

CALCULATION EXAMPLES

1. Hydraulic motors, scale (1) to (7) and (29) to (32)

- a) Given: M=38 Nm (1) b) Given: P=18 kW (32)
 n=1200 rev/min (7) n=1450 rev/min (7)
 Chosen: p=160 bar (2) Chosen: p=250 bar (30)
 Valued: $\eta_{hm} = 95\%$ (3) Valued: $\eta_t = 95\%$ (31)
 $\eta_v = 97\%$ (5) $\eta_v = 97\%$ (5)
 Searched: V=15,7 cm³/rev (4) Searched: Q=48 l/min (6)(20)
 V=16 cm³/rev (chosen) V=32 cm³/rev (4)
 Q=20 l/min (6)

2. Hydraulic pumps scale (4) to (7) and (29) to (32), example 1a.

- Given: Q=20 l/min (6)(29)
 p=160 bar (30)
 Chosen: V=11 cm³/rev (4)
 Valued: $\eta_v = 97\%$ (5)
 $\eta_t = 92\%$ (31)
 Searched: n=1900 rev/min (7)
 P= 5,7 kW (32)

3. Hydraulic cylinders, scale (8) to (17)

- a) Given: F=30 kN (11) b) Given: F=30 kN (11)
 H=250 mm (14) v=15 m/min (13)
 t=1 s (16) Chosen: p_{th}=200 bar (10)
 Chosen: p_{th}=200 bar (10) Searched: d=43,7 mm (8)
 Searched: d=43,7 mm (8) d=50 mm (chosen)
 d=50 mm (chosen) A=19,6 cm² (9)
 A=19,6 cm² (9) Q=29,5 l/min (12)
 V=0,49 l (15)
 Q=29,5 l/min (17)

- c) Given: the same as 3a
 d_i= 32 mm (piston rod diameter)
 Searched (return stroke): d=43,7 mm (8)
 d=50 mm (chosen)
 A=19,6 cm² - 8 cm² =11,6 cm² (9)
 V=0,29 l (15)
 t= 0,59 s (16) at Q=29,5 l/min

4. Pressure losses in pipes, scale (18) to (26)

- a) Laminar b) Turbulent
 Given: d=12 mm (18)(24) Given: d=20 mm (18)(25)
 v=36 mm²/s (19)(21) v=36 mm²/s (19)(22)
 Q=20 l/min (20) Q=100 l/min (20)
 Searched: Δp (23) Searched: Δp (26)

Solution for 4a d=12 mm (18), v=36 mm²/s (19), Q=20 l/min (20) "white filed", d.h., the flow is laminar. v=36 mm²/s (21), Q=20 l/min (20) results over d=12 (24) $\Delta p=0,21$ bar/m (23).

Solution for 4b d=20 mm (18), v=36 mm²/s (19), Q=100 l/min (20) "red filed", d.h., the flow is turbulent. v=36 mm²/s (22), Q=100 l/min (20) results under d=20 (25) $\Delta p=0,27$ bar/m (26).

By taking into account Q (20), then a or b can be expected.

5. Flow velocity in pipes, scale (27) to (29)

- Given: d=20 mm (27)
 Q=100 l/min (29)
 Searched: w=5,3 m/s (28)

FORMULAS

Hydraulic motors (1) to (4)

$$M = 1,59 \cdot V \cdot p \cdot \eta_{hm\%} \cdot 10^{-4}$$

$$V = 6,28 \cdot \frac{M}{p \cdot \eta_{hm\%}} \cdot 10^3$$

From (4) to (7)

Pumps

Flow rate Q

$$Q = V \cdot n \cdot \eta_{v\%} \cdot 10^{-3}$$

Displacement volume

$$V = \frac{Q}{n \cdot \eta_{v\%}} \cdot 10^3$$

$$n = \frac{Q}{V \cdot \eta_{v\%}} \cdot 10^3$$

Form (29) to (32)

Power requirement

$$P = \frac{Q \cdot p}{6 \cdot \eta_{t\%}} \text{ kW}$$

Form (8) to (17) hydraulic cylinders

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 10^{-2}$$

$$A = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} \cdot 10^{-2}$$

$$V = A \cdot H \cdot 10^{-4}$$

$$Q = A \cdot v \cdot 10^{-1}$$

From (18) to (26) pressure losses in pipes

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot \gamma}{d \cdot 2g} \cdot w^2 \cdot 10^2 \text{ bar}$$

$$\lambda_{laminar} = \frac{64}{Re} \quad \lambda_{turbulent} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \cdot 10^3$$

From (27) to (29) Flow velocity in pipes

$$w = \frac{Q}{6 \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} \cdot 10^2$$

Remark: η in all formulas in %.

Hydraulic pump, motor	(1)	M	Nm	Torque of hydraulic motor
	(2)	p	bar	Operating pressure, motor
	(3)	η_{hm}	%	Mechanic/hydraulic efficiency, motor
	(4)	V	cm ³ /rev	Displacement volume pump, inlet volume motor
	(5)	η_v	%	Volumetric efficiency of pump, motor
	(6)	Q	l/min	Flow rate pump, motor
	(7)	n	rev/min	Rotational speed pump, motor
Hydraulic cylinder	(8)	d	mm	Internal diameter of cylinder, piston d, piston rod d ₁ , nominal size [?]
	(9)	A	cm ²	Piston area, piston/rod area
	(10)	p _{th}	bar	=p* η_{hm} *10 ² ...operational pressure of cylinder*mechanical-hydraulic efficiency of cylinder
	(11)	F	kN	Piston force
	(12)	Q	l/min	Flow rate of cylinder
	(13)	v	m/min	Cylinder velocity
	(14)	H	mm	Piston diameter, nominal size [?]
Hydraulic pipes	(15)	V	l	Stroke volume of cylinder
	(16)	t	s	Stroke time of cylinder
	(17)	Q	l/min	Flow rate of cylinder
	(18)	d	mm	Internal diameter of pipe
	(19)	ν	mm ² /s	Kinematic viscosity of fluid (1cSt=1 mm ² /s)
	(20)	Q	l/min	Flow rate
	(21)	ν	mm ² /s	Kinematic viscosity, laminar flow
Power	(22)	ν	mm ² /s	Kinematic viscosity, turbulent flow
	(23)	Δp	bar/m	Pressure losses per 1 m pipe length at laminar flow ($\gamma=0,9$ g/cm ³)
	(24)	d	mm	Internal diameter of pipe
	(25)	d	mm	Internal diameter of pipe
	(26)	Δp	bar/m	Pressure losses per 1 m pipe length at turbulent flow ($\gamma=0,9$ g/cm ³)
	(27)	d	mm	Internal diameter of pipe
	(28)	w	m/s	Flow velocity in pipes
Power	(29)	Q	l/min	Flow rate in pipes, flow rate of pump
	(30)	p	bar	Operating pressure outlet of pump, inlet of motor
	(31)	η_t	%	Overall efficiency of pump, motor
	(32)	P	kW	Power requirement of pump, output power of motor

Motors

Flow rate Q

$$Q = \frac{V \cdot n}{\eta_{v\%}} \cdot 10^{-1}$$

Displacement volume

$$V = \frac{Q \cdot \eta_{v\%}}{n} \cdot 10$$

$$n = \frac{Q \cdot \eta_{v\%}}{V} \cdot 10$$

Output power

$$P = \frac{Q \cdot p \cdot \eta_{t\%}}{6} \cdot 10^{-4} \text{ kW}$$

$$p_{th} = \frac{F}{A} \cdot 10^2$$

$$p = \frac{p_{th}}{\eta_{hm\%}} \cdot 10^2$$

*d₁ – piston rod diameter in mm

$$Q = \frac{V}{t} \cdot 60$$

$$\gamma=0,9 \text{ g/cm}^3$$

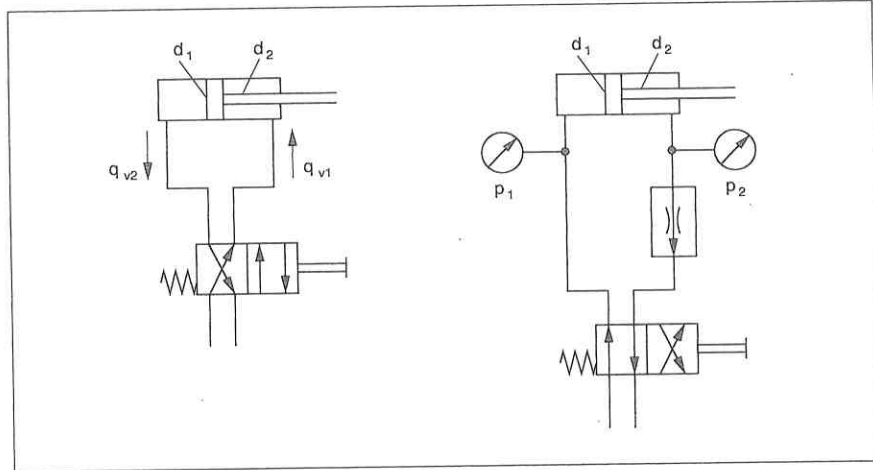
$$g=9,81 \text{ m/s}^2$$

$$l \text{ (pipe length) in m}$$

$$v \text{ in mm}^2/\text{s}$$

5. Druck- und Volumenstrom-übersetzung

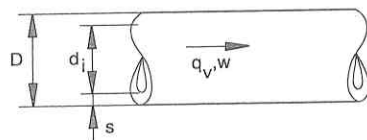
Bei der Dimensionierung von Leitungen und Verbindungen ist nicht nur der Volumenstrom der Pumpe und der Betriebsdruck zu berücksichtigen, sondern es sind auch die Auswirkungen von Druck- und Volumenstromübersetzungen zu beachten.



6. Rohre

Für starre Verbindungen bei unterschiedlichen Leitungslängen werden vorwiegend nahtlose Präzisionsstahlrohre nach DIN 2391 eingesetzt. Die zulässigen Drücke in Abhängigkeit vom Außendurchmesser und der Wandstärke sind nach DIN 2445 definiert.

Neben dem Nenndruck wird der maximal anwendbare Druck (Berechnungsdruck) erwähnt. Diesem liegt eine schwelende Belastung von ± 45 bar zugrunde. Der Berstdruck liegt beim 2 ... 3fachen des Nenndruckes.



DIN 2445

p_{nom}

$p_{max} = p_{nom} + 45 \text{ bar}$

$p_{nom} = 100 \text{ bar}$ $p_{max} = 145 \text{ bar}$		$p_{nom} = 160 \text{ bar}$ $p_{max} = 205 \text{ bar}$		$p_{nom} = 250 \text{ bar}$ $p_{max} = 295 \text{ bar}$		$p_{nom} = 320 \text{ bar}$ $p_{max} = 365 \text{ bar}$		$p_{nom} = 400 \text{ bar}$ $p_{max} = 445 \text{ bar}$	
D	s	D	s	D	s	D	s	D	s
6	1	6	1	6	1	6	1	6	1,5
8	1	8	1	8	1,5	8	1,5	8	2
10	1	10	1	10	1,5	10	1,5	10	2
12	1	12	1,5	12	2	12	2	12	2,5
16	1,5	16	1,5	16	2	16	2,5	16	3
20	1,5	20	2	20	2,5	20	3	20	4
25	2	25	2,5	25	3	25	4	25	5
30	2,5	30	3	30	4	30	5	30	6
38	3	38	4	38	5	38	6	38	8
50	4	50	5	50	6	50	8	50	10

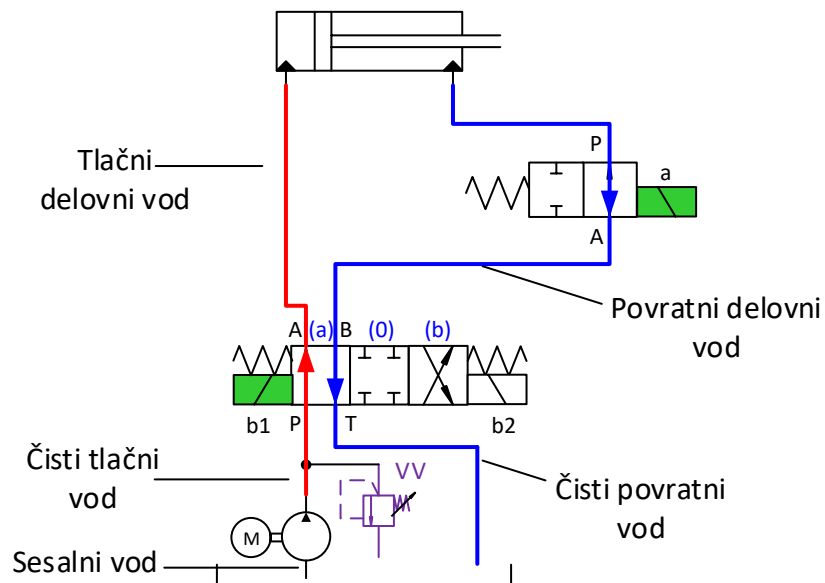
Nach DIN 2445: $p_{max} = p_{nom} + 45 \text{ bar}$

HITROSTI TOKA FLUIDA V CEVEH

Za sprejemljive tlačne izgube ob istočasno ne prevelikih dimenzijah cevovodov je primerno držati se naslednjih priporočil glede hitrosti toka fluida v ceveh:

- sesalni vod	$v_S = 0,5 \div 1,5 \text{ m/s}$	
- povratni vod	$v_T = 2 \text{ m/s}$	
- tlačni vod	p [bar]	v_P [m/s]
	0...10	3
	10...25	3,5
	25...50	4
	50...100	4,5
	100...150	5
	150...200	5,5
200...300	6	

Primer: hitri gib cilindra naprej.



▶ In der Praxis verlaufen die Zustandsänderungen eher nach adiabatischen Gesetzen. Häufig erfolgt die Aufladung isotherm, die Entladung adiabatisch.

Unter Berücksichtigung der Gleichungen (1) und (2) liegt ΔV bei 50 % bis 70 % des Speicher-Nennvolumens. Als Anhaltspunkt gilt

$$V_0 = 1,5 \dots 3 \times \Delta V \quad (5)$$

Berechnungs-Diagramme

Zur graphischen Bestimmung werden die Formeln (4.1) und (4.2) in Diagramme auf Seite 10 bis 13 umgesetzt. Je nach Aufgabenstellung können das verfügbare Ölvolmen, die Speicher-Größe oder die Drücke ermittelt werden.

Anwendung der Berechnungsdiagramme
How to use the calculation diagrams
Utilisation des abaques

▶▶ In most cases, the changes of state tend to follow the adiabatic rather than the isothermal laws. It is often the case that the charge takes place isothermally and the discharge adiabatically.

Considering the equations (1) and (2), ΔV is about 50 % to 70 % of the rated accumulator volume. The following formula can act as a guideline

$$V_0 = 1,5 \dots 3 \times \Delta V \quad (5)$$

Calculation diagrams

The formular (4.1) and (4.2) are converted into diagrams on pages 10 to 13 for graphic evaluation. Depending on the type of problem, the available oil volume, the accumulator size or the pressures can be determined.

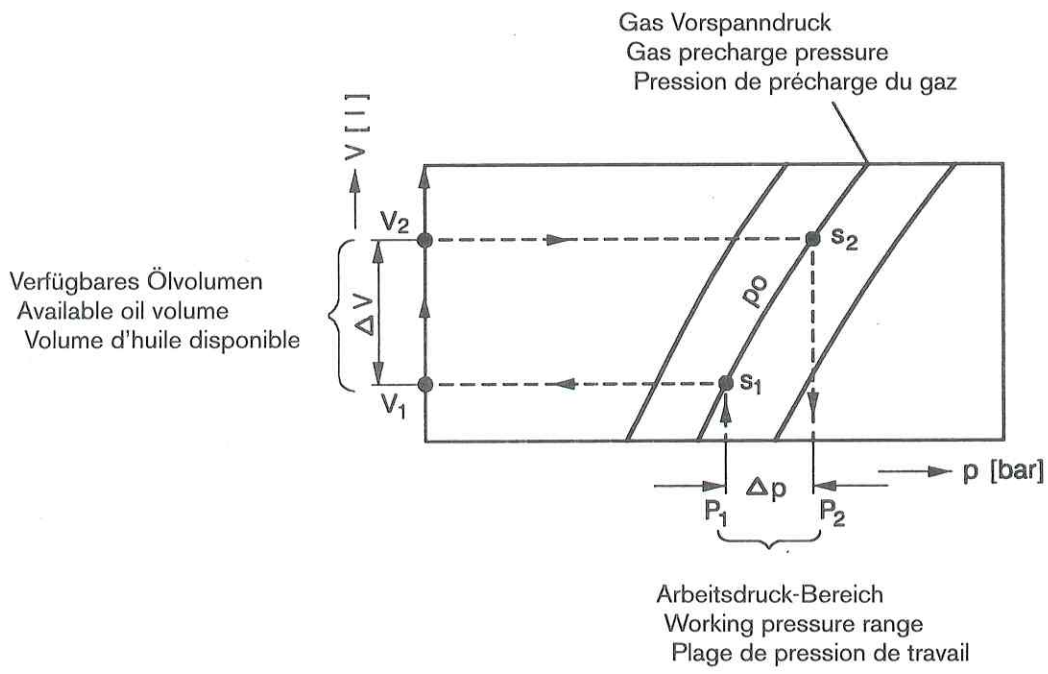
▶▶▶ Dans la pratique, les transformations d'état suivent plutôt les lois adiabatiques. Le gonflage se déroule souvent de façon isothermique, la restitution de façon adiabatique.

Si l'on tient compte des équations (1) et (2), ΔV représente 50 % à 70 % du volume nominal de l'accumulateur. L'équation suivante sert de point de repère.

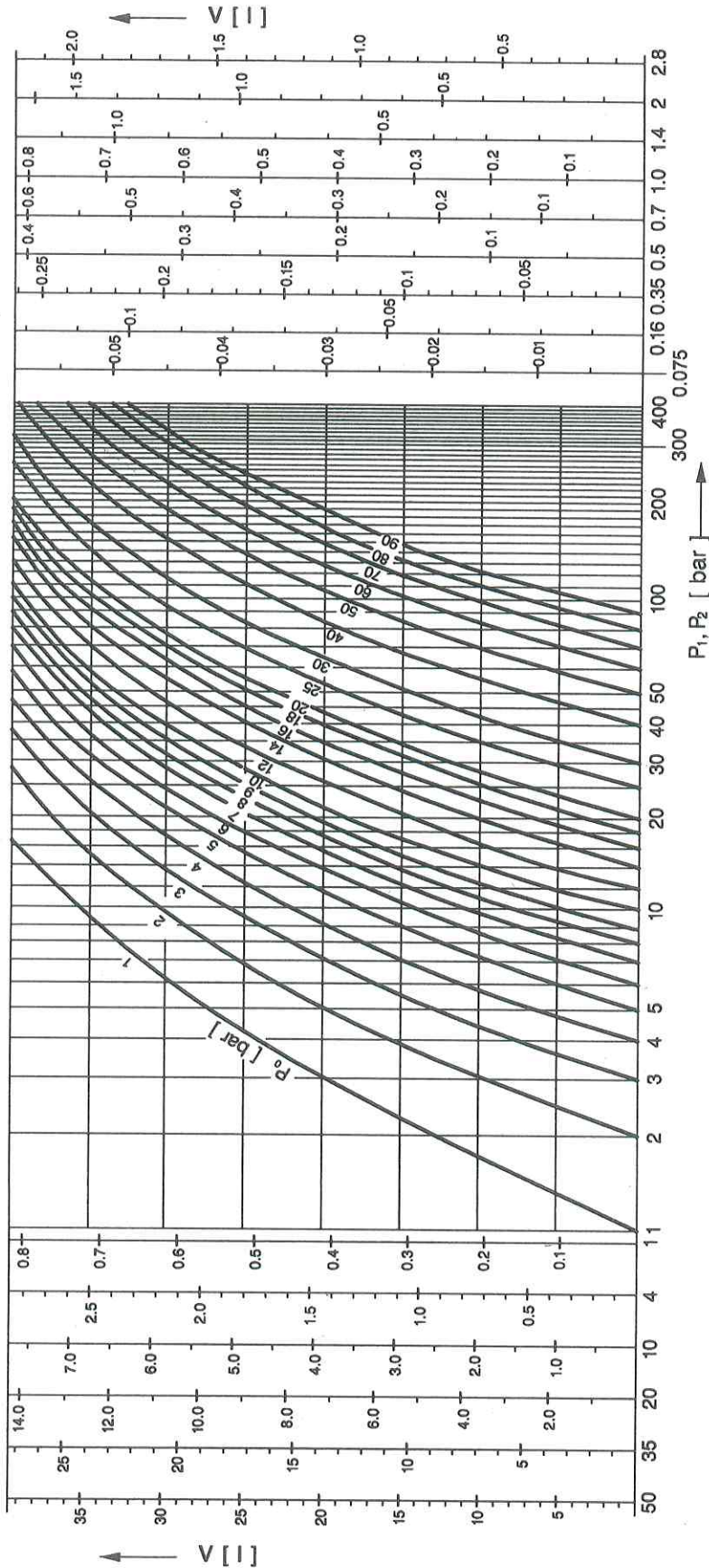
$$V_0 = 1,5 \dots 3 \times \Delta V \quad (5)$$

Abaques

Pour permettre un calcul graphique, les formules (4.1) et (4.2) sont transformées en abaques que vous trouverez aux pages 10 à 13. Selon la position des différents paramètres, il est possible de déterminer le volume d'huile disponible, la taille de l'accumulateur ou les pressions.



Adiabatische Zustandsänderungen $p_0 = 1 \dots 90 \text{ bar}$
 Adiabatic changes of state
 Transformations adiabatiques



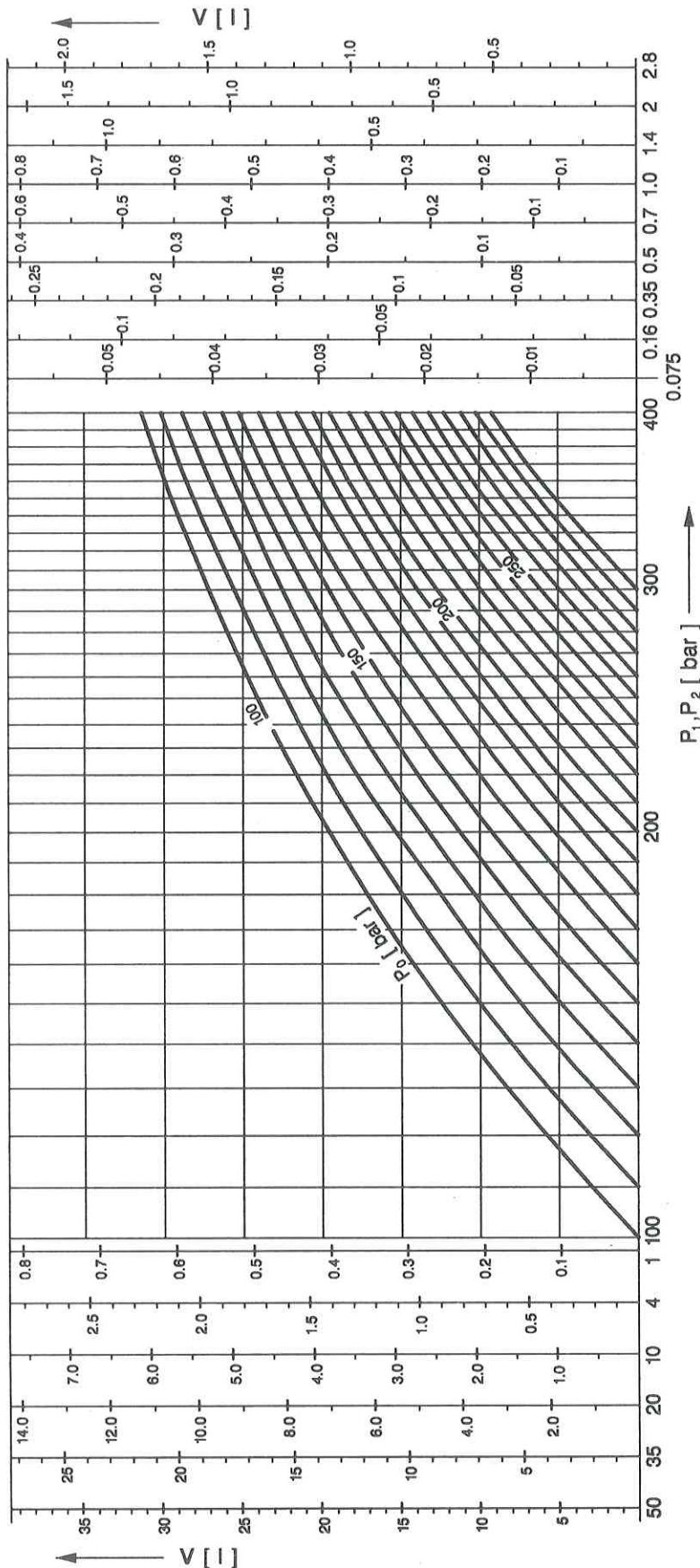
Speicher-Nenngröße [l]
 Nominal size [l]
 Capacité nominale [l]

Membranspeicher
 Diaphragm-type accumulators
 Accumulateurs à membrane

Speicher-Nenngröße [l]
 Nominal size [l]
 Capacité nominale [l]

Blasenspeicher
 Bladder-type accumulators
 Accumulateurs à vessie

Adiabatische Zustandsänderungen $p_0 = 100 \dots 300 \text{ bar}$
 Adiabatic changes of state
 Transformations adiabatiques



Speicher-Nenngröße [l]
 Nominal size [l]
 Capacité nominale [l]

Membranspeicher
 Diaphragm-type accumulators
 Accumulateurs à membrane

Speicher-Nenngröße [l]
 Nominal size [l]
 Capacité nominale [l]

Blasenspeicher
 Bladder-type accumulators
 Accumulateurs à vessie