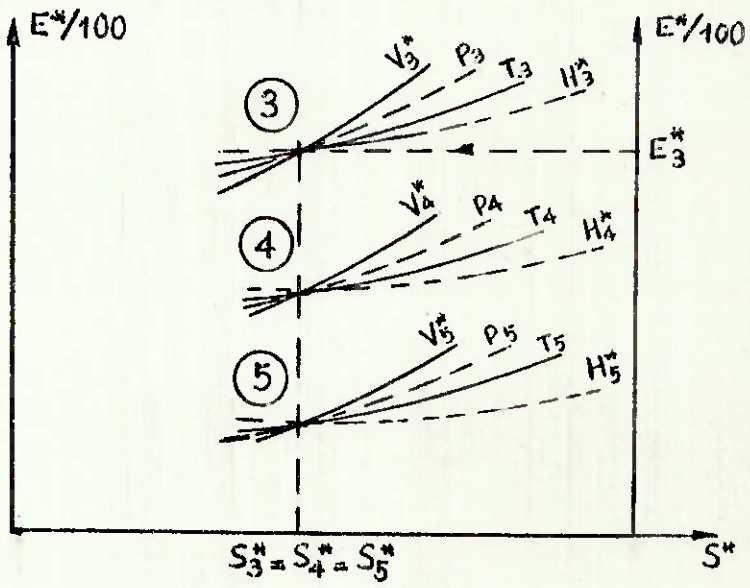
$p_3=1060\ \ell bf/pol^2$, $T_3=5077^oR$, $H_3^*=2023$ Btu/(1+f)ℓbm.

Pontos (4) e (5)

Do ciclo observamos que: $V_4^o=V_1^o$, e assim: $V_4^*=V_1^*=(\frac{1+F}{m_m}).V_1^o=$

$= 0,03545.443 = 15,70\ \ p\tilde{e}^3/(1+F)\ell bm.$

Para o gráfico C-4 ($F_R=1,2$):



Assim, do gráfico C-4 com: $V_4^* = 15,70\ p\tilde{e}^3/(1+F)\ell bm$ e $S_3^*=S_4$ teremos: $p_4=83\ell bf/pol^2$, $T_4=3121^oR$, $E_4^*=985$ Btu/(1+F)ℓbm,

$H_4^*=E_4^*+p_4.V_4^* =985 + (\frac{144}{778})\ .\ 83\ .\ 15,70 = 1226,3$ Btu/(1+F)ℓbm.

Quanto aos gases residuais, é razoável admitirmos que estes sofrem uma expansão isoentrópica do ponto (4) a pressão de descarga. Tomando a pressão de descarga, como sendo a pressão atmosférica ($p_5=14,7\ \ell bf/pol^2$) e tendo a expansão de (4) a (5) como isoentrópica ($S_4^*=S_5^*$), temos do gráfico C-4 :

$V_5^*=66,0\ p\tilde{e}^3/(1+F)\ell bm$, $T_5=2260^oR$, $E_5^*=742$ Btu/(1+F)ℓbm,

$H_5^*=E_5^*+p_5.V_5^*=742 + (\frac{144}{778}).14,7.66,0 = 921,6$ Btu/(1+F)ℓbm.

Resumindo, temos:

Ponto	p	T	V^o	V^*	E^o	E^*	H^o	H^*
1	14,7	600	443	15,70	223	7,9	1433	50,8
2	213	1165	59,1	2,09	3692	130,9	6000	212,7
3	1060	5077	59,1	2,09	-	1630	-	2023
4	83	3121	443	15,70	-	985	-	1226
5	14,7	2260	-	66,00	-	742	-	922

Tabela 2.1 - Pontos do ciclo Otto para r_v=7,5 com as unidades: p em ℔bf/pol^2, T em ^oR, V^o em pé^3/℔bmol, V^* em pé^3/(1+F)℔bm, E^o em Btu/℔bmol, E^* em Btu/(1+F)℔bm, H^o em Btu/℔bmol e H^* em Btu/(1+F)℔bm.

b) Trabalho, Pressão Média e Rendimento

Trabalho Líquido ($w^*_{líq}$):

$$w^*_{líq} = (E^*_3 - E^*_4) - \left(\frac{1+F}{m_m}\right)(E^o_2 - E^o_1)$$ (eq. 4.2 da ref. (1))

Portanto: $w^*_{líq}$ =(1630-985)-0,03545.(3692-223)=

= 522 Btu/(1+F)℔bm=522/(3,968.0,454)=

= 290 kcal/(1+F)kg.

Pressão média indicada (pmi):

$$pmi = \frac{w^*_{líq}}{V^*_1 - V^*_2}$$ (eq. 4.3 da ref. (1))

Portanto: $pmi = \frac{522}{15,70-2,09} = 38,34$ Btu/pé^3 $= 38,34.\left(\frac{788}{144}\right)=$

= 207,2 ℔bf/pol^2 = 14,6 kgf/cm^2

Rendimento térmico (η_t):

Como é desprezível o efeito do vapor d'água da eq. 4.4

da ref. (1), teremos:

$$\eta_t = \frac{\overset{*}{w}_{liq}}{(1-f).F.Qc}$$

Portanto: $\eta_t = \frac{522}{(1-0,05).(0,08136).19035} = 0,355$

2.2 - Ciclo Otto Teórico com Taxa de Compressão: r_v=7,5:1 e Sobrealimentação de 1,5 p_{1c}:

Considerando a sobrealimentação teremos: $p_1=p_{2c}=1,5\ p_{1c}$. Como é razoável admitirmos, que a pressão na entrada do compressor é: p_{1c}=14,7ℓbf/pol^2 (pressão atmosférica), então teremos na saída do compressor e conseqüente admissão do motor: $p_{2c}=p_1=1,5.14,7$ = = 22,05 ℓbf/pol^2.

a) Pontos do Ciclo

Pontos (1) e (2):

Do gráfico C-1, com: p_1=22,05ℓbf/pol^2, T_1= 600^oR, F_R=1,2 e f=0,05, lemos:

V_1^o = 295 pé^3/ℓbmol $\qquad$ E_1^o = 223 Btu/ℓbmol

H_1^o = 1433 Btu/ℓbmol .

Sabemos que: $V_2^o = \frac{V_1^o}{r_v} = \frac{295}{7,5}$ = 39,33 pé^3/ℓbmol.

Como de (1) para (2), $S_1^o = S_2^o$, do gráfico C-1 com V_2^o = 39,33 pé^3/ℓbmol F_R=1,2 e f = 0,05 lemos:

p_2 = 322,7 ℓbf/pol^2 $\qquad$ T_2 = 1170^oR

E_2^o = 3729 Btu $\qquad$ H_2^o = 6060 Btu/ℓbmol

Ponto (3):

De (2) a (3): $V_3^o = V_2^o = 39,33\ pé^3/\ bmol.$

Assim: $V_3^* = V_2^* = (\frac{1+F}{m_m}) .\ V_2^o = 0,03545\ .\ 39,33 =$

$= 1,39\ pé^3/(1+F)\&bm$

Do processo de combustão de (2) para (3):

$E_3^* = (\frac{1+F}{m_m}).E_2^o + (1-f)\ .\ F\ .\ E_c + f\ .\ q = 0,03545\ .\ 3729 +$

$+(1-0,05).0,08136.19180+0,05,336 = 1631\ Btu/(1+F)\&bm.$

Do gráfico C-4 (F_R=1,2) com: $V_3^* = 1,39\ pé^3(1+F)\&bm$ e $E_3^* = 1631\ Btu/(1+F)\&bm$:

p_3=1550&bf/pol^2 , T_3=5100^{o}R , H_3=2028Btu/(1+F)&bm.

Pontos (4) e (5):

Como: $V_4^o=V_1^o$, teremos: $V_4^*=V_1^*=(\frac{1+F}{m_m}).V_1^o=0,03545\ .\ 295\ =$

$= 10,46\ pé^3/(1+F)\&bm.$

Como de (3) para (4), $S_3^* = S_4^*$, do gráfico C-4 (F_R=1,2) com: V_4^*=10,46 $pé^3$/(1+F)&bm, teremos:

p_4=125,2&bf/pol^2 , T_4=3144^{o}R, E_4^*=990 Btu/(1+F)&bm ,

$H_4^*=E_4^*+p_4.V_4^* = 990+(\frac{144}{778}).125,2.10,46=1232,4\ Btu/(1+F)\&bm$.

Como de (4) a (5), $S_4^*=S_5^*$ e admitimos a pressão de descarga: p_5 = 14,7&bf/pol^2, teremos do gráfico C-4:

V_5^*=56,67 $pé^3$/(1+F)&bm, T_5^*=1968,4^{o}R,E_5^*=665 Btu/(1+F)&bm ,

$H_5^*=E_5^*+p_5.V_5^*=665+(\frac{444}{778}).14,7.56,67 = 819,2\ Btu/(1+F)\&bm$.

Resumindo temos:

Ponto	p	T	V^o	V^*	E^o	E^*	H^o	H^*
1	22,1	600	295	10,46	223	7,9	1433	50,8
2	323	1170	39,3	1,39	3729	132,2	6060	214,8
3	1550	5100	39,3	1,39	-	1631	-	2028
4	125	3144	295	10,46	-	990	-	1232
5	14,7	1968	-	56,67	-	665	-	819

Tabela 2.2 - Pontos do ciclo Otto para r_v=7,5 e sobrealimentação de 1,5 p_{1c}, com as mesmas unidades da Tabela 2.1.

b) Trabalho, Pressão Média e Rendimento:

Trabalho Líquido:

$$w^*_{liq}=(E^*_3-E^*_4)-(\frac{1+F}{m_m}).(E^o_2-E^o_1)=(1631-990)-0,0354(3729-223) =$$

$$= 517 \ \text{Btu}/(1+F)\text{lbm}=517/(3,968.0,454) = 286 \ \text{kcal}/(1+F)\text{kg}.$$

Pressão média indicada:

$$pmi = \frac{w^*_{liq}}{V^*_1-V^*_2} = \frac{517}{10,46-1,39} = 57,00 \ \text{Btu/pé}^3 = 57,00.(\frac{778}{144}) =$$

$$= 308,0\text{lbf/pol}^2 = 21,7 \ \text{kgf/cm}^2 .$$

Rendimento térmico:

$$\eta_t = \frac{w^*_{liq}}{(1-f).F.Q_c} = \frac{517}{(1-0,05).(0,08136).19035} = 0,351$$

2.3 - Ciclo Otto Teórico com Taxa de Compressão: r_v=10,5:1

a) Pontos do Ciclo:

Pontos (1) e (2):

Do gráfico C-1, com: p_1=14,7ℓbf/pol^2, T_1=600^{o}R, F_R=1,5 e f=0,05, lemos:

V_1^o = 443 pé^3/ℓbmol $\qquad$ E_1^o=223 Btu/ℓbmol

H_1^o = 1433 Btu/ℓbmol

Temos que: $V_2^o = \frac{V_1^o}{r_v} = \frac{443}{10,5}$ = 42,19 pé^3/ℓbmol.

Agora, como de (1) a (2), $S_1^o=S_2^o$, do gráfico C-1 com V_2^o=42,19 pé^3/ℓbmol, F_R=1,2 e f=0,05, obtemos:

p_2=334ℓbf/pol^2 $\qquad$ T_2=1285^{o}R

E_2^o=4500 Btu/ℓbmol $\qquad$ H_2^o=7060 Btu/ℓbmol.

Ponto (3):

De (2) a (3): $V_3^o=V_2^o$=42,19 pé^3/ℓbmol.

Assim:

$V_3^*=V_2^*=(\frac{1+F}{m_m}).V_2^o$=0,03545.42,19=1,50 pé^3/(1+F)ℓbm.

Agora, de (2) a (3), a energia devido a combustão da mistura será:

$E_3^*=(\frac{1+F}{m_m}).E_2^o+(1-f).F.E_c+f.q$=0,03545.4500+(1-0,05).0,08136.19180+

+0,05.336=1658,8 Btu/(1+F)ℓbm.

Do gráfico C-4 (F_R=1,2) com V_3^*=1,50 pé^3/(1+F)ℓbm e E_3^*=1658,8 Btu/(1+F)ℓbm:

p_3=1458,3ℓbf/pol^2 , T_3=5168^{o}R , H_3^*=2063 Btu/(1+F)ℓbm .

Pontos (4) e (5)

Como: $V_4^o=V_1^o$, teremos: $V_4^*=V_1^*=(\frac{1+F}{m_m}).V_1$=0,03545.443 =

= 15,70 pé^3/(1+F)ℓbm.

Sendo isoentrópico o processo de (3) a (4) ($S_3^*=S_4^*$), do gráfico C-4 (F_R=1,2) com V_4^*=15,70 $pé^3/(1+F)$&bm, teremos:

p_4=78,1 bf/pol^2 , T_4=2933^oR , E_4^*=930 Btu/(1+F)&bm.

$H_4^*=E_4^*+p_4.V_4^*=930+(\frac{144}{778}).78,1.15,70=1157,0$ Btu/(1+F)&bm.

Como de (4) a (5), $S_4^*=S_5^*$ e p_5=14,7&bf/pol^2, teremos do gráfico C-4:

V_5^*=58,95 $pé^3/(1+F)$&bm , T_5=2026^oR , E_5^*=680 Btu/(1+F)&bm

$H_5^*=E_5^*+p_5.V_5^*=680+(\frac{144}{778}).14,7.58,95=840,4$ Btu/(1+F)&bm.

Resumindo, temos:

Ponto	p	T	V^o	V^*	E^o	E^*	H^o	H^*
1	14,7	600	443	15,70	223	7,9	1433	50,8
2	334	1285	42,2	1,50	4500	159,5	7060	250,3
3	1458	5168	42,2	1,50	-	1658,8	-	2063
4	78	2933	443	15,70	-	930	-	1157
5	14,7	2026	-	59,95	-	680	-	840

Tabela 2.3 - Pontos do ciclo Otto para r_v=10,5 e mesmas unidades da Tabela 2.1.

b) Trabalho, Pressão Média e Rendimento

Trabalho Líquido

$w_{líq}^*=(E_3^*-E_4^*) - (\frac{1+F}{m_m}).(E_2^o-E_1^o)=(1658,8-930)-(159,5-7,9)=$

$=577$ Btu/(1+F)&bm$=320$ kcal/(1+F)kg.

Pressão média indicada:

$$pmi=\frac{w_{líq}^*}{V_1^*-V_2^*}=\frac{577}{15,7-1,50}=40,63 \text{ Btu/pé}^3=219,5 \text{ \&bf/pol}^2=15,4 \text{ kgf/cm}^2$$

Rendimento térmico:

$$\eta_t = \frac{W^*_{líq}}{(1-f).F.Q_c} = \frac{577}{(1-0,05).(0,08136).19035} = 0,392.$$

2.4 - Ciclo Otto Teórico com Taxa de Compressão: r_v=9,0:1

a) Pontos do Ciclo

Pontos (1) e (2):

Do gráfico C-1, com: p_1=14,7 bf/pol^2, T=600^{o}R, F_R=1,2 e f=0,05, lemos:

V^o_1=443 pé^3/ℓbmol $\qquad$ E^o_1=223 Btu/ℓbmol

H^o_1=1433 Btu/ℓbmol .

Sabemos que: $V^o_2 = \frac{V^o_1}{r_v} = \frac{443}{9,0}$ = 49,22 pé^3/ℓbmol

Agora, como de (1) a (2), $S^o_1=S^o_2$, do gráfico C-1 com V^o_2=49,22 pé^3/ℓbmol , F_R=1,2 e f = 0,05, obtemos:

p_2=269,3ℓbf/pol^2 $\qquad$ T_2=1225^{o}R

E^o_2=4050 Btu/ℓbmol $\qquad$ H^o_2=6533 Btu/ℓbmol.

Ponto (3):

De (2) a (3): $V^o_3=V^o_2$=49,22 pé^3/(1+F)ℓbm.

Assim: $V^*_3=V^*_2=(\frac{1+F}{m_m}).V^o_2$=0,03545.49,22=1,74 pé^3/(1+F)ℓbm

Agora, de (2) a (3), a energia devido a combustão da mistura será:

$$E^*_3=(\frac{1+F}{m_m}).E^* + (1+f).F.E_c + f.q = 0,03545.4050 + (1-0,05).0,08136.19180 +$$

$$+0,05.336 = 1642,8 \text{ Btu/(1+F)ℓbm.}$$

Do gráfico C-4 (F_R=1,2) com V^*_3=1,74pé^3/(1+F)ℓbm e

E_3^*=1642,8 Btu/(1+F)ℓbm:

p_3=1245,7ℓbf/pol^2, T_3=5117^oR , H_3^*=2040 Btu/(1+F)ℓbm.

Pontos (4) e (5):

Como: $V_4^o=V_1^o$, teremos: $V_4^*=V_1^*=(\frac{1+F}{m_m}).V_1^o$=0,03545.443 =

= 15,70 pé^3/(1+F)ℓbm.

Agora, sendo o processo de (3) a (4) isoentrópico ($S_3^*=S_4^*$), do gráfico C-4 (F_R=1,2) com V_4^*=15,70 pé^3/(1+F)ℓbm, teremos:

p_4=80ℓbf/pol^2 , T_4=3019^oR , E_4^*=955 Btu/(1+F)ℓbm

$H_4^*=E_4^*+p_4.V_4^*=955+(\frac{144}{778}).80.15,70=1187,5$ Btu/(1+F)ℓbm.

Como de (4) a (5), $S_4^*=S_5^*$ e p_5=14,7ℓbf/pol^2 ,teremos do gráfico C-4:

V_5^*=60,00 pé^3/(1+F)ℓbm , T_5=2077^oR, E_5^*=695 Btu/(1+F)ℓbm

$H_5^*=E_5^*+p_5.V_5^*=695+(\frac{144}{778}).14,7.60=858,3$ Btu/(1+F)ℓbm

Resumindo, temos:

Ponto	p	T	V^o	V^*	E^o	E^*	H^o	H^*
1	14,7	600	443	15,70	223	7,9	1433	50,8
2	269	1225	49,2	1,74	4050	143,6	6533	231,6
3	1246	5117	49,2	1,74	-	1642,8	-	2040
4	80	3019	443	15,70	-	955	-	1188
5	14,7	2077	-	60,00	-	695	-	858

Tabela 2.4 - Pontos do ciclo Otto para r_v=9,0:1, com mesmas unidades da Tabela 2.1.

b) Trabalho, Pressão Média e Rendimento

Trabalho líquido

$$w^*_{1liq} = (E^*_3 - E^*_4) - (\frac{1+F}{m_m}).(E^o_2 - E^o_1) = (1642,8-955) - (143,6-7,9) =$$

$$= 552 \text{ Btu}/(1+F)\text{lbm} = 306 \text{ kcal}/(1+F)\text{kg}.$$

Pressão média indicada:

$$p_{mi} = \frac{w^*_{1liq}}{V^*_1 - V^*_2} = \frac{552}{15,7-1,74} = 39,55 \text{ Btu/pé}^3 = 213,7 \text{lbf/pol}^2 = 15,0 \text{ kgf/cm}^2$$

Rendimento térmico

$$\eta_t = \frac{w^*_{1liq}}{(1-f).F.Q_c} = \frac{552}{(1-0,05)(0,08136).19035} = 0,375$$

2.5 - Ciclo Otto Teórico com Taxa de Compressão: r_v=9,0:1 e sobrealimentação de 1,5 p_{1c}

Considerando a sobrealimentação, teremos: $p_1 = p_{2c} = 1,5 p_{1c}$. Como admitimos $p_{1c} = 14,7 \text{lbf/pol}^2$, então: $p_1 = p_{2c} = 1,5.14,7 = 22,05 \text{lbf/pol}^2$.

a) Pontos do Ciclo

A partir do ponto (1) do ciclo, determinado no gráfico C-1 por meio de $p_1 = 22,05$ lbf/pol^2, $T_1 = 600^oR$, $F_R = 1,2$ e f=0,05, utilizando-se o mesmo procedimento de cálculo do item 2.4, obteremos os demais pontos do ciclo. Estes estão relacionados na tabela abaixo:

Ponto	p	T	V^o	V^*	E^o	E^*	H^o	H^*
1	22,1	600	295	10,46	223	7,9	1433	50,8
2	412,5	1235	32,8	1,16	4167	147,7	6622	234,7
3	1880	5157	32,8	1,16	-	1647	-	2051
4	122	3038	295	10,46	-	960	-	1196
5	14,7	1895	-	55,56	-	647	-	798

Tabela 2.5 - Pontos do ciclo Otto para r_v=9,0:1 e sobrealimentação de 1,5 p_{1c}, com as mesmas unidades da Tabela 2.1.

b) Trabalho, Pressão Média e Rendimento

Trabalho líquido

$w^*_{líq}=(E^*_3-E^*_1)-(E^*_2-E^*_1)=(1647-960)-(147,7-7,9)=547 Btu/(1+F)\ell bm =$

$= 304$ kcal/(1+F)kg.

Pressão Média indicada:

$$pmi=\frac{w^*_{líq}}{V^*_1-V^*_2}=\frac{547}{10,46-1,16}=58,82\ Btu/pé^3=317,8\ell bf/pol^2=22,3 kgf/cm^2$$

Rendimento térmico:

$$\eta_t=\frac{w^*_{líq}}{(1-f).F.Q_c}=\frac{547}{(1-0,05).(0,08136).19035}=0,372$$

2.6 - Ciclo Otto Teórico com Taxa de Compressão: $r_v=9,0:1$ e sobrealimentação de 2,0 p_{1c}:

Como admitimos $p_{1c}=14,7\ \ell bf/pol^2$, então:

$p_{1c}=p_{2c}=2,0.14,7=29,4\ \ell bf/pol^2$

a) Pontos do ciclo:

Com o ponto (1), determinado em C-1 por: $p_1=29,4\ell bf/pol^2$, $T_1=600^oR$, $F_R=1,2$ e $f=0,05$, teremos os demais pontos do ciclo segundo o procedimento exposto no ítem 2.4. Estes pontos estão na tabela seguinte.

ponto	p	T	V^o	V^*	E^o	E^*	H^o	H^*
1	29,4	600	221,4	7,85	223	7,9	1433	50,8
2	554	1235	24,6	0,87	4167	147,7	6622	234,8
3	2500	5170	24,6	0,87	-	1647	-	2050
4	160	3019	221,4	7,85	-	955	-	1187
5	14,7	1784	-	50,50	-	617	-	754

Tabela 2.6 - Pontos do ciclo Otto para r_v=9,0:1 e sobrealimentação 2,0 p_{1c}, com as mesmas unidades da Tabela 2.1.

b) Trabalho, Pressão Média e Rendimento

Trabalho líquido

$$w^*_{liq} = (E^*_3 - E^*_4) - (E^*_2 - E^*_1) = (1647-955) - (147,7-7,9) = 552 \text{ Btu/(1+F) } \ell\text{bm} =$$

$$= 306,5 \text{ kcal/(1+F) kg.}$$

Pressão média indicada

$$pmi = \frac{w^*_{liq}}{V^*_1 - V^*_2} = \frac{552}{7,85-0,87} = 79,08 \text{ Btu/pé}^3 = 427,3 \ell\text{bf/pol}^2 = 30,0 \text{ kgf/cm}^2$$

Rendimento térmico

$$\eta_t = \frac{w^*_{liq}}{(1-f).F.Q_c} = \frac{552}{(1-0,05).(0,08136).19035} = 0,375$$

2.7 - Comentários:

Do levantamento dos ciclos, são interessantes os seguintes resultados:

- r_v=7,5:1 : pmi= 207,2ℓbf/pol^2, η_t=0,355, p_3=1060ℓbf/pol^2, T_3=5077^{o}R
- r_v =7,5:1 e 1,5 p_{1c}: pmi=308,0ℓbf/pol^2, η_t=0,351, p_3=1550ℓbf/pol^2, T_3=5100^{o}R

- r_v=10,5:1:- pmi=219,5ℓbf/pol^2, η_t=0,392, p_3=1458ℓbf/pol^2, T_3=5168^oR
- r_v=9,0:1 :- pmi=213,7ℓbf/pol^2, η_t=0,375, p_3=1246ℓbf/pol^2, T_3=5117^oR
- r_v=9,0:1 e 1,5 p_{1c}:-pmi=317,8ℓbf/pol^2, η_t=0,372, p_3=1880ℓbf/pol^2,T_3=5157^oR
- r_v=9,1:1 e 2,0 p_{1c}:-pmi=427,3ℓbf/pol^2, η_t=0,375, p_3=2500ℓbf/pol^2, T_3=5170^oR

De maneira geral, observa-se que a sobrealimentação provoca uma considerável elevação da pressão média indicada, mesmo quando se compara o caso de r_v=7,5:1 e 1,5 p_{1c} com os casos de r_v=9,0:1 e r_v=10,5. A uma mesma rotação n, esta elevação na pmi pode ser traduzida como um aumento de potência, já que para todos os casos utilizou-se um motor de 4 tempos com mesma cilindrada.

Através dos valores teóricos de p_3, nota-se também que a sobrealimentação tem como consequência o aumento da pressão máxima no interior do cilindro (por exemplo: p_3 = 2500 ℓbf/pol^2 para r_v = 9,0:1 e 2,0 p_{1c}). Isto deve, obrigatoriamente, ser considerado, pois o cilindro, o pistão e demais elementos devem estar dimensionados para resistir a esse aumento. Embora a pressão máxima real dentro de um cilindro seja inferior a teórica calculada, o aumento nessa pressão é da mesma ordem de grandeza.

Nos resultados, também verifica-se uma ligeira queda no rendimento térmico dos ciclos sobrealimentados: r_v = 7,5:1 e r_v = = 9,0:1 e 1,5 p_{1c}, respectivamente em relação aos ciclos de r_v = = 7,5:1 e r_v = 9,0:1. No caso de r_v = 9,0:1 e 2,0 p_{1c} verifica-se que η_t é praticamente o mesmo de r_v = 9,0:1.

Levando-se em conta somente r_v e η_t, percebe-se que o rendimento térmico diminui com a redução da taxa de compressão. Isto pode ser mostrado pela relação teórica entre η_t e r_v:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{(k-1)}}, \quad \text{onde: } k = \frac{C_p}{C_v} = \text{relação entre os calores específicos.}$$

OBS.: A potência indicada (N_i) relaciona-se com pmi por:

N_i = pmi . V_d . n/x , onde: V_d = cilindrada do motor
n = rotação do motor
x= {1, para motores de 2 tempos
   {2, para motores de 4 tempos

3 - ESCOLHA DO TURBO-COMPRESSOR

Neste ítem, pretende-se mostrar como escolher, de forma preliminar, um compressor e uma carcaça de turbina que permitam a turboalimentação do motor, ou seja, que permitam o aproveitamento da energia de escape, através da turbina ligada ao compressor, para sobrealimentar o motor.

Para os cálculos, será seguido o roteiro apresentado no ítem 3.5. da Parte I. Os diagramas necessários, também, encontram-se no ítem 3.5.

Deve-se ressaltar que a utilização do roteiro de cálculo do ítem 3.5 da Parte I, admite implicitamente que o carburador será pressurizado.

3.1 - Sobrealimentação com 1,5 p_{1c}

Escolha do Compressor

Dados:

Pr = relação de pressão do compressor = $p_{2c}/p_{1c} = 1,5$

máx RPM = 6300

V_d = cilindrada = 1588 cm^3 = 96,91 pol^3 (CID)

Se p_{1c}=14,7$\ell bf/pol^2$, então: p_{2c}=1,5.14,7=22,05$\ell bf/pol^2$.

Assim: $\Delta p_c = p_{2c} - p_{1c} = 7,35\ \ell bf/pol^2$.

Devido ao valor de Δp_c, admitiremos uma eficiência volumétrica: E_v = 85% (ver roteiro do ítem 3.5.1, Parte I).

Vazão deslocada pelo motor:

$$Qd = \frac{V_d}{1728} \cdot \frac{\text{máx RPM}}{2} = \frac{96,91}{1728} \cdot \frac{6300}{2} = 176,66\ pé^3/min\ (CFM)$$

Agora, em princípio admitiremos que a eficiência do compressor é η_c=62% e assim da Figura 2.15 (onde é admitido: $T_{1c} = 90^oF$) com P_r=1,5, teremos:

T_{2c}=temperatura de descarga do compressor=196,8^oF = 656,8^oR.

Portanto, a vazão através do compressor, referente às condições de entrada, será dada por

$$Q = E_v.Q_d.P_r.\frac{540}{T_{2c}} = 0,85.176,66.1,5.\frac{540}{656,8} = 185,19\ pé^3/min$$

Sendo a densidade aproximada do ar: 0,068 ℔b/pé^3, então, a vazão em massa será dada por:

$$M = Q.0,068 = 185,19.0,068 = 12,59\ ℔b/min.$$

Para a utilização dos diagramas de compressores, usa-se a seguinte vazão em massa corrigida:

$$M' = \frac{M.\sqrt{T_{1c}/545}}{p_{1c}/28,4}$$, onde: T_{1c} está em ^oR e p_{1c} em polHg.

Como: $T_{1c} = 90^oF = 550^oR$

$p_{1c} = 14,7 ℔bf/pol^2 = 14,7.2,036 = 29,93$ pol.Hg

então:

$$M' = \frac{11,96\sqrt{550/545}}{29,93/28,4} = 12,00 ℔b/min$$

Com esse valor de M' e Pr=1,5, somente é possível a utilização da Figura 3.1 (Parte I). Dessa figura, temos: $\eta_c = 63\%$.

Agora, recalculando, admitimos que η_c=63% e obtemos:

Assim:

$$Q = 0,85.176,66.1,5.\frac{540}{654,8} = 185,74\ pé^3/min$$

$$M' = \frac{(185,74.0,068).\sqrt{550/545}}{29,93/28,4} = 12,04 ℔b/min$$

Novamente na Figura 3.1, com o novo valor de M' e Pr=1,5, verificamos que: $\eta_c = 63\%$.

Portanto, escolhemos um compressor modelo 3LD-168- Crane, operando com $\eta_c = 63\%$, a aproximadamente 62900 r.p.m.

Verificação:

Supondo que entre os pontos (4) e (5) do ciclo Otto teórico, também operando isoentropicamente, tivéssemos uma instalação ideal de turbina, o que a turbina poderia converter em trabalho seria: $w_T^* = H_4^* - H_5^*$. Dessa forma, das tabelas 2.2 a 2.5 (sobrealimentação de 1,5 p_{1c}) temos:

para $r_v = 7,5$: $w_T^* = 1232-819 = 413$ Btu/(1+F)ℓbm

para $r_v = 9,0$: $w_T^* = 1196-798 = 398$ Btu/(1+F)ℓbm.

Da entrada e saída do compressor, utilizando-se o gráfico C-1 da referência (1), com $F_R = 0$,temos:

p_{1c}=14,7ℓbf/pol^2 e T_{1c}=550^oR, implicam em: H_{1c}^o=1067 Btu/ℓbmol

p_{2c}=22,05ℓbf/pol^2 e T_{2c}=654,8^oR, implicam em: H_{2c}=1783 Btu/ℓbmol.

Admintindo de (1c) a (2c) como um processo adiabático reversível, o trabalho que um compressor ideal deve receber será:

$$w_c^* = (H_{2c}^o - H_{1c}^o).(\frac{1+F}{m_m}) = (1783-1067).0,03545 = 25,4 \text{ Btu/(1+F)ℓbm}$$

Como na prática, uma turbina comum atinge uma eficiência η_T = 75%, então:

para r_v=7,5:1 : $w_T^*.\eta_T$= 413.0,75=309,8Btu/(1+F)ℓbm e w_c^*/η_c=25,4/0,63 =

= 40,3 Btu/(1+F)ℓbm

para r_v=9,0:1 . $w_T^*.\eta_T$= 398.0,75=298,5Btu/(1+F)ℓbm e w_c^*/η_c=25,4/0,63 =

= 40,3 Btu/(1+F)ℓbm

Portanto, como $w_T^*.\eta_T$ é razoavelmente maior que w_c^*/η_c, pode-se dizer que, em princípio, a energia proveniente dos gases de escape é suficiente para proporcionar uma sobrealimentação de 1,5 p_{1c}, tanto para r_v=7,5:1, como r_v=9,0:1. Naturalmente que o compressor e a turbina têm que ser compatibilizados, pois a energia que a turbina fornece deve ser a mesma que o compressor consome. Isto é possí-

vel de ser executado com a escolha conveniente da carcaça da turbina.

- Escolha da Carcaça da Turbina:

Dados:

Δp_c=incremento de pressão da compressão=7,35ℓbf/pol^2

F = relação combustível-ar=$F_R.F_c$=1,2.0,0678=0,08136

P_r = relação de pressão da turbina = $p_{1T}/p_{2T}=p_3/p_4$

$$P_r = \frac{0,9.\Delta p_c}{14,7} + 1 = \frac{0,9.7,35}{14,7} + 1 = 1,45$$

M = vazão em massa através da turbina = vazão em massa de ar através do compressor+massa de combustível = =(1+0,08136).(185,74.0,068)=13,66ℓb/min.

Para um incremento de pressão, no compressor, de 7,35 bf/pol^2, temos que:

$T_3=T_{1T}$=temperatura na entrada da turbina=1600^oF (ver ítem 3.5.2, Parte I).

Como não utiliza-se nenhum silenciador após a saída da turbina, então: $p_{2T}=p_4$=29,03 pol Hg (pressão atmosférica ao nível do mar).

Portanto, para a turbina, temos o seguinte parâmetro de vazão:

$$F' = \frac{M.\sqrt{T_3}}{p_4}$$, sendo: T_3 = 1600+460 = 2060^oR

p_4 = 29,93 pol Hg

Portanto:

$$F' = \frac{13,66\ \sqrt{2060}}{29,93} = 20,71$$

Assim, da Figura 3.5, para F'=20,71 e Pr=1,45 temos o ponto entre as seguintes seções de carcaça: 1,25 pol^2 e 1,79 pol^2. Como o ponto está mais próximo de 1,25 pol^2 e como deve-se sempre escolher a carcaça mais compacta, então, deve-se selecionar uma carcaça para modelo 3LD-Crane com seção característica de 1,25 pol^2.

3.2 - Sobrealimentação com 2,0 p_{1c}

Escolha do Compressor

Dados:

$P_r=p_{2c}/p_{1c}=2,0$

máx RPM = 6300

$V_d=1588\ cm^3=96,91\ pol^3$

Se: $p_{1c}=14,7 lbf/pol^2$, então: $p_{2c}=2,0.14,7=29,4 lbf/pol^2$

Assim: $\Delta p_c=p_{2c}-p_{1c}=14,7\ bf/pol^2$

Devido a Δp_c, admitiremos como eficiência volumétrica : $E_v=95\%$ (ver roteiro do ítem 3.5.1, Parte I).

$$Q_d=\frac{V_d}{1728}\cdot\frac{máxRPM}{2}=\frac{96,91}{1728}\cdot\frac{6300}{2}=176,66\ pé^3/min$$

Admitindo uma eficiência de compressor: $\eta_c=64\%$ da Figura 2.15 (onde $T_{1c}=90^oF$), com $P_r=2,0$, teremos: $T_{2c}=274,8^oF=734,8^oR$.

Assim a vazão através do compressor, referente às condições de entrada será:

$$Q=E_v\cdot Q_d\cdot P_r\cdot\frac{540}{T_{2c}}=0,95.176,66.2,0.\frac{540}{734,8}=246,60\ pé^3/min$$

A vazão em massa será dada por:

$M = Q.0,068=246,60.0,068 = 16,77 lb/min.$

Para os diagramas de compressores, sendo $T_{1c}=90+460=550^oR$ e $p_{1c}=14,7 lbf/pol^2=29,93$ pol Hg, usa-se a seguinte vazão em massa corrigida:

$$M'=\frac{M.\sqrt{T_{1c}/545}}{p_{1c}/28,4}=\frac{16,77.\sqrt{550/545}}{29,93/28,4}=15,98 lb/min$$

Com esse valor de M' e $P_r=2,0$, somente é possível a utilização da Figura 3.1 (Parte I). Dessa figura, temos aproximadamente:

$\eta_c=64\%$.

Portanto, escolhemos um compressor modelo 3 LD-168-Crane, operando com η_c=64%, a 83800 r.p.m.

Verificação:

Desenvolvendo o mesmo roteiro de verificação do ítem 3.1, teremos da tabela 2.6 (sobrealimentação de 2,0 p_{1c}):

para r_v=9,0:1 : $w_T^*=H_4^*-H_5^*$=1187-754=433 Btu/(1+F)ℓbm.

Agora, para as condições de entrada e saída do compressor, utilizando o gráfico C-1 da referência (1), com F_R=0, temos:

p_{1c}=14,7ℓbf/pol^2 e T_{1c}=550°R, implicam em: H_{1c}^o=1067 Btu/ℓbmol

p_{2c}=29,4ℓbf/pol^2 e T_{2c}=734,8°R, implicam em: H_{2c}^o=2344 Btu/ℓbmol.

Assim, para o compressor entre (1_c) e (2_c), teremos:

$$w_c^*=(H_{2c}^o-H_{1c}^o).(\frac{1+F}{m_m})=(2344-1067).0,03545=45,3 \text{ Btu/(1+F)ℓbm}$$

Como, uma turbina comum atinge uma eficiência de η_T=75%, então:

para r_v=9,0:1 : $w_T^*.\eta_T$=433.0,75=324,8 Btu/(1+F)ℓbm e w_c^*/η_c =

= 45,3/0,64 = 70,8 Btu/(1+F)ℓbm.

Portanto, como $w_T^*.\eta_T$ é razoavelmente maior que w_c/η_n, pode-se dizer que, em princípio, a energia advinda dos gases de escape é bastante para proporcionar sobrealimentação de 2,0 p_{1c} para r_v = 9,0:1.

- Escolha da Carcaça da Turbina

Dados:

Δp_c = 14,7ℓbf/pol^2

F = $F_R.F_c$ = 0,08136

$$p_r=p_{1T}/p_{2T} = p_3/p_4 = \frac{0,9.14,7}{14,7} + 1 = 1,9$$

M = (1+F).(vazão em massa de ar através do compressor)=

= (1+0,08136).16.77 = 18,13&b/min.

Para um incremento de pressão, no compressor, de 14,7&bf/pol^2 temos que: $T_3=T_{1T}=1700^oF$ (ver ítem 3.5.2, Parte I).

Como não utiliza-se nenhum silenciador após a saída da turbina, então: $p_{2T}=p_4=29,93$ pol.Hg.

Portanto, para a turbina, sendo $T_3=1700^oF=2160^oR$ e $p_4=29,93$ pol.Hg, teremos o seguinte parâmetro de vazão:

$$F' = \frac{M.\sqrt{T_3}}{p_4} = \frac{18,13.\ 2160}{29,93} = 28,15$$

Assim, da Figura 3.5, para F' = 28,15 e $P_r=1,9$, temos que a carcaça de turbina mais compacta é de seção característica de 1,10 pol^2. Assim, a carcaça de turbina selecionada é a do modelo 3LD-CRANE com seção de 1,10 pol^2.

3.3 - Observações

a) Se a temperatura de entrada do compressor não for: $T_{1c}=90^oF$, no lugar da Figura 2.15, pode-se utilizar a seguinte expressão para a determinação da temperatura de descarga (T_{2c}):

$$T_{2c}=T_{1c}.(1+\frac{Y_c}{\eta_c}) \quad \text{(eq. 10.9 da ref. (1))},$$

onde: $Y_c = (\frac{p_{2c}}{p_{1c}})^{(k-1)/k}$ e $k_{ar}=1,4$ no caso da pressurização do carburador.

b) Na escolha da máx RPM, adota-se um valor somente um pouco maior do que a rotação de potência máxima (sem sobrealimentação), porque se deseja garantir que o motor não seja excessivamente solicitado, já que a máx RPM funciona como uma limitante da vazão do compressor.

c) No procedimento adotado para a escolha do compressor, verifica-se que a temperatura de descarga do ar do compressor é maior

que a temperatura do ponto (1) do ciclo Otto. Mas, como o ar irá se misturar com o combustível, no carburador, somente após o compressor, o combustível, devido ao seu calor latente de vaporização, provocará o rebaixamento da temperatura, sendo razoável admitir-se que a mistura atingirá a condição de temperatura próxima da do ponto (1) do ciclo Otto.

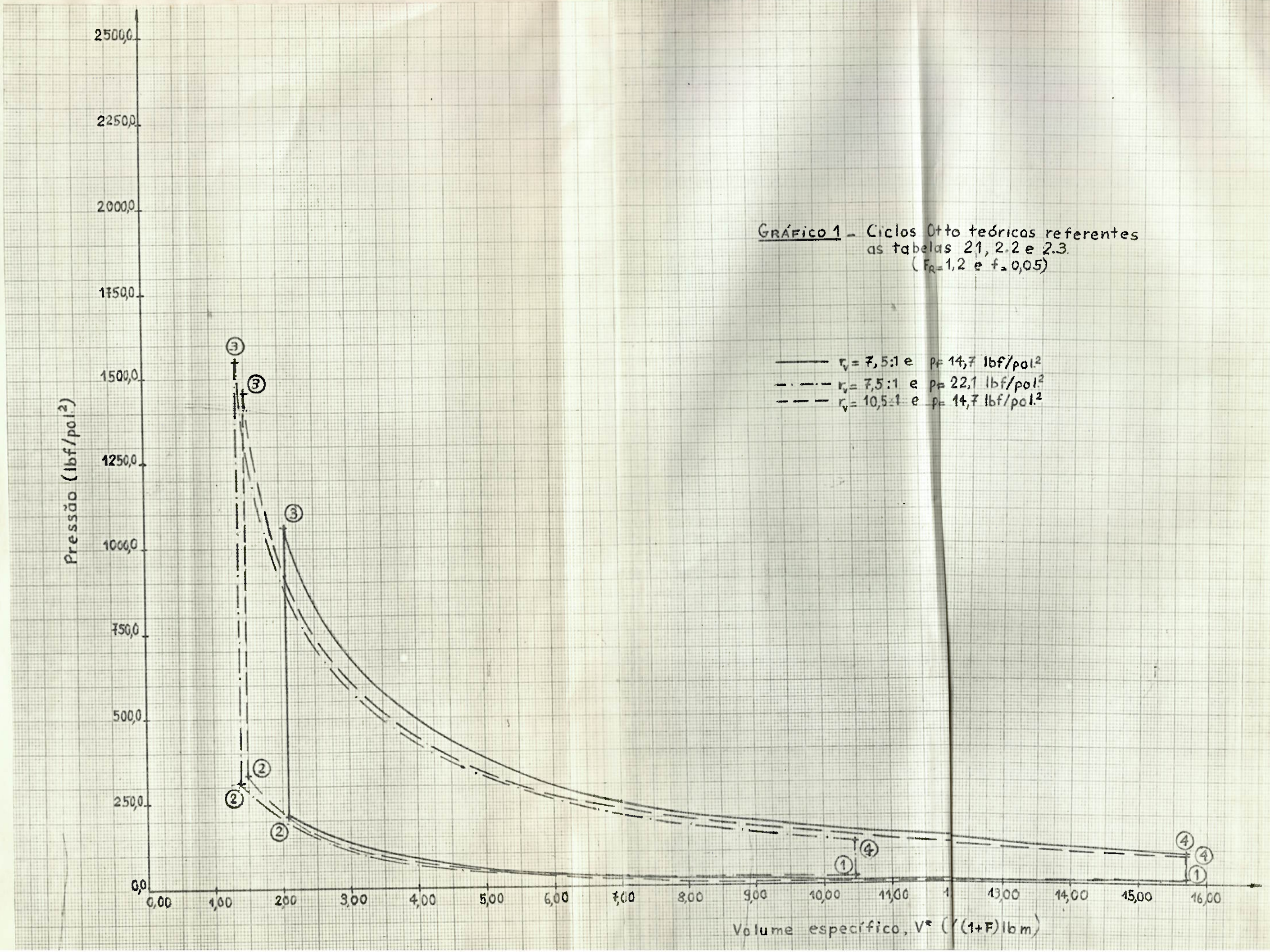


GRÁFICO 1 – Ciclos Otto teóricos referentes as tabelas 2.1, 2.2 e 2.3.
(F_R = 1,2 e f = 0,05)

——— r_v = 7,5:1 e p_1 = 14,7 lbf/pol.²
-·-·- r_v = 7,5:1 e p_1 = 22,1 lbf/pol.²
– – – r_v = 10,5:1 e p_1 = 14,7 lbf/pol.²

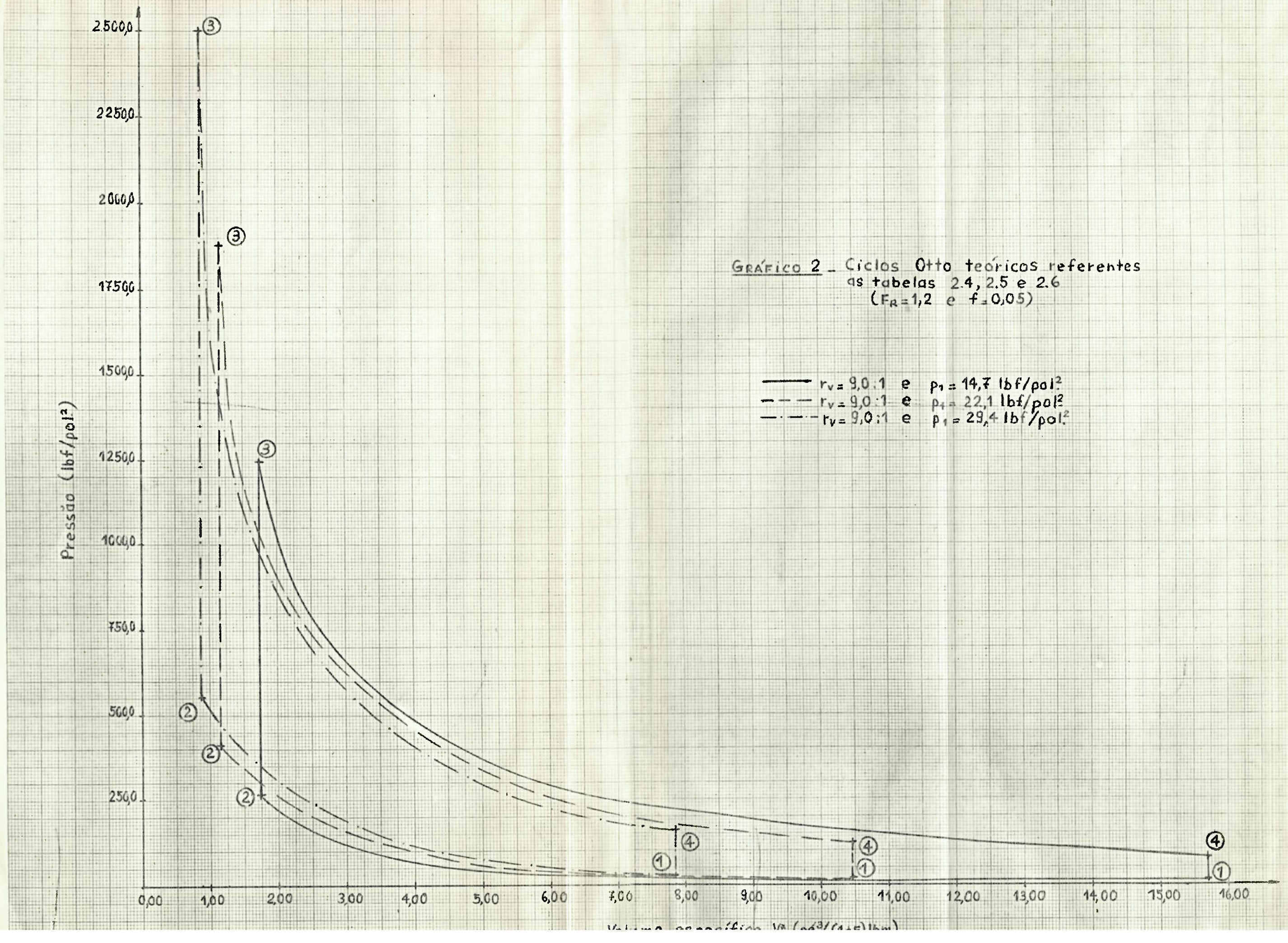


GRÁFICO 2 – Ciclos Otto teóricos referentes as tabelas 2.4, 2.5 e 2.6 ($F_R = 1,2$ e $f = 0,05$)

——— $r_v = 9,0:1$ e $p_1 = 14,7$ lbf/pol²
– – – $r_v = 9,0:1$ e $p_1 = 22,1$ lbf/pol²
—·—·— $r_v = 9,0:1$ e $p_1 = 29,4$ lbf/pol²

PARTE III - MATERIAL ADICIONAL

1. O TURBOALIMENTADOR PARA O MOTOR

Trabalho Original de

WOLFGANG LANG

Senior Development Engineer, da

AIRESEARCH INDUSTRIAL DIVISION

Para

SAE, MILWAUKEE SECTION, EDUCATIONAL

LECTURE SERIES, March 4, 1966

ABSTRATO

Para haver uma integração com sucesso é necessário que haja um reconhecimento de ambos, motor e turbo, e das relações - resultantes nas características de desempenho entre ambas máquinas.

O motor turboalimentado por operar com condições de alimentação e descarga várias vezes mais alta do que a pressão atmosférica é capaz da aumentar seu desempenho específico várias vezes do que na versão naturalmente aspirada, ainda - com economia de combustivel.

A relação da pressão no coletor de admissão para a carga e rotação do motor como uma função do desempenho do turboalimentador é discutida neste trabalho da mesma forma que uma melhora no desempenho no motor turboalimentado em meia rotação, sem o perigo de excesso de pressão de admissão nas rotações máximas.

Embora muitos motores diesel de serviço pesado tenham aceitado um aumento de pressão média efetiva (BMEP) de 30 a 50% sem grandes modificações, as maiores pressões internas dos motores com maior pressão de admissão com BMEP's de 150-200 PSI (10-14 kg/cm^2), ou maiores, demandam modificações estruturais nos desenhos dos mesmos e tambem no sistema de injeção de combustivel para que sejam capazes de queimar maiores quantidades do mesmo com boa eficiência.

Esse trabalho é destinado principalmente para os modernos - motores diesel de alta rotação na classe de 80-800 HP com apenas um turboalimentador. Motores maiores são encobertos tambem com a instalação de múltiplos turbos.

Essa classe de motores é a mais forte no nosso mercado para as aplicações industriais por apresentar excelente economia e garantia de serviços. São tambem os maiores consumidores dos atuais turboalimentadores, produzidos em larga escala industrial, de preço reduzido, alta rotação e tamanho compacto.

ESTADO ATUAL DE DESENVOLVIMENTO

Motores Diesel

A engenharia e a tecnologia de produção tem feito o possivel para, continuadamente, conseguir aumentar o desenvolvimento do motor por sua cilindrada, atraves de aumento de - rotação, isto é, ciclos de força por unidades de tempo, diminuição do peso pela potência, diminuição do preço de produção, melhor economia de combustivel, grande resistência de serviço e simples manutenção.

Essa tendência para maiores velocidades como recurso para maiores potências pode ser vista se observarmos a presente faixa de 1800-2400 RPM nos motores atuais, passando para 3000 a 4000 RPM nos motores de menores cilindradas, mais modernos.

Contudo, se olharmos para o desempenho termodinâmico dos motores naturalmente aspirados, poderemos notar que muito pouco evoluiu nos últimos 30 anos.

Os BMEP's dos motores de 4 tempos continuam na faixa de 100-110 PSI (7-7.5 kg/cm^2) e ainda são diminuidas com efeito da altitude, da mesma forma o consumo específico (BSFC) não melhorou mais de 10%.

Para os motores de 2 tempos, houve um progresso similar, - mas é mais dificil de classificar-se, uma vez que eles não são na realidade naturalmente aspirados, mas sim "sopra-dos" atraves de compressores que absorvem força do virabrequim para impulsionamento, sacrificando assim inevitavelmente tanto o BMEP como o BSFC.

A razão básica para esse limite no desempenho ou no BMEP é devido ao fato que a utilização do ar na clássica combustão do motor de ciclo diesel não podia mais ser melhorada.

A resposta lógica para se conseguir transpor essa barreira é aumentar a densidade do ar a ser suprido para o motor, atraves de um compressor, da maneira mais econômica. As primeiras tentativas de se usar um compréssor tocado pelo pró

prio motor não foram muito satiafatórias pois da mesma forma que nos motores de dois tempos, reduziam o BMEP e BSFC, simultâneamente.

Somente a disponibilidade dos turboalimentadores de alta rotação, baixo custo e tocados pneumaticamente pelo motor, é que tiveram as portas abertas para um substancial e econômico aumento na potência específica para essa classe de motor.

TURBOALIMENTADOR

A introdução do turboalimentador para os novos motores pode ser assim: de tamanho compacto, alta rotação e de grande produção industrial. Para isso foi necessário um novo aperfeiçoamento nos desenhos, bastante diferentes daqueles próprios para os grandes motores, de baixo giro, estacionários ou marítimos e de reduzida produção industrial.

Os novos turboalimentadores tinham de ser simples, de peque no peso, robustos para serviços rudes, fáceis de instalar e com um mínimo de canalizações, insensível ao clima, de rápida resposta e relativamente barato, justamente para poder ser acoplado a motores diesel de serviço pesado, com baixo custo por HP.

Dessa forma os desenvolvimentos e desenhos foram convergindo para os turboalimentadores de alta velocidade, usando - compressores centrífugos, com descarga radial de ar e turbinas com entrada de ar radial-centrípeda, usando desenhos de roda próprios para grande produção atraves de precisos modelos de fundição, Os desenhos incluem tambem mancais flutuantes, próprios para velocidades extremamente altas, lubrificados pelo óleo do motor, sendo esfriada por radiação enquanto o esfriamento interno fosse feito atraves do fluxo - de óleo lubrificante, sem uso de resfriamento à água, resultando assim num custo mais baixo e maior simplicidade.

A necessidade de cobrir-se uma grande variedade de motores com várias cilindradas e rotações usando basicamente o mesmo tamanho de turbocompressor, levou a criar-se o conceito

de "família" para os mesmos.

A capacidade do fluxo do compressor é modificada atraves de alteração do contorno das palhetas, do diâmetro do indutor para a largura do difusor, usando a mesma roda com um mesmo modelo de fundição. Analogamente, o mesmo é válido para a roda da turbina.

Dessa forma o mesmo tamanho e as mesmas peças básicas para vários tipos de turbos são mantidos, mantendo portanto a mesma família.

Assim o fabricante de turbos pode limitar o número de modelos e aumentar o número de peças idênticas permitindo ao fabricante de motores melhorar o seu produto ao "casar" o turbo às diferentes aplicações e rotações, sem modificar muito a instalação original do motor.

Primeiramente, os turboalimentadores devem ser duráveis, requerendo pouca manutenção e, principalmente, consistentes com os estandars do motor em que esta aplicado. Somente atraves de alta qualidade no desenho do turbo junto com um alto desempenho aerodinâmico e uma integridade mecânica poder-se-ia estabelecer uma boa reputação nas indústrias de motores de hoje. Foi ha apenas 10 anos atras que esse tipo de turboalimentador esteve pronto para o mercado.

A aceitação na indústria começou no início atraves dos turbos relativamente pesados, de resposta lenta, com razões de pressões oscilando de 2:1 ate 2,5:1, para que em apenas cinco anos com as presentes gerações de turbos que são capazes de comprimir de 3,5:1 ate 4:1, em um so estágio, permitindo inclusive segura operação dos rotores na faixa de 100.000 RPM ou mais.

Os maiores conhecimentos nos desenhos das rodas, distribuição de forças, materiais e técnicas de fundição, fizeram possivel aumentar a velocidade das palhetas da turbina de 360-400 m/seg (1200-1300 pes/seg) nas razões de pressão média para 550 m/seg (1800 pes/seg) necessários para as maiores razões de pressão.

Os tamanhos mais comuns para ambos compressor e turbina são geralmente de 8 a 12 cm (3 a 5 pol), com as maiores chegando ate 16,5 cm (6,5 pol) de diâmetro.

Os sistemas de mancais para essas altas velocidades foram desenvolvidos de forma a resultar em um alto gráu de confiança mecânica e vida util, uma vez que o óleo lubrificante filtrado e sob pressão deve estar sempre presente enquanto o turbo estiver trabalhando.

Compressores de diferentes fluxos e capacidades são disponíveis e podem ser adaptados para as específicas necessidades e combinações de seus componentes: desenho da roda com as palhetas viradas para tras para razão de pressão média, ou com palhetas radiais para alta razão de pressão; desenho no difusor, canaletas para maior eficiência ou sem canaletas para maior faixa de uso; e carcaças do compressor de tipo "bojuda" ou do tipo voluta.

As rodas de turbina modificam-se do tipo de disco com uma forma de estrela afundada, de alta resistência para as de alta velocidade, de palhetas de menor massa, para mais rápida aceleração.

As carcaças de turbina partiram das de simples entrada para as divididas de 180° e recentemente para as divididas meridionalmente, com dois caracóis para admissão completa de 360° dos gases de descarga e para melhor aproveitar a energia calorífica do motor. As carcaças bojudas tipo Torus, com anéis impulsores intercambiáveis têm sido largamente trocadas pela do tipo voluta, sem anel impulsor, com grande variabilidade de tamanhos, dados pela razão entre a área e o raio, denominado A/R.

Assim o tamanho, peso e custo do ar comprimido em lb/min ou kg/min, foram cortados pela metade nesses 10 anos.

O moderno turboalimentador, na sua atual forma, pode ser considerado por possuir elevados padrões de engenharia.

DESCRIÇÃO DO TURBOALIMENTADOR

A figura 1 mostra um turboalimentador em corte. Ele consiste de duas máquinas: um compressor e uma turbina. Ambas as rodas são montadas em um eixo, suportado por dois mancais flutuantes em uma carcaça central que contem as passagens de óleo, o mancal de encosto e ainda os retentores para ambos - (carcaça e turbina).

O compressor é composto de tres partes: a roda, o difusor, e a carcaça com as respectivas entrada e saída do ar e suas conexões.

A turbina consiste de: carcaça, anel impulsor e a roda propriamente dita. Ela recebe a energia do motor atraves do fluxo dos gases de descarga que com maior pressão e temperatura se expandem na roda da turbina fazendo-a girar, sendo que o compressor absorve todo o trabalho exercido pela turbina, exceto as perdas for fricção nos mancais.

Ambos, compressor e turbina, são combinados para condições - próprias de fluxo e tipo de serviço, conseguindo assim melhor eficiência na faixa de serviço desejada.

DESEMPENHO DO COMPRESSOR

O desempenho do compressor é apresentado na forma de um mapa, conforme figura 2, onde temos o aumento da razão de pressão com as linhas de rotação e eficiência constantes versus o fluxo de ar em kg/min ou lb/min, em uma dada condição de pressão e temperatura na entrada do compressor, isso entre - os limites máximos e mínimos do mesmo.

Uma alta eficiência significa maior densidade de ar a qualquer razão de pressão, a uma rotação mais baixa do compressor, sendo portanto tão importante quanto a gama de faixas nas quais o motor trabalha e o compressor atende.

DESEMPENHO DA TURBINA

A característica do desempenho da turbina pode ser apresentada de duas maneiras: a primeira é a razão de fluxo de ar para a razão de pressão. A turbina consiste de dois orifícios em série: o primeiro, onde fica o anel impulsor ou então a garganta nos tipos de carcaça sem anel impulsor e o segundo o porto de saída dos gases, na roda da turbina.

O fluxo de gases atraves da turbina pode ser aumentado ou diminuido modificando-se qualquer um desses orifícios. Na prática isso é conseguido trocando-se os anéis impulsores ou carcaças completas com áreas diferentes, para conseguir-se aumentar ou diminuir a rotação da turbina afim de atender o fluxo de gases do motor.

A segunda característica é uma relação da eficiência mecânica da turbina para as combinações de fluxo de gases entre compressor e turbina.

A figura 3 mostra as linhas com o fluxo de gas corrigido para a turbina com sua eficiência mecânica, versus a razão de pressão da turbina.

Esses dados são obtidos num teste combustor afim de se manter os valores constantes de pressão e temperatura na entrada da turbina para tres tipos: A, B e C.

Essa apresentação mostra o que o compressor e a turbina podem fazer dentro do desejado desempenho, quando combinadas num turboalimentador. Um balanço de forças precisa ser mantido entre a energia dos gases na entrada da turbina e a utilização dessa energia pela turbina, sendo consistente com sua eficiência a qualquer condição de fluxo de gases, temperatura e pressão e o respectivo trabalho requerido pelo compressor para - comprimir a desejada quantidade de ar na pressão necessária e na eficiência de operação.

É preciso manter-se uma continuidade no fluxo atraves do sistema entre a capacidade do compressor e a capacidade do motor, tudo isso em função da velocidade e da eficiência volumétrica do coletor de admissão e tambem da característica do fluxo de gases da turbina.

O nivel de pressão no qual o compressor pode trabalhar em qualquer fluxo de ar, medido pelo motor, é sempre determinado pela capacidade de descarga da turbina, que é assim o ponto chave para o desempenho final do motor turboalimentado.

Sob o ponto de viste do compressor, o motor é uma bomba de ar - de fluxo positivo, que mede a descarga do compressor e determina ate onde deve operar.

Sob o ponto de vista da turbina, o motor perfaz a função de um combustor que envia gases de descarga à alta temperatura e pressão à turbina.

Com um turboalimentador livre e sem controladores de pressão, o fluxo de ar no compressor atraves do motor e dentro da turbina, podem ser considerados iguais. A quantidade de combustivel adicionada é pequena, especialmente nos motores diesel que trabalham com razão de ar/combustivel (A/C) elevados, e pode ser assumida para ser igual aos vasamentos e perdas causados pela pressão que escapa dos pistões (blowby) mais os vasamentos nos retentores do turbo para a atmosfera.

OPERAÇÃO DO MOTOR TURBOALIMENTADO (SIMPLIFICAÇÃO)

O motor turboalimentado é parte de um sistema completo, começando com a entrada do ar no compressor e terminando com a descarga dos gases na saída da turbina.

Cada um dos tres componentes: o compressor, o motor e a turbina trabalham relacionados e reagem em conjunto.

Outros componentes podem ser adicionados, como por exemplo, um trocador de calor apos o compressor para resfriar e adensar o ar antes de entrar no coletor de admissão. Uma valvula de alívio (by-pass) pode ser adicionada para melhor controlar o fluxo de gases na turbina e modular a rotação, subsequentemente a pressão de descarga do compressor.

O sistema pode ser alterado ainda com a adição de dois ou mais turboalimentadores em paralelo, ou então, para aplicações especiais de elevado desempenho, dois turbos podem ser instalados em série, com um resfriador entre cada estágio e um outro resfriador apos o segundo estágio. Os limites são as pressões de explosão, fumaça e temperatura de descarga no motor diesel, temperaturas de compressão e limites de detonação nos motores a gasolina e o limite de velocidade e capacidade de fluxo, no turboalimentador. O que se aplica - para o motor diesel tambem é válido aos motores à gasolina, ou à gas natural.

A figura 4 mostra parte de um diagrama do compressor com as linhas de operação do motor. Desde que o motor diesel envia um volume mais ou menos contínuo de ar, numa mesma rotação, as linhas de operação do motor são praticamente retas, uma vez que elas so se modificam conforme as variações de eficiência volumétrica, sendo que a inclinação dessa linha é determinada por um aumento na densidade na descarga do - compressor com um consideravel aumento, se um pos-resfriador for usado, pois então a densidade do ar no coletor de admissão aumentará mais.

É a capacidade de fluxo de ar do motor que determina onde o compressor ira trabalhar, conforme a rotação e carga no mesmo, enquanto é a saída da turbina que controla o nivel de pressão.

Quando a quantidade de combustivel aumenta, em qualquer que seja a rotação do motor, a turbina responderá ao aumento de temperatura, aumentando sua rotação e dessa forma aumentando a razão de pressão do compressor e a densidade de descarga com o fluxo de ar.

A velocidade máxima da turbina, se bem como a máxima razão de pressão do compressor, é atingida na rotação máxima do motor no ponto "A" da figura 4, onde ha um ponto comum entre o combustivel dosado com o motor à plena carga a uma - determinada temperatura de descarga, e o casamento da descarga (área) da turbina, com um compressor, havendo um equilíbrio de forças no turboalimentador.

Com meia carga ou rotações menores, a rotação da turbina e a razão de pressão do compressor serão mais baixas, seguindo um menor fluxo de gas de descarga do motor, e menor temperatura.

Interligando-se pontos com rotações constantes do motor e variando-se o débito de óleo, ou seja, a carga propriamente dita, temos a curva de força, na figura 4, entre os pontos A, B e C.

Essa linha pode não satisfazer os requisitos da transmissão pois o aumento do torque ocorre em meia rotação, - que pode ser muito baixa, ou então se a temperatura de descarga for muito alta no ponto C, por exemplo, sendo as pressões baixas, resultando numa baixa razão A/R, ocorrendo assim elevado nivel de fumaça. Nesse caso a solução seria usar-se uma carcaça da turbina ou anel impulsor de área MENOR, que aumentaria a rotação da turbina e pressão - do compressor para o ponto "D", sendo que a linha de carga do motor teria um maior fluxo de ar da linha C para D.

Com uma razão A/R maior, o combustivel injetado pode queimar mais eficientemente sem fumaça, sendo que a temperatura de descarga seria mais baixa, tornando-se possivel inclusive, aumentar-se o combustivel, conseguindo-se um - maior BMEP seguindo-se uma linha de menores carcaças e - maiores pressões. Com relação a velocidade do motor, resulta num apreciavel aumento na razão de pressão e na pressão de admissão nos pontos E e F na rotação máxima do motor. Se o fluxo de ar e a razão A/R no ponto A, com a carcaça maior eram suficientes para a carga e rotação, não

se pode esperar benefício nenhum de um mais baixo BSFC com mais ar nos pontos E e F com o motor tendo que aceitar as pressões no ponto F, uma vez que uma pressão maior foi requerida para o ponto D.

O método de aumentar-se o fluxo de ar para o motor, aumentando-se a rotação do turbo atraves de uma área (bico) de menor tamanho, tambem torna-se possivel para se fazer a compensação para altas altitudes, superalimentando o motor para uma sobre normal razão A/C como no nivel do mar. Uma vez que o turbo sobe de rotação automaticamente com altitude, ele ajudará a dar ao motor ar suficiente para médias-altas BMEP mesmo nas altas altitudes sem a necessidade de descomprimir-se o motor.

Continuando o assunto de se usar carcaças menores, deve-se precaver que o limite chega a um ponto que uma excessiva pressão de escapamento seja criada e mesmo excesso de pressão na admissão a uma dada rotação do motor. Isso eventualmente excede inclusive a pressão de explosão do motor e os seus limites de rotação. Pressões muito altas aumentam as perdas por fricção e aumentam o BSFC (consumo específico).

A figura 4 mostra o fluxo no ponto F, que tambem pode ser obtido no ponto C, se atraves de uma pressão mais baixa no compressor, com o uso de um pos-resfriador, que consegue adensar o ar a uma densidade igual a de maior pressão no ponto F.

O uso do pos-resfriador esfria assim a temperatura do ar comprimido, aumentando-se a densidade do ar e melhorando sensivelmente a eficiência do motor.

Se altas BMEP a meia rotação junto com respostas rápidas ao regime de carga for um requerimento necessário para o motor, a alta razão de pressão nas altas rotações do motor podem ser limitadas atraves de uma valvula de alívio (by-pass) na linha da turbina que assim controla a rotação da turbina na faixa de alta rotação do motor.

O controle dessa valvula sente a pressão de admissão e nó ponto em que for ajustada, mantem a pressão de admissão controlada a uma razão de pressão mais ou menos constante, como tambem mantem uma pressão diferencial entre a entrada dos gases na turbina e a pressão de admissão constante.

É possivel manter-se tambem uma pressão absoluta e uma densidade constante conforme a necessidade na aplicação do motor.

Controladores são largamante usados nos motores diesel, que normalmente precisam de torque elevado sobre uma larga faixa de rotações e devem ser sempre usados nos motores à gasolina, para evitar-se o problema de detonação e de limite de força.- Nos casos de motores à gasolina para aviação, são usados tambem como um compensador de altitude.

Uma outra maneira de se obter uma melhor resposta do turboalimentador a meia rotação é de aproveitar-se a energia dos pulsos, conforme a ordem de explosão do motor. Esse recurso é especialmente significativo nesta faixa específica de aceleração, quando comparado com um turbo de pressão constante que não utiliza essa energia de pulsação. Esse arranjo requer um sistema de escapamento completamente dividido e tambem uma - carcaça de turbina que seja igualmente dividida. No gráfico - obtem-se uma linha do ponto D ao ponto A com esse arranjo.

Algumas aplicações exigem altas BMEP nas baixas rotações ao inves de alta potência (HP) na rotação máxima. Isso pode ser conseguido usando-se uma turbina de pulsação em conexão com - injeção de combustivel dosada para cada golpe de força, de forma que a injeção aumente conforme a rotação do motor diminúa ao receber a carga.

Esse método permite maior energia para a turbina, conseguindo maior pressão de admissão à meia carga com uma menor temperatura na carcaça da turbina, alargando assim a curva de aplicação do compressor.

Ja foi conseguido aumento de torque da ordem de 30 a 40%, - 40-50% abaixo da rotação ideal do mesmo, isso com baixas pressões de admissão e sem controladores. A característica principal desse arranjo é a melhora da recúperação do torque ("Tor-

que-backup") de ate 50%. Assim a necessidade de transmissões - complexas ou complicadas e caros conversores de torque poda ser eliminada.

A razão do aumento de velocidade da turbina com o aumento de - temperatura e do fluxo dos gases é devido ao fato que a pressão de entrada da turbina e sua razão de pressão aumentam devido a restrição imposta no fluxo dos gases de descarga do motor, pela A/R (área ou bico) da carcaça quente. Assim ambos, contra-pressão e pressão de admissão crescem simultaneamente com razões diferentes dependendo das características de fluxo da carcaça da turbina e da eficiência do turbo.

A meia carga e baixas pressões, ambos, turbina e compressor, operam à baixa eficiência e tambem o turboalimentador. Nestas - condições a pressão na entrada da turbina é MAIOR do que a de descarga do compressor.

Contudo, isso ocorre nas baixas BMEP quando a razão A/C é alta e as temperaturas de descarga baixas, de forma que não existem problemas ou efeitos adversos na eficiência da combustão ou na carga térmica do motor. Na medida que a carga do motor for aumentando com maior dosagem de combustivel, rapidamente um ponto sera alcançado onde as pressões são iguais. Esse ponto, onde a pressão de descarga do compressor e a pressão de admissão dos gases de descarga ANTES da entrada da turbina são iguais, é denominado ponto de cruzamento.

Isso ja demonstra que ambos, turbina e compressor, ja trabalharam em eficiências maiores. Isso acontece a aproximadamente - 60/70 BMEP - 4/5 kg/cm^2 - 60/70 lb/pol^2 (PSI) - e 400/500°C - (700/900°F) nos gases de descarga, valores ainda abaixo do consumo nas aplicações de motores "naturalmente aspirados", sem turboalimentador.

Dai para frente, a pressão do compressor continua a aumentar numa razão mais rápida do que a pressão dos gases na turbina, causando assim o desejado diferencial positivo de pressão atraves do motor. Esse equilíbrio so é possivel devido a alta eficiên-

cia da turbina que trabalha aproveitando a energia e a temperatura dos gases de escape, nas altas rotações e tambem da alta eficiência do compressor.

A figura 5 mostra o diferencial de pressão como uma função da eficiência do turboalimentador, a duas temperaturas de descarga, 650 e 540°C (1200 e 1000°F) e a duas razões de pressão, de 1,5 e 2,0.

A figura 6 mostra o diferencial de pressão disponivel em função da razão de pressão do compressor, com uma eficiência do turbo mantida de 50% e temperatura dos gases de 760, 650 e 550°C (1400, 1200 e 1000°F).

A definição do diferencial de pressão, é a diferença entre a pressão de admissão e a pressão dos gases de descarga, isto é a diferença entre a pressão de descarga do compressor e a pressão dos gases que tocam a turbina. A eficiência do turboalimentador é um produto do compressor, da turbina, da eficiência mecânica, e pode tambem ser expressa como uma razão dos parâmetros adiabáticos do compressor sobre os mesmos parâmetros da turbina.

As linhas pontilhadas mostram como o diferencial pode ser rapidamente perdido se uma instalação descuidada gerar uma restrição de 5 cm Hg (2 pol Hg) em um filtro de ar pequeno ou sujo, e mais ainda, um sistema estreito ou com cantos vivos de escapamento, que cause uma restrição de 2,5 cm Hg (1 pol. de HG).

Esses dois gráficos mostram quanto o desempenho do turbo depende e pode ser afetado pela temperatura de descarga. Esta temperatura que é um produto eliminado pelo motor, é uma função do combustivel queimado, da eficiência de combustão, da taxa de compressão, da razão A/C e da rotação do motor.

A figura 7 mostra como o motor, que funciona como um combustor para a turbina, exerce uma característica bem definida com respeito ao acréscimo de temperatura atraves dos cilindros, isto é, do coletor de admissão para o coletor de descarga, numa função da razão A/C e da rotação do mesmo. A temperatura do coletor de admissão em um motor turboalimentado pode

ser sempre calculada a partir da razão de pressão em que o compressor trabalha, e de sua eficiência, tendo-se como parâmetros a temperatura do ar ambiente. A temperatura do coletor de admissão mais o acréscimo de temperatura atraves dos cilindros determinam aproximadamente a temperatura dos gases de descarga. Isso demonstra que o ciclo é, inclusive, relativamente facil de ser calculado, se soubermos alguns parâmetros do motor e do turbo.

O QUE FAZ TUDO ISSO PARA O MOTOR?

Ja foi dito anteriormente que o motor turboalimentado é capaz de maiores desempenhos com melhor economia de combustivel.

A figura 8 mostra como exemplo, o desempenho de um motor de mesma cilindrada, naturalmente aspirado e turboalimentado. O ganho em BMEP e BSFC esta óbvio.

Enquanto o naturalmente aspirado opera à uma razão A/C mais ou menos constante, ao longo de uma curva de potência completa e de um limite de fumaça, no turboalimentado a razão A/C aumenta junto com a rotação no motor devido a maior densidade de ar no coletor de admissão, o fluxo de ar pelo motor, a rotação da turbina e a pressão de descarga do compressor. Tudo isso como uma função da temperatura de entrada dos gases na turbina e a própria eficiência do turboalimentador.

A subida da curva do BSFC indica que é dificil conseguir-se boa eficiência de combustão com maiores dosagens de combustivel, quando o motor esta com a carga máxima mesmo no caso de razões A/C mais altas.

As figuras 5 e 6 no fim do trabalho, mostram a pressão diferencial de um motor em várias condições de trabalho ou operação.

O QUE FAZ UM DIFERENCIAL POSITIVO DE PRESSÃO PARA O MOTOR?

Primeiro, havera uma "lavagem" dos cilindros durante o período de troca de valvulas, empurrando todo o resíduo de gases - queimados da combustão anterior, sendo que somente assim haverá uma carga maior de ar "novo" para ser queimado no próximo ciclo.

Segundo, com essa lavagem, de ar fresco, havera um meior resfriamento nas cabeças de cilindro, cabeçotes e valvulas.

Terceiro, quanto maior for o diferencial positivo de pressão menor sera a contra-pressão no motor, de forma que menor séra o esforço de se expurgar os gases de descarga para fora, através do coletor de descarga e da própria turbina.

Quarto, aumentara a eficiência volumétrica do motor de forma que ele se torne capaz de receber e consumir um maior fluxo de ar e consequentemente desenvolver maior potência.

A maneira pela qual o motor responde à pressão diferencial é uma característica do seu coletor de descarga, das valvulas - com sua ajustagem e desenhos dos seus portos. A figura 9 mostra uma característica dos motores que têm período de troca - de valvulas (overlap) de 30 a 45°. O sistema de admissão nesses motores facilita o desempenho e eficiência volumétrica - nas altas rotações, mas desfavorece um pouco nas baixas rotações. Existem outros motores que conseguem manter alta eficiência volumétrica nas baixas rotações e consequentemente maior capacidade de recuperação de torque (torque backup).

O ganho na aspiração de um motor com eficiência volumétrica - de 90 a 100% é óbvio, se comparado com os motores naturalmente aspirados que com um mesmo período de troca de valvulas - não consegue passar dos 85-88% de eficiência. Maiores períodos de trocas de valvulas de 60° por exemplo, o que resultaria em eficiências volumétricas de 110 a 125%, com ótimos diferenciais de pressão, são todavia raramente usados, a não ser que uma lavagem de cilindros ainda maior seja necessária, afim de abaixar-se mais ainda a temperatura dos gases de descarga.

Maiores fluxos de ar a partir de um mesmo desempenho de um motor, requerem maior trabalho do compressor, mas por outro lado diminuem a temperatura dos gases de descarga que vão para a turbina de forma que o diferencial de pressão obtido deve diminuir ate que um equilíbrio seja estabelecido. Esse ponto, é particularmente crítico nos motores de dois tempos onde as necessidades de fluxo de ar são maiores e as temperaturas de descarga relativamente baixas. Nessas situações, um diferencial positivo de pressão é ate mais importante para ajudar a descarregar a lavagem do soprador (blower).

Outro importante efeito da turboalimentação, senão o principal, é o aumento nas pressões internas, as quais como sabemos são um fator de limite para a vida util do motor. O quanto as pressões de combustão aumentam varia conforme a carga e conforme o tipo de motor, sendo muito afetada, pelo sistema de combustão empregado, a taxa de compressão do motor, o sistema de injeção (fixo ou variavel conforme a carga) e a ajustagem do ponto do motor.

A pressão de compressão do motor aumenta em proporção próxima à pressão absoluta de admissão, isto é, a pressão de compressão aumenta de 340 a 420 kg/cm^2 (500 - 600 PSI) nos turboalimentados com razão de pressão de 2:1 do compresser, e mesmo - pressões de 100 - 120 kg/cm^2 (1500 - 1800 PSI).

A figura 10 mostra os piques máximos de pressões de combustão versus as razões de pressão para vários motores. A tendência das curvas em geral são mostradas pelas linhas calculadas.

Um fator que ajuda a modificar o aumento na pressão de combustão sobre a pressão de compressão é o fato de termos uma temperatura muito maior ao final da compressão, uma vez que a - temperatura do início da admissão ja é maior, pois o ar se aquece ao ser comprimido.

Isso contudo favorece a ignição do combustivel e diminui um pequeno "tempo" (lag) que existe entre a compressão e ignição no caso dos motores diesel.

Mais ainda, existe uma menor taxa de incremento de pressão - por gráu de rotação do motor o que proporciona uma combustão mais suave.

Tudo isso ate agora descreveu como as condições impostas pelo turboalimentador modificam alguns de seus parâmetros, resultando numa maior capacidade de aspiração, maior razão A/C como uma função de carga e rotação do motor, melhor economia de combustivel e muito maior desempenho específico. Tudo isso em conta de maiores pressões internas e temperaturas.

Vejamos agora algumas considerações sobre os efeitos das condições do motor impostas à turbina:

A figura 3 mostra o desempenho de um turbo em condições constantes de trabalho, obtidas atraves de "um combustor". A mesma turbina instalada em um coletor de descarga ja não sente as condições constantes e homogêneas do combustor, mas sim a pulsação dos cilindros, que, varia conforme o número de cilindros, volume do coletor, desenho das valvulas e de seus portos, ordem de explosão, etc.

As linhas pontilhadas na figura 3 mostram esse efeito na característica e na eficiência da turbina. Essa eficiência da turbina é o fator mais importante, pois ela mostra quanto pode ser ganho na hora das baixas pressões e fluxo, isto é, durante a aceleração, quando as altas BMEP para boa resposta - do motor são desejáveis, pode-se melhorar a eficiência do - turboalimentador pela utilização dos pulsos dos cilindros, - obtendo-se maior pressão na meia aceleração. Significa tambem que poderemos usar uma carcaça impulsora de área (A/R) - maior, que naturalmente evitara uma pressão muito alta na rotação máxima, facilitara o diferencial positivo de pressão e diminuira um pouco a temperatura de descarga do motor. Nessa condição, inclusive, onde a razão A/C ja é alta, pode-se obter uma curva mais lenta, da pressão de admissão versus a rotação do motor.

Esse arranjo pode ser obtido do uso de uma turbina com a carcaça dividida, e o coletor de descarga tambem seccionado, de forma que cada pulso do motor seja dividido para cada lado da carcaça da turbina, alternadamente e segundo a ordem de explosão do motor. Assim, metade dos cilindros alimenta uma parte da turbina, enquanto os outros completam o fluxo.

TURBINA DE PULSO

Os fabricantes de turboalimentadores têm dedicado consideravel esforço para melhorar o desempenho e mesmo o desenvolvimento da turbina de pulso.

Ela consiste de uma roda de turbina com a entrada dos gases - radialmente, e uma carcaça com caracóis duplos. Esses dois caracóis atuam como dois anéis impulsores. Cada caracol é ligado ao coletor de admissão de tal maneira que apenas um cilindro estara enviando gases pára a turbina em um determinado - instante.

Esse arranjo é muito superior e mais efetivo para converter a energia dos gases de descarga em trabalho, fazendo-o expandir completamente ao redor dos 360° da roda. Conforme o gas de escapamento pulsa nos dois caracóis, alternadamente, o fluxo de gases na roda NÃO flutua radialmente. Com o uso de uma carcaça dividida em 180°, o gas que chega às palhetas da turbina - devem ficar acelerando e desacelerando cada vez que as palhetas passam pelos segmentos de 180° . Isso causa uma ineficiente forma de aproveitamento da energia de descarga.

A utilização de carcaças divididas é mais comum em aplicações onde cada dois cilindros alimentam cada caracol, em motores - de quatro cilindros, ou então com motores V8, com dois turbos instalados. Do mesmo modo, com motores de seis cilindros, temos cada caracol com três cilindros,mas em todos esses exemplos temos os pulsos de descarga distribuidos homogeneamente.

Nas utilizações de turbinas de pressão constante, temos todos os cilindros descarregando seus gases desordenadamente em um coletor de descarga ja maior, o que ja em si dissipa parte do calor da energia. Mais ainda os pulsos são de certa forma dissipados no coletor. Porisso, se esta for a necessidade do turbo, uma carcaça de uma só entrada e de apenas um caracol, é a mais adequada.

Testes em vários tipos de motores têm mostrado uma grande variação no efeito de pulsação desde um pequeno ganho, ate ganhos da ordem de 30%, assim como uma grande variedade de respostas de motores. Esse aspecto merece muita atenção e um exame mais minucioso, devido a seu valor e potencial.

Outra solução para o problema de altas pressões de admissão - junto as altas pressões de combustão nas altas RPM, seria uma turbina com área (A/R) variavel, tal que uma pequena área pudesse ser usada nas baixas RPM para poder pulsionar rapidamente a turbina, enquanto que uma área grande para as altas RPM, para reduzir a pressão comprimida e diminuir a rotação da turbina.

Esse método tem sido feito nos grandes turboalimentadores, atraves de um mecanismo que ajusta as palhetas do anel impulsor, controlado atraves da pressão comprimida pelo compressor. Contudo para os turbos menores, esse sistema não é funcional, por várias razões, entre elas o fator custo.

Uma maneira para reduzir-se as pressões de explosão é diminuir a taxa de compressão do motor, mas que logicamente tem limite para que o motor consiga dar partida, principalmente em climas frios. Um sistema que permita o fechamento das valvulas - de admissão mais cedo, aumentando a razão de compressão efetiva, isso, ao mesmo tempo, melhoraria a eficiência volumétrica do motor quando com meia aceleração, mesmo prejudicando um - pouco nas máximas rotações. Esse método seria adequado quando o fator aceleração é o mais importante.

Outro método de reduzir as pressões de combustão é atraves de um recente desenvolvimento de pistões que possuem uma taxa de compressão variavel em função das máximas pressões de pico.- Isso tem provado ser muito efetivo em motores turboalimentados com altas razões de pressão, na faixa de 20-28 kg/cm^2 - (300 - 400 PSI) BMEP.

Ate cerca de 20 kg/cm^3 (300 PSI) BMEP, pode ser conseguido atraves de um simples estágio com razão de pressão de 4:1 e - pós resfriador, sendo que a partir dai, pode-se obter somente com dois estágios, com pós-resfriador e inter-resfriação entre os mesmos.

CONCLUSÃO

Esse papel tentou descrever de maneira condensada, como os - componentes do sistema compressor-motor-turbina funcionam e trabalham juntos e como se afetam entre si. Foi mostrado atraves de análises cuidadosas desses parâmetros como os componentes podem ser selecionados e modificados para se obter uma otimização do sistema, na aplicação desejada.

As áreas que requerem maior atenção foram frisadas, especialmente a da transmissão da energia do escapamento, do coletor de descarga e sua utilização pela turbina. O turboalimentador tem provado sua capacidade em aumentar a potência específica do motor de combustão de uma maneira econômica de forma a se predizer seguramente de que no futuro a maior parte dos motores de combustão interna serão desenhados para serem turboalimentados.

REFERÊNCIAS:

1 - JAMES H.NANCARROW, "Influence of Turbocharger Characteristics on Supply of Air for High Speed Diesel Engines". Paper nº 660133 presented at SAE Automotive Engineering Congress, Detroit, Michigan, January 10-14, 1966.

2 - GLEN HOLZHAUSEN, "Turbocharging Today and Tomorrow". Paper presented at Mississippi Valley SAE Section Meeting, Moline, Illinois, November 19, 1965.

3 - JERRY COLLINS, "Turbosupercharger Systems by Mass Production" Paper nº 65-DGP-1C presented at the Oil and Gas Power Conference and Exhibit, Houston, Texas, April 4-8, 1965.

4 - W.L.HULL, "High-Output Diesel Engines". Paper nº 6019 presented at SAE Automotive Engineering Congress, Detroit, Michigan, January 14-18, 1963.

5 - R.L.CHELVIN, "Turbocharger Controls". Paper nº 566 presented at SAE Summer Meeting, Atlantic City, N.J., June 11-15,1962.

6 - JOHN M.CAZIER and WOLFGANG S.LANG, "Developing the Turbocharger for its Application". Paper nº 2578 presented at the SAE National Powerplant Meeting, Cleveland, Ohio, October 31 - November 2, 1968.

7 - HANS ECLI, "Basic Design of Turbochargers for Diesel Engines". Paper presented to SAE Metropolitan Section, New York, March, 1959.

8 - WILTON E.PARKER, "Problems in Matching Turbochargers to High Speed Diesel Engines". Paper nº 710 presented to SAE National West Coast Meeting, Los Angeles, California, August 11-14, 1958.

GLOSSÁRIO:

A/C ..... Razão ar/combustível - massa de ar admitido sobre a massa de combustível admitido, no motor.

A/R ..... Especificação de dimensão de carcaça da turbina ou do compressor; medido entre o eixo e o meio do veio (R) e a área de passagem (A).

ADIABÁTICA ..... Compressão ideal de gás, de maneira reversível, implicando que não haja perdas de calor no processo.

ANEL IMPULSOR (BICO) ... Anel na carcaça da turbina que acelera a velocidade dos gases, direcionando-os para a roda de turbina.

BSFC ..... (Brake Specific Fuel Consumption) - Consumo específico de combustível; medida de quão eficiente o motor converte combustível em trabalho - (kg/hp-h, ou lb/hp-h).

BMEP ..... (Brake Mean Effective Pressure) - Pressão teórica existente em cada ciclo de força do motor para produzir força - kg/cm^2 ou lb/pol^2(PSI)

BY-PASS ..... Válvula que permite parte dos gases escaparem sem passar pela turbina - válvula de alívio.

BLOW-BY ..... (Crankcase Pressure) - Pressão do suspiro de cárter, bafeja (em H_2O, ou pol H_2O). Valores normais máximos da ordem de 13 cm H_2O (5 pol H_2O).

CONTRA-PRESSÃO ..... Pressão causada pelo sistema de escapamento, silenciosos, após a passagem da turbina (máximas normais 50 cm H_2O ou 20 pol H_2O).

DIFERENCIAL DE PRESSÃO ... Diferença entre a pressão no compressor (manifold) ou de admissão e a pressão dos gases de descarga no coletor, antes da carcaça de - turbina.

EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA ... Razão entre a massa de ar aspirada pelo motor e a massa de ar que deveria ter entrado no pistão pela aspiração natural.

EFICIÊNCIA MECÂNICA ..... A razão da força que o motor desenvolve (BHp) para a força total que é desenvolvida no motor (... I Hp) - inclui as forças de fricção, inércia, perdas, etc.

FLUXO DE AR, FLUXO DE GASES ..... Quantidade de ar (vasão) em um determinado tempo (litros/min; pes^3/min - c.f.m.).

LAVAGEM DE CILINDRO "SCAVENGE"..... O ato de remover os resíduos de combústão do ciclo anterior da câmara de combustão.

PONTO DE CRUZAMENTO ..... (Valve Overlap) - O tempo, em gráus, no virabrequim que expressam as valvulas de admissão e descarga permanecem abertas.

PRESSÃO RELATIVA ..... (PSIG) - pressão indicada no relógio, sem contar-se a barométrica, (pol Hg, cm Hg, lb/pol^2, kg/cm^2).

PRESSÃO ABSOLUTA ..... (PSIA) - pressão indicada incluindo-se a barométrica local (pol Hg cm Hg, lb/pol^2, kg/cm^2).

PRESSÃO CONSTANTE ..... Tipo de carcaça de turbina não dividida que não recebe pulsação - dos gases, através da ordem de fogo do motor.

RAZÃO DE PRESSÃO ..... (Pressure Ratio) - Razão de pressão definida por

$$R.P. = \frac{\text{Pressão Absoluta Comprimida}}{\text{Pressão Absoluta Admitida}}$$

ou

$$R.P. = \frac{\text{Pressão Relativa Comprimida} + \text{Pressão Barométrica}}{\text{Pressão Barométrica}}$$

Nota: Por tratar-se de uma razão de pressão em uma mesma unidade, trata-se de um parâmetro sem unidades.

RESTRIÇÃO DE ADMISSÃO .... (Filtro de Ar) - Depressão medida antes da entrada do compressor, após o filtro do motor (pol H_2O, - cm H_2O). Valores máximos normais: de 50 cm H_2O (20 pol H_2O).

TEMPERATURA DE DESCARGA .. Temperatura medida no coletor de descarga antes da entrada da carcaça da turbina (^oC ou ^oF).

TEMPERATURA DE ADMISSÃO .. Temperatura medida no coletor de admissão após o compressor do turboalimentador.

TWIN-FLOW ..... Tipo de carcaça de turbina, que é dividida internamente, sendo feita para aproveitar a pulsação dos gases de descarga através de um coletor também dividido alternadamente em cada caracol, conforme a ordem de explosão do motor.

TORQUE-BACK-UP ..... Característica de um motor de conseguir recuperar o conjugado máximo.

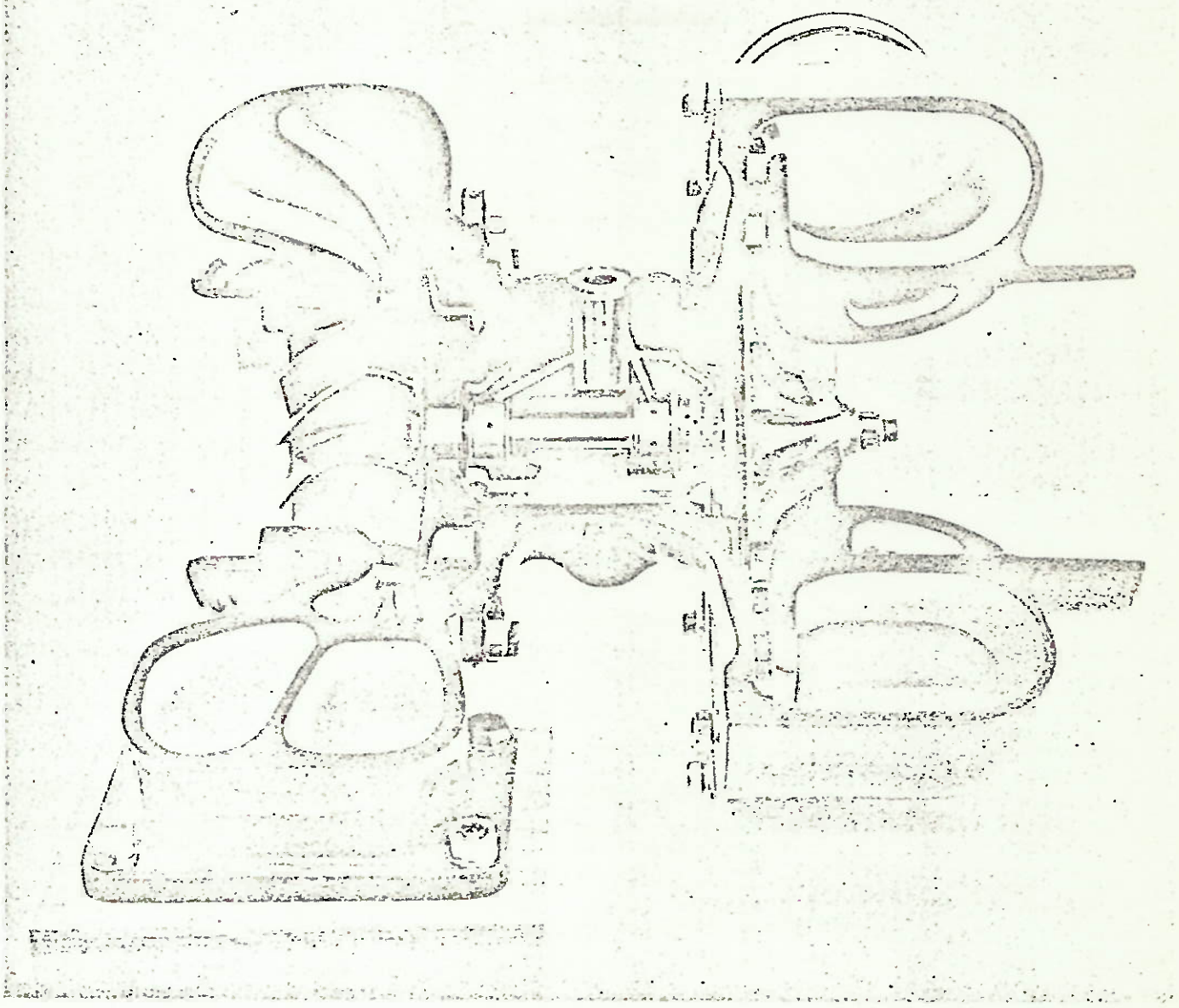


Figure 1 AiResearch Turbocharger Model T18

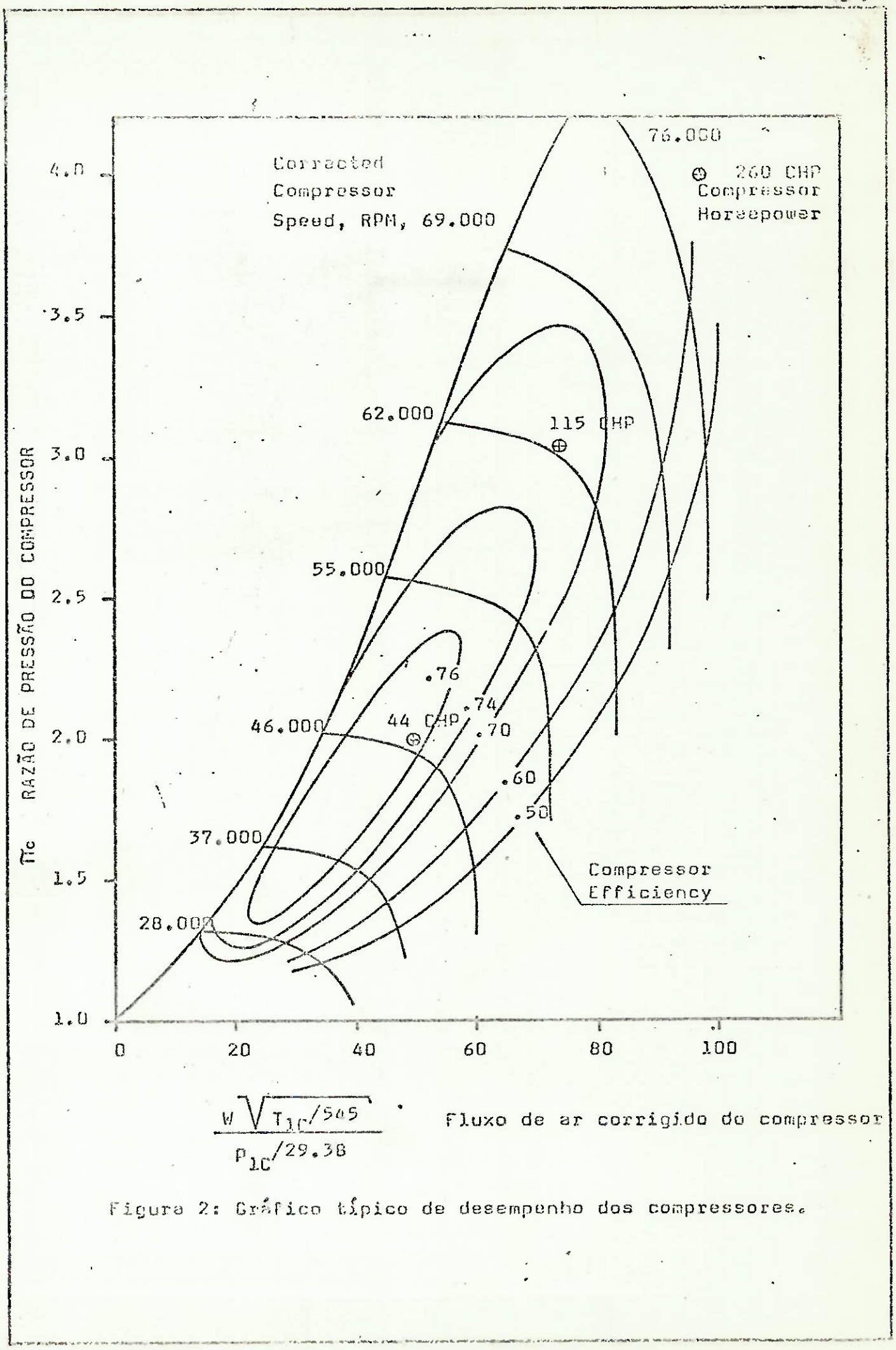


Figura 2: Gráfico típico de desempenho dos compressores.

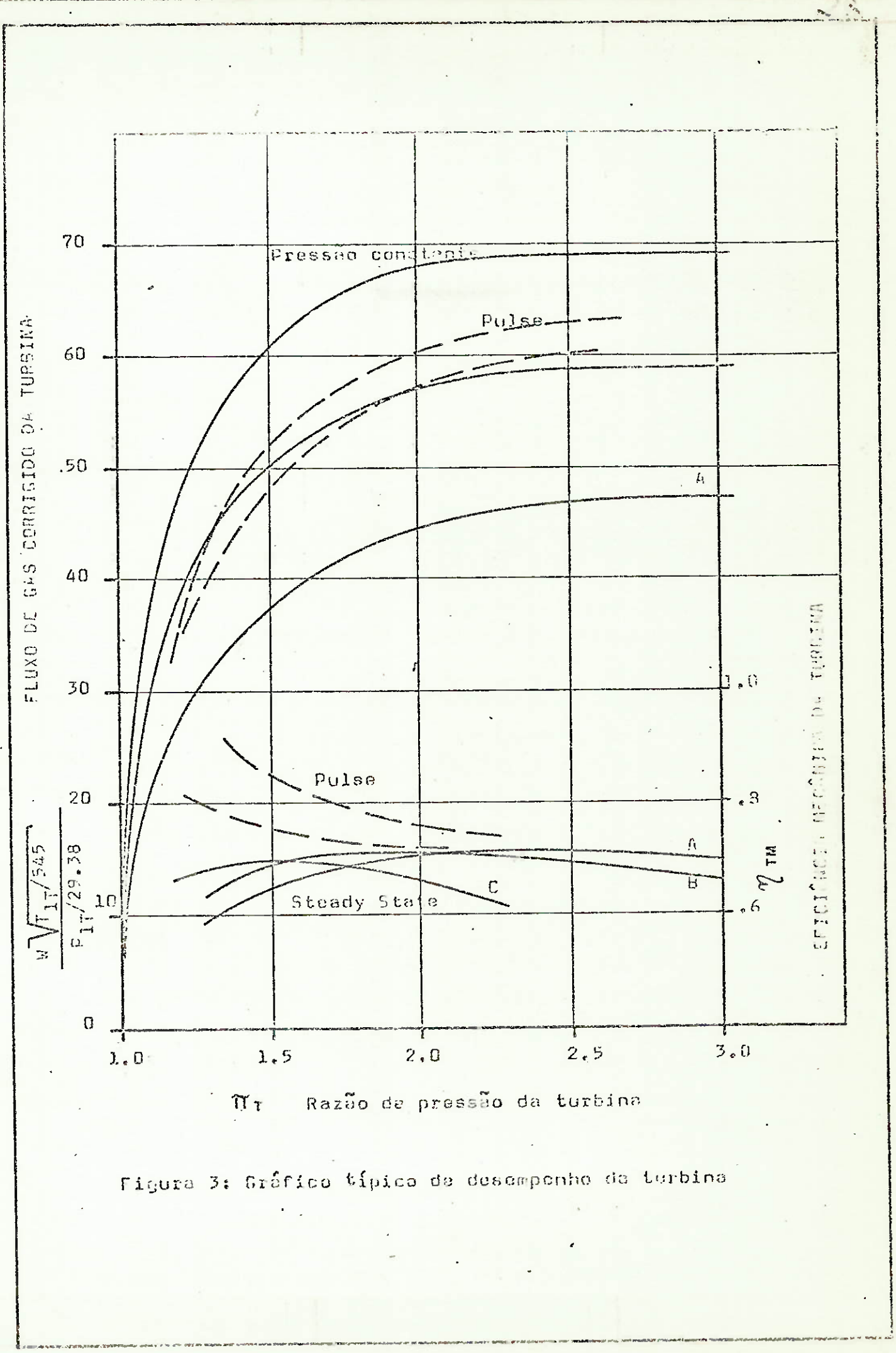


Figura 3: Gráfico típico de desempenho da turbina

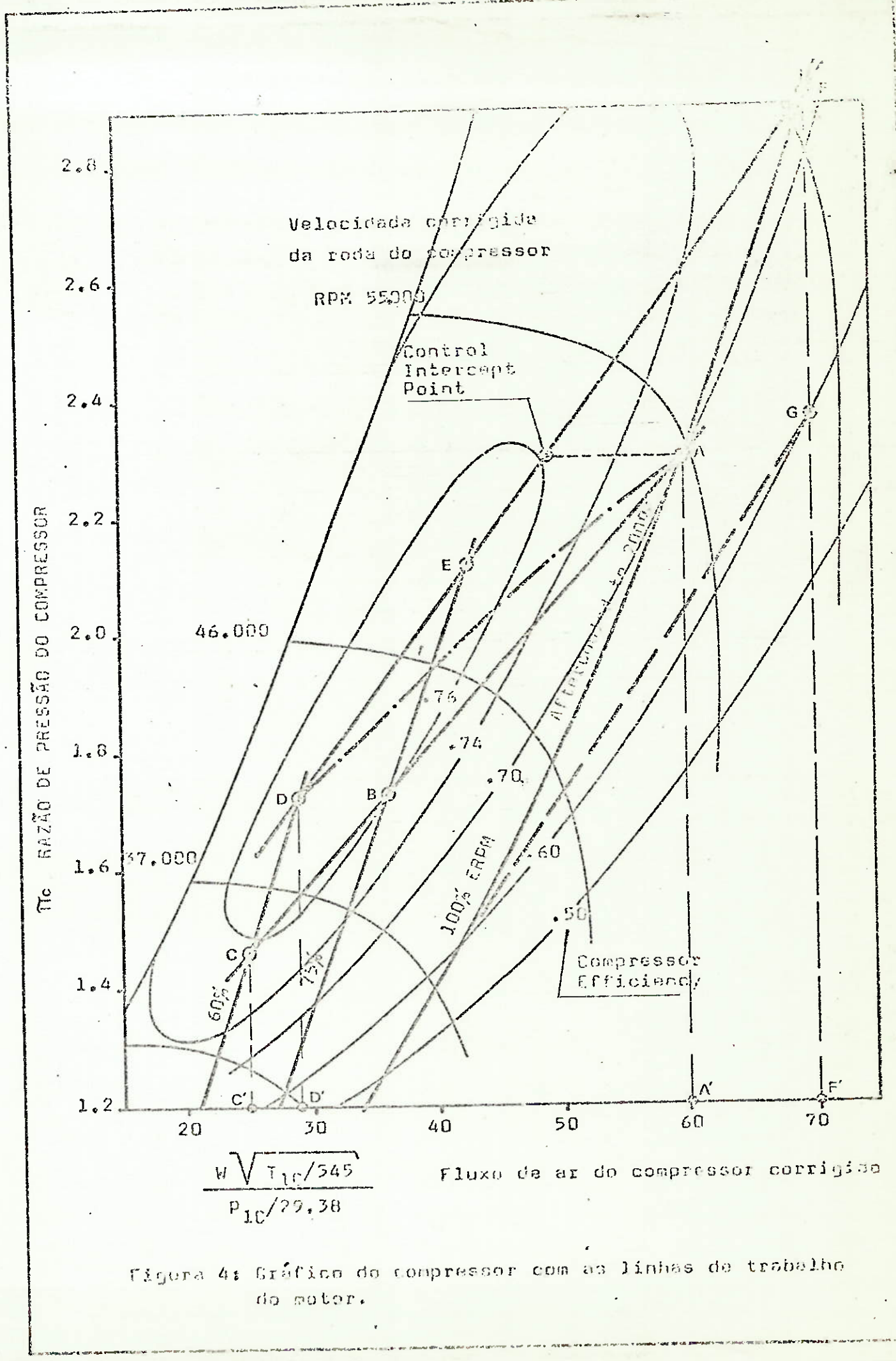


Figura 4: Gráfico do compressor com as linhas de trabalho do motor.

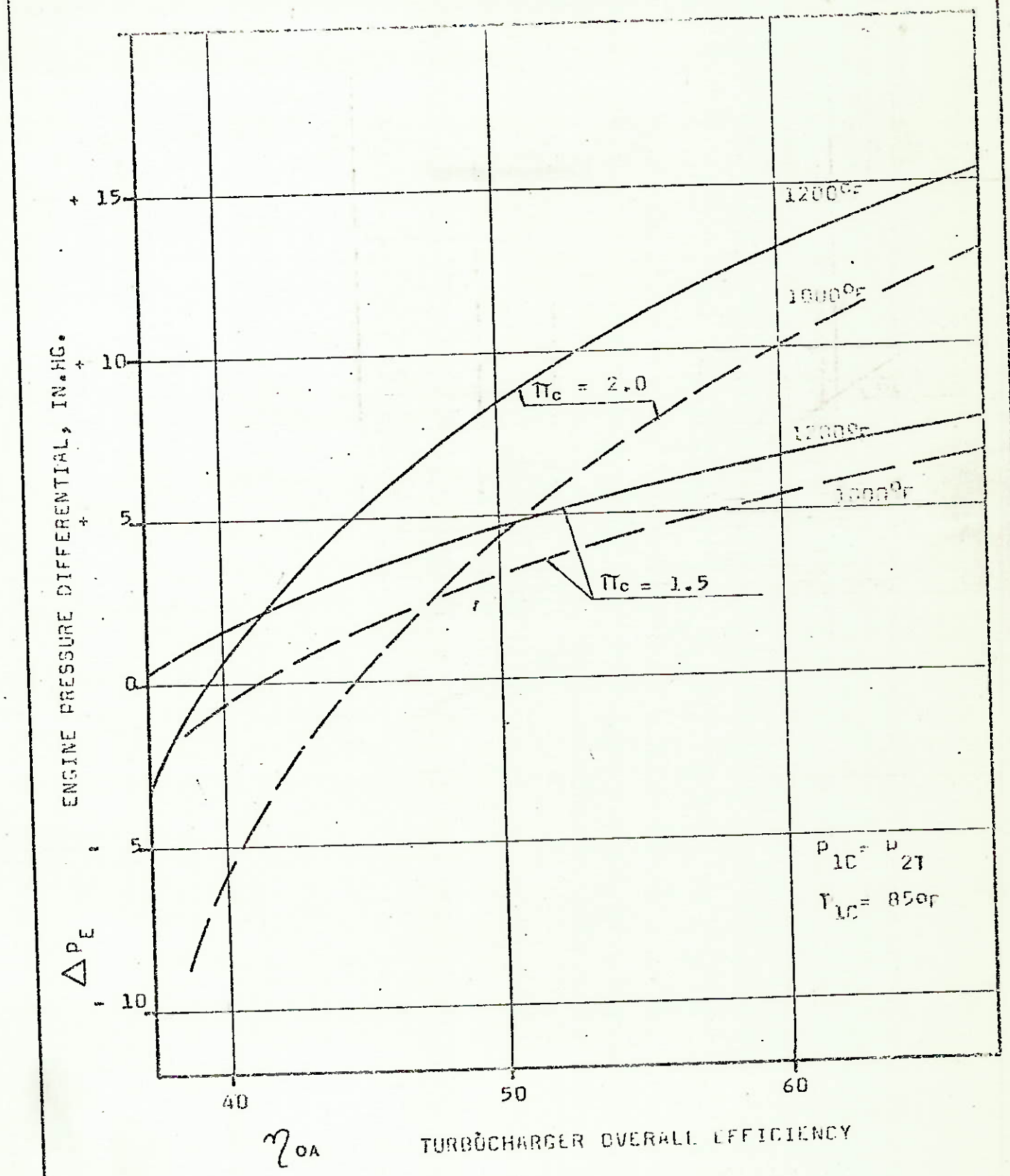


Figura 5: Pressão diferencial disponivel versus eficiência total do turboalimentador.

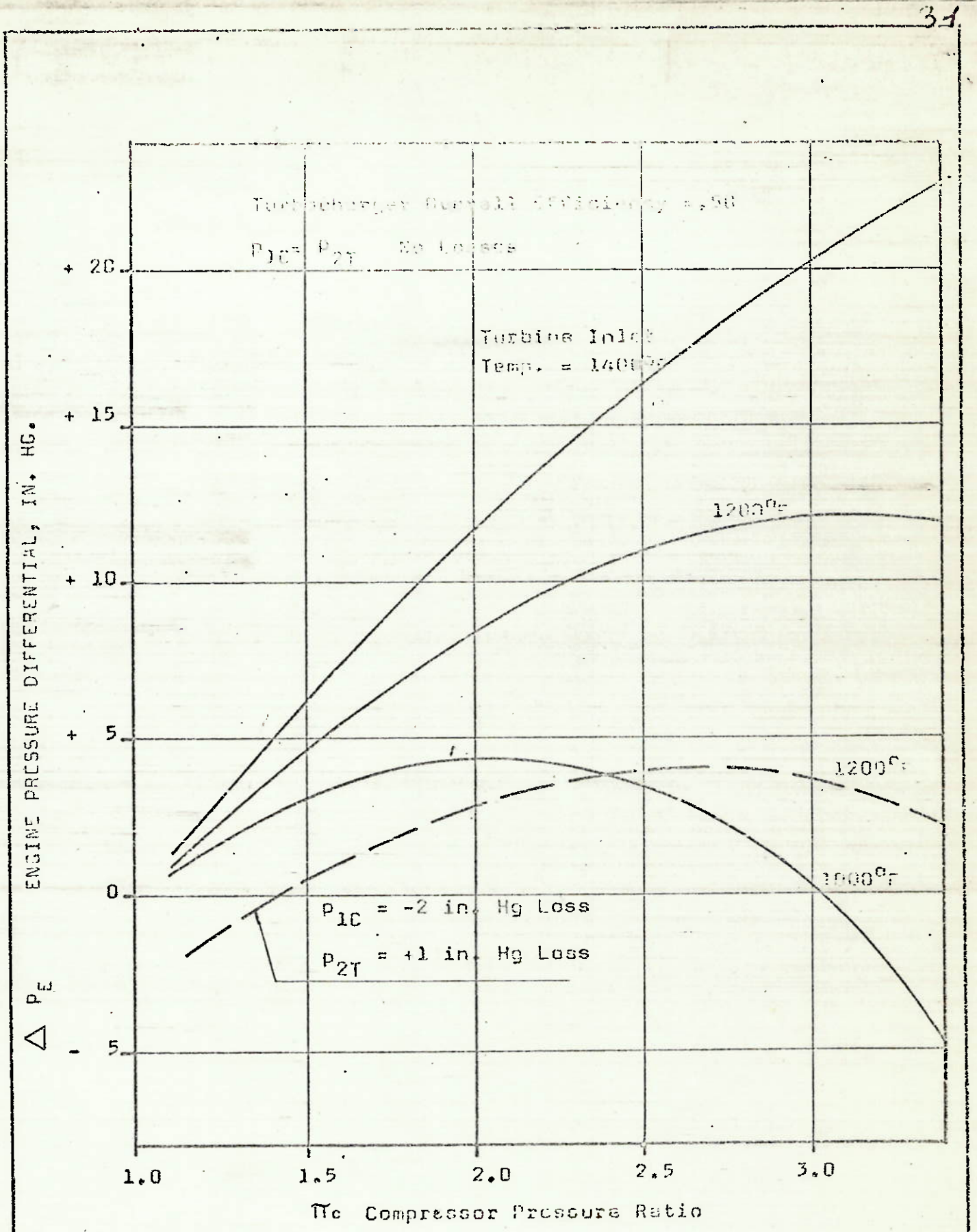


Figura 6: Diferencial de pressão disponivel versus razão de pressão do compressor.

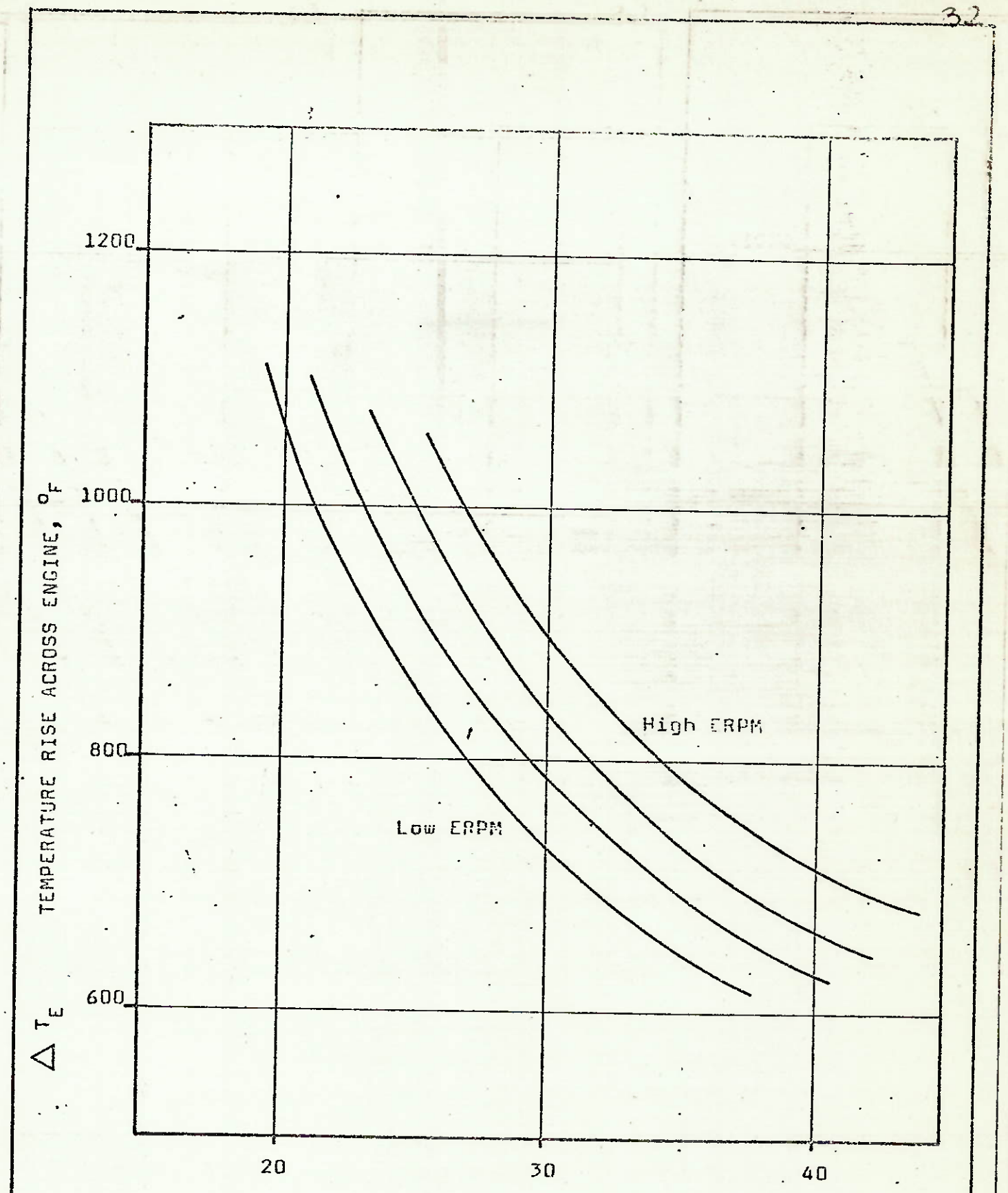


Figura 7: Acréscimo de temperatura no motor versus razão ar/combustível.

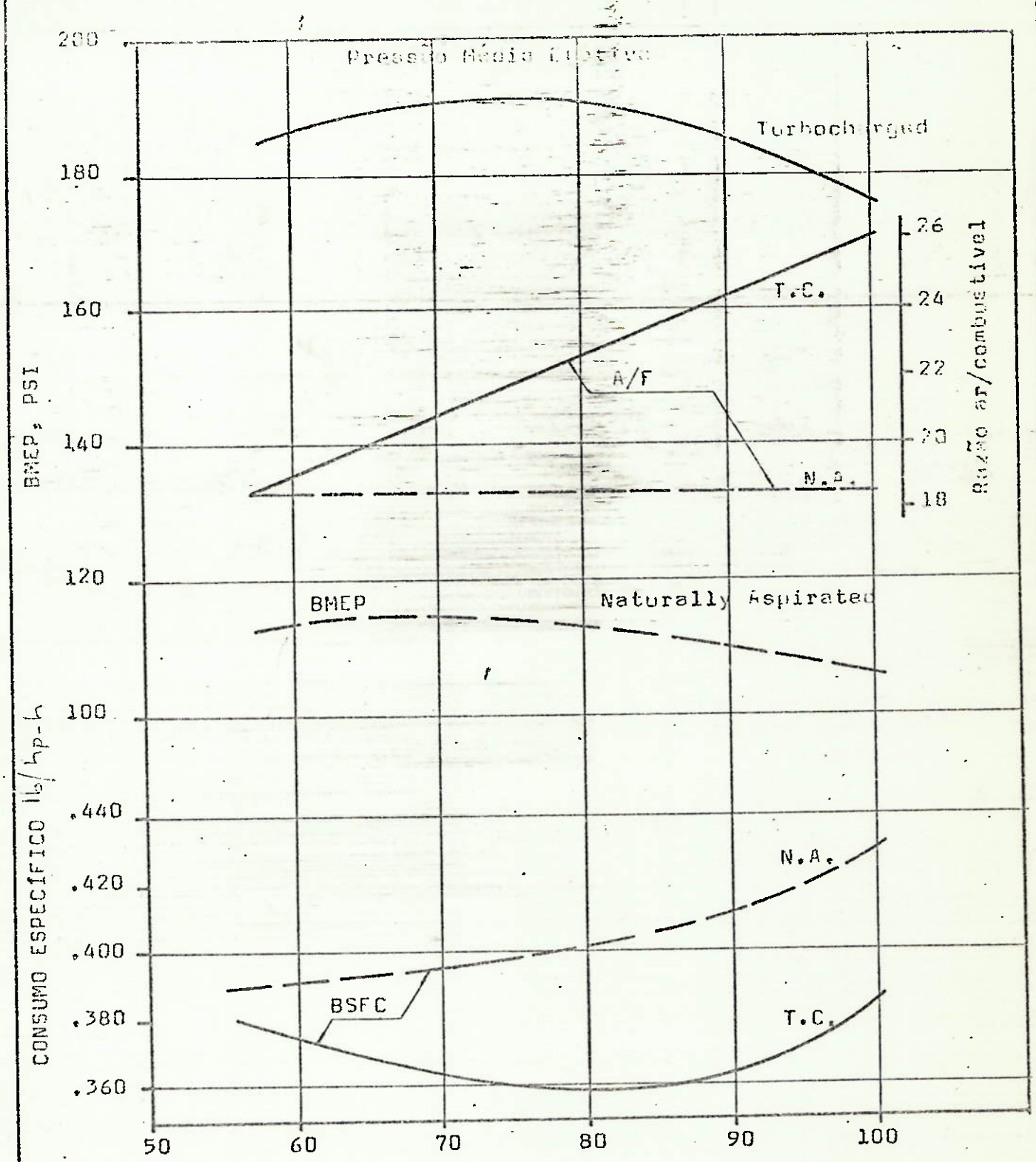


Figura 8: Comparação de desempenho de motor T.C.

Nota: N.A. = naturalmente aspirado
T.C. = turboalimentado

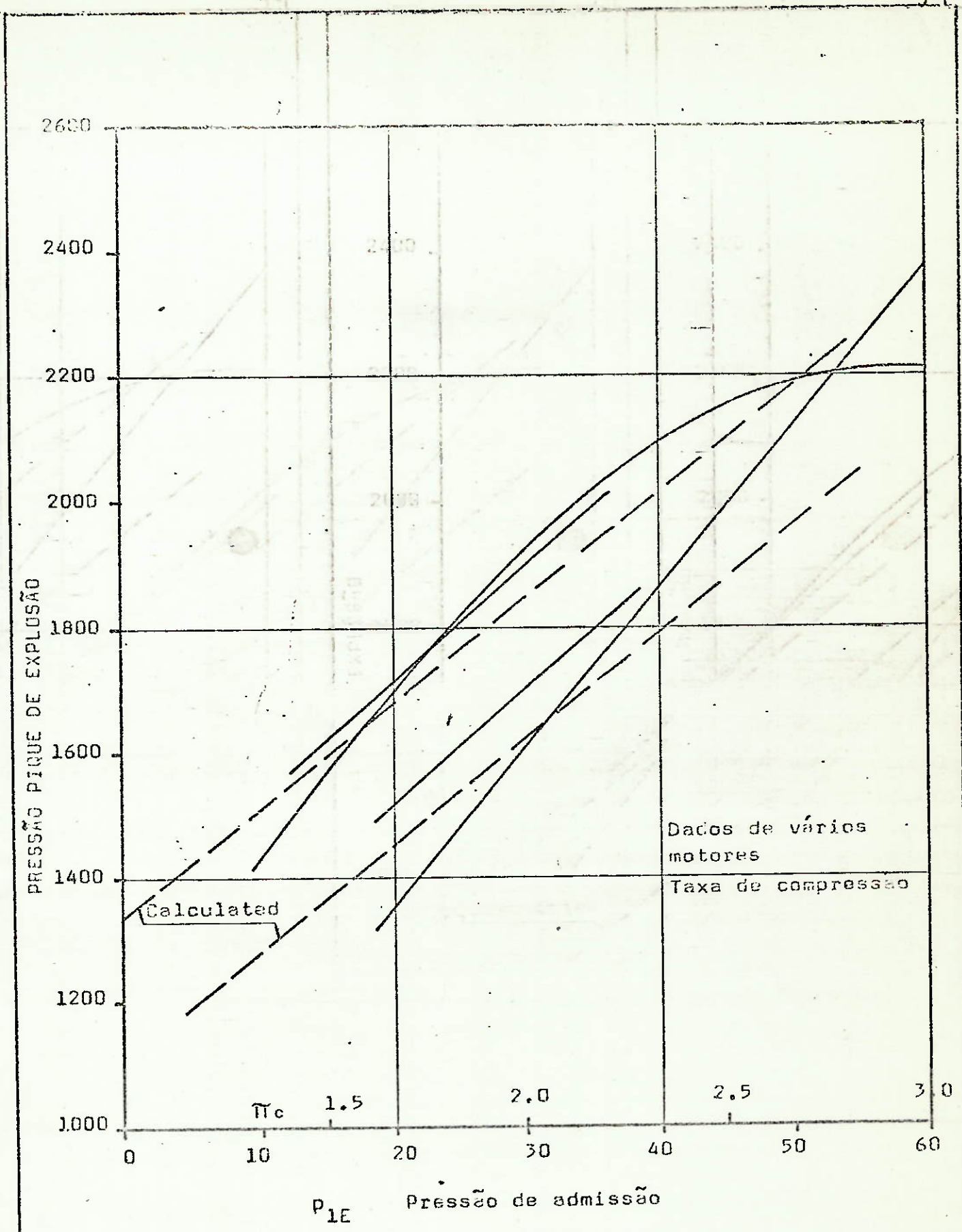


Figura 10: Pique das pressões de explosão versus pressão de admissão.

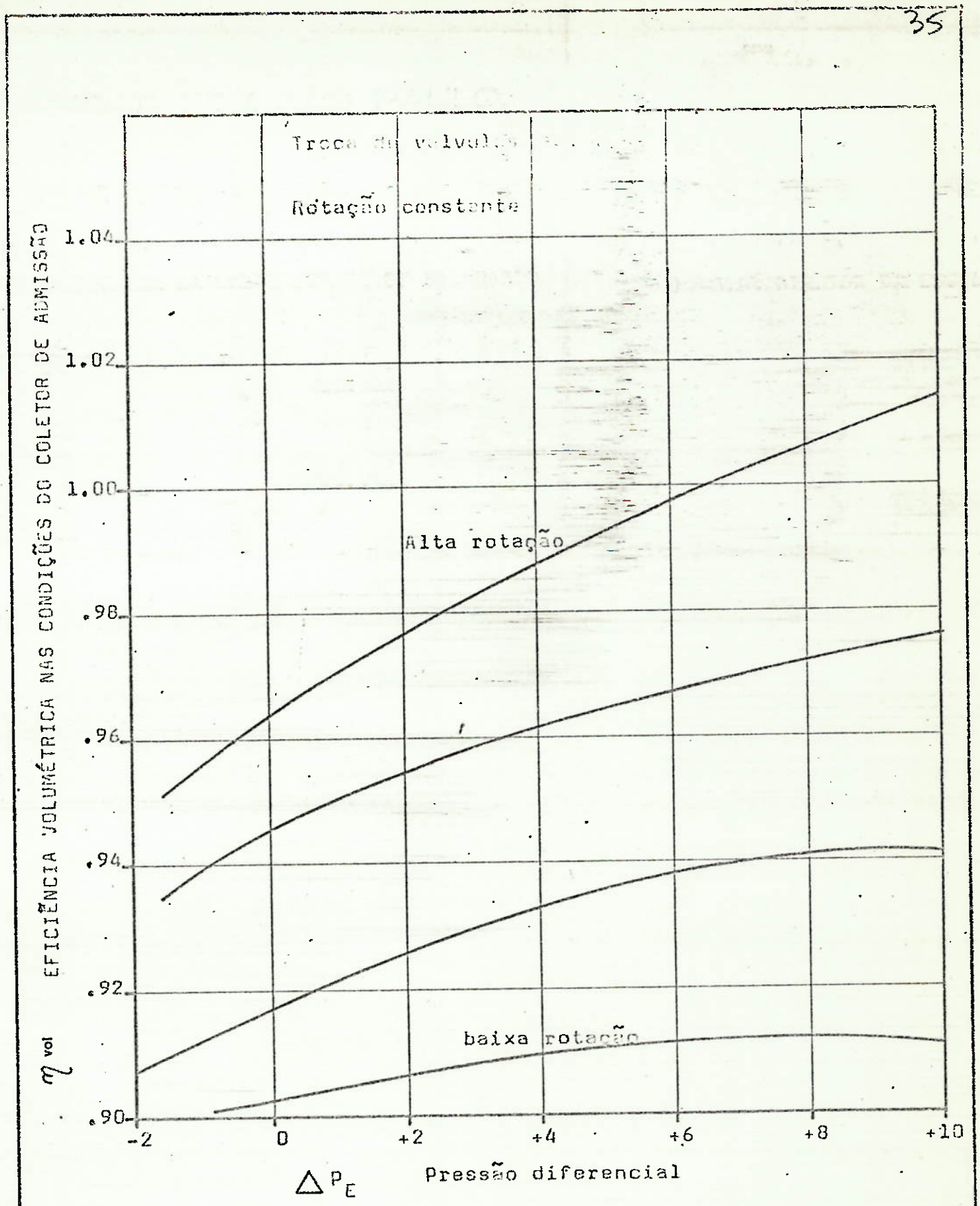


Figura 9: Engine volumetric efficiency vs. engine pressure differential

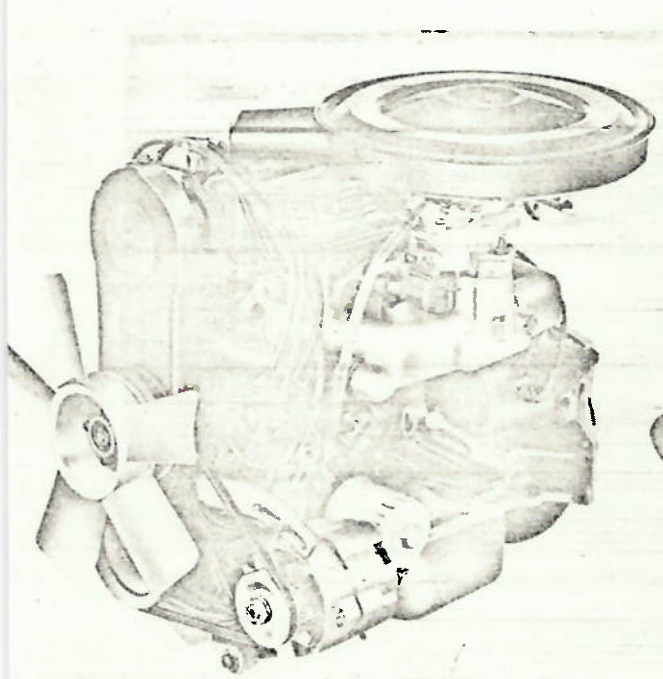
2. MOTORES GM:

- APLICAÇÃO INDUSTRIAL

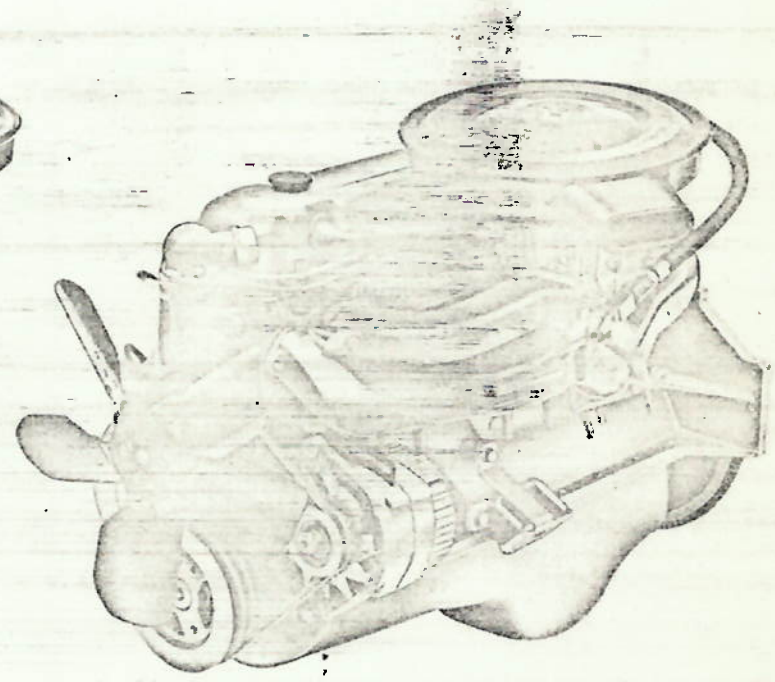
- CATÁLOGO TÉCNICO

ÍNDICE

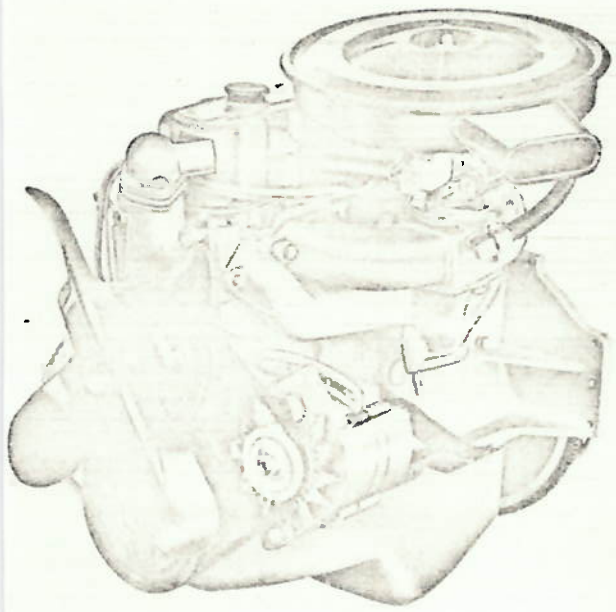
ASSUNTO	PÁGINA
Linha de motores	1
Especificações	2
Variação de potência	3
Curvas de desempenho	4
Dimensões principais/peso	6
Tabela de conversão (Modelo x Nº GM)	7
Tabela de equipamentos disponíveis por modelo	8



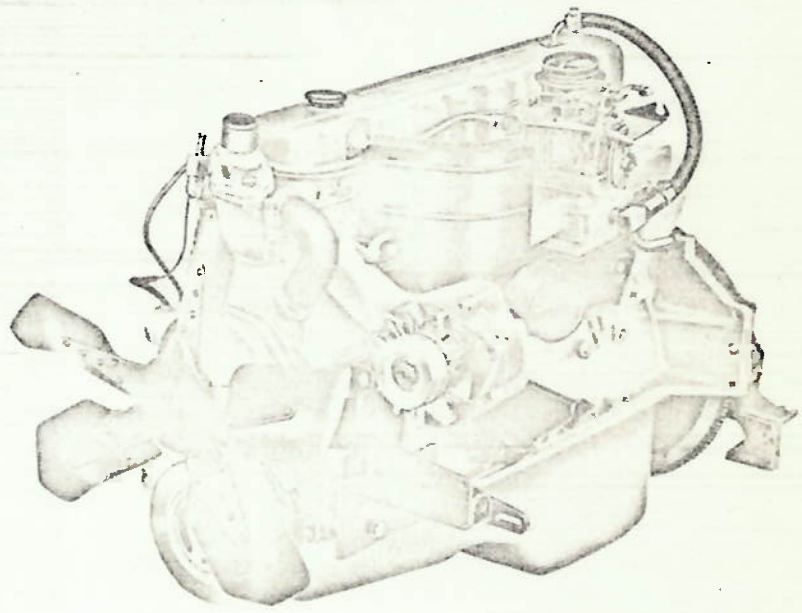
LINHA 1,4



LINHA 4,1



LINHA 2,5



LINHA 4,8

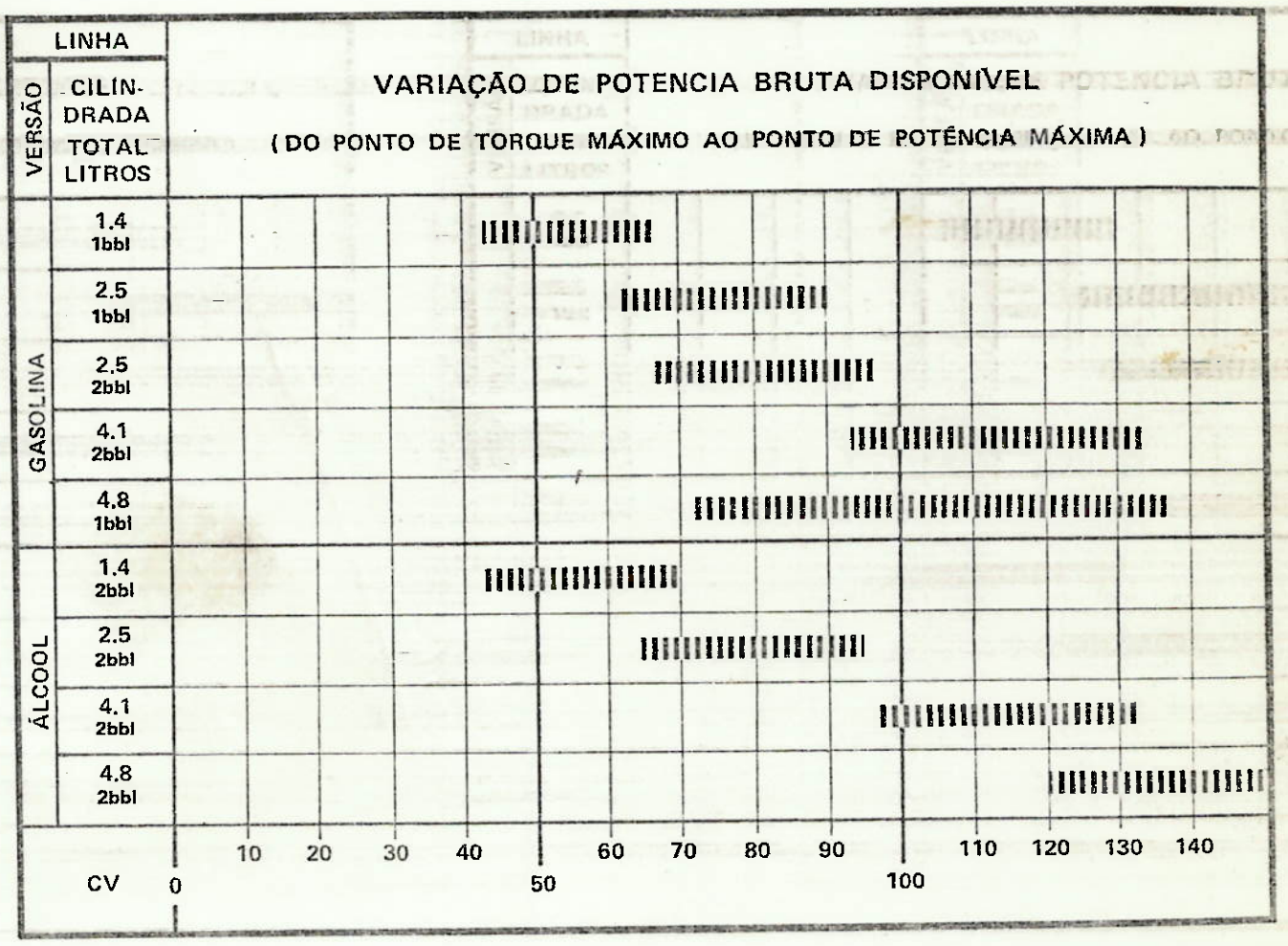
ESPECIFICAÇÕES

LINHA		CILINDRO EM LINHA			RAZÃO	DESEMPENHO BRUTO MÁXIMO		ORDEM
VERSÃO	CILINDRADA TOTAL (litros)	Nº	DIAM. (mm)	CURSO (mm)	DE COMPRESSÃO	POTÊNCIA CV/rpm (Kw/rad/s)	TORQUE mKgf/rpm (Nm/rad/s)	DE EXPLOSÃO
GASOLINA	1,4 1bbl	4	82,0	66,2	7.8:1	65,4/5.800 (48,2/607)	10,3/3.000 (101/314)	1.3.4.2
	2,5 1bbl	4	101,6	76,2	7.5:1	90,0/4.800 (66,2/503)	17,1/2.600 (168/272)	1.3.4.2
	2,5 2bbl	4	101,6	76,2	7.5:1	96,3/4.800 (71,0/503)	18,5/2.600 (181/272)	1.3.4.2
	4,1 2bbl	6	98,4	89,6	7.5:1	132,0/4.400 (97,0/461)	27,4/2.400 (269/251)	1.5.3.6.2.4
	4,8 1bbl	6	98,4	104,6	7.5:1	136,0/3.800 (100,0/398)	32,3/1.600 (317/167)	1.5.3.6.2.4
ÁLCOOL	1,4 2bbl	4	82,0	66,2	10.5:1	69,5/5.800 (51,2/607)	10,4/3.000 (102/314)	1.3.4.2
	2,5 2bbl	4	101,6	76,2	10.5:1	93,3/4.400 (68,7/461)	19,2/2.400 (188/251)	1.3.4.2
	4,1 2bbl	6	98,4	89,6	10.0:1	132,0/4.000 (97,0/419)	27,9/2.500 (274/262)	1.5.3.6.2.4
	4,8 2bbl	6	98,4	104,6	9.5:1	150,0/4.000 (110,0/419)	33,2/2.600 (326/272)	1.5.3.6.2.4

1bbl — Carburador Simples

2bbl — Carburador Duplo

NORMA SAE J-245 (NBR-5484)
CORREÇÃO GMB
29,5ºC (85ºF)
736,6 mmHg (29,0 inHg)
Tolerância ± 5%



1bbl — Carburador Simples

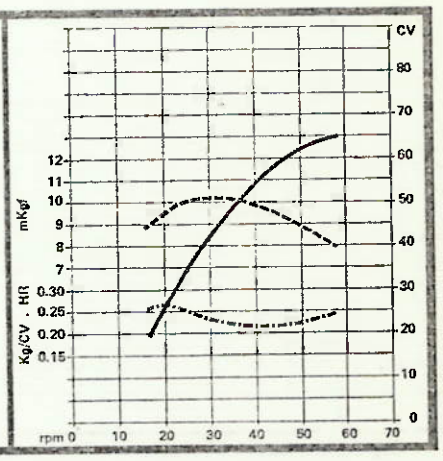
2bbl — Carburador Duplo

NORMA SAE J-245 (NBR-5484)
CORREÇÃO GMB
29,5°C (85°F)
736,6 mmHg (29,0 inHg)
Tolerância ± 5%

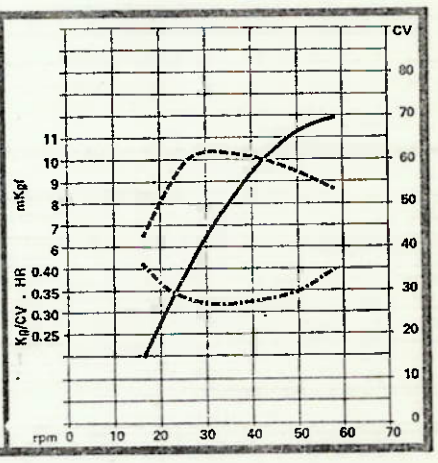
CURVAS DE DESEMPENHO

Norma SAE J-245 (NBR-5484)
Correção GMB
29,5ºC (85ºF)
736,6 mmHg (29,0 inHg)
Tolerância ±5%

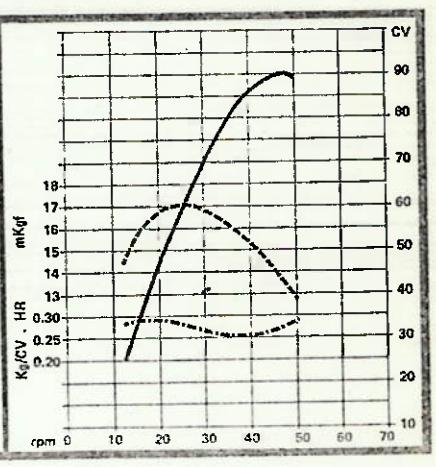
LINHA 1,4
1bbl
G



LINHA 1,4
2bbl
A



LINHA 2,5
1bbl
G



LEGENDA

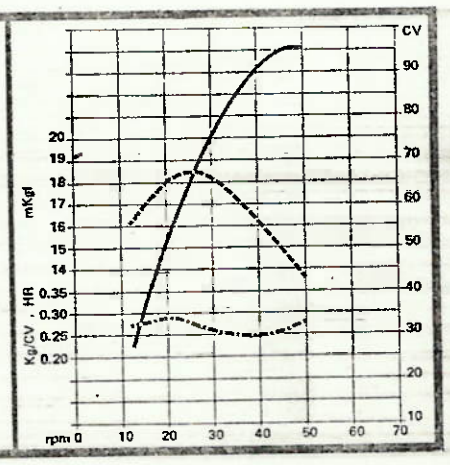
Versão:
A: Álcool
G: Gasolina

rpm x 100
1bbl — Carburador simples
2bbl — Carburador duplo

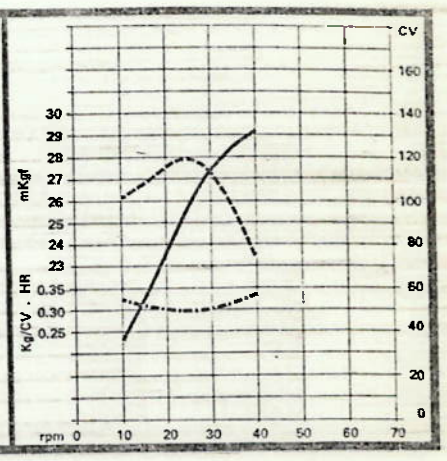
Potência (CV)
Torque (mKgf)
Consumo Específico (Kg/CV HR)

CURVAS DE DESEMPENHO

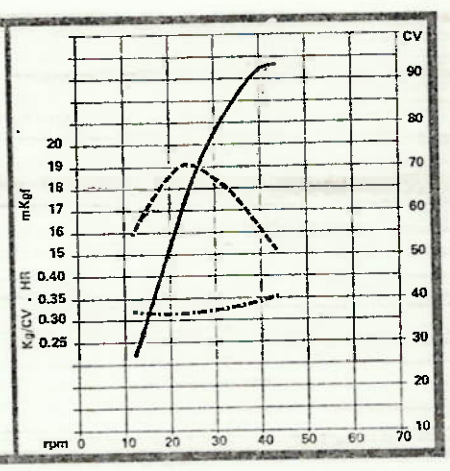
LINHA 2,5
2bbl
G



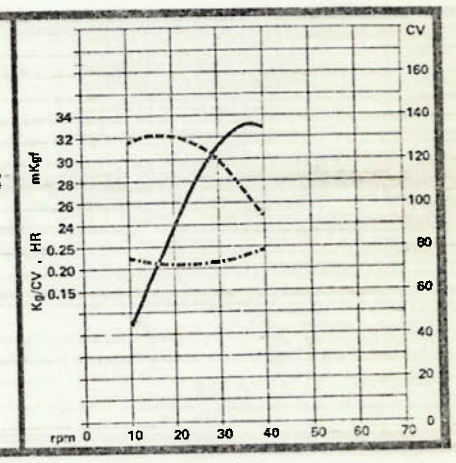
LINHA 4,1
2bbl
A



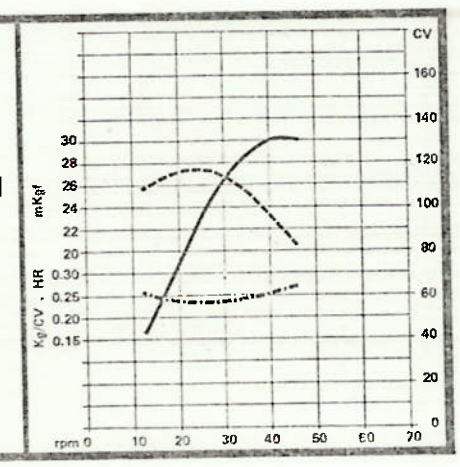
LINHA 2,5
2bbl
A



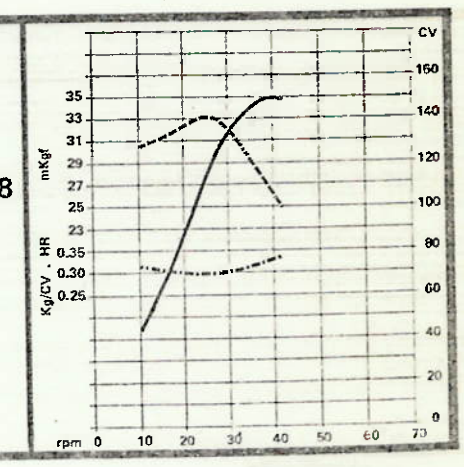
LINHA 4,8
1bbl
G



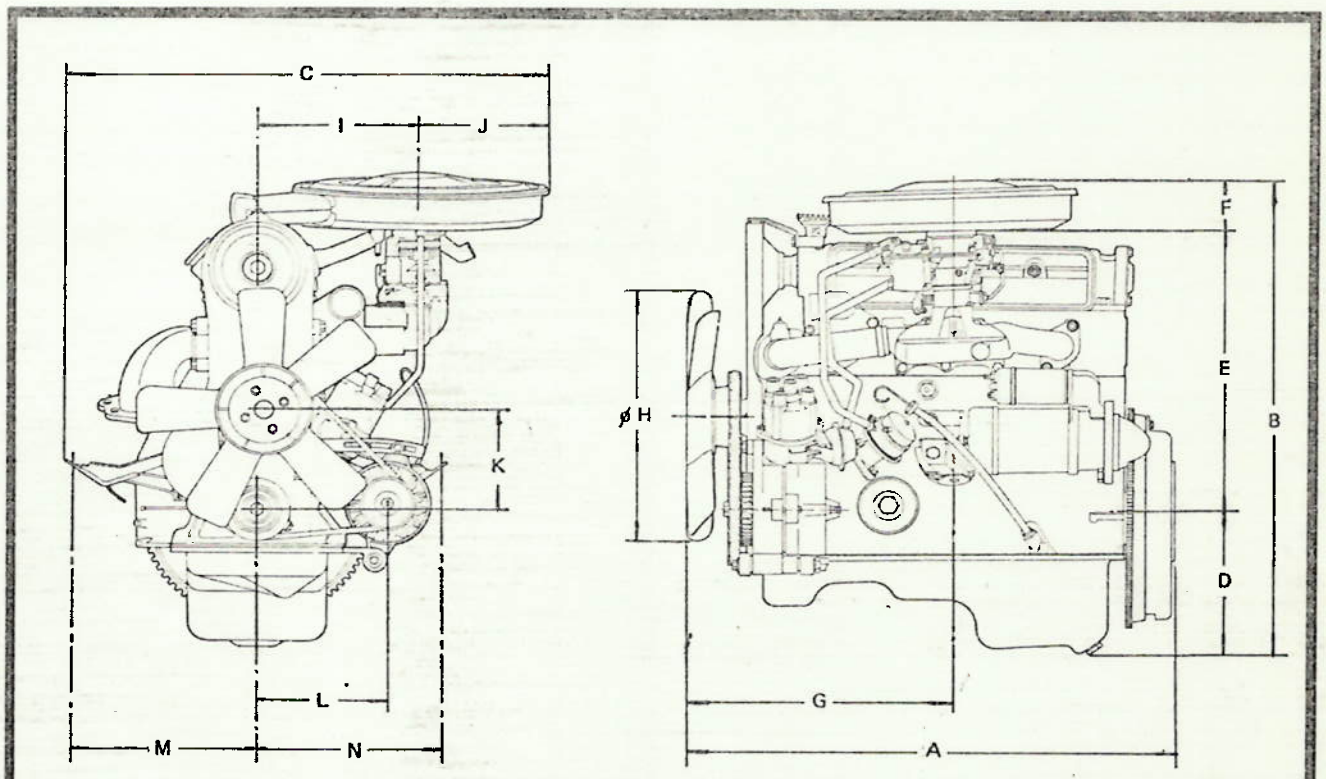
LINHA 4,1
2bbl
G



LINHA 4,8
2bbl
A



DIMENSÕES PRINCIPAIS / PESO



LINHA (litros)	DIMENSÕES (mm)														PESO aprox. Kg.
	A	+B	+C	D	E	F	G	H	I	+J	K	+L	M	N	
1,4	656	665	657	190	410	65	358	340	209	166	137	206	204	224	120
2,5	708	680	668	196	424	60	349	407	166	230	178	183	216	216	159
4,1	933	687	681	203	424	60	462	407	166	230	178	183	177	167	196
4,8	1040	730	642	228	502	–	*378 o476	485	172	–	178	183	207	179	245

G, M e N: — pontos de fixação do motor.

+ NOTA: — Dimensões variáveis pela posição dos equipamentos.

* NOTA: — Lado esquerdo.

o NOTA: — Lado direito.

TABELA DE CONVERSÃO (MODELO x Nº GM)

VERSÃO	LINHA	MODELO	Nº GM
GASOLINA	1,4	TAA	94614993
	2,5	4AA	09299479
		4CC	94632548
		4DD	09299480
		4EE	09301499
	4,1	6AA	07332547
		6DD	07332548
		6EE	09301500
	4,8	6RR	94625957
ÁLCOOL	1,4	TBB	94620983
	2,5	4HH	94618637
		4JJ	94632546
		4LL	94622386
		4PP	94625716
		4QQ	94622393
	4,1	6HH	94621188
	4,8	6SS	94625956

NOTA: — Os motores estão descriminados por modelos nas tabelas de equipamentos, porém, deverão ser solicitados através dos respectivos números GM.

TABELA DE EQUIPAMENTOS DISPONÍVEIS POR MODELO

LINHA — VERSÃO GASOLINA —	1,4	2,5				4,1			4,8
EQUIPAMENTOS / MODELOS	TAA	4AA	4CC	4DD	4EE	6AA	6DD	6EE	6RR
Alternador (A)	28	32		32		32	32		32
Bobina de Ignição	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Bomba d'água	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Bomba de Combustível	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Bomba de Óleo	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Carburador	x	x	x	x		x	x		x
Carcaça da Embreagem									x
Chave/ Interruptor de Ignição	x	x				x			
Coletor (Admissão e Escape)	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Compensador de Vibrações	—	—	—	—	—	x	x	x	x
Correia do Ventilador	x	x				x	x		
Distribuidor de Ignição	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Embreagem (Disco e Platô)	x	x				x			x
Filtro de Ar	x	x				x			
Filtro de Óleo	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Interruptor — Pressão de Óleo	x	x	x	x		x	x		x
Polia — Árvore de Manivelas	x	x	x		x	x	x	x	x
Polia — Ventilador/ Bomba d'água	x	x	x		x	x		x	x
Motor de Partida	x	x				x			x
Sistema — Ventilação do Carter	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Suporte — Montagem dianteira	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Válvula Termostática	x	x	x		x	x		x	x
Ventilador do Radiador	x	x				x			x
Volante do Motor	x	x				x			x

— NOTA: — Não aplicável.

TABELA DE EQUIPAMENTOS DISPONÍVEIS POR MODELO

LINHA — VERSÃO ÁLCOOL —	1,4	2,5					4,1	4,8
EQUIPAMENTOS \ MODELOS	TBB	4HH	4JJ	4LL	4PP	4QQ	6HH	6SS
Alternador (A)	55			42			55	55
Bobina de Ignição	x	x	x	x		x	x	x
Bomba d'água	x	x	x	x	x	x	x	x
Bomba de Combustível	x	x	x	x	x	x	x	x
Bomba de Óleo	x	x	x	x	x	x	x	x
Carburador	x	x	x	x		x	x	x
Carcaça da Embreagem								x
Chave/ Interruptor de Ignição	x						x	
Coletor (Admissão e Escape)	x	x	x	x	x	x	x	x
Compensador de Vibrações	—	—	—	—	—	—	x	x
Correia do Ventilador	x	x					x	
Distribuidor de Ignição	x	x	x	x	x	x	x	x
Embreagem (Disco e Platô)	x	x					x	x
Filtro de Ar	x	x						
Filtro de Óleo	x	x	x	x	x	x	x	x
Interruptor — Pressão de Óleo	x	x	x	x	x		x	x
Polia — Árvore de Manivelas	x	x	x	x	x	x	x	x
Polia — Ventilador/ Bomba d'água	x	x	x			x	x	x
Motor de Partida	x	x					x	x
Sensor Baixa Temperatura — Part. a frio				x	x	x		x
Sistema — Ventilação do Carter	x	x	x	x	x	x	x	x
Suporte — Montagem dianteira	x	x	x	x	x	x	x	x
Válvula Termostática	x	x	x		x	x	x	x
Ventilador do Radiador	x	x					x	x
Volante do motor	x	x			x		x	x

— NOTA: — Não aplicável.

Especificações Técnicas
Motor GM 1.6 L



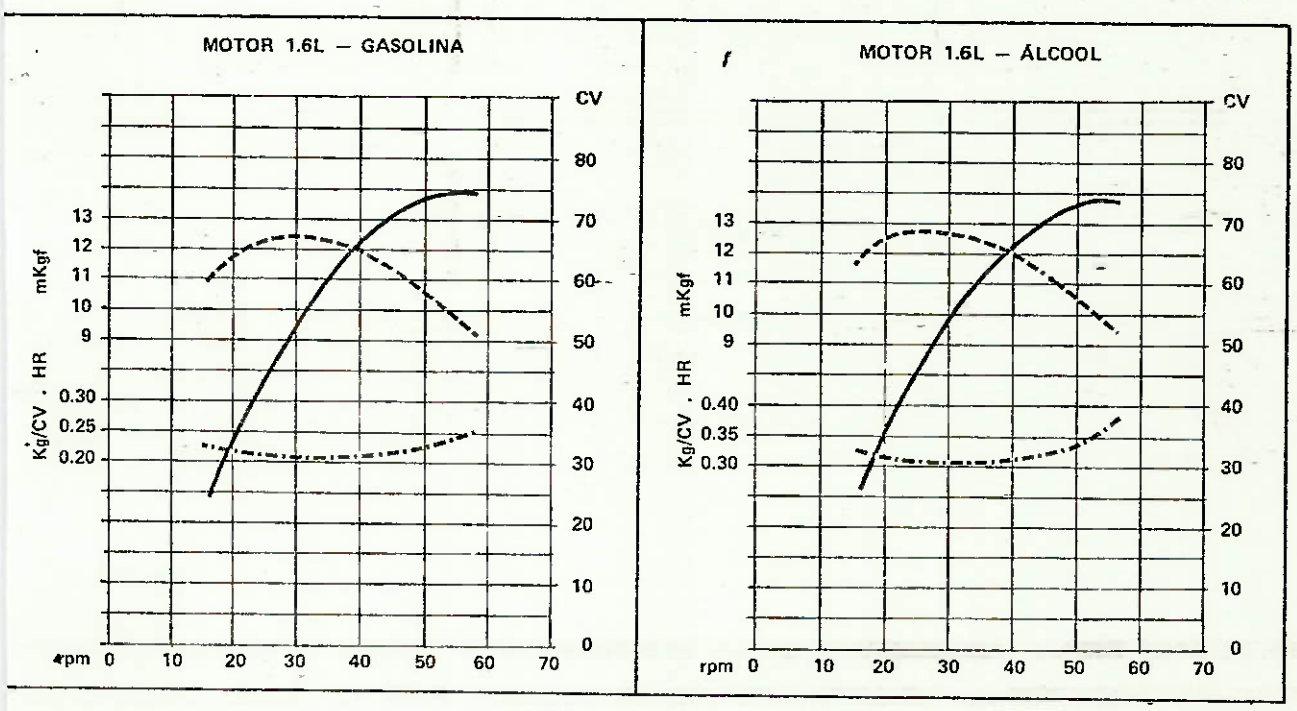
O NOVO MOTOR DA GM, — 1.6L — 4 CILINDROS EM LINHA, PROJETADO DENTRO DO MAIS AVANÇADO CONCEITO TECNOLÓGICO, DESENVOLVIDO EM DOIS PROJETOS DISTINTOS: NAS VERSÕES A GASOLINA E A ÁLCOOL.

JUNHO 1982

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO MOTOR 1.6L

LINHA		CILINDRO EM LINHA			RAZÃO DE COMPRESSÃO	DESEMPENHO BRUTO MÁXIMO		ORDEM DE EXPLOSÃO
VERSÃO	CILINDRADA TOTAL (litros)	Nº	DIAM. (mm)	CURSO (mm)		POTÊNCIA CV/rpm (kW/rad/s)	TORQUE mkgf/rpm (Nm/rad/s)	
GASOLINA	1.6	4	80,0	79,5	8,0:1	75,0/5600 (55,0/586)	12,4/3000 (122,0/314)	1.3.4.2
ÁLCOOL	1.6	4	80,0	79,5	12,0:1	74,0/5400 (54,4/565)	12,7/2600 (125,0/272)	1.3.4.2

DIAGRAMA DE DESEMPENHO DO MOTOR



LEGENDA

Potência (CV) ——————————

Torque (mKgf) — — — — — — — —

Consumo

Específico (Kg/CV HR) — — — — — — — —

rpm x 100

NOTA: — Potência, torque e cons. espec. — valor bruto.

Norma SAE J-245 (NBR-5484)
Correção GMB
29,5ºC (85ºF)
736,6 mmHg (29,0 inHg)
Tolerância 5%

CONCEITOS MODERNOS DE PROJETO

BLOCO DO MOTOR

Material: ferro fundido reforçado.
Projetado dentro da mais avançada tecnologia, resultando em extraordinária durabilidade e baixo índice de vibração.

ÁRVORE DE MANIVELAS

Material: ferro fundido nodular. Com filetes roleteados, temperada, retificada e polida, de elevada resistência. Montada em cinco mancais principais reforçados. Balanceada estática e dinamicamente com oito contrapesos, para um perfeito controle de vibrações. Retentores de óleo de material "VITON", de excelente durabilidade e estanqueidade.

VOLANTE DO MOTOR

Material: ferro fundido nodular. Balanceado em conjunto com a árvore de manivelas. Cremalheira com 135 dentes reforçados, diâmetro externo 288 mm, montada a quente sob pressão no volante.

PISTÕES E BIELAS

Material: Pistões – fundido em liga especial de alumínio.
Bielas – ferro fundido maleável. Biela com canal para liberar jatos de óleo contra as paredes dos cilindros e pistões, intensificando a lubrificação e o arrefecimento.

CABEÇOTE DO MOTOR

Material: liga especial de alumínio fundido.
Projetado em conceitos modernos, proporcionando perfeito funcionamento entre válvulas e eixo comando e os demais componentes do motor.
Admissão e escape com localizações opostas, permitem fluxo cruzado dos gases (cross-flow), que garante ótima mistura e baixa restrição de escapamento.
Câmara de combustão de queima rápida e vela de ignição com localização central em novo projeto, para perfeita combustão com economia de combustível e excelente rendimento de torque e potência.
Assento das válvulas com inserto sinterizado de liga especial, de elevada resistência ao desgaste e temperatura.

VÁLVULAS – ADMISSÃO E ESCAPE

Material: aço de elevada resistência ao desgaste e temperatura.
Haste das válvulas cromadas para minimizar a rugosidade e o desgaste das guias e vedadores.
Válvulas de escape com a face de assentamento recoberta de estelite (stellit), de elevada resistência, montadas no cabeçote com capas rotativas, produzindo movimento circular nas válvulas, para maior durabilidade.
Ajustador hidráulico, dispensa ajuste e proporciona excelente performance com baixo nível de ruído.

SUPORTE DO EIXO COMANDO

Material: liga especial de alumínio fundido. Estruturalmente separado do cabeçote.
Montado sobre o cabeçote, sendo ambos fixados ao bloco pelos mesmos parafusos, facilitando a manutenção, preservando a funcionabilidade.

EIXO COMANDO (OHC)

Material: ferro fundido.
Cames e munhões, com tratamento pelo moderno processo de refusão "REMELTING", retificados e polidos.
Apoiado em cinco pontos para suportar as forças radiais, e uma trava para as forças axiais.
Lubrificação forçada para reduzir atrito e desgaste.

DISTRIBUIDOR DE IGNIÇÃO

Diretamente acoplado ao eixo comando, no sentido longitudinal, de fácil acesso.
Na versão a álcool, com ignição eletrônica.

COLETOR — ADMISSÃO E ESCAPE

Material: — admissão, alumínio fundido
— escape, ferro fundido nodular.
Pelo conceito de "Fluxo cruzado dos gases", a posição dos coletores são opostas, obtendo-se ótima mistura, com baixo ruído e baixa emissão dos gases de escape.
Coletor de admissão com canal interno interligado ao circuito de água quente do motor, para o pré-aquecimento da mistura.

BOMBA DE COMBUSTÍVEL

Acionada pelo eixo comando, de fácil acesso.
Para versão a álcool, com tratamento anti-corrosivo "cadmiada e bicromatizada".

CARBURADOR

Com dois circuitos de marcha-lenta:
— Circuito independente.
— Circuito suplementar, que permite a regulagem sem acionar a borboleta.
Para versão a álcool, com tratamento anti-corrosivo "níquel químico".

FILTRO DE AR

Área de filtragem 4.700 cm^2.
Na versão a álcool, filtro com controle automático para a entrada de ar quente, controlando o pré-aquecimento da mistura.

SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

Forçada por meio de uma bomba de óleo, localizada no bloco do motor, de fácil acesso.
Válvulas reguladoras de pressão, mantendo as especificações de projeto.
Filtro de óleo de fácil acesso.
Cárter com sistema de ventilação e capacidade para 3 litros de óleo.
Pescador de óleo no cárter com filtro de tela.
Bomba de óleo com carcaça de alumínio fundido, de construção compacta, com engrenagens concêntricas, característica de vazão de óleo com substancial reserva, mesmo operando em marcha-lenta e motor aquecido.

EQUIPAMENTOS DO MOTOR 1.6L

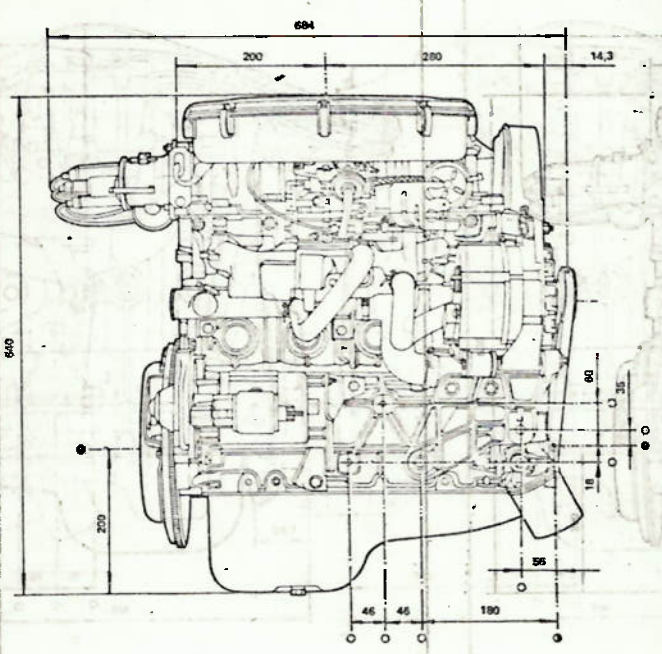
EQUIPAMENTOS	MOTOR Nº			
	VERSÃO A GASOLINA		VERSÃO A ÁLCOOL	
	94628323	94625866	94628326	94625867
Bomba d' água	x	x	x	x
Bomba de combustível	x		x	
Bomba de óleo	x	x	x	x
Cabos de velas/bobina de ignição	x		x	
Carburador	x		x	
Coletor (admissão e escape)	x	x	x	x
Distribuidor de ignição	x		x	
Embreagem (disco e platô)	x	x	x	x
Filtro de óleo	x	x	x	x
Interruptor – pressão de óleo	x	x	x	x
Motor de partida	x		x	
Sensor baixa temperatura – part. a frio	Não Aplicável		x	x
Válvula termostática	x	x	x	x
Velas de ignição	x	x	x	x
Volante do motor	x	x	x	x

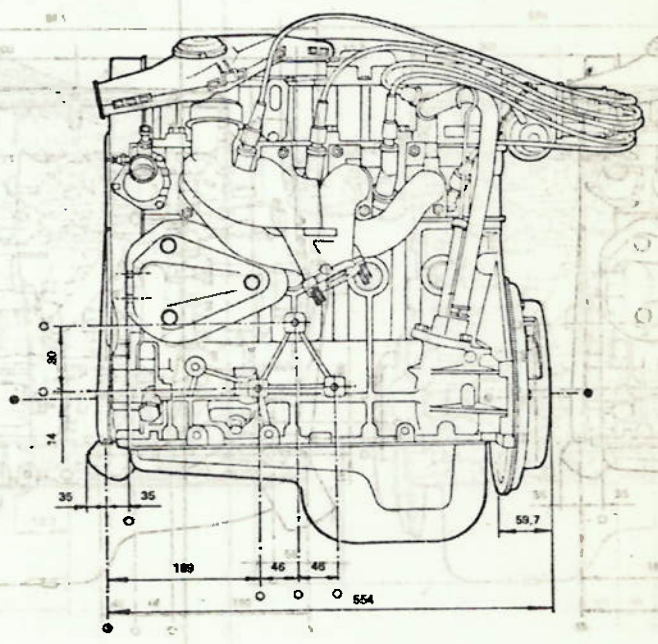
OS SEGUINTES EQUIPAMENTOS NÃO INTEGRAM OS SUPRACITADOS MOTORES:

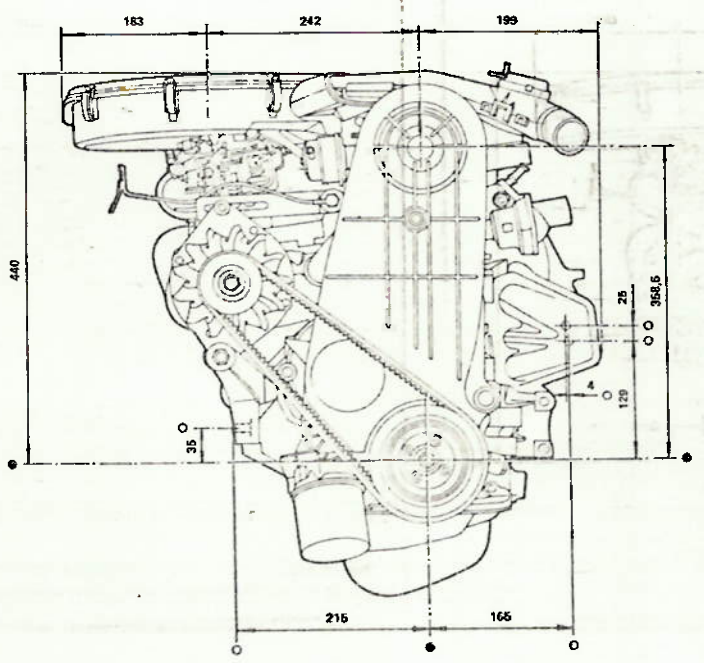
- Alternador
- Bobina de ignição
- Correia do alternador
- Filtro de ar
- Mangueira – sistema de ventilação do cárter
- Polia da árvore de manivelas
- Suportes do alternador

TODOS OS EQUIPAMENTOS AQUI MENCIONADOS SÃO DISPONÍVEIS ISOLADAMENTE.

DIMENSÕES EXTERNAS BÁSICAS E PONTOS DE FIXAÇÃO DO MOTOR







LEGENDA

Dimensões em mm (aprox.)

- ● Linha de centro — Árvore de Manivelas
- ◑ Linha de centro — Canal da Polia
- ○ Ponto de fixação

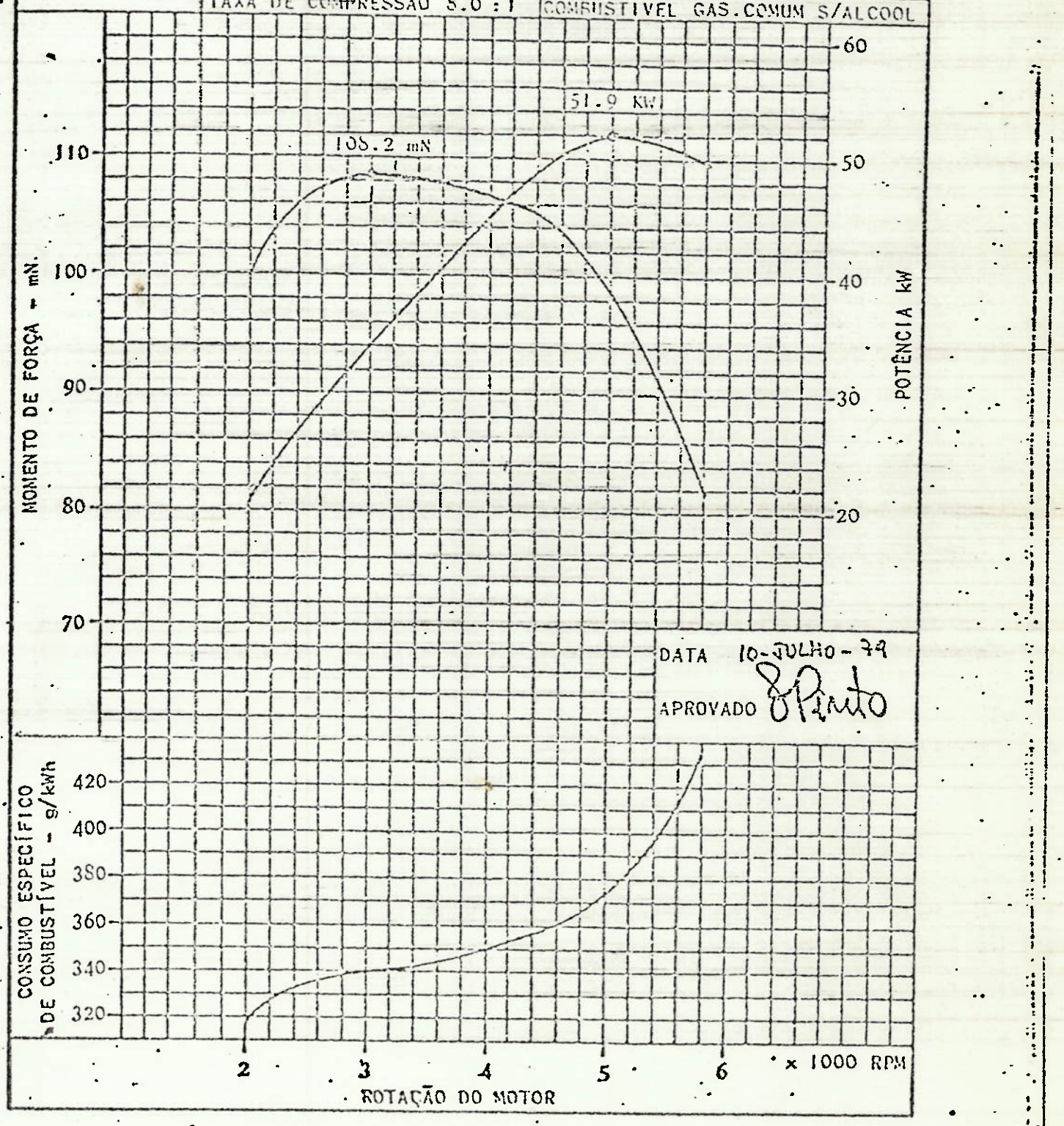
3. CURVAS CARACTERÍSTICAS DA TURBINA E DO COMPRESSOR DA GARRETT

CURVA CARACTERÍSTICA DO MOTOR

FORD BRASIL S.A.

ENSAIO ABNT - MB - 372 (LIQUIDA)

APLICAÇÃO CORCEL II	Nº DE CILINDROS 4
CILINDRADA 1.555 cm³	DIÂMETRO/CURSO 77.0/83.5 mm
TAXA DE COMPRESSÃO 8.0 : 1	COMBUSTÍVEL GAS. COMUM S/ALCOOL



DATA 10-JULHO-79

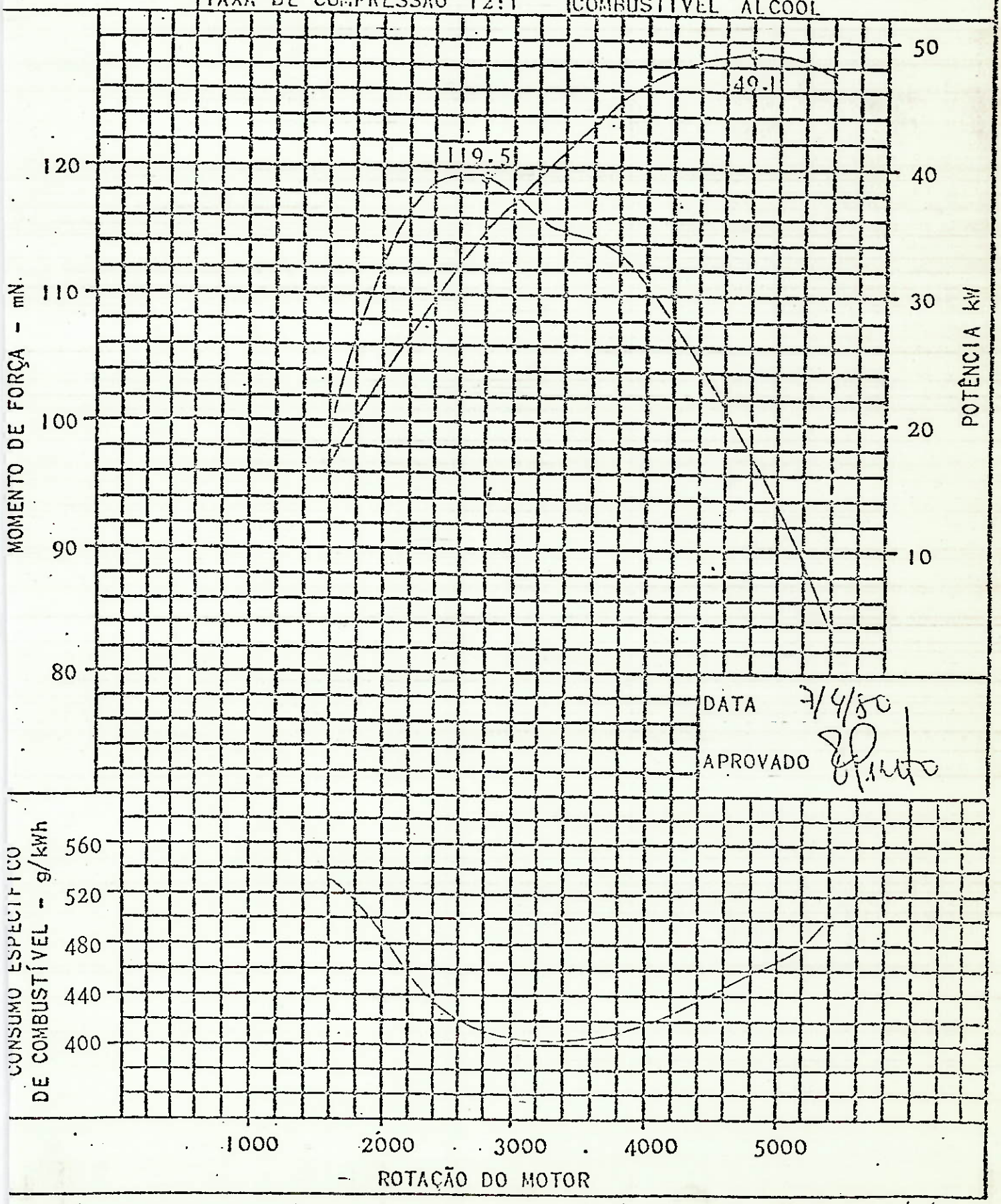
APROVADO

CURVA CARACTERÍSTICA DO MOTOR

FORD BRASIL S.A.

ENSAIO ABNT - MB - 372 (LIQUIDA)

APLICAÇÃO CORCEL II	Nº DE CILINDROS 4 (FORD)
CILINDRADA 1.555cm³	DIÂMETRO/CURSO 77.0/83.5mm
TAXA DE COMPRESSÃO 12:1	COMBUSTÍVEL ÁLCOOL

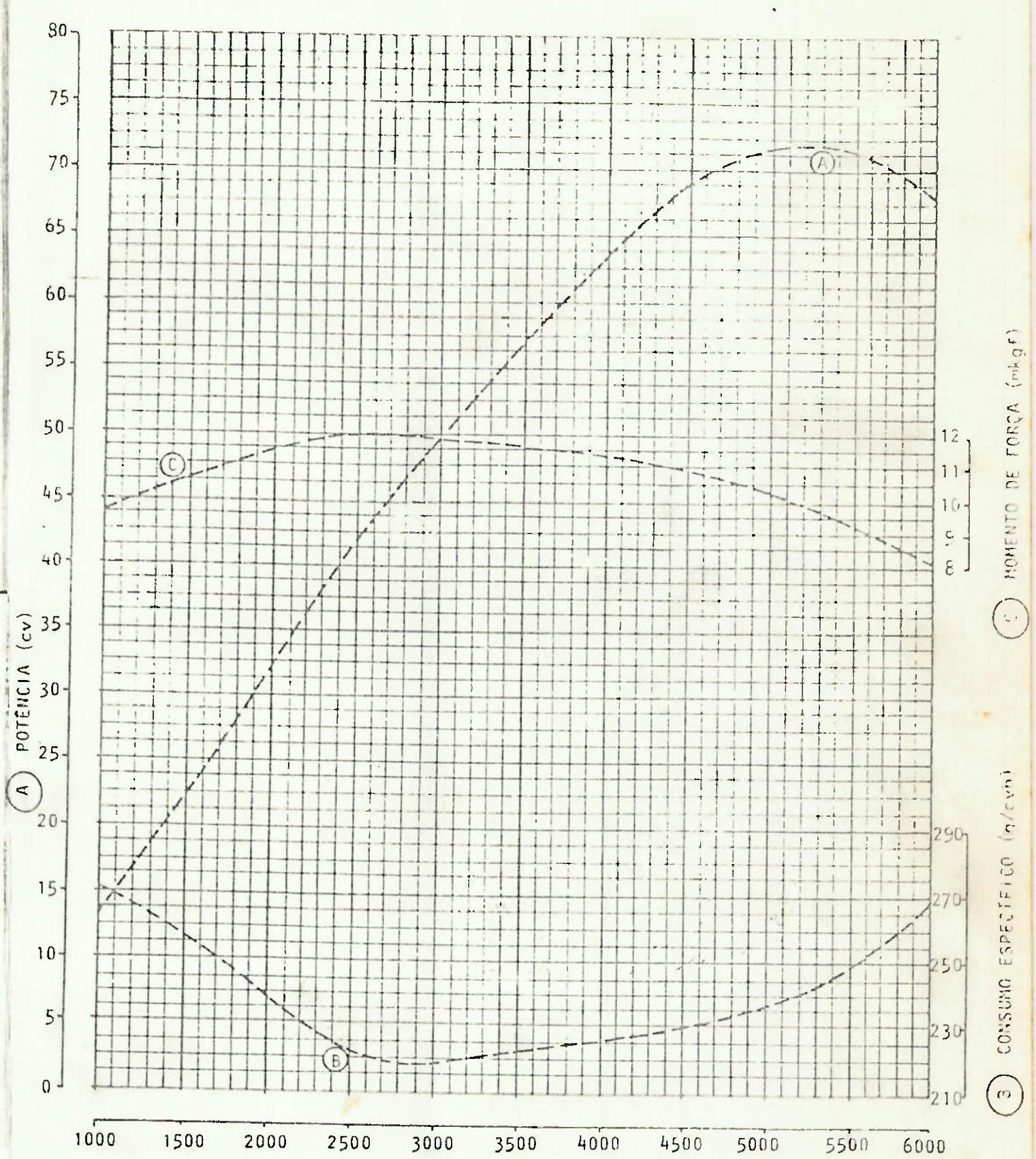


DATA 7/4/80

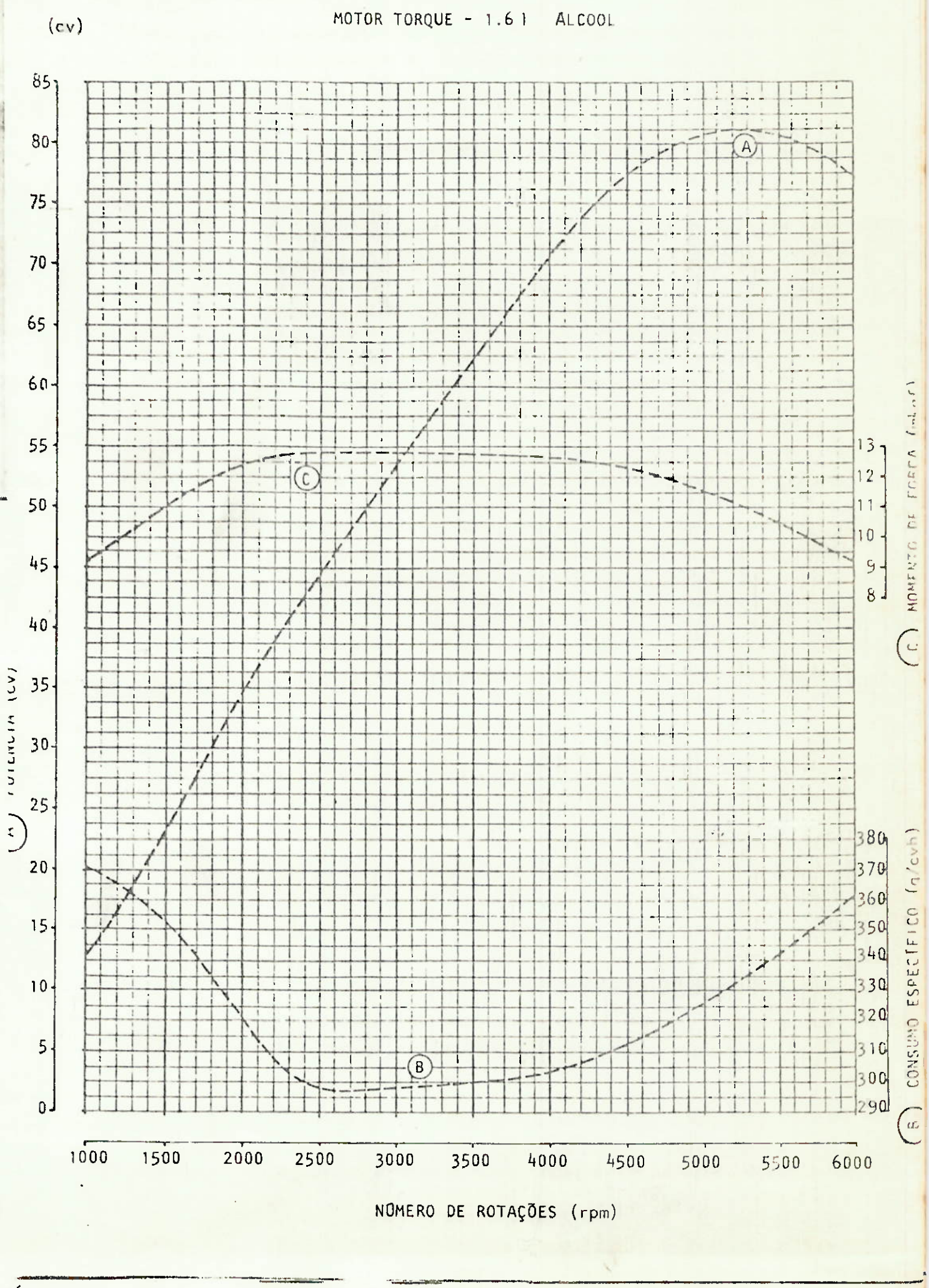
APROVADO

5. CURVAS CARACTERÍSTICAS DO MOTOR VW - PASSAT 1.6

MOTOR TORQUE - 1.8 I GASOLINA



Curva característica do motor



6. ARTIGO FORNECIDO PELA ENPRO

Enpro
ENGENHARIA DE PROJETOS
E MECÂNICA DE PRECISÃO

TURBO

A RESPOSTA PARA PROBLEMAS ATUAIS

1 - OS MOTORES TURBINADOS
2 - NO BRASIL
3 - O TURBOALIMENTADOR
4 - O TURBO A ÁLCOOL
5 - O QUE O TURBO FAZ ATÉ OS 3.000 RPM
6 - O MOTOR X TURBOALIMENTADOR
7 - O CONSUMO
8 - COMPOSIÇÃO
9 - GARANTIA

JA JOSÉ FRANÇA DIAS N.o 20 - FONES: 453-7915 - 453-9292 - B. SÃO JOSÉ - CEP 09500 - SÃO CAETANO DO SUL - S. PAULO

IBA.

Enpro
ENGENHARIA DE PROJETOS
E MECÂNICA DE PRECISÃO

1 - OS MOTORES TURBINADOS

Embora não se trate de uma opção alternativa, o motor turboalimentado, seja a gasolina, diesel ou álcool, é uma das coisas certas do futuro automóvel. O turboalimentador embora ainda desconhecido da maioria das pessoas é uma invenção bastante antiga: data de 1905 dos trabalhos do engenheiro suiço A. J. Buchi, com experiências práticas de laboratório entre 1911 e 1914. Sua aplicação veicular começou pelos aviões, com sua tradicional necessidades de manter a potência com aumento da altitude de vôo. Em 1962 as divisões Chevrolet e Oldsmobile, da General Motors, lançaram carros compactos dotados de motores pequenos. Catorze anos depois, começaram a aparecer novos turbos: Porsche Carrera, Saab 99, - Mercedes Diesel SD. O primeiro carro de grande produção com motor turbinado, porém, foi o Buick V6 - de 78. Para 1981, quase duas dúzias de automóveis são oferecidos com turbocompressores. Em sua forma básica, o turbo, é um aparelho que aproveita o fluxo e o calor dos gases de exaustão de um motor de combustão interna para introduzir mais oxigênio para dentro deste motor, aumentando a sua eficiência volumétrica. Os gases de exaustão contém energia normalmente dispersiçada, pois os mesmos são - expulsos para a atmosfera uma vez que estes deixam o motor. Aproveitar essa energia é então, aproveitar uma energia gratuita.

O turbo em si pode ser descritivamente dividido em três partes separadas: o conjunto central (eixo, - mancais radiais, mancal de encosto, carcaça central) o rotor da turbina e o rotor do compressor.

ISA.

empro
ENGENHARIA DE PROJETOS
E MECÂNICA DE PRECISÃO

O rotor da turbina é acionado pela passagem dos gases de exaustão do motor. Como ele está solidário ao mesmo eixo do rotor do compressor, este gira à mesma velocidade deste, captando ar ambiente e comprimindo-o para dentro dos cilindros.

2 - NO BRASIL

O uso de turbos em carros de linha, por enquanto, só existe nos Estados Unidos, na Alemanha e na Suécia (Saab). Os principais fabricantes de turbos-são: a Garrett Airesearch (Americana), a Holset (Americana, operando na Inglaterra), a KKK (Alemã) a Roto Master, a Rajay, a Schwitzer. A maior de - longe é a Garrett, cujos turbos estão sendo utilizados em aplicação especiais, no Brasil. A EMPRO, já tem projetos e Kits prontos para instalação de turbos em Fiat 1300, Passat 1500 e 1600, Chevette, Opala 4 e 6 cilindros, Puma GTS e GTE, Miura TS e 1600 e Corcel, a gasolina e a álcool. Os turbos utilizados da Garrett, são TO4 para motores Opala 4 e 6 cilindros e o menor T3.1 para os demais.
A instalação de um turbo rende grandes benefícios ao usuário, especialmente em termos de desempenho, economia e prestígio social. Um automóvel com motor turbocalimentado é sinônimo de automóvel caro, de alto desempenho, normalmente fabricados em pequenas séries, para clientes selecionados e exigentes.
O EMPRO TURBO foi desenvolvido para satisfazer a faixa de usuário que gosta de um motor de alto de-

RUA JOSÉ FRANÇA DIAS N.o 20 - FONES: 453-7915 - 453-9292 - B. SÃO JOSÉ - CEP 09500 - SÃO CAETANO DO SUL - S. PAULO

Enpro
ENGENHARIA DE PROJETOS
E MECÂNICA DE PRECISÃO

sempenho, sem prejuízo do seu conforto no que diz respeito a nível de ruído, dirigibilidade, partidas a frio e quente de seu veículo com motor "normal".
Muitos testes de engenharia foram feitos para se determinar a combinação ideal de motor/turbo/carburador/distribuidor, assim como a qualidade e a especialização dos materiais usados.
Um carro com ENPRO TURBO torna-se dos mais rápidos que se tem notícia no Brasil, para passageiros. Um carro cuja aceleração é ultrapassada por poucos, - mas muito poucos e caros carros esporte importados.
O aumento de potência é notado particularmente na faixa de 60 a 160 Km/h onde a potência adicional é necessária para ultrapassagens rápidas e seguras, e ao dirigir, o usuário sente a harmonia de conjunto, um sentido de segurança, uma docilidade e o desempenho dos grandes carros esporte importados.

3 - O TURBOALIMENTADOR

O turboalimentador é a peça mais delicada do conjunto. Seu regime de rotações atinge níveis fantasticos de 85.000 a 120.000 rpm. Para o bom funcionamento de todo o conjunto é necessária uma perfeita limpeza das tubulações de entrada de ar, de óleo, e de passagem dos gases de descarga. Qualquer material estranho deixado ou levado à tubulação de admissão penetrará no compressor ao ser dada partida no motor e consequentemente danificará o rotor do compressor. Uma sujeira na tubulação de entrada de óleo será conduzida para os mancais do turboalimen-

ENGENHARIA DE PROJETOS
E MECÂNICA DE PRECISÃO

tador e poderá causar danos consideráveis.
Como o turboalimentador não pode ser ajustado ou regulado, somente defeitos mecânicos ou acúmulo de sujeira podem prejudicar seu desempenho.
Especial atenção deve ser dada:
a) ao silencioso de saída dos gases de descarga.
b) troca de óleo do motor e do filtro de óleo(e cada troca de óleo).
c) troca do filtro de ar sempre que se fizer necessário.(constantemente)

4 - O TURBO A ÁLCOOL

Agora no Brasil o turboalimentador e o álcool se casam. São na realidade duas tecnologias novas em termos industriais.
No **Turbo** Enpro álcool foram feitas modificações adequadas para o uso deste combustível de baixo poder calorífico: o carburador agora é pressurizado (fica entre o turbo e o coletor de admissão), assim como a bomba de combustível que trabalha constantemente a uma pressão de 5,5 psi (libras por polegada quadrada) acima da pressão instantânea entregue pelo turbo (a manutenção de nível é garantida por válvulas unidirecionais). Um dos pontos interessantes do projeto com carburadores pressurizados e turbos é a eliminação da restrição da passagens de gases encontrada em todo motor Ciclo Otto normal (o ar é seguido pela ação da bomba de sucção dos pistões dentro dos cilindros através de restrição de válvulas, tubulações de admissão e no ventu

RUA JOSÉ FRANÇA DIAS N.o 20 - FONES:453-7915 - 453-9292 - B. SÃO JOSÉ - CEP 09500 - SÃO CAETANO DO SUL - S. PAULO

ri do carburador). No caso do turbo-álcool Enpro, a pressão é mantida equivalente a 700 mm de mercurio. O ar de admissão é entregue pelo próprio turbo a uma temperatura bastante alta (80ºC) mesmo em marcha lenta, praticamente desde o momento da partida, não importa a que temperatura. A temperatura considerada ótima para o ar de admissão, em motores a álcool, é de 85.5ºC. Por este motivo, neste projeto não há necessidade do clássico sistema de partida a frio.

5 - O QUE O TURBO FAZ ATÉ OS 3.000 RPM

A primeira resposta que vem à cabeça é: nada, já que ele não está pressurizando. Mas na verdade ele faz um serviço fora de série de homogenização de mistura. O turboalimentador é um grande misturador. Mesmo ainda sem pressurizar, ele sopra forte a mistura para centro dos cilindros, sem permitir sua desmogenização, apesar do caminho que a mistura percorre num motor turbinado ser mais longo do que num motor a aspiração natural.
Isto é verificado com facilidade em um motor de 6 cilindros em linha, a gasolina ou a álcool, retiram-se as Velas e verifica-se que as 3 e 4 estão ricas, as 1 e 6 pobres e as 2 e 5 ótimas. No motor turbinadotodas estão por igual por terem recebido exatamente a mesma quantidade e a mesma qualidade de mistura.

Enpro
ENGENHARIA DE PROJETOS E MECÂNICA DE PRECISÃO

6 - O MOTOR X TURBOALIMENTADOR

O motor não é alterado internamente.
O motor só é retirado no caso dos Opalas 4 e 6 cilindros e Puma GTB, por que o cárter não pode ser atingido sem a remoção do motor, para uma tomada de óleo, para a lubrificação da carcaça central da turbina.
Removendo-se o Kit turbo tem-se o motor original, standart, sem prejuízo algum, podendo o Kit turbo ser instalado noverente em outro motor igual.

7 - O COMBUSTÍVEL

O turboalimentador é usado mundialmente com dois grandes objetivos:

1. Motores menores fazendo trabalho de motores maiores e mais economicamente que estes. Exemplo típico é o uso do turbo no motor do Opala 4 cilindros para que este passe a ter o mesmo desempenho do Opala 6 cilindros 250S, com economia sobre o motor 250S standart.
A grande vantagem está em que o usuário coloca em uso o turbo de seu motor de 4 cilindros apenas quando requer potência adicional, ao passo que o usuário de 6 cilindros mesmo a 40 Km/h, no plano, sem carga ou acompanhante não pode desligar 2 cilindros para fazer economia.

ENGENHARIA DE PROJETOS
E MECÂNICA DE PRECISÃO

2. O segundo grande objetivo é a queima perfeita - da mistura, gerando gases mais limpos, diminuindo portanto, a poluição.
De uma maneira geral o cálculo para saber qual o - desempenho do motor turbinado (cilindrada equiva_- lente) é feito multiplicando-se a cilindrada por - 1.5, assim o motor de 2.5 litros passa a desempenhar como um motor de 3.8 litros, quando o turbo está - pressurizando, isto é, acima de 3.000 rpm.

5 - COMPOSIÇÃO

O Kit é composto em média de 120 ítens: basicamente, os principais são:

01. O turbocompressor como próprio nome sugere, é composto de uma turbina(que é montada no coletor de escapamento para receber os gases que a acionam); a qual é ligada por um eixo rígido ao compressor - (que é acionado, comprimindo a mistura para o cole tor de admissão);

02. Carburador Weber mini progressivo com calibra_ ção especifica para o turbo(em todos os modelos - exceto no Opala 6 cilindros);

03. Distribuidor com curvas de avanço modificadas;

04. Conforme o carro, recebe um coletor de admissão novo ou de um coletor de escape novo;

RUA JOSÉ FRANÇA DIAS N.o 20 - FONES: 453-7915 - 453-9292 - B. SÃO JOSÉ - CEP 09500 - SÃO CAETANO DO SUL - S. PAULO

05. Base aquecida para o carburador e circuito de água especial;

06. Filtro de ar e carcaça especiais para o turbo, exceto o Fiat que recebe filtro de ar do Fiat Europa;

07. O sistema de lubrificação de carcaça central - da turbina é feito com mangueira aeroquip. É feita também uma tomada para pressão de óleo do veículo (bulbo ou cebolinha) com tomada para vácuo-manômetro (a colocação do vácuo-manômetro é opcional);

08. Tomada de vácuo modificada para o servo-freio;

09. Linha de combustível modificada para a nova posição do carburador;

10. Liames e suporte no cabo de acelerador;

11. Cabo de acelerador e afogador são fabricados - conforme especificaçãooriginal, exceto pelo comprimento;

12. Modificação do servo-freio (Opala 4 e 6 cilindros e Puma GTB);

13. O filtro de óleo é substituido e colocado óleo novo no motor;

14. O cárter é modificado para retorno do óleo de lubrificação da turbina;

15. Instalação de bujão magnético no cárter;

16. Junta de cobre especial para o turbo;

17. Tomba de ligação do turbo ao coletor de escapa

RUA JOSÉ FRANÇA DIAS N.o 20 - FONES: 453-7915 - 453-9292 - B. SÃO JOSÉ - CEP 09500 - SÃO CAETANO DO SUL - S. PAULO

Enpro
ENGENHARIA DE PROJETOS E MECÂNICA DE PRECISÃO

mento em ferro fundido modular;

18. Cotovelo de saída dos gases da turbina em ferro modular;

19. Curvas, cotovelos, tubos e flanges especiais de ligação do compressor ao coletor de admissão em aluminio;

20. Mangueiras especiais resistentes à gasolina, óleo e temperatura, para junção dos tubos de admissão;

21. Sistema de escapamento e silenciosos novos;

22. Suportes tirantes da turbina;

23. E mais ítens de montagens como prisioneiros em aço especial, abraçadeiras em aço inox, juntas de carburador, de coletores, etc...

9 - GARANTIA

O ENPRO TURBO tem garantia de seis meses ou 6 mil quilometros, prevalecendo o que ocorrer primeiro.
É importante lembrar que é fácil para um "expert" determinar se houve falha de manutenção seja de troca do filtro de ar ou de óleo, do óleo do motor e outros abusos detrimentais ao adequado funcionamento do conjunto do motor-turboalimentado.
Após a instalação do ENPRO-TURBO leia e siga com atenção as recomendações do manual e não exite em consultar-nos ou ao nosso revendedor em sua cidade.

RUA JOSÉ FRANÇA DIAS N.o 20 - FONES: 453-7915 - 453-9292 - B. SÃO JOSÉ - CEP 09500 - SÃO CAETANO DO SUL - S. PAULO

enpro
ENGENHARIA DE PROJETOS
E MECÂNICA DE PRECISÃO

Acessórios que deverão ser periodicamente substituidos poderão ser adquiridos diretamente na ENPRO ou solicitados atráves de postos autorizados de - assistência técnica.

RUA JOSÉ FRANÇA DIAS N.o 20 - FONES: 453-7915 - 453-9292 - B. SÃO JOSÉ - CEP 09500 - SÃO CAETANO DO SUL - S. PAULO

BIBLIOGRAFIA

1 - TAYLOR, Charles Fayette. "Análise dos Motores de Combustão Interna", Editora Edgard Blücher . Volume I, 1971; e Volume II, 1976.

2 - "TURBOCHARGERS AND TURBOCHARGED ENGINES" - SP 442 - publicado pela "Society of Automotive Engineers (SAE)" em 1979.

3 - "TURBOCHARGING AND TURBOCHARGES" - SAE Papers read at the Conference held at I Mech EHQ on 18 - 20 April 1978 sponsored by the Combustion Engines Group of The Institution of Mechanical Engineers.
ISBN 0-85298-395-6

4 - Manual: "CRANE TURBOCHARGER" - 1975 - Edição Revisada.

5 - Catálogo: "O TURBOALIMENTADOR AIRESEARCH" da Garrett Equipamentos Ltda.

6 - SAE Paper 790207 de HERMANN HIERETH e GERT WITHALM.

GARRETT

N = COMPRESSOR SPEED - RPS

η_C = COMPRESSOR ADIABAT EFFICIENCY

P_{1C} = COMPRESSOR INLET AIR TOTAL PRESSURE - mm. Hg ABS

P_{2C} = COMPRESSOR DISCHARGE AIR TOTAL PRESSURE - mm. Hg ABS

T_{1C} = COMPRESSOR INLET AIR TOTAL TEMPERATURE - °K

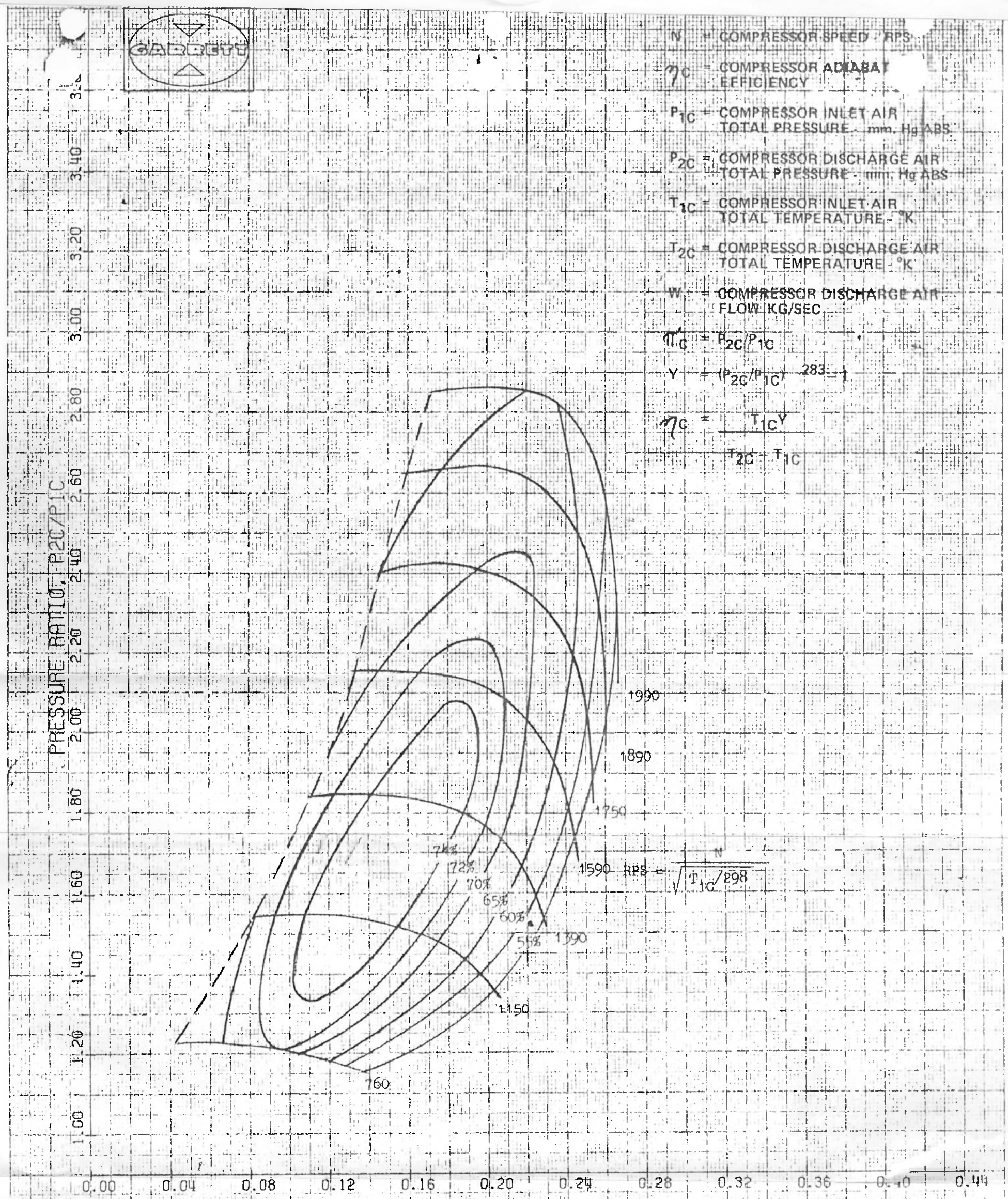
T_{2C} = COMPRESSOR DISCHARGE AIR TOTAL TEMPERATURE - °K

W = COMPRESSOR DISCHARGE AIR FLOW KG/SEC

$\pi_C = P_{2C}/P_{1C}$

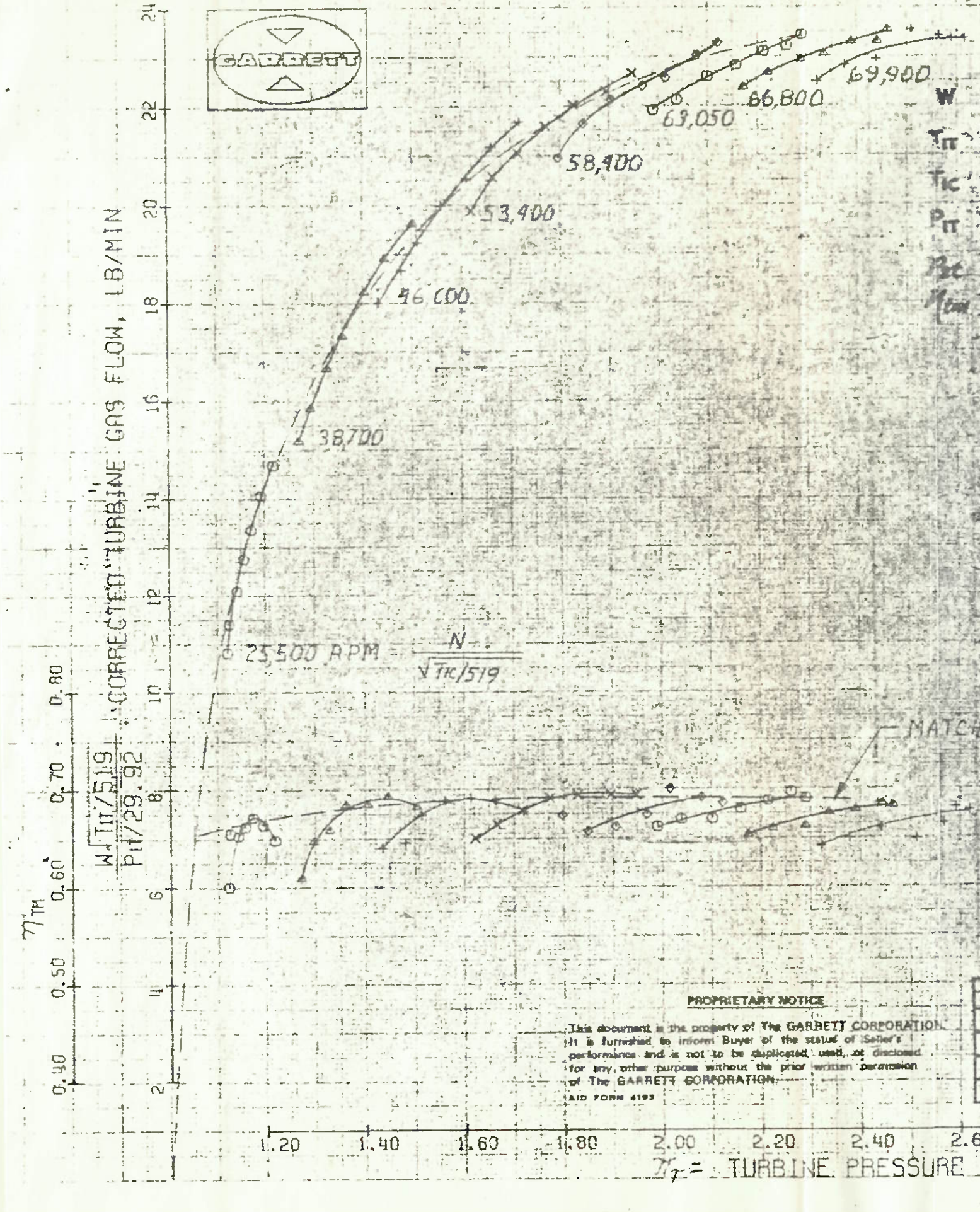
$Y = (P_{2C}/P_{1C})^{.283} - 1$

$$\eta_C = \frac{T_{1C} Y}{T_{2C} - T_{1C}}$$



$$\text{RPS} = \frac{N}{\sqrt{T_{1C}/298}}$$

$$\frac{W\sqrt{T_{1C}/298}}{P_{1C}/750}$$ CORRECTED AIR FLOW, KG/SEC



W Actual Gas Flow — lb/min

T_{IT} Turbine Inlet Total Temperature °R

T_{IC} Compressor Inlet Total Temperature °R

P_{IT} Turbine Inlet Total Pressure — In. HgA

P_{2C} Turbine Outlet Static Pressure — In. HgA

η_{TM} Turbine Adiabatic Efficiency Times Turbocharger Mechanical Efficiency

Tested on Combustion Stand at Steady State Conditions

$T_{IT} / T_{IC} = 3.1$

Oil Temp: 170° F - 176° F Oil Pressure: 40 PSI

Tested with Compressor: Y-3

Impeller O.D. 2.755 Chart: 01.2463.C

TURBINE TIP CLEARANCE = 0.017

WHEEL ASSY 407276-5

TURBINE HOUSING 407263-21

PROPRIETARY NOTICE

This document is the property of The GARRETT CORPORATION. It is furnished to inform Buyer of the status of Seller's performance and is not to be duplicated, used, or disclosed for any other purpose without the prior written permission of The GARRETT CORPORATION.

AID FORM 4193

CALCULATED BY	BM		TO4B-70A/R E1 TURBINE PERFORMANCE	02.12B0.C
TRACED BY	D.B	6-2-74		
CHECKED BY				
APPROVED BY			AIRESEARCH INDUSTRIAL DIVISION LOS ANGELES CALIFORNIA	
UNIT NO.				SHT 1 OF 2