

Wintersemester 2010/2011

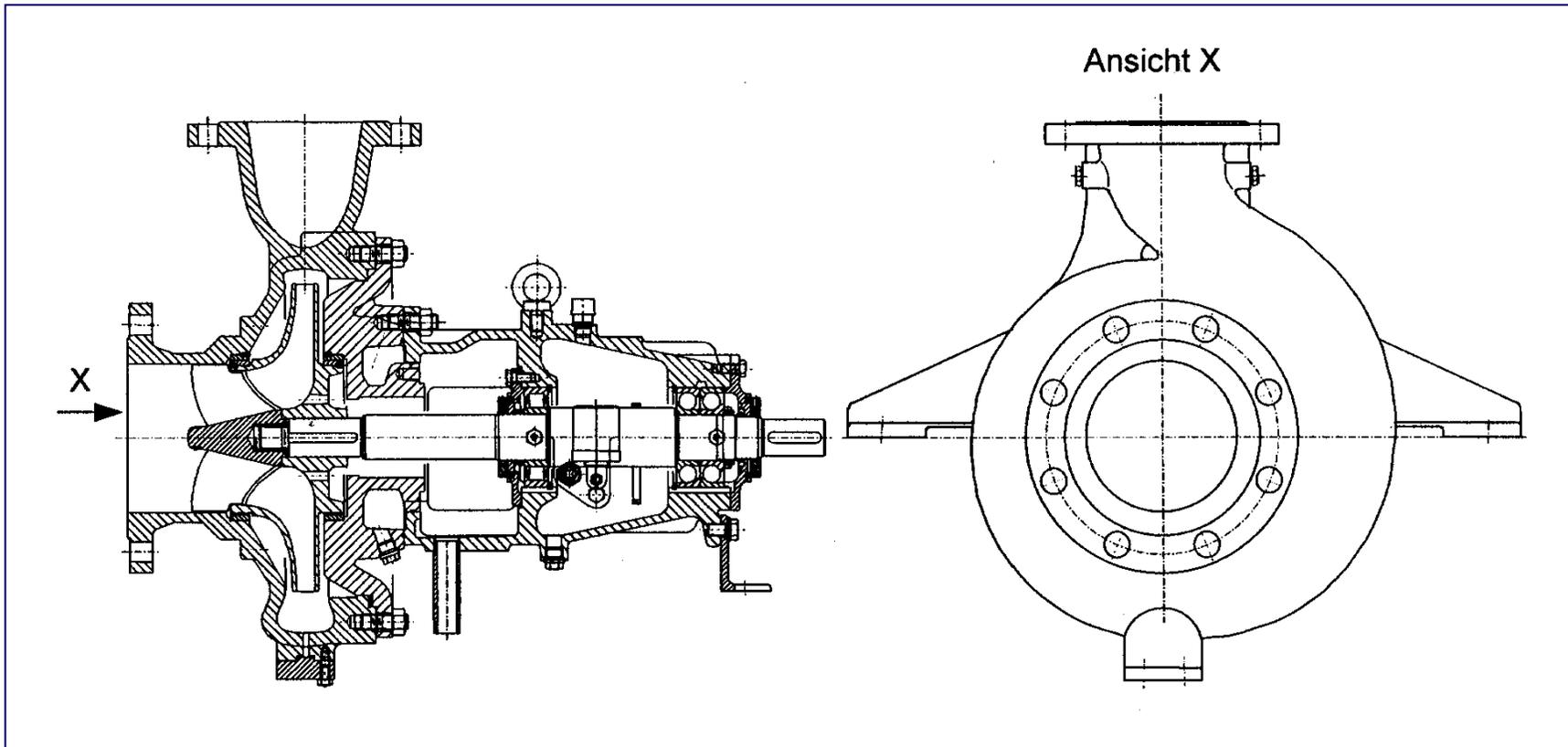
# Strömungsmaschinen I

Prof. Dr. Hendrik Wurm

Lehrstuhl für Strömungsmaschinen

Kräfte in Radialmaschinen

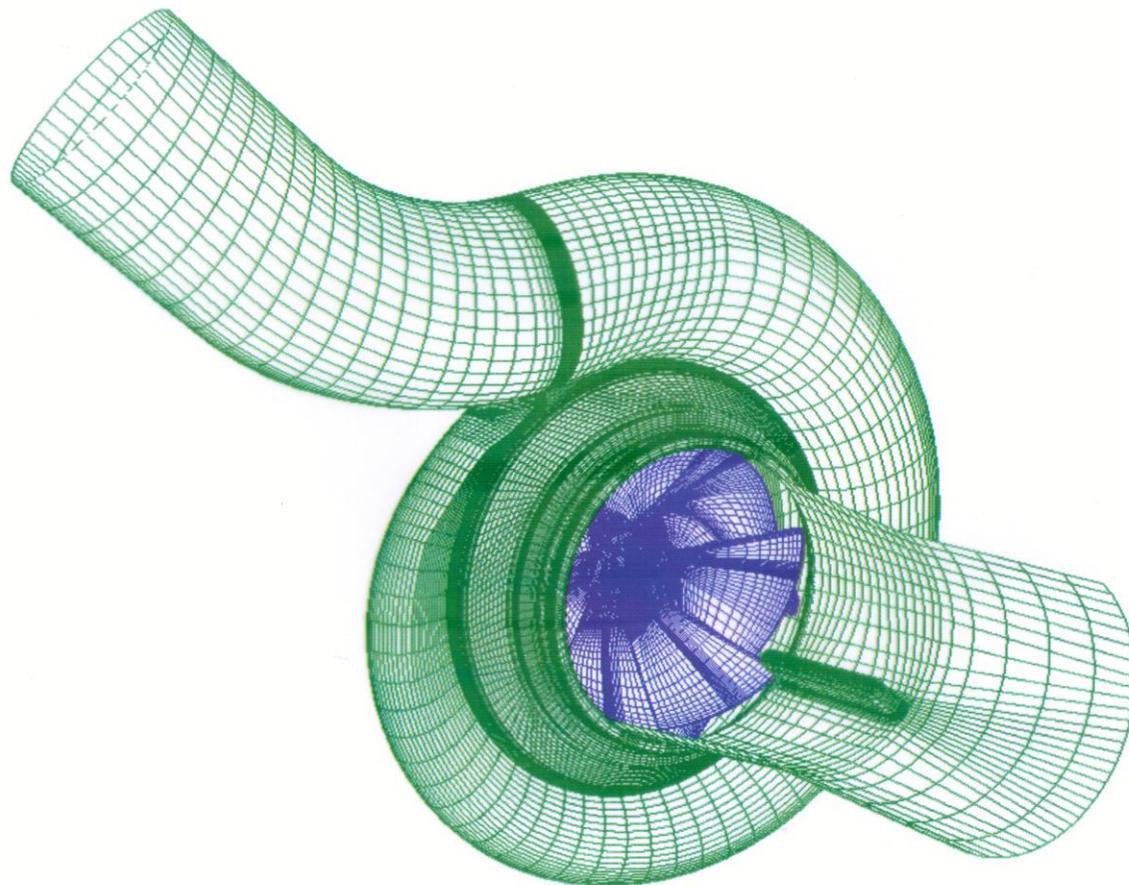
Betrieb von Pumpen in Anlagen



Einstufige Spiralgehäusepumpe mit Lagerträger, Sulzer Pumpen AG

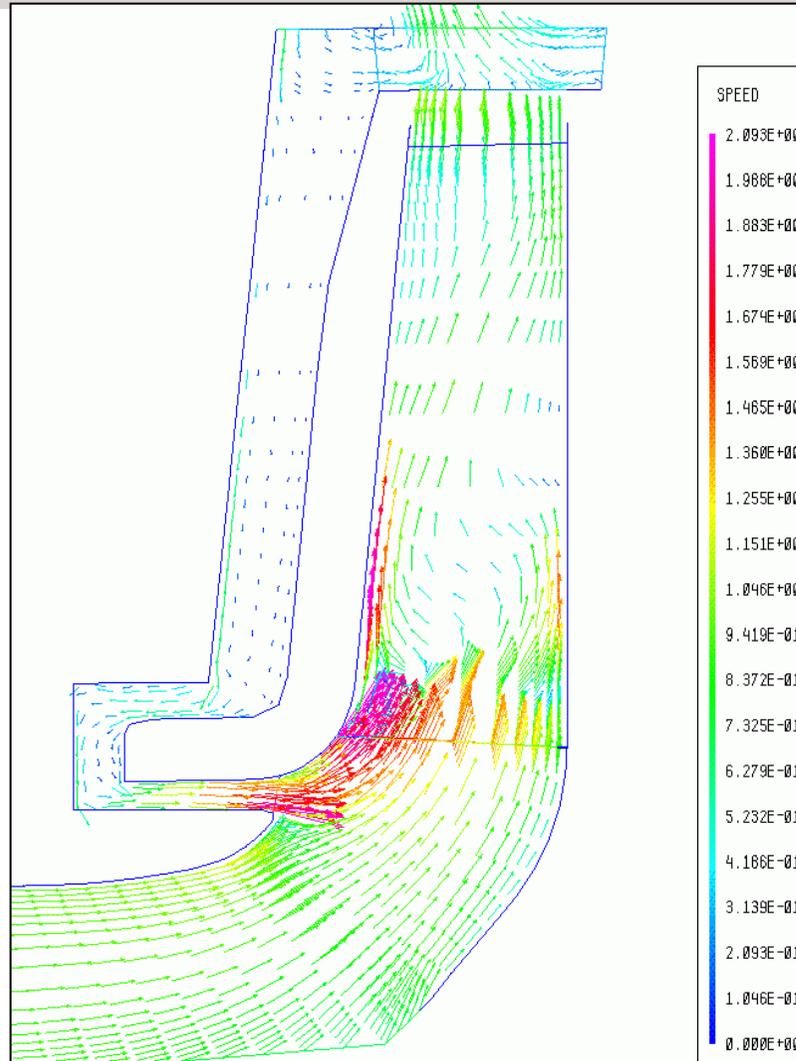
# Rechengitter

BL 80/175



# Meridionale Geschwindigkeitsverteilung und Spaltströmung für

$$Q=Q_{opt}$$



## Radseitenräume

- zwischen Deckscheibe und Gehäusewand
- zwischen Tragscheibe und Gehäusewand
- an den rotierenden Wänden gilt  $c_u = \omega R$
- an den Gehäusewänden gilt  $c_u = 0$

## Strömung in den Radseitenräumen

- Überlagerung der Strömung in Umfangsrichtung mit einer radial nach außen gerichteten Strömung an den rotierenden Wänden (durch die Wirkung der Zentrifugalkräfte und einer radial nach innen gerichteten Strömung an den ruhenden Wänden).
- Die sich real einstellende Strömung hängt von der Abströmung aus dem Laufrad und der konstruktiven Gestaltung der Pumpe ab.

## Überschlagsformel für die Radreibungsleistung

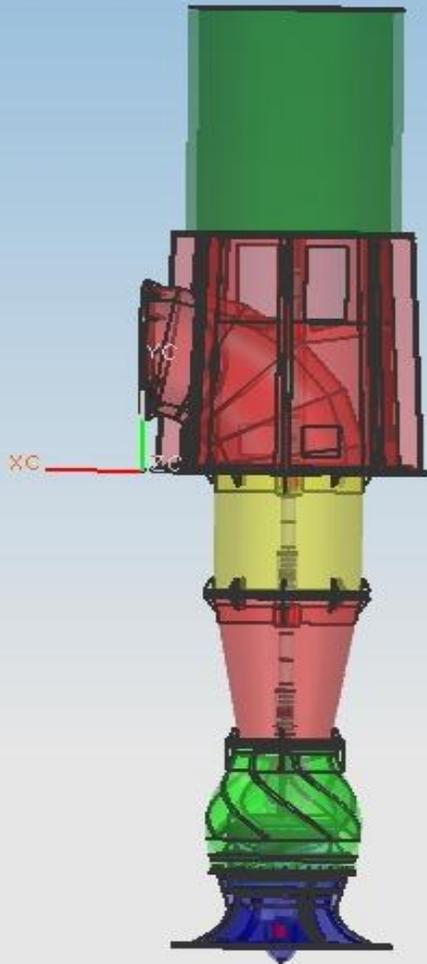
$$P_R \approx 5,65 \cdot 10^{-13} \frac{\rho}{\text{kgm}^{-3}} \left( \frac{u_2}{\text{ms}^{-1}} \right)^3 \left( \frac{D_2}{\text{mm}} \right)^2 \quad \text{in kW}$$

entnommen aus „Technisches Handbuch Pumpen“

## Axialkraft, Achsschub

- Kräfte auf die Radseitenwände
- Impulskraft infolge der Durchströmung des Laufrades
- Druckkraft an der Wellendurchführung
- Laufradgewicht bei Vertikalpumpen

## Was sind Strömungsmaschinen? „Maßgeschneiderte“ Pumpe



Kühlwasserpumpe für  
konventionelles Kraftwerk

$P = 3,6 \text{ MW}$  (4 permanent, 1 stand by)

$H = 29 \text{ m}$

$Q = 35.000 \text{ m}^3/\text{h}$

$l_{\text{Welle}} = 17,5 \text{ m}$

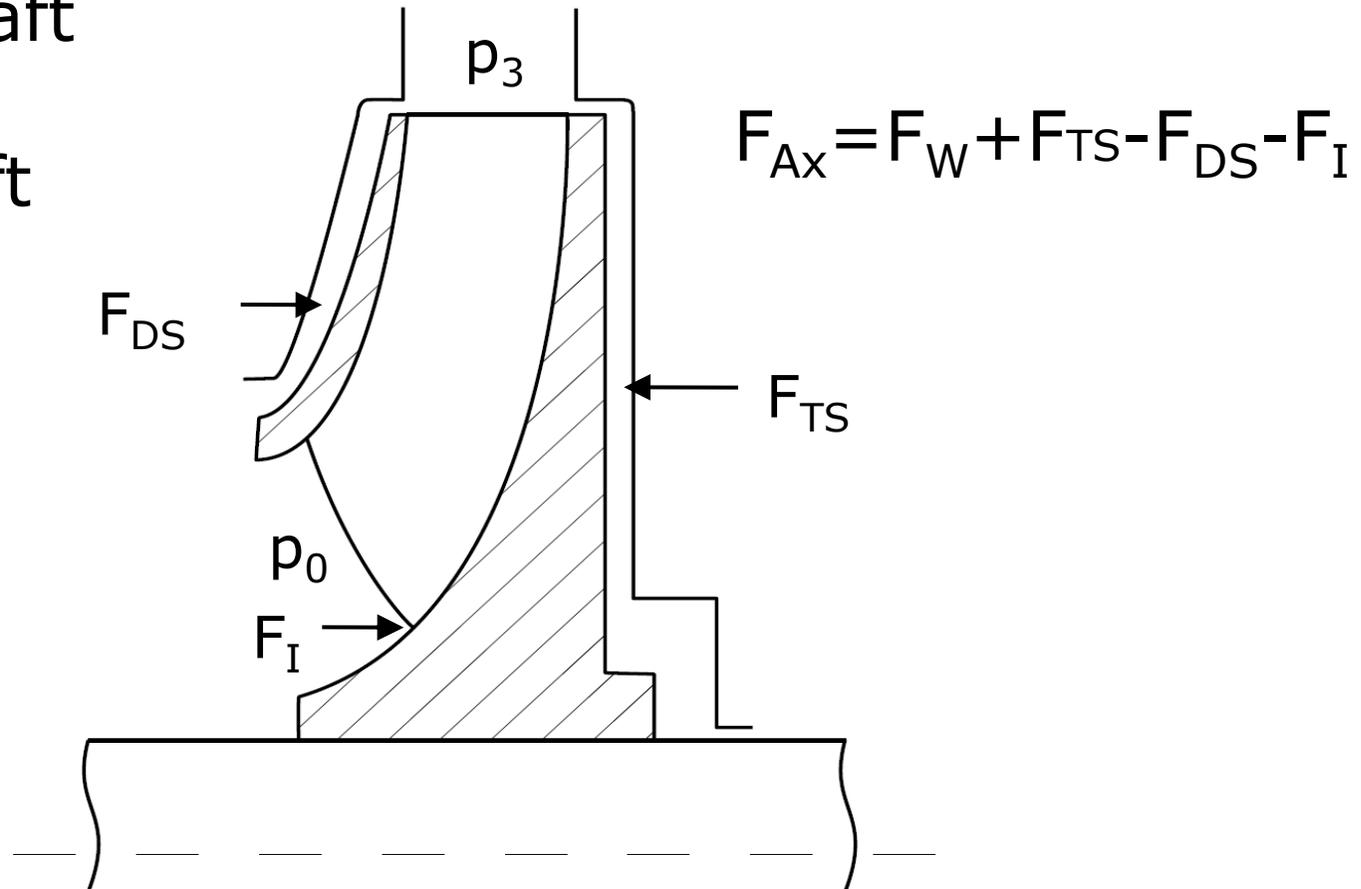
$d_{\text{Lauftrad}} = 1,8 \text{ m}$

$l_{\text{EBW}} = 50 \text{ m}$

m ca. 115 t

# Kräfte in Radialmaschinen

- Radialkraft
- Axialkraft



# Bestimmung der Axialkräfte

## Kräfte auf die Radscheiben

(Integration vom Spaltradius bis  $r_2$ )

$$F = 2\pi \int p \cdot r dr$$

## Impulskraft

$$F_I = \rho \cdot Q (c_{1m} - c_{2m} \cos \varepsilon_2)$$

## Kraft an der Wellendurchführung

$$F_W = \pi / 4 \cdot D_{\text{Dichtspalt}}^2 (p_{\text{außen}} - p_1)$$

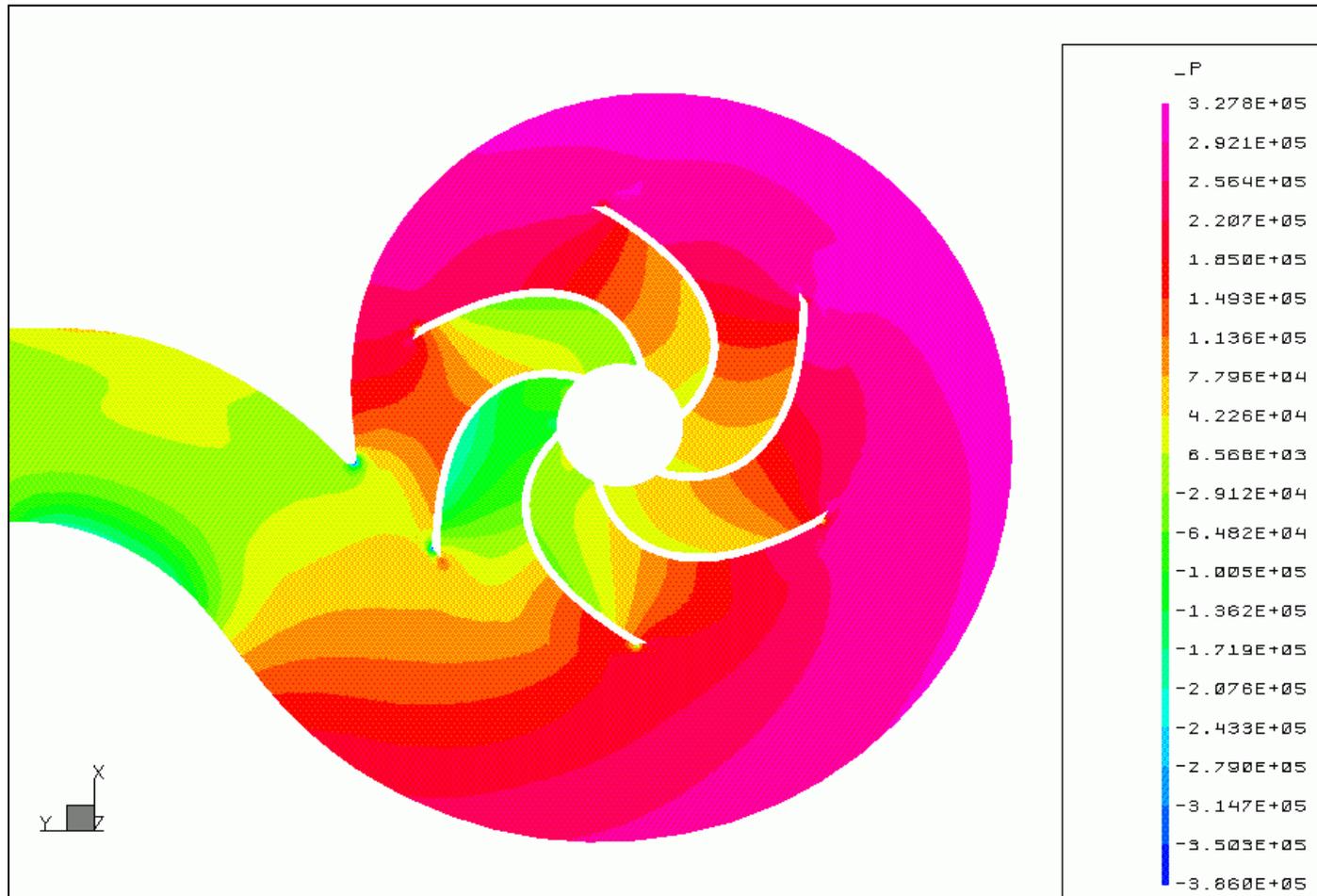
Die resultierende Axialkraft muss vom Axiallager aufgenommen werden.

## Möglichkeiten der Reduzierung der Axialkräfte

- Entlastungsbohrungen und Dichtspalt auf der TS- Seite
- Rückenschaufeln
- doppelflutiges Laufrad

# Radialkraft

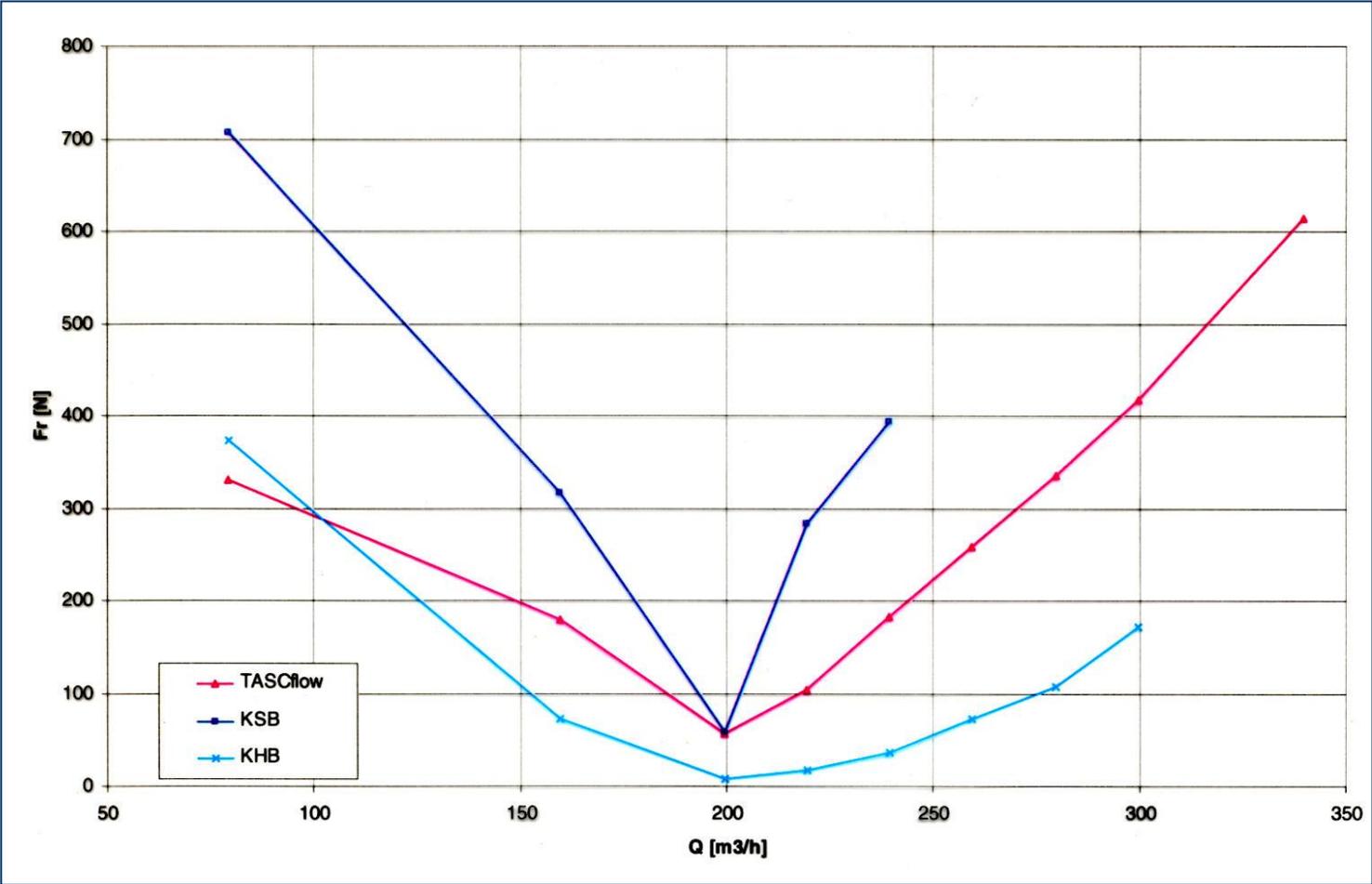
## Druckverteilung



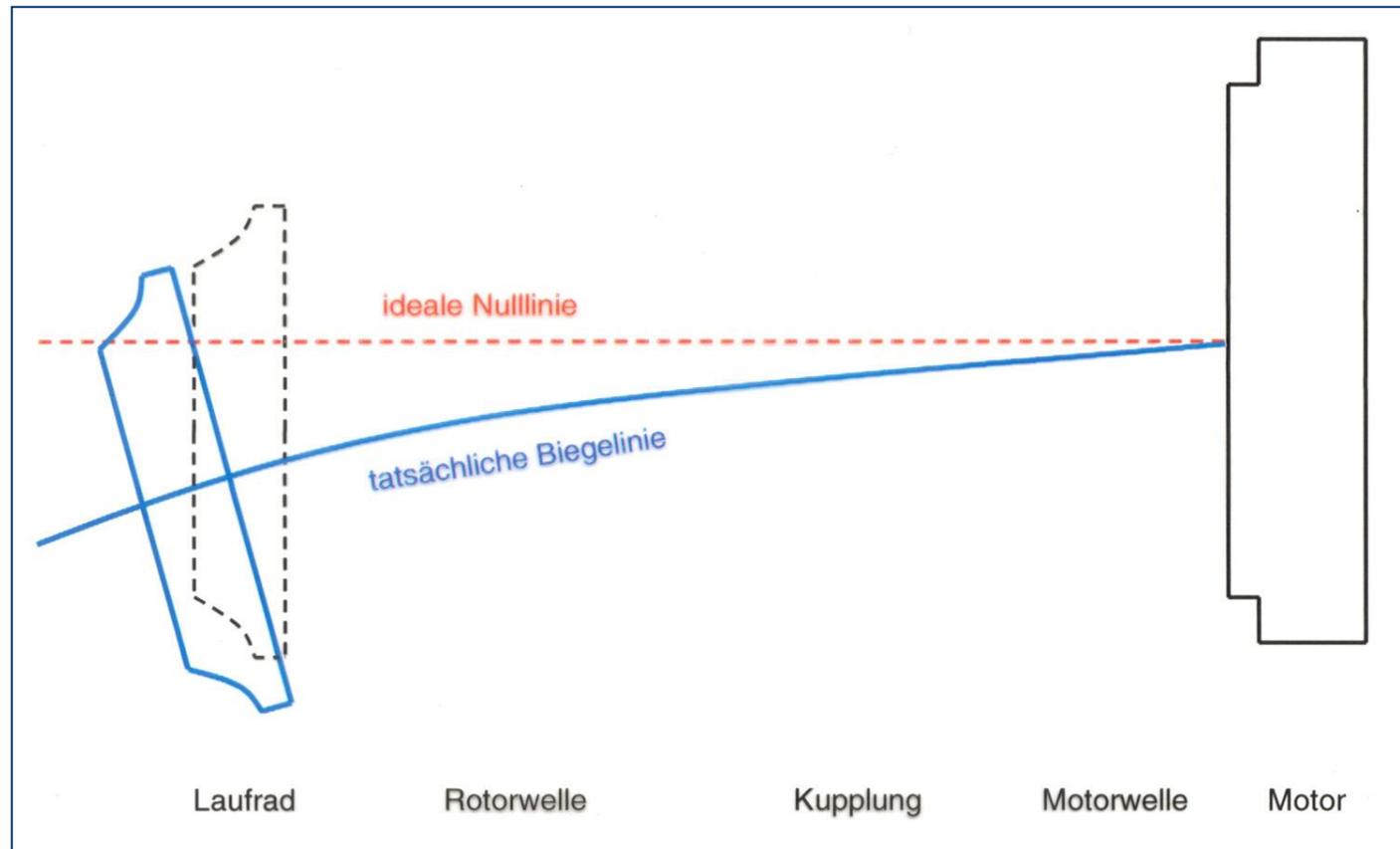
# Radialkraft

- Ursache ist die unsymmetrische Druckverteilung am Laufradaustritt
- statisch: Integration der instationären Druckverteilung
- dynamisch

# berechnete Radialkraft



# Ø-Versatz infolge Durchbiegung des Wellenstrangs



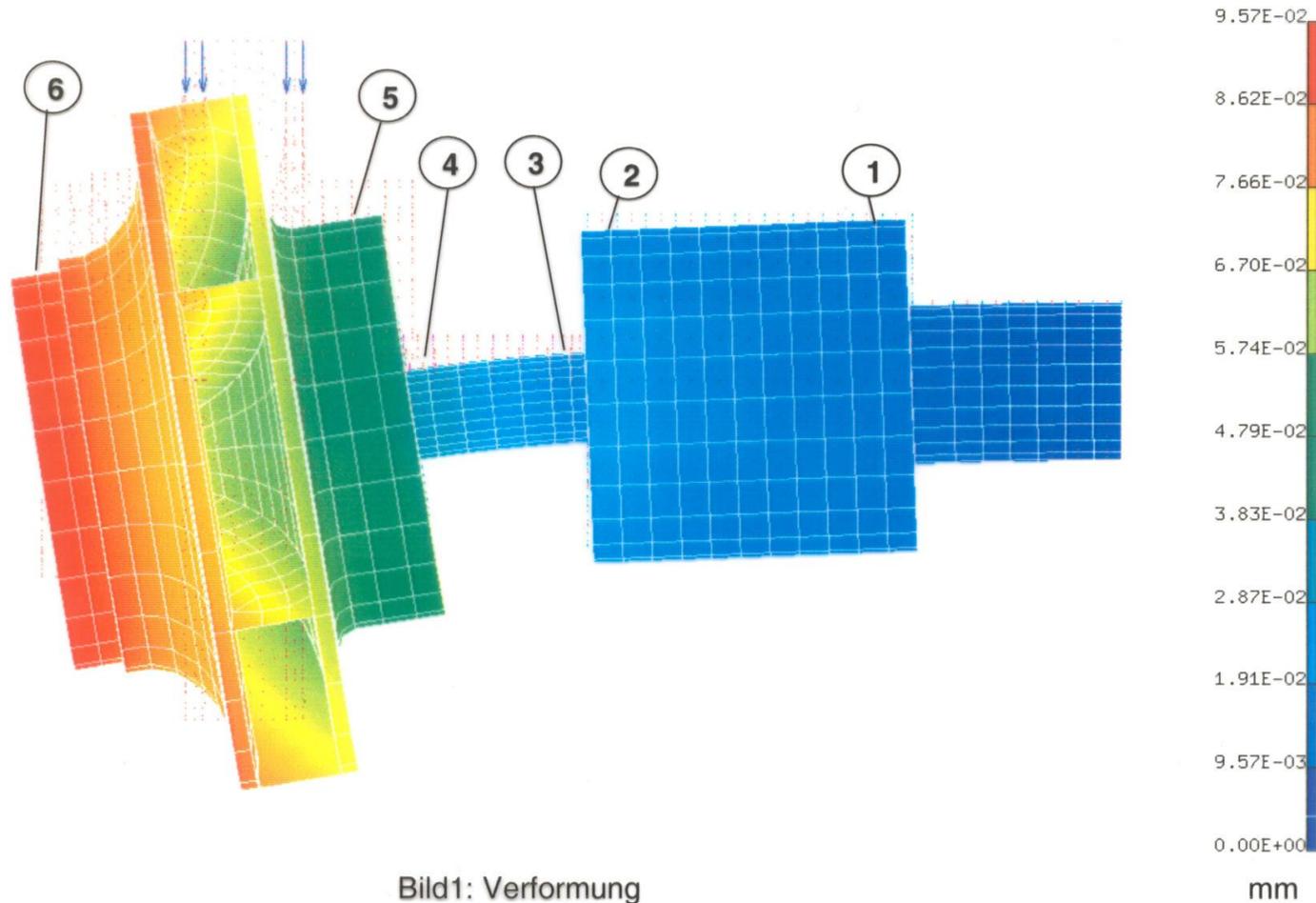
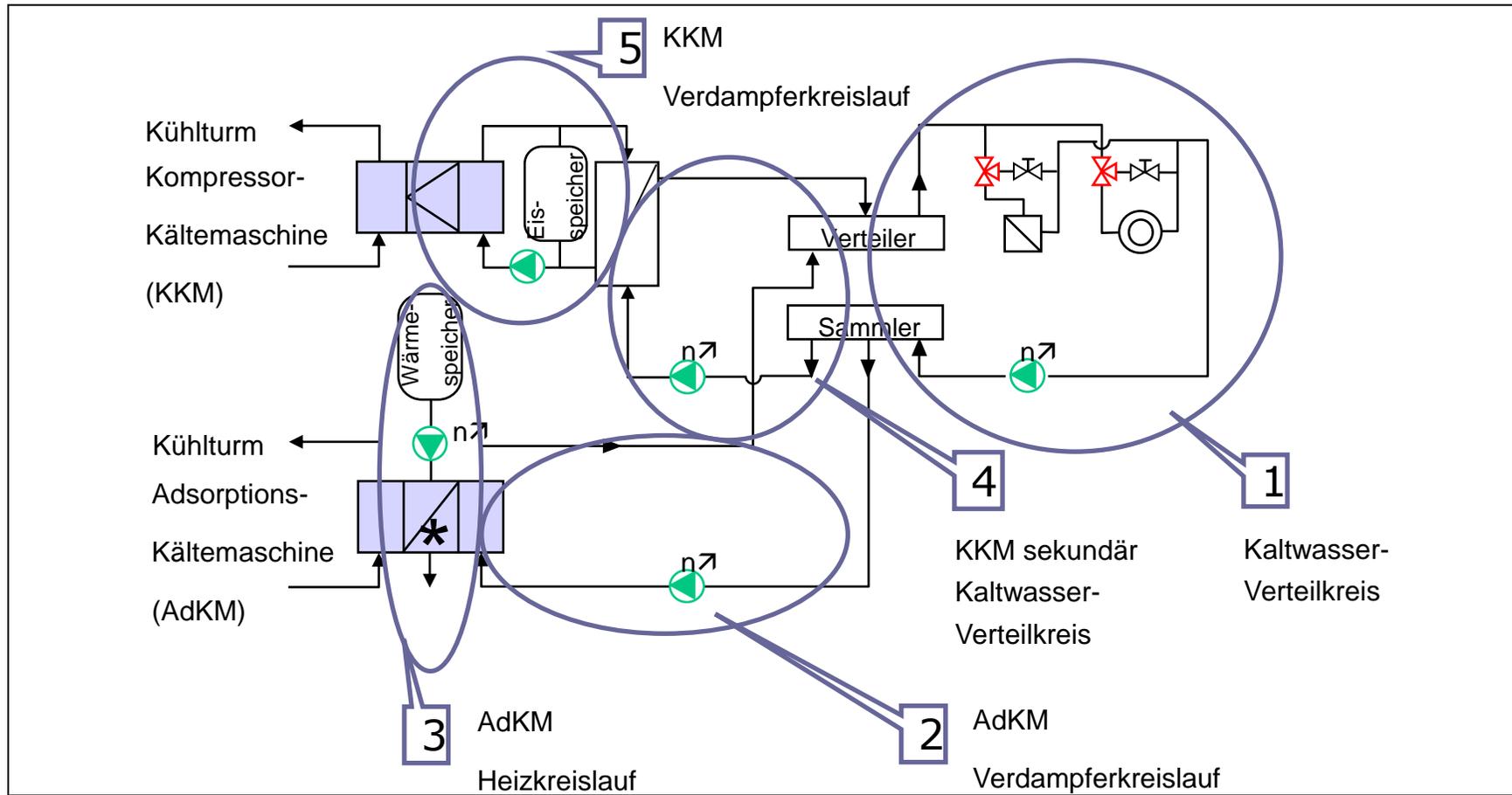


Bild1: Verformung

## Betrieb von Pumpen in Anlagen

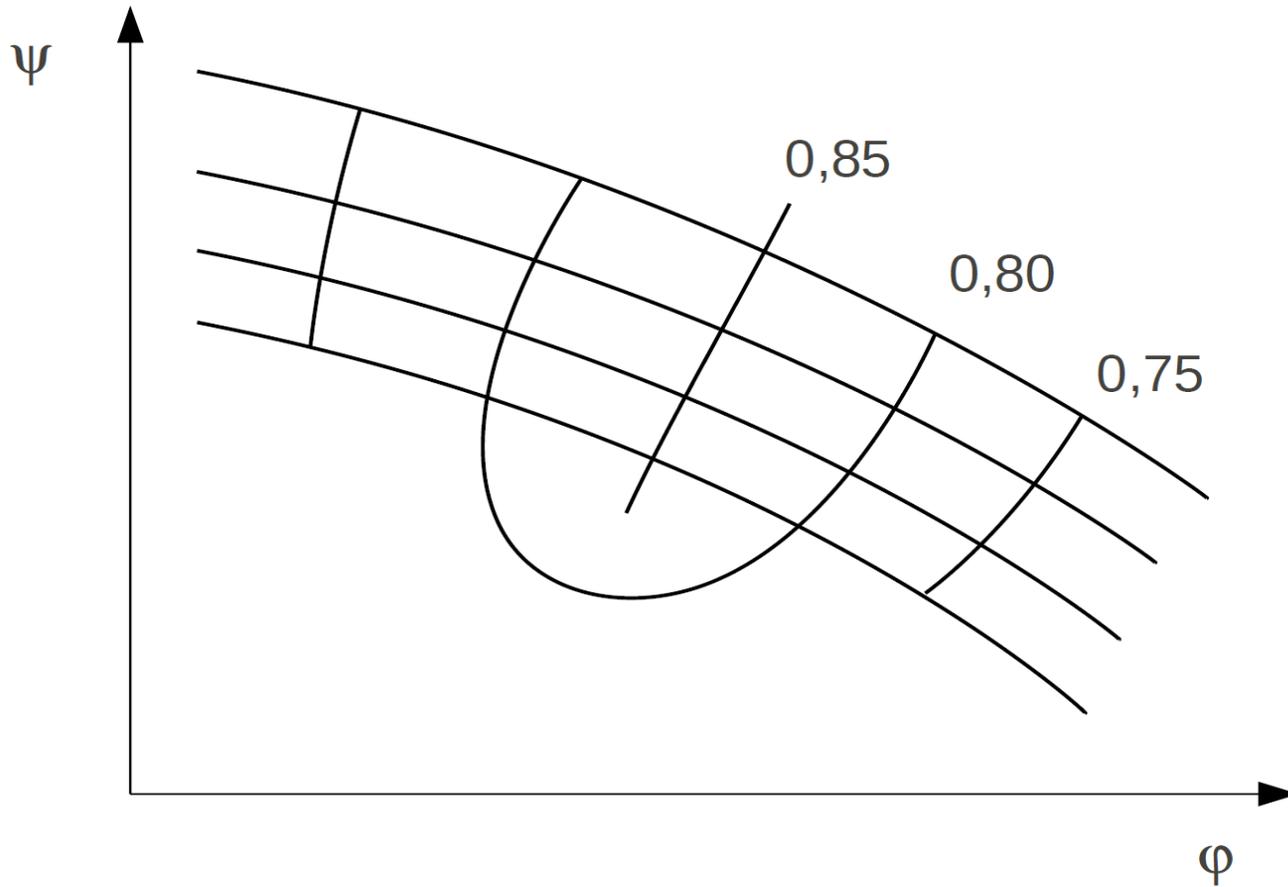
## Pumpenanlagen / Pumpensysteme

- Industrie
- Heizung / Klimatechnik
- Energietechnik
- Wasserversorgung
- Abwasserentsorgung
- Kraftfahrzeuge

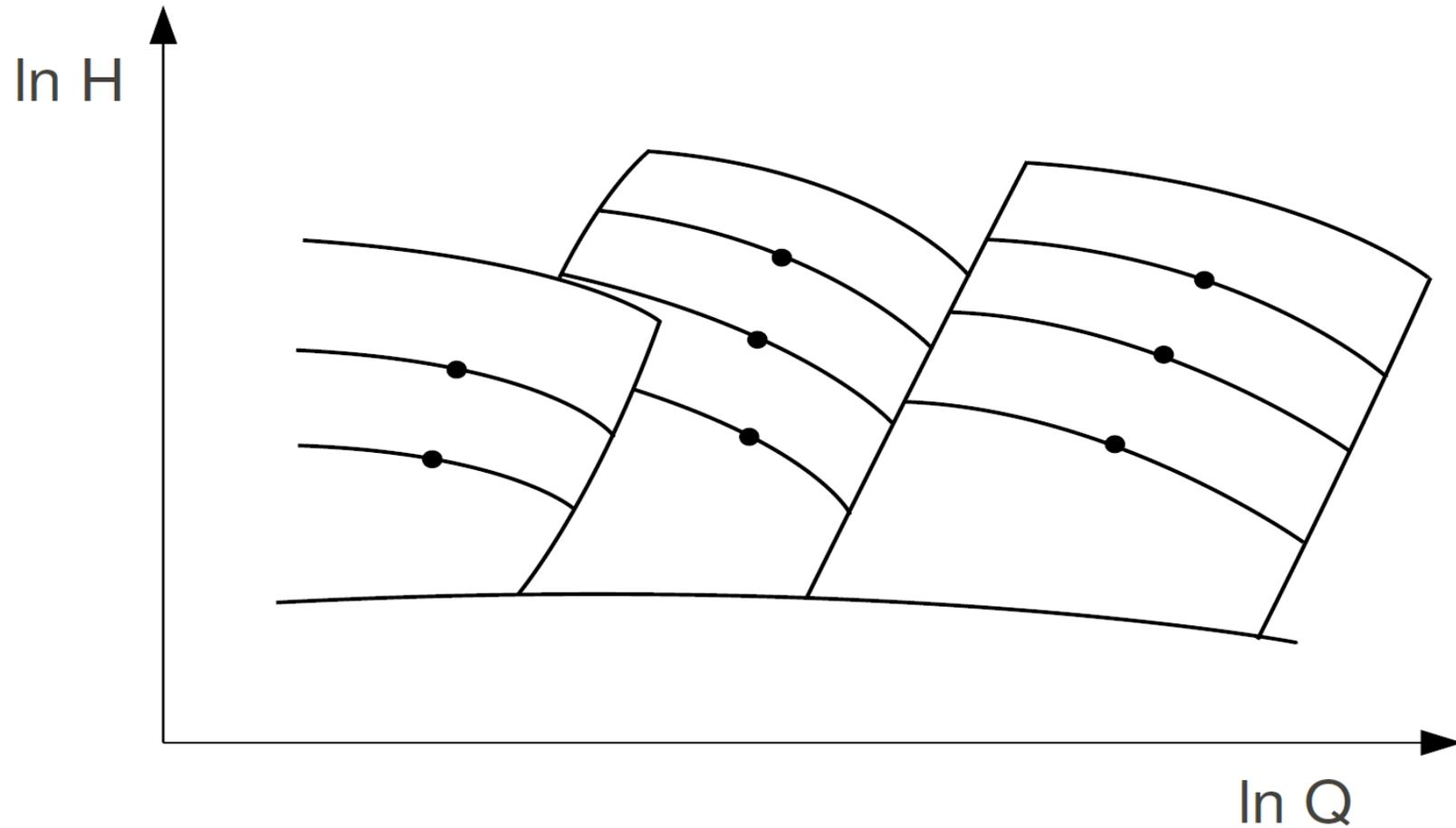


Quelle: Dr. F.-H. Wurm: Betriebserfahrungen bei Einsatz elektron. geregelter Pumpen in Klima- und Kälteanlagen  
 DKV-Vortrag 21.-23.11.2001 in Ulm

# Muschelkurven für eine Pumpen



## Kennfeld einer Pumpenbaureihe



## Pumpenanlagen / Pumpensysteme

- ▶ offene Systeme
- ▶ geschlossene Systeme

## offene Pumpensysteme

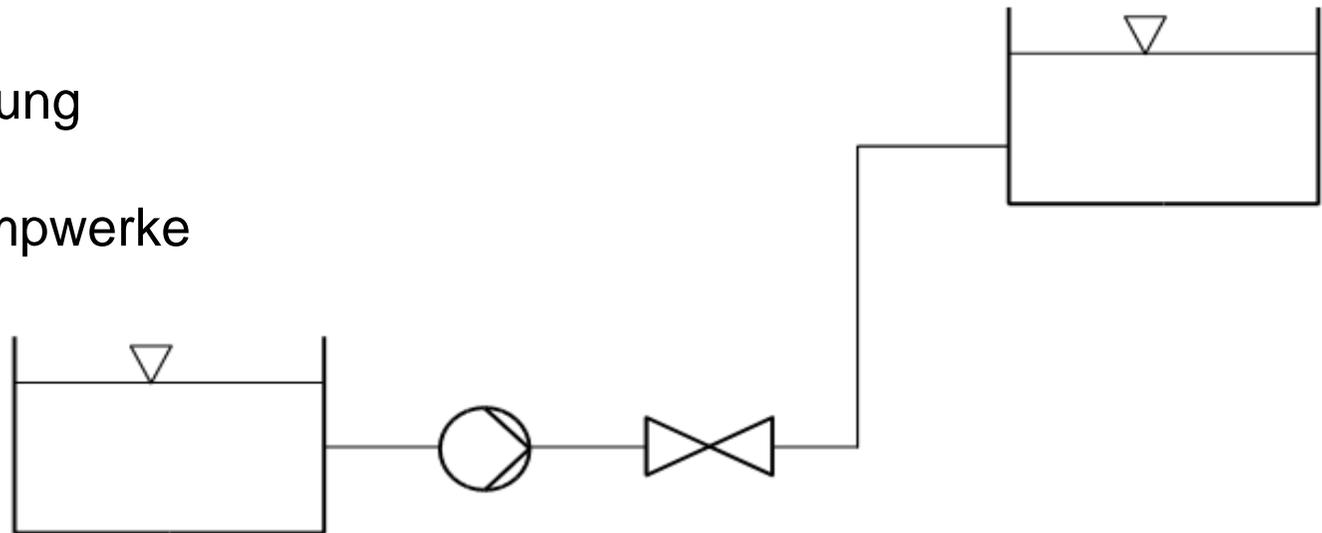
Wasserversorgung

Abwasserentsorgung

Bewässerung

Substanzzuführung

Hochwasserpumpwerke



$$H = H_{\text{Stat}} + H_{\text{Reib}}$$

## Pumpenanlagen / Pumpensysteme

### geschlossene Systeme

- Heizkreisläufe
- Kühlkreisläufe
- Blutkreislauf

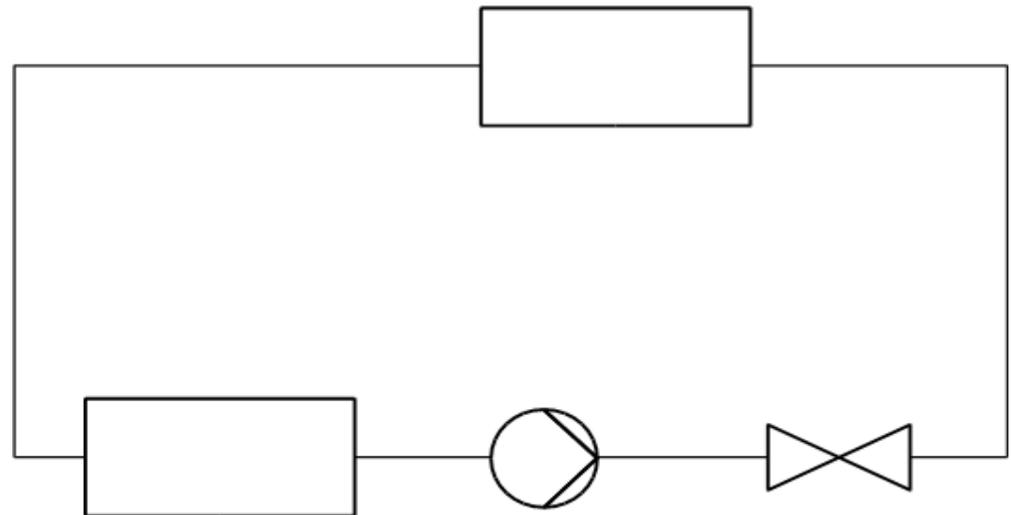
## geschlossene Pumpensysteme

Blutkreislauf

Heizkreisläufe

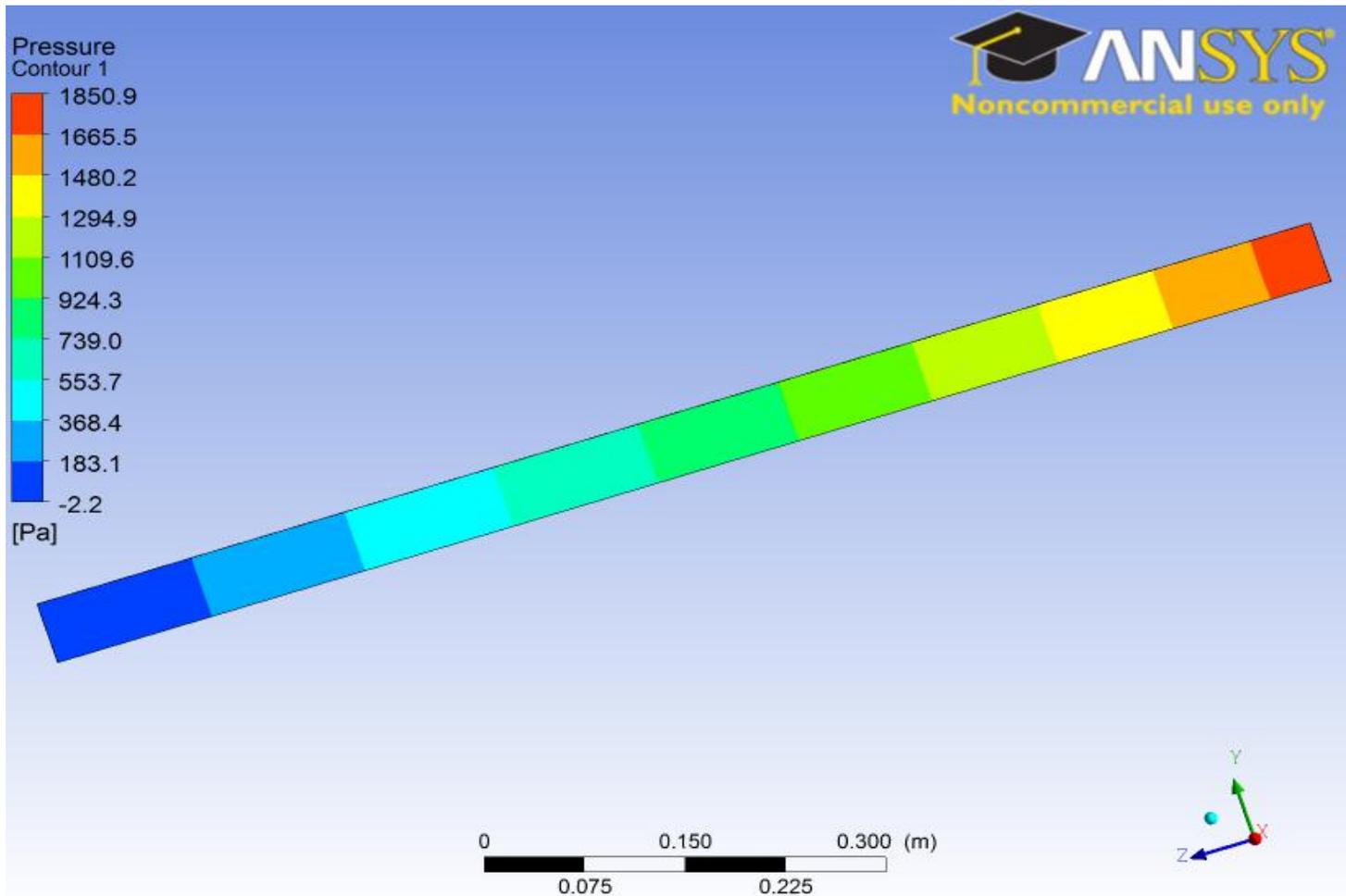
Kühlkreisläufe

Wärmeübertrager



## Druckverluste in einer Anlage

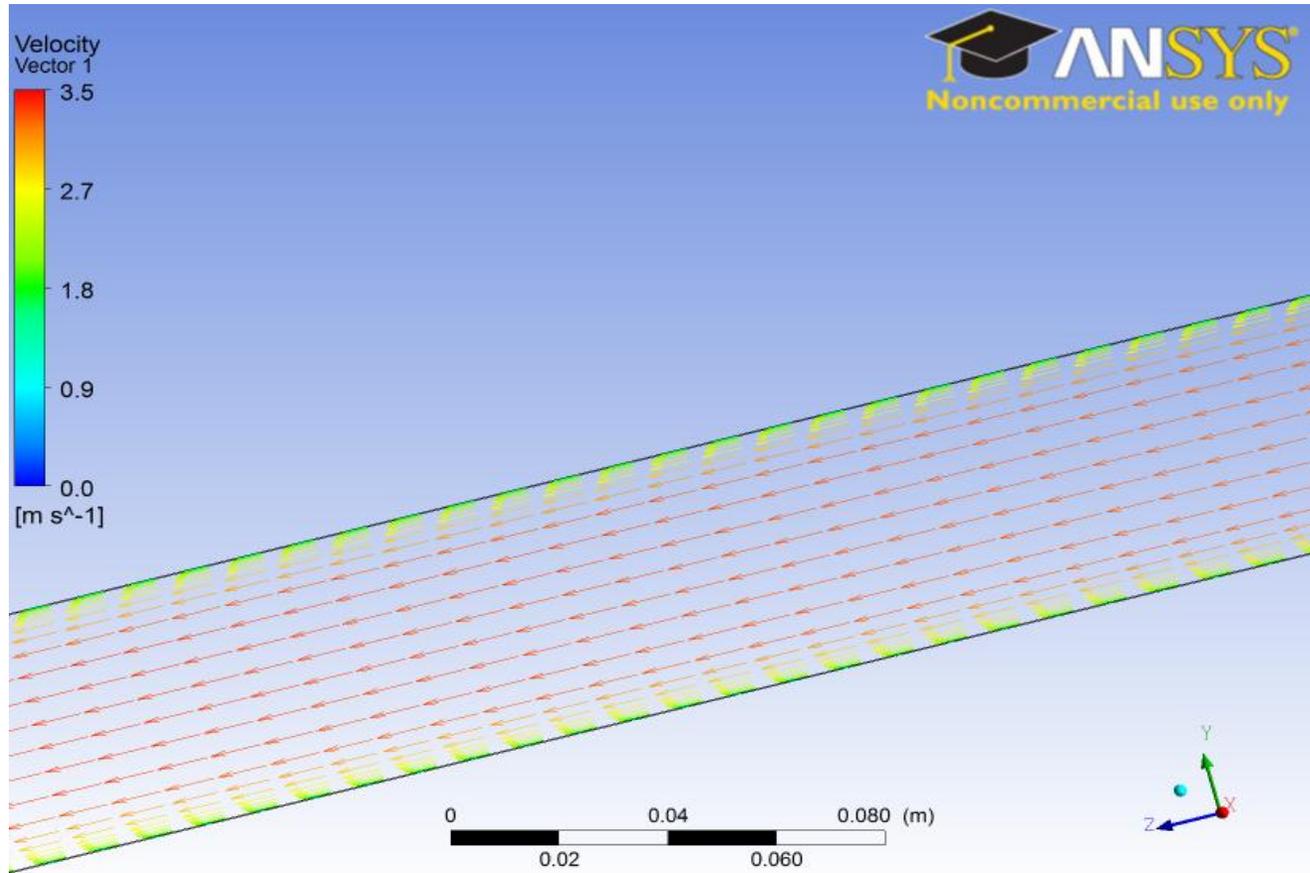
- **Reibungsverluste** (abhängig von Durchmesser und Länge der Rohrleitung, Strömungsgeschwindigkeit, Reibungszahl)
- **Druckverlust in Einbauten** (Krümmer, Drosseln, Klappen, Abzweigungen, Filter)
- **Stoßverlust durch plötzliche Querschnittsänderungen**



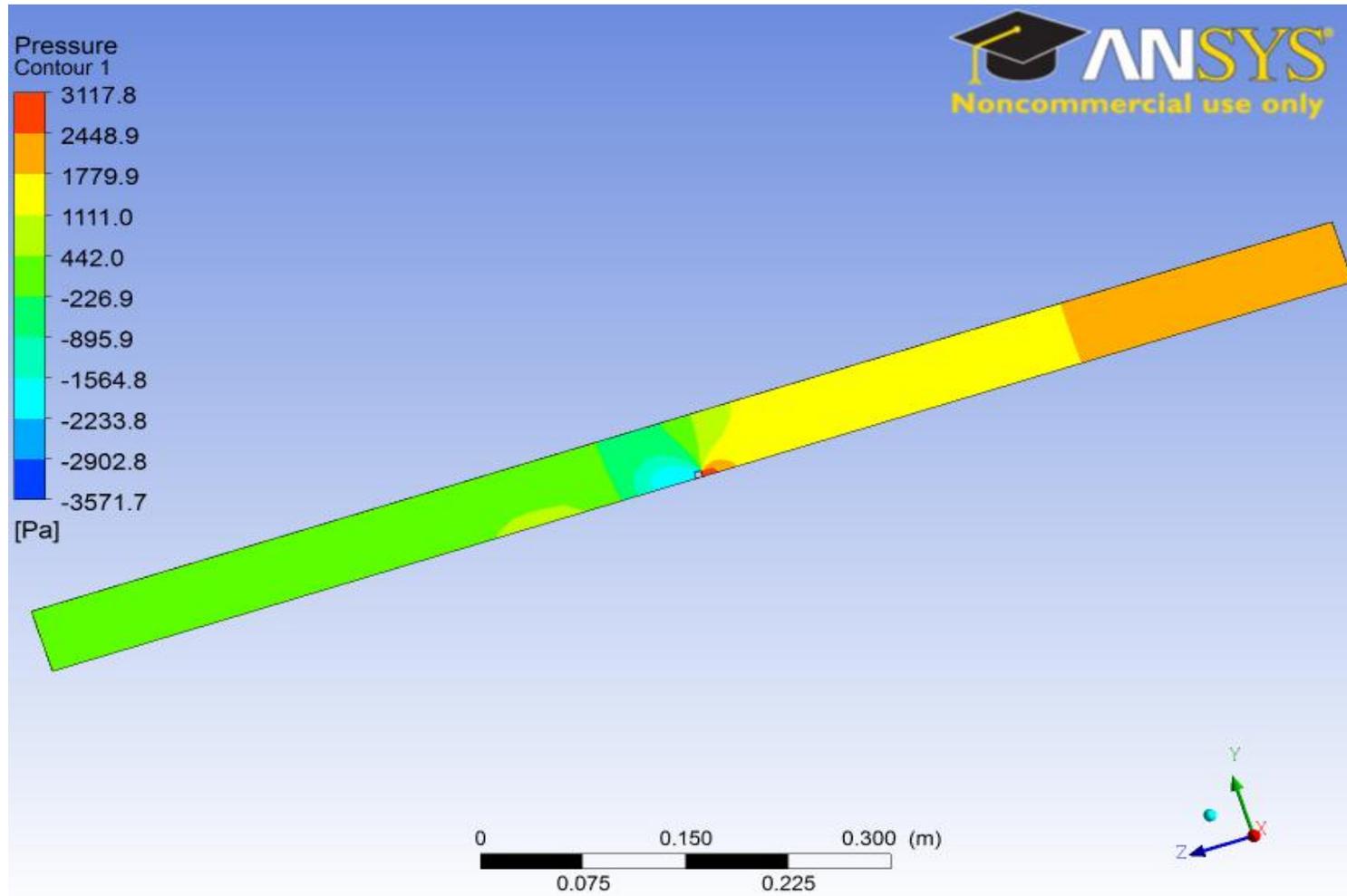
**Statische Druck**

**Ohne Schieber  $dp = 1826.2$  Pa**

**$L = 1$  m ;  $h = 5$  cm ;  $c = 3$  m/s für alle  
Rechnungen**

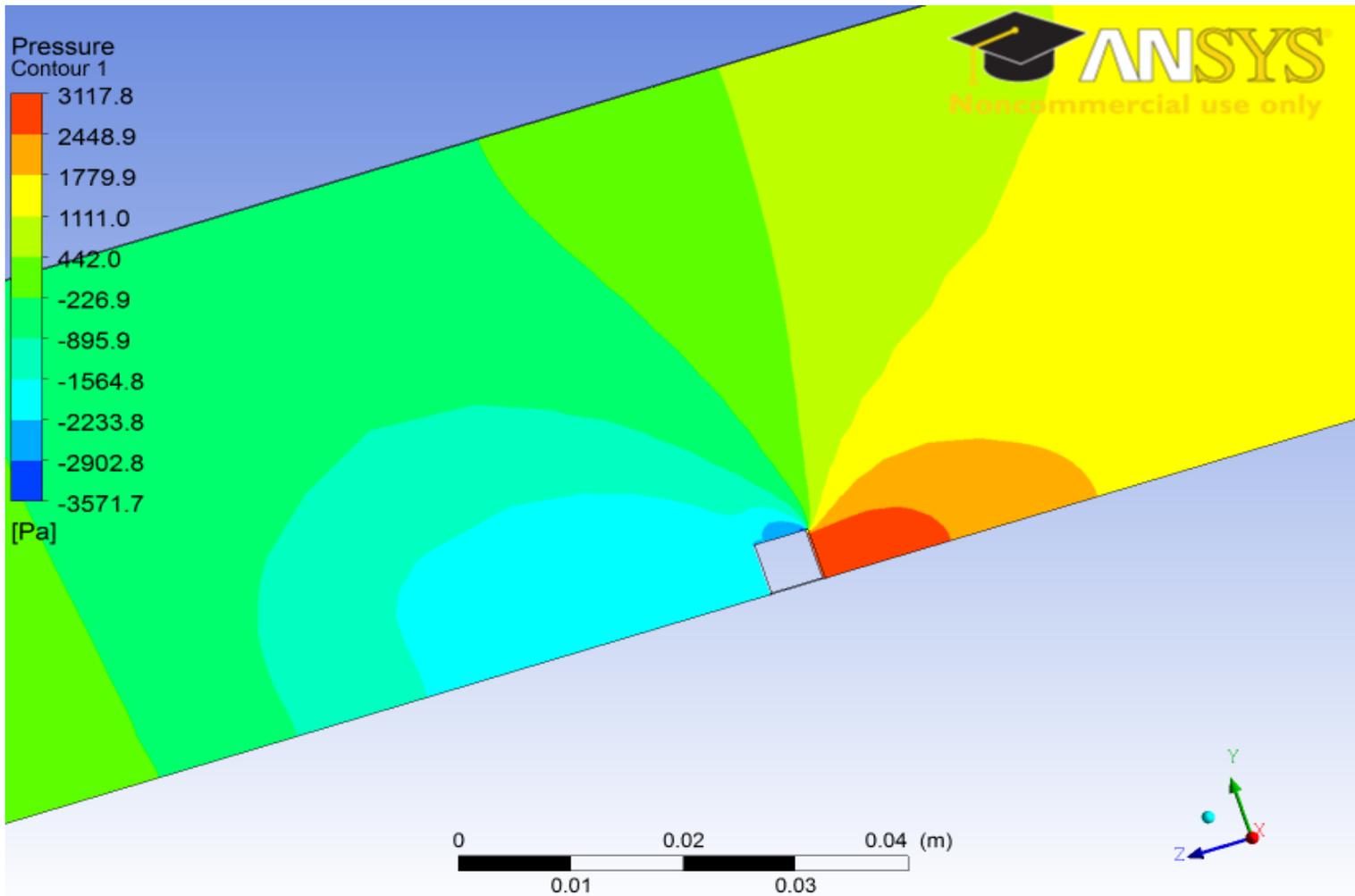


Vektoren ohne Schieber



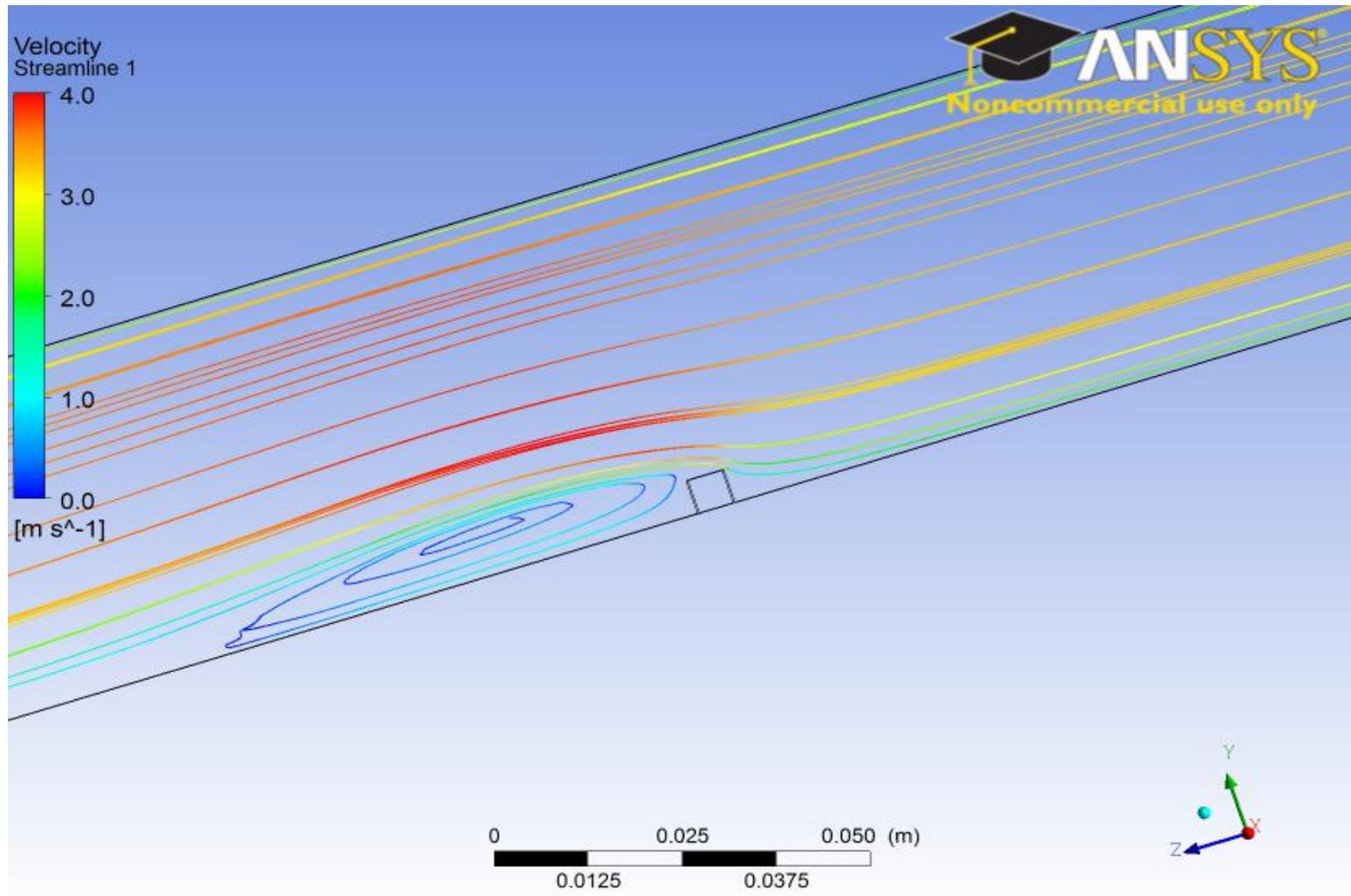
Statische Druck

Mit 10%, d.h. 5mm Schieber  $dp = 2303.7 \text{ Pa}$



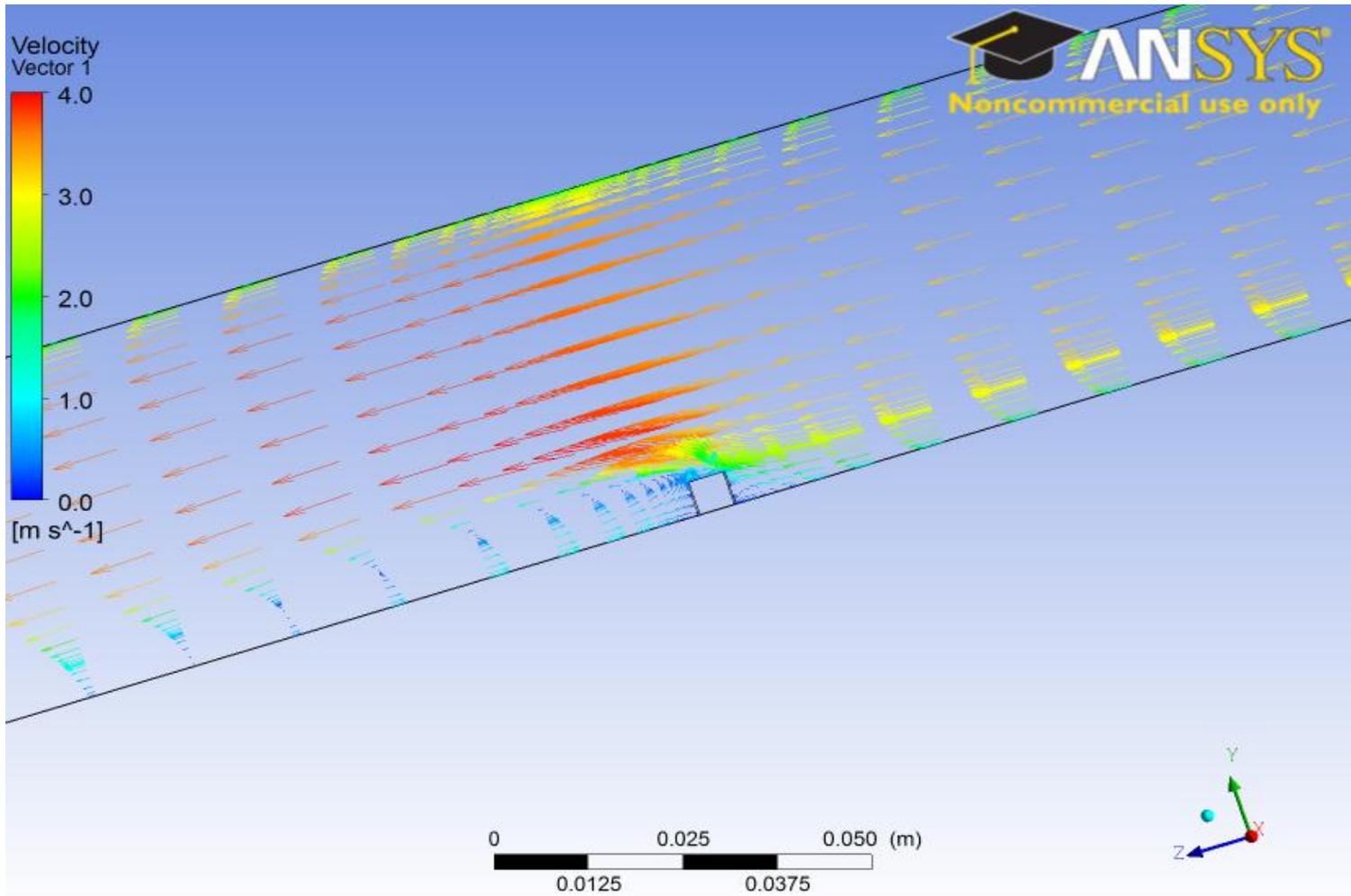
Statische Druck

Mit 10%, d.h. 5mm Schieber  $dp = 2303.7 \text{ Pa}$



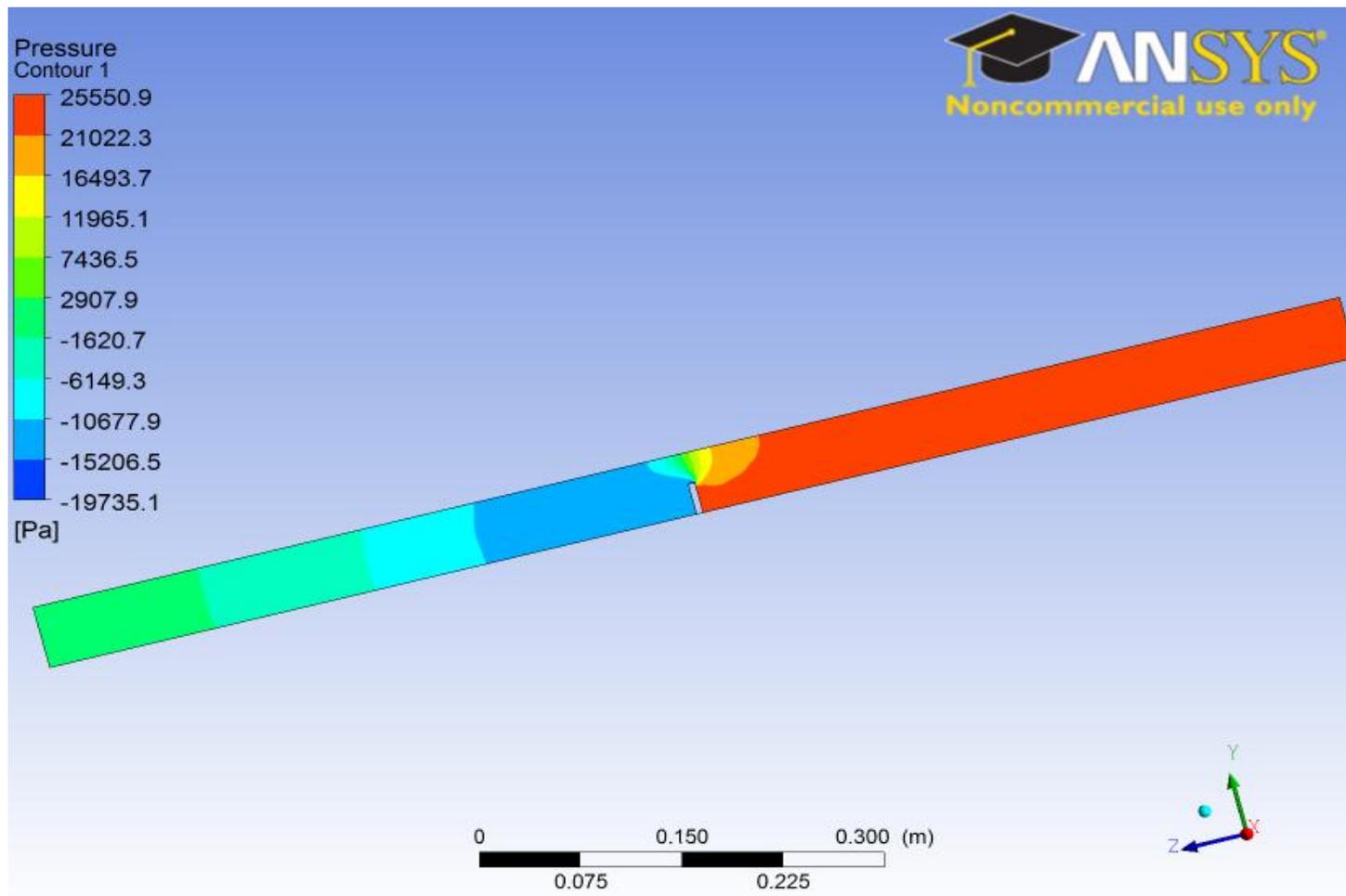
Stromlinien

Mit 10%, d.h. 5mm Schieber  $dp = 2303.7 \text{ Pa}$



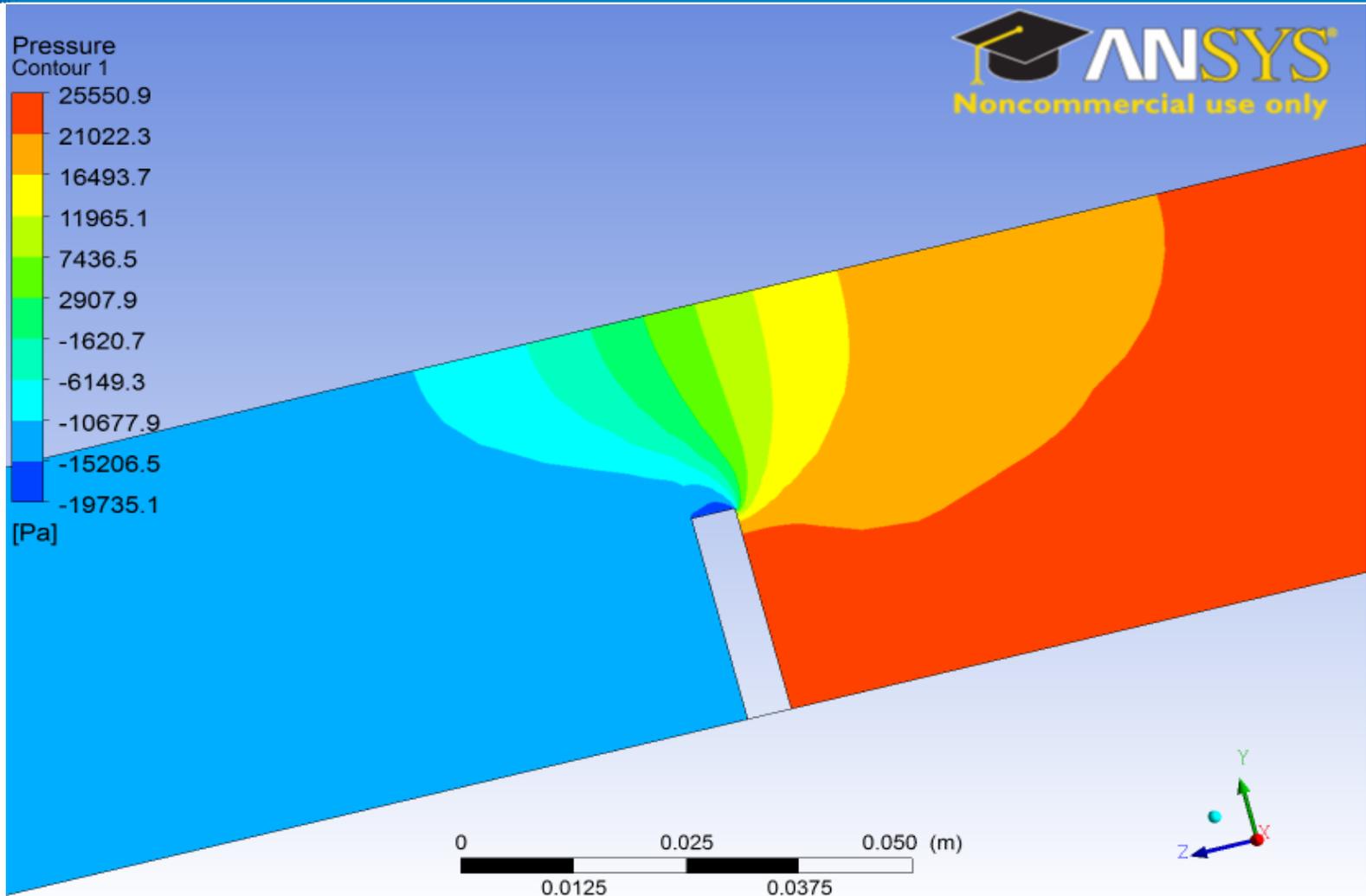
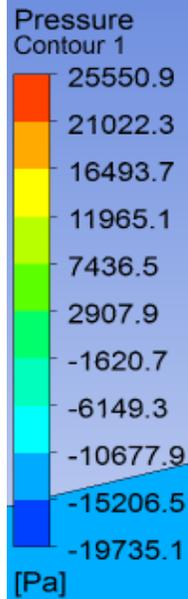
Vektoren

Mit 10%, d.h. 5mm Schieber  $dp = 2303.7 \text{ Pa}$



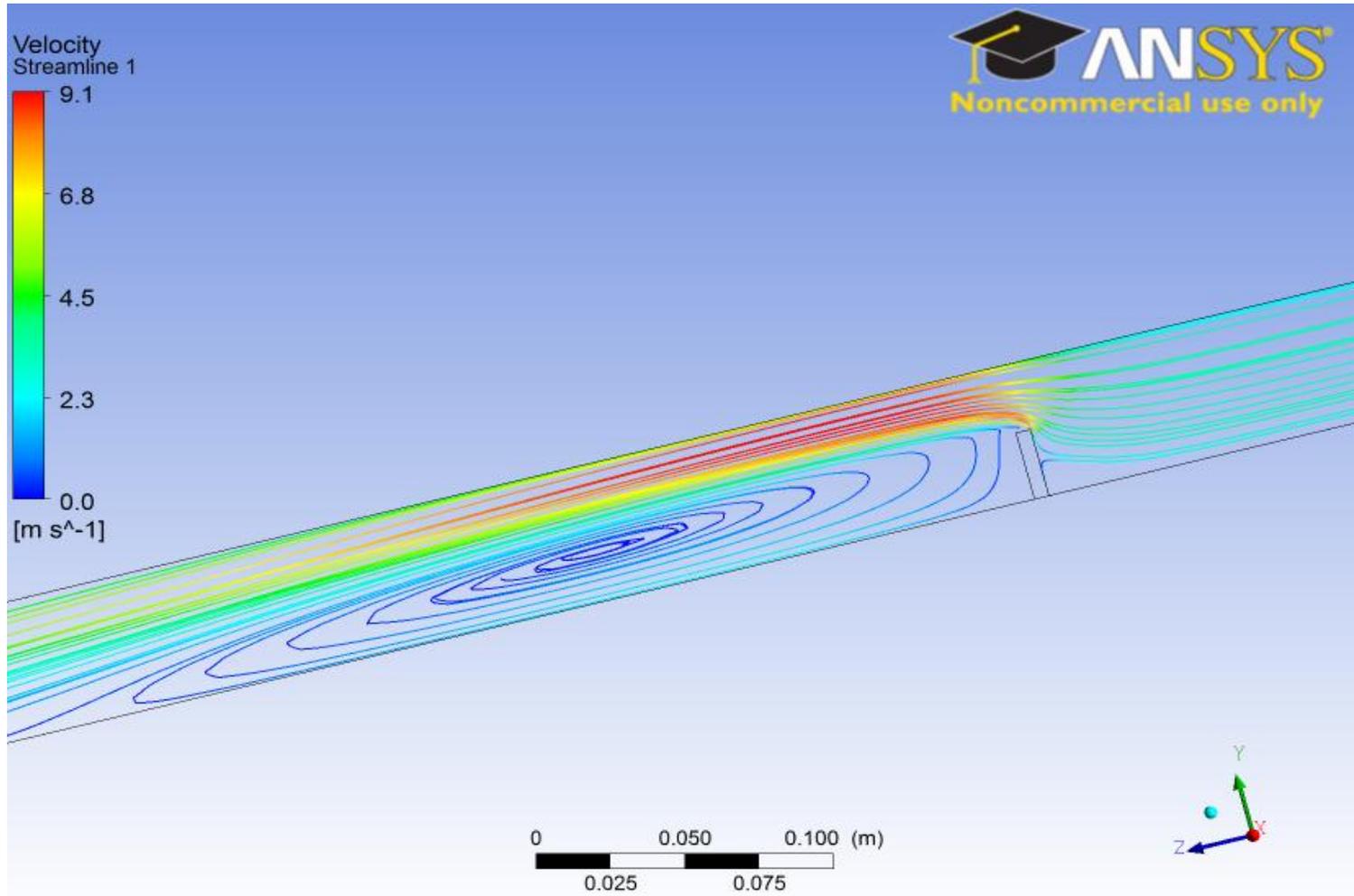
Statische Druck

Mit 50%, d.h. 25mm Schieber  $dp = 22568.8 \text{ Pa}$



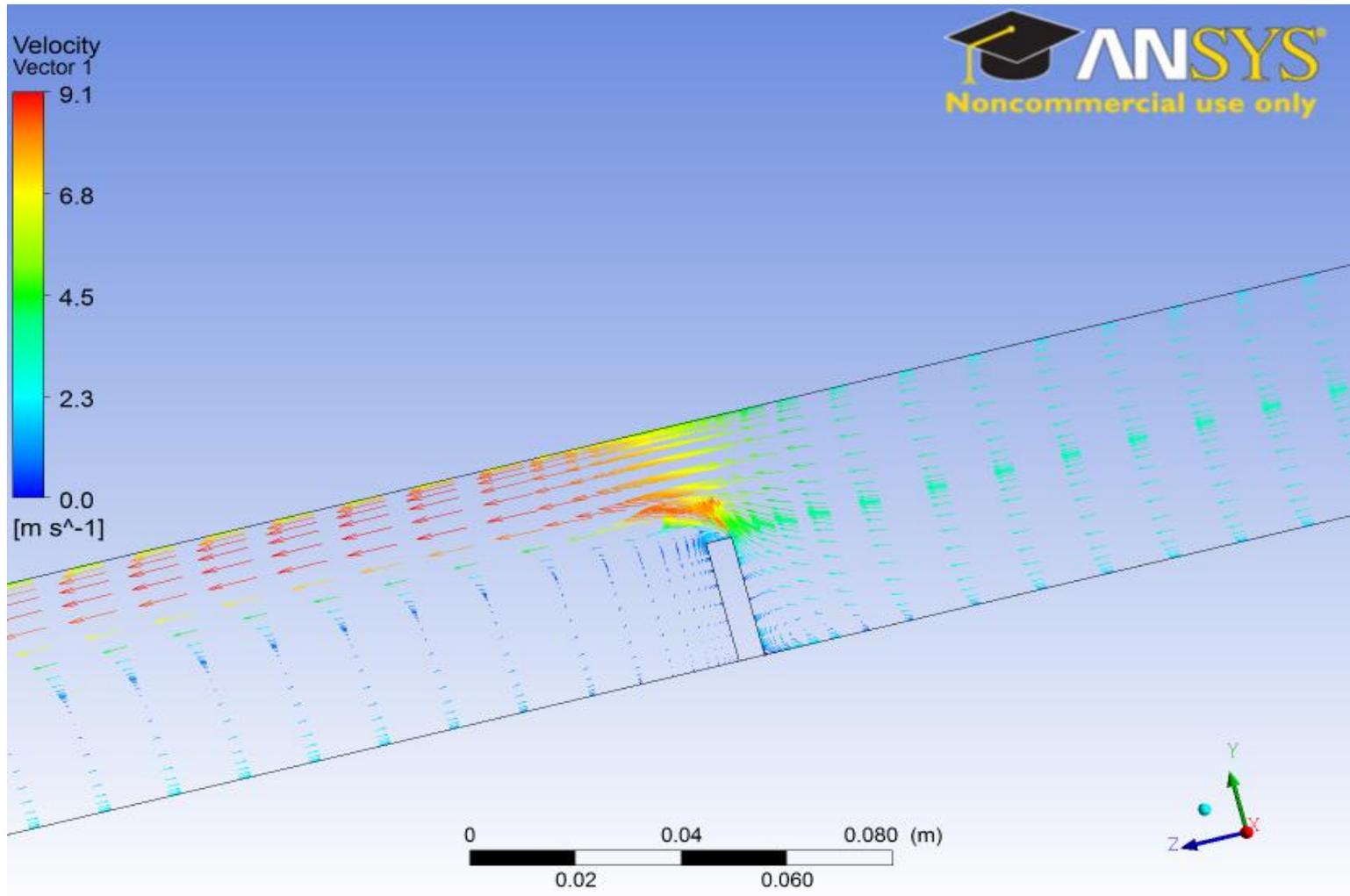
Statische Druck

Mit 50%, d.h. 25mm Schieber  $dP = 22568.8 \text{ Pa}$



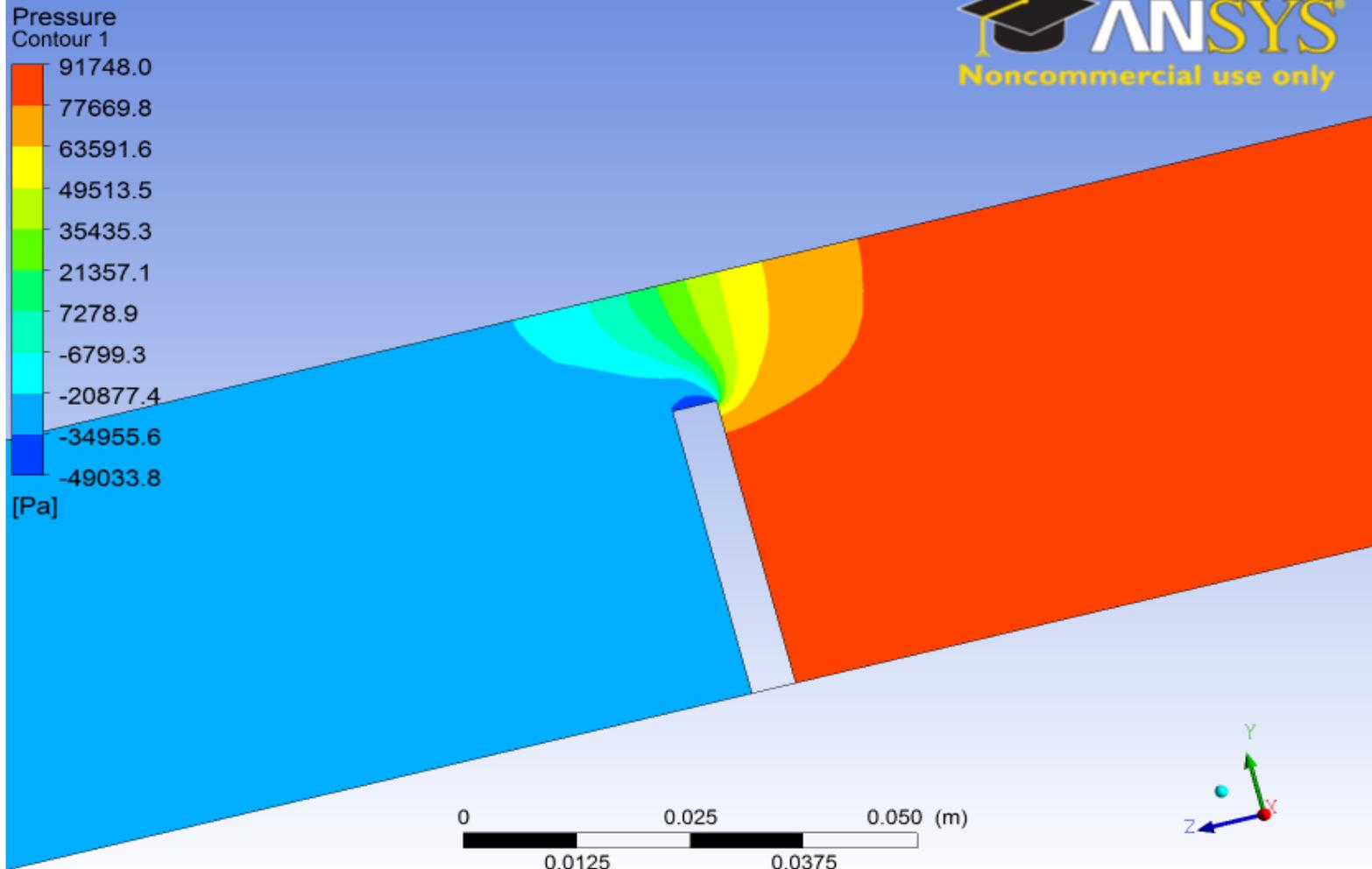
Stromlinien

Mit 50%, d.h. 25mm Schieber  $dP = 22568.8 \text{ Pa}$

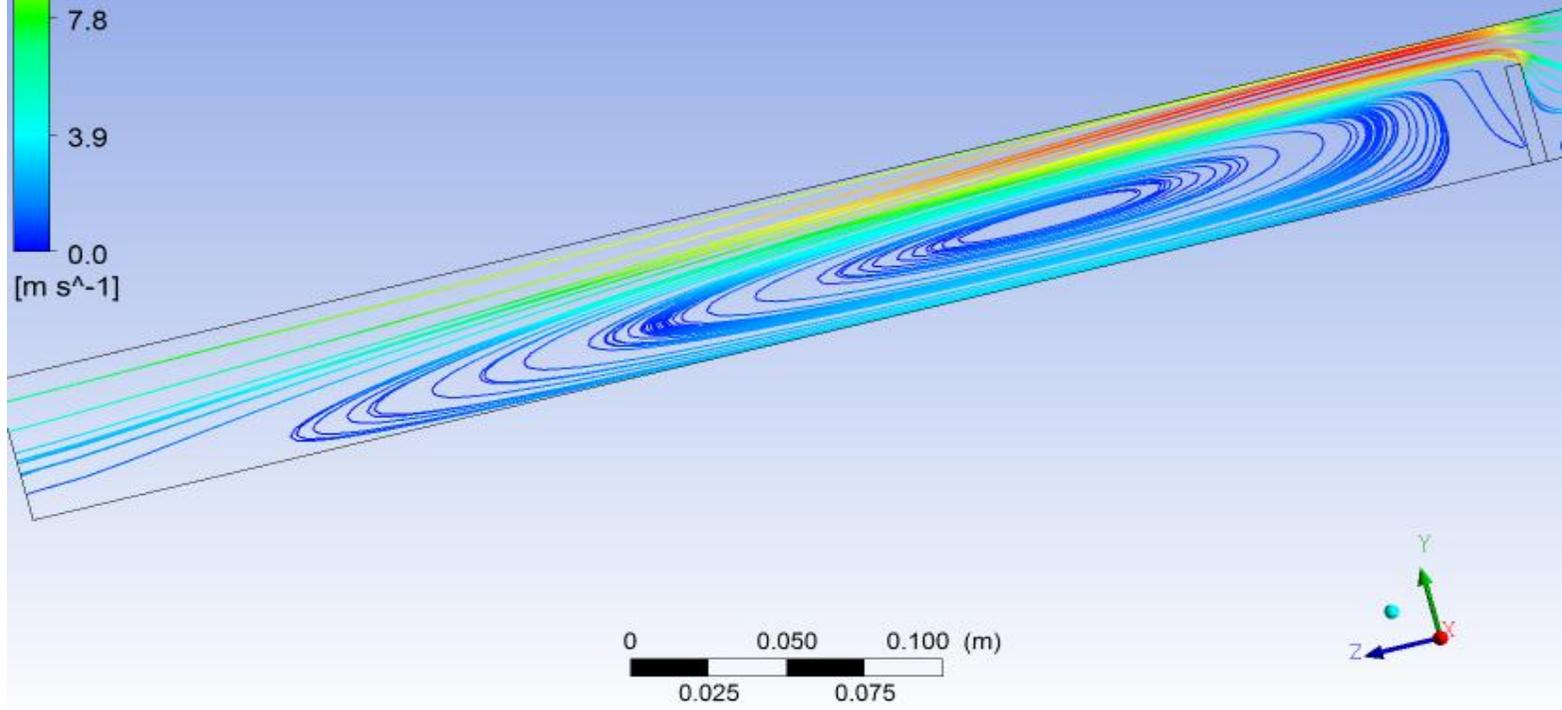
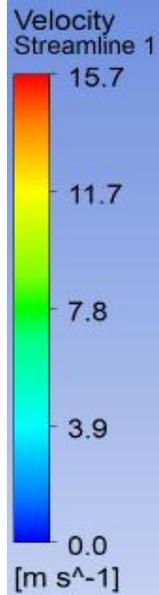


Vektoren

Mit 50%, d.h. 25mm Schieber  $dp = 22568.8 \text{ Pa}$

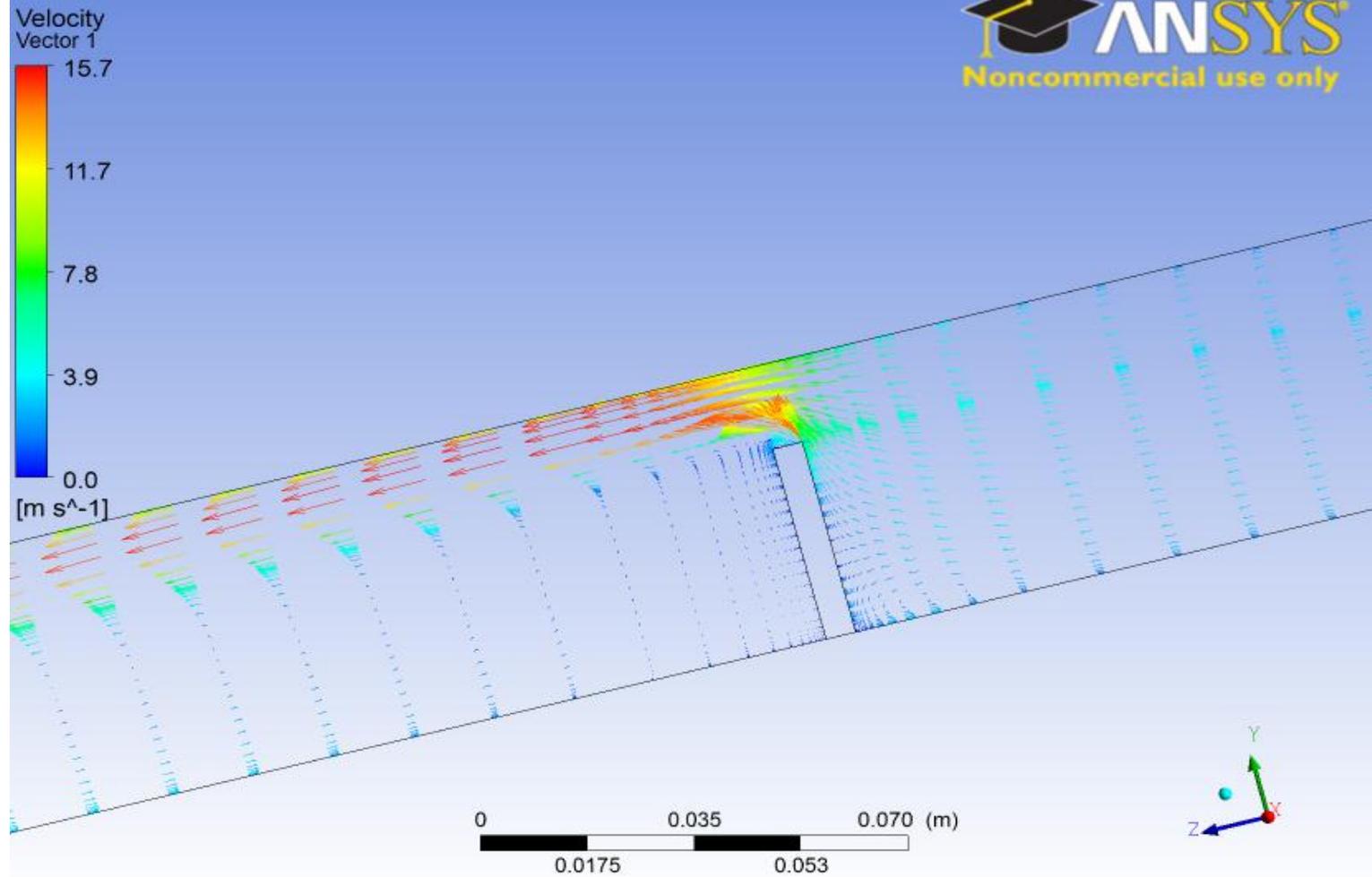


Mit 70%, d.h. 35mm Schieber  $dp = 87852.2$  Pa



Stromlinien

Mit 70%, d.h. 35mm Schieber  $dp = 87852.2 \text{ Pa}$



Statische Druck

Mit 70%, d.h. 35mm Schieber  $dp = 87852.2 \text{ Pa}$

## Druckverlust im Rohrleitungssystem

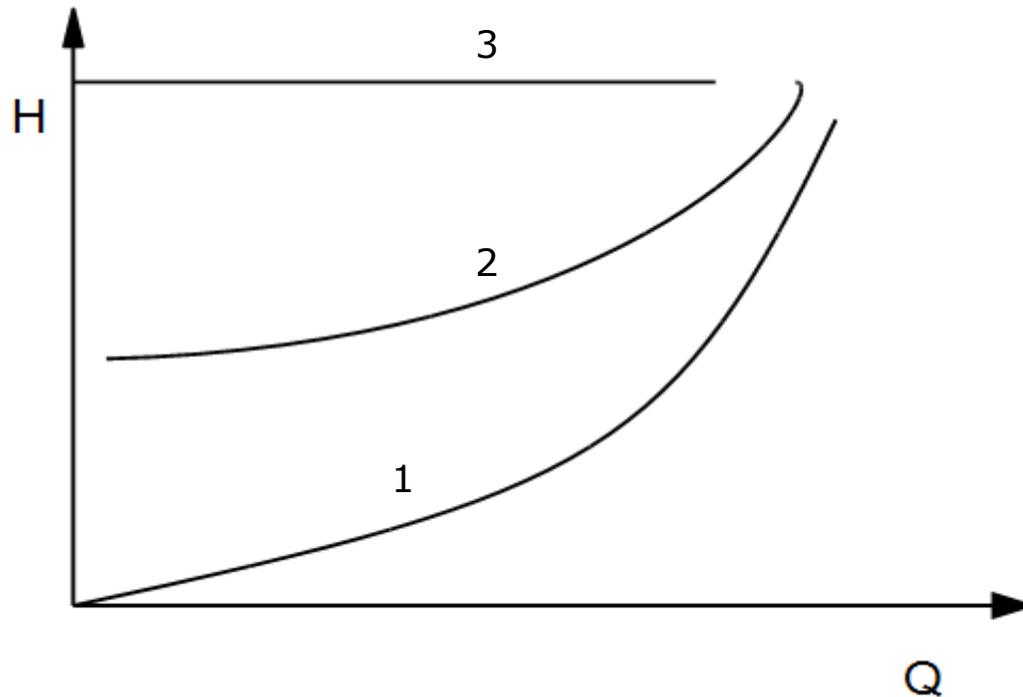
$$\Delta p_{Ges} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \frac{l_i}{D_i} \frac{\rho}{2} \left( \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_i^2} \right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{\rho}{2} \left( \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_j^2} \right)^2$$

$\lambda$  - Reibkoeffizient

$\zeta$  - Verlustbeiwert

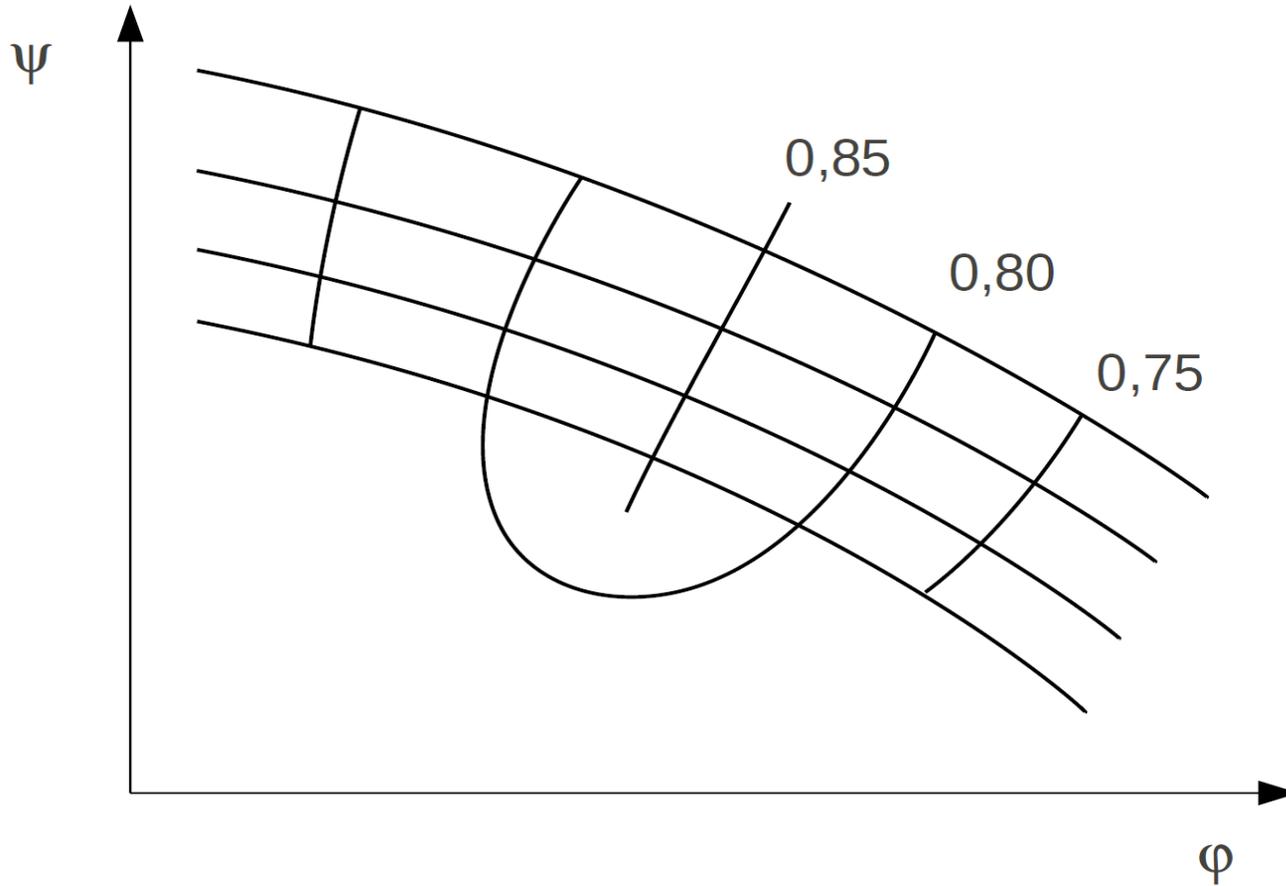
$$H_{Ges} = \frac{\Delta p_{Ges}}{\rho \cdot g}$$

## Anlagenkennlinien

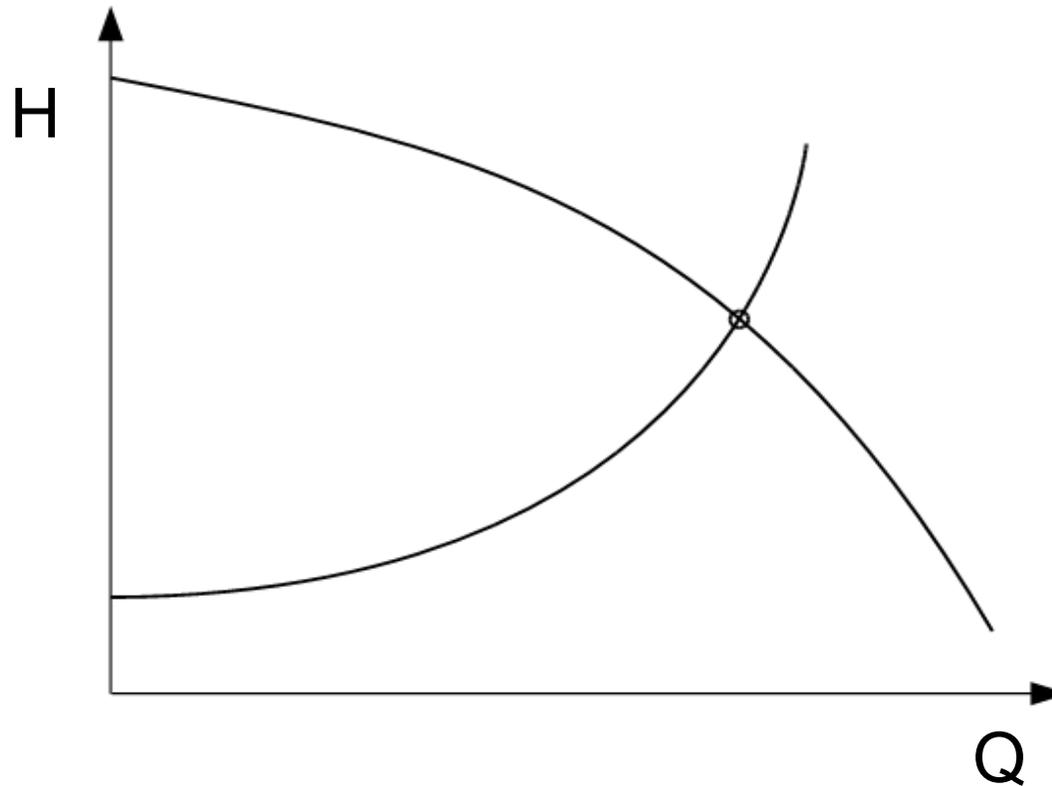


- 1- Förderhöhe: nur dynamischer Anteil
- 2- Förderhöhe: statischer und dynamischer Anteil
- 3- Förderhöhe: nur statischer Anteil

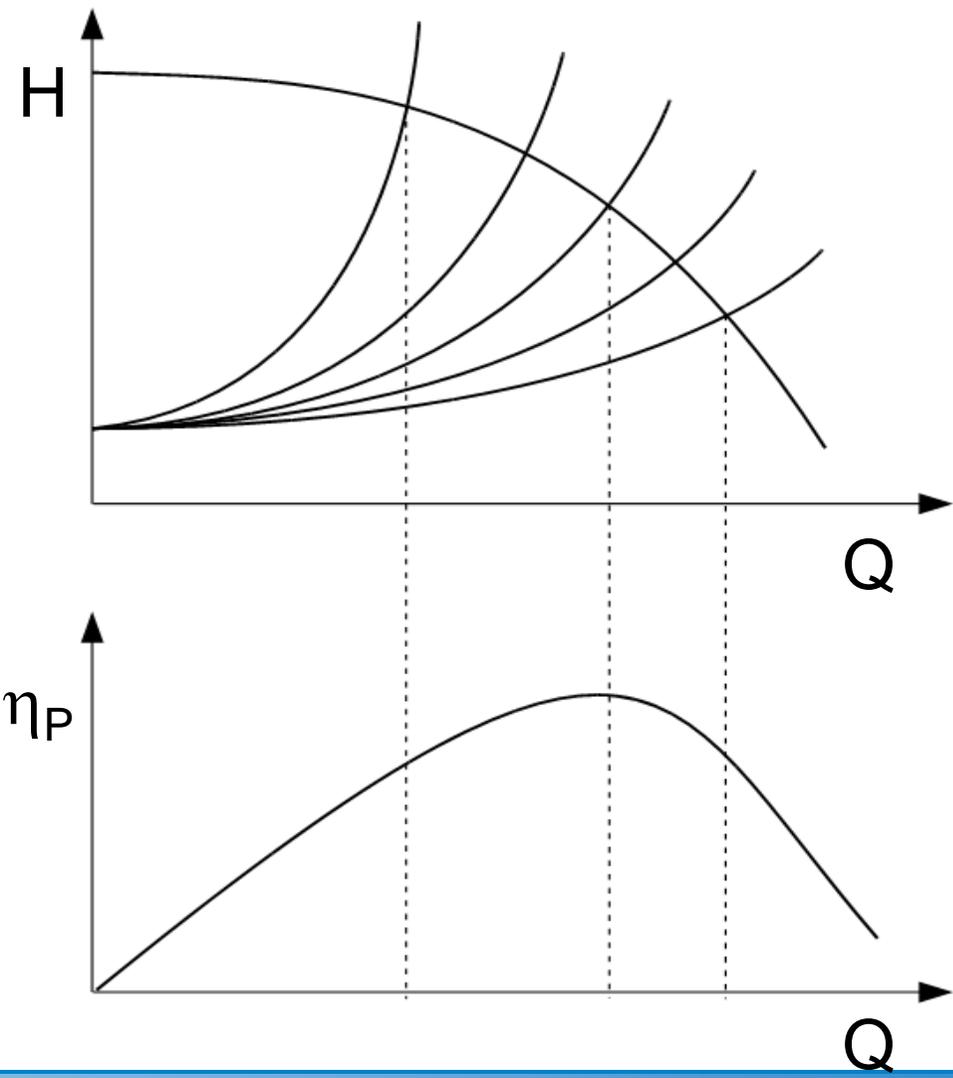
## Muschelkurven für eine Pumpen



# Pumpe – Anlage



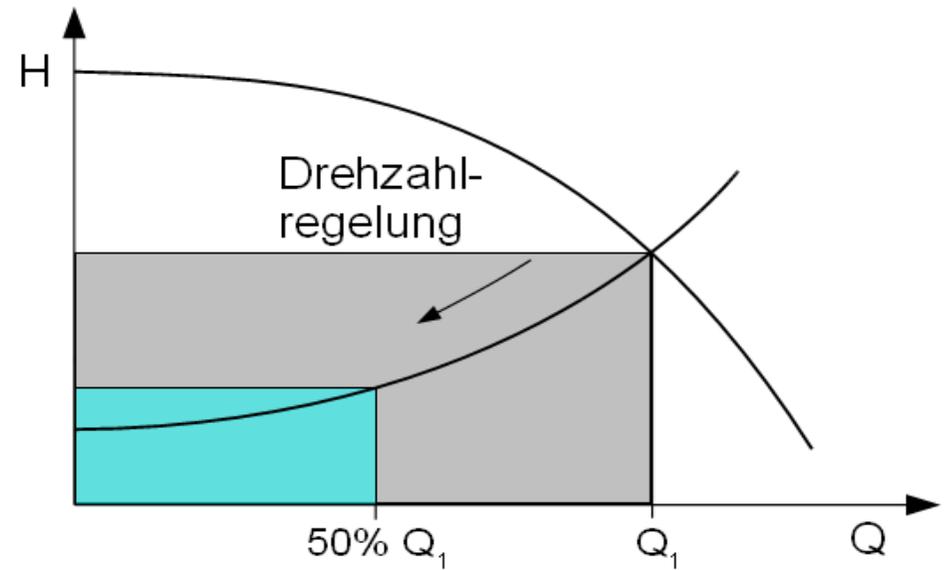
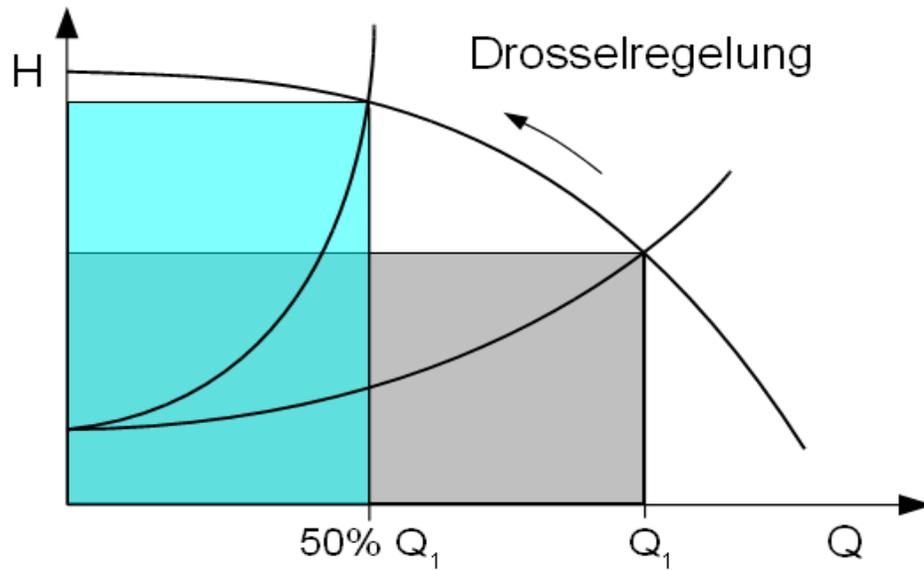
# Dynamischer Anlagenbedarf



## Anpassung an den dynamischen Anlagenbedarf

- Drehzahlregelung
- Start – Stop – Ansteuerung der Pumpe
- Drosselregelung
- Bypass- Regelung

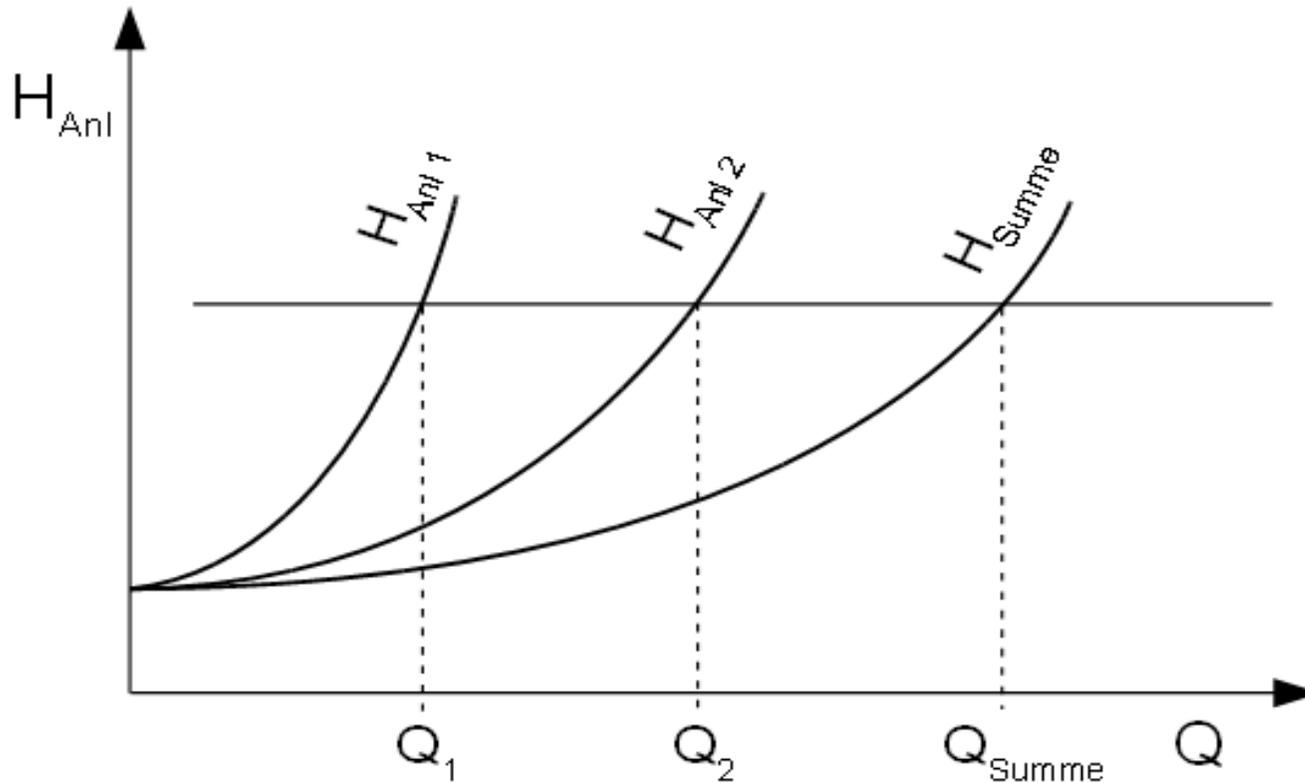
# Gegenüberstellung Drossel- und Drehzahlregelung



Ziel: 50% von  $Q_1$

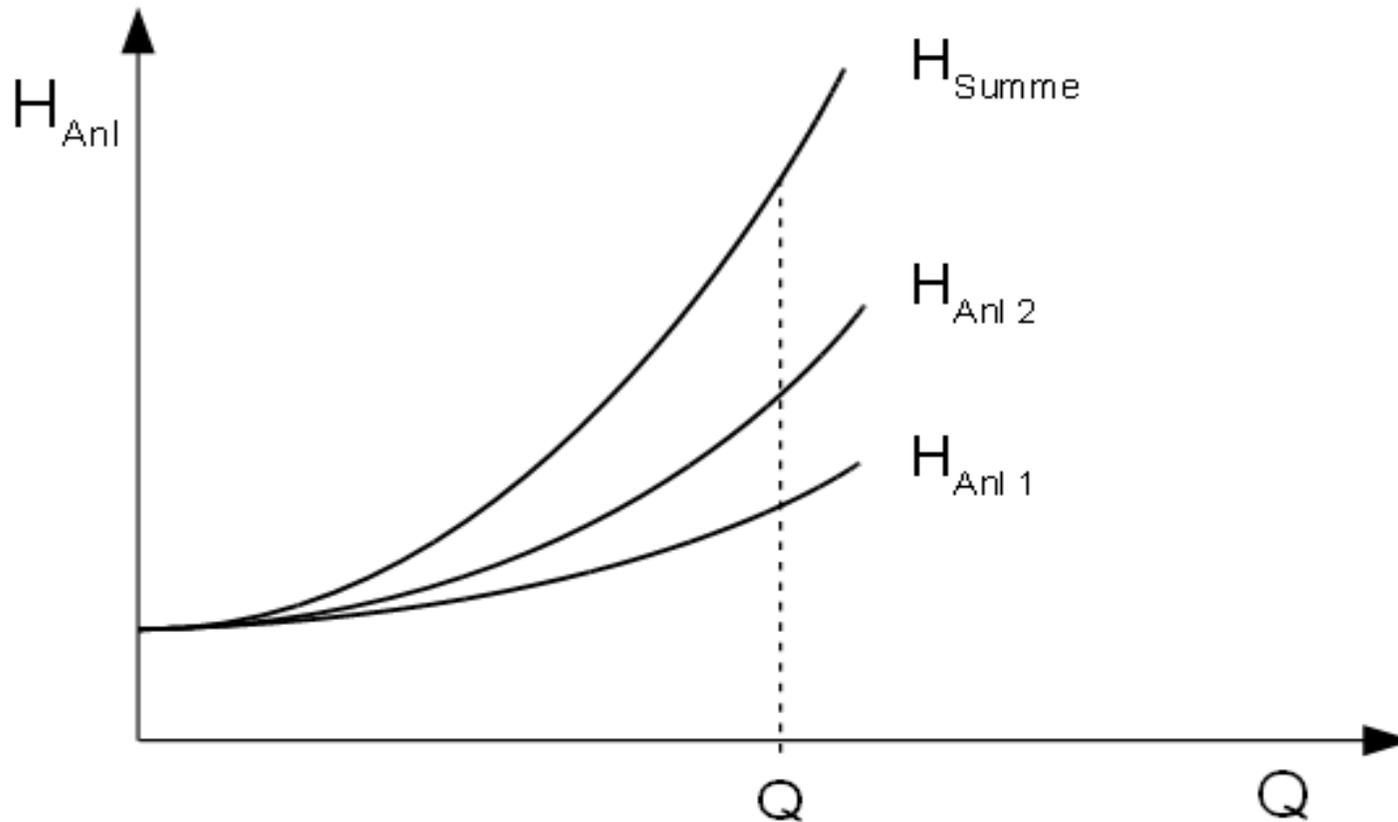
# Anlagenkennlinie

## Förderung in 2 parallele Rohrleitungen



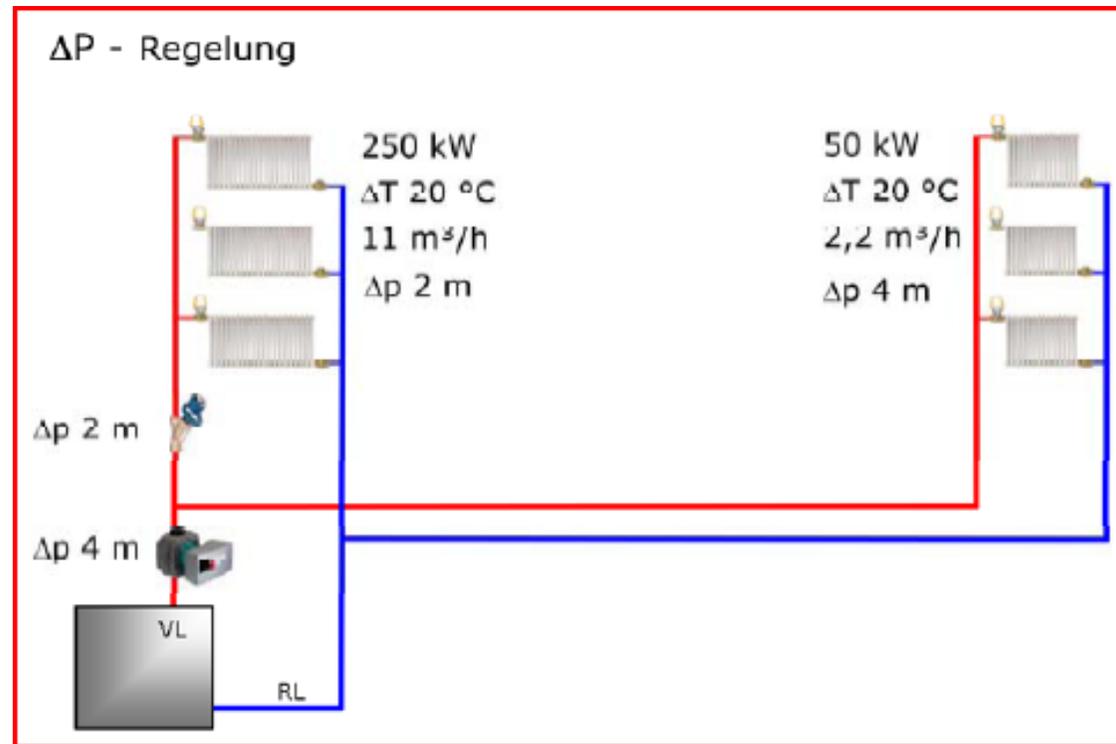
# Anlagenkennlinie

## Förderung in 2 Rohrleitungen in Reihe



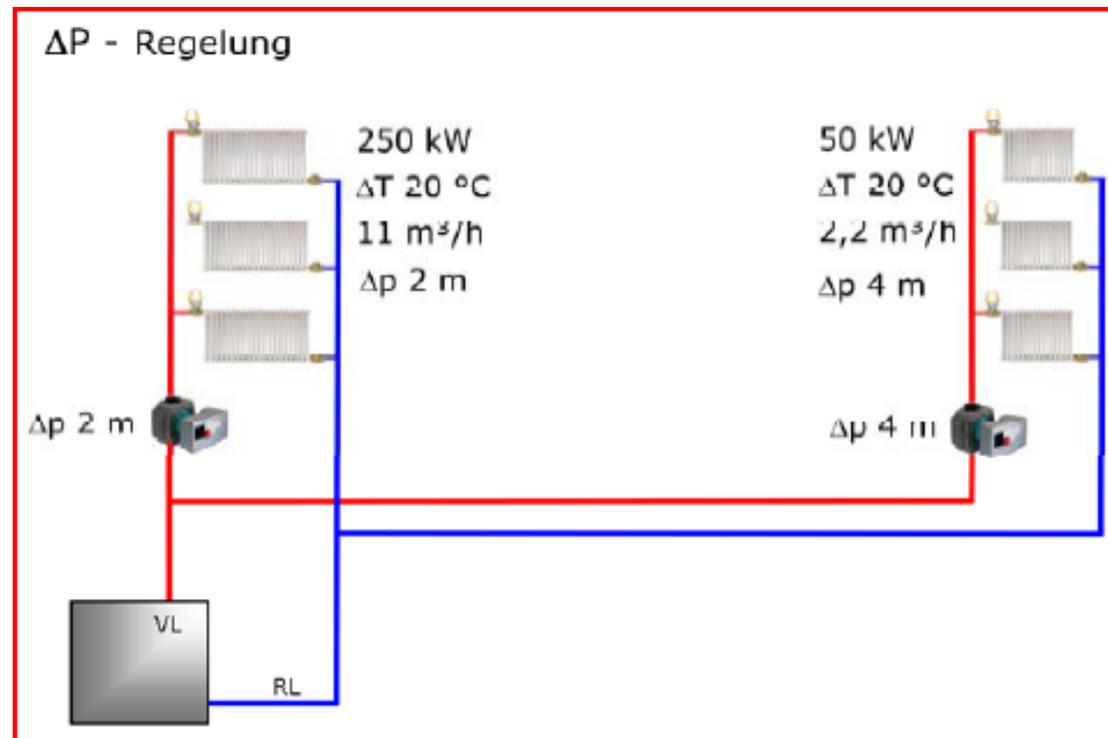
# Zentrale Pumpe

- Förderhöhe gemäß Bedarf im ungünstigsten Strang
- Drosselung der Stränge mit geringerem Bedarf

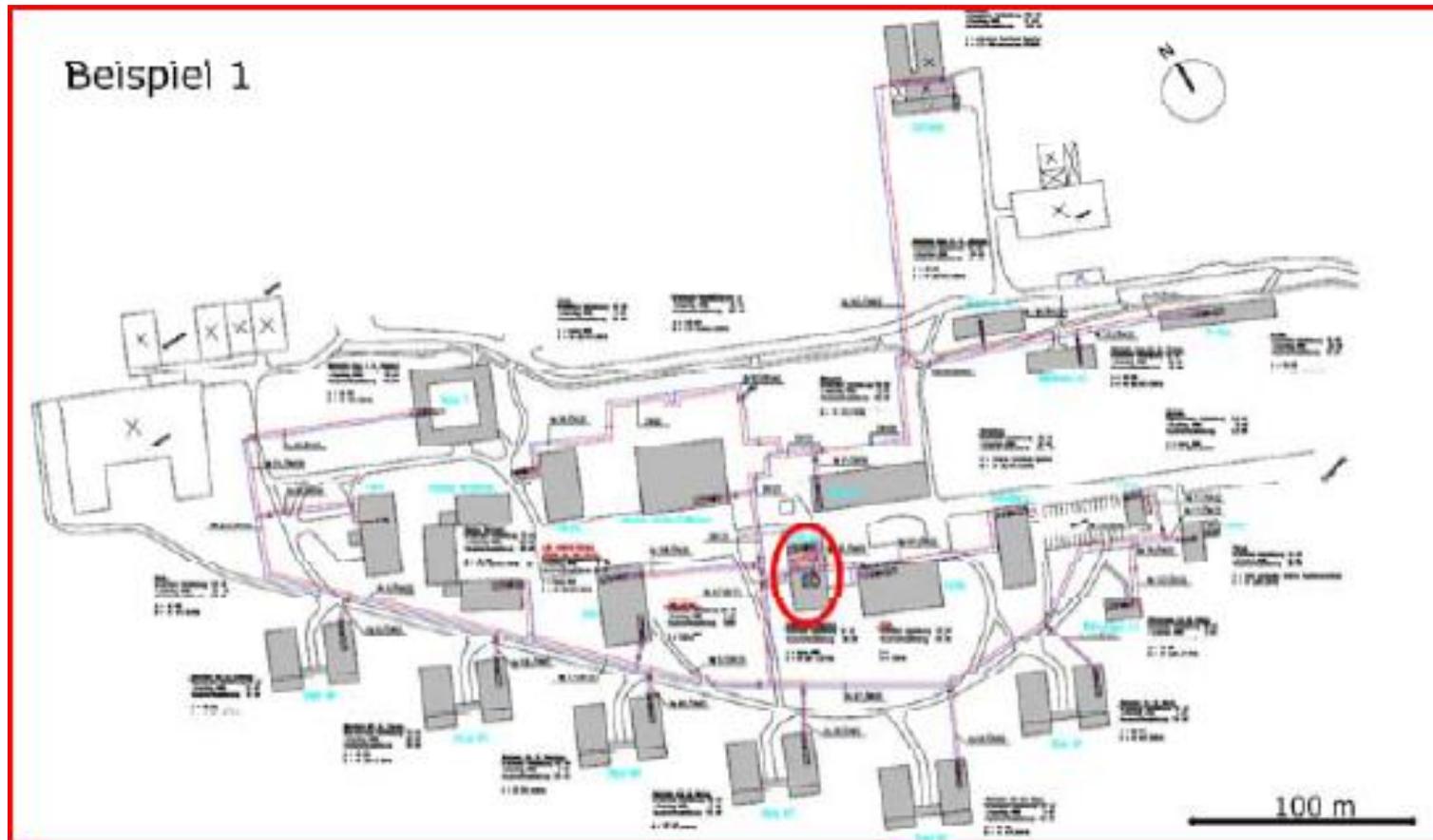


# Pumpen je Strang

- Förderhöhe individuell je Strang
- Drosselung entfällt → hydraulische Leistung sinkt



# Beispiel: Sanierung Wohnheim mit Schule und Werkstätten



# Vergleich Invest und Antriebsenergie

Einbaustelle	Pumpentyp	Preis €
Heizzentrale	NP 65/200-4/4	2.257,-
Heizzentrale	NP 65/200-4/4	2.257,-
Heizzentrale	CR 4 – 2 WA	9.687,-
A1, A2, N-Bau	P 80/125 r	2.002,-
Gärtnerei	P 80/125 r	2.662,-

Geplante Änderung **19.525,- €**  
 24 Stck. Ventilgruppen **13.880,- €**  
**Σ 33.405,- €**

**Stromverbrauch**  
**73.095 kWh/a**

## Beispiel 1

Pumpentyp	Stück	Preis €
Stratos 30/1-8	18	14.220,-
Stratos 30/1-12	5	6.435,-
Stratos 65/1-12	1	2.333,-
IF-Modul PIR	24	2.016,-

Ausgeführte Änderung **25.004,- €**

**Hydraulischer Abgleich, ok.**  
**Rücklauftemperatur optimal**  
**Stromverbrauch**  
**13.672 kWh/a**