

BC

FD-1360

LYDIA LOPES CORREIA DA SILVA

**SIMULAÇÃO DOS PROCESSOS TERMODINÂMICOS EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA
- CICLO DIESEL -**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da USP
para obtenção do título de Mestre em Engenharia

São Paulo, 1992

LYDIA LOPES CORREIA DA SILVA

Engenheira Mecânica, Escola Politécnica da USP, 1981

**SIMULAÇÃO DOS PROCESSOS TERMODINÂMICOS EM MOTORES
DE COMBUSTÃO INTERNA - CICLO DIESEL**

Dissertação apresentada ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Francisco Emílio Baccaro Nigro
Depto. de Engenharia Mecânica da EPUSP

São Paulo, 1992

Ao meu esposo Antonio, incentivo constante

Aos meus queridos filhos Claudia e Leonardo,
ambos nascidos durante o Programa de Mestrado,
tornando estimulante a conclusão deste em tempo hábil

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Francisco E. B. Nigro pela sempre presente
e segura orientação.

Aos colegas de trabalho do Agrupamento de Motores - IPT
pela colaboração na execução dos trabalhos experimentais.

Às fundações Krupp von Bohlen und Halbach e
Alexander von Humboldt pela concessão e administração
da bolsa de estudos durante curso de especialização
na Technische Universität Berlin.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram
para a realização deste trabalho.

**SIMULAÇÃO DO PROCESSO TERMODINÂMICO DE MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA - CICLO DIESEL**

RESUMO

Neste trabalho é apresentado o desenvolvimento de um modelo simulador dos processos termodinâmicos em motores de combustão interna, referentes ao ciclo Diesel.

Procurou-se desenvolver, a partir do modelo termodinâmico, um programa de computação simples e adequado para aplicações práticas e que, simultaneamente, tivesse a capacidade de prever o comportamento do motor e eficiência esperada, proporcionando uma racionalização de tempo e recursos investidos na pesquisa experimental.

Ao final é feita uma avaliação da adequação e precisão da simulação termodinâmica elaborada, através de uma efetiva confrontação de dados calculados com resultados experimentais.

**SIMULATION OF THE THERMODYNAMIC PROCESSES IN
DIESEL CYCLE INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

ABSTRACT

In this work is presented the development of a simulation model for the thermodynamic processes in Diesel cycle internal combustion engines.

Based on the thermodynamic model, one tried to develop a simple computer program that was able to predict the engine performance and its efficiency, so that economy of time and investments in experimental research could be gained.

Finally, an evaluation of the adequacy and precision of the thermodynamic simulation is made by confrontation of calculated data and experimental results.

ÍNDICE

	pág.
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO 2 - MODELAGEM DO PROCESSO DE COMBUSTÃO EM MOTORES - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1 - Classificação dos modelos de combustão.....	4
2.2 - Modelagem zero-dimensional do processo de combustão em motores.....	7
2.2.1 - Análise da evolução da combustão.....	7
2.2.2 - Breve histórico da modelagem zero-dimensional...	12
2.2.3 - Equacionamento semi-empírico de Vibe.....	15
2.2.4 - Aplicabilidade e limitações do modelo de Vibe.....	21
2.2.5 - Correlações derivadas do equacionamento de Vibe.....	24
CAPÍTULO 3 - SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CICLO DE TRABALHO DE MOTORES DIESEL.....	29
3.1 - Equacionamento geral do processo termodinâmico.....	29
3.2 - Cálculo das propriedades termodinâmicas.....	32
3.3 - Evolução da combustão.....	33
3.4 - Grandezas geométricas do motor.....	34
3.5 - Transferência de calor em motores.....	35
3.5.1 - Breve histórico.....	36
3.5.2 - Formulação de Woschni.....	37
3.5.3 - Transferência de calor durante a troca de gases.	41
3.5.4 - Transferência de calor por radiação.....	42

3.6 - Atraso de ignição.....	44
3.7 - Escoamento de gases - Admissão e Escapamento.....	45
3.8 - Solução numérica.....	46
CAPÍTULO 4 - ESTRUTURA DO PROGRAMA SIMULADOR	47
4.1 - Fluxograma do programa	47
4.2 - Dados de entrada	53
4.3 - Resultados do cálculo termodinâmico	56
CAPÍTULO 5 - AVALIAÇÃO DA ADEQUAÇÃO E PRECISÃO	
DO PROGRAMA SIMULADOR	58
5.1 - Ensaios de motor Diesel em banco dinamométrico.....	58
5.1.1 - Preparação do ensaio.....	59
5.1.2 - Procedimento do ensaio.....	63
5.1.3 - Apresentação dos resultados	65
5.2 - Ajustagem dos parâmetros de combustão.....	69
5.3 - Simulação termodinâmica.....	77
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92
APÊNDICE 1 - RELAÇÕES GEOMÉTRICAS.....	108
A.1.1 - Curvas de elevação das válvulas.....	108
A.1.2 - Áreas geométrica e efetiva de passagem	
através das válvulas	109
A.1.3 - Dutos de admissão e escapamento.....	112
APÊNDICE 2 - MÉTODO RUNGE KUTTA	113
A.2.1 - Equacionamento.....	113
A.2.2 - Algoritmo.....	115
APÊNDICE 3 - RESULTADOS DE ENSAIOS.....	117
A.3.1 - Folhas de ensaios.....	118
A.3.2 - Registros fotográficos.....	122
A.3.3 - Registros gráficos.....	133

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1 - Estrutura de modelos de combustão zero e quase-dimensionais.....	5
Figura 2 - Evolução da combustão; metanol aditivado.....	9
Figura 3 - Razão de liberação de calor; metanol aditivado...	9
Figura 4 - Pressão no cilindro e razão de liberação de calor; motor Diesel I.D.	10
Figura 5 - Razão de liberação de calor; motor Otto.....	11
Figura 6 - Pressão no cilindro e razão de liberação de calor; motor Diesel I.D.	11
Figura 7 - Razão de liberação de calor; modelagem triangular de Lyn	13
Figura 8 - Evolução da combustão; modelagem de Vibe	20
Figura 9 - Razão de liberação de calor; modelagem de Vibe..	21
Figura 10 - Evolução da combustão; comparação entre modelo de Vibe e resultados experimentais.....	22
Figura 11 - Esquema do processo de combustão em motores Diesel I.D.	23
Figura 12 - Representação da razão de liberação de calor por duas funções de Vibe	26
Figura 13 - Pressão no cilindro e razão de liberação de calor; comparação simulação - resultados experimentais.....	28

Figura 14	- Razão de liberação de calor; comparação modelo Vibe - resultados experimentais.....	28
Figura 15	- Notação usada no cálculo termodinâmico.....	31
Figura 16	- Geometria do motor.....	34
Figura 17a	- Fluxograma global do programa.....	50
Figura 17b	- Fluxograma global do programa (continuação)....	51
Figura 17c	- Fluxograma global do programa (continuação)....	52
Figura 18	- Curvas de desempenho a plena carga.....	67
Figura 19	- Curvas de isoconsumo específico.....	68
Figura 20	- Curva ajustada de liberação de calor; 100% de carga - 2100 rpm.....	71
Figura 21	- Esquema da função dupla de Vibe; 100% de carga - 2100 rpm.....	71
Figura 22	- Curva ajustada de liberação de calor; 100% de carga - 1100 rpm.....	72
Figura 23	- Esquema da função dupla de Vibe; 100% de carga - 1100 rpm.....	72
Figura 24	- Curva ajustada de liberação de calor; 25% de carga - 2100 rpm.....	73
Figura 25	- Esquema da função dupla de Vibe; 25% de carga - 2100 rpm.....	73
Figura 26	- Curva ajustada de liberação de calor; 25% de carga - 1100 rpm.....	74
Figura 27	- Esquema da função dupla de Vibe; 25% de carga - 1100 rpm.....	74
Figura 28	- Evolução da pressão no cilindro; 100% de carga - 2100 rpm.....	81
Figura 29	- Evolução da temperatura no cilindro; 100% de carga - 2100 rpm.....	81

Figura 30	- Evolução da pressão no cilindro; 100% de carga - 1100 rpm.....	82
Figura 31	- Evolução da temperatura no cilindro; 100% de carga - 1100 rpm.....	82
Figura 32	- Evolução da pressão no cilindro; 25% de carga - 2100 rpm.....	83
Figura 33	- Evolução da temperatura no cilindro; 25% de carga - 2100 rpm.....	83
Figura 34	- Evolução da pressão no cilindro; 25% de carga - 1100 rpm.....	84
Figura 35	- Evolução da temperatura no cilindro; 25% de carga - 1100 rpm.....	84
Figura A1.1	- Elevação, velocidade e aceleração das válvulas de admissão.....	108
Figura A1.2	- Geometria das válvulas.....	109
Figura A1.3	- Coeficiente de descarga das válvulas de admissão.....	111
Figura A1.4	- Coeficiente de descarga das válvulas de escapamento.....	111
Figura A2.1	- Fluxograma da subrotina RUKUT; método Runge-Kutta de 4ª ordem.....	116
Figura A3.1	- Ensaio de desempenho a 100% de carga.....	118
Figura A3.2	- Ensaio de desempenho a 75% de carga.....	119
Figura A3.3	- Ensaio de desempenho a 50% de carga.....	120
Figura A3.4	- Ensaio de desempenho a 25% de carga.....	121
Figuras A3.5 a A3.25	- Registros fotográficos.....	122
Figuras A3.26 a A3.40	- Curvas termodinâmicas.....	133
Figuras A3.41 a A3.55	- Diagramas Pressão x Volume.....	148

LISTA DE TABELAS

Tabela 1a - Planilha com os dados de entrada do programa SIMOT (1ª parte).....	54
Tabela 1b - Planilha com os dados de entrada do programa SIMOT (2ª parte).....	55
Tabela 2 - Resultados globais do programa SIMOT.....	57
Tabela 3 - Características técnicas do motor.....	59
Tabela 4 - Instrumentação utilizada.....	60
Tabela 5 - Análise do combustível.....	61
Tabela 6 - Desempenho a plena carga.....	66
Tabela 7 - Parâmetros de combustão ajustados.....	70
Tabela 8a - Dados de entrada do programa simulador.....	78
Tabela 8b - Dados de entrada do programa simulador(cont.)...	79
Tabela 9 - Dados simulados e experimentais; 100% de carga - 2100 rpm.....	85
Tabela 10 - Idem; 100% de carga - 1100 rpm.....	85
Tabela 11 - Idem; 25% de carga - 2100 rpm.....	86
Tabela 12 - Idem; 25% de carga - 1100 rpm.....	86

LISTA DE FOTOGRAFIAS

Foto 1 - Motor diesel instalado em bancada dinamométrica....	62
Foto 2 - Aspecto parcial da instrumentação utilizada.....	62
Foto 3 - Aspecto parcial da instrumentação utilizada.....	63

SIMBOLOGIA ADOTADA

Alfabeto latino

a	constante da equação de Vibe
A	seção de passagem através da válvula
A_p	área das paredes do cilindro
C_1, C_2	parâmetros empíricos da equação de Woschni
C_m	velocidade média do pistão
C_u	velocidade radial referente ao "swirl"
C	constante da equação de Woschni
c_1, c_2	parâmetros empíricos da equação de Watson
C_d	coeficiente de descarga através da válvula
C_e	consumo específico de combustível
C_p	calor específico a pressão constante
C_v	calor específico a volume constante
D	diâmetro do cilindro
D_v	diâmetro interno da válvula
GE	grau de enegrecimento do elemento filtrante (índice de fumaça do motor)
h	entalpia específica
h_v	elevação instantânea da válvula
k	fator de proporcionalidade (genérico)
l	comprimento da biela (centro a centro)
m	massa
m	fator de forma da equação de Vibe
M	momento de força efetivo (torque)
n	rotações por minuto do virabrequim
n	fator de proporcionalidade (genérico)

N	número de moles
Nu	número de Nusselt
p _{mi}	pressão média indicada
P	pressão
P _e	potência efetiva do motor
Pr	número de Prandtl
PMI	ponto morto inferior
PMS	ponto morto superior
Q _B	energia liberada pelo combustível
Q _p	calor trocado pelas paredes do cilindro
r	raio de circunferência descrita pela articulação biela-eixo de manivela
r _c	razão de compressão do motor
R	constante universal dos gases perfeitos
Re	número de Reynolds
S	curso do pistão
t	tempo
T	temperatura absoluta
u	energia interna específica
U	energia interna total
V _C	volume instantâneo de gás no cilindro
V _{cc}	volume da câmara de combustão
V _S	volume total deslocado pelo pistão - cilindrada
w	velocidade da reação química/razão de liberação de calor
W	trabalho indicado
x	fração relativa de combustível queimado (em massa)/energia específica liberada pelo combustível

Alfabeto grego

α_c	coeficiente de transferência de calor por convecção
β	fator de proporcionalidade da equação de Watson
γ	ângulo de assentamento da válvula
ϕ	ângulo de virabrequim
λ	relação ar/combustível
η_u	rendimento de conversão de energia
ρ	razão relativa de geração de partículas ativas

Índices

0	condição inicial
1	condição de referência
a	partículas ativas (reação em cadeia)
A	admissão
B	combustível
c	combustão
C	cilindro
E	escapamento
p	paredes do cilindro
R	valor reduzido

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna têm sido ultimamente objeto de intensa atividade de pesquisa e desenvolvimento no sentido de se otimizar seus parâmetros construtivos e operacionais, visando melhor desempenho, dentro das exigências de economia de combustível e regulamentações cada vez mais restritivas sobre emissões de poluentes.

Impõe-se como requisito fundamental para o sucesso desta atividade de pesquisa, uma maior compreensão do fenômeno da combustão em motores. Tal processo de combustão é extremamente complexo, envolvendo a cinética de inúmeras reações químicas de diversos compostos orgânicos, conhecimento de escoamento viscoso, tridimensional com efeitos de compressibilidade e turbulência, mistura do combustível com a carga de ar admitida, propagação de chama e processos de troca de calor, devendo-se considerar a grande variedade de formas de câmara de combustão; tudo sob condições de não uniformidade espacial e variável no tempo.

Uma ferramenta-chave neste estudo, e que está assumindo uma importância cada vez maior, é a modelagem matemática da combustão em motores. Além de possibilitar um maior conhecimento dos fenômenos e processos citados, o emprego de modelos simuladores no trabalho de otimização e desenvolvimento de motores proporciona uma racionalização de tempo e recursos investidos, uma vez que uma

prévia avaliação (através da simulação) da influência dos parâmetros construtivos nas variáveis de operação do motor permite direcionar a pesquisa experimental.

O enfoque central do presente trabalho é a apresentação da elaboração e desenvolvimento de um modelo simulador do processo termodinâmico do ciclo Diesel de trabalho de motores de combustão interna.

A finalidade principal da simulação termodinâmica em motores de combustão interna é permitir um cálculo prévio do comportamento do motor e da sua eficiência esperada. Deste modo, procurou-se desenvolver, a partir do modelo termodinâmico, um programa de computação simples e adequado para aplicações práticas e que, simultaneamente, tivesse a capacidade de descrever os parâmetros termodinâmicos essenciais na determinação da evolução do processo de combustão.

Um segundo objetivo da pesquisa, complementar ao desenvolvimento da simulação termodinâmica, é a avaliação da adequação e precisão do programa simulador, através de uma efetiva confrontação de dados calculados com resultados experimentais.

Visando um pleno desenvolvimento da pesquisa de dissertação de mestrado proposta, foram consideradas as seguintes etapas de trabalho:

No capítulo 2 é feito um levantamento bibliográfico sobre a modelagem termodinâmica de motores de combustão interna, com o objetivo de situar o modelo desenvolvido no contexto da literatura existente.

O equacionamento geral do processo termodinâmico do motor, assim como as considerações acerca dos fenômenos específicos, que incluem o processo de combustão com duração finita, a

transferência de calor instantânea entre a mistura combustível e as paredes do cilindro, o atraso de ignição, os efeitos de variação das propriedades termodinâmicas do gás combustível e o escoamento de gases - fases de admissão e escapamento - , são descritos no capítulo 3.

A estrutura do programa simulador elaborado é apresentada no capítulo 4, com a descrição do fluxograma do programa principal e subprogramas (subrotinas e funções referentes aos processos específicos que ocorrem durante um ciclo de trabalho do motor); o arranjo dos dados de entrada e dos resultados do cálculo termodinâmico, sob forma de planilhas e gráficos, pode ser visualizado também neste capítulo.

Os resultados dos ensaios dinamométricos, assim como da análise comparativa entre dados experimentais e cálculos provenientes de simulação para o motor Diesel estudado, são mostrados e comentados no capítulo 5.

As conclusões e observações finais encontram-se no capítulo 6.

CAPÍTULO 2

MODELAGEM DO PROCESSO DE COMBUSTÃO EM MOTORES

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - CLASSIFICAÇÃO DOS MODELOS DE COMBUSTÃO

Dentre as várias classificações de modelos de combustão citadas na literatura [1-7], aquela que tem maior aceitação, sendo utilizada por muitos autores, é a classificação proposta por Bracco que divide os modelos de combustão em 3 categorias: modelos zero-dimensionais, quase-dimensionais e multi-dimensionais [8].

Os modelos zero-dimensionais e os quase-dimensionais, também chamados fenomenológicos, são construídos admitindo-se que processos independentes ocorrem durante um ciclo de trabalho do motor, como por exemplo: injeção de combustível, mistura ar-combustível, combustão, transferência de calor, escoamento de gases. Ou seja, estes modelos são agregados de sub-modelos, nos quais são empregadas equações simplificadas ou relações empíricas. A figura 1, retirada de um trabalho de Novak e Blumberg [9], ilustra um exemplo desta categoria de modelos.

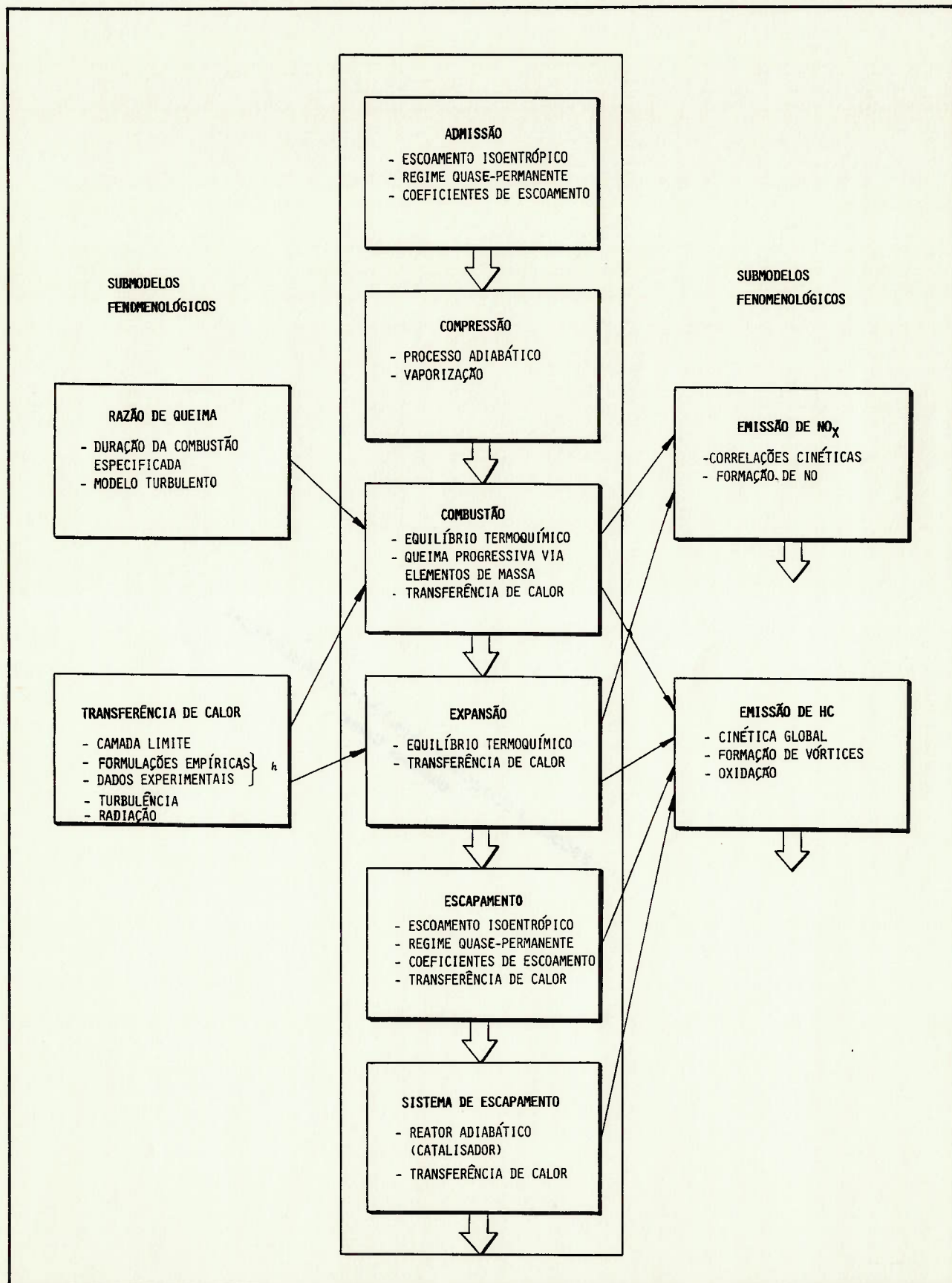


Figura 1 - Estrutura de modelos de combustão zero e quase-dimensionais.

A modelagem zero-dimensional, tendo o tempo como única variável-independente, usualmente se refere a uma análise termodinâmica do ciclo de trabalho do motor, na qual a evolução do processo de combustão é especificada como um dado de entrada ou uma simples correlação empírica. As referências [10-12] fornecem alguns exemplos de modelagem zero-dimensional.

Nos modelos quase-dimensionais utiliza-se adicionalmente um submodelo de combustão turbulenta, com o objetivo de se prever o atraso de inflamação e a evolução da combustão, representados em função dos parâmetros de operação e de projeto do motor. Neste tipo de modelo, os gases no interior do cilindro são subdivididos em duas zonas: dos gases queimados (produtos da combustão) e dos gases ainda não queimados, além de ser considerada a velocidade de propagação da frente de chama no interior da câmara de combustão. Devido a estas características, os modelos quase-dimensionais são muito empregados no estudo de emissões, por exemplo: formação de NO_x , HC não queimados e particulados [13-19].

Os modelos multi-dimensionais são baseados na solução numérica de sistemas de equações diferenciais parciais, que representam o balanço mássico, energético (energia térmica e energia de turbulência) e de quantidade de movimento para a mistura ar-combustível no cilindro do motor, além da conservação das espécies químicas envolvidas. Com a escolha adequada das condições de contorno, estes modelos fornecem ambas soluções (espacial e temporal) das variáveis de interesse.

Em princípio, os modelos multi-dimensionais têm a capacidade de predizer em detalhes o escoamento do fluido dentro do cilindro e a razão da propagação e forma geométrica da frente de chama. Tais modelos, entretanto, requerem um grande tempo computacional

para a simulação de todo o ciclo de trabalho, resultante da complexidade de sua formulação. Modelagem multidimensional do escoamento de fluido no cilindro é exemplificada nas pesquisas de Gosman et al. [20-22], Reynolds [23], entre outros [24-28]; já nos trabalhos de Bracco et al. [29-31] os objetivos de estudo são o jato de combustível e a combustão turbulenta.

Como o objetivo do programa simulador apresentado neste trabalho é o estudo da relação entre os parâmetros de projeto do motor e suas variáveis de operação, sendo que o detalhamento do processo de combustão não é fator dominante no problema, optou-se pela modelagem zero-dimensional, que fornece as informações suficientes, com tempo computacional sensivelmente menor do que o requerido para os modelos multidimensionais. Adicionalmente, considerou-se o fato de modelos multidimensionais apresentarem a necessidade de um grande número de dados confiáveis, assim como de sofisticados ensaios experimentais para a validação do modelo.

2.2 - MODELAGEM ZERO-DIMENSIONAL DO PROCESSO DE COMBUSTÃO EM MOTORES

2.2.1 - Análise da Evolução da Combustão

Através da análise termodinâmica do ciclo de trabalho de motores de combustão interna é possível calcular, a partir da curva de pressão de combustão medida em função da posição angular do virabrequim, a fração mássica de combustível queimado - ou "evolução da combustão" - e sua 1ª derivada : a razão de queima de combustível, que se relaciona com a correspondente razão de liberação de energia ou "razão de liberação de calor" (denominação

usual na literatura), através do poder calorífico do combustível e baseado na hipótese de equilíbrio termodinâmico e químico durante todo o processo de combustão.

O procedimento normalmente utilizado consiste de um sistema de aquisição e processamento de sinais da pressão de combustão. As referências [32-40] fornecem detalhes de diversas opções de montagem deste sistema.

Encontramos na literatura diversos exemplos de aplicação de tais cálculos termodinâmicos, comumente denominados por modelos diagnósticos ou analíticos.

Numa pesquisa realizada em 1984 no IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas, foram obtidas curvas de evolução da combustão e de razão de liberação de calor em função do ângulo de virabrequim - $Q_B \times \phi$ e $dQ_B/d\phi \times \phi$, respectivamente - para diversas condições de operação, com a finalidade de se estudar o efeito da adição de promovedores de ignição na combustão do metanol em motores Diesel de injeção direta (I.D.); ver figuras 2 e 3 [41].

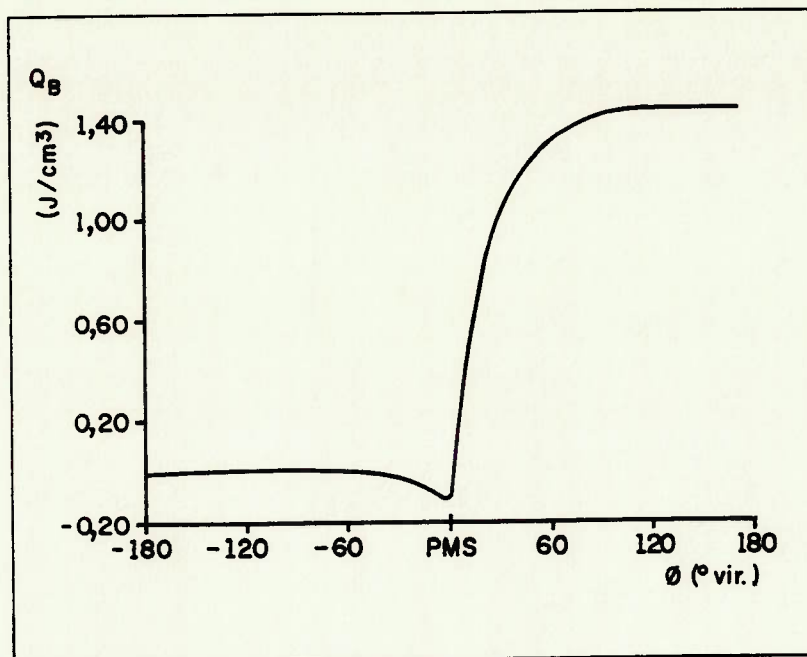


Figura 2 - Evolução da combustão;
 combustível: metanol + 4,5% DNTEG (aditivo);
 condição de operação: plena carga a 2000 rpm.

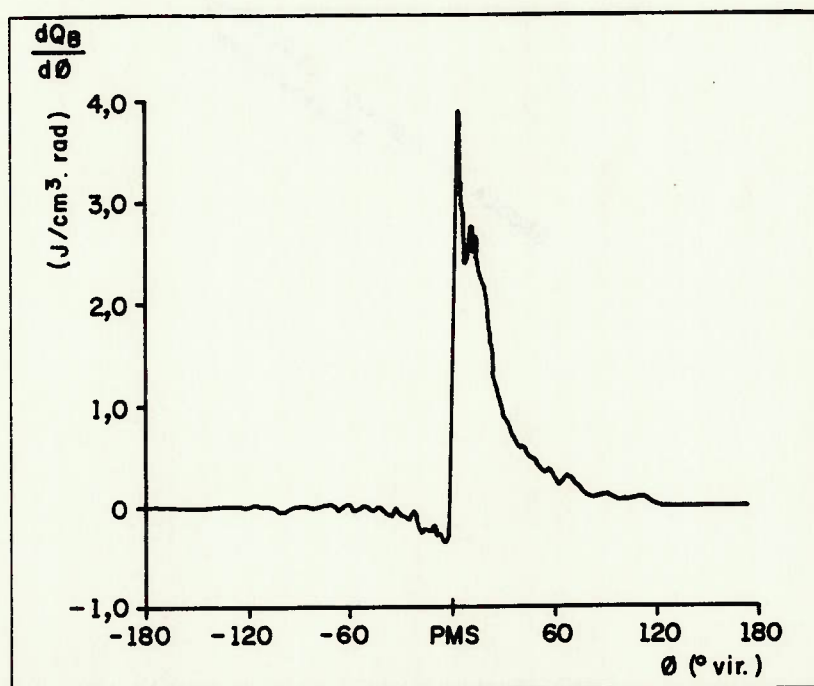


Figura 3 - Razão de liberação de calor;
 combustível: metanol + 4,5% DNTEG (aditivo);
 condição de operação: plena carga a 2000 rpm.

Em diversos trabalhos [42-46] encontramos a análise da razão de liberação de calor sendo empregada como uma ferramenta fundamental no estudo da influência do turbilhonamento ("swirl") na câmara de combustão e dos parâmetros de injeção de combustível no desempenho de motores Diesel; a figura 4 [42] ilustra um exemplo destes estudos. No trabalho de Gatowski et al. [47], análise semelhante foi feita para motores Otto, ver figura 5.

O estudo de Cartellieri e Herzog [48], entre outros [49-52], sobre a influência da geometria e turbulência na câmara de combustão no desempenho e emissões de poluentes de motores Diesel, baseou-se também na análise da razão de liberação de calor; figura 6 [48].

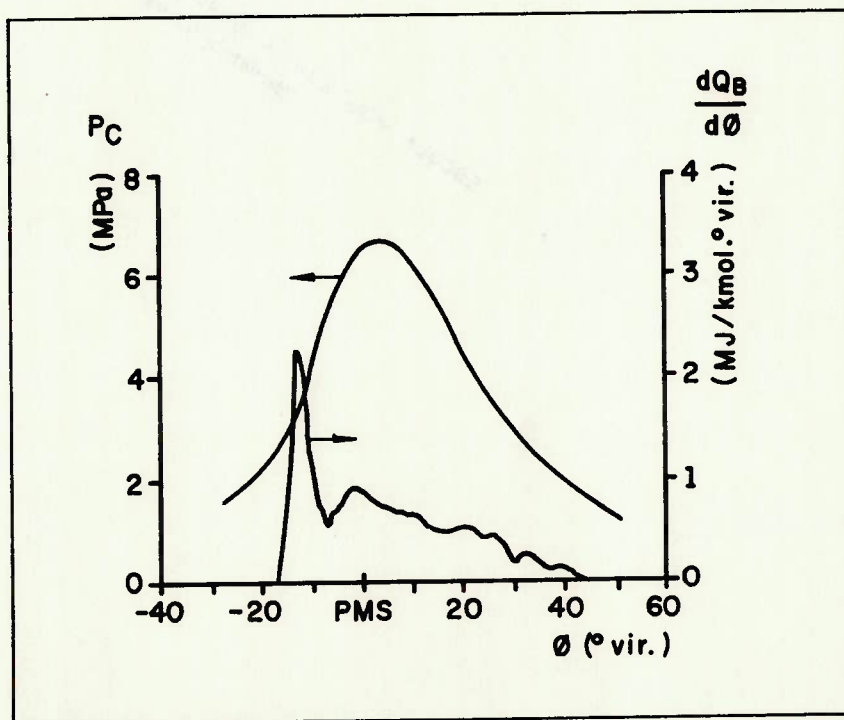


Figura 4 - Pressão no cilindro e razão de liberação de calor; motor Diesel I.D. com câmara turbulenta.

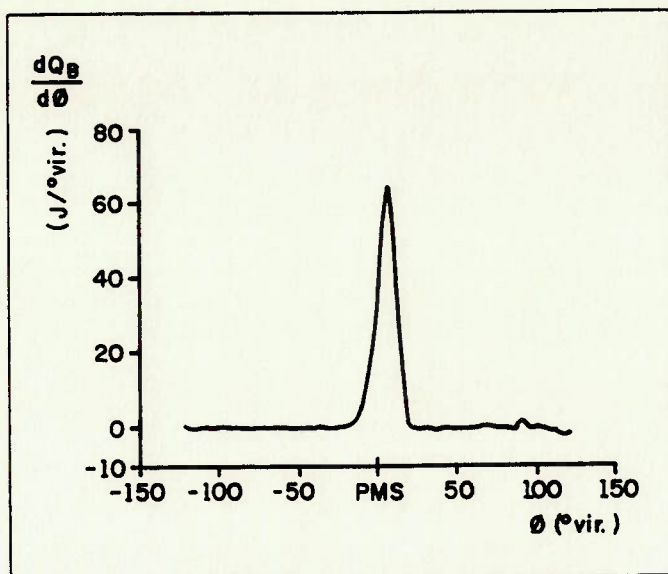


Figura 5 - Razão de liberação de calor;
motor Otto monocilindro.

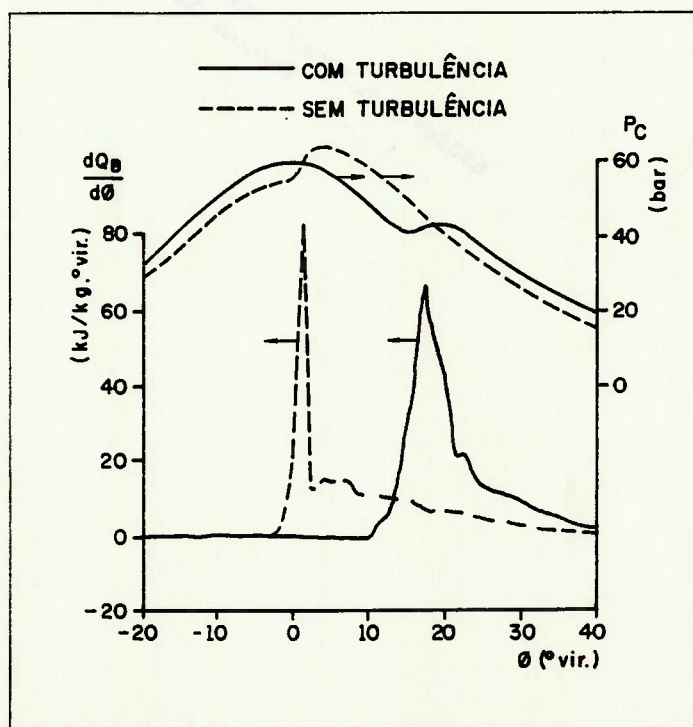


Figura 6 - Pressão no cilindro e razão de liberação de calor;
motor Diesel I.D.

Adicionalmente, podemos citar vários trabalhos que ilustram a aplicação da análise da razão de liberação de calor no estudo de

motores adiabáticos [53-55], de sistemas de ignição [45,56] e na utilização de combustíveis alternativos [57-59].

Entretanto, quando se trata do projeto do motor e da conseqüente análise da influência dos parâmetros construtivos nas variáveis de operação, seria interessante a previsão do comportamento da pressão de combustão a partir da curva de liberação de calor. Devido à complexidade do próprio processo de combustão, não há equações teóricas simplificadas que descrevam a evolução da combustão no tempo.

Visando solucionar esse problema, vários trabalhos publicados propõe modelos preditivos, correlações empíricas para a evolução da combustão, aproximando resultados experimentais.

2.2.2 - Breve Histórico da Modelagem Zero-Dimensional

Um dos precursores na análise da combustão em motores Diesel foi K. Neumann, que em 1936 propôs um modelo baseado na teoria da cinética química da combustão, admitindo o mecanismo de reações bimoleculares. O equacionamento geral deste mecanismo de combustão admite por hipótese reações estequiométricas, desprezando os fenômenos de dissociação, reações concorrentes e a formação de produtos intermediários, ignorando portanto as reações em cadeia [60].

Cientistas como Semenov [61], Frank-Kamenetskii, Lewis e Von Elbe [62] entre outros, puderam, como conseqüência de suas experiências e investigações, acerca da cinética de reações de alta velocidade, formular teorias muito profundas a respeito dos fenômenos da combustão, afirmando em seus trabalhos ser a combustão de hidrocarbonetos uma típica reação em cadeia, sendo

esse o mecanismo que melhor representa a combustão em motores. O mecanismo de reações em cadeia foi discutido detalhadamente também nos trabalhos de Strehlow [63] e Williams [64]. Bradley [65] fez considerações inclusive sobre a importância do fenômeno de dissociação, durante a combustão, no equacionamento da liberação de calor em motores.

Já com o advento do cálculo computacional, na década de 60, o primeiro passo na modelagem da razão de liberação de calor foi dado por Lyn [66,67], com suas pesquisas em motores Diesel de injeção direta. Lyn determinou, a partir da curva de injeção do combustível a razão de liberação de calor, modelando esta última numa forma triangular. Uma aplicação deste modelo pode ser encontrada no trabalho de Zinner [68], que estuda a influência da evolução da combustão no rendimento de motores Diesel. Zinner empregou o modelo da razão de liberação de calor na forma triangular simples e na forma de dois triângulos compostos, onde as dimensões destes triângulos (início e duração da combustão; posição e valor do pico) variam combinadamente; ver figura 7.

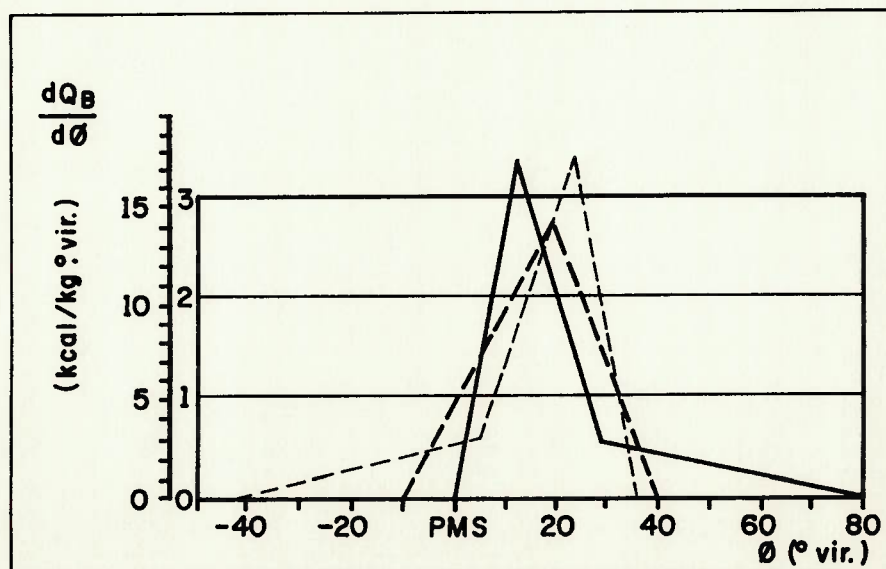


Figura 7 - Razão de liberação de calor;
modelagem triangular de LYN.

Mais recentemente, no trabalho de Mathur et al. [69] encontramos o mesmo princípio de estimativa de razão de liberação de calor a partir da curva de injeção de combustível.

Krieger e Borman publicaram em 1966 um trabalho, onde apresentam em detalhes uma modelagem termodinâmica de liberação de calor, partindo do diagrama P x V medido em várias condições de operação, para motores Otto (modelagem da combustão em duas zonas: mistura ar-combustível não queimada e gases queimados) e para motores Diesel (distribuição uniforme de gases no cilindro) [70]. Nestes modelos são feitos equacionamentos semi-empíricos, envolvendo a análise termodinâmica do sistema, os fenômenos de transferência de calor convectiva, as perdas de gases por vazamento durante o tempo de compressão e a dissociação dos gases queimados, além da consideração de alguns parâmetros que devem ser estimados.

Já na década de 70, outros autores ampliaram o modelo de Krieger e Borman, acrescentando cálculos que levam em conta a geometria da frente de chama e velocidade turbulenta de queima (Lancaster et al. [71]) e incluindo os efeitos da geometria da câmara de combustão (Mattavi et al. [72]). Neste caso, a modelagem para motores Otto pode ser considerada quasi-dimensional, já que considera a propagação da frente de chama na câmara de combustão.

Encontramos na literatura alguns outros exemplos de estudos que empregam o modelo de Krieger e Borman [40,44,47,73].

Já autores como Lavoie et al. [74] utilizaram em sua modelagem termodinâmica do ciclo de trabalho de motores, a lei de combustão do cosseno, também citado em [1], descrita simplesmente na forma:

$$x(\phi) = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \pi \cdot \left(\frac{\phi - \phi_0}{\Delta \phi_c} \right) \right] \quad (1),$$

onde:

$x(\phi)$ é a fração de massa queimada até o instante correspondente ao ângulo de virabrequim ϕ ;

ϕ_0 é o ângulo de início da combustão e

$\Delta\phi_c$ é a duração da combustão.

No início da década de 70, o pesquisador russo Vibe propôs uma equação semi-empírica que descreve a evolução da combustão em motores [75]. Pelo fato deste modelo e suas correlações derivadas serem muito empregados até hoje, sendo inclusive o modelo de evolução da combustão adotado no programa simulador elaborado, uma apresentação mais detalhada do seu equacionamento é feita a seguir.

2.2.3 - Equacionamento Semi-Empírico de Vibe

Os mecanismos e velocidades de transformações químicas são objetos de pesquisa da Cinética Química. Porém as equações da cinética clássica descrevem somente reações químicas simples em sistemas homogêneos, com propriedades constantes.

Como já foi mencionado, as transformações químicas que têm lugar no cilindro do motor não podem ser representadas por reações simples, já que a combustão de hidrocarbonetos se realiza por reações em cadeia.

Vibe utilizou noções básicas da teoria de reações em cadeia para deduzir uma equação simplificada que descrevesse a velocidade dessas reações químicas.

Diversos autores, entre os quais Semenov, estabeleceram que o caráter das transformações químicas em cadeia é determinado através de produtos ativos intermediários, que se formam no

desenvolver da reação, ou seja, para acontecer a combustão dos reagentes percorre-se uma rota que envolve as partículas ativas. Estes são partes de moléculas quimicamente insaturadas (átomos livres ou radicais) que reagem com moléculas dos reagentes e conseqüentemente, fazem parte dos componentes da reação em cadeia.

Partindo deste modelo, Vibe propôs a seguinte proporcionalidade entre a razão de decréscimo de moles dos reagentes e a razão de acréscimo molar de partículas ativas, num dado intervalo de tempo:

$$-\frac{dN}{dt} = n \cdot \frac{dN_a}{dt} \quad (2),$$

onde n é o fator de proporcionalidade.

É definida a razão relativa de geração de partículas ativas ρ , num determinado instante, como sendo:

$$\rho = \frac{\frac{dN_a}{dt}}{N} \quad (3);$$

substituindo (3) em (2) e separando as variáveis, temos:

$$\frac{dN}{N} = -n \cdot \rho \cdot dt \quad (4).$$

Integrando a equação (4) e levando em consideração as condições iniciais ($t=0 \rightarrow N=N_0$), vem:

$$N = N_0 \cdot e^{-\int_0^t n \rho dt} \quad (5).$$

Sendo x a fração relativa do reagente que já tomou parte da reação, no caso de combustão, a fração relativa de combustível que já queimou, vem:

$$1-x = \frac{N}{N_0} \quad (6).$$

Das equações (5) e (6) conclui-se que:

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n \rho dt} \quad (7)$$

e a velocidade da reação química toma a seguinte forma:

$$w = \frac{dx}{dt} = n \cdot \rho \cdot e^{-\int_0^t n \rho dt} \quad (8).$$

Devido à sua validade genérica, já que em sua dedução não foi considerado nenhum tipo de hipótese a respeito das propriedades e características do sistema, a equação (7) pode ser aplicada na dedução de uma equação que represente a evolução da combustão em motores.

Analisando a equação (7), as seguintes observações devem ser consideradas:

a) o valor de n pode ser tomado como constante, uma vez que a variação dos mecanismos de reação é pouco provável (atraso de inflamação não é considerado dentro do período de combustão) e mesmo que, através de processos de combustão complexos, n seja variável, esta variação pode ser considerada desprezível quando comparada com a variação de ρ ;

b) a determinação da função $\rho(t)$ depende do conhecimento de inúmeros fatores físico-químicos, também variáveis no tempo.

O método de solução sugerido por Vibe, admite uma função $\rho(t)$, a mais simples possível, e verifica a validade desta função através da confrontação do modelo com resultados experimentais (cálculo da evolução da combustão a partir da curva de pressão).

As seguintes considerações foram tecidas por Vibe acerca da função $\rho(t)$ procurada:

i) no instante $t=0 \rightarrow x=0$, isto é, ainda não houve queima de combustível; admite-se que não ocorram (ou que sejam desprezíveis) reações de pré-queima;

ii) a função $\rho(t)$ varia continuamente no intervalo $0 \leq t \leq t_c$, onde t_c é o instante de término da combustão;

iii) a função

$$f(t) = \int_0^t \rho dt \quad (9)$$

é monotonicamente crescente no intervalo $0 \leq x \leq 1$;

iv) quando $t \rightarrow t_c \Rightarrow \lim x(t) \rightarrow 1$;

v) no instante $t=0 \rightarrow w = n \cdot \rho_0 = w_0$; considerando que w_0 deve ser pequeno, admite-se que $\rho_0 = \rho(0)$ assuma pequenos valores;

vi) no instante $t \rightarrow t_c \Rightarrow w \rightarrow 0$, sendo o término da combustão.

Baseado em suas investigações, Vibe propôs a seguinte função:

$$\rho = k \cdot t^m \quad (10),$$

onde: m =característica da variação da razão relativa de geração de partículas ativas, denominado por Vibe "parâmetro da combustão";

k =fator de proporcionalidade.

Deve-se observar que na equação (10) o parâmetro é modelado como sendo função de apenas uma variável (o tempo), sendo que os termos m e k são considerados constantes em relação ao tempo (ou ângulo de virabrequim), quando na verdade ambos os parâmetros podem ser significativamente afetados por efeitos de turbulência e distribuição da mistura ar-combustível, por exemplo. Ensaio realizados por Mueller et al. [79] indicam que, de fato, m é função do ângulo de virabrequim, embora possa ser considerado constante numa primeira aproximação; sendo esta a hipótese admitida neste trabalho.

Substituindo (10) em (7) e fazendo as operações necessárias, vem:

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n.k.t^m dt} = 1 - e^{-\frac{n.k}{m+1}.t^{m+1}} \quad (11)$$

ou na forma específica, sendo t_c a duração da combustão e x_c a fração total de combustível queimado:

$$x = 1 - e^{\ln(1-x_c) \cdot \left[\frac{t}{t_c}\right]^{(m+1)}} \quad (12);$$

admitindo a constante $a = \ln(1-x_c)$ (13),

tem-se a forma final da equação:

$$x(t) = 1 - e^{a \cdot \left[\frac{t}{t_c}\right]^{(m+1)}} \quad (14).$$

Sendo $w(t) = \frac{dx(t)}{dt}$ a velocidade de reação química, vem:

$$w \equiv \frac{dx}{dt} = -a(m+1) \cdot \left[\frac{t}{t_c}\right]^m \cdot e^{a \left[\frac{t}{t_c}\right]^{m+1}} \quad (15).$$

Na literatura, considera-se razoável uma eficiência de conversão total do combustível em energia de $\eta_u = 99,9\%$; sendo assim, a constante a das equações (13), (14) e (15) assume o valor:

$$x_c = 0,999 \longrightarrow a = -6,908.$$

Quando se trata do estudo da combustão em motores, as denominações usuais para as funções $x(t)$ e $w(t)$ são "Evolução da Combustão" e "Razão de Liberação de Calor", respectivamente.

Na modelagem de Vibe, a função evolução da combustão (eq.14) é determinada desde que sejam conhecidos os valores de duração da combustão t_c e o parâmetro de combustão m , para um dado processo de combustão. As duas grandezas dependem dos parâmetros de operação do motor. Como m caracteriza qualitativamente o aspecto cinético do mecanismo de reação e determina a forma da curva de evolução da combustão, é também denominado "fator de forma".

Nas figuras 8 e 9 são representadas as funções $x(t)$ e $w(t)$, respectivamente, para diversos valores do fator de forma m .

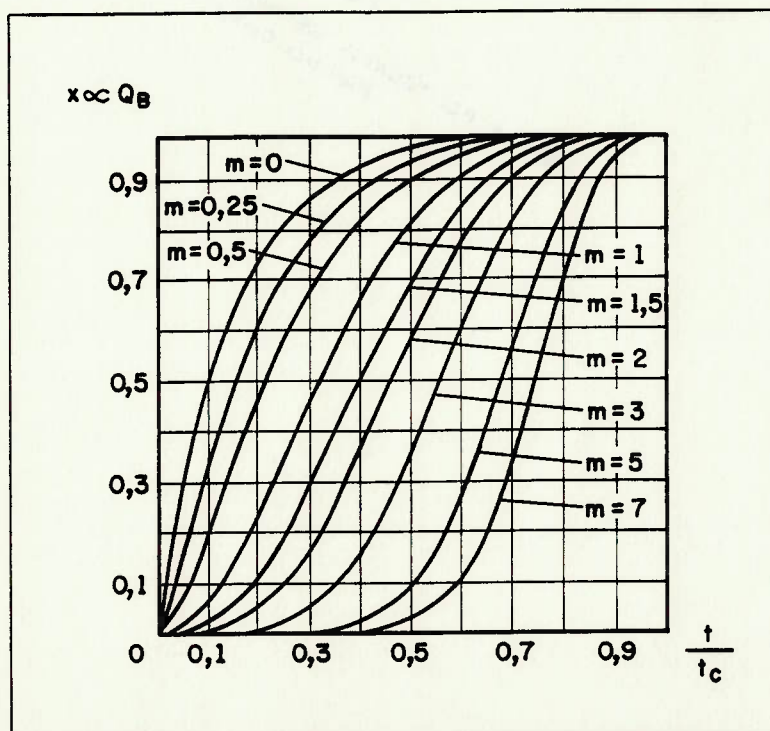


Figura 8 - Evolução da combustão; modelagem de VIBE.

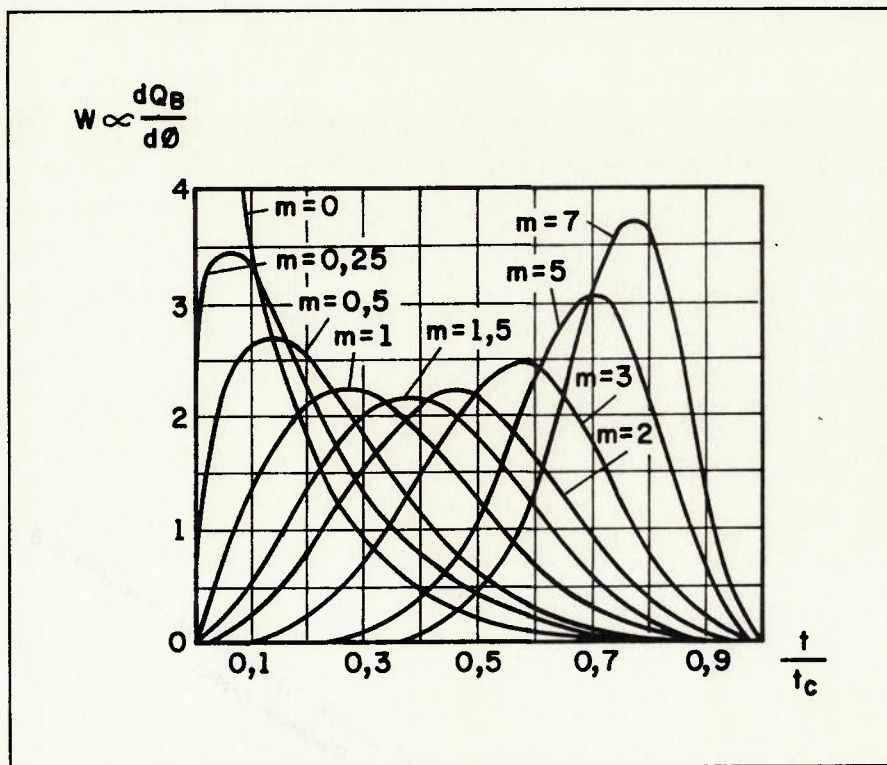


Figura 9 - Razão de liberação de calor; modelagem de VIBE.

2.2.4 - Aplicabilidade e Limitações do Modelo de Vibe

Vibe realizou uma verificação da aplicabilidade de suas equações semi-empíricas na descrição da evolução da combustão em motores. Esta verificação foi baseada na comparação entre o modelo proposto, com parâmetros empíricos devidamente ajustados, e resultados experimentais disponíveis (cálculo da evolução da combustão a partir da curva de pressão). A figura 10 ilustra parte do estudo comparativo realizado.

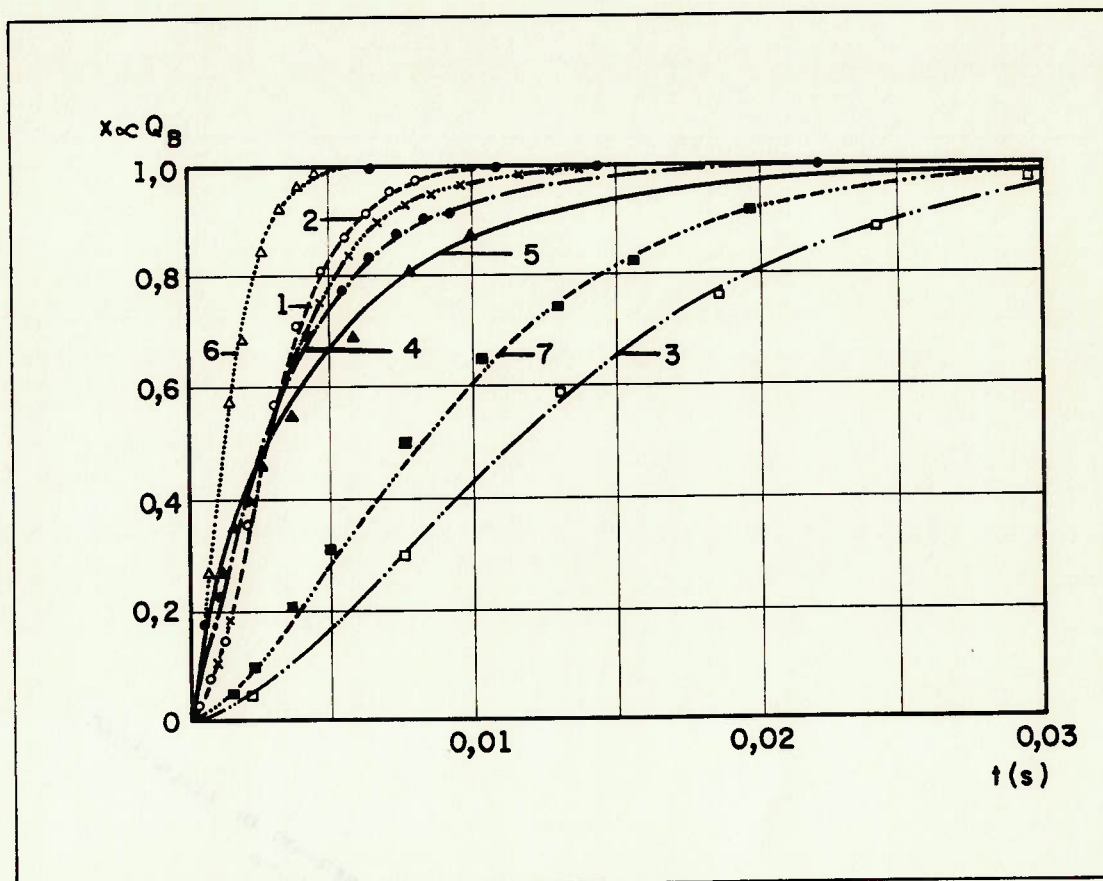


Figura 10 - Evolução da combustão;
 comparação entre modelo VIBE e resultados
 experimentais para diversos tipos de motores Diesel.

A conclusão a que Vibe chegou é que seu modelo proposto (eq.14) mostrou-se adequado para descrever a evolução da combustão em motores. Deve-se, contudo, mencionar que os motores analisados eram, em sua maioria, de baixa rotação, sendo que o atraso de combustão pode ser considerado desprezível. Nestes casos, a combustão relativamente lenta, é regulada pelo fenômeno de difusão, apresentando um comportamento semelhante ao descrito pelo modelo Vibe.

Woschni utilizou o modelo Vibe num estudo sobre a influência das variáveis de operação na evolução da combustão de motores Diesel [76], obtendo uma boa correlação entre simulação e resultados experimentais. Outro pesquisador que também empregou o modelo Vibe de evolução de combustão foi Brandstetter em sua simulação do ciclo de trabalho de motores com pré-câmara [77]. Neste trabalho, a câmara de combustão principal e a pré-câmara são separadas termodinamicamente, por hipótese, e sendo assim, são utilizadas duas funções de Vibe independentes. Podemos citar outros trabalhos que também empregam funções de Vibe para modelar a evolução da combustão em motores [18, 78-80].

Entretanto, no caso de motores Diesel de injeção direta, dados experimentais, ex. referências [26, 44, 56, 81] e figuras 3, 4 e 6, indicam que o processo de combustão pode ser dividido em duas fases:

- 1 - período de combustão da pré-mistura;
 - 2 - período da combustão por difusão,
- conforme esquema da figura 11.

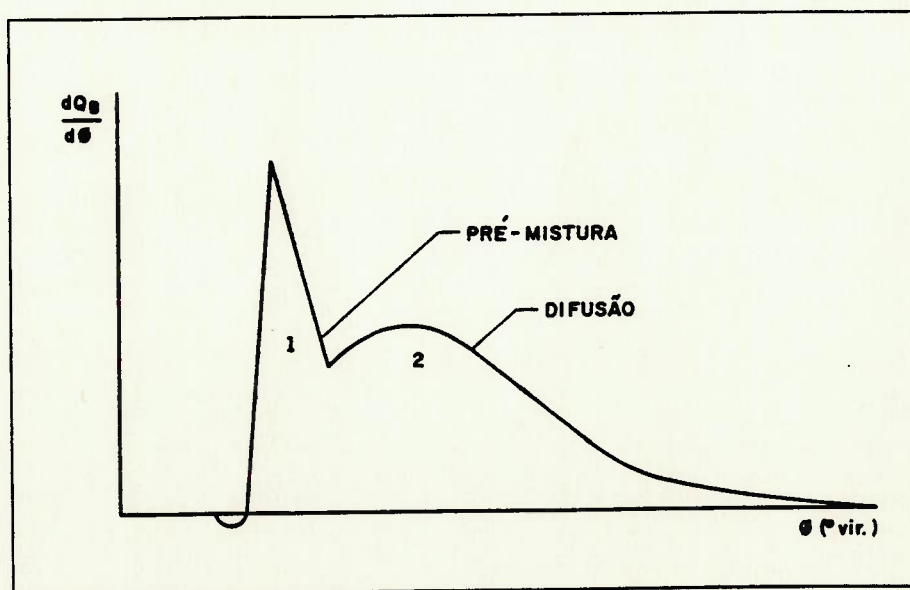


Figura 11 - Esquema do processo de combustão em motores Diesel ID.

A combustão da pré-mistura compreende um pequeno período inicial, com alta taxa de liberação de calor associada à queima do combustível que teve tempo para sofrer os processos de vaporização e mistura com o ar admitido, durante o atraso de combustão. A combustão por difusão é representada por um longo período, após a queima da pré-mistura; é caracterizada por baixa taxa de liberação de calor, associada à combustão a baixas temperaturas e à dependência do processo de injeção de combustível e da velocidade de preparação da mistura ar-combustível.

Em vista desta exposição, fica claro que para descrever a evolução da combustão em motores Diesel de injeção direta, a aplicação de uma equação de Vibe simples não é adequada.

Para contornar este problema, a partir do início da década de 80 diversos pesquisadores propuseram correlações mais completas, derivadas do modelo de Vibe. Este será o tema do próximo item.

2.2.5 - Correlações Derivadas do Equacionamento de Vibe

Os pesquisadores Watson et al. [82] desenvolveram um modelo zero-dimensional onde a razão de liberação de calor é expressa como a soma de duas componentes, uma relativa à combustão da pré-mistura e a outra relativa à combustão controlada por difusão, conforme eq. (16).

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = \beta \cdot \left[\frac{dQ_B}{d\phi} \right]_1 + (1-\beta) \cdot \left[\frac{dQ_B}{d\phi} \right]_2 \quad (16);$$

onde os índices 1 e 2 se referem à combustão da pré-mistura e por difusão, respectivamente, e β quantifica a proporção em que ocorre a queima do combustível, regida por cada um dos mecanismos.

Para descrever o período de combustão por difusão foi empregada uma função de Vibe - eq.(14) e, modelando o período inicial de combustão da pré-mistura, foi proposta a equação que segue:

$$\left[\frac{dQ_p}{d\phi} \right]_1 = 1 - \left[1 - \left(\frac{t}{t_c} \right)^{c_1} \right]^{c_2} \quad (17);$$

onde os parâmetros a, m (eq.de Vibe); β, c_1 e c_2 , devem ser ajustados e dependem das variáveis de operação do motor.

A correlação proposta, eq.(16), quando confrontada com experimentos realizados pelos autores do modelo foi considerada satisfatória.

Num trabalho do MIT, conduzido por Assanis e Heywood [10], envolvendo a simulação termodinâmica de motor Diesel ID turboalimentado, foi empregado o modelo proposto por Watson et al.. O mesmo modelo foi utilizado por pesquisadores da Índia [83] para se prever o comportamento de motores Diesel de pré-câmara; a simulação foi considerada satisfatória.

Encontramos o modelo proposto por Watson et al. sendo utilizado em diversos trabalhos, ex. ref [12, 84, 85].

Outros autores também consideram o fato da razão de liberação de calor apresentar duas fases distintas, modelando-as por duas funções matemáticas [81, 86]. Sendo que alguns pesquisadores adotam para ambas as funções, equações de Vibe. Levando-se em conta as eqs. (15) e (16), o modelo resultante toma a forma da eq. (18) e pode ser esquematizado na figura 12, onde se nota que por conveniência, assume-se o mesmo ângulo inicial para ambos os mecanismos - pré-mistura e difusão.

$$\frac{(dQ_B)}{(d\Phi)} = \beta \cdot \left[6,908 \cdot (m_1 + 1) \cdot \left[\frac{\Phi}{\Phi_{c1}} \right]^{m_1} \cdot e^{\left[-6,908 \cdot \left[\frac{\Phi}{\Phi_{c1}} \right]^{(m_1+1)} \right]} \right] +$$

$$(1-\beta) \cdot \left[6,908 \cdot (m_2 + 1) \cdot \left[\frac{\Phi}{\Phi_{c2}} \right]^{m_2} \cdot e^{\left[-6,908 \cdot \left[\frac{\Phi}{\Phi_{c2}} \right]^{(m_2+1)} \right]} \right] \quad (18),$$

onde os parâmetros envolvidos β , m_1 , Φ_{c1} , m_2 , Φ_{c2} devem ser ajustados, sendo dependentes da condição de operação do motor.

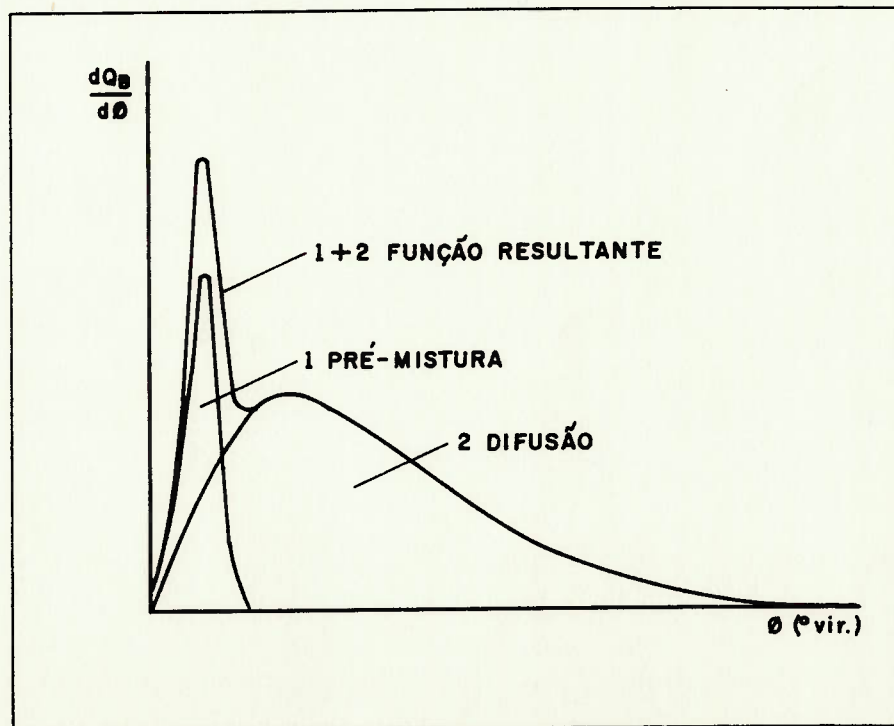


Figura 12 - Representação da razão de liberação de calor por duas funções de Vibe.

Ghojel [87] utilizou este tipo de modelagem para estudar a influência da geometria da câmara de combustão no desempenho de motores Diesel de injeção direta. Baseado em seus dados experimentais (figura 13), o autor considerou satisfatória a simulação.

Num trabalho conjunto entre as Universidades de Hokkaido e Berkeley [88], o objetivo da pesquisa foi investigar a aplicabilidade do modelo de Vibe na forma composta, isto é, utilizando duas funções de Vibe. Foram realizados ensaios em motores Diesel de injeção direta e indireta, variando-se os parâmetros de operação. Um dos gráficos resultantes desta pesquisa pode ser observado na figura 14. A conclusão geral a que se chegou é que a razão da liberação de calor em motores Diesel é convenientemente aproximada por uma função dupla de Vibe.

Analisando-se os trabalhos mencionados, nota-se que o emprego de uma função simples de Vibe é adequada na modelagem de evolução da combustão controlada predominantemente por um único fenômeno, por ex.; motor de ignição por centelha, diesel de injeção indireta (com pré-câmara) e mesmo diesel lento de injeção direta. Enquanto que, para descrever convenientemente a evolução da combustão em motores diesel de injeção direta de média e alta rotação, o mais indicado é o emprego de uma função de Vibe composta, com a devida ajustagem dos parâmetros envolvidos.

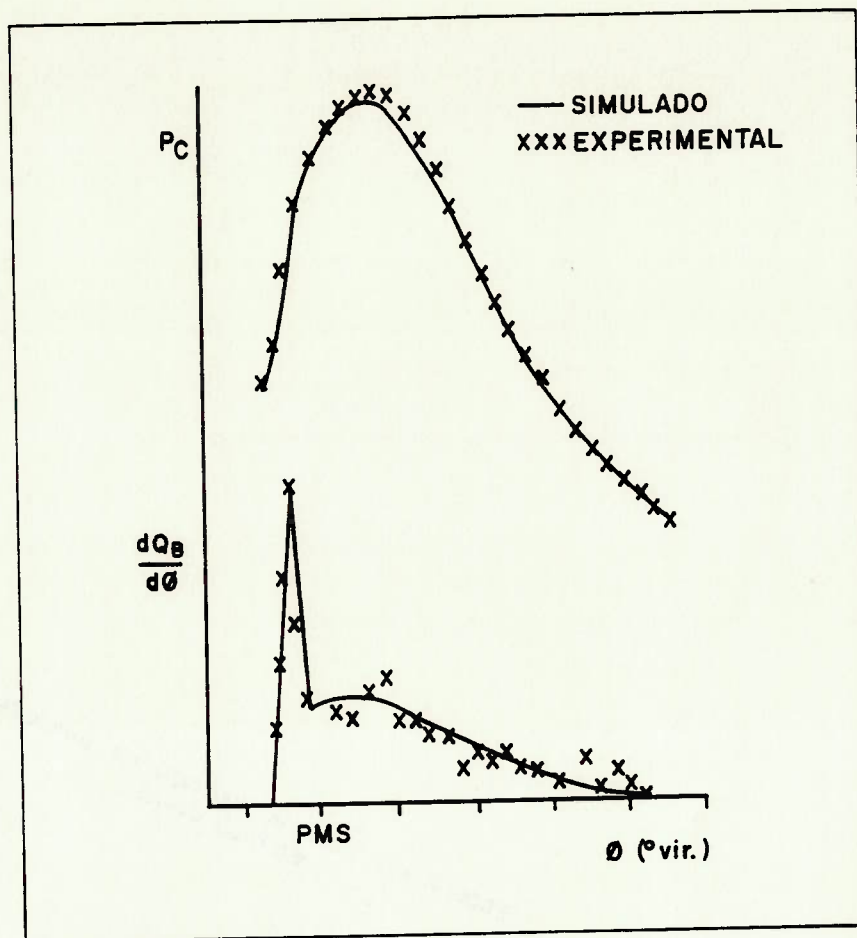


Figura 13 - Pressão no cilindro e razão de liberação de calor.

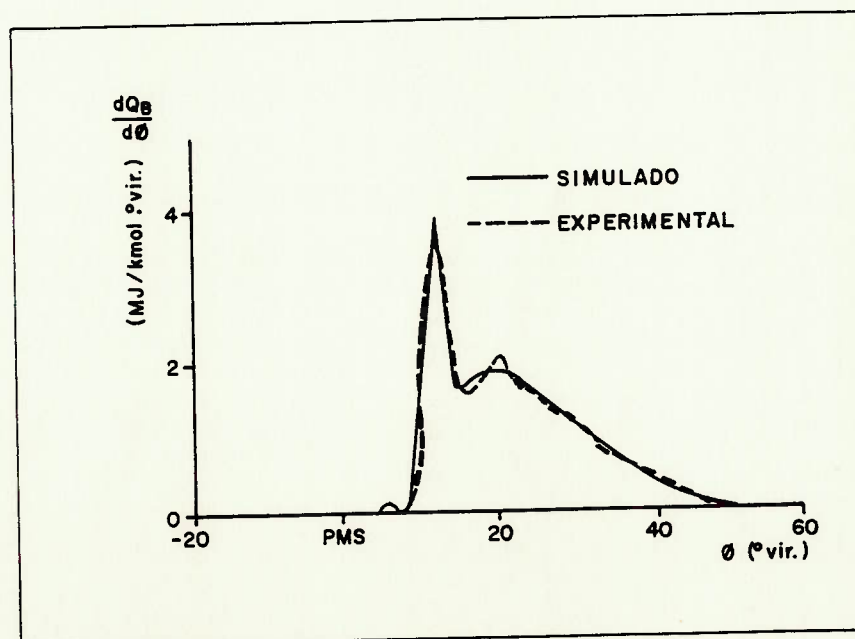


Figura 14 - Razão de liberação de calor.

CAPÍTULO 3

SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CICLO DE TRABALHO DE MOTORES DIESEL

O modelo matemático desenvolvido se refere a uma análise termodinâmica, passo a passo, do ciclo de trabalho de motores de ignição por compressão - ciclo Diesel de 4 tempos, injeção direta, tratado como uma seqüência contínua dos seguintes processos: admissão, compressão, combustão, expansão e escapamento.

As equações fundamentais consideradas na descrição dos fenômenos observados são as equações de conservação de energia e massa nas formas diferenciais, relacionadas ao ângulo de virabrequim, para um sistema termodinâmico aberto, conjugadas à hipótese de gás ideal para o fluido de trabalho.

3.1 - EQUACIONAMENTO GERAL DO PROCESSO TERMODINÂMICO

As equações básicas são representadas a seguir:

- Balanço energético em sistemas abertos

(Primeiro Princípio da Termodinâmica):

$$\frac{d(m_c \cdot u_c)}{d\phi} = \frac{dQ_B}{d\phi} - P_c \cdot \frac{dV_c}{d\phi} - \frac{dQ_P}{d\phi} + \frac{dm_A}{d\phi} \cdot h_A - \frac{dm_E}{d\phi} \cdot h_E \quad (19)$$

- Balanço mássico (motores Diesel)

$$\frac{dm_C}{d\phi} = \frac{dm_B}{d\phi} + \frac{dm_A}{d\phi} - \frac{dm_E}{d\phi} \quad (20),$$

onde os índices C, B, A, E, p se referem aos gases no interior do cilindro, combustível injetado, ar de admissão, gases de escape e paredes da câmara de combustão, respectivamente. Vale notar que admite-se que todo o combustível injetado seja vaporizado e queimado.

- Equação de estado (gás ideal)

$$P_C \cdot V_C = m_C \cdot R \cdot T_C \quad (21).$$

No equacionamento descrito, eqs. (19) a (21), as variáveis pressão, temperatura e massa dos gases no cilindro, P_C , T_C e m_C respectivamente, são consideradas independentes. Sendo que a mistura combustível no cilindro é assumida como sendo instantaneamente homogênea; os gases queimados se misturam instantânea e completamente com a massa de ar-combustível, resultando numa mistura de gases ideais com temperatura, pressão e composição uniformes, variáveis apenas no tempo.

Na determinação de cada um dos termos das expressões apresentadas, eqs. (19) a (21), várias considerações específicas devem ser feitas, detalhadas nos itens 3.2 a 3.8 .

A figura 15 ilustra as notações usadas no cálculo dos balanços energético e mássico da mistura ar-combustível em um cilindro [89].

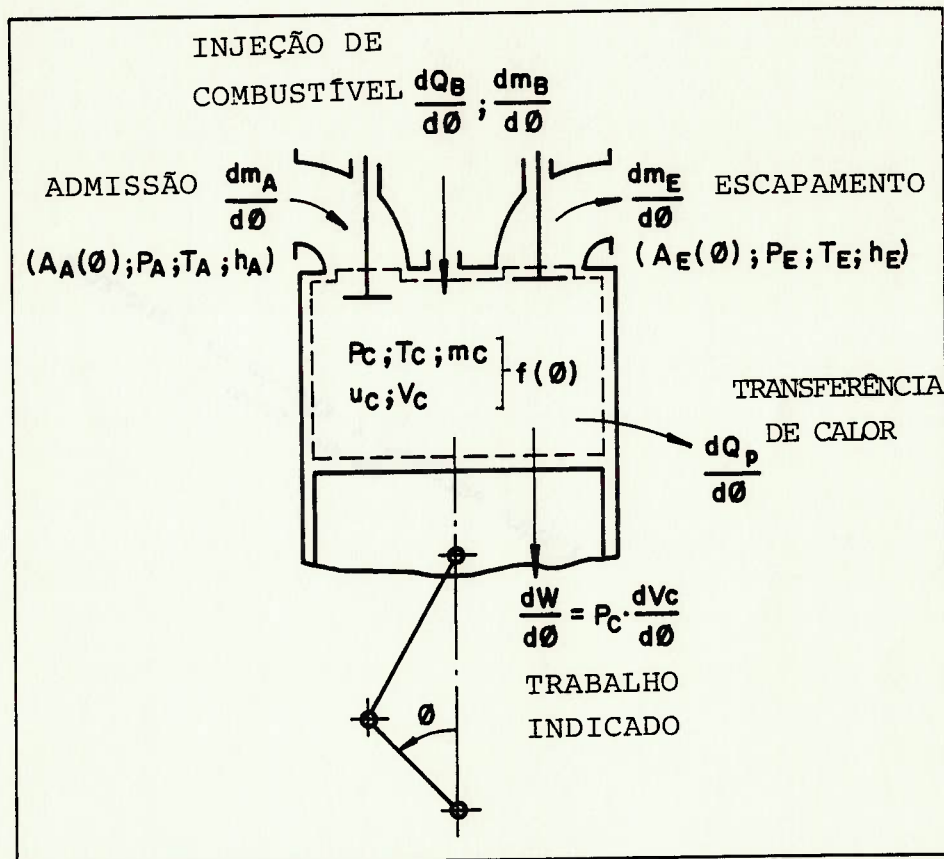


Figura 15 - Notação usada no cálculo termodinâmico

3.2 - CÁLCULO DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Para a determinação das propriedades termodinâmicas dos gases de combustão, poder-se-ia consultar tabelas e ábacos termodinâmicos, como o diagrama de Mollier; no entanto, em se tratando de cálculo computacional dos processos internos em motores, seria interessante o emprego de equações aproximadas que descrevessem as propriedades termodinâmicas (energia interna, entalpia, calor específico) como função de parâmetros térmicos (temperatura, pressão) e de características do fluido de trabalho (composição do combustível, relação ar/combustível).

Na literatura, encontramos artigo de Zacharias [90] apresentando a elaboração de polinômios aproximados, representando propriedades termodinâmicas de gases de combustão como entalpia e entropia em função da pressão, temperatura e relação ar/combustível. Sua análise da validade dos polinômios propostos mostra que para valores de temperatura de até 2500 K e pressão chegando a 100 atm o fator de compressibilidade é unitário, validando a hipótese empregada de gás ideal para a mistura de gases no cilindro. Sendo que, para valores de temperatura e pressão de até 6000 K e 1000 bar, respectivamente, o erro máximo na determinação da entalpia é de $\pm 4\%$ e para a entropia $\pm 2\%$.

Justi [91] assumiu que a energia interna total do gás no cilindro $U_C = m_C \cdot u_C$ é uma função da temperatura T_C e composição instantâneas do gás, no caso do ciclo Diesel representado pela

relação ar/combustível λ_c , e propôs uma correlação para a energia interna específica $u_c(T_c, \lambda_c)$ envolvendo coeficientes empíricos.

A formulação de Justi foi empregada no programa simulador desenvolvido por apresentar, na faixa de até 2000 K de temperatura, uma grande similaridade com os polinômios de Zacharias, sendo de apresentação muito mais simples que estes. As demais propriedades termodinâmicas necessárias aos cálculos, como:

$$C_v(T, \lambda) = \frac{\delta u}{\delta T} \quad (22);$$

$$C_p(T, \lambda) = C_v + R \quad (23);$$

$$h(T, \lambda) = u + RT \quad (24),$$

foram derivadas diretamente da correlação de Justi.

3.3 - EVOLUÇÃO DA COMBUSTÃO

Considerando-se os objetivos da presente simulação termodinâmica, torna-se conveniente a adoção de uma função ajustável para a modelagem da evolução da combustão $dQ_B/d\phi$.

Neste trabalho foi empregada a função composta de Vibe, ou seja, soma de duas equações de Vibe, já amplamente discutida no capítulo precedente, por ser este um modelo que descreve com satisfatória precisão a evolução da combustão do motor analisado - motor Diesel de injeção direta turboalimentado, de alta rotação.

3.4 - GRANDEZAS GEOMÉTRICAS DO MOTOR

O cálculo do volume instantâneo de gás no cilindro em função do ângulo de virabrequim $VC(\phi)$ resultou da geometria do movimento biela-manivela, além de outras características geométricas do motor como o diâmetro do cilindro D , o curso completo do pistão S e a razão de compressão geométrica do motor r_c . A geometria do cilindro, assim como da articulação biela-manivela do motor é representada na figura 16.

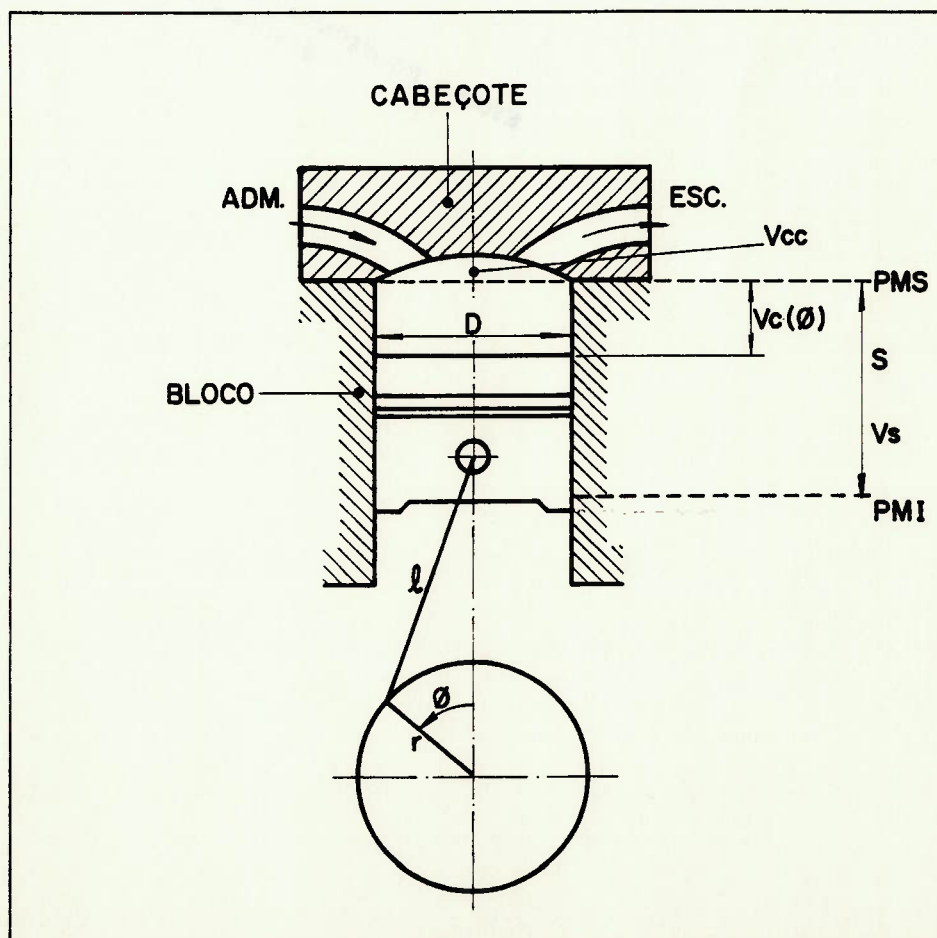


Figura 16 - Geometria do motor.

O volume total deslocado pelo pistão, ou cilindrada, é definido por:

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (25);$$

e a razão de compressão geométrica relaciona os volumes máximo (cilindrada) e mínimo (volume da câmara de combustão V_{cc}):

$$r_c = \frac{V_s + V_{cc}}{V_{cc}} \Rightarrow V_{cc} = \frac{V_s}{r_c - 1} \quad (26).$$

Das eqs (25), (26) e da figura 16 resulta a expressão:

$$V_c(\phi) = V_{cc} + \frac{V_s}{2} \left(1 - \cos\phi + \frac{r}{2l} \cdot \text{sen}^2\phi \right) \quad (27).$$

3.5 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM MOTORES

A transferência de calor global ocorrida em cada instante entre a mistura combustível e as superfícies instantâneas da câmara de combustão A_p (paredes do cilindro, pistão e cabeçote) a uma temperatura média T_p , constante no tempo, e admitindo-se regime quase-permanente, é equacionada na seguinte forma:

$$\frac{dQ_p}{d\phi} = \alpha_c \cdot A_p \cdot (T_c - T_p) \quad (28);$$

onde T_c é a temperatura média instantânea dos gases no cilindro e α_c representa o coeficiente de película instantâneo.

Inúmeros são os trabalhos sobre medição e modelagem de transferência de calor em motores de combustão interna que aparecem na literatura.

Quando se trata da modelagem da transferência de calor por convecção, usualmente são empregadas correlações empíricas

envolvendo os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl, desenvolvidas a partir de análise da transferência de calor em fluxo turbulento através de tubos ou sobre superfícies planas, na forma:

$$Nu = a.Re^b.Pr^c \quad (29);$$

onde as constantes a, b e c são obtidas experimentalmente para cada tipo de motor.

3.5.1 - Breve Histórico

Já na década de 20, Nusselt realizava experimentos em bombas de calor esféricas, onde a mistura combustível era inflamada por uma vela de ignição posicionada centralmente, propondo a primeira correlação conhecida, eq. (30), para o coeficiente de película instantâneo, aplicada a motores de combustão interna, envolvendo os valores instantâneos de pressão e temperatura do fluido de trabalho e a velocidade média do pistão c_m [92]:

$$\alpha_c = 0,99.(1+1,24.c_m) \cdot \sqrt[3]{P^2.T} \quad (30).$$

Para Nusselt, a influência da radiação poderia ser considerada desprezível comparada à parcela de transferência de calor convectiva, sendo assim, a partir da eq. (30) poder-se-ia obter valores para a transferência de calor total em motores.

Posteriormente, nas décadas de 50 e 60, Brillling e Van Tyen propõem pequenas modificações nas constantes do termo de velocidade média do pistão da equação de Nusselt.

Em 1939, Eichelberg propôs uma nova correlação envolvendo as mesmas variáveis, eq.(31), baseada em experimentos com um motor diesel de 2 tempos, de grande porte:

$$\alpha_c = 2,1 \cdot \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{PT} \quad (31).$$

Ainda hoje, encontramos trabalhos que empregam esta correlação, tal como foi formulada na década de 30 [84].

Pflaum publicou um trabalho em 1960, apresentando sua investigação sobre a influência da sobrealimentação na transferência de calor convectiva em motores de combustão interna, adicionando à sua correlação proposta, eq.(32), um termo que considera a pressão de admissão dos gases no cilindro - P_A .

$$\alpha_c = f_1(P_A) \cdot f_2(c_m) \cdot \sqrt{PT} \quad (32).$$

No decorrer da década de 60, outros autores propuseram formulações para a transferência de calor em motores baseadas na analogia de Reynolds, dos quais destacam-se os trabalhos de Sitkei e Annand [93].

3.5.2 - Formulação de Woschni

A pesquisa de Woschni, iniciada no começo da década de 60, contempla principalmente o estudo das trocas térmicas através das superfícies da câmara de combustão, durante as fases de alta pressão do ciclo de trabalho de motores diesel, ou seja, fases de compressão, combustão e expansão.

Partindo dos experimentos de Nusselt e Pflaum e da análise da transferência de calor em fluxo turbulento através de tubos, Woschni desenvolveu um equacionamento semi-empírico [92, 94], propondo inicialmente a seguinte formulação:

$$\alpha = C \cdot D^{-0,2} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot (C_1 \cdot c_m)^{0,8} \quad (33),$$

válida para a transferência total de calor através das paredes do cilindro.

Na eq.(33) o diâmetro do cilindro do motor D é usado como comprimento característico.

Woschni determinou, experimentalmente, que para as fases de troca de gases (admissão e escapamento) a constante C_1 da eq.(33) assume o valor 6,18 e para as fases de alta pressão (compressão e expansão), não considerando a combustão, o valor encontrado para a constante C_1 foi de 2,28. Deve-se mencionar que tais valores, assim como a constante C , estão estreitamente ligados às características construtivas do motor estudado.

Entretanto, durante a fase de combustão do ciclo de trabalho do motor, Woschni verificou que não havia uma boa correlação entre a equação proposta (33) e os resultados experimentais. Como consequência, formulou um termo adicional que levava em conta a turbulência causada pela combustão e a radiação dentro do cilindro, ampliando a eq.(33) para a forma:

$$\alpha = C \cdot D^{-0,2} \cdot P^{0,8} \cdot T^{0,53} \cdot \left[C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot \frac{V_g \cdot T_1}{P_1 \cdot V_1} \cdot (P - P_0) \right]^{0,8} \quad (34),$$

que permite calcular o calor total transferido durante um ciclo de trabalho do motor.

Na eq.(34) V_s indica a cilindrada do motor, o subscrito 1 denota uma condição de referência (ex.: fechamento de válvulas de admissão) e P_0 a pressão instantânea no cilindro obtida com o motor acionado, quando não há combustão.

Experimentalmente, foi determinado que para motores diesel de injeção direta a constante C_2 assume o valor de $3,24 \cdot 10^{-3}$ m/s.K.

Woschni não ignorava o papel que a radiação poderia exercer no cálculo da transferência de calor total em motores, mas considerava sua influência muito reduzida e já contemplada, implicitamente, no termo adicional (referente à constante C_2) introduzido na eq.(34).

Em 1970, Woschni amplia as considerações sobre as constantes empíricas C_1 e C_2 , introduzido um termo que considera a influência do turbilhonamento induzido ("swirl") na admissão dos gases no cilindro [95]. Nesta nova formulação, a eq.(34) é complementada pelas definições:

$$\text{i) fases de troca de gases: } C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{C_u}{C_m} \quad (35);$$

(admissão e escapamento)

$$\text{ii) fases de alta pressão: } C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_u}{C_m} \quad (36),$$

(compressão e expansão)

onde $C_u = \pi \cdot D \cdot n_d$ se refere à velocidade radial correspondente à rotação n_d de um anemômetro com diâmetro $0,7D$, posicionado no interior do cilindro;

$$\text{iii) motor diesel de injeção direta: } C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} [m/s.K] \quad (37);$$

$$\text{iv) motor diesel de injeção indireta: } C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3} [m/s.K] \quad (38).$$

Woschni realizou alguns ensaios com motores diesel de injeção direta e indireta, chegando à conclusão que suas formulações propostas - eqs. (34) a (38) retratam com pequena margem de erro a transferência de calor instantânea em motores de combustão interna.

Em 1978 Woschni demonstrou através de trabalhos experimentais, que seu equacionamento reproduzia a transferência de calor em motores diesel sobrealimentados [96] e em 1981 realizou uma pesquisa comprovando que, apesar dos mecanismos de transferência de calor de motores Otto (ignição por centelha) serem bem diversos daqueles que ocorrem em motores diesel, sua formulação proposta poderia ser estendida também a estes [97].

Recentemente, realizando pesquisas com motores diesel adiabáticos de injeção direta, de aspiração natural e

sobrealimentados [98,99], Woschni adicionou outra consideração ao seu equacionamento proposto, atualizando-o:

$$T_p > 600 \text{ K} \Rightarrow C_2 = 2,3 \cdot 10^{-5} \cdot (T_p - 600) + 0,005 \quad [m/s.K] \quad (39).$$

Hohenberg em seus trabalhos [100,101] analisou o equacionamento de Woschni e propôs algumas modificações, baseadas em experimentos empregando técnicas de medições de temperatura da parede, fluxo de calor e pressão de combustão mais acuradas. A formulação proposta por Hohenberg para o coeficiente instantâneo de transferência de calor em motores diesel foi apresentada da seguinte forma:

$$\alpha = C_1 \cdot V_c^{-0,06} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot (C_m + C_2)^{0,8} \quad [W/m^2.K] \quad (40),$$

sendo V_c o volume instantâneo do cilindro.

Através de experimentos realizados em diversos motores diesel de injeção direta, Hohenberg concluiu que com uma margem de erro de $\pm 10\%$ as constantes C_1 e C_2 podem assumir os valores:

$$C_1 = 130 \quad ; \quad C_2 = 1,4$$

Deve-se fazer a ressalva que ao se variar as condições de turbulência e forma geométrica da câmara de combustão, por exemplo, faz-se necessária uma nova determinação experimental para os valores das constantes C_1 e C_2 .

Finalizando, observa-se que as correlações propostas por Woschni são as mais adotadas em pesquisas envolvendo modelagem termodinâmica de motores, que tratam desde motores diesel adiabáticos de injeção direta [12], indireta [11], motores diesel sobrealimentados [85,102] e de ignição por centelha (Otto) turboalimentados [18], entre outros.

O submodelo de transferência de calor do programa simulador em questão foi construído empregando as formulações de Woschni; tal opção baseou-se numa avaliação geral das características das correlações anteriormente citadas.

Apesar do modelo de Woschni possuir o inconveniente de apresentar uma descontinuidade entre os processos de alta pressão (compressão e expansão) e troca de gases (admissão e escapamento) - o valor da constante C_1 é diverso -, trata-se de uma correlação simples e exaustivamente empregada em modelagem termodinâmica, inclusive referente a motores diesel turboalimentados, caso do motor estudado neste trabalho. Além disso, traz implicitamente o efeito da radiação e explicita a influência do tamanho do motor, da pressão e temperatura instantâneas, sendo que a velocidade característica considerada depende não só da velocidade média do pistão, mas também do aumento da turbulência causada pela combustão.

3.5.3 - Transferência de Calor durante a Troca de Gases

A troca de calor durante as fases de troca de gases - fases de admissão e escapamento - depende principalmente do comportamento do fluxo de gases no cilindro, e portanto de características complexas se considerarmos os efeitos de turbulência e movimento do pistão. Os trabalhos de Zapf [103] e Nishiwaki et al. [104] apresentam um estudo mais detalhado da transferência de calor durante estas fases.

Zapf desenvolveu um equacionamento partindo da analogia de Reynolds (convecção forçada em escoamento gasoso), formulando inclusive equações que tratam da transferência de calor nos dutos de admissão e escapamento, envolvendo os números de Reynolds e Nusselt, além de dados geométricos dos dutos e válvulas de admissão e escapamento, como segue:

$$Nu_A = 0,214.Re^{0,68} \cdot \left(1 - 0,765 \cdot \frac{h_{v_A}}{D_{v_A}}\right) \quad (41);$$

$$Nu_E = 2,58.Re^{0,5} \cdot \left(1 - 0,797 \cdot \frac{h_{v_E}}{D_{v_E}}\right) \quad (42);$$

os subscritos A e E se referem às condições de admissão e escapamento, respectivamente, e os termos h_v e D_v , em ambos os casos, dizem respeito à elevação instantânea e diâmetro interno das válvulas.

Ambas as equações (41) e (42) são empregadas no submodelo de transferência de calor do programa simulador apresentado neste trabalho, na subrotina referente à transferência de calor nas regiões dos dutos de admissão e escapamento.

3.5.4 - Transferência de Calor por Radiação

Apesar da simulação termodinâmica do presente estudo não incluir formulações específicas referentes à transferência de calor por radiação, uma vez que optou-se pelo emprego das equações de Woschni, que já incluem as perdas por radiação, faremos algumas breves considerações a respeito da pesquisa existente sobre radiação em motores.

A transferência de calor instantânea por radiação dos gases na câmara de combustão para as paredes do motor é devida à presença de chamas de difusão, partículas de fuligem (particulados) formadas durante o processo de combustão e às moléculas de dióxido de carbono e água existentes no interior da câmara de combustão.

Os primeiros estudos experimentais sobre a transferência de calor por radiação em motores foram conduzidos por Ebersole et al.

em 1963 [105], com o intuito de deduzir a relação entre o calor trocado por radiação e a transferência total de calor, como função da carga no motor. Concluiu que para o motor ensaiado, alterando a carga de 10% a 100% da carga máxima, numa dada rotação, a transferência de calor por radiação variava de 5% a 45% da troca de calor total.

Oguri et al. em 1972 [106], empregando a mesma técnica de Ebersole, estudou dois motores diesel, sendo um de aspiração natural e outro turboalimentado, concluindo que para o primeiro a transferência de calor por radiação representava em média 17% do calor trocado total e para o motor turboalimentado esse valor chegava a 33%.

Em 1983 Chapman et al. [107] apresentou uma modelagem multidimensional da transferência de calor por radiação em motores diesel. Morel et al. em seus trabalhos publicados no final da década de 80 [108, 109] desenvolveu um modelo para cálculo da transferência de calor por radiação como função da temperatura e dimensões da zona de radiação e do coeficiente de absorção da fuligem nos gases de combustão. Através de estudos experimentais em um motor diesel turboalimentado, concluiu que variando a carga e rotação deste motor, a relação entre radiação e transferência de calor total situava-se na faixa de 4% a 20%.

No trabalho de Szekely e Alkidas [15] encontramos uma modelagem termodinâmica quase-dimensional de motores diesel, onde a transferência de calor por radiação é formulada separadamente, baseada nas considerações de Oguri; o submodelo de convecção utiliza as equações de Woschni. Uma das conclusões do trabalho é que no motor de injeção direta considerado a transferência de calor por radiação representou cerca de 20% da transferência de

calor total e para um motor com pré-câmara este valor era da ordem de 30%.

3.6 - ATRASO DE IGNIÇÃO

A inflamação do combustível injetado na câmara de combustão de motores diesel é precedida por vários fenômenos físico-químicos, consecutivos ou simultâneos, como os processos de vaporização do combustível, mistura e reações químicas de pré-ignição, que requerem um intervalo finito de tempo para que ocorram. Este intervalo, usualmente denominado "atraso de ignição" é considerado como sendo constituído por dois intervalos de tempo consecutivos: atraso físico e químico [110]. O atraso físico quantifica o intervalo de tempo entre o início de injeção e o surgimento das reações iniciais de pré-chama. No período do atraso físico, o combustível é atomizado, vaporizado, misturado com o ar e tem sua temperatura elevada. Durante o atraso químico as reações químicas iniciais, predominantemente reações em cadeia, são aceleradas até que ocorra a ignição, ou inflamação da mistura combustível.

Nos modelos de combustão encontrados na literatura, o atraso de ignição τ_{ig} é calculado através de correlações empíricas, na forma de equações de Arrhenius, que derivam diretamente da teoria cinética de reações químicas. No presente programa simulador foi usada a formulação proposta por Sitkei [111], que considera os valores médios de pressão e temperatura dos gases no cilindro durante o período de atraso, além de incluir relações que levam em conta características do combustível, como o número cetano. A eq. (43) é válida para nº Cetano=52.

$$\tau_{ig} = 0,5 + 0,135 \cdot e^{\left(\frac{7800}{RT}\right)} \cdot P^{-0,7} + 4,8 \cdot e^{\left(\frac{7800}{RT}\right)} \cdot P^{-1,8} \quad [ms] \quad (43).$$

3.7 - ESCOAMENTO DE GASES - ADMISSÃO E ESCAPAMENTO

Os fluxos de gases através das válvulas e dutos de admissão e escapamento, $dm_A/d\phi$ e $dm_E/d\phi$ respectivamente, foram modelados por equações de escoamento unidimensional, isoentrópico, em regime quase-permanente, isto é, supondo que as equações para o regime permanente sejam válidas a cada instante, considerando-se adicionalmente as seguintes hipóteses:

- i) os valores de pressão e temperatura são constantes ao longo dos dutos de admissão e escapamento, não se considerando o escoamento transitório;
- ii) os efeitos de borda nos dutos são desprezíveis;
- iii) os efeitos de aceleração dos gases são desprezíveis.

Coefficientes de descarga C_d são empregados relacionando a área efetiva de passagem da restrição, considerada variável no tempo, com a área ideal para um escoamento isoentrópico. O valor do coeficiente C_d é obtido experimentalmente para cada tipo de motor.

De posse das curvas de elevação instantânea das válvulas, elaboradas a partir dos perfis dos camos e relações dos balanceiros de acionamento destas, além de outros parâmetros geométricos associados ao escoamento dos gases através das válvulas, como diâmetro interno, ângulo de assentamento e número de válvulas, calculou-se a área geométrica de passagem em função do ângulo de virabrequim. Conhecendo-se alguns valores discretos do coeficiente de descarga, determinados experimentalmente para o motor objeto de estudo, procedeu-se a uma interpolação polinomial, tornando possível a determinação do coeficiente C_d e por conseguinte da área efetiva de passagem através das válvulas, em toda sua faixa de atuação.

Os detalhes de cálculo são mostrados no Apêndice 1.

Na literatura encontramos artigos [112, 113] que elaboram formulações quanto à influência da turboalimentação no processo termodinâmico de motores diesel, modelando inclusive o escoamento transitório que ocorre nos coletores de admissão e escapamento durante a fase de trocas gasosas. Por simplificação, no presente trabalho, não são considerados efeitos dinâmicos do escoamento transitório nos dutos, como já mencionado.

3.8 - SOLUÇÃO NUMÉRICA

Dentre os métodos aplicados à solução numérica de equacionamentos termodinâmicos, chamados de métodos de integração ou interpolação, encontramos o método de Runge-Kutta, aplicado em larga escala devido à sua relativa simplicidade e satisfatório grau de aproximação.

O método consiste numa substituição da expressão resultante da expansão em séries de Taylor por formulações simplificadas, resultando no método Runge-Kutta simplificado ou de ordem superior (menor erro de truncamento) [114, 115].

O sistema de equações diferenciais formulado que descreve o processo termodinâmico em motores de combustão interna, eqs.(19) a (21), com todas as considerações descritas neste capítulo, é resolvido pelo método de cálculo numérico Runge-Kutta de 4ª ordem, cujo algoritmo está apresentado no Apêndice 2.

CAPÍTULO 4

ESTRUTURA DO PROGRAMA SIMULADOR

O programa simulador desenvolvido - SIMOT - foi compilado em linguagem Fortran - versão 5, utilizando-se o sistema computacional CDC Cyber 170/720 Dual do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas; o tempo de compilação é da ordem de 40 segundos.

É formado por um programa principal e várias subrotinas complementares, correspondentes a cada um dos fenômenos específicos que ocorrem durante um ciclo de trabalho de motores de combustão interna.

4.1 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA

O programa principal é articulado da seguinte forma:

- leitura dos dados de entrada;
- cálculos preliminares para determinação dos parâmetros iniciais do ciclo de trabalho;
- saída para as várias subrotinas e funções, que estão subdivididas em dois blocos: fases de alta pressão do ciclo Diesel de trabalho (compressão, combustão e expansão) e fases de troca de gases, ou fase aberta do ciclo (admissão e escapamento);
- entrada dos valores calculados nas subrotinas e comparação

com os valores iniciais adotados, perfazendo um total de duas iterações;

- cálculo dos valores médios e da integral sobre um ciclo de trabalho;
- apresentação dos resultados finais, nas formas de gráficos e tabelas.

Os subprogramas complementares (subrotinas e funções) modelam os processos específicos presentes durante um ciclo de trabalho do motor, já discutidos no capítulo 4 e aqui apresentados de forma sucinta, com as respectivas nomenclaturas e descrição:

- subrotina FALP: executa cálculos preliminares e agrega outras subrotinas referentes aos processos ocorridos durante as fases de alta pressão do ciclo Diesel de trabalho, isto é, compressão, combustão e expansão;
- subrotina TROGA: de forma análoga, coordena e calcula os dados das subrotinas e funções ligadas às fases de troca de gases, ou seja, admissão e escapamento;
- subrotina CPCV: calcula as propriedades termodinâmicas instantâneas da mistura de gases no interior do cilindro, empregando as formulações de Justi;
- função VIBE: modela a evolução da combustão segundo Vibe;
- função ALFWO: equaciona o coeficiente de transferência instantâneo de calor no motor, empregando as correlações propostas por Woschni;
- função DQDUT: calcula a transferência de calor instantânea através dos dutos de admissão e escapamento, usando as equações de Zapf;
- função DELIG: determina o atraso de ignição através da formulação de Sitkei;

- subrotina ARCBV: executa os cálculos envolvendo a geometria do motor, como o volume instantâneo do cilindro e a área efetiva de passagem através das válvulas de admissão e escapamento;
- função AREVA: calcula a área geométrica de passagem através das válvulas em função do ângulo de virabrequim, a partir das suas curvas de elevação instantânea e outros parâmetros geométricos associados ao escoamento de gases através das válvulas;
- função COESC: determina os coeficientes de descarga instantâneos, referentes às válvulas de admissão e escapamento, por interpolação polinomial;
- subrotina DMADE: calcula as vazões mássicas de gases através das válvulas de admissão e escapamento;
- função DM: auxilia o cálculo das vazões mássicas de gases;
- subrotina RUKUT: equaciona o método de cálculo numérico Runge-Kutta de 4ª ordem;
- subrotina CTLFI: determina o valor dos passos na execução dos cálculos, mais (ou menos) espaçados dependendo da fase considerada, dentro do ciclo de trabalho;
- subrotinas INTER e INTR2: auxiliam na execução dos cálculos, interpolando valores pontuais e vetores bidimensionais, respectivamente.

As figuras 17a-17c reproduzem o fluxograma simplificado do programa principal juntamente com os subprogramas (subrotinas e funções), apresentando os principais passos e cálculos efetuados. As equações empregadas não estão especificadas, já que foram apresentadas nos capítulos precedentes.

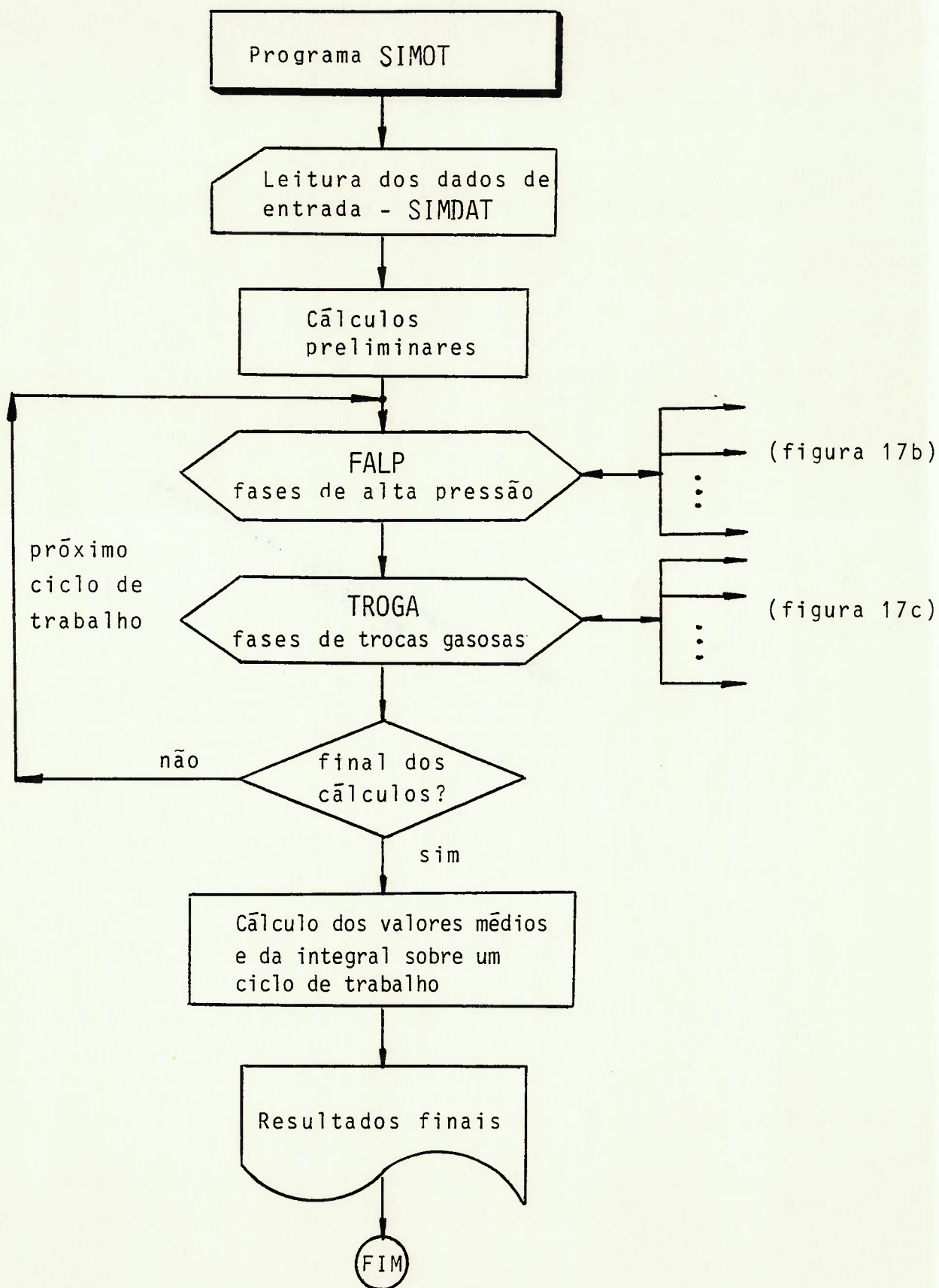


Figura 17a - Fluxograma global do programa.

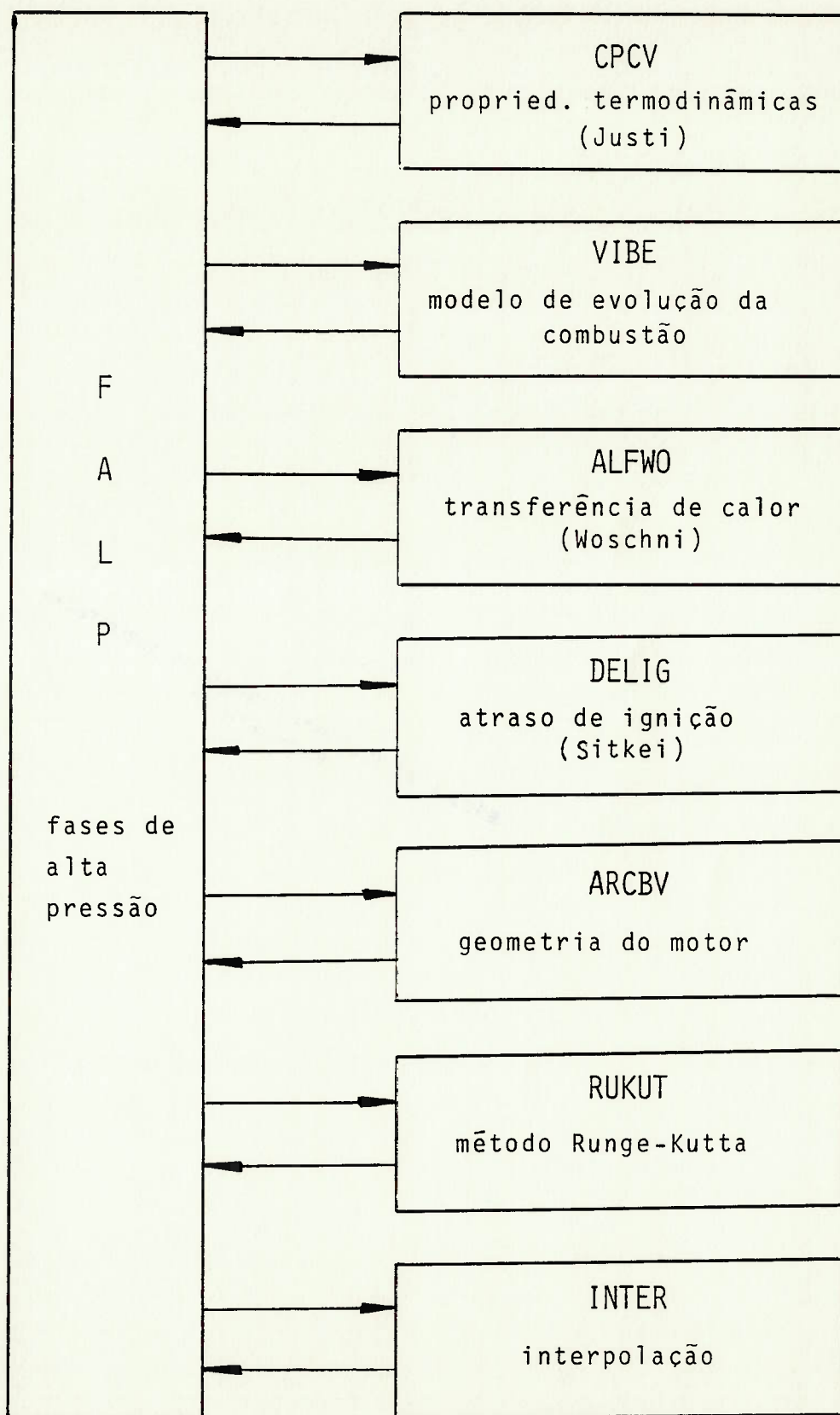


Figura 17b - Fluxograma global do programa (continuação).

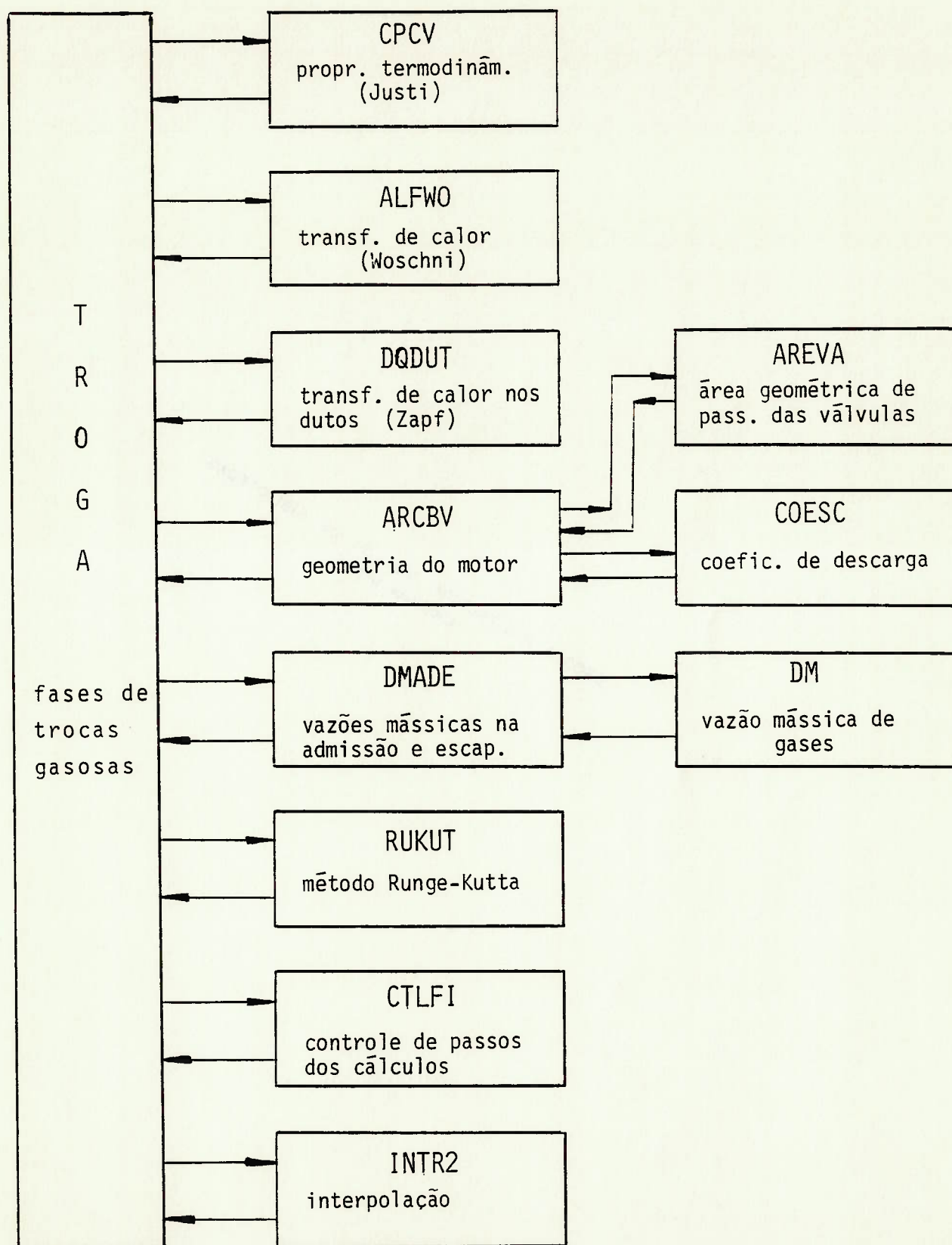


Figura 17c - Fluxograma global do programa (continuação).

4.2 - DADOS DE ENTRADA

Optou-se por alocar a planilha com os dados de entrada num arquivo a parte, denominado SIMDAT, facilitando assim a simulação de diferentes tipos de motores e/ou diversas condições de operação para um mesmo motor, que é chamado pelo programa principal.

A planilha é constituída pelos seguintes dados:

- grandezas geométricas do motor;
- dados referentes ao combustível utilizado e à relação ar/combustível;
- condições de operação do motor (rotação e carga);
- valores iniciais de pressão e temperatura dos gases de admissão no cilindro;
- parâmetros relativos ao modelo de combustão adotado (Vibe);
- coeficientes da formulação de transferência de calor empregada (Woschni/Zapf);
- geometria e diagrama de sincronização de válvulas;
- dados geométricos dos dutos de admissão e escapamento.

O arranjo dos dados de entrada pode ser visualizado nas tabelas 1a e 1b.

Tabela 1a - Planilha com os dados de entrada do programa SIMOT;
(1ª parte).

CÁLCULO TERMODINÂMICO DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

- CICLO DIESEL -

DADOS DE ENTRADA

Diâmetro dos cilindros	[m]
Curso dos pistões	[m]
Razão de compressão	-
Relação biela/manivela	-
Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
Energia total do combustível	[kJ/ciclo]
Relação estequiométrica ar/combustível	[kg ar/kgcomb]
Rotação do motor	[rpm]
Temperatura inicial no cilindro	[K]
Pressão inicial no cilindro	[bar]
Temperatura no coletor de admissão	[K]
Temperatura ambiente	[K]
Pressão média dos gases na admissão	[bar]
Pressão média dos gases no escapamento	[bar]
Evolução da combustão (modelo Vibe):	
início da combustão (PMS=0. °vir.)	[° vir.]
duração da combustão: pré-mistura	[° vir.]
difusão	[° vir.]
fator de forma: pré-mistura	-
difusão	-
coeficiente "beta"	-
Transferência de calor (Woschni/Zapf):	
temperaturas médias das paredes:	
- pistão	[K]
- cabeçote	[K]
- cilindro	[K]
coeficientes de troca de calor:	
- fase de alta pressão	-
- fase de troca de gases	-
- fator de turbulência da combustão	[m/s.K]

Tabela 1b - Planilha com os dados de entrada do programa SIMOT;
(2ª parte).

Diagrama de Sincronização de Válvulas		
(PMS=0. °vir.)		
Admissão	- Abertura	[° vir.]
	- Fechamento	[° vir.]
Escapamento	- Abertura	[° vir.]
	- Fechamento	[° vir.]
	Admissão	Escapamento
Diâmetro mínimo da sede da válvula	[m]	[m]
Ângulo da sede da válvula	[°]	[°]
Número de válvulas	-	-
Diâmetro do duto	[m]	[m]
Superfície do duto	[m ²]	[m ²]
Temperatura das paredes do duto	[K]	[K]
Número de pontos das curvas de elevação de válvulas	-	-
Curva de elevação das válvulas de admissão:		
[mm; ° vir.]		
Coeficientes de escoamento de admissão:		
Curva de elevação das válvulas de escapamento:		
[mm; ° vir.]		
Coeficientes de escoamento de escapamento:		

4.3 - RESULTADOS DO CÁLCULO TERMODINÂMICO

Os resultados da simulação termodinâmica, ou seja, as saídas do programa são armazenadas em dois arquivos independentes SAÍDA 1 e SAÍDA 2, devido às formas diversas com que se pretende apresentá-las:

- SAÍDA 1: sob a forma de tabela, ver tabela 2, estão representados os principais valores médios e da integral sobre um ciclo de trabalho do motor, como: potência e rendimento indicados; consumo específico de combustível; valores máximos de pressão e temperatura no cilindro; distribuição de energia após um ciclo de trabalho (energia liberada pelo combustível \longrightarrow trabalho indicado + calor trocado através das paredes do pistão, cabeçote, cilindro, dutos de admissão e escapamento + energia dos gases de exaustão); massa de gás admitida e descarregada; assim como temperatura média dos gases de escapamento;

 - SAÍDA 2: sua forma final é constituída por gráficos que apresentam curvas de evolução no tempo, em função do ângulo de virabrequim, da pressão e temperatura da mistura combustível no cilindro, além do modelo VIBE de liberação de calor, com os devidos parâmetros ajustados.
- A saída gráfica gerada é armazenada no arquivo SAÍDA 2 e posteriormente trabalhada pelo programa GRÁFICO (Software UNIPLOT).

Tabela 2 - Resultados globais do programa SIMOT.

RESULTADO DO CÁLCULO TERMODINÂMICO
VALORES MÉDIOS E DA INTEGRAL SOBRE UM CICLO DE TRABALHO

Potência indicada	[kW]
Pressão média indicada	[bar]
Consumo específico indicado de combustível	[g/kW.h]
Consumo específico indicado de ar	[kg/kW.h]
Pressão máxima no cilindro	[bar]
Temperatura máxima no cilindro	[K]
Temperatura média dos gases no cilindro	[K]
Coeficiente médio de troca de calor	[W/m ² .K]
Atraso de ignição	[° vir.]
Temperatura média dos gases de escapamento:	
- após válvula de descarga	[K]
- após duto de descarga	[K]
Relação ar-comb. real/estequiom.	-
Energia liberada pelo combustível (QB)	[kJ]
Trabalho indicado	[kJ] [% QB]
Calor trocado total	[kJ] [% QB]
- através do pistão	[kJ]
- através do cabeçote	[kJ]
- através do cilindro	[kJ]
Energia dos gases de escapamento (refer. de entalpia: 0.°C)	[kJ] [% QB]
Calor trocado pelo duto de admissão	[kJ]
Calor trocado pelo duto de escapamento	[kJ]
Massa admitida	[kg]
Massa descarregada	[kg]
Pressão média na admissão	[bar]
Pressão média no escapamento	[bar]
Valores no final da fase de baixa pressão:	
- pressão no cilindro	[bar]
- temperatura no cilindro	[K]
- massa de gases no cilindro	[kg] [%]
- massa de ar fresco no cilindro	[kg] [%]
- massa de gás residual no cilindro	[kg] [%]

CAPÍTULO 5

AVALIAÇÃO DA ADEQUAÇÃO E PRECISÃO DO PROGRAMA SIMULADOR

A modelagem dos vários processos que ocorrem durante o ciclo de trabalho de motores de combustão interna envolve, necessariamente, um certo número de hipóteses, além da adoção de constantes empíricas específicas a alguns submodelos, que requerem uma ajustagem contra dados experimentais.

Em vista do mencionado, torna-se evidente que o desenvolvimento de uma simulação confiável para estudar a eficiência e o comportamento de motores, exige uma efetiva confrontação com resultados experimentais.

Por conseguinte, procedeu-se a uma análise comparativa entre dados calculados e experimentais num motor diesel de injeção direta, turboalimentado, disponível para ensaios no Laboratório de Motores do IPT.

5.1 - ENSAIOS DE MOTOR DIESEL EM BANCO DINAMOMÉTRICO

Os ensaios dinamométricos descritos a seguir tiveram como objetivo principal a aquisição e registro da evolução da pressão de combustão no cilindro, em várias condições de operação do motor, para posterior comparação com resultados da simulação.

Complementarmente, diversas outras medições foram efetuadas, a fim de se levantar um quadro global de comportamento do motor estudado.

5.1.1 - Preparação do Ensaio

O motor, cujas características técnicas estão listadas na tabela 3, foi devidamente instrumentado e instalado em uma bancada dinamométrica para a realização dos testes. O arranjo resultante é ilustrado na foto 1. A tabela 4 apresenta os equipamentos e instrumentos utilizados nos ensaios, sendo que aspectos da bancada de ensaio e parte da instrumentação mencionada na tabela 4 podem ser visualizados nas fotos 2 e 3.

O combustível utilizado nos ensaios dinamométricos foi o óleo diesel marítimo comercial, cuja análise de algumas propriedades físico-químicas forneceu os valores listados na tabela 5.

Tabela 3 - Características técnicas do motor.

- ciclo: DIESEL - 4 TEMPOS - TURBOALIMENTADO			
- marca: CUMMINS		- modelo: NT-855-L	
- número de cilindros: 6		- disposição: verticais em linha	
- diâmetro dos cilindros: 140mm		- curso dos pistões: 152mm	
- cilindrada total: 13.970cm ³ (855pol ³)		- razão de compressão: 14,5:1	
- combustível: OLEO DIESEL MARITIMO		- ordem de injeção: 1-5-3-6-2-4	
- tipo de injeção: DIRETA		- sistema de injeção: CUMMINS PT PRESSAO-TEMPO	
- sincronismo de válvulas:			
ADMISSAO:	abertura:	36° APMS	fechamento: 40° DPMS
ESCAPAMENTO:	abertura:	64° APMS	fechamento: 26° DPMS
- geometria de válvulas:			
		ADMISSAO	ESCAPAMENTO
número de válvulas/cilindro		2	2
diâmetro interno		39mm	39mm
ângulo de assentamento		30°	30°

Tabela 4 - Instrumentação utilizada.

- Dinamômetro hidráulico SCHENCK D 360 1e e seus acessórios;
- Sistema de aquisição e análise de dados
AVL 647 Indiskop, versão A/E 5.6;
- Osciloscópio digital TEKTRONIX 5223;
- Sistema de aquisição e análise de dados
AVL 6603 IMEP Meter;
- Indicador ótico de ângulo de virabrequim AVL 360 C/600;
- Amplificador para "Strain Gauge" HBM KW S/T-5;
- Lâmpada estroboscópica GENRAD GR 1539;
- Transdutor de pressão piezoelétrico AVL 8 QP 500 ca e
acessórios, aferido por manômetro de peso morto AMSLER 300MP
25;
- Amplificador de carga AVL 3059 HICF;
- Calibrador de carga AVL 3054-A01;
- Câmera tipo Polaroid TEKTRONIX C-5C;
- Analisador de fumaça AVL SMOKE METER 409;
- Sistema volumétrico para medição de consumo de combustível;
- Indicador digital de temperatura ECIL PJ-I;
- Termopares tipo J ECIL;
- Psicrômetro; Barômetro; Manômetros; Cronômetro; Densímetro.

Tabela 5 - Análise do combustível.

- Poder calorífico, ABNT-MB 454/68 (MJ/kg):	
superior:	45,1 ± 0,2
inferior	42,3 ± 0,2
- Densidade relativa a 20/4 ⁰ C, ABNT MB-104/71 (g/cm ³):	0,851
- Enxofre total (S), ABNT MB-106/75 (%):	0,8
Hidrogênio (H) (%)	13,5 ± 0,2
- Viscosidade cinemática a 37,8 ⁰ C, ABNT MB-293/70 (mm ² /s):	4,05
- Índice de cetano calculado:	50
- Cor, ABNT MB-351/72:	4,0
- Corrosão ao cobre (3h a 50 ⁰ C), ABNT MB-287/72 :	1a
- Água e sedimentos, ABNT MB-38/72 (%)	0,05
- Cinzas, ABNT MB-47/75 (%):	<0,01
- Ponto de fulgor, ABNT MB-48/72 (%):	61
- Ponto de névoa, ABNT MB-585/71 (%):	13
- Destilação, ABNT MB-45/75 (⁰ C):	
ponto inicial	183
5% em volume	205
10% em volume	218
20% em volume	242
30% em volume	258
40% em volume	275
50% em volume	292
60% em volume	312
70% em volume	334
80% em volume	355
85% em volume	368
90% em volume	383
95% em volume	398
- Resíduo de Carbono Ramsbotton, ABNT MB-290/68 (%)	0,27

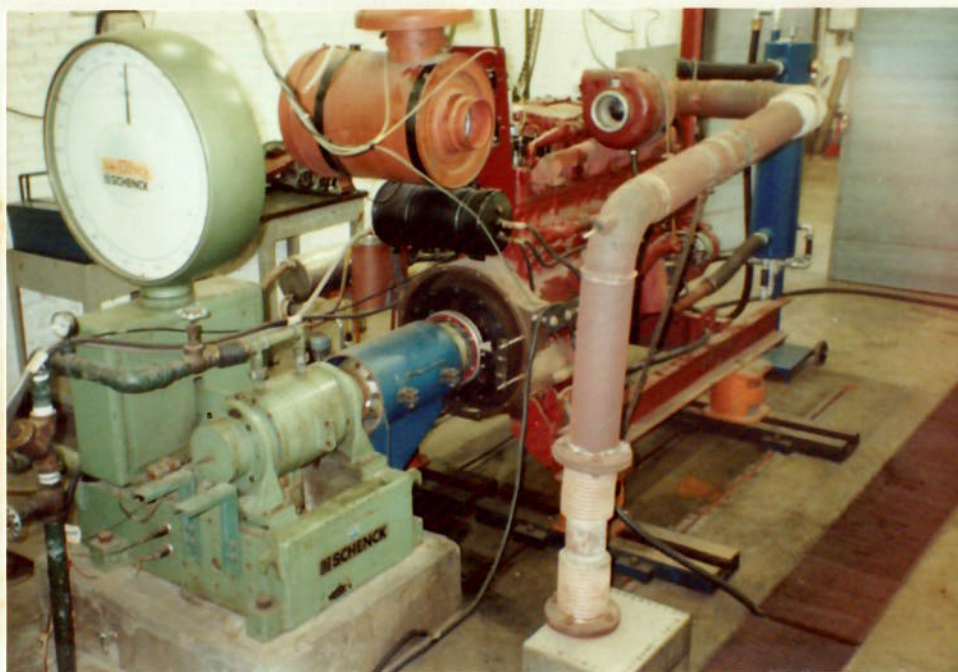


Foto 1 - Motor diesel instalado em bancada dinamométrica.

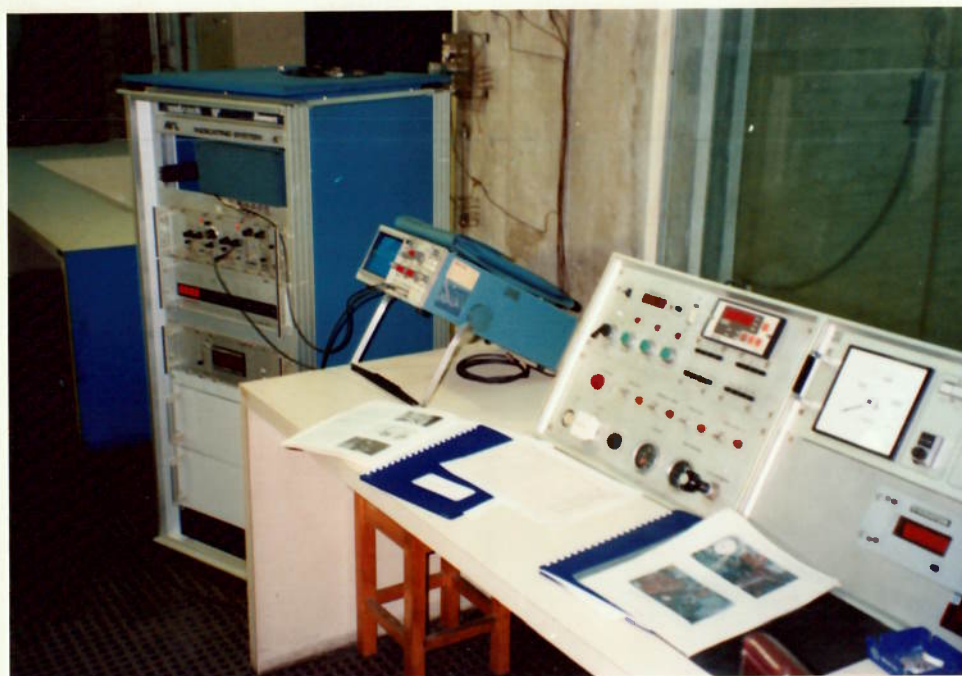


Foto 2 - Aspecto parcial da instrumentação utilizada.



Foto 3 - Aspecto parcial da instrumentação utilizada.

5.1.2 - Procedimento de Ensaio

Com o motor operando em diversas condições de carga e rotação, eram realizadas aquisições e registros gráficos, através de "plotter", e fotográficos da evolução da pressão de combustão no cilindro.

Adicionalmente, visando uma avaliação qualitativa da combustão no motor, os dados de pressão no cilindro eram trabalhados e através de cálculos termodinâmicos simplificados, executados por um sistema de análise de combustão da AVL, obtinha-se curvas de razão de liberação de calor e temperatura média dos gases no cilindro em função do ângulo de virabrequim.

Os ensaios dinamométricos realizados permitiram o levantamento das curvas características do motor em várias condições de operação, observando-se os valores de potência, momento de força (torque), consumo específico de combustível, grau de enegrecimento do elemento filtrante (índice de fumaça Bosch). Além do monitoramento de diversas temperaturas e pressões.

Foi feito também um acompanhamento e registro fotográfico da força de compressão na haste do injetor, relacionada à pressão de injeção, em cada condição de funcionamento ensaiada.

As medições referentes à avaliação do desempenho, levantamento e apresentação das curvas características foram realizadas conforme prescrevem as normas ABNT NBR-5484/85 "Motores Alternativos de Combustão Interna de Ignição por Compressão (Diesel) ou Ignição por Centelha (Otto) de Velocidade Angular Variável - Método de Ensaio" e NBR-5477/82 "Apresentação de Desempenho de Motores Alternativos de Combustão Interna".

Com o amostrador de fumaça por elemento filtrante (equipamento AVL) instalado na tubulação de escapamento do motor, foram tomadas, no mínimo, duas amostras dos gases de exaustão para cada condição de regime do motor. Em seguida, o grau de enegrecimento resultante de cada papel de filtro foi medido fotoeletricamente através de reflectância. A unidade de medição utilizada foi o grau de enegrecimento do elemento filtrante, que é uma medida da quantidade de fuligem do gás, variando entre 0 (reflexão total de um elemento novo) e 10 (absorção total para um elemento totalmente enegrecido). Para maiores esclarecimentos quanto aos cuidados tomados durante as medições, consultar a norma ABNT MB-1615/90 (INMETRO NBR 7026) "Gás de Escapamento Emitido por Motor Diesel - Medição do Teor de Fuligem com Amostrador por Elemento Filtrante".

5.1.3 - Apresentação dos Resultados

Os valores resultantes dos ensaios dinamométricos para levantamento das curvas características, com o motor operando nas condições de 100%, 75%, 50% e 25% de carga em diversas rotações, são apresentados nas folhas de ensaio constantes no Apêndice 3, figuras A3.1 a A3.4.

A tabela 6 apresenta os valores de potência, momento de força (torque), consumo específico de combustível reduzidos e grau de enegrecimento do filtro (índice de fumaça) na condição de plena carga, para as rotações ensaiadas.

O gráfico a seguir, figura 18, ilustra os dados da tabela 6 apresentando as curvas de potência P_r , momento de força M_r , consumo específico de combustível C_{eR} reduzidos e grau de enegrecimento GE para a condição de plena carga, em função da rotação do motor.

Os resultados de potência máxima e momento de força máximo reduzidos, de acordo com a norma ABNT NBR 5477/82, foram respectivamente 220 kW a 2100 rpm e 116,1 daN.m a 1300 rpm.

As curvas de isoconsumo específico (representativas do rendimento efetivo do motor), traçadas a partir dos dados de ensaio, são apresentadas na figura 19.

As fotografias constantes no Apêndice 3, figuras A3.5 a A3.25, ilustram as curvas de pressão na câmara de combustão e pressão de injeção em função do ângulo de virabrequim, para algumas das condições de funcionamento ensaiadas.

Os registros gráficos das curvas aquisitadas de evolução da pressão de combustão no cilindro, para comparação posterior com

resultados de simulação, estão apresentados no Apêndice 3.

Uma função opcional, disponível no sistema de análise de combustão em motores Indiskop 647, realiza cálculos termodinâmicos, baseados em algoritmos simplificados, a partir das curvas de pressão de combustão aquiritadas resultando nos registros de algumas funções termodinâmicas, como a evolução do calor liberado e a razão de liberação de calor pelo combustível, o diagrama P-V, além da evolução da pressão e temperatura dos gases no cilindro. Ilustrando algumas condições de operação ensaiadas, são apresentados gráficos no Apêndice 3, figuras A3.26 a A3.55. Estes dados permitiram uma avaliação qualitativa da combustão no motor, que no caso em questão, serviriam de subsídio para a proposição de alguns parâmetros empíricos, necessários à simulação.

Tabela 6 - Desempenho a plena carga.

Rotação (rpm)	1100	1300	1500	1700	1900	2100
Potência reduzida (kW)	132	158	179	201	214	220
Momento de força reduzido (daN.m)	114	116	114	113	108	100
Consumo específico reduzido (g/kW.h)	235	226	228	222	229	236
Grau de enegrecimento (índice de fumaça)	3,7	3,5	3,5	3,4	2,7	2,5

CURVAS DE DESEMPENHO - PLENA CARGA

MOTOR: CUMMINS NT-855-L
 COMBUSTÍVEL: DIESEL MARÍTIMO

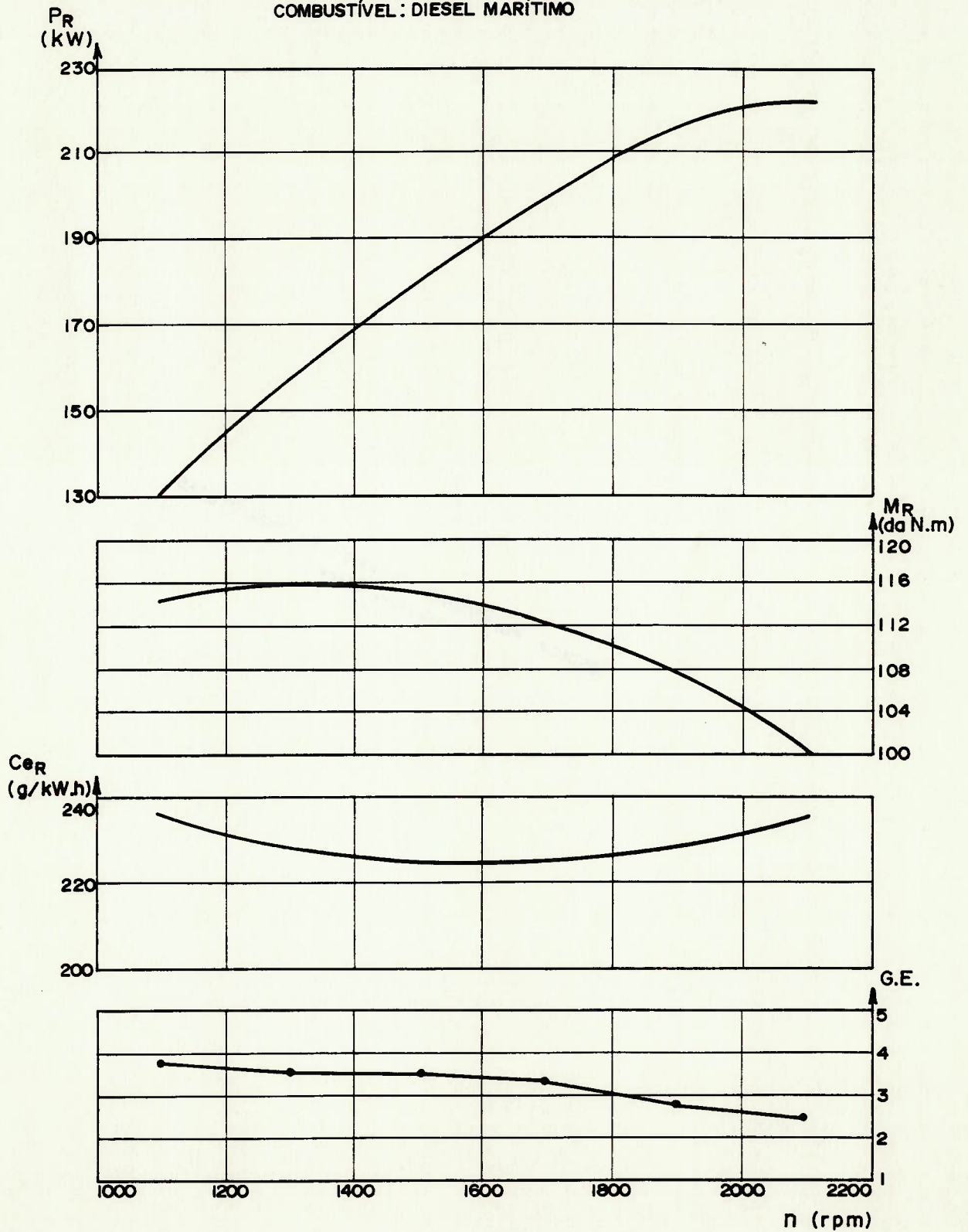


Figura 18 - Curvas de desempenho a plena carga.

CURVAS DE ISOCONSUMO ESPECÍFICO

MOTOR: CUMMINS NT-855-L
COMBUSTÍVEL: DIESEL MARITIMO

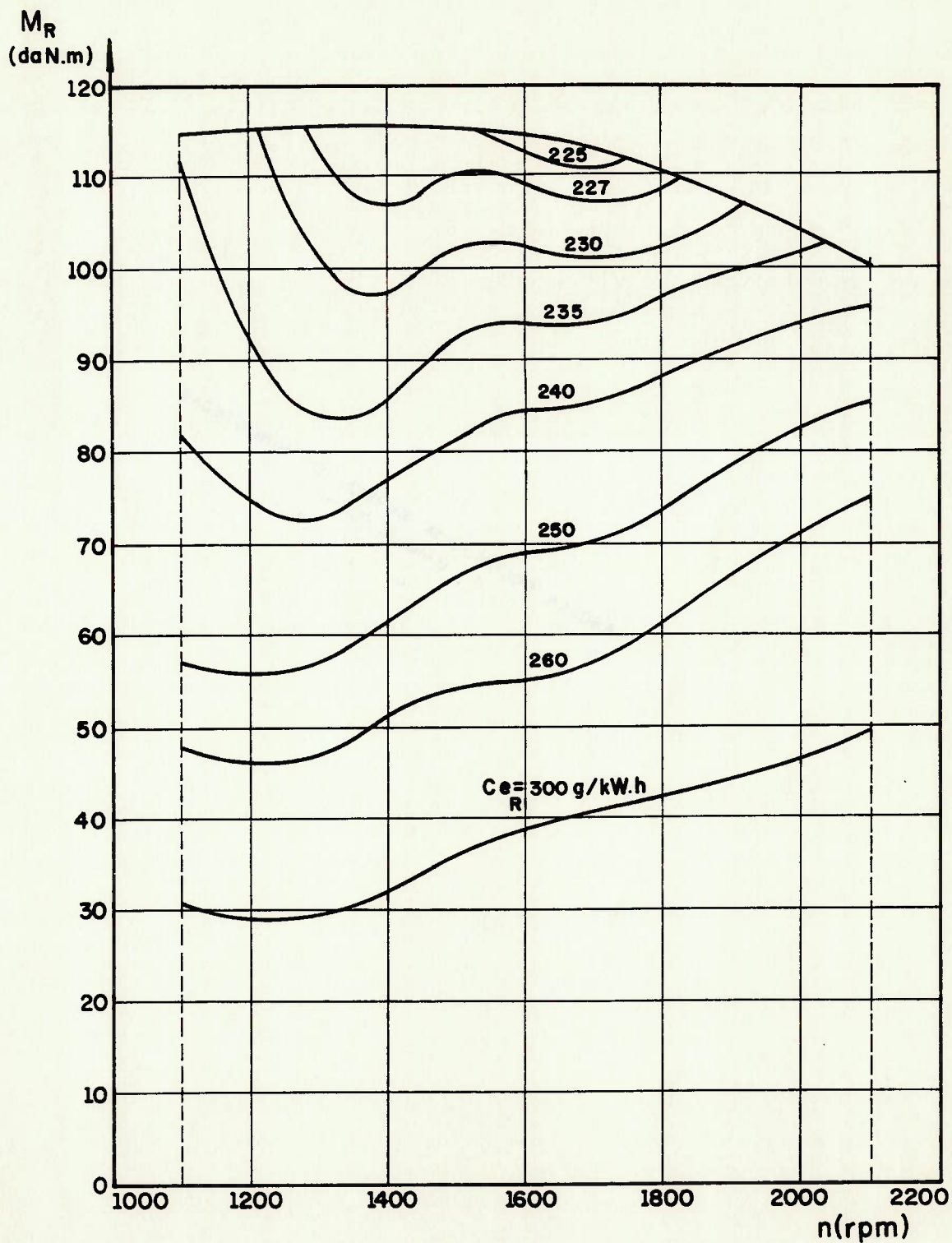


Figura 19 - Curvas de isoconsumo específico.

5.2 - AJUSTAGEM DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO

Para se proceder à simulação termodinâmica de algumas condições de operação do motor, tornou-se imprescindível a determinação da função "evolução da combustão" ou sua 1ª derivada, a função comumente denominada "razão de liberação de calor", por ser esta um dado de entrada no programa simulador. O modelo empregado foi a correlação dupla de Vibe - eq.(18), item 2.2.5.

Conforme já explanado, os parâmetros envolvidos na eq.(18) devem ser estabelecidos tendo por base um conhecimento prévio, através de resultados experimentais, do comportamento da curva de liberação de calor, ao menos para uma condição de funcionamento do motor em estudo, podendo-se então estimar o comportamento desse motor em outras condições de operação distintas.

Como o nosso propósito foi a validação da simulação desenvolvida, foram utilizadas, como base, curvas de razão de liberação de calor obtidas através de um sistema AVL de aquisição e análise de dados de combustão em motores. Tais curvas dão uma idéia qualitativa de como se processa a combustão, pois no cálculo termodinâmico efetuado muitas são as aproximações, inclusive desprezando-se o efeito de transferência de calor pelas paredes do cilindro.

Os parâmetros β , m_1 , ϕ_{c1} , m_2 e ϕ_{c2} da eq.(18) foram definidos por método estatístico convencional dos mínimos quadrados, obtendo-se o ajuste da função dupla de Vibe com as curvas de liberação de calor calculadas pelo sistema AVL.

As condições de operação do motor selecionadas para tal ajuste foram:

- 100% de carga a 2100 rpm
(rotação máxima nominal);
- 100% de carga a 1100 rpm
(rotação mínima de operação estável);
- 25% de carga a 2100 rpm;
- 25% de carga a 1100 rpm.

A tabela 7 apresenta os parâmetros de combustão definidos e as figuras 20 a 27 ilustram as curvas de liberação de calor obtidas através da ajustagem efetuada.

Tabela 7 - Parâmetros de combustão ajustados.

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO	β	m_1	ϕ_{c1}	m_2	ϕ_{c2}
100% de carga 2100 rpm	0,49	3,00	35°	0,90	140°
100% de carga 1100 rpm	0,88	0,69	55°	1,43	130°
25% de carga 2100 rpm	0,45	2,00	22°	1,08	98°
25% de carga 1100 rpm	0,45	2,00	10°	0,50	80°

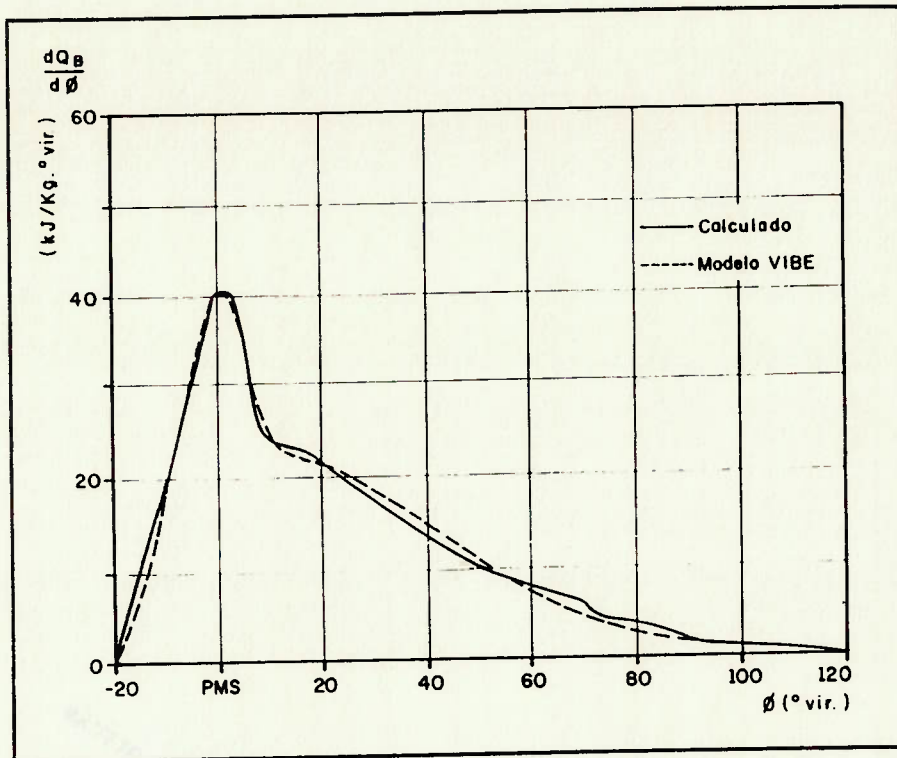


Figura 20 - Curva ajustada da razão de liberação de calor;
100% de carga - 2100 rpm.

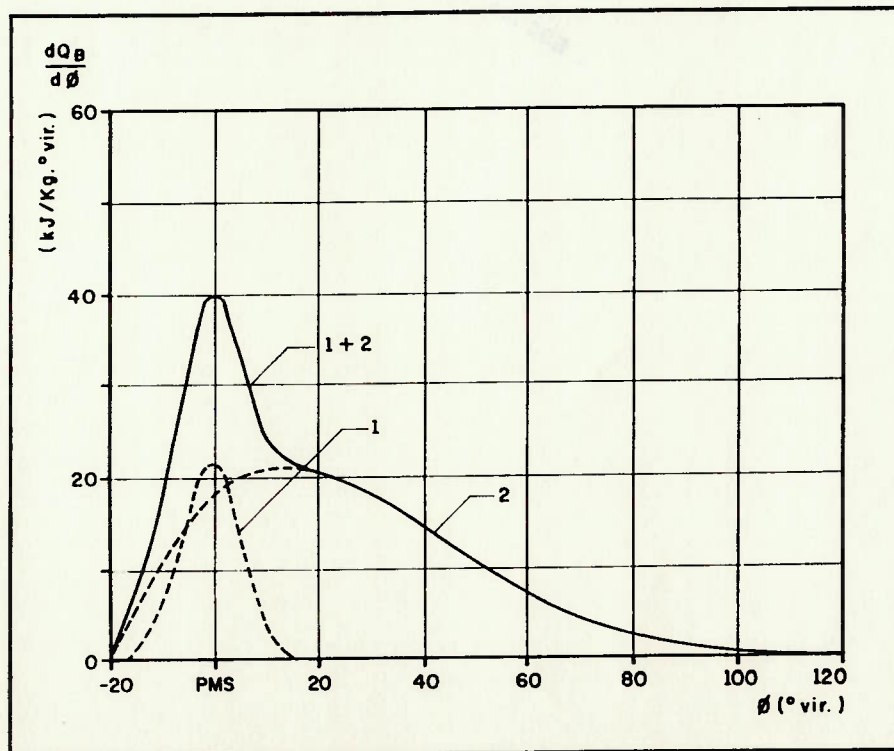


Figura 21 - Esquema da função dupla de Vibe;
100% de carga - 2100 rpm.

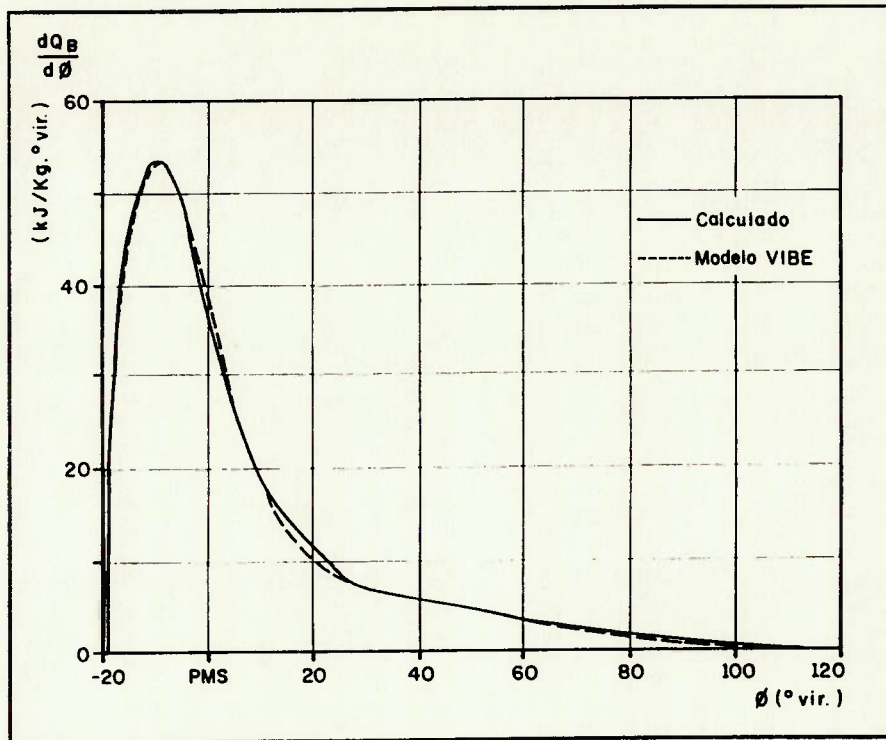


Figura 22 - Curva ajustada da razão de liberação de calor;
100% de carga - 1100 rpm.

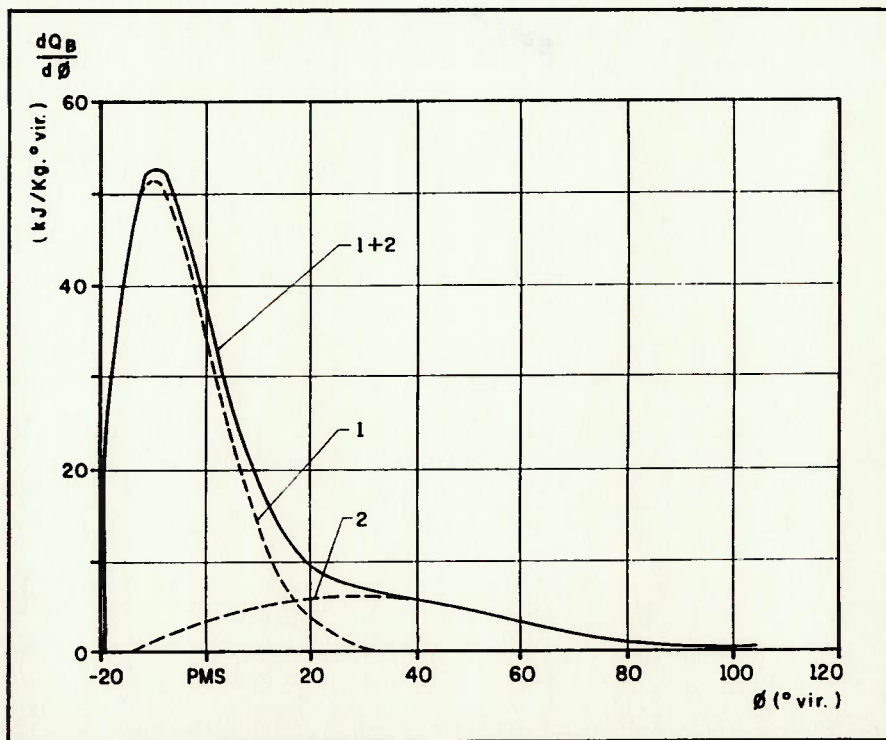


Figura 23 - Esquema da função dupla de Vibe;
100% de carga - 1100 rpm.

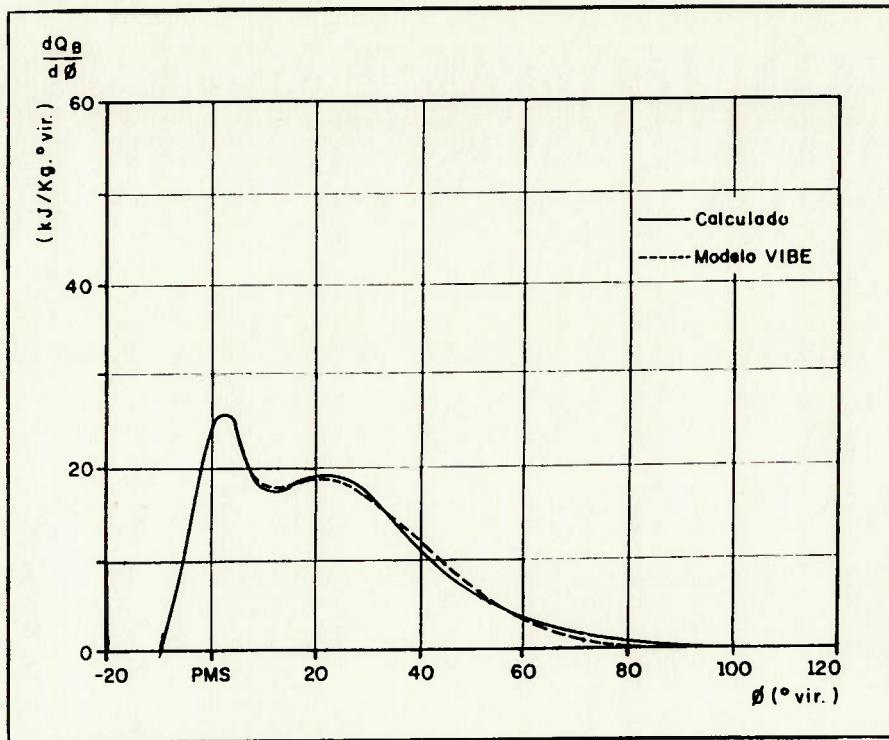


Figura 24 - Curva ajustada da razão de liberação de calor;
25% de carga - 2100 rpm.

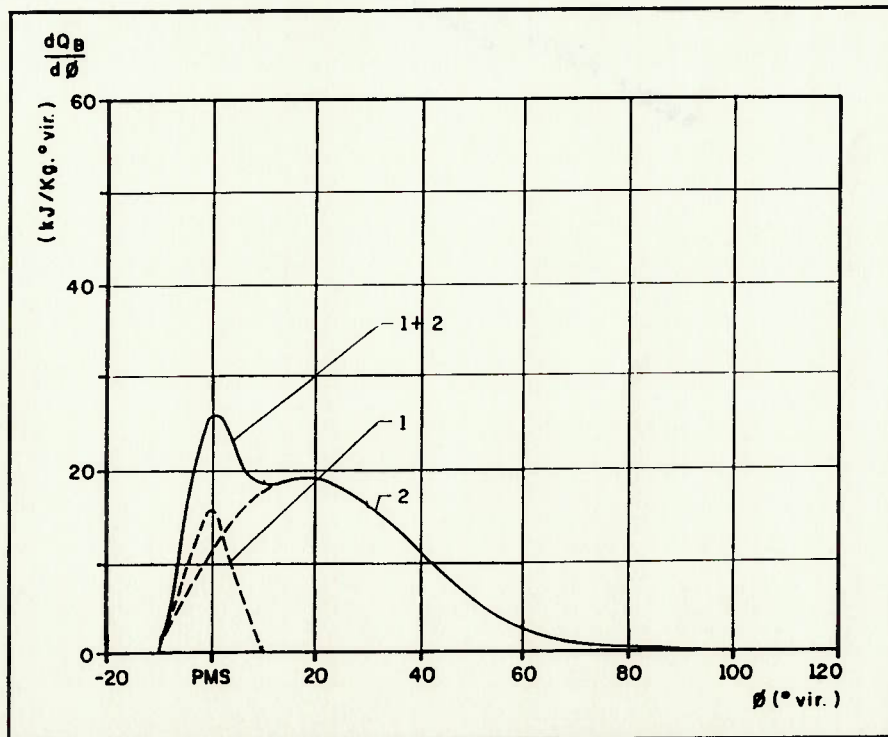


Figura 25 - Esquema da função dupla de Vibe;
25% de carga - 2100 rpm.

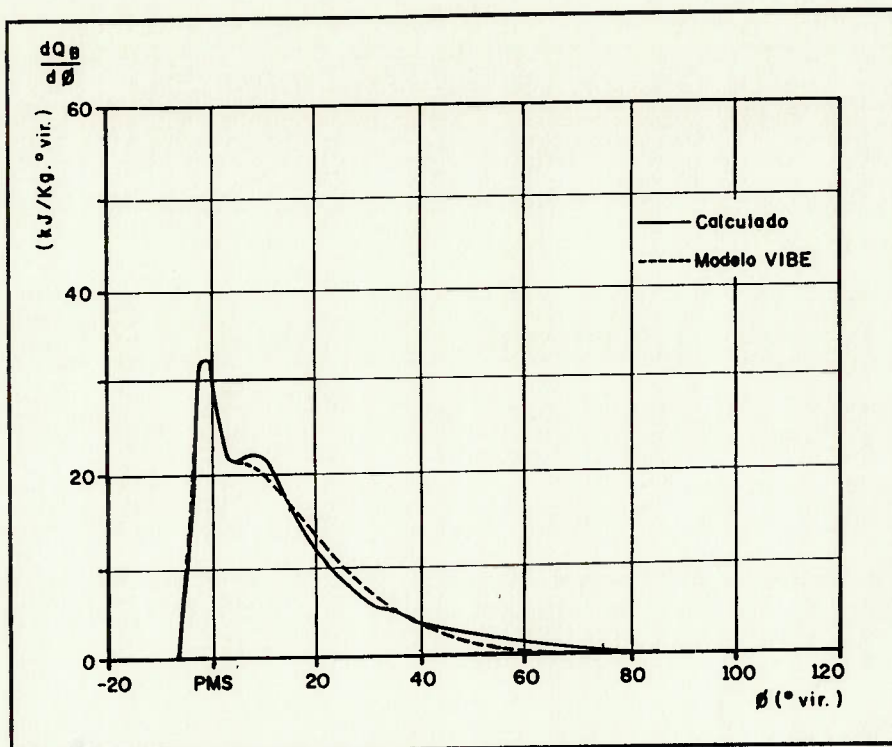


Figura 26 - Curva ajustada da razão de liberação de calor;
25% de carga - 1100 rpm.

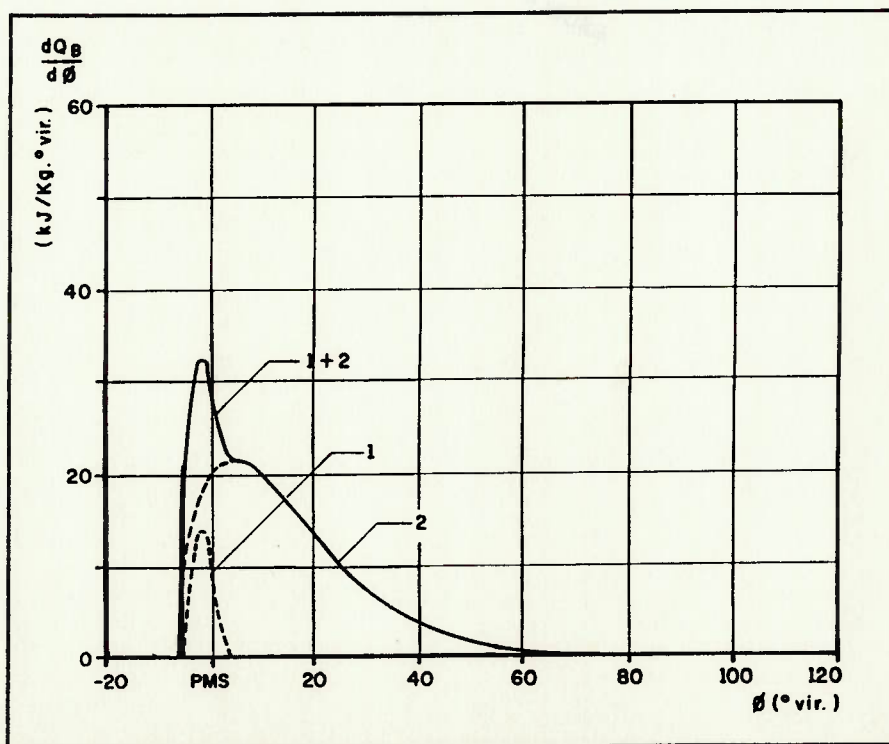


Figura 27 - Esquema da função dupla de Vibe;
25% de carga - 1100 rpm.

Uma observação inicial a ser feita, baseada nas figuras 20 a 27, é a boa ajustagem alcançada quando se modela curvas de liberação de calor por funções duplas de Vibe.

Vale notar que, para pequenos valores do fator de forma m , a velocidade de queima é maior no início da combustão e, quando seu valor aumenta, a maior velocidade de queima ocorre no final do processo. No entanto, a influência dos parâmetros da equação de Vibe não se restringe apenas à combustão, mas afeta, indiretamente, todo o ciclo de trabalho ao modificar as condições iniciais para o processo seguinte.

Na condição de plena carga, figuras 20 e 22, é nítida a influência da rotação na evolução da combustão. Em altas rotações (2100 rpm) a combustão se processa em duas fases distintas : pré-mistura e difusão, comportamento já previsto e explanado no item 2.2.4, mostrando a necessidade de se empregar uma função dupla de Vibe.

Confrontando as curvas de pressão de injeção e de combustão referentes às duas condições de operação - plena carga a 2100 rpm e 1100 rpm - observa-se que, no segundo caso, uma maior quantidade de combustível já tinha sido injetada no cilindro quando a combustão teve seu início, cerca de 2,5 vezes maior. Este fato associado ao maior ângulo de atraso de ignição verificado na condição de 1100 rpm, e conseqüente maior intervalo de tempo para que o combustível injetado sofra os processos de atomização, vaporização e mistura com o ar, poderia explicar a rápida queima inicial observada (pequeno valor de m), com característica predominante de combustão de pré-mistura (elevado valor de β); neste caso, uma função simples de Vibe poderia ser suficiente para

descrever a evolução da combustão, confirmando observações feitas no item 2.2.5.

Analisando-se as figuras 24 e 26, com o motor operando em carga parcial (no caso, 25% da plena carga), nota-se que o intervalo transcorrido, em graus de virabrequim, entre o início da combustão e o instante correspondente ao valor de pico da curva de liberação de calor é maior na condição de maior rotação. Tal fato deve-se a uma velocidade de queima, em termos de energia liberada por unidade de tempo, aproximadamente independente da rotação do motor. Comportamento semelhante é notado também à plena carga (figuras 20 e 22).

Outra observação digna de nota reside no fato que, nas condições em que o motor opera a 1100 rpm (figuras 22 e 26), os picos das curvas de liberação de calor atingem valores maiores que a 2100 rpm, indicando mais uma vez que nas rotações menores predomina a característica de combustão de pré-mistura, o que é também confirmado quando se verifica que os trechos finais das curvas, predominância de combustão por difusão, são menos representativos com o funcionamento mais lento do motor.

5.3 - SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA

Inicialmente foi necessário compor o arquivo com os dados de entrada do programa simulador, sendo executados diversos cálculos preliminares, como aqueles referentes às grandezas geométricas do motor (curvas de elevação das válvulas, coeficientes de descarga, superfícies de coletores), coletados dados e parâmetros junto ao fabricante do motor e na literatura especializada, realizadas análises físico-químicas do combustível e ensaios dinamométricos do motor; na função de evolução da combustão (equação dupla de Vibe) foram utilizados os parâmetros definidos na ajustagem apresentada no item anterior.

As condições de operação simuladas são as mesmas indicadas no item 5.2, por representarem condições bem diversas de funcionamento, ou seja, foram selecionados valores extremos de carga (100% e 25%) e rotação (2100 e 1100 rpm) para se verificar não apenas as variações de comportamento do processo de combustão, mas também visando validar a simulação desenvolvida, em toda a faixa de operação do motor.

A tabela 8 apresenta um resumo dos dados de entrada do programa simulador.

Tabela 8a - Dados de entrada do programa simulador.

GEOMETRIA DO MOTOR

(fornecidos diretamente ou calculados a partir de dados do fabricante)

Diâmetro dos cilindros : 140 mm
 Curso dos pistões : 152 mm
 Razão de compressão : 14,5:1
 Relação biela/manivela : 0,2494

Diagrama de sincronização e dados geométricos das válvulas :

	Admissão	Escapamento
Ângulo de abertura :	36° APMS	64° APMI
Ângulo de fechamento :	40° DPMS	26° DPMS
Número de válvulas :	2	2
Diâmetro mínimo :	39 mm	39 mm
Ângulo de assentamento da sede :	30°	30°

Curva de elevação das válvulas de admissão :

[°vir. x mm] - PMS=0° vir.

-140.. 0,00	324.. 0,00	355.. 0,79	-355.. 1,73	-349.. 2,75	-346.. 3,37	-341.. 4,46
-337.. 5,29	-334.. 6,19	-331.. 7,13	-328.. 8,05	-324.. 8,94	-321.. 9,79	-318..10,60
-313..11,73	-310..12,43	-305..13,40	-300..14,26	-293..15,23	-285..16,15	-267..16,99
-249..16,15	-241..15,23	-235..14,26	-230..13,40	-225..12,43	-222..11,73	-217..10,60
-213.. 9,79	-210.. 8,94	-207.. 8,05	-204.. 7,13	-200.. 6,19	-197.. 5,29	-194.. 4,46
-189.. 3,37	-186.. 2,75	-179.. 1,73	-169.. 0,79	-140.. 0,00		

Curva de elevação das válvulas de escapamento :

[°vir. x mm] - PMS = 0°vir.

-140.. 0,00	116.. 0,00	149.. 0,87	158.. 1,87	163.. 2,63	168.. 3,55	173.. 4,65
176.. 5,47	180.. 6,36	183.. 7,24	186.. 8,10	189.. 8,93	193.. 9,73	196..10,49
201..11,56	204..12,23	211..13,44	215..14,24	222..15,16	230..16,05	250..16,99
271..16,05	279..15,16	286..14,24	291..13,44	298..12,23	301..11,56	306..10,49
309.. 9,73	313.. 8,93	316.. 8,10	319.. 7,24	322.. 6,36	326.. 5,47	329.. 4,65
339.. 2,63	344.. 1,87	353.. 0,87	-334.. 0,00	-140.. 0,00		

Coefficiente de descarga das válvulas :

coeficientes do polinômio de ajuste - eq. (A7)

	A	B	C	D	E
Admissão	0,0000	0,0000	0,9700	-0,0350	0,0000
Escapamento	-8,2100	5,5000	0,0061	-0,0002	0,0000

Dados geométricos dos dutos :

	Admissão	Escapamento
diâmetro interno médio :	0,0614 m	0,0651 m
superfícies das paredes :	0,03855 m ²	0,03579 m ²

**Tabela 8b - Dados de entrada do programa simulador
(continuação).**

DADOS DO COMBUSTÍVEL (análise físico-química) :

Poder calorífico inferior : 42.300 kJ/kg
 Relação ar-combustível estequiométrica : 15,0:1

TRANSFERÊNCIA DE CALOR (modelo de Woschni) :

Coefficiente da fase de alta pressão - C_1 : 2,28
 Coeficiente da fase de troca gasosa - C_1 : 6,18
 Coeficiente de turbulência - C_2 : 0,00324 m/s.K

**DADOS OPERACIONAIS DO MOTOR
(determinados a partir de ensaios dinamométricos)**

Rotação do motor:	2100 rpm	1100 rpm	2100 rpm	1100 rpm
Energia do combustível:	5,8 kJ/ciclo	6,5 kJ/ciclo	2,5 kJ/ciclo	2,0 kJ/ciclo
Temperatura inicial no cil.:	420 K	355 K	345 K	315 K
Pressão inicial no cilindro:	1,93 bar	1,33 bar	1,12 bar	1,00 bar
Temperatura de admissão:	419 K	352 K	343 K	315 K
Pressão de admissão:	1,90 bar	1,30 bar	1,10 bar	0,95 bar
Pressão de escapamento:	1,1 bar	1,1 bar	1,0 bar	1,0 bar
Temperatura ambiente:	299 K	301 K	298 K	298 K
Temp. médias das paredes:				
pistão	550 K	550 K	400 K	350 K
cabeçote	550 K	550 K	400 K	350 K
cilindro	500 K	500 K	380 K	330 K
Temp. médias dos coletores:				
admissão	400 K	330 K	320 K	300 K
escapamento	570 K	570 K	420 K	360 K

EVOLUÇÃO DA COMBUSTÃO (modelo de Vibe) :

Início da combustão:	-20,0°	-18,5°	-10,0°	-6,0°
Duração da pré-mistura:	35°	55°	22°	10°
Fator de forma da pré-mistura:	3,00	0,69	2,00	2,00
Duração da difusão:	140°	130°	98°	80°
Fator de forma da difusão:	0,90	1,43	1,08	0,50
Parâmetro β :	0,49	0,88	0,45	0,45

Os resultados da simulação termodinâmica podem ser visualizados a seguir.

Nas figuras 28, 30, 32 e 34 são apresentadas curvas de pressão da mistura combustível no cilindro, em função do ângulo de virabrequim, para as diversas condições simuladas; para efeito de comparação são também apresentadas as curvas de pressão obtidas experimentalmente.

As figuras 29, 31, 33 e 35 mostram curvas da evolução da temperatura no cilindro ao longo do ciclo de trabalho, resultantes da simulação.

Das figuras citadas, pode-se inferir a boa correlação existente entre as curvas de pressão simulada e aquelas obtidas experimentalmente. A maior diferença observada entre os valores de pressão calculada e medida não excede 3% do valor de pressão máxima.

Nas tabelas 9 a 12 são comparados valores simulados e experimentais de alguns parâmetros considerados mais significativos.

PRESSÃO
(bar)

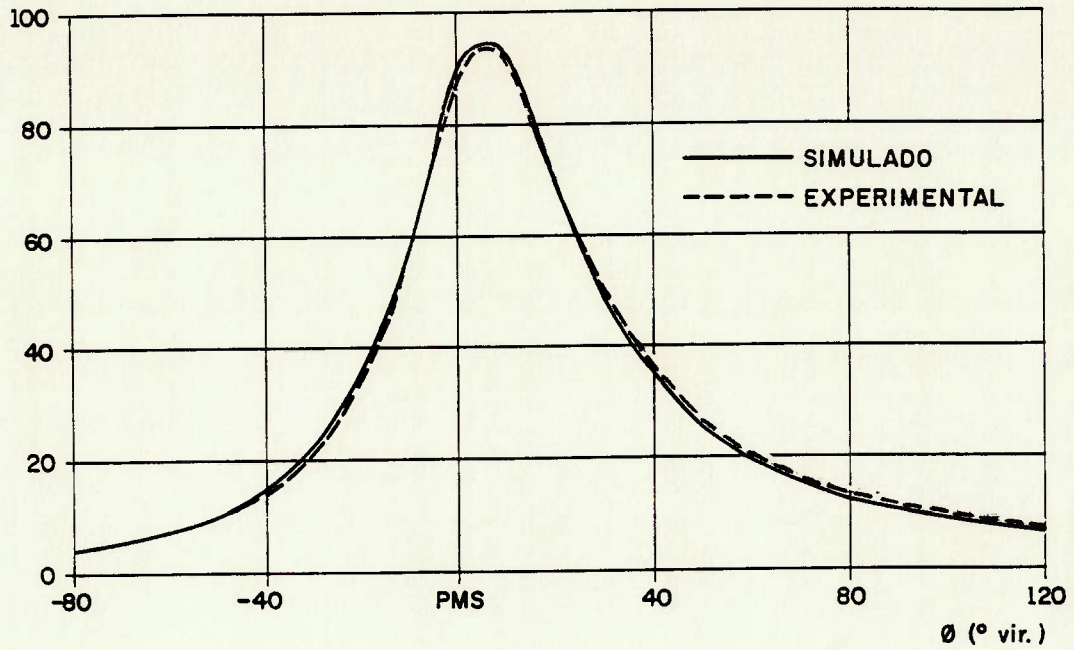


Figura 28 - Evolução da pressão no cilindro;
100% de carga - 2100 rpm.

TEMPERATURA
(K)

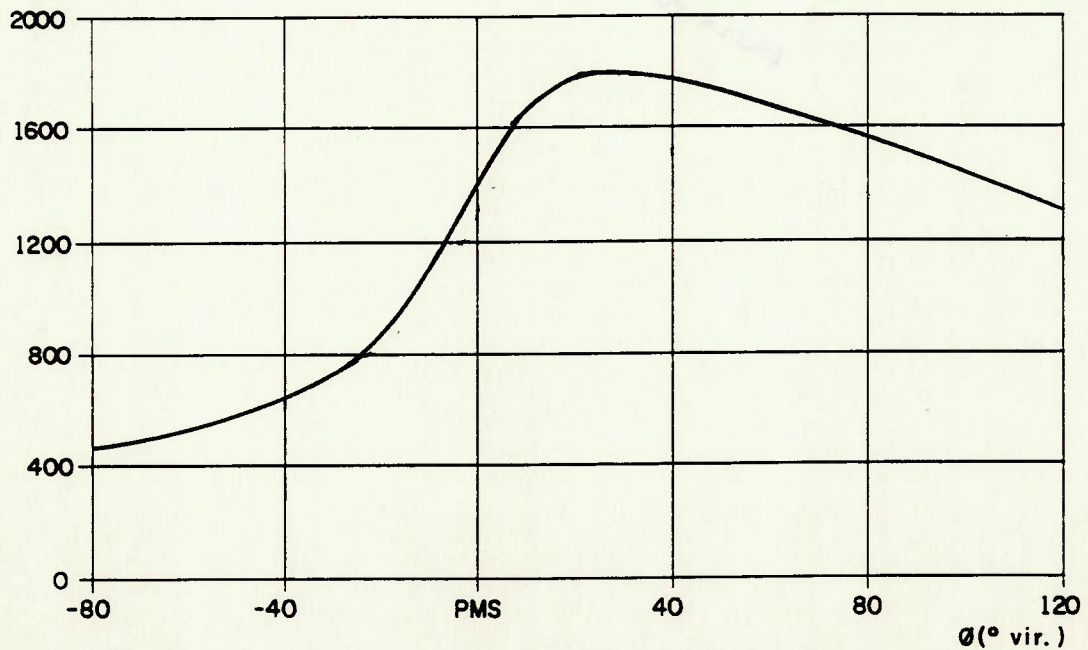


Figura 29 - Evolução da temperatura no cilindro;
100% de carga - 2100 rpm.

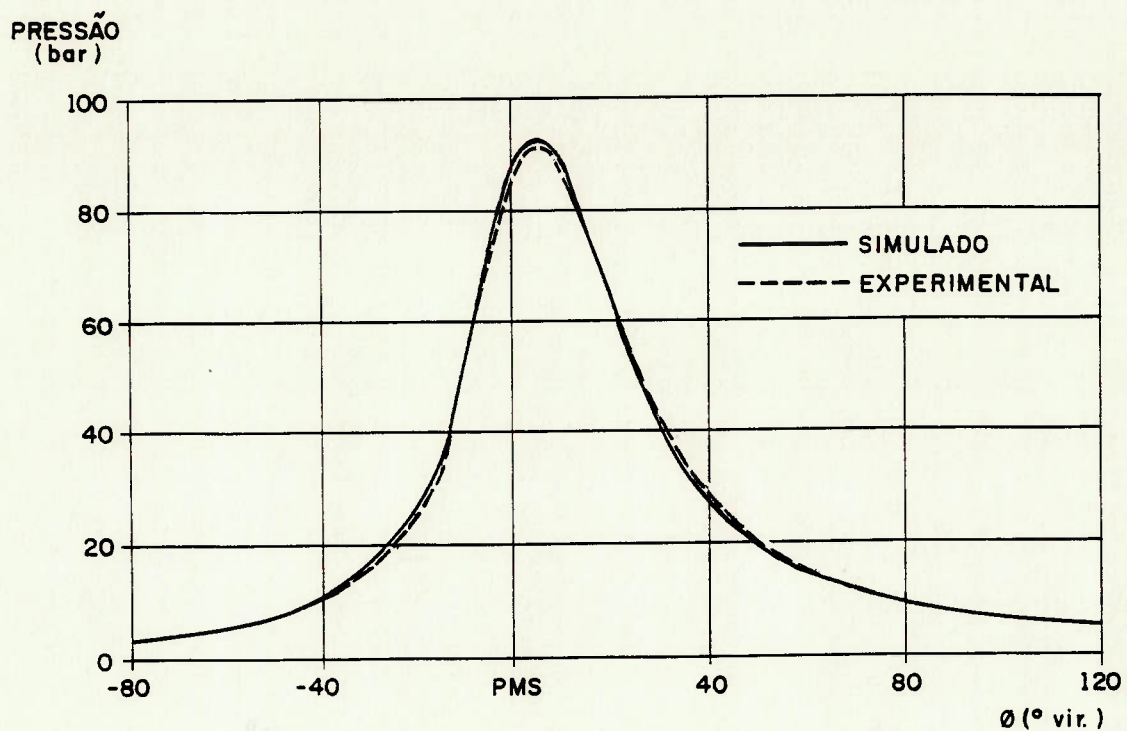


Figura 30 - Evolução da pressão no cilindro;
100% de carga - 1100 rpm.

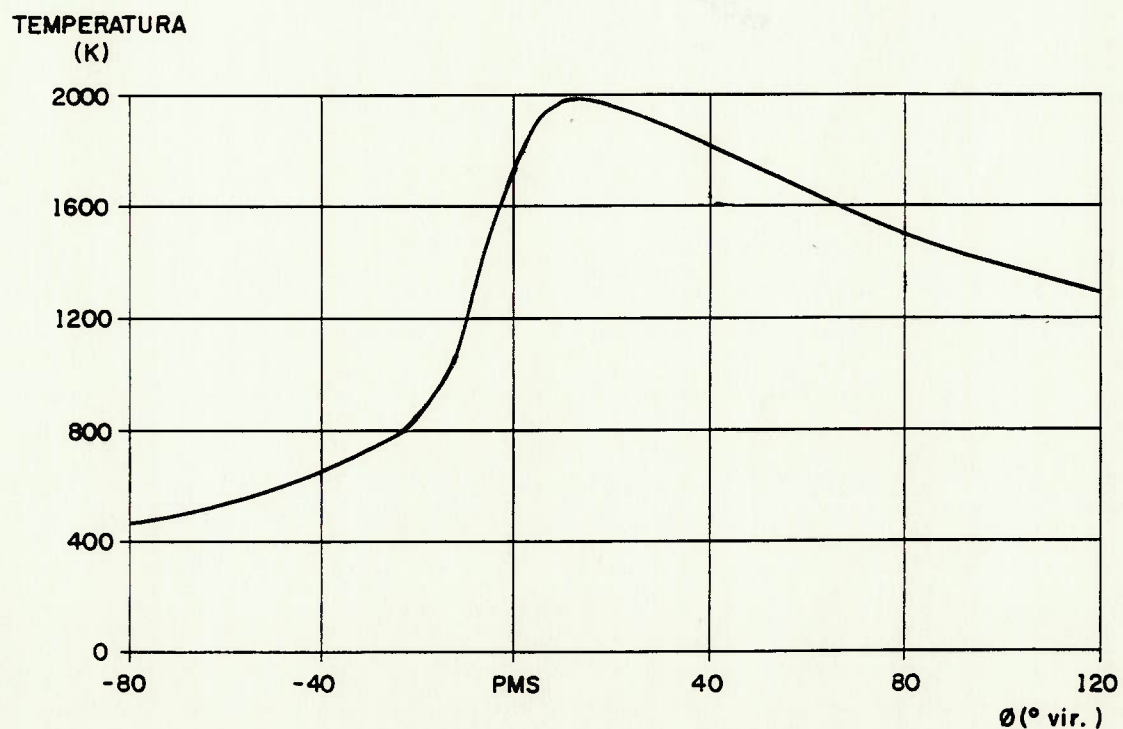


Figura 31 - Evolução da temperatura no cilindro;
100% de carga - 1100 rpm.

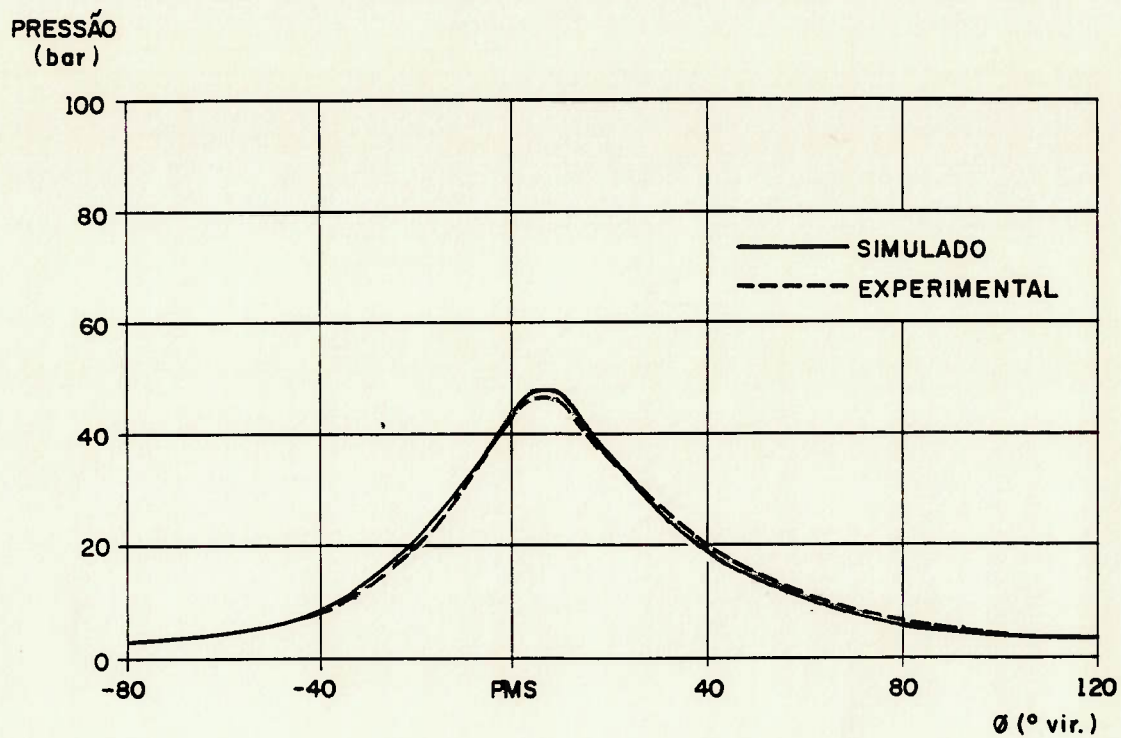


Figura 32 - Evolução da pressão no cilindro;
25% de carga - 2100 rpm.

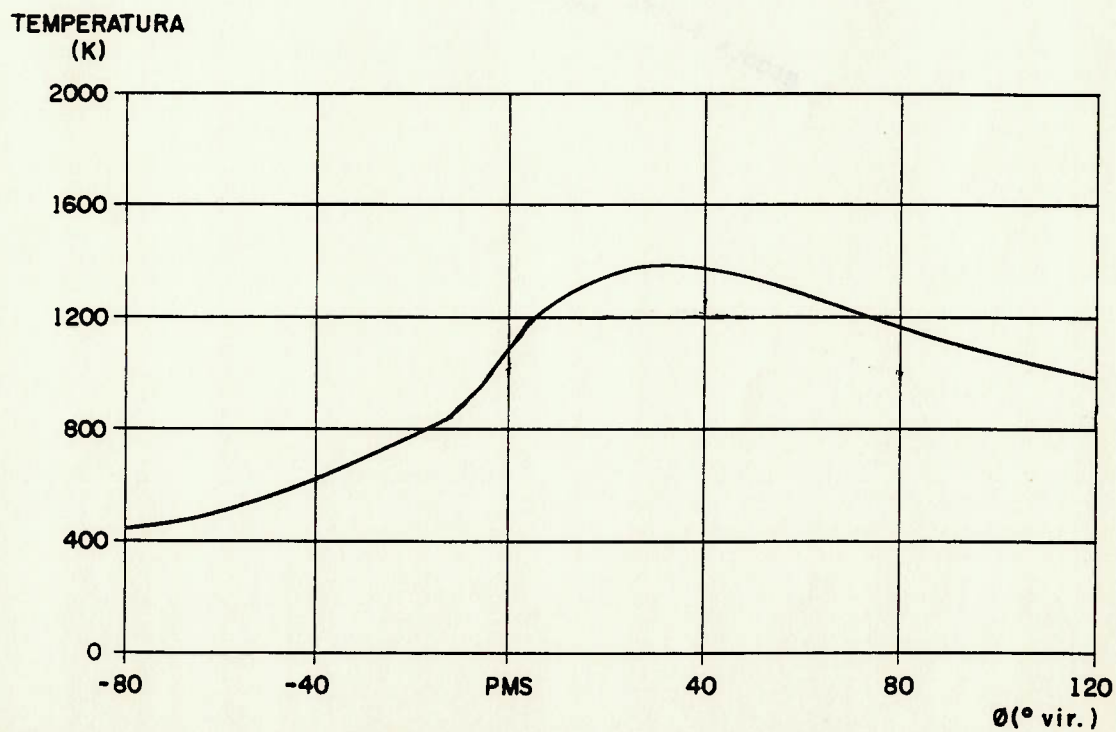


Figura 33 - Evolução da temperatura no cilindro;
25% de carga - 2100 rpm.

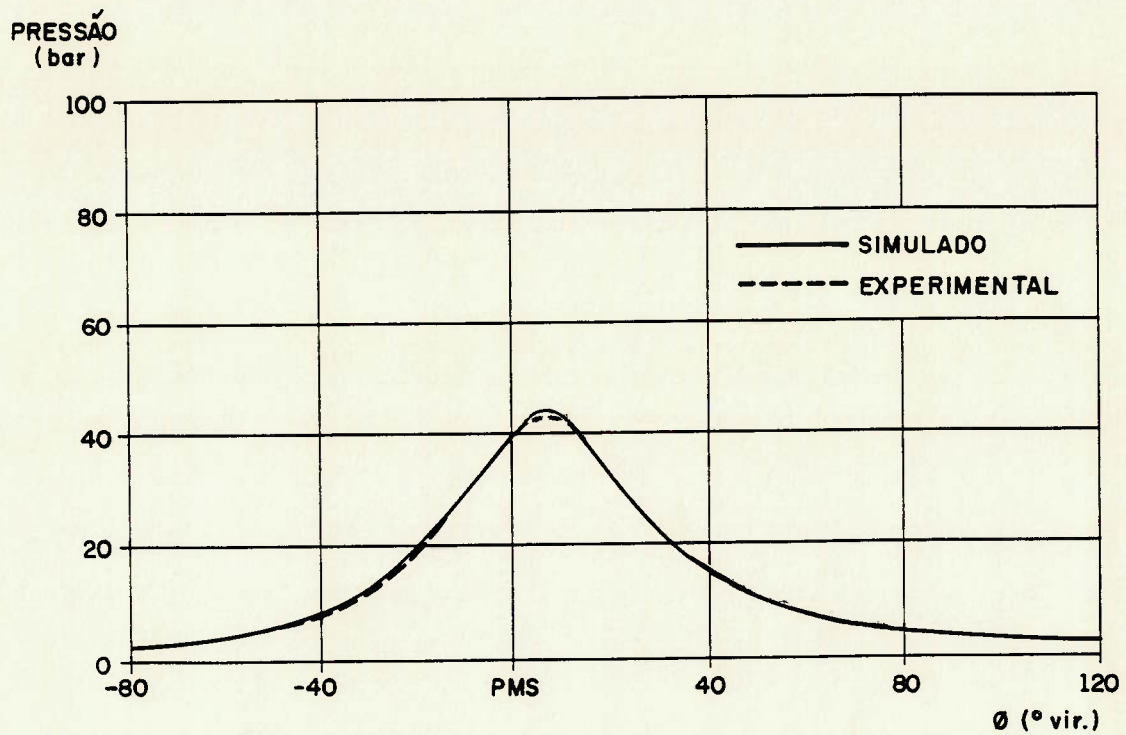


Figura 34 - Evolução da pressão no cilindro;
25% de carga - 1100 rpm.

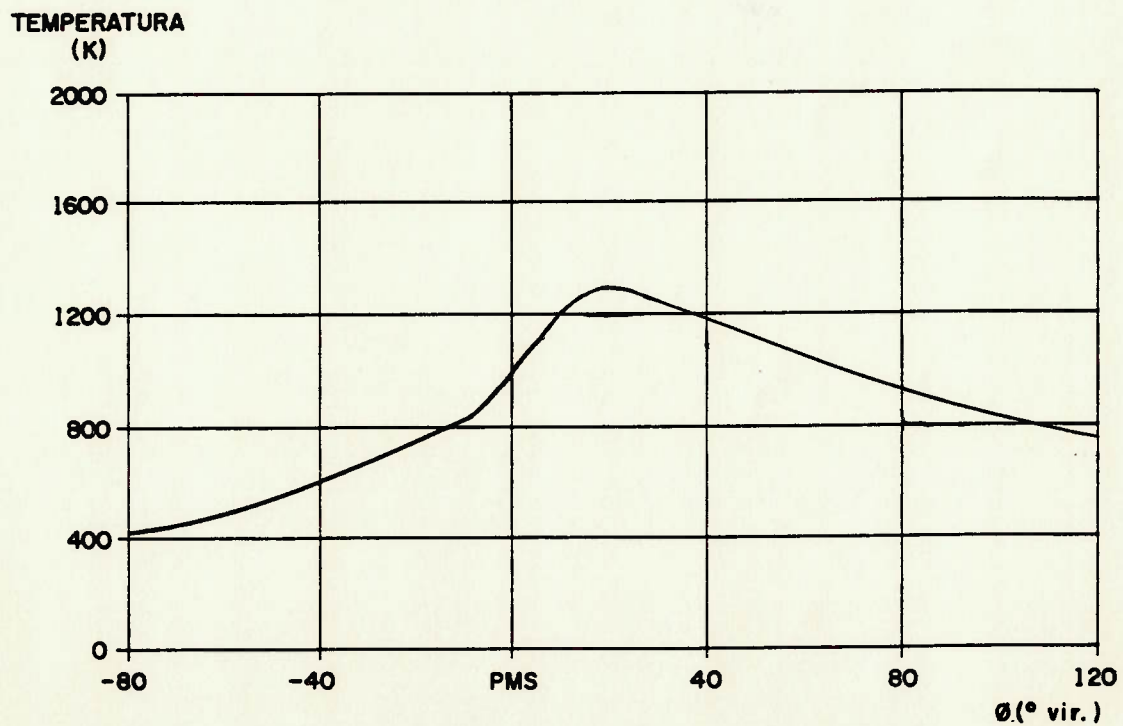


Figura 35 - Evolução da temperatura no cilindro;
25% de carga - 1100 rpm.

Tabela 9 - Dados simulados e experimentais;

100% de carga - 2100 rpm.

	RESULTADO DA SIMULAÇÃO	DADO EXPERIMENTAL
Pressão média indicada:	11,8 bar	11,9 bar
Pressão máxima no cilindro:	96,6 bar	93,8 bar
Posição da pressão máxima:	+6 °	+6 °
Temperatura máxima no cilindro:	1836 K	-
Temp. média dos gases no cil.:	1201 K	-
Coef. médio de troca de calor:	503 W/m ² .K	-
Atraso de ignição:	19° vir.	5° vir.
Temp. média dos gases de escape:	981 K	970 K
Trabalho indicado/Energia comb.:	39,6 %	-
Calor transmitido/Energia comb.:	14,2 %	-
Energia gases escap./En. comb.:	46,2 %	-
Rendimento volumétrico:	90 %	-
(coletor de admissão)		

Tabela 10 - Dados simulados e experimentais;

100% de carga - 1100 rpm.

	RESULTADO DA SIMULAÇÃO	DADO EXPERIMENTAL
Pressão média indicada:	10,0 bar	10,4 bar
Pressão máxima no cilindro:	93,3 bar	91,0 bar
Posição da pressão máxima:	+5 °	+6 °
Temperatura máxima no cilindro:	1987 K	-
Temp. média dos gases no cil.:	1298 K	-
Coef. médio de troca de calor:	321 W/m ² .K	-
Atraso de ignição:	14° vir.	7° vir.
Temp. média dos gases de escape:	966 K	975 K
Trabalho indicado/Energia comb.:	39,0 %	-
Calor transmitido/Energia comb.:	23,1 %	-
Energia gases escap./En. comb.:	37,9 %	-
Rendimento volumétrico:	89 %	-
(coletor de admissão)		

Tabela 11 - Dados simulados e experimentais;

25% de carga - 2100 rpm.

	RESULTADO DA SIMULAÇÃO	DADO EXPERIMENTAL
Pressão média indicada:	5,0 bar	5,3 bar
Pressão máxima no cilindro:	48,2 bar	46,8 bar
Posição da pressão máxima:	+5 °	+5 °
Temperatura máxima no cilindro:	1437 K	-
Temp. média dos gases no cil.:	885 K	-
Coef. médio de troca de calor:	337 W/m ² .K	-
Atraso de ignição	23° vir.	6° vir.
Temp. média dos gases de escape:	730 K	725 K
Trabalho indicado/Energia comb.:	39,8 %	-
Calor transmitido/Energia comb.:	17,4 %	-
Energia gases escap./En. comb.:	42,8 %	-
Rendimento volumétrico:	88 %	-
(coletor de admissão)		

Tabela 12 - Dados simulados e experimentais;

25% de carga - 1100 rpm.

	RESULTADO DA SIMULAÇÃO	DADO EXPERIMENTAL
Pressão média indicada:	3,9 bar	4,1 bar
Pressão máxima no cilindro:	44,8 bar	43,7 bar
Posição da pressão máxima:	+6 °	+7 °
Temperatura máxima no cilindro:	1306 K	-
Temp. média dos gases no cil.:	783 K	-
Coef. médio de troca de calor:	206 W/m ² .K	-
Atraso de ignição:	15° vir.	10° vir.
Temp. média dos gases de escape:	568 K	575 K
Trabalho indicado/Energia comb.:	43,1 %	-
Calor transmitido/Energia comb.:	22,4 %	-
Energia gases escap./En. comb.:	34,5 %	-
Rendimento volumétrico:	88 %	-
(coletor de admissão)		

Os dados apresentados nas tabelas 9 a 12 demonstram a boa precisão do programa simulador. Os valores calculados de pressão média indicada diferiram em média 4% dos valores medidos, o que representa um resultado altamente satisfatório, quando se considera que erros da ordem de 1° de virabrequim no posicionamento do indicador de PMS provocam diferenças superiores a essas.

As diferenças entre as temperaturas médias de escapamento medidas e calculadas foram da ordem de 10 K, compatíveis com valores de imprecisão na medição de temperatura empregando termopares.

Os valores calculados de rendimento volumétrico, referidos às condições de pressão e temperatura no coletor de admissão, podem ser considerados coerentes quando comparados a dados encontrados na literatura.

Quanto aos valores de atraso de ignição, resultantes da simulação, não se observou a existência de uma boa correlação com os valores experimentais, o que pode significar que a expressão empírica de Sitkei - eq.(43), empregada no submodelo referente ao cálculo de atraso de ignição, não se aplica ao tipo de sistema de injeção de combustível do motor estudado. Neste ponto, seria oportuno enfatizar que o ângulo de início de combustão foi fornecido como um dado de entrada para a simulação, o que tornou o cálculo termodinâmico independente dos valores calculados de atraso de ignição.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A pesquisa e desenvolvimento de motores de combustão interna objetivando a otimização de seu desempenho, redução dos valores de consumo de combustível e teores de emissão de poluentes, requer um conhecimento profundo dos processos termodinâmicos envolvidos. A modelagem matemática do ciclo de trabalho em motores, como ferramenta de estudo, possibilita uma racionalização de tempo e recursos investidos, ao direcionar a pesquisa experimental, proporcionando inclusive uma maior compreensão dos fenômenos termodinâmicos em questão.

Tendo em vista o objetivo de se estudar a relação entre parâmetros de projeto do motor e suas variáveis de operação, optou-se pelo desenvolvimento de uma simulação zero-dimensional, por fornecer informações suficientes com tempo computacional reduzido, além de dispensar complexidade nos aparatos experimentais para a validação do modelo.

Visando avaliar a adequação e precisão do modelo de simulação, desenvolvido para o ciclo Diesel, procedeu-se a uma análise comparativa entre dados calculados e resultados experimentais. Apesar das simplificações decorrentes das hipóteses assumidas e adoção de constantes empíricas específicas a alguns submodelos, o programa simulador desenvolvido mostrou-se confiável e adequado aos objetivos propostos.

Os principais parâmetros que afetam o desempenho do motor puderam ser analisados e sua comparação com valores experimentais mostrou resultados altamente satisfatórios.

As curvas de pressão simulada apresentaram uma boa correlação com aquelas obtidas experimentalmente. Os valores calculados de pressão média indicada diferiram em média 4% dos valores medidos e as diferenças entre as temperaturas médias de escapamento, medidas e calculadas, foram da ordem de 10 K, indicando que a simulação elaborada descreve com precisão os processos termodinâmicos que ocorrem em motores de combustão interna.

Embora não comprometendo o cálculo termodinâmico realizado, os valores de atraso de ignição resultantes da simulação não apresentaram uma correspondência satisfatória com valores experimentais, significando uma inadequação da expressão empírica empregada no submodelo de cálculo do atraso de ignição para o tipo de sistema de injeção de combustível do motor estudado. De onde se conclui que correlações mais adaptadas ao motor em questão devem ser formuladas.

Outra sugestão para trabalhos futuros, visando tornar mais abrangente o modelo preditivo de simulação termodinâmica, envolveria estudos que correlacionassem as curvas de pressão de injeção de combustível com as curvas de razão de liberação de calor no cilindro, para toda a faixa de operação do motor; inclusive ampliando-se o levantamento de dados experimentais para outros tipos de motores Diesel. Com a formação de tal banco de dados, seria possível relacionar os parâmetros de evolução da combustão de Vibe com características de injeção de combustível em motores de ignição por compressão.

Um histórico sobre a pesquisa de motores de combustão interna desenvolvida em nosso país indica que, aos institutos de pesquisa e universidades, são reservados os estudos referentes, principalmente, à utilização de combustíveis alternativos. Portanto, seria também oportuno direcionar a continuação do trabalho aqui apresentado para tal campo de ação.

Atualmente, a nível nacional, a utilização do gás metano em transporte público, principalmente na forma de gás natural, vem tomando grande impulso. Nas grandes cidades em particular, o uso desse combustível começa a substituir o óleo diesel utilizado nas frotas de ônibus urbanos e recentemente seu emprego foi estendido aos táxis. A introdução desse novo combustível visa principalmente a redução dos poluentes provenientes dos gases de escapamento, como particulados (emitidos pelos motores diesel), além de monóxido de carbono - CO e hidrocarbonetos - HC; no entanto verifica-se um aumento do teor de óxidos de nitrogênio - NOx.

Em vista do mencionado, uma sugestão interessante seria a elaboração de algumas adaptações à simulação fenomenológica desenvolvida, que acredita-se não sejam muitas, para sua aplicação em motores de ignição por centelha (Otto), operando com gás natural. Poder-se-ia, então, explorar a possibilidade de incorporação de subrotinas que tratassem das emissões de NOx e fuligem.

Primeiramente seria conveniente se aprofundar no estudo do processo de formação de óxidos de nitrogênio em motores de combustão interna, através de literatura específica, como o artigo [116], por exemplo. O submodelo de formação de NOx seria baseado no mecanismo de Zeldovich associado a equações de cinética química [117,118]. Por conseguinte, seria possível analisar a relação entre formação de NOx e parâmetros termodinâmicos como evolução da combustão e temperatura dos gases no cilindro. Um outro submodelo envolveria a cinética da formação de fuligem, onde equações semi-empíricas correlacionariam os efeitos de fatores físicos como concentração, temperatura e pressão da mistura combustível na razão mássica de formação de particulados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] KRIEGER, R.B. Applications of Engine Combustion Models - An Introductory Overview. In: MATTAVI, J.N. & AMANN, C.A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.485-503.
- [2] BLUMBERG, P.N. The Applicability of Combustion Modeling and Diagnostics - Observations , Issues and Outlook. SAE Paper 850397, p.89-99, 1985.
- [3] MYERS, P. The Art of Choosing a Model. SAE Paper 850341, p.1-14, 1985.
- [4] BORMAN, G.L. Modeling Flame Propagation and Heat Release in Engines - An Introductory Overview In: MATTAVI, J.N. & AMANN, C.A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.165-190.
- [5] BEDRAN, E. C. & BERETTA, G.P. General Thermodynamic Analysis for Engine Combustion Modeling. SAE Paper 850205, p.1-11, 1985.
- [6] NEWHALL, H. K. Modeling of Engine Exhaust Emissions - An Introductory Overview. In: MATTAVI, J.N. & AMANN, C.A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.331 - 343.

- [7] PRIMUS, R.J. & WONG, V.W. Performance and Combustion Modeling of Heterogeneous Charge Engines. SAE Paper 850343, p.15-25, 1985.
- [8] HEYWOOD, J.B. Engine Combustion Modeling - An Overview. In: MATTAVI, J.N. & AMANN, C. A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.1-35.
- [9] NOVAK, J.M. & BLUMBERG, P.N. Parametric Simulation of Significant Design and Operating Alternatives Affecting the Fuel Economy and Emissions of Spark-Ignited Engines. SAE Paper 780943, p.1-27, 1978.
- [10] ASSANIS, D. N. & HEYWOOD, J.B. Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies. SAE Paper 860329, p.95-120, 1986.
- [11] ALKIDAS, A.C. The Influence of Partial Suppression of Heat Rejection on the Performance and Emissions of a Divided-Chamber Diesel Engine. SAE Paper 860309, p.1-11, 1986.
- [12] WADE, W.R. et al. Fuel Economy Opportunities with an Uncooled D.I. Diesel Engine. SAE Paper 841286, p.59-72, 1984.
- [13] MALY, R. et al. Modeling of Flame Propagation and Energy Conversion Rates in S.I. Engines. SAE Paper 830331, p.1-17, 1983.

- [14] MIYARI, Y. Computer Simulation of an LHR D.I. Diesel Engine. SAE Paper 880187, p.83-95, 1988.
- [15] SZEKELY, G.A. & ALKIDAS, A. C. A Two Stage Heat-Release Model for Diesel Engines. SAE Paper 861272, p.179-195, 1986.
- [16] POULOS, S.G. & HEYWOOD, J.B. The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion. SAE Paper 830334, p.1-24, 1983.
- [17] WHITEHOUSE, N.D. & BALUSWAMY, N. Calculations of Gaseous Products During Combustion in a Diesel Engine Using a Four Zone Model. SAE Paper 770410, p.1-9, 1977.
- [18] WATTS, P.A. & HEYWOOD, J.B. Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spark-Ignition Engine Operation. SAE Paper 800289, p.1-19, 1980.
- [19] SATHE, V.; MYERS, P.S.; UYEHARA, O.A. Parametric Studies Using a Two-Stroke Engine Cycle Simulation. SAE Paper 700124, p.3-17, 1970.
- [20] GOSMAN, A.D. et al. Development of Prediction Methods for In-Cylinder Processes in Reciprocating Engines. In: MATTAVI, J.N. & AMANN, C.A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.69-124.

- [21] GOSMAN, A.D. Multidimensional Modeling of Cold Flows and Turbulence in Reciprocating Engines. SAE Paper 850344, p.137-153, 1985.
- [22] GOSMAN, A.D. et al. Computer Simulation of In-Cylinder Flow, Heat Transfer and Combustion: a Progress Report. In: 13th INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES, Vienna, Austria, 1979. Anais. p.D21-1/27.
- [23] REYNOLDS, W.C. Modeling of Fluid Motions in Engines - An Introductory Overview. In MATTAVI, J.N. & AMANN, C.A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.41-65.
- [24] BUTLER, T. D. et al. Toward a Comprehensive Model for Combustion in a Direct-Injection Stratified-Charge Engine. In: MATTAVI, J.N. & AMANN, C. A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.231-260.
- [25] DIWAKAR, R. Multidimensional Modeling Applied to the Direct-Injection Stratified-Charge Engine - Calculation versus Experiment. SAE Paper 810225, p.1-10, 1981.
- [26] KONO, S. et al. Prediction of In-Cylinder Flow and Spray Formation Effects on Combustion in Direct Injection Diesel Engines. SAE Paper 850108, p.89-100, 1985.
- [27] ERRERA, M. P. et al. Three-Dimensional Numerical and Experimental Analysis of In-Cylinder Flow in an Internal Combustion Engine. SAE Paper 880106, p.1-15, 1988.

- [28] NISHIDA, K. & HIROYASU, H. Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a D.I. Diesel Engine. SAE Paper 890269, p.53-70, 1989.
- [29] BRACCO, F. V. Modeling of Engine Sprays. SAE Paper 850394, p.113-136, 1985.
- [30] ABRAHAM, J.; WILLIAMS, F.A.; BRACCO, F.V. A Discussion of Turbulent Flame Structure in Premixed Charges. SAE Paper 850345, p.27-42, 1985.
- [31] GUPTA, H.C.; STEINBERGER, R.L.; BRACCO, F.V. Combustion in a Divided Chamber, Stratified Charge, Reciprocating Engine: Initial Comparisons of Calculated and Measured Flame Propagation. Combustion Science and Technology, 22: 27-61, 1980.
- [32] LANGE, W. & WOSCHNI, G. Thermodynamische Auswertung von Indikator-Diagrammen, elektronisch gerechnet. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 25 (7): 284-289, Jul. 1964.
- [33] WOSCHNI, G. Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 26 (11): 439-446, Nov. 1965.
- [34] ANISITS, F. & ZAPF, H. Auswertverfahren der Druckverläufe und elektronische Berechnung des Verbrennungsverlaufs in Dieselmotoren mit unterteilten Brennräumen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 32 (12): 447-451, Dez. 1971.

- [35] HAMPEL, R. et al. Elektronisches Mess-system zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatordiagrammen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 36 (2): 33-38, Feb. 1975.
- [36] POLZIN, H. & PUTTER, R.G. Ein Messdaten-system für Prüfstände von Verbrennungsmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 37 (1/2): 15-18, Jan/Feb. 1976.
- [37] MCFARLAND, R.A. & WOOD, C.D. An Analog Heat Release Computer for Engine Combustion Evaluation. SAE Paper 760553, p.1-5, 1976.
- [38] KIRISAWA, T. et al. Mess und Datenverarbeitungssystem für den Zylinderdruck des Verbrennungsmotors und seine Anwendungsbeispiele. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 42 (6) : 251-254, Jun. 1981.
- [39] NIGRO, F.E.B. & SILVA, L.L.C. Estudos sobre a Liberação de Calor durante a Combustão em Motores Veiculares. In: II SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, Brasília, 1985. Anais. p.249-264.
- [40] HAYES, T.K. et al. Cylinder Pressure Data Acquisition and Heat Release Analysis on a Personal Computer. SAE Paper 860029, p.1-9, 1986.
- [41] NIGRO, F.E.B.; LUCO, E.I; SILVA, L.L.C. The Effect of Cetane Improvers on the Rate of Heat Release in Diesel Engines Using Alcohols. In: 6th INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ALCOHOL FUELS TECHNOLOGY, 3., Ottawa, Canada, 1984. Anais. p.331-339.

- [42] YAMAZAKI, N. et al. The Effects of Flash Boiling Fuel Injection on Spray Characteristics, Combustion, and Engine Performance in D.I. and I.D.I. Diesel Engines. SAE Paper 8500071, p.41-48, 1985.
- [43] MAYER, K.P. Fuel Economy, Emissions and Noise of Multi Spray Light Duty D.I. Diesels - Current Status and Development Trends. SAE Paper 841288, p.89-98, 1984.
- [44] Van GERPEN, J.H. et al. The Effects of Swirl and Injection Parameters on Diesel Combustion and Heat Transfer. SAE Paper 850265, p.225-242, 1985.
- [45] FURUBAYASHI, M. et al. Combustion Control of a Swirl-Chamber Type Diesel Engine by Early Ignition of Residual Fuel from the Previous Cycle. SAE Paper 861183, p.39-46, 1986.
- [46] KATO, T. et al. Spray Characteristics and Combustion Improvement of D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection SAE Paper 890265, p.15-25, 1989.
- [47] GATOWSKI, J.A. et al. Heat Release Analysis of Engine Pressure Data. SAE Paper 841359, p.1-17, 1984.
- [48] CARTELLIERI, W.P. & HERZOG, P.L. Swirl Supported or Quiescent Combustion for 1990's Heavy - Duty D.I. Diesel Engines - An Analysis. SAE Paper 880342, p.1-23, 1988.
- [49] NAKAJIMA, K. et al. An Experimental Investigation of the Air Swirl Motion and Combustion in the Swirl Chamber of Diesel Engines. Bulletin of JSAE 1: 195-209, 1969.

- [50] SHIMODA, M. et al. Effect of Combustion Chamber Configuration on In-Cylinder Air Motion and Combustion Characteristics of D.I. Diesel Engine. SAE Paper 850070, p.27-39, 1985.
- [51] ISHIDA, S. et al. Development Status of a Small Direct- Injection Diesel Engine at Isuzu. SAE Paper 850068, p.1-16, 1985.
- [52] SAITO, T. et al. Effects of Combustion Chamber Geometry on Diesel Combustion. SAE Paper 861186, p.71-81, 1986.
- [53] MIYAIRI, Y. et al. Selective Heat Insulation of Combustion Chamber Walls for a D.I. Diesel Engine with Monolithic Ceramics. SAE Paper 890141, p.1-14, 1989.
- [54] ALKIDAS, A.C. Performance and Emissions Achievements with an Uncooled Heavy-Duty, Single-Cylinder Diesel Engine. SAE Paper 890144, 29-40, 1989.
- [55] CHENG, W.K. et al. Heat Transfer Measurement Comparisons in Insulated and Non-Insulated Diesel Engines. SAE Paper 890570, p.161-167, 1989.
- [56] TSUNEMOTO, H. et al. The Transient Performance during Acceleration in a Passenger Car Diesel Engine at the Lower Temperature Operation. SAE Paper 850113, p.175-183, 1985.
- [57] KARIM, G.A. A Review of Combustion Processes in the Dual Fuel Engine - The Gas Diesel Engine. Progress in Energy and Combustion Science 6: 227-285, 1980.

- [58] GILL, A. P. Design Choices for 1990's Low Emission Diesel Engines. SAE Paper 880350, p.1-20, 1988.
- [59] KARIM, G.A. et al. An Examination of the Combustion Processes of a Methane Fuelled Engine when Employing Plasma Jet Ignition. SAE Paper 891639, p.1-10, 1989.
- [60] OBERT, E. F. Combustion. In:—. Internal Combustion Engines and Air Pollution. New York, Harper & Row, Publishers, Inc., 1973, p.87-143.
- [61] SEMENOV, N.N. Some Problems in Chemical Kinetics and Reactivity. vol.2, New Jersey, Princeton University Press, 1959.
- [62] LEWIS, B. & Von ELBE, G. Internal Combustion Engines. In:—. Combustion, Flames and Explosions of Gases. 2.ed. New York, Academic Press Inc., 1961. p.351-377.
- [63] STREHLOW, R.A. Chemical Reactions in Gases. In:—. Fundamentals of Combustion. Pennsylvania, International Textbook Company, 1968, p.77-143.
- [64] WILLIAMS, F.A. Reaction Mechanisms. In:—. Combustion Theory. 2.ed. California, The Benjamin/Cummings Publishing Company, Inc., 1985. p.558-584.
- [65] BRADLEY, J.N. Combustion of Hydrocarbons. In:—. Flame and Combustion Phenomena. London, Methuen & Co. Ltd., 1969. p.85-107.

- [66] LYN, W.T. Einige Probleme der Verbrennung in Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 27 (4): 140-145, Apr. 1966.
- [67] LYN, W. T. Optimization of Diesel Combustion Research. SAE Paper 780942, p.1-9, 1978.
- [68] ZINNER, K. Einige Ergebnisse realer Kreisprozessrechnungen über die Beeinflussungs - Möglichkeit des Wirkungsgrades von Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 31 (6): 243-254, Jun. 1970.
- [69] MATHUR, H.B. et al. A Thermodynamic Simulation Model for a Dual Fuel Open Combustion Chamber Compression Ignition Engine. SAE Paper 861275, p.233-245, 1986.
- [70] KRIEGER, R.B. & BORMAN, G.L. The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines. ASME Paper n° 66-WA/DGP-4, p.1-16, 1966.
- [71] LANCASTER, D.R. et al. Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion. SAE Trans., 85: 689-710, Paper 760160, 1976.
- [72] MATTAVI, J.N. et al. Engine Improvements through Combustion Modeling. In: MATTAVI, J.N. & AMANN, C.A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.537-579.

- [73] BRINKMAN, N.D. & STEBAR, R.F. A Comparison of Methanol and Dissociated Methanol Illustrating Effects of Fuel Properties on Engine Efficiency - Experiments and Thermodynamic Analysis. SAE Paper 850217, p.1-24, 1985.
- [74] LAVOIE, G.A. et al. Hydrocarbon Emissions Modeling for Spark Ignition Engines. In: MATTAVI, J.N.& AMANN, C.A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.409-441.
- [75] VIBE, I. I. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Berlin, Verlag Technik, 1970, 286 p.
- [76] WOSCHNI, G. & ANISITIS, F. Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 34 (4): 106-115, Apr. 1973.
- [77] BRANDSTETTER, W.R. Modeling of a Stratified-Charge Engine with an Unscavenged Prechamber. In: MATTAVI, J. N. & AMANN, C. A., ed. Combustion Modeling in Reciprocating Engines. New York, Plenum Press, 1980, p.509-536.
- [78] SAKAI, Y. et al. Effect of Combustion Chamber Shape on Nitrogen Oxides. Bulletin of JSAE 6: 33-46, Apr. 1974.
- [79] MUELLER, R.P. et al. Modeling for Mass Burning Rate and Combustion Duration in Spark Ignition Engines Using Gasohol Fuels. SAE Paper 831677, p.29-45, 1983.

- [80] BULATY, T. & GLANZMANN, W. Bestimmung der Wiebe-
Verbrennungsparameter. MTZ Motortechnische Zeitschrift,
45 (7/8) : 299-303, Jul/Aug. 1984.
- [81] PLEE, S.L. & AHMAD, T. Relative Roles of Premixed and
Difusion Burning in Diesel Combustion. SAE Paper 831733,
p.41-58, 1983.
- [82] WATSON, N.; PILLEY, A.D.; MARZOUK, M. A Combustion
Correlation for Diesel Engine Simulation. SAE Paper
800029, p.51-63, 1980.
- [83] LAKSHMINARAYANAN, P.A. et al. A Heat Release Model for
Divided Chamber Diesel Engines. SAE Paper 860084, p.1-
14, 1986.
- [84] CIULLI, E. & PSARUDAKIS, P. Simple Complete Simulation of
Internal Combustion Engines. In: 20th INTERNATIONAL
SYMPOSIUM ON AUTOMOTIVE TECHNOLOGY & AUTOMATION, 1.,
Florence, Italy, 1989. Anais. p.527-548.
- [85] WATSON, N. & MARZOUK, M. A Non-Linear Digital Simulation
of Turbocharged Diesel Engines under Transient Conditions.
SAE Paper 770123, p.159-176, 1977.
- [86] CRADDOCK, J.P. & HUSSAIN, M. A Rate of Heat Release
Correlation for Highly Charged Diesel Engines. SAE Paper
860083, p.1-11, 1986.
- [87] GHOJEL, J.I. A Study of Combustion Chamber Arrangements
and Heat Release in D.I. Diesel Engines. SAE Paper
821034, p.1-12, 1982.

- [88] MIYAMOTO, N. et al. Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions. SAE Paper 850107, p.77-88, 1985.
- [89] SILVA, L.L.C. Estudo da Combustão em Motores Otto a Gás. In: IV SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, São Paulo, 1987. Anais, p.499-515.
- [90] ZACHARIAS, F. Mollier-I,S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 31 (7): 296-303, Jul. 1970.
- [91] JUSTI, E. Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase. Berlin, 1938. Apud: PUCHER, H. Sondergebiet der Verbrennungskraftmaschinen I - Reale Arbeitsprozessrechnung. Notas de aula, Technische Universität Berlin, 1986.
- [92] WOSCHNI, G. Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 26 (4): 128-133, Apr. 1965.
- [93] TRAPY, J. Transferts Thermiques dans les Moteurs à Combustion Interne - Mesure et Modélisation. Rev. Gén.Therm, Fr., 233: p.385-390, Mai.1981.
- [94] WOSCHNI, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Paper 670931, p.1-13, 1967.

- [95] WOSCHNI, G. Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 31 (12): 491-499, Dez.1970.
- [96] WOSCHNI,G. Experimentelle Untersuchung des Wärmeflusses in Kolben und Zylinderbüchse eines schnellaufenden Dieselmotors. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 39 (12): 575-579, Dez.1978.
- [97] WOSCHNI,G. & FIEGER, J. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten in Ottomotor. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 42 (6): 229-234, Jun.1981.
- [98] WOSCHNI,G. et al. Isolierung der Brennraumwände - Ein lohnendes Entwicklungsziel bei Verbrennungsmotoren? MTZ Motortechnische Zeitschrift, 47 (12): 495-500, Dez. 1986.
- [99] WOSCHNI,G. et al. Einfluss von Brennraumisolierungen auf den Kraftstoffverbrauch und die Wärmeströme bei Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 49 (7/8): 281-285, Jul/Aug. 1988.
- [100] HOHENBERG, G.F. Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. SAE Paper 790825, p.61-79, 1979.
- [101] HOHENBERG, G. F. Berechnung des gasseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 41 (7/8): 321-326, Jul/Aug. 1980.

- [102] SIHLING, K. & WOSCHNI, G. Experimental Investigation of the Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine. SAE Paper 780833, p.95-102, 1979.
- [103] ZAPF, H. Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 30 (12): 461-465, Dez. 1969.
- [104] NISHIWAKI, K. et al. Average Heat Transfer Coefficients on a Cylinder Wall in the Intake and Exhaust Process of Motoring Test. Bulletin of the JSME, 22 (174): 1976-1809, Dec. 1979.
- [105] EBERSOLE, G.D.; MYERS, P.S.; UYEHARA, O. A. The Radiant and Convective Components of Diesel Engine Heat Transfer. SAE Paper 701C, 1963. Apud: MOREL, T. & KERIBAR, R. Heat Radiation in D.I. Diesel Engines. SAE Paper 860445, p.151-167, 1986.
- [106] OGURI, T. et al. Radiant Heat Transfer in a Diesel Engine Cylinder. Bulletin of JSAE 4: 18-28, March 1972.
- [107] CHAPMAN, M. et al. A Time-Dependent Spatial Model for Radiant Heat Transfer in Diesel Engines. SAE Paper 831725, p.13-20, 1983.
- [108] MOREL, T. & KERIBAR, R. Heat Radiaton in D.I. Diesel Engines. SAE Paper 860445, p.151-167, 1986.
- [109] MOREL, T. et al. Effect of Speed, Load and Location on Heat Transfer in a Diesel Engine - Measurements and Prediction. SAE Paper 870157, p. 125-136, 1987.

- [110] EYZAT, P. & GUIBET, J. C. Étude de L'Inflamation dans les Moteurs Diesel. Revue de L'Institute Français du Pétrole, 22 (12): 1856 - 1865, Déc. 1967
- [111] SITKEI, G. Über den dieselmotorischen Zündverzug. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 24 (6): 190-194, Jun. 1963.
- [112] BULATY, T. Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselrechnungen bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 35 (6): 177-185, Jun. 1974.
- [113] PUCHER, H. Ein Rechenprogramm zum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 38 (7/8): 333-335, Jul/Aug. 1977.
- [114] ZURMÜHL, R. Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker. 5.ed. Berlin, Ed. Springer, 1965. 417 p.
- [115] HILDEBRAND, F.B. Runge-Kutta Methods. In:—. Introduction to Numerical Analysis. 2ed. Mc Graw-Hill Co., 1976. p.233-239.
- [116] WIMMER, D.B. & McREYNOLDS, L.A. Nitrogen Oxides and Engine Combustion. SAE Transactions, v.70, 1962, p.733-748.
- [117] KURODA, H. et al. Math. Model Analysis of NO_x Formation in case Pre-mixed S.I. Engine. Bulletin of JSAE 6: 11-21, Apr. 1974.
- [118] KYRIAKIDES, S.C.; DENT, J.C. & MEHTA, P.S. Phenomenological Diesel Combustion Model Including Smoke and NO Emission. SAE Paper 860330, p.1-26, 1986.

APÊNDICE 1

RELAÇÕES GEOMÉTRICAS

A.1.1 - CURVAS DE ELEVAÇÃO DAS VÁLVULAS

A partir de dados referentes aos perfis dos camos e relações de balanceiros dos mecanismos de acionamento das válvulas, fornecidos pelo fabricante do motor, foi possível a elaboração das curvas de elevação instantânea das válvulas de admissão e de escapamento em função do ângulo de virabrequim. Estes valores constam do arquivo SIMDAT, que contém os dados de entrada do programa simulador.

A figura A1.1 apresenta, a título de ilustração, as curvas de elevação, velocidade e aceleração das válvulas de admissão.

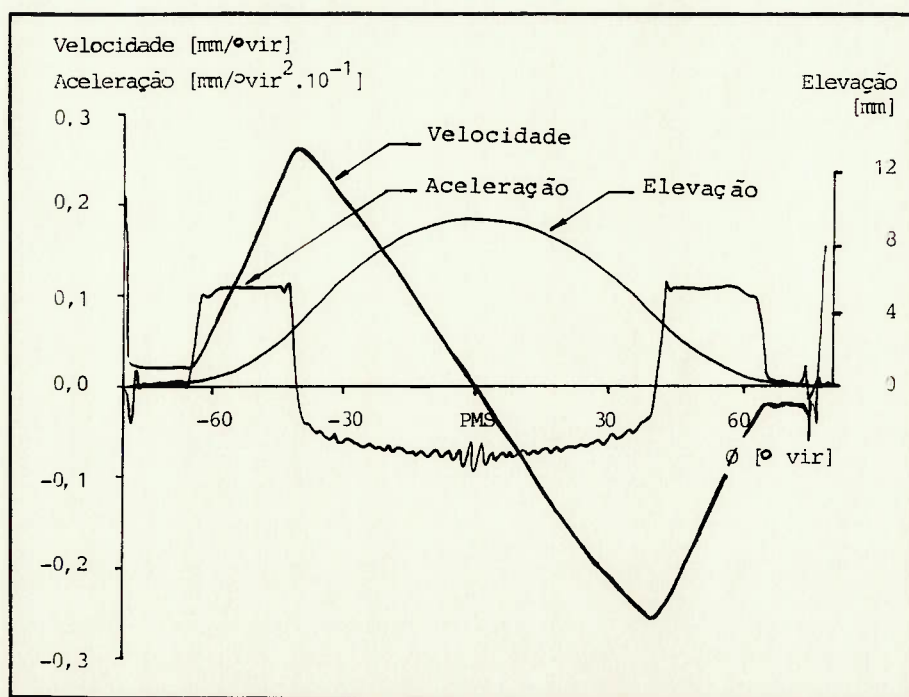


Figura A1.1 - Elevação, velocidade e aceleração das válvulas de admissão.

A.1.2 - ÁREAS GEOMÉTRICAS E EFETIVA DE PASSAGEM ATRAVÉS DAS VÁLVULAS

Para o cálculo da área geométrica de passagem através das válvulas em função do ângulo de virabrequim $A_{geom}(\phi)$ foi necessário o conhecimento, além das curvas de elevação instantânea destas $h_v(\phi)$, de parâmetros geométricos tais como: diâmetro interno D_v , ângulo de assentamento γ e número de válvulas z . A figura A.1.2 mostra a geometria típica de uma válvula.

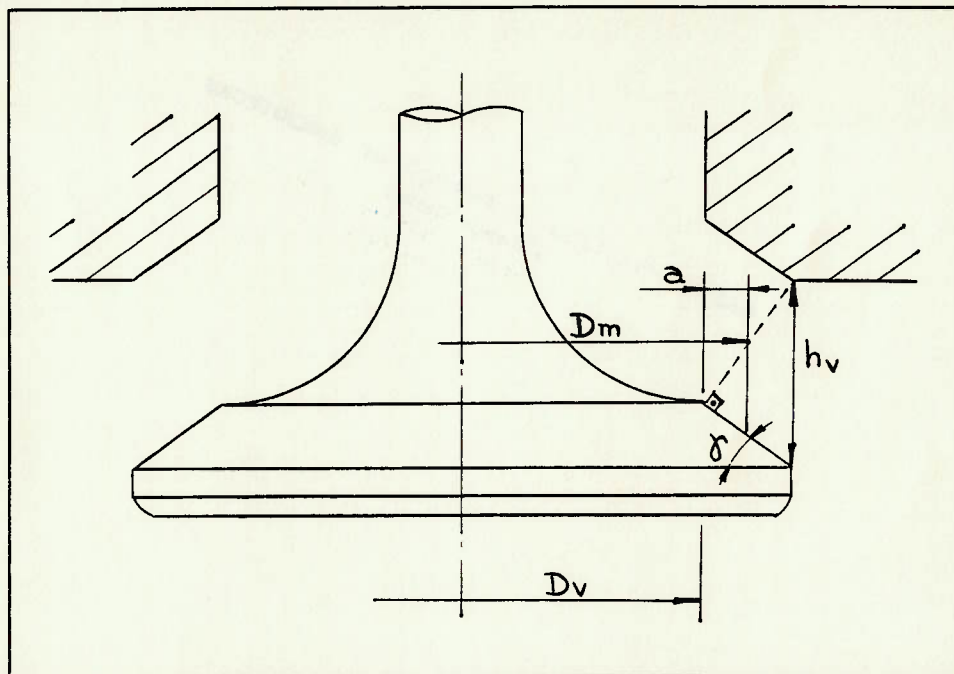


Figura A1.2 - Geometria das válvulas.

Usualmente identifica-se três regimes distintos de escoamento, caracterizados pela distância mínima entre a válvula e sua sede - fases de pequenas, intermediárias e grandes elevações da válvula.

Na simulação realizada adotou-se uma simplificação que considera apenas a fase de elevações intermediárias da válvula,

uma vez que, analisando-se a faixa de operação h_v/D_v do motor estudado, esta é a fase predominante do processo.

Sendo assim, segue o equacionamento:

$$A_{geom}(\phi) = z \cdot h_v(\phi) \cdot \cos\gamma \cdot \pi \cdot D_m \quad (A1).$$

Através da figura A1.2 chegamos às seguintes relações:

$$D_m = D_v + 2a \quad (A2),$$

e

$$a = \frac{h_v \cdot \cos\gamma}{2} \cdot \operatorname{sen}\gamma \quad (A3);$$

de (A2) e (A3) vem:

$$D_m = D_v + h_v \cdot \cos\gamma \cdot \operatorname{sen}\gamma = D_v + \frac{1}{2} \cdot h_v \cdot \operatorname{sen}2\gamma \quad (A4).$$

Substituindo (A4) em (A1), vem a equação:

$$A_{geom}(\phi) = z \cdot \pi \cdot h_v(\phi) \cdot \cos\gamma \cdot \left[D_v + \frac{1}{2} \cdot h_v(\phi) \cdot \operatorname{sen}2\gamma \right] \quad (A5),$$

que calcula a área geométrica de passagem ou de escoamento através das válvulas, sempre definida na direção perpendicular às superfícies de assentamento destas.

Resta a definição do coeficiente de descarga C_d que relaciona as áreas geométrica e efetiva de escoamento através das válvulas segundo a equação:

$$A_{ef}(\phi) = C_d(\phi) \cdot A_{geom}(\phi) \quad (A6).$$

O fabricante do motor ensaiado forneceu alguns valores, determinados experimentalmente, de coeficientes de descarga para as válvulas de admissão e escapamento. De posse destes valores, procedeu-se a uma interpolação polinomial sob a forma:

$$A \cdot \left(\frac{h_v}{D_v} \right)^{-2} + B \cdot \left(\frac{h_v}{D_v} \right)^{-1} + C + D \cdot \frac{h_v}{D_v} + E \cdot \left(\frac{h_v}{D_v} \right)^2 \quad (A7),$$

resultando em gráficos, figuras A1.3 e A1.4, que apresentam a variação do coeficiente de descarga em função da elevação das válvulas de admissão e escapamento, em toda a faixa de atuação. Após uma comparação com dados de literatura, a aproximação elaborada foi considerada satisfatória.

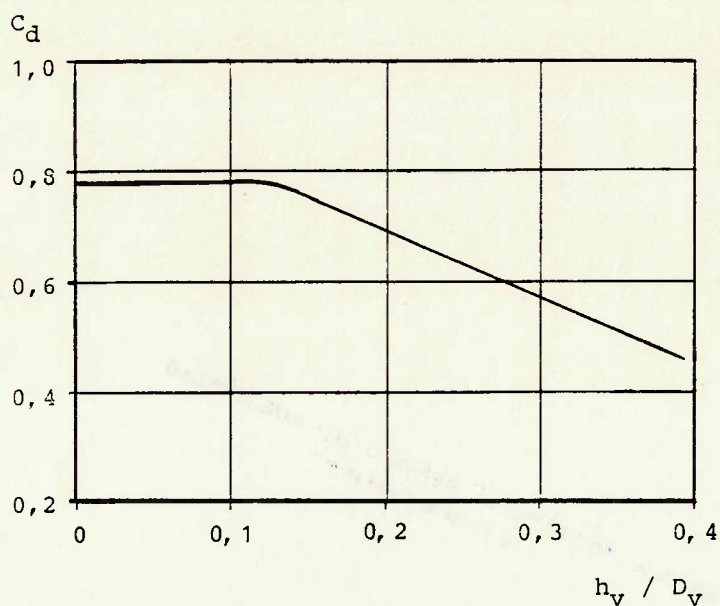


Figura A1.3 - Coeficiente de descarga das válvulas de admissão.

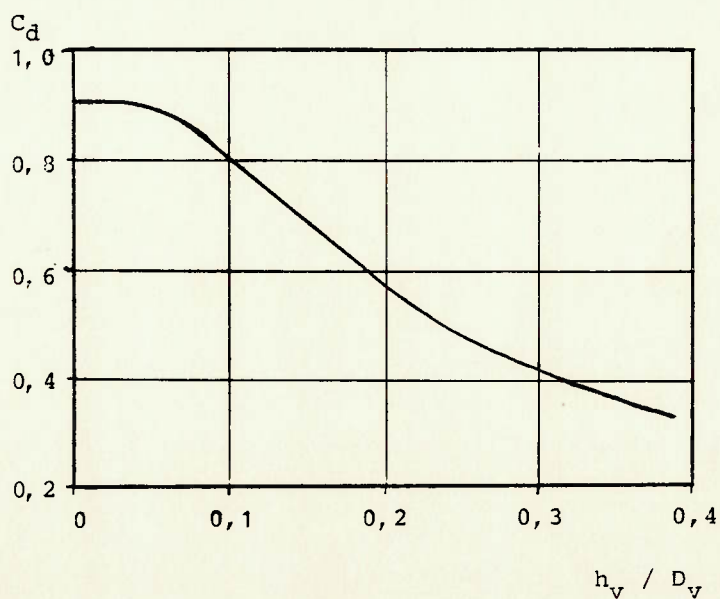


Figura A1.4 - Coeficiente de descarga das válvulas de escapamento.

A.1.3 - DUTOS DE ADMISSÃO E ESCAPAMENTO

Outro dado geométrico do motor necessário à simulação termodinâmica no que diz respeito ao cálculo da transferência de calor através dos dutos de admissão e escapamento, é a determinação das respectivas superfícies.

De posse de desenhos detalhados dos coletores de admissão e exaustão, obtidos através do Departamento de Projetos da empresa fabricante do motor, adotou-se o seguinte procedimento: seguindo uma linha média, aproximadamente na direção do fluxo, foram definidos vários trechos do duto considerado, que teriam por hipótese seção constante; esquemas de cortes na região central de cada setor, sempre perpendiculares ao escoamento, determinaram os perímetros das seções e conseqüentemente as superfícies do duto abrangidas em cada um dos trechos.

Levando-se em conta aspectos construtivos do motor, pôde-se determinar as superfícies dos dutos de admissão e escapamento relacionadas a cada um dos cilindros, já que o cálculo termodinâmico se refere ao ciclo de trabalho de um cilindro do motor.

APÊNDICE 2

MÉTODO RUNGE-KUTTA

A.2.1 - EQUACIONAMENTO

O método do cálculo numérico Runge-Kutta é aplicado à solução numérica do problema:

$$y' = F(x, y) \quad (A8)$$

e consiste numa substituição da expressão resultante da expansão em séries de Taylor por formulação simplificada na forma:

$$y_{n-1} = y_n + \alpha_0 \cdot K_0 + \alpha_1 \cdot K_1 + \dots + \alpha_p \cdot K_p \quad (A9)$$

onde: $K_0 = h \cdot F(x_n, y_n)$

$$K_1 = h \cdot F(x_n + \mu_1 \cdot h, y_n + \lambda_{1,0} \cdot K_0)$$

$$K_p = h \cdot F(x_n + \mu_p \cdot h, y_n + \lambda_{p,0} \cdot K_0 + \lambda_{p,1} \cdot K_1 + \dots + \lambda_{p,p-1} \cdot K_{p-1})$$

e h = passo de integração.

Tomando-se $p=1$ (na eq.A9) teremos o método Runge-Kutta simplificado; assumindo $p=2$ na mesma equação, chegaremos ao método Runge-Kutta de ordem superior ou de 4ª ordem, que por ser empregado no programa simulador, será aqui apresentado de uma forma resumida.

Expandindo o termo esquerdo da eq.A9 em séries de Taylor e comparando-se os coeficientes, membro a membro, e após cálculos intermediários (detalhadamente tratados na referência [115]), teremos:

$$y_{n-1} = y_n + \frac{1}{6} \cdot (K_0 + 2K_1 + 2K_2 + K_3) + O(h^5) \quad (A10),$$

onde: $K_0 = h \cdot F(x_n, y_n)$

$$K_1 = h \cdot F\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot K_0\right)$$

$$K_2 = h \cdot F\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot K_1\right)$$

$$K_3 = h \cdot F(x_n + h, y_n + K_2)$$

sendo $O(h^5)$ a ordem de convergência, relativa ao erro de truncamento.

Reescrevendo as equações acima (A10), especificando-se os passos usados, teremos as eqs. (A11):

$$\text{Predictor} \quad : \quad y_{n+1/2}^* = y_n + \frac{h}{2} \cdot f(x_n, y_n) \quad (\text{A11})$$

(Euler, meio passo)

$$\text{Corrector} \quad : \quad y_{n+1/2}^{**} = y_n + \frac{h}{2} \cdot f(x_{n+1/2}, y_{n+1/2}^*)$$

(Euler implícito,
meio passo)

$$\text{Predictor} \quad : \quad y_{n+1}^{***} = y_n + h \cdot f(x_{n+1/2}, y_{n+1/2}^{**})$$

(Regra da média,
passo inteiro)

$$\text{Corrector} \quad : \quad y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6} [f(x_n, y_n) + 2 \cdot f(x_{n+1/2}, y_{n+1/2}^*) +$$

(Regra de Simpson,
passo inteiro)

$$2 \cdot f(x_{n+1/2}, y_{n+1/2}^{**}) + f(x_{n+1}, y_{n+1}^{***})]$$

A.2.2 - ALGORITMO

Ilustrando um exemplo de como poderia ser formulado o método Runge-Kutta de 4ª ordem, é apresentado na Figura A2.1 o fluxograma da subrotina RUKUT, que no caso do programa simulador é empregada na solução de uma equação na forma:

$$T' = f(\phi, T) \quad (A12),$$

resultante do sistema de equações diferenciais que descreve o processo termodinâmico de motores de combustão interna, apresentado no capítulo 3.

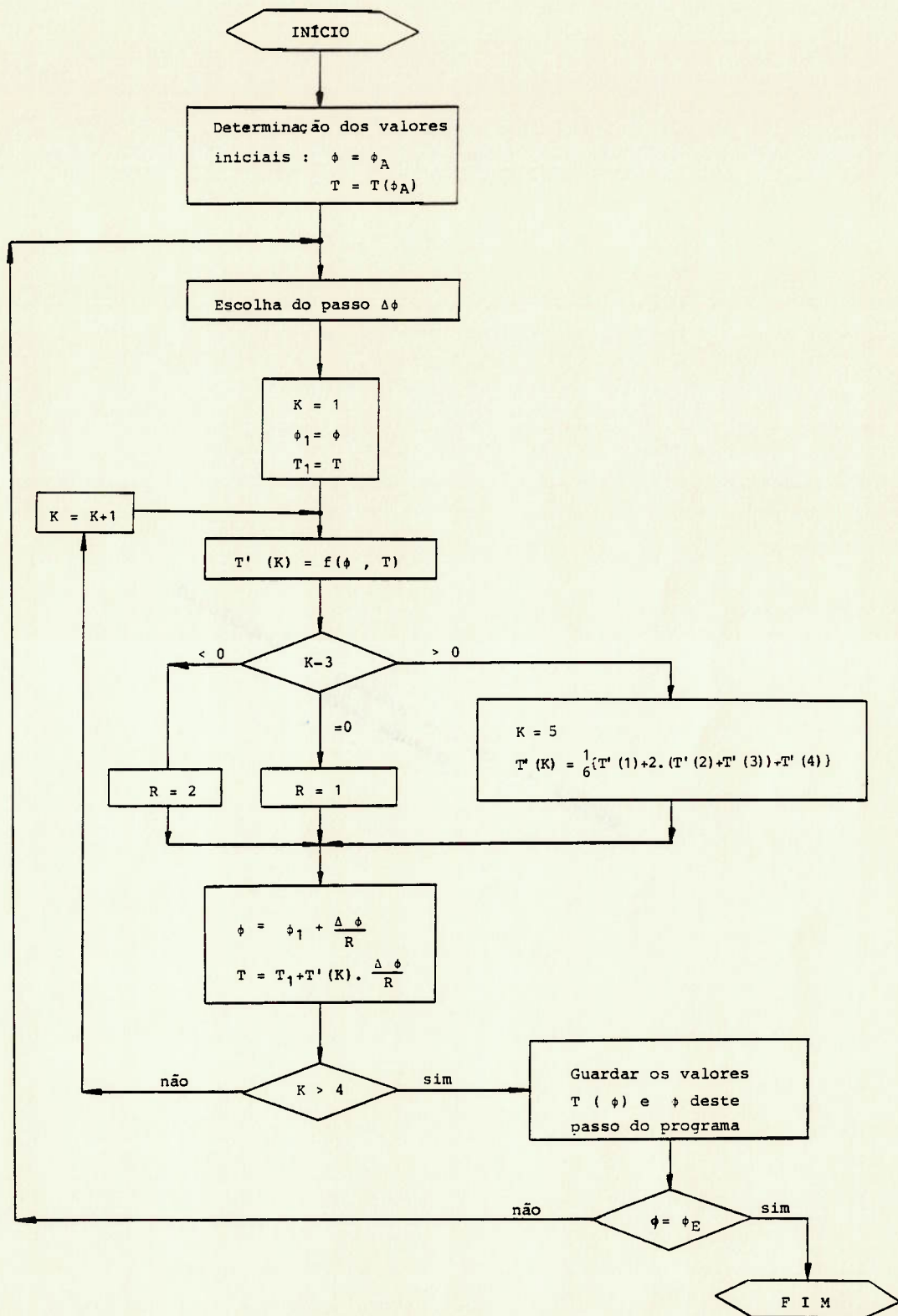


Figura A2.1 - Fluxograma da subrotina RUKUT;
Método Runge-Kutta de 4ª ordem.

APÊNDICE 3

RESULTADOS DE ENSAIOS

São apresentados a seguir, registros dos ensaios dinamométricos realizados, complementares àqueles ilustrados no contexto do capítulo 5.

Os registros foram agrupados, para efeito de apresentação, da seguinte forma:

A.3.1 - Folhas de ensaio:

Figuras A3.1 a A3.4.

A.3.2 - Registros fotográficos das curvas de pressão de combustão e pressão de injeção:

Figuras A3.5 a A3.25.

A.3.3 - Registros gráficos, em "plotter", de curvas de pressão de combustão, funções termodinâmicas e diagramas P x V:

Figuras A3.26 a A3.55.

A.3.1 - FOLHAS DE ENSAIO

IPT DIVISÃO DE MECÂNICA E ELETRICIDADE AGRUPAMENTO DE MOTORES		OBSERVAÇÕES: Freio Dinam. Hidráulico SCHENCK-D360-1e		FOLHA DE ENSAIO Nº 1	
DADOS DO MOTOR		COMBUSTÍVEL: DIESEL MARITÍMO		NORMA: ABNT NBR 5484	
MARCA: CUMMINS	MODELO: NT-855-L	TEMP.: 20 °C	DENS.: 0,851 g/cm ³	CTE DINAMON.: 10.000	DATA: 11.09.91
TIPO: DIESEL/4 tempos	Nº CILINDROS: 6 em linha	ÓLEO LUBRIFICANTE: TEXACO URSA LA 3	CARGA: 100 %		
TAXA COMPRESSÃO: 14,5:1	CILINDRADA: 13.790 cm ³	VISCOSIDADE: SAE 30		OPERADOR: CARLOS	
VELOCIDADE ANGULAR		2100	1900	1700	1500
CARGA NA BALANÇA		N	1016	1140	1155
MOMENTO DE FORÇA OBSERVADO		daN.m	97,0	104,6	110,4
POTÊNCIA OBSERVADA		kW	213	208	194
VOLUME CONSUMIDO		cm ³	700	700	700
TEMPO DE MEDIÇÃO		seg.	41,5	43,6	48,0
CONSUMO ABSOLUTO		kg/h	51,7	49,2	44,7
CONSUMO ESPECÍFICO		g/kW.h	243	236	230
ENTRADA DE ÁGUA NO MOTOR		°C	62	64	64
SAIDA DE ÁGUA DO MOTOR		°C	78	79	79
ÓLEO LUBRIFICANTE		°C	86	93	94
COMBUSTÍVEL		°C	57	62	65
AR ADMISSÃO-ANTES DO COMPRESSOR		°C	36	38	38
AR ADMISSÃO-APÓS O COMPRESSOR		°C	146	133	117
ESCAPAMENTO ANTES DA TURBINA		°C	693	696	699
ESCAPAMENTO APÓS A TURBINA		°C	577	591	600
ADMISSÃO ANTES DO COMPRESSOR		kPa	-2,5	-2,0	-1,4
ADMISSÃO APÓS O COMPRESSOR		kPa	99	86	74
ÓLEO LUBRIFICANTE		kPa	410	410	410
GRAU DE ENEGRECIMENTO		(1) amostra 1	2,5	2,7	3,4
		amostra 2	2,5	2,7	3,4
FATOR DE REDUÇÃO			1,031	1,034	1,034
POTÊNCIA REDUZIDA		kW	220	214	201
MOMENTO DE FORÇA REDUZIDO		da N.m	100,0	107,8	112,6
CONSUMO ESPECÍFICO REDUZIDO		g/kW.h	236	229	222
AQUISIÇÃO DE DADOS		ARQUIVO	01	02	03
EQUIPAMENTO: AVL 6603 IMEP Meter		942 m bar	706 mmHg	706 mmHg	706 mmHg
CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS		TEMP. BULBO SECO: 25,8/27,9 °C	TEMP. BULBO ÚMIDO: 17,2 °C	OBS.: (1) Instrumento de Medição AVL 409 Smoke Meter.	
				(2) Válido p/ condições de 1500; 1300 e 1100 rpm.	

Figura A 3.1

Figura A 3.1 - Ensaio de desempenho a 100% de carga.

IPT DIVISÃO DE MECÂNICA E ELETRICIDADE AGRUPAMENTO DE MOTORES		OBSERVAÇÕES: MOTOR TURBOALIMENTADO		Freio Dinam, Hidráulico SCHENCK-D360-1e		FOLHA DE ENSAIO Nº 2	
DADOS DO MOTOR		COMBUSTÍVEL: DIESEL MARÍTIMO		NORMA: ABNT NBR 5484		DATA: 10 e 11.10.91	
MARCA: CUMMINS	MODELO: NT-855-L	TEMP.: 20 °C	DENS.: 0,851 g/cm ³	CTE DINAMON: 10.000		HORA: 14:00 h	
TIPO: DIESEL/4 tempos	Nº CLINDROS: 6 em linha	ÓLEO LUBRIFICANTE: TEXACO URSAL A 3	CARGA: 75 %			OPERADOR: CARLOS	
TAXA COMPRESSÃO: 14,5:1	CLINDRADA: 13.970 cm ³	VISCOSIDADE: SAE 30				ENGº RESPONSÁVEL: LYDIA	
VELOCIDADE ANGULAR	rpm	2100	1900	1700	1500	1300	1100
CARGA NA BALANÇA	N	762	821	855	867	866	826
MOMENTO DE FORÇA OBSERVADO	daN.m	72,8	78,4	81,6	82,8	82,7	78,9
POTÊNCIA OBSERVADA	kW	160	156	145	130	113	91
VOLUME CONSUMIDO	cm ³	700	700	700	700	700	700
TEMPO DE MEDIÇÃO	seg.	50	53	60	66	81	95
CONSUMO ABSOLUTO	kg/h	42,9	40,5	35,7	32,3	26,5	22,6
CONSUMO ESPECÍFICO	g/kW.h	268	260	246	248	234	248
ENTRADA DE ÁGUA NO MOTOR	°C	65	64	62	65	64	65
SAIDA DE ÁGUA DO MOTOR	°C	78	78	77	78	78	78
ÓLEO LUBRIFICANTE	°C	82	87	88	81	90	80
COMBUSTÍVEL	°C	47	44	46	46	45	41
AR ADMISSÃO-ANTES DO COMPRESSOR	°C	33	34	34	33	36	33
AR ADMISSÃO-APÓS O COMPRESSOR	°C	118	110	98	77	80	59
ESCAPAMENTO ANTES DA TURBINA	°C	628	623	624	606	618	567
ESCAPAMENTO APÓS A TURBINA	°C	520	530	540	520	548	490
ADMISSÃO ANTES DO COMPRESSOR	kPa	-2,0	-1,6	-1,1	-0,8	-0,6	-0,4
ADMISSÃO APÓS O COMPRESSOR	kPa	73	65	51	39	31	20
ÓLEO LUBRIFICANTE	kPa	440	440	440	440	440	440
GRAU DE ENEGRECIMENTO	(1) amostra 1	3,2	2,9	3,1	3,7	3,2	4,0
	amostra 2	3,1	2,8	3,1	3,6	3,3	3,9
FATOR DE REDUÇÃO		1,029	1,028	1,028	1,029	1,031	1,033
POTÊNCIA REDUZIDA	kW	165	160	149	134	117	94
MOMENTO DE FORÇA REDUZIDO	da N.m	74,9	80,6	83,8	85,2	85,3	81,5
CONSUMO ESPECÍFICO REDUZIDO	g/kW.h	260	253	239	241	227	240
AQUISIÇÃO DE DADOS	ARQUIVO	07	08	09	10	11	12
EQUIPAMENTO: AVL 6603 IMEP Meter							
CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS	CONDICIONES	PRESSION ATMOSFERICA: 935/940(2) m bar	701/705(2) mmHg				
	TEMP. BULBO SECO: 23,8/28,8(2) °C	TEMP. BULBO ÚMIDO: 20,0/18,3(2) °C					
	OBS.: (1) Instrumento de Medição AVL 409 Smoke Meter. (2) Válido p/ condições de 1900; 1700 e 1300 rpm						

Figura A 3.2

Figura A 3.2 - Ensaio de desempenho a 75% de carga.

IPT DIVISÃO DE MECÂNICA E ELETRICIDADE AGRUPAMENTO DE MOTORES		OBSERVAÇÕES: MOTOR TURBOALIMENTADO		Freio Dinam. Hidráulico SCHENCK-D360-1e		FOLHA DE ENSAIO Nº 3	
DADOS DO MOTOR		COMBUSTÍVEL: DIESEL MARÍTIMO		NORMA: ABNT NBR 5484		DATA: 10 e 11.10.91	
MARCA: CUMMINS	MODELO: NT-855-L	TEMP: 20 °C	DENS: 0,851 g/cm³	CTE DINAMON: 10.000	HORA: 12:00 h		
TIPO: DIESEL/4 tempos	Nº CILINDROS: 6 em linha	ÓLEO LUBRIFICANTE: TEXACO URSA LA 3		OPERADOR: CARLOS			
TAXA COMPRESSÃO: 14,5 : 1	CILINDRADA: 13.970 cm³	VISCOSIDADE: SAE 30		ENGº RESPONSÁVEL: LYDIA			
VELOCIDADE ANGULAR	rpm	2100	1900	1700	1500	1100	
CARGA NA BALANÇA	N	508	548	570	578	551	
MOMENTO DE FORÇA OBSERVADO	daN.m	48,5	52,3	54,4	55,2	52,6	
POTÊNCIA OBSERVADA	kW	107	104	97	87	61	
VOLUME CONSUMIDO	cm³	700	700	700	700	700	
TEMPO DE MEDIÇÃO	seg.	66	74	84	91	137	
CONSUMO ABSOLUTO	kg/h	32,5	29,0	25,5	23,6	15,7	
CONSUMO ESPECÍFICO	g/kW.h	304	279	263	271	257	
ENTRADA DE ÁGUA NO MOTOR	°C	74	63	63	74	74	
SAIDA DE ÁGUA DO MOTOR	°C	81	77	77	81	80	
ÓLEO LUBRIFICANTE	°C	80	89	90	83	78	
COMBUSTÍVEL	°C	45	47	49	45	39	
AR ADMISSÃO-ANTES DO COMPRESSOR	°C	30	35	34	31	32	
AR ADMISSÃO-APÓS O COMPRESSOR	°C	92	90	80	56	48	
ESCAPAMENTO ANTES DA TURBINA	°C	545	544	530	489	448	
ESCAPAMENTO APÓS A TURBINA	°C	455	473	462	408	377	
ADMISSÃO ANTES DO COMPRESSOR	kPa	-1,5	-1,1	-0,9	-0,6	-0,3	
ADMISSÃO APÓS O COMPRESSOR	kPa	46	37	30	20	10	
ÓLEO LUBRIFICANTE	kPa	440	440	440	440	440	
GRAU DE ENEGRECIMENTO	(1) amostra 1 amostra 2	3,0 3,1	3,1 3,2	3,2 3,1	3,6 3,5	3,4 3,5	
FATOR DE REDUÇÃO		1,025	1,029	1,028	1,026	1,028	
POTÊNCIA REDUZIDA	kW	110	107	100	89	63	
MOMENTO DE FORÇA REDUZIDO	da N.m	49,7	53,8	55,9	56,6	54,1	
CONSUMO ESPECÍFICO REDUZIDO	g/kW.h	297	271	256	264	250	
AQUISIÇÃO DE DADOS	ARQUIVO	13	14	15	16	17	
EQUIPAMENTO: AVL 6603 IMEP Meter							
CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS	PRESSÃO ATMOSFÉRICA: 935/940(±) m bar	701/705(±)	mmHg	OBS.: (1) Instrumento de Medição AVL 409 Smoke Meter			
	TEMP. BULBO SECO: 23,8/28,4(±) °C	TEMP. BULBO ÚMIDO: 20,0/18,3(±) °C	(2) Válido p/ condições de 1900 e 1700 rpm				

Figura A 3.3

Figura A 3.3 - Ensaio de desempenho a 50% de carga.

A.3.2 - REGISTROS FOTOGRÁFICOS

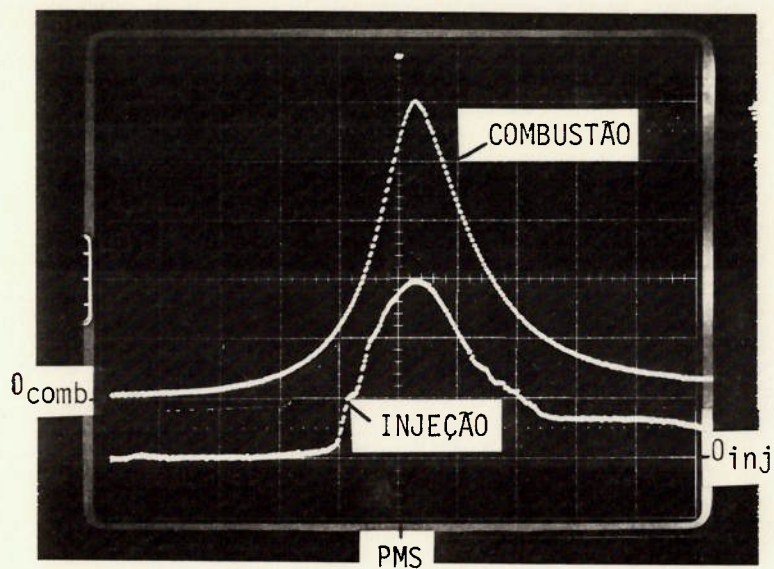


Figura A 3.5 - 100% de carga a 2100 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 2 ms/div

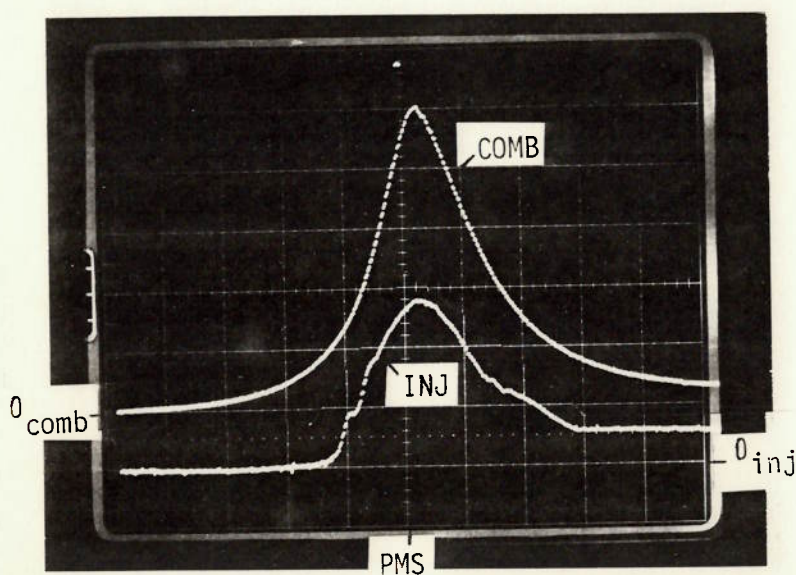


Figura A 3.6 - 100% de carga a 1900 rpm.

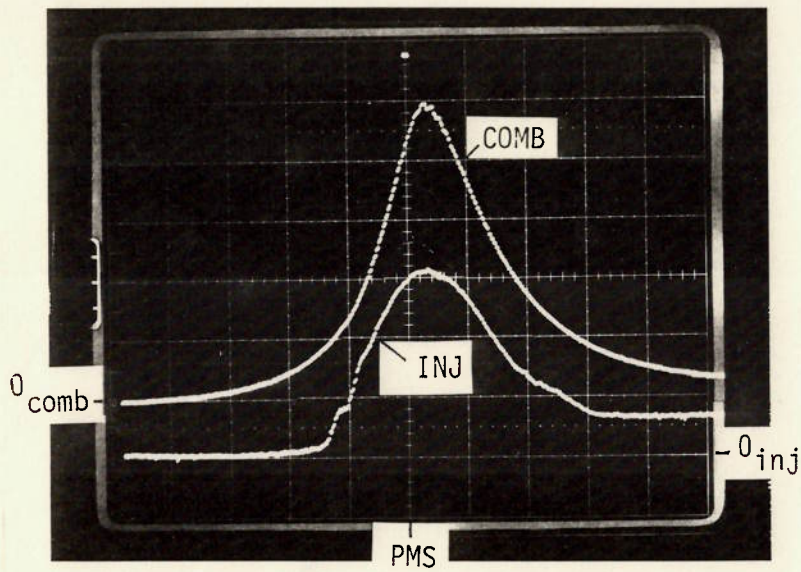


Figura A 3.7 - 100% de carga a 1700 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 2 ms/div

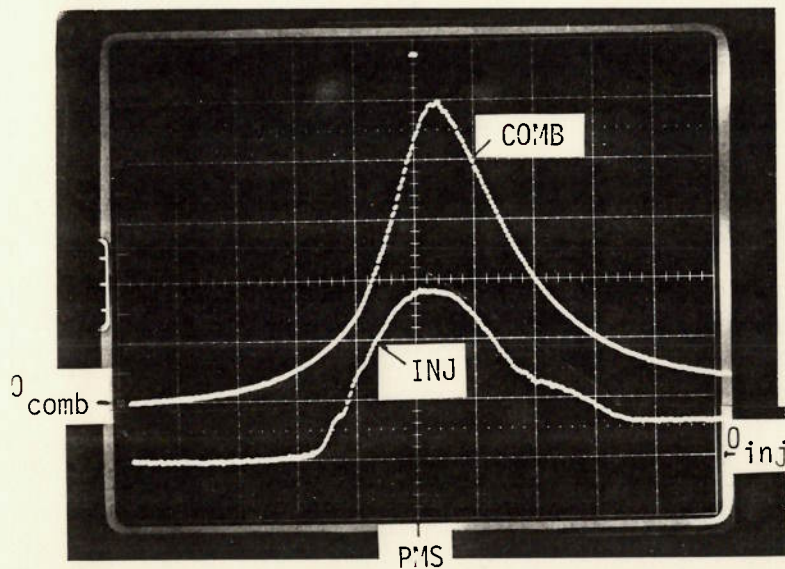


Figura A 3.8 - 100% de carga a 1500 rpm.

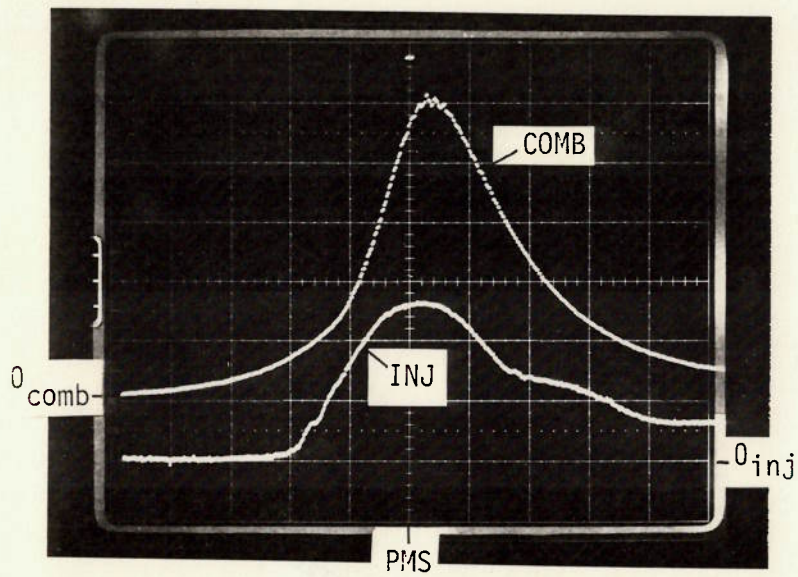


Figura A 3.9 - 100% de carga a 1300 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZ: A3.9 = 2 ms/div

A3.10 = 5 ms/div

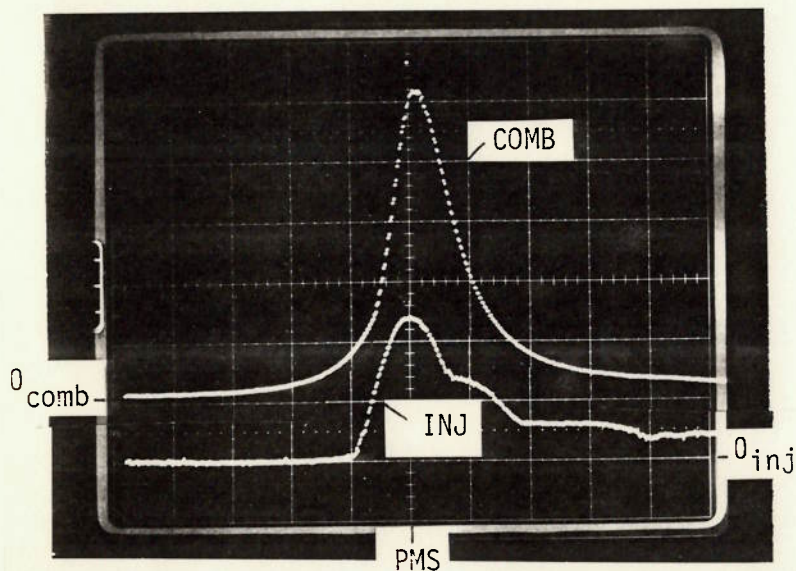


Figura A 3.10 - 100% de carga a 1100 rpm.

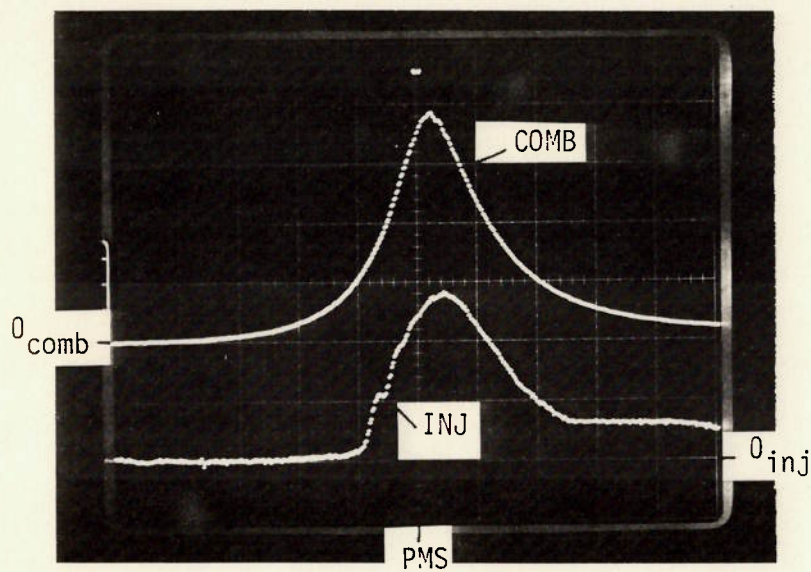


Figura A 3.11 - 75 % de carga a 2100 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 2 ms/div

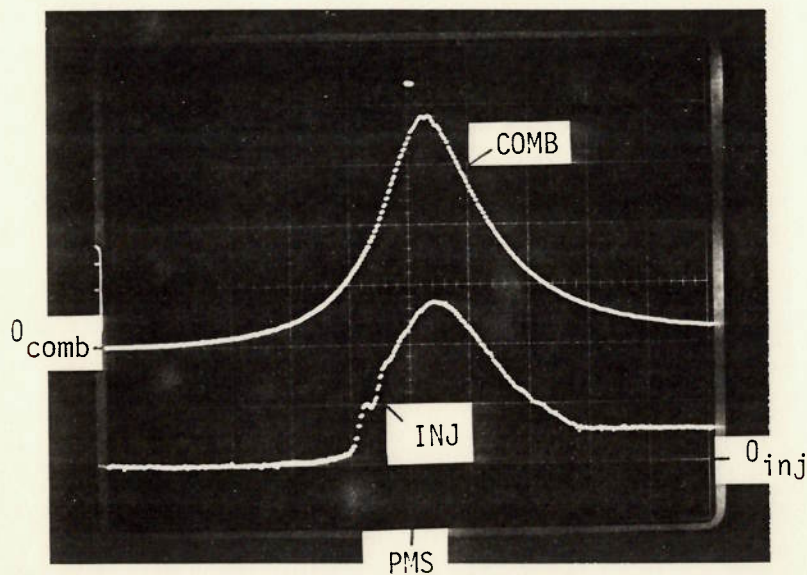


Figura A 3.12 - 75 % de carga a 1900 rpm.

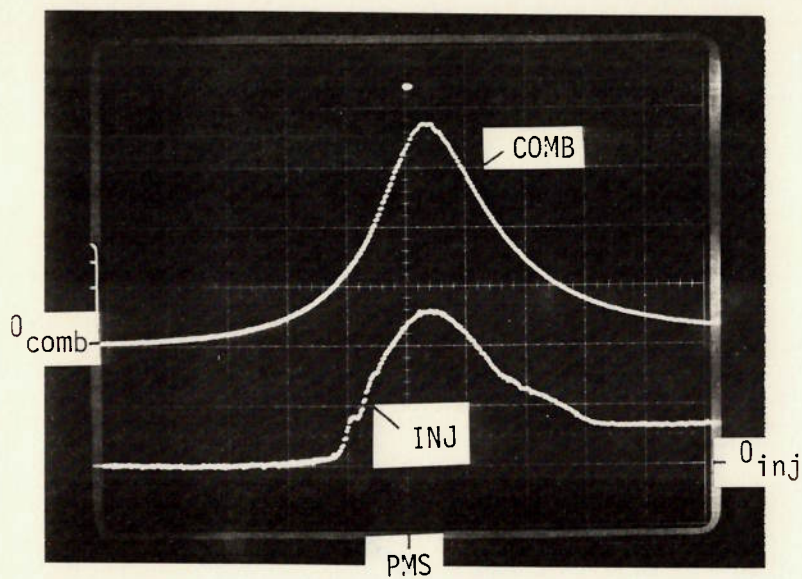


Figura A 3.13 - 75% de carga a 1700 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 2 ms/div

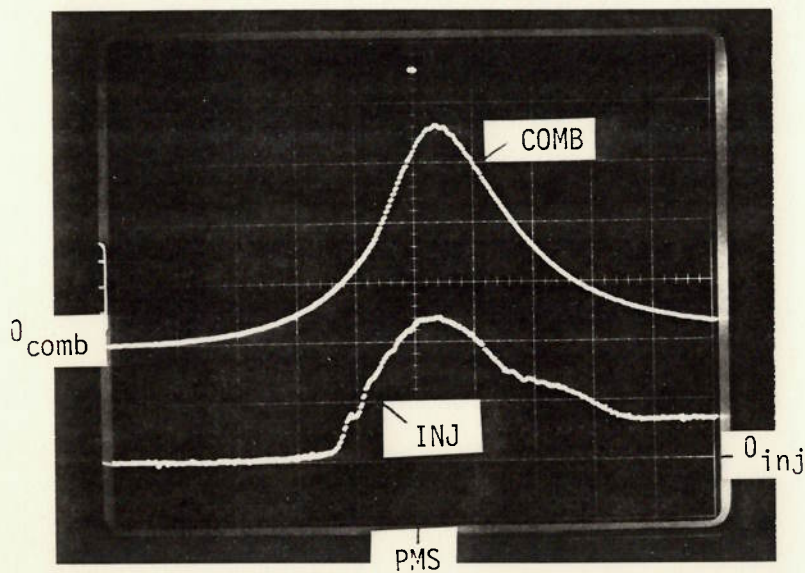


Figura A 3.14 - 75 % de carga a 1500 rpm.

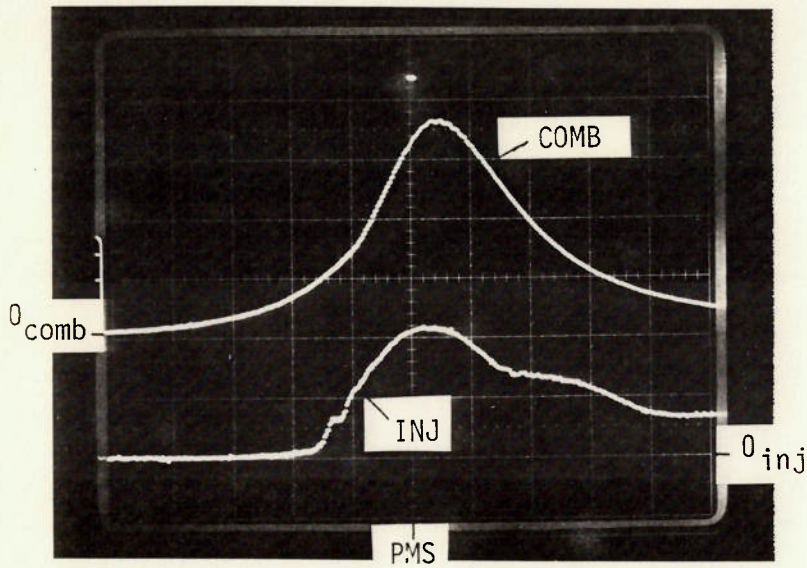


Figura A 3.15 - 75 % de carga a 1300 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZ : A3.15 = 2 ms/div

A3.16 = 5 ms/div

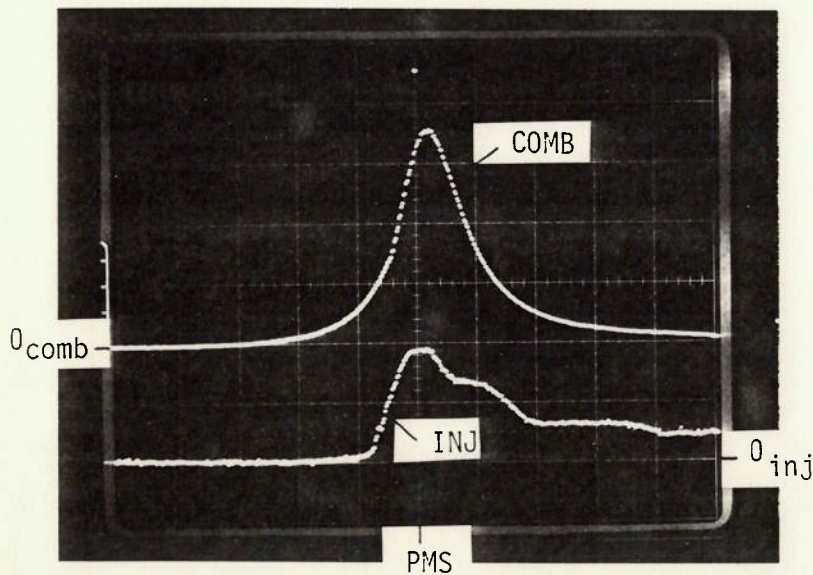


Figura A 3.16 - 75% de carga a 1100 rpm.

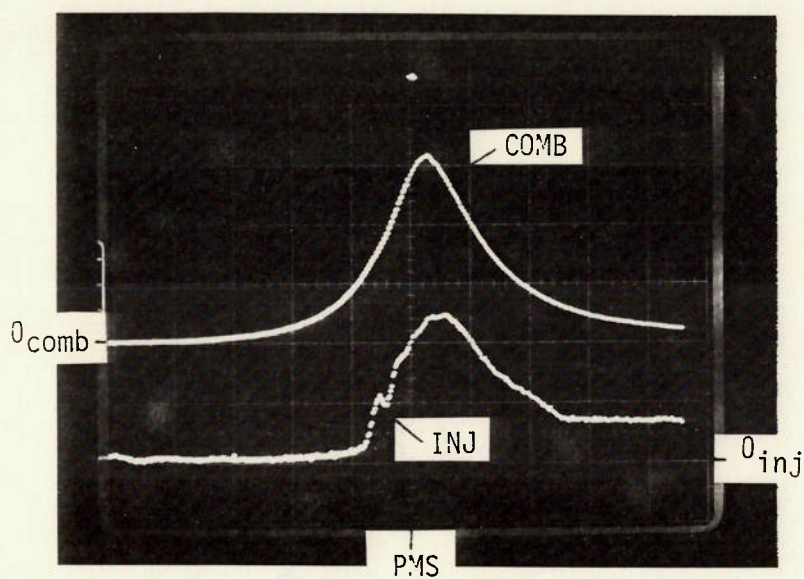


Figura A 3.17 - 50 % de carga a 2100 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 2 ms/div

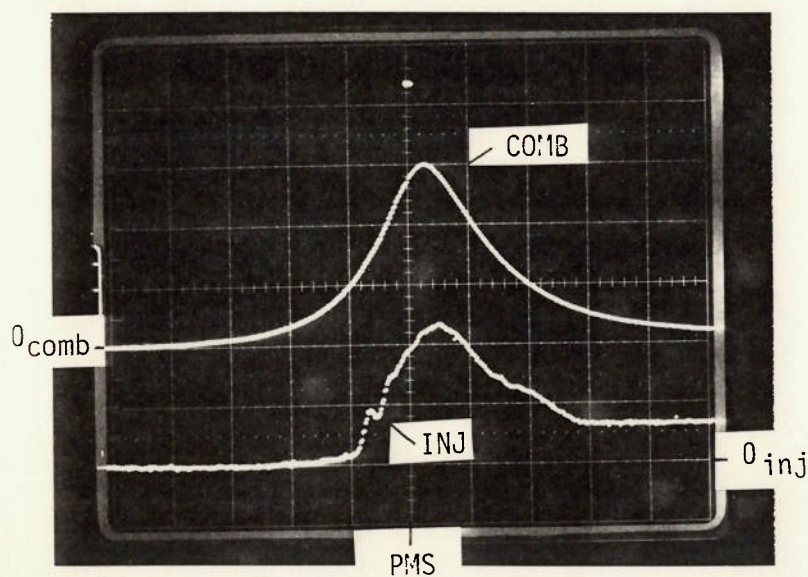


Figura A 3.18 - 50 % de carga a 1900 rpm.

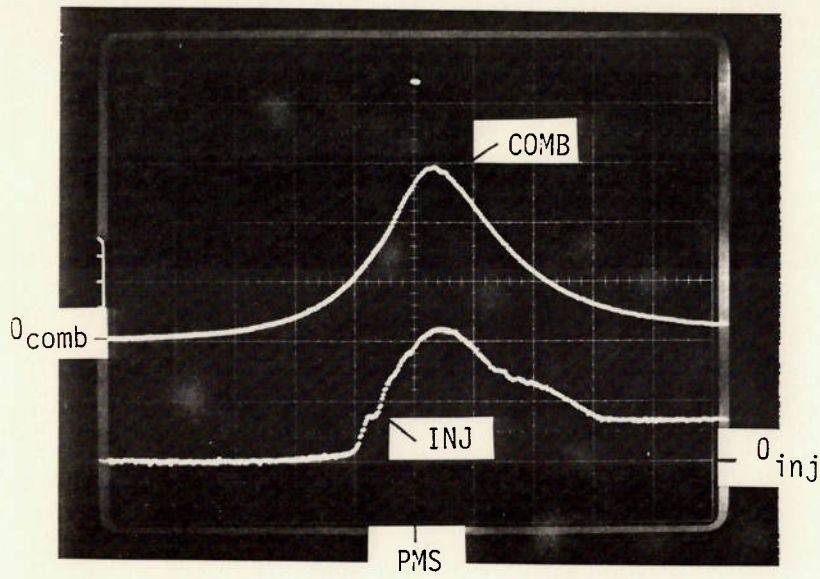


Figura A 3.19 - 50 % de carga a 1700 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 2 ms/div

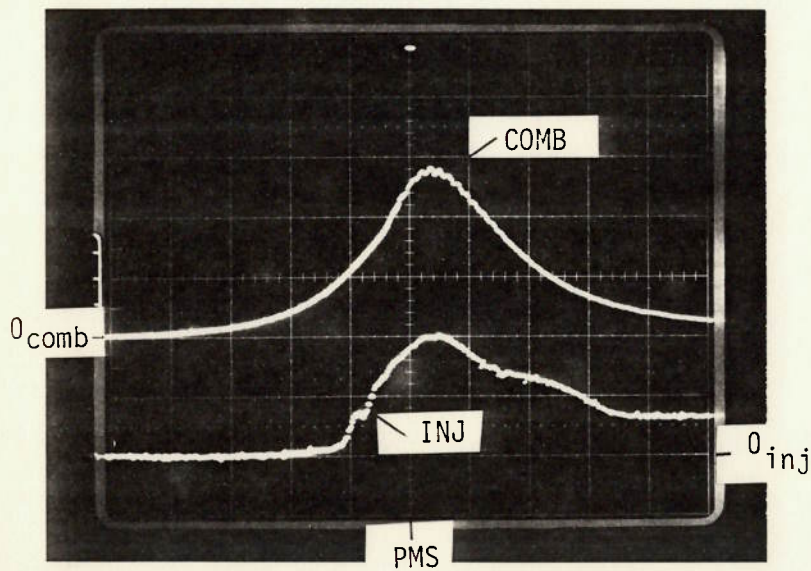


Figura A 3.20 - 50 % de carga a 1500 rpm.

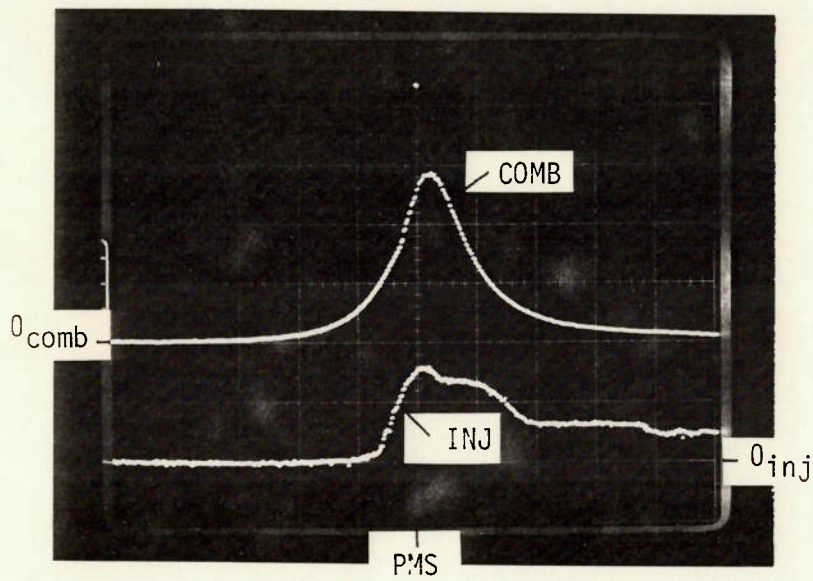


Figura A 3.21 - 50 % de carga a 1100 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 5 ms/div

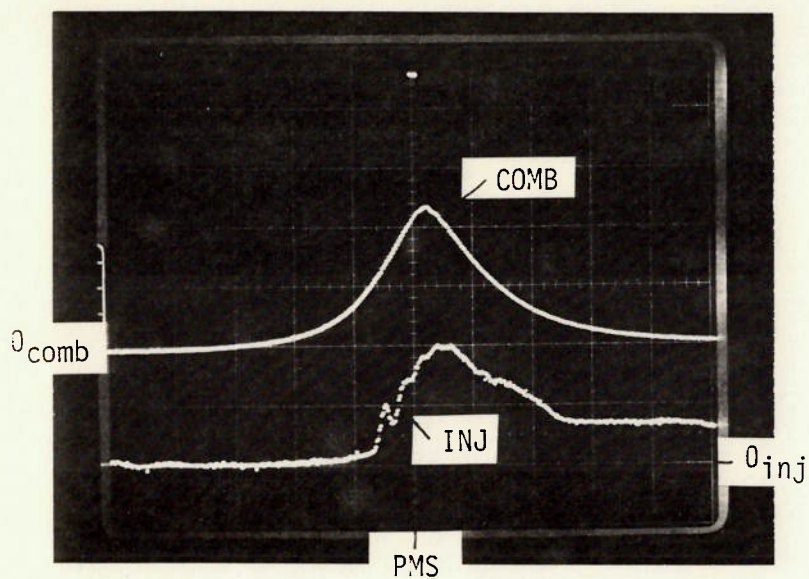


Figura A 3.22 - 25 % de carga a 2100 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 2 ms/div

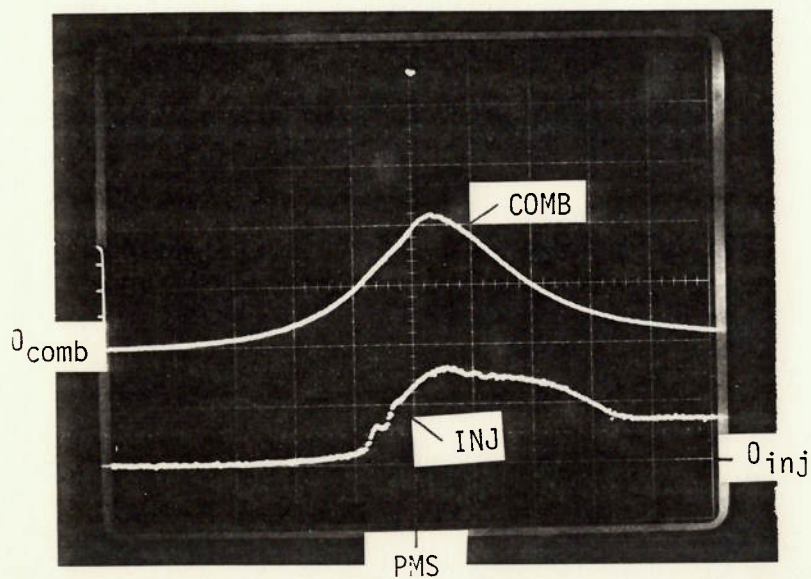


Figura A 3.23 - 25 % de carga a 1500 rpm.

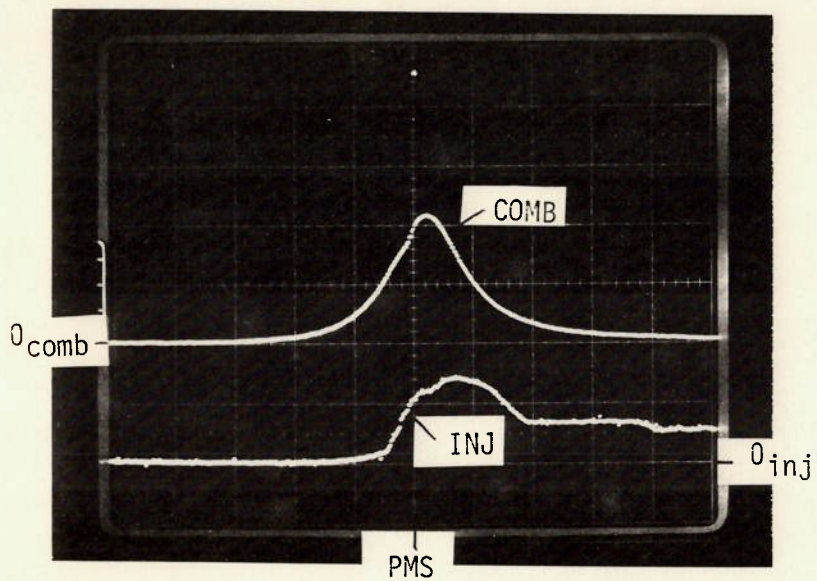


Figura A 3.24 - 25% de carga a 1100 rpm.

ESCALAS

VERT : $P_{comb} = 20 \text{ bar/div}$

$P_{inj} = 400 \text{ bar/div}$

HORIZONTAL = 5 ms/div

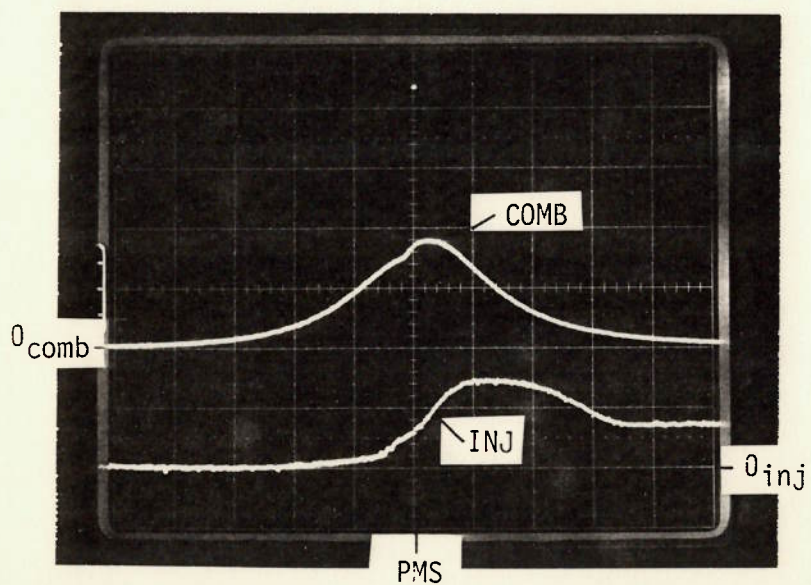


Figura A 3. 25 - 0 % de carga a 600 rpm (marcha lenta).

A.3.3 - REGISTROS GRÁFICOS

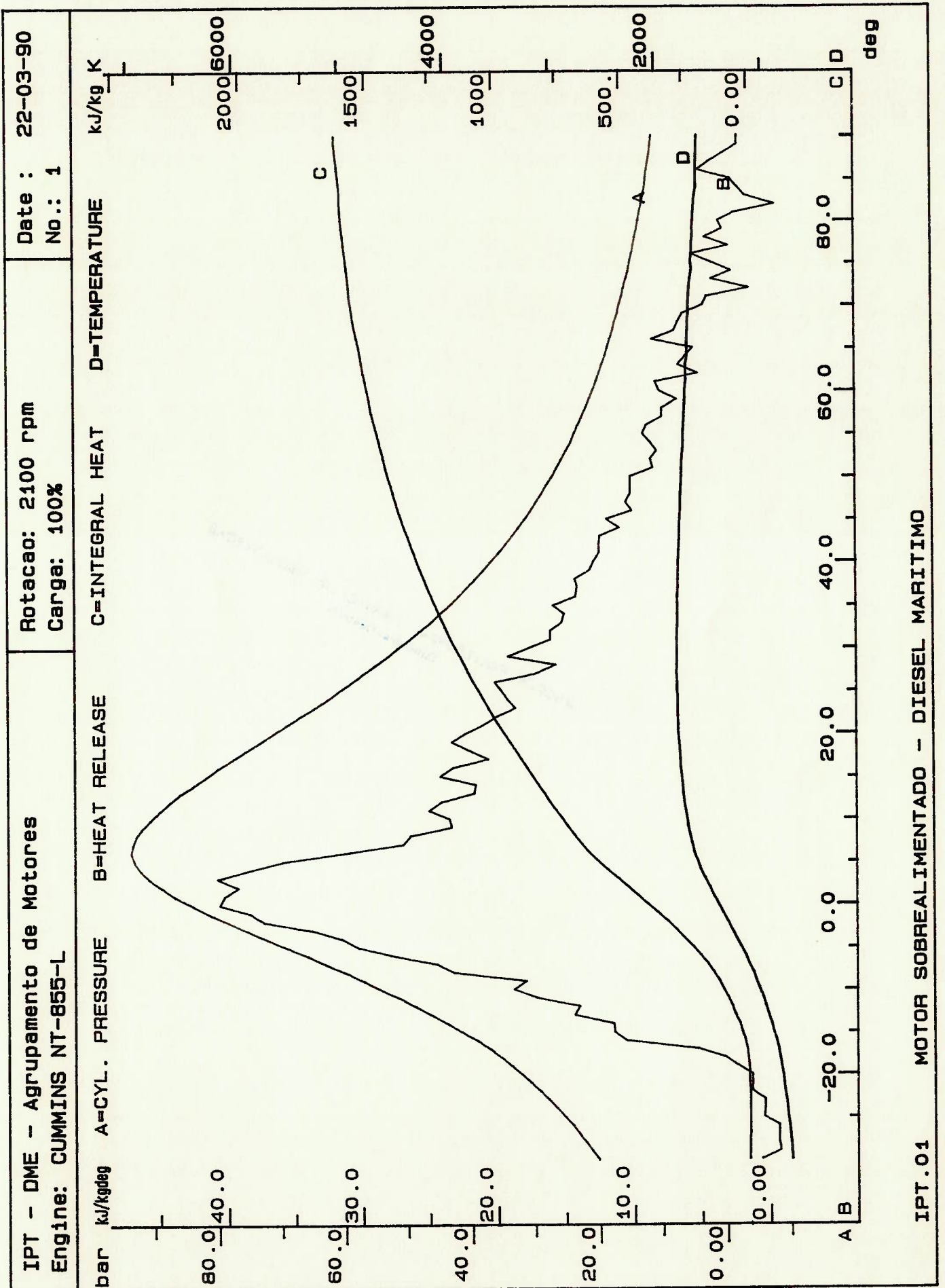


Figura A 3.26 - Curvas termodinâmicas.

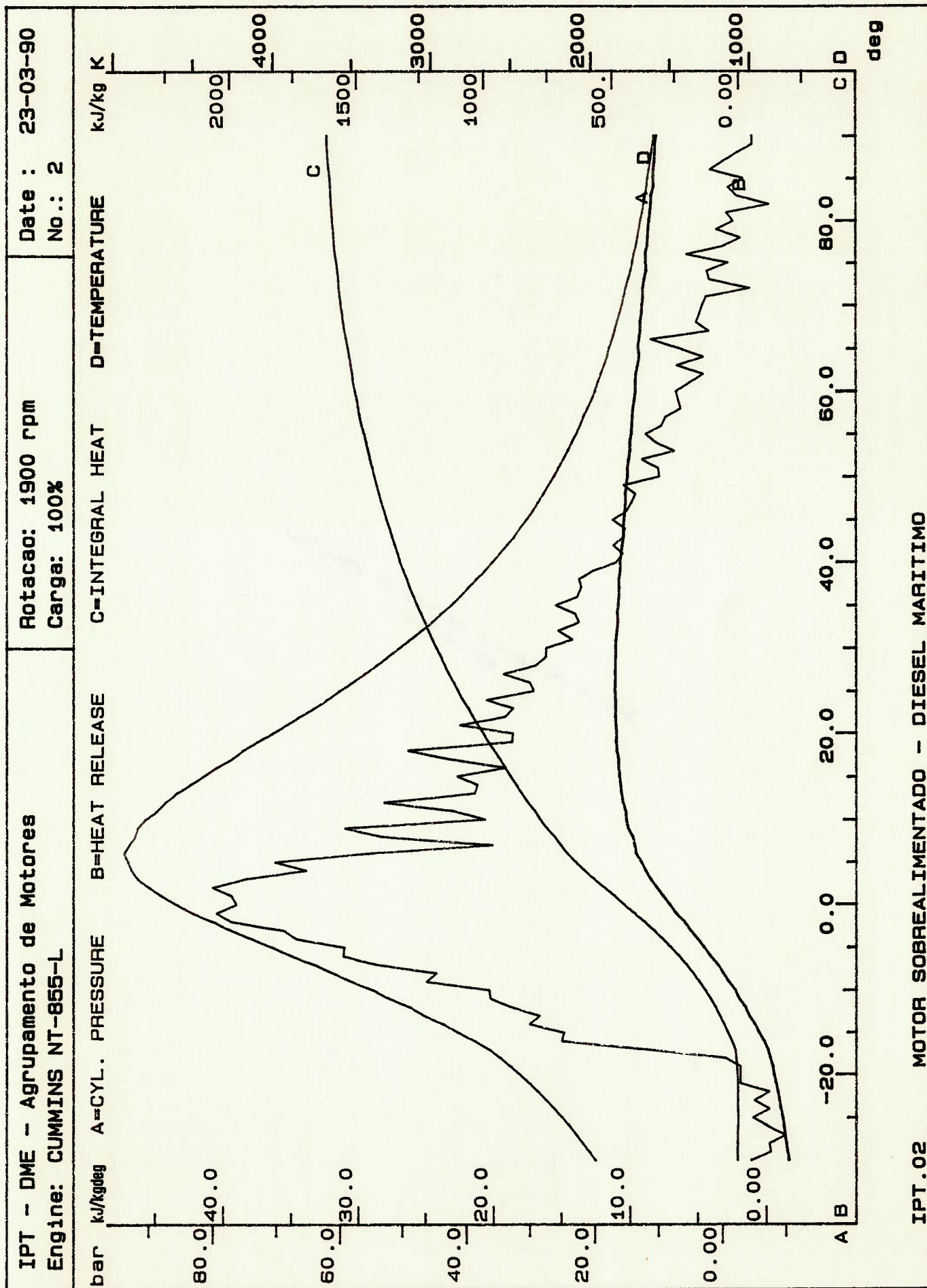


Figura A 3.27 - Curvas termodinâmicas.

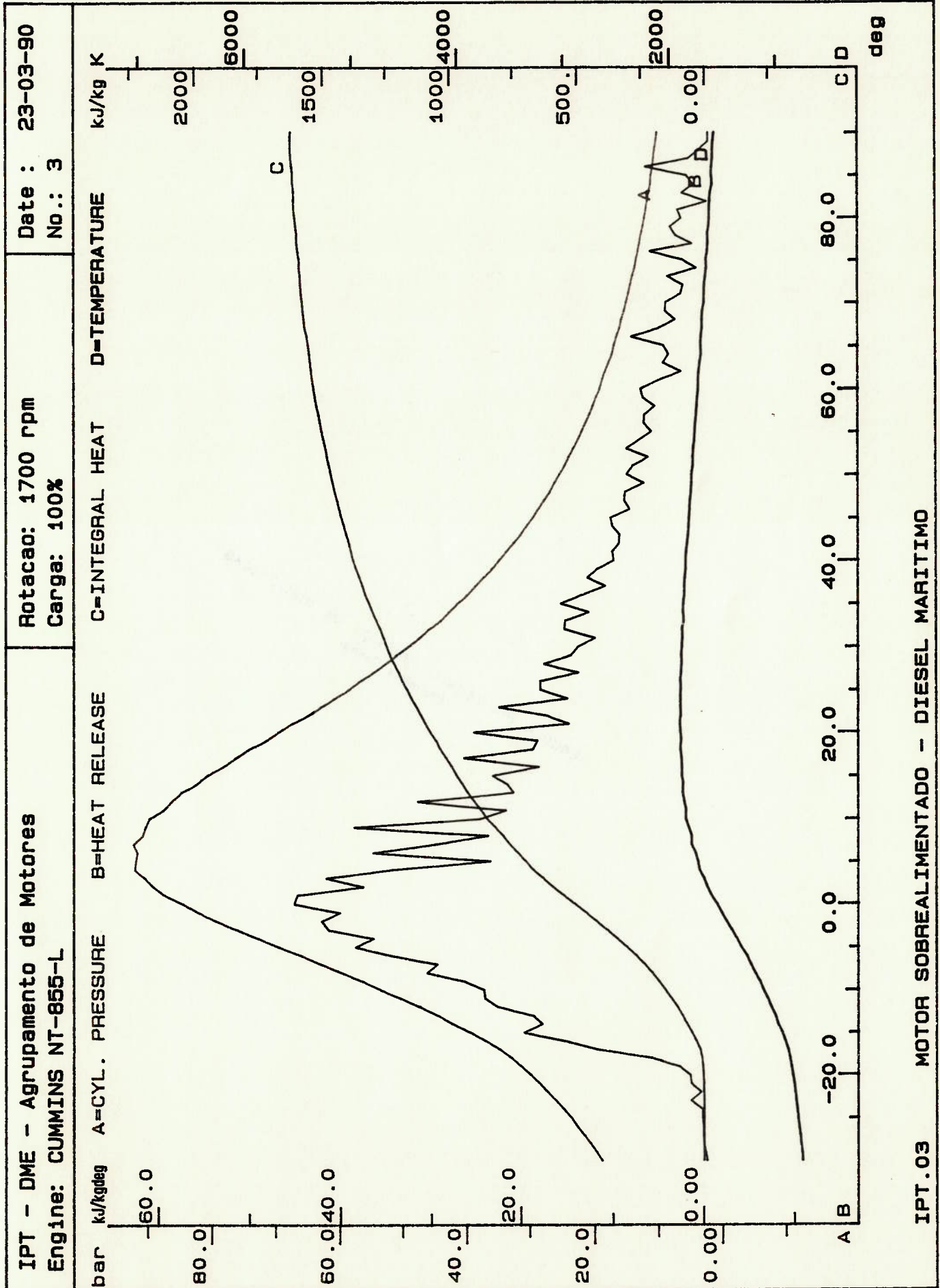
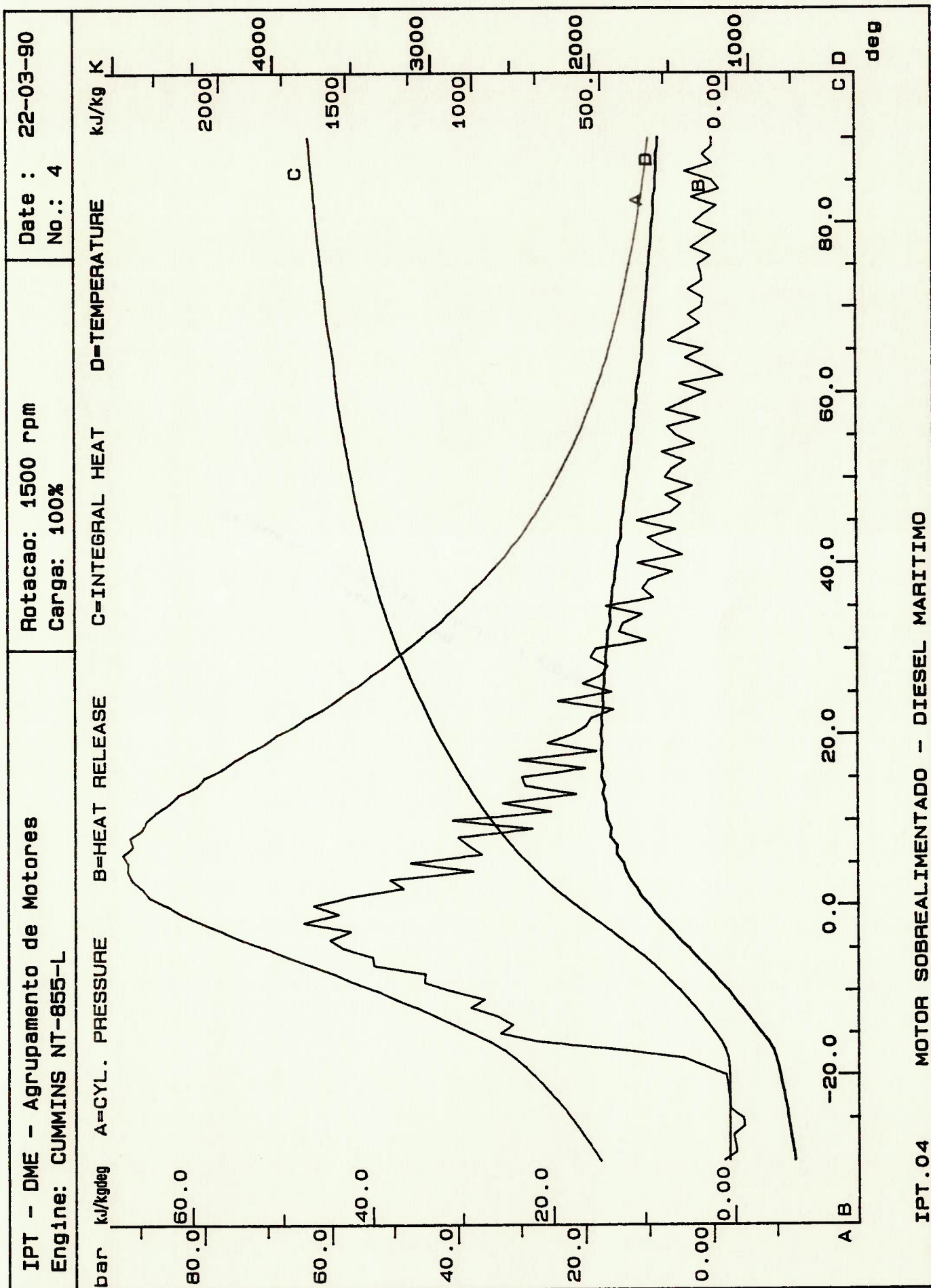
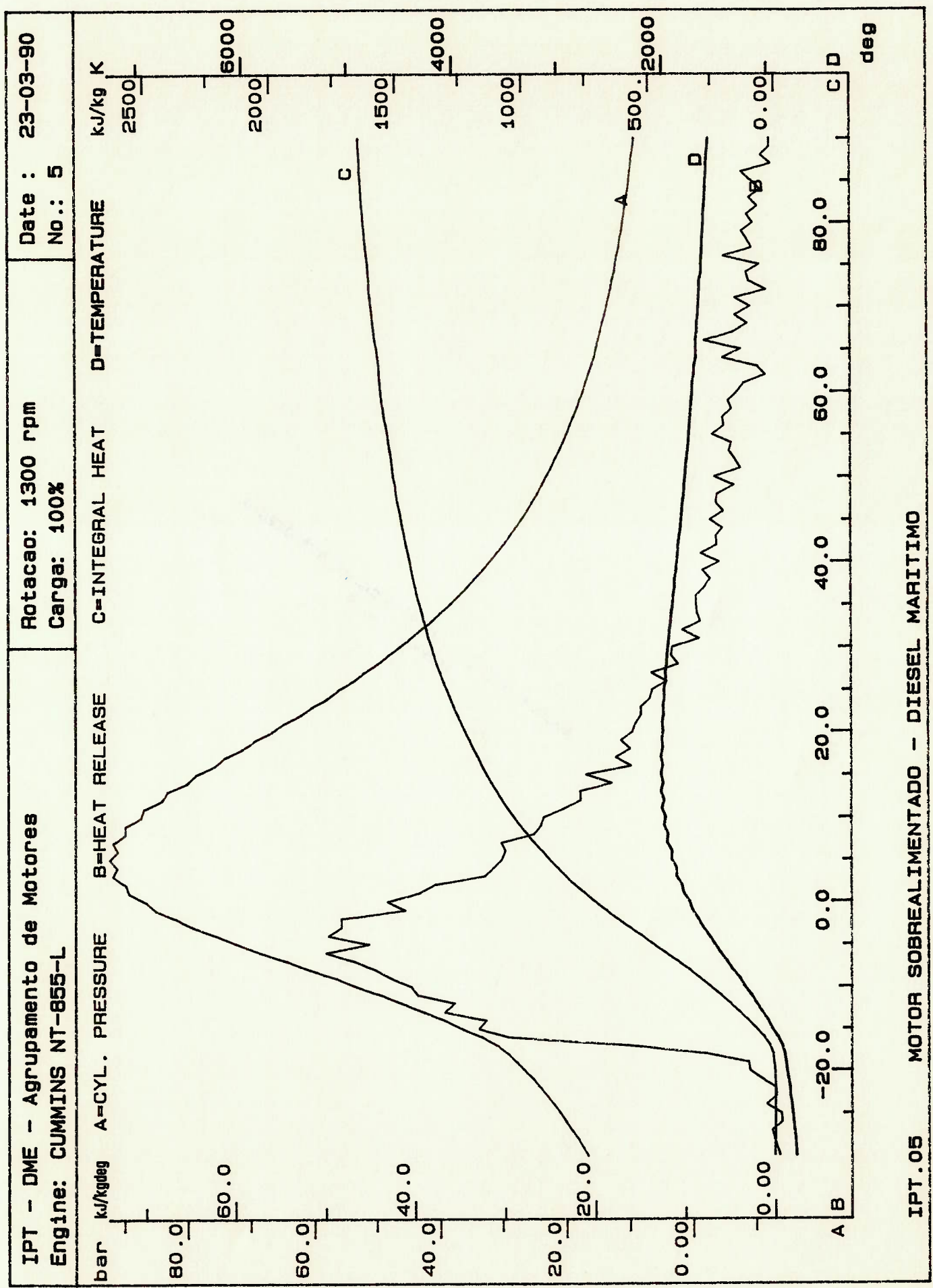


Figura A 3.28 - Curvas termodinâmicas.



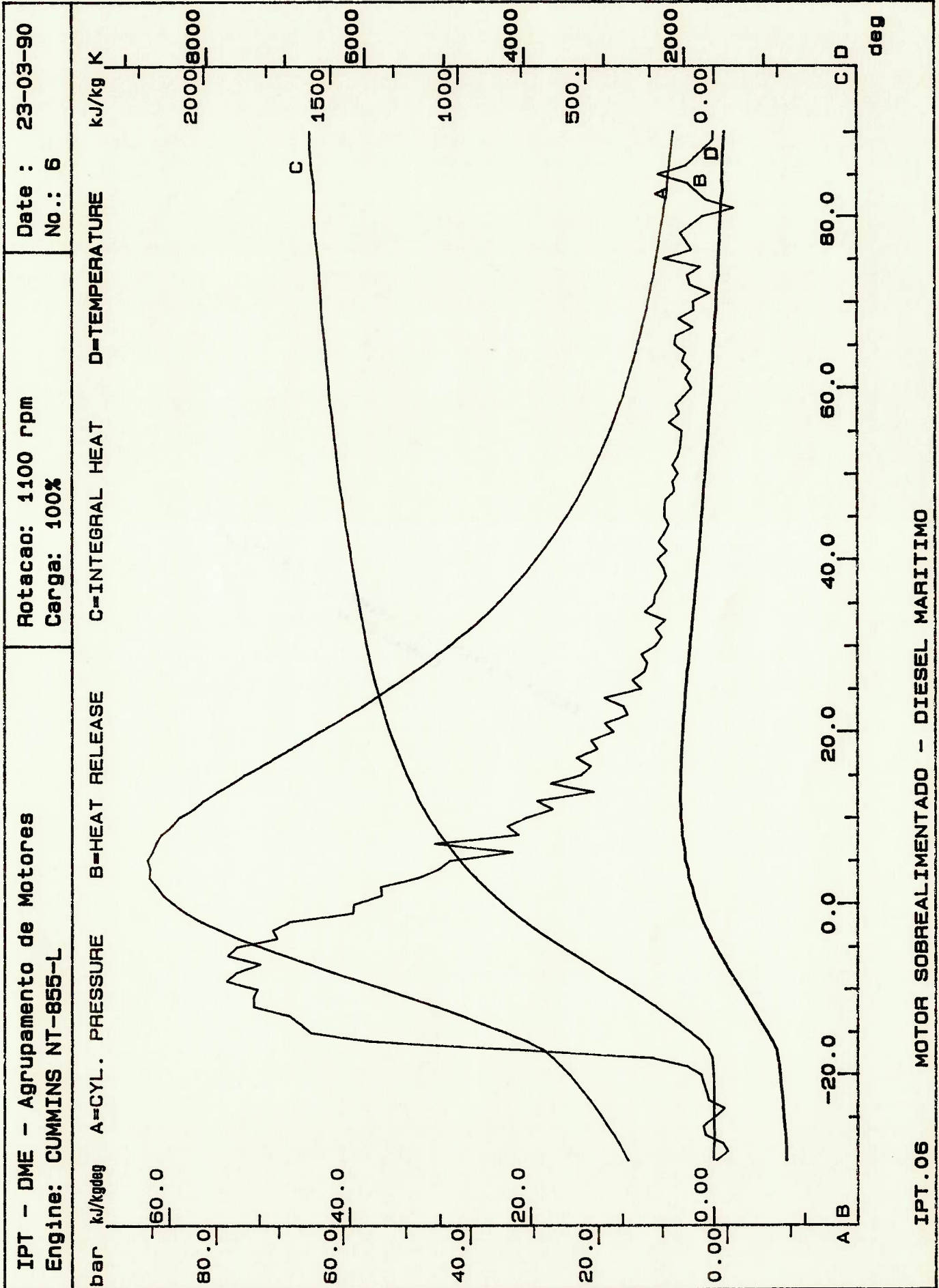
IPT.04 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.29 - Curvas termodinâmicas.



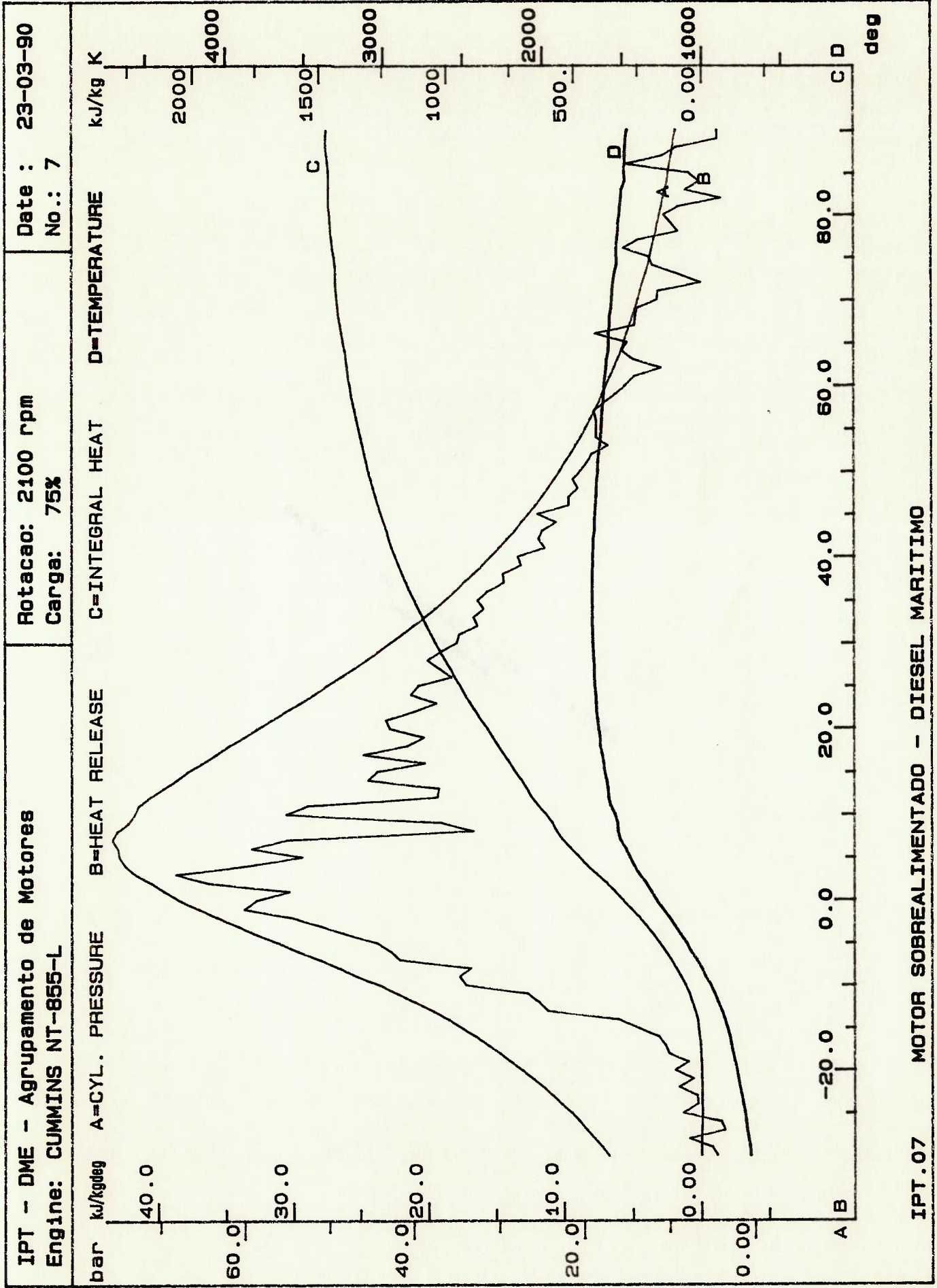
IPT.05 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.30 - Curvas termodinâmicas.



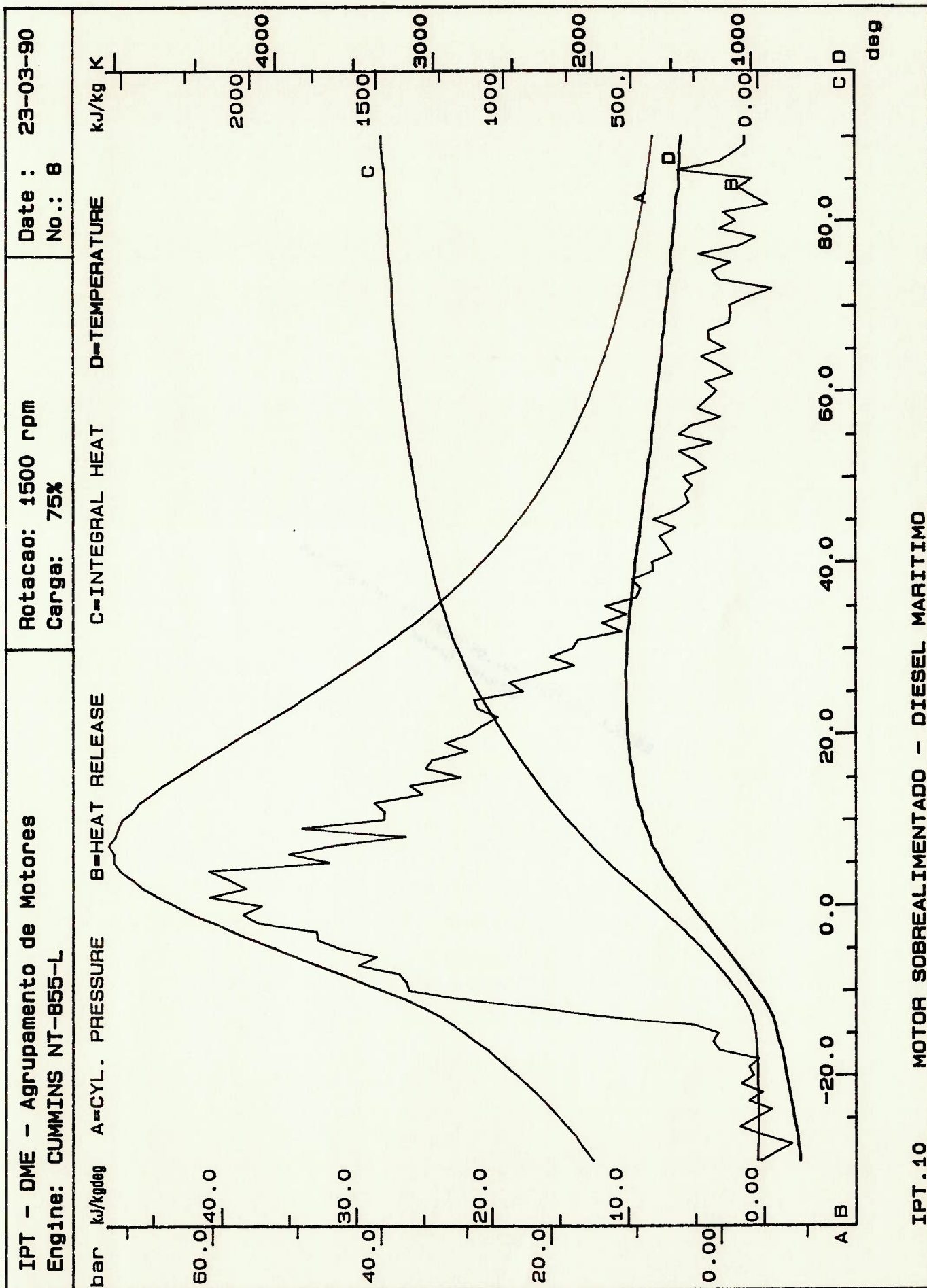
IPT.06 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.31 - Curvas termodinâmicas.



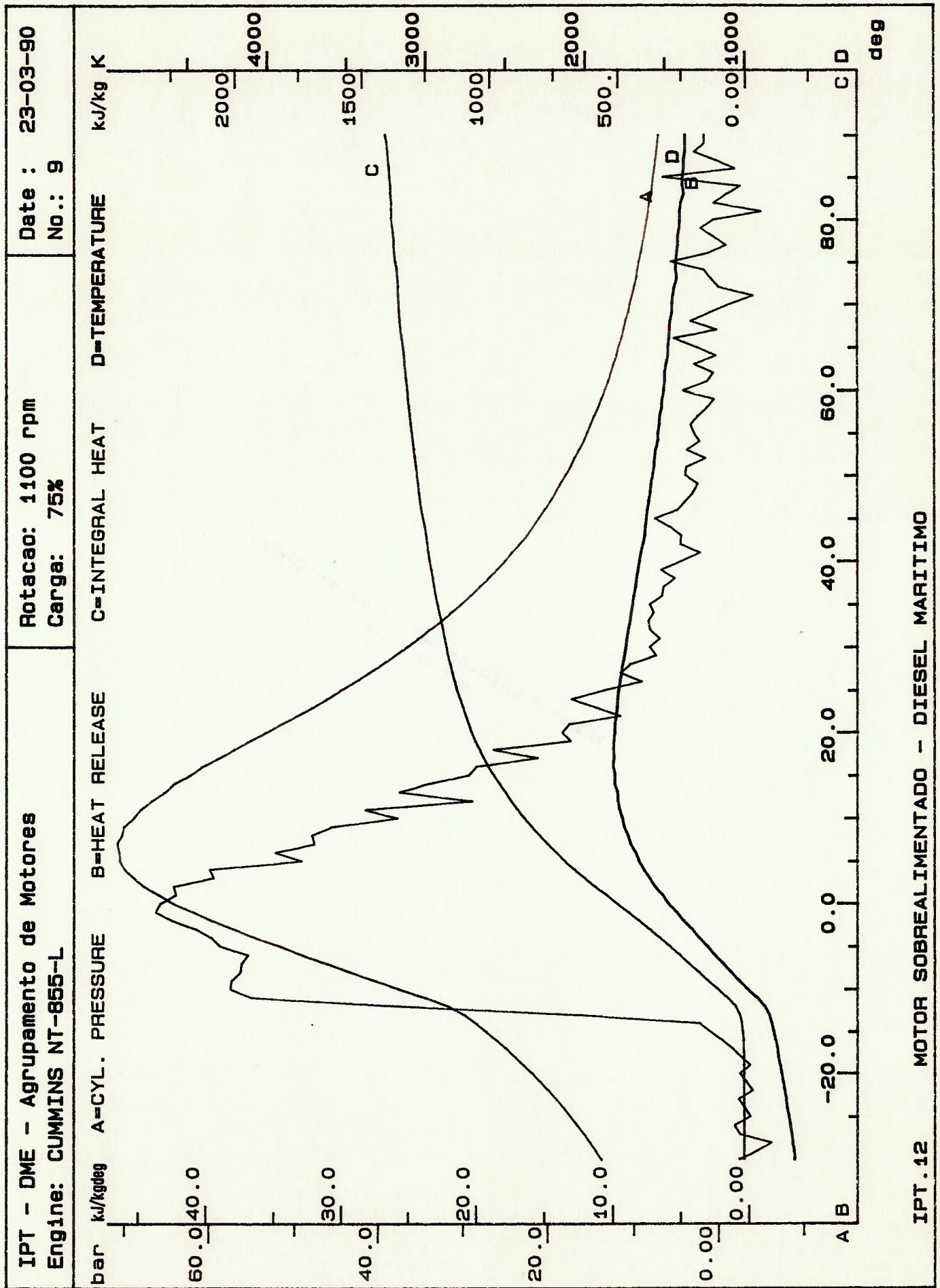
IPT.07 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.32 - Curvas termodinâmicas.



IPT.10 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.33 - Curvas termodinâmicas.



IPT.12 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.34 - Curvas termodinâmicas.

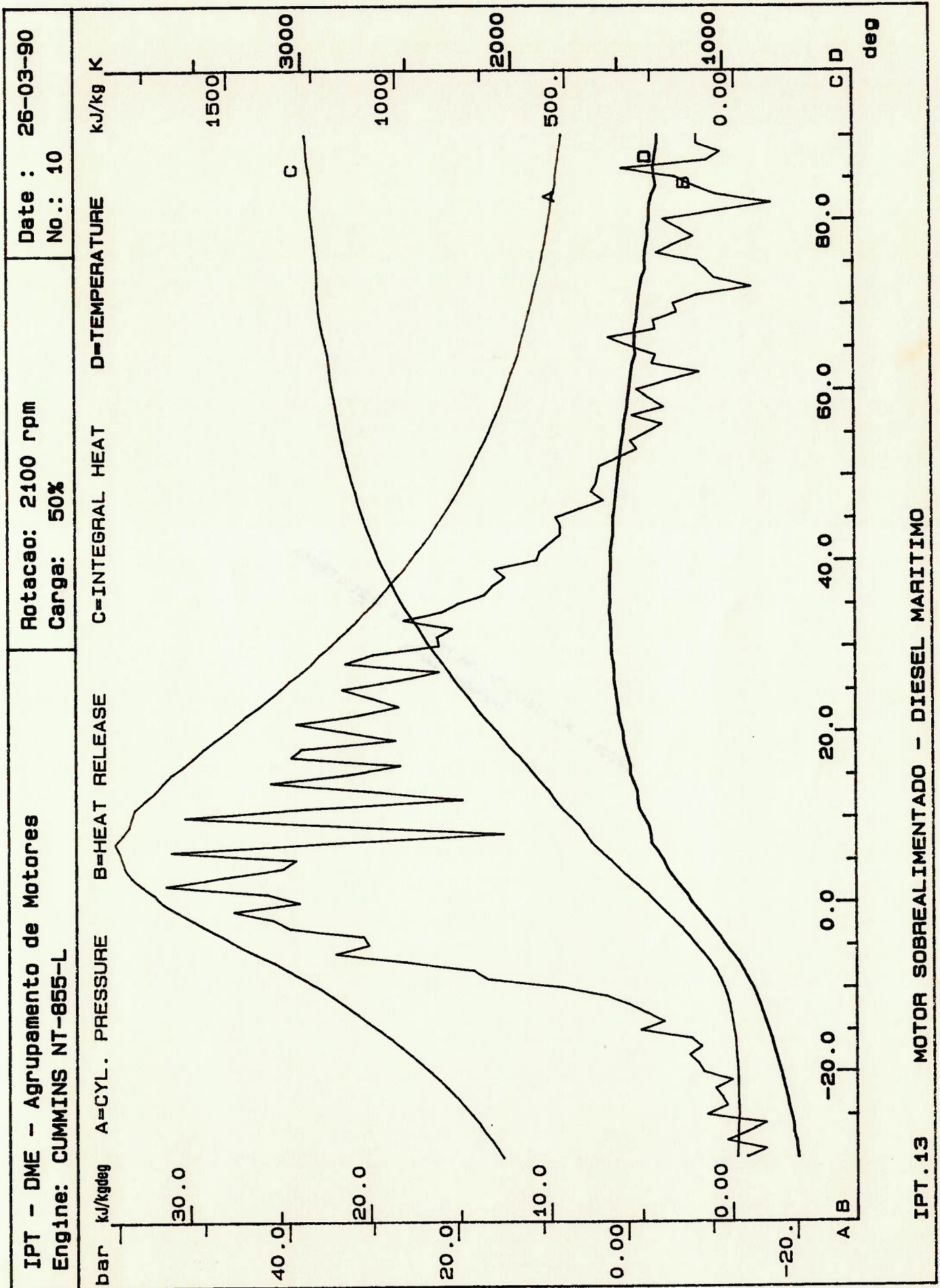
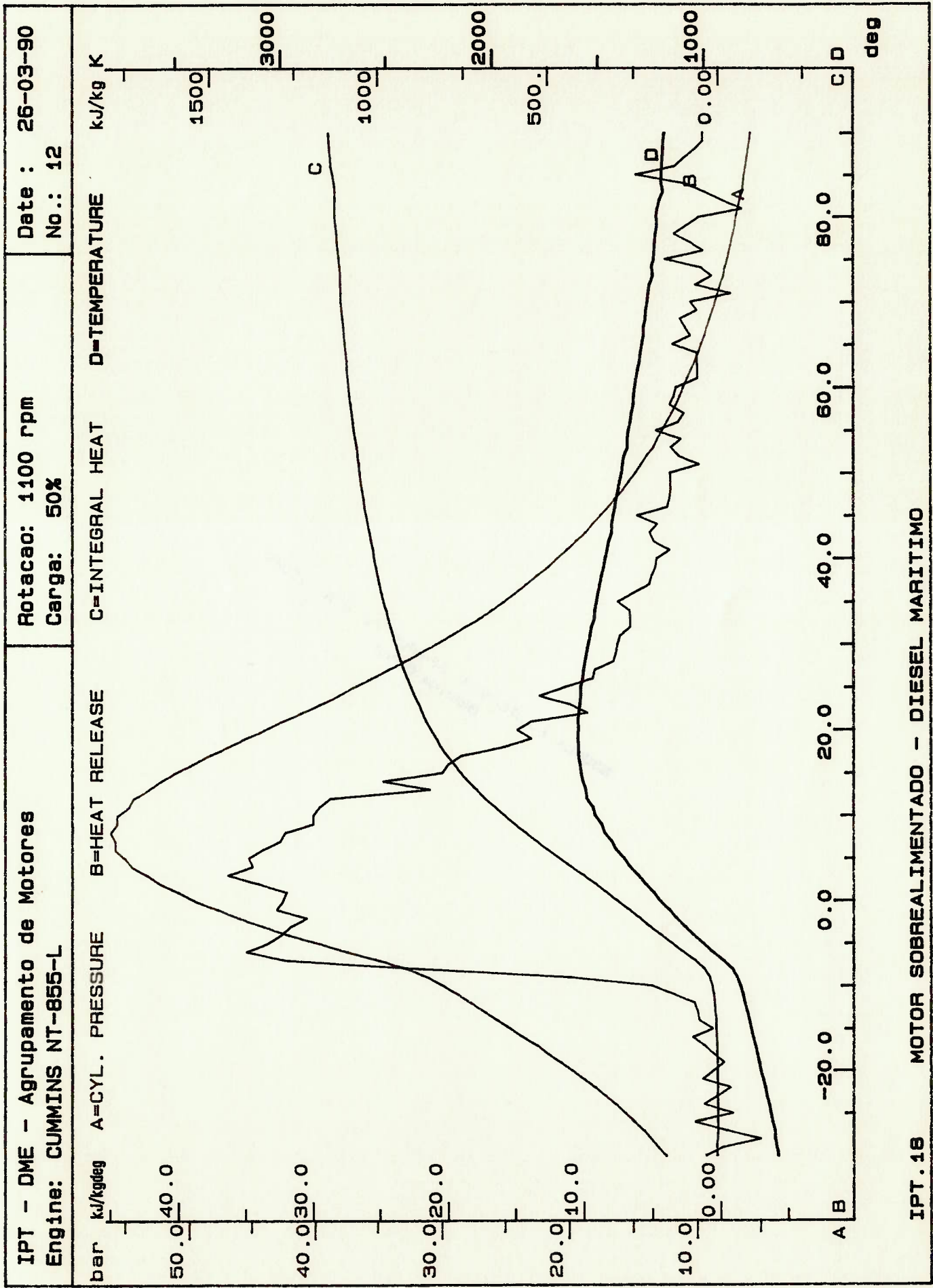
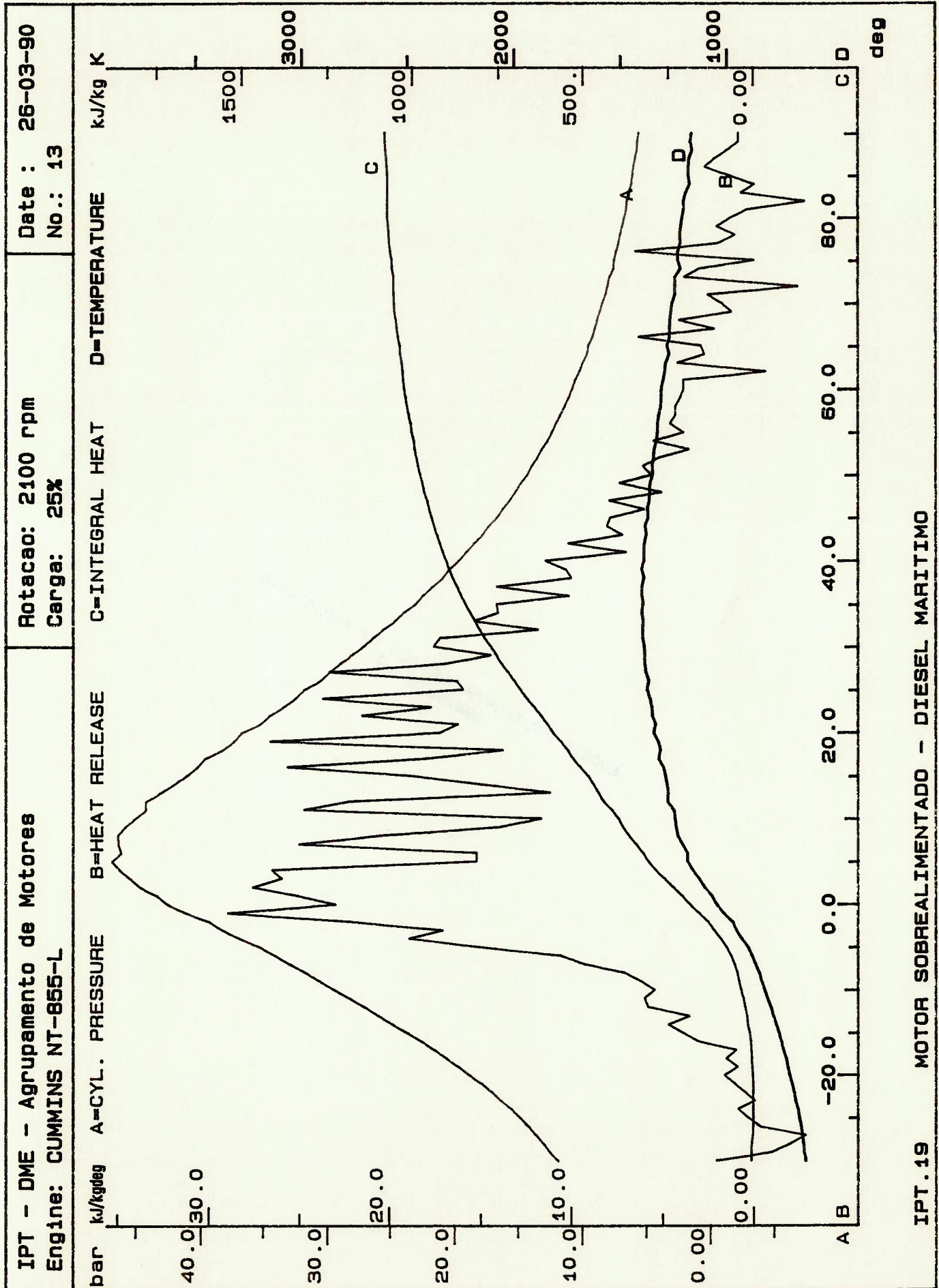


Figura A 3.35 - Curvas termodinâmicas.



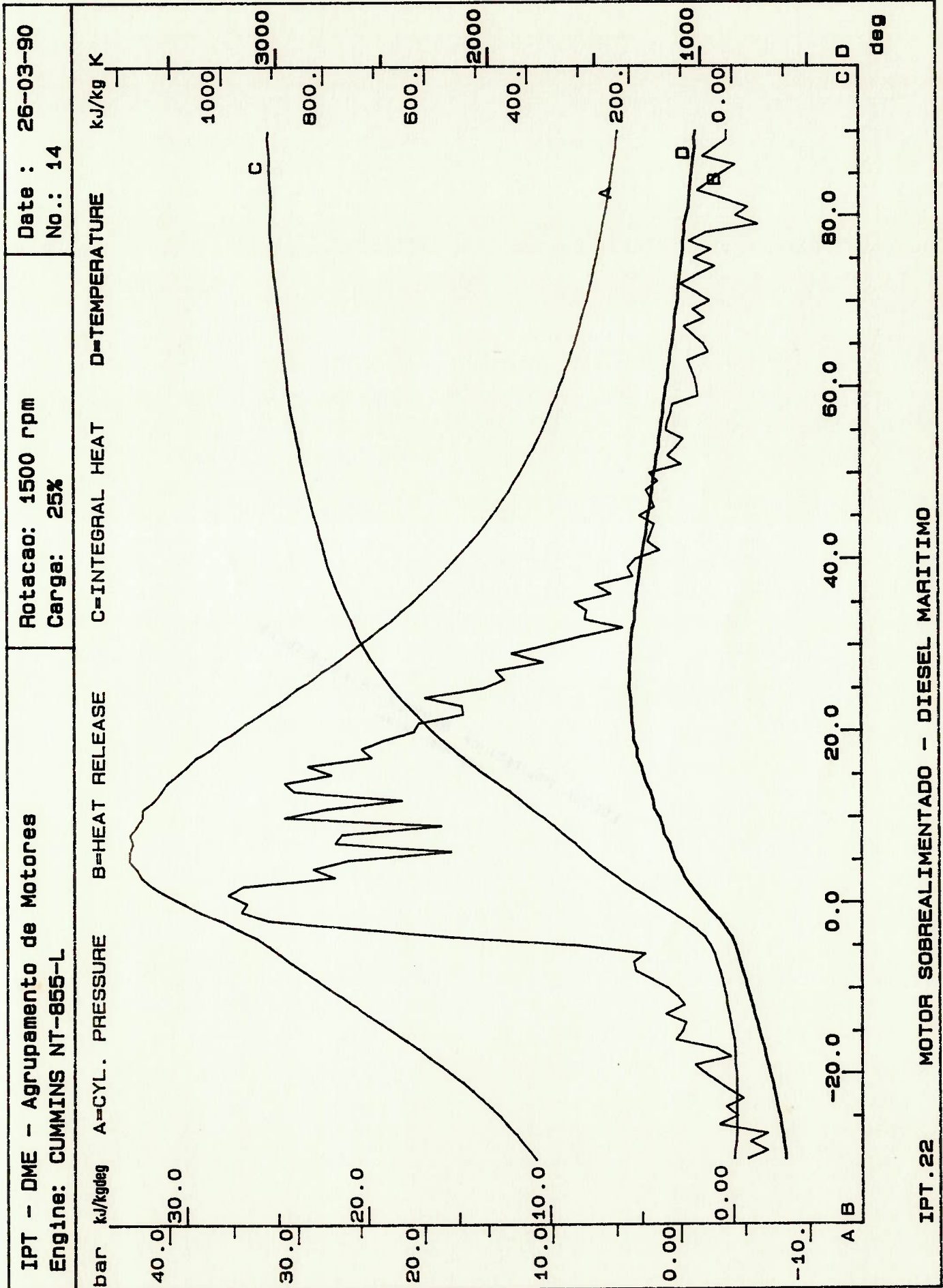
IPT.18 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.37 - Curvas termodinâmicas.



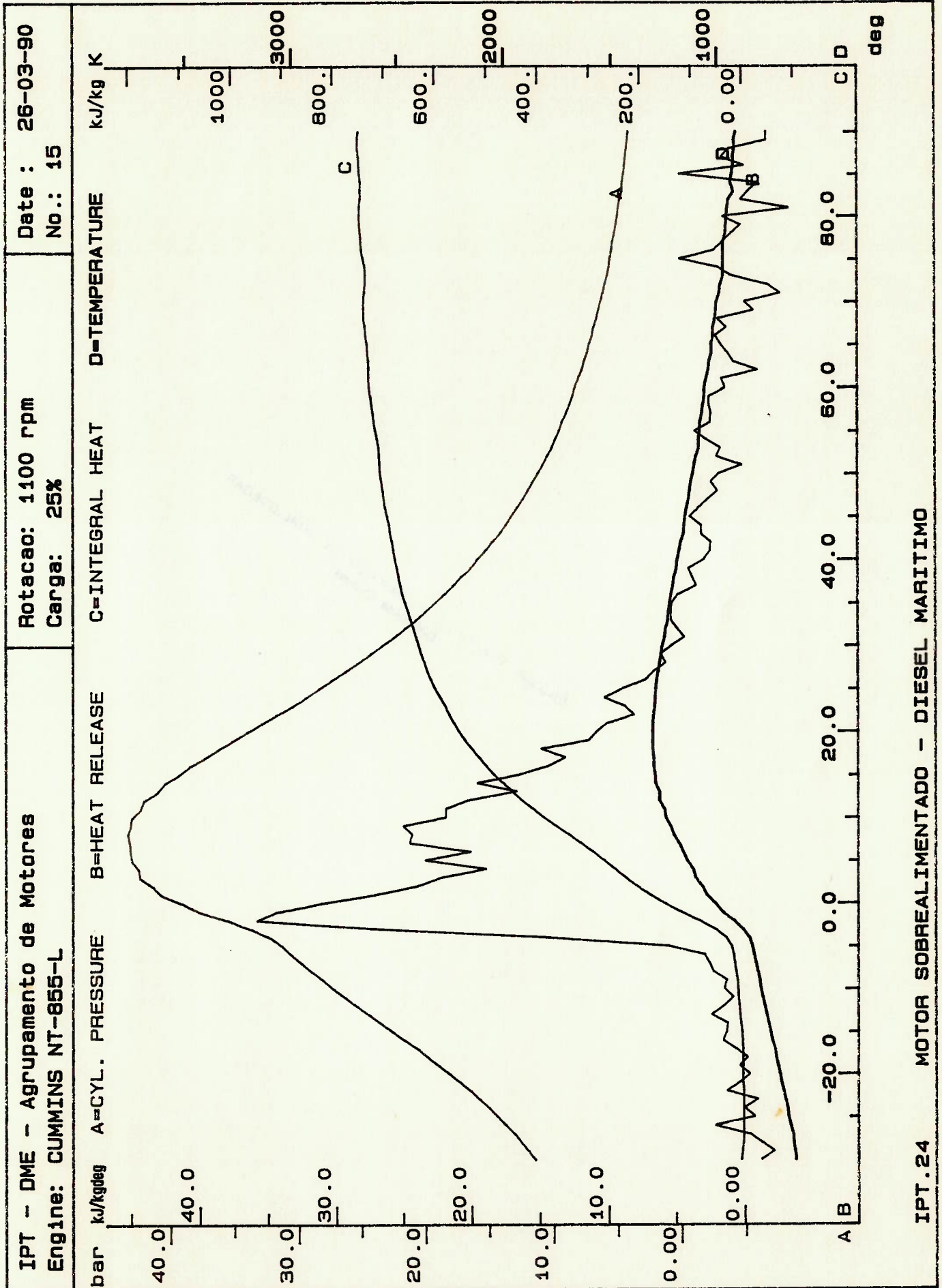
IPT.19 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.38 - Curvas termodinâmicas.



IPT.22 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.39 - Curvas termodinâmicas.



IPT.24 MOTOR SOBREALIMENTADO - DIESEL MARITIMO

Figura A 3.40 - Curvas termodinâmicas.

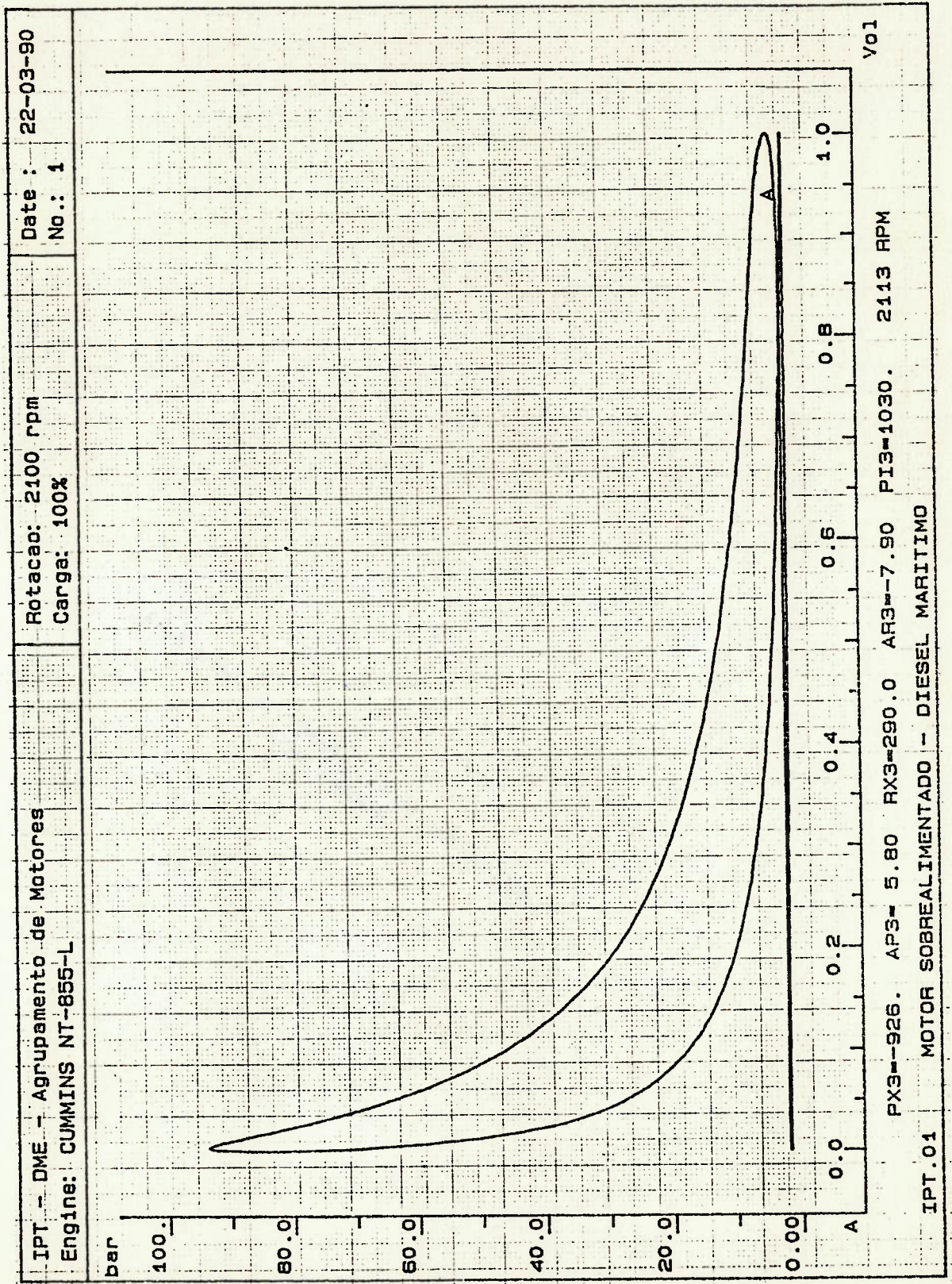


Figura A 3.41 - Diagrama Pressão x Volume.

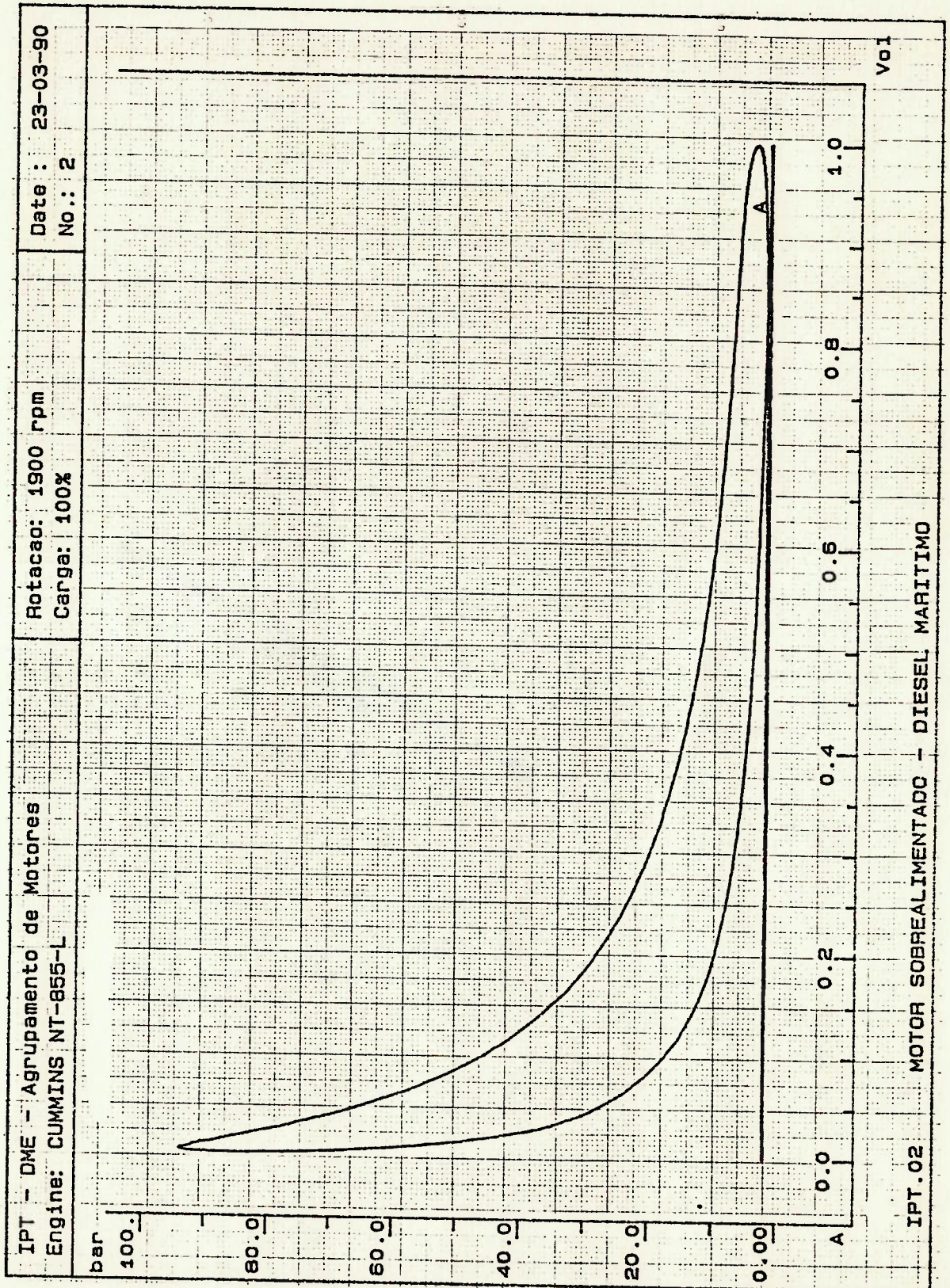


Figura A 3.42 - Diagrama P x V .

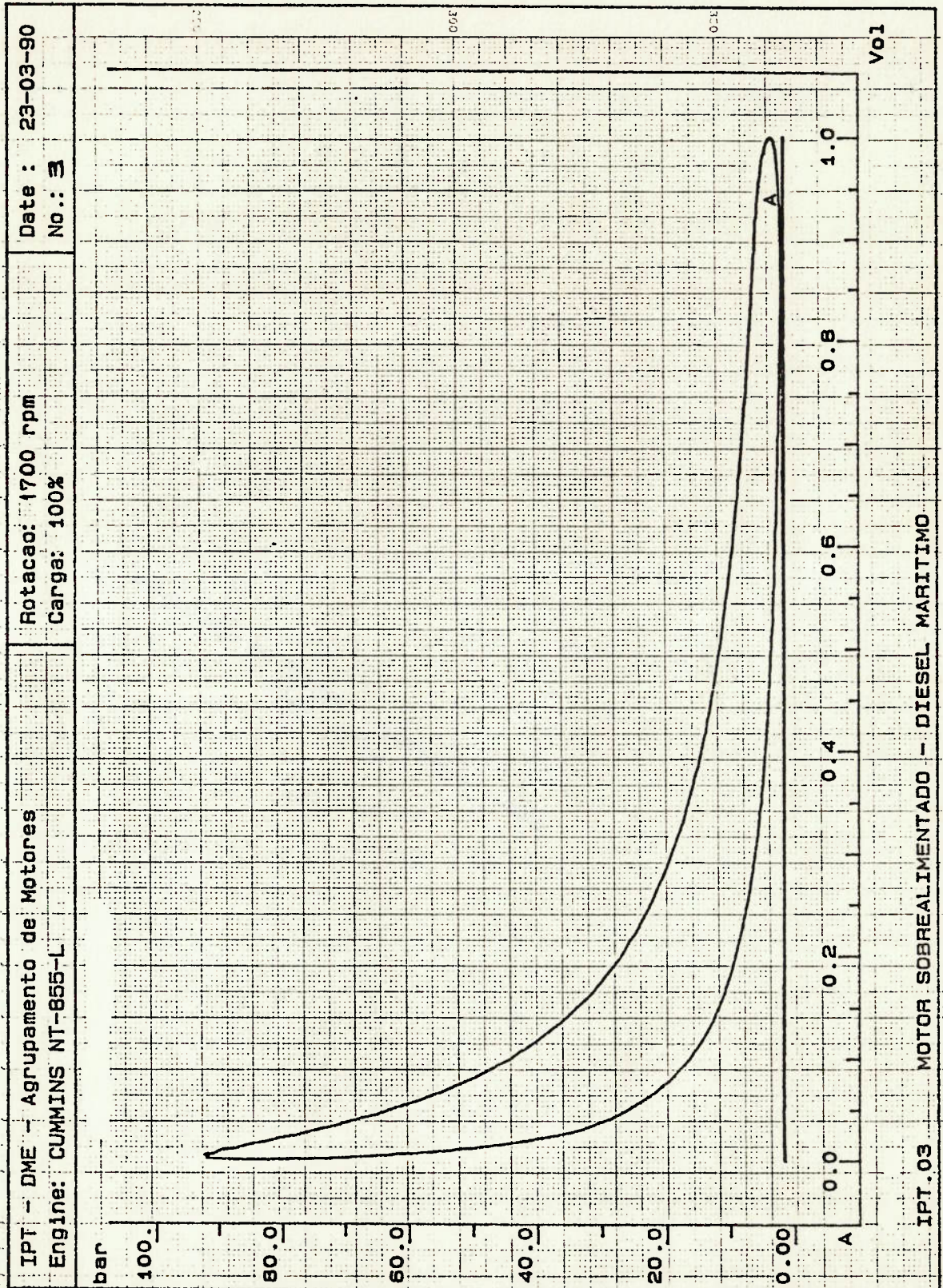


Figura A 3.43 - Diagrama P x V .

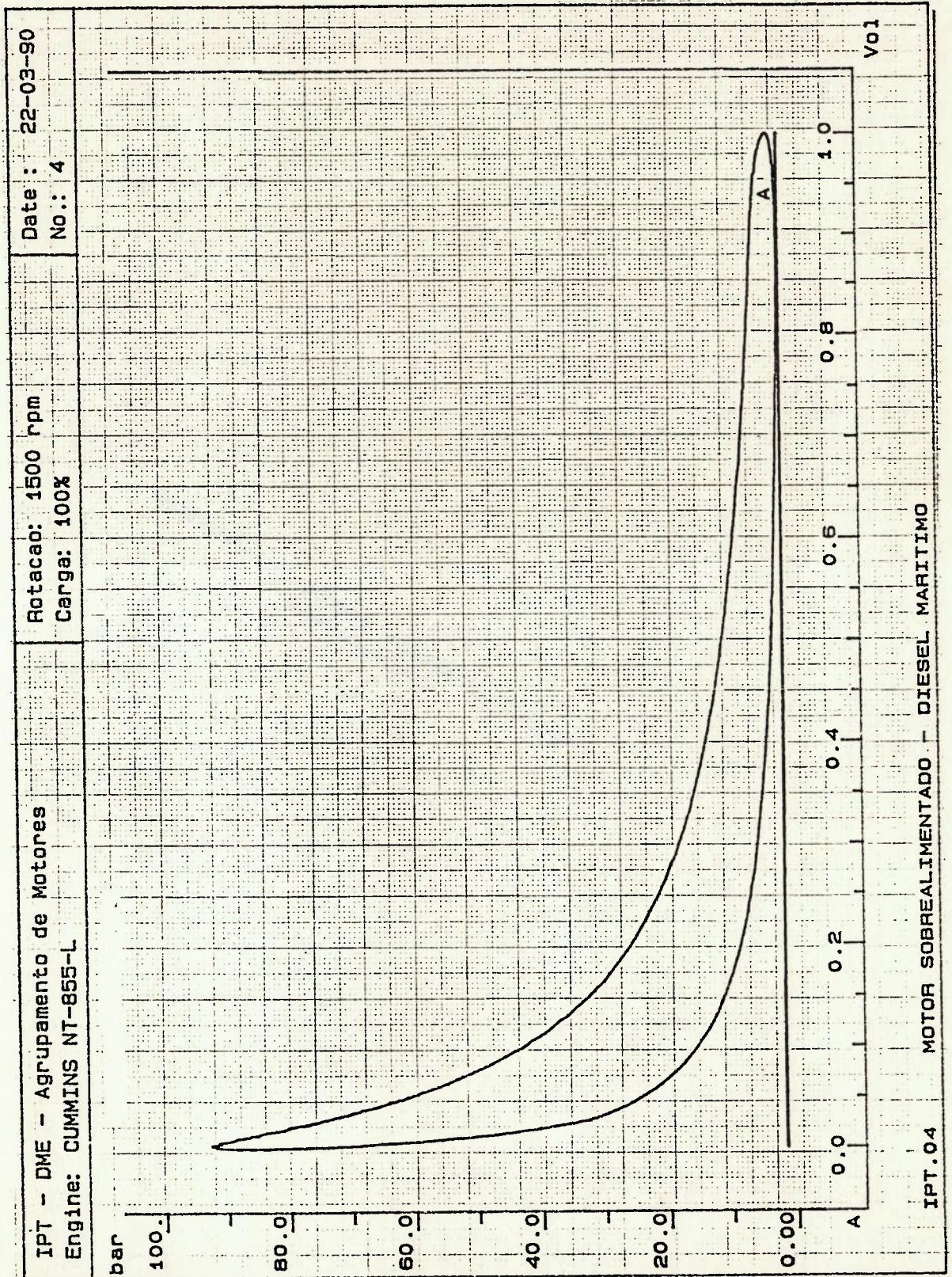


Figura A 3.44 - Diagrama P x V .

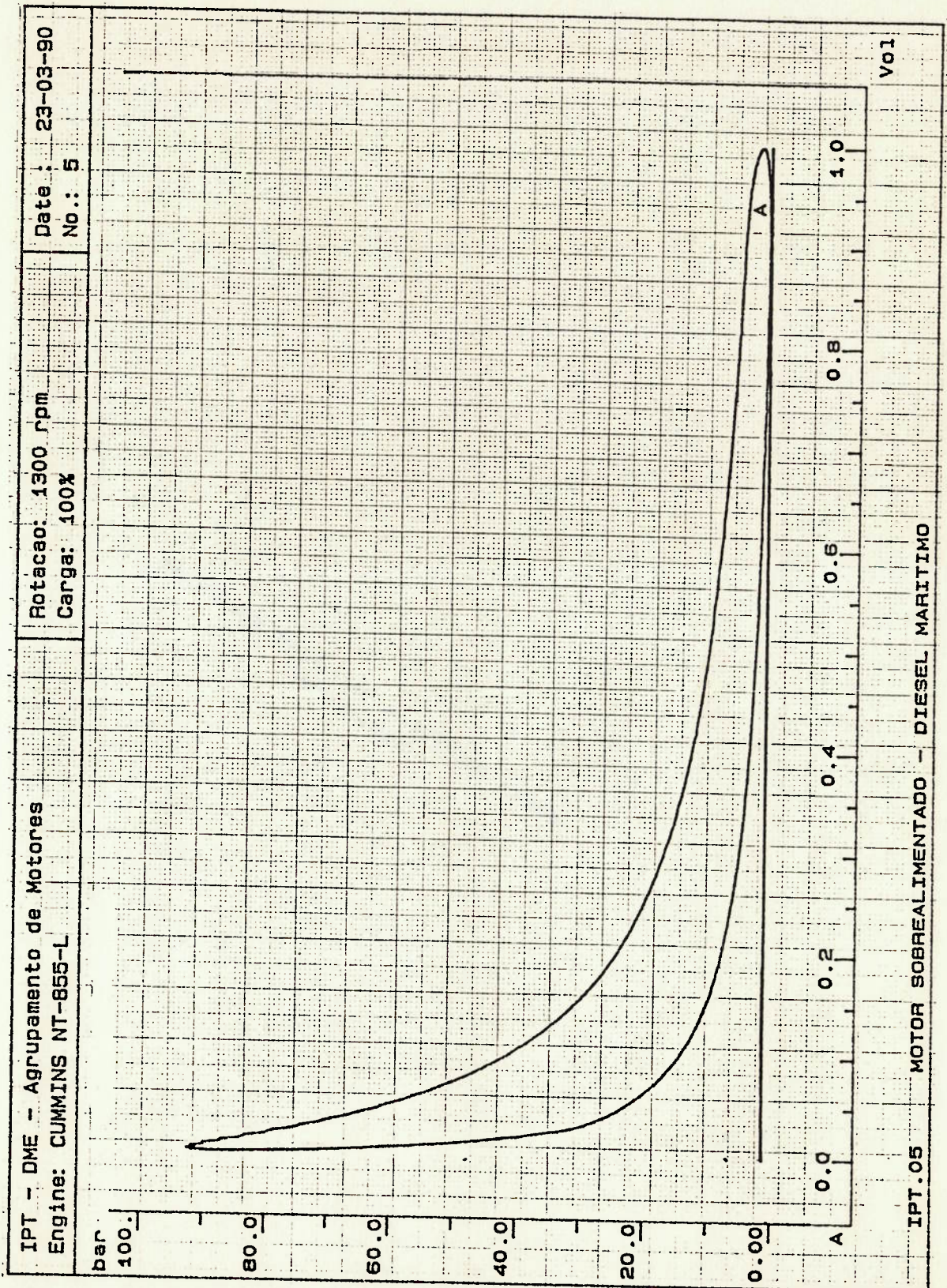


Figura A 3.45 - Diagrama P x V .

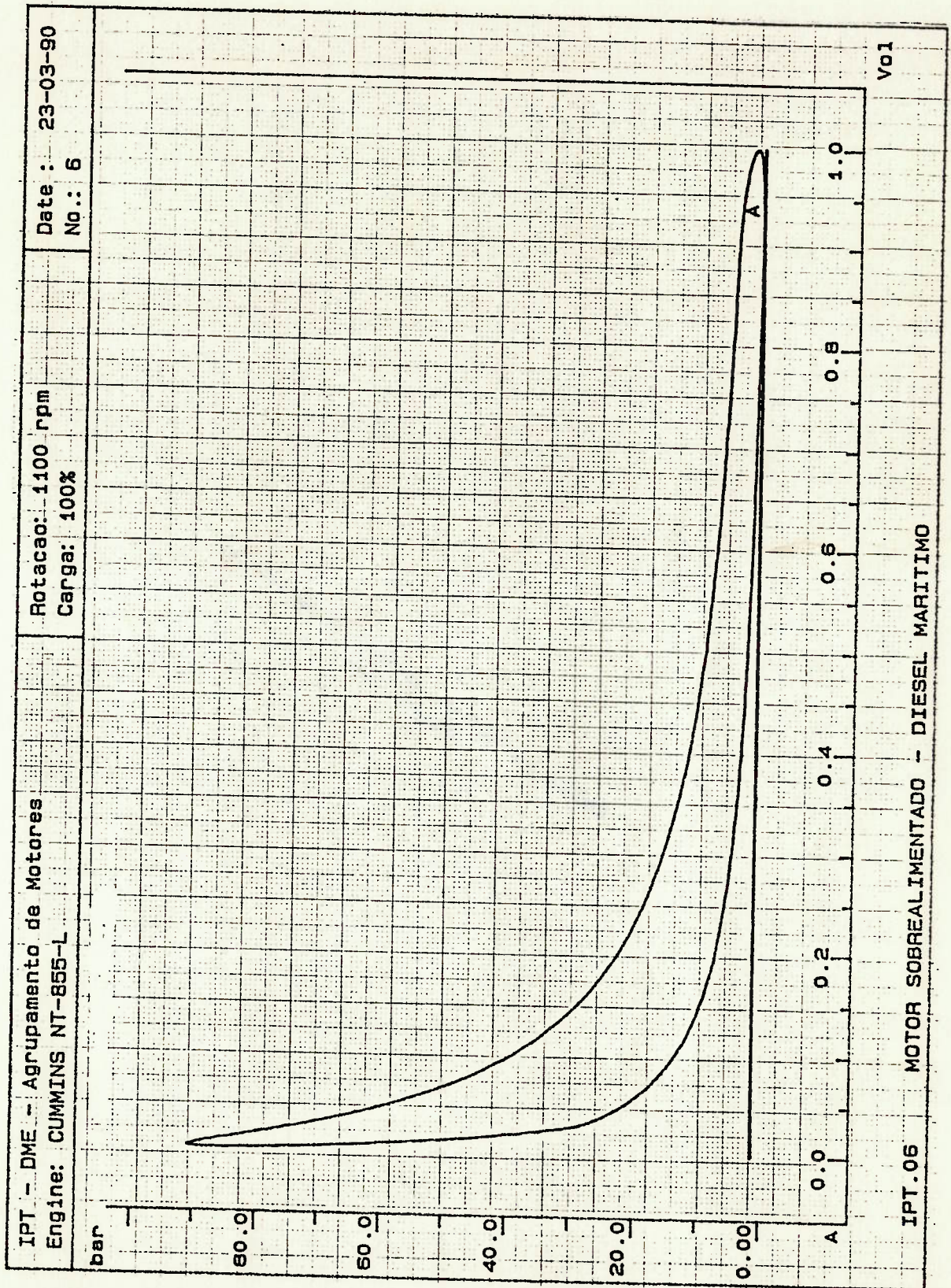


Figura A 3.46 - Diagrama P x V .

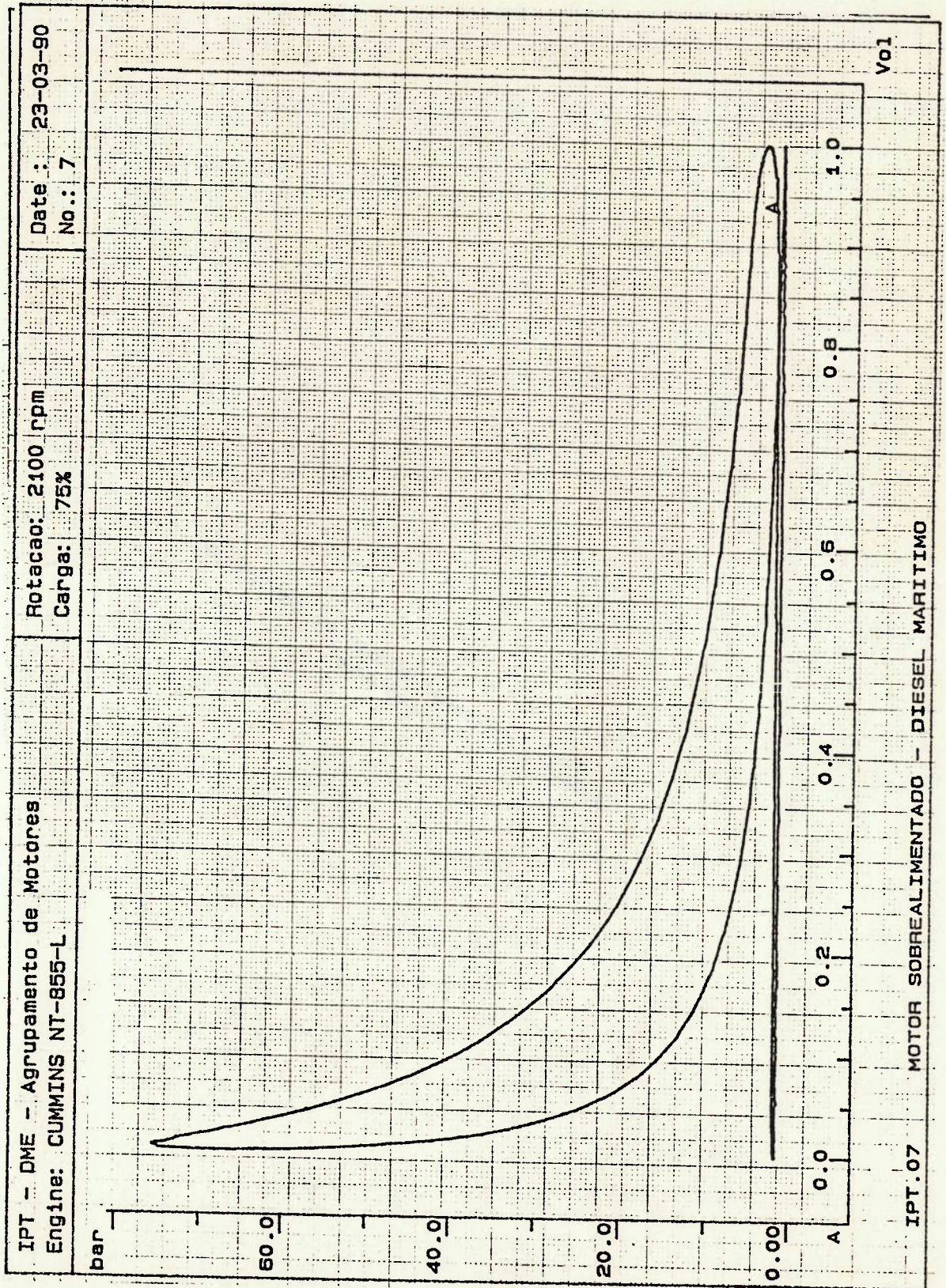


Figura A 3.47 - Diagrama P x V .

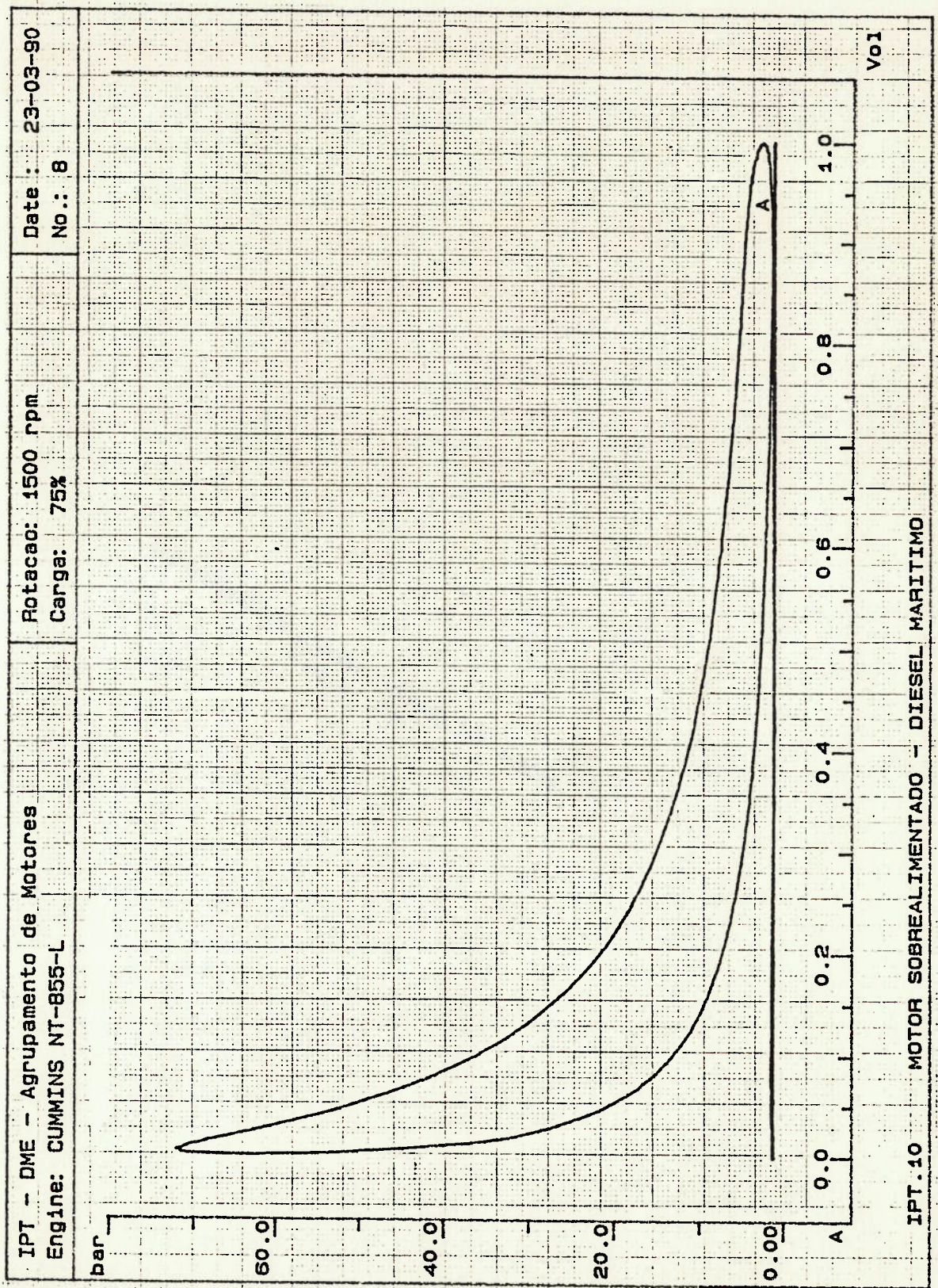


Figura A 3.48 - Diagrama P x V .

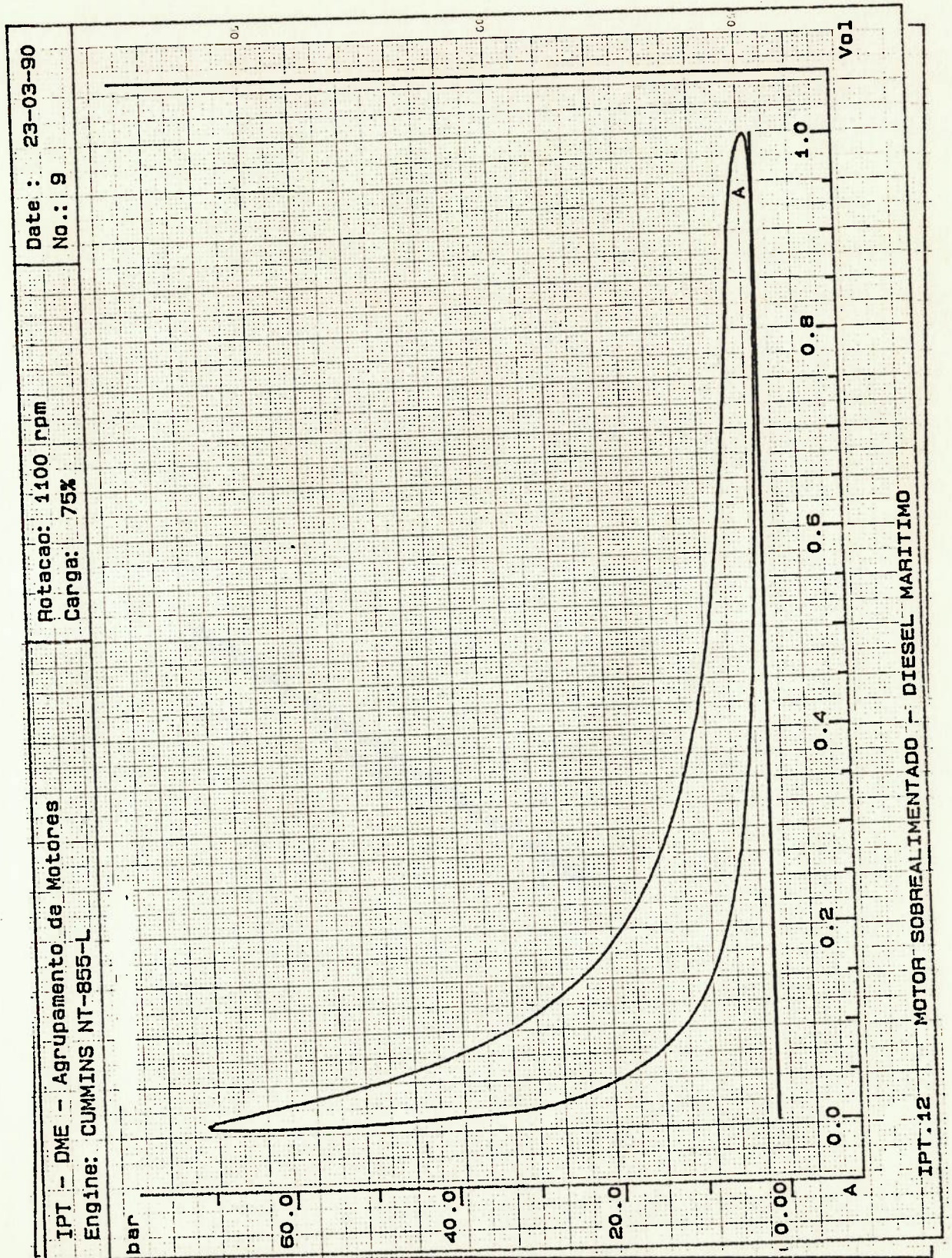


Figura A 3.49 - Diagrama P x V .

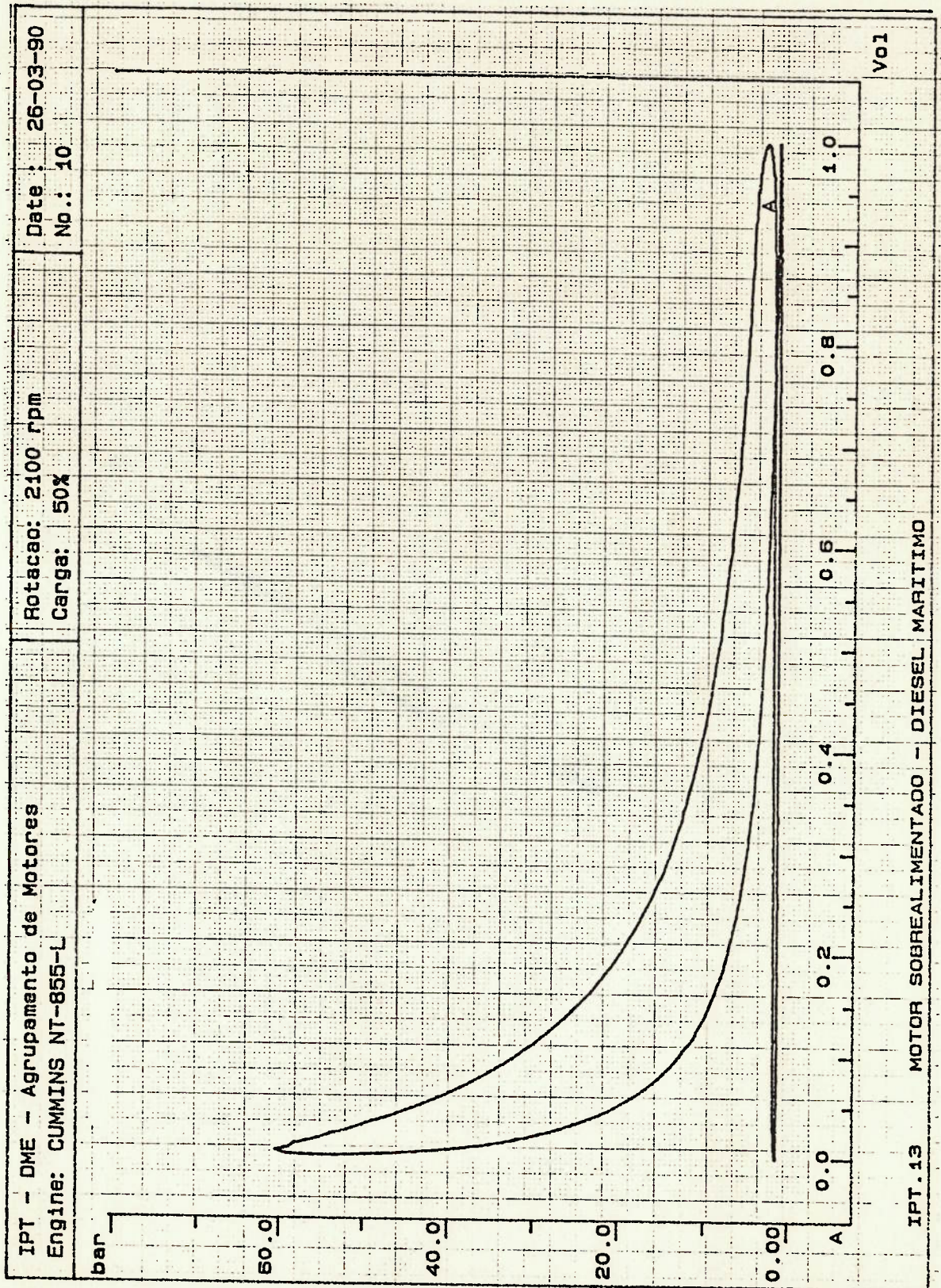


Figura A 3.50 - Diagrama P x V .

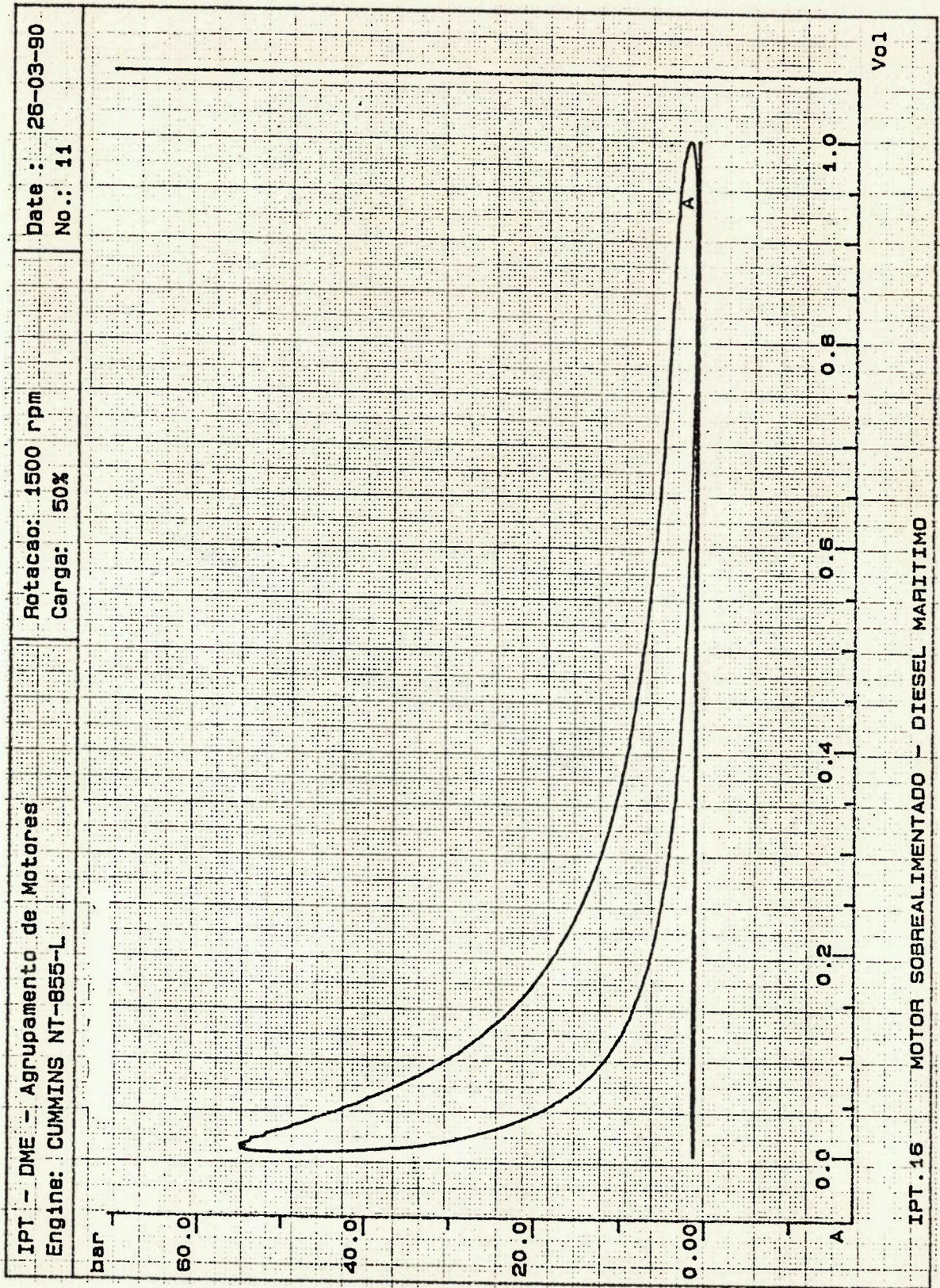


Figura A 3.51 - Diagrama P x V .

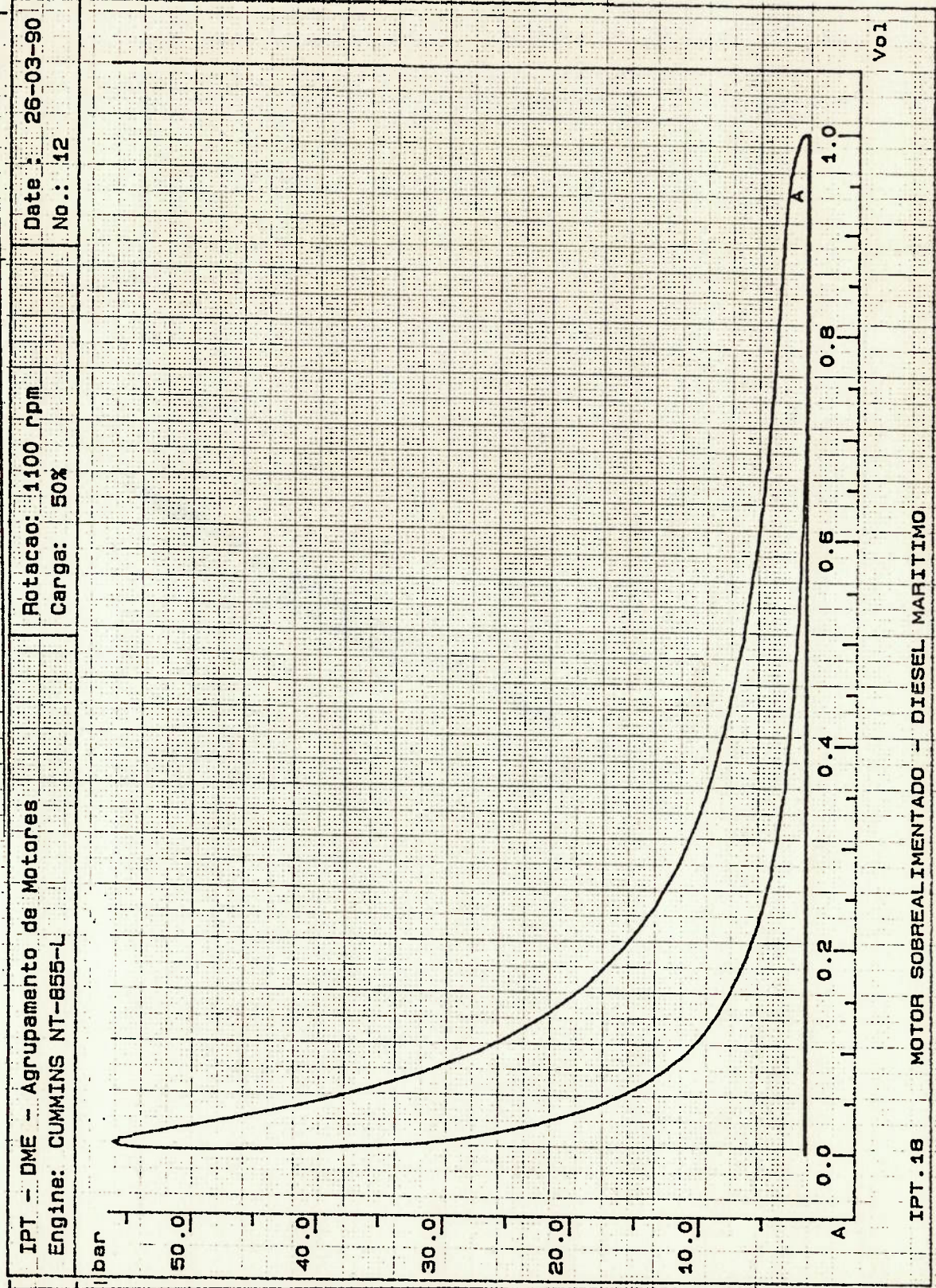


Figura A 3.52 - Diagrama P x V .

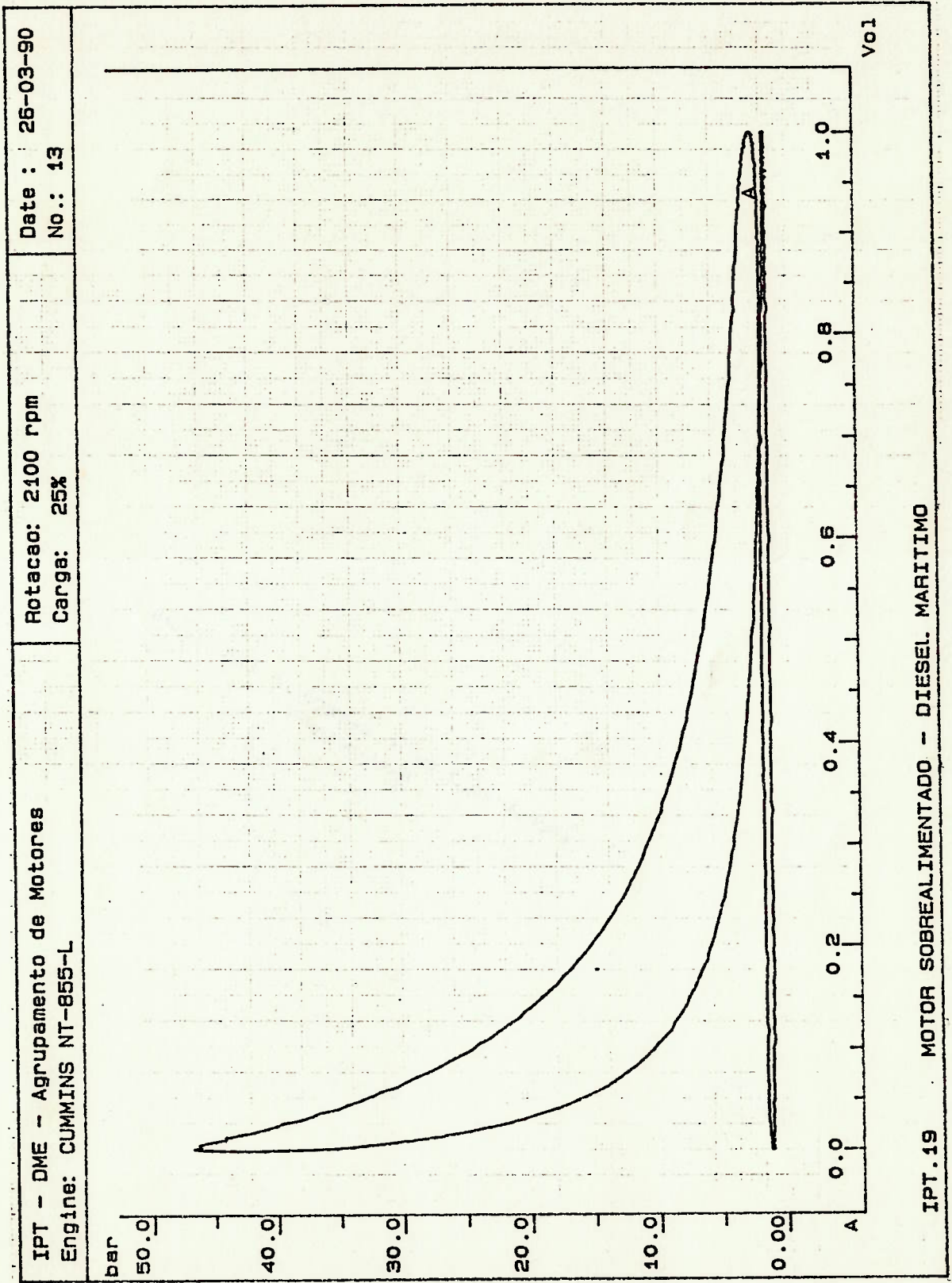


Figura A 3.53 - Diagrama P x V .

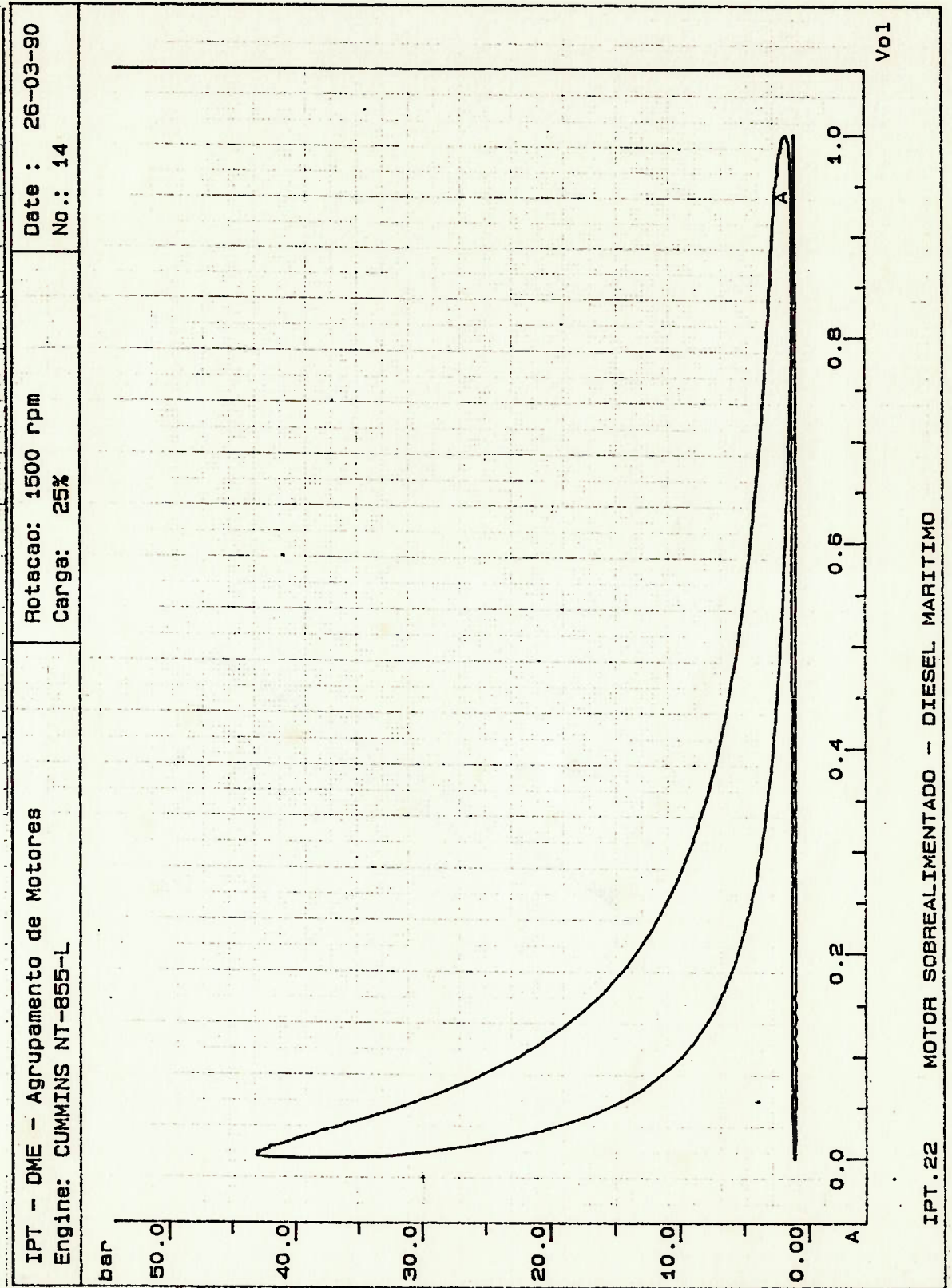


Figura A 3.54 - Diagrama P x V .

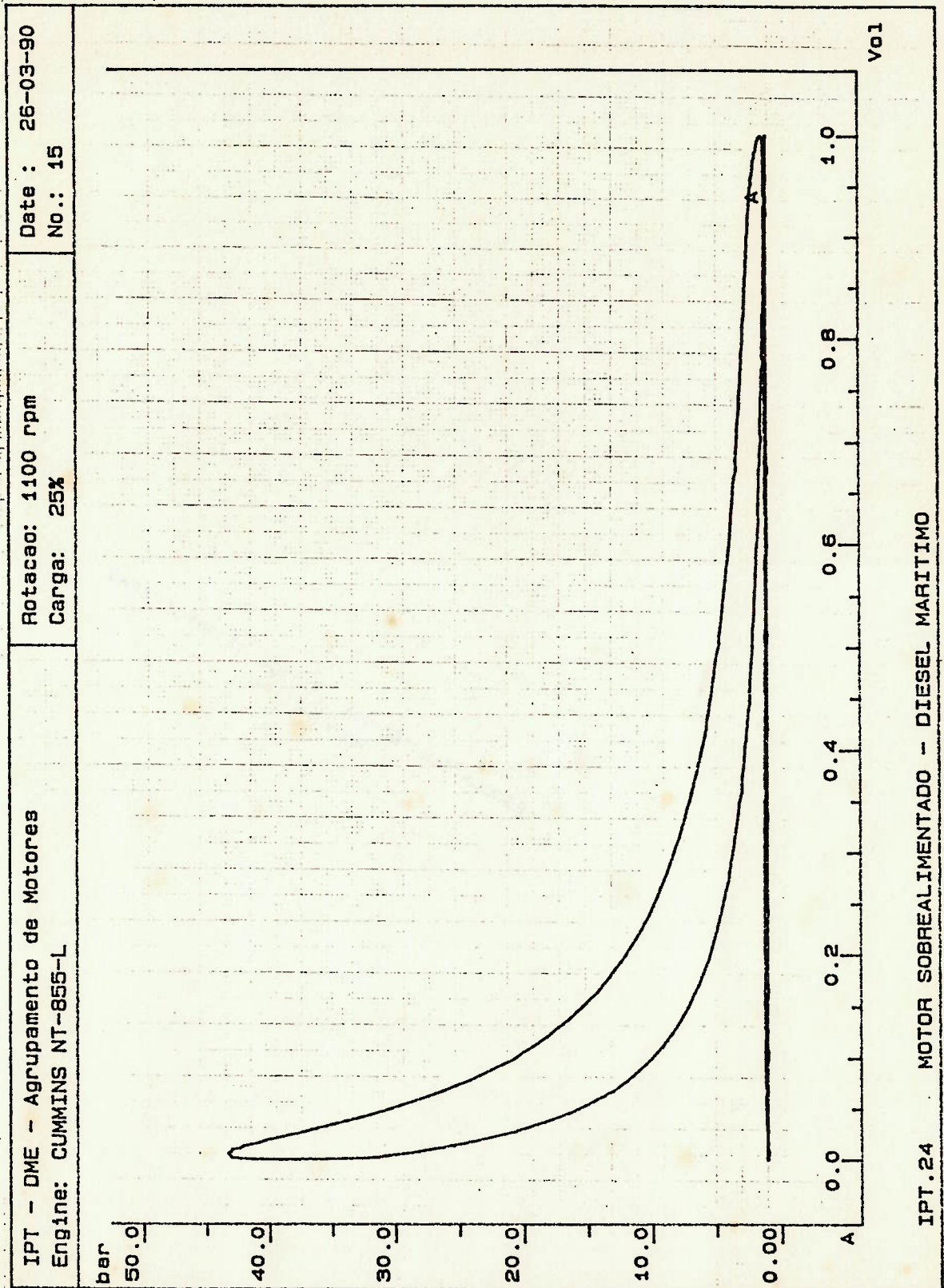


Figura A 3.55 - Diagrama P x V .