

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

PROJETO MECÂNICO - TRABALHO DE FORMATURA

PROSUB-Propulsor Submarino Individual

1995

Alunos:	Andreas Kauffmann	Nº USP 1963491
	Caio Chaves Garcez	Nº USP 1757343
	Fernando Fegyveres	Nº USP 1754445
	Gustavo Henrique Sotero Rodrigues	Nº USP 1745742
Orientadores:	Professor Linílson Padovese	
	Professor Nicola Getchko	

Índice

Capítulo I - Scooter - Veículo de Propulsão submarina Individual

	5
I.1. Introdução	6
I.2. Histórico	6
I.3. Objetivos	7
I.4. Pesquisas de Campo	8

Capítulo II - Estudo de Viabilidade

II.1. Definição das Necessidades	11
II.2. Especificação das Exigências	13
II.3. Síntese de Soluções	17
II.4. Cálculos Preliminares	21
II.5. Considerações Sobre os Cálculos Preliminares	35
II.6. Conclusões	37

Capítulo III - Detalhamento da Solução Adotada

III.1. Dimensionamento da Propulsão	41
III.2. Seleção do Hélice	44
III.3. O Motor Pneumático	52
III.4. O Motor Pneumático Adequado ao Projeto	63
III.5. Sistema de Controle	67
Sistema de Controle de Velocidades por Passo Variável	67
Sistema de Controle de Velocidades por Pressão e Vazão	68

TF-95
KJG2P

III.6. Análise do Circuito para Funcionamento com Ar	70
III.7. Análise do Circuito para Funcionamento com CO₂	75
Soluções Analisadas	76
Considerações Pertinentes ao Consumo do Motor Pneumático	84
Dimensionamento dos Trocadores de Calor	91
III.8. Conclusões sobre as Opções com CO₂ e Ar Comprimido	99
III.9. Cilindros	101
III.10. Válvulas	107
Válvula Reguladora de Pressão	108
Válvula Reguladora de Fluxo	111
Válvula de Retenção	113
III.11. Mangueiras e Conexões	114
III.12. Aspectos Estruturais	121
III.13. Definição dos Componentes do Veículo	125
I. Opção de Funcionamento com Ar	125
II. Opção de Funcionamento com CO₂	128
 Capítulo IV - Modelamento Teórico	 130
IV.1. Introdução	131
IV.2. Propulsão a Ar Comprimido	132
IV.3. O Motor Pneumático Ideal	146
IV.4. Propulsão a Gás Carbônico	148
 Capítulo V - Desempenho Esperado - Comparações com Similares	 152
 Capítulo VI - Bancada de Testes - Análise dos Resultados	 159

VI.1. Bancada de Testes	160
VI.2. Análise dos Resultados	165
<u>Capítulo VII - Conclusões e Comentários Finais</u>	170
Agradecimentos	172
<u>Bibliografia Utilizada</u>	173
<u>Anexo I - Relatórios de Pesquisas de Campo</u>	175
<u>Anexo II - Programas em Linguagem MatLab</u>	184
<u>Anexo III - Manual do DPV elétrico Comparado</u>	198

Capítulo I

Scooter - Veículo de Propulsão **Submarina Individual**

1.1.Introdução

Um aqua-scooter, ou veículo de propulsão submarina individual, tem como função locomover um mergulhador num ambiente aquático.

Isso minimiza os esforços físicos realizados durante um mergulho autônomo. Neste sentido, o equipamento tem como principal atribuição otimizar e aumentar a área coberta durante o mergulho, possibilitando assim um melhor aproveitamento do tempo disponível.

1.2.Histórico

A idéia de se utilizar aparelhos de propulsão submarina individual teve sua primeira implementação durante a Segunda Guerra Mundial, quando a Itália adotou estratégias militares envolvendo movimentações subaquáticas, que exigiam um maior dinamismo dos mergulhadores. Estes mergulhadores ficaram conhecidos como "torpedos humanos" porque utilizavam propulsores de formato igual ao de um torpedo.

A partir desta época, os avanços tecnológicos permitiram um aprimoramento das idéias originais, principalmente nos aspectos ergonômicos e de eficiência na utilização de energia.

1.3. Objetivos

O presente projeto destina-se à concepção de um propulsor submarino individual, que será utilizado para finalidades de lazer em mergulhos autônomos. O uso deste equipamento em atividades de lazer proporciona o aumento da área coberta num mergulho e a redução do esforço realizado pelo mergulhador nas locomoções. Como resultado final tem-se um melhor aproveitamento do tempo de mergulho.

Este projeto se propõe a analisar as principais possibilidades de implementação do equipamento, comparando sobretudo opções de motorização alternativas, visto que usualmente estes aparelhos são concebidos com motores elétricos.

Para tanto serão consideradas características de velocidade de deslocamento, potência, consumo de energia, autonomia, peso, custo, praticidade, segurança, profundidade alcançada, entre outras.

1.4. Pesquisas de Campo

Com base em entrevistas realizadas com mergulhadores experientes, médicos hiperbáricos e instrutores de mergulho, foi possível determinar as características requeridas pelo equipamento.

- **Autonomia:** mínima de 30 minutos;
- **Velocidade:** média de 1 m/s;
- **Profundidade:** média de 10 metros
máxima de 15 metros;
- **Peso:** máximo de 50 Kg;
- **Dimensões médias:**
 - comprimento:** 70 cm
 - largura:** 60 cm
 - altura:** 50 cm

Vale, porém, ressaltar que foram obtidas informações que limitam a velocidade a cerca de 1 m/s, pois velocidades superiores a este valor exigem visibilidade superior a 5m, caso contrário o mergulhador estaria correndo sério risco de sofrer colisões. Deve-se levar em consideração que velocidades em torno de 1 m/s representam mais de três vezes a velocidade do mergulhador sem nenhum propulsor.

Conclui-se então que 1 m/s é um valor adequado para a velocidade de cruzeiro, pois incrementa a velocidade do mergulhador, sem oferecer grandes riscos.

Nos mergulhos para lazer é muito raro atingir-se profundidades maiores que 15 m. Logo este valor de profundidade pode ser utilizado como valor máximo para o projeto.

Com base nas entrevistas, os mergulhos realizados para finalidades de lazer obedecem aproximadamente as seguintes proporções no que diz respeito a profundidades:

- 0 a 6 m - 25% dos mergulhos;
- 6 a 10 m - 55% dos mergulhos;
- 10 a 15 m - 20% dos mergulhos;

Portanto o valor de 10m de profundidade é um valor médio aceitável.

Além disso, o equipamento não deve, necessariamente, permanecer em funcionamento durante todo o tempo de mergulho. Devem estar previstas paradas freqüentes para observação e outras atividades que dispensem o aparelho.

Diante do que foi considerado, um conjunto de parâmetros bastante representativo do universo de utilização do PROSUB é:

- Duração do Mergulho: 1 hora, sendo:
 - 20 minutos - equipamento desligado para observação do ambiente marinho ou realização de outras tarefas;
 - 15 minutos - funcionamento a uma velocidade de 1 m/s;
 - 25 minutos - funcionamento a velocidades inferiores a 1 m/s;
- Profundidade : 10 m;

Capítulo II

Estudo de Viabilidade

II.1. Definição Das Necessidades

Este projeto tem como meta desenvolver um aparelho de propulsão submarina individual, para uso esportivo e de lazer. Inclui atividades como simples observação da biosfera marinha, assim como fotografias e passeios, atividades realizáveis em profundidades de mergulho inferiores a 15 m.

Outras possíveis aplicações deste produto seriam na área de pesquisa científica submarina, atividades de estudo do leito oceânico ou ainda coleta de materiais em pontos distantes, atividades que não requerem velocidades além de 2 nós

(aproximadamente 1 m/s).

A principal vantagem da utilização de um aparelho deste tipo para um mergulho autônomo é o considerável incremento em conforto e, principalmente, em área coberta pelo mergulhador. Há basicamente três fatores que contribuem para a obtenção destes resultados.

Primeiramente, a velocidade é incrementada da ordem de três vezes o valor convencional com o uso de nadadeiras. Além disso, a redução de esforços por parte do mergulhador chega a até 50 por cento, implicando num consumo de ar substancialmente menor.

Somando-se esses fatores tem-se então o incremento da área coberta, em condições de conforto muito superiores às usuais. Em suma, o mergulho torna-se mais aproveitável, confortável e agradável.

Dentro do mercado de mergulhadores habilitados, há um grande potencial de aceitação do produto. Chegou-se a esta conclusão através de pesquisas com profissionais de mergulho em cursos especializados. Estes profissionais mostraram-se interessados em equipamentos deste tipo manifestando também uma insatisfação com os produtos similares já existentes no mercado, por não apresentarem algumas das características valorizadas por eles.

Os similares existentes utilizam motores elétricos, com baterias recarregáveis, que exigem muitos cuidados relativos à recarga e aos riscos inerentes ao manuseio de equipamentos elétricos no mar. O tempo de recarga da bateria é um dos maiores inconvenientes apontados pelos mergulhadores, uma vez que tal operação dura horas. Os mergulhadores entrevistados manifestaram ainda insatisfação quanto a alguns aspectos ergonômicos, que serão a seguir abordados.

II.2.Especificação Das Exigências

Para se obter as especificações do aparelho foi realizada uma pesquisa com os mergulhadores, que forneceu os seguintes resultados:

CARACTERIZAÇÃO FUNCIONAL

- **Velocidade - de 0,5 a 1,0 m/s**

Esta faixa de velocidades torna o produto interessante diante das necessidades do mergulhador, uma vez que a velocidade atingida com as nadadeiras gira em torno de 1 km/h (0,3 m/s). Velocidades acima desta faixa, entretanto, dificultariam o controle e poderiam tornar o aparelho perigoso. A 2 m/s, por exemplo, com visibilidade de 6 m (situação bastante comum), o mergulhador teria apenas 3 segundos para desviar de um obstáculo, após este ter sido avistado. Já a 1 m/s, ele teria 6 segundos para efetuar a mesma manobra.

- **Autonomia - entre 30 minutos e 1 hora.**

Os mergulhos autônomos para lazer, na faixa de profundidade de 0 a 15 m, não costumam durar mais de uma hora. A flexibilidade de autonomia do aparelho está relacionada com algumas variáveis de projeto, como consumo e potência, e deve-se ressaltar que em um mergulho de uma hora de duração o equipamento não necessariamente deverá ser utilizado ininterruptamente.

- **Flutuabilidade**

Segundo informações de especialistas, é desejável que a flutuabilidade seja neutra ou ligeiramente negativa, isto é, peso ligeiramente maior que o empuxo. Dessa maneira, garante-se que o equipamento não tenderá a subir, situação que submete o mergulhador a esforços desnecessários e desagradáveis. Além de prever utilização em água doce ou salgada, esta característica permite uma margem de peso inicial, visto que qualquer perda de massa tende a mover o equilíbrio peso-empuxo desfavoravelmente.

- **Profundidade**

Deve ser previsto um máximo de 15 m, conforme as necessidades previamente abordadas para mergulhos autônomos com finalidades de lazer.

CARACTERIZAÇÃO OPERACIONAL

- **Manobrabilidade**

O esforço necessário para a manobra deve ser compatível com a capacidade média de um ser humano, de forma a minimizar o desgaste físico.

- **Ergonomia**

- **Posição dos controles** - A manopla de aceleração deve ser acionada pela mão esquerda, uma vez que os mergulhadores têm por hábito utilizar a mão direita para compensar as variações de pressão. Eventuais comandos de uso menos freqüente seriam acionados pela mão direita.

- **Conforto** - O mergulhador deve posicionar-se de forma a não atrapalhar suas atividades subaquáticas, não sendo submetido a nenhum desconforto adicional.

- **Confiabilidade**

Deve-se minimizar as possibilidades de falha, visto que o equipamento é usado em atividades de risco. Desde que sejam respeitadas as condições de manutenção e utilização o equipamento deve oferecer a garantia de funcionamento sem falhas, podendo empregar para isso dispositivos de segurança.

- **Mantenabilidade**

O equipamento inevitavelmente exigirá certos cuidados de rotina, como limpeza, verificação e troca de componentes. A fonte de energia, sobretudo, requer cuidados especiais, como verificação da carga. O período previsto entre atividades de manutenção preventiva deve ser suficientemente grande para não prejudicar o desenvolvimento das atividades do mergulhador. A fonte de energia deve ser de fácil troca ou recarregamento, podendo inclusive ser feita no próprio barco.

- **Segurança**

Para que o mergulhador tenha sua integridade física assegurada, é necessário que os subsistemas do aparelho que ofereçam possíveis ameaças tenham uma proteção adequada, como por exemplo uma gaiola ou duto num eventual hélice e formas de isolamento em áreas críticas.

CARACTERIZAÇÃO CONSTRUTIVA

- **Peso**

Valores aceitáveis são compreendidos entre 10 e 50 kg.

Devido à quantidade de subsistemas que farão parte do aparelho (conversão e armazenamento de energia, estrutura, etc.) será improvável atingir um peso total inferior a 10 kg, e um peso maior que 50 kg acarretaria graves problemas de transporte fora d'água. Considerações detalhadas sobre peso, empuxo e lastro serão realizadas posteriormente.

- **Materiais**

Há diversos aspectos a serem verificados:

- **Corrosão** - O ambiente marinho é bastante agressivo para um grande número de materiais, sendo necessária uma proteção eficiente em todos os componentes sensíveis.

- **Resistência a impacto** - É importante que o material tenha capacidade de absorção de choques leves sem danificação do equipamento e sem surgimento de trincas.

- **Densidade dos materiais empregados** - Este aspecto está diretamente relacionado com a flutuabilidade, o peso e as dimensões finais do equipamento.

- **Resistência Mecânica** - As características de resistência mecânica devem ser compatíveis com o porte e a utilização do equipamento.

• **Dimensões principais**

- Largura - entre 500 e 600 mm
- Altura - entre 200 e 500 mm
- Comprimento - entre 500 e 1000 mm

Dentro do que foi abordado até aqui, diversos fatores podem ser considerados limitantes, devendo ser analisados com maior cuidado.

O **preço** é sem dúvida um aspecto determinante no sucesso de aceitação do produto. Verificamos através das pesquisas realizadas que um valor máximo aceitável para equipamentos desse tipo varia em uma faixa de US\$2000 a US\$3500, que é o preço praticado pelas empresas que atuam nesse setor.

A **autonomia** deve ser compatível com aquela relativa ao mergulhador, para que o mergulho possa efetivamente ser melhor aproveitado.

O **peso** do veículo deve estar compatível com sua utilização. Visto que se trata de um veículo individual, deve ser previsto o transporte por uma ou duas pessoas no máximo.

II.3. Síntese De Soluções

São detalhadas a seguir algumas opções para as diversas funções do PROSUB, que serão posteriormente utilizadas para a concepção de soluções viáveis.

FUNÇÕES - OPÇÕES

Propulsão

- hélice
- turbina
- jato de ar

Estrutura

- metálica (alumínio, aço inox)
- fibra de vidro
- fibra de carbono
- polímeros (PVC, poliuretano, termoplástico, termofixo)

Controle

- manopla
- botoeira
- alavanca

Armazenamento de Energia

- cilindro de ar comprimido
- bateria elétrica

Forma

- ogival
- valviforme
- forma de gota
- catamarã - dois cascos unidos

DETALHAMENTO - FUNÇÕES

Propulsão por Hélice - Consiste de um ou mais hélices que giram conformando o fluido de uma forma helicoidal. Apenas a componente horizontal de fluxo contribui para a impulsão do veículo.

Propulsão por Turbina - Nesta montagem, um rotor impulsiona o fluido no sentido contrário ao do deslocamento do sistema, que se movimenta por reação.

Propulsão por Jato de ar - Caracteriza uma montagem pneumática, onde o ar sob pressão é expelido através de uma constrição, no sentido contrário ao do deslocamento.

Estrutura Metálica - Existem ligas que são resistentes à corrosão, como o aço inox. O inconveniente no uso de metais na estrutura é a elevada densidade, acarretando um peso maior do equipamento. O aspecto fluviabilidade pode ser contornado através de uma estrutura cujo formato aumente o empuxo, como é feito com navios.

Estrutura de Fibra de Vidro - Muito comum em aplicações aquáticas, por suas características de resistência, moldabilidade e peso específico.

Estrutura de Fibra de Carbono - Tem excelentes características de resistência mecânica, conformabilidade e peso específico, mas tem como desvantagem o alto custo.

Estrutura Polimérica - Os materiais poliméricos, como os plásticos e plásticos de alta resistência têm sido cada vez mais utilizados sobretudo por apresentarem uma alternativa de mais baixo custo atendendo aos requisitos básicos de resistência e peso específico.

Controle por Manopla - Os pontos mais importantes a considerar seriam de ordem ergonômica - o tamanho, o posicionamento e o formato da manopla devem garantir o máximo conforto ao mergulhador. A aceleração seria efetuada girando-se a manopla como em uma motocicleta.

Controle por Botoeira - Teria como principais inconvenientes a vedação dos botões e a ergonomia, visto que a aceleração é um parâmetro analógico e os botões são essencialmente discretos. O mergulhador deve poder variar sua velocidade, indo ora mais rápido, ora mais devagar; e o controle por botões permitiria apenas algumas determinadas velocidades (por exemplo: parado, a meia velocidade, a máxima velocidade). O mergulhador pode desejar atingir velocidades superiores a recomendada, mas deve estar ciente dos riscos e do aumento de consumo. Por outro lado, ele pode desejar navegar a velocidades baixas, para observações mais acuradas do ambiente ao seu redor. O controle por botoeira não permitiria tais variações de velocidade.

O posicionamento dos botões deveria ser bem projetado, de forma a não obrigar o mergulhador a soltar a alça para comandar o aparelho. Além disso, a quantidade de botões não poderia ser muito grande, para simplificar a operação da máquina.

Controle por manche/alavanca - Trata-se de uma alternativa para implementação de controles contínuos, visto que várias posições podem ser ajustadas.

Armazenamento de Energia como Ar Comprimido - Consiste basicamente em um ou mais cilindros com fluido armazenado a alta pressão. Uma possibilidade é a configuração com motor pneumático acionando um hélice.

Armazenamento de Energia em Bateria Elétrica - Caracteriza um sistema de acionamento elétrico, onde os componentes seriam uma bateria, um motor elétrico e um hélice ou turbina. O adequado isolamento destes componentes seria de suma importância, uma vez que o meio de trabalho é totalmente incompatível com correntes elétricas.

Forma - Os principais fatores na escolha da forma final do aparelho são a eficiência hidrodinâmica, aspectos ergonômicos e o espaço interno disponível para os subsistemas de armazenamento de energia e propulsão, além de garantia da flutuabilidade neutra ou ligeiramente negativa. Segundo as pesquisas de campo, o peso aparente não deve exceder 1 Kgf (aproximadamente 10 N).

II.4. Cálculos preliminares

Análise numérica e pré-projeto do Mecanismo Propulsor

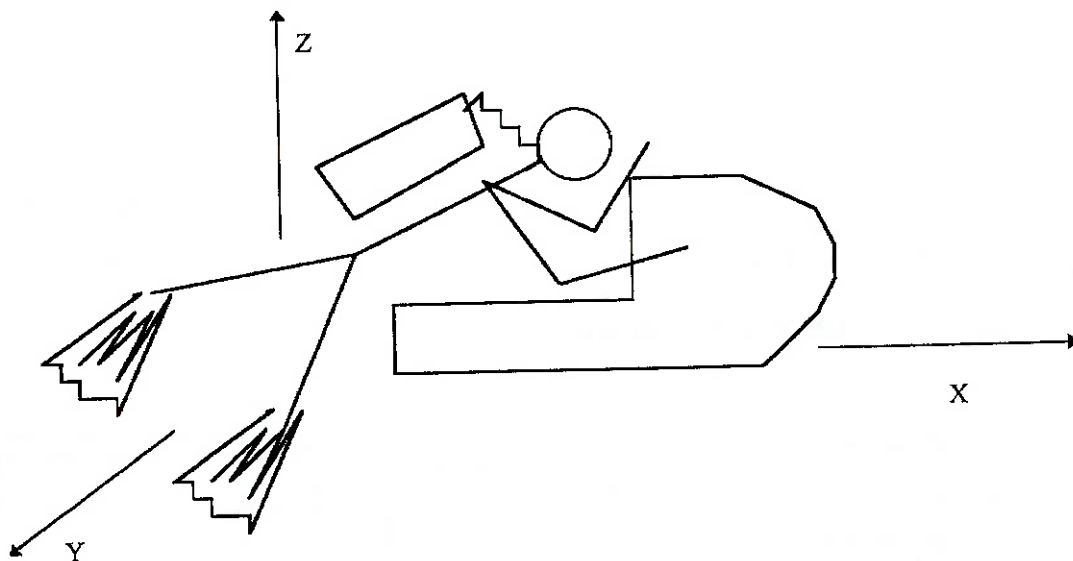
Esta seção objetiva avaliar o porte energético do sistema propulsor necessário para realizar as especificações do projeto.

I. As especificações do projeto

O veículo a ser projetado deve deslocar a si próprio e um adicional de massa M - correspondente ao tripulante e a objetos transportados - segundo uma velocidade V especificada :

$$V = 1 \text{ m/s} = 3,6 \text{ km/h}$$

Numa primeira análise, considera-se que as forças gravitacionais impostas ao conjunto veículo - tripulante - objetos transportados sejam compensados pelas forças de empuxo hidrodinâmicas de forma que, para efeitos propulsivos, a concentração recai no deslocamento horizontal - plano XY - do conjunto.



II. A interface com o meio externo

Segundo a direção horizontal, o conjunto estará se movendo a uma velocidade V , submetido a forças resistivas R .

Empírica e dimensionalmente tem-se que, para um corpo se movendo com velocidade V relativamente a um fluido com massa específica ρ segundo uma área projetada de ataque A (vide referência bibliográfica I) :

$$R = \frac{C_d \cdot \rho \cdot A \cdot V^2}{2}$$

Onde C_d é o coeficiente de proporcionalidade, chamado coeficiente de arrasto hidrodinâmico.

Neste caso, deve-se dividir a força resistiva R nas parcelas relativas ao veículo e ao tripulante :

$$R = R_v + R_T$$

Onde :

$$R_v = 0,5 \cdot C_{DV} \cdot \rho \cdot A_v \cdot V^2$$

$$R_T = 0,5 \cdot C_{DT} \cdot \rho \cdot A \cdot V^2$$

$$C_{DV} = 0,38$$

$$A_v = 0,28 \text{ m}^2$$

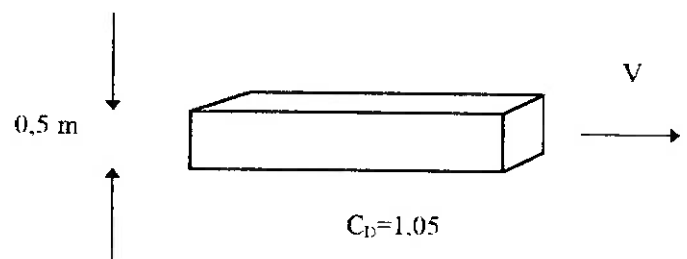
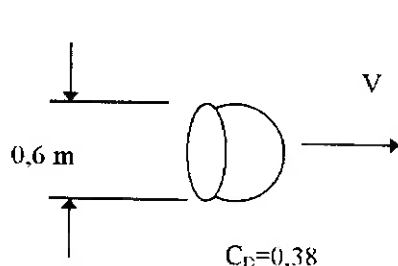
$$\rho = 1.025 \text{ kg/m}^3$$

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$C_{DT} = 1,05$$

$$A_T = 0,25 \text{ m}^2$$

MODELAMENTO - Referência 2



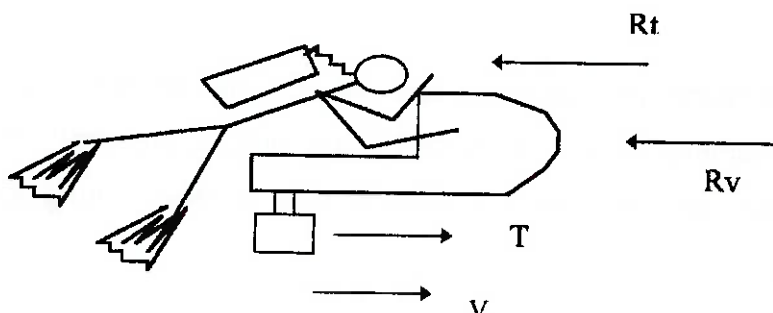
A partir destes valores, tem-se :

$$R_v = 55 \text{ N}$$

$$R_t = 135 \text{ N}$$

$$R = R_t + R_v = 190 \text{ N}$$

Figura



Desta forma o propulsor satisfatório deve oferecer uma força propulsiva T numericamente igual ao somatório das forças resistivas R :

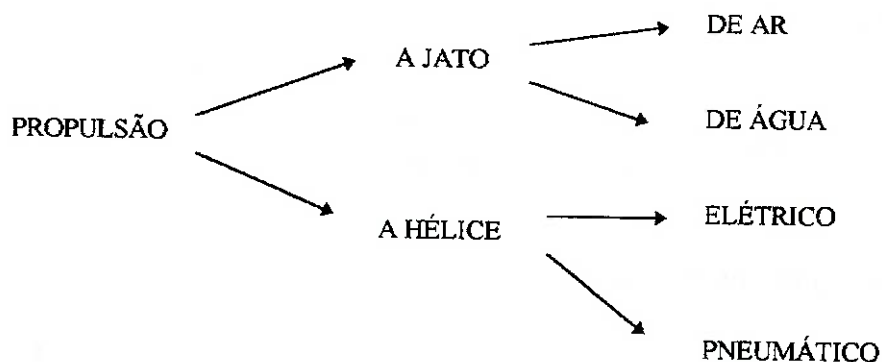
$$T = R = 190 \text{ N}$$

Em termos de potência, considerando o deslocamento do ponto de aplicação da força R , chega-se em :

$$P = R \cdot V = 190 \text{ W} = 0,26 \text{ hp}$$

Este é o valor da potência líquida necessária para mover o conjunto conforme as condições do projeto.

Segundo o cálculo de viabilidade proposto, deve-se analisar as hipóteses de propulsão a jato e propulsão por hélice, e sendo esta última viável, verifica-se a natureza da fonte de energia, se pneumática ou elétrica.



III. Propulsão a jato

III. A. Jato de ar

Uma hipotética propulsão a jato de ar, ou de um outro fluido gasoso, necessariamente leva a discussão para uma abordagem de conservação da quantidade de movimento, como o que acontece em veículos tais como foguetes.

Aplicando o princípio da conservação da oportunidade de movimento do sistema constituído por veículo, sua carga útil e pelo "combustível" - o ar comprimido - tem-se que :

$$\sum (mv)_t = \sum (mv)_{t+dt}$$

$$mv = (m+dm)(v+dv) + (-dm)(V-V_{exp})$$

Sendo

m = massa total

V = velocidade do veículo

V_{exp} = velocidade de expulsão do gás

tendo em vista um sistema de referência preso no solo.

Cancelando-se o termo mv e desprezando o infinitésimo de ordem superior $dmdv$ chega-se em :

$$V_{exp} = -mdv \quad \text{ou} \quad a = \frac{dv}{dt} = -V_{exp} \frac{1}{m} \cdot \frac{dm}{dt}$$

Integrando-se a partir de (m_i, v_i) :

$$\Delta V = V - V_i = V_{\text{exp}} \ln \frac{m_i}{m}$$

A força impulsiva I pode ser avaliada por :

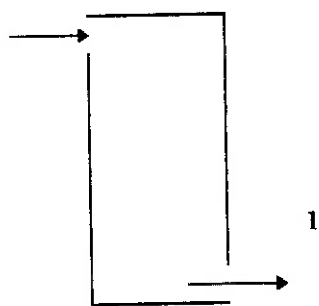
$$I = ma = -V_{\text{exp}} \frac{dm}{dt}$$

No presente caso, a força impulsiva necessária ao movimento é conhecida por :

$$I = T = R = 190 \text{ N}$$

A partir disto, fica-se com duas incógnitas a serem definidas : V_{exp} e m .

Considerando um bocal convergente como exaustor de gás, tem-se :



$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \int_{p_2}^{p_1} \frac{1}{\rho} \cdot dp = \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

ou seja

$$V_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Se a diferença de pressão ($p_1 - p_2$) for suficientemente grande para produzir velocidade sônica, esta velocidade só poderá ocorrer no estrangulamento do bocal (região de índice 2) e, nestas condições prova-se que (vide ref. bibliográfica 1) :

Relação de pressão crítica

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Além disso, se $\left(\frac{p_2}{p_1}\right) < \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_c$:

$$\frac{dm}{dt} = A_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_1 \rho_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Caso contrário

$$\frac{dm}{dt} = \frac{A_2 p}{\sqrt{T}} \cdot \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

Neste caso tem-se o seguinte :

$$I = V_{\text{exp}} \cdot \frac{dm}{dt} = T = R = 190$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_c = 0,528$$

$$p_2' = 2,5 \text{ bar}$$

Tem-se velocidade sônica se : $\left(\frac{p_2}{p_1}\right) < \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_c$

$$\rho = \frac{p_1}{RT} = \frac{150 \cdot 10^5}{286,8 \cdot 300} = 174,3 \text{ kg/m}^3$$

$$\sqrt{2 \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \cdot \frac{A_2 p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 190$$

$$p_2' = p(z=15 \text{ m}) = 2,5 \text{ bar}$$

$$p_1 = 150 \text{ bar}$$

$$k = 1,4$$

$$T_1 = 300 \text{ K}$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right) = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_c = 0,528$$

Tem-se então que :

$$A_2 = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad \text{ou seja } D = 4,7 \text{ mm}$$

$$V_2 = 317 \text{ m/s}$$

$$\frac{dm}{dt} = 0,6 \text{ kg/s}$$

$$\text{Se } \left(\frac{p_2}{p_1} \right) > \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_c \quad \text{ou seja, fazendo-se } p_1 = 3 \text{ bar}$$

$$A_2 = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad \text{ou seja } D = 51 \text{ mm}$$

$$V_2 = 175 \text{ m/s}$$

$$\frac{dm}{dt} = 1,1 \text{ kg/s}$$

Considerando a disponibilidade mássica de um cilindro padrão para mergulho

$$\text{Vol} = 12 \text{ l}$$

$$p = 150 \text{ bar}$$

Como $\rho \approx 200 \text{ kg/m}^3$ a 150 bar :

$$m \approx 2,4 \text{ kg}$$

O que inviabiliza totalmente a opção a jato de ar, visto que, $\frac{dm}{dt} \approx 1 \text{ kg/s}$

III.B. Jato d'água

A possibilidade de se utilizar um jato d'água como propulsão direciona a solução para a implementação de uma turbina de reação.

Contudo, os altos valores de potência exigidos tornam esse tipo de propulsão inviável neste caso, visto que o armazenamento é um dos pontos críticos do projeto.

Neste sentido, está muito mais próximo da realidade do projeto o uso de um hélice : o que se perde em desempenho e eficiência seria ganho em termos de facilidade de armazenamento energético.

Esta opção - por hélice - será agora analisada com maiores detalhes.

De acordo com as dimensões estimadas para o veículo, pode-se avaliar o diâmetro do hélice como sendo :

$$D = 200 \text{ mm}$$

O problema então, pode ser entendido como sendo a caracterização do conjunto motor-hélice, a partir dos valores já determinados de V , R e D :

$$V = 1 \text{ m/s} ; R = 190 \text{ N} ; D = 200 \text{ mm}$$

Deseja-se descobrir a rotação n , o torque Q e a potência entregue ao hélice P_D parâmetros do motor, além do passo (pitch) p do hélice.

O método a seguir se baseia na otimização do rendimento do hélice na velocidade de cruzeiro dada.

Para auxiliar no equacionamento de um problema tão intrinsecamente complexo, foram estabelecidos alguns adimensionais - valores que gozam de uma mesma propriedade - para que algumas grandezas envolvidas fossem aglutinadas, permitindo um maior desacoplamento das variáveis.

Considerando-se os adimensionais :

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$J = \frac{V}{n \cdot D}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

De K_T e J , eliminando-se a incógnita n :

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{T}{\rho \cdot D^2 \cdot V^2}$$

Neste caso tem-se

$$T = R/(1-t) = 200 \text{ N}$$

onde t reflete o efeito gaiola do hélice ($t = 5\%$ no exemplo)

$$\rho = 1.025 \text{ kg/m}^3$$

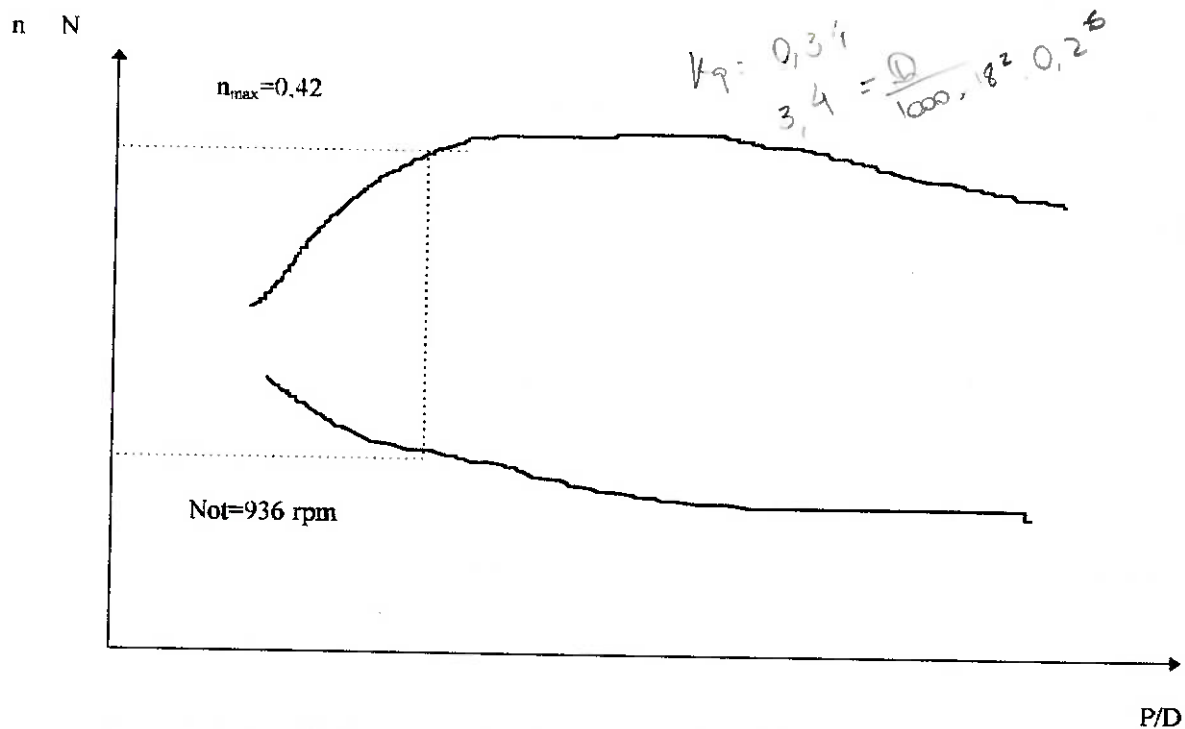
$$D = 200 \text{ mm}$$

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$\text{e portanto } K_T = 4,88 \text{ J}^2$$

Essa parábola foi traçada junto ao conjunto de diagramas $K_T - K_Q - \eta - J$, e a partir dos pontos de intersecção obtêm-se os valores a seguir tabelados (vide figura)

P/D	J	n (rps)	η	P_d (w)/(hp)	Q (Nm)
0.6	0.18	27.8	0.32	634.4 0.86	3.63
0.8	0.24	20.8	0.40	507.5 0.69	3.88
1.0	0.28	17.9	0.42	483.3 0.66	4.30
1.2	0.32	15.6	0.42	483.3 0.66	4.93
1.4	0.36	13.9	0.41	495.1 0.67	5.67
1.6	0.39	12.8	0.39	520.5 0.71	6.47

 $k_q = 11$ 

$$P/D = 1,4$$

$$D = 0,2 \text{ m}$$

$$\eta = 0,70$$

$$J = 1$$

Então da condição de melhor rendimento :

$$\eta = 0,42$$

$$n = 15,6 \text{ rps} = 963 \text{ rpm}$$

$$p = 0,24 \text{ m}$$

Adicionalmente

$$P_D = 483,3 \text{ W} = 0,66 \text{ hp}$$

$$Q = 4,93 \text{ Nm}$$

O hélice fica então caracterizado inicialmente por :

Tipo	Kapla
n° das	4
diâmetro	200 mm
passo	240 mm
rotação de trabalho	936 rpm
torque	4,93 Nm
potência admitida	0,66 hp

Vale salientar a extrema sensibilidade do adicional de potência em relação a acréscimos de velocidade, visto que a potência acaba por ser proporcional ao cubo da velocidade de deslocamento.

Por exemplo para $V = 2 \text{ m/s}$:

$$R \approx 800 \text{ N}$$

$$\eta \approx 0,40$$

Fornece portanto $P_d \approx 4.000 \text{ W} \approx 5,5 \text{ hp}$

IV.A. Um motor pneumático

A opção por motorização pneumática foi desde o princípio um dos principais alvos deste estudo de viabilidade.

A esta altura, está claro que a principal dificuldade de adaptação de um motor pneumático é o consumo elevado. isso é comum em versões de uso industrial, onde os projetistas não tem esse parâmetro como fator crítico.

Os limites de autonomia requeridos para o projeto beiram os 30 minutos. A uma profundidade de 15 m isso significa um consumo médio C, desejável para o motor que se proponha a alimentar o hélice, conforme

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{150 \cdot 10^5}{286,8 \cdot 300} = 174,3 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\text{Vol} = 12 \text{ l/cilindro}$$

$$C = \frac{\rho \cdot K}{A} = 4,2 \text{ kg} / \text{h}$$

Sendo a exaustão feita de forma subsônica a uma pressão $p_2 = 2,5 \text{ bar}$ isso significa que :

$$\rho = \frac{2,5 \cdot 10^5}{286,8 \cdot 300} = 2,9 \text{ kg / m}^3$$

$$C = 1,45 \text{ m}^3/\text{h} \text{ a } 2,5 \text{ bar}$$

Caracterizando então o motor adequado :

$$C = 4,2 \text{ kg/h}$$

$$p = 0,66 \text{ hp}$$

$$n = 1.000 \text{ rpm}$$

Não dispondo deste motor, pode-se encontrar em catálogo um modelo do fabricante *GAST* que mais se aproxima :

Motor *Gast* 2AM

$$P = \frac{3}{4} \text{ hp} ; 300 \sim 3.000 \text{ rpm} ; 1 \sim 7 \text{ bar}$$

$$C = G \text{ m}^3/\text{h} \text{ a } 1.000 \text{ rpm}$$

Esse valor de consumo significa a uma profundidade de 15 m :

$$\text{Vol} = 12 \text{ l a } 150 \text{ bar}$$

$$\text{Vol}_{\text{disponível}} = \frac{12 \cdot 150}{2,5} = 720 \text{ l a } 2,5 \text{ bar}$$

$$A = 7 \text{ min}$$

Na hipótese de serem utilizados mais de um cilindro de alimentação

$$\text{Vol} = 12 \text{ l/cilindro}$$

$$A = 7 \text{ min/cilindro}$$

II.5.Considerações Sobre Os Cálculos Preliminares

É importante salientar inicialmente que o caráter dos resultados é quantitativo, mas principalmente qualitativo, no sentido de que a análise se destina a uma avaliação de viabilidade energética da propulsão do sistema. Sendo assim, os valores numéricos utilizados podem ser considerados adequados, diante do objetivo de se estimar uma potência de propulsão.

No entanto, quaisquer aproximações de valores e modelos feitas, foram no sentido de favorecer a segurança.

Segundo as premissas básicas do projeto no que diz respeito à velocidade de cruzeiro desejada - 1 a 2 m/s - foi constatada uma grande sensibilidade do acréscimo de potência necessária em função do adicional de velocidade. De acordo com o indicado nos cálculos, para a velocidade de 1 m/s é necessário um motor de 0,66 HP e, para a velocidade de 2 m/s, é necessário um motor de 5,45 HP. Com esses cálculos e com as observações feitas sobre a velocidade alcançada pelo PROSUB, conclui-se que é conveniente adotar a velocidade média ou de cruzeiro como sendo de 1 m/s.

Uma das diretrizes básicas deste projeto, que é a verificação da viabilidade de um propulsor pneumático em substituição aos convencionais motores elétricos, no entanto, esbarrou em sérias dificuldades devido ao alto consumo de ar exigido pelos motores existentes no mercado, que foram concebidos para trabalho em superfície. Isso significa uma reduzida capacidade de autonomia, como mostram os cálculos apresentados.

Os cálculos mostram, então, os valores de parâmetros desejáveis para motores pneumáticos que satisfazem as condições de potência e consumo, caso seja necessário um posterior esforço de seleção, projeto ou encomenda de tal motor.

Chegou-se a conclusão de que valores girando em torno de 10 a 20 minutos de autonomia para funcionamento ininterrupto do motor podem ser muito interessantes para o mergulhador se isto resultar em custos mais baixos de aquisição e manutenção do equipamento, bem como na praticidade de recarga, uma vez considerado o que foi anteriormente abordado acerca de que não se utiliza o aparelho ininterruptamente.

As demais especificações de projeto para propulsão pneumática, como potência e velocidade, foram atendidas como se pode verificar.

A opção por uma propulsão a jato de ar foi afastada pelo alto consumo de ar que tal propulsão acarreta, conforme os valores de consumo e conseqüente autonomia apresentados nos cálculos.

II.6. Conclusões

Diante dos resultados obtidos, chegou-se a conclusão de que é viável a implementação da configuração hélice movida por motor pneumático, como alternativa à solução tradicional por acionamento elétrico. Esta conclusão se deve, por um lado, ao fato do inconveniente de se lidar com equipamentos elétricos em ambientes de elevada umidade e salinidade, necessitando um isolamento do sistema elétrico.

Além disso, a solução pneumática abre novas possibilidades de motorização até então inexploradas neste tipo de aplicação. Um fator extremamente positivo para a solução pneumática é a praticidade de recarga dos cilindros, uma vez que tal procedimento já faz parte da rotina de um mergulhador.

Capítulo III

Detalhamento da Solução **Adotada**

A partir deste ponto, os seguintes tópicos serão analisados criteriosamente:

- Pesquisa e seleção de modelos, marcas e tipos de motores pneumáticos existentes, para emprego no projeto.

Há de se salientar que a quase totalidade dos modelos de motores pneumáticos comercialmente disponíveis foi projetada para funcionamento em condições atmosféricas, em superfície seca. Trata-se de equipamentos que requerem altos valores de vazão de gás, sendo geralmente alimentados por uma linha industrial de ar comprimido. Estas linhas dispõem de reservatórios e compressores suficientes para garantir o funcionamento nestas condições de vazão.

No caso deste projeto, a disponibilidade de gás é restrita. O fluido deve ser acondicionado em cilindros de tamanho e peso compatíveis com o equipamento, tornando o consumo uma variável crítica. Com isto foi necessária uma análise criteriosa dos tipos de motores disponíveis com base nos respectivos consumos. Da mesma forma foram analisadas opções que pudessem otimizar a autonomia do propulsor, como a utilização de fluidos e cilindros alternativos.

- Verificação dos tipos de hélices existentes e definição de seus parâmetros.

Procurou-se nesta etapa selecionar um hélice com o melhor rendimento possível, visto que o consumo é bastante sensível à potência requerida. Ou seja, quanto melhor o rendimento, menor será a potência necessária para ser entregue ao hélice, minimizando o consumo.

Entretanto, a grande maioria das séries de hélices disponíveis para análise na literatura tem melhor aplicação em grandes embarcações, apresentando melhores rendimentos para grandes diâmetros. Isto veio a ser um limitante para o processo de seleção.

- Desenvolvimento do sistema de controle de velocidade.

Há basicamente duas formas de se controlar a velocidade do propulsor, controle de passo e/ou controle de rotação do hélice.

O controle por variação de rotação se baseia no controle da pressão de entrada (*inlet pressure*). Isto seria possível através da atuação de uma válvula reguladora de pressão (*pressure regulator*) à entrada do motor associada a um controle de fluxo (*throttling*) na saída.

Visto que o propulsor trabalhará em diversas profundidades, este tipo de controle já se mostra necessário para compensar a variação da pressão de exaustão, independentemente da forma de controle de velocidade.

O controle de passo (*pitch control*) se dá através de um mecanismo de atuação nas pás, alterando convenientemente a geometria do hélice conforme as condições de operação. Adequa-se a embarcações de grande porte, de difícil manobrabilidade e que apresentam grandes variações de carga. Implicam num altíssimo custo, sendo necessária uma criteriosa análise de viabilidade.

- Análise estrutural e dimensional.

Serão estudadas as alternativas de materiais, de acordo com suas propriedades físicas e aplicações possíveis. Será desenvolvido o projeto de uma estrutura que suporte os esforços envolvidos e garanta o desempenho do equipamento, otimizando características hidrodinâmicas, funcionais e de transporte.

Além disso, serão analisadas as opções de arranjo físico, considerando-se itens como ergonomia, controlabilidade e manutenibilidade.

III.1. Dimensionamento Da Propulsão

Um corpo em movimento num meio fluido origina uma força reativa que pode ser decomposta numa força de arrasto (na direção de movimento) ou força resistiva e uma força de sustentação (na direção perpendicular ao movimento).

O equipamento de propulsão se destina a locomover o conjunto contra a força resistiva R segundo uma velocidade horizontal V . Na direção vertical há uma compensação entre as forças gravitacionais, de sustentação e de empuxo, tanto para o equipamento, quanto para o mergulhador.

A força resistiva é de natureza hidrodinâmica e pode ser decomposta nas parcelas relativas ao veículo (R_v), ao mergulhador (R_m) e ao cilindro de mergulho (R_c).

$$R = R_v + R_m + R_c$$

Segundo a Mecânica dos Fluidos (Referência 3)

$$R = \frac{1}{2} C_D \rho A V^2$$

R	força resistiva (N)
C_D	coeficiente de arrasto hidrodinâmico
ρ	massa específica do fluido (Kg m^{-3}) (para água do mar $\rho = 1025 \text{ Kg m}^{-3}$)
A	área de ataque, frontal ou projetada (m^2)
V	velocidade de locomoção

Veículo

$$C_D = 0,42 \text{ (Ref. Fluid Dynamic Drag - Hoerner)}$$

$$A = 0,28 \text{ m}^2$$

$$R_v = 60,3 V^2$$

Mergulhador

$$C_D = 1,00 \text{ (Ref. Fluid Dynamic Drag - Hoerner)}$$

$$A = 1,2 \text{ ft}^2 = 0,112 \text{ m}^2$$

$$R_m = 57,4 V^2$$

Cilindro

$$C_D = 0,42 \text{ (Ref. Fluid Dynamic Drag - Hoerner)}$$

$$A = 0,03 \text{ m}^2$$

$$R_v = 6,5 V^2$$

Portanto

$$R = 125 V^2$$

Assim sendo, a potência líquida necessária para a realização do movimento é

$$P_L = R V = 125 V^3$$

E a potência total entregue ao hélice é

$$P_D = P_L / \eta_{\text{hélice}}$$

Tabelando-se estes dados para uma faixa de velocidades compatível com as especificações de projeto:

velocidade V (m/s)	força resistiva R (N)	potência P (W)
0,2	5,0	1,0
0,4	20,0	8,0
0,5	31,3	15,7
0,6	45,0	27,0
0,8	80,0	64,0
1,0	125,0	125,0
1,1	151,3	166,4

III.2. Seleção Do Hélice

O processo de seleção de um hélice resulta geralmente num "sistema" indeterminado, com muito mais variáveis do que equações. Faz-se necessário, então, quantificar *a priori* certas grandezas, recaindo essa escolha sobre aquelas para as quais houverem critérios e/ou limitações.

Visto que já é sabido que o consumo do motor pneumático é uma variável crítica (vide cap. V-O motor pneumático), e que esta é função da potência exigida, tem-se daí a indicação de um critério importante para o projeto: a maximização do rendimento do propulsor. Além deste, considerações de ordem dimensional costumam fornecer limitações consideráveis.

Como o fator rendimento do hélice é crítico para o dimensionamento do motor, foram analisados diversos tipos de hélices, sendo que dentro de um mesmo tipo, foram analisadas diversas famílias.

Foram analisados os seguintes tipos de hélice:

1. KAPLAN
2. WAGENINGEN B-SCREW
3. CONTRA-ROTATING

Análise dos hélices tipo Wageningen B-Screw e Kaplan

Representações destes tipos de hélices podem ser vistas nas figuras 1 e 2.

A metodologia de seleção utilizada a seguir é considerada como o processo "academicamente correto" (referência 6) e se baseia na otimização do rendimento para valores determinados da velocidade de locomoção V e da geometria da embarcação (força propulsiva T - numericamente igual à força resistiva R - e diâmetro do hélice D).

Os valores de V e T foram tomados nas condições médias de cruzeiro:

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$T = 125 \text{ N}$$

O valor do diâmetro do hélice foi aproximado pelo limite superior, de acordo com as dimensões admissíveis para o veículo. Isso se deveu ao fato de que, conforme veremos mais adiante, os melhores rendimentos estão disponíveis para maiores diâmetros:

$$D = D_{\max} = 300 \text{ mm}$$

Deseja-se descobrir a rotação n , o torque Q , a relação passo-diâmetro p/D , o rendimento $\eta_{\text{hélice}}$ e a consequente potência total entregue ao hélice P_D .

Classicamente são utilizados para este fim os diagramas J - K_T - K_Q - η (veja referência 6). Estas grandezas adimensionais são empregadas porque têm a propriedade de aglutinar grandezas, isolando aquelas que forem convenientes. Além disso, sistematizam a solução. Consideremos os seguintes adimensionais:

$$J = V / nD$$

$$K_T = T / \rho n^2 D^2$$

$$K_Q = Q / \rho n^2 D^5$$

Como o valor da rotação n é incógnita, elimina-se esta quantidade:

$$K_T / J^2 = T / \rho D^2 V^2$$

Esta parábola é então plotada no diagrama do propulsor e, a partir dos pontos de intersecção com as curvas K_T , são tabelados os valores de η , p/D , n e P_D .

No presente caso

$$T = R = 125 \text{ N}$$

$$\rho = 1025 \text{ Kg m}^{-3}$$

$$D = 0,3 \text{ m}$$

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$K_T / J^2 = T / \rho D^2 V^2 = 1,355$$

A análise dos diagramas pode ser vista nas curvas em anexo (figuras 3 a 18). O critério utilizado para seleção foi, então, a obtenção do maior valor de rendimento, dentre os maiores valores possíveis para cada tipo. Foram analisados muitos diagramas de hélices no intuito de se obter o hélice que melhor se adaptasse aos propósitos do projeto.

O hélice assim selecionado foi o WAGENINGEN B-5-45 (5 pás, relação de área 0,45):

$$\eta = 0,51$$

$$n = 455 \text{ rpm}$$

Análise dos hélices tipo Contra-rotativos

Um hélice contra-rotativo consiste em um par de hélices com passos contrapostos, onde um hélice gira no sentido contrário ao outro (vide figura 19).

Para os hélices contra-rotativos foi utilizado um outro método de seleção, diferente do anterior, comumente utilizado para estas montagens de hélice. Trata-se do método $B_p - \delta$.

Tem-se as grandezas

$$B_p = \frac{n \times \sqrt{P_r + P_f}}{V^{2.5}}$$

$$\delta = n \times D \times V^{-1}$$

onde:

- n** rotação do hélice (rpm)
- P_r** potência requerida para propulsão - hélice traseira (hp)
- P_f** potência requerida para propulsão - hélice dianteira (hp)
- V** velocidade de avanço do veículo (nós)
- D** diâmetro do hélice (ft)

Contrário ao que foi feito anteriormente, quando o diâmetro D era conhecido e a rotação n incógnita, o método $B_p\text{-}\delta$ pressupõe o procedimento inverso. Assim, procura-se encontrar o diâmetro ideal, dadas as condições previamente conhecidas de rotação. Assume-se então alguns valores diferentes para rotação,

$$n_1 = 200 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 500 \text{ rpm}$$

$$n_3 = 1000 \text{ rpm}$$

e, a partir das condições conhecidas de projeto,

$$P_r + P_f = P_L = 125 \text{ W} = 0,168 \text{ hp}$$

$$V = 1 \text{ m/s} = 1,95 \text{ nós}$$

será encontrado o valor de diâmetro ideal.

Da análise do gráfico em anexo (figura 20) tem-se:

para $n_1 = 200 \text{ rpm}$:

$$B_{p1} = 15,44$$

$$\delta_1 = 130$$

$$D_1 = 1,27 \text{ ft} = 386 \text{ mm}$$

$$\eta_1 = 0,63$$

para $n_1 = 500 \text{ rpm}$:

$$B_{p2} = 38,60$$

$$\delta_2 = 190$$

$$D_2 = 0,74 = 226 \text{ mm}$$

$$\eta_2 = 0,50$$

para $n_1 = 1000 \text{ rpm}$:

$$B_{p3} = 77,19$$

$$\delta_3 = 250$$

$$D_3 = 0,49 \text{ ft} = 149 \text{ mm}$$

$$\eta_3 = 0,41$$

$$0,12 = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

Confronto - hélices in nozzle:

Existem dutos (conhecidos como *nozzles* na literatura), que quando montados em torno do hélice possibilitam uma otimização do rendimento (duto acelerativo) ou uma diminuição dos problemas de cavitação (duto desacelerativo) conforme a figura 21 (veja referências 6 a 10).

Sua aplicação usual, entretanto, fica restrita aos hélices convencionais.

Utilizando-se um duto acelerativo, mais conveniente para os objetivos do projeto, pode-se conseguir um adicional de rendimento entre 15 ~ 25 % (veja referência 10). Isto forneceria, no mínimo, uma alteração do rendimento para 59%.

Para que a montagem contra-rotativa prevaleça, então, é necessário que o rendimento total supere este valor.

$$\eta = 0,59$$

$$B_p = 20$$

$$\phi_2 = 190$$

$$n = 259 \text{ rpm}$$

$$D = 1,1 \text{ ft} = 321 \text{ mm}$$

Ou seja, o hélice convencional selecionado (WAGENINGEN B-5-45), caso seja montado *in nozzle*, apresentará uma eficiência superior a montagem contra-rotativa, levando em consideração o mesmo diâmetro $D=D_{\max}=300 \text{ mm}$.

Esta conclusão mostra-se coerente com o resultado da análise do gráfico 22, onde as condições de operação estão representadas pelo parâmetro b_Q

$$b_Q = K_Q / J^5 = Q n^3 / \rho V^5 = 1,84$$

Por este gráfico, chega-se à conclusão que para os parâmetros do projeto, os hélices *in nozzles* mostram-se mais eficientes que hélices em montagem contra-rotativa.

O hélice selecionado é, desta forma, o WAGENINGEN B 5-45, ou seja, Wageningen tipo B com número de pás Z igual a 5 e relação de área A_E/A_0 igual a 0,45.

Além dos aspectos técnicos anteriormente abordados, este tipo de hélice é muito mais barato que os modelos contra-rotativos, devido a maior complexidade construtiva destes últimos.

Tem-se, então, nas condições de projeto

# hélice	Wageningen B-series
# n.o de pás (Z)	5
# relação de área (A_E/A_0)	0,45
# relação passo-diâmetro (p/D)	0,9
# diâmetro (D)	300 mm
# passo (p)	270 mm
# rotação (n)	455 rpm
# torque (Q)	5,2 Nm
# rendimento (η)	0,51
# potência entregue ao hélice (P_D)	246 W
# potência líquida (P_L)	125 W

E com um duto acelerativo (como os dutos números 19A, 21, 22, 23, 24 ou 37 - figura 23), chega-se no mínimo aos seguintes valores:

# rendimento (η)	0,59
# torque (Q)	4,5 Nm
# potência entregue ao hélice (P_D)	212 W

Então, finalmente

# hélice	Wageningen B-series
# n.o de pás (Z)	5
# relação de área (A_E/A_0)	0,45
# relação passo-diâmetro (p/D)	0,9
# diâmetro (D)	300 mm
# passo (p)	270 mm
# rotação (n)	455 rpm
# torque (Q)	4,5 Nm
# rendimento (η)	0,59
# potência entregue ao hélice (P_D)	212 W
# potência líquida (P_L)	125 W

Considerações finais

O material do hélice deve ser plástico de alta resistência, basicamente por motivos de peso e custo. Atualmente, com o nível tecnológico em polímeros, estas exigências podem ser atendidas sem maiores dificuldades. O duto deve ser igualmente de plástico, podendo estar incorporado à estrutura, numa única peça.

Analisando o comportamento do conjunto em condições diferentes de velocidade V e profundidade h , observou-se que o rendimento se mantém constante, pois a parábola K_T/J^2 se mantém constante, como pode-se verificar:

$$T / V^2 = R / V^2 = f(C_D, A, \rho) = \text{const}$$

$$K_T / J^2 = T / \rho D^2 V^2 = \text{const} / \rho D^2 = \text{const}$$

Definido o hélice $(Z, D, p/D)$, define-se também as curvas K_T, K_Q, η relativas ao funcionamento do sistema. Considerando-se passo invariável, o ponto de funcionamento estará sempre na intersecção da curva K_T relativa ao passo p (invariável por hipótese), com a parábola K_T / J^2 demonstrada acima. Note que esta parábola é constante para as variáveis V e h .

Fica, então, explícito o fato do rendimento depender basicamente do diâmetro D do hélice. Além disso, da análise dos cálculos e diagramas conclui-se que este parâmetro é otimizado para valores maiores de diâmetro (ou seja, valores menores de K_T / J^2 , retardando a subida da parábola no diagrama).

Para finalizar, vale salientar que se tem indicações de que o valor encontrado para o rendimento está bastante próximo do valor ótimo possível, resultado da análise de gráficos comparativos de valores genéricos de rendimento para diversos tipos e séries de propulsores como função das condições de operação representadas pelo adimensional b_Q (gráfico 22).

$$b_Q = K_Q / J^5 = Q n^3 / \rho V^5 = 1,84$$

III.3.O Motor Pneumático

O motor pneumático possui uma relação peso/potência muito menor que um motor elétrico, permitindo também um controle contínuo de rotação e torque. Além disto, no presente caso a fonte de energia pneumática é muito mais compatível com o meio aquático, em relação a fonte de energia elétrica.

Visto que a opção por um motor pneumático foi definida como a que deve ser implementada, as seguintes considerações devem ser feitas:

1.o) Quanto ao consumo

A gama de motores pneumáticos (*air motors*) disponível comercialmente é composta de modelos apropriados para aplicações industriais, onde as vazões são significativamente elevadas. Em um sistema convencional de alimentação industrial a disponibilidade energética (os compressores e reservatórios) é dimensionada para suprir esta demanda convenientemente. O ar comprimido, utilizado como fluido de trabalho, está presente em abundância, sendo constantemente renovado no sistema. A fonte energética por trás disso tudo pode ser considerada a energia elétrica utilizada para acionar os compressores de ar.

No caso do veículo, a situação de disponibilidade energética está severamente comprometida e armazenar grandes quantidades de gás de forma compacta passa a ser um desafio.

Neste sentido, as mais diversas alternativas foram cuidadosamente estudadas:

- # O consumo mostrou-se extremamente sensível a acréscimos de potência. A solução apontava na direção de se utilizar motores menores e, para isso, a potência líquida exigida deveria ser minimizada ao passo que os rendimentos envolvidos deveriam ser maximizados. Pensou-se na possibilidade de se empregar dois ou mais motores menores, onde cada um contribuiria com uma parcela da potência. Os valores de consumo versus potência, no entanto, afastaram esta hipótese.
- # Não foram encontradas grandes restrições quanto ao fluido de trabalho e, nesse sentido, passou-se a analisar a possibilidade de aplicação de um fluido diverso do ar comprimido. A busca era por um fluido que pudesse substituir vantajosamente nos critérios relativos à massa específica (maximizando a compactação de massa). Segundo um dos fabricantes (*Atlas Copco*), o fluido de trabalho pode ser substituído sem maiores alterações de performance, devendo-se no entanto estudar possíveis problemas de compatibilização às pressões e vazões de trabalho, além de análises de ataque corrosivo e outros aspectos interativos.
- # O número de condicionadores (cilindros) também foi elevado ao máximo valor admissível, segundo critérios de peso e espaço físico disponível.
- # Os valores de consumo observados para os diversos fabricantes não foram significativamente diferentes, indicando que estes seriam os valores usuais e que dificilmente a busca de novos fornecedores se mostraria útil.

2.o) Análise quantitativa do fluido de trabalho

Dentre o universo de gases e misturas disponíveis no mercado, o ar comprimido e o CO₂ líquido apresentam algumas características que os habilitam a um estudo quantitativo mais detalhado, segundo os seguintes critérios:

disponibilidade

preço

características técnicas (compressibilidade, densidade, reatividade, toxidez, corrosividade)

AR COMPRIMIDO

O ar comprimido é uma alternativa barata, de grande facilidade de obtenção e preço atraente. É largamente utilizado em aplicações pneumáticas, além de fazer parte da rotina do mergulhador o manuseio de cilindros contendo este fluido.

Tomando por base um cilindro com capacidade de **20 litros** (peso ~23 kg):

$$Vol_{disp} = p_{ench} Vol_{cil} = 200 \cdot 0,020 = 4,0 \text{ m}^3 \quad \text{volume disponível (free air)}$$

Para o modelo LZB22 - ATLAS COPCO teremos, para uma profundidade média de 10 metros e uma velocidade média de 1 m/s:

$$C_{medio} = 606 \text{ l/min} \quad \text{consumo médio (free air consumption)}$$

Estes valores fornecem uma autonomia projetada média de

$$A_{media} = 6,6 \text{ min/cil} \quad \text{autonomia média}$$

$$m_{total} = m_{cil} + m_{gas} = 23 + 4,9 = 27,9 \text{ Kg}$$

CO₂ LÍQUIDO

O dióxido de carbono é uma alternativa relativamente mais cara que o ar comprimido, porém apresenta vantagens consideráveis no que diz respeito às características de densidade e compactabilidade, pois trata-se de um fluido normalmente passível de acondicionamento na fase líquida. Isso vem de encontro com as necessidades de otimização da relação massa-volume requeridas pelas condições de projeto. Além disso, o CO₂ é também uma substância inerte, atóxica e de fácil obtenção (equipa também certa classe de extintores de incêndio).

Segundo as normas técnicas de enchimento (ABNT - NBR 12790/12791), o volume máximo de fase líquida não deve ultrapassar 68% da capacidade do cilindro. Isso se deve a critérios de segurança, pois há possibilidades de elevações excessivas de pressão além desses limites, com risco de explosão.

Tomando por base um cilindro de **20 litros** (peso ~23 kg):

$$\text{Vol}_{\text{max liq}} = 0,68 \cdot 20 = \mathbf{13,6 \text{ litros}}$$

$$\text{Vol}_{\text{min gás}} = 6,4 \text{ litros}$$

$$m_{\text{disp}} = \rho_{\text{liq}} \text{Vol}_{\text{liq}} + \rho_{\text{gás}} \text{Vol}_{\text{gás}} = 832 \cdot 0,0136 + 154 \cdot 0,0064 = \mathbf{12,3 \text{ Kg}}$$

massa disponível

$$\text{Vol}_{\text{disp}} = m_{\text{disp}} / \rho_{\text{STP}} = 12,3 / 1,815 = \mathbf{6,78 \text{ m}^3} \quad \text{volume disponível (free air)}$$

Para o modelo LVB22 - ATLAS COPCO teremos, para uma profundidade média de 10 metros e uma velocidade média de 1 m/s:

$$C_{\text{médio}} = 606 \text{ l/min}$$

consumo médio (*free air consumption*)

Estes valores fornecem uma autonomia projetada média de

$$A_{\text{média}} = 11,2 \text{ min/cil}$$

autonomia média

$$m_{\text{total}} = m_{\text{cil}} + m_{\text{CO2liq}} + m_{\text{CO2gas}} = 23 + 11,3 + 1,0 = 35,3 \text{ Kg}$$

3.o) Quanto ao peso/massa

O projeto prevê que o veículo deva apresentar uma massa reduzida fora d'água e uma flutuabilidade aproximadamente neutra em serviço. Supondo uma hipotética dimensão de volume ocupado igual a

$$\text{Vol} = 1,0 \cdot 0,6 \cdot 0,45 + 0,15 \cdot 0,15 \cdot 0,15 \sim 290 \text{ litros}$$

e uma massa do veículo projetada de

$$m \sim 90 \text{ Kg}$$

implica num lastro de 200 Kg, provavelmente realizado com a própria água do mar, ou seja, cerca de 200 litros.

Pode parecer, à primeira vista, que estes sejam valores inadmissíveis. Porém, há de considerar dois aspectos. Primeiro, esta análise merece maior atenção e, neste sentido, as variáveis dimensionais podem ser posteriormente ajustadas. Segundo, as possibilidades de arranjo físico e instruções de transporte são também parâmetros passíveis de análises posteriores.

Conforme esta primeira aproximação, teríamos um arranjo como o da figura em anexo, onde os cilindros estariam dispostos dentro da estrutura. Eles corresponderiam à massa significativa do veículo, enquanto que a estrutura, composta de material compósito, seria tão leve quanto possível. Desta forma, o mais adequado seria transportar os cilindros separadamente, utilizando para isso carrinhos como os já existentes no mercado (vide figura). A montagem seria executada apenas quando se fizesse necessária para o mergulho.

Vale salientar que o transporte dos cilindros deve ser naturalmente previsto como independente da estrutura, devido à necessidade de reenchimento.

O hipotético lastro poderia ser viável caso os espaços livres pudessem ser convenientemente preenchidos pela água.

Diante de tudo isso, a massa dos cilindros mais a massa do gás, juntamente com os volumes ocupados, passam a ser, conforme a análise acima, um fator de grande relevância.

4.o) Seleção do Motor

A pesquisa sobre motores pneumáticos envolveu uma busca em empresas de renome em equipamentos pneumáticos, como por exemplo:

- *Festo Pneumatic - Festo Automação LTDA.*;
- *Mannesmann Rexroth Automação LTDA.*;
- *Schrader Bellows Válvulas Industriais LTDA.*;
- *Gast Corporation*;
- *Brobrás Ferramentas Pneumáticas Industriais LTDA.*;
- *Atlas Copco Tools*;
- *Bosch S.A.*;

Ficaram disponíveis para análise apenas três catálogos de motores pneumáticos (*Brobrás*, *Gast* e *Atlas Copco*), após consulta acurada em todos os fabricantes relacionados.

Os motores da *Brobrás* possuem, dentre os três fabricantes, os maiores valores de consumo, além de não fornecerem as curvas necessárias para uma análise mais criteriosa, no que diz respeito a variações de pressão de entrada, rotações, *torques*, potência e consumo. Estas curvas são de fundamental importância para o projeto, pois é através delas que se obtém a variação dos parâmetros do sistema para as diversas condições de mergulho (profundidade, velocidade, autonomia) e através destes dados é que se pode avaliar as condições para que seja realizado o controle de velocidades nas diversas profundidades.

Já os catálogos da *Gast* e da *Atlas Copco* contém estas curvas (vide anexos) possibilitando as análises necessárias para a correta avaliação do sistema. De início, apresentam outra importante vantagem: o nível médio de consumo é bem inferior.

Da análise para o ponto de velocidade $V = 1\text{m/s}$ e para uma profundidade de 10m, em condições de potência, rotação e torque adequados ao movimento e ao hélice, tem-se:

$$C_{\text{gast}} = 26,0 \text{ m}^3/\text{hora} \quad C_{\text{atlas}} = 38,2 \text{ m}^3/\text{hora} \quad (\text{free air consumption})$$

Estes valores, segundo alimentação de ar comprimido, resultam nos seguintes valores de autonomia:

$$A_{\text{gast}} = 9,2 \text{ min/cil}$$

$$A_{\text{atlas}} = 6,6 \text{ min/cil}$$

Enquanto que para o CO_2 ,

$$A_{\text{gast}} = 15,6 \text{ min/cil}$$

$$A_{\text{atlas}} = 11,2 \text{ min/cil}$$

Entretanto, analisando-se as curvas de torque do motor Gast modelo 1 AM, que apresenta potência nominal suficiente para o movimento (0,25 KW), verifica-se que o torque projetado é de apenas 0,70 Nm e a potência disponível cerca de 40 W, na rotação de trabalho do hélice. Analisando-se variações do modelo 1AM (com módulos de redução - 1AM-GR11, 1UP e 1UP-GR11), verifica-se que o consumo aumenta excessivamente.

Da análise do catálogo da *Atlas Copco*, verificou-se que o motor LZB 22 A011 possui a máxima potência disponível para uma rotação bastante próxima da que foi dimensionada, com um consumo aceitável. Além disto, cabe ressaltar que o catálogo da *Atlas Copco* permite que, através de fatores e curvas de correção, se obtenha o exato comportamento do motor para variações de pressão (relativa) e torque, quanto aos parâmetros relevantes para o projeto (vide catálogo em anexo).

Sumariando as principais características do motor selecionado, então:

Atlas Copco LZB 22 A011

Máxima Potência	Rotação na máx. potência	Torque na máx. potência	Torque mín. de partida	Rotação em vazio	Consumo de ar na máx pot.	Peso
0,25 KW	535 rpm	4,3 Nm	8,0 Nm	1140 rpm	5,3 l/s	0,75 Kg

Obs.: Valores para condições atmosféricas e pressão de alimentação de 6,3 bar.

Características Construtivas:

O Motor selecionado é um motor de fluxo, cujo rotor possui cinco palhetas que são impulsionadas pelo ar comprimido, garantindo uma boa partida e uma boa performance a altas velocidades. O motor LZB 22 é o mesmo para as várias opções disponíveis. Na opção LZB 22 A0220, não há qualquer redução, e tanto o eixo de saída como o motor, giram a 21500 rpm, produzindo um torque de 0,25 Nm na máxima potência. Estes valores não são muito compatíveis com os valores necessários para uma boa propulsão, segundo o que foi explanado anteriormente. Para se compatibilizar as condições de operação com as características do motor, podem ser adaptadas múltiplas reduções planetárias ao eixo de saída do motor, como se pode observar na figura 24. Pela tabela disponível no catálogo, nota-se que o motor LZB 22 A011 se adequa perfeitamente às condições exigidas pelo hélice.

Segundo o catálogo da Atlas Copco, este motor suporta forças axiais de até 1500 N, e forças radiais de até 650 N. Estes valores foram calculados para uma vida útil de dez milhões de ciclos, e, para que a vida útil seja de cem milhões de ciclos, as cargas devem ser a metade destes valores. Comparando-se estes valores com os valores calculados para a força de propulsão, conclui-se que o motor terá vida útil de mais de cem milhões de ciclos. Um gráfico ilustrativo destes valores pode ser visto na figura 25.

Este motor pode ser fornecido em aço inox, com lubrificação interna, o que permite sua utilização submersa em ambientes corrosivos, ideal para o propulsor submarino.

Uma das opções de controle prevê a adaptação de uma válvula reguladora de pressão (*pressure regulator*) na entrada do motor, e de um regulador de vazão na entrada ou saída (*throttling*), no sentido de se realizar um controle ativo de velocidades do motor, através do controle da queda de pressão e vazão pelo motor.

É importante salientar que variando-se apenas a pressão de entrada do motor obtém-se uma extensa faixa de rotações e, conseqüentemente, velocidades, o que poderia tornar o controle de velocidades desta maneira bastante adequado. A análise detalhada do sistema de controle será mostrada posteriormente.

III.4.O Motor Pneumático Adequado ao Projeto

A esta altura está claro que o maior obstáculo para a implementação do *aqua-scooter* pneumático reside no fato de que, com o uso de motores pneumáticos convencionais, os valores de autonomia são bastante reduzidos.

Como já foi mencionado, as causas remetem ao projeto dos motores convencionais. Por se tratarem de máquinas concebidas para finalidades industriais, o aspecto consumo é tratado com menor rigor, visto que é prevista a alimentação do sistema por meio de um reservatório e/ou compressor industriais, fornecendo ar comprimido em abundância.

No presente caso esta variável - a autonomia - é fortemente influenciada pelos valores de consumo do motor.

Tomando por base o valor médio utilizado nos cálculos anteriores, tem-se que, para o motor selecionado *Atlas Copco LZB 22-A011*:

- **condições médias de mergulho:**

profundidade: $H = 10 \text{ m}$

velocidade: $V = 1 \text{ m/s}$

$$C_{\text{médio}} = 606 \text{ litros/min}$$

$$A_{\text{média}} = \text{Vol}_{\text{disp}} / C_{\text{médio}} = \text{Vol}_{\text{disp}} / 606 \text{ min}$$

- **para o caso de se utilizar um cilindro 20L:**

$$\text{Vol}_{\text{disp}} = 4000 \text{ litros}$$

$$A_{\text{média}} = \text{Vol}_{\text{disp}} / C_{\text{médio}} = 6.6 \text{ min}$$

Para o mergulhador tem-se:

- **condições médias de mergulho:**

profundidade: $H = 10 \text{ m}$

velocidade: $V = 1 \text{ m/s}$

$$C_{\text{médio}} = 40 \text{ litros/min}$$

$$A_{\text{média}} = \text{Vol}_{\text{disp}} / C_{\text{médio}} = \text{Vol}_{\text{disp}} / 40 \text{ min}$$

- **para o caso de se utilizar um cilindro 12l:**

$$\text{Vol}_{\text{disp}} = 2400 \text{ litros}$$

$$A_{\text{média}} = \text{Vol}_{\text{disp}} / C_{\text{médio}} = 60 \text{ min}$$

Algumas conclusões podem ser tiradas destes números.

A principal versa sobre o elevado valor de consumo por parte do motor, sobretudo se comparado ao valor referente ao mergulhador. Chega a 15 vezes a diferença. Levando-se em consideração que é proposto o mesmo suporte energético para ambos - cilindros - é natural se pensar em diminuir essa diferença, otimizando o sistema, através do projeto de um novo motor.

Para as condições de funcionamento do veículo, o novo motor deveria possuir as seguintes especificações:

<u>potência entregue ao hélice:</u>	<u>250 watts</u>
<u>torque máximo:</u>	<u>8 Nm</u>
<u>torque de trabalho:</u>	<u>4.3 Nm</u>
<u>rotação de trabalho:</u>	<u>455 rpm</u>
<u>consumo máximo em superfície (p=1bar):</u>	<u>100 l/min</u>

Este valor de consumo elevaria a autonomia do veículo em 4 vezes, aproximando-a ainda mais daquela relativa ao mergulhador.

Conclusões

Com base na análise criteriosa dos diversos pontos de operação, para o **conjunto hélice-motor** selecionado (através das curvas características), construiu-se um **Mapa de Mergulho**, que fornece a variação dos parâmetros relevantes para diversas condições de profundidade e velocidade.

O mergulhador deve estabelecer previamente um planejamento de mergulho, levando em consideração os valores de consumo tabelados no mapa.

Assim, de posse do volume necessário para a realização do mergulho (*free air*) pode-se estabelecer a montagem de cilindros e tipos de fluido mais adequada para suas necessidades.

$$CV_{base} = \sum t_{v,h} C_{v,h}$$

$t_{v,h}$ - tempo de funcionamento à velocidade V e profundidade h (min).

$C_{v,h}$ - consumo a condições de velocidade V e profundidade h (litros/min). [vide mapa]

Por outro lado, caso seja conhecido o volume disponível Vol_{disp} , o valor da autonomia pode ser estimado por

$$A_{base} = (Vol_{disp} / CV_{base}) \cdot \sum t_{v,h}$$

Vejamos alguns exemplos.

1. Tomando por base um planejamento de mergulho como o descrito no cap II

$$C_{\text{base}} = 25 \text{ min} \cdot C_{0\text{m/s}} + 15 \text{ min} \cdot C_{1\text{m/s};10\text{m}} + 25 \text{ min} \cdot C_{0,5\text{m/s};10\text{m}} = \mathbf{13290 \text{ litros}}$$

Esta capacidade é suprida por uma composição de dois cilindros de CO₂

$$\text{Vol}_{\text{disp}} = 2 \cdot 6780 = \mathbf{13560 \text{ litros}} \qquad A_{\text{base}} = \mathbf{61 \text{ min}}$$

2. Um mergulho menos dispendioso poderia ser

$$C_{\text{base}} = 5 \text{ min} \cdot C_{0\text{m/s}} + 5 \text{ min} \cdot C_{1\text{m/s};10\text{m}} + 50 \text{ min} \cdot C_{0,5\text{m/s};10\text{m}} = \mathbf{11430 \text{ litros}}$$

$$\text{CO}_2 \qquad \text{Vol}_{\text{disp}} = 2 \cdot 6780 = 13560 \text{ litros} \qquad A_{\text{base}} = \mathbf{71 \text{ min}}$$

$$\text{ar} \qquad \text{Vol}_{\text{disp}} = 2 \cdot 4000 = 8000 \text{ litros} \qquad A_{\text{base}} = \mathbf{42 \text{ min}}$$

$$3. C_{\text{base}} = 15 \text{ min} \cdot C_{0\text{m/s}} + 5 \text{ min} \cdot C_{0,8\text{m/s};10\text{m}} + 40 \text{ min} \cdot C_{0,5\text{m/s};8\text{m}} = \mathbf{7958 \text{ litros}}$$

$$\text{CO}_2 \qquad \text{Vol}_{\text{disp}} = 1 \cdot 6780 = 6780 \text{ litros} \qquad A_{\text{base}} = \mathbf{51 \text{ min}}$$

$$\text{ar} \qquad \text{Vol}_{\text{disp}} = 2 \cdot 4000 = 8000 \text{ litros} \qquad A_{\text{base}} = \mathbf{60 \text{ min}}$$

Mapa de Merquillo

Mapa de Mergulho

Velocidade Profundidade	0,2 m/s		0,4 m/s		0,5 m/s		0,6 m/s		0,8 m/s		1 m/s		1,1 m/s								
	0	m	0	m	0	m	0	m	0	m	0	m	0	m							
0	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
1	2,00	0,18	48,00	2,50	182,00	68,00	3,00	227,00	84,00	4,00	273,00	130,00	5,00	364,00	191,00	7,00	455,00	303,00	8,10	500,00	353,00
2	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
3	2,10	0,18	52,80	2,60	182,00	74,80	3,10	227,00	92,40	4,10	273,00	143,00	5,10	364,00	210,10	7,10	455,00	333,30	8,20	500,00	388,30
4	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
5	2,20	0,18	57,60	2,70	182,00	81,60	3,20	227,00	100,80	4,20	273,00	156,00	5,20	364,00	229,20	7,20	455,00	363,60	8,30	500,00	423,60
6	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
7	2,30	0,18	62,40	2,80	182,00	88,40	3,30	227,00	109,20	4,30	273,00	169,00	5,30	364,00	248,30	7,30	455,00	393,90	8,40	500,00	458,90
8	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
9	2,40	0,18	67,20	2,90	182,00	95,20	3,40	227,00	117,60	4,40	273,00	182,00	5,40	364,00	267,40	7,40	455,00	424,20	8,50	500,00	494,20
10	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
11	2,50	0,18	72,00	3,00	182,00	102,00	3,50	227,00	126,00	4,50	273,00	195,00	5,50	364,00	286,50	7,50	455,00	454,50	8,60	500,00	529,50
12	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
13	2,60	0,18	76,80	3,10	182,00	108,80	3,60	227,00	134,40	4,60	273,00	208,00	5,60	364,00	305,60	7,60	455,00	484,80	8,70	500,00	564,80
14	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
15	2,70	0,18	81,60	3,20	182,00	115,60	3,70	227,00	142,80	4,70	273,00	221,00	5,70	364,00	324,70	7,70	455,00	515,10	8,80	500,00	600,10
16	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
17	2,80	0,18	86,40	3,30	182,00	122,40	3,80	227,00	151,20	4,80	273,00	234,00	5,80	364,00	343,80	7,80	455,00	545,40	8,90	500,00	635,40
18	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
19	2,90	0,18	91,20	3,40	182,00	129,20	3,90	227,00	159,60	4,90	273,00	247,00	5,90	364,00	362,90	7,90	455,00	575,70	9,00	500,00	670,70
20	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
21	3,00	0,18	96,00	3,50	182,00	136,00	4,00	227,00	168,00	5,00	273,00	260,00	6,00	364,00	382,00	8,00	455,00	606,00	9,10	500,00	706,00
22	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
23	3,10	0,18	100,80	3,60	182,00	142,80	4,10	227,00	176,40	5,10	273,00	273,00	6,10	364,00	401,10	8,10	455,00	636,30	9,20	500,00	741,30
24	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
25	3,20	0,18	105,60	3,70	182,00	149,60	4,20	227,00	184,80	5,20	273,00	286,00	6,20	364,00	420,20	8,20	455,00	666,60	9,30	500,00	776,60
26	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
27	3,30	0,18	110,40	3,80	182,00	156,40	4,30	227,00	193,20	5,30	273,00	299,00	6,30	364,00	439,30	8,30	455,00	696,90	9,40	500,00	811,90
28	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
29	3,40	0,18	115,20	3,90	182,00	163,20	4,40	227,00	201,60	5,40	273,00	312,00	6,40	364,00	458,40	8,40	455,00	727,20	9,50	500,00	847,20
30	1,00	0,18	1,70	1,50	0,71	13,60	2,00	1,20	26,60	3,00	1,60	45,80	4,00	2,90	108,50	6,00	4,50	212,00	7,10	5,40	282,00
31	3,50	0,18	120,00	4,00	182,00	170,00	4,50	227,00	210,00	5,50	273,00	325,00	6,50	364,00	477,50	8,50	455,00	757,50	9,60	500,00	882,50

AR

CO2

Motor LZB22 - A011 - Fabricante Atlas Copco
Rendimento do Hélice, para todos os pontos de operação = 59 %

Características do equipamento:

Ø P	Q	Pd
palim	n	Cons.

Legenda:

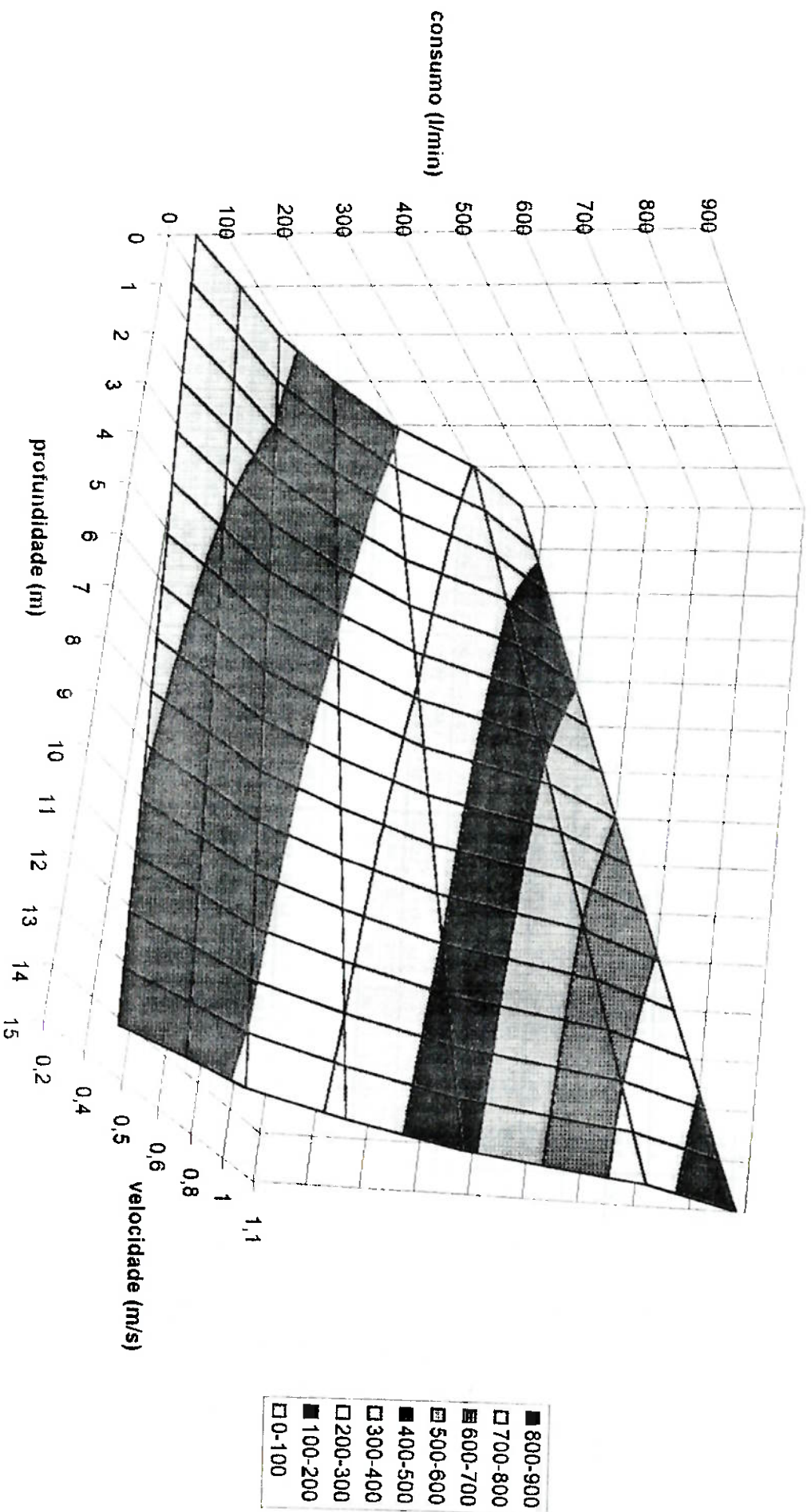
Onde: Ø P = Pressão de alimentação - Pressão de saída (bar)
palim = Pressão de alimentação (bar)

Q = Torque no Hélice (N.m)
n = rotação (rpm)

Pd = Potência demandada/entregue ao hélice (W)
Cons. = Consumo de gás (free air consumption) (l/min)

Disponibilidades Volumétricas:	CO2	AR
1 cilindro em litros de ar livre	6780	4000
2 cilindros em litros de ar livre	13560	8000

Consumo x velocidad x profundidad



III.5.Sistema De Controle

1.o) Controle de Velocidades Por Passo Variável

Um hélice de passo variável funciona como se fosse um hélice convencional, onde as lâminas, sendo móveis, permitem o controle do passo.

Os hélices de passo controlável demonstram grandes vantagens no caso de navios de grande porte, onde as condições hidrodinâmicas variam muito em função dos diversos carregamentos. Torna-se então muito compensador que se tenha os motores diesel trabalhando em suas condições ótimas de potência e rotação, enquanto que o único parâmetro a ser controlado é o passo do hélice, de forma a se ajustar o torque para um valor conveniente com a potência que se quer produzir. Além disto, para navios de grande porte, o hélice de passo controlável representa um ganho muito grande na manobrabilidade, uma vez que se pode alterar significativamente a propulsão através do controle do passo, sem que se tenha que reverter a rotação do eixo do motor.

Ou seja, no emprego regular do controle de passo, se está disposto a abrir mão de um rendimento máximo em troca de um maior campo de controle de conjugado. Por exemplo, quando um cargueiro está descarregado ele pode operar na condição de rendimento máximo. Quando o valor da carga é elevado, passa a ser prioritário um maior valor de torque (para uma maior "aderência"), ainda que para isso tenha-se que abrir mão do rendimento ótimo, trazendo como consequência uma velocidade mais baixa.

No entanto, a implementação do controle de velocidades do PROSUB por meio da variação no passo do hélice apresenta severos obstáculos.

Em primeiro lugar, o custo de uma versão de hélice com passo controlável se mostra várias vezes maior que o custo de uma versão convencional. Como o aspecto custo é bastante relevante neste projeto, este deve se mostrar justificável.

Um gráfico ilustrativo deste alto custo, relativamente a hélices convencionais, está em anexo (figura 26). Pode-se notar também, que, segundo o diagrama, não estão disponíveis hélices de passo controlável com diâmetros inferiores a 4m.

Desta forma a implementação e montagem de um sistema deste tipo num diâmetro pequeno poderia fragilizar o equipamento.

Mas o aspecto que mais advoga contra a realização de um controle de passo nesse caso é a inevitável perda de rendimento. Do ponto de vista do hélice, a relação de passo ótima está fixada, conforme podemos comprovar no cap. IV. Para as condições de funcionamento do PROSUB, e da análise dos diagramas do hélice, ficou claro que o valor de rendimento conseguido (na casa de 0,50, sem o duto acelerativo) não é passível de melhoria por alteração de passo.

O controle de passo pode ser encarado como um controle de torque, onde este é ajustado de forma a fornecer as diversas potências necessárias dada uma rotação fixa. Em outras palavras, ele habilita a mudança de curvas no diagrama, na busca da potência requerida. Como o rendimento necessariamente cairá para outros valores de passo, esta alternativa estará sempre desperdiçando uma certa quantidade de potência.

E, além disso tudo, o controle de passo também teria de se responsabilizar pela eventual compensação da variação de rotação inerente a um sistema pneumático que trabalha em diversas profundidades.

2.o) Controle de Velocidades Por Meio do Controle de Pressão e Vazão do Fluido de Trabalho

Verificou-se que o rendimento do hélice não varia com a alteração de velocidade, caso seja feito um conveniente controle de rotação (vide cap IV). Este aspecto torna-se seu mais poderoso argumento, visto que o controle de passo não respeita essa regra.

Novamente, conforme já citado, o controle de pressão na alimentação do motor já se mostra necessário, independentemente do controle de velocidade, uma vez que o aumento de pressão na saída do motor acarreta necessariamente uma alteração no Δp do motor (fenômeno que ocorre com o aumento da profundidade). Caso contrário o mecanismo de controle por alteração de passo teria também de arcar com esta variação.

Além disso, um fato extremamente positivo a favor do controle de velocidades por meio do controle de vazão e de pressão do fluido, é a maior facilidade e adaptabilidade às exigências/especificações do PROSUB, sobretudo no que se relaciona à facilidade de realização e montagem, e do melhor tempo de resposta. E, sem dúvida, o custo muitas vezes menor da versão convencional do hélice tem um enorme poder de decisão.

Concluindo, optou-se por implementar o controle de velocidades através da atuação do sistema de reguladores de pressão e vazão (*pressure regulator + throttling*).

III.6. Análise Do Circuito Para Funcionamento com Ar

Objetivos

O sistema, em circuito aberto, deve permitir o controle por parte do operador, conforme as seguintes especificações:

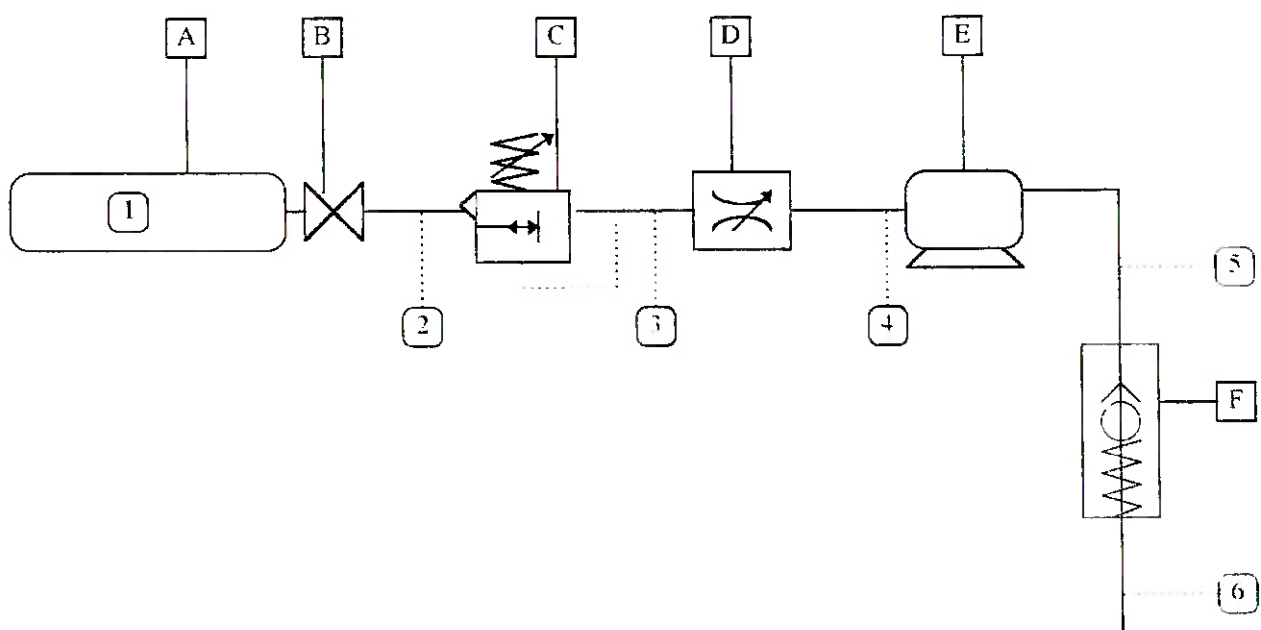
- Acionamento simples: é desejável que a movimentação relativa do operador sobre o veículo não ultrapasse os limites aceitáveis de ergonomia, como aconteceria no caso de se exigir o giro de uma rosca em várias voltas, por exemplo.
- Acionamento rápido / operações frequentes: está previsto o funcionamento em regime variável, incluindo diversas paradas no sistema. Desta forma, o sistema deve responder rapidamente aos comandos do operador, permitindo transitórios curtos.
- Baixa pressão diferencial / passagem livre: é também desejável que o sistema apresente uma baixa perda de carga, problema muito comum em alguns tipos de válvulas.
- Prevenção de refluxo: faz-se necessário o uso de uma válvula de retenção, para que não haja a penetração de água do mar no sistema.

- Regulagem: a regulagem deve ser rápida, não requerendo, contudo grandes precisões. Deve cobrir uma faixa extensa de vazões - 40 a 900 l/min - sem comprometer as especificações de conforto e ergonomia. É muito importante salientar que o controle de vazões deve possuir um caráter o mais linear possível, para que a vazão varie de forma proporcional ao movimento do operador. Tal linearidade não é observada em muitas válvulas. A consequência desta não linearidade nestes casos é que para pequenas aberturas da válvula obtém-se uma grande variação da vazão, variação esta que diminui conforme a abertura da válvula se torna maior, dificultando assim o controle de velocidades pelo operador.

O circuito necessário para trabalho com ar não apresenta maiores dificuldades do ponto de vista de implementação.

Conforme pode ser visto na figura abaixo, os elementos constitutivos necessários são:

- A cilindro de ar comprimido
- B válvula de fechamento
- C válvula reguladora de pressão
- D válvula reguladora de vazão
- E motor pneumático
- F válvula de retenção



A cilindro de ar comprimido

O cilindro deve ser capaz de acondicionar a maior quantidade de ar da forma mais compacta possível. Estão disponíveis cilindros de mergulho com capacidades entre 1000 e 4000 litros *free-air*, produzidos em aço ou alumínio. Maiores detalhes podem ser encontrados na seção III.9 - CILINDROS.

B válvula de fechamento

Também conhecida como válvula do cilindro ou "torneira", a válvula de fechamento desempenha um papel *on-off* no sistema, não se prestando a regulagens de quaisquer espécies. Trata-se de um elemento já embutido no cilindro, fazendo parte deste. Pode, para efeitos de modelagem, ser considerada como passagem livre.

C válvula reguladora de pressão

A válvula reguladora de pressão é necessária para realizar o primeiro estágio de redução, permitindo que o ar seja admitido a um valor de pressão compatível com o motor pneumático. Pode-se utilizar válvulas reguladoras de pressão pneumáticas convencionais ou válvulas reguladoras de pressão para cilindros de mergulho, conhecidas como "primeiro estágio". Maiores detalhes podem ser encontrados na seção III.10 - VÁLVULAS. Foram modeladas como isoentálpicas na representação esquemática do circuito.

D válvula reguladora de vazão

Necessária para o controle de velocidade, a válvula reguladora de vazão aplicável ao projeto deve satisfazer uma série de exigências, conforme descrito na seção III.10 - VÁLVULAS. *A priori* pode ser construtivamente dos tipos reguladora de vazão agulha, esfera, diafragma ou borboleta.

E motor pneumático

Para efeito de modelagem o motor foi considerado como sistema isoentrópico. Foi analisado também, no diagrama T-s, o caso real, que se afasta um pouco do processo isoentrópico. Este afastamento depende diretamente da reversibilidade do motor, ou seja, de seu rendimento.

F válvula de retenção

O elemento de retenção se faz necessário para evitar refluxos. Construtivamente pode ser do tipo convencional pneumática ou dupla-portinhola. Maiores detalhes podem ser encontrados na seção III.10 - VÁLVULAS.

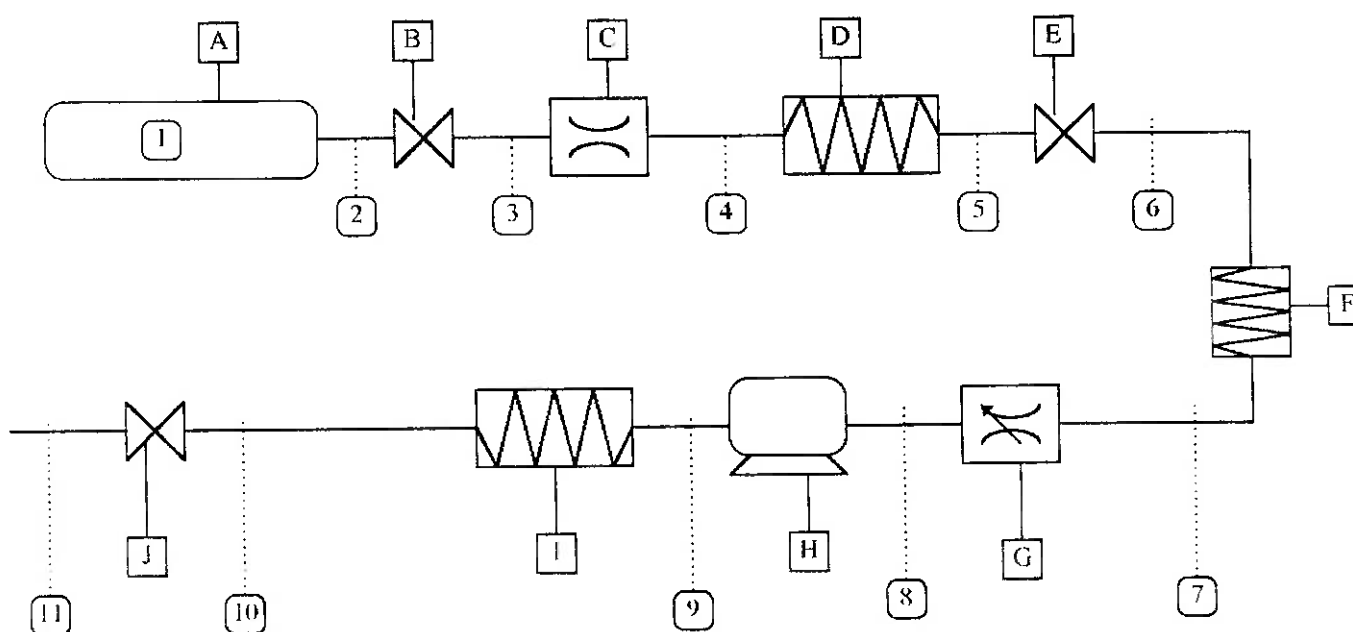
III.7. Análise Do Circuito Para Funcionamento com CO₂

Considerações Preliminares

Além de satisfazer aos mesmos objetivos descritos para o circuito de ar comprimido, no caso de utilização de CO₂ deve-se garantir que apenas gás passe pelo circuito, uma vez que não há componentes que trabalhem simultaneamente com gás e líquido, ou seja, o circuito deve ser essencialmente pneumático.

Soluções Analisadas

OPÇÃO N° 1



Onde

- A cilindro de CO₂
- B válvula de fechamento
- C orifício de vaporização
- D trocador de calor
- E válvula reguladora de pressão
- F trocador de calor
- G válvula reguladora de vazão (borboleta, agulha ou proporcional)
- H motor pneumático
- I trocador de calor
- J válvula de retenção

O uso de trocadores de calor se faz necessário porque após as reduções de pressão e passagem pelo motor o CO_2 sofre um grande resfriamento, como pode ser observado no diagrama T-s (temperatura entropia) abaixo.



CHUQUES de carbone
 CO_2

carbon dioxide
 CO_2

CO_2
1ª OPÇÃO

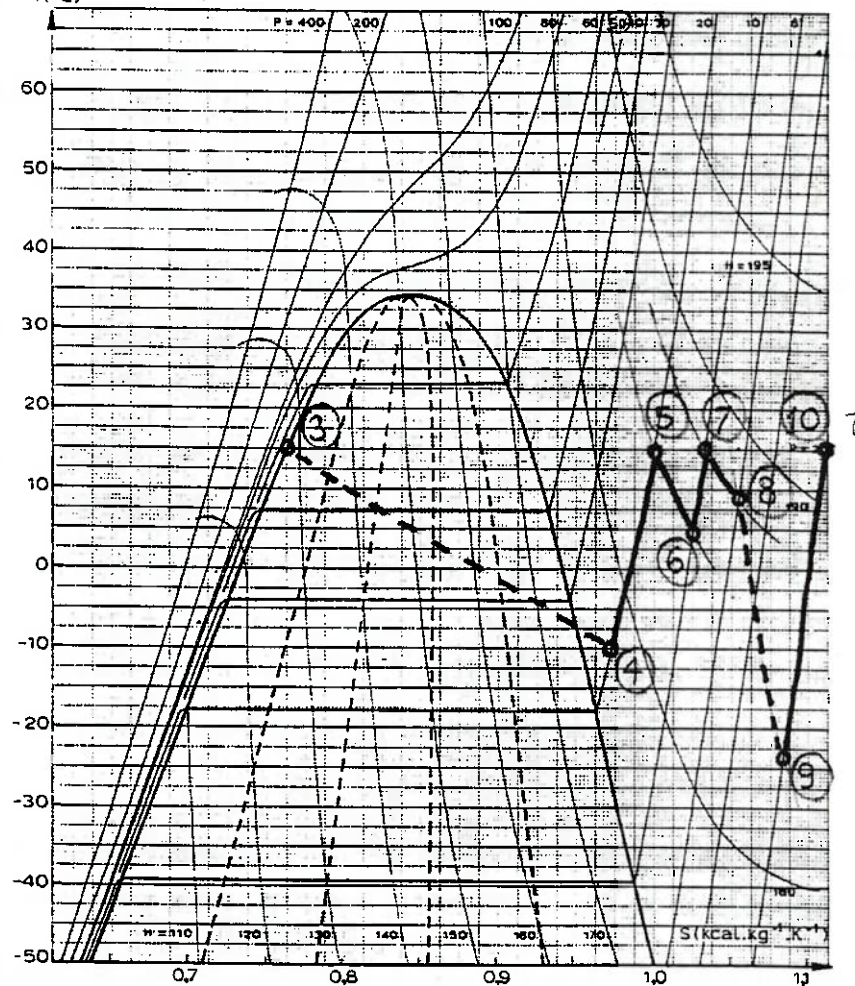
diagramme T - S [1]

P (bar), H (kcal · kg⁻¹)

T (°C)

T - S diagram [1]

P (bar), H (kcal · kg⁻¹)



Les courbes d'isopourcentage molaire vaporisé (20, 40, 60, 80%) sont représentées par des tirets.

The vaporization molar isopercantage curve (20, 40, 60, 80%) are shown by a broken line.

Descrição do processo

Dentro do cilindro existe CO₂ nas fases líquida e gasosa, inicialmente há 68 % de líquido, sendo que a medida que CO₂ vai sendo consumido esta proporção vai diminuindo. Não se armazena mais que 68% de líquido pois eventuais aumentos de temperatura poderiam causar grandes acréscimos na pressão interna do cilindro, podendo torná-lo inseguro. Este valor é determinado pelas normas NBR - 12790 e NBR - 12791, que versam sobre formas de enchimento de cilindros.

A necessidade de se retirar apenas gás do cilindro faz-se necessária desde o início do processo.

Descrição do Processo:

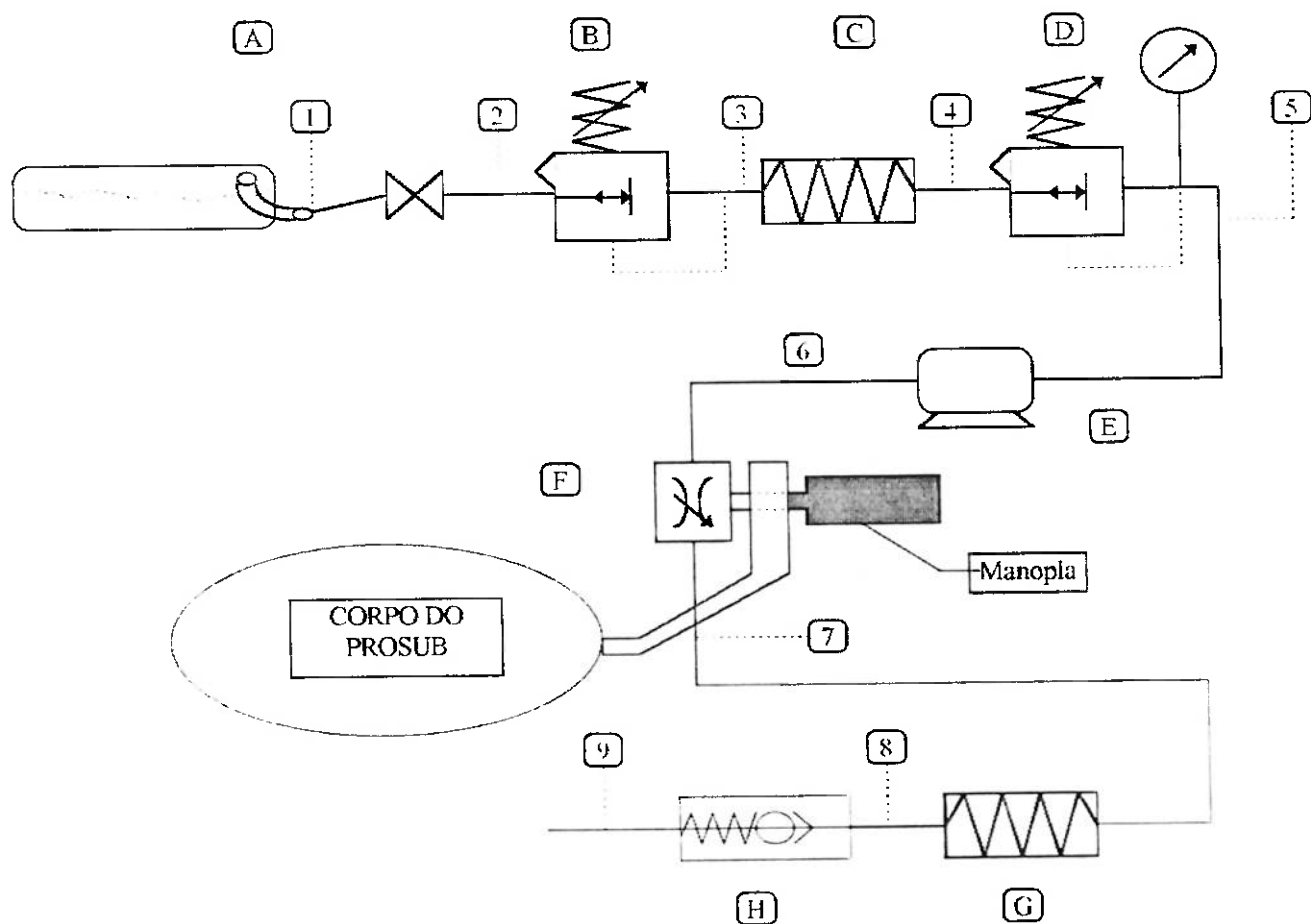
- O líquido é vaporizado em C, através da passagem pelo orifício;
- A válvula B é do tipo esfera, permitindo estanqueidade e rapidez de acionamento. É então um elemento de bloqueio (on-off), acionado pelo operador quando este desejasse paralisar o funcionamento do equipamento. O acionamento em ¼ de volta pode ser realizado por alavanca, ou por uma manopla.
- A válvula reguladora de pressão (E) não seria operada quando o equipamento estiver em funcionamento. Um pré-ajuste poderia ser feito antes do mergulho, ajustando a pressão de saída num valor adequado às condições de mergulho. Por exemplo, se o mergulhador não for descer abaixo de 10m e a velocidade desejada não ultrapassa 0,8 m/s a reguladora de pressão pode estar ajustada para 6 bar, como pode-se observar no Mapa de Mergulho apresentado anteriormente;
- A válvula G regula a vazão e, por consequência, a velocidade do motor. Poderia ser do tipo borboleta, esfera, reguladora de vazão ou diafragma.
- Por fim tem-se uma válvula de retenção que apresenta uma baixa perda de carga, como as do tipo construtivo dupla-portinhola.

- Por segurança, a válvula G não fecha completamente, evitando bloqueio neste ponto. Tal bloqueio acarretaria uma pressurização da linha até este ponto na pressão do cilindro, e esta válvula não foi dimensionada para suportar tal pressão, além de que o orifício só vaporiza o líquido quando há vazão de CO_2 , acarretando na presença de líquido por toda a linha.
- Os trocadores de calor D, F e I, têm a função de levar o fluido de trabalho novamente para a temperatura ambiente, conforme ilustrado no diagrama T-s mostrado anteriormente.

OPÇÃO N° 2

Nesta opção, o problema de se haver CO_2 líquido na linha é contornado de uma outra maneira: no orifício do cilindro pode ser soldado ou rosqueado um tubo curvado para cima (vide figura). Isso garante a retirada somente de gás do cilindro, uma vez que pela diferença de densidades o líquido se encontra na parte inferior do cilindro. Este tubo é conhecido como tubo pescante.

Esta solução é semelhante à solução adotada por fabricantes de empilhadeiras movidas a GLP. Segundo a empresa *Rodagás*, cilindros de GLP são montados na horizontal, com um tubo pescante voltado para baixo, para garantir-se que apenas líquido seja retirado do cilindro. Após isto, o fluido passa por um trocador de calor, sendo vaporizando. Depois de vaporizado, o GLP passa por uma válvula redutora de pressão, e é injetado no motor de combustão interna.



Descrição do Processo:

- A. Válvula do cilindro (torneira) + Pescador: Pode estar aberta ou fechada. Não realiza qualquer atuação no fluido. No cilindro há um tubo pescante, que possibilita a retirada de gás exclusivamente.
- B. Válvula redutora de pressão: A pressão de saída pode ser controlada através de um ajuste fino.

- C. Trocador de Calor: A expansão do gás na válvula B formará possivelmente uma fase líquida (como se pode observar no diagrama T-s a seguir), a uma temperatura de cerca de -15°C (ponto 3). Com este trocador de calor eleva-se a temperatura do fluido de trabalho para a temperatura ambiente.
- D. Válvula redutora de pressão: A redução deve ser feita em dois estágios devido basicamente a dois fatores: a temperatura alcançada no caso de uma única redução seria extremamente baixa, podendo prejudicar os componentes do sistema e demandar um trocador de calor muito maior. Há também uma limitação tecnológica que encarece demais as válvulas que impõe uma grande variação de pressão, além de implicar em instabilidades no sistema, como vibrações.
- E. Motor Pneumático.
- F. Válvula controladora de fluxo: Trata-se de um “estrangulamento regulável” que causa variações de vazão e pressão no sistema. É através desta válvula que o mergulhador realizará o controle de velocidades do aparelho. É imprescindível, por questões ergonômicas, que toda a gama de velocidades seja coberta com no máximo uma volta completa na manopla. Possíveis tipos de válvula são: esfera, borboleta, diafragma, agulha ou reguladora de fluxo. As reguladoras de fluxo são válvulas extremamente precisas. A regulação do fluxo se dá por meio de um fuso cuja rosca possui um passo muito pequeno, o que implica em um elevado número de voltas entre a total abertura e o total fechamento da válvula. Tais válvulas foram concebidas para ajustes finos de fluxo, sem variação durante a operação, o que descarta estas válvulas do projeto.
- G. Trocador de Calor: Eleva a temperatura do gás antes de lançá-lo na água.
- H. Válvula de retenção: Evita o refluxo quando a pressão na linha for inferior a pressão ambiente.

Segue-se o diagrama T-s do processo sofrido pelo CO₂ nesta opção.



l'oxyde de carbone
CO₂

carbon dioxide
CO₂

CO₂
2ª OPÇÃO

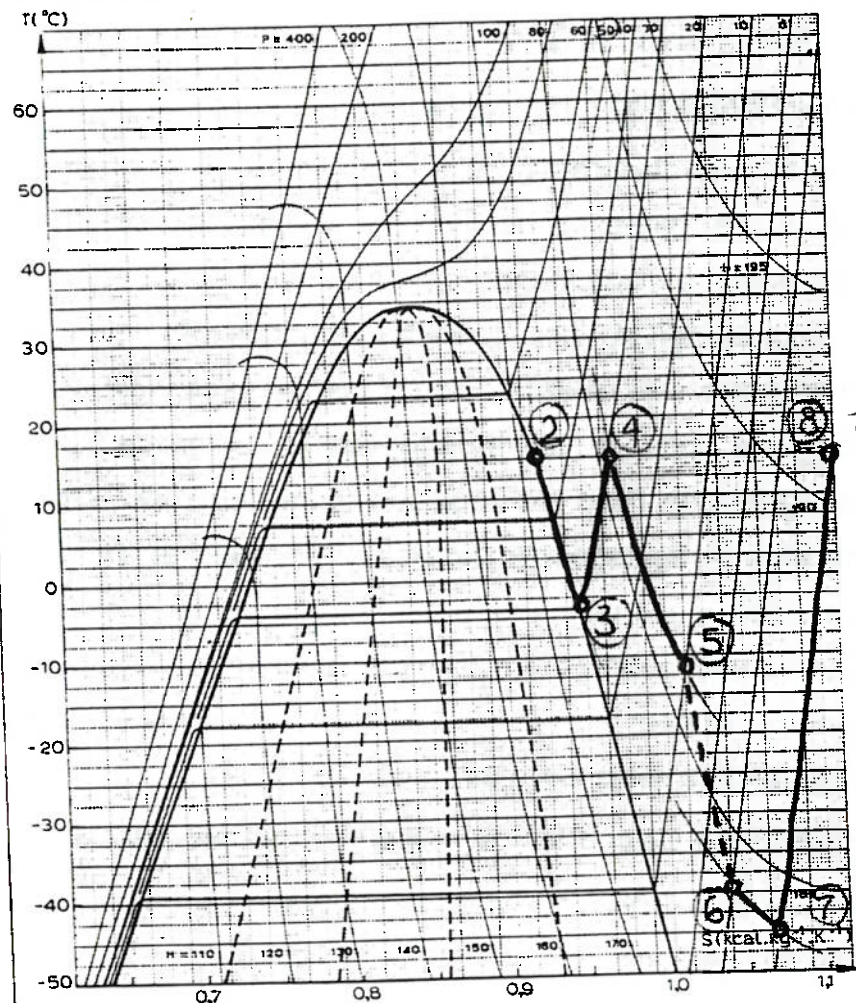
diagramme T - S [1]

P (bar), H (kcal · kg⁻¹)

T (°C)

T - S diagram [1]

P (bar), H (kcal · kg⁻¹)



Les courbes d'isopourcentage molaire vaporisé (20, 40, 60, 80%) sont représentées par des tirets.

The vaporization molar isopercantage curve (20, 40, 60, 80%) are shown by a broken line.

346 ENCYCLOPÉDIE DES GAZ - L'AIR LIQUIDE

Diagrama T-s

OPÇÃO N° 3

Uma outra configuração seria o segundo trocador de calor imediatamente após o motor, e a válvula reguladora de fluxo antes do motor.

A primeira vantagem desta configuração é que o trecho sob baixas temperaturas pode ser consideravelmente reduzido.

Ou seja, nesta configuração os materiais da reguladora de fluxo não precisariam suportar temperaturas muito baixas, além do que o mergulhador não ficaria exposto a possíveis contatos com tais temperaturas (junto à manopla).

A segunda e principal vantagem é que o fato de a válvula reguladora de fluxo estar antes do motor proporciona uma economia de gás e conseqüente aumento da autonomia.

Isto se deve ao fato de a vazão desejada no motor ser obtida a pressões mais baixas, ou seja, a pressão na entrada do motor seria apenas a pressão necessária para se obter o ΔP desejado numa dada profundidade. Na opção anterior a pressão de alimentação do motor seria constante e igual ao limitante superior, logo deve-se impor um certo $\Delta P'$ na válvula reguladora de fluxo para que o ΔP no motor seja o desejado. Embora o valor desta queda de pressão seja idêntico nas duas opções, se dá entre pressões absolutas maiores caso a exaustão seja feita a pressões maiores, como no caso em que a reguladora de fluxo se situa após o motor. Para vazões volumétricas iguais na saída do motor, comparativamente, o caso anterior implica num maior consumo de massa de gás.

Cabe, entretanto, uma explanação mais detalhada do fenômeno.

Algumas considerações pertinentes ao consumo do motor pneumático

O motor pneumático é uma máquina de fluxo, ou seja, é movido pelo fluxo que se estabelece entre os seus terminais. Sem fluxo não há rotação.

A rotação do motor é tão somente determinada pela vazão volumétrica que o atravessa. Essa vazão pode ser a de entrada ou, mais usualmente, a de saída, mensurada em condições atmosféricas. Essas são as chamadas condições *free-air* já mencionadas, e que agora ficarão mais claramente compreensíveis.

Assim sendo, uma forma de se obter o consumo do motor numa certa condição de funcionamento é através do valor de vazão volumétrica à saída, segundo uma quantidade que leve em consideração não só o volume que deixa o motor, mas também a pressão em que o fenômeno ocorre, caracterizando a **massa** perdida.

Essa correção do valor fluxométrico é realizada pelas condições *free-air*.

Um exemplo numérico, que retrata as condições médias de funcionamento do motor, será mostrado a seguir.

A velocidade média tangencial

$$V = 1 \text{ m/s}$$

exige, conforme análise já realizada, a rotação

$$n = 455 \text{ rpm}$$

do hélice selecionado.

Essa rotação corresponde biunivocamente a um fluxo

$$q^{\text{saí}} = 5 \text{ L/s}$$

à saída do motor.

Sabe-se também que, dada a rotação e a potência requerida, pode-se determinar a queda de pressão necessária no motor. Do mapa de mergulho

$$\Delta p = 6 \text{ bar}$$

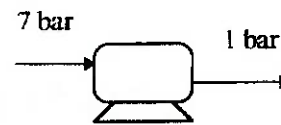
Serão analisadas então, três possibilidades de funcionamento:

situação 1:

$$p_1^{\text{ent}} = 7 \text{ bar}$$

$$p_1^{\text{saida}} = 1 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 6 \text{ bar}$$

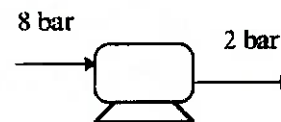


situação 2:

$$p_2^{\text{ent}} = 8 \text{ bar}$$

$$p_2^{\text{saida}} = 2 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 6 \text{ bar}$$

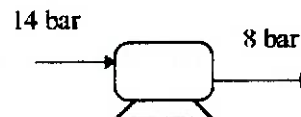


situação 3:

$$p_3^{\text{ent}} = 14 \text{ bar}$$

$$p_3^{\text{saida}} = 8 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 6 \text{ bar}$$



Da lei da continuidade

$$dm/dt = \rho q$$

Ou seja

$$dm/dt_1 = \rho_1^{\text{ent}} q_1^{\text{ent}} = \rho_1^{\text{sai}} q_1^{\text{sai}}$$

$$dm/dt_2 = \rho_2^{\text{ent}} q_2^{\text{ent}} = \rho_2^{\text{sai}} q_2^{\text{sai}}$$

$$dm/dt_3 = \rho_3^{\text{ent}} q_3^{\text{ent}} = \rho_3^{\text{sai}} q_3^{\text{sai}}$$

Considerando o fluido como gás perfeito

$$\rho = p / RT$$

Assim

$$\rho_1^{\text{ent}} / \rho_1^{\text{sai}} = (p_1^{\text{ent}} / RT_1^{\text{ent}}) / (p_1^{\text{sai}} / RT_1^{\text{sai}}) = (p_1^{\text{ent}} T_1^{\text{sai}}) / (p_1^{\text{sai}} T_1^{\text{ent}})$$

e, analogamente

$$\rho_2^{\text{ent}} / \rho_2^{\text{sai}} = (p_2^{\text{ent}} T_2^{\text{sai}}) / (p_2^{\text{sai}} T_2^{\text{ent}})$$

$$\rho_3^{\text{ent}} / \rho_3^{\text{sai}} = (p_3^{\text{ent}} T_3^{\text{sai}}) / (p_3^{\text{sai}} T_3^{\text{ent}})$$

Como as temperaturas devem ser expressas em Kelvin, pode-se desprezar o erro cometido por aproximar $T^{\text{ent}} = T^{\text{sai}}$, segundo a finalidade desta análise.

$$\rho_1^{\text{ent}} / \rho_1^{\text{sai}} = q_1^{\text{sai}} / q_1^{\text{ent}} = p_1^{\text{ent}} / p_1^{\text{sai}}$$

$$\rho_2^{\text{ent}} / \rho_2^{\text{sai}} = q_2^{\text{sai}} / q_2^{\text{ent}} = p_2^{\text{ent}} / p_2^{\text{sai}}$$

$$\rho_3^{\text{ent}} / \rho_3^{\text{sai}} = q_3^{\text{sai}} / q_3^{\text{ent}} = p_3^{\text{ent}} / p_3^{\text{sai}}$$

Ou seja

$$q_i^{\text{sai}} = q_i^{\text{ent}} (p_i^{\text{ent}} / p_i^{\text{sai}})$$

Se as rotações são iguais $n_1 = n_2 = n_3 = 455 \text{ rpm}$

$$q_1^{\text{sai}} = q_2^{\text{sai}} = q_3^{\text{sai}} = 5 \text{ L/s}$$

E então

$$7q_1^{\text{ent}} = 4q_2^{\text{ent}} = 1,8q_3^{\text{ent}}$$

$$q_3^{\text{ent}} > q_2^{\text{ent}} > q_1^{\text{ent}}$$

Especificamente neste caso

$$q_1^{\text{ent}} = 0,71 \text{ L/s} \quad q_2^{\text{ent}} = 1,25 \text{ L/s} \quad q_3^{\text{ent}} = 2,78 \text{ L/s}$$

Considerando o ar como fluido de trabalho

$$R = 287 \text{ J/KgK}$$

$$T = 15^\circ\text{C} = 288 \text{ K}$$

$$\rho_1^{\text{ent}} = p_1^{\text{ent}} / RT_1^{\text{ent}} = 8,47 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_2^{\text{ent}} = 9,68 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_3^{\text{ent}} = 16,94 \text{ Kg/m}^3$$

E, finalmente

$$\dot{m}/dt_1 = \rho_1^{\text{ent}} q_1^{\text{ent}} = 0,006 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}/dt_2 = \rho_2^{\text{ent}} q_2^{\text{ent}} = 0,012 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}/dt_3 = \rho_3^{\text{ent}} q_3^{\text{ent}} = 0,047 \text{ Kg/s}$$

Por indução, segundo a análise

$$\dot{m}/dt_i = \rho_i^{\text{ent}} q_i^{\text{ent}} = \rho_1^{\text{ent}} q_1^{\text{ent}} (p_i^{\text{sai}} / p_1^{\text{sai}})$$

$$\dot{m}/dt_i = \dot{m}/dt_1 p_i^{\text{sai}}$$

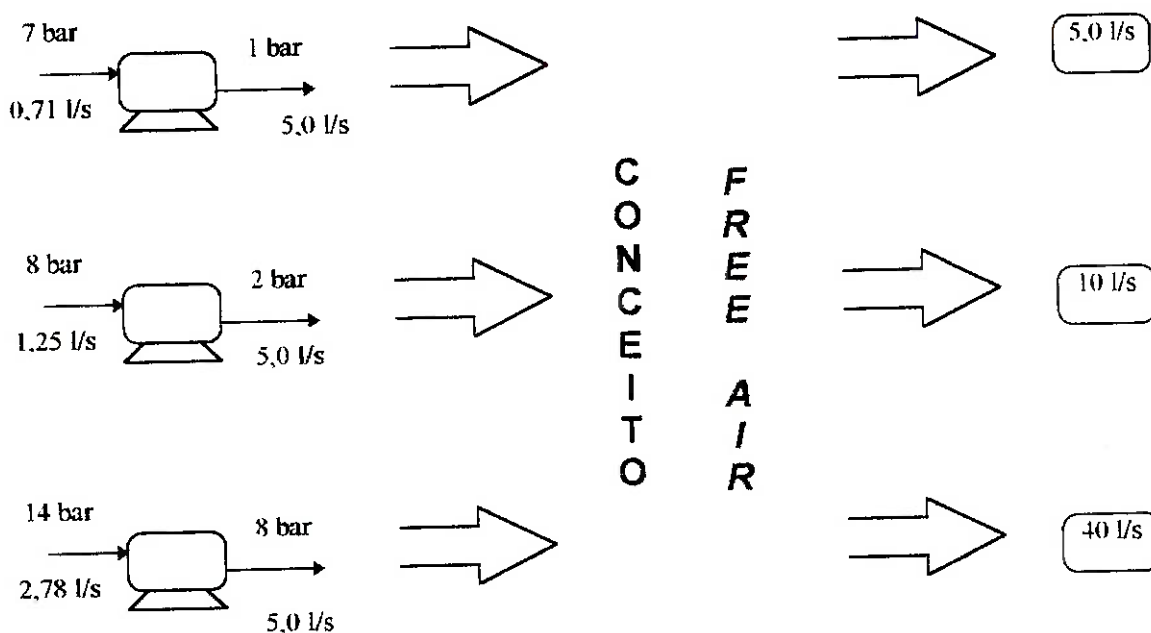
Por fim, conclui-se que o consumo mínimo se dará quando

$$p_1^{\text{sai}} = p_{\text{atm}} = 1 \text{ bar}$$

ou seja, é o próprio $\dot{m}/dt_1 = 0,006 \text{ Kg/s}$.

Vale ressaltar que o conceito de consumo *free-air* visa especificamente refletir esse afastamento da condição de exaustão na atmosfera:

$$q_{\text{free-air}} = q_{\text{efet}} p_{\text{efet}}$$

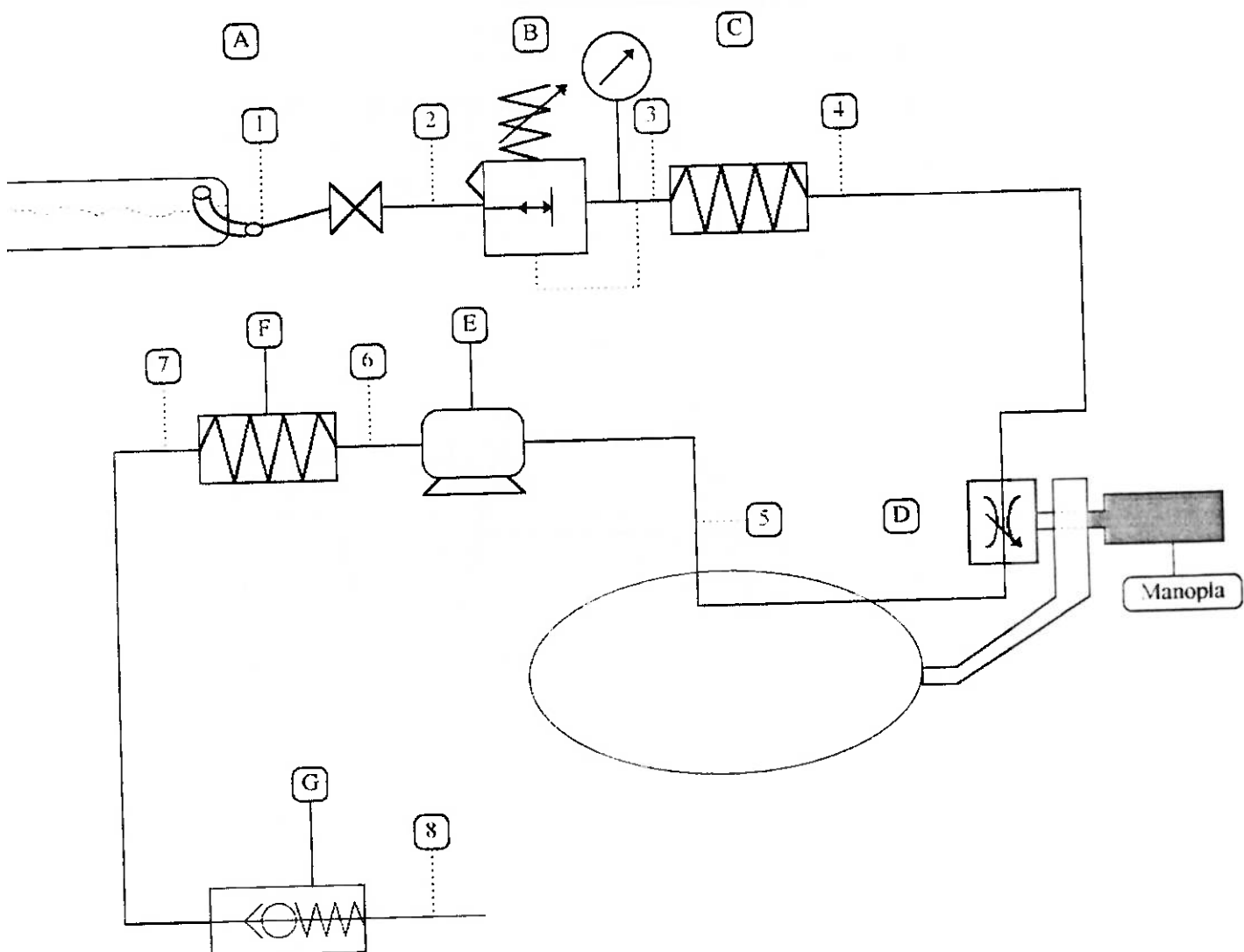


Em suma, com a pressão na saída do motor bastante positiva em relação ao ambiente, a queda na válvula de regulação significaria um desperdício desnecessário de energia. Essa é a razão pela qual propõe-se que a válvula de controle seja colocada na entrada do motor, permitindo a exaustão à pressão ambiente.

Como confirmação da presente discussão, pode-se verificar no catálogo de motores da *Atlas Copco* que válvulas reguladoras de vazão antes do motor implicam numa redução de consumo. Em contrapartida o posicionamento após o motor fornece um ganho de torque de partida.

Por estas razões, esta opção é melhor que a anterior.

Esquema da Instalação:





dióxido de carbono
CO₂

carbon dioxide
CO₂

CO₂
3ª OPÇÃO

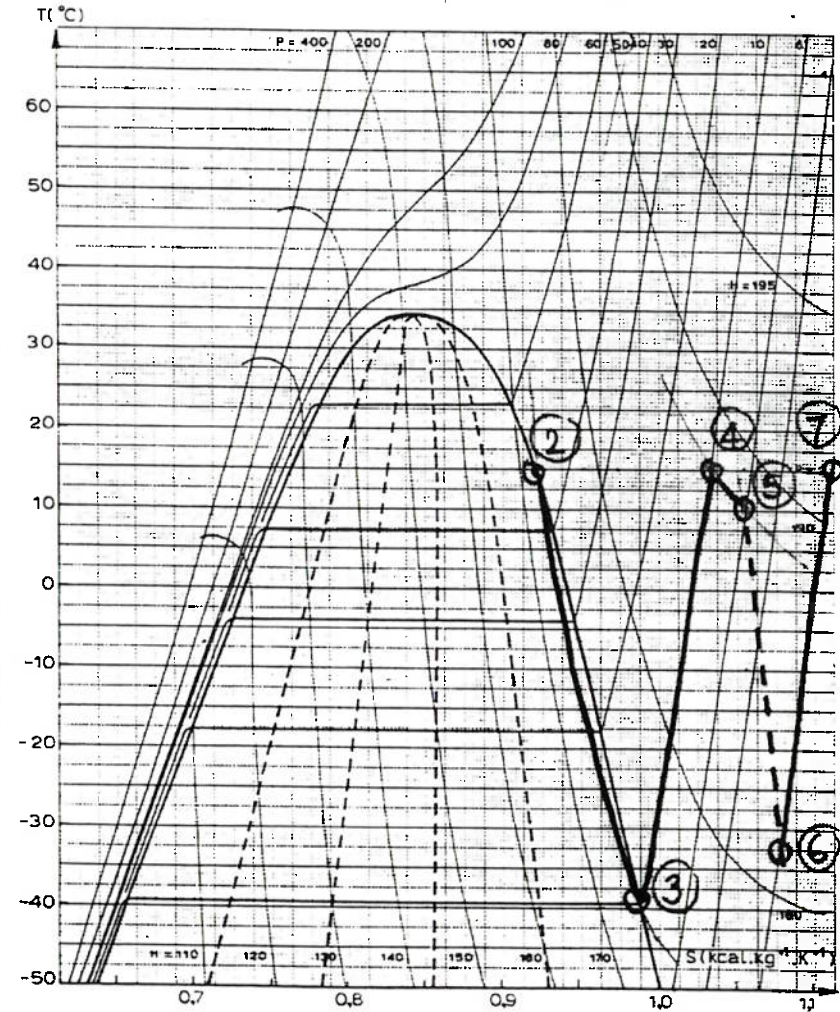
diagramme T - S [1]

P (bar), H (kcal · kg⁻¹)

T (°C)

T - S diagram [1]

P (bar), H (kcal · kg⁻¹)



Les courbes d'isopourcentage molaire vaporisé (20, 40, 60, 80%) sont représentées par des tirets.

The vaporization molar isopercantage curve (20, 40, 60, 80%) are shown by a broken line.

346 ENCYCLOPÉDIE DES GAZ - L'AIR LIQUIDE

Diagrama T-s

Dimensionamento dos Trocadores de Calor

Devido às elevadas quedas de temperatura verificadas no circuito de funcionamento com CO_2 , há a necessidade de serem utilizados trocadores de calor durante o trajeto. Desta forma, tem-se a seguir o projeto dos três trocadores de calor necessários.

O diagrama T-s global é mostrado a seguir.

Para todos os trocadores foram utilizados tubos de aço inoxidável de diâmetro nominal 1 polegada:

$$k_{\text{aço}} = 19 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$d_{\text{int}} = 26,6 \text{ mm}$$

$$d_{\text{ext}} = 33,4 \text{ mm}$$

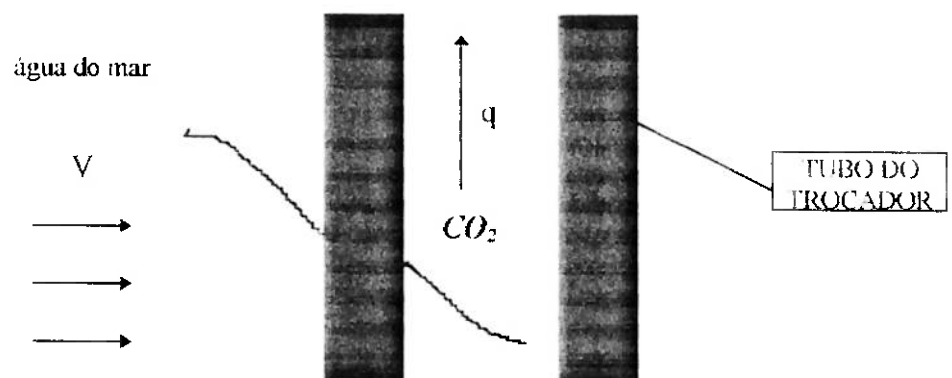
$$A_{\text{int}}^{\text{transv}} = 5,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{\text{int}}^{\text{lat.unit.}} = 83,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

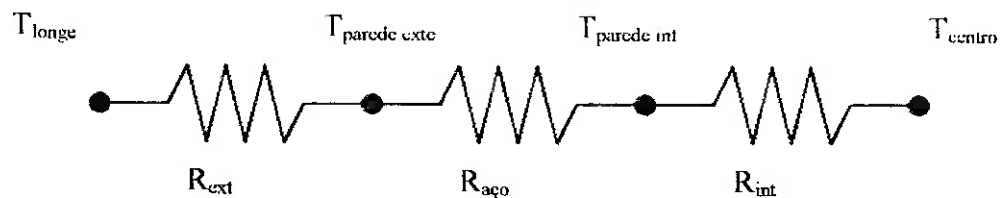
$$A_{\text{ext}}^{\text{lat.unit.}} = 10,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

As condições de funcionamento se referem às condições de máxima vazão:

$$q^{\text{sal}} = 353 \text{ L/s}$$



Fenômeno de Troca de Calor



Tradução do Problema em Termos de Resistências

TROCADOR DE CALOR 1**CO₂ gasoso**

$$T_{\text{centro}} = -30^{\circ}\text{C} = 243 \text{ K}$$

Das tabelas de transferência de calor (referência 4):

$$\mu = 12,244 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/ms}$$

$$k = 0,0124 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pr} = 0,799$$

$$\rho = 21,88 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_{\text{CO}_2} = 1,07 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \rho V_{\text{CO}_2} d_{\text{int}} / \mu = 50862$$

Então, como o regime é turbulento, utiliza-se a seguinte equação, conforme referência 4:

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,4} = 122,4$$

$$h_{\text{int}} = \text{Nu } k / d_{\text{int}} = 57,1 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$R_{\text{int}} = (h_{\text{int}} A_{\text{int}}^{\text{lat. unit.}})^{-1} = 0,210$$

Aço inox

$$R_{\text{aço}} = \ln(d_{\text{ext}} / d_{\text{int}}) / 2 \pi k_{\text{aço}} = 0,00191$$

Água marinha

$$T_{\text{longe}} = 15^\circ\text{C} = 288 \text{ K}$$

$$1.\text{a iteração : } T_{\text{parede ext}} = 15^\circ\text{C} = 288 \text{ K} \quad T_{\text{filme}} = 15^\circ\text{C} = 288 \text{ K}$$

Das tabelas de transferência de calor (referências 4 e 17):

$$\mu = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/ms}$$

$$k = 0,595 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr} = 7,88$$

$$\rho = 998,6 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Re} = \rho V_{\text{água}} d_{\text{ext}} / \mu = 32759$$

Será utilizada a seguinte equação, recomendada para escoamentos sobre cilindros segundo referência 14:

$$\text{Nu} = h_{\text{ext}} d_{\text{ext}} / k = C \text{Re}^n \text{Pr}^{(1/3)}$$

Para $\text{Re} = 32759$, é recomendado

$$C = 0,193 \quad n = 0,618$$

Portanto

$$h_{\text{ext}} = 4223 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$R_{\text{ext}} = (h_{\text{ext}} A_{\text{ext}}^{\text{lat. unit.}})^{-1} = 0,00226$$

E, finalmente tem-se que

$$Q = (T_{\text{longe}} - T_{\text{parede ext}}) / R_{\text{ext}} = (T_{\text{parede ext}} - T_{\text{parede int}}) / R_{\text{aço}} = (T_{\text{parede int}} - T_{\text{centro}}) / R_{\text{int}}$$

Portanto

$$Q = (15 - T_{\text{parede ext}}) / 0,00226 = (T_{\text{parede ext}} - T_{\text{parede int}}) / 0,00191 = \\ = (T_{\text{parede int}} - T_{\text{centro}}) / 0,210$$

Sistema resolvido para

$$T_{\text{parede ext}} = 14,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{parede int}} = 14,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 210 \text{ W}$$

$$U_{\text{ext}} = (R_{\text{int}} (A_{\text{ext}}^{\text{lat.unit.}} / A_{\text{int}}^{\text{lat.unit.}}) + R_{\text{aço}} A_{\text{ext}}^{\text{lat.unit.}} + R_{\text{ext}})^{-1} = 3,74 \text{ W/}^{\circ}\text{C m de tubo}$$

Assim, para um $\Delta T = 15 - (-30) = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$Q = U_{\text{ext}} L \Delta T$$

$$L_1 = 1,24 \text{ m}$$

TROCADOR DE CALOR 2**CO₂ gasoso**

$$T_{\text{centro}} = -30\text{ }^{\circ}\text{C} = 243\text{ K}$$

Das tabelas de transferência de calor (referências 4 e 17):

$$\mu = 12,244 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/ms}$$

$$k = 0,0124 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pr} = 0,799$$

$$\rho = 2,198 \text{ Kg/m}^3$$

$$q = 353 \text{ L/min} = 5,88 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{\text{CO}_2} = q / A_{\text{int}}^{\text{transv}} = 10,6 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \rho V_{\text{CO}_2} d_{\text{int}} / \mu = 50616$$

Então, como o regime é turbulento, utiliza-se a seguinte equação, conforme referência 4:

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,4} = 121,9$$

$$h_{\text{int}} = \text{Nu } k / d_{\text{int}} = 56,8 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$R_{\text{int}} = (h_{\text{int}} A_{\text{int}}^{\text{lat.unit.}})^{-1} = 0,211$$

Aço inox

$$R_{aço} = \ln(d_{ext} / d_{int}) / 2 \pi k_{aço} = 0,00191$$

Água marinha

$$T_{longe} = 15 \text{ °C} = 288 \text{ K}$$

$$1.\text{a} \text{ iteração : } T_{parede \text{ ext}} = 15 \text{ °C} = 288 \text{ K} \quad T_{filme} = 15 \text{ °C} = 288 \text{ K}$$

Das tabelas de transferência de calor (referência 4):

$$\mu = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/ms}$$

$$k = 0,595 \text{ W/m°C}$$

$$Pr = 7,88$$

$$\rho = 998,6 \text{ Kg/m}^3$$

$$Re = \rho V_{\text{água}} d_{ext} / \mu = 32759$$

Será utilizada a seguinte equação, recomendada para escoamentos sobre cilindros segundo referência 4:

$$Nu = h_{ext} d_{ext} / k = C Re^n Pr^{(1/3)}$$

Para $Re = 32759$, é recomendado

$$C = 0,193 \quad n = 0,618$$

Portanto

$$h_{ext} = 4223 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_{ext} = (h_{ext} A_{ext}^{lat.unit.})^{-1} = 0,00226$$

E, finalmente tem-se que

$$Q = (T_{longe} - T_{parede\ ext}) / R_{ext} = (T_{parede\ ext} - T_{parede\ int}) / R_{aço} = (T_{parede\ int} - T_{centro}) / R_{int}$$

Portanto

$$\begin{aligned} Q &= (15 - T_{parede\ ext}) / 0,00226 = (T_{parede\ ext} - T_{parede\ int}) / 0,00191 = \\ &= (T_{parede\ int} - T_{centro}) / 0,211 \end{aligned}$$

Sistema resolvido para

$$T_{parede\ ext} = 14,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{parede\ int} = 14,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 209 \text{ W}$$

$$U_{ext} = (R_{int} (A_{ext}^{lat.unit.} / A_{int}^{lat.unit.}) + R_{aço} A_{aço} + R_{ext})^{-1} = 3,74 \text{ W/}^\circ\text{C m de compr. tubo}$$

Assim, para um $\Delta T = 15 - (-30) = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$Q = U_{ext} L \Delta T$$

$$L_3 = 1,24 \text{ m}$$

Assim sendo, pode-se utilizar dois trocadores idênticos e definidos por

$$L = L_1 = L_2 = 1240 \text{ mm}$$

Este valor de comprimento é razoável, se for considerado que o tubo pode ser conformado segundo uma serpentina, ocupando assim um menor espaço.

III.8. Conclusões sobre as Opções com CO₂ e Ar Comprimido

Cabe inicialmente, esclarecer alguns aspectos sobre o cilindro com pescador: Este sistema é fabricado no Brasil pela *Mangels*, e entre seus clientes estão a *Ultragaz* e a *Rodagaz*. Outro fabricante deste tipo de cilindro é a *Gifel*.

A movimentação relativa do fluido não deve ultrapassar os limites impostos pelo pescador. Assim, há uma certa limitação na orientação do veículo, que não pode, por exemplo, ser virado para baixo.

Outro inconveniente do uso de cilindros com pescadores é o fato de que o mergulhador deve ter seus próprios cilindros, já preparados com o pescador, indo assim contra a praticidade de se poder alugar um cilindro comum. Além disto, deve-se tomar o cuidado de se montar o cilindro sempre na mesma posição, de forma que o tubo pescante ficasse voltado para cima. Isto pode ser conseguido fazendo-se uma marcação no cilindro, para se saber qual a posição correta.

No entanto, conclui-se que são viáveis as opções tanto para funcionamento com ar, como com CO₂.

A solução n° 1 para funcionamento com CO₂ implica no seguinte problema:

O mergulhador deveria utilizar as duas mãos para controlar o aparelho, pois ele deve controlar duas válvulas (a reguladora de fluxo e a de fechamento), ou então ter que soltar a manopla para fechar a outra válvula. Isto causaria complicações na operação, uma vez que o mergulhador deve ter uma mão disponível para realizar as compensações de pressão durante o mergulho, como foi esclarecido por instrutores de mergulho entrevistados.

Logo, dentre as opções para uso com CO₂ foi escolhida a opção n° 3 - cilindro com pescador, e reguladora de fluxo antes do motor.

A solução com ar também é viável, como se pode verificar.

As duas soluções viáveis têm seus pontos positivos e negativos, um em relação ao outro:

PONTOS POSITIVOS - Ar	PONTOS POSITIVOS - CO₂
<i>maior facilidade de recarga</i>	<i>maior autonomia por cilindro</i>
<i>maior afinidade com os equipamentos de mergulho</i>	<i>maior capacidade de compactação</i>
<i>simplificação do circuito</i>	
<i>utilização de cilindros convencionais</i>	
<i>menor preço</i>	
<i>menor consumo mássico</i>	

Nos próximos capítulos serão detalhadas as duas soluções viáveis, analisando-se cada componente.

III.9. Cilindros

Os aspectos relevantes a serem considerados no tangente a cilindros são:

– Adequabilidade ao ambiente marinho

A gama de cilindros analisada pode ser dividida em dois grandes grupos: os cilindros convencionais de uso geral e os cilindros específicos para mergulho. De imediato se tem indícios de que, de acordo com o uso a que o veículo se destina, os cilindros do segundo grupo seriam os mais adequados.

De fato, os cilindros próprios para mergulho apresentam algumas vantagens importantes:

- Apresentam revestimento interno e externo anti-corrosivo (zincagem a eletrolítica e pintura polimérica).
- São mais facilmente transportáveis.
- Seu uso e manutenção já é bastante conhecido pelos mergulhadores em geral.
- Permitem o acoplamento de adaptadores, válvulas e conexões específicas para mergulho, além dos elementos da pneumática convencional.

- A flutuabilidade destes cilindros acompanha a característica ligeiramente negativa que o equipamento como um todo deve apresentar. Especificamente os cilindros de aço-liga (cromo-molibdênio) apresentam um comportamento bastante desejável: a variação na flutuabilidade entre os estados cheio e vazio não é muito significativa, não submetendo o mergulhador a flutuabilidades positivas. Tanto cheio como vazio, um cilindro de aço tem sua flutuabilidade negativa, sendo que quando vazio ele é menos negativo. Isso já não ocorre com os cilindros de alumínio, que chegam a mostrar uma variação de até 2 kilogramas-força entre os estados limite. Quando vazio, o cilindro de alumínio tem uma flutuabilidade consideravelmente positiva, partindo de uma flutuabilidade ligeiramente negativa quando cheio. Na tabela 27 pode-se observar os valores de flutuabilidade de diversos cilindros vazios. Tais valores se encontram na última coluna (*Buoyancy*).

Genesis System & Aluminum Tank Order Numbers

MODEL NO	SERVICE PRESSURE (PSI)	CAPACITY (U.S. FT ³)	OUTSIDE DIAMETER (IN)	LENGTH (IN)	WEIGHT (LBS)	BUOYANCY (LBS EMPT)
<i>Genesis System</i>						
ST0120	3500	120.0	7.25	27.9	38.0	+1.0
ST0100	3500	100.1	7.25	23.9	33.6	0.0
ST0080	3500	80.6	7.25	19.7	27.0	-1.0
ST0065	3500	65.0	7.25	15.8	24.0	-1.5
<i>Aluminum</i>						
AL0080	3000	77.4	7.25	21.0	31.7	+0.5
AL0063	3000	63.0	7.25	21.8	27.9	+2.5
AL0050	3000	48.5	6.9	19.0	15.4	+1.4
AL0030	3000	30.0	4.87	21.8	11.8	+1.1
AL0015	2015	15.7	4.4	16.5	5.4	+1.7
AL0013	3000	13.3	4.4	12.9	5.8	+0.7
AL0006	3000	6.0	3.2	11.17	2.7	N/A

Buoyancy measured empty in sea water without valve

Tabela 27 - Flutuabilidade de Cilindros Vazios

– Capacidade X Massa X Dimensões

Considerando-se os aspectos funcionais e estruturais, observa-se que há um compromisso entre o quesito capacidade e os quesitos massa e dimensões.

Através das análises anteriores, nota-se que a autonomia do veículo é função preponderante da capacidade dos cilindros ou acondicionadores. Por outro lado sabe-se também que a massa total do veículo não deve extrapolar certos limites, pois haveria assim sérios problemas de transporte fora da água. As dimensões totais, similarmente, não podem ultrapassar certos valores, acarretando caso contrário problemas de transporte dentro e fora d'água, além do aumento da força de arrasto hidrodinâmico.

A tabela abaixo traz de forma condensada as especificações de alguns modelos de cilindros existentes:

	mono 10 supra (mergulho)	mono 18 supra (mergulho)	B20 aço (convencional)	B20 alumínio (convencional)
capacidade (l)	10	18	20	20
capacidade free air (l)	2000	3960	3000	4000
massa (Kg)	13	23.5	36.2	23
material	aço-liga	aço-liga	aço-liga	alumínio
pressão trab. (bar)	200	220	150	200
diâmetro (mm)	171	215	225	193
altura (mm)	670	750	712	1050

cilindros de mergulho - marca *Technisub / Supra*

cilindros convencionais - marca *Alphagaz*

Há também o fato de que um cilindro de alumínio, para ter a mesma capacidade volumétrica que um certo cilindro de aço, deve ter suas dimensões consideravelmente maiores. Isto se deve à menor resistência do alumínio em relação ao aço, o que exige paredes mais grossas, e consequentemente, dimensões externas maiores.

Pelos aspectos de fluabilidade abordados anteriormente, somados à estas considerações sobre as dimensões, chega-se a conclusão que os cilindros de aço são mais apropriados para o presente projeto, excetuando-se pela incompatibilidade do aço com o ambiente marinho. Este último problema é contornado utilizando-se os cilindros para mergulho, que possuem revestimento protetor.

Quantidade de Cilindros

Neste ponto deve-se atentar para o capítulo sobre o motor pneumático, onde se encontram os valores de consumo de ar e CO₂ para as diversas velocidades e profundidades (Mapa de Mergulho), e os cálculos de autonomia do PROSUB.

Existem duas limitações quanto ao uso de diversos cilindros:

- Peso excessivo fora d'água;
- Espaço físico ocupado / dimensões totais do veículo.

Quanto aos aspectos relacionados à **massa total do veículo**, algumas considerações devem ser feitas:

- massa total projetada para o sistema

Opção com ar:

$$47 \text{ (2 cilindros)} + 9,8 \text{ (ar)} + 5* \text{ (estrutura+sistema)} = 61,8 \text{ Kg}$$

Opção com CO₂:

$$47 \text{ (2 cilindros)} + 24,6 \text{ (CO}_2\text{)} + 10* \text{ (estrutura+ sistema)} = 81,6 \text{ Kg}$$

*obs: valores estimados.

- os cilindros devem ser transportados em carrinhos apropriados separadamente do veículo, como representado na figura 28.
- a estrutura do propulsor deve prover alças de sustentação para transporte
- um homem médio é capaz de carregar 35 Kg por um curto espaço, sobretudo se houver apoios auxiliares, sem maiores dificuldades

Uma das regras de mergulho é sempre se mergulhar em pelo menos duas pessoas, sendo que há a necessidade de mais uma pessoa para ficar no barco. Portanto sempre haverá pelo menos duas pessoas para colocar o PROSUB na água.

Assim sendo, como a montagem dos cilindros na estrutura será feita somente instantes antes do mergulho, no interior da embarcação, conclui-se que é viável a concepção com dois cilindros, no que tange ao aspecto peso.

Conclusões

Com base nos valores calculados para a autonomia do equipamento na seção III.3 - O Motor Pneumático, e nas considerações feitas no presente capítulo a respeito de peso, compatibilidade com o ambiente marinho, capacidade volumétrica e dimensões, a solução se encaminha para a utilização de dois cilindros tipo mono 18 da marca *Technisub* ou similar, específico para finalidades de mergulho, tanto na opção para funcionamento com ar como para funcionamento com CO₂.

Nas figuras 29 e 30 pode-se ver os cilindros da marca *Technisub*. Há também uma tabela contendo valores de peso, pressão de trabalho, pressão de teste, capacidade volumétrica de ar a condições de *free air*, volume do cilindro, bem como as principais dimensões (diâmetro e altura) e espessura da parede para os diversos modelos disponíveis.

Para o modelo Mono 18 selecionado, tem-se:

Volume (L)	Capacidade (L free air)	Peso (Kg)	Material	Pressão de Trabalho (bar)	Pressão de Teste (bar)	Pressão de Ruptura (bar)	Diâmetro (mm)	Altura (mm)	Espessura (mm)
18	3960	23,5	aço liga	220	330	550	215	750	5,5

Estes cilindros recebem um depósito eletrolítico de zinco e uma camada de pintura polimérica, para protegê-los da ação corrosiva da água do mar.

III.10. Válvulas

Há, basicamente, 4 tipos de válvulas envolvidas no projeto, que serão analisadas a seguir:

1. Válvula de fechamento

As válvulas de fechamento, também conhecidas por válvulas do cilindro, "torneiras" ou registros, são rosqueadas ao cilindro. A denominação válvula K também é bastante utilizada, quando se trata de cilindros de mergulho.

Sua função é basicamente de habilitar ou desabilitar o fluxo, sendo considerada um elemento do tipo *on-off*. Como tal, considera-se que imponha perda de carga desprezível, caracterizando passagem livre. Esta característica é bastante conveniente, visto que a disponibilidade de energia é uma variável crítica no problema.

É previsto que seja atuada instantes antes do mergulho, oferecendo maior segurança aos mergulhadores quando do transporte e manuseio do equipamento.

Por ser um elemento que acompanha o cilindro na compra, não há necessidade de seleção. A seleção do cilindro automaticamente define o tipo de válvula de fechamento, que será conveniente para os propósitos do projeto. Esta válvula possui ainda uma outra saída para o acoplamento de um manômetro, o que é de extrema importância para o controle da quantidade de ar disponível ainda no cilindro.

Uma representação da válvula "K" pode ser vista nas figuras 31 e 32.

A válvula que será utilizada no equipamento é a válvula K da *Technosub*, que acompanha o cilindro.

2. Válvula reguladora de pressão

Este elemento é o responsável pela redução e regulação da pressão de admissão, em primeiro estágio.

Conforme especificações de projeto, deve ser pré-estabelecido o valor de regulação antes do mergulho, de acordo com as condições de profundidade, velocidade e disponibilidade energética.

Possui função de limitar a pressão de admissão, reduzindo-a a valores compatíveis com o motor pneumático.

Uma boa *performance* de regulação do fluxo e pressão de ar se inicia no primeiro estágio. É importante que a pressão na linha à jusante mantenha-se o mais constante possível, independentemente de variações à montante. Variações na saída do primeiro estágio exercem profunda influência na *performance* total do sistema. Para isto, deve-se produzir uma vazão e pressão constantes, enquanto a pressão do cilindro se reduz.

Por não apresentar restrições quanto à forma construtiva, a escolha recai sobre uma válvula reguladora de pressão tipo "primeiro estágio", utilizada nos sistemas reguladores para mergulhos, que já apresentam compatibilidade com o ambiente marinho.

Existem basicamente dois tipos de válvulas reguladoras de primeiro estágio: pistão e diafragma, sendo que o pistão pode ser simples ou balanceado.

As válvulas de pistão simples são compostas por uma única parte móvel, o pistão. Um desenho esquemático deste tipo de válvula pode ser visto na figura 33, e um corte pode ser visto na figura 34. A medida que a pressão no cilindro cai a perda de carga diminui proporcionalmente, de forma que a pressão de saída se mantenha constante. A regulação é efetuada por esta válvula através do equilíbrio de forças, onde atuam, além da alta pressão do cilindro, a pressão exercida por uma mola somada à pressão ambiente. Com este sistema garante-se que a pressão de saída estará sempre regulada no valor da pressão ambiente, acrescida da pressão exercida pela mola.

Este efeito é muito desejável, pois assim se garante que o diferencial de pressão entre a entrada do motor e o ambiente estará sempre constante, independentemente da profundidade, eliminando assim possíveis variações de velocidade oriundas de variações de profundidade. Este fato vem de encontro à necessidade de se computar a pressão ambiente como variável de entrada do sistema, sem que o operador tenha que atuar de forma a compensar tais variações.

As válvulas reguladoras de pistão balanceado se diferenciam do modelo de pistão simples por duas características básicas.

Primeiramente, o movimento do pistão não é afetado pela alta pressão. Esta característica melhora substancialmente o aspecto de constância do fluxo à jusante.

Além disso, os valores de vazão são consideravelmente incrementados, pois o ar pode fluir por um canal mais largo na haste do pistão.

As válvulas do tipo diafragma são mais sofisticadas e caras. Elas são significativamente mais estáveis que as válvulas de pistão balanceado, sendo utilizadas em condições mais extremas, quando há a necessidade de um rigoroso controle da pressão. Estas válvulas exigem também uma maior manutenção que as válvulas de pistão.

Para o propósito deste projeto, a válvula de pistão balanceado é a mais indicada, devido às vantagens que apresenta em relação a de pistão simples, e ao menor custo relativo à válvula de diafragma.

O modelo de válvula reguladora de pressão selecionado dentre os vários fabricantes foi o *Maximus*, da marca *Sherwood*. Trata-se de uma válvula reguladora de pressão de pistão balanceado, sem contato direto com a água (vide esquema da figura 35 e a válvula na figura 36). Esta válvula se destaca das demais válvulas de primeiro estágio, por permitir que seja feita uma regulação na pressão da mola, cobrindo-se uma pressão regulada de 0 a 17 bar, de forma simples, bastando que o operador rosqueie a manopla (manopla metálica - figura 37).

A outra manopla que pode ser observada na mesma figura (manopla preta de plástico) serve para se fixar esta válvula na válvula K do cilindro, o que dispensa o uso de um duto de conexão entre estas válvulas. A faixa de pressões coberta por esta válvula inclui a faixa de pressões necessárias para que o equipamento se comporte como foi especificado no mapa de mergulho. A válvula possui ainda duas saídas de alta pressão com rosca fêmea de $\frac{1}{2}$ ", onde pode ser acoplado um manômetro, e duas saídas de baixa pressão, para levar o gás aos outros componentes do sistema. As saídas de baixa pressão são roscas fêmeas de $\frac{3}{8}$ ".

Esta válvula regula pressões para vazões de até 2000 l/min ($70 \text{ ft}^3/\text{min}$), vazão suficiente para os valores necessários para o controle de velocidades (vide Capítulo III.5 - Sistema de Controle e Capítulo III.3 - O Motor Pneumático).

Na figura 38 pode-se ver também um esquema em corte da válvula *Maximus*.

Como se pode concluir, não é este elemento o responsável pelo controle de velocidades do PROSUB. Para se realizar tal controle será utilizada uma válvula reguladora de fluxo.

Na opção com CO_2 , além deste primeiro estágio, é necessário um segundo estágio de redução de pressão, antes ainda da regulação do fluxo. Foi selecionada para esta função a válvula reguladora de pressão da marca *Festo Pneumatic* modelo LR-3/8-S-B, com um manômetro do tipo MA-50-16. Este conjunto pode ser observado na figura 39. Esta válvula possui conexões de $\frac{3}{8}$ ", permitindo uma vazão nominal de 3250 l/min, valor compatível com as vazões envolvidas no projeto. A pressão máxima primária não deve exceder 14 bar. O corpo desta válvula é feito em poliamida, e as gaxetas em borracha nitrílica, trabalhando normalmente entre temperaturas de -10°C a $+60^\circ\text{C}$, sendo assim compatível com o projeto.

3. Válvula reguladora de fluxo

Esta válvula será a responsável pelo controle de velocidades do veículo, atuando sobre o fluxo à montante do motor.

Alguns aspectos relevantes sobre a seleção são explanados abaixo.

1. Acionamento simples: é desejável que a movimentação relativa do operador sobre o veículo não ultrapasse os limites aceitáveis de ergonomia, como aconteceria no caso de se exigir o giro de uma rosca em várias voltas, por exemplo.
2. Acionamento rápido / operações frequentes: está previsto o funcionamento em regime variável, incluindo diversas paradas no sistema. Desta forma, o sistema deve responder rapidamente aos comandos do operador, permitindo transitórios curtos.
3. Baixa pressão diferencial / passagem livre: é também desejável que o sistema apresente uma baixa perda de carga, problema muito comum em alguns tipos de válvulas.
4. Regulagem: a regulagem deve ser rápida, mas não requer, contudo, grandes precisões. Deve cobrir uma faixa extensa de vazões - 40 a 900 l/min - sem comprometer as especificações de conforto e ergonomia. É muito importante salientar que o controle de vazões deve possuir um caráter o mais linear possível, para que a vazão varie de forma proporcional ao movimento do operador. Tal linearidade não é observada em muitas válvulas. A consequência desta não linearidade nestes casos é que para pequenas aberturas da válvula obtém-se uma grande variação da vazão, variação esta que diminui conforme a abertura da válvula se torna maior, dificultando assim o controle de velocidades pelo operador.

Diante dessas assertivas, tem-se que, dos tipos construtivos que permitem alguma regulação, alguns não as satisfazem.

Válvulas agulha e globo apresentam um elevado coeficiente de perda de carga.

Válvulas diafragma não permitem operações frequentes.

Válvulas mangote não permitem acionamento rápido.

Válvulas esfera ou macho têm dificuldades em controle de fluxo, pela geometria de seus obturadores.

Dentre as válvulas industriais genéricas a que mais se aproxima das especificações é a válvula tipo **borboleta**. Executam regulagem satisfatória, são leves, ocupam pouco espaço e tem grande capacidade de vazão. Os anéis da sede podem ser não-metálicos e todas as partes em contato com fluido podem ser revestidas, no sentido de garantir a compatibilidade de materiais.

A outra alternativa é uma **válvula de controle de vazão**. Este elemento atua por meio do posicionamento relativo de uma peça móvel, que obtura a área livre de passagem. A grande dificuldade a superar é o elevado número de voltas que estas válvulas comumente necessitam para alteração de regulagem. Para se superar tal problema pode eventualmente ser projetada uma redução por engrenagens, onde o mergulhador atuaria, através de uma manopla, sobre uma coroa e um pinhão acoplado ao parafuso da válvula realizaria um número de voltas maior que o movimento do operador.

Fica então selecionada a válvula tipo borboleta da marca *Liess*, modelo VB-3/8", fabricada totalmente em aço inoxidável. Ela garante acionamento rápido e perfeita estanqueidade. Sua classe de pressão é de 10 bar, e impõe uma baixa perda de carga. Esta válvula pode ser vista na figura 40. Esta válvula necessita de apenas $\frac{1}{4}$ de volta para ser alternada entre os estados totalmente aberto e totalmente fechado, garantindo uma facilidade de variação de velocidades do propulsor.

4. Válvula de retenção

O elemento de retenção se faz necessário para evitar refluxos.

Foi selecionada a válvula de retenção da empresa Festo Pneumatic, código 11691, tipo H-1/2-B, que trabalha em uma faixa de pressões de 0,4 a 12 bar, permitindo uma vazão nominal de 5800 l/min, e possui roscas de 1/2 ". Pode-se também utilizar o modelo de código 11690, tipo H-3/8-B, que trabalha na mesma faixa de pressões, permitindo uma vazão de até 2300 l/min, possuindo roscas de 3/8 ". Esta válvula pode ser fornecida em poliamida reforçada com fibra de vidro, ou em ZAMAC, sendo que em ambos os casos o material é compatível com o meio a que o equipamento será submetido. Estas válvulas exercem uma baixa perda de carga no sistema, garantindo uma boa estanqueidade quanto aos refluxos.

III.11.Mangueiras e Conexões

Devem ser analisados todos os componentes do sistema e suas conexões para a seleção de mangueiras e conexões adequadas:

Motor

Segundo as especificações do fabricante, as dimensões das mangueiras e conexões utilizadas no motor devem ser as seguintes:

Rosca de conexão de entrada (BSP)	Rosca de conexão de saída (BSP)	Diâmetro da mangueira de entrada (mm)	Diâmetro da mangueira de saída (mm)	Comprimento máximo da mangueira (m)
1/8 "	1/8 "	8,0	13,0	5,0

Vide figura 41.

Deve-se tomar o cuidado ao se selecionar as mangueiras adequadas ao motor, pois se as vazões comportadas pelas mangueiras forem de valor inferior à vazão pelo motor, haverá grandes perdas de carga na linha, o que reduz a potência e aumenta o consumo de ar.

De acordo com o catálogo de motores da *Atlas Copco* , a máxima vazão passando pelo motor é de 5,3 L/s. Deve-se então selecionar mangueiras que permitam este valor de vazão com baixas perdas de carga.

A *Atlas Copco* fabrica também mangueiras para utilização em linhas de ar. Segue-se uma tabela para mangueiras de PVC da *Atlas Copco* onde se encontram dados sobre os valores de vazão e pressão para os diversos diâmetros (vide figura 42). Nesta figura existe também uma tabela para mangueiras de borracha. Tanto as mangueiras de PVC como as de borracha podem trabalhar nas condições à que o equipamento se destina, porém como as mangueiras de PVC são mais leves, optou-se por estas para a linha de ar após a válvula reguladora de fluxo, bem como para a linha de CO_2 após o segundo estágio de redução de pressão:

MODELO	ϕ interno (mm)	ϕ interno (polegadas)	ϕ externo (mm)	Pressão máxima de serviço (bar) ^a	Vazão máxima (L/s) ^b
PVC 03	3,2	1/8	7	20	0,7
PVC 05	5	3/16	9	18	2,1
PVC 06	6,3	1/4	11	18	4
PVC 08	8	5/16	12	18	7,5
PVC 10	10	3/8	14	14	13
PVC 13	12,5	1/2	18	13	21
PVC 16	16	5/8	22	12	43
PVC 20	19	3/4	25	12	75
PVC 25	25	1	32	11	125

a. Faixa de temperaturas de trabalho: -25°C a $+60^{\circ}\text{C}$. Com um fator de segurança de 3 para uma temperatura de 20°C ;

b. A perda de carga será de 0,2 bar em uma mangueira de 5,0 m incluindo-se dois *nipples*, e para uma pressão de entrada de 7bar, e saída de 1 bar.

Pela tabela acima, pode-se constatar que o diâmetro interno das mangueiras deve ser no mínimo de 5/16", para a vazão necessária ao bom funcionamento do motor.

Por conveniência, serão utilizadas as mangueiras para sistemas de mergulho sempre que possível, uma vez que são fabricadas para trabalhar em condições semelhantes às do projeto. Portanto, na linha entre o cilindro e a válvula reguladora de fluxo serão utilizadas tais mangueiras.

Foram consultadas as marcas *SCUBAPRO*, *PULSAR* e *US DIVERS*, e as seguintes informações foram obtidas:

Segundo os fabricantes *PULSAR* e *US DIVERS*, foram obtidos os seguintes valores para as mangueiras de baixa pressão:

- Pressão de trabalho: máxima de 30 bar/435 PSI. Este valor é compatível com o valor de pressão intermediária estabelecido.
- Diâmetro interno: pode ser de 6,3 ou 8,0 mm (*PULSAR*) ou ainda 1/2" ou 3/8" (*US DIVERS*).

Estas mangueiras possuem características compatíveis com o escoamento e podem ser observadas na figura 43.

Optou-se por selecionar as mangueiras da *SCUBAPRO*, tanto as de alta pressão, como as de baixa, que podem ser observadas na figura 44.

Segundo a *SCUBAPRO*, tem-se as seguintes informações:

- Mangueiras de baixa pressão (LP):
Pressão máxima de operação: 27,6 bar (400 PSI).
- Mangueiras de alta pressão (HP):
Pressão máxima de operação: 276 bar (4000 PSI).

Estas mangueiras possuem diâmetros internos de 3/8" ou 7/16", que segundo a tabela da *Atlas Copco* são compatíveis com os valores de vazão requeridos pelo motor.

Selecionou-se então as seguintes mangueiras, levando-se em conta também o fato de que o fabricante possui tais mangueiras para venda separadamente do conjunto de válvulas:

- Mangueira de Alta Pressão: SCUBAPRO modelo 01-033-XXX - Standard H.P., onde XXX é o comprimento desejado em polegadas. Este valor será decorrente do arranjo físico que será estudado posteriormente. As conexões para esta mangueira são: uma rosca macho numa das extremidades e uma fêmea na outra, sendo que os conectores podem ser de 3/8" ou 7/16". Esta mangueira será utilizada apenas para a medição da pressão do cilindro, fazendo uma tomada de pressão para o manômetro, para as duas opções de fluido de trabalho.

- Mangueira de Baixa Pressão: SCUBAPRO modelo 01-300-XXX - Standard L.P. Superflow. Uma das extremidades possui uma rosca macho modelo 01-050-35, e a outra uma rosca fêmea modelo 01-050-375, para conexões. Esta mangueira será utilizada entre o primeiro estágio e a válvula reguladora de fluxo na opção a ar e entre o primeiro estágio e o primeiro trocador de calor na opção a CO₂.

É importante salientar que se pode utilizar os adaptadores e plugues da própria SCUBAPRO para se obter os valores de diâmetro das roscas ou de 7/16" ou de 3/8". Estes adaptadores podem ser vistos na figura 45. Existem também outros tipos de adaptadores que podem ser utilizados convenientemente.

Os diâmetros internos das mangueiras são de 3/8" para as de baixa pressão e 7/16" para as de alta pressão.

- Mangueiras de PVC: Atlas Copco modelo PVC 10, nº de pedido 8202040906. Utilizadas entre a válvula reguladora de vazão e o motor, entre o motor e a válvula de retenção nas opções de funcionamento com ar e CO₂.

Para a opção de funcionamento com CO₂ devem ser analisados ainda outros trechos da linha:

- Trocador nº1 - segunda válvula reguladora de pressão: pode-se utilizar a mangueira tipo PVC 10 da *Atlas Copco*, porém deve-se utilizar um adaptador de 3/8" para 1/2", que é a medida da conexão do trocador de calor.
- Segunda reguladora de pressão - Trocador nº2: neste trecho também será utilizada a PVC 10, utilizando-se um adaptador de 3/8" para 1/2" na extremidade do trocador de calor.
- Trocador nº2 - válvula reguladora de vazão: idem item anterior.
- Reguladora de vazão - motor: PVC 10 com conectores de 1/8" e 3/8".
- Motor - 3º Trocador: PVC 10 com conectores de 1/8" e 1/2".
- 3º Trocador - válvula de retenção: PVC 10 com conectores de 1/2" e 3/8".

Eventuais ajustes nas conexões (através de adaptadores) devem ser feitos de modo a compatibilizar todos os elementos.

Para se realizar a conexão entre os dois cilindros e o sistema, deve-se utilizar uma conexão do tipo "T", com duas entradas e uma saída. Como estas conexões serão feitas com os dutos, as pressões na linha devem ser compatíveis com as pressões admissíveis por eles, portanto deve haver um redutor de pressão (primeiro estágio) imediatamente após cada um dos cilindros. Uma outra opção seria a utilização de mangueiras de alta pressão até o "T" e logo após este, uma redutora de pressão tipo primeiro estágio. Esta segunda opção é menos onerosa, logo foi a escolhida:

- Linhas cilindros - conexão "T": Mangueiras de alta pressão SCUBAPRO modelo 01-033-XXX - Standard H.P., onde XXX é o comprimento desejado em polegadas.

Válvulas

As válvulas reguladoras de pressão do tipo primeiro estágio de mergulho possuem, em geral, roscas de 7/16 " ou 1/2" para alta pressão e roscas de 3/8" para a baixa pressão, sendo que adaptadores podem ser conectados de modo a compatibilizar as conexões com os dutos ou outros elementos.

Da mesma maneira, as válvulas reguladoras de vazão e de retenção podem possuir diversos diâmetros de rosca, cabendo selecionar a que melhor se adaptar à linha, no que diz respeito às vazões e pressões de trabalho.

Manômetro

É importante que o mergulhador controle a pressão do gás no cilindro, para que ele saiba qual a quantidade de gás restante, e saber assim quanto lhe resta de autonomia. É importante também que haja um manômetro após o primeiro estágio, pois uma vez que se pode alterar o valor da pressão intermediária, deve-se saber qual o valor de pressão regulado, de forma que se possa proceder de um planejamento de mergulho, como mencionado anteriormente. Se o mergulhador não pretende ir além de certa velocidade e profundidade, ele pode regular uma certa pressão após o primeiro estágio diferente do valor máximo, que cause menor perda de carga nos componentes, resultando assim em uma maior autonomia.

Os manômetros selecionados são da marca *Sherwood*, modelo *Source*, e podem ser vistos na figura 46. As válvulas selecionadas já possuem saídas onde podem ser acoplados os manômetros de forma a se ler os valores de pressão. Esta ligação será feita utilizando-se mangueiras como as especificadas no item anterior, sendo que as ligações com o manômetro medidor da pressão do cilindro deve ser feita com mangueiras de alta pressão, e com o medidor da pressão intermediária pode ser feita com mangueiras de baixa pressão.

Conexões

Para se fazer as conexões entre os vários elementos pode-se utilizar conexões em latão, como se pode observar no catálogo da *Metalúrgica Detroit*, em anexo.

III.12.Aspectos Estruturais

Para se chegar a um projeto de estrutura satisfatório, deve-se considerar os seguintes fatores:

1. Adequabilidade para uma acomodação racional de todos os elementos do sistema propulsivo: o espaço interno deve comportar todos os componentes da forma mais compacta possível, para que as dimensões do equipamento fiquem adequadas às especificações de projeto. Deve-se facilitar o acesso aos componentes para manutenção e troca de cilindros.
2. Aspectos estruturais: resistência a impactos, a esforços realizados durante o transporte e às pressões a que o aparelho será submetido.
3. Dimensões: deve-se otimizar o arranjo físico de forma que não hajam espaços inúteis ao veículo.
4. Peso Total do Veículo.
5. Forma: o propulsor deve possuir uma forma o mais hidrodinâmica possível, para que o coeficiente de arrasto hidrodinâmico não seja maior que o projetado. Considerações sobre a forma serão feitas a seguir. O formato e o tamanho do PROSUB devem ser projetados de forma a garantir uma flutuabilidade ligeiramente negativa (entre 650 e 1000 g, conforme pesquisas realizadas com mergulhadores).

As dimensões finais do veículo são as seguintes.

- comprimento total: 800 mm
- largura
 - mínima: 400 mm
 - média: 500 mm
 - máxima: 600 mm

O formato é aproximadamente de gota, com a presença do duto e hélice na cauda. As secções transversais e longitudinais são aproximadamente elípticas, excluindo-se a área reservada ao duto e hélice.

Foram realizadas pesquisas sobre formas de submarinos e outros propulsores subaquáticos, de modo a se projetar algo semelhante ao que já existe, aproveitando seus pontos positivos e que já foram largamente estudados.

Como se pode observar pelas figuras 47 e 48 sobre submarinos, pode-se alterar a eficiência propulsiva do veículo como um todo através de variações no ângulo da "cauda". Esta característica de forma é conhecida como cone de cauda.

A eficiência propulsiva de um veículo subaquático movido por hélice pode ser escrita da seguinte forma:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_H \times \eta_o \times \eta_R$$

onde:

η_H = rendimento hidrodinâmico devido ao cone de cauda;

η_o = rendimento do hélice;

η_R = rendimento do acoplamento do hélice.

sendo que o valor de η_H é calculado da seguinte maneira:

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-\omega_T}$$

onde:

t = redução na necessidade de propulsão.

ω_T = fator de Taylor.

Estes fatores, por sua vez dependem do ângulo do cone de cauda e do fator (diâmetro do hélice)/(máximo diâmetro do casco), e podem ser obtidos através dos gráficos das figuras 49 e 50.

Como se pode observar na tabela 51, os valores dos rendimentos hidrodinâmico e do acoplamento do hélice têm valores acima de 100 %, logo deve-se ater um grande cuidado à especificação do ângulo do cone caudal, pois os ganhos em eficiência serão consideráveis.

Observando-se o formato de propulsores individuais elétricos existentes no mercado, pode-se observar que estas considerações foram levadas em conta (figura 52).

Para o PROSUB tem-se:

$$\frac{\phi_{\text{hélice}}}{\phi_{\text{máx casco}}} = \frac{300\text{mm}}{600\text{mm}} = 0,5$$

Adotando-se um ângulo de cauda de 50°, tira-se do gráfico 53, que o fator de Taylor é

$$w_T = 0,42$$

E do gráfico 55, tira-se o fator

$$t = 0,16$$

e o rendimento hidrodinâmico será

$$\eta_H = 1,45$$

O rendimento da transmissão do motor ao hélice é de 1,02 pois trata-se de um hélice simples.

Portanto, a eficiência global de propulsão é de:

$$PC = 1,45 \times 1,02 \times 0,59 = 87 \%$$

Através de estudos hidrodinâmicos (referência 2 Hoerner), sabe-se que objetos em forma de "gota" e formatos ogivais reduzem consideravelmente os valores das forças de arrasto. Portanto tentar-se-á imitar tais formatos, de forma que o coeficiente de arrasto hidrodinâmico (C_D) tenha um valor igual, ou abaixo do valor projetado na seção III.1 - Dimensionamento da Propulsão.

Duto ao Redor do Hélice (Nozzle)

Como anteriormente exposto (Seção III.2 - Hélices), os dutos acelerativos (figuras 21 e 23) causam um incremento bastante considerável no rendimento da propulsão por hélice. Logo sua presença é de extrema importância para a propulsão. Outro fator positivo do *nozzle*, é que ele já se configura como uma proteção do hélice, para que objetos estranhos não o danifiquem, além de proteger o mergulhador contra eventuais acidentes.

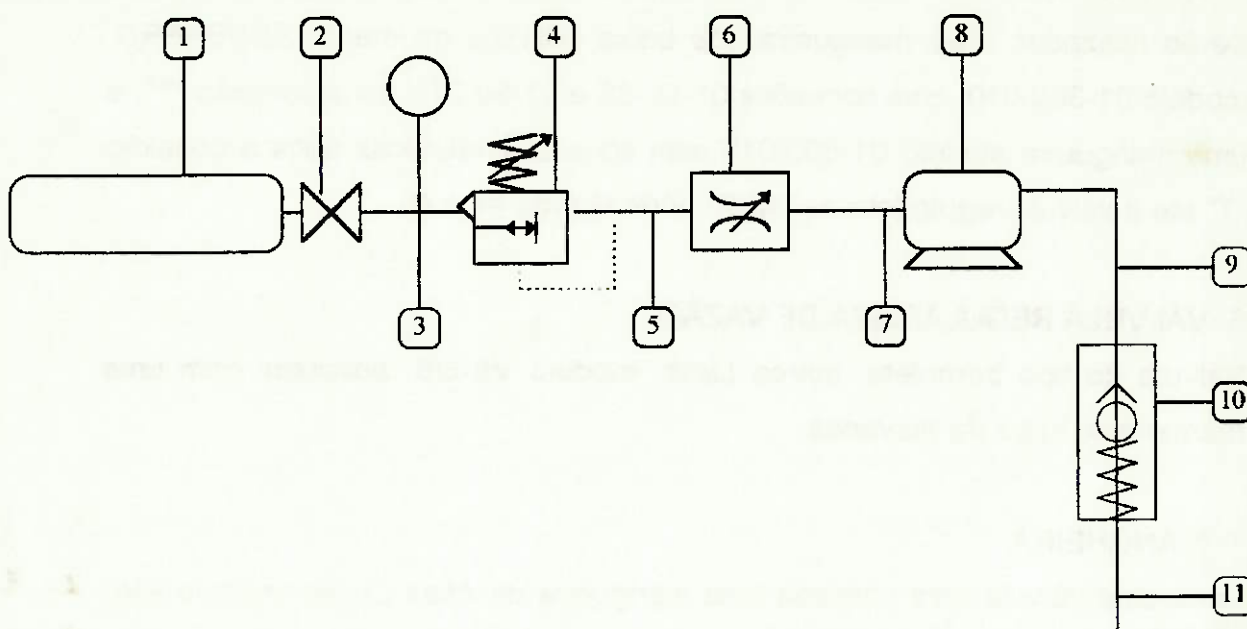
É extremamente vantajoso que o duto acelerativo seja incorporado à estrutura, de forma a não haver a necessidade de fixá-lo posteriormente à mesma.

Quanto ao perfil do *nozzle* foi escolhido o perfil nº 37 da figura 23, que segundo as referências 9 e 10 garante um acréscimo no rendimento de pelo menos 15%, devido ao melhor direcionamento do fluxo de água e conseqüente modificação nos gradientes de pressão e velocidades das partículas fluidas. Com um duto deste tipo, a água que seria normalmente expelida radialmente (perpendicularmente ao movimento) pelo hélice, ou seja sem realizar trabalho, é redirecionada de forma a se aproveitar a energia impelida a estas partículas. Para um aprofundamento maior sobre o assunto, recomenda-se as referências 6 a 10.

Com base nestas considerações foi traçado um primeiro esboço da estrutura, já se atentando para o arranjo físico.

III.13. Definição dos Componentes do Veículo

I. OPÇÃO COM AR



1. CILINDRO

Dois cilindros tipo Mono 18, da marca *Technisub*, conforme figuras 29 e 30

2. TORNEIRA - VÁLVULA K

Uma válvula para cada cilindro, da marca *Technisub* - figura 32- que acompanham os cilindros Mono 18.

3. MANÔMETROS E MANGUEIRAS

Dois manômetros da marca *Sherwood*, modelo *Source*. As mangueiras já acompanham os manômetros, e podem ser facilmente rosqueadas às válvulas K - figura 46.

4. VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESSÃO (1º ESTÁGIO)

Uma válvula da marca *Sherwood* - modelo *Maximus* - após cada cilindro. Figuras 36 e 38.

5. MANGUEIRAS

Serão utilizadas duas mangueiras de baixa pressão da marca *SCUBAPRO*, modelo 01-300-010, com conexões 01-50-35 e 01-50-375 até a conexão "T", e uma mangueira modelo 01-300-015 com conexões idênticas após a conexão "T" até a válvula reguladora de vazão. Vide figuras 44 e 45.

6. VÁLVULA REGULADORA DE VAZÃO

Válvula do tipo borboleta, marca *Liess*, modelo VB-3/8, adaptada com uma manopla no lugar da alavanca.

7. MANGUEIRA

Após esta válvula será utilizada uma mangueira da *Atlas Copco*, modelo PVC 10 com 0,50m de comprimento, segundo a figura 55.

8. MOTOR PNEUMÁTICO

Motor pneumático de palhetas, marca *Atlas Copco* - modelo LZB 22 A011. Vide catálogo em anexo. O hélice será acoplado diretamente ao eixo do motor.

9. MANGUEIRA

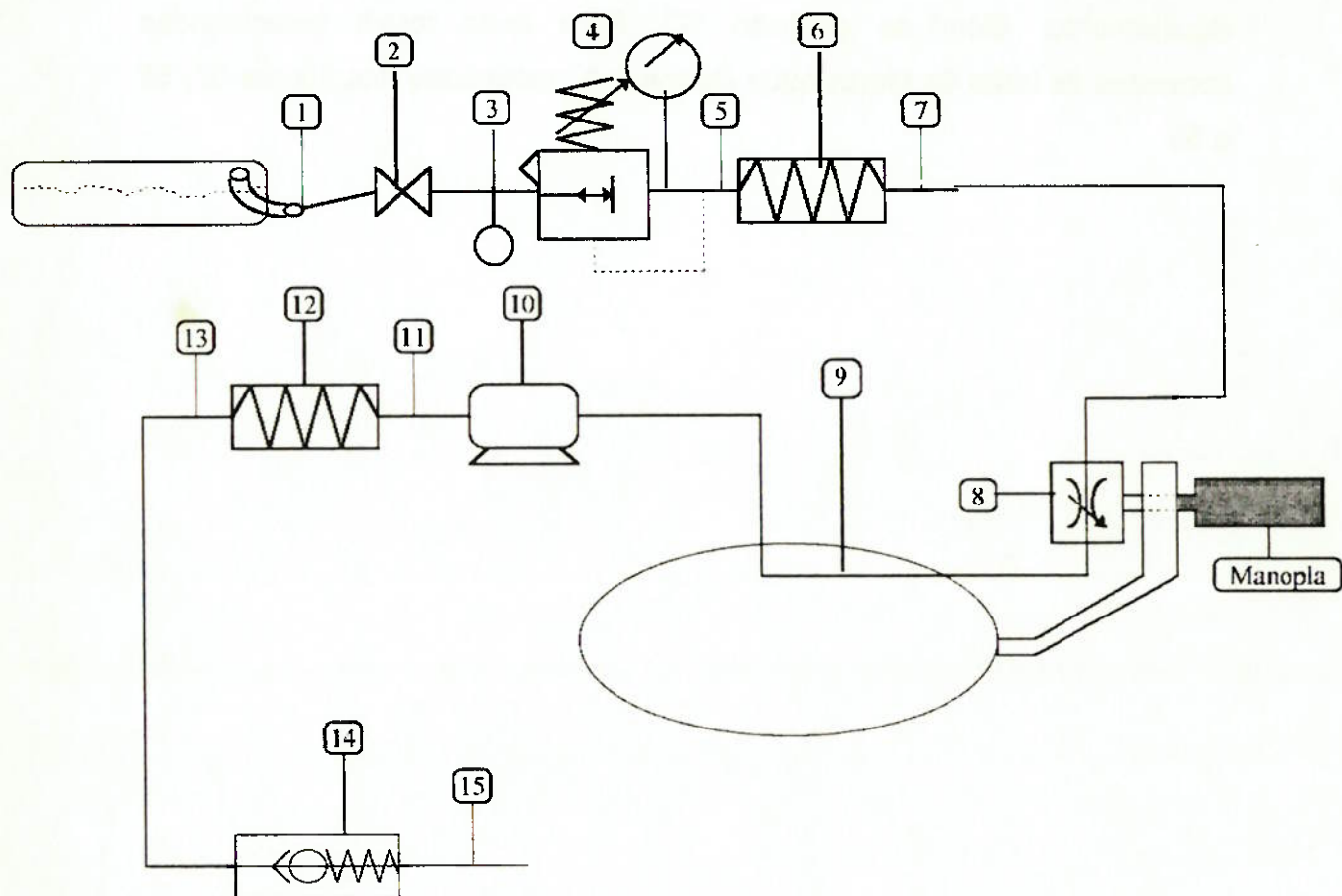
Mangueira marca *Atlas Copco*, modelo PVC 10, com 0,20m de comprimento. Vide figura 55.

10. VÁLVULA DE RETENÇÃO

Marca *Festo Pneumatic*, modelo LR-3/8-S-B, com um manômetro do tipo MA-50-16. Figura 56.

11. CONEXÕES

Está previsto o uso de conexões entre os diversos componentes do equipamento, além da conexão "T". Para tanto foram selecionadas conexões de latão da Metalúrgica *Detroit S.A.*, mostradas nas figuras 57, 58 e 59.

II. OPÇÃO COM CO₂**1. CILINDRO COM PESCANTE**

Dois cilindros marca *Technisub* mono 18, adaptados com tubos pescantes rosqueados internamente ao cilindro.

2. TORNEIRA - VÁLVULA K

Uma válvula para cada cilindro, da marca *Technisub* - figura 32- que acompanham os cilindros Mono 18.

3. MANÔMETROS E MANGUEIRAS

Dois manômetros da marca *Sherwood*, modelo *Source*. As mangueiras já acompanham os manômetros, e podem ser facilmente rosqueadas às válvulas K - figura 46.

4. VÁLVULA REGULADORA DE PRESSÃO (1º ESTÁGIO - Redução de 50bar para 10 bar)

Uma válvula tipo primeiro estágio de mergulho da marca *Sherwood* - modelo *Maximus*. Figura 38.

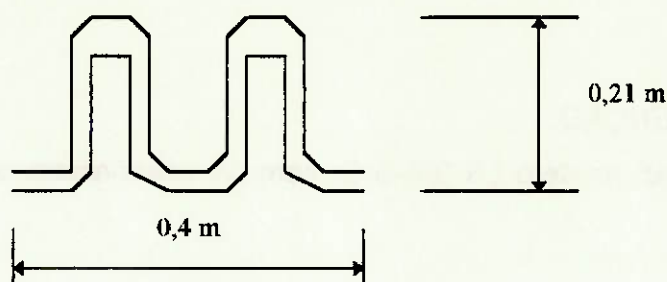
5. MANGUEIRA

Mangueira marca *Atlas Copco*, modelo PVC 10, com 0,2m de comprimento.

Vide figura 55.

6. TROCADOR DE CALOR Nº 1

Tubo de aço inox com 1,24m de comprimento, serpentinado conforme a figura abaixo:



Vide cálculos no Capítulo - Análise para Funcionamento com CO₂ .

7. MANGUEIRA

Modelo PVC 10 da *Atlas Copco*, ligando o segundo estágio ao segundo trocador de calor, com 20cm de comprimento.

8. VÁLVULA REGULADORA DE VAZÃO

Válvula do tipo borboleta, marca *Liess*, modelo VB-3/8, adaptada com uma manopla no lugar da alavanca.

9. MANGUEIRA

Mangueira marca *Atlas Copco*, modelo PVC 10, com 0,20m de comprimento.

Vide figura 55.

10.MOTOR PNEUMÁTICO

Motor pneumático de palhetas, marca *Atlas Copco* - modelo LZB 22 A011. Vide catálogo. O hélice será acoplado diretamente ao eixo do motor.

11.MANGUEIRA

Mangueira marca *Atlas Copco*, modelo PVC 10, com 0,20m de comprimento. Vide figura 55.

12.TROCADOR DE CALOR N° 2

Idêntico aos outros dois trocadores.

13.MANGUEIRA

Mangueira marca *Atlas Copco*, modelo PVC 10, com 0,2m de comprimento. Vide figura 55.

14.VÁLVULA DE RETENÇÃO

Marca *Festo Pneumatic*, modelo LR-3/8-S-B, com um manômetro do tipo MA-50-16. Figura 39.

15.MANGUEIRA

Tipo PVC 10 da *Atlas Copco*, com 0,2m de comprimento.

16.CONEXÕES

As conexões necessárias serão da Metalúrgica *Detroit S.A.*, feitas em latão. Pode-se observar estas conexões nas figuras 57, 58 e 59.

Capítulo IV

Modelamento Teórico

IV.1.Introdução

Este capítulo visa apresentar a metodologia aplicada e os resultados obtidos a partir da análise do circuito de propulsão, com auxílio da Teoria Termodinâmica e do programa MatLab, que proporcionou a implementação das simulações.

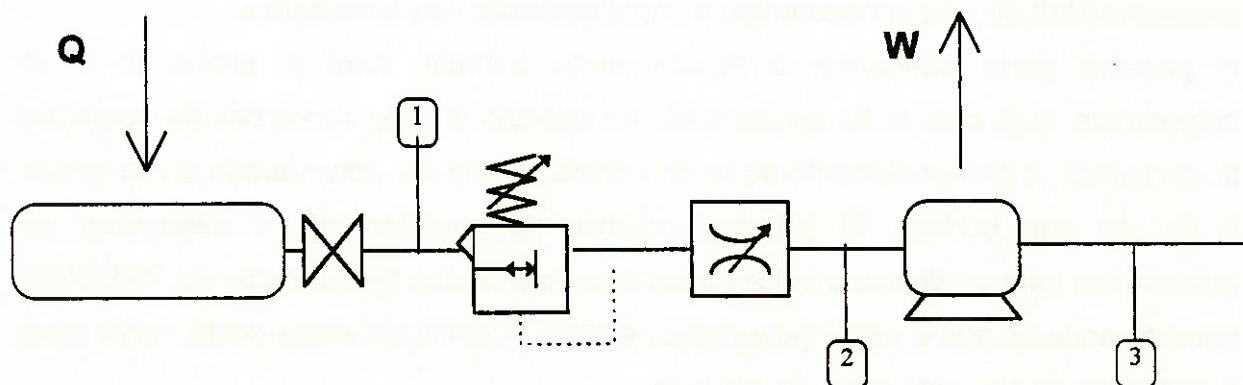
A primeira parte apresenta o modelamento adotado para a propulsão a ar comprimido, cujo circuito foi apresentado no capítulo III. Nas condições de operação do propulsor, o comportamento do ar comprimido pode ser considerado como sendo o de um gás perfeito. O principal objetivo do modelamento é determinar as autonomias para as diversas velocidades e profundidades de utilização do PROSUB, considerando-se que o motor pneumático é ideal. A definição exata deste motor ideal é abordada na segunda parte do capítulo.

Na terceira parte, foi considerada a utilização do gás carbônico como fluido de trabalho alternativo ao ar comprimido, como comentado anteriormente no capítulo III. Neste caso, o comportamento do gás foi modelado a partir das tabelas de propriedades termodinâmicas dos gases.

Os programas em linguagem MatLab desenvolvidos para os modelamentos encontram-se no Anexo II .

IV.2. Propulsão a Ar Comprimido

O circuito utilizado no modelamento está ilustrado abaixo:



Os volumes de controle adotados são :

Vc1 - cilindro;

Vc2 - válvulas reguladoras;

Vc3 - motor pneumático;

O ponto 1 é a saída do cilindro, que se esvazia ao longo do tempo, a partir de uma pressão inicial máxima até uma pressão final que é igual à pressão regulada pela válvula de primeiro estágio.

Devido ao fato de haver uma expansão volumétrica no cilindro, ocorre uma queda na sua temperatura. Consequentemente, aparece uma transferência de calor do meio ambiente para o mesmo.

As três válvulas indicadas na figura são, respectivamente:

- Válvula de fechamento: considerada aberta durante toda a operação, sendo portanto indiferente à modelagem.

- Válvula reguladora de pressão (1ª estágio): Regula uma pressão na saída equivalente a um valor previamente fixo (no projeto, 10 bar) mais a pressão ambiente.

- Válvula reguladora de vazão: corresponde ao controle de velocidade realizado pelo operador, provocando uma queda na pressão na entrada do motor.

Para efeitos de modelagem, consideraremos as duas válvulas reguladoras como sendo apenas uma, sem perda de fidelidade do modelamento.

O ponto 2 é um ponto de interesse por ser a entrada do motor, sendo que sua pressão é determinada pela ação das duas válvulas reguladoras anteriores.

O motor é considerado isoentrópico, isto é, adiabático reversível. Ao passar pelo motor, o ar sofre uma expansão volumétrica, realizando trabalho que é transferido ao eixo. O ponto 3 é a saída do motor, que é despejada no meio ambiente.

HIPÓTESES BÁSICAS

Para possibilitar o equacionamento, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- o ar pode ser considerado como gás perfeito (fator de compressibilidade próximo de 1).
- as energias potenciais gravitacionais envolvidas são desprezíveis.
- as propriedades são uniformes nas seções de escoamento a cada instante.
- as variações de energia cinética no circuito são desprezíveis.

As hipóteses específicas de cada volume de controle são :

Volume de controle 1 - cilindro

- não há realização de trabalho na fronteira do volume de controle.

- não há entradas, e há apenas uma saída.

Volume de controle 2 - válvulas

- não há troca de calor através da fronteira do volume de controle.

- não há realização de trabalho de eixo.

- uma entrada e uma saída apenas (SISO).

Volume de controle 3 - motor

- motor isoentrópico.

- a pressão na saída do motor é a pressão ambiente.

- a temperatura do ar na saída do motor é diferente da temperatura ambiente.

- o trabalho que cruza a fronteira do volume de controle é integralmente fornecido ao eixo do hélice.

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Em todas as equações utilizadas para o modelamento, uma série de conceitos termodinâmicos importantes são abordados. Estes conceitos são resumidos aqui para um maior entendimento do equacionamento que virá a seguir. Uma propriedade denominada específica é uma propriedade dada por unidade de massa.

p - pressão absoluta

T - temperatura (graus Kelvin)

v - volume específico

u - energia interna específica

h - entalpia específica

s - entropia específica

Para determinar um estado termodinâmico, devem ser especificadas duas destas propriedades.

EQUAÇÃO DE ESTADO DO GÁS PERFEITO

A equação de estado de Clayperon, que define o comportamento de um gás perfeito é uma relação muito importante, que pode ser descrita de duas maneiras:

$$pv=RT \quad (I)$$

onde R é uma constante para um gás particular, ou

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2}$$

que define transformações de um gás entre dois estados.

O PROCESSO POLITRÓPICO

Quando um gás realiza um processo reversível no qual pode haver transferência de calor, o processo ocorre de tal maneira que a seguinte relação é válida :

$$p \cdot v^n = \text{constante}$$

A variável n assume diferentes valores de acordo com o tipo de processo pelo qual o gás passa. Alguns valores de n para processos familiares são dados abaixo :

processo isobárico	$n = 0$
processo isotérmico	$n = 1$
processo isoentrópico	$n = k$
processo isométrico	$n = \infty$

A variável k é definida como a razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante :

$$k = \frac{C_{po}}{C_{vo}}$$

Ao se analisar o processo que ocorre no cilindro ao longo do tempo, pode-se perceber que há duas situações limites, entre as quais o processo de expansão do gás deve obrigatoriamente acontecer.

A primeira situação é aquela em que a transferência de calor do meio ambiente para o cilindro é máxima, de forma a manter a temperatura no cilindro constante. Neste caso a expansão é isotérmica ($n = 1$).

A outra situação é aquela em que a transferência de calor é nula, já que não pode haver transferência de calor do cilindro para o meio ambiente (pelo fato do cilindro tender sempre a uma temperatura inferior à do meio ambiente). Isto caracteriza uma expansão adiabática ou isoentrópica ($n = k$).

Consequentemente, o processo de expansão no cilindro é regido por :

$$p \cdot v^n = \text{constante} = \alpha, \quad 1 \leq n \leq k \quad (\text{II})$$

$$\alpha = p_{\text{inicial}} \cdot v_{\text{inicial}}^n$$

LEI DA CONTINUIDADE

A lei da continuidade aplicada a um volume de controle tem a seguinte expressão :

$$\frac{dm_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0$$

Ao aplicar-se esta lei aos três volumes de controle, obtém-se as seguintes relações:

Volume de controle 1

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = -\dot{m}_1 \Rightarrow m_{vc}(t) = m_0 - m_1(t)$$

Volume de controle 2

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Volume de controle 3

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

onde :

$\frac{dm_{vc}}{dt}$ - diminuição da massa de ar no cilindro com o tempo;

$\dot{m}_1$ - vazão mássica na saída do cilindro;

$\dot{m}_2$ - vazão mássica na entrada do motor;

$\dot{m}_3$ - vazão mássica na saída do motor;

Pode-se concluir portanto que a vazão mássica é a mesma em todos os pontos do circuito, desde a saída do cilindro até a saída do motor. A vazão volumétrica no entanto se alterará devido às expansões volumétricas ao longo do circuito.

PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica é expressa por:

$$\frac{d}{dt}Q_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + z_e \cdot g \right) = \frac{d}{dt}E_{vc} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + z_s \cdot g \right) + \dot{W}_{vc}$$

onde :

$\dot{Q}_{vc}$ - calor que cruza a fronteira do volume de controle por unidade de tempo;

$\dot{m}_e$ - vazão mássica em uma entrada do volume de controle;

h_e - entalpia específica na entrada do volume de controle;

v_e - velocidade do fluido na entrada do volume de controle;

z_e - cota na entrada em relação a um referencial arbitrário ;

g - aceleração da gravidade;

E_{vc} - energia total do volume de controle;

$\dot{m}_s$ - vazão mássica em uma saída do volume de controle;

h_s - entalpia específica na saída do volume de controle;

v_s - velocidade do fluido na saída do volume de controle;

z_s - cota na saída em relação a um referencial arbitrário;

$\dot{W}_{vc}$ - potência de eixo que cruza a fronteira do volume de controle;

A Primeira Lei aplicada ao Vc2 resulta em:

$$h_1 - h_2 = \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2}$$

Como a variação de energia cinética é desprezível face a ordem de grandeza das entalpias, chega-se a :

$$h_1 = h_2$$

Ou seja, a válvula é isoentálpica.

A diferença de entalpia entre dois estados pode ser descrita como :

$$\Delta h = C_{po} \cdot \Delta T$$

Logo, se a válvula é isoentálpica, tem-se :

$$T_1 = T_2$$

Para um gás perfeito, a energia interna é função exclusiva da temperatura. Portanto, pode-se afirmar que :

$$u_1 = u_2$$

Sabendo que a entalpia é dada por :

$$h = u + p v$$

chega-se finalmente a:

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 \quad (\text{III})$$

Esta relação será utilizada para calcular a vazão volumétrica na entrada do motor, mais adiante.

Tomando o volume de controle 3, que é o motor pneumático, e aplicando a ele a Primeira Lei da Termodinâmica, chega-se a :

$$w_{vc} = h_2 - h_3$$

onde w_{vc} é o trabalho específico (trabalho por unidade de massa).

Esta relação é equivalente a:

$$w_{vc} = u_2 - u_3 + p_2 \cdot v_2 - p_3 \cdot v_3$$

ou ainda :

$$w_{vc} = C_{vo} \cdot (T_2 - T_3) + p_2 \cdot v_2 - p_3 \cdot v_3 \quad (IV)$$

já que

$$\Delta u = C_{vo} \cdot \Delta T$$

Chamando de β a expansão volumétrica no motor :

$$v_3 = \beta \cdot v_2$$

e lembrando que o processo isoentrópico entre dois estados (no caso, 2 e 3) é regido pela relação :

$$p \cdot v^k = \text{constante}$$

$$(\text{onde } k = \frac{C_{po}}{C_{vo}})$$

pode-se afirmar que

$$\beta = \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Então :

$$T_3 = \beta^{1-k} \cdot T_1$$

Todas estas relações, quando substituídas na equação IV, resultam em:

$$w_{vc} = C_{po} \cdot (1 - \beta^{1-k}) \cdot T_1$$

A potência fornecida ao eixo é dada por :

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m} \cdot w_{vc} \quad (V)$$

O ALGORITMO DE SIMULAÇÃO

Ao unirmos as equações I, II e V, e ainda a definição de volume específico:

$$v_1 = \frac{V_c}{m_{vc}}$$

chega-se finalmente à expressão que fornece o consumo de massa em função da própria massa existente no cilindro a cada instante de tempo, ou seja,

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = - \frac{\dot{W}_{vc} \cdot R}{C_{po} \cdot (1 - \beta^{1-k}) \cdot \alpha \cdot V_c^{1-n}} \cdot m_{vc}^{1-n} \quad (VI)$$

O algoritmo de simulação do sistema de propulsão a ar comprimido consiste em variar a velocidade e a profundidade nas faixas de operação especificadas no projeto:

	mínimo	máximo
velocidade (m/s)	0,2	1,1
profundidade (m)	0	15

Tomando seis pontos de velocidade e seis pontos de profundidade, tem-se 36 diferentes condições de operação. O Mapa de mergulho abordado no capítulo III fornece a potência demandada pelo hélice e a queda de pressão no motor para cada condição de operação, sendo a queda de pressão específica para o motor da Atlas Copco.

O processo de esvaziamento do cilindro ocorrerá até o ponto em que a pressão do cilindro (p_1) iguale a pressão após a válvula reguladora de pressão. Portanto, a condição de contorno é dada por:

$$p_1^{\text{final}} = 10 \text{ bar} + p_{\text{ambiente}}$$

O valor de p_1^{final} , quando substituído na equação II, permite a determinação da massa residual no cilindro após o término do processo.

Assim, substitui-se os parâmetros correspondentes aos 36 diferentes pontos de operação na equação VI, obtendo-se as curvas de consumo de massa de ar e, através destas, as autonomias.

As curvas de consumo de massa, traçadas para cinco processos de expansão (cinco valores de n entre 1 e k), permitem ainda obter as curvas de pressão, volume específico e temperatura para cada condição de operação estudada.

As relações utilizadas para isto são:

$$v_1 = \frac{V_c}{m_{vc}} \quad (\text{VII})$$

$$p_1 = \alpha \cdot V_c^{-n} \cdot m_{vc}^n \quad (\text{VIII})$$

$$T_1 = \frac{\alpha \cdot V_c^{1-n}}{R} \cdot m_{vc}^{n-1} \quad (\text{IX})$$

Os gráficos mostrados nas próximas páginas apresentam os resultados obtidos a partir da simulação. Para tal, foram adotados os seguintes valores numéricos a serem substituídos nas equações VI, VII, VIII e IX:

$$R = 292,7 \frac{J}{\text{kg} \cdot ^\circ K};$$

$$C_{po} = 1004,52 \frac{J}{\text{kg} \cdot ^\circ K};$$

$$k = 1.4;$$

$$V_c = 0,018 \text{ m}^3;$$

$$m_{i \text{ inicial}} = 4,6976 \text{ kg};$$

$$T_{\text{inicial}} = 288^\circ K;$$

$$p_{\text{inicial}} = 22000 \text{ kPa};$$

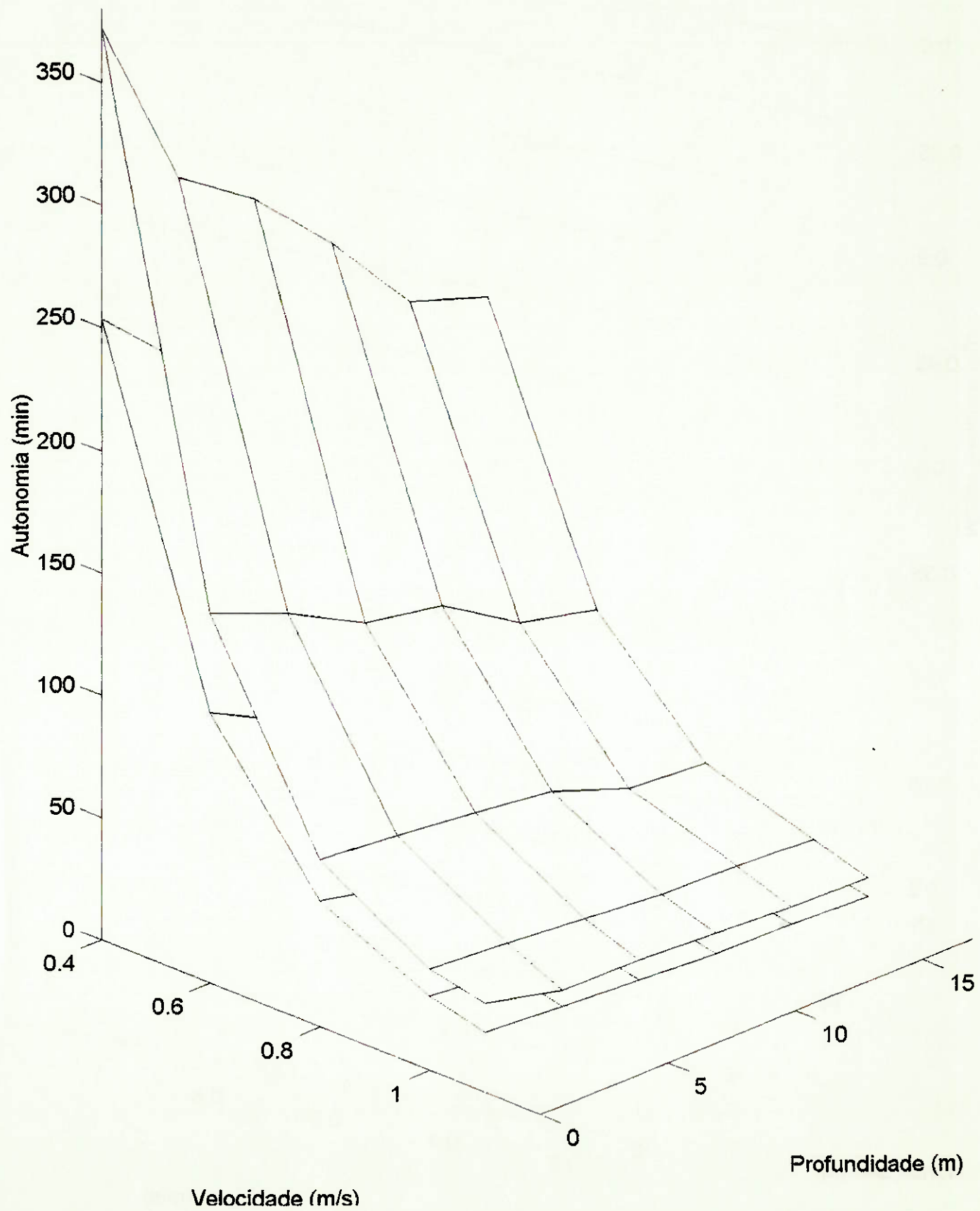
$$V_{inicial} = \frac{0,018m^3}{4,6976kg} = 0,0038317 \frac{m^3}{kg}$$

Nos gráficos de propriedades termodinâmicas em função do tempo, o ponto estudado foi:

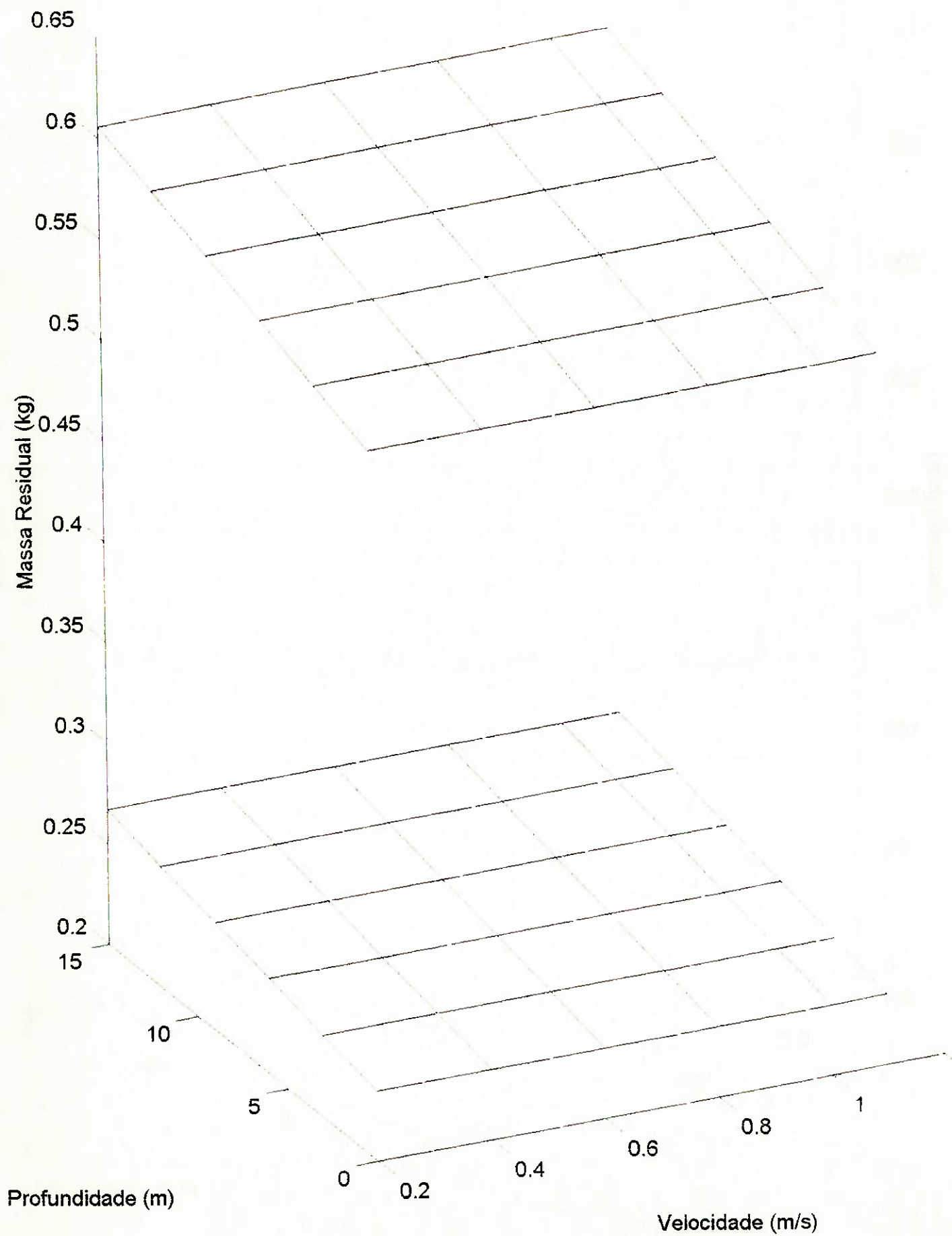
vel = 1,0 m/s;

prof = 12 m;

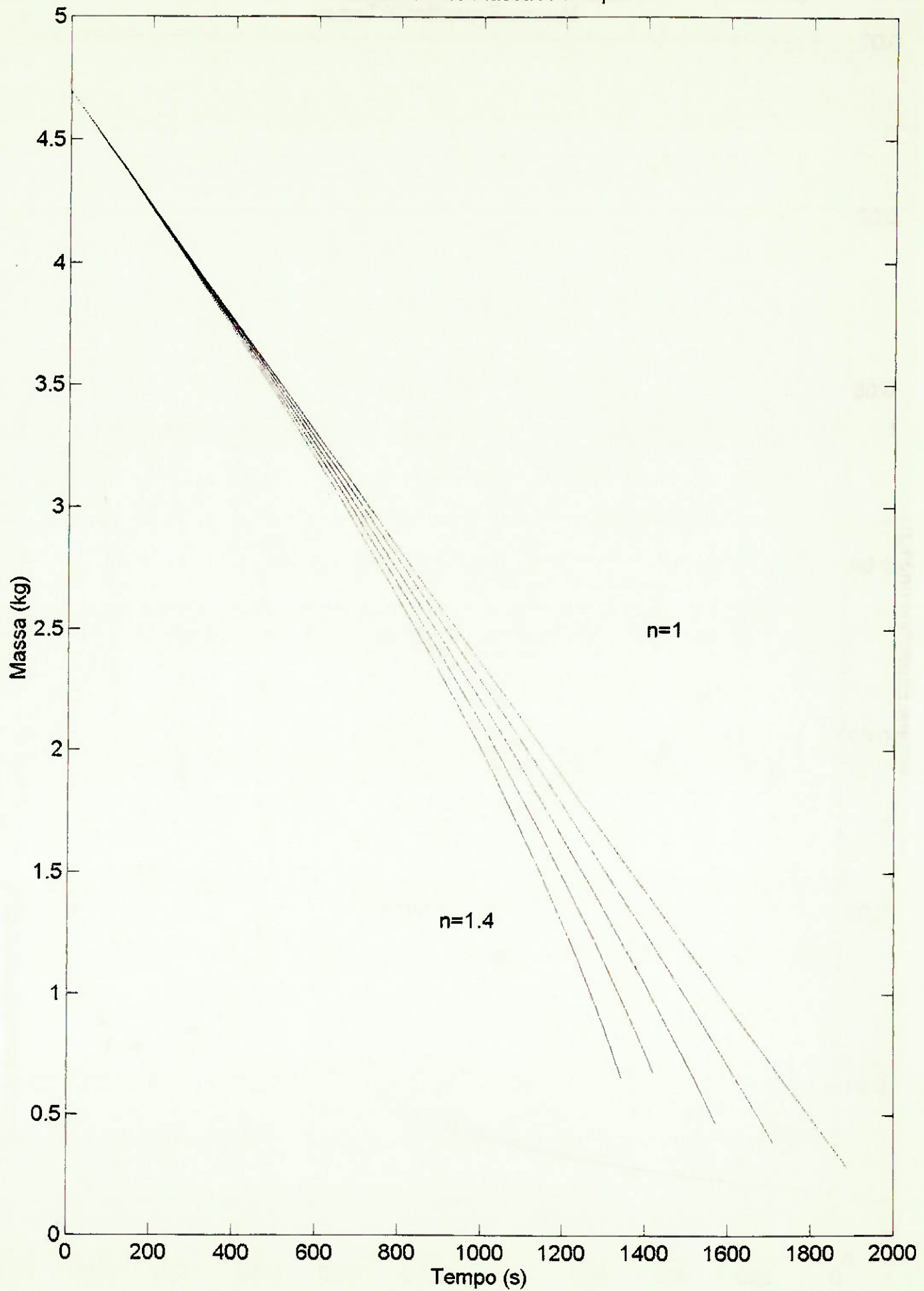
Autonomia do Ar Comprimido - Isotérmico X Isoentrópico



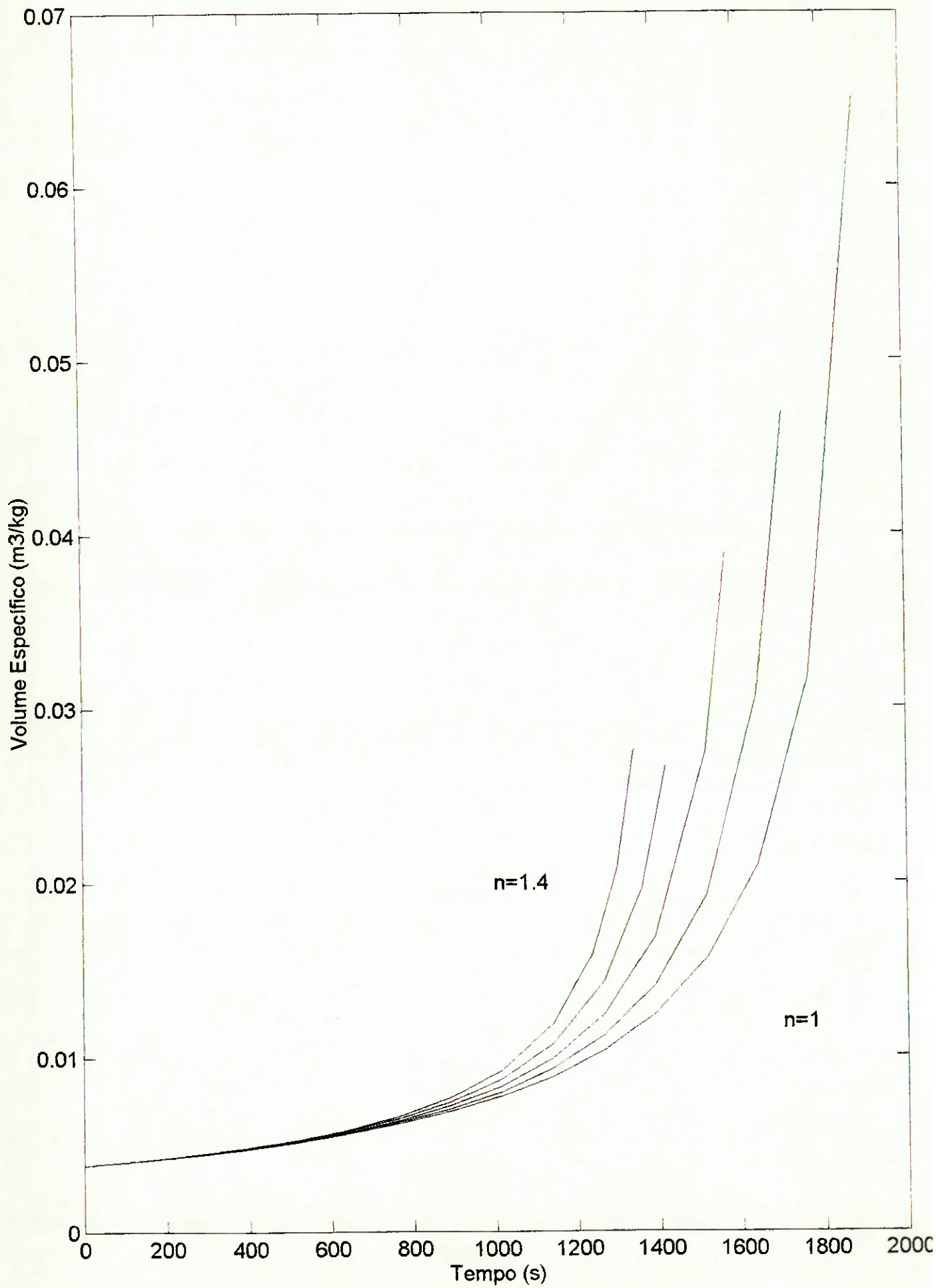
Massa Residual do Ar Comprimido - Isotérmico X Isoentrópico



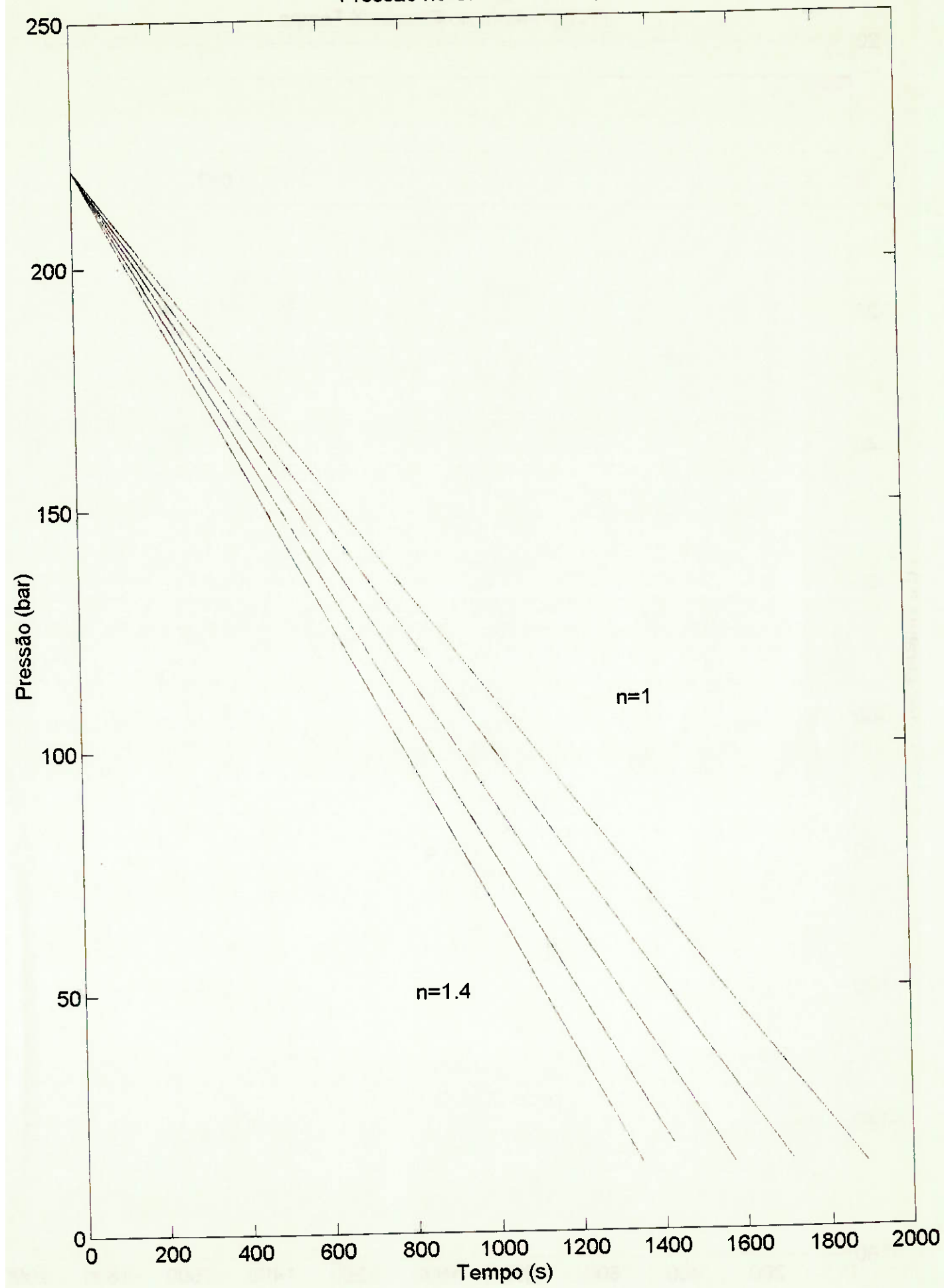
Consumo de Massa X Tempo

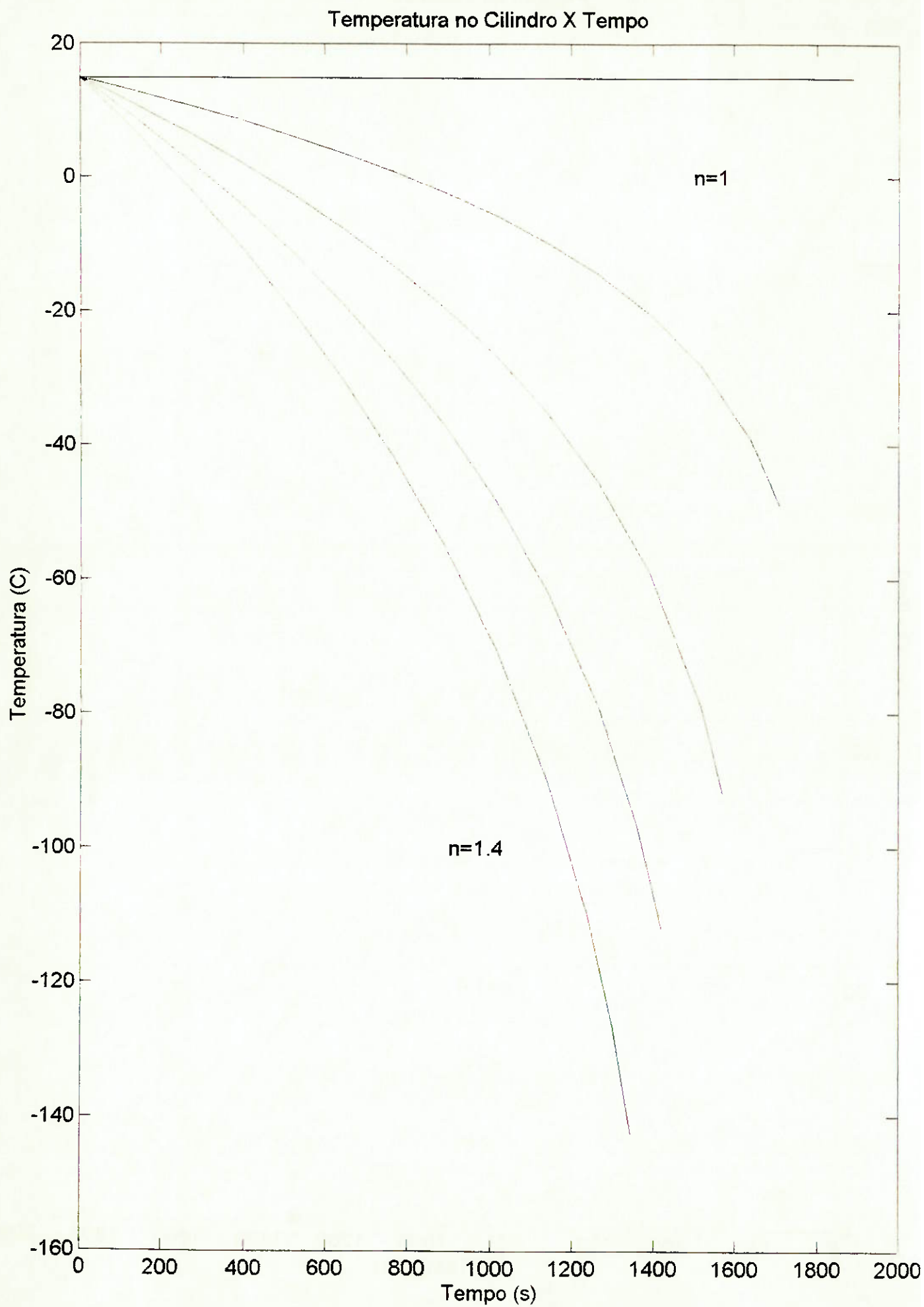


Volume Específico X Tempo



Pressão no Cilindro X Tempo





CONCLUSÕES SOBRE OS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO

Nos gráficos resultantes da simulação do sistema propulsor através de um modelo termodinâmico observa-se, analisando a autonomia e a massa residual no cilindro nos 36 pontos de operação selecionados, as seguintes características de comportamento do sistema:

- A autonomia diminui para o aumento da velocidade de locomoção, visto que a potência requerida pelo hélice aumenta com a velocidade, como visto no capítulo III.
- A massa no cilindro no final do processo de expansão volumétrica do ar comprimido é tanto maior quanto maior for a profundidade de operação, já que a pressão final no cilindro, que é a condição de contorno para o processo, aumenta junto com a pressão ambiente.
- A eficiência do sistema aumenta com a transferência de calor do meio ambiente para o cilindro de ar comprimido. Verifica-se nos gráficos de autonomia obtidos na simulação, que a autonomia é maior para a expansão isotérmica ($n = 1$) e diminui conforme o processo politrópico se aproxima do adiabático reversível ($n = 1,4$).

Os gráficos do consumo de massa, da pressão, temperatura e volume específico no cilindro para um ponto de operação específico são bastante representativos do efeito do tipo de processo de expansão no cilindro no comportamento do sistema de propulsão analisado.

Analisando a equação VI, que modela o consumo de massa do sistema, nota-se que, substituindo o coeficiente n por 1, correspondente ao processo isotérmico, a variação da massa no cilindro em relação ao tempo será representada no gráfico por uma reta de inclinação negativa e constante. Já para valores de n maiores que o unitário, a curva resultante terá inclinação negativa variável, atingindo estado de equilíbrio final mais rapidamente, sendo o processo isoentrópico o caso mais extremo possível.

As curvas da pressão do ar no cilindro em função do tempo no ponto de operação considerado são curvas de inclinação negativa e constante, a qual torna-se mais acentuada conforme o processo politrópico se aproxima do caso adiabático, atingindo a pressão final mais rapidamente.

As curvas de temperatura em função do tempo no cilindro caracterizam bem os processos estudados, sendo horizontal para n unitário e de inclinação negativa variável para valores do coeficiente n maiores que o unitário.

Finalmente, o volume específico do ar no cilindro é simulado no tempo, para os processos politrópicos em estudo. Como previsto para uma expansão volumétrica, seu valor cresce a cada instante até o equilíbrio final. No caso isotérmico, a variação do volume específico até o estado final demora mais tempo para se desenvolver que no caso adiabático, porém é atingido um valor final maior, pois a massa residual no sistema é menor neste tipo de processo.

A simulação indica que o sistema deverá ser mais eficiente quanto mais próxima a expansão do ar comprimido no cilindro se situar em relação ao processo isotérmico. Obteve-se como resultado final os limites extremos dentro dos quais a autonomia do sistema propulsor deverá se situar e o comportamento das propriedades termodinâmicas no cilindro, conforme já explicado.

IV.3. O Motor Pneumático Ideal

O modelamento teórico desenvolvido no item anterior permite estabelecer as especificações para um motor que, nas condições de projeto dadas, converteria toda a energia fornecida pelo fluido de trabalho - o ar comprimido - em trabalho mecânico inteiramente aproveitado para a propulsão do sistema. Este seria um *motor ideal*, definido portanto como sendo um motor de rendimento 100% e com o consumo mínimo de massa,

Os motores pneumáticos atualmente existentes no mercado são geralmente projetados para aplicações industriais onde a disponibilidade de ar comprimido é sempre suficiente (compressor e linha de ar). Para sistemas autônomos como o PROSUB, em que a autonomia é fator crítico de projeto, é importante adotar um motor pneumático o mais próximo possível do motor ideal.

Além disso, otimizar o consumo de um motor pneumático é uma tarefa que beneficiará o próprio fabricante, por ampliar o campo de aplicação, atualmente restrito ao uso industrial. Mesmo em casos em que não há problemas de disponibilidade de ar, equipamentos com consumo reduzido implicariam em unidades de fornecimento menores e, portanto, de menor custo.

Voltando ao equacionamento teórico, temos para o motor pneumático dois parâmetros de especial interesse que são as vazões volumétricas respectivamente na entrada e na saída do motor pneumático:

$$\dot{V}_2 = \dot{m} \cdot v_2$$

$$\dot{V}_3 = \dot{m} \cdot v_3$$

$$\text{onde } m = - \frac{d}{dt} m_{vc} = \frac{\dot{W}_{vc} \cdot R}{C_{po} \cdot (1 - \beta^{1-k}) \cdot \alpha \cdot V_c^{1-n}} \cdot (m_{vc})^{1-n}$$

Partindo da expansão volumétrica no motor

$$v_3 = \beta \cdot v_2$$

da válvula isoentálpica

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2$$

e da equação IX chegamos às expressões das vazões volumétricas:

$$\dot{V}_3 = \frac{\dot{W}_{vc} \cdot R \cdot \beta}{C_{po} \cdot (1 - \beta^{1-k}) \cdot p_2} \quad (X) \quad e$$

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{W}_{vc} \cdot R}{C_{po} \cdot (1 - \beta^{1-k}) \cdot p_2} \quad (XI)$$

As equações X e XI têm a característica de, para pontos de operação fixos (velocidade e profundidade), fornecerem vazões volumétricas constantes.

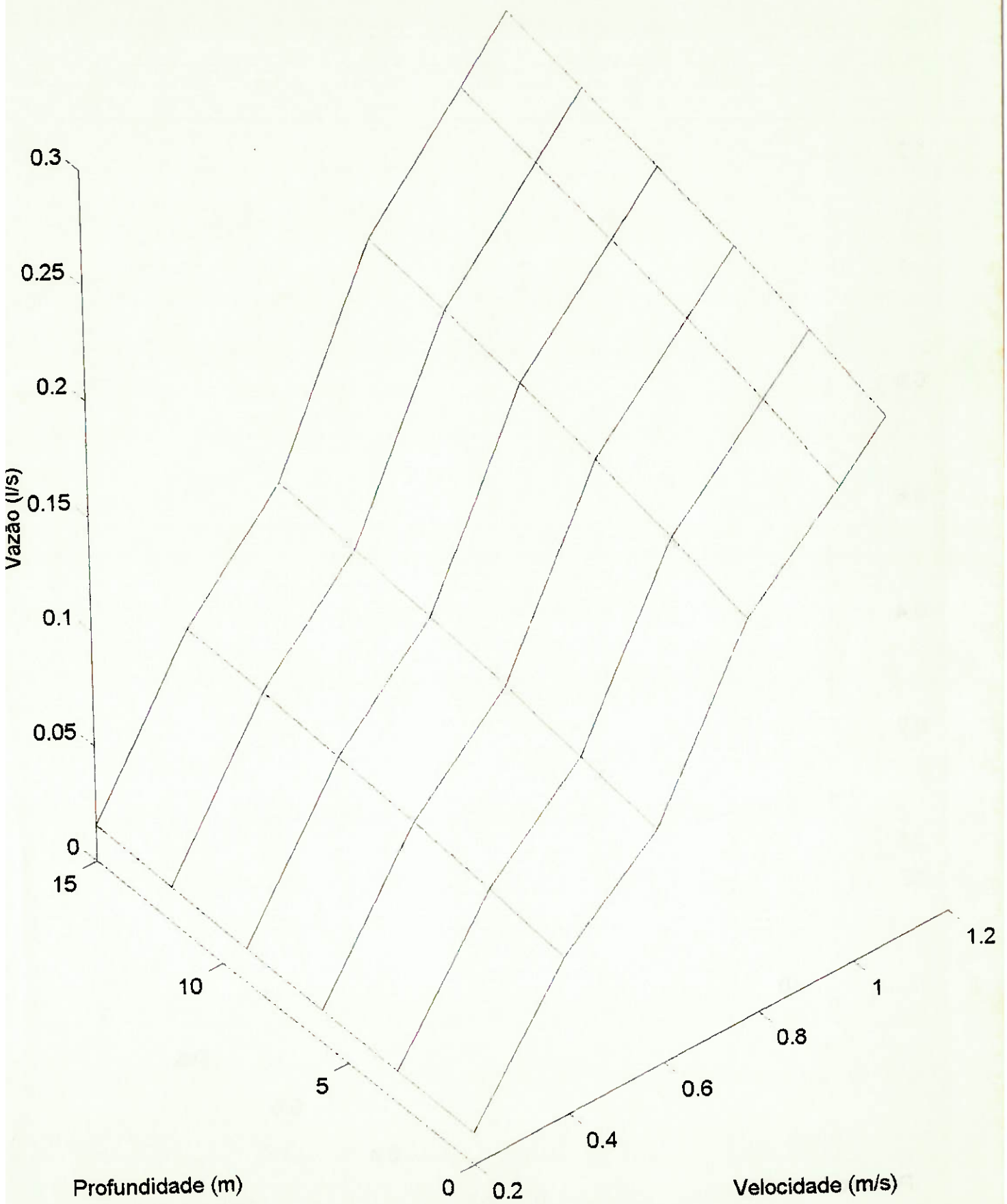
A seguir estão traçados os gráficos das vazões V_2 e V_3 para os 36 pontos selecionados nas faixas de operação do equipamento.

Pode ser observado das expressões X e XI que as vazões volumétricas não dependem do coeficiente n do processo politrópico que se desenvolve no cilindro de ar comprimido.

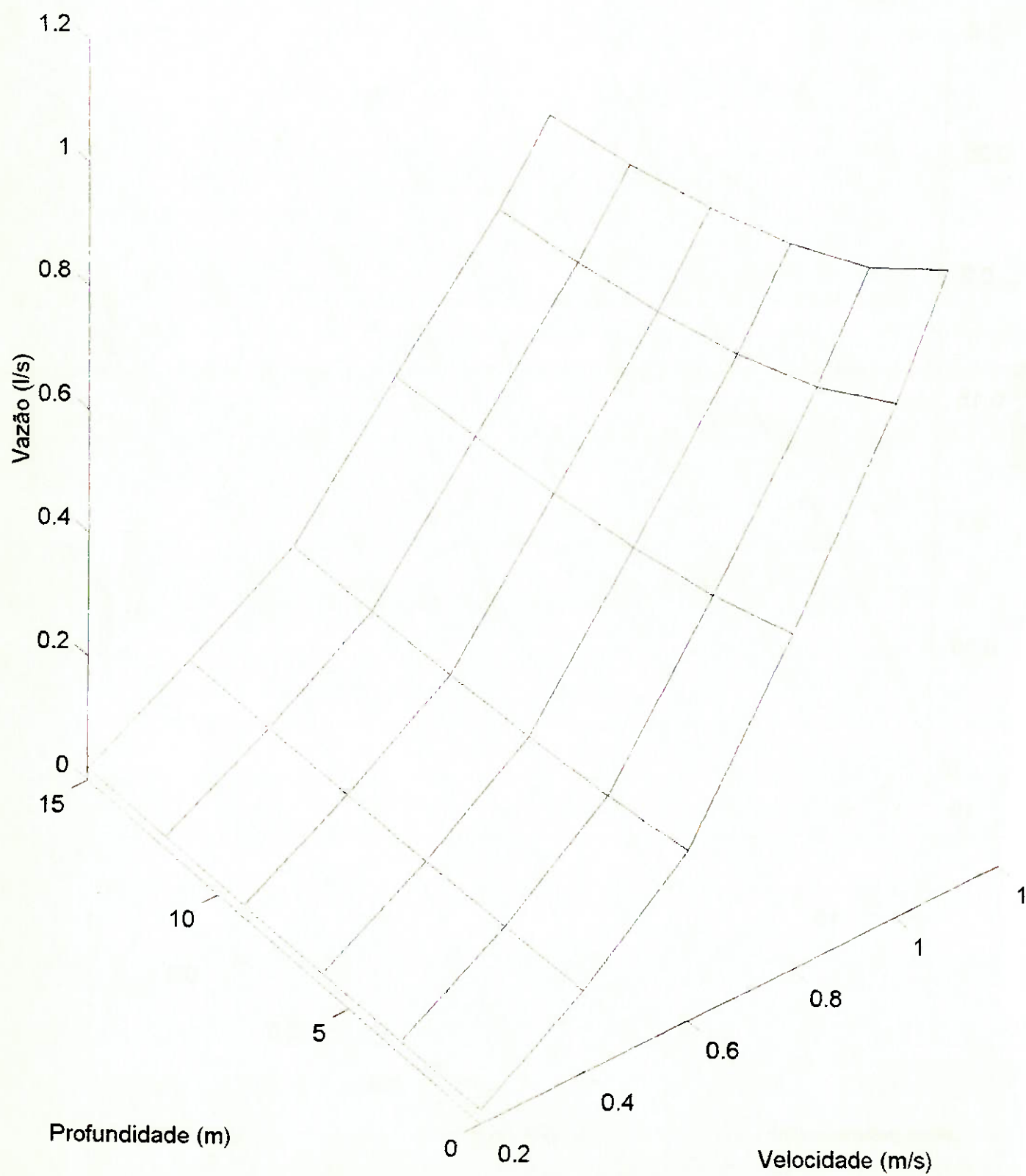
O motor ideal foi modelado a partir das variações de pressão do motor da Atlas Copco utilizado no projeto. Entretanto, o motor ideal não precisa seguir as mesmas curvas características do caso real.

Pode-se então concluir que existem dois graus de liberdade no eventual projeto de um motor que tenha o comportamento descrito acima: a relação entre a rotação do motor e a queda de pressão no mesmo, e suas dimensões. Todos os outros parâmetros estão estipulados e não devem ser variados, sob risco de uma grande perda de eficiência.

Vazão na entrada do Motor Ideal



Vazão na saída do Motor Ideal



IV.4. Propulsão a Gás Carbônico

O caso da propulsão a gás carbônico difere do da propulsão a ar comprimido pelo fato do conteúdo do cilindro estar no estado de saturação líquido-vapor, não podendo ser modelado como um gás perfeito. Portanto, o equacionamento feito para o ar comprimido não é válido no caso do gás carbônico.

Uma possível alternativa para o modelamento do gás carbônico seria uma das equações de estado especiais da Teoria Termodinâmica, como a equação de Beattie-Bridgeman. No entanto, ainda assim faltaria uma relação que permitisse o vinculamento das propriedades relevantes.

Por outro lado, as tabelas do gás carbônico oferecem dados de boa precisão, através dos quais podem ser calculadas todas as propriedades termodinâmicas; é necessário apenas que o estado do gás carbônico esteja bem definido, ou seja, são conhecidas duas de suas propriedades ou apenas uma, no caso da saturação.

Assim como no modelamento do ar comprimido, foram consideradas expansões do gás entre estados conhecidos, em que os casos extremos são a transformação isotérmica e a transformação isentrópica.

As opções de circuitos para o gás carbônico abordadas no capítulo III, apresentam diversas soluções construtivas, que têm na entrada e na saída do motor os mesmos estados termodinâmicos bem definidos.

Sendo conhecido o estado inicial no cilindro, e os estados finais para ambos os casos considerados, atingidos quando a pressão do cilindro se igualar à pressão após a válvula reguladora de pressão, é necessário apenas determinar a vazão mássica em função do tempo, e estarão definidos todos os dados desejados.

PROCESSO ISOENTRÓPICO

Neste caso, considera-se que no cilindro ocorreu uma expansão volumétrica isentrópica (transferência de calor nula). Assim, a entropia específica final será igual à entropia específica inicial:

$$S_{inicial} = S_{final}$$

Como as entropias do vapor e do líquido são conhecidas à pressão final, obtém-se o título.

O volume específico no estado final é dado por:

$$V_{final} = X_{final} \cdot V_v + (1 - X_{final}) \cdot V_l$$

e portanto a massa final será:

$$m_{final} = \frac{V_c}{v_{final}}$$

PROCESSO ISOTÉRMICO

No caso isotérmico, o estado final é vapor à temperatura inicial, à pressão final já determinada anteriormente. A interpolação na tabela de densidade fornece o valor ρ_{final} . Ao multiplicar-se este valor pelo volume do cilindro, obtém-se a massa final.

CONSUMO DE MASSA

A Primeira Lei da Termodinâmica aplicada ao motor fornece a seguinte relação:

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

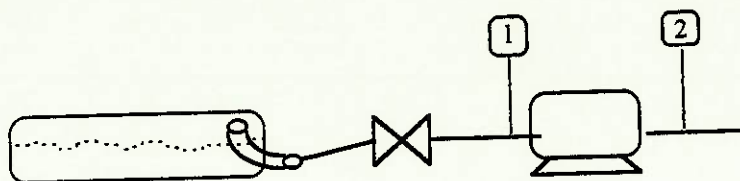
O algoritmo de simulação é baseado na hipótese de que o trocador de calor que se encontra antes da válvula reguladora de vazão é eficiente o suficiente para garantir que a temperatura é igual à temperatura inicial (temperatura do meio ambiente).

O ponto 1 é definido de forma exata pela sua temperatura e pressão. Calcula-se então a sua entalpia e entropia.

Devido à hipótese do motor isoentrópico, a entropia na saída é igual à entropia na entrada. Uma vez que a pressão é conhecida na saída, o ponto 2 também está perfeitamente determinado.

Calcula-se portanto a temperatura e a entalpia neste ponto, e a diferença de entalpias, juntamente com o valor de potência necessária na condição de operação

analisada definem a vazão mássica, que está diretamente ligada ao consumo de massa.



CONCLUSÃO SOBRE O MODELAMENTO

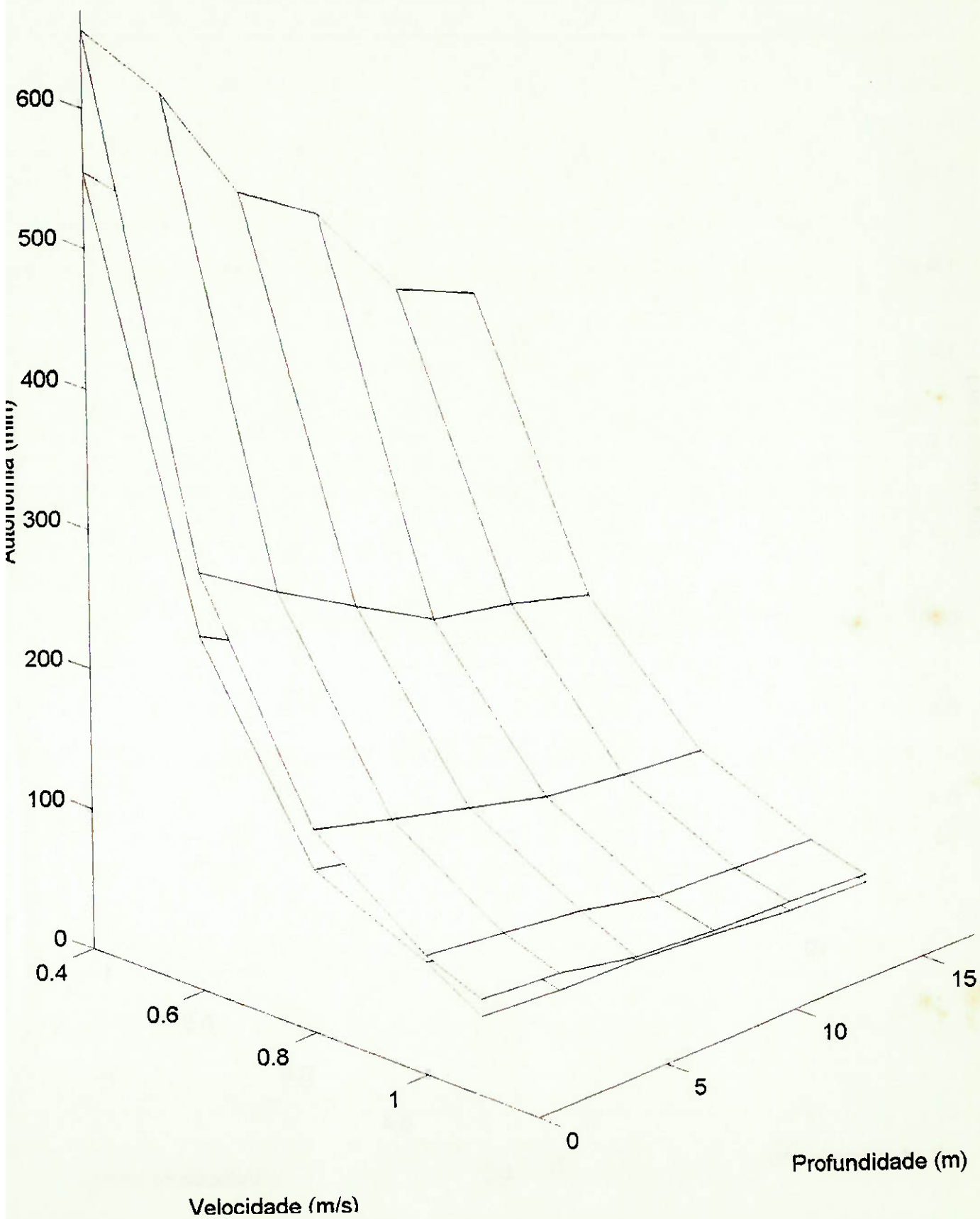
A principal conclusão do modelamento teórico da propulsão a gás carbônico é a de que ambas as alternativas, ar e gás carbônico, apresentam vantagens e desvantagens entre si.

O ar comprimido apresenta uma autonomia menor que a do CO_2 , mas seu circuito é mais simples (portanto mais barato) e a disponibilidade de cilindros de ar comprimido é muito maior que a de cilindros de CO_2 .

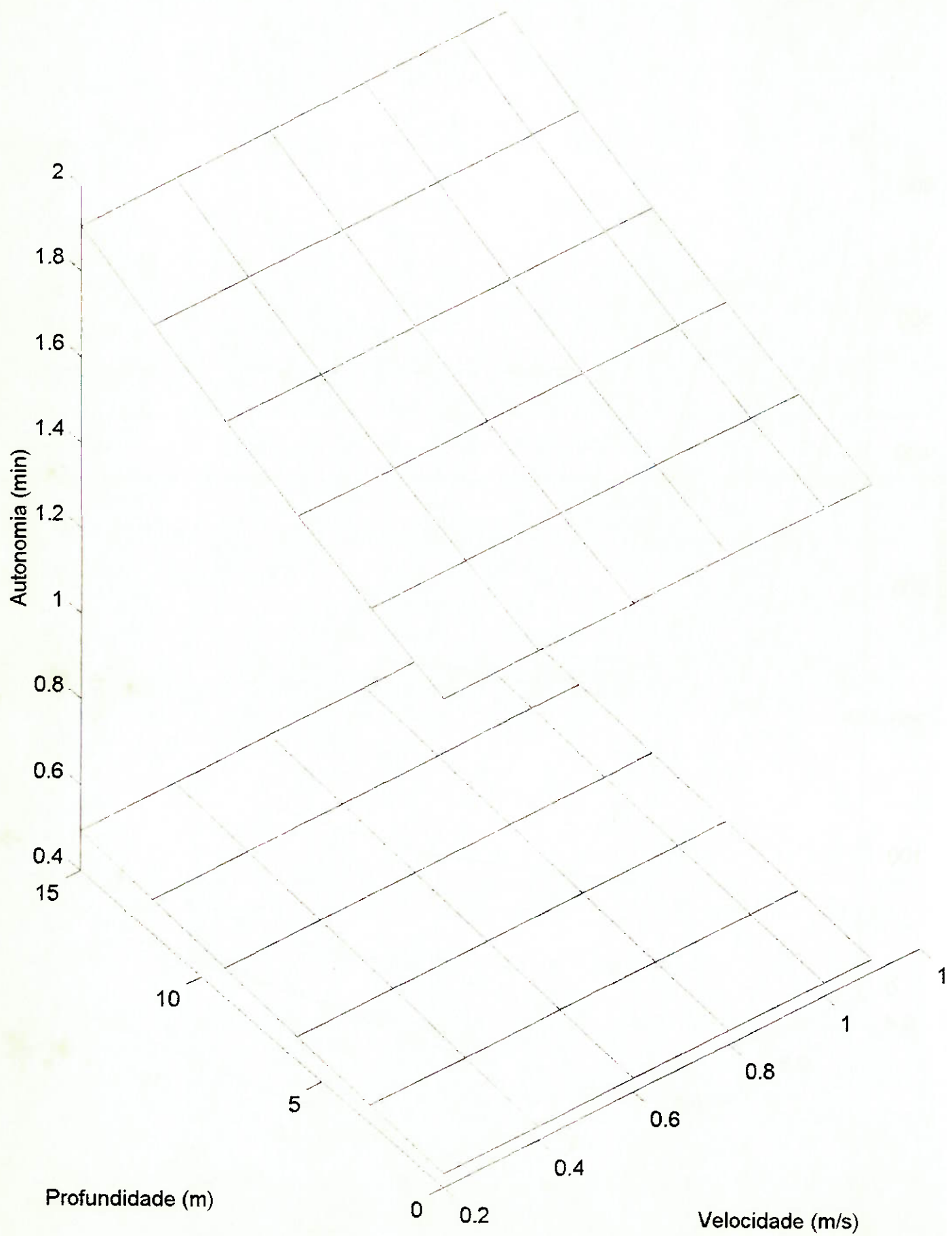
O projeto deve então seguir uma postura de flexibilidade, aceitando tanto um gás como o outro. Assim, apesar do custo um pouco maior, ganha-se em versatilidade.

As conclusões mostradas no item **Motor Ideal** são válidas também para a operação com gás carbônico.

Autonomia do Gás Carbônico - Isotérmico X Isoentrópico



Massa Residual do Gás Carbônico - Isotérmico X Isoentrópico



Capítulo V

Desempenho Esperado - **Comparações com Similares**

Esta seção objetiva um estudo comparativo entre a versão pneumática desenvolvida e um similar de motorização elétrica de boa aceitação no mercado. Trata-se do *Sea Sprint U/W modelo SV 900* fabricado pela *Dacor Corporation* (figura 60). O catálogo deste equipamento se encontra em anexo.

Especificações técnicas:

DIMENSÕES PRINCIPAIS (LARGURA X COMPRIMENTO)	340 X 610 mm
PESO TOTAL	18 Kg
PESO NA ÁGUA	650 g
VELOCIDADE	1,8 - 4,0 Km/h
AUTONOMIA	25 a 60 min
PROPULSÃO	80 a 180 N
ALCANCE APROXIMADO	1,8 Km
MOTORIZAÇÃO	DC 12 V
BATERIA	12 V - 24 AH recarregável
PESO	8,5 Kg
TEMPO DE RECARGA	5 - 9 horas
PROFUNDIDADE MÁXIMA	50 m
HÉLICE	275 mm passo variável
ESTRUTURA	RESINA ABS DE ALTA RESISTÊNCIA

O modelo estudado possui um controle discreto de velocidades: pode-se pré-ajustar o passo do hélice em uma de três posições possíveis. Este ajuste deve ser feito com o equipamento parado, impossibilitando assim qualquer tipo de controle de velocidades durante o funcionamento.

Diante dos dados apresentados, alguns comentários mostram-se pertinentes.

Há diversas semelhanças entre os dois equipamentos.

Os valores de velocidade são praticamente coincidentes, motivando também a semelhança entre os valores de força propulsiva.

O diâmetro do hélice é quase idêntico ao do equipamento projetado, e o duto que o envolve está rigidamente preso à estrutura.

A despeito destas semelhanças, existem diversos aspectos que distinguem os dois modelos, tabulados segundo a tabela comparativa abaixo.

	DACOR seasprint SV900	PROSUB <i>pneumatic</i>
#1) autonomia	A	B
#2) velocidade	A	A
#3) peso	B	C
#4) dimensões	A	B
#5) controle	B	A
#6) manutenção	B	A
#7) conforto	B	B
#8) durabilidade	B	A
legenda : A:bom B:razoável C:ruim		

#1.AUTONOMIA

- *DACOR seasprint SV900*: 25 - 60 min
- *PROSUB pneumatic*: 15 - 165 min

O modelo elétrico da *DACOR* apresenta um maior valor de autonomia nas condições médias de funcionamento adotadas para o PROSUB ($V=1$ m/s; $h=10$ m):

25 min contra 14 min.

No entanto, se o mesmo mergulho for feito a baixas profundidades - a 1m de profundidade, por exemplo - os valores de autonomia coincidem. Esse exemplo ilustra o fato de que a autonomia do PROSUB é fortemente dependente da profundidade - como já foi mostrado anteriormente - além da dependência da velocidade, comum aos dois modelos. Um gráfico comparativo pode ser visto em anexo (gráfico 61).

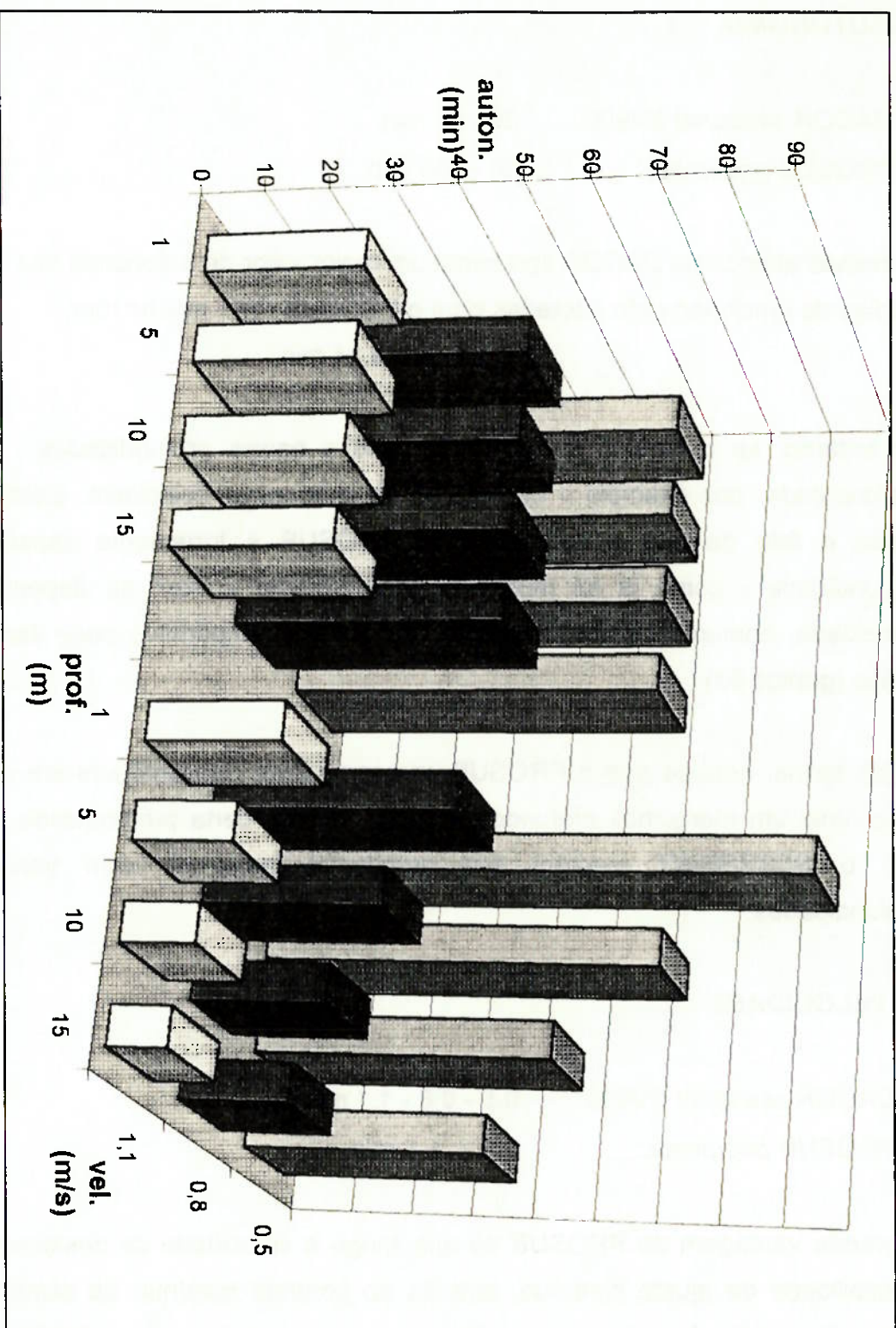
Desta forma, nota-se que o PROSUB apresenta uma desvantagem em valores de autonomia em mergulhos efetuados a partir de uma certa profundidade, enquanto que o *SEASPRINT* mantém sua autonomia inalterada com variações de profundidades.

#2.VELOCIDADE

- *DACOR seasprint SV900*: 0,5 - 0,8 - 1,1 m/s
- *PROSUB pneumatic*: 0,2 ... 1,1 m/s

A grande vantagem do PROSUB no que tange à velocidade de deslocamento é a possibilidade de ajuste contínuo, através do controle contínuo da alimentação do motor. O modelo de acionamento elétrico possui um sistema de variação discreto e prévio, o que impede o ajuste durante o funcionamento.

Autonomia x velocidade x profundidade



□ 1.1 ■ 0.8 ▤ 0.5

Em termos de valores absolutos os dois modelos são idênticos, possibilitando uma velocidade final máxima correspondente a cerca de três vezes o valor conseguido através do uso de nadadeiras.

#3.PESO

- DACOR seasprint SV900: 18 Kg
- PROSUB pneumatic: 62 Kg

Os números por si só já salientam uma grande vantagem do *SEASPRINT* em relação ao PROSUB: a massa do modelo pneumático é cerca de três vezes o valor da massa do modelo elétrico.

Assim, é evidente que o *SEASPRINT* apresenta maiores facilidades de transporte, sendo necessário apenas um mergulhador para manuseá-lo dentro de um curto espaço. O modelo PROSUB, como já foi analisado, prevê que dois mergulhadores possam estar disponíveis para o transporte entre a montagem e o mergulho propriamente dito.

Vale salientar que, por apresentar uma maior facilidade de montagem, o PROSUB possibilita esta operação instantes antes do mergulho, já no barco. Até esse instante, a massa significativa do sistema pode ser transportada em carrinhos apropriados para essa finalidade.

O valor da massa da estrutura é semelhante (5~10Kg), aliando nos dois casos características de praticidade e resistência.

Dentro da água ambos possuem flutuabilidade ligeiramente negativa, ou seja, um peso aparente entre 500 gramas e 1 Kg., resultando em características de manobrabilidade semelhantes.

#4.DIMENSÕES

- *DACOR seasprint SV900*: 340 x 610 mm larg.méd. x comprimento
- *PROSUB pneumatic*: 500 x 800 mm larg.méd. x comprimento

Sabe-se que o modelo pneumático possui cerca de três vezes o peso do correspondente ao modelo elétrico, e que ambos apresentam flutuabilidade ligeiramente negativa. Isso leva a conclusão de que o volume total ocupado pelo PROSUB é também da ordem de três vezes o valor correspondente ao *SEASPRINT*. Isso de fato se verifica, não comprometendo, entretanto, as características de manobrabilidade e transporte da estrutura referente ao modelo pneumático projetado.

#5.CONTROLE

- *DACOR seasprint SV900*: três velocidades, ajuste prévio
- *PROSUB pneumatic*: ajuste contínuo e ativo

Este quesito demonstra uma das grandes vantagens do modelo pneumático desenvolvido. O fato de o mergulhador ter a possibilidade de variar sua velocidade durante o mergulho torna o veículo projetado bastante atraente, comparado a seu similar de motorização elétrica.

Como é sabido, há algumas dificuldades em controle de rotação de motores elétricos, sobretudo em aplicações que requerem um circuito simples. Desta maneira, a escolha da forma de controle recaiu sobre a variação do passo do hélice, procedimento que requer, por sua vez, a parada do sistema. Este procedimento, além do mais, impõe rendimentos menores que o ótimo, conforme análise previamente abordada (veja capítulo III-seção 2-Seleção do Hélice).

#5.MANUTENÇÃO

Devido aos problemas inerentes ao circuito elétrico do modelo *SEASPRINT*, há a necessidade de uma manutenção periódica mais regular, em comparação ao modelo pneumático projetado.

#5.CONFORTO

Neste item, alguns aspectos importantes vem à tona. O tempo de recarga da bateria do modelo elétrico é bastante elevado, podendo chegar a uma dezena de horas. Este seria então um limite mínimo imposto pelo sistema para o intervalo de funcionamento entre utilizações.

O modelo pneumático, por sua vez, pode ser facilmente recarregado, com a simples substituição dos cilindros. Mergulhadores em geral carregam consigo alguns cilindros sobressalentes e, com a necessidade de alimentação do sistema, estes podem ser utilizados para este fim.

Quanto a aspectos ergonômicos, ambos os modelos apresentam características semelhantes, diferindo apenas nas características relativas às dimensões, maiores no modelo pneumático.

#5.DURABILIDADE

Pelas características de um sistema elétrico recarregável, é esperado que a durabilidade dos componentes seja inferior àquela relativa aos subsistemas pneumáticos do PROSUB.

Capítulo VI

Bancada de Testes - Análise dos Resultados

VI.1. Bancada de Testes

Com o intuito de fornecer análises práticas dos valores teóricos de rotação, torque, potência e consumo foi montada uma bancada de testes da opção de funcionamento com ar, pelo fato de esta ser de montagem mais simples que a de CO_2 . Os objetivos destes testes foram de se obter as curvas de torque, potência, rendimento e consumo de ar para as diversas rotações do motor. Pelos valores de torque e rotação pode-se estimar o funcionamento do hélice, com base no rendimento do mesmo e nos adimensionais expostos no capítulo sobre hélices.

Foi feito um grande esforço junto às empresas e cursos de mergulho para se obter o material necessário aos testes.

Em primeiro lugar, obteve-se um motor pneumático junto a *Atlas Copco Tools*, modelo LZB 33 A013. Este modelo tem os valores de potência e consumo maiores que o LZB 22 A011, que foi o motor efetivamente projetado. Mas dadas as dificuldades, este motor foi o mais próximo obtido. Apesar disto, os valores de rotação e torque estão compatíveis com o hélice. Cabe informar que este motor, bem como uma mangueira utilizada entre os elementos foram doados para o presente trabalho.

Para se validar os testes feitos, foi construído um novo *Mapa de Mergulho* - a seguir, como o mapa do capítulo sobre motores pneumáticos, porém desta vez o motor utilizado nos cálculos foi o LZB 33 A013, cujas características e curvas encontram-se em anexo.

A *Scuba Repair*, firma que realiza manutenção e cursos sobre equipamentos de mergulho, gentilmente emprestou um cilindro de mergulho com uma válvula "K", um regulador de pressão da marca *Sherwood*, idêntico ao projetado, além de mangueiras de alta e baixa pressão, bem como manômetros.

Mapa de Mergulho

Velocidade Profundidade	0,2 m/s		0,4 m/s		0,5 m/s		0,6 m/s		0,8 m/s		1 m/s		1,1 m/s								
	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
0 m	2,00	91,00	78,00	2,00	182,00	90,00	2,10	227,00	96,00	2,20	273,00	102,00	4,00	364,00	226,00	5,70	455,00	352,00	6,60	500,00	444,00
1 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,10	91,00	86,80	2,10	182,00	99,00	2,20	227,00	106,60	2,30	273,00	112,20	4,10	364,00	247,60	5,80	455,00	387,20	6,60	500,00	488,40
2 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,20	91,00	93,60	2,20	182,00	106,00	2,30	227,00	115,20	2,40	273,00	122,40	4,20	364,00	270,00	5,90	455,00	422,40	6,70	600,00	532,80
3 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,30	91,00	101,40	2,30	182,00	117,00	2,40	227,00	124,80	2,50	273,00	132,60	4,30	364,00	292,60	6,00	455,00	457,60	6,80	600,00	577,20
4 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,40	91,00	109,20	2,40	182,00	126,00	2,50	227,00	134,40	2,60	273,00	142,80	4,40	364,00	316,00	6,10	455,00	492,80	6,90	600,00	621,60
5 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,50	91,00	117,00	2,50	182,00	135,00	2,60	227,00	144,00	2,70	273,00	153,00	4,50	364,00	337,60	6,20	455,00	528,00	7,00	600,00	666,00
6 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,60	91,00	124,80	2,60	182,00	144,00	2,70	227,00	153,60	2,80	273,00	163,20	4,60	364,00	360,00	6,30	455,00	563,20	7,10	600,00	710,40
7 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,70	91,00	132,60	2,70	182,00	153,00	2,80	227,00	163,20	2,90	273,00	173,40	4,70	364,00	382,60	6,40	455,00	598,40	7,20	600,00	754,80
8 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,80	91,00	140,40	2,80	182,00	162,00	2,90	227,00	172,80	3,00	273,00	183,60	4,80	364,00	405,00	6,50	455,00	633,60	7,30	600,00	799,20
9 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	2,90	91,00	148,20	2,90	182,00	171,00	3,00	227,00	182,40	3,10	273,00	193,80	4,90	364,00	427,60	6,60	455,00	668,80	7,40	600,00	843,60
10 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	3,00	91,00	156,00	3,00	182,00	180,00	3,10	227,00	192,00	3,20	273,00	204,00	5,00	364,00	450,00	6,70	455,00	704,00	7,50	600,00	888,00
11 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	3,10	91,00	163,80	3,10	182,00	189,00	3,20	227,00	201,60	3,30	273,00	214,20	5,10	364,00	472,60	6,80	455,00	739,20	7,60	600,00	932,40
12 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	3,20	91,00	171,60	3,20	182,00	198,00	3,30	227,00	211,20	3,40	273,00	224,40	5,20	364,00	496,00	6,90	455,00	774,40	7,70	600,00	976,80
13 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	3,30	91,00	179,40	3,30	182,00	207,00	3,40	227,00	220,80	3,50	273,00	234,60	5,30	364,00	517,60	7,00	455,00	809,60	7,80	600,00	1021,20
14 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	3,40	91,00	187,20	3,40	182,00	216,00	3,50	227,00	230,40	3,60	273,00	244,80	5,40	364,00	540,00	7,10	455,00	844,80	7,90	600,00	1065,60
15 m	1,00	0,18	1,71	1,00	0,71	13,63	1,10	1,20	28,63	1,20	1,60	45,74	3,00	2,90	110,54	4,70	4,50	214,41	5,50	5,40	282,74
	3,50	91,00	196,00	3,50	182,00	226,00	3,60	227,00	240,00	3,70	273,00	256,00	5,50	364,00	562,60	7,20	455,00	880,00	8,00	600,00	1110,00

Características do equipamento:

Motor LZB33 - A013 - Fabricante: Atlas Copco

Rendimento do Hélice, para todos os pontos de operação = 59 %

Disponibilidades Volumétricas:		CO2	AR
1 cilindro em litros de ar livre		6780	4000
2 cilindros em litros de ar livre		13560	8000

Legenda:

Ø P.	Q.	Pd.
palim	n	Conts.

Onde: Ø P = Pressão de alimentação - Pressão de saída (bar)

palim = Pressão de alimentação (bar)

Q = Torque no Hélice (N.m)

n = rotação (rpm)

Pd = Potência demandada/entrega ao hélice (W)

Cons. = Consumo de gás (free air consumption) (l/min)

A empresa *Festo Pneumatic* gentilmente emprestou uma válvula reguladora de fluxo do tipo agulha para o controle de vazões do motor. Foram emprestadas também algumas conexões para compatibilizar os elementos. Para simular a pressão ambiente acima de 1 bar, foi prevista uma restrição na saída do motor, com um manômetro para se medir a suposta profundidade. A *Festo Pneumatic* emprestou uma outra reguladora de fluxo para fazer o papel desta restrição variável, além do manômetro para se identificar a pressão de saída do motor.

Para se medir a vazão no sistema foi utilizado um medidor de vazão gentilmente emprestado pelo professor Fiorelli, do Departamento de Engenharia Mecânica - Área Térmica - da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

As demais conexões necessárias para a correta integração dos elementos foram adquiridas pelos integrantes do grupo.

Para se medir o torque para as diversas rotações foi construído o seguinte sistema:

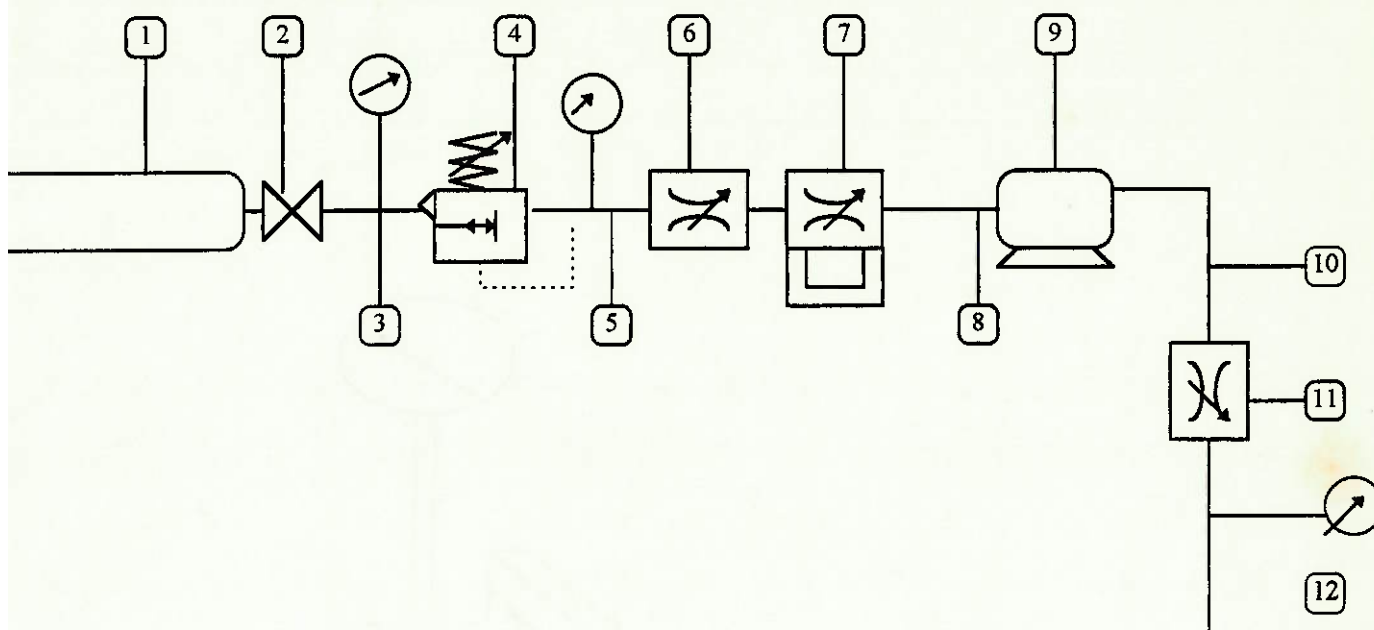
O motor foi montado sobre uma base fixa. Foi construído um par de sapatas de madeira, que pode ser apertado sobre um disco de alumínio preso ao eixo do motor. Foi presa a este par de sapatas uma haste, consistindo uma alavanca. A extremidade desta alavanca foi apoiada sobre uma balança para que a força na extremidade da alavanca fosse lida. Multiplicando-se esta força pelo comprimento do braço de alavanca, tem-se o torque aplicado pelo motor.

Os valores de pressão no cilindro e entrada no motor podem ser lidos diretamente nos manômetros, sendo que o manômetro na saída do motor indica qual a profundidade de funcionamento.

A vazão é lida através do medidor de fluxo. Com isto tem-se todas as informações sobre o escoamento, e sobre a potência entregue ao motor. Pelos valores de rotação e torque tem-se a potência fornecida ao hélice pelo motor. Com estes valores pode-se construir um gráfico do rendimento do motor em função da rotação.

Para a medição da rotação utilizou-se um tacômetro, obtido junto ao Departamento da Mecânica da POLI - USP.

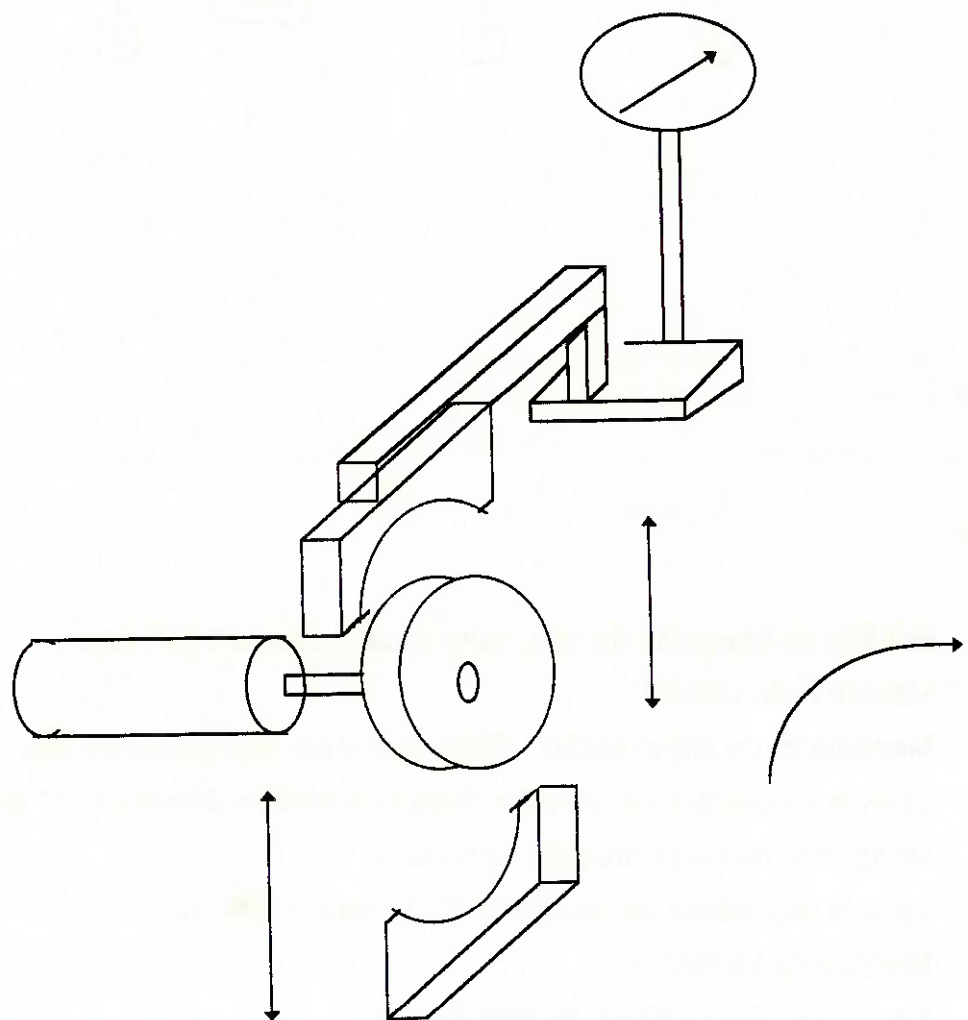
Tem-se a seguir uma representação do equipamento utilizado no ensaio:



Onde:

1. Cilindro de Mergulho de 18 L, com ar comprimido a 220 bar;
2. Válvula K do cilindro;
3. Manômetro de alta pressão - *Sherwood* -com mangueira de alta;
4. Válvula reguladora de pressão *Sherwood* modelo *Maximus* - 1º estágio;
5. Mangueira de baixa pressão *Sherwood*;
6. Válvula reguladora de vazão *FESTO*, modelo GR-1/2;
7. Medidor de Vazão;
8. Mangueira *Atlas Copco*, modelo PVC 10;
9. Motor Pneumático de Palhetas *Atlas Copco*, modelo LVB 33 A013;
10. Conexão *Festo*;
11. Válvula Reguladora de vazão *Festo* modelo GR-3/8;
12. Manômetro *Festo*;

A seguir tem-se uma representação da aplicação e medição de torque:



VI.2. Análise dos Resultados

Após montada conforme exposto acima, a bancada de testes forneceu algumas constatações.

Em primeiro lugar, é necessário demonstrar que as condições de simulação apresentaram diversos obstáculos à correta análise do fenômeno em questão.

A montagem da roda presa por sapatas atuando sobre uma balança, que objetivou a simulação e medição dos torques no eixo do motor, se mostrou extremamente desfavorável para este fim. Foram verificados altos níveis de vibração, que comprometeram sobremaneira a aquisição destes dados.

O aparelho cedido para monitoração dos valores de vazão também se mostrou inadequado, impondo uma perda de carga muito significativa na saída do motor (da ordem de 10 a 20% do valor da pressão de entrada), fator que por si só já simula uma profundidade de 15 m.

Os valores de desnível medidos no fluxômetro empregado também merecem cuidados na sua interpretação, visto que o equipamento se mostrou bastante impreciso e com respostas dúbias.

Entretanto, alguns parâmetros foram convenientemente medidos, como a rotação do motor e as pressões de entrada e saída.

Os resultados são mostrados a seguir :

rotações (rpm)	força (Kgf)	pressão de entrada (psi)	pressão de saída (bar)	desnível (mm)	vazão (L/s)
0	6	60	1	10	3,9
0	5	85	1.3	20	5,9
210	2.5	80	1	24	6,0
212	0.5	80	1	24	6,0
240	3	105	0.8	0	0
290	1.5	40	1	12	4,6
295	1	80	1.5	26	6,4
300	1.5	80	1.5	31	6,5
370	1.5	60	1.6	14	5,0
375	1	40	1	4	2,7
385	0.8	80	1.5	25	6,2
443	0.5	40	1	7	3,5
450	2	40	1	13	4,8
477	1	100	1	12	4,6
500	1	80	1.5	33	6,7
550	1	80	1.5	31	6,5
580	0.8	60	1	20	5,9
650	0.5	80	1.5	35	6,8

Com estes dados foram traçados os gráficos potência X rotação, torque X rotação, rendimento X rotação e consumo X rotação, sendo que estas curvas foram comparadas com as curvas esperadas segundo o catálogo da Atlas Copco.

Com base nos valores de diferenças de pressão entre a saída do motor e a atmosfera, e a vazão passando pelo medidor pôde-se obter as potências envolvidas no escoamento:

$$P_{ot} = Q \cdot \Delta P$$

Foi construída a seguinte tabela, de onde foram tirados os valores de rendimento do motor:

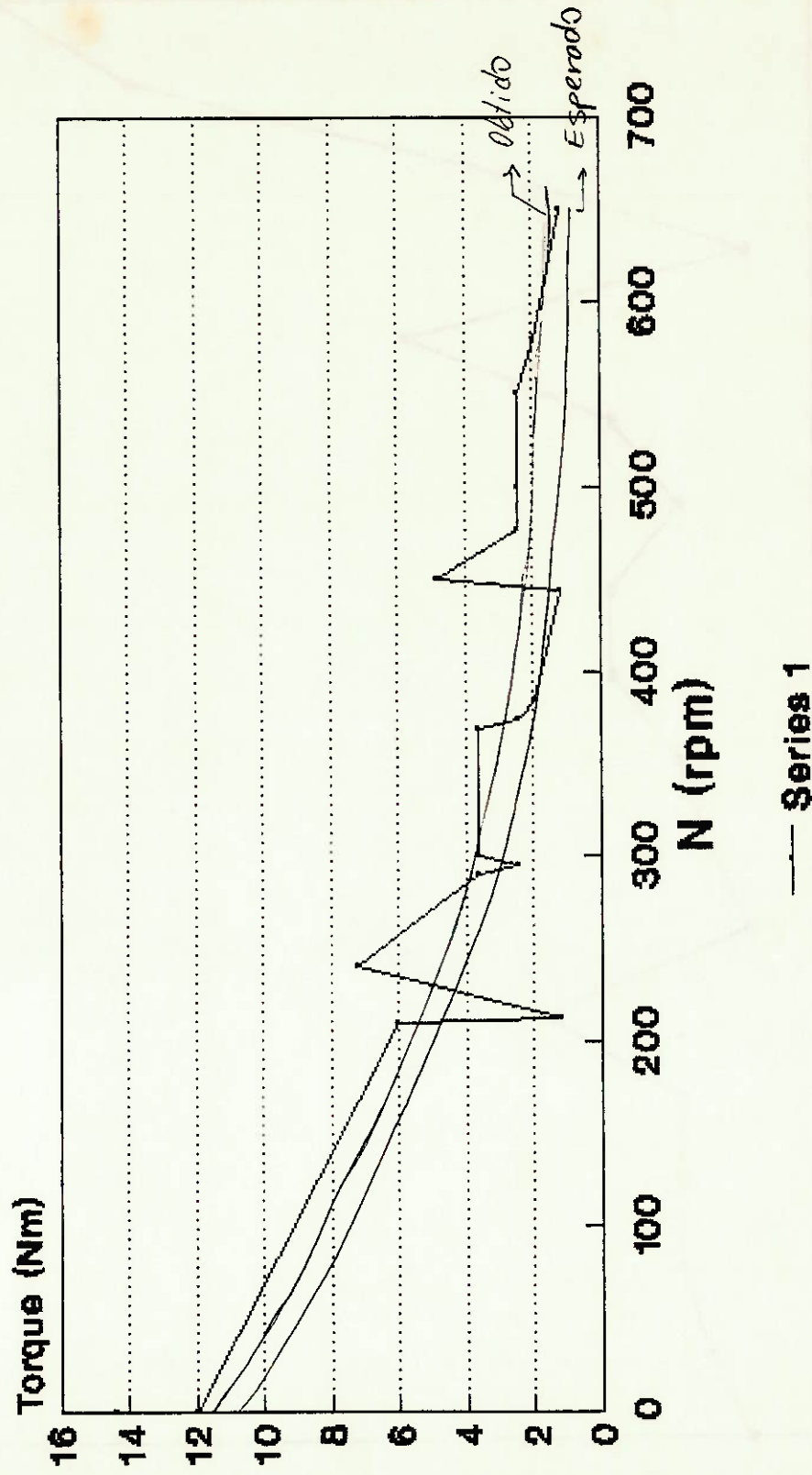
ROTAÇÃO (rpm)	TORQUE (Nm)	POTÊNCIA DO MOTOR (W)	POTÊNCIA DO FLUIDO (W)	RENDIMENTO (%)
0	14,4	0	390	0
0	12	0	767	0
210	6	132	600	22
212	1,2	27	600	4,5
240	7,2	181	0	-
290	3,6	109	460	24
295	2,4	74	960	8
300	3,6	113	975	12
370	3,6	139	800	17
375	2,4	94	270	35
385	1,92	77	930	8
443	1,2	56	350	16
450	4,8	226	480	47
477	2,4	120	460	26
500	2,4	126	1005	13
550	2,4	138	975	14
580	1,92	117	590	20
650	1,2	82	1020	8

As curvas obtidas, bem como as do motor encontram-se a seguir:

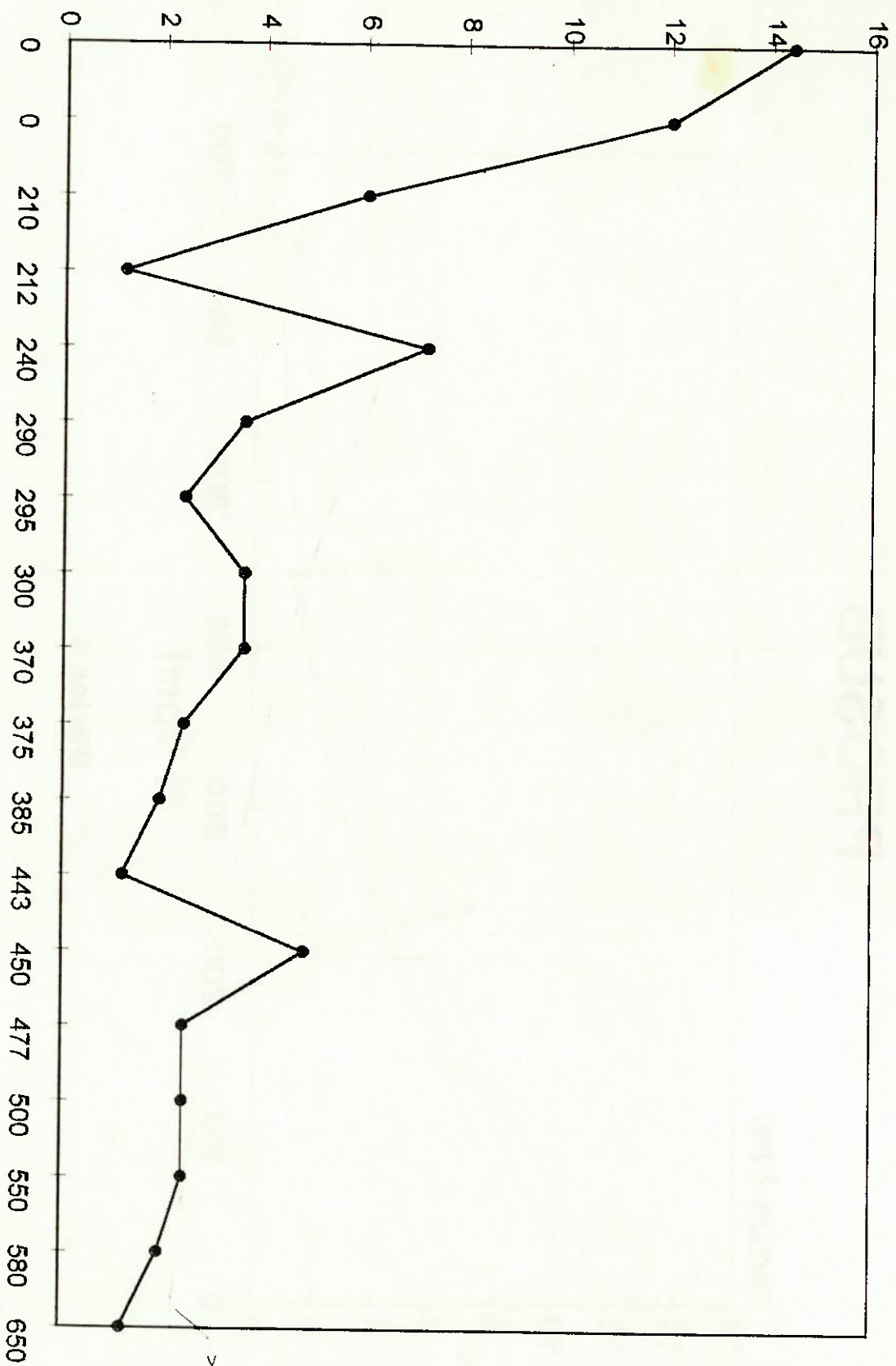
Vale salientar que as curvas traçadas para o motor são para um ΔP de 6,3 bar, e deve-se utilizar os fatores de correção da tabela do catálogo do motor para se obter as curvas para outros ΔP s.

Torque X Rotacao

PROSUB



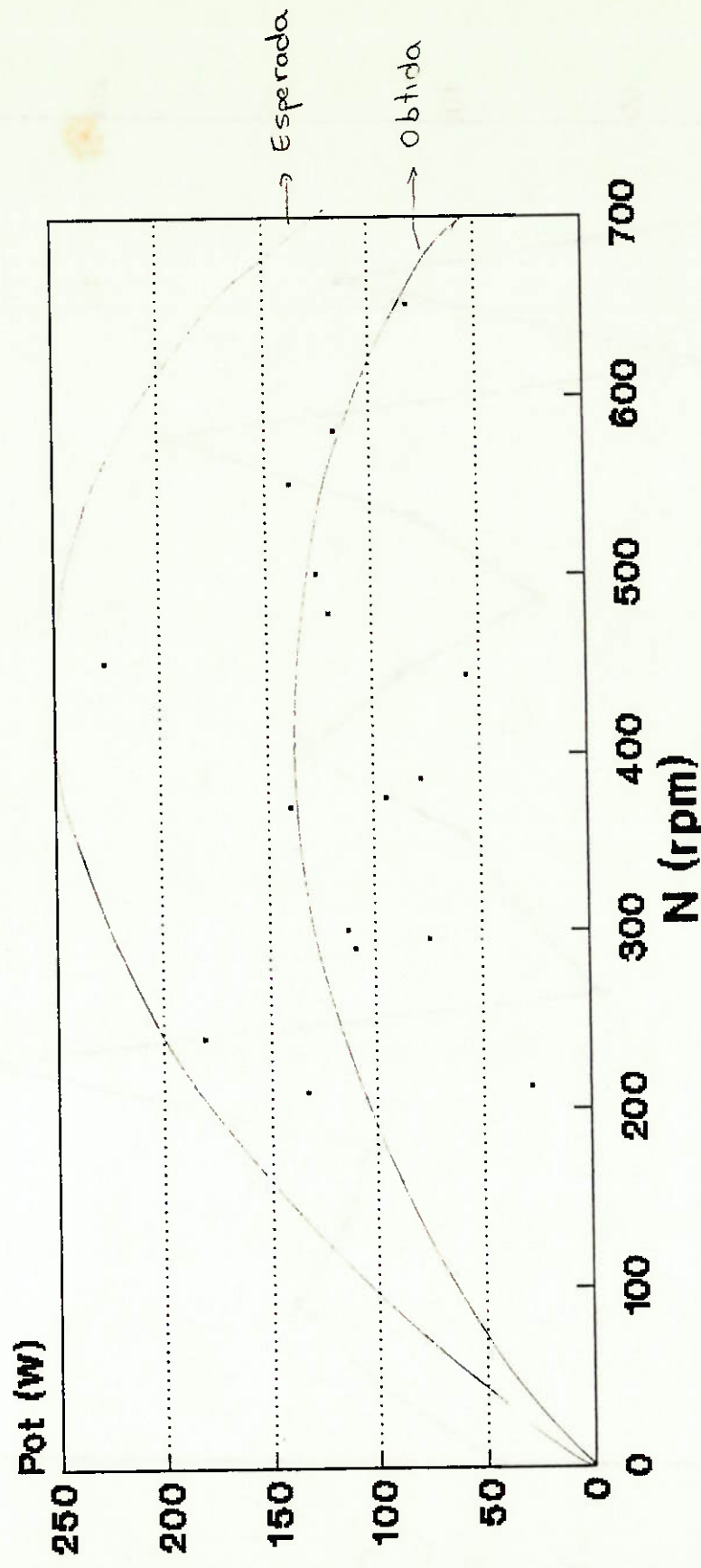
Torque X Rotação



> curva do catálogo

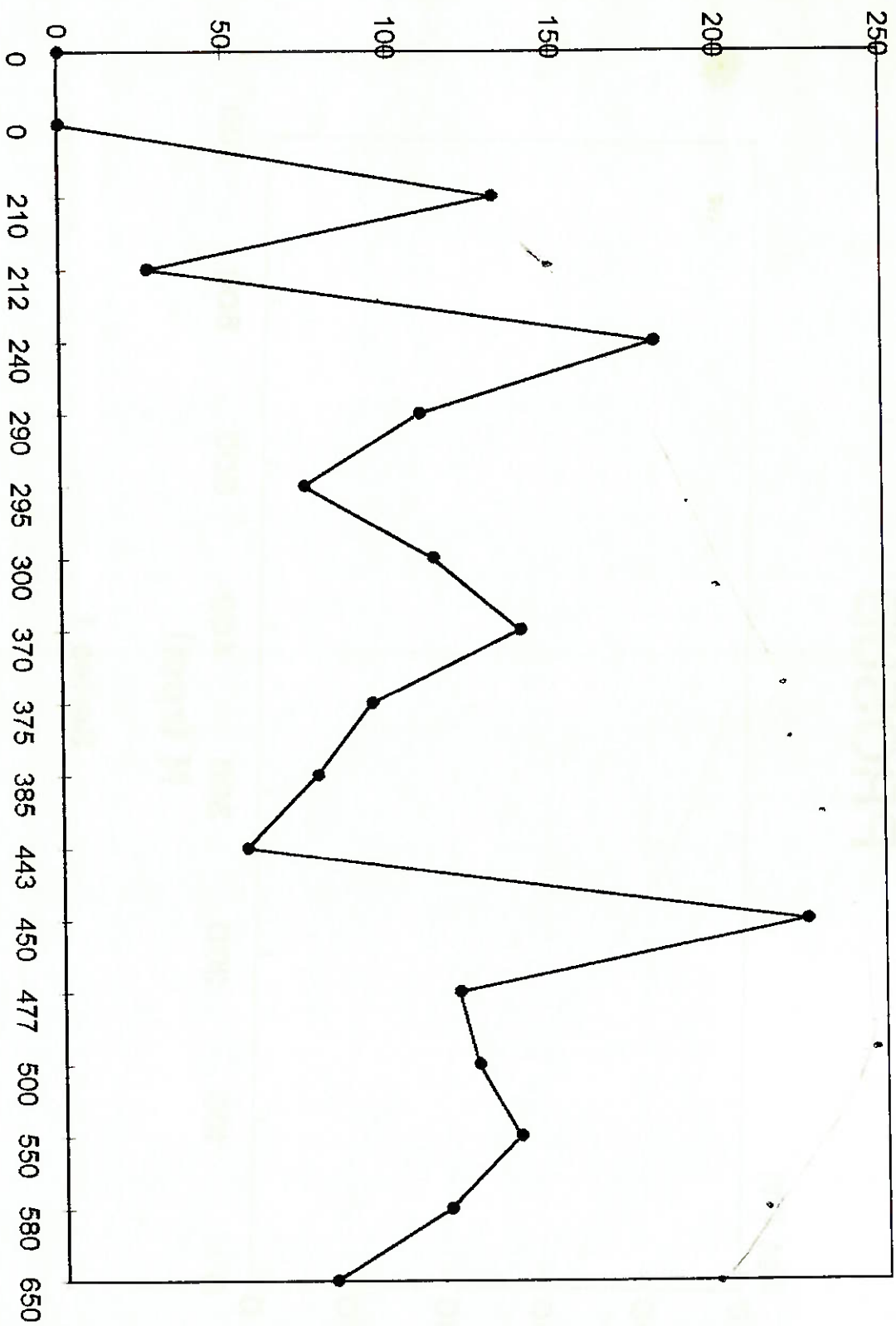
Potencia X Rotacao

PROSUB



Series 1

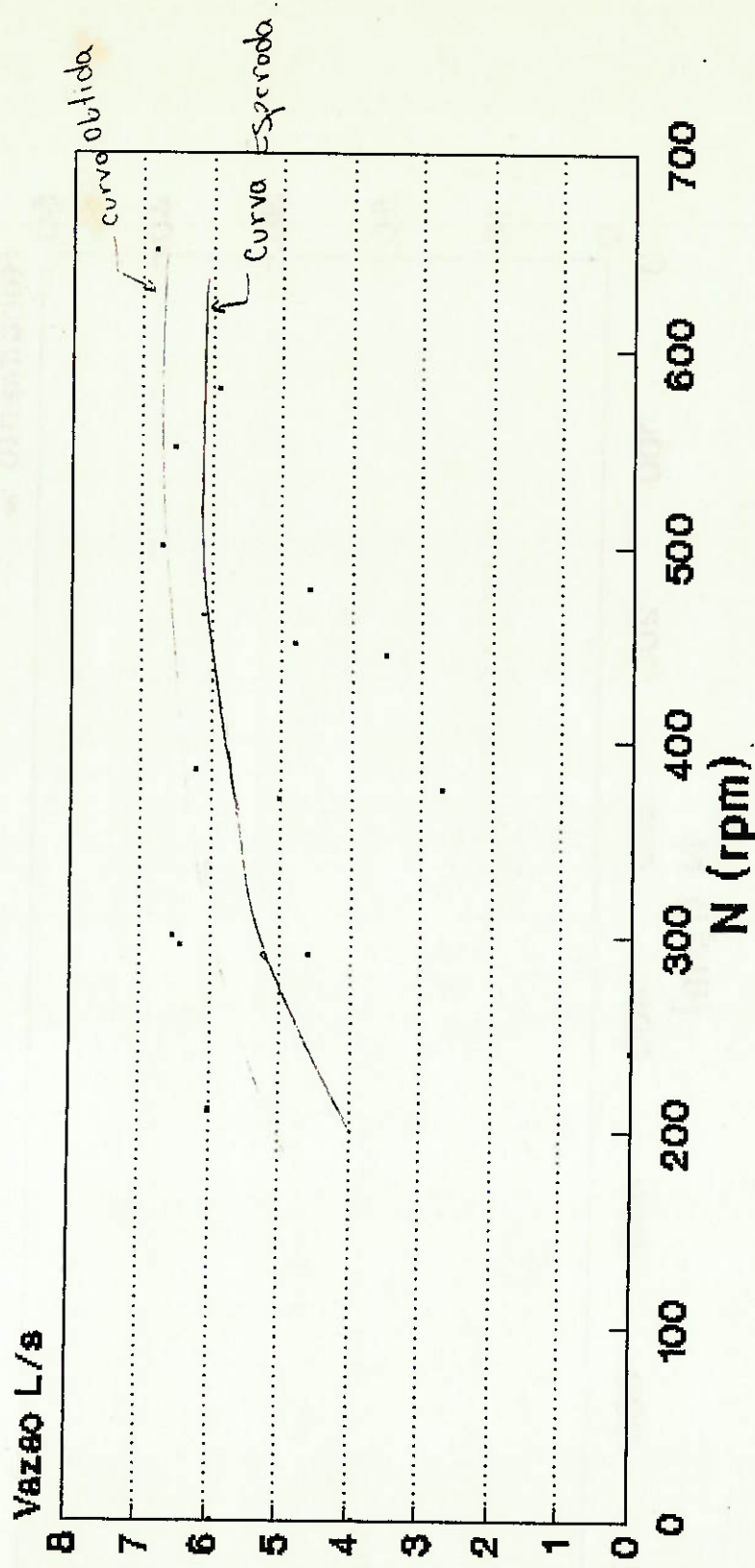
Potência X Rotação



Real
AP 5 bar
Fator de Potência:
0,71
0,93

Vazao X Rotacao

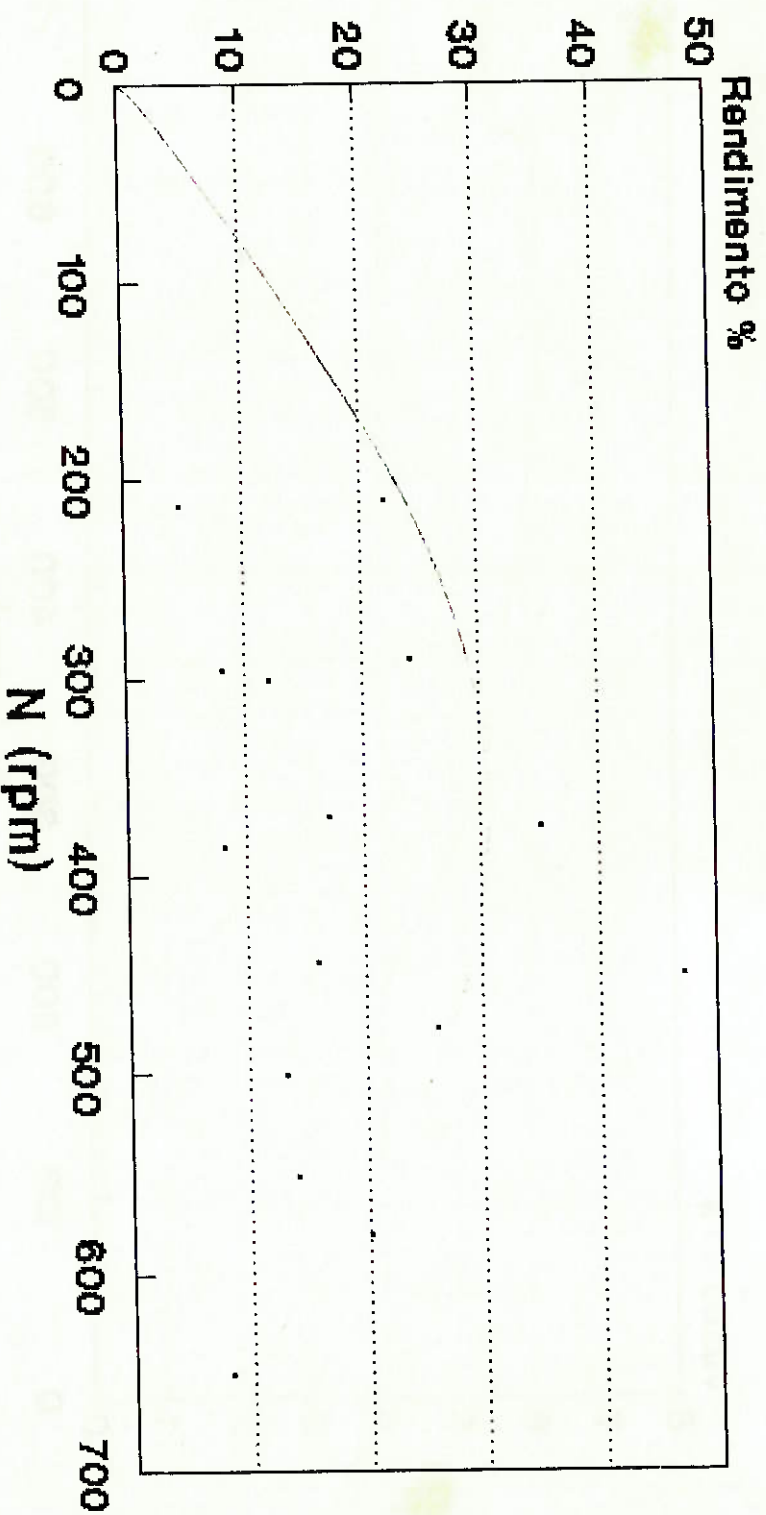
PROSUB



Series 1

Rendimento X Rotacao

PROSUB



Series 1

Através da análise das curvas pode-se concluir que o motor teve um comportamento bem próximo do esperado, excetuando-se por erros que são justificados devido à imprecisões na coleta de valores de torque e vazão.

A coleta de torque foi particularmente prejudicada devido à grande vibração causada pelo atrito entre o disco de alumínio e as sapatas de madeira, causando assim grandes oscilações na força medida na balança.

A coleta dos valores de vazão também estiveram sujeitos a grandes oscilações na altura das colunas de água do medidor de vazão, além de que tal medidor impõe uma grande perda de carga ao sistema.

Porém, qualitativamente, pôde-se observar a grande proximidade das curvas obtidas com as curvas reais.

Capítulo VII

Conclusões e Comentários Finais

O projeto apresentado possui objetivos bem claros.

Em primeiro lugar, foi apresentada uma alternativa de propulsão para veículos submersíveis de pequeno porte, destacando a opção de motorização pneumática.

Os benefícios que advém desta mudança já foram expostos e englobam principalmente aspectos de adequação e afinidade do produto com seu público alvo.

A solução aqui apresentada mostra que é viável a concepção de propulsão pneumática utilizando-se tanto ar comprimido como CO₂ líquido como fluido de trabalho, e que é possível atender as necessidades do público alvo com esta alternativa de motorização. Isso demonstra o caráter inovador do projeto.

É importante salientar que muitas melhorias, sobretudo no campo da autonomia, podem ser conseguidas com esforços de projeto e pesquisa direcionados para este fim.

Há margem para diversas possibilidades de sequenciação do projeto, desde abordagens de termodinâmica e mecânica dos fluidos até controle automático e automação.

É realmente esperado que os limites da inovação agora abordada não parem por aqui, evoluindo num futuro bem próximo para uma alternativa econômica - e ecológica - para os problemas de locomoção submarina.

Agradecimentos

Primeiramente, gostaríamos de agradecer à *Atlas Copco Tools*, que gentilmente doou um motor pneumático modelo LZB 33 A013 para que o trabalho pudesse ser concretizado. Tal gesto foi de extrema valia para o projeto, contribuindo para que as conclusões pudessem ser feitas unindo-se a teoria à prática. Em especial agradecemos ao Engenheiro Fábio, ao Engenheiro José Augusto, e ao Sr. Romeu Teixeira, que foram as pessoas com quem tratamos, e que nos deram total abertura e apoio.

Não menos importante foi a contribuição da *Scuba Repair*, uma oficina de equipamentos de mergulho, que nos emprestou vários cilindros de ar comprimido, um regulador de pressão 1º estágio de marca *Sherwood*, mangueiras de alta e baixa pressão, dois manômetros, além de ceder sua oficina para que os testes pudessem ser feitos. É evidente que sem a ajuda de Duda e de Ziggy, donos da *Scuba Repair*, que nos deram total apoio, os testes não teriam sido realizados.

Gostaríamos também de agradecer à *FESTO PNEUMATIC* pelo empréstimo das válvulas reguladoras de vazão, de um manômetro e de algumas conexões. Esta colaboração também foi determinante na viabilização dos testes realizados. Agradecemos aos engenheiros Fábio Luis Monteiro e Luís Carlos Lório, que nos deram uma grande abertura emprestando o material requisitado.

Foi muito importante também o empréstimo do medidor de vazão pela parte do professor Fiorelli, do Departamento de Engenharia Mecânica da POLI, Área Térmica. O professor doutor Valter também colaborou muito com o projeto emprestando um tacômetro para a medição das rotações do motor.

Muito obrigado a todos, pela enorme colaboração que foi prestada. Esta ajuda foi fundamental, e seu valor é tal que não pode ser quantificado.

Andreas Kauffmann

Caio Chaves Garcez

Fernando Fegyveres

Gustavo Henrique Sotero Rodrigues

Bibliografia Utilizada

1. VAN WYLEN, Gordon John e SONTAG, R.E. - Fundamentos da Termodinâmica Clássica - São Paulo, Edgard Blücher c 1970-3
2. HOERNER, S. - Fluid Dynamic Drag
3. VENNARD - Elementos de Mecânica dos Fluidos
4. HOLMAN, Jack Phillip - Transferência de Calor - São Paulo, Mc Graw Hill do Brasil, c1983
5. KAYS, William Morrow and LONDON, A. L. - Compact Heat Exchangers - New York, Mc Graw Hill c 1964
6. TORNBLAD, Jan - Marine Propellers and Propulsion of Ships - KAMEWA c 1975
7. MYERS, John J. - Handbook of Ocean and Underwater Engineering - New York, Mc Graw Hill c 1969
8. TAYLOR, David W. e FRITZ, J. - The Speed and Power of Ships: A Manual of Marine Propulsion - States Government Printing Office, 1943
9. SAUNDERS, Harold E. e MEDALIST, D.W.T. - Hydrodynamics in Ship Design - New York, Society of Naval Architects and Marine Engineers, c1956-65
10. HARVALD, Svend Aage - Resistance and Propulsion of Ships - New York, John Wiley c1983
11. IPEN e The Pan-American Institute of Naval Engineering - Marine Propulsion: Propellers and Gear Boxes - The Pan-American Institute of Naval Engineering, Rio de Janeiro c1989
12. GAST, Air Motors Catalogue
13. BROBRÁS - Equipamentos Pneumáticos Industriais LTDA. - Catálogo de Ferramentas Pneumáticas
14. ATLAS COPCO TOOLS - Air Motors - Catálogo de Motores Pneumáticos
15. ATLAS COPCO TOOLS - Catálogo de Mangueiras para ar Comprimido
16. ALPHAGÁZ - AIR LIQUIDE, Catálogo de Gases e cilindros de acondicionamento
17. L'AIR LIQUIDE - Encyclopedie des gaz
18. WABCO - Catálogo de válvulas pneumáticas

- 19. SCHRADER BELLOWS - Catálogo de Válvulas Pneumáticas
- 20. FESTO PNEUMATIC - Catálogo de Válvulas Pneumáticas
- 21. METALÚRGICA DETROIT - Catálogo de Conexões
- 22. SCUBAPRO - Catálogo de Válvulas, Mangueiras e Conexões para Mergulho
- 23. SHERWOOD - Catálogo de Válvulas, Mangueiras e Manômetros para equipamentos de mergulho
- 24. DNVI - ABIMAQ SINDIMAQ - Válvulas Industriais Brasileiras

Anexo I

Relatórios de Pesquisas de Campo

Relatório I - Visita ao Instituto Oceanográfico da USP

Data da visita: 12/04/95

Foram obtidas informações a respeito de cursos e instrutores de mergulho qualificados a nos fornecer dados sobre equipamentos já existentes, seus aspectos positivos e negativos, assim como sobre os seguintes parâmetros de projeto:

- Autonomia,
- Velocidade,
- Profundidade máxima alcançada,
- Peso,
- Dimensões,
- Capacidade de carga e
- Preço de venda.

Foram indicados os seguintes nomes de instrutores e cursos de mergulho:

- *Cláudio Guardabás*
CLAUMAR - Rua Mourato Coelho, 884 - Tel.: 813-1100
- *Delmar Soares Correa*
ALL SPORTS - Rua Lopes Neto, 163 - Tels.: 820-6295/820-2963
- *Gabriel Ganme*
DIVING COLLEGE - Rua Doutor Melo Alves, 700 - Tels.: 851-1453 / 881-4723 / 853-8999
- Curso ACM - Rua Nestor Pestana, 147 - 3º Andar - Tel.: 256 -1011 Ramais: 130/153
- New Life - Rua Alvarenga, 2247 - Butantã - Tel.: 210-3059

Em conversa com um médico otorrino-hiperbárico que trabalha no Instituto de Oceanografia da USP (Dr. Magnum), que também é mergulhador e realiza pesquisas na área de oceanografia, foram obtidas as seguintes informações sobre o cilindro utilizado por mergulhadores:

- Pressão admissível: $p_{adm} = 200$ bar;
- Pressão de ruptura: $p_{rup} = 300$ bar;
- Volume do cilindro: $V_{cil} = 12$ l.

Soube-se que a empresa alemã DRÄGER, a mesma que fabrica máquinas para lavagem com jato d'água de alta pressão, fabrica também propulsores submarinos individuais, movidos a motor elétrico com bateria. A empresa COMEX, francesa, também fabrica scooters com tais características.

Foi informada ainda a existência de um livro do *NOAA-DIVING* na biblioteca da Oceanografia, onde há tabelas para cálculos de tempo de mergulho, descompressões, profundidades e tempos de parada para descompressão.

Além disso, o Dr. Magnum explicou que um mergulho não pode durar mais que uma hora, pois a altas pressões o organismo absorve mais nitrogênio, o que deixa o mergulhador dopado e provoca alucinações.

Portanto, o próprio mergulhador tem uma autonomia de uma hora. Já para pequenas profundidades o mergulhador sofre menos tais efeitos, porém, mesmo assim, segundo o Dr. Magnum, não é aconselhável a realização de mergulhos com duração muito superior a uma hora.

Identificou-se entre as pessoas entrevistadas, todas praticantes de mergulho, um especial interesse pelo produto, o que mostra que este tipo de equipamento deverá ter uma boa aceitação no mercado.

Relatório II - Visita ao Curso de Mergulho Diving College

Contato: Gabriel Gamne - Instrutor de mergulho da Diving College

Data: 19/5/1995

Para coletar dados que auxiliem na determinação das características necessárias ao equipamento, foram ouvidos diversos profissionais da área, entre eles o Sr. Gabriel Gamne, instrutor-chefe do curso de mergulho *Diving College*.

As características por ele apontadas foram:

DPV - DIVER PROPULSION VEHICLE

Autonomia: mínima de 30 minutos;
Velocidade: máxima de 6 nós (cerca de 3 m/s);
Profundidade: entre 5 e 20 metros;
Peso: pouco peso fora da água (de 20 a 30 kg);
Dimensões: comprimento aproximadamente 70 cm;

Para a estrutura do PROSUB, foi sugerida a utilização de um termoplástico. Outras preocupações expressas foram a concepção de uma proteção para o hélice, de modo a evitar ferimentos no usuário do aparelho e o perigo de embolia pulmonar caso a velocidade de subida vertical exceda 18 m/min.

Os aparelhos similares que a pessoa entrevistada conhece são todos movidos a eletricidade. Ele ressaltou que as baterias deveriam ter uma boa duração, evitando trocas de bateria no barco, um local extremamente úmido e inadequado para o manuseio de equipamentos elétricos. Outros aspectos comentados foram relativos ao tempo de recarga das baterias - que não deveria ser muito longo - e à necessidade de um farol para mergulhos noturnos ou em locais com pouca iluminação natural - cavernas, por exemplo. O projeto do aparelho deveria prever o funcionamento em todas posições, sem vazamento da bateria.

Quanto a aspectos hidrodinâmicos do propulsor submarino, este deve ter flutuabilidade neutra na água (densidade da água do mar entre 1,02 e 1,03 kg/m³) e uma forma com bom coeficiente hidrodinâmico.

Relatório III - Visita ao curso de mergulho All Sports

Endereço: ALL SPORTS - Rua Lopes Neto, 163 - Tel. 820-6295 / 820-2963.

Contato: Sr. Delmar Soares Correa - Instrutor de mergulho

Data: 7/6/1995

A conversa abordou as características básicas desejáveis para o Propulsor Submarino Individual (PROSUB), de forma que o mesmo possa ser útil para mergulhadores autônomos.

As sugestões a cerca das características básicas foram:

Autonomia: cerca de 1 hora;
Velocidade: de 1 a 2 m/s;
Profundidade: máxima de 15 metros;
Peso: cerca de 20 kg;
Preço: aproximadamente US\$ 2000 (nos EUA);

Perguntado sobre equipamentos similares no mercado, o Sr. Delmar disse conhecer somente propulsores elétricos com baterias recarregáveis, observando em seguida que estas mesmas perdem sua eficiência com o tempo. Visto isso, foi apresentada a alternativa de utilização de um motor pneumático tendo como fonte um cilindro de ar comprimido do tipo utilizado pelos mergulhadores. A idéia foi considerada interessante, porém com restrições devido à variação da pressão nos tanques de ar durante o mergulho.

Uma observação interessante foi o consumo de ar de um mergulhador, 40 l/min para uma profundidade de 10 metros. Segundo o Sr. Delmar, a esta mesma profundidade, a capacidade de ar um cilindro é de 80 pés cúbicos (cerca de 2000 l), o que garante 50 minutos de autonomia para o mergulhador.

Outro aspecto destacado foi o problema do risco de embolia pulmonar no caso de locomoção vertical inadequada. Um mergulhador experiente sabe que deve retornar à superfície com, no máximo, a velocidade de 1 pé/s. Pessoas leigas que usassem o equipamento deveriam ser avisadas sobre esse fato.

Relatório IV - Visita ao Projeto Acqua

Contato: Rafael de Nicola - mergulhador da Marinha brasileira por 9 anos -instrutor profissional de mergulho

Data: 17/6/1995

O instrutor expôs seu ponto de vista sobre a performance esperada de um propulsor submarino individual.

Sua recomendação mais importante é o perigo de se permitir que uma pessoa inexperiente utilize o aparelho, pois a velocidade de ascensão de um mergulhador deve ser rigorosamente controlada por meio de tabelas e instrumentos, e o aparelho certamente ultrapassaria esta velocidade. O efeito disto é a hiperextensão pulmonar, que pode inclusive levar à morte. Baseado nisto, foi sugerido a restrição da venda do produto àquelas pessoas que estejam credenciadas de acordo com as normas internacionais de mergulho.

Uma recomendação de cunho prático se refere à posição do acelerador, que sempre é colocado na mão direita, nos similares existentes no mercado. "Ora," - diz o prof. Rafael - "como a maioria dos mergulhadores estão acostumados a fazer a compensação de pressão com a mão direita (colocando-a no nariz), é muito mais lógico que o acelerador fique na mão esquerda".

Os valores dos parâmetros de interesse definidos por ele são:

- Visibilidade: mínima de 2 m.
- Profundidade máxima de 60 m.
- Velocidade: 2 a 3 nós (1 a 1,5 m/s).
- Peso: na água: irrelevante (desde que tenha flutuabilidade neutra
ou levemente negativa)
em terra: máximo entre 10 e 15 kg.
- Autonomia: cerca de 1 hora.

Rafael estima que um conjunto médio tenha peso total de:

- Corpo: 80 kg.
- Cilindro: 14 kg.
- Lastro: 8 kg.

É importante lembrar que, na água, um colete inflável controla a densidade do mergulhador, para garantir uma flutuabilidade neutra. Se eventualmente o propulsor tiver também flutuabilidade neutra, é recomendável o uso de um mosquetão (tipo de cabo) para ligar o aparelho ao mergulhador.

Anexo II

Programas em Linguagem MatLab

```
%  
% Esta função retorna o valor  $y=f(x)$ ,  
% para uma reta definida por  $(x_1,y_1)$  e  $(x_2,y_2)$   
%  
function y=calcula(x1,x2,y1,y2,x);  
y=y1+((x-x1)*(y2-y1))/(x2-x1);  
%  
% Fim da função  
%  
  
%  
% Esta rotina de interpolação retorna o valor z para uma  
% matriz de valores tabelados  $z=f(x,y)$   
%  
function z=intrpol(mat,x,y);  
%  
% Determina as dimensões da matriz  
%  
[linha,coluna]=size(mat);  
%  
% Verifica se o valor de y está fora dos limites da tabela,  
% o que caracteriza a extrapolação  
%  
if mat(1,2)>y  
    liminfy=2;  
    limsupy=3;  
elseif mat(1,coluna)<y  
    limsupy=coluna;  
    liminfy=coluna-1;  
else  
    %  
    % Determina os limites para a interpolação em y  
    %  
    i=2;  
    while mat(1,i)<y  
        i=i+1;  
    end  
    limsupy=i;  
    liminfy=i-1;  
end
```

```
%  
% Verifica se o valor de x está fora dos limites da tabela,  
% o que caracteriza a extrapolação  
%  
if mat(2,1)>x  
    liminfx=2;  
    limsupx=3;  
elseif mat(linha,1)<x  
    limsupx=linha;  
    liminfx=linha-1;  
else  
    %  
    % Determina os limites para a interpolação em x  
    %  
    i=2;  
    while mat(i,1)<x  
        i=i+1;  
    end  
    limsupx=i;  
    liminfx=i-1;  
end  
%  
% Interpola em y, para o valor inferior de x  
%  
y1=mat(1,liminfy);  
y2=mat(1,limsupy);  
z1=mat(liminfx,liminfy);  
z2=mat(liminfx,limsupy);  
z1x=calcula(y1,y2,z1,z2,y);  
%  
% Interpola em y, para o valor superior de x  
%  
z1=mat(limsupx,liminfy);  
z2=mat(limsupx,limsupy);  
z2x=calcula(y1,y2,z1,z2,y);  
%  
% Interpola em x  
%  
x1=mat(liminfx,1);  
x2=mat(limsupx,1);  
z=calcula(x1,x2,z1x,z2x,x);  
%  
% Fim da função  
%
```

```
%  
% Esta rotina de interpolação retorna o valor y,  
% para uma matriz de valores tabelados  $z=f(x,y)$   
%  
function y=interp2(mat,x,z);  
%  
% Determina as dimensões da matriz  
%  
[linha,coluna]=size(mat);  
%  
% Verifica se o valor de x está fora da tabela,  
% o que caracteriza a extrapolação  
%  
if mat(2,1)>x  
    liminfx=2;  
    limsupx=3;  
elseif mat(linha,1)<x  
    limsupx=linha;  
    liminfx=linha-1;  
else  
    %  
    % Determina os limites de interpolação para x  
    %  
    i=2;  
    while mat(i,1)<x  
        i=i+1;  
    end  
    limsupx=i;  
    liminfx=i-1;  
end  
%  
% Verifica se o valor de z para o limite inferior de x  
% está fora da tabela, o que caracteriza a extrapolação  
%  
if mat(liminfx,2)>z  
    liminfz1=2;  
    limsupz1=3;  
elseif mat(liminfx,coluna)<z  
    limsupz1=coluna;  
    liminfz1=coluna-1;  
else
```

```
%  
% Determina os limites de interpolação de z, para o limite  
% inferior de x  
%  
i=2;  
while mat(liminfx,i)<z  
    i=i+1;  
end  
limsupz1=i;  
liminfz1=i-1;  
end  
%  
% Verifica se o valor de z para o limite superior de x  
% está fora da tabela, o que caracteriza a extrapolação  
%  
if mat(limsupx,2)>z  
    liminfz2=2;  
    limsupz2=3;  
elseif mat(limsupx,coluna)<z  
    limsupz2=coluna;  
    liminfz2=coluna-1;  
else  
    %  
    % Determina os limites de interpolação de z, para o limite  
    % superior de x  
    %  
    i=2;  
    while mat(limsupx,i)<z  
        i=i+1;  
    end  
    limsupz2=i;  
    liminfz2=i-1;  
end  
%  
% Realiza a interpolação em z, para o menor valor de x  
%  
z1=mat(liminfx,liminfz1);  
z2=mat(liminfx,limsupz1);  
y1=mat(1,liminfz1);  
y2=mat(1,limsupz1);  
y1x=calcula(z1,z2,y1,y2,z);  
%  
% Realiza a interpolação em z, para o maior valor de x  
%
```

```
z1=mat(limsupx,liminfz2);
z2=mat(limsupx,limsupz2);
y1=mat(1,liminfz2);
y2=mat(1,limsupz2);
y2x=calcula(z1,z2,y1,y2,z);
%
% Interpola em x
%
x1=mat(liminfx,1);
x2=mat(limsupx,1);
y=calcula(x1,x2,y1x,y2x,x);
%
% Fim da função
%

%
% Limpa a memória e inicializa as variáveis
%
clear
global n C1
R=292.7;
Cpo=1004.52;
k=1.4;
Vc=18e-3;
T0=288;
p0=220e5;
t0=0;
x0=4.6976;
tempo10=zeros(6,6);
tempo11=zeros(6,6);
tempo12=zeros(6,6);
tempo13=zeros(6,6);
tempo14=zeros(6,6);
massa10=zeros(6,6);
massa11=zeros(6,6);
massa12=zeros(6,6);
massa13=zeros(6,6);
massa14=zeros(6,6);
%
% Define os tempos finais para cada iteração
%
```

```
tf=zeros(6,6);
tf(1,1)=150000;tf(1,2)=28000;tf(1,3)=10000;tf(1,4)=5000;tf(1,5)=3000;tf(1,6)=2500;
tf(2,1)=120000;tf(2,2)=20000;tf(2,3)=9000;tf(2,4)=5000;tf(2,5)=2800;tf(2,6)=2000;
tf(3,1)=110000;tf(3,2)=18000;tf(3,3)=8000;tf(3,4)=4000;tf(3,5)=2600;tf(3,6)=1800;
tf(4,1)=90000;tf(4,2)=16000;tf(4,3)=8000;tf(4,4)=3700;tf(4,5)=2100;tf(4,6)=1800;
tf(5,1)=80000;tf(5,2)=14000;tf(5,3)=6500;tf(5,4)=3700;tf(5,5)=2000;tf(5,6)=1800;
tf(6,1)=75000;tf(6,2)=13000;tf(6,3)=6000;tf(6,4)=3000;tf(6,5)=2000;tf(6,6)=1600;
%
% Define a potência para cada velocidade
%
pot=zeros(6,1);
pot(1)=1.7;
pot(2)=13.6;
pot(3)=45.8;
pot(4)=108.5;
pot(5)=212.0;
pot(6)=282.0;
%
% Define a queda de pressão para cada velocidade
%
dp=zeros(6,1);
dp(1)=1.0e5;
dp(2)=1.5e5;
dp(3)=3.0e5;
dp(4)=4.0e5;
dp(5)=6.0e5;
dp(6)=7.1e5;
%
% Início do laço de variação da velocidade
%
for vel=1:6;
    %
    % Define os parâmetros potência e queda de pressão
    %
    Wpvc=pot(vel);
    deltap=dp(vel);
    %
    % Início do laço de variação da profundidade
```

```
%
for prof=1:6;
    %
    % Define a pressão ambiente, a pressão de alimentação,
    % a pressão final e o coeficiente beta
    %
    p3=3e4*(prof-1)+1e5;
    p2=p3+deltap;
    pf=10e5+p3;
    b=(p2/p3)^(1/k);
    %
    % Início do laço de variação do processo
    %
    for i=0:4;
        %
        % Calcula os parâmetros n, massa residual, alfa e
        % o coeficiente da equação VI (vide modelamento)
        %
        n=1+i/10;
        massaf=(Vc/(R*T0))*(pf^(1/n))*(p0^((n-1)/n));
        a=(p0^(1-n))*(R*T0)^n;
        C1=-(Wpvc*R)/(Cpo*(1-b^(1-k))*a*Vc^(1-n));
        %
        % Realiza a iteração numérica
        %
        [t,x]=ode45('equaar',t0,tf(prof,vel),x0);
        %
        % Determina o ponto final de operação
        %
        j=1;
        while x(j)>=massaf
            j=j+1;
        end;
        %
        % Calcula a autonomia por interpolação
        %
        auto=t(j-1)+((massaf-x(j))*(t(j)-t(j-1)))/(x(j-1)-x(j));
        %
        % Armazena a autonomia e a massa residual em uma
        % posição da matriz correspondente
        %
        evalstr=['tempo1',int2str(i),'(prof,vel)=auto;'];
        eval(evalstr);
        evalstr=['massa1',int2str(i),'(prof,vel)=massaf;'];
```

```
    eval(evalstr);
    %
    % Mostra as variáveis de laço na tela
    %
    [vel prof n]
end
end
end
%
% Fim do programa
%

%
% Limpa a memória e inicializa as variáveis
%
clear
global C1
si=0.786230254;
Vc=20e-3;
T0=15;
t0=0;
x0=12.23;
tempoterm=zeros(6,6);
tempoentr=zeros(6,6);
massaterm=zeros(6,6);
massaentr=zeros(6,6);
% Matriz densidade
rho=zeros(10,3);
rho(1,2)=10;rho(1,3)=20;
rho(2,1)=2e5;rho(2,2)=3.784;rho(2,3)=3.650;
rho(3,1)=3e5;rho(3,2)=5.711;rho(3,3)=5.505;
rho(4,1)=4e5;rho(4,2)=7.663;rho(4,3)=7.381;
rho(5,1)=5e5;rho(5,2)=9.640;rho(5,3)=9.279;
rho(6,1)=6e5;rho(6,2)=11.643;rho(6,3)=11.198;
rho(7,1)=7e5;rho(7,2)=13.673;rho(7,3)=13.140;
rho(8,1)=8e5;rho(8,2)=15.731;rho(8,3)=15.106;
rho(9,1)=9e5;rho(9,2)=17.818;rho(9,3)=17.095;
rho(10,1)=10e5;rho(10,2)=19.934;rho(10,3)=19.110;
% Matriz de saturação líquido vapor
% Coluna 1 - entropia do líquido  Coluna 2 - entropia do vapor
```

% Coluna 3 - densidade do líquido Coluna 4 - densidade do vapor

```
sat=zeros(10,5);
sat(1,2)=1;sat(1,3)=2;sat(1,4)=3;sat(1,5)=4;
sat(2,1)=5.179e5;sat(2,2)=0.6286;sat(2,3)=1.0173;
sat(3,1)=5.788e5;sat(3,2)=0.6345;sat(3,3)=1.0136;
sat(4,1)=6.293e5;sat(4,2)=0.6390;sat(4,3)=1.0108;
sat(5,1)=6.830e5;sat(5,2)=0.6434;sat(5,3)=1.0081;
sat(6,1)=7.402e5;sat(6,2)=0.6478;sat(6,3)=1.0054;
sat(7,1)=8.008e5;sat(7,2)=0.6521;sat(7,3)=1.0028;
sat(8,1)=8.651e5;sat(8,2)=0.6563;sat(8,3)=1.0002;
sat(9,1)=9.331e5;sat(9,2)=0.6605;sat(9,3)=0.9976;
sat(10,1)=10.050e5;sat(10,2)=0.6647;sat(10,3)=0.9951;
sat(2,4)=1180.38;sat(2,5)=13.758;
sat(3,4)=1170.73;sat(3,5)=15.303;
sat(4,4)=1163.25;sat(4,5)=16.581;
sat(5,4)=1155.71;sat(5,5)=17.942;
sat(6,4)=1148.11;sat(6,5)=19.390;
sat(7,4)=1140.44;sat(7,5)=20.929;
sat(8,4)=1132.69;sat(8,5)=22.563;
sat(9,4)=1124.87;sat(9,5)=24.297;
sat(10,4)=1116.97;sat(10,5)=26.136;
```

%

% Transforma as colunas densidade em colunas volume específico

%

```
for i=2:10
```

```
    for j=4:5
```

```
        sat(i,j)=1/sat(i,j);
```

```
    end
```

```
end
```

% Matriz entalpia

```
h=zeros(11,9);
```

```
h(1,2)=-50;h(1,3)=-40;h(1,4)=-30;h(1,5)=-20;h(1,6)=-10;h(1,7)=0;
```

```
h(1,8)=10;h(1,9)=20;
```

```
h(2,1)=1e5;h(2,2)=178.479;h(2,3)=180.389;h(2,4)=182.312;h(2,5)=184.252;
```

```
h(3,1)=2e5;h(3,2)=178.037;h(3,3)=179.991;h(3,4)=181.953;h(3,5)=183.926;
```

```
h(4,1)=3e5;h(4,2)=177.580;h(4,3)=179.584;h(4,4)=181.587;h(4,5)=183.594;
```

```
h(5,1)=4e5;h(5,2)=177.109;h(5,3)=179.166;h(5,4)=181.213;h(5,5)=183.256;
```

```
h(6,1)=5e5;h(6,2)=176.622;h(6,3)=178.736;h(6,4)=180.830;h(6,5)=182.912;
```

```

h(7,1)=6e5;h(7,2)=176.117;h(7,3)=178.294;h(7,4)=180.438;h(7,5)=182.5
61;
h(8,1)=7e5;h(8,2)=94.308;h(8,3)=177.839;h(8,4)=180.036;h(8,5)=182.20
3;
h(9,1)=8e5;h(9,2)=94.313;h(9,3)=177.369;h(9,4)=179.625;h(9,5)=181.83
7;
h(10,1)=9e5;h(10,2)=94.319;h(10,3)=176.882;h(10,4)=179.202;h(10,5)=1
81.464;
h(11,1)=10e5;h(11,2)=94.324;h(11,3)=176.378;h(11,4)=178.767;h(11,5)=
181.082;
h(2,6)=186.209;h(2,7)=188.184;h(2,8)=190.177;h(2,9)=192.189;
h(3,6)=185.911;h(3,7)=187.910;h(3,8)=189.924;h(3,9)=191.955;
h(4,6)=185.608;h(4,7)=187.633;h(4,8)=189.669;h(4,9)=191.719;
h(5,6)=185.301;h(5,7)=187.352;h(5,8)=189.411;h(5,9)=191.480;
h(6,6)=184.989;h(6,7)=187.067;h(6,8)=189.150;h(6,9)=191.240;
h(7,6)=184.672;h(7,7)=186.779;h(7,8)=188.886;h(7,9)=190.997;
h(8,6)=184.350;h(8,7)=186.486;h(8,8)=188.619;h(8,9)=190.752;
h(9,6)=184.022;h(9,7)=186.190;h(9,8)=188.349;h(9,9)=190.504;
h(10,6)=183.688;h(10,7)=185.889;h(10,8)=188.075;h(10,9)=190.254;
h(11,6)=183.349;h(11,7)=185.584;h(11,8)=187.798;h(11,9)=190.001;
% Matriz entropia
s=zeros(11,9);
s(1,2)=-50;s(1,3)=-40;s(1,4)=-30;s(1,5)=-20;s(1,6)=-10;s(1,7)=0;
s(1,8)=10;s(1,9)=20;
s(2,1)=1e5;s(2,2)=1.1038;s(2,3)=1.1117;s(2,4)=1.1194;s(2,5)=1.1270;
s(3,1)=2e5;s(3,2)=1.0711;s(3,3)=1.0792;s(3,4)=1.0871;s(3,5)=1.0948;
s(4,1)=3e5;s(4,2)=1.0514;s(4,3)=1.0597;s(4,4)=1.0678;s(4,5)=1.0756;
s(5,1)=4e5;s(5,2)=1.0369;s(5,3)=1.0454;s(5,4)=1.0537;s(5,5)=1.0617;
s(6,1)=5e5;s(6,2)=1.0252;s(6,3)=1.0340;s(6,4)=1.0425;s(6,5)=1.0506;
s(7,1)=6e5;s(7,2)=1.0154;s(7,3)=1.0245;s(7,4)=1.0331;s(7,5)=1.0414;
s(8,1)=7e5;s(8,2)=0.6434;s(8,3)=1.0161;s(8,4)=1.0250;s(8,5)=1.0334;
s(9,1)=8e5;s(9,2)=0.6433;s(9,3)=1.0086;s(9,4)=1.0177;s(9,5)=1.0264;
s(10,1)=9e5;s(10,2)=0.6432;s(10,3)=1.0017;s(10,4)=1.0111;s(10,5)=1.02
00;
s(11,1)=10e5;s(11,2)=0.6432;s(11,3)=0.9954;s(11,4)=1.0051;s(11,5)=1.0
142;
s(2,6)=1.1344;s(2,7)=1.1417;s(2,8)=1.1488;s(2,9)=1.1558;
s(3,6)=1.1023;s(3,7)=1.1097;s(3,8)=1.1169;s(3,9)=1.1240;
s(4,6)=1.0832;s(4,7)=1.0907;s(4,8)=1.0980;s(4,9)=1.1051;
s(5,6)=1.0694;s(5,7)=1.0770;s(5,8)=1.0843;s(5,9)=1.0915;
s(6,6)=1.0585;s(6,7)=1.0662;s(6,8)=1.0736;s(6,9)=1.0809;
s(7,6)=1.0494;s(7,7)=1.0572;s(7,8)=1.0647;s(7,9)=1.0721;
s(8,6)=1.0416;s(8,7)=1.0495;s(8,8)=1.0571;s(8,9)=1.0645;
s(9,6)=1.0347;s(9,7)=1.0427;s(9,8)=1.0504;s(9,9)=1.0579;

```

```
s(10,6)=1.0285;s(10,7)=1.0366;s(10,8)=1.0444;s(10,9)=1.0520;
s(11,6)=1.0228;s(11,7)=1.0310;s(11,8)=1.0389;s(11,9)=1.0466;
%
% Define os tempos finais para cada iteração
%
tf=zeros(6,6);
tf(1,1)=250000;tf(1,2)=40000;tf(1,3)=18000;tf(1,4)=10000;tf(1,5)=6000;tf(
1,6)=4500;
tf(2,1)=220000;tf(2,2)=36000;tf(2,3)=16000;tf(2,4)=9000;tf(2,5)=5500;tf(2,
6)=4500;
tf(3,1)=190000;tf(3,2)=33000;tf(3,3)=15000;tf(3,4)=7000;tf(3,5)=5000;tf(3,
6)=3900;
tf(4,1)=160000;tf(4,2)=29000;tf(4,3)=13000;tf(4,4)=7000;tf(4,5)=5000;tf(4,
6)=3800;
tf(5,1)=140000;tf(5,2)=25000;tf(5,3)=12000;tf(5,4)=6000;tf(5,5)=3500;tf(5,
6)=2900;
tf(6,1)=130000;tf(6,2)=25000;tf(6,3)=11000;tf(6,4)=6000;tf(6,5)=3500;tf(6,
6)=2700;
%
% Determina a potência para cada velocidade
%
pot=zeros(6,1);
pot(1)=1.7;
pot(2)=13.6;
pot(3)=45.8;
pot(4)=108.5;
pot(5)=212.0;
pot(6)=282.0;
%
% Determina a queda de pressão no motor para cada velocidade
%
dp=zeros(6,1);
dp(1)=1.0e5;
dp(2)=1.5e5;
dp(3)=3.0e5;
dp(4)=4.0e5;
dp(5)=6.0e5;
dp(6)=7.1e5;
%
% Início do laço de variação de velocidade
%
for vel=1:6;
    %
    % Define a potência e a queda de pressão
```

```
%
Wpvc=pot(vel);
deltap=dp(vel);
%
% Início do laço de variação de profundidade
%
for prof=1:6;
    %
    % Define a pressão ambiente, a pressão de alimentação e
    % a pressão final
    %
    p3=3e4*(prof-1)+1e5;
    p2=p3+deltap;
    pf=10e5+p3;
    %
    % Calcula a densidade e a massa final para o processo isotérmico
    %
    densidade=interp(rho,pf,T0);
    massaterm(prof,vel)=densidade*Vc;
    %
    % Calcula o volume específico e a massa final para o
    % processo isoentrópico, através da igualdade de entropias
    %
    si=interp(sat,pf,1);
    sv=interp(sat,pf,2);
    xf=(si-si)/(sv-si);
    vl=interp(sat,pf,3);
    vv=interp(sat,pf,4);
    volesp=xf*vv+(1-xf)*vl;
    massaentr(prof,vel)=Vc/volesp;
    %
    % Calcula a entalpia e a entropia na entrada do motor
    %
    hent=interp(h,p2,T0);
    sent=interp(s,p2,T0);
    %
    % Determina a temperatura e a entalpia na saída do motor
    %
    Tsai=interp2(s,p3,sent);
    hsai=interp(h,p3,Tsai);
    %
    % Calcula o consumo de massa, de acordo com
    % a equação ... (vide modelamento)
    %
```

```
C1=-Wpvc/((hent-hsai)*4185.5);
%
% Realiza a iteração numérica
%
[t,x]=ode45('equaco2',t0,tf(prof,vel),x0);
%
% Determina o ponto final de operação e calcula a autonomia,
% para o processo isotérmico
%
j=1;
while x(j)>=massaterm(prof,vel)
    j=j+1;
end;
auto=t(j-1)+((massaterm(prof,vel)-x(j))*(t(j)-t(j-1)))/(x(j-1)-x(j));
tempoterm(prof,vel)=auto;
%
% Determina o ponto final de operação e calcula a autonomia,
% para o processo isoentrópico
%
j=1;
while x(j)>=massaentr(prof,vel)
    j=j+1;
end;
auto=t(j-1)+((massaentr(prof,vel)-x(j))*(t(j)-t(j-1)))/(x(j-1)-x(j));
tempoentr(prof,vel)=auto;
%
% Mostra as variáveis de laço na tela
%
[vel prof]
end
end
%
% Fim do programa
%
```

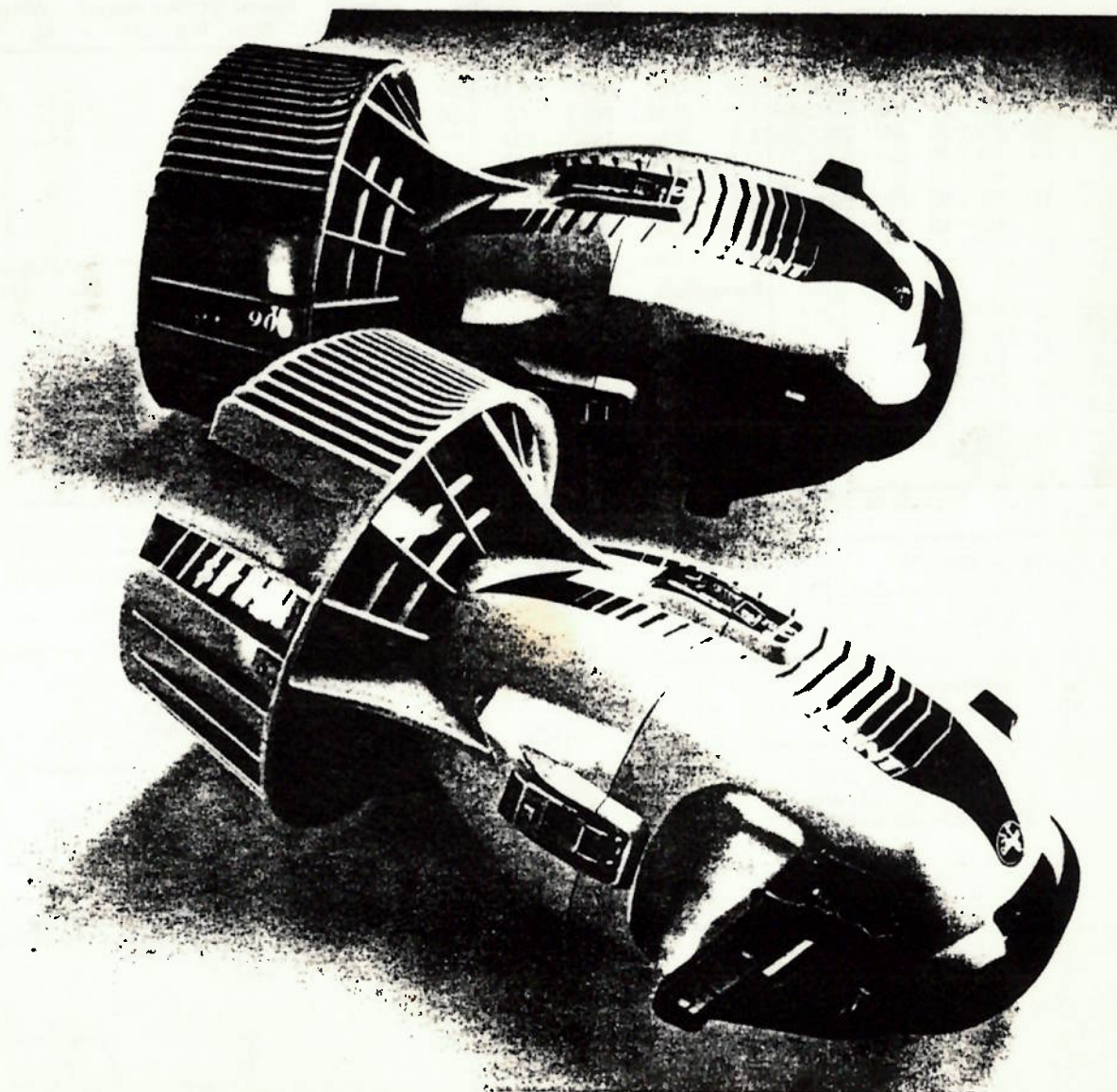
□

Anexo III

Manual do DPV elétrico Comparado



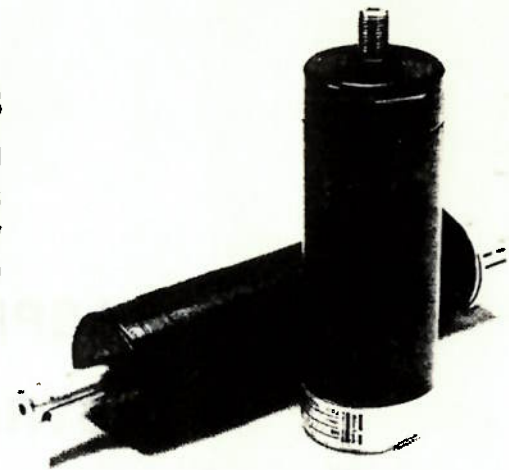
**SEASPRINT U/W VEHICLE
INSTRUCTION MANUAL
MODEL SV900**



**CAUTION: DO NOT ATTEMPT TO OPERATE THE DACOR SEASPRINT VEHICLE BEFORE YOU
READ AND UNDERSTAND THE INSTRUCTIONS IN THIS MANUAL.**

Vane motor LZB 33 Data, Specification and Performance Charts

0.23 - 0.36 kW
0.31 - 0.48 hp



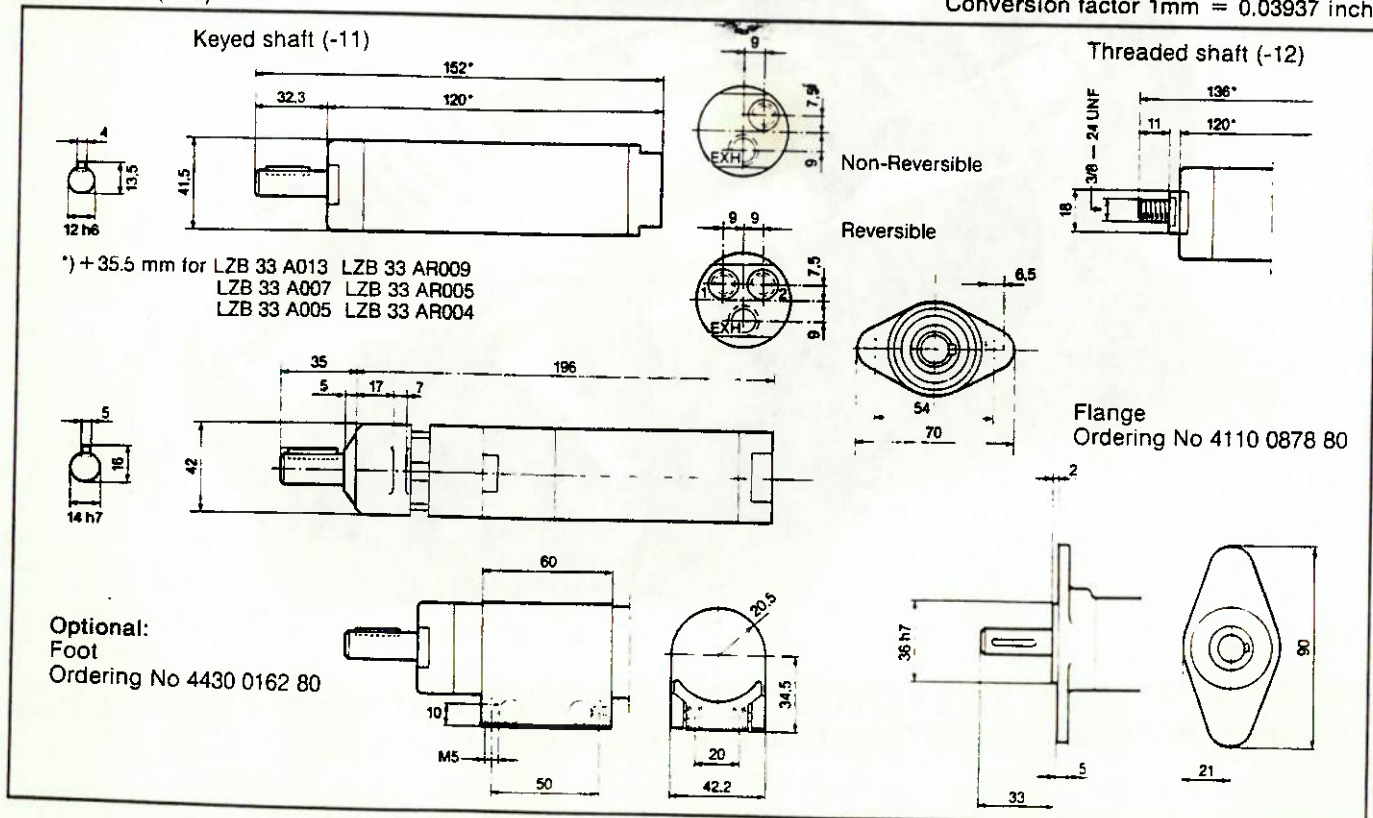
Data at air pressure 6.3 bar (91 psi)

Type	Ordering No.		Max output		Speed	Torque		Min		Free	Air		Weight	
	Keyed Shaft	Threaded Shaft	kW	hp	at max output r/ min	at max output Nm	at max output lbf.ft	starting torque Nm	starting torque lbf.ft		speed r/ min	consumption at max output l/ s	consumption at max output cfm	kg
Non-Reversible														
LZB 33 A210-	8411 0301 51	8411 0302 50	0.36	0.48	9200	0.37	0.27	0.74	0.54	20000	8.7	18.4	0.75	1.65
LZB 33 A060-	8411 0301 44	8411 0302 43	0.36	0.48	2650	1.3	0.96	2.6	1.9	5650	8.7	18.4	0.75	1.65
LZB 33 A033-	8411 0301 36	8411 0302 35	0.36	0.48	1450	2.3	1.7	4.7	3.5	3200	8.7	18.4	0.75	1.65
LZB 33 A026-	8411 0301 28	8411 0302 27	0.36	0.48	1180	2.9	2.1	5.9	4.4	2550	8.7	18.4	0.75	1.65
LZB 33 A013-	8411 0301 10	8411 0302 19	0.34	0.46	575	5.7	4.2	12.0	8.9	1280	8.7	18.4	1.02	2.25
LZB 33 A007-	8411 0301 02	8411 0302 01	0.34	0.46	320	10.4	7.7	21.6	15.9	700	8.7	18.4	1.02	2.25
LZB 33 A005-	8411 0301 69	8411 0302 68	0.34	0.46	260	12.6	9.3	26.8	19.8	540	8.7	18.4	1.02	2.25
LZB 33 A0030-	8411 0301 77	-	0.34	0.46	160	20.3	15.0	30.0	22.1	350	8.7	18.4	1.50	3.31
Reversible														
LZB 33 AR150-	8411 0303 59	-	0.24	0.32	7000	0.34	0.25	0.46	0.34	14000	7.8	16.5	0.75	1.65
LZB 33 AR043-	8411 0303 42	-	0.24	0.32	1960	1.2	0.89	1.6	1.2	3840	7.8	16.5	0.75	1.65
LZB 33 AR024-	8411 0303 34	-	0.24	0.32	1090	2.1	1.6	3.0	2.2	2090	7.8	16.5	0.75	1.65
LZB 33 AR019-	8411 0303 26	-	0.24	0.32	880	2.7	2.0	3.7	2.7	1760	7.8	16.5	0.75	1.65
LZB 33 AR009-	8411 0303 18	-	0.23	0.31	435	4.9	3.6	7.0	5.2	840	7.8	16.5	1.02	2.25
LZB 33 AR005-	8411 0303 00	-	0.23	0.31	240	9.1	6.7	12.6	9.3	480	7.8	16.5	1.02	2.25
LZB 33 AR004-	8411 0303 67	-	0.23	0.31	190	11.4	8.4	15.6	11.5	385	7.8	16.5	1.02	2.25
LZB 33 AR0026-	8411 0303 75	-	0.23	0.31	120	18.3	13.5	20.0	14.8	240	7.8	16.5	1.50	3.31

1) Suffix. -11 = Keyed Shaft -12 = Threaded Shaft

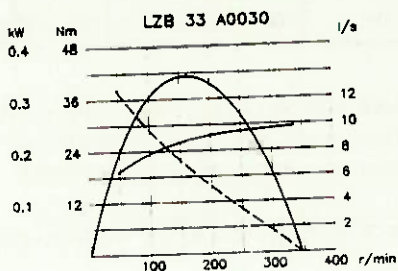
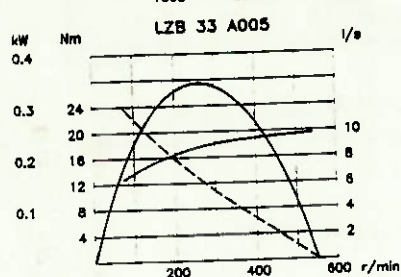
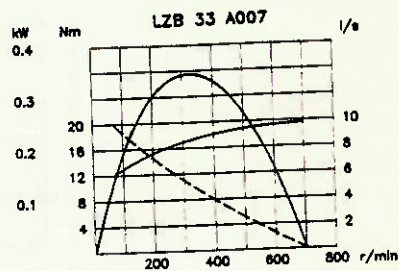
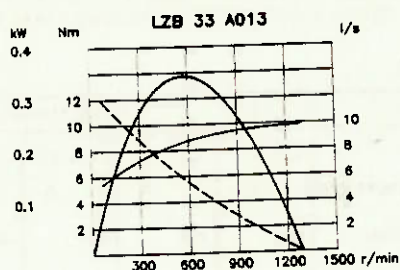
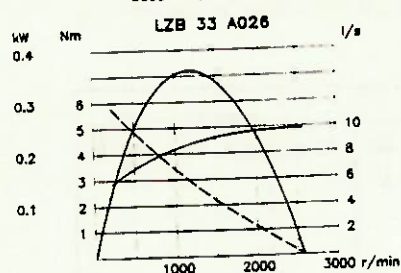
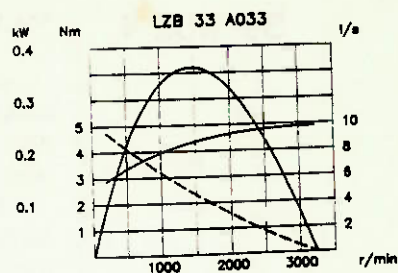
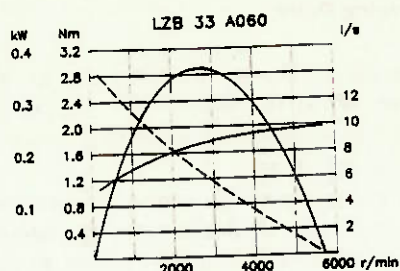
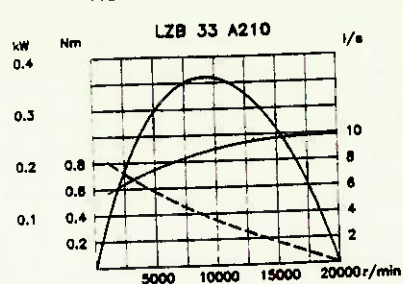
Dimensions (mm)

Conversion factor 1mm = 0.03937 inch

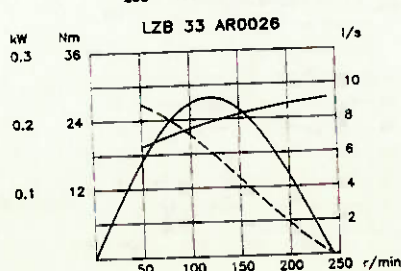
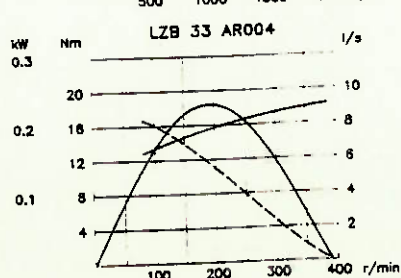
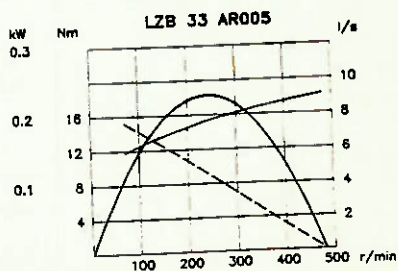
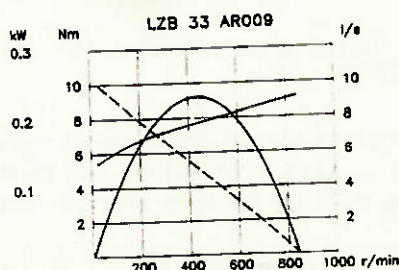
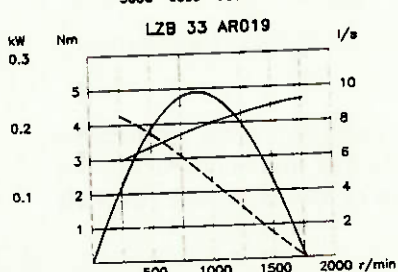
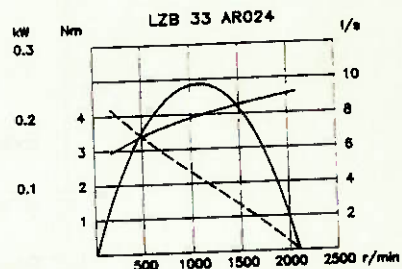
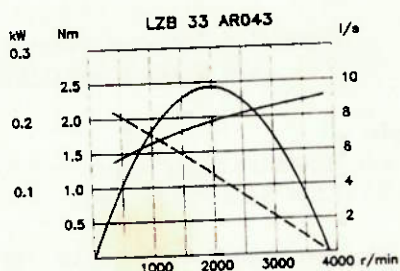
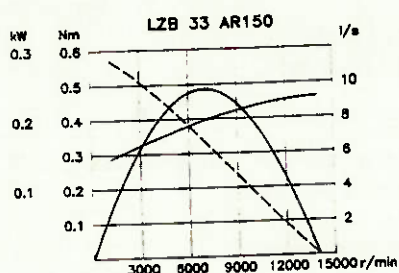


LZB 33 Performance curves at air pressure 6.3 bar (91 psi)

Non-Reversible



Reversible



Conversion Factors

1 kW	≈ 1.341 hp
1 Nm	≈ 0.738 lbf ft
1 l/s	≈ 2.119 cfm
1 hp	≈ 0.745 kW
1 lbf ft	≈ 1.356 Nm
1 cfm	≈ 0.472 l/s

Section 4.

Choosing Your Motor

The Working Point.

When selecting an air motor for an application, the first step is to establish what is called the "working point". This is the point described by the desired operating speed for the motor and the torque required at that speed.

The wide operating range of the air motor makes it probable that a number of motors could run with the same working point. However, as it is most efficient to run an air motor at the maximum power speed, we should select a motor that produces maximum power nearest to the working point.

Vane Motors							
	LZB 11	LZB 22	LZB 33	LZB 44	LZL 05	LZL 15	LZL 25
Non-Reversible	A	A	A	A			
Reversible	AR	AR	AR	AR			
Output (kW)	0.08 0.12	0.16 0.25	0.23 0.36	0.41 0.62	1.6	2.6	3.7

Table 5

Table 5 shows the power output for all Atlas Copco vane motors. The correct motor size is determined by selecting a motor with a power output above that required at the working point.

The power required at the working point is calculated by:

$$\text{Power} = \frac{\pi \times M \times n}{30} \text{ Watts}$$

Where, M = Torque at working point (in Nm)

n = Speed at working point (in r/min)

Example,

A non-reversible motor is required to run at 300 rpm and produce a torque of 10 Nm. Selection of correct motor size is as follows-

$$\text{Power required (Watts)} = \frac{3.14 \times 10 \times 300}{30} = 314$$

From Table 5 the correct size of non-reversible motor for this application is the LZB 33.

Once the motor size has been identified, simply look at the performance curves for each motor variant and select the one that is nearest to the working point. For the above example this would be the LZB 33 A007 Figure 29.

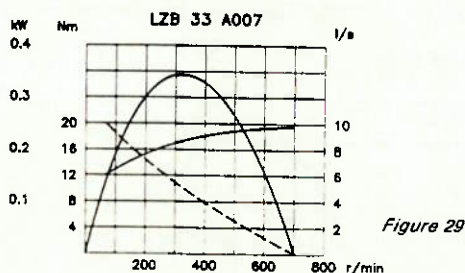


Figure 29

If necessary, one of the flow control methods can be used to modify the output of a motor to meet the working point exactly (*Figure 30*).

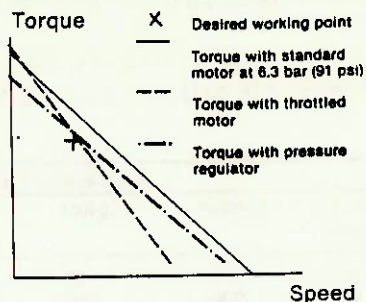


Figure 30

It should be noted that some applications can have more than one working point. This is no problem for an air motor, as it is rather easy to modify the output to suit both points - providing both fall within the operating range of the motor.

By referring to *Figure 31*, it is also easy to calculate the inlet pressure required to achieve a desired working point.

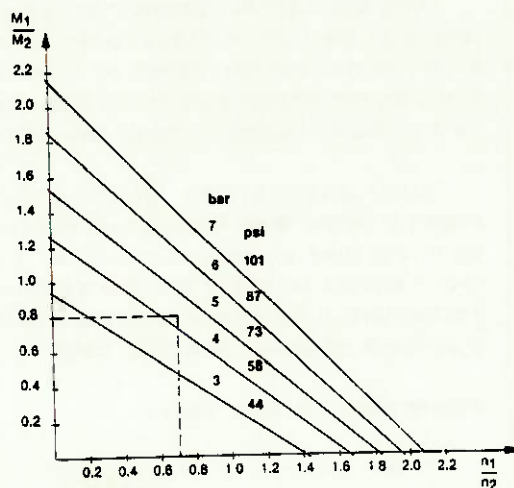


Figure 31

M_1 = desired torque
 M_2 = torque at maximum output
 n_1 = desired speed
 n_2 = speed at maximum output

Calculate the ratios M_1/M_2 and n_1/n_2

Apply these values to the diagram and read off the pressure at the intersection point.

Example.

An LZB 22 A036 is required to run at 1155 rpm and produce 1.2 Nm: calculate the required inlet pressure to achieve this.

For this motor at maximum output the torque is 1.5 Nm and the speed is 1650 rpm.

Therefore $M_1/M_2 = 0.8$ and $n_1/n_2 = 0.7$

The required inlet pressure is 4.2 bar (61 psi).

Some installations may have a supply pressure which is not at 6.3 bar. In these cases the performance of a motor must be re-calculated to ensure the working point can be achieved.

To calculate performance at supply pressures other than 6.3 bar, multiply the data at 6.3 bar by the correction factors shown in *Table 6*.

Air Pressure (bar) (psi)		Correction Factors			
		Output	Speed	Torque	Air Consumption
7	101	1.13	1.01	1.09	1.11
6	87	0.94	0.99	0.95	0.96
5	73	0.71	0.93	0.79	0.77
4	58	0.51	0.85	0.63	0.61
3	44	0.33	0.73	0.48	0.44

Table 6

Starting Torque and Stall Torque.

Many applications demand that a motor produces at least a threshold torque at start up. In these cases the minimum starting torque, for a given motor, can be looked up in the tabular data. If it is necessary to modify the motor's output, but also maintain a high starting torque, the technique of throttling the air flow should be utilised.

Other applications require that the stall torque must not exceed a certain level. A motor's stall torque can be calculated by looking up the 'torque at maximum output', and multiplying this value by two. It should be noted that the maximum starting torque is equal to the stall torque. Where it is desirable to control the stall torque, the technique of pressure regulation should be used.

Accelerating a Load to Speed.

Certain applications require the acceleration of a load up to a given speed. In these cases, the choice of motor involves complex calculations. It is therefore recommended that you seek guidance from your nearest Atlas Copco representative before proceeding.

Physical Considerations.

Always check that the air motor will fit into the available space and that mounting arrangements are suitable. Dimensional data for all Atlas Copco motors, gear units and mounting arrangements can be found in this catalogue.

Always ensure shaft loadings are within the stated allowable limits.

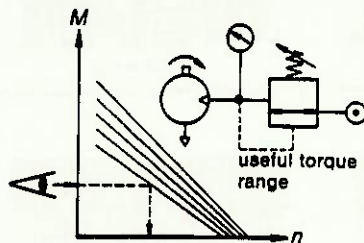
Control Valves for Air Motors.

Control valves for air motors fall into two categories: those used to modify the motor's performance, which we call flow control valves; those used to control the direction of air flow, which are termed directional control valves.

Note. When selecting any control valve it is important to ensure that it has a flow capacity that is sufficient to supply the requirements of the motor.

Flow Control Valves.

Throttles and pressure regulators are the two types of control valve used to modify an air motor's output. It is usual to select valves which can be adjusted when fitted, this allows fine tuning once the motor has been installed (*Figure 33 and 34*).



Variable from 50% to 100% of M_s by means of pressure regulator.

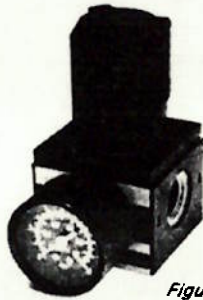
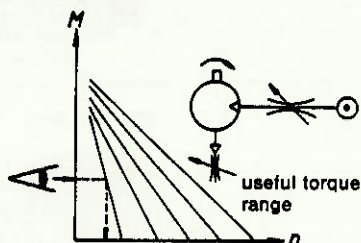


Figure 33



Variable from 20% to 100% of n by means of adjustable throttle.



Figure 34

Throttles can be fitted into the inlet air line or the exhaust airline (if used). The benefit of throttling the inlet is that air consumption is reduced, whereas throttling the exhaust air maintains a slightly higher starting torque.

Pressure regulators are always inserted into the inlet airline, often as part of an air preparation package.

It is quite common that an air motor installation will combine pressure regulation and throttling to achieve a desired output.

AIR MOTORS

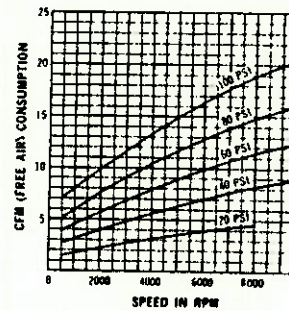
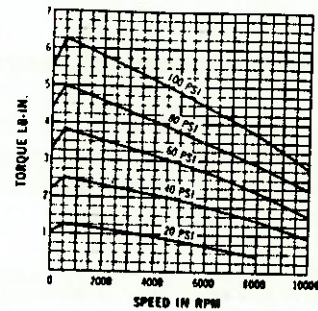
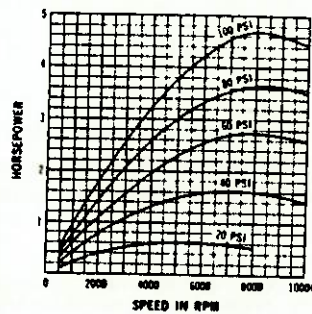
GAST

Model 1AM

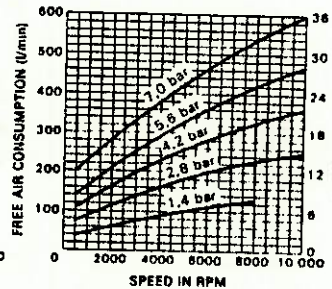
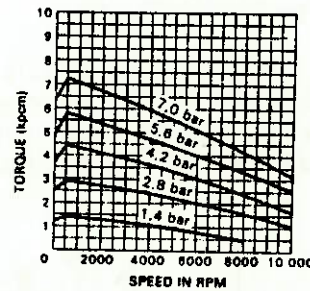
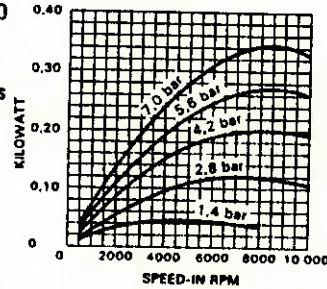
Up to 1/3 hp (0,25 kW). Speed from 500 to 10,000 rpm. Recommended for pressures up to 100 psi (7 bars) and speeds up to 6,000 rpm. With air line oiler, continuous or high speed operation to 10,000 rpm is practical.

See page 28-A for Pictures and Dimensions.

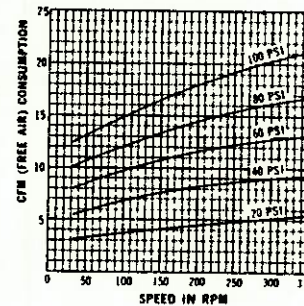
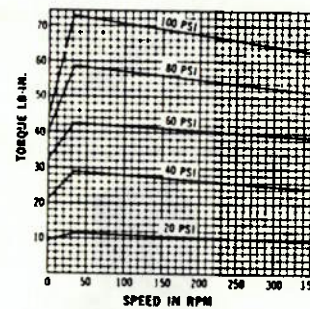
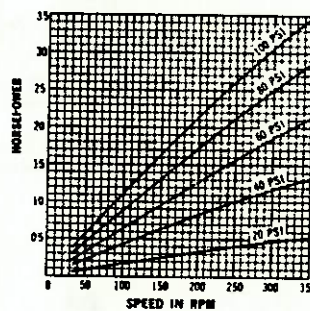
Imperial units



Metric units



Imperial units

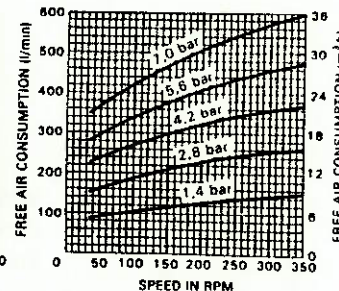
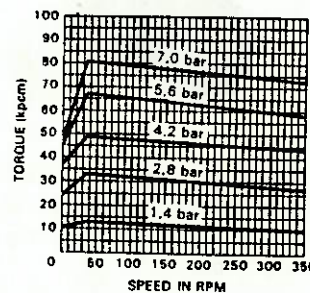
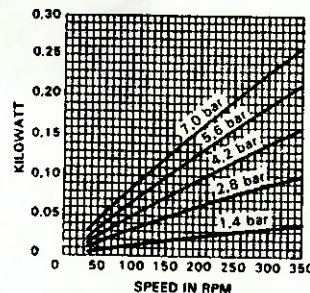


Model 1AM-GR11 Gearmotor

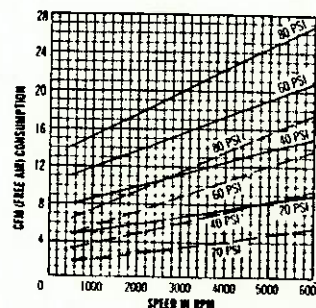
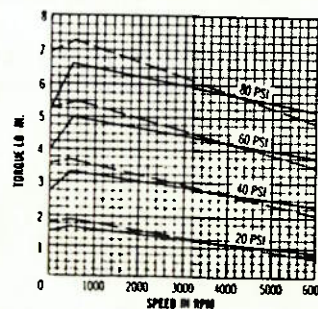
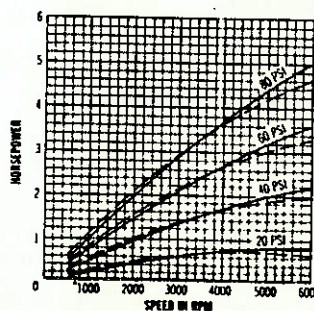
The 1AM-GR11 with a 15:1 gear reduction operates on a maximum pressure of 100 psig (7 bars) and delivers up to 73 lb-in. (80 kpcm) torque.

See page 28-B for Pictures and Dimensions.

Metric units



Imperial units



Model 1UP

Up to 1/2 hp (0,37 kW). Speed from 500 to 6,000 rpm. Recommended for pressures up to 80 psi (5,6 bars) and speeds up to 6,000 rpm. Performance

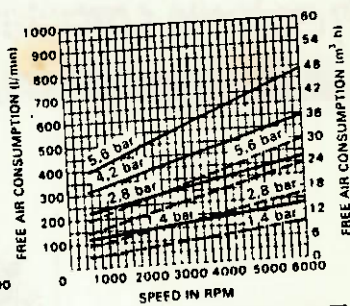
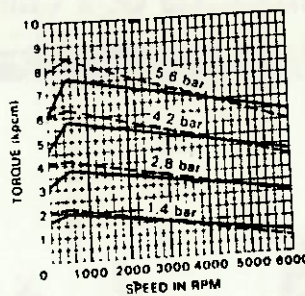
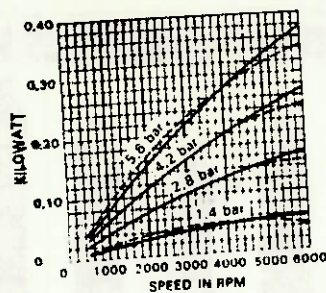
AIR MOTORS

Model 1UP continued

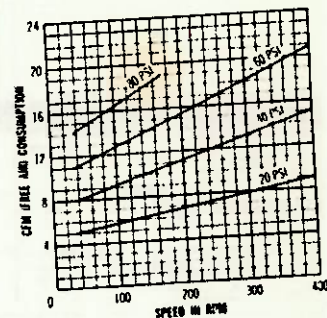
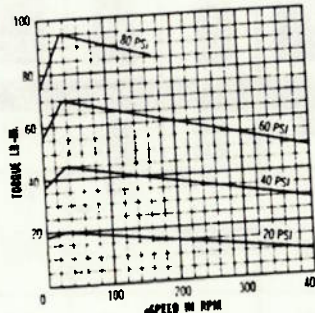
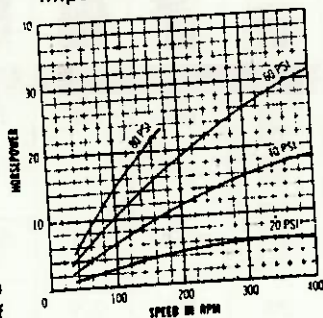
These show the reversible model (—), and the single action models (---).

See page 28-A for Pictures and Dimensions.

Metric units



Imperial units

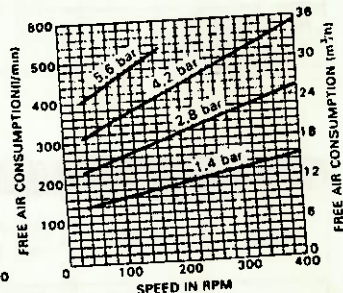
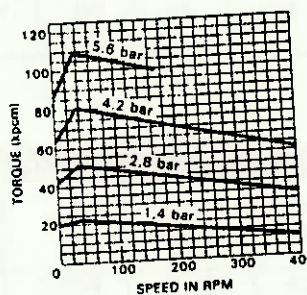
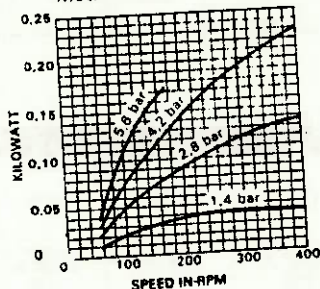


Model 1UP-GR11 gearmotor

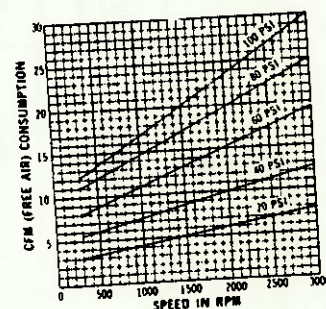
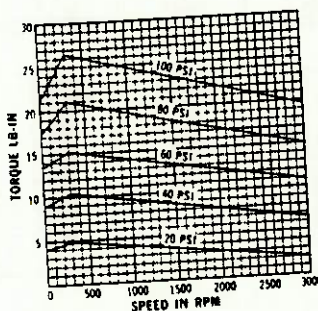
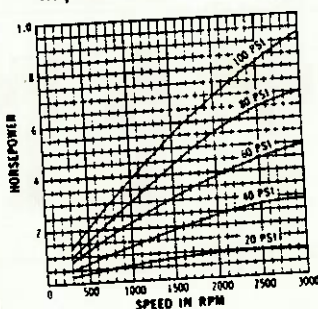
The 1UP-GR11 with a 15:1 gear reduction operates on maximum pressure of 80 psig (5.6 bars) and delivers up to 95 lb-in. (110 kpc-m) torque.

See page 28-B for Pictures and Dimensions.

Metric units



Imperial units

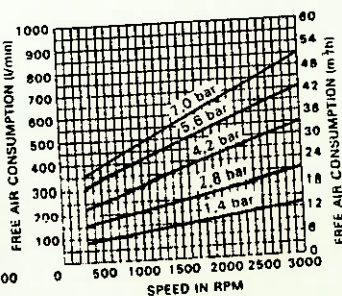
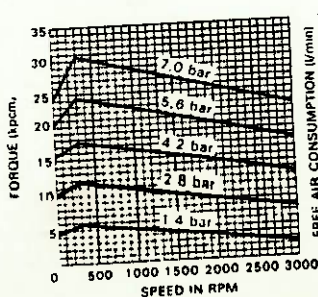
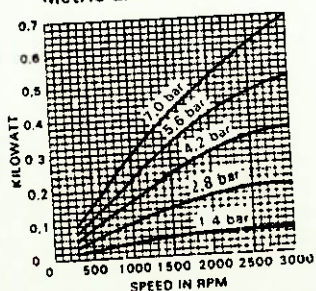


Model 2AM

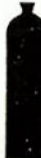
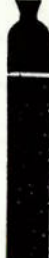
Delivers up to 3/4 hp (0.56 kW). Speed may be varied from 300 to 3,000 rpm. Maximum recommended operating pressure 100 psi (7 bars).

See page 28-C, 29-A, B for Pictures and Dimensions.

Metric units



Principais características dos cilindros

											
Pressão máxima de serviço	bar	25	150 200	150 200	150	200 150	125	150	200	150	200
Volume interno (aprox.)	lts	55	5	10	20	40	43	47	50	10	20
Peso vazio (aprox.) (sem válvula)	kg	30	10,5	17,7	36,2	53,3	48,8	59,7	66,3	9,8	23
Diâmetro (aprox.)	mm	311	152	167	225	219	227	229	224	193	193
Altura (aprox.) (sem válvula)	mm	883	405	745	712	1320	1293	1410	1585	630	1050

Gás	O ₂ /AR	N ₂ - Arg. He - Ar	H ₂ - CH ₄ C ₂ - H ₄	N ₂ O	CO ₂	NH ₃	SO ₂	H ₂ S	AD
Rosca	ROSCA DIR 021,8 x 14 1/2" Fig. 7 248-1	ROSCA DIR 024,51 x 14 1/2" Fig. 10 245-1	ROSCA ESQ 021,8 x 14 1/2" Fig. 8 248-2	ROSCA DIR 03/8" x 19" Fig. 2 166-1	ROSCA DIR 020,95 x 14 1/2" Fig. 5 209-1	ROSCA DIR 017,5 x 45" Fig. 3 172-1	ROSCA DIR 027 x P 2 Fig. 16 270-9	ROSCA ESQ 030 x P 2 Fig. 18 300-12	ROSCA ESQ 022,48 x 14 1/2" Fig. 9 225-2
CONEXÕES									

Récapitulation des fluides réfrigérants selon leur nomenclature commerciale

Nomenclature Designation	Nom	Name	Page
R11	Trichlorofluorométhane	Trichlorofluoromethane	205
R12	Dichlorodifluorométhane	Dichlorodifluoromethane	191
R12B1	Bromochlorodifluorométhane	Bromochlorodifluoromethane	185
R12B2	Dibromodifluorométhane	Dibromodifluoromethane	177
R13	Chlorotrifluorométhane	Chlorotrifluoromethane	181
R13B1	Bromotrifluorométhane	Bromotrifluoromethane	171
R14	Tétrafluorométhane	Tetrafluoromethane	215
R21	Dichlorofluorométhane	Dichlorofluoromethane	227
R22	Chlorodifluorométhane	Chlorodifluoromethane	221
R23	Trifluorométhane	Trifluoromethane	233
R32	Difluorométhane	Difluoromethane	247
R40	Monochlorométhane	Methyl chloride	258
R40B1	Monobromométhane	Methyl bromide	251
R114	Dichlorotetrafluorométhane	Dichlorotetrafluoromethane	381
R115	Chloropentafluorométhane	Chloropentafluoromethane	375
R116	Hexafluorométhane	Hexafluoromethane	393
R142b	Chlorodifluorométhane	Chlorodifluoromethane	443
R143	Trifluorométhane	Trifluoromethane	455
R152a	Difluorométhane	Difluoromethane	495
R160	Monochlorométhane	Ethyl chloride	509
R161	Monofluorométhane	Ethyl fluoride	515
RC318	Octafluorocyclobutane	Octafluorocyclobutane	843
R610	Difluorobutane	Perfluorobutane	649
R1113	Chlorotrifluorométhyle	Chlorotrifluoromethylene	371
R1122	Chlorodifluorométhyle	Chlorodifluoromethylene	399
R1132a	Difluorométhyle	Difluoromethylene	425

The air making up the earth's atmosphere is a mixture of gases, transparent, odorless, tasteless, in relatively constant concentrations: the air composition exhibits variations in carbon dioxide and moisture content only. This section deals with the properties of dry air.

L'AIR LIQUIDE ships a synthetic air mixture containing nitrogen and oxygen (80/20) as well as natural air under pressure.

Commercial specifications for air are defined in the L'AIR LIQUIDE gas catalog.

The following subjects are covered in this section:

Physical properties	Page
General	61
Liquid-gas equilibrium	62
Vapor pressure	64
Density	65
Compressibility factor	67
Enthalpy	69
Entropy	71
T.S. diagram	73
Heat capacity at constant pressure	75
Heat capacity at constant volume	76
Speed of sound	77
Viscosity	78
Thermal conductivity	80
Index of refraction	81
Solubility	82
Flammability	82
Biological properties	82
Precautions in handling and storage	83
Materials of construction	84
Uses	84
Bibliography	84

physical properties

Normal composition of dry air (1-7)

Gas	Percentage (by vol.)
N ₂	78.09
O ₂	20.95
Ar	0.93
CO ₂	0.033
Ne	18.18.10 ⁻⁶
He	5.239.10 ⁻⁶
H ₂	1.139.10 ⁻⁶
Kr	0.5.10 ⁻⁶
X ₁	0.086.10 ⁻⁶
X ₂	6.10 ⁻¹⁰

Equivalent molecular weight: 28.959 g.mole⁻¹
Gas density S.T.P.: 1.2928 kg.m⁻³

L'air qui constitue l'atmosphère terrestre est un mélange de gaz, transparent, inodore, sans saveur, de concentration relativement constante: seules les concentrations en eau et en dioxyde de carbone peuvent varier. Dans cette monographie, on traitera des propriétés de l'air sec.

L'AIR LIQUIDE conditionne un mélange d'air synthétique, azote et oxygène (80/20) ainsi que de l'air naturel sous pression.

Les spécifications commerciales sont définies dans le catalogue des gaz de L'AIR LIQUIDE.

On trouvera dans la monographie les chapitres suivants:

Propriétés physiques	Page
Généralités	61
Equilibre liquide-vapeur	62
Pression de vapeur saturante	64
Masse volumique	65
Facteur de compressibilité	67
Enthalpie	69
Entropie	71
Diagramme T.S.	73
Chaleur spécifique à pression constante	75
Chaleur spécifique à volume constant	76
Vitesse du son	77
Viscosité	78
Conductivité thermique	80
Indice de réfraction	81
Solubilité	82
Inflammabilité	82
Propriétés biologiques	82
Précautions pour le stockage et la manipulation	83
Compatibilité avec les matériaux	83
Utilisations	84
Bibliographie	84

propriétés physiques

Composition normale de l'air sec (1-7)

Masse molaire équivalente: 28.959 g.mole⁻¹
Masse volumique du gaz T.P.N.: 1.2928 kg.m⁻³

point de bulle [2-11]
(1 atm)

Température (K)	Chaleur latente (kcal kg ⁻¹)	Masse volumique liquide (kg m ⁻³)	Masse volumique vapeur (kg m ⁻³)
Température	Latent heat	Liquid density	Vapour density
78.8	-194.35	48.76	816.21
			3.2711

bubble point [2-11]
(1 atm)

point de rosée [2-11]
(1 atm)

Température (K)	Chaleur latente (kcal kg ⁻¹)	Masse volumique liquide (kg m ⁻³)	Masse volumique vapeur (kg m ⁻³)
Température	Latent heat	Liquid density	Vapour density
81.74	-191.43	48.04	861.94
			4.6848

dew point [2-11]
(1 atm)

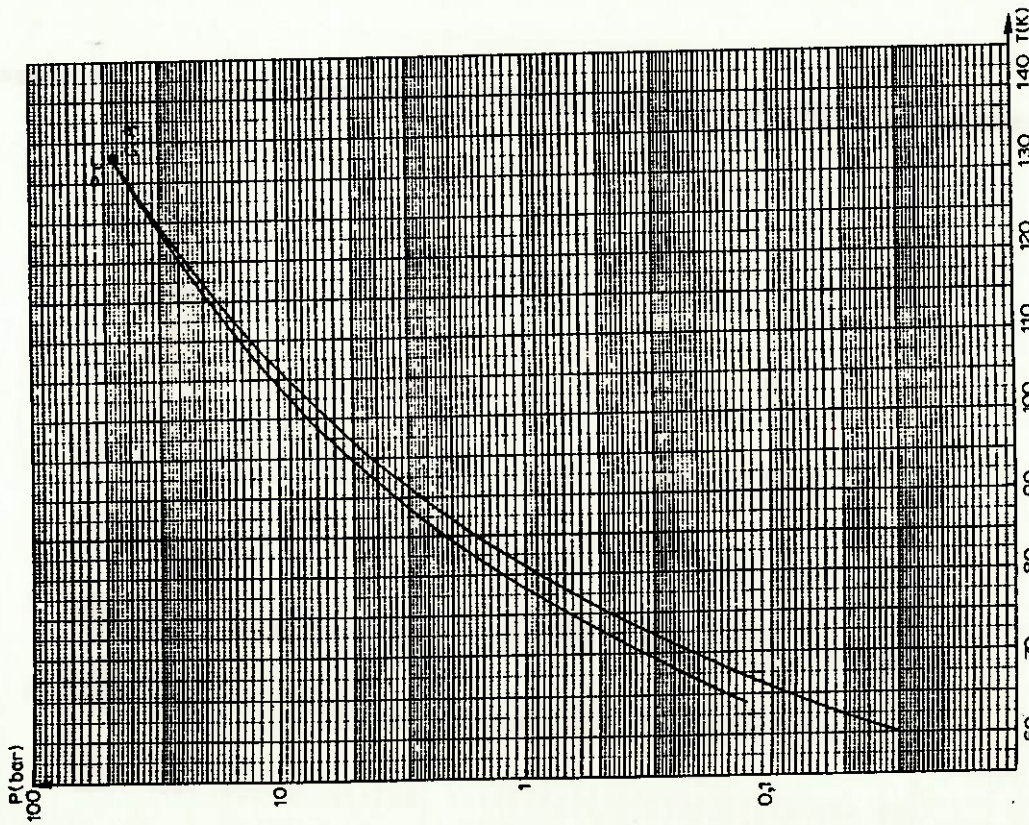
équilibre liquide-vapeur [2-3-11]

(pour chaque grandeur le 1er nombre est relatif au liquide au point d'ébullition, le 2ème nombre est relatif à la vapeur au point de rosée).

liquid-gas equilibrium [2-3-11]

(the first figure relates to the liquid at boiling point, the second to the gas at dew point).

T(K)	P(kPa)	ρ	η	λ	α	β	γ	δ	ϵ	ζ	η	θ	ι	κ	λ
64	0.1234	943.4	-36.782	0.6216	0.2891	1.4531	15.200	0.6350	0.1737	94.6	-35.972	0.6350	0.1737	94.6	-35.972
66	0.1337	944.6	-35.972	0.6350	0.1737	94.6	-35.972	0.6350	0.1737	94.6	-35.972	0.6350	0.1737	94.6	-35.972
68	0.1474	945.9	-35.085	0.6477	0.1610	1.4170	16.109	0.6599	0.2024	917.4	-34.325	0.6599	0.2024	917.4	-34.325
70	0.1634	947.4	-34.325	0.6599	0.1869	1.4010	16.539	0.6718	0.2482	908.3	-33.689	0.6718	0.2482	908.3	-33.689
72	0.1810	949.0	-33.689	0.6718	0.2146	1.3746	17.049	0.6837	0.2981	899.2	-33.085	0.6837	0.2981	899.2	-33.085
74	0.2004	950.7	-32.407	0.6890	0.2455	1.3386	17.649	0.6956	0.3500	890.3	-31.687	0.6956	0.3500	890.3	-31.687
76	0.2216	952.5	-31.687	0.6956	0.2807	1.2937	18.349	0.7075	0.4049	881.4	-30.289	0.7075	0.4049	881.4	-30.289
78	0.2446	954.4	-30.289	0.7075	0.3207	1.2407	19.149	0.7194	0.4618	872.5	-28.891	0.7194	0.4618	872.5	-28.891
80	0.2694	956.4	-28.891	0.7194	0.3649	1.1819	20.049	0.7313	0.5207	863.6	-27.493	0.7313	0.5207	863.6	-27.493
82	0.2960	958.5	-27.493	0.7313	0.4129	1.1189	21.049	0.7432	0.5816	854.7	-26.095	0.7432	0.5816	854.7	-26.095
84	0.3244	960.7	-26.095	0.7432	0.4649	1.0519	22.149	0.7551	0.6445	845.8	-24.697	0.7551	0.6445	845.8	-24.697
86	0.3546	963.0	-24.697	0.7551	0.5207	0.9819	23.349	0.7670	0.7094	836.9	-23.299	0.7670	0.7094	836.9	-23.299
88	0.3866	965.4	-23.299	0.7670	0.5816	0.9089	24.649	0.7789	0.7763	828.0	-21.891	0.7789	0.7763	828.0	-21.891
90	0.4204	967.9	-21.891	0.7789	0.6445	0.8319	26.049	0.7908	0.8452	819.1	-20.493	0.7908	0.8452	819.1	-20.493
92	0.4560	970.5	-20.493	0.7908	0.7094	0.7519	27.549	0.8027	0.9161	810.2	-19.095	0.8027	0.9161	810.2	-19.095
94	0.4934	973.2	-19.095	0.8027	0.7813	0.6689	29.149	0.8146	0.9880	801.3	-17.697	0.8146	0.9880	801.3	-17.697
96	0.5326	976.0	-17.697	0.8146	0.8618	0.5819	30.849	0.8265	1.0609	792.4	-16.299	0.8265	1.0609	792.4	-16.299
98	0.5736	978.9	-16.299	0.8265	0.9409	0.4919	32.649	0.8384	1.1358	783.5	-14.891	0.8384	1.1358	783.5	-14.891
100	0.6164	981.9	-14.891	0.8384	1.0269	0.4019	34.549	0.8503	1.2127	774.6	-13.493	0.8503	1.2127	774.6	-13.493
102	0.6610	985.0	-13.493	0.8503	1.1109	0.3119	36.549	0.8622	1.2916	765.7	-12.095	0.8622	1.2916	765.7	-12.095
104	0.7074	988.2	-12.095	0.8622	1.2029	0.2219	38.649	0.8741	1.3718	756.8	-10.697	0.8741	1.3718	756.8	-10.697
106	0.7556	991.5	-10.697	0.8741	1.3029	0.1319	40.849	0.8860	1.4547	747.9	-9.299	0.8860	1.4547	747.9	-9.299
108	0.8056	994.9	-9.299	0.8860	1.4109	0.0419	43.149	0.8979	1.5413	739.0	-7.891	0.8979	1.5413	739.0	-7.891
110	0.8574	998.4	-7.891	0.8979	1.5269	-0.0481	45.549	0.9098	1.6292	730.1	-6.493	0.9098	1.6292	730.1	-6.493
112	0.9110	1002.0	-6.493	0.9098	1.6509	-0.1581	48.049	0.9217	1.7191	721.2	-5.095	0.9217	1.7191	721.2	-5.095
114	0.9664	1005.7	-5.095	0.9217	1.7839	-0.2681	50.649	0.9336	1.8110	712.3	-3.697	0.9336	1.8110	712.3	-3.697
116	1.0236	1009.5	-3.697	0.9336	1.9269	-0.3781	53.349	0.9455	1.9059	703.4	-2.299	0.9455	1.9059	703.4	-2.299
118	1.0826	1013.4	-2.299	0.9455	2.0809	-0.4881	56.149	0.9574	2.0028	694.5	-0.891	0.9574	2.0028	694.5	-0.891
120	1.1434	1017.4	-0.891	0.9574	2.2469	-0.5981	59.049	0.9693	2.1027	685.6	0.507	0.9693	2.1027	685.6	0.507
122	1.2060	1021.5	0.507	0.9693	2.4259	-0.7081	62.049	0.9812	2.2046	676.7	1.909	0.9812	2.2046	676.7	1.909
124	1.2704	1025.7	1.909	0.9812	2.6189	-0.8181	65.149	0.9931	2.3095	667.8	3.311	0.9931	2.3095	667.8	3.311
126	1.3366	1030.0	3.311	0.9931	2.8269	-0.9281	68.349	1.0050	2.4164	658.9	4.713	1.0050	2.4164	658.9	4.713
128	1.4046	1034.4	4.713	1.0050	3.0409	-1.0381	71.649	1.0169	2.5253	650.0	6.115	1.0169	2.5253	650.0	6.115
130	1.4744	1038.9	6.115	1.0169	3.2609	-1.1481	75.049	1.0288	2.6362	641.1	7.517	1.0288	2.6362	641.1	7.517
132	1.5460	1043.5	7.517	1.0288	3.4869	-1.2581	78.549	1.0407	2.7491	632.2	8.919	1.0407	2.7491	632.2	8.919
134	1.6194	1048.2	8.919	1.0407	3.7189	-1.3681	82.149	1.0526	2.8640	623.3	10.321	1.0526	2.8640	623.3	10.321
136	1.6946	1053.0	10.321	1.0526	3.9569	-1.4781	85.849	1.0645	2.9809	614.4	11.723	1.0645	2.9809	614.4	11.723
138	1.7716	1057.9	11.723	1.0645	4.2009	-1.5881	89.649	1.0764	3.0998	605.5	13.125	1.0764	3.0998	605.5	13.125
140	1.8504	1062.9	13.125	1.0764	4.4509	-1.6981	93.549	1.0883	3.2207	596.6	14.527	1.0883	3.2207	596.6	14.527
142	1.9310	1068.0	14.527	1.0883	4.7069	-1.8081	97.549	1.1002	3.3436	587.7	15.929	1.1002	3.3436	587.7	15.929
144	2.0134	1073.2	15.929	1.1002	4.9689	-1.9181	101.649	1.1121	3.4685	578.8	17.331	1.1121	3.4685	578.8	17.331
146	2.0976	1078.5	17.331	1.1121	5.2369	-2.0281	105.849	1.1240	3.5954	569.9	18.733	1.1240	3.5954	569.9	18.733
148	2.1836	1083.9	18.733	1.1240	5.5109	-2.1381	110.149	1.1359	3.7243	561.0	20.135	1.1359	3.7243	561.0	20.135
150	2.2714	1089.4	20.135	1.1359	5.7909	-2.2481	114.549	1.1478	3.8552	552.1	21.537	1.1478	3.8552	552.1	21.537
152	2.3610	1095.0	21.537	1.1478	6.0769	-2.3581	119.049	1.1597	3.9881	543.2	22.939	1.1597	3.9881	543.2	22.939
154	2.4524	1100.7	22.939	1.1597	6.3689	-2.4681	123.649	1.1716	4.1230	534.3	24.341	1.1716	4.1230	534.3	24.341
156	2.5456	1106.5	24.341	1.1716	6.6669	-2.5781	128.349	1.1835	4.2599	525.4	25.743	1.1835	4.2599	525.4	25.743
158	2.6406	1112.4	25.743	1.1835	6.9709	-2.6881	133.149	1.1954	4.3988	516.5	27.145	1.1954	4.3988	516.5	27.145
160	2.7374	1118.4	27.145	1.1954	7.2809	-2.7981	138.049	1.2073	4.5397	507.6	28.547	1.2073	4.5397	507.6	28.547
162	2.8360	1124.5	28.547	1.2073	7.5969	-2.9081	143.049	1.2192	4.6826	498.7	29.949	1.2192	4.6826	498.7	29.949
164	2.9364	1130.7	29.949	1.2192	7.9189	-3.0181	148.149	1.2311	4.8275	489.8	31.351	1.2311	4.8275	489.8	31.351
166	3.0386	1137.0	31.351	1.2311	8.2469	-3.1281	153.349	1.2430	4.9744	480.9	32.753	1.2430	4.9744	480.9	32.753
168	3.1426	1143.4	32.753	1.2430	8.5809	-3.2381	158.649	1.2549	5.1233	472.0	34.155	1.2549	5.1233	472.0	34.155
170	3.2484	1150.0	34.155	1.2549	8.9209	-3.3481	164.049	1.2668	5.2742	463.1	35.557	1.2668	5.2742	463.1	35.557
172	3.3560	1156.7	35.557	1.2668	9.2669	-3.4581	169.549	1.2787	5.4271	454.2	36.959	1.2787	5.4271	454.2	36.959
174	3.4654	1163.5	36.959	1.2787	9.6189	-3.5681	175.149	1.2906	5.5820	445.3	38.361	1.2906	5.5820	445.3	38.361
176	3.5766	1170.4	38.361	1.2906	9.9769	-3.6781	180.849	1.3025	5.7389	436.4	39.763	1.3025	5.7389	436.4	39.763
178	3.6896	1177.4	39.763	1.3025	10.3409	-3.7881	186.649	1.3144	5.8968	427.5	41.165	1.3144	5.8968	427.5	41.165
180	3.8044	1184.5	41.165	1.3144	10.7109	-3.8981	192.549	1.3263	6.0567	418.6	42.567	1.3263	6.0567	418.6	42.567
182	3.9210	1191.7	42.567	1.3263	11.0869	-3.9081	198.549	1.3382	6.2186	409.7	43.969	1.3382	6.2186	409.7	43.969
184	4.0394	1199.0	43.969	1.3382	11.4689	-4.0181	204.649	1.3501	6.3825	400.8	45.371	1.3501	6.3825	400.8	45.371
186	4.1596	1206.4	45.371	1.3501	11.8569	-4.1281	210.849	1.3620	6.5484	391.9	46.773	1.3620	6.5484	391.9	46.773
188	4.2816	1213.9	46.773	1.3620	12.2509	-4.2381	217.149	1.3739	6.7163	383.0	48.175	1.3739	6.7163	383.0	48.175
190	4.4054	1221.5	48.175	1.3739	12.6509	-4.3481	223.549	1.3858	6.8862	374.1	49.577	1.3858	6.8862	374.1	49.577
192	4.5310	1229.2	49.577	1.3858	13.0569	-4.4581	230.049	1.3977	7.0581	365.2	50.979	1.3977	7.0581	365.2	50.979
194	4.6584	1237.0	50.979	1.3977	13.4689	-4.5681	236.649	1.4096	7.2320	356.3	52.381	1.4096	7.2320	356.3	52.381
196	4.7876	1244.9	52.381	1.4096	13.8869	-4.6781	243.349	1.4215	7.4079	347.4	53.783	1.4215	7.4079	347.4	53.783
198	4.9186	1252.9	53.783	1.4215	14.3109	-4.7881	250.149	1.4334	7.5858	338.5	55.185	1.4334	7.5858	338.5	55.185
200	5.0514	1261.0	55.185	1.4334	14.7409	-4.8981	257.049	1.4453	7.7657	329.6	56.587	1.4453	7.7657	329.6	56.587
202	5.1860	1269.2	56.587	1.4453	15.1769	-5.0081	264.049	1.4572	7.9476	320.7	57.989	1.4572	7.9476	320.7	57.989
204	5.3224														



T (K)	85	90	100	110	120	140	160
1	4.237	3.981	3.556	3.216	2.939	2.507	2.188
2	8.217	8.217	7.273	6.540	5.949	5.053	4.398
4			15.28	13.55	12.22	10.27	8.889
5			19.83	17.27	15.49	12.94	11.17
6	348.2	323	21.14	18.86	15.66	13.47	11.77
8			29.47	25.93	21.24	18.16	15.47
10			39.75	33.52	27.03	22.95	19.64
20	849.4	827.5	769.5	710.7	659.28	59.99	48.64
30	851.9	827.5	773.9	717.57	659.75	103.3	77.86
40	854.34	830.36	778.03	723.90	662.53	170.0	111.6
50	856.75	833.13	782.04	729.82	663.35	319.5	151.2
60	859.1	835.91	785.92	735.82	663.29	450.7	207.9
70	861.40	838.57	789.21	740.63	661.29	501.5	230.8
80	863.63	841.11	793.21	740.63	661.29	501.5	230.8
90	865.88	843.67	796.69	745.60	669.04	532.8	255.5
100	868.1	846.17	799.69	750.36	686.08	555.6	286.7
125	875.35	854.55	811.10	785.40	717.41	607.2	315.2
150	880.36	860.14	818.3	795.01	730.25	649.1	341.7
175	885.11	865.90	825.22	803.82	752.11	688.0	366.2
200	889.78	870.70	831.74	812.08	765.35	718.34	386.4
300	906.78	889.52	854.77	820.28	785.35	753.98	482.0
400	922.00	906.04	874.43	843.38	813.21	783.41	557.3
500		920.90	891.66	863.26	835.91	792.41	627.3

T (K)	180	200	220	240	260	270	280
1	1.942	1.748	1.586	1.453	1.341	1.291	1.245
2	3.897	3.500	3.177	2.910	2.684	2.583	2.491
4	7.849	7.032	6.373	5.831	5.378	5.173	4.985
5	11.85	10.60	9.597	8.764	8.078	7.770	7.485
8	15.92	14.20	12.83	11.72	10.78	10.37	9.990
10	20.04	17.83	16.09	14.68	13.50	12.98	12.50
20	41.56	36.52	32.70	29.66	27.18	26.10	25.11
30	64.72	56.12	49.83	44.94	41.03	39.35	37.68
40	88.77	76.57	67.43	60.50	55.04	52.69	50.88
50	116.7	97.94	85.47	76.28	69.16	66.14	63.22
60	145.6	120.1	103.9	92.25	83.40	79.62	76.32
70	176.3	143.0	122.7	108.4	97.56	93.11	89.05
80	208.3	166.4	141.6	124.6	111.9	106.6	101.9
90	241.0	190.2	160.7	140.8	128.1	120.1	114.7
100	273.2	213.9	179.8	157.0	140.3	132.5	127.4
125	346.4	271.7	226.8	196.9	175.3	166.2	158.6
150	449.2	359.1	311.9	271.2	235.2	209.0	188.9
175	584.7	469.5	407.5	348.4	304.6	278.9	248.6
200	756.7	613.1	528.5	459.7	404.6	357.7	310.6
300	1622.9	1324.6	1131.1	981.7	854.4	759.4	680.9
400	671.9	660.9	616.1	539.1	466.7	405.7	351.5
500			519.7	436.6	367.4	310.8	265.1
600			451.6	361.4	293.1	241.9	201.1
700			391.3	305.6	241.3	195.5	158.1
800			335.3	254.6	195.5	151.9	117.7
900			282.0	208.6	151.9	117.7	85.1
1000			231.1	164.5	117.7	85.1	57.3

P (bar)	T (K)									
	250	300	350	400	500	600	700	800	900	1000
1	1.202	1.161	1.089	0.9950	0.8711	0.6904	0.5804	0.4875	0.4034	0.3368
2	2.323	2.178	1.990	1.741	1.392	1.160	0.9679	0.8040	0.6694	0.5594
4	4.812	4.448	4.037	3.581	2.981	2.319	1.739	1.299	0.9694	0.7299
6	7.225	6.648	6.036	5.290	4.172	3.039	2.159	1.539	1.099	0.7899
8	9.634	8.871	8.036	6.984	5.559	4.184	2.989	2.039	1.419	0.999
10	12.06	11.164	10.16	8.888	6.944	5.184	3.689	2.539	1.719	1.199
20	24.19	22.34	20.24	17.88	13.83	10.33	7.225	5.039	3.419	2.319
30	36.39	33.59	30.67	26.95	20.67	15.15	10.67	7.419	5.039	3.419
40	48.59	44.84	40.85	35.43	27.46	20.38	14.15	9.939	6.719	4.539
50	60.79	56.04	50.90	44.29	33.48	24.48	17.15	11.719	8.039	5.419
60	72.99	67.24	61.10	52.28	39.49	28.49	19.15	13.479	9.339	6.319
70	85.19	78.44	71.30	61.42	44.97	33.49	22.15	15.159	10.539	7.219
80	97.39	90.64	82.50	71.35	50.90	37.49	24.79	16.719	11.639	8.019
90	109.59	102.84	93.70	81.28	56.83	41.49	27.43	18.279	12.639	8.819
100	121.79	115.04	104.90	91.21	62.76	45.49	29.87	19.719	13.539	9.519
125	151.7	145.3	134.4	121.7	94.16	68.78	36.15	23.159	16.159	11.119
150	181.5	175.2	163.9	149.3	112.1	81.57	41.15	26.579	18.719	12.719
175	206.3	199.5	187.2	167.4	127.7	91.15	45.15	29.159	20.319	14.119
200	231.4	224.7	211.9	192.2	142.3	103.1	49.15	31.719	21.919	15.519
250	286.8	279.6	265.1	237.8	175.0	127.0	57.15	37.319	26.319	18.519
300	339.6	331.4	315.9	288.4	207.9	150.9	65.15	42.919	30.719	21.519
350	392.4	384.2	367.6	339.0	240.8	174.8	73.15	48.519	35.119	24.519
400	445.2	437.0	419.3	390.4	273.7	198.7	81.15	54.119	39.519	27.519
450	498.0	489.8	471.1	441.1	306.6	222.6	89.15	59.719	43.919	30.519
500	550.8	542.6	522.9	491.9	339.5	246.5	97.15	65.319	48.319	33.519
600	658.6	649.4	628.7	599.2	405.5	298.5	115.1	76.919	57.919	39.519
700	766.4	756.2	734.5	656.2	471.5	350.5	133.1	88.519	67.519	45.519
800	874.2	863.0	840.3	762.9	537.5	402.5	151.1	100.119	77.119	51.519
900	982.0	969.8	946.1	869.2	603.5	454.5	169.1	111.719	86.719	57.519
1000	1089.8	1076.6	1051.9	974.2	669.5	506.5	187.1	123.319	96.319	63.519

passage de l'état liquide à l'état vapeur
• point critique

passage from the liquid state to the vapor state
• critical point

facteur de compressibilité (2-11)

compressibility factor (2-11)

P (bar)	T (K)									
	85	90	100	110	120	140	160	180	200	250
1	0.9671	0.9721	0.9795	0.9846	0.9876	0.9924	0.9949	0.9969	0.9984	0.9994
2	0.9714	0.9740	0.9795	0.9846	0.9876	0.9924	0.9949	0.9969	0.9984	0.9994
4	0.9744	0.9770	0.9825	0.9876	0.9896	0.9944	0.9969	0.9984	0.9994	0.9999
6	0.9774	0.9800	0.9855	0.9906	0.9926	0.9974	0.9999	1.0000	1.0000	1.0000
8	0.9804	0.9830	0.9885	0.9936	0.9956	1.0004	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
10	0.9834	0.9860	0.9915	0.9966	0.9986	1.0004	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
20	0.9904	0.9930	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
30	0.9934	0.9960	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
40	0.9964	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
50	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
60	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
70	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
80	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
90	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
100	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
125	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
150	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
175	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
200	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
250	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
300	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
350	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
400	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
450	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
500	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
600	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
700	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
800	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
900	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1000	0.9994	0.9990	0.9985	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

ENCYCLOPÉDIE DES GAZ - L'AIR LIQUIDE

bibliographie

bibliography

- [1] Wichterle, T., Linck, J., Antoine vapor pressure constants of pure compounds, Academic Press, 1971.
- [2] Mathews, J. F., The critical constants of inorganic substances, Chemical Reviews, 71, 1, 71, 1972.
- [3] Landolt-Börnstein, Tome 4, Springer-Verlag, Heidelberg, 1967.
- [4] Stull, D. R., et al., The chemical thermodynamics of organic compounds, John Wiley and Sons, New York, 1969.
- [5] Stull, D. R., et al., The chemical thermodynamics of organic compounds, John Wiley and Sons, New York, 1969.
- [6] Pascal, P., Nouveau traité de chimie minérale, Tome VIII, Masson, 1956.
- [7] J.A.N.A.F. Thermochemical tables, 2nd ed., N.S.R.D.-N.B.S. 37, Washington, 1971.
- [8] J.A.N.A.F. Thermochemical tables, 2nd ed., N.S.R.D.-N.B.S. 37, Washington, 1971.
- [9] Seibler, R. A., Estimated viscosities and thermal conductivities of gases at high temperatures, NASA TR R.132, 1962.
- [10] Goldner, L. F., Viscosity of gases and gas mixtures, U.S. Dept. Commerce, Springfield, 1970.
- [11] Streten, H., Oxidations et combustions, Publication de l'Institut Français du pétrole, 1968.
- [12] Van Tiggelen, H., Oxydations et combustions, Publication de l'Institut Français du pétrole, 1968.
- [13] Liebrand, R. J., Atlas of gas chromatography, Journal of Gas Chromatography, 518, Oct. 1967.
- [14] Guérin, H., Traité de manipulation et d'analyse des gaz, Masson, Paris, 1952.
- [15] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [16] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [17] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [18] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [19] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [20] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [21] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [22] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [23] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [24] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [25] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [26] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [27] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [28] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [29] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [30] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [31] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [32] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [33] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [34] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [35] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [36] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [37] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [38] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [39] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [40] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [41] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [42] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [43] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [44] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [45] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [46] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [47] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [48] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [49] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [50] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [51] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [52] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [53] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [54] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [55] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [56] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [57] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [58] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [59] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [60] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [61] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [62] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [63] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [64] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [65] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [66] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [67] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [68] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [69] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [70] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [71] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [72] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [73] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [74] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [75] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [76] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [77] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [78] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [79] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [80] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [81] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [82] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [83] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [84] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [85] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [86] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [87] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [88] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [89] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [90] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [91] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [92] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [93] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [94] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [95] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [96] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [97] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [98] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [99] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.
- [100] Parry, F. A., Industrial hygiene and toxicology, Interscience Publishers, New York, 1962.

Le dioxyde de carbone ou anhydride carbonique est un gaz atmosphérique ordinaire (15°C et 760 mm Hg). L'anhydride carbonique existe dans l'atmosphère en concentration variable, comprise entre 0,03 et 0,06 pour cent en volume. C'est un gaz incolore, inodore, ininflammable, chimiquement peu réactif, seulement toxique pour des concentrations élevées. Le dioxyde de carbone est livré liquéfié sous sa propre pression de vapeur saturante. Les spécifications commerciales sont définies dans la table des gaz de L'AIR LIQUIDE.

On trouvera dans la monographie les chapitres suivants:

Propriétés physiques	Page
General	333
Equilibre liquide-vapeur	334
Diagramme de phase	335
Equilibre solide-liquide	337
Equilibre solide-vapeur	338
Equilibre liquide-vapeur	338
Facteur de compressibilité	340
Enthalpie	344
Diagramme T-S	346
Chaleur spécifique à pression constante	351
Chaleur spécifique à volume constant	353
Viscosité du son	355
Propriétés du gaz parfait	356
Conductivité thermique	358
Tension superficielle	361
Indice de réfraction	361
Solubilité	362
Inflammabilité	362
Propriétés biologiques	363
Précautions pour le stockage et la manipulation	363
Détection des fuites, analyses	364
Compatibilité avec les matériaux	366
Utilisations	366
Bibliographie	368

propriétés physiques

Formule chimique: CO_2
Masse molaire: 44,010 g mole⁻¹
Dimensions moléculaires: 5,1-3,5 Å
Masse volumique du gaz T.P.N.: 1,977 kg m⁻³

point triple [24]

Température °C	Pression (bar)
216,58	5,185

Chaleur latente de fusion (kcal kg ⁻¹)	Chaleur latente de fusion (kcal kg ⁻¹)
46,97	46,97

physical properties

Formule: CO_2
Molecular weight: 44,010 g mole⁻¹
Molecular size: 5,1-3,5 Å
Gas density S.T.P.: 1,977 kg m⁻³

triple point [24]

Carbon dioxide or carbonic anhydride is a gas in normal atmospheric conditions (15°C and 760 mm Hg). Carbon dioxide exists in various concentrations in the atmosphere, ranging from 0,03 to 0,06 percent by volume. It is a colorless, odorless, nonflammable gas, which is of low chemical activity, and toxic in high concentrations only. Carbon dioxide is shipped as a liquefied gas under its own vapor pressure. Commercial specifications for carbon dioxide are defined in the L'AIR LIQUIDE gas catalog. The following subjects are covered in this section:

Physical properties	Page
General	333
Liquid-gas equilibrium	334
Phase diagram	335
Solid-liquid equilibrium	337
Solid-gas equilibrium	338
Density	340
Compressibility factor	342
Enthalpy	344
Entropy	346
T-S diagram	348
Heat capacity at constant pressure	351
Heat capacity at constant volume	353
Speed of sound	355
Properties of the perfect gas	356
Viscosity	358
Thermal conductivity	361
Surface tension	361
Index of refraction	362
Solubility	362
Flammability	362
Biological properties	363
Precautions in handling and storage	363
Leak detection and analysis	364
Materials of construction	366
Uses	366
Bibliography	368

point de sublimation [1-2
(1 atm)]

Température (K)	Chaleur latente (kcal kg ⁻¹)	Masse volumique solide (kg m ⁻³)	Masse volumique vapeur (kg m ⁻³)
Temperature	Latent Heat	Solid density	Gas density
194.65 - 78.5	136.40	1562	2.814

1 kg de solide | 1 litre B45 litres de gaz (détendu à 15°C.
1 bar.)

point critique : 1

Temperature (K)	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Mass/volume (kg m ⁻³)	Density
304.71	31.06	73.875	464	

équilibre liquide-vapeur {1}	liquid-gas equilibrium {1}
(pour chaque grandeur, le premier nombre est relatif au liquide, le deuxième nombre est relatif à la vapeur)	(the first figure relates to the liquid, the second to the gas)

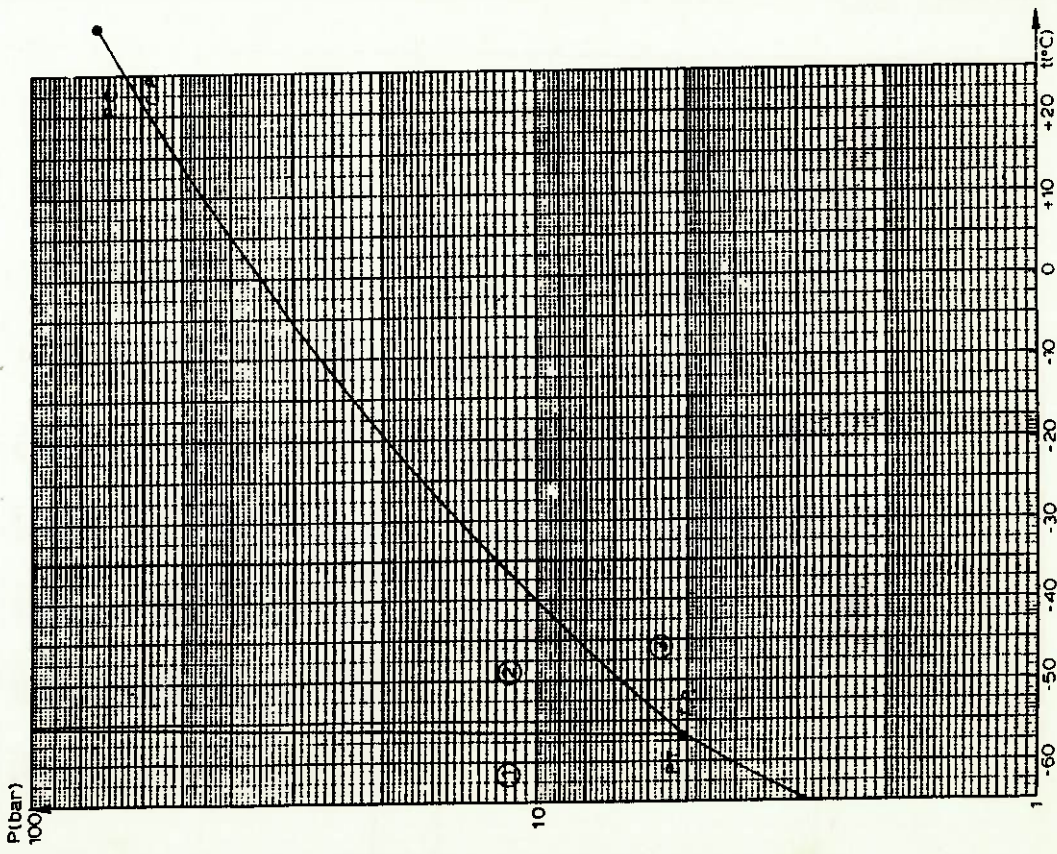
$\Gamma(\text{K})$	$\rho(\text{lb/in}^3)$	ρ	h	ξ	ξ_0	ξ_{∞}	η	λ
216.55 Δ	5.179	1180.38	90.92	0.2386	0.5126	0.2658	250	37.98
		13.158	175.11	0.3179	0.2129	0.1472	11.15	2.747
219.15	5.788	1170.72	92.26	0.2345	0.5077	0.2610	241	37.87
		15.303	175.36	0.3165	0.2165	0.1468	11.25	2.807
221.15	6.293	1163.29	93.59	0.2305	0.5006	0.2569	233	37.75
		16.581	175.51	0.3108	0.2198	0.1501	11.35	2.885
223.15	6.830	1155.71	94.86	0.2261	0.5019	0.2531	225	37.51
		17.942	175.60	0.3051	0.2277	0.1514	11.45	2.903
225.15	7.402	1148.11	95.51	0.2214	0.4986	0.2486	217	37.27
		19.350	175.53	0.3044	0.2250	0.1528	11.55	2.962
227.15	8.008	1140.44	96.32	0.2164	0.4981	0.2464	210	37.03
		20.929	175.36	0.3021	0.2205	0.1541	11.65	3.010
229.15	8.651	1132.69	97.13	0.2113	0.4868	0.2434	203	36.67
		22.583	175.11	0.3002	0.2171	0.1555	11.75	3.058
231.15	9.331	1124.87	97.93	0.2065	0.4860	0.2406	196	36.43
		24.297	175.13	0.2978	0.2289	0.1580	11.85	3.118
233.15	10.050	1116.97	98.73	0.2019	0.4851	0.2380	190	36.07
		26.286	175.32	0.2951	0.2249	0.1625	11.95	3.165
235.15	10.810	1108.98	100.13	0.1998	0.4855	0.2357	183	35.60
		28.085	176.45	0.2978	0.2242	0.1599	12.10	3.213
237.15	11.612	1100.88	101.33	0.1978	0.4869	0.2335	177	35.26
		30.151	176.54	0.2961	0.2266	0.1614	12.20	3.273
239.15	12.466	1092.71	102.33	0.1958	0.4967	0.2315	172	34.88
		32.338	176.82	0.2976	0.2253	0.1629	12.30	3.345
241.15	13.345	1084.42	103.53	0.1942	0.4870	0.2286	166	34.40
		34.653	176.85	0.2982	0.2259	0.1645	12.45	3.416
243.15	14.280	1076.01	104.53	0.1926	0.4882	0.2278	161	33.92
		37.104	176.74	0.2985	0.2265	0.1661	12.55	3.468
245.15	15.262	1067.48	105.34	0.1908	0.4889	0.2254	156	33.45
		38.696	176.78	0.2984	0.2270	0.1678	12.70	3.560
247.15	16.292	1058.83	106.25	0.1890	0.4900	0.2249	152	32.97
		42.440	176.80	0.2970	0.2276	0.1695	12.85	3.631
249.15	17.373	1050.03	107.81	0.1866	0.4916	0.2238	147	32.49
		45.342	176.81	0.2976	0.2275	0.1712	12.95	3.703
251.15	18.505	1041.08	108.28	0.1847	0.4935	0.2225	142	32.01
		48.413	176.81	0.2972	0.2285	0.1730	13.10	3.775
253.15	19.690	1031.98	109.41	0.1824	0.4961	0.2214	138	31.53
		51.661	176.79	0.2969	0.2282	0.1748	13.25	3.846

TKX	P (bar)	ρ	h	ϵ	ϵ_p	ϵ_v	η	λ
285.15	20.930	1022.70	110.44	0.7086	0.5193	0.2205	134	31.06
		55.104	176.75	0.9695	0.2047	0.1766	130	3.918
287.15	22.225	1013.24	111.48	0.7125	0.5045	0.2196	130	30.58
		58.747	176.69	0.9661	0.2132	0.1785	135.5	4.013
289.15	23.579	1003.58	112.53	0.7164	0.5104	0.2189	126	30.10
		62.607	176.62	0.9637	0.2275	0.1804	137.0	4.109
281.15	24.992	993.37	113.58	0.7203	0.5370	0.2183	122	29.62
		66.699	176.82	0.9613	0.2325	0.1824	130	4.205
283.15	26.466	983.60	114.65	0.7242	0.5445	0.2177	118	29.15
		71.041	176.51	0.9589	0.2334	0.1845	140.5	4.312
285.15	28.003	973.24	115.73	0.7281	0.5578	0.2173	114	28.79
		75.662	176.37	0.9565	0.2354	0.1866	142.5	4.408
287.15	29.604	962.61	116.83	0.7321	0.5623	0.2169	110	28.19
		80.555	176.10	0.9540	0.2386	0.1888	140	4.503
289.15	31.272	951.67	117.93	0.7360	0.5728	0.2167	107	27.71
		85.774	175.81	0.9515	0.2332	0.1916	103	4.635
271.15	33.009	940.40	119.06	0.7400	0.5849	0.2165	103	27.11
		91.240	175.20	0.9489	0.2395	0.1933	105.5	4.887
273.15	34.816	928.76	120.20	0.7440	0.5985	0.2164	100.20	4.764
		97.287	175.44	0.9463	0.2479	0.1957	96.90	5.041
275.15	36.696	916.71	121.37	0.7481	0.6145	0.2165	95.90	5.261
		99.654	175.15	0.9436	0.2387	0.1982	93.60	5.208
277.15	38.651	904.20	122.55	0.7522	0.6326	0.2166	93.60	5.257
		102.490	174.83	0.9408	0.6425	0.2008	90.20	5.555
279.15	40.683	891.18	123.77	0.7563	0.6536	0.2169	88.55	5.701
		117.851	174.46	0.9380	0.6804	0.2034	87.10	5.955
281.15	42.794	877.57	125.01	0.7606	0.7078	0.2112	87.10	6.247
		125.807	174.05	0.9350	0.7221	0.2062	86.15	6.566
283.15	44.988	863.28	126.29	0.7649	0.7389	0.2117	83.70	6.937
		134.444	173.58	0.9318	0.7604	0.2091	82.50	7.253
285.15	47.266	848.20	127.60	0.7693	0.7834	0.2184	80.80	7.577
		143.872	173.05	0.9287	0.8066	0.2182	78.20	7.906
287.15	49.633	832.19	128.97	0.7738	0.7871	0.2182	77.20	8.247
		154.231	172.45	0.9252	0.8638	0.2185	74	8.586
289.15	52.090	815.05	130.39	0.7785	0.8841	0.2202	74	8.946
		165.711	171.76	0.9216	0.7904	0.2189	70.55	9.285
291.15	54.640	798.52	131.88	0.7834	0.9157	0.2214	70.55	9.637
		178.571	170.97	0.9178	0.8317	0.2228	67.50	10.002
293.15	57.288	778.23	133.46	0.7885	1.0145	0.2230	67.50	10.375
		193.185	170.05	0.9133	0.9678	0.2236	65.50	10.750
295.15	60.036	753.58	135.15	0.7940	1.1568	0.2248	63.50	11.125
		210.131	169.01	0.9085	1.0538	0.2306	60.50	11.500
297.15	62.888	727.62	137.01	0.8000	1.2870	0.2274	60	12.184
		230.369	167.61	0.9029	1.1981	0.2305	58	12.875
299.15	65.849	696.56	138.13	0.8067	1.4595	0.2368	58	13.643
		255.723	165.92	0.8963	1.2676	0.2268	54.4	14.522
301.15	68.971	656.25	141.70	0.8150	2.4249	0.2436	51.4	15.500
		290.466	163.57	0.8876	1.2823	0.2470	45.7	16.433
303.15	72.110	591.61	145.52	0.8272	3.7263	0.2503	45.7	17.375
		351.570	159.51	0.8733	1.1631		26.00	18.313
304.22	73.849	464	152.63	0.8904				

ρ = mass volumique (kg m⁻³)
 ρ = enthalpie (kcal kg⁻¹)
 ρ = entropie (kcal kg⁻¹, K⁻¹)
 L'enthalpie et l'entropie sont considérées comme nulles pour le cristal pur à son zéro absolu et à 1 atm.
 Le chaleur latente de vaporisation = enthalpie vapeur - enthalpie liquide
 C_p = chaleur spécifique à pression constante (kcal kg⁻¹, K⁻¹)
 C_v = chaleur spécifique à volume constant (kcal kg⁻¹, K⁻¹)
 η = viscosité, multiplier ces valeurs par 10⁻¹ pour obtenir des poises
 λ = conductivité thermique; multiplier ces valeurs 10⁻¹ pour obtenir des cal cm⁻¹ s⁻¹ K⁻¹
 γ = point triple
 T = point critique

diagramme de phase [1-2]

phase diagram [1-2]



équilibre solide-liquide
(calcul L'AIR LIQUIDE)

solid-liquid equilibrium
(L'AIR LIQUIDE calculation)

Température (K)	Pression (bar)
220	165.51
240	688.92
260	1720.3
280	1819.4
300	2490.7
320	3123.9
340	4854.0
360	8560.8
380	15984.4
400	33851.6
420	61984.4
440	105816.6
460	191414.6
480	359713.5
500	670711.1
520	12245
540	13506

équilibre solide-vapeur [1-2]
(pour chaque grandeur le premier nombre est relatif au solide, le deuxième nombre est relatif à la vapeur).

solid - gas equilibrium [1-2]
(the first figure relates to the solid, the second to the gas).

Température (K)	Pression (bar)	Pression (atm)	Massa volumique (kg.m ⁻³)	Enthalpie (kcal.kg ⁻¹)	Entropie (kcal.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
143.15	0.0031	0.0031	1826	21.137	0.2864
148.15	0.0065	0.0065	1821	164.72	1.3281
153.15	0.0131	0.0131	1821	22.571	0.3048
158.15	0.0251	0.0251	1618	165.56	1.3698
163.15	0.0462	0.0462	1610	24.089	0.3132
168.15	0.082	0.082	1605	167.41	1.4236
173.15	0.140	0.140	1600	25.488	0.3210
178.15	0.231	0.231	1595	167.26	1.2176
183.15	0.373	0.373	1582	26.946	0.3293
188.15	0.585	0.585	1574	168.10	1.1944
193.15	0.866	0.866	1565	28.431	0.3373
194.85	1.01325	1.01325	1562	168.94	1.1729
198.15	1.345	1.345	1555	29.914	0.3451
203.15	1.981	1.981	1545	169.78	1.1528
208.15	2.870	2.870	1534	31.484	0.3532
216.55	5.185	5.185	1513	170.59	1.1340
220			1501	32.963	0.3608
240			1474	171.39	1.1184
260			1457	34.549	0.3683
280			1441	172.16	1.0998
300			1426	36.187	0.3764
320			1414	172.88	1.0841
340			1403	36.650	0.3786
360			1393	173.09	1.0796
380			1383	37.747	0.3837
400			1373	173.55	1.0691
420			1363	39.400	0.3914
440			1353	174.14	1.0546
460			1343	41.204	0.3996
480			1333	174.63	1.0406
500			1323	44.288	0.4131
520			1313	175.11	1.0173

L'enthalpie et l'entropie sont nulles pour le cristal parfait au zéro absolu.
A: point triple
•: point de sublimation à 1 atm.

Enthalpy and entropy are nil for the perfect crystal at zero absolute
A: triple point
•: sublimation point at 1 atm.

masse volumique [1]
(kgm⁻³)

density [1]
(kgm⁻³)

P (bar)	-50	-40	-30	-20	-10	0	10
1	2.403	2.296	2.196	2.109	2.026	1.951	1.890
2	4.448	4.442	4.442	4.442	4.442	4.442	4.442
3	7.411	7.055	6.733	6.442	6.177	5.934	5.711
4	10.034	9.536	9.075	8.659	8.273	7.926	7.623
5	12.739	12.064	11.470	10.941	10.465	10.033	9.640
6	15.538	14.675	13.923	13.258	12.665	12.139	11.643
7	18.538	17.364	16.437	15.625	14.904	14.259	13.673
8	21.767	20.139	19.016	18.043	17.184	16.419	15.731
9	25.367	23.008	21.667	20.515	19.509	18.617	17.818
10	29.392	26.982	25.394	23.046	21.879	20.951	19.934
20	115.813	111.913	107.604	103.125	98.577	94.048	89.536
30	116.118	112.234	108.171	104.094	99.911	95.731	91.556
40	116.384	112.500	108.433	104.355	100.166	95.986	91.811
50	116.617	112.733	108.666	104.588	100.399	96.219	92.044
60	116.816	112.932	108.865	104.787	100.598	96.418	92.243
70	116.983	113.104	109.037	104.959	100.770	96.590	92.415
80	117.128	113.251	109.185	105.097	100.918	96.738	92.563
90	117.244	113.374	109.308	105.220	101.041	96.861	92.686
100	117.337	113.467	109.401	105.323	101.144	96.964	92.789
200	119.6397	116.2502	112.9374	109.612	105.871	102.070	98.109
300	121.2373	118.0253	115.1308	111.9563	108.7353	105.4818	102.700
400		119.1469	117.0456	114.1446	111.2039	108.2149	105.109
500		121.4546	118.7545	116.0335	113.2943	110.5317	107.7420

P (bar)	20	30	40	50	60	70	80
1	1.815	1.754	1.697	1.644	1.594	1.547	1.501
2	3.850	3.725	3.609	3.501	3.400	3.304	3.210
3	5.905	5.714	5.537	5.371	5.210	5.053	4.900
4	7.981	7.721	7.480	7.252	7.036	6.831	6.636
5	9.279	8.946	8.586	8.252	7.936	7.636	7.350
6	10.796	10.390	9.958	9.552	9.170	8.801	8.444
7	12.434	11.953	11.443	10.963	10.512	10.080	9.666
8	14.196	13.635	13.045	12.535	12.054	11.602	11.169
9	16.085	15.443	14.781	14.199	13.656	13.142	12.646
10	18.106	17.385	16.654	15.992	15.359	14.754	14.178
20	40.806	38.866	36.925	35.060	33.268	31.548	29.890
30	66.202	62.250	58.295	54.340	50.385	46.430	42.475
40	97.510	89.782	83.774	78.869	74.124	69.479	64.934
50	140.532	123.995	113.019	104.805	98.258	92.764	87.320
60	208.972	188.984	175.201	163.598	153.068	143.599	134.181
70	310.026	280.994	261.215	243.594	227.064	211.594	197.164
80	450.001	410.999	386.215	361.594	337.064	312.594	289.164
90	630.001	580.999	546.215	511.594	487.064	462.594	438.164
100	850.001	790.999	756.215	721.594	697.064	672.594	648.164
200	1700.001	1580.999	1496.215	1411.594	1337.064	1262.594	1188.164
300	2550.001	2370.999	2246.215	2111.594	1987.064	1862.594	1738.164
400	3400.001	3160.999	2986.215	2811.594	2637.064	2462.594	2288.164
500	4250.001	3910.999	3686.215	3411.594	3187.064	2962.594	2738.164

P (bar)	30	100	200	300	400	500	600
1	1.4613	1.4218	1.3898	1.3638	1.3428	1.3258	1.3118
2	2.9304	2.8505	2.7717	2.7038	2.6459	2.5980	2.5601
3	4.4071	4.2859	4.1727	4.0674	3.9699	3.8794	3.7959
4	5.8916	5.7282	5.5739	5.4286	5.2911	5.1606	5.0371
5	7.3840	7.1775	6.9843	6.7944	6.6079	6.4339	6.2714
6	8.8843	8.6356	8.3943	8.1604	7.9339	7.7149	7.5024
7	10.3926	10.0969	9.8039	9.5134	9.2254	8.9409	8.6599
8	11.9090	11.5672	11.2281	10.8916	10.5576	10.2261	9.8971
9	13.4336	13.0446	12.6581	12.2741	11.8916	11.5106	11.1311
10	14.9664	14.5293	14.0941	13.6606	13.2286	12.7981	12.3691
20	30.7677	29.7661	28.7661	27.7661	26.7661	25.7661	24.7661
30	47.4953	45.8372	44.1791	42.5210	40.8629	39.2048	37.5467
40	65.2574	62.7575	60.2576	57.7577	55.2578	52.7579	50.2580
50	84.1821	80.6331	77.0841	73.5351	70.0861	66.5371	63.0881
60	104.4213	99.5619	94.7025	89.8437	84.9849	80.1261	75.2673
70	126.1549	119.6536	113.1523	106.6510	100.1497	93.6484	87.1471
80	149.5915	141.0250	132.4585	123.8920	115.3255	106.7590	98.1925
90	174.9649	163.8144	152.6639	141.5134	130.3629	119.2124	108.0619
100	202.5164	188.1318	173.7472	159.3626	145.0780	130.7934	116.5088
200	534.2812	482.0222	429.7632	377.5042	325.2452	272.9862	220.7272
300	703.2087	662.1336	589.5362	516.9387	444.3412	371.7437	299.1462
400	789.5420	756.3560	667.2124	578.0648	488.9176	399.7704	310.6232
500	846.8254	818.7952	718.2520	628.7088	538.1656	447.6224	357.0792

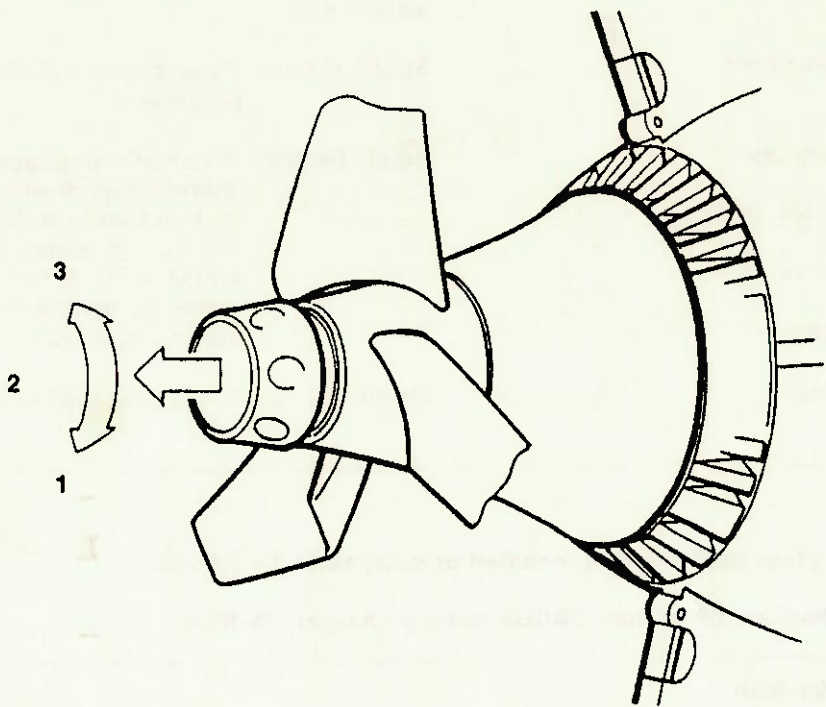
P (bar)	700	800	900	1000
1	0.5439	0.4931	0.4511	0.4156
2	1.0874	0.9860	0.9019	0.8311
3	1.6308	1.4787	1.3526	1.2464
4	2.1742	1.9713	1.8031	1.6614
5	2.7176	2.4636	2.2534	2.0763
6	3.2610	2.9556	2.7005	2.4910
7	3.8044	3.4475	3.1533	2.8910
8	4.3478	3.9392	3.6000	3.3198
9	4.8912	4.4306	4.0524	3.7329
10	5.4346	4.9218	4.5017	4.1478
20	10.8711	9.8224	8.9827	8.2762
30	16.3076	14.7013	13.4431	12.3850
40	21.7441	19.5585	17.8825	16.8743
50	27.1806	24.3937	22.2011	20.5441
60	32.6171	29.2287	26.5888	24.5546
70	38.0536	34.0637	31.0754	28.6253
80	43.4901	38.7986	35.4110	32.6357
90	48.9266	43.5335	39.7465	36.6461
100	54.3631	48.2684	44.0819	40.6565
200	108.7262	96.5368	88.1638	80.3130
300	163.0893	144.8052	131.2457	118.7735
400	217.4524	193.0736	174.6941	162.2340
500	271.8155	244.3447	220.5046	201.6945

- passage de l'état liquide à l'état vapeur
- point critique
- passage from the liquid state to the gaseous state
- critical point

OPERATION CHECKS (cont'd.):

b Speed control dial (variable pitch propeller)

You may adjust speed of motor to three different rates by changing the propeller pitch. The number shown on the speed control dial corresponds to the rate of speed. NOTE: Increased speed will reduce running time.



Rotate speed control dial while pulling

1 (Full right) = High speed (more speed/less run time) Higher torque/power.

2 (Center) = Mid speed. Normal torque/power.

3 (Full Left) = Slow speed (slower speed/longer run time) Lower torque power.

Adjust the dial to the desired number by pulling and rotating dial. Please check that the dial locks down completely after adjustment is made

XII. SPECIFICATIONS:

DACOR SEASPRINT U/W VEHICLE

Width x Length: 13.4 x 24 in. (34cm x 61 cm)	Body: High-impact ABS resin
Total Weight: Approx. 39.5 lbs. (18 kg)	Battery: P/N 7905-00 12V, 24 AH rechargeable sealed lead acid
Battery Weight: 18.7 lbs. (8.5 kg)	
Vehicle Weight in water: 1.4 lbs. (650 grams)	Reduction gear: Planetary gear (ratio 1:4.8)
Speed: 1.2-2.5 mi/h (1.8-4.0km/h)	Speed control: Three position pitch propeller
Running time: 25-60 minutes	Safety Devices: Automatic stoppage by thermal switch which is activated by a rise in housing temperature or water switch which is act- ivated by the presence of water inside the unit.
Static Thrust: 17.6-39.6 lbs. (8-18 kg)	
Range: Approx. 2.48 mi. (4 km)	
Charging Time: 5-9 hours	
Max Depth: 160 ft. (50 m)	Motor: DC 12V Permanent Magnet-Direct drive

CAUTION:

DO NOT use batteries other than the type included or designated by DACOR.

DO NOT use battery chargers other than DACOR battery charger, SV-BCH.

BATTERY CHARGER, SV-BCH

Size: 3.4 x 3.9 x 4.6 in. (8.6 x 10.0 x 11.7 cm)

Charging Voltage/Current: DC 12V/2.5A (float charging function)

Voltage Supply: AC 115V/60Hz or 230V/50Hz (switchable)

Indicators (LED): charging (CHARGING)
end of charge (FULL)

Safety Device: a built-in breaker

CAUTION:

DO NOT use SV-BCH charger for charging batteries other than battery supplied with Seasprint vehicle, or other batteries designated by Dacor.

ACCESSORIES: Carrying bag, light, gauges and console.

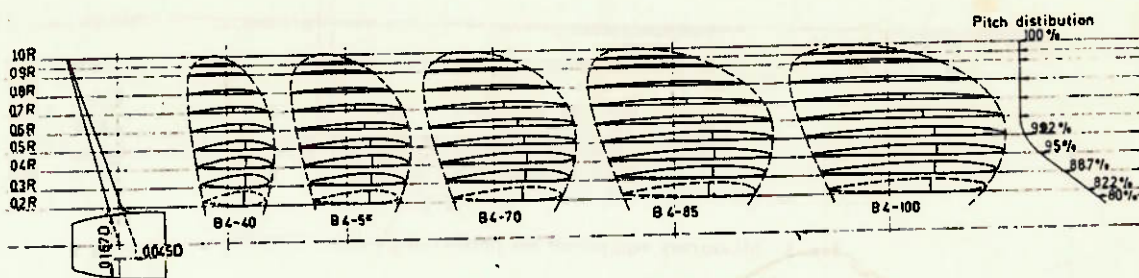


Fig. 1 General plan of B 4 screw series

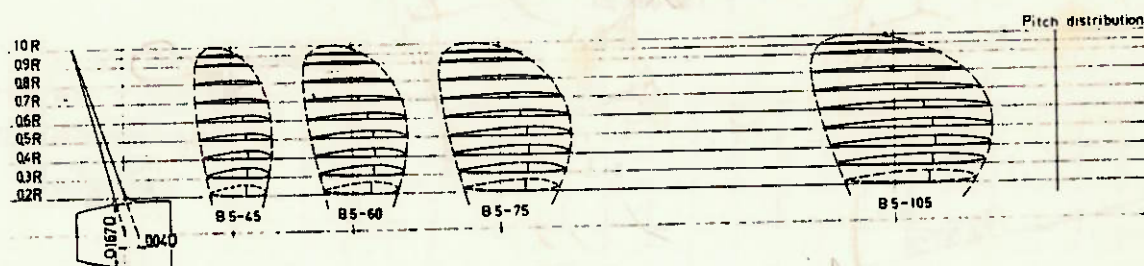


FIGURA 1

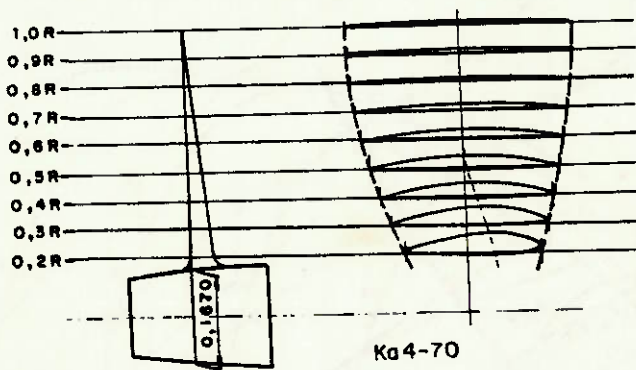


FIGURA 2

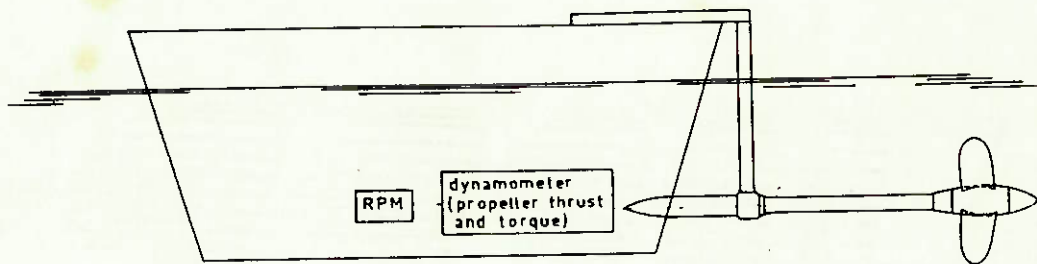


Fig. 3 Measuring equipment for performing open-water test

FIGURA 3

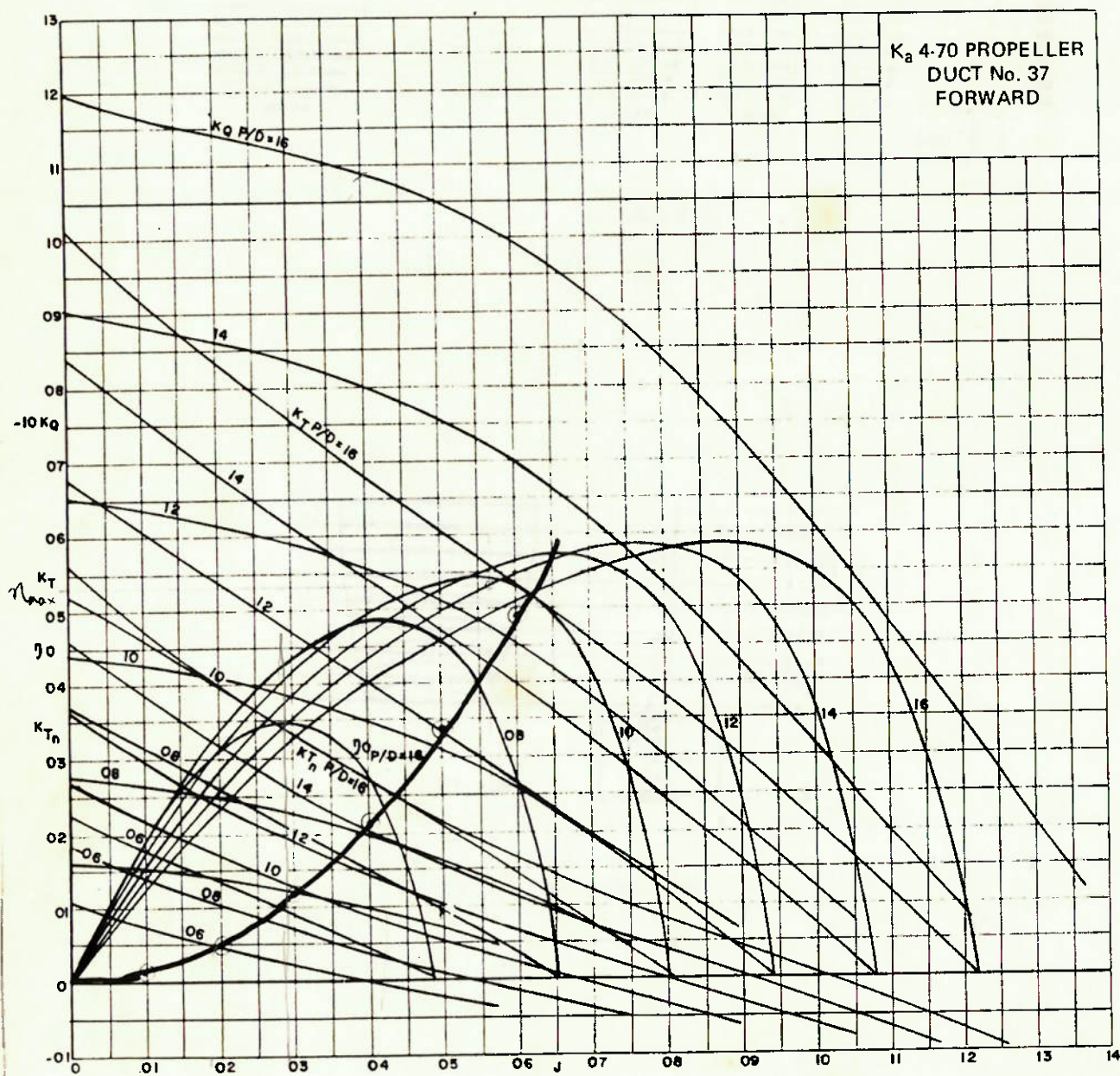


FIGURA 4

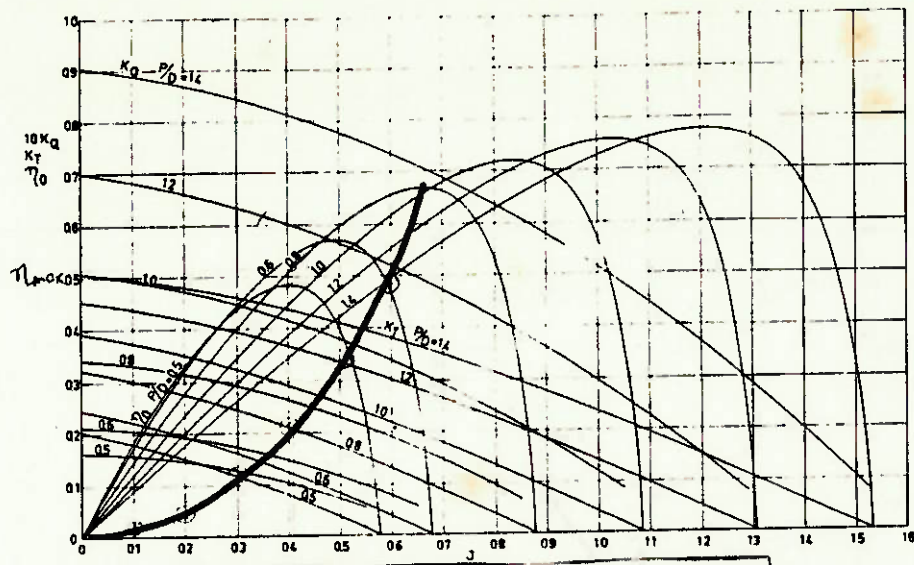


Fig. 5 Open-water test results of B 4-40 screw series

FIGURA 5

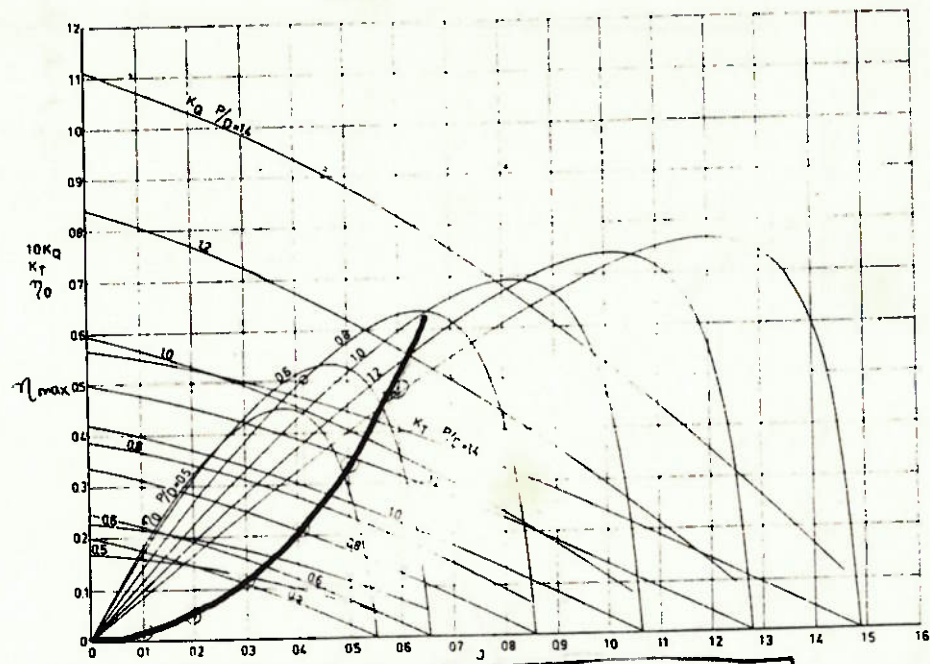


Fig. 6 Open-water test results of B 4-55 screw series

FIGURA 6

FIGURA 7

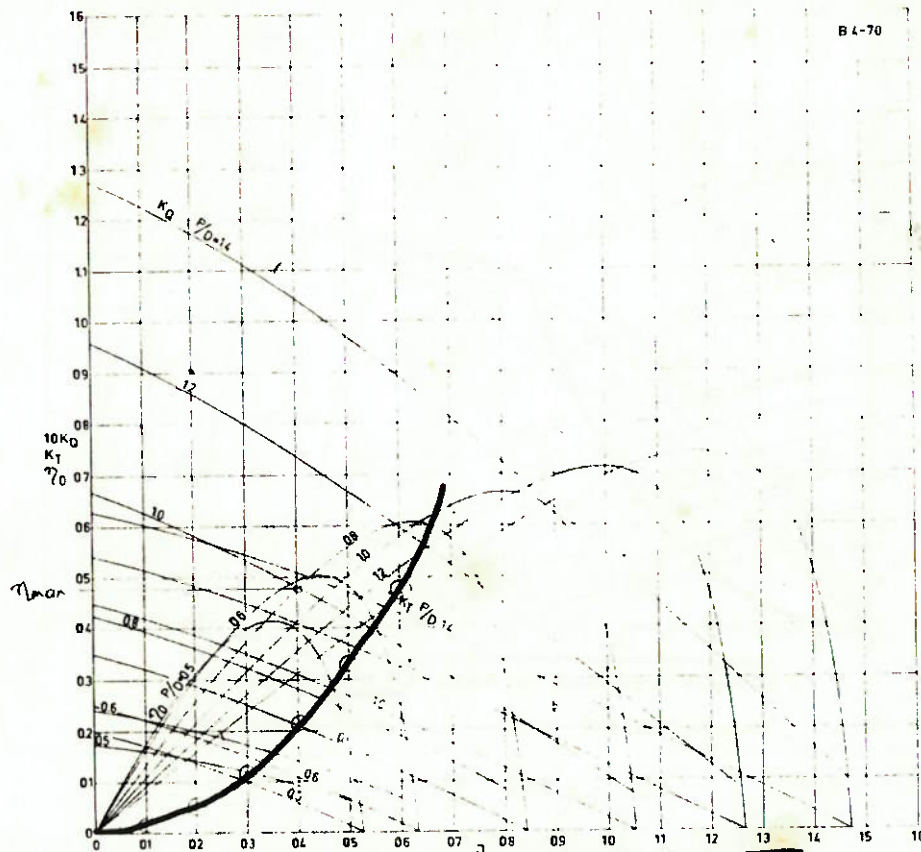


Fig. 7 Open-water test results of B 4-70 screw series

FIGURA 8

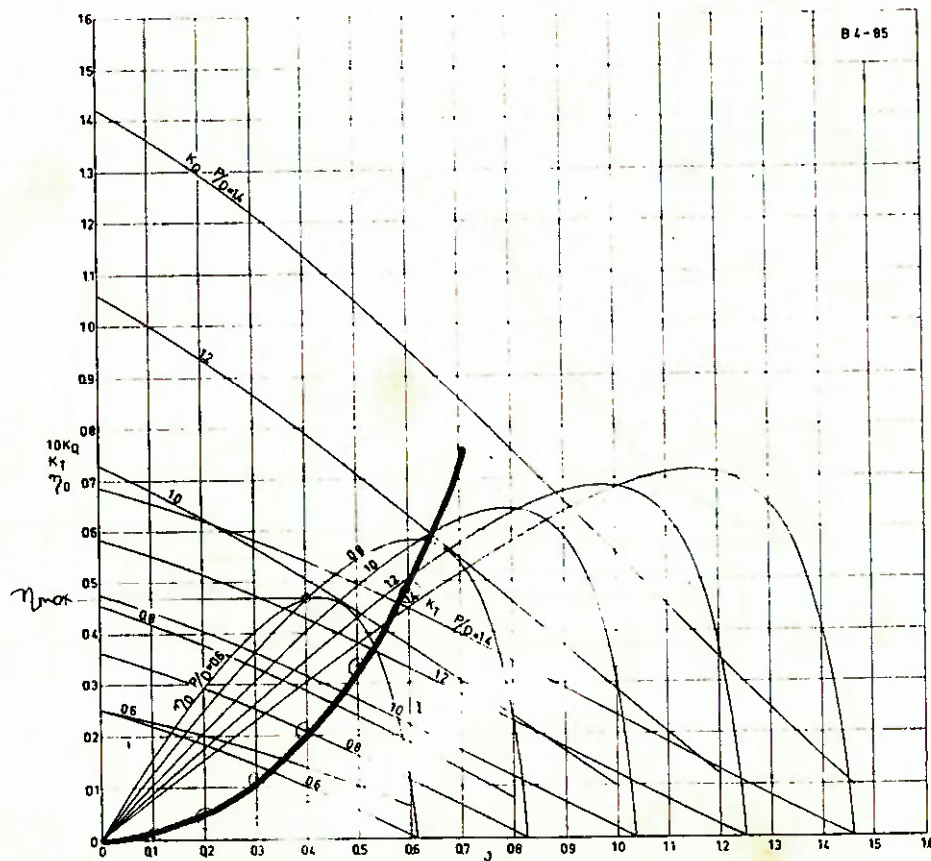


Fig. 8 Open-water test results of B 4-85 screw series

FIGURA 9

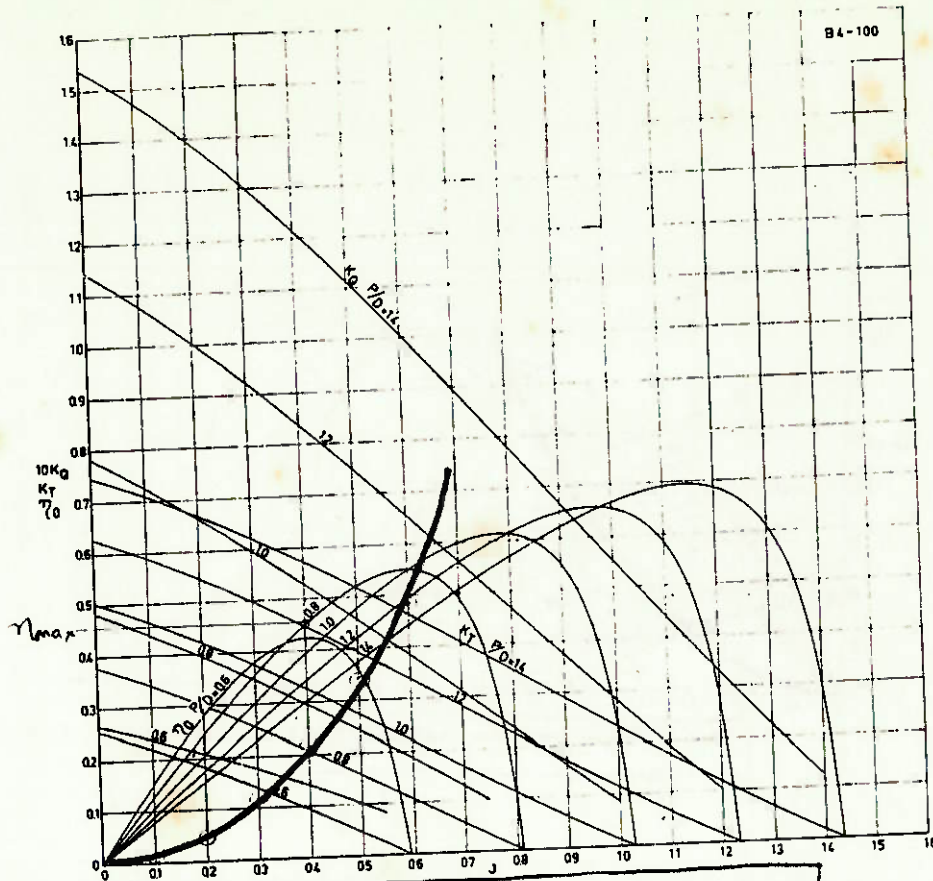


Fig. 9 Open-water test results of B 4-100 screw series

FIGURA 10

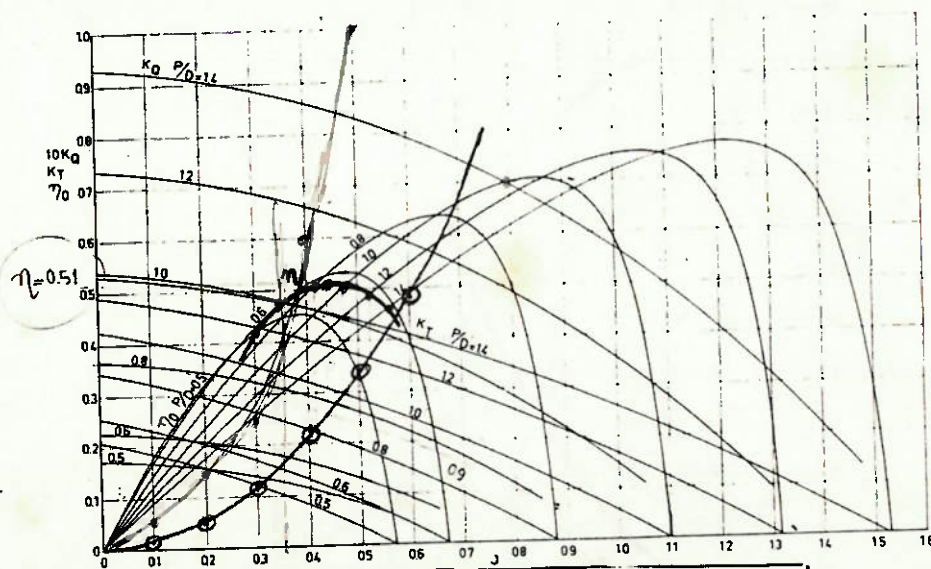


Fig. 10 Open-water test results of B 5-45 screw series

The Wageningen B-Screw Series

Hélice selecionado

FIGURA 11

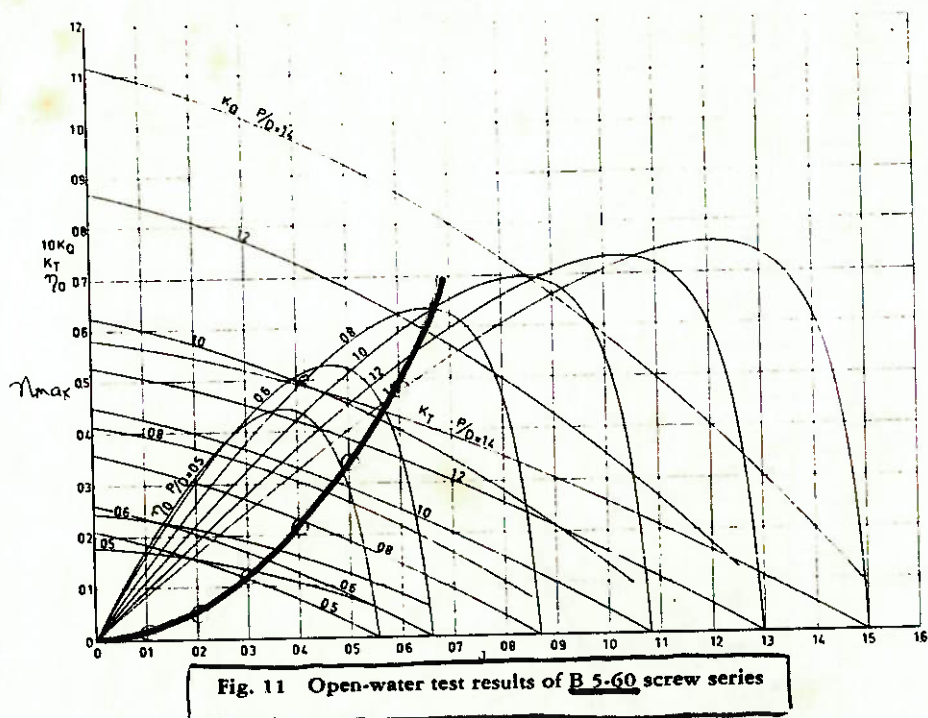


FIGURA 12

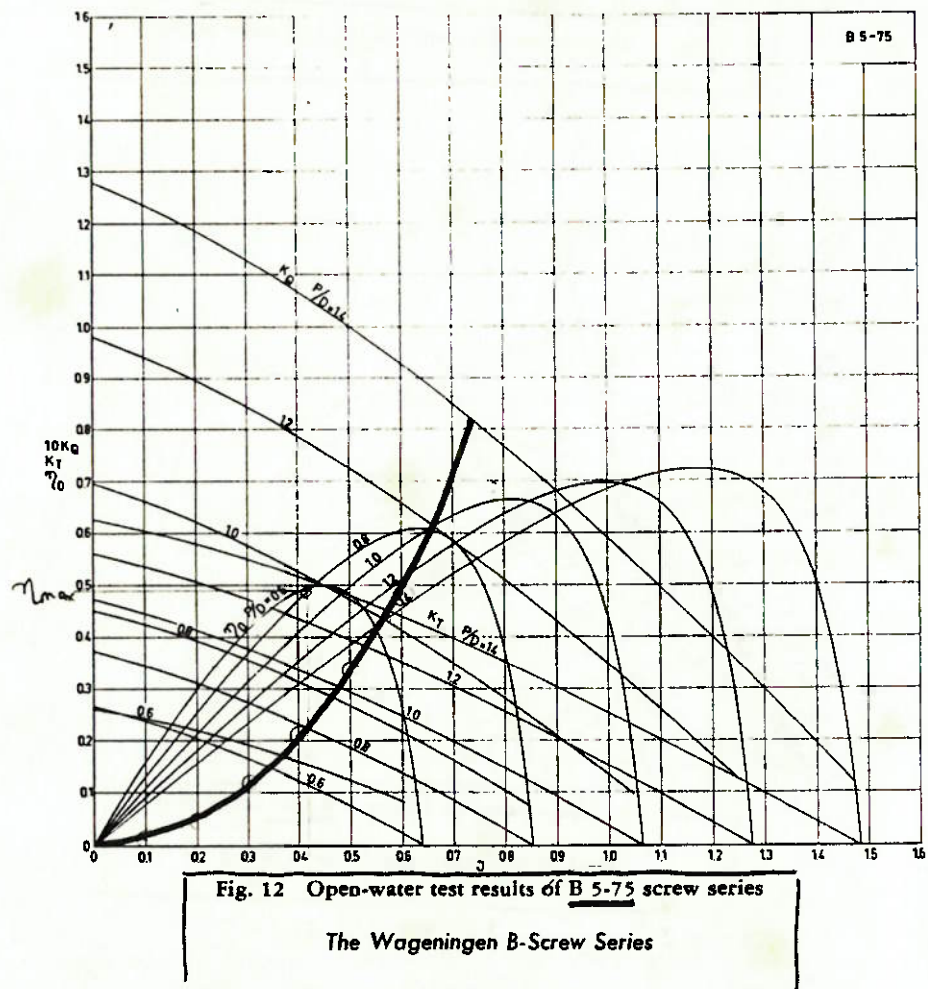


FIGURE 13

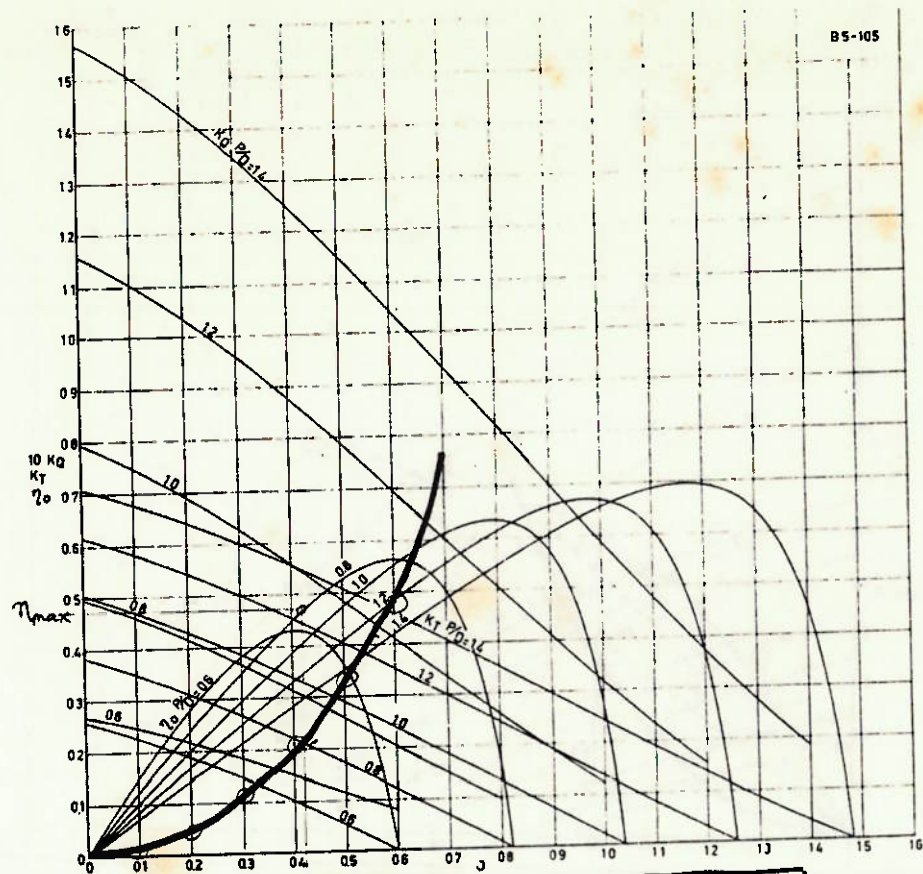


Fig. 13 Open-water test results of B 5-105 screw series

FIGURE 14

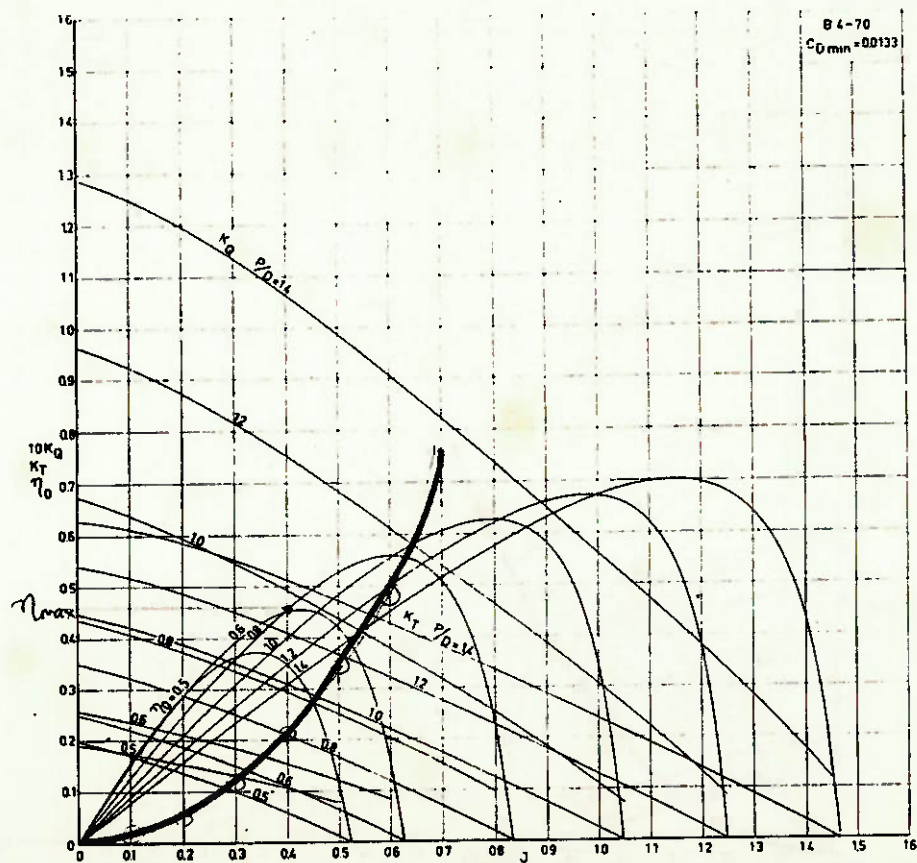


Fig. 14 Open-water test results of B 4-70 screw series extrapolated to $Re_{0.76 R} = 0.3 \times 10^4$; $(C_{D, min} = 0.0133)$

FIGURA 15

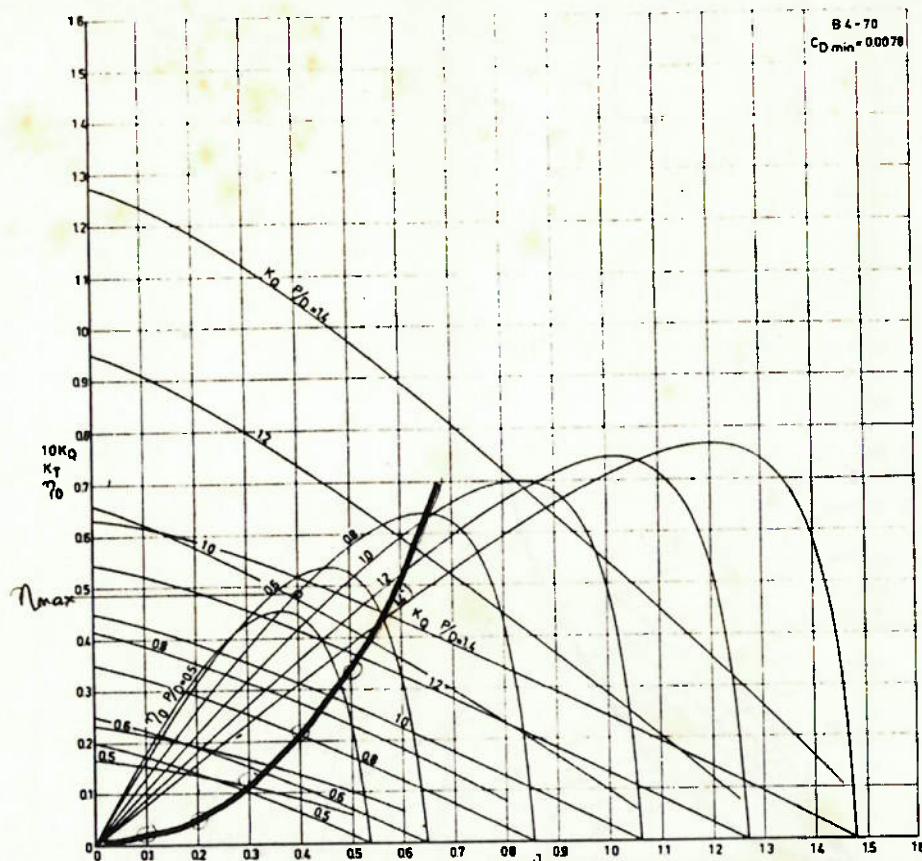


Fig. 15 Open-water test results of B 4-70 screw series extrapolated to $Re_{0.75} R = 3.0 \times 10^4$; ($C_{D,min} = 0.0078$)

FIGURA 16

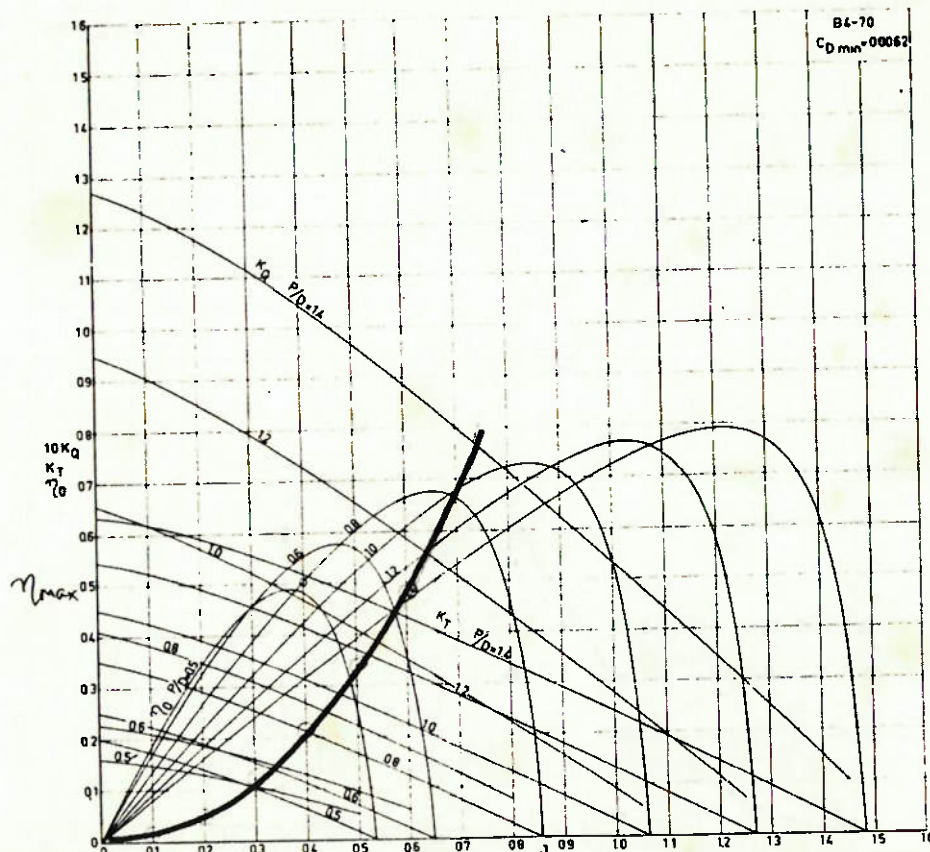


Fig. 16 Open-water test results of B 4-70 screw series extrapolated to $Re_{0.75} R = 10^5$; ($C_{D,min} = 0.0062$)

FIGURA 17

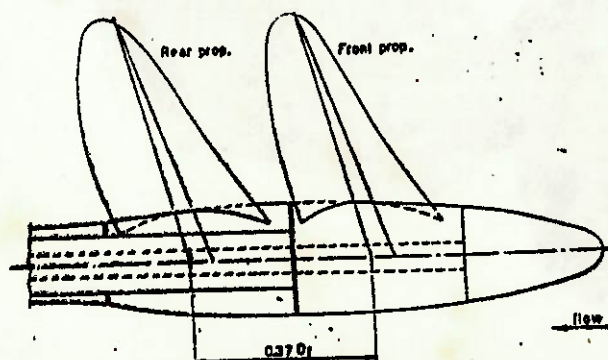
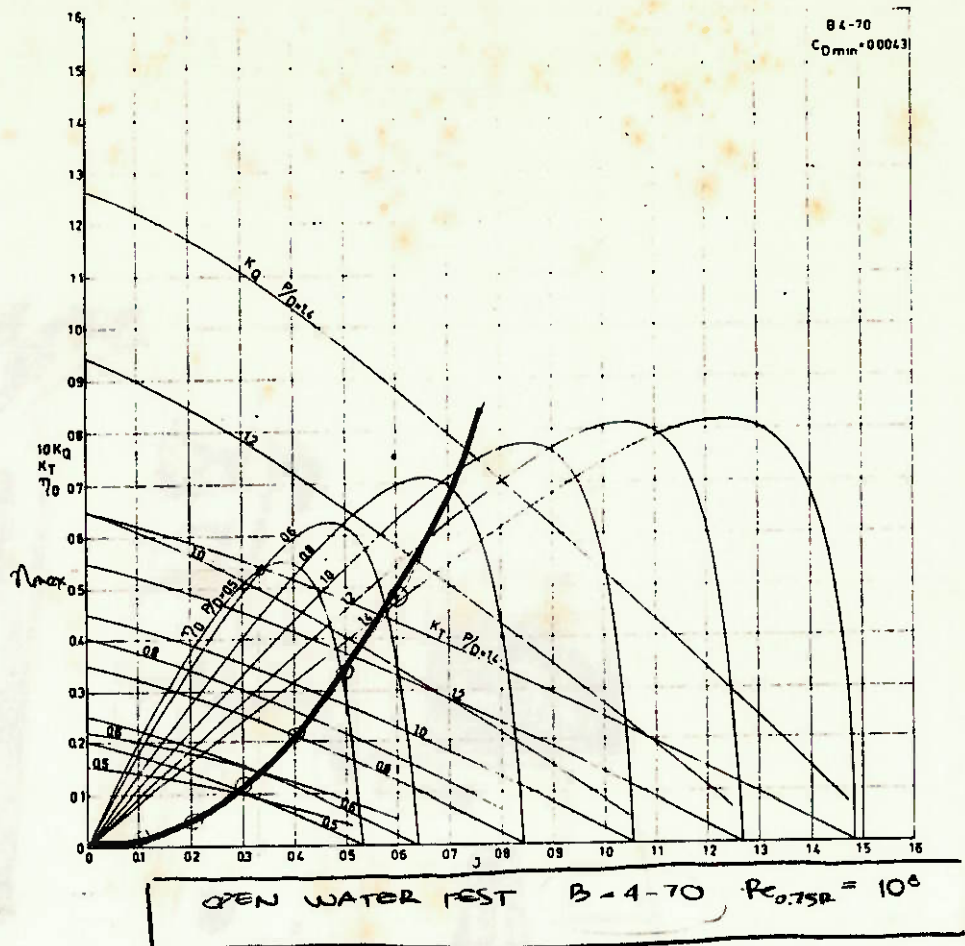


FIG. 5A.—ARRANGEMENT OF PROPELLERS FOR EXPERIMENTS WITH CONTRA-ROTATING PROPELLERS

FIGURA 18

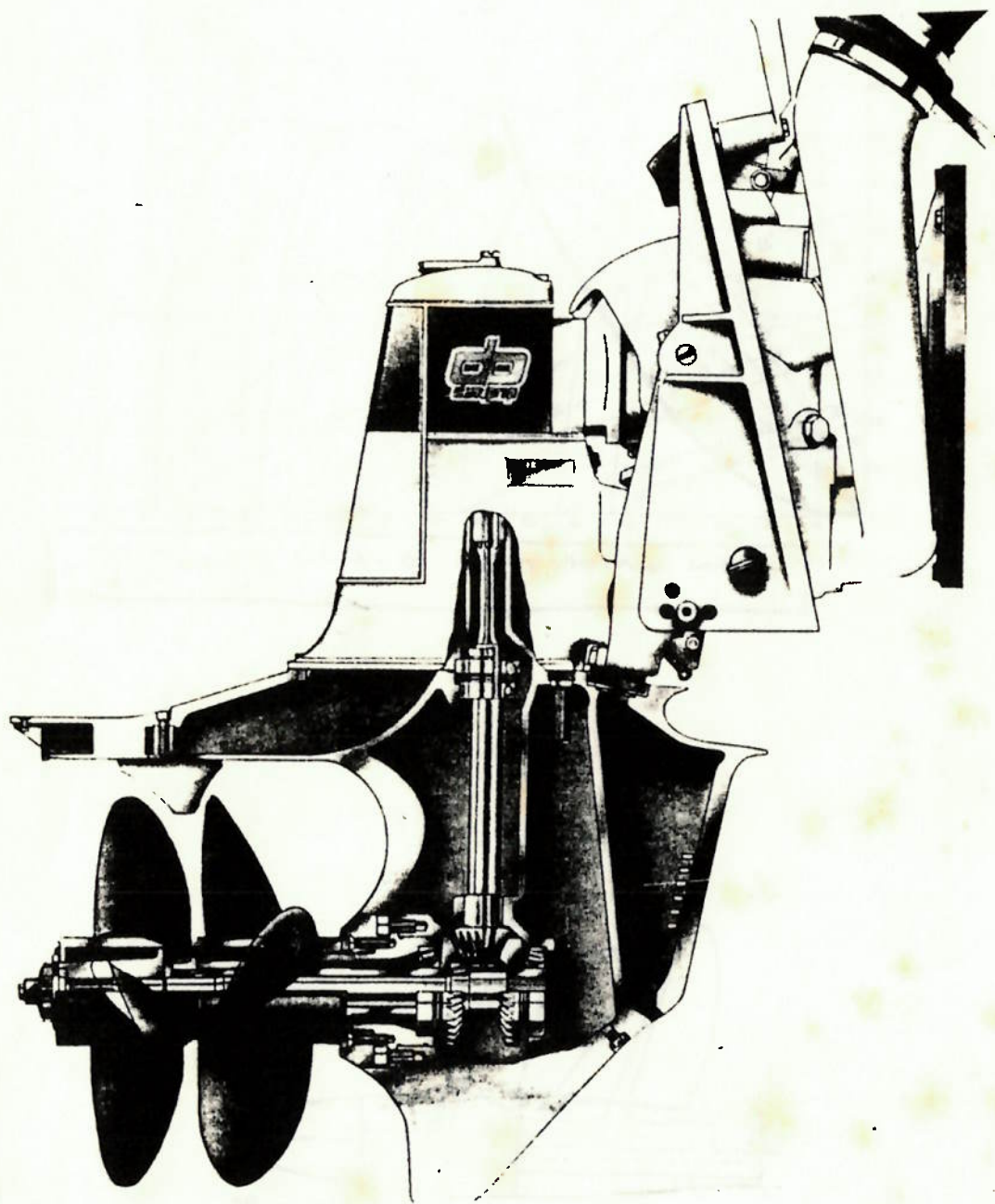


FIGURA 19

CONTRA-ROTATING PROPELLERS

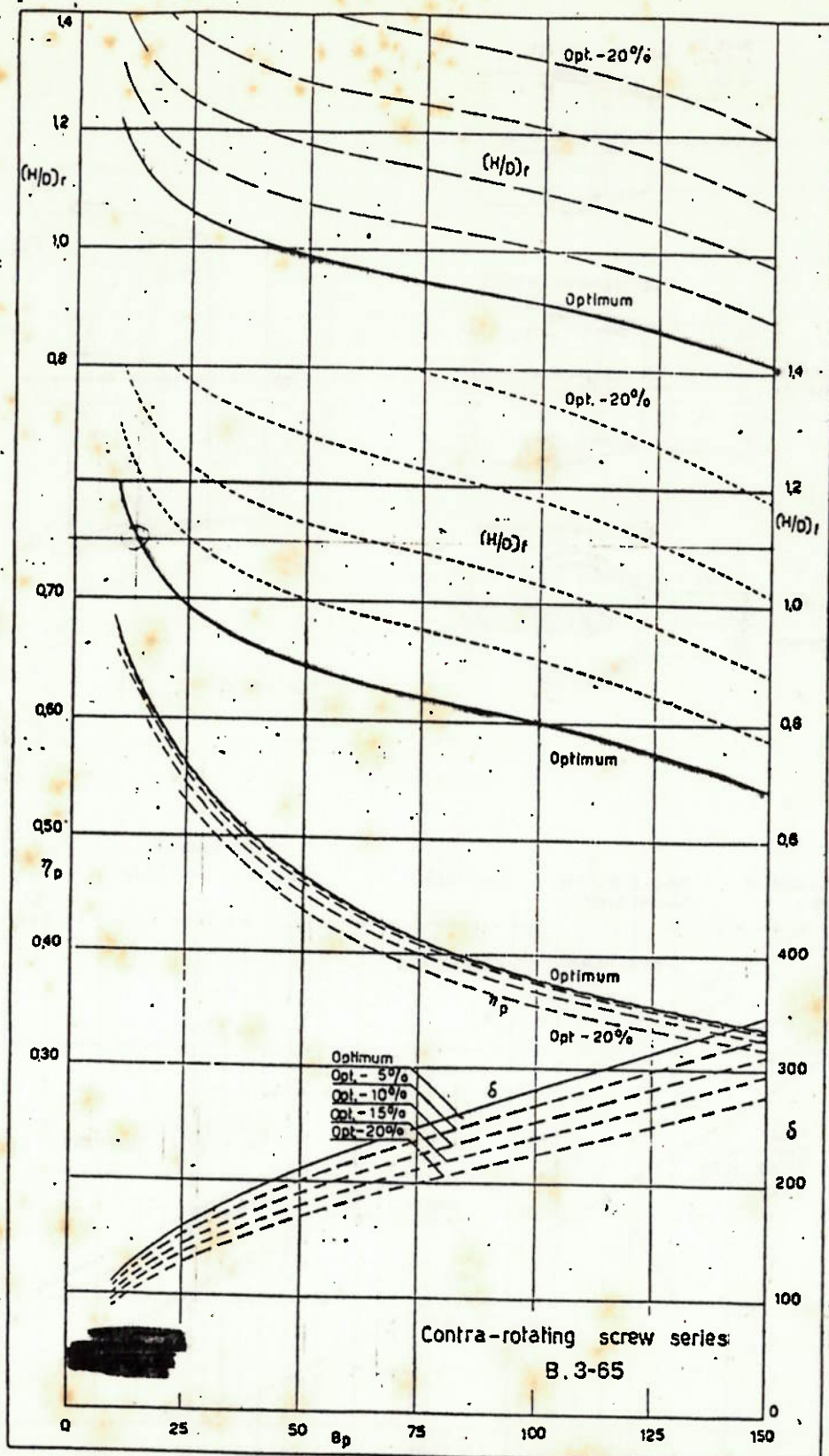


FIG. 6.— B_p — δ CHART FOR A THREE-BLADED CONTRA-ROTATING PROPELLER SERIES

FIGURA 20

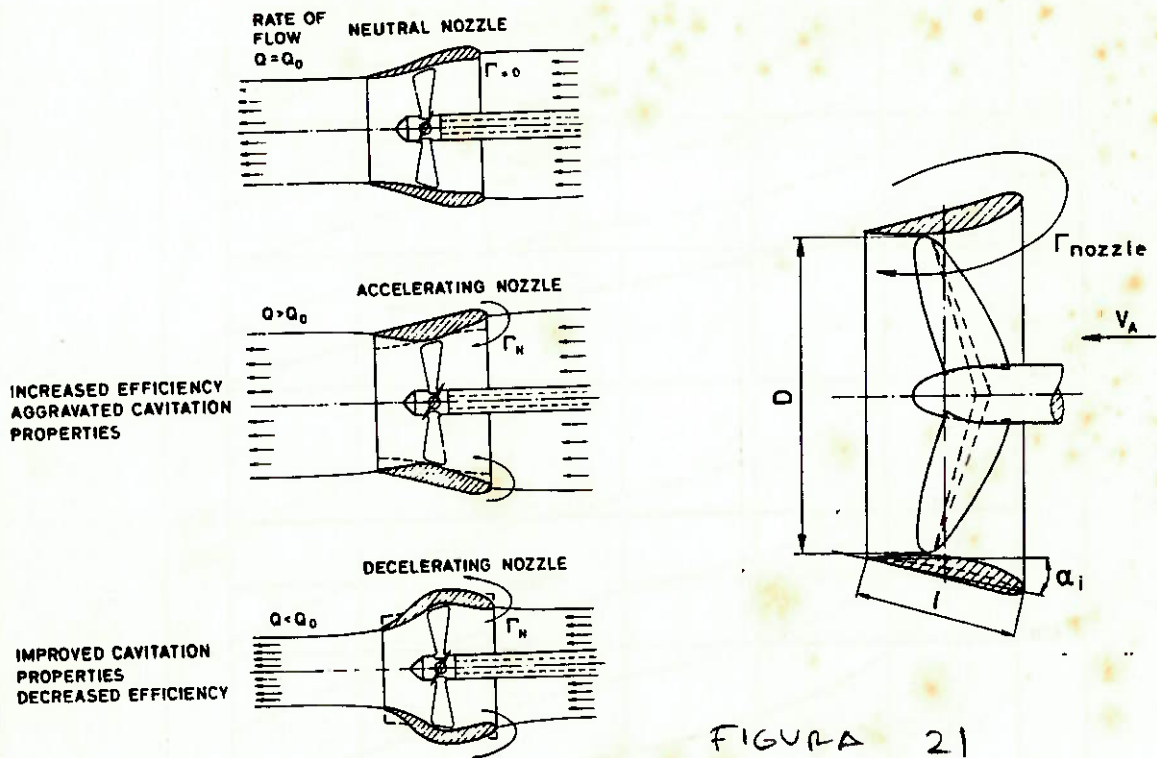


FIGURA 21

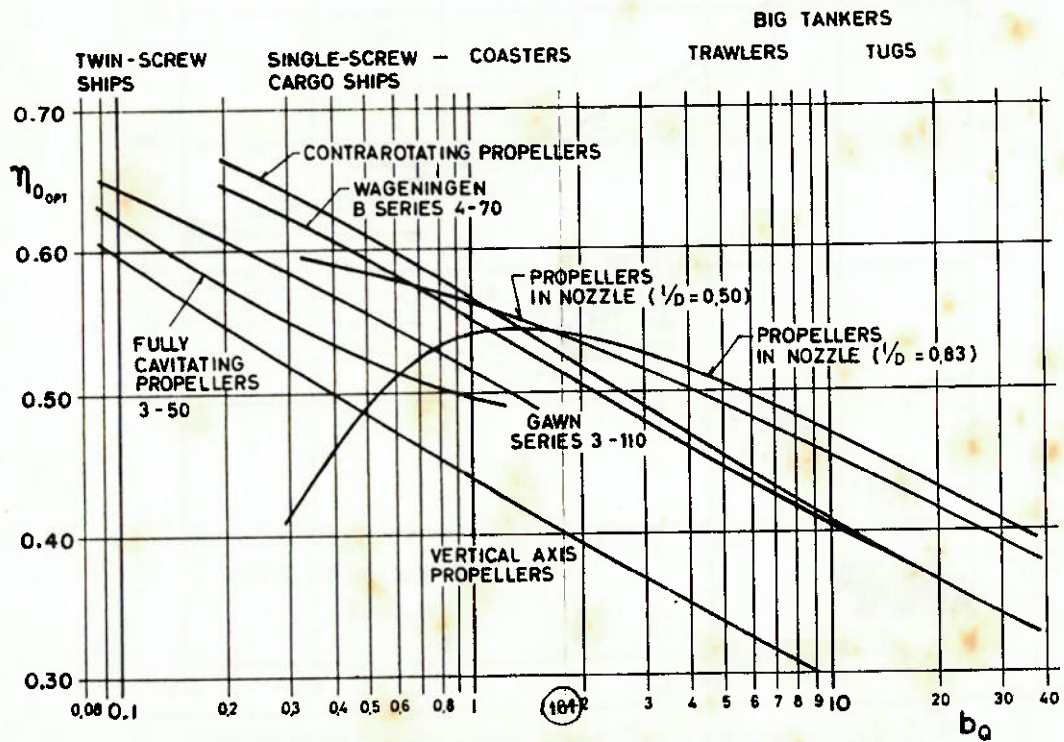


Figure 6.8.10. Comparison of optimum efficiency values for different types of propulsors.

FIGURA 22

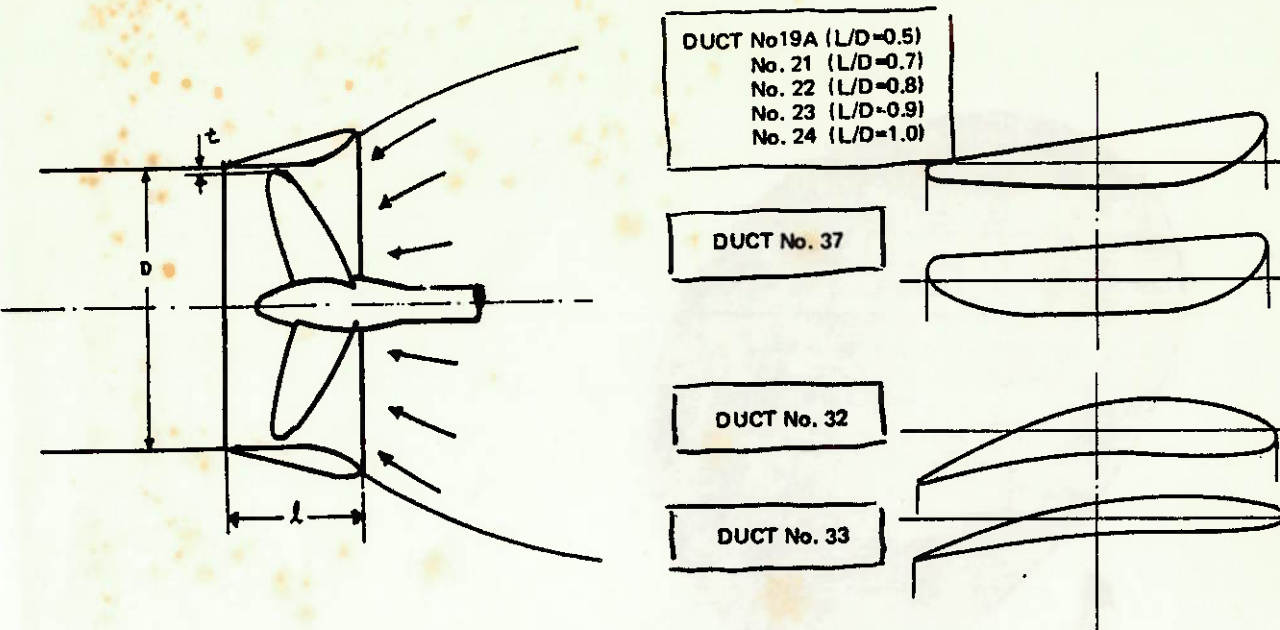


FIGURA 23

FIGURAS 24 e 25 - VIDE CATÁLOGO
ATLAS COPCO EM ANEXO

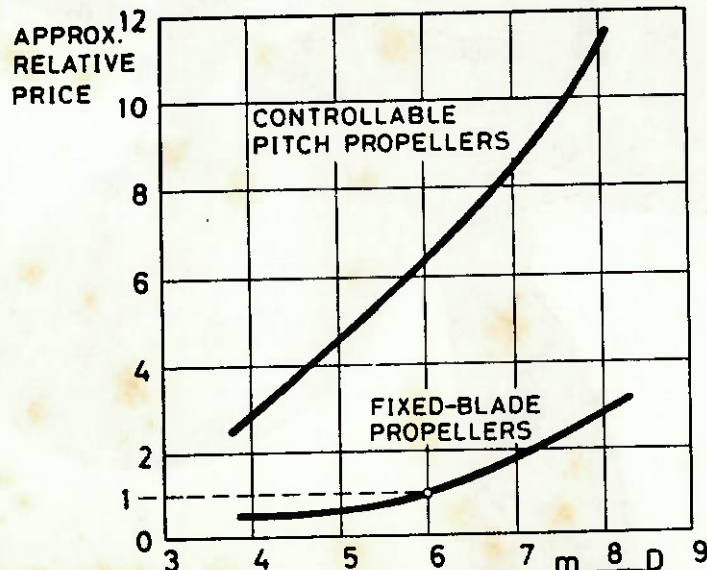


Figure 6.8.7. Approximate relative price of fixed-blade propellers and controllable pitch propellers.

FIGURA 26

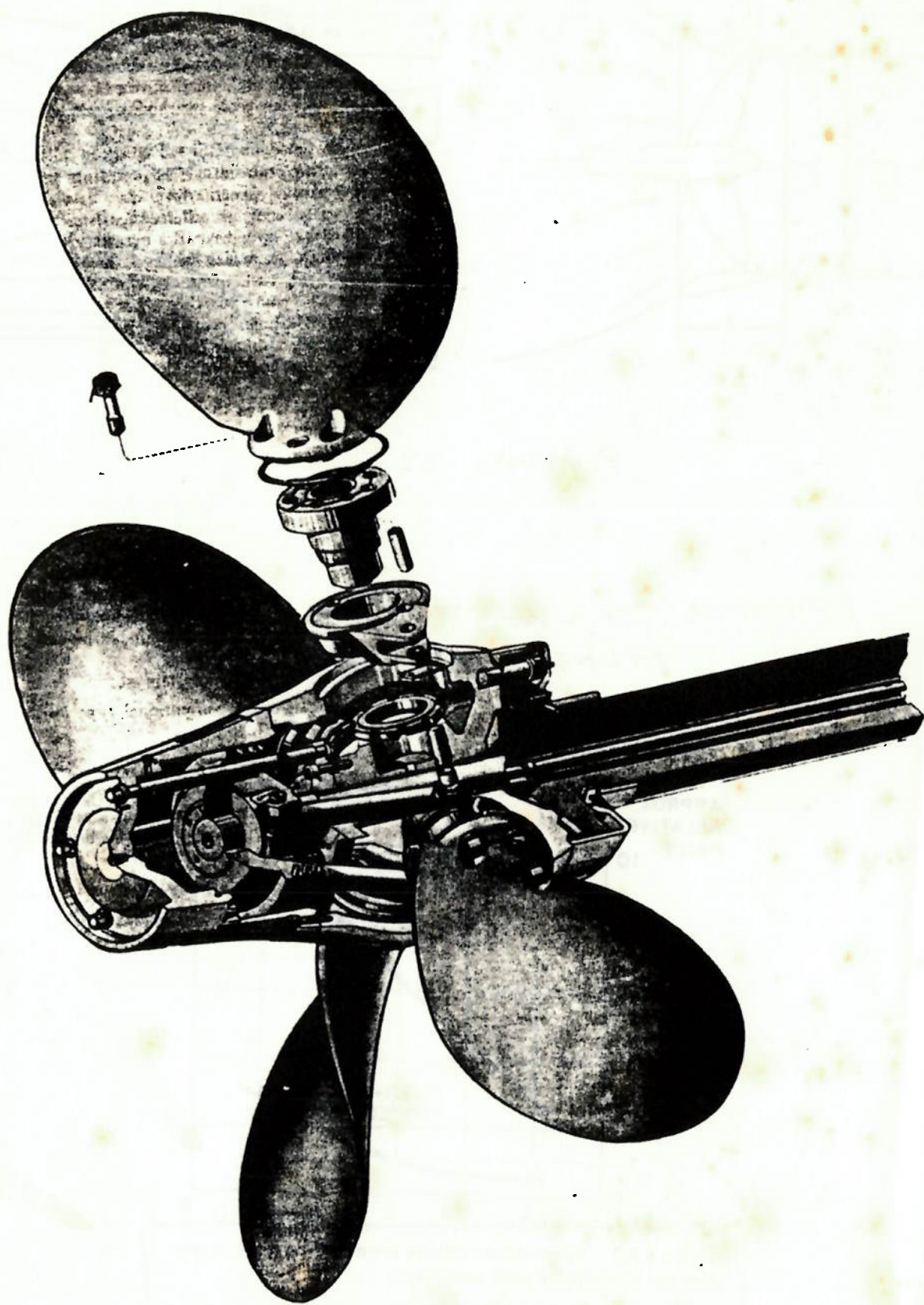




FIGURA 28



FIGURA 29

AIR SYSTEM



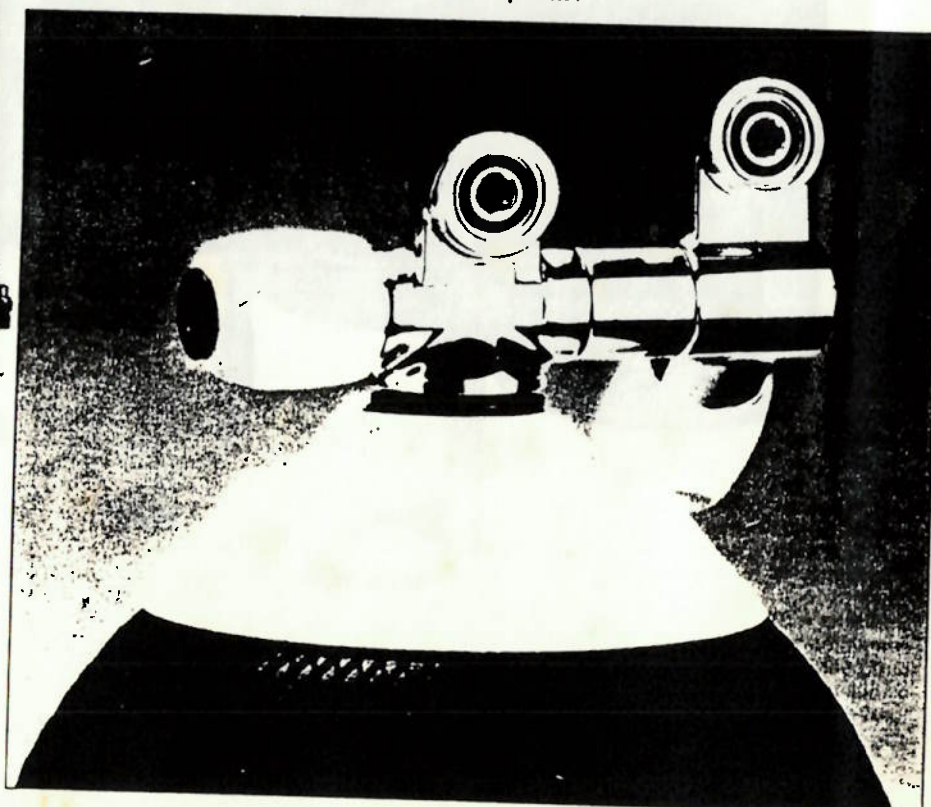
FIGURA 30

Bibo 10 + 10

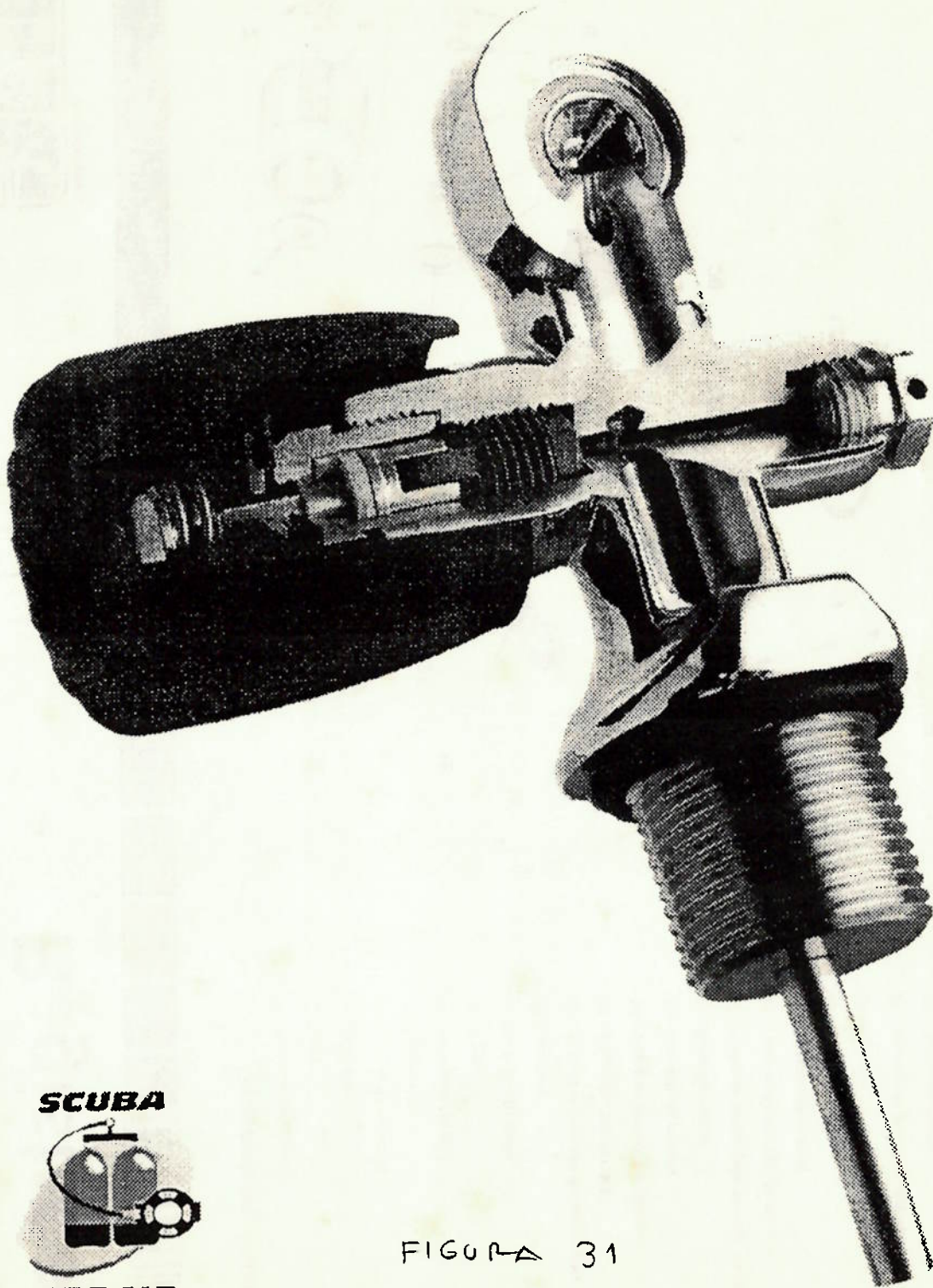
DIVING CYLINDERS SPECIFICATIONS

MODELLO TYPE	Mono 5	Mono 10	Mono 12	Mono 15	Mono 20	Mono 25
Codice Code	1000	2000	2500	3000	3500	4000
Volume lit. Capacity l.	10	20	25	30	35	40
Capacità l. Capacity cu.ft	1000 35	2000 70	2500 88	3000 106	3500 124	4000 140
Peso Kg. Weights Lbs	7,4 17	15 29	17,5 39	19,5 43	22,5 50	25 55
Rubinetteria Valve outlets	monobattente single					
Optional: Il Attacco Il Outlet						
Materiale Material	acciaio legato alloy steel					
Pressione Pressure uso (Bar) working (PSI)	200 2850	200 2850	200 2850	200 2850	220 3150	200 2850
prova (Bar) testing (PSI)	300 4250	300 4250	300 4250	300 4250	330 4700	300 4250
scoppio (Bar) bursting (PSI)	500 7100	500 7100	500 7100	500 7100	550 7850	500 7100
diametro mm. diameter mm.	140	171	203	203	216	2 x 171
altezza mm. height mm.	440	670	620	700	750	700
spess.pareti thickness mm.	3,2	4	4,2	5	5,5	4
Trattamento esterno External treatments	zincatura elettrolitica e verniciatura electrolytic zinc plating and painting					

Secondo attacco opzionale - Second outlet optional



Válvula "K"





Peças mais importantes

- 1 - Parafuso da manopla
- 2 - Mola
- 3 - Manopla
- 4 - Arruela da manopla
- 5 - Tampa-guia
- 6 - Arruela de teflon
- 7 - O-ring
- 8 - Haste da carrapeta
- 9 - Carrapeta
- 10 - Arruela de vedação da tampa-guia
- 12 - Adaptador DIN/TOKE
- 14 - O-ring do pescoco do cilindro
- 15 - Conjunto da reserva
- 16 - Haste da reserva
- 17 - O-ring da tampa-guia do conj. da reserva
- 18 - Tampa-guia do conj. da reserva
- 19 - Alavanca da reserva
- 22 - Corpo do registro
- 23 - Captador
- 24 - Parafuso do selo de segurança
- 25 - Selo de segurança
- 26 - Arruela de vedação do selo de segurança

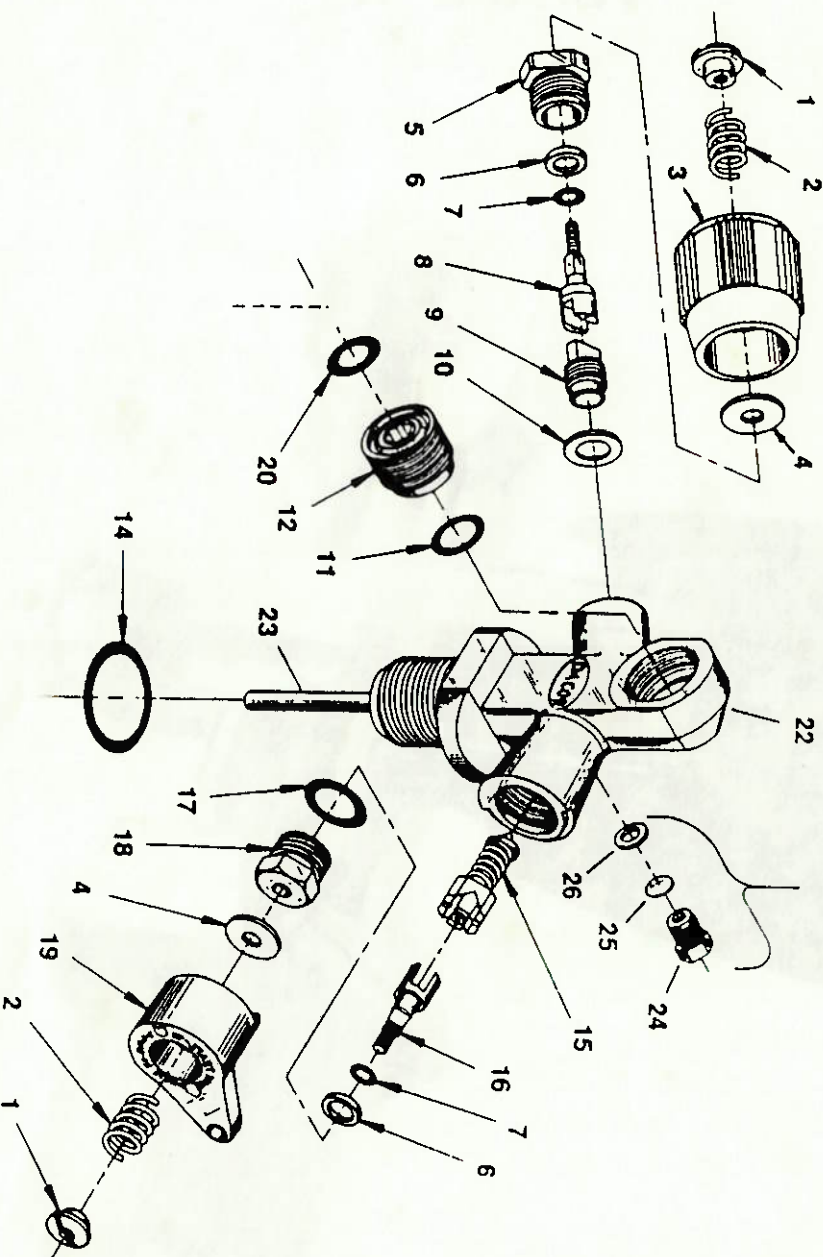


FIGURA 32

1º. Estágio - Pistão Simples

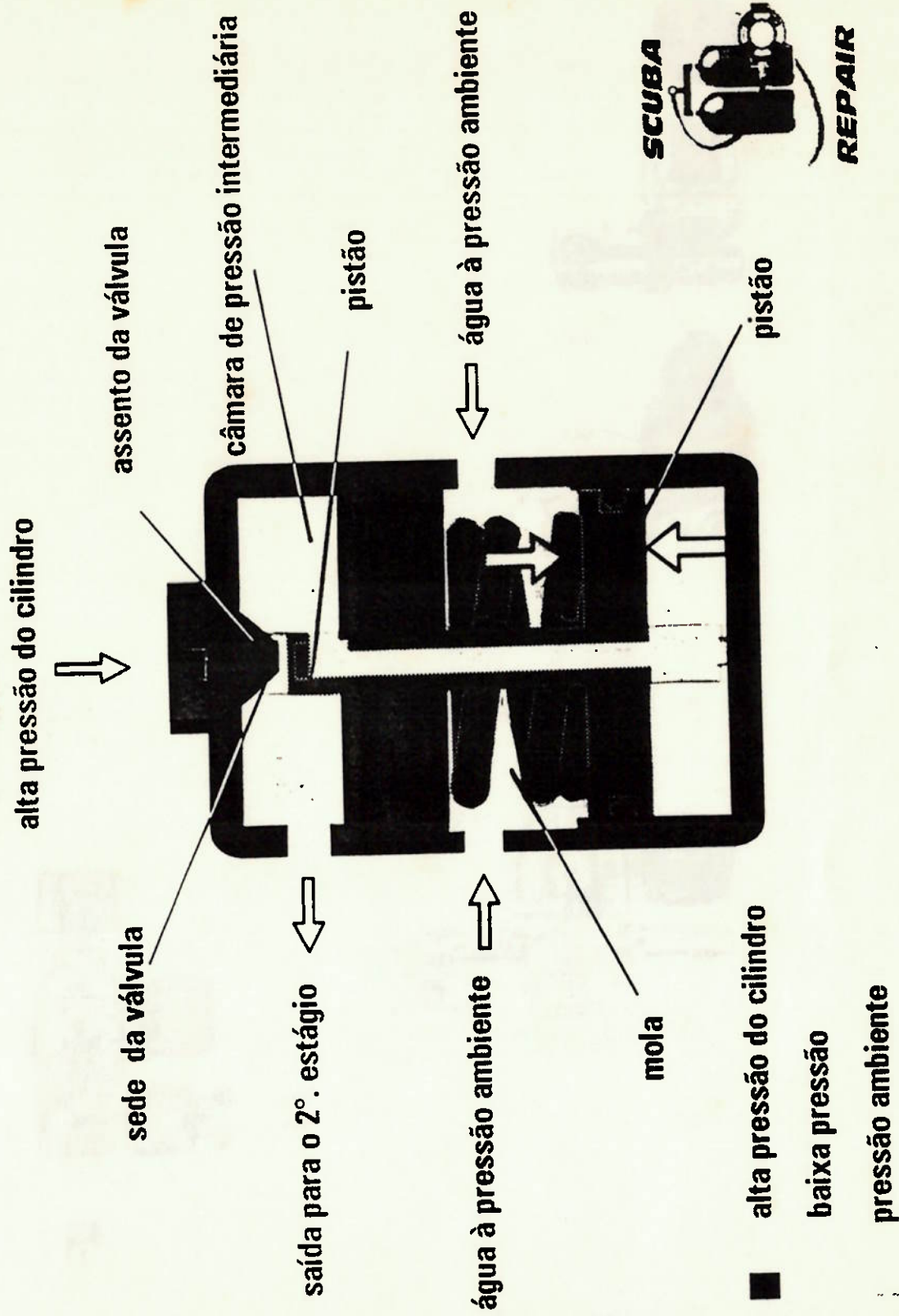
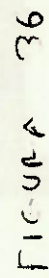


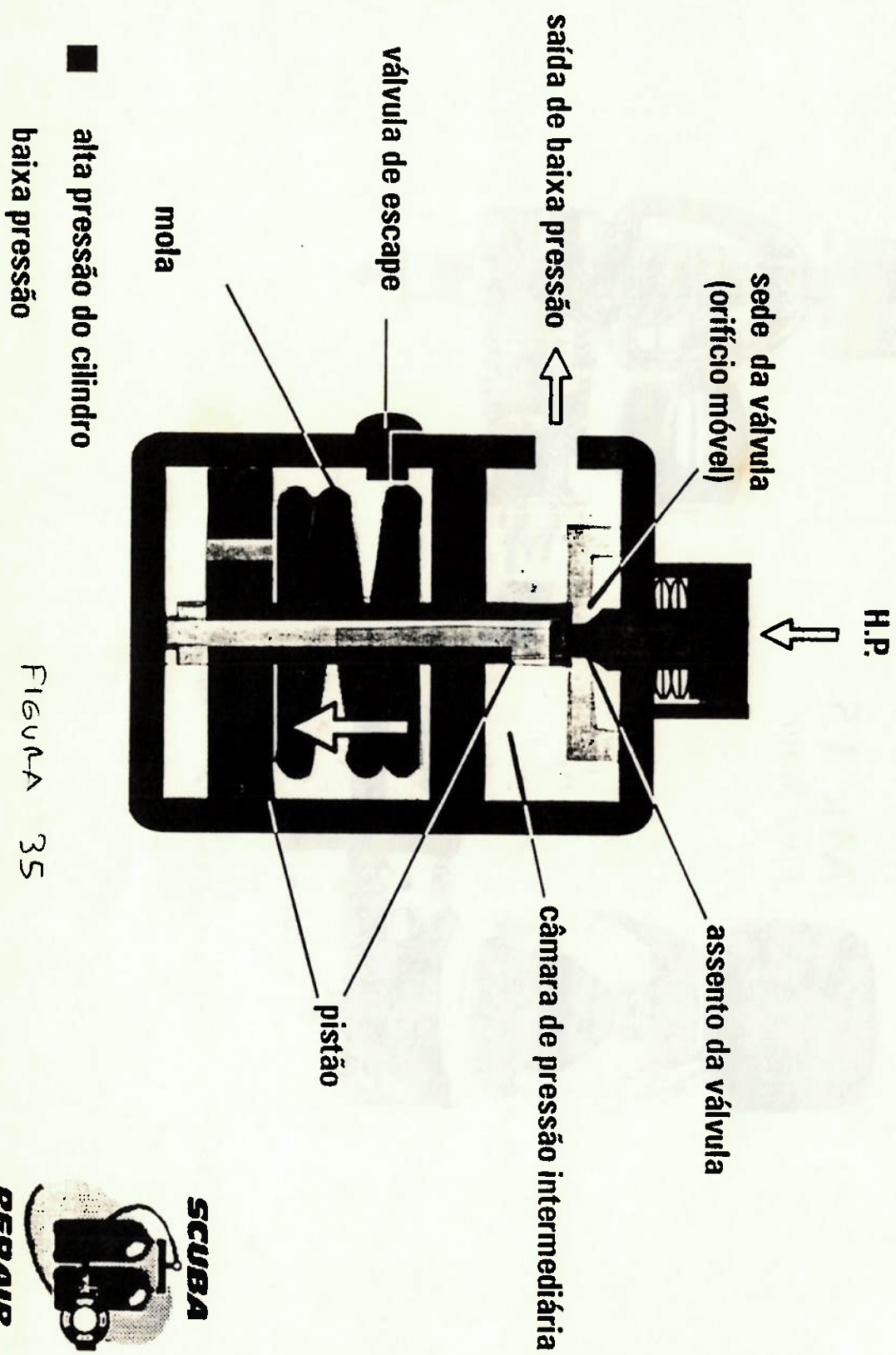
FIGURA 33

Mk 15

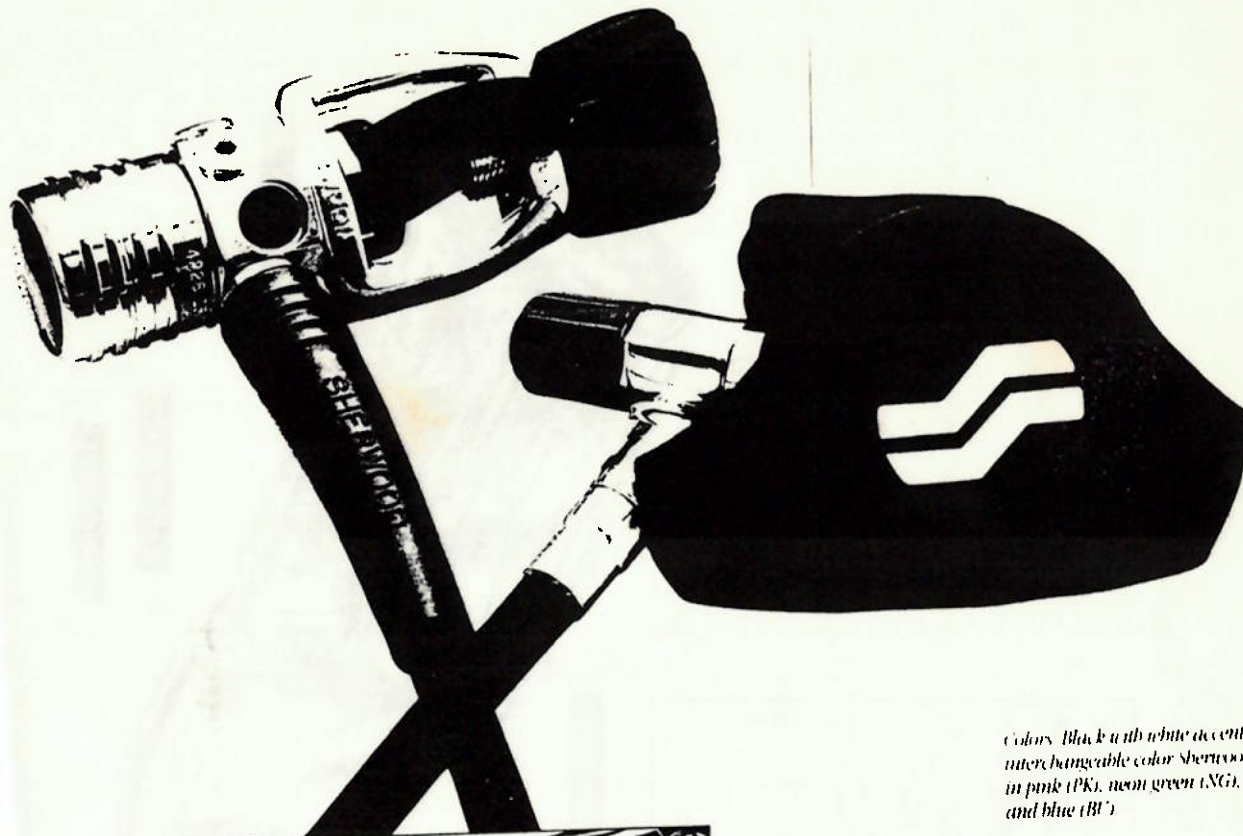
First Stage



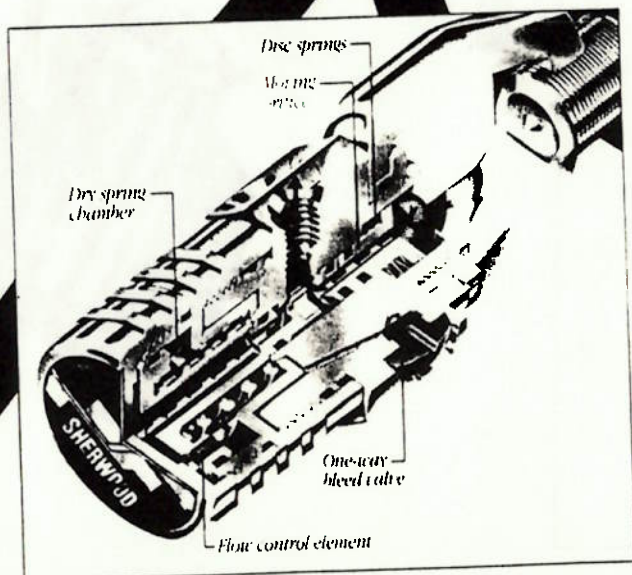
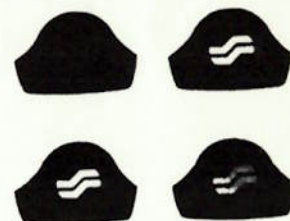
1.º Estágio - Pistão Balanceado Seco (Sherwood)



Maximus



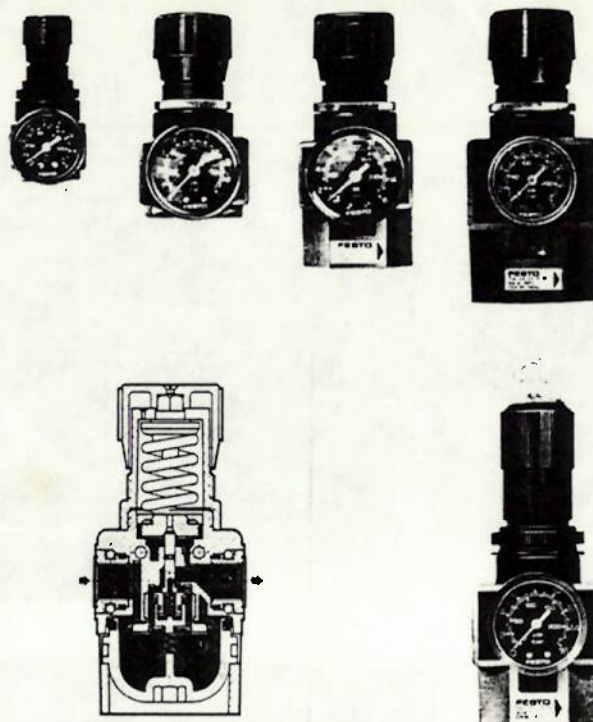
Colors: Black with white accent. Optional interchangeable color Sherwood insignia in pink (PK), neon green (NG), yellow (Y), and blue (B).



6

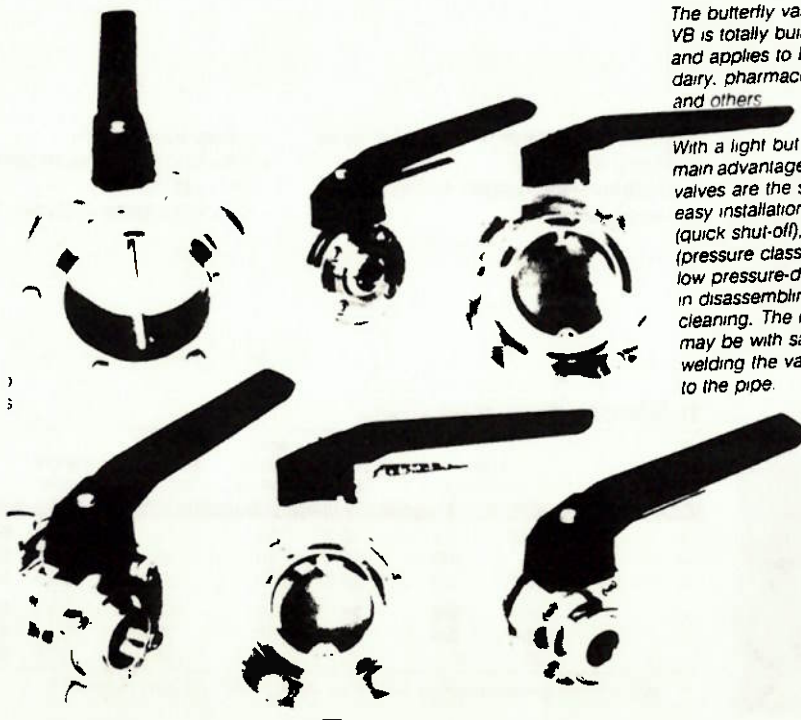
FIGURE 37

FIGURA 39



LRS

FIGURA 40



Liess butterfly valve model VB

The butterfly valve Liess model VB is totally built of stainless steel and applies to beverage food, dairy, pharmaceutical industries and others.

With a light but strong design, its main advantages in regard to other valves are the safety, the security, easy installation and operation (quick shut-off), perfect tightness (pressure class 10 bar 150 psi), low pressure-drop and easiness in disassembling the parts for cleaning. The installation on pipe may be with sanitary unions or by welding the valve directly to the pipe.

OCTOPUS

For a standard approach to the octopus, we've taken the second stage of Sherwood's dependable Brut regulator and modified it to meet the demands of an octopus. That means special tuning so it won't free flow and reduce your air supply, even when you're diving in a current. Put it to actual use, and air flows just as easily as a Sherwood primary regulator. A compact exhaust shroud gives you a sleeker profile.

Compatible with all leading U.S. manufactured equipment, both styles come with a 36 in. hose standard, optional 40 in., 48 in. and 60 in. hoses are available.

SR310711K Hookah regulator.
Right hand. For shallow
depth, surface support
dives. Standard exhaust tee.



SR3107 Standard regulator.
Right hand.
No heat retention unit.

SR3107RH Standard regulator.
Right hand.
Heat retention unit.

FIGURE 43

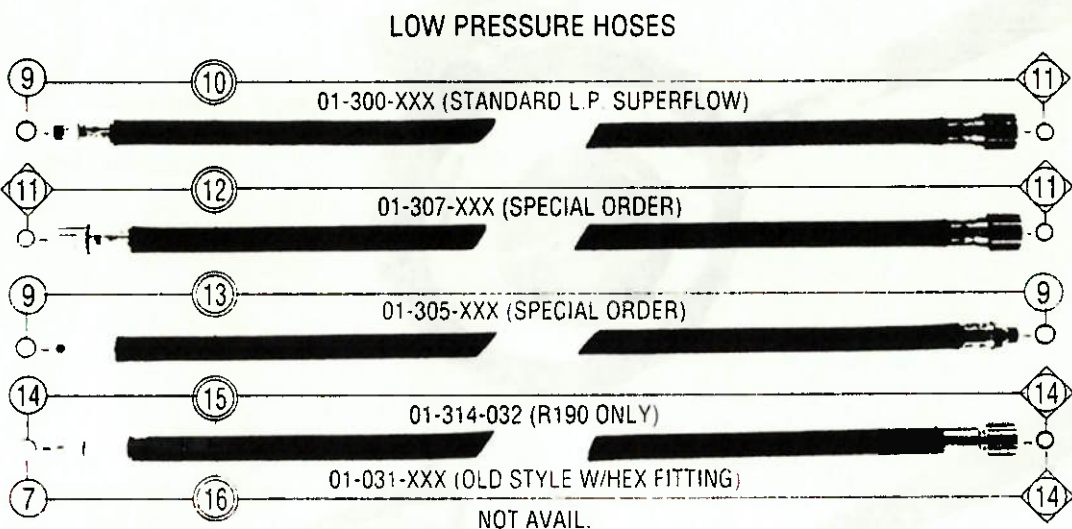
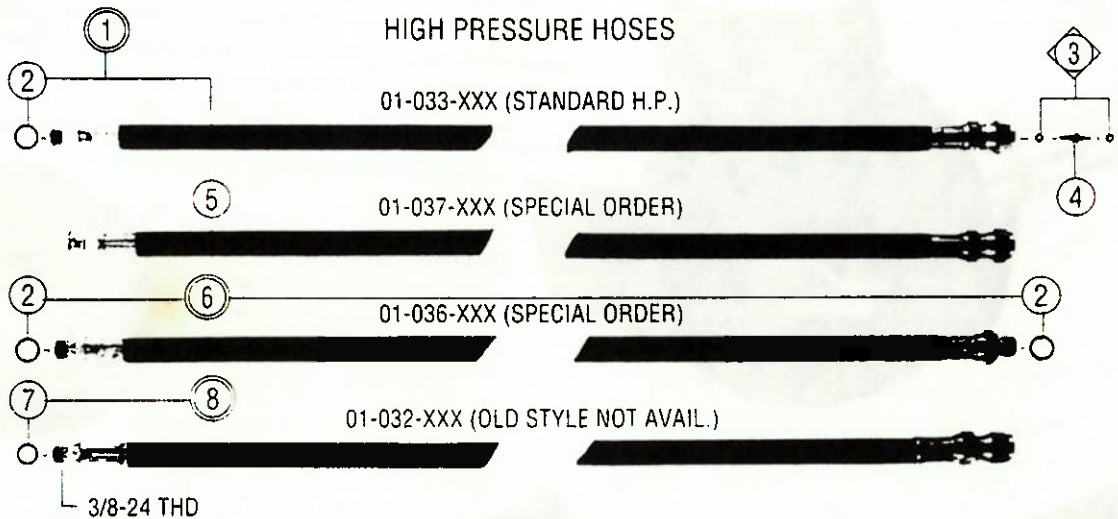
SCUBAPRO

Technical Service Schematic

HOSES & ADAPTERS 01-30X-XXX

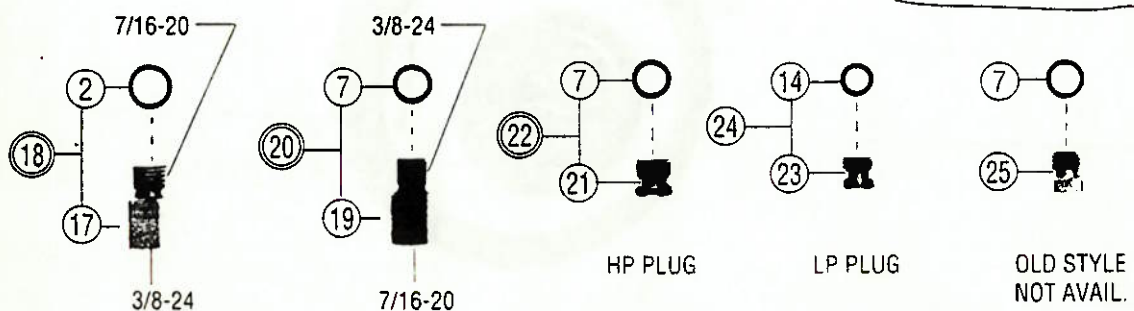
Date 4/93

Revision B



ADAPTERS AND PLUGS

FIGURA 44



SCUBAPRO

Technical Service Schematic

HOSES & ADAPTERS 01-30X-XXX

Date 4/93

Revision B

Parts

#	QTY	PART #	DESCRIPTION	COST
* 1	A/R	01-033-034	HOSE, HP, 34' WITH O-RINGS	
)	A/R	01-033-XXX	HOSE, HP, CUSTOM LENGTH	
2	A/R	01-050-342	O-RING, MALE END, PURPLE	
3	2	01-050-109	O-RING, HP SWIVEL AMBER	
4	A/R	28-132-105	HP SWIVEL ADAPTER	
)	A/R	01-037-XXX	HOSE, HP, SWIVEL ON BOTH ENDS	
)	A/R	01-036-XXX	HOSE, HP, MALE BOTH ENDS	
7	A/R	01-050-138	O-RING, MALE END, BLUE	
)	N/A		HOSE, HP, OLD STYLE, NOT AVAILABLE	
9	A/R	01-050-351	O-RINGS, MALE END, PURPLE	
* 10	A/R	01-300-032	HOSE, LP, 32', SUPERFLOW	
)	A/R	01-300-XXX	HOSE, LP, CUSTOM LENGTH	
11	A/R	01-050-375	O-RING, SWIVEL END, SUPERFLOW, RED	
)	A/R	01-307-XXX	HOSE, LP, SWIVEL BOTH ENDS	
)	A/R	01-305-XXX	HOSE, LP, MALE BOTH ENDS	
14	A/R	01-050-132	O-RING, BLUE	
* 15	A/R	01-314-032	HOSE, LP, R190 ONLY	
16	N/A	01-031-XXX	HOSE, LP, OLD STYLE W/ HEX SWIVEL	
17	A/R	10-101-144	ADAPTER, 7/16 MALE, 3/8 FEMALE	
18	A/R	10-101-044	ADAPTER WITH O-RING	
19	A/R	10-101-138	ADAPTER, 3/8 MALE, 7/16 FEMALE	
20	A/R	10-101-038	ADAPTER, WITH O-RING	
21	A/R	10-101-139	PLUG, HP, 7/16 THD	
22	A/R	10-101-039	PLUG, HP, 7/16, WITH O-RING	
23	A/R	10-101-104	PLUG, LP, 3/8 THD	
24	A/R	10-101-006	PLUG, LP, 3/8, WITH O-RING	
)	N/A		PLUG, HEX, OLD STYLE, NOT AVAILABLE	

Technical Information:

The last three digits of the hose p/n indicate the overall length in inches

SPECIFICATIONS

Low Pressure hoses: Maximum operating pressure is 400 psi (27.6 BAR)

High Pressure: Maximum operating pressure is 4000 psi (276 BAR).

All hoses comply with ANSI Specification Z86. 7.1 & 7.2-1987.

Special Engineering Notes:

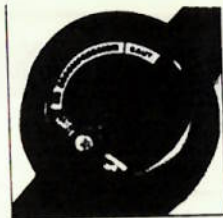
Item #15 note: This hose assembly is supplied as original equipment with the R190 only. Use item #10, Superflow hose p/n 01-300-032 for replacement.

Items #1 & #10 are available in stock lengths. All other hoses are special order only.

Legend (prices subject to change without notice)

- Not Shown Dynamic O'Ring Replace Annually
-) Optional Item Annual Replacement
- ▲ Limited Warranty [] Torque In Inch Pounds
- └ Older Configuration * See Note

FIGURA 45



source module in wrist bar



source module in wrist bar

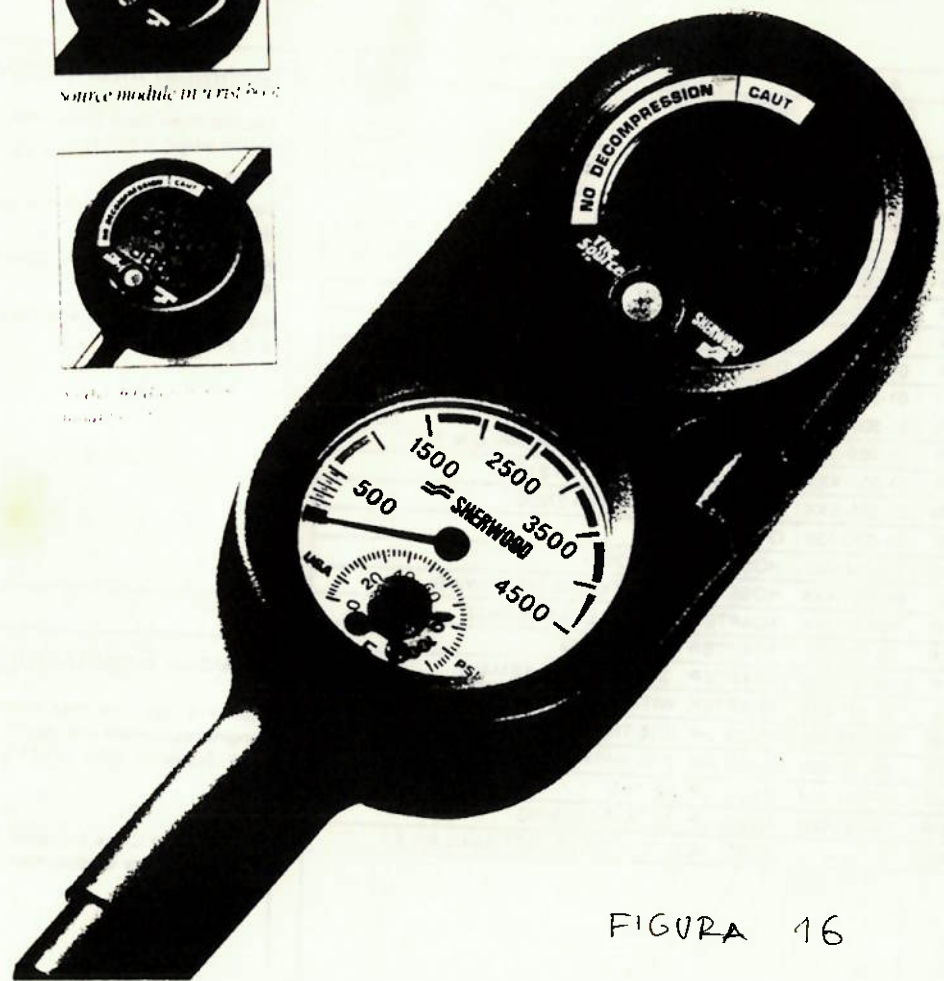


FIGURA 16

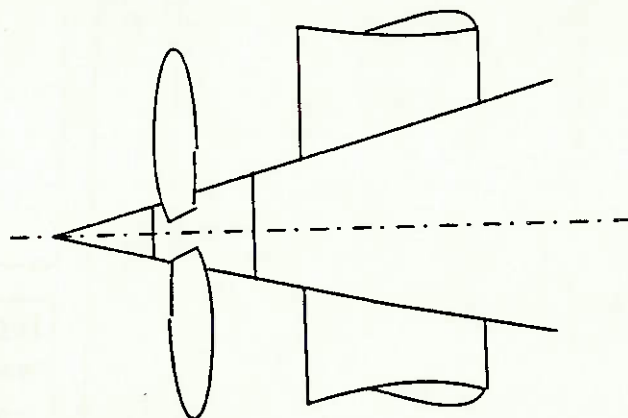


Fig. 6.10 Single axial propeller

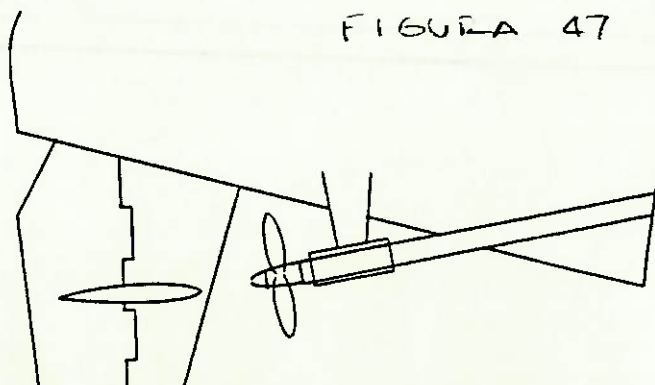


FIGURA 47

FIGURA 48

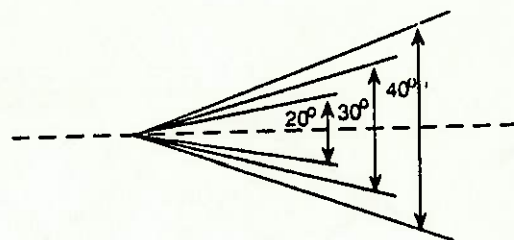
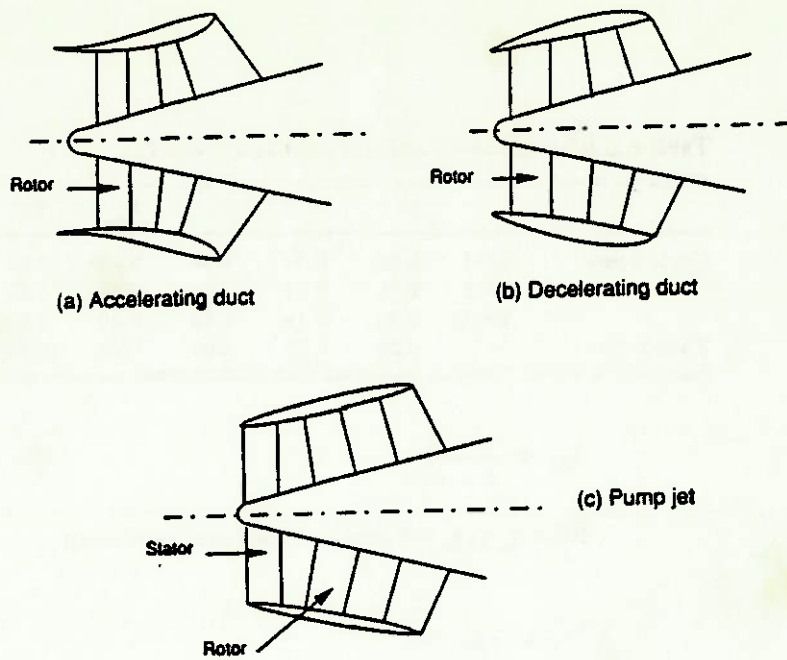


Fig. 6.6 Tailcone angle

FIGURA 49

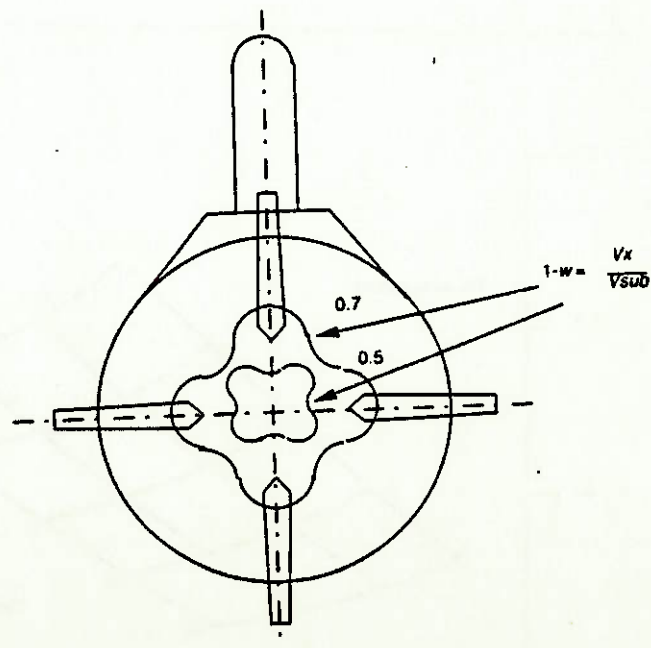


FIGURA 50

FIGURA 52- VIDE SEASPRINT EM ANEXO

Table 6.2 Effect of tailcone included angle on PC and P_{shaft}

		w_T	t	η_H	η_o	η_R	PC
Single Screw	20° L	0.26	0.04	1.30	0.65	1.02	0.86
	40° L	0.36	0.11	1.41	0.65	1.02	0.93
	60° L	0.46	0.18	1.52	0.65	1.02	1.00
Twin-Screw	—	0.20	0.15	1.06	0.65	0.99	0.68

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w_T}$$

PC = $\eta_H \eta_o \eta_R$ = Propulsive efficiency coefficient

FIGURA 51

FIGURA 53

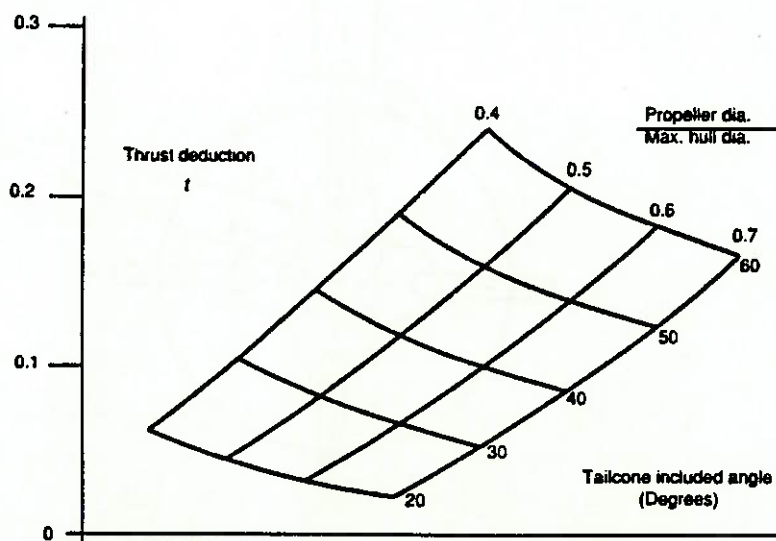
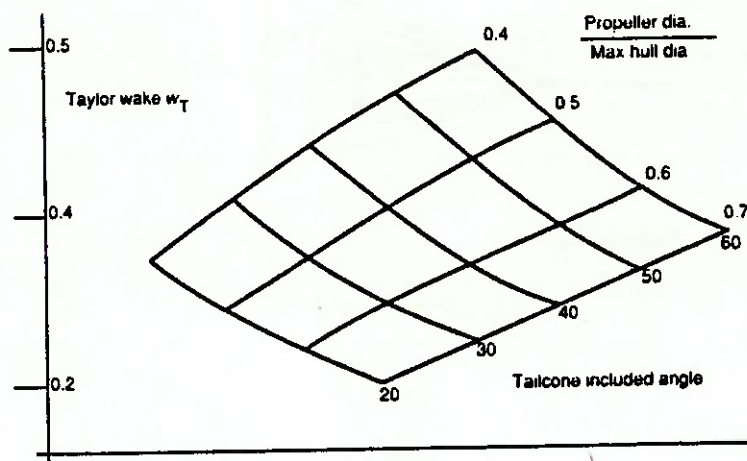


FIGURA 54

PVC HOSES

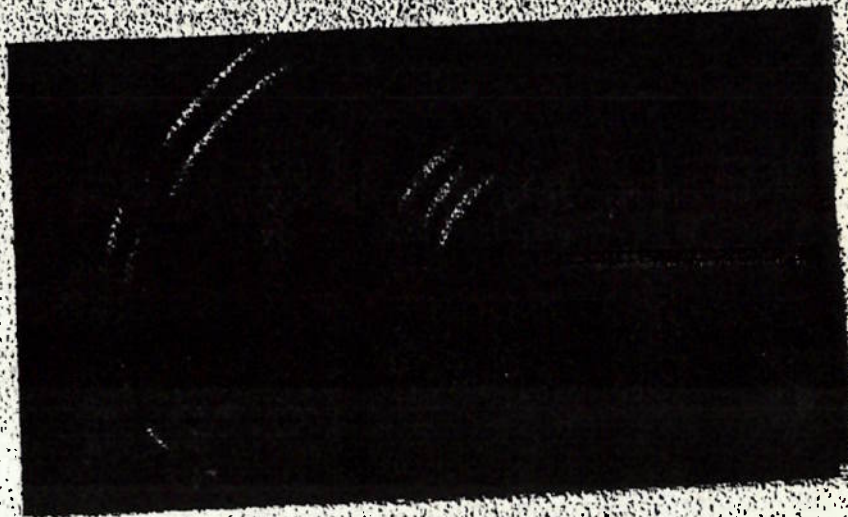
Strong for heavy-duty applications
The PVC hose has high resistance to abrasion which makes it the ideal hose for tough working conditions in workshops, factories, garages, etc. It is mainly recommended for indoor use.

The PVC hose is available in 9 diameters ranging from 3 mm to 25 mm (1/8" to 1" inside diameter) to suit a wide variety of fittings.

- **Transparent**—facilitates inspection
- **Flexible**—easily follows working movements
- **Long service life**
- **Inside diameter according to ISO 4067**
- **Working temperature between -25°C and +60°C**
- **Easy to handle**—supplied in 30 metre coils.
- **Blue colour**—the international identification colour for compressed air.

The PVC hose can also be used in many other fields to carry fluids.

Complete hose sets see page 44.



TECHNICAL DATA PVC Hose

	Size inside/outside	Outside dia	Max. working pressure	Max. rec. air flow	Weight per 30 metres	
PVC 03	3/2	1/8	7	20	0.7	1.4
PVC 05	5	3/16	9	18	2.1	1.9
PVC 06	6.3	1/4	11	18	4	2.5
PVC 08	8	5/16	12	18	7.5	2.9
PVC 10	10	3/8	14	14	13	3.7
PVC 13	12.5	1/2	18	13	21	5.9
PVC 16	16	5/8	22	12	43	7.2
PVC 20	19	3/4	25	12	75	8.3
PVC 25	25	1	32	11	125	12.5

^a Working temperature range: -25°C to +60°C. With a safety factor of 3 at 20°C (at the max. temp. of +60°C the working pressure should be reduced by 50%).

^b The pressure drop will be 0.2 bar on a hose length of 5 m, including 2 nipples and at an inlet pressure of 7 bar.

FIGURA 55

Válvulas de Retenção e Reguladoras de Fluxo

Válvulas de retenção Tipo H...



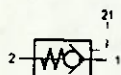
O ar comprimido só pode passar em um sentido, no outro é bloqueado.

Denominação	Código	3324	11689	11690	11691
Tipo		H-1/8 a/l	H-1/4-B	H-3/8-B	H-1/2-B
Conexão		G 1/8	G 1/4	G 3/8	G 1/2
Faixa de pressão (bar)		0,4 a 8	0,4 a 12		
Diâmetro nominal (mm)		4	6	8	13
Vazão nominal (l/min.)		280	1020	2300	5800



Válvula de retenção pilotada

Tipo HGL...



Denominação	Código	12938	12939	12940	12941
Tipo		HGL-1/8	HGL-1/4	HGL-3/8	HGL-1/2
Conexão		G 1/8	G 1/4	G 3/8	G 1/2
Faixa de pressão (bar)		0,4 a 10	0,3 a 10	0,2 a 10	
Diâmetro nominal (mm)		3,5	4,2	6,7	8,6
Vazão nominal (l/min.)		260	540	900	1540



Conectando esta válvula diretamente no cabeçote do cilindro, pode-se obter a sua parada em qualquer posição ao longo do seu curso.

Reguladoras de fluxo unidirecionais

Tipo GR...

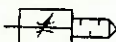


Denominação	Código	2100	6509	6308	3720	2103
Tipo		GR-1/8	GRA-1/4-B	GR-3/8-B	GR-1/2	GR-3/4
Conexão		G 1/8	G 1/4	G 3/8	G 1/2	G 3/4
Faixa de pressão (bar)		0,5 a 10	0,1 a 10			0,3 a 15
Diâmetro nominal (mm)		2,3	4,5, 5,8	7,9	9,12	18
Vazão nominal (l/min.)		0 a 115	0 a 420	0 a 1000	0 a 1620	0 a 3300
		170	780	1150	2750	4800



Reguladora de fluxo com silenciador de escape

Tipo GRE...



Denominação	Código	10351	10352	10353
Tipo		GRE - 1/8	GRE - 1/4	GRE - 1/2
Conexão		G 1/8	G 1/4	G 1/2
Faixa de pressão		0 a 10 bar		
Diâmetro nominal (mm)		3,5	5	10
Vazão nominal		0 a 520	0 a 1000	0 a 3980



Reguladoras de fluxo unidirecionais com conexão giratória

Tipo GRLA...



Denominação	Código	13321	13325	13331	13334
Tipo		GRLA-M5	GRLA-1/8	GRLA-1/4	GRLA-3/8
Conexão		M5	G 1/8	G 1/4	G 3/8
Faixa de pressão (bar)		0,2 a 10	0,3 a 10		
Diâmetro nominal (mm)		1,3	3	4,5	6
Vazão nominal (l/min.)		0 a 48	0 a 200	0 a 440	0 a 676
		34	135	285	610



Reguladoras de fluxo (Bi-direcional)

Tipo GRO-1/4



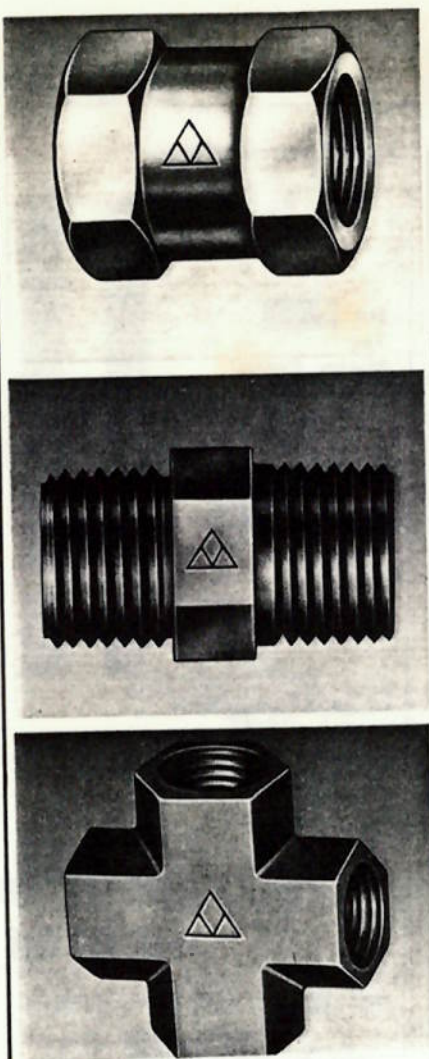
Denominação	Código	2109
Tipo		GRO-1/4
Conexão		G 1/4
Faixa de pressão		0 a 10 bar
Diâmetro nominal (mm)		4,5
Vazão nominal (l/min.)		0 a 350



ADAPTUDO

BRASS AND 316 STAINLESS STEEL
PIPE FITTINGS AND ADAPTERS

ADAPTADORES E CONEXÕES ROSQUEADAS
DE LATÃO E AÇO INOXIDÁVEL 316



CATALOG NO. CÓDIGO	ID. HOSE D. I. DA MANGUEIRA	PIPE THREAD ROSCA PTF	A	B	C	D	E
KF-03x02 PS	3/16	1/8	38,2	8,1	24,6	11,1	4,4
KF-04x02 PS	1/4	1/8	38,2	8,1	24,6	11,1	6,1
KF-05x02 PS	5/16	1/8	38,2	8,1	24,6	11,1	7,8
KF-06x02 PS	3/8	1/8	38,2	8,1	24,6	11,1	9,3
KF-03x04 PS	3/16	1/4	43,6	12,3	24,6	14,3	4,4
KF-04x04 PS	1/4	1/4	43,6	12,3	24,6	14,3	6,1
KF-05x04 PS	5/16	1/4	43,6	12,3	24,6	14,3	7,8
KF-06x04 PS	3/8	1/4	43,6	12,3	24,6	14,3	9,3
KF-08x04 PS	1/2	1/4	43,6	12,3	24,6	14,3	12,3
KF-04x06 PS	1/4	3/8	43,6	12,5	24,6	17,5	6,1
KF-05x06 PS	5/16	3/8	43,6	12,5	24,6	17,5	7,8
KF-06x06 PS	3/8	3/8	43,6	12,5	24,6	17,5	9,3
KF-08x06 PS	1/2	3/8	43,6	12,5	24,6	17,5	12,3
KF-06x08 PS	3/8	1/2	47,6	16,3	24,6	22,2	9,3
KF-08x08 PS	1/2	1/2	47,6	16,3	24,6	22,2	12,3
KF-12x08 PS	3/4	1/2	47,6	16,3	24,6	22,2	18,6
KF-08x12 PS	1/2	3/4	50,8	16,6	24,6	28,6	12,3
KF-12x12 PS	3/4	3/4	50,8	16,6	24,6	28,6	18,6

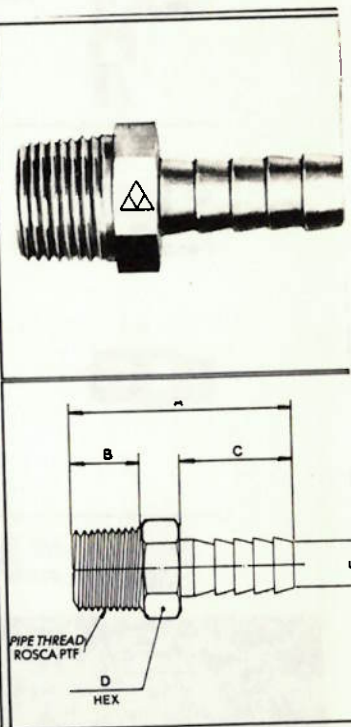
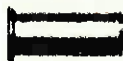


FIGURA 57

N.º 
Insert (Para uso
 em tubos Hytron C-6)



N.º 
Junta



N.º 
Flange



N.º 
União



N.º 
Tee União



N.º 
Cotovelo União

N.º 
Conector Femea



N.º 
Junta Frezada

N.º 
Conector Macho



N.º 
Cotovelo Macho



N.º 
Cotovelo Macho Longo



N.º 
Cotovelo Femea



N.º 
Tee Macho Lateral



N.º 
Conexão para mangueira, com mola



N.º 
Tee Macho Central

N.º 
Cotovelo Macho 45º



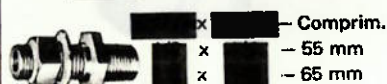
N.º 
Tee Femea Central



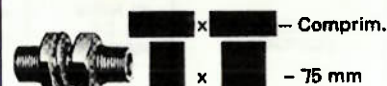
N.º 
Tee Adaptador



N.º 
União de Anteparo



N.º 
União de Anteparo



Válvula de Segurança

(Rosca NPTF)



(1/4)

(3/8)

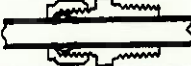
Registro Para Reboque



(Rosca 1/2 NPTF)

(Rosca 3/8 NPTF)

FIGURA 56

	D. Ext. do tubo (O.D.)	Rosca conica NPTF		D. Ext. do tubo (O.D.)	Rosca conica NPTF		D. Ext. do tubo (O.D.)	Rosca conica NPTF		
Nº 60-F Junta	1/8 5/32 3/16 1/4 5/16 3/8 7/16 1/2	— — — — — — — —		Nº 65-F Cotovelo união	1/8 3/16 1/4 5/16 3/8 1/2	— — — — — —		Nº 70-F Cotovelo fêmea	1/8 3/16 1/4 1/4 5/16 3/8 1/2 1/2	1/8 1/8 1/8 1/4 1/8 1/4 3/8 1/2
Nº 61-F Flange	1/8 5/32 3/16 1/4 5/16 3/8 7/16 1/2	— — — — — — — —		Nº 66-F Conector fêmea	1/8 3/16 1/4 1/4 5/16 5/16 3/8 3/8 1/2 1/2	1/8 1/8 1/8 1/4 1/8 1/4 1/8 1/4 3/8 1/2		Nº 71-F Tee macho lateral	1/8 3/16 1/4 5/16 3/8 1/2	1/8 1/8 1/8 1/8 1/4 3/8
Nº 161-F Flange longa (Para ser usada com corpo e junta de compressão. E para dar melhor suporte ao tubo).	3/16 1/4 5/16 3/8 1/2	— — — — —		Nº 68-F Conector macho	1/8 3/16 1/4 1/4 5/16 5/16 3/8 3/8 3/8 3/8 1/2 1/2	1/8 1/8 1/8 1/4 1/8 1/4 1/8 1/4 1/8 1/4 3/8 1/2		Nº 72-F Tee macho central	1/8 3/16 1/4 1/4 5/16 3/8 1/2	1/8 1/8 1/8 1/4 1/8 1/4 3/8
Nº 62-F União	1/8 3/16 1/4 5/16 3/8 1/2	— — — — — —						Nº 73-F Cotovelo macho com esfera de retenção	1/8 3/16 1/4	1/8 1/8 1/8
Nº 63-F Conector macho com esfera de retenção	1/8 3/16 1/4	1/8 1/8 1/8		Nº 69-F Cotovelo macho	1/8 3/16 1/4 1/4 5/16 5/16 3/8 3/8 3/8 3/8 1/2 1/2	1/8 1/8 1/8 1/4 1/8 1/4 1/8 1/4 1/8 1/4 3/8 1/2		Nº 80-F Conector macho com furação reta	1/4 3/8 3/8 1/2	1/4 3/8 1/2 1/2
Nº 64-F Tee união	1/8 3/16 1/4 5/16 3/8 1/2	— — — — — —								



Metalurgica Detroit S.A.

Fol

FIGURA 59

Air motors



Atlas Copco

Methods of Modifying Motor Output.

Throttling.

A throttle is usually fitted into the motor's inlet hose, although it can also be fitted into an exhaust hose. When it is desirable to maintain a high starting torque but reduce running speed - throttling is the best method of modifying the motor's output. (*Figure 5*).

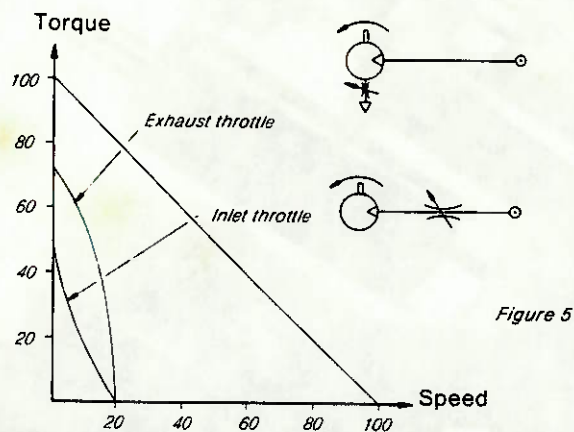


Figure 5

Pressure Regulation.

When using a pressure regulator it is always fitted into the motor's inlet hose. The use of pressure regulation is ideal when control of the stall torque is required and a high starting torque unimportant. (*Figure 6*).

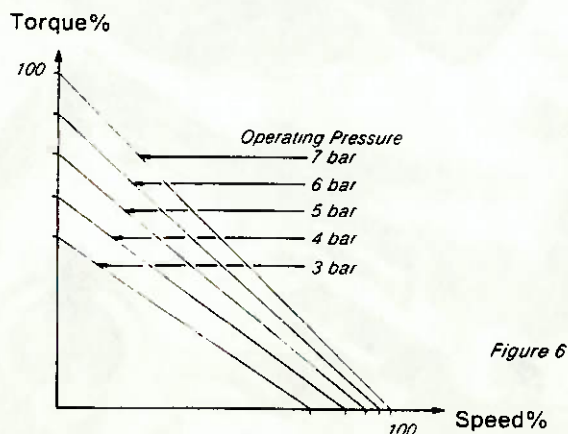


Figure 6

Using the Catalogue.

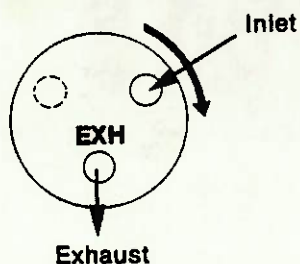
Motor Data.

For each Atlas Copco motor/ gear unit combination the following data can be found in the section of this catalogue relevant to each type.

1. Tabular Data - Summary of main performance parameters.
2. Dimensional drawings.
3. Performance diagrams.

Notes on Performance Data.

The performance data stated in this catalogue is valid for an air supply pressure of 6.3 bar (91 psi), gauge. Air consumption values are for free air delivery - (ie. volume the consumed air would occupy if allowed to expand to atmospheric pressure).



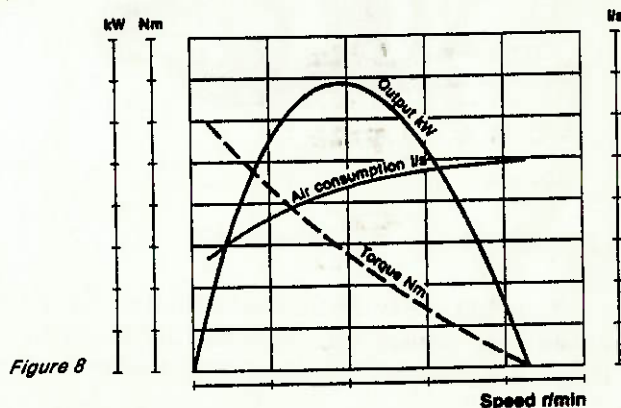
The direction of rotation of non-reversible motors is clockwise, looking from the back of the motor (Figure 7).

Figure 7

Understanding the Performance Diagrams.

The output of an air motor is most clearly seen from its performance diagram (Figure 8). For each motor/ gear unit the power, torque and air consumption are shown as a function of speed.

The diagrams shown are for an inlet pressure of 6.3 bar, to calculate performance at other pressures refer to **Section 4** of this catalogue.



Note. The starting torque produced by an air motor is variable and depends on vane position. These diagrams do not indicate the starting torque - this can be obtained from data tables, where the worst case value is shown.

Installation.

General installation recommendations are given in **Section 5** of this catalogue. Details specific to a motor are shown in the section relevant to that motor type.

Motor Selection.

Guidelines on motor selection are given in **Section 4** of this catalogue - Choosing your Motor.

Section 1

Introduction to Atlas Copco Air Motors and Gear Units.

LZB Vane Motors - 0.1 kW to 0.62 kW.

Type LZB Atlas Copco vane motors are compact in design, light in weight, and available with a host of different gear ratios to meet a variety of speed requirements. They are particularly suited to building into hand held machines, or indeed any industrial equipment (*Figure 9*).



Figure 9

Planetary Gear Units.

Atlas Copco planetary gear units are particularly suited for use with Type LZB vane motors. The gear and motor components can be accommodated within a single, extremely compact housing where they provide high torque capacity for their size and exceptional efficiency (*Figure 10*).

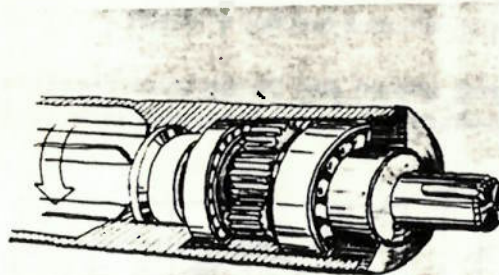


Figure 10

LZL Vane Motors - 1.6 kW to 3.7 kW.

Type LZL Atlas Copco vane motors have been designed to offer outstanding starting and low speed performance. These general purpose motors are powerful, rugged and hard wearing (*Figure 11*).

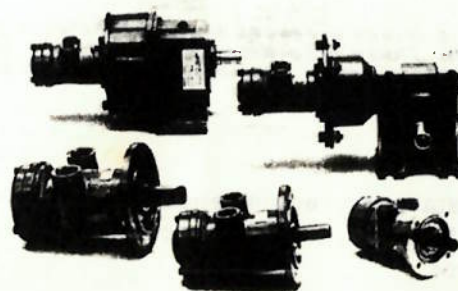


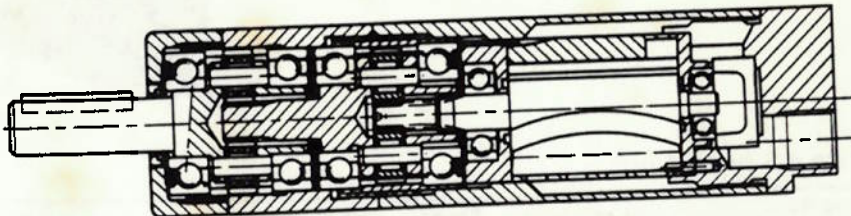
Figure 11

LZB Vane Motors.

Introduction.

LZB vane motors are designed to provide high performance and high standards of reliability. Typically, they are characterized by a high power output and small physical size (*Figure 14*).

Figure 14



Each motor incorporates a rotor which has a diameter that is small in comparison to its length, which ensures low air consumption and long vane life. All motors utilise five vanes, which are supplied with vane air, to ensure excellent starting and high speed performance. Multi-step planetary gears are used to meet the torque and speed requirements of the application, offering high efficiency with compact dimensions.

Shaft Loading.

The permitted shaft loadings are illustrated in *Figure 15*. These values have been calculated for shaft and bearing working lives of 10 million turns. To achieve a working life of 100 million turns, the loading factor must be halved.

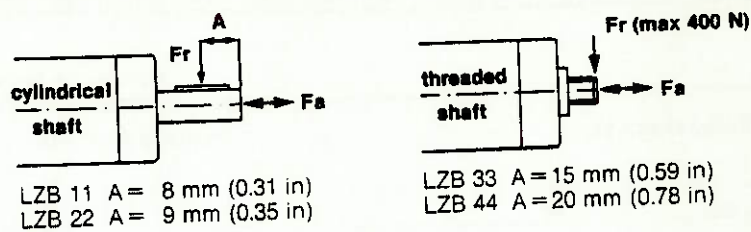
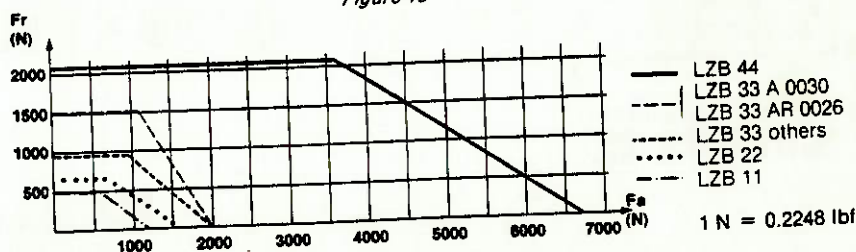


Figure 15



Mounting.

Type LZB vane motors may be mounted in any position. To facilitate this, flange and foot mounting is available for each motor (*Figure 16*).

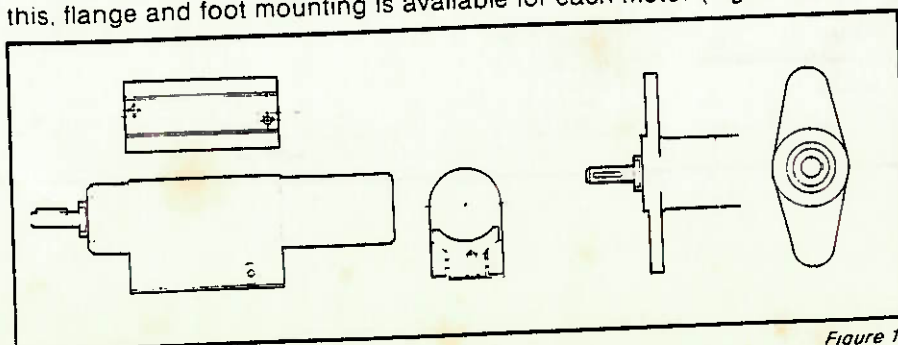


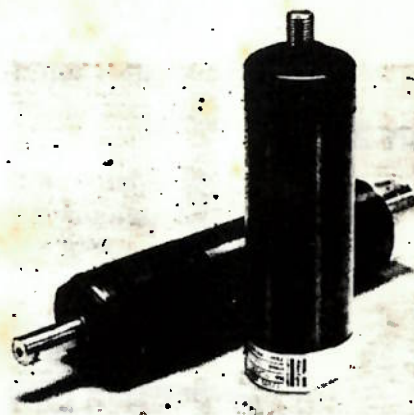
Figure 16

Vane motor LZB 22

Data, Specification and Performance Charts

0.16 - 0.25 kW

0.22 - 0.34 hp



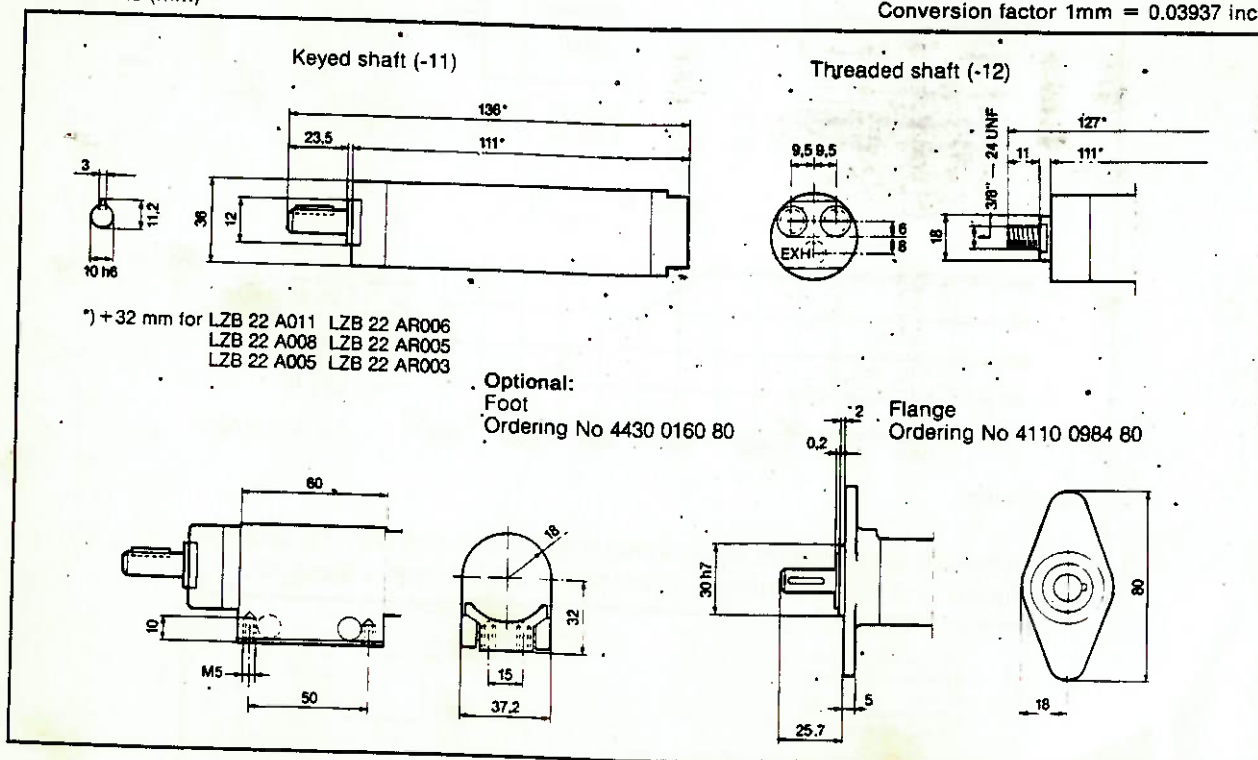
Data at air pressure 6.3 bar (91 psi)

Type 1)	Ordering No.		Max output		Speed at max output r/ min	Torque at max output		Min starting torque		Air consumption			Weight	
	Keyed Shaft	Threaded Shaft												
			kW	hp		Nm	lbf.ft	Nm	lbf.ft	r/ min	l/ s	cfm	kg	lb
Non-Reversible														
LZB 22 A220-	8411 0201 37	8411 0202 36	0.25	0.34	9600	0.25	0.18	0.45	0.33	21500	5.3	11.2	0.55	1.21
LZB 22 A049-	8411 0201 29	8411 0202 28	0.25	0.34	2200	1.1	0.81	2.0	1.5	5000	5.3	11.2	0.55	1.21
LZB 22 A036-	8411 0201 52	8411 0202 51	0.25	0.34	1650	1.5	1.1	2.7	2.0	3750	5.3	11.2	0.55	1.21
LZB 22 A022-	8411 0201 11	8411 0202 10	0.25	0.34	1040	2.4	1.7	4.5	3.3	2250	5.3	11.2	0.55	1.21
LZB 22 A011-	8411 0201 03	8411 0202 02	0.24	0.32	535	4.3	3.2	8.0	5.9	1140	5.3	11.2	0.75	1.75
LZB 22 A008-	8411 0201 60	8411 0202 69	0.24	0.32	380	6.0	4.4	10.5	7.7	850	5.3	11.2	0.75	1.65
LZB 22 A005-	8411 0201 45	8411 0202 44	0.24	0.32	235	9.9	7.3	17.0	12.5	510	5.3	11.2	0.75	1.65
Reversible														
LZB 22 AR126-	8411 0203 35	-	0.15	0.22	6500	0.24	0.18	0.35	0.26	13800	5.0	10.6	0.55	1.21
LZB 22 AR028-	8411 0203 27	-	0.15	0.22	1390	1.1	0.81	1.3	0.96	3000	5.0	10.6	0.55	1.21
LZB 22 AR021-	8411 0203 68	-	0.15	0.22	1050	1.5	1.1	1.8	1.3	2200	5.0	10.6	0.55	1.21
LZB 22 AR013-	8411 0203 19	-	0.15	0.22	650	2.4	1.7	3.0	2.2	1350	5.0	10.6	0.55	1.21
LZB 22 AR006-	8411 0203 01	-	0.15	0.22	310	5.0	3.7	5.9	4.4	680	5.0	10.6	0.75	1.65
LZB 22 AR005-	8411 0203 50	-	0.15	0.22	240	6.7	4.9	8.0	5.9	500	5.0	10.6	0.75	1.65
LZB 22 AR003-	8411 0203 43	-	0.15	0.22	140	10.8	8.0	13.4	9.9	300	5.0	10.6	0.75	1.65

1) Suffix: -11 = Keyed Shaft -12 = Threaded Shaft

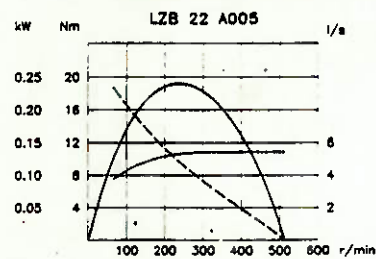
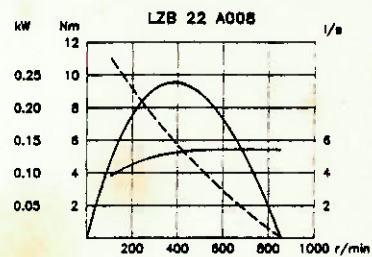
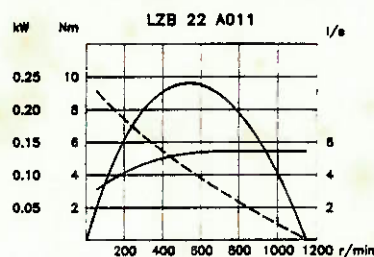
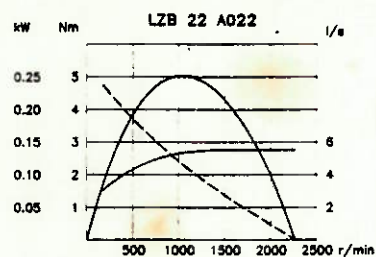
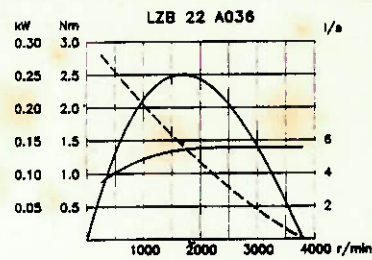
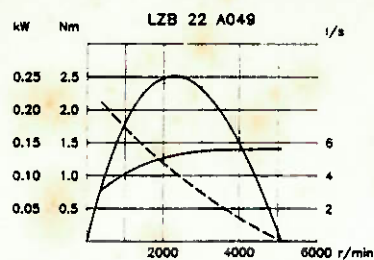
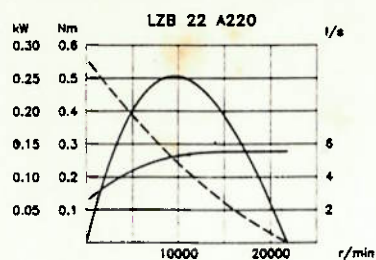
Dimensions (mm)

Conversion factor 1mm = 0.03937 inch

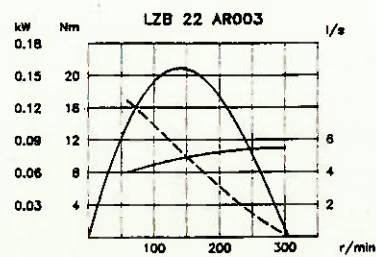
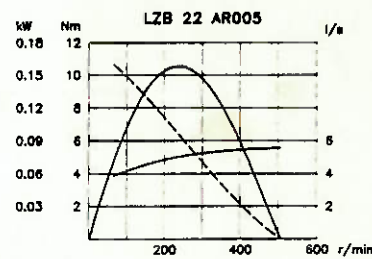
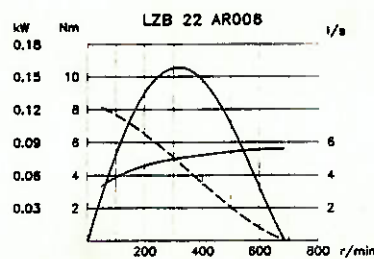
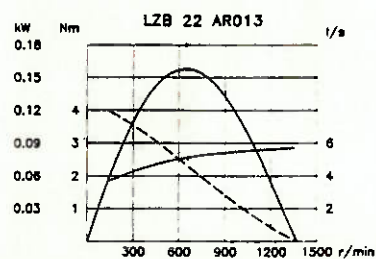
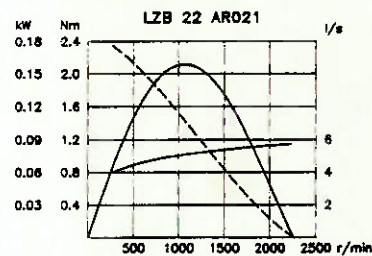
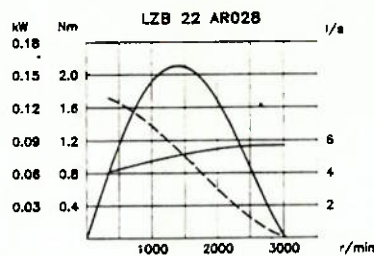
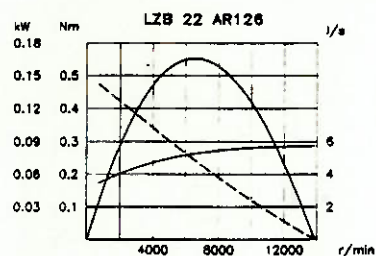


LZB 22 Performance curves at air pressure 6.3 bar (91 psi)

Non-Reversible



Reversible



Conversion Factors

1 kW	= 1.341 hp
1 Nm	= 0.738 lbf - ft
1 l/s	= 2.119 cfm
1 hp	= 0.745 kW
1 lbf - ft	= 1.356 Nm
1 cfm	= 0.472 l/s

