



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO

DEPARTAMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E NATURAIS

BACHARELADO EM CIÊNCIA E TECNOLOGIA

JOÃO DEHON DA ROCHA JUNIOR

**ESTUDO TEÓRICO E COMPUTACIONAL DO FENÔMENO DA CAVITAÇÃO EM
UM SISTEMA HIDRÁULICO**

MOSSORÓ

2014

JOÃO DEHON DA ROCHA JUNIOR

**ESTUDO TEÓRICO E COMPUTACIONAL DO FENÔMENO DA CAVITAÇÃO EM
UM SISTEMA HIDRÁULICO**

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semi-Árido - UFERSA, Departamento de Ciências Ambientais e Tecnológicas para a obtenção do título de Bacharel em Ciência e Tecnologia.

Orientador: Prof. Msc. Victor Wagner Freire de Azevedo – UFERSA.

MOSSORÓ-RN

2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Biblioteca Central Orlando Teixeira (BCOT)

Setor de Informação e Referência

R87c Rocha Junior, João Dehon da.

Cavitação em sistemas hidráulicos. João Dehon da Rocha Junior -- Mossoró, 2014.

35f.: il.

Orientador: Prof. Dr. Victor Wagner Freire de Azevedo.

Monografia (Graduação em Ciência e Tecnologia) –
Universidade Federal Rural do Semi-Árido. Pró-Reitoria de
Graduação.

1. Sistemas hidráulicos - Bombas. 2. Cavitação. 3. Curva de
desempenho de bombas. 4. Turbomáquinas. I. Título.

RN/UFERSA/BCOT /117-14

CDD: 627.04

Bibliotecária: Vanessa Christiane Alves de Souza Borba

CRB-15/452

JOÃO DEHON DA ROCHA JUNIOR

CAVITAÇÃO EM SISTEMAS HIDRÁULICOS

Monografia apresentada ao Departamento de Ciências Ambientais e Tecnológicas para a obtenção do título de Bacharel em Ciência e Tecnologia.

Aprovado em: ____/____/____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Msc. Victor Wagner Freire de Azevedo - UFERSA

Orientador

Prof. Msc. Fernanda Alves Ribeiro - UFERSA

Primeiro Membro

Prof. Dr. Luis Morão Cabral Ferro - UFERSA

Segundo Membro
AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus;

A minha família pelo suporte fornecido;

A minha namorada Shyrlei Oliveira pelo apoio emocional;

Aos meus amigos da universidade;

Aos professores que ajudaram na minha formação, em especial o meu orientador Prof. Msc. Victor Wagner Freire de Azevedo;

A instituição UFERSA pela oportunidade da formação acadêmica.

“Nem tudo que se enfrenta pode ser Modificado, mas nada poder ser modificado até que seja enfrentado. Dificuldades e obstáculos são fontes valiosas de saúde e força para qualquer sociedade”.

Albert Einstein

RESUMO

Esta obra aborda de forma teórica e prática, através de uma revisão de literatura e simulação computacional, os tipos e classificações de bombas hidráulicas, assim como o dimensionamento e a influência da cavitação em sistemas hidráulicos. Analisando o contexto mundial é perceptível que estes sistemas, principalmente na indústria, necessitam de um alto investimento, e a dificuldade de manutenção desses equipamentos é algo muito complexo, como por exemplo, os sistemas de poços artesianos. A cavitação proporciona uma diminuição da vida útil do equipamento. É notória então a importância do estudo da cavitação em sistemas hidráulicos.

Para dimensionar corretamente uma bomba, equipamento que adiciona energia ao fluido, é necessário conhecer sua curva de carga, assim como a curva de carga do sistema (elevação, velocidade do fluido, diferença de pressão, perdas) em função da vazão. A partir desses dados é importante, para um bom funcionamento do sistema, conhecer as alturas de sucção líquidas disponíveis e requeridas, NPSHd e NPSHr, de modo que NPSHd seja maior que NPSHr. Em tempos que se fala cada vez mais em eficiência, o estudo da cavitação toma um importante papel na indústria.

De uma forma prática, a obra trata de uma simulação computacional realizada em um hidrofólio, analisando o escoamento em torno de seu perfil e esboçando de forma gráfica os efeitos da cavitação.

Palavras – Chave: Cavitação. Bombas. Curva de desempenho de bombas. Máquinas de fluxo. Simulação computacional.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Roda d'água com caçambas.....	13
Figura 2: Bomba centrífuga de Denis Papin.....	14
Figura 3: Funcionamento de bombas alternativas	14
Figura 4: Funcionamento das bombas centrífugas	15
Figura 5: Linhas piezométricas de energia	17
Figura 6: Curva de desempenho de bomba	18
Figura 7: Ponto operacional de um sistema.....	19
Figura 8: Representação de um sistema de bombeio.....	20
Figura 9: Gráfico do estado da matéria em função da pressão e temperatura	21
Figura 10: Efeito da cavitação em um rotor de bomba.....	24
Figura 11: Gráfico de Stepanoff	26
Figura 12: Altura de aspiração em função da rpm e do tipo de rotor	26
Figura 13: Altura líquida de sucção positiva	27
Figura 14: Efeito da cavitação na carga de uma bomba	28
Figura 15: Representação do hidrofólio	30
Figura 16: Representação do volume de controle	31
Figura 17: Gráfico do coeficiente de pressão, considerando e não considerando a cavitação. 33	
Figura 18: Gráfico comparativo, Experimental e Simulação computacional.....	34

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Comparação de pressão e vazão	16
Tabela 2: Quantidade de material perdido em função do seu tipo	23

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	11
2.	OBJETIVOS	12
2.1	OBJETIVO GERAL	12
2.2	OBJETIVO ESPECÍFICO	12
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
3.1	HISTÓRICO	13
3.2	MÁQUINAS DE FLUXO	14
3.2.1	Turbomáquinas	15
3.2.1.1	Bombas	16
3.2.1.1.1	<i>Curvas de desempenho da bomba</i>	17
3.2.1.1.2	<i>Cavitação</i>	20
a)	Materiais resistentes à cavitação	23
b)	Fator de cavitação	25
c)	Velocidade específica de aspiração	26
d)	Alteração na curva de carga devido à cavitação	28
4.	ANALISE DO ESCOAMENTO EM UM HIDROFÓLIO	29
4.1	METODOLOGIA	29
4.2	CFX-PRÉ	30
4.2.1	Entrada	31
4.2.2	Saída	31
4.2.3	Hidrofólio	32
4.3	CFX-SOLVER MANAGE E CFD-POST	32
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	35
6	REFERÊNCIAS	36

1. INTRODUÇÃO

A utilização de sistemas hidráulicos é feita desde muito tempo. Na atualidade, quase que a totalidade da população mundial usufrui de tal tecnologia, desde sistemas mais simples, utilizando equipamentos mais básicos, a sistemas altamente complexos que fazem uso de equipamento com um grande desenvolvimento tecnológico.

Os profissionais encarregados de dimensionar esses equipamentos, técnicos e engenheiros, devem ser cautelosos, por exemplo, para um sistema hidráulico que utiliza bombas é preciso levar vários parâmetros em consideração, tais como diferenças de alturas, tipos de obstáculos encontrados na tubulação, tipo de fluido bombeado, velocidade, vazão, dentre outros.

O dimensionamento errado de equipamentos está associado a um desperdício de recursos, sejam energéticos, monetários ou naturais. Dentre as complicações oriundas dessa imperícia técnica está a cavitação, caracterizada pela formação de bolhas no sistema e em seguida sua quebra. No ato da quebra da bolha é gerada uma pressão que se propaga pelo fluido que ao atingir a tubulação poderá danificá-la. A cavitação além de dificultar o escoamento gera uma erosão no material, esta diminuirá a vida útil do sistema.

Vários sistemas de bombeio, principalmente na indústria, possuem um alto custo de aquisição, e, a manutenção desses equipamentos muitas vezes é algo muito complexo, como acontece com sistemas de poços artesianos. A cavitação proporciona uma diminuição da vida útil do equipamento além de aumentar a frequência de manutenções. Em virtude dessas consequências, o estudo da cavitação tem um papel muito importante quando se fala em sistemas hidráulicos, e, principalmente que utilizam de bombas.

A utilização de métodos computacionais pode ser um grande aliado para analisar situações nas quais não é possível realizar medições e quando o equipamento está ainda em forma de projeto.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Representar de forma clara os efeitos da cavitação em um sistema hidráulico.

2.2 OBJETIVO ESPECÍFICO

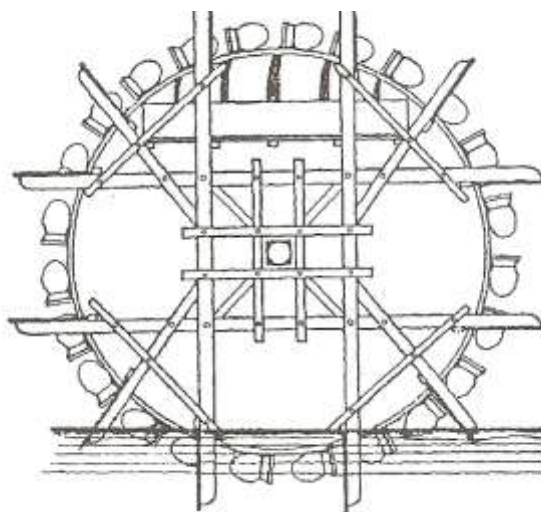
- Expor os parâmetros necessários para o dimensionamento de um sistema de bombeio;
- Promover uma análise do conceito de cavitação;
- Permitir uma visualização desse fenômeno.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 HISTÓRICO

Desde muito tempo o homem tem procurado minimizar seus esforços musculares utilizando de máquinas. Os povos antigos, embora tivessem suas bases assentadas principalmente na agricultura, já aplicavam a física na fabricação de utensílios e ferramentas. Há 3000 anos antes de Cristo, os egípcios já sabiam que era necessário irrigar as terras durante todo o ano a fim de colherem melhores safras agrícolas. Primitivamente, transportavam água do rio Nilo para o campo através de potes. Mais tarde com o aumento da população e o distanciamento dela para o rio foi gerada uma necessidade de utilização de forças motrizes alternativas para a movimentação da água, então por volta de 600 a.C. Foi criado o primeiro dispositivo que aproveitava a força da água, dotado de pás e caçambas, instalado com a parte inferior parcialmente imersa no rio (figura 1). Até então foi o equipamento mais próximo de uma turbomáquina já construído (Lima, 2003).

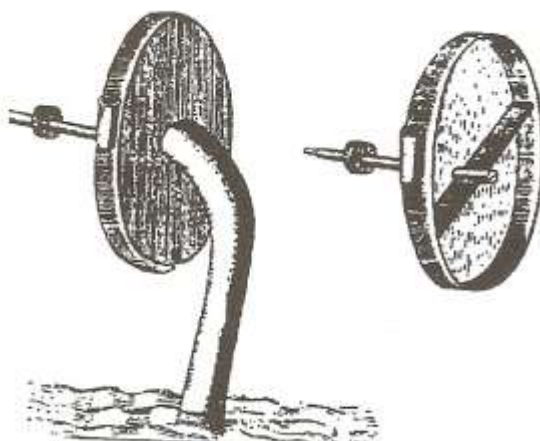
Figura 1: Roda d'água com caçambas



Fonte: (Lima, 2003)

Com o passar do tempo foi havendo inúmeras inovações e em 1689 foi criada, pelo físico francês Denis Papin, a primeira bomba centrífuga da história (figura 2) seguindo o seguinte princípio: se um rotor girando fosse capaz de imprimir um movimento de rotação para o líquido contido em seu interior, então esse mesmo líquido deveria deslocar-se para a periferia e ser expulso do rotor porque era levado pelas palhetas e, principalmente, porque sofria a ação da força centrífuga criada (Lima, 2003).

Figura 2: Bomba centrífuga de Denis Papin



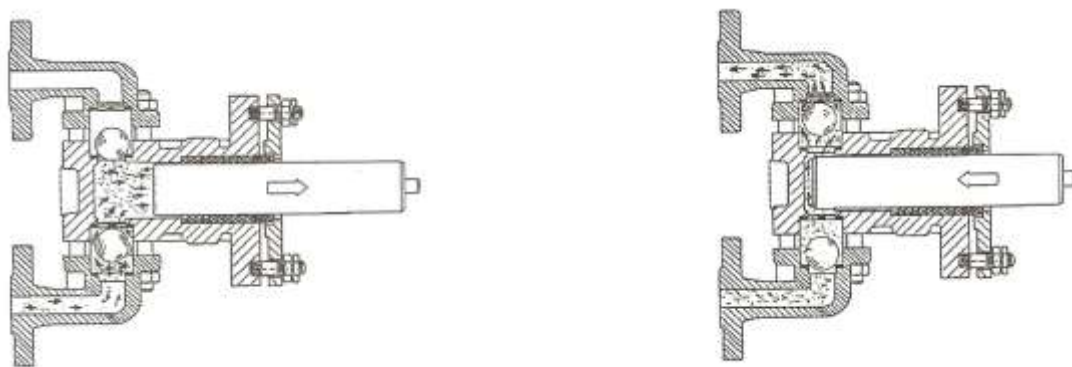
Fonte: (Lima, 2003)

Na tentativa de aperfeiçoar os sistemas de bombeio vários cientistas, como Reynolds, Bernoulli, dentre outros, se empenharam em estudar os fluidos. Foi dentro desse contexto que as análises de cavitação vieram ter um importante papel na eficiência do processo

3.2 MÁQUINAS DE FLUXO

De acordo com Fox (2006), uma máquina de fluxo é um dispositivo que realiza trabalho sobre um fluido ou extrai trabalho de um fluido, podem ser classificadas como de deslocamento positivo ou como dinâmicas. Nas máquinas de deslocamento positivo (figura 3), a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorre devido ao movimento da fronteira na qual o fluido está confinado. Os dispositivos classificados como dinâmicos (figura 4) podem também ser chamados de turbomáquina que por sua vez direcionam o fluxo de fluido com lâminas ou pás fixadas em um elemento rotativo.

Figura 3: Funcionamento de bombas alternativas



Fonte: (Lima, 2003)

Figura 4: Funcionamento das bombas centrífugas



Fonte: (Lima, 2003)

Uma subdivisão adicional entre os tipos de turbomáquina é com base na geometria do percurso do fluido. Nas máquinas de fluxo radial (eventualmente denominadas de centrífugas), a trajetória do fluido é essencialmente radial, com mudanças significativas no raio, da entrada para a saída. Já as máquinas de fluxo axial, a trajetória do fluido é aproximadamente paralela à linha de centro da máquina. Também existem as máquinas de fluxo misto, que por sua vez possui características tanto das máquinas de fluxo axial quanto de fluxo radial (Fox, 2006).

3.2.1 Turbomáquinas

Bombas e turbinas nas quais a energia é fornecida ou extraída por um eixo giratório são chamadas adequadamente de turbomáquinas, uma vez que o prefixo turbo significa “giro” (Çengel, 2007).

Segundo Çengel (2007), as turbomáquinas possuem duas categorias amplas, bombas e turbinas. Bomba é um termo geral para qualquer máquina que adicione energia a um fluido, Esse aumento de energia no fluido em geral está associado ao aumento de pressão do fluido e não necessariamente no aumento da velocidade do fluido através da bomba. Por outro lado as turbinas extraem energia do fluido e transferem para alguma forma de energia mecânica, geralmente na forma de um eixo giratório, resultando em uma diminuição da pressão do fluido, não necessariamente em uma diminuição da velocidade através da turbina.

As máquinas de fluxo que movimentam líquidos são denominadas de bombas, mas existem diversos outros nomes para máquinas que movimentam gases. Um ventilador é uma bomba de gás com baixa elevação de pressão e vazão alta. O soprador é uma bomba de gás com elevação de pressão moderada à alta e vazão de moderada à alta. Já um compressor é uma bomba de gás desenvolvida para fornecer uma elevação de pressão alta, em geral com vazões moderadas (Çengel, 2007). A tabela 1 mostra um comparativo.

Tabela 1: Comparação de pressão e vazão

	Ventilador	Soprador	Compressor
ΔP	Baixo	Médio	Alto
$\dot{V}$	Alto	Médio	Baixo

Fonte: (Çengel, 2007)

3.2.1.1 Bombas

Segundo Çengel (2007), para analisar o desempenho de uma bomba alguns parâmetros fundamentais são utilizados. A vazão em massa (equação 1) do fluido através da bomba é o principal parâmetro. Para um escoamento incompressível, onde a densidade não varia com o tempo, é mais conveniente à utilização da vazão volumétrica (equação 2). Na indústria a vazão volumétrica é comumente chamada de capacidade.

$$\text{Equação 1: } \dot{m} = kg/s$$

Como a densidade ρ é constante, a vazão volumétrica fica $\rightarrow \dot{V} = \dot{m}/\rho$, temos então:

$$\text{Equação 2: } \dot{V} = m^3/s$$

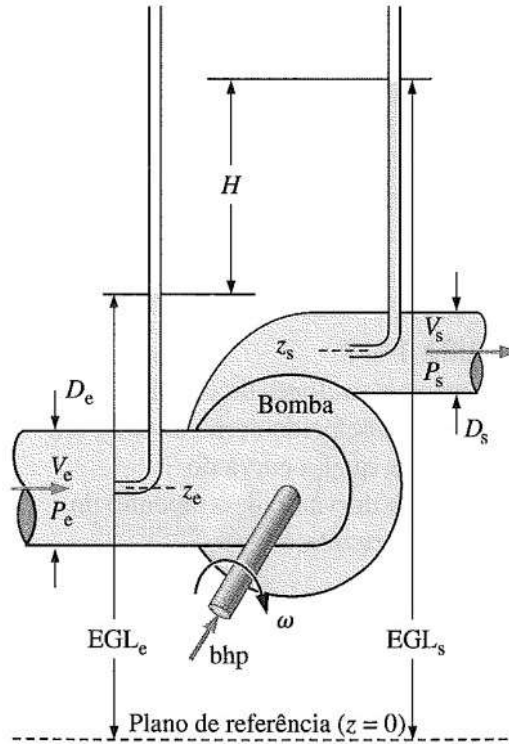
O desempenho de uma bomba é caracterizado também pela sua carga líquida H , equação 3, definida como a variação da carga de Bernoulli entre a saída e a entrada da bomba, a dimensão da carga líquida é o comprimento (Çengel, 2007). A carga líquida representa a energia fornecida ao fluido em unidade de comprimento. Na prática este é o método mais utilizado para o dimensionamento de sistemas de bombeio, pois é o mais fácil de ser utilizado, por exemplo: se uma pessoa necessita de um equipamento para depositar água em sua caixa d'água, é muito mais simples obter a altura de elevação, em metros, do que a energia em forma de pressão ou cinética. A carga líquida, H , é expressa por (equação 3):

$$\text{Equação 3: } H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_s - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_e, \text{ sendo:}$$

- $\frac{P}{\rho g}$ é a carga de pressão, ela representa a altura de uma coluna de fluido que produz a pressão estática P .
- $\frac{V^2}{2g}$ é a carga de velocidade, ela representa a elevação necessária para que um fluido atinja a velocidade V durante a queda livre sem atrito.
- z é a carga de elevação, ela representa a energia potência do fluido

Quando um líquido é bombeado, a carga de Bernoulli na entrada é equivalente à linha piezométrica de energia na entrada, EGL_e , obtida por meio de uma sonda de pitot (figura 5), assim como a linha piezométrica de energia na saída, EGL_s , de modo que a carga líquida é: $H = EGL_s - EGL_e$ (Çengel, 2007).

Figura 5: Linhas piezométricas de energia



Fonte: (Çengel, 2007)

Conforme Çengel (2007), a carga líquida é proporcional à potência útil fornecida ao fluido, que por sua vez é igual à carga líquida multiplicada pela vazão volumétrica, pela gravidade é pela densidade, resultando na equação 4:

$$\text{Equação 4: } W = \rho g \dot{V} H$$

De acordo com Çengel (2007), devido às irreversibilidades, na prática a energia mecânica fornecida à bomba tem que ser maior do que a potência. Essa energia externa fornecida à bomba é chamada de potência no eixo, cuja abreviação é bhp. No caso do eixo giratório que fornece potência ao eixo:

$$\text{Equação 5: } bhp = W_{eixo} = \omega T_{eixo}$$

Onde ω é a velocidade angular em rads/s e T_{eixo} é o torque fornecido ao eixo, como o rendimento é a potência de fornecida dividida pela potência utilizada, podemos obter uma relação entre a potência útil e bhp, ficando então:

$$\text{Equação 6: } \eta_{bomba} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\omega T_{eixo}}$$

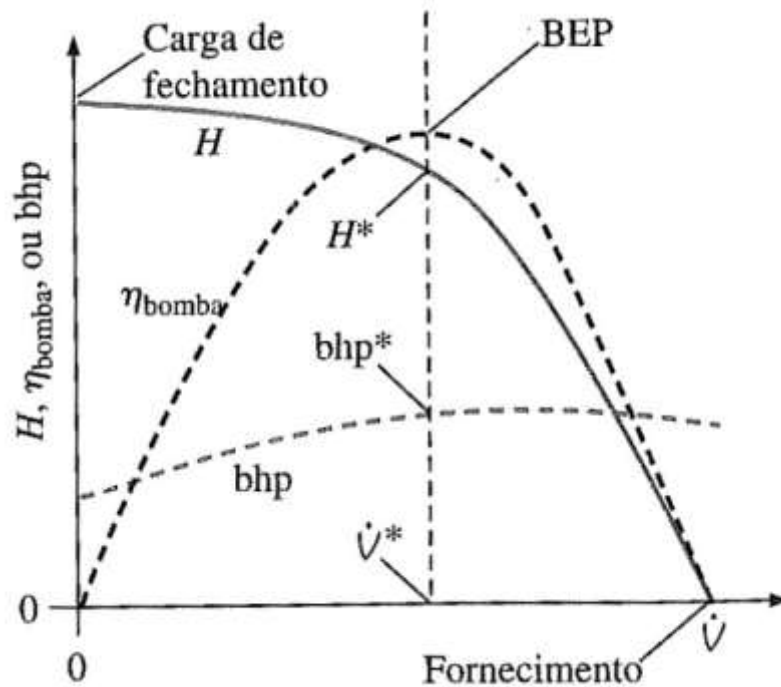
3.2.1.1.1 Curvas de desempenho da bomba

Segundo Çengel (2007), o fornecimento livre da bomba ocorre quando a taxa de escoamento de volume através da bomba é máxima e a carga líquida é zero. Essa condição de fornecimento livre ocorre quando não há restrição de escoamento na entrada ou saída da bomba, neste ponto a vazão em volume é grande e a carga líquida é zero, desse modo o rendimento da bomba é zero, pois ela não está realizando trabalho útil. A carga de fechamento

fica posicionada no outro extremo onde a vazão em volume é zero, esta condição é atingida quando a porta de saída da bomba é bloqueada, nesta condição o rendimento também será zero pois a carga útil da bomba é zero.

De acordo com Çengel (2007), a curva de desempenho de uma bomba é limitada entre o fornecimento livre e a carga de fechamento, em função da vazão volumétrica obtemos o rendimento da bomba, η_{bomba} . De posse dessas duas curvas, adicionando a curva de potência fornecida à bomba, bhp, é formado o gráfico com esses três parâmetros em função da vazão volumétrica, conforme a figura 6. Com esses dados podemos obter o ponto de melhor eficiência da bomba, BEP, e é indicado por um asterisco (H^* , $\dot{V}^*$, bhp^*).

Figura 6: Curva de desempenho de bomba



Fonte: (Çengel, 2007)

Segundo Fox (2006), o requisito de pressão do sistema, para uma dada vazão, é composto da queda de pressão por atrito e das variações de pressão decorrente da gravidade. A curva de altura de versus vazão do sistema de atrito puro, sem elevação estática, começa no ponto de vazão e altura de carga igual a zero, conforme mostrado na figura 7. Para este sistema, a altura de carga total requerida é a soma das perdas maiores e menores, de acordo com a equação 7,

$$\text{Equação 7: } h_{lt} = \sum h_l + \sum h_{lm} = \sum f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} + \sum \left(f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2} + K \frac{V^2}{2} \right), \text{ sendo:}$$

- h_l as perdas maiores;
- h_{lm} as perdas menores;
- f o fator de atrito;
- L o comprimento equivalente das perdas;

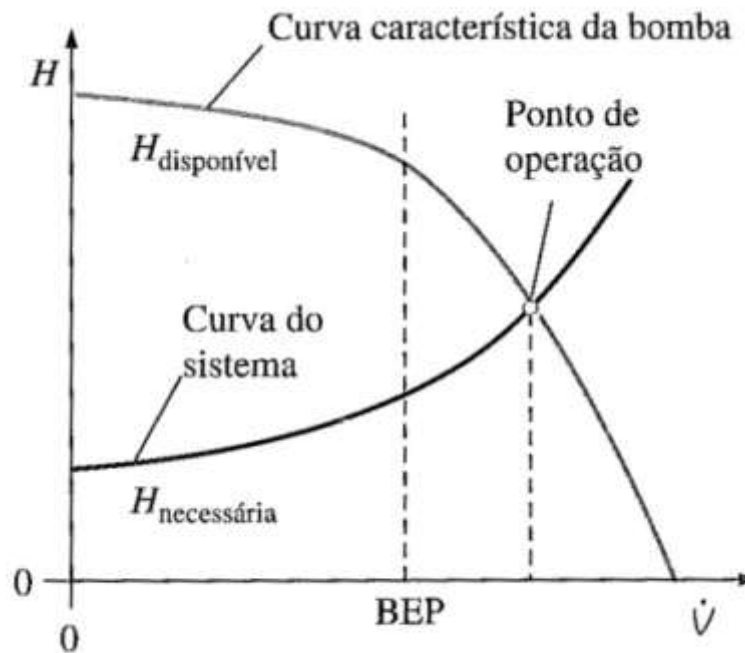
- D o diâmetro do tubo;
- V a velocidade do escoamento;
- K o coeficiente de perdas.

Para o escoamento turbulento os fatores de atrito são aproximadamente constantes, K e os comprimentos L_e de perdas menores são também constantes. Portanto $h_{lt} \sim V^2 \sim Q^2$, de forma que a curva do sistema é aproximadamente parabólica. Isto significa que a curva do sistema com atrito puro torna-se mais inclinada à medida que a vazão aumenta. A altura de carga decorrente da gravidade é avaliada a partir da variação da elevação no sistema.

Todos os sistemas de escoamento reais têm alguma queda de pressão por atrito e alguma variação de elevação. Assim, todas as curvas de altura-vazão, ou pressão vazão, de sistemas podem ser tratadas como a soma de uma componente de atrito e uma componente de variação estática (Fox, 2006).

Para condições permanentes, uma bomba pode operar apenas ao longo de sua curva de desempenho. De modo que o ponto operacional de um sistema de tubos é determinado quando os requisitos do sistema (carga líquida necessária) coincidem com o desempenho da bomba (carga líquida disponível). Ou seja, o ponto operacional constante de um sistema de tubos é estabelecido com a vazão volumétrica, na qual $H_{necessária} = H_{disponível}$. Para um determinado sistema de tubos a carga líquida necessária aumenta com o aumento da vazão, deste modo as duas curvas, $H_{necessária}$ e $H_{disponível}$, se cruzam em algum ponto, e este é o ponto de operação (figura 7), com sorte ele será próximo ou coincidente com o ponto de melhor desempenho (Çengel, 2007).

Figura 7: Ponto operacional de um sistema



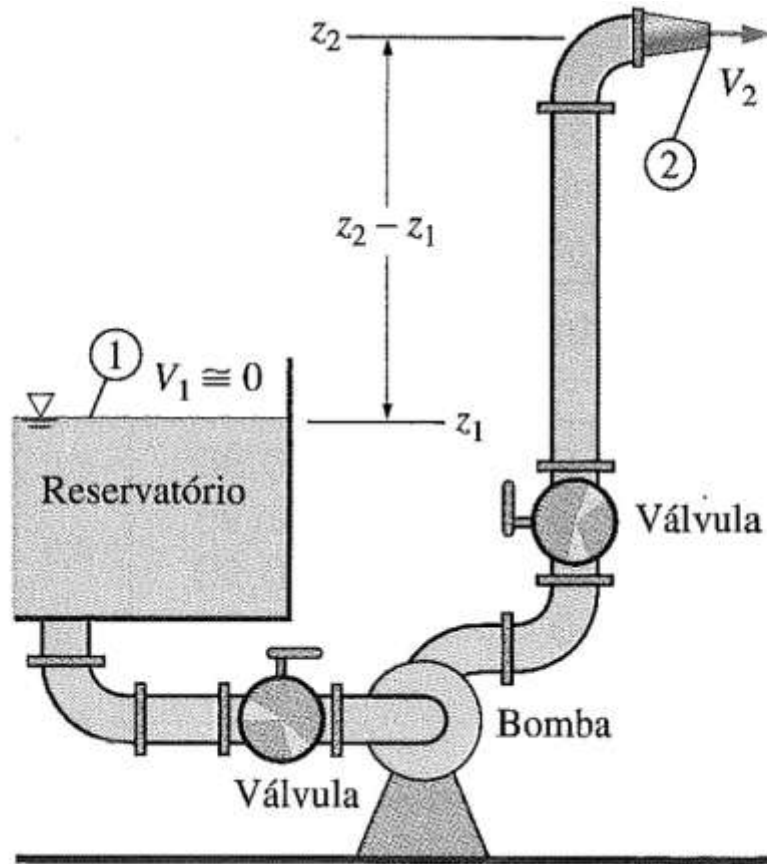
Fonte: (Çengel, 2007)

Considerando a situação da figura 8, um sistema de tubo com variação de elevação, perdas maiores e menores e aceleração de fluido, podemos calcular a carga necessária, $H_{necessária}$, de acordo com a equação 8 (Çengel, 2007).

$$\text{Equação 8: } H_{necessária} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_{l,total}$$

Esta equação considera que não há turbinas no sistema, e, incluem os fatores de correção da energia cinética, α , deste modo ela considera o dimensionamento da bomba com base em quatro variáveis, que são: pressão estática, pressão dinâmica, pressão de elevação e perdas do sistema, sendo que as perdas nos sistemas devem sempre ser consideração com sinal positivo (Çengel, 2007).

Figura 8: Representação de um sistema de bombeio

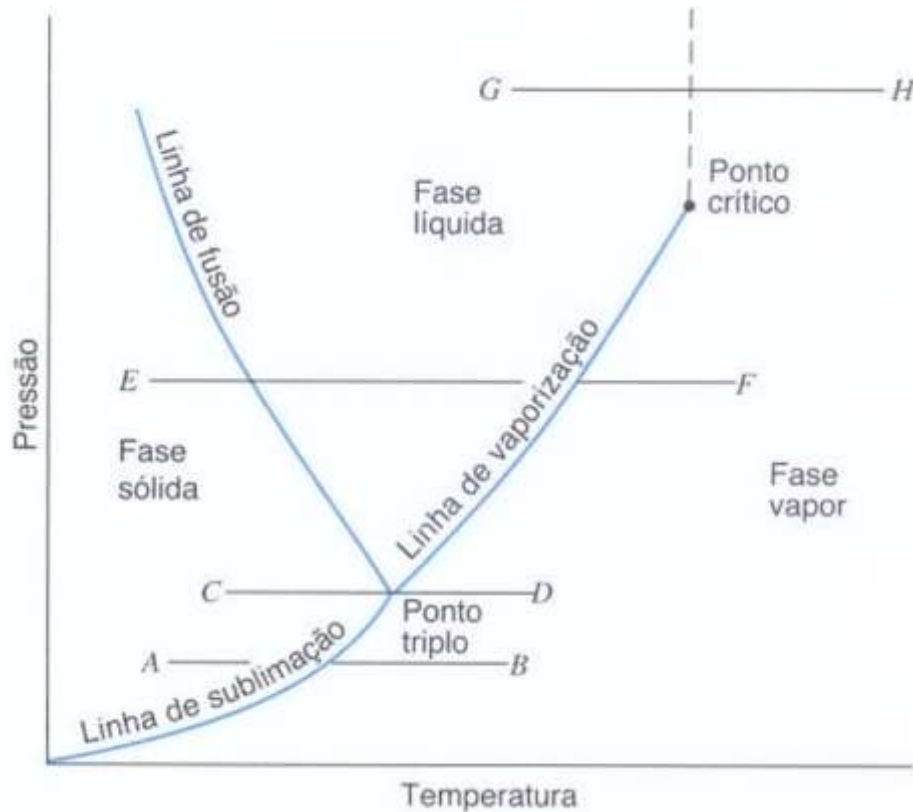


Fonte: (Çengel, 2007)

3.2.1.1.2 Cavitação

O estado da matéria sofre influencia da pressão e da temperatura (figura 9). A pressão de vapor é a pressão exercida por um vapor em equilíbrio de fase com seu líquido numa dada temperatura. Em geral nos líquido $P_v = P_{saturação}$.

Figura 9: Gráfico do estado da matéria em função da pressão e temperatura



Fonte: (Shapiro, 2013)

No escoamento de fluido existem depressões, se elas forem ao nível da pressão de vapor, P_v , formam-se bolhas no líquido, quando o fluido passa para uma zona de maior pressão acontece a condensação dessas bolhas e é gerada uma sob pressão que se propaga atingindo o sistema pelo qual o fluido escoar, podendo causar erosões.

De acordo com Fox (2006), a cavitação pode ocorrer em qualquer máquina trabalhando com líquido, sempre que a pressão estática local cair abaixo da pressão de vapor do líquido, quando isso ocorre, o líquido pode localmente passar de líquido a vapor instantaneamente, formando uma cavidade de vapor e alterando significativamente a configuração do escoamento em relação à condição sem cavitação, deste modo a cavitação altera o campo de pressão local. Como o tamanho e a forma da cavidade, ou bolha, de vapor são influenciados pelo campo de pressão local, o escoamento pode tornar-se transiente, podendo então causar oscilação em todo o escoamento e vibração no sistema.

Quando a cavitação começa, ela reduz rapidamente o desempenho da bomba ou da turbina. Por conseguinte, ela deve ser evitada para manter a operação estável e eficiente. Além disso, pressões superficiais podem tornar-se localmente altas quando a bolha de vapor implode, causando danos ou desgastes superficiais por erosão. Os danos podem ser suficientemente graves a ponto de destruir uma máquina (Fox, 2006).

De acordo com Macintyre (1997), as superfícies metálicas onde se chocam as diminutas partículas resultantes da condensação são submetidas a uma atuação de forças complexas oriundas da energia dessas partículas, que produzem percussões, desagregando elementos de material de menor coesão, e formam pequenos orifícios, que, com o prosseguimento do fenômeno, dão à superfície um aspecto esponjoso, rendilhado, corroído.

Essa é a erosão por cavitação, e, pode ser tamanha que pedaços de metal podem soltar-se das peças.

Conforme Macintyre (1997), além de provocar corrosão, removendo partículas e destruindo pedaços de rotores e dos tubos de aspiração junto à entrada da bomba, a cavitação se apresenta, produzindo:

- Queda de rendimento.
- Marcha irregular, trepidação e vibração da máquina, pelo desbalanceamento que acarreta.
- Ruído, provocado pelo fenômeno de “implosão”, pelo qual o líquido se precipita nos vacúolos ou bolsas quando a pressão externa é superior à existente no interior das mesmas (parecendo o crepitar de lenha seca ao fogo ou um martelamento com frequência elevada).

A corrosão por cavitação pode aumentar por efeito de uma corrosão química simultânea se o líquido bombeado possuir afinidade química com o material da bomba. No caso da água, a corrosão por cavitação varia com a temperatura, atingindo maior intensidade para a temperatura da água da ordem de 45°C (Macintyre, 1997).

Segundo Fox (2006), em uma bomba a cavitação tende a iniciar na seção onde o escoamento é acelerado para dentro do rotor, já em uma turbina onde a pressão é mais baixa. A tendência à cavitação aumenta à medida que a velocidade do escoamento local aumenta, isso ocorre sempre que a vazão ou a velocidade de operação da máquina é aumentada. Este fenômeno pode ser evitado se a pressão em todos os pontos da máquina for mantida acima da pressão de vapor do líquido de trabalho. À velocidade constante, isso requer que uma pressão maior do que a pressão de vapor do líquido seja mantida na entrada da bomba.

A altura de sucção positiva líquida, NPSH, é definida como a diferença entre a pressão absoluta de estagnação no escoamento na sucção da bomba e a pressão de vapor do líquido, expressa em altura de líquido em escoamento. A altura de sucção positiva líquida requerida, NPSHR, por uma bomba específica para evitar cavitação varia com o líquido bombeado, com a sua temperatura e com a condição da bomba. O NPSHR pode ser medido em uma bancada de teste controlando a pressão de entrada, sendo os resultados traçados na curva de desempenho da bomba. A altura de sucção positiva líquida disponível, NPSHA, na entrada da bomba deve ser maior que o NPSHR para evitar a cavitação. A queda de pressão na tubulação de aspiração e na entrada da bomba aumenta com o aumento da vazão volumétrica. Desse modo, para qualquer sistema, o NPSHA diminui quando a vazão é aumentada e o NPSHR da bomba aumenta quando a vazão é aumentada. Por conseguinte, com o aumento da vazão do sistema, as curvas de NPSHA e NPSHR versus vazão cruzarão em algum ponto. Em todos os sistemas de sucção existem uma vazão que não pode ser excedida para o escoamento permanecer livre de cavitação. As perdas de pressão na entrada podem ser reduzidas aumentando o diâmetro do tubo de aspiração (Fox, 2006).

a) Materiais resistentes à cavitação

De acordo com Macintyre (1997), é de fundamental importância empregar materiais que resistam à cavitação, alguns materiais, na ordem crescente de sua capacidade de resistir à corrosão por cavitação, são: ferro fundido; alumínio; bronze; aço fundido; aço doce laminado; bronze fosforoso; bronze manganês, aço Siemens-Martin; aço-níquel; aço-cromo (12-Cr); ligas especiais de aço inoxidável (18 Cr-8Ni). A rigor não há nenhum material conhecido que não seja afetado pela cavitação.

A resistência à corrosão por cavitação é determinada em ensaios de laboratório, quando os corpos de prova, pesados inicialmente, são colocados num difusor onde se medem a pressão e a velocidade da água. Decorrido certo tempo, mede-se a perda de material por diferença na pesagem do corpo de prova. Esta perda define a resistência ao desgaste por cavitação (Macintyre, 1997).

A fábrica Encher Wyss disponibiliza uma tabela (tabela 2) com os dados de várias ligas submetidas ao teste mencionado, com ela obtemos alguns dados interessantes como, por exemplo, o aço Stg Lh 4 Mo que perde 5,4 vezes menos material durante o ensaio do que o aço padrão Stg 45,97.

Tabela 2: Quantidade de material perdido em função do seu tipo

Material	C	Si	Mn	Ni	Cr	M ₀	Dureza Brinell kgf/mm ²	Perda de Material (gramas)
Aço Stg 45,97	0,25	0,35	0,40				140	0,5155
Stg L 1	0,28	0,45	1,50				185	0,2456
Stg Lh 1	0,15	0,35	0,30	0,75	13,5		220	0,1751
Stg Lh 4 Mo	0,08	0,45	0,65	9,00	17,0	2,5	180	0,0953

Fonte: (Macintyre, 1997)

Conforme Macintyre (1997), recentemente tem-se empregado revestimento de elastômero, que demonstram grande resistência à cavitação. Como por exemplo, neoprene, poliuretano, estireno-butadieno e vários outros. Os dois primeiros podem ser aplicados sob a forma líquida e apresentam grande aderência ao metal.

A figura 10 mostra o efeito da cavitação em um rotor submetido a testes de laboratório.

Figura 10: Efeito da cavitação em um rotor de bomba



Fonte: (Macintyre, 1997)

Segundo Macintyre (1997), existem algumas precauções a serem tomadas para evitar que ocorra a cavitação nas bombas, são elas:

Nas bombas radiais

- Pequeno valor da relação entre o diâmetro de entrada e de saída das pás ou, no caso de pás com dupla curvatura, pequeno valor da relação entre r^2 (raio de entrada) e o comprimento do filete médio;
- Número suficientemente grande de pás;
- Pequeno valor para a velocidade meridiana, mas pequena largura se tiver fortes curvaturas à entrada;
- Pequeno valor para o ângulo de inclinação das pás;
- Nas bombas de múltiplos estágios, pequeno valor para a altura de elevação a carga de cada rotor.

Nas bombas axiais

- Pequeno valor da relação r/l (raio/comprimento), isto é, grande comprimento axial das pás em relação ao raio;
- Grande valor da velocidade periférica.

b) Fator de cavitação

O fator de cavitação é um valor adimensional que multiplica a altura manométrica para nos fornecer a altura de elevação mínima que não ocorra à cavitação, ele é obtido em função da velocidade angular do rotor.

Segundo Macintyre (1997):

$$\sigma = \varphi \cdot n_q^{4/3}$$

Onde:

- σ é o fator de cavitação;
- φ é um fator que depende da própria rotação específica;
 - $\varphi = 0,0011$, para bombas centrífugas radiais, lentas e normais;
 - $\varphi = 0,0013$, para bombas helicoidais e hélico-axiais;
 - $\varphi = 0,00145$, para bombas axiais;

A grandeza σ é o fator de cavitação de Thoma, homenagem ao pesquisador Dieter Thoma, que o chamou de número característico adimensional para a cavitação. O fator de Thoma depende da velocidade específica, e, quanto maior for ela, maior será o valor de σ e, portanto, menor o valor da altura estática de aspiração.

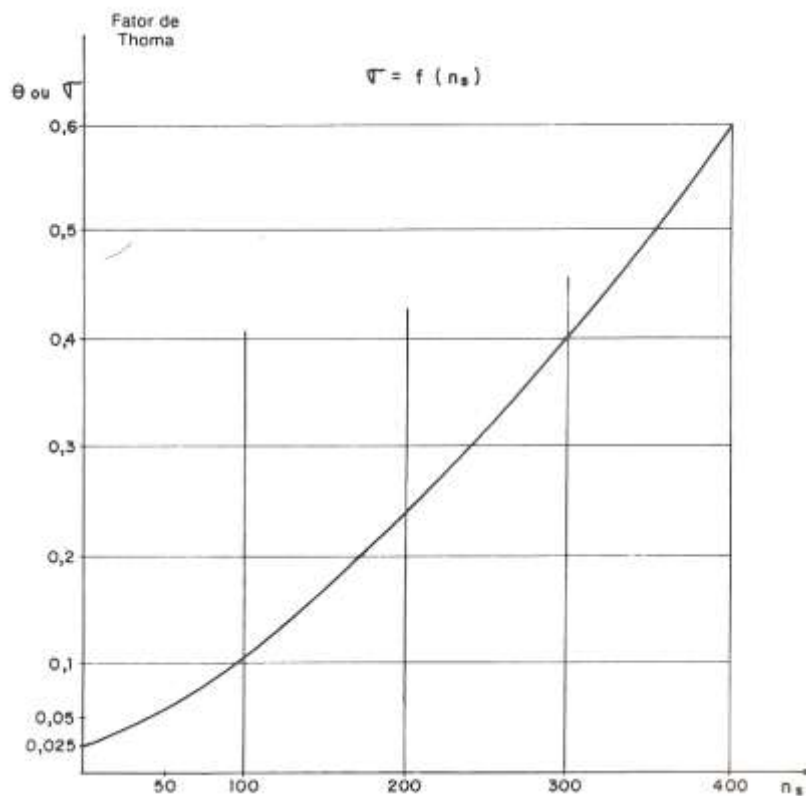
$$h_a \leq H_b - \left(J_a + h_v + \frac{v_o^2}{2g} + \sigma H \right)$$

Sendo:

- h_a a altura de aspiração;
- H_b a altura barométrica;
- J_a a perda de carga no encanamento de aspiração;
- h_v a altura de carga necessária para o fluido atingir a pressão de vapor;
- v_o a velocidade do fluido;
- g a gravidade local;
- σ o fator de cavitação;
- H a altura de carga manométrica.

Como σ aumenta com a velocidade específica, as bombas de velocidade angular elevada exigem alturas de aspiração reduzidas, ou mesmo negativas (bombas afogadas). A altura de aspiração negativa é indispensável nas bombas axiais. O gráfico de Stepanoff, representado na figura 11, nos mostra que para uma mesma altura estática de elevação h_e , as bombas ficarão em níveis diversos de acordo com a velocidade específica da bomba (Macintyre 1997).

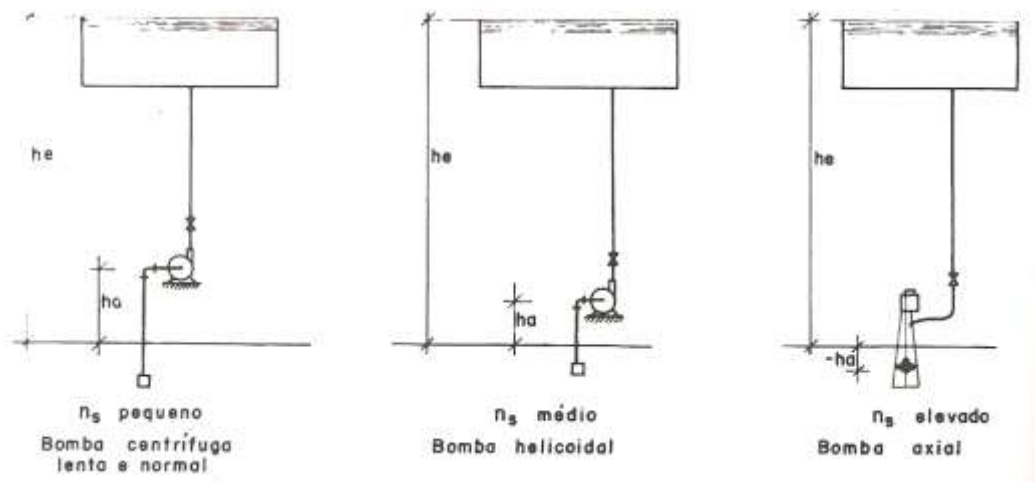
Figura 11: Gráfico de Stepanoff



Fonte: (Macintyre, 1997)

Podemos ver essa relação de forma prática na figura 12,

Figura 12: Altura de aspiração em função da rpm e do tipo de rotor



Fonte: (Macintyre, 1997)

c) Velocidade específica de aspiração

De acordo com Macintyre (1997), como o fator de cavitação depende da velocidade específica da bomba, estabeleceu-se a dependência entre essas duas grandezas através de um

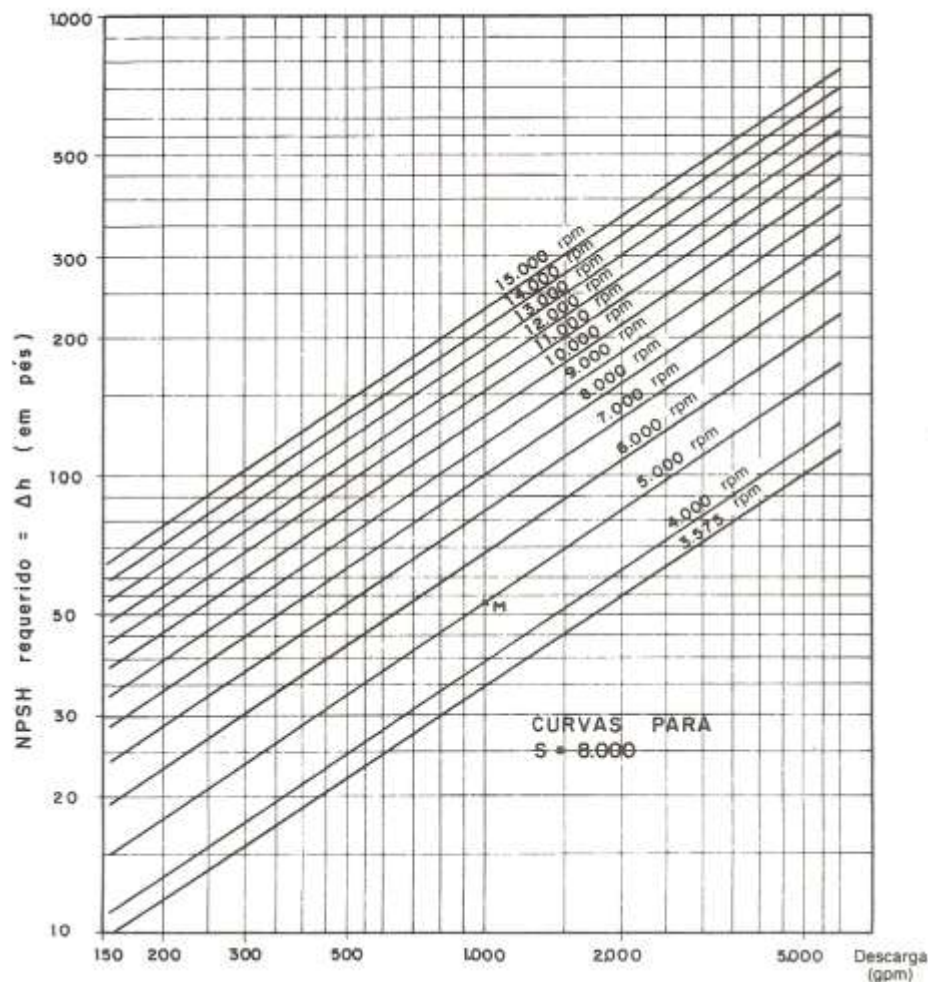
parâmetro denominado velocidade específica de aspiração, representado pela letra S, e é definida como:

$$\text{Equação 9: } S = \frac{n_s}{3,65} \cdot \frac{1}{\sigma^{3/4}}$$

A velocidade específica de aspiração tem sido empregada para definir ou caracterizar as condições de aspiração de uma bomba e para estabelecer analogias de funcionamento de bombas semelhantes, sob o ponto de vista de sua aspiração. Permite calcular o número de rotações por minuto, partindo do conhecimento da vazão e da altura manométrica total.

Em função da vazão e da rotação por minuto (rpm), fixando a velocidade específica, S, é formado um gráfico que fornece a altura positiva líquida de sucção necessária, $NPSH_{\text{necessária}}$. A figura 13 mostra um gráfico cuja velocidade específica foi fixada em 8000 rpm.

Figura 13: Altura líquida de sucção positiva

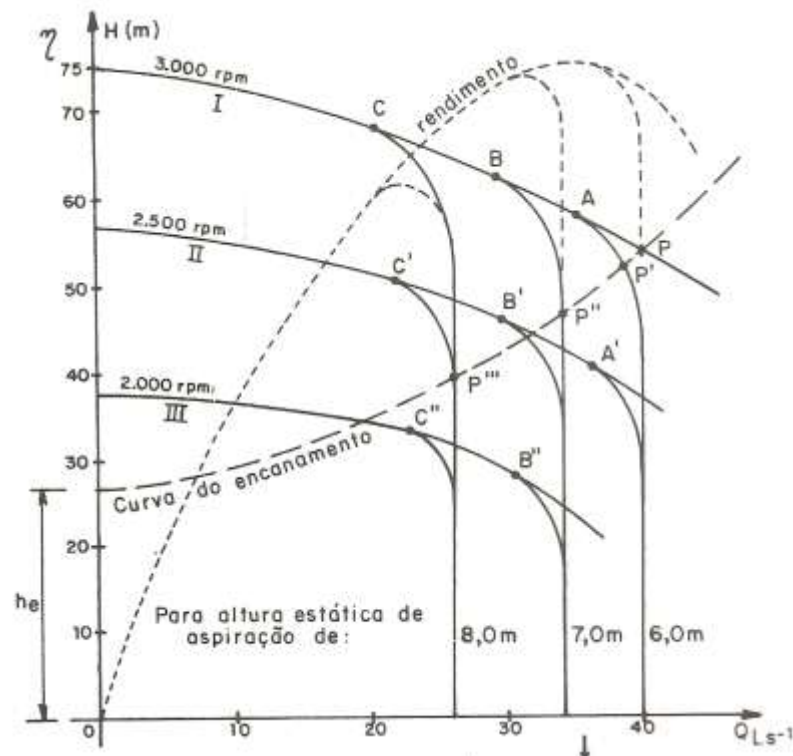


Fonte: (Macintyre, 1997)

d) Alteração na curva de carga devido à cavitação

Conforme Macintyre (1997), quando se alteram as condições de aspiração pelo aumento da altura estática de aspiração, ou das perdas de carga, ou ainda da tensão de vapor devido a um aumento da temperatura, abrindo-se progressivamente o registro do recalque, de acordo com a figura 14, analisando o ponto crítico A da curva I, por exemplo, a curva inicia

Figura 14: Efeito da cavitação na carga de uma bomba



Fonte: (Macintyre, 1997)

uma curvatura acentuada e em seguida cai bruscamente. Isto significa que a cavitação que se processa produz uma queda da altura H , e a descarga deixaria de aumentar, embora continuasse a abrir o registro. Se aumentassem as grandezas mencionadas, principalmente a altura de aspiração, as descontinuidades iriam verificando-se para valores cada vez menores da descarga (pontos B e C da curva I). Assim, por exemplo, na figura 14 a bomba funcionava a 3.000 rpm quando a altura estática era de 6 m iniciou a cavitação no ponto A da curva, e a descarga fixou-se em 40 L.s^{-1} .

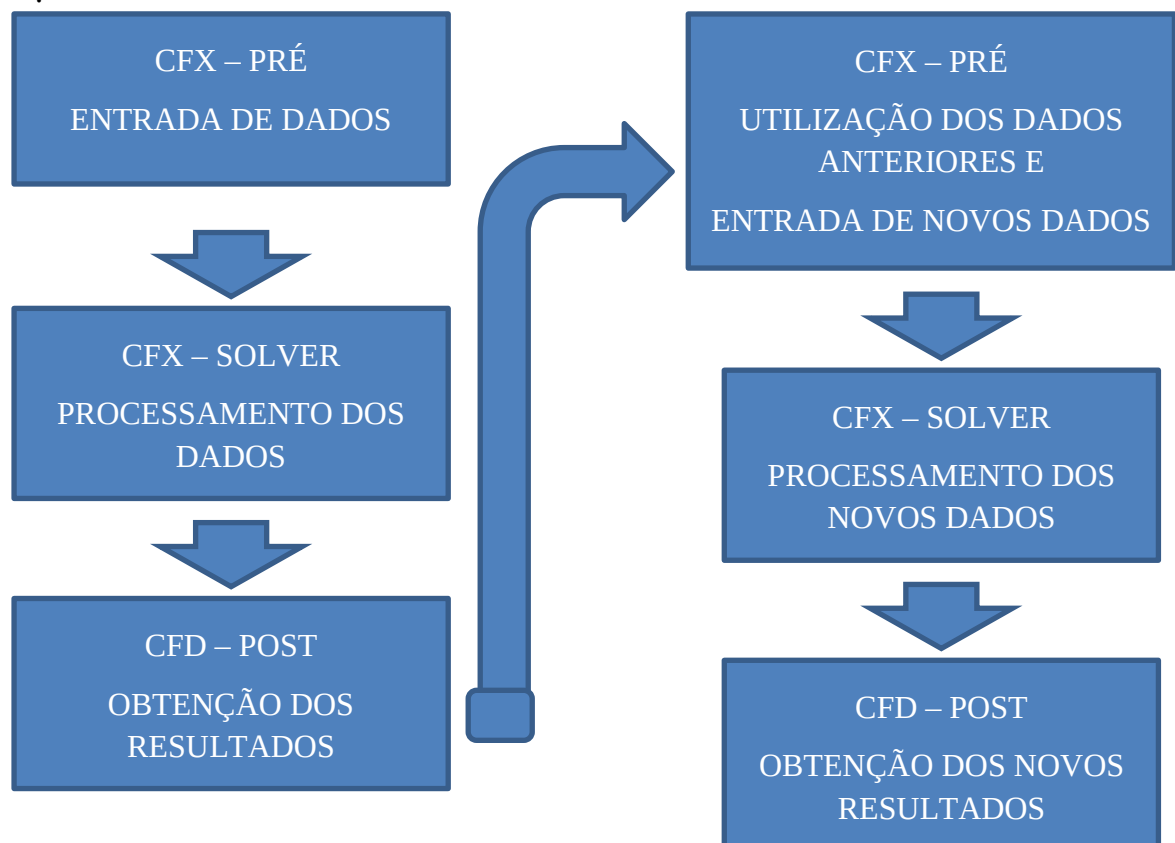
4. ANALISE DO ESCOAMENTO EM UM HIDROFÓLIO

Uma maneira de compreender um hidrofólio é entendendo-o como um objeto de perfil hidrodinâmico e de seção constante, de modo que o escoamento seja analisado de forma bidimensional. A aplicação prática desse objeto pode ser visualizada em veículos marítimos e seu princípio de funcionamento é o mesmo de um aerofólio inclusive em asas.

Para exemplificar de forma prática os efeitos da cavitação será apresentada a seguir uma simulação computacional, utilizando para tal o módulo CFX do software Ansys. Será mostrada a cavitação no fluxo de água em torno de uma superfície hidrodinâmica (hidrofólio), de modo que a simulação acontece em três etapas distintas, são elas: CFX-Pré, CFX-Solver Manage e CFD Post. Nesta simulação, uma solução inicial sem cavitação é gerada para fornecer uma estimativa inicial, em seguida é gerada uma solução completa de cavitação.

4.1 METODOLOGIA

A realização da simulação foi feita de acordo com o fluxograma a seguir, no qual no primeiro instante foi feita uma simulação sem a consideração da cavitação. Para a obtenção de resultados considerando a cavitação foi feito um aproveitamento de informações, da situação anterior, e inserida novas condições para obter os novos resultados.

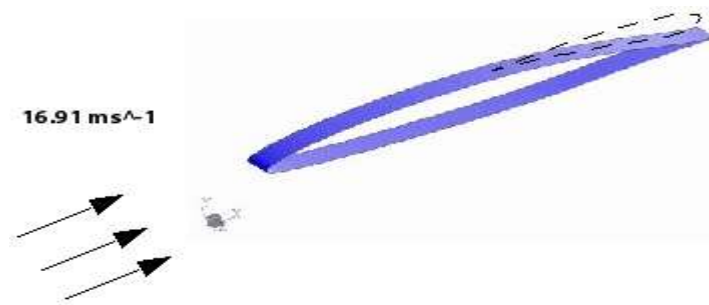


No CFX – Pré foi inserido todas as equações e condições de contorno para a situação desconsiderando a cavitação, seguindo para o CFX – Solver, todas essas informações foram processadas pelo sistema que em seguida, com a utilização do CFD – Post, foi gerado o resultado de forma gráfica. Como as situações são semelhantes (situação com e sem cavitação), posteriormente foi utilizado novamente o CFX – Pré, aproveitando os dados anteriores, todas as condições de contorno assim como características do fluido e a malha, e adicionando novas informações referentes à cavitação, em seguida os novos dados foram processados no CFD – Solver e enviados para o CFD – Post para a geração dos novos resultados com a obtenção de um novo gráfico. Para a segunda etapa é aproveitado todas as informações como entrada, saída, regime, condições do hidrofólio, malha, com a única diferença que é a escolha do sistema com cavitação (uma opção fornecida pelo software).

4.2 CFX-PRÉ

Esta etapa consiste em preparar a simulação, ou seja, são colocadas todas as condições para ser gerada a simulação. São inseridas as fórmulas, assim como as condições de contorno. O problema será tratado de forma bidimensional devido à uniformidade da seção transversal do objeto em questão. Será utilizada água, assim como o vapor de água a temperatura ambiente (25°C), a água entra no sistema a 16,91 m/s, como mostra a figura 15.

Figura 15: Representação do hidrofólio



Fonte: (Ansys)

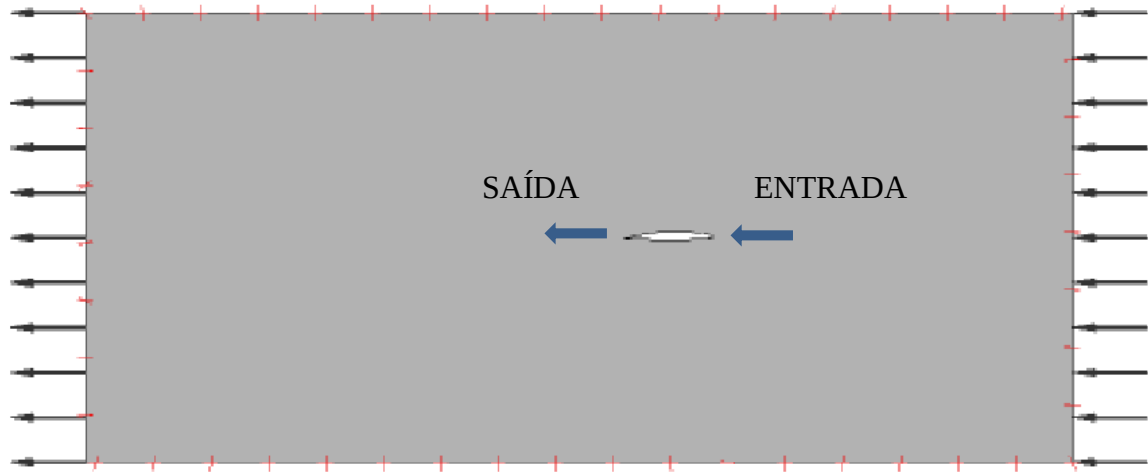
A 25 graus Celsius, a água, entra em contato com o hidrofólio, que por sua vez aumenta a velocidade do fluido em um lado do equipamento causando uma diferença de pressão entre o escoamento na parte superior e inferior. Esta diferença de pressão é responsável por uma resultante normal no sentido positivo do eixo vertical, neste caso forçando o equipamento para cima. A fórmula utilizada para a obtenção do coeficiente de pressão é mostrada na equação 10, ela relaciona a pressão, P , com a pressão de referencia na saída, $P_{referencia}$, com a densidade do fluido, ρ_{H_2O} , e com a velocidade do escoamento, V .

$$\text{Equação 10: } C_p = \frac{P - P_{referencia}}{\frac{1}{2} * \rho_{H_2O} * V^2}$$

Foi considerado o escoamento estacionário, já a transferência de calor foi desconsiderada, tornando assim um processo isotérmico, a pressão de referencia na saída é 51957 Pa. Para a

entrada a fração de água é 100% e a de vapor 0%, sendo o vapor gerado apenas na zona de cavitação. Neste caso foi importada uma malha disponível pelo software de modo que temos a situação apresentada na figura 16. Nessa pode-se observar o plano simétrico do volume de controle, a seção transversal do hidrofólio, na parte de cima e de baixo as paredes que não influenciam no escoamento e nos lados a entrada e a saída do fluido (mostrado na figura 16), nesse caso água, cuja densidade é $996,2 \text{ kg/m}^3$ e sua pressão de vapor 3574 Pa.

Figura 16: Representação do volume de controle



Fonte: (Ansys)

Em síntese as condições de entrada, saída e no hidrofólio são as seguintes:

4.2.1 Entrada

A região de entrada foi configurada da seguinte forma:

- Velocidade de 16.91 m/s;
- 100% de água e 0% de vapor;
- Água a 25°C;
- Densidade da água de $996,2 \text{ kg/m}^3$;
- Pressão de vapor da água igual a vapor 3574 Pa.

4.2.2 Saída

A região de saída foi configurada da seguinte forma:

- Pressão relativa de 51957 Pa.

4.2.3 Hidrofólio

As condições de deslizamento no hidrofólio nas partes de cima e de baixo:

- Deslizamento livre nas extremidades superiores e inferiores.

4.3 CFX-SOLVER MANAGE E CFD-POST

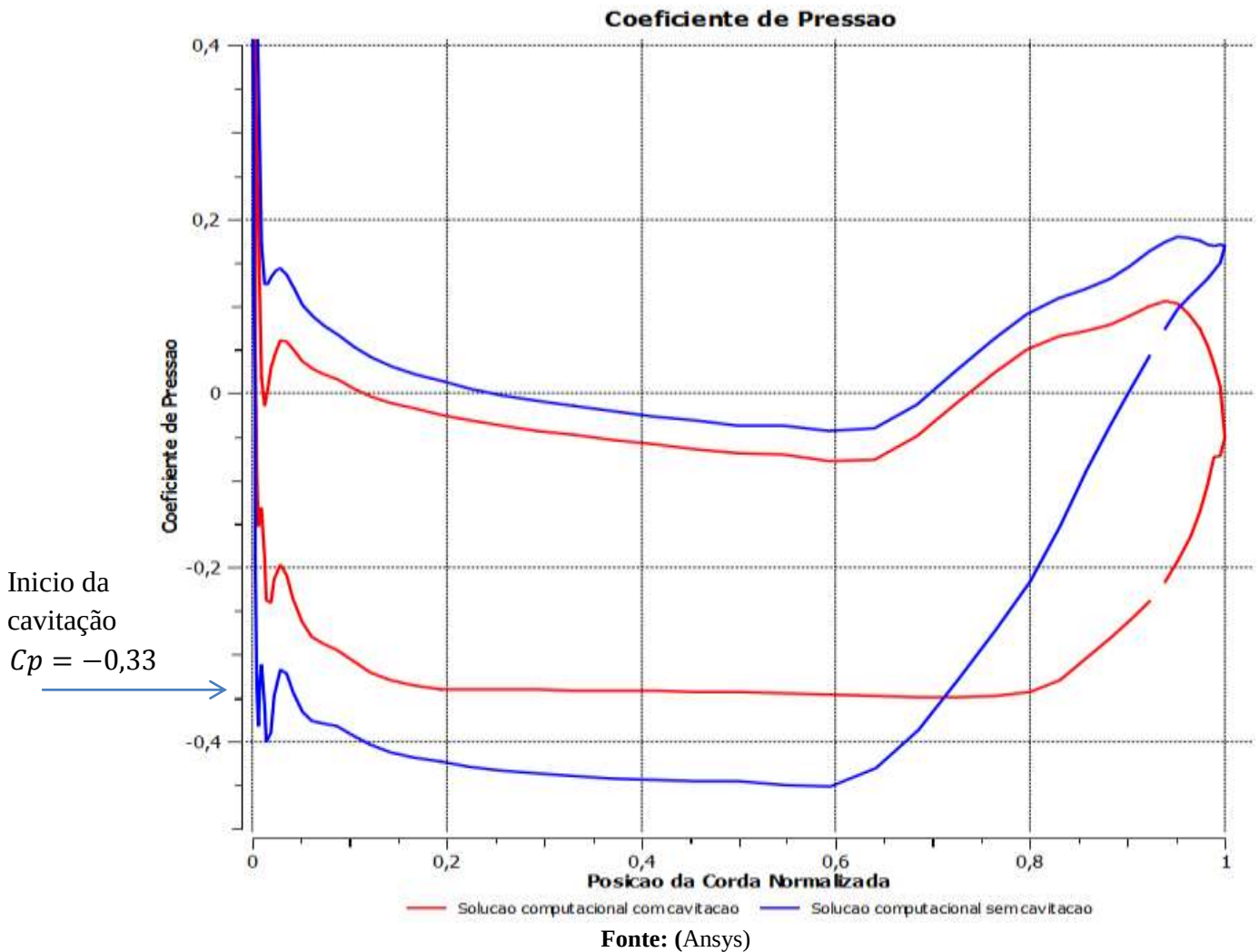
No CFX – solver é onde acontece todo o processamento da informação para em seguida ser exibida no CFD Post. Nesse então são mostrados todos os resultados, por meio de gráficos. Na simulação com o hidrofólio foram gerados alguns gráficos contendo os resultados das simulações, considerando e não considerando a cavitação, assim como os resultados experimentais. Para os gráficos a seguir temos o seguinte:

No eixo x (horizontal) é mostrada a posição normalizada da corda, uma variável adimensional, que está variando de 0 a 1 ao longo do eixo, representando então todo o domínio. O início do contato do fluido com o hidrofólio é no ponto 0, e, o fim do contato o ponto 1 do eixo horizontal.

No eixo y (vertical) é mostrada a variação do coeficiente de pressão em função da posição analisada. A fórmula do coeficiente de pressão é mostrada na equação 10.

Com esses resultados podemos verificar a variação de pressão ocasionada pelo fenômeno da cavitação. Na figura 17 é mostrado um gráfico contendo duas curvas: considerando a cavitação e não considerando a cavitação. A curva azul representa a situação na qual a cavitação foi desconsiderada, como o gráfico representa todo o contorno do hidrofólio, foram geradas duas curvas quase paralelas referentes à parte superior (local de menor pressão, representado pela curva de baixo) e a parte inferior (local de maior pressão, representado pela curva de cima) do equipamento.

Figura 17: Gráfico do coeficiente de pressão, considerando e não considerando a cavitação.



De acordo com o gráfico a variação de pressão quando considerada a cavitação (cor vermelha) é bem menor, nota-se que tanto na parte inferior quanto na superior do equipamento na situação na qual a cavitação foi desconsiderada, o coeficiente de pressão possui um módulo maior. É notado que quando é iniciada a cavitação a curva fica quase constante, e por mais que seja aumentada a velocidade nessa zona não haverá variação significativa na pressão, esse valor de $C_p = -0,33$ é obtido da seguinte forma:

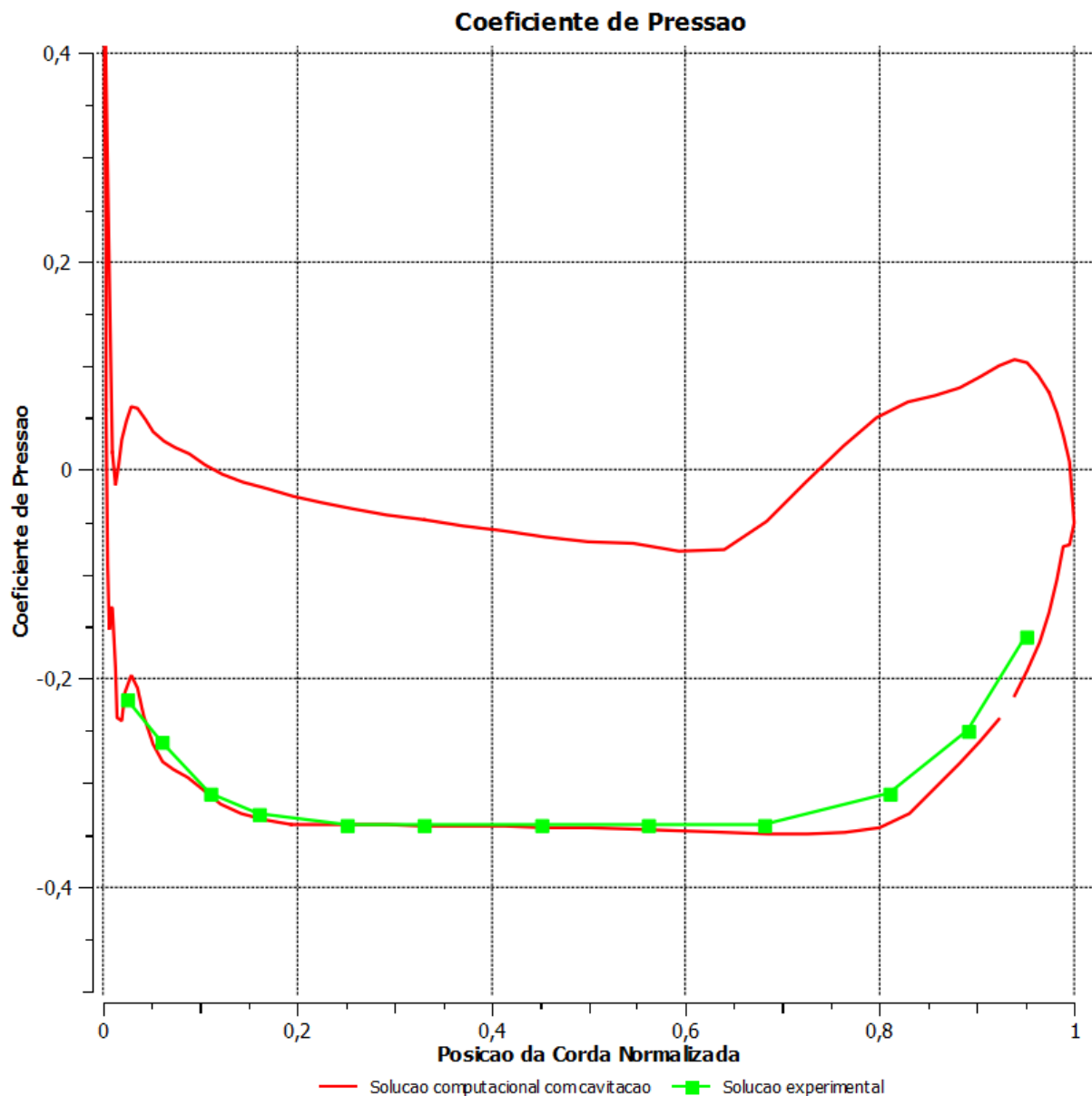
$$C_p = \frac{P_V - P_{referência}}{\frac{1}{2} \rho_{H_2O} * V^2} = \frac{3574[Pa] - 51957[Pa]}{\frac{1}{2} 996,2[\frac{kg}{m^3}] * 16,91[\frac{m}{s}]^2} \therefore C_p = -0,33$$

Como o hidrofólio funciona com base na diferença de pressão, é observado que a cavitação influencia diretamente no rendimento do equipamento, pois diminuído a variação de pressão é diminuída também a força normal e consequentemente a flutuação é prejudicada.

Para obter uma maior credibilidade na simulação computacional foi traçado um novo gráfico, figura 18, contendo a curva obtida pela simulação computacional (cor vermelha) considerando os efeitos da cavitação, e, outra curva contendo os valores obtidos em uma

situação experimental (cor verde) com as mesmas condições da simulação. A parte experimental foi realizada pela equipe da ANSYS.

Figura 18: Gráfico comparativo, Experimental e Simulação computacional.



Fonte: (Ansys)

É notada a proximidade dos resultados obtidos, desta forma o modelo computacional adquire uma grande confiabilidade, validando então os resultados.

É notado ainda que a desconsideração da cavitação gera grandes disparidades entre o projeto do equipamento e a execução de sua função.

Este experimento nos mostra a confiabilidade do software, de modo que ele pode ser utilizado para diversas outras situações. É importante destacar que apesar dos bons resultados, eles são preliminares e que um estudo mais detalhado do modelo precisa ser realizado.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

De maneira prática e didática esta obra teve como objetivo uma abordagem teórica com o auxílio de uma simulação computacional sobre as influências da cavitação em sistemas hidráulicos. Esses sistemas são utilizados em grande escala no mundo inteiro, em todas as áreas que se possa imaginar. Foi notado que a cavitação ocorre quando a pressão local se torna inferior à pressão de vapor do fluido. Deste modo são necessários cuidados para com o dimensionamento de equipamentos sujeitos a cavitação, de modo que é evidente a importância do conhecimento por parte do projetista a respeito da curva de carga do equipamento a ser implantado, alturas manométricas, altura de sucção positiva líquida e a disponível pelo sistema (NPSH e NPSHr), materiais resistentes a cavitação, coeficiente de cavitação, assim como a velocidade específica de aspiração.

Para a altura e sucção positiva líquida foi discutido que a disponível tem que ser maior do que a requerida pelo sistema. Foi mostrado também que diferentes materiais possuem diferentes reações com relação aos efeitos da cavitação. De acordo com a literatura, a liga mais resistente disponibilizada por uma tabela pela empresa Encher Wyss, é a Stg Lh 4 Mo que perde 5,4 vezes menos material durante o ensaio do que o aço padrão Stg 45,97.

Também foi abordado o coeficiente de cavitação que é um valor adimensional que multiplica a altura manométrica para nos fornecer a altura de elevação mínima para que não ocorra à cavitação. Ele é obtido em função da velocidade angular e do tipo de rotor empregado. Já a velocidade específica é obtida em função da velocidade específica da bomba e do coeficiente de cavitação, ela nos permite fazer analogias de funcionamento de bombas semelhantes, analisando a aspiração, e, também nos permite calcular o número de rotações por minuto em função da vazão e da altura manométrica.

Foi realizada uma simulação através do software Ansys, utilizando para tal o módulo CFX, na qual foi estabelecida uma comparação do escoamento através de um hidrofólio em situações com e sem o efeito da cavitação.

Essa simulação foi apenas um primeiro passo para o estudo da cavitação em sistemas de hidráulicos. Tomando como base esse estudo, será proposta a realização de trabalhos futuros utilizando a simulação computacional de forma mais aprofundada como, por exemplo, em um sistema dotado de cascata de pás, com geração de malha, dentre outros variáveis não abordadas nesse trabalho, utilizando diferentes objetos de estudo, como por exemplo, a análise da cavitação em rotores de bombas hidráulicas.

6 REFERÊNCIAS

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos Fluidos fundamentos e aplicações**. Edição única. São Paulo: McGraw-Hill, 2007. 816 p.

FOX, Robert W.; McDonald, Alan T.; Pritchard, Philip J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6ª ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2006. 813 p.

FERREIRA, Estéfano Bruno. **Análise do escoamento em aerofólio usando a técnica de volumes finitos**. Instituto Tecnológico da Aeronáutica. São Paulo, SP, 2008.

LIMA, Epaminondas Pio Correia. **Mecânica das bombas**. 2ª ed. Rio de Janeiro, RJ: Editora Interferência, 2003. 610 p.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2ª ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 1997. 782 p.

SHAPIRO, Howard N, MORAN, Michael J. **Princípios de termodinâmica para a engenharia**. 7ª ed. Rio de Janeiro, RJ. LTC, 2013. 800p.