

# Número de Reynolds da Bomba

Eng.º BÉLA PETRY (\*)

## 1. INTRODUÇÃO

Nos capítulos da hidrodinâmica, que tratam dos escoamentos em tubos e canais e do movimento de corpos sólidos nos meios fluidos, o número de Reynolds caracteriza o efeito de viscosidade. Nesse campo de estudos, a essência das pesquisas reside na realização de experiências sob orientação teórica com a finalidade de estabelecer fórmulas semi-empíricas que possibilitem aplicações práticas.

Na transformação da energia mecânica em energia hidráulica, que ocorre nos rotores das máquinas hidráulicas, o número de Reynolds também caracteriza, obviamente, os efeitos viscosos do escoamento.

Sabemos que o número de Reynolds referente ao escoamento em tubos de secção circular é perfeitamente definido por

$$Re = DV/\nu \quad \dots \dots \dots 1.$$

sendo

D [m] o diâmetro da secção que caracteriza a geometria do tubo

V [m/s] velocidade média do líquido

$\nu$  [m<sup>2</sup>/s] viscosidade cinemática do líquido.

Para escoamento em tubos de secção circular, de diâmetros diferentes, existe a semelhança geométrica. A semelhança hidrodinâmica é imposta pela igualdade dos números de Reynolds dos dois escoamentos. O valor numérico do número de Reynolds para o escoamento caracteriza se este é laminar ou turbulento. Segundo a expressão 1, menores valores do D ou V e maiores valores de  $\nu$  correspondem a menores números de Reynolds. Mantendo D constante (i.e. utilizando o mesmo tubo), mas variando V ou  $\nu$ , ou variando ambas, podemos mudar o caráter do escoamento de laminar para turbulento. A passagem de um regime de escoamento para outro é caracterizada pelo **número de Reynolds crítico (Re\*)** que tem um valor aproximadamente constante.

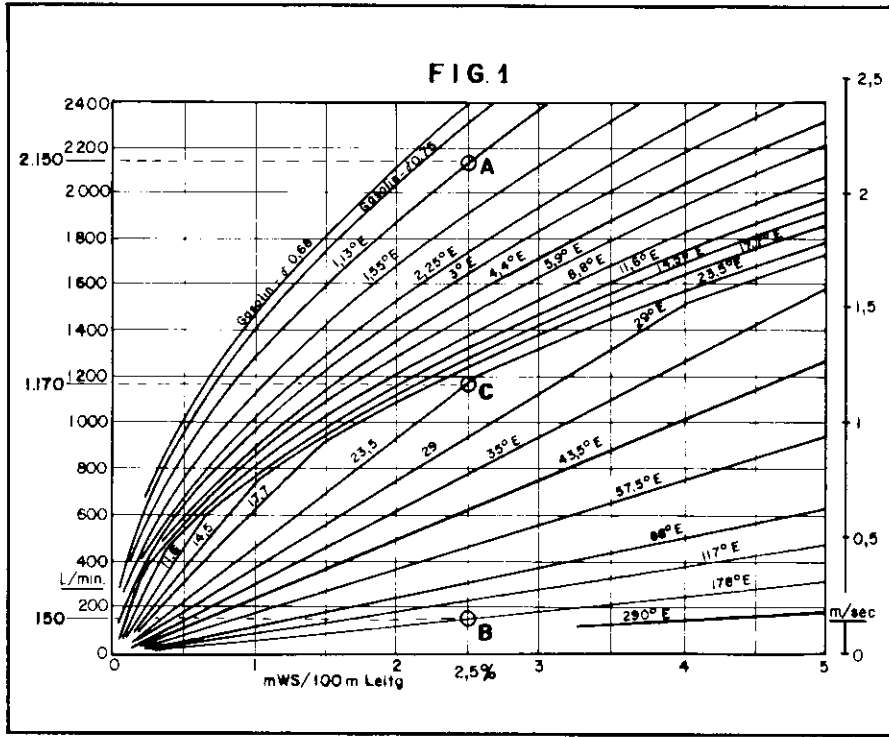
Acima do Re\* o escoamento é turbulento, abaixo é laminar.

Fig. 1 é a representação de perda de carga numa tubulação de secção circular de 150 mm de diâmetro, para o escoamento de óleos (1). Uma série de curvas que fornecem a relação entre vazão em (l/min) e perda de carga em % (i.e. m coluna de água por 100 m de tubulação) para os diversos graus de viscosidade até 290º Engler. As curvas relativas a viscosidades menores são aproximadamente parábolas de segundo grau, caracterizando o escoamento turbulento, os altos graus de viscosidade **são representados** por linhas retas caracterizando o escoamento laminar e entre os dois grupos algumas linhas são quebradas, indicando uma faixa de escoamento instável, que é a faixa de mudança do caráter do escoamento.

Por exemplo: conforme a fig. 1, para uma perda de carga de 2,5%,

Ponto	Viscosidade Grau Engler	Vazão l/min	Caráter do escoamento
A	1.13-E	2.150	turbulento
B	178.00-E	150	laminar
C	23.00-E	1.170	instável

(\*) Engenheiro Consultor diplomado pela Escola Politécnica da Universidade de Budapeste.



Para condutos de secção não circular para o cálculo do número de Reynolds, definimos o **raio hidráulico**  $R_H$  como fator representante da geometria do condutor.  $R_H$  é o **quociente da área A e do perímetro molhado L da secção** (2)

$$R_H = \frac{A}{L} \dots\dots\dots 2.$$

O **diâmetro hidráulico**  $D_H$  definido como  $4 R_H$ , permite definir o número de Reynolds, procurando generalizar o problema para os condutos hidráulicos de qualquer secção, pela expressão

$$Re = \frac{V D_H}{\nu} \dots\dots\dots 3.$$

A experiência tem indicado, com certa aproximação, que pela expressão 3 pode-se caracterizar o escoamento através de condutos de secção qualquer.

**2. ESCOAMENTO ATRAVÉS DO ROTOR DA BOMBA**

Desde a década de 1920, bombas centrífugas com rotor semi-aberto (posteriormente com rotor aberto também) de passagem relativamente ampla (pequeno número de pás largas) vêm sendo fabricadas, inicialmente para o bombeamento de esgoto bruto, posteriormente para o bombeamento de massa de papel e celulose já de maiores concentrações (3-5%) e de óleos de alta viscosidade. No desenvolvimento destas bombas vários aperfeiçoamentos foram intro-

duzidos, visando atender as exigências dos serviços específicos a que se destinavam. Tais aperfeiçoamentos visavam dentre outros:

- evitar o entupimento do rotor por corpos sólidos ou fibrosos
- garantir a continuidade de operação e a capacidade útil (vazão, altura) do bombeamento.

No Brasil, tais bombas foram projetadas e fabricadas desde o início da década de 1950. Já funcionavam com sucesso, por exemplo, bombas centrífugas para óleo combustível de viscosidade até 10.000 SSU, quando os catálogos e instruções de firmas de óleo ainda afirmavam que as bombas centrífugas não se indicam para os líquidos viscosos como é o óleo combustível.

Uma ocorrência involuntária, que merece ser mencionada aqui, motivou o autor para o problema de bombeamento de fluidos viscosos. Uma bomba centrífuga com rotor semi-aberto para o bombeamento de óleo combustível de alta viscosidade, instalada num sistema com tubulação extensa, mas com altura geométrica pequena (insignificante em relação com a perda de carga prevista na tubulação), numa fábrica em Bauru, SP, permitiu a observação da alteração na operação do sistema, manifestada pela multiplicação da vazão. Esta mudança foi provocada pela troca do rotor da bomba por um outro rotor de mesmo tipo, mas com diâmetro um pouco maior. O aumento da vazão superou com demasia o valor que seria previsto pelas leis de semelhança para este caso. **Admitimos** que o au-

mento excessivo de vazão deveu-se à transição do regime do escoamento nos canais do rotor da bomba de laminar para turbulento, quando as camadas limitrofes grossas, características do regime laminar, mudam repentinamente. Para um funcionamento regular do sistema é necessário que o escoamento nos canais do rotor da bomba seja turbulento. Para tal fim é necessária a introdução de uma energia suficiente no líquido. A velocidade circunferencial do rotor é o elemento essencial para a transformação da energia, portanto a transição do escoamento de laminar para turbulento no rotor é explicável pelo seu aumento de diâmetro.

O fenômeno acima descrito permite estabelecer uma semelhança entre o escoamento nos canais em rotação (i.e. no rotor da bomba) e numa tubulação. Claro está que é necessária a caracterização do Reynolds crítico  $Re^*$  para o rotor da bomba. O  $Re^*$  para o rotor deverá obviamente ser obtido por meio de ensaios nos quais essencialmente deveríamos provocar o escoamento crítico na bomba. Uma montagem para os ensaios poderia ser por exemplo constituída de:

- bomba em circuito fechado
- líquido: óleo com viscosidade variável entre limites amplos, obtido por aquecimento e resfriamento controlado
- acionamento da bomba com rotação regulável.

Surge então a necessidade de caracterizar a dimensão linear para a definição do Reynolds da bomba com a finalidade de ordenar a classificação, a escolha, o precálculo e o projeto da bomba (3), (4), (5).

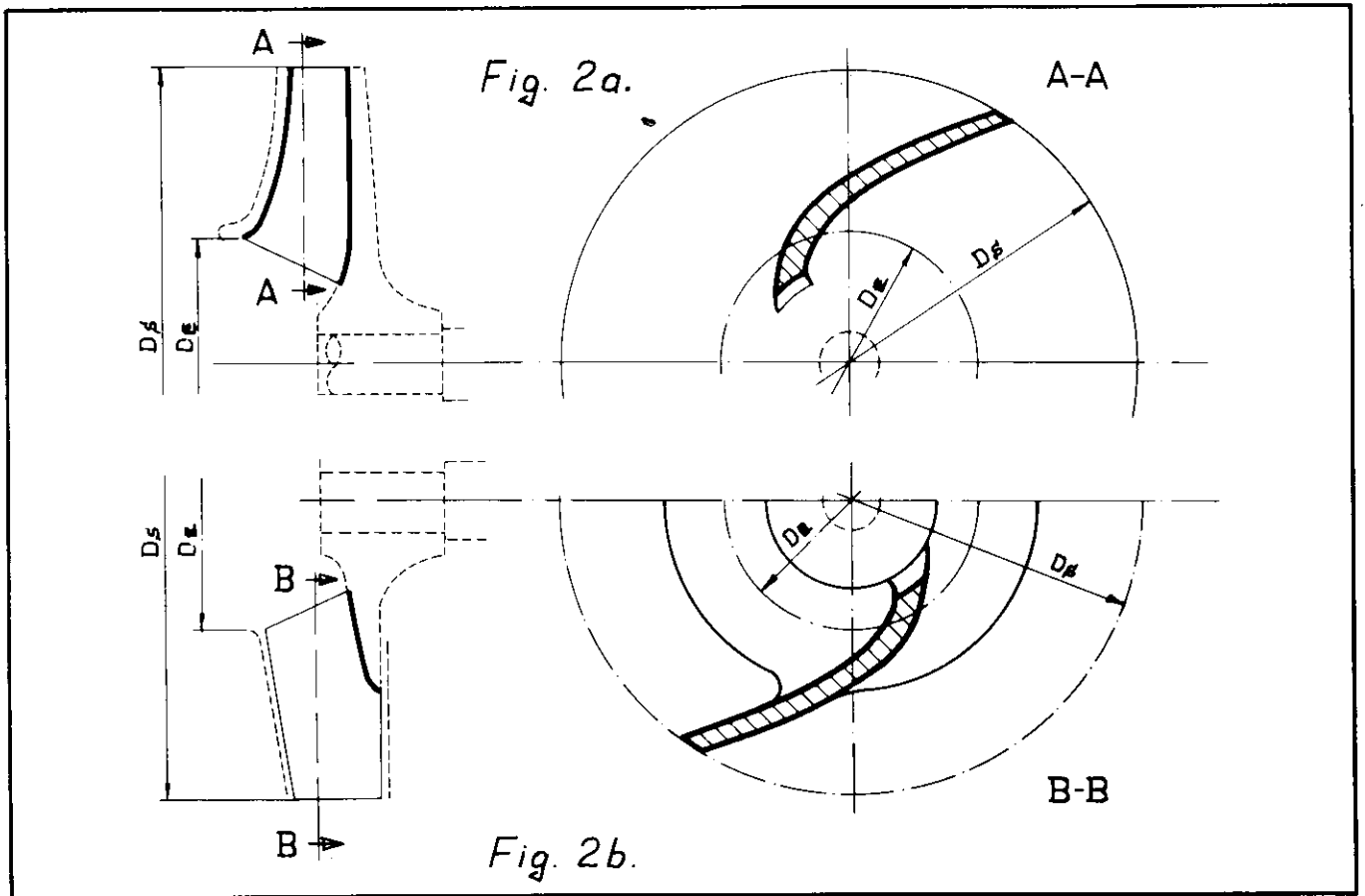
**3. BREVE HISTÓRICO SOBRE O NÚMERO DE REYNOLDS DA BOMBA**

Na penúltima edição, abril de 1952, da norma DIN n.º 1944: **Ensaio de recepção das bombas hidráulicas de fluxo**, já existe uma fórmula para o número de Reynolds:

$$Re = D_2^2 \frac{N}{\nu}$$

com a instrução: no lugar de D o diâmetro externo do rotor  $D_2$  deve ser colocado. Portanto  $D_2$  seria o comprimento que caracteriza a geometria da bomba. Para o fator velocidade já é escolhida a velocidade circunferencial definida por  $N \cdot D_2$  (N — rotação) (6).

Uma outra fórmula recomenda como comprimento característico o obtido através da expressão 4, onde  $D_1$



e o diâmetro da secção de entrada do rotor e  $D_2$  é o diâmetro externo do rotor

$$D = \frac{D_1^2 + D_2^2}{2} \quad 4$$

Uma outra sugestão considera o diâmetro de entrada do rotor  $D_1$  como mais adequado para o comprimento característico (7). A norma ISO/DIS 3555; Ensaios de recepção de bombas de fluxo, 17-08-1975 (8) menciona o número de Reynolds pela fórmula

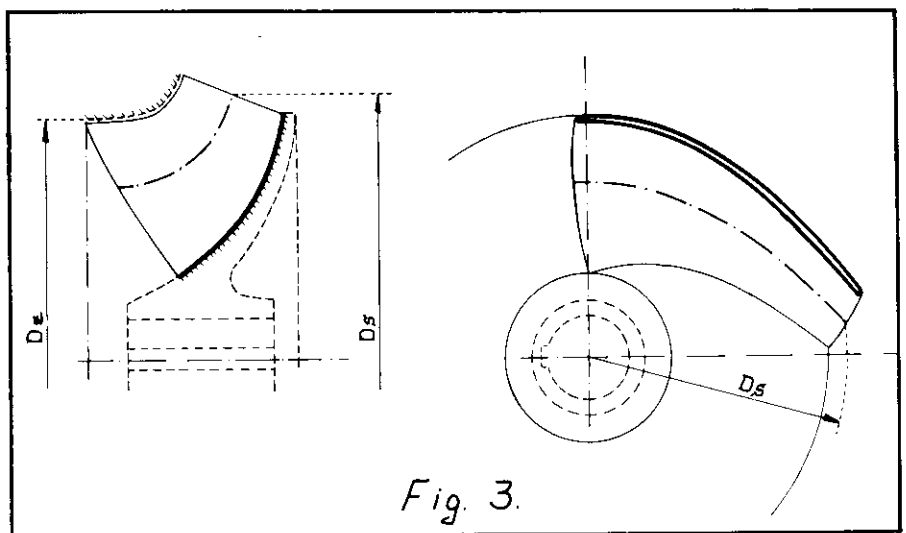
$$Re = V \frac{D}{\nu} \quad 5$$

sem outros pormenores.

Na nossa opinião seria recomendável a definição de um número de Reynolds que reflète a geometria do próprio rotor, como se faz com condutor de secção não circular, considerando que no caso do condutor de secção não circular a **superfície molhada das paredes**; e no caso do rotor da bomba **as superfícies ativas** definidas no item 4 **participam**:

— tanto no condutor de secção não circular, quanto nos canais do rotor da bomba numa perda de carga, i.e., numa diminuição do conteúdo energético do fluido,

— no rotor da bomba elas participam também na transformação da energia, i.e., num aumento do conteúdo energético do fluido.



#### 4. A DEFINIÇÃO DO N.º DE REYNOLDS PARA A BOMBA

Consideremos algumas particularidades das bombas hidráulicas de fluxo:

a) as bombas hidráulicas de fluxo são classificadas em 3 grupos básicos:

bombas centrífugas de fluxo radial  
bombas de fluxo misto  
bombas de fluxo axial

b) as bombas de fluxo radial e de fluxo misto podem ser equipadas com

rotor fechado (com duas paredes laterais)

rotor semi-aberto (com uma parede lateral)

rotor aberto (as pás são fixadas sobre o cubo do rotor)

c) As bombas de fluxo axial são equipadas com rotor aberto (as pás são fixadas sobre o cubo do rotor)

Fig. 2a: rotor fechado de uma bomba centrífuga

Fig. 2b: rotor aberto de uma bomba centrífuga

Fig. 3: rotor semi-aberto de uma bomba de fluxo misto

Fig. 4: rotor de uma bomba axial.

Caracterizemos a geometria dos diferentes rotores:

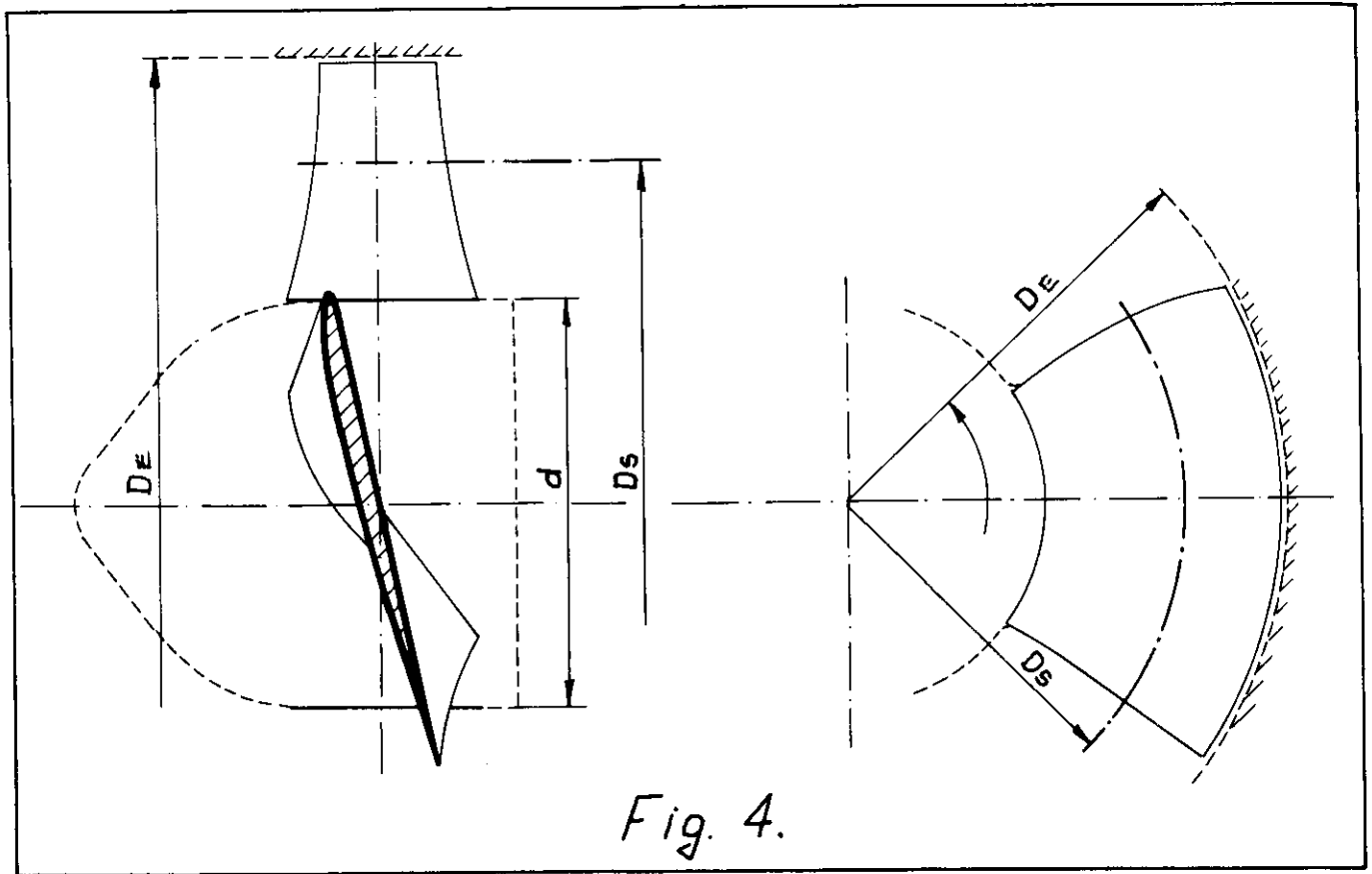


Fig. 4.

d) Superfícies ativas do rotor:  $A_L$  [m<sup>2</sup>]

Nas figuras 2a, 2b, 3 e 4 somente as superfícies ativas são designadas pelas linhas contínuas, linhas contínuas grossas para corte e linhas contínuas finas para contorno da superfície ativa.

As figuras são desenhadas com uma das pás de rotor, mas representam rotores de 2, 3, 4, . . . . . pás.

Os desenhos do fabricante, necessários para a fabricação dos rotores, determinam as áreas das superfícies ativas, acima definidas.

e) Diâmetro de entrada do rotor:  $D_E$  [m]

f) Área da secção de entrada do rotor  $A_E$  [m<sup>2</sup>]

$$A_E = D_E^2 \frac{\pi}{4}$$

A relação entre a área de entrada e a área das superfícies ativas do rotor  $A_E/A_L$  é constante para uma série de bombas geometricamente semelhante.

O fator linear de geometria do rotor

$$\frac{A_E}{A_L} D_E \text{ [m]} \dots\dots\dots 6.$$

facilita a escolha do tipo dentro da série.

g) Diâmetro característico da saída para o rotor:  $D_S$  [m] é definido por aqueles filetes de fluxo que divi-

dem o volume de escoamento em duas partes iguais

— Nas bombas centrífugas Fig. 2a e 2b.  $D_S$  é igual ao diâmetro externo do rotor

— Nas bombas de fluxo misto Fig. 3.  $D_E$  pode ser maior, igual ou menor do que  $D$ . O desenho do rotor fornece o valor do  $D_S$ .

— Nas bombas axiais  $D_S$  é menor do que  $D$  e seu valor é:

$$D_S = \frac{D^2 + d^2}{2} \dots\dots\dots 7.$$

sendo  $d$  o diâmetro do cubo do rotor.

h) Velocidade característica da bomba:

$$D_S \cdot \omega \text{ [m/s]} \quad \omega \text{ em rd/s}$$

Sugestão para o n.º de Reynolds da bomba:

$$Re = \frac{A_E}{A_L} D_E \cdot \frac{\omega D_S}{\nu} \dots\dots\dots 8.$$

Destacando da expressão 8. o termo

$$\frac{A_E}{A_L} D_E D_S$$

dimensionalmente homogêneo a uma área (9), será então a **área característica da bomba** que define a geometria do rotor.

5. CONCLUSÃO

As observações, estudos, pesquisas, raciocínios descritos neste trabalho, assim como debates prolongados da Comissão de Bombas Hidráulicas da ABNT, resultaram numa definição do parâmetro geométrico para caracterizar o número de Reynolds da bomba. A expressão 8. como o número de Reynolds das bombas hidráulicas de fluxo visa possibilitar através da coleta de resultados experimentais o método de cálculos para as bombas, considerando os efeitos viscosos no escoamento.

6. BIBLIOGRAFIA

- (1) Weise-Pumpenbuch. Bruchsal 1952.
- (2) Stepanoff A., Radial und Axialpumpen. Berlin/Goettingen/Heidelberg, 1959.
- (3) Pfeleiderer C., Stroemungsmaschinen, Berlin/Goettingen/Heidelberg, 1952
- (4) Pekrun M., Entwicklungstendenzen bei den Zentrifugalpumpen, PUMPS-POMPES-PUMPEN, junho de 1971
- (5) Petry B., Ensaio de Cavitação nas Bombas Hidráulicas, Revista DAE N.º 104
- (6) NORMA DIN N.º 1944, abril 1952
- (7) Ruetschi K., Reynoldszahl und dimensionlose Kennziffern bei Stroemungsmaschinen. Schweizerische Bauzeitung, novembro 1955
- (8) NORMA ISO/DIS 3555 Ensaio de recepção de bombas centrífugas, helicocentrífugas e helicoidais, agosto 1975
- (9) NORMA ABNT N.º P-MB-778, março 1975. Ensaio de bombas hidráulicas de fluxo.