

Betrieb von Kreiselpumpen

Dr. Dirk Kollmar
KSB AG, Frankenthal

dirk.kollmar@ksb.com

Agenda

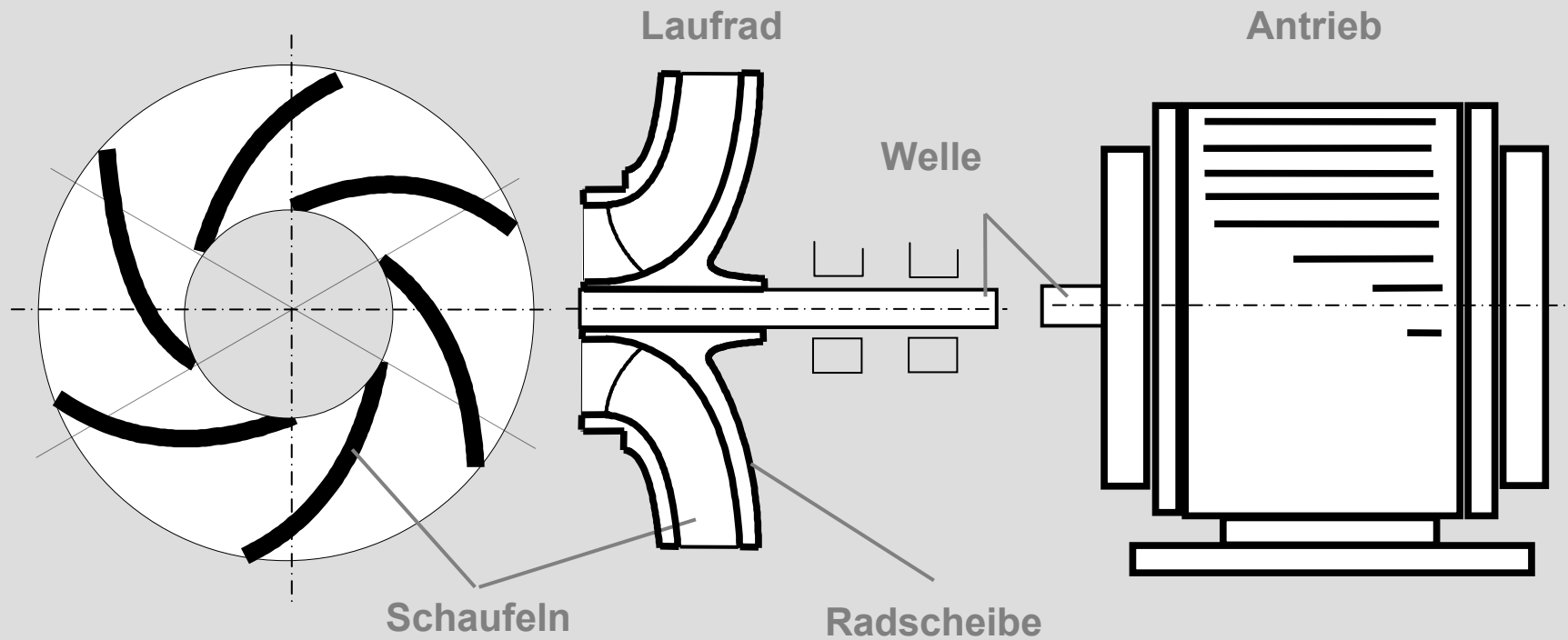


- ▶ **Kreiselpumpen und ihre Kennlinien**
- ▶ Betrieb bei Teil- und Überlast
- ▶ Abdrehen von Laufrädern
- ▶ Kavitation
- ▶ Mindestmenge
- ▶ Gasbeladene Medien
- ▶ Feststoffbeladene Medien
- ▶ Mechanische Störungen



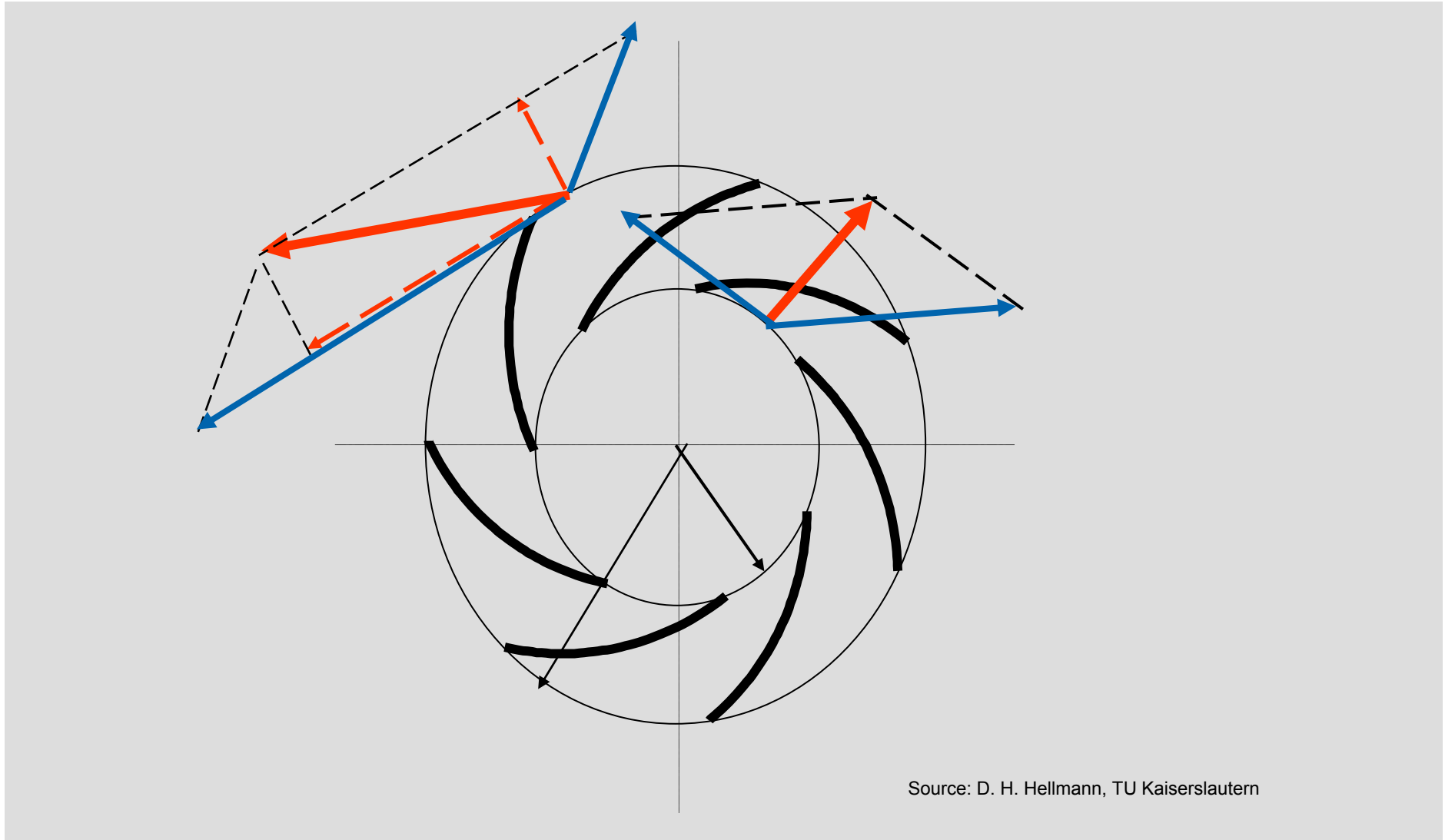
Hauptkomponenten einer Kreiselpumpe

Schaufeln – Laufrad – Welle

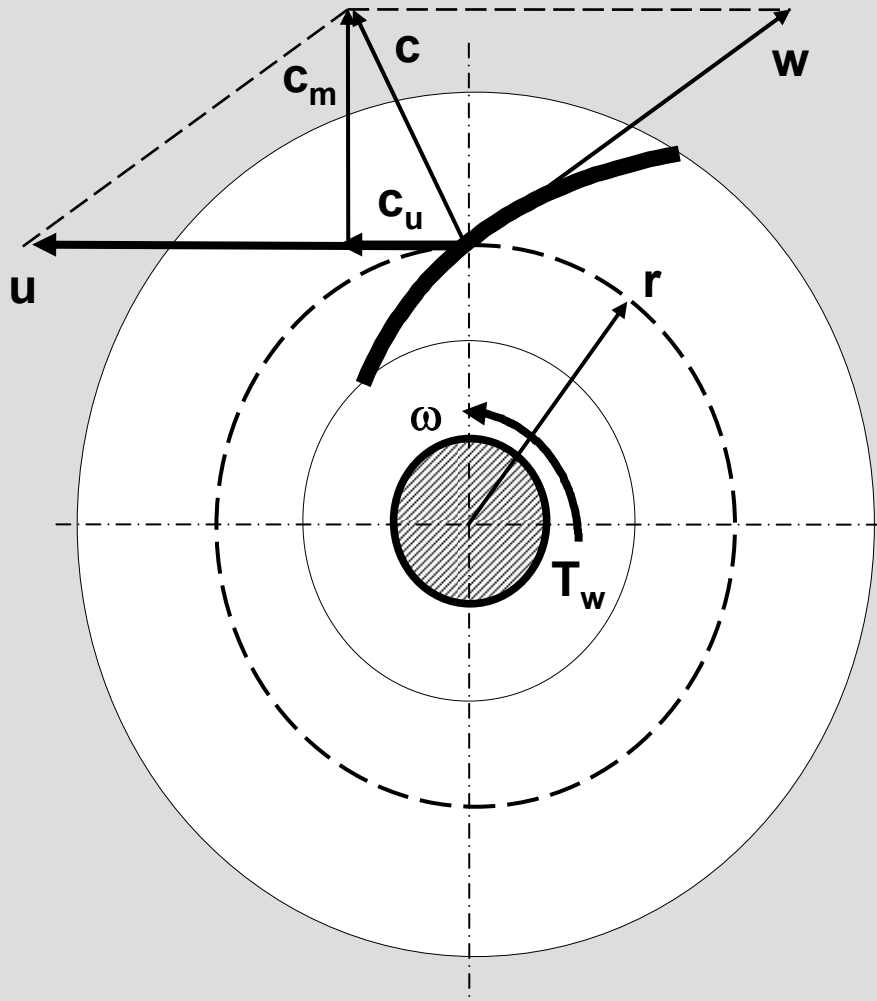


Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Hydraulische Kräfte



Energieumsetzung im Laufrad



$$P_{\text{tech1,2}} = \rho Q_{\text{La}} \Delta(uc_u)$$

$$\dot{m}_{\text{La}} = \rho Q_{\text{La}} = \rho c_m A$$

$$\Delta(uc_u) = P_{\text{tech1,2}} / \rho Q_{\text{La}}$$

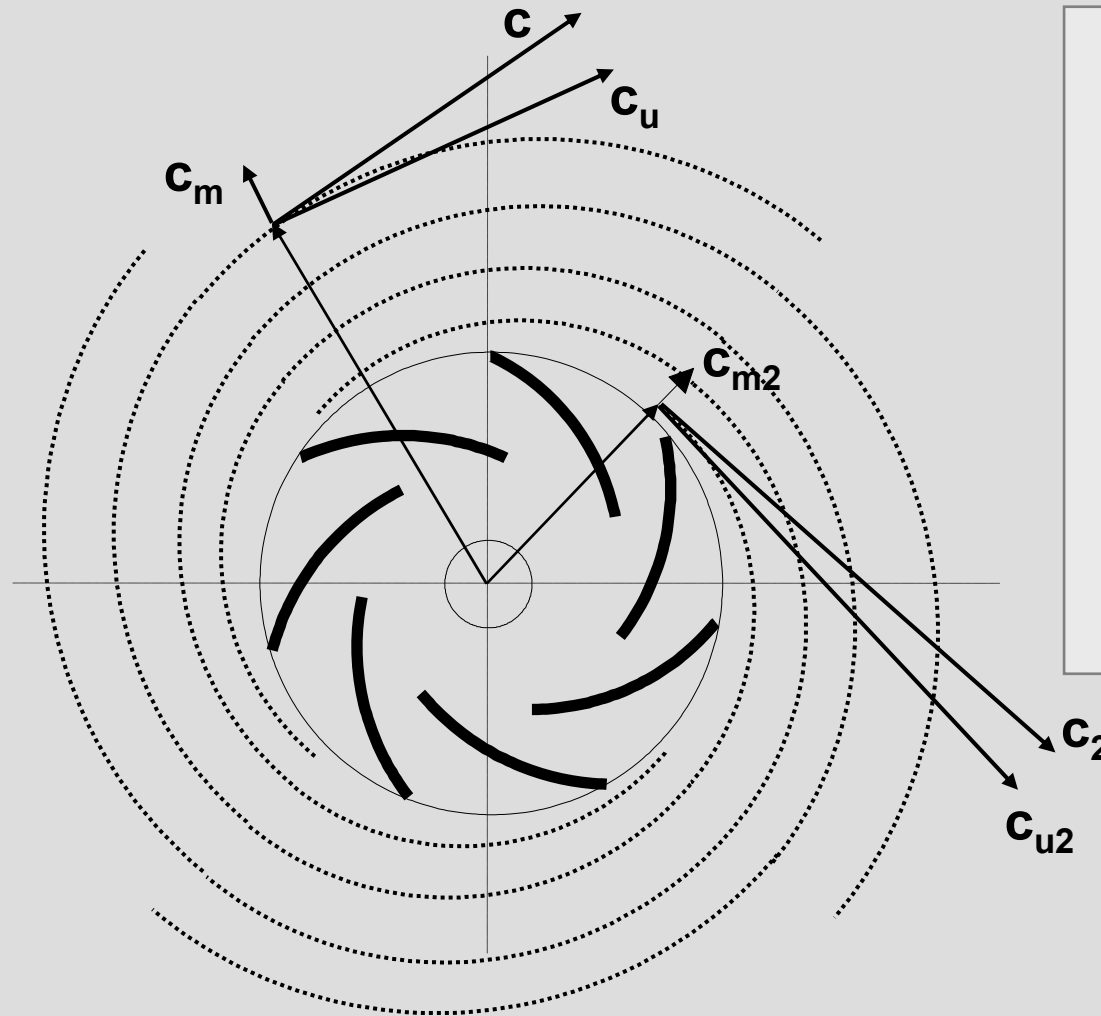
$$c_m = Q_{\text{La}} / A$$



$$P_{\text{tech1,2}} = T_w \omega$$

Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Strömung im Laufrad



Laufradabströmung:

Konstanter Drall:

$$r_2 c_{u2} = r c_u$$

Kontinuitätsgleichung:

($\rho = \text{const}$)

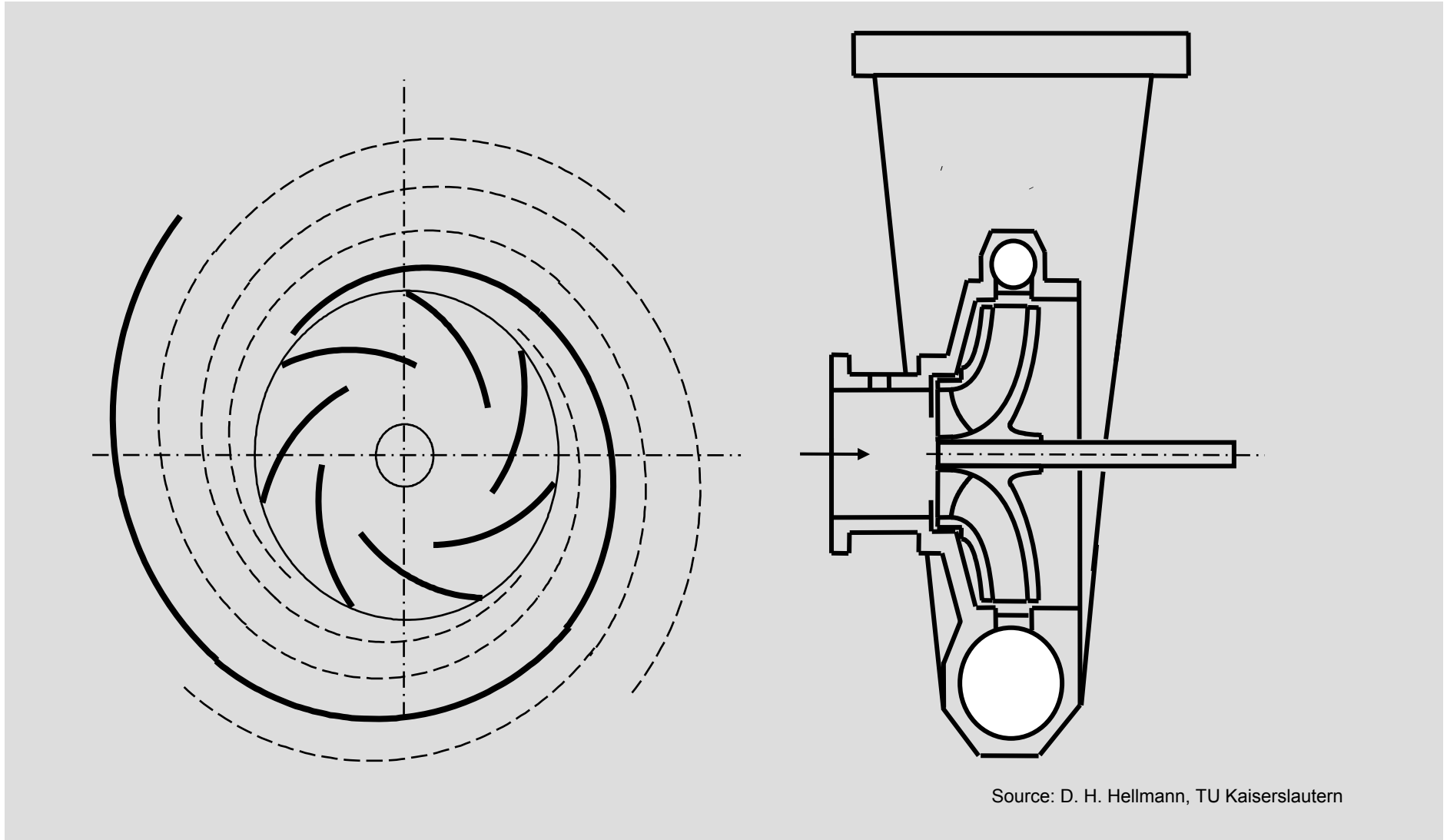
$$r_2 c_{m2} = r c_m$$

$$\text{tg} \alpha = c_{m2}/c_{u2} = c_m/c_u$$

d.h. $\alpha = \text{const}$

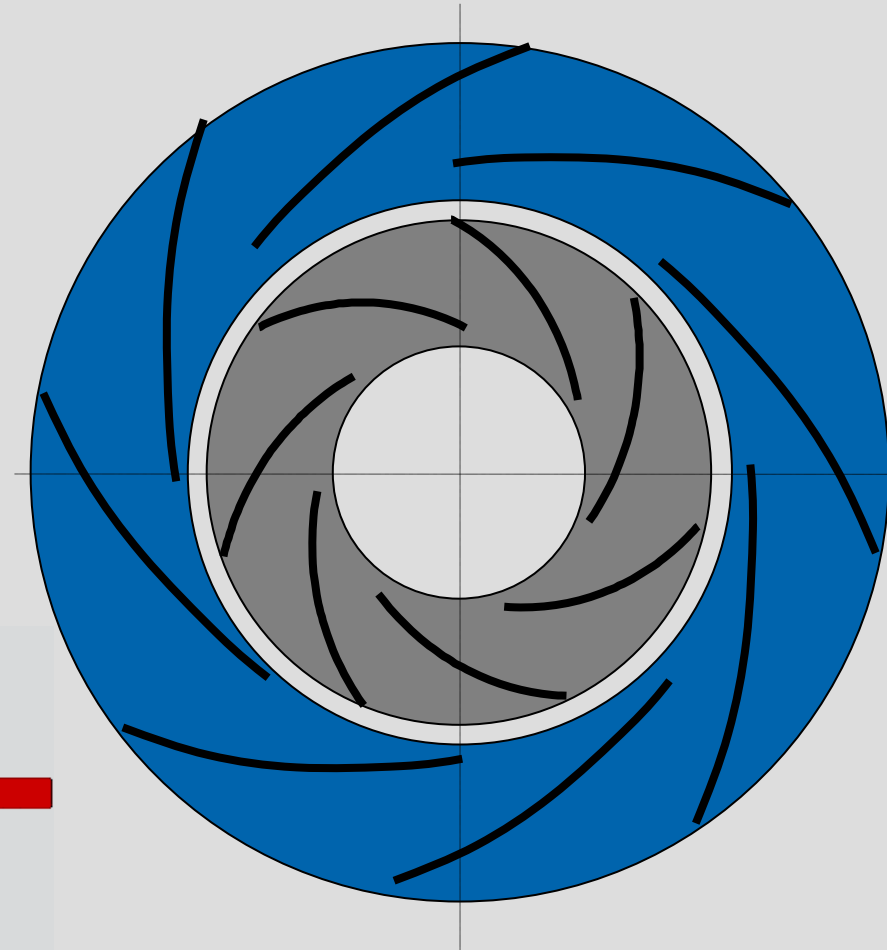
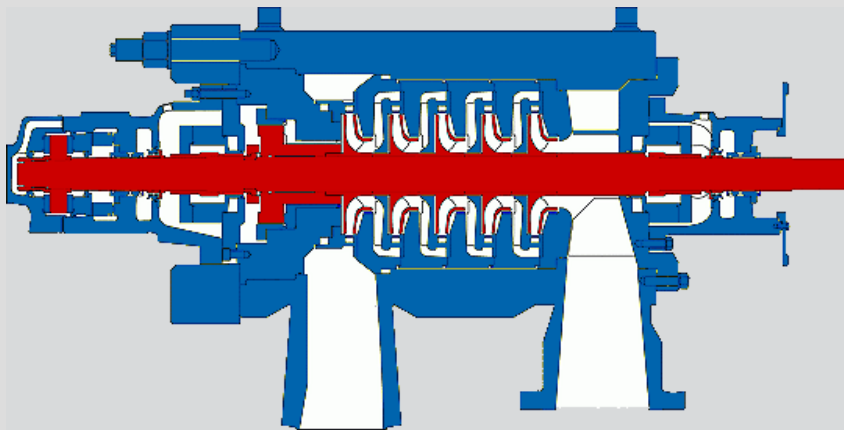
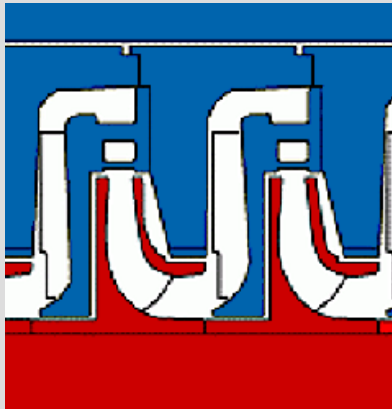
Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

LaufRad und Spirale



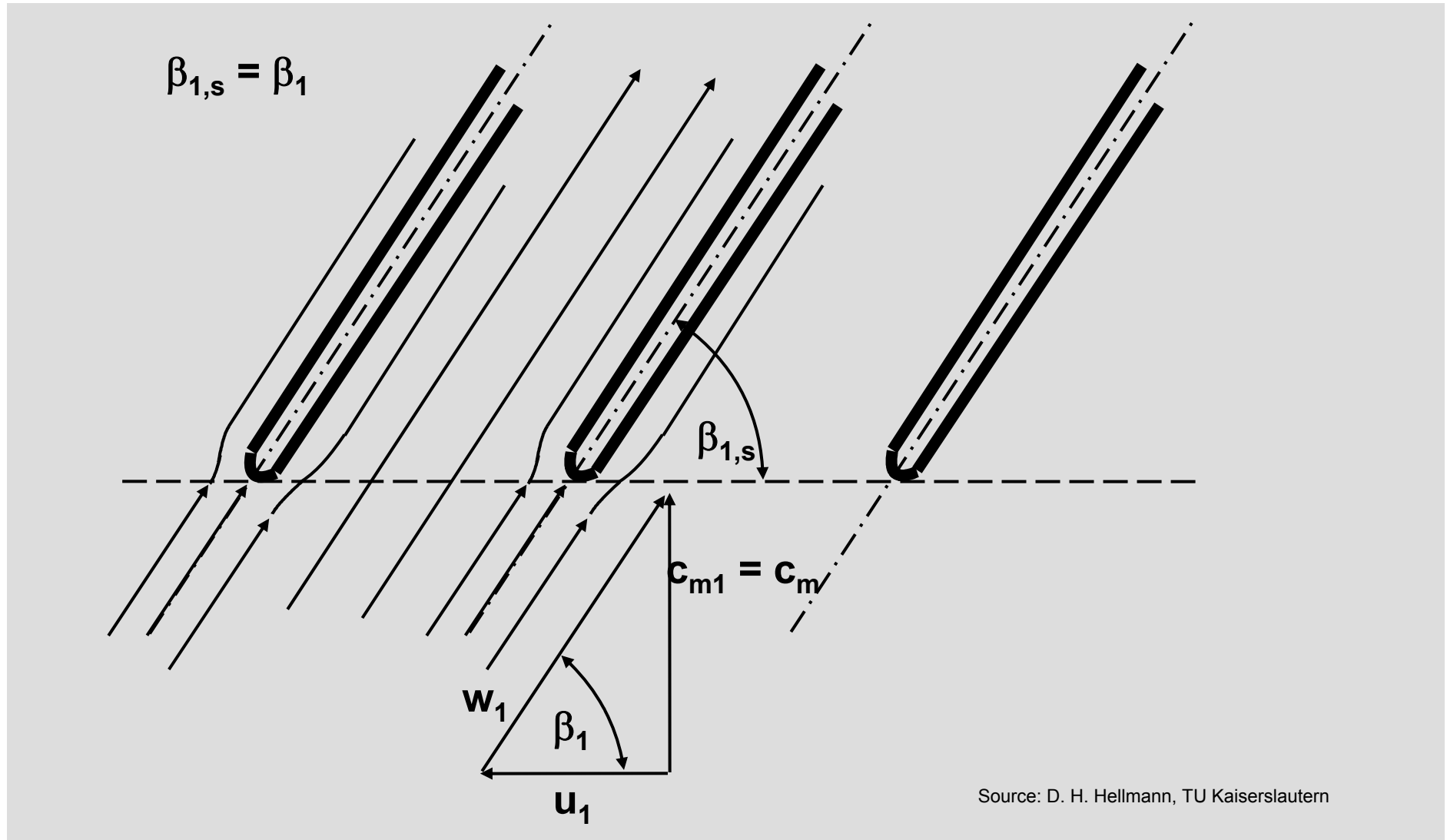
Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Laufrad und Leitrad



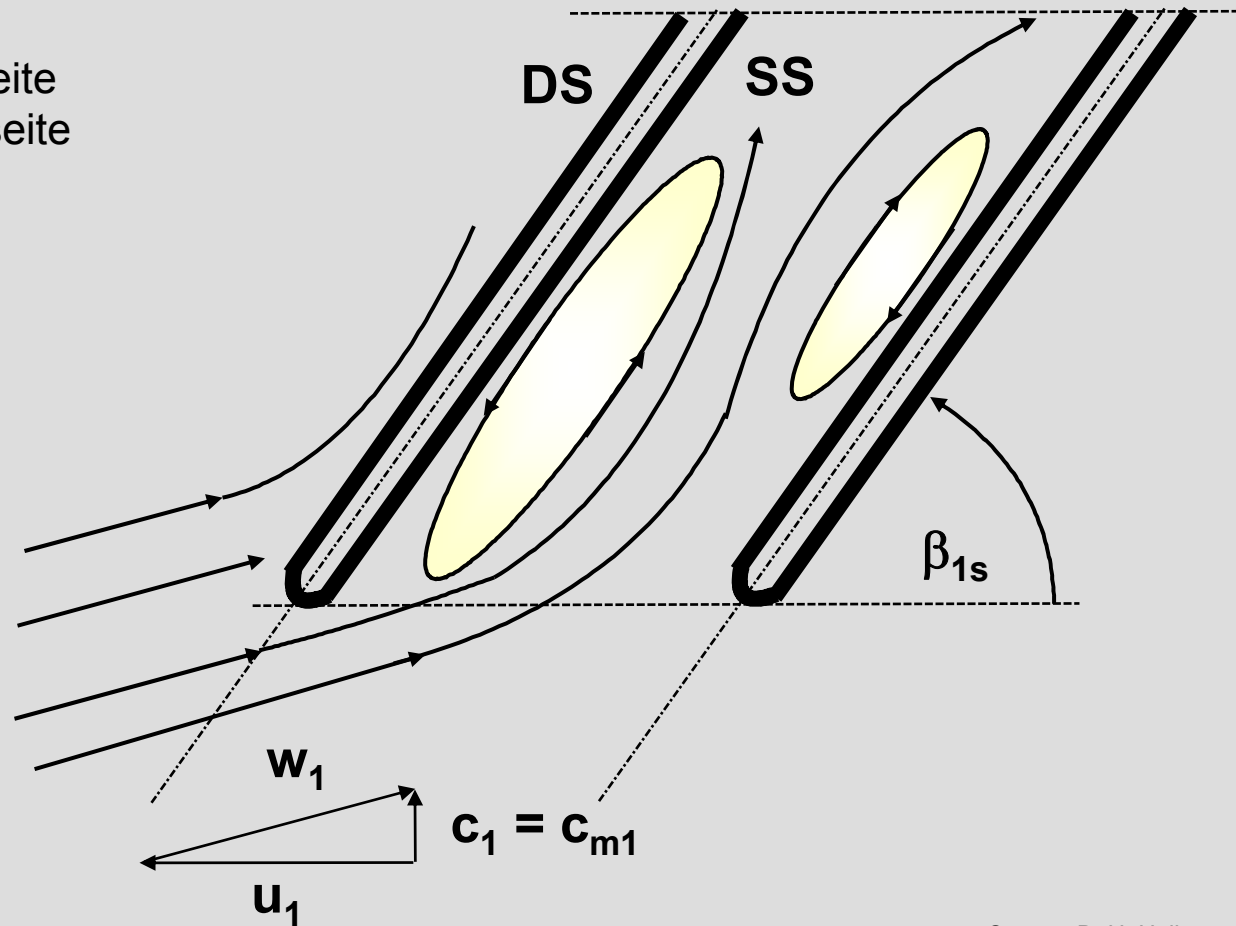
Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Betriebspunkt „Stoßfreier Eintritt“



Betriebspunkt „Teillast“

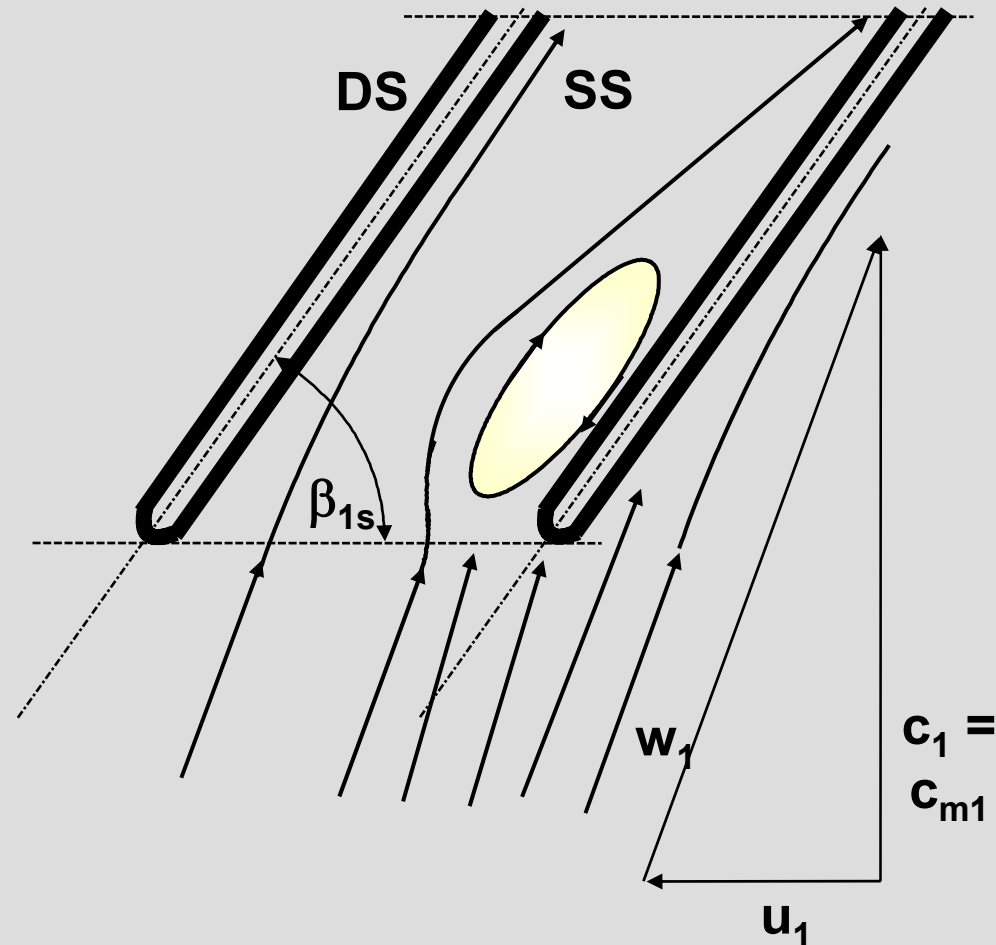
SS = Saugseite
DS = Druckseite



Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

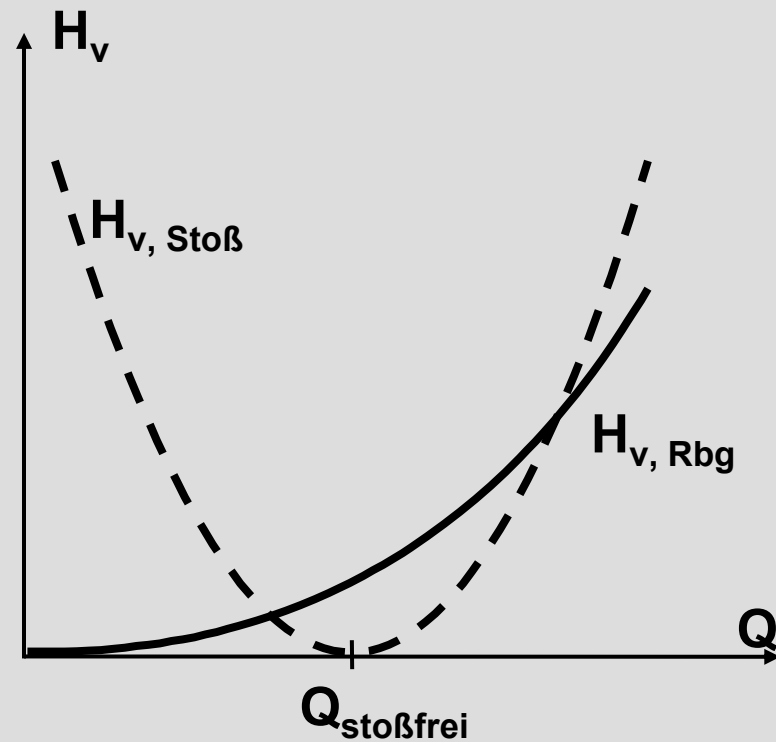
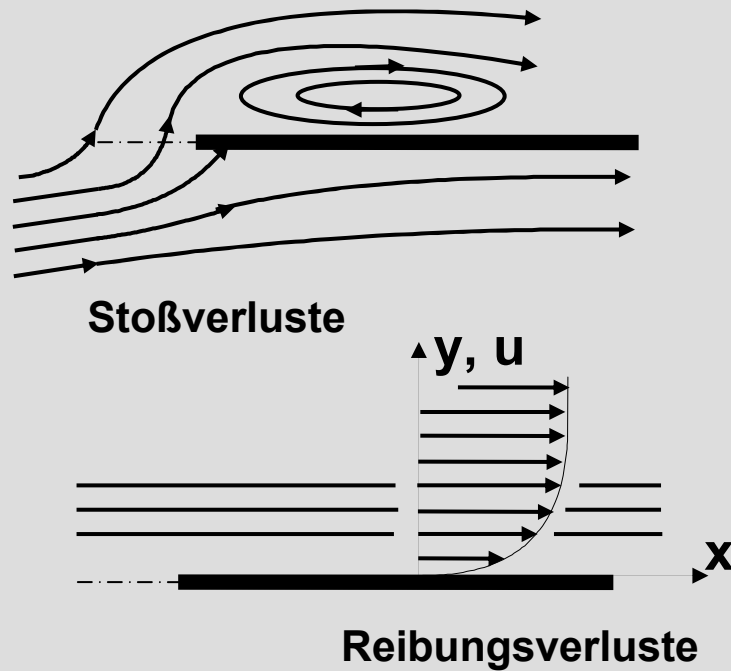
Betriebspunkt „Überlast“

SS = Saugseite
DS = Druckseite



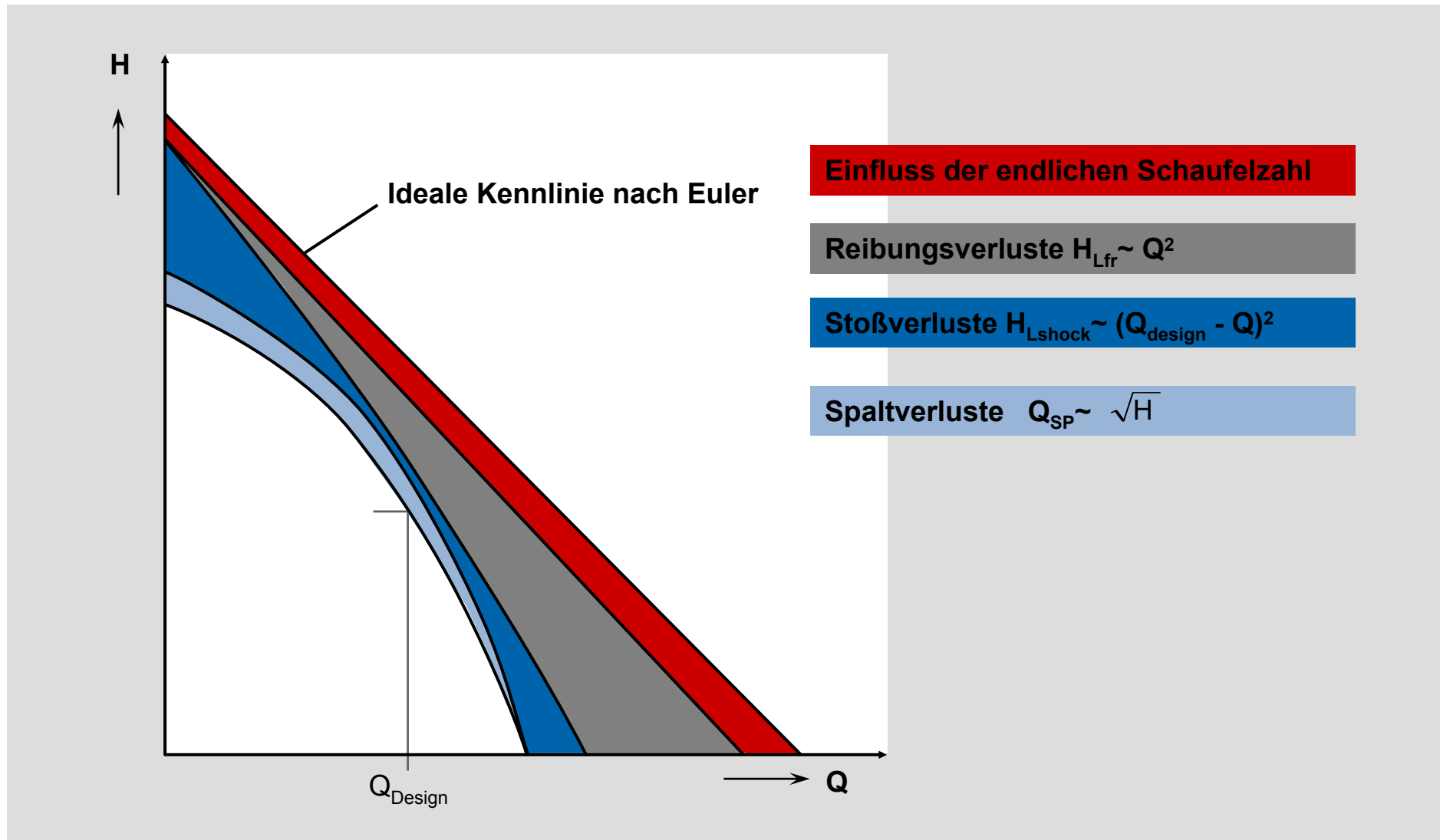
Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Hydraulische Verluste im Laufrad

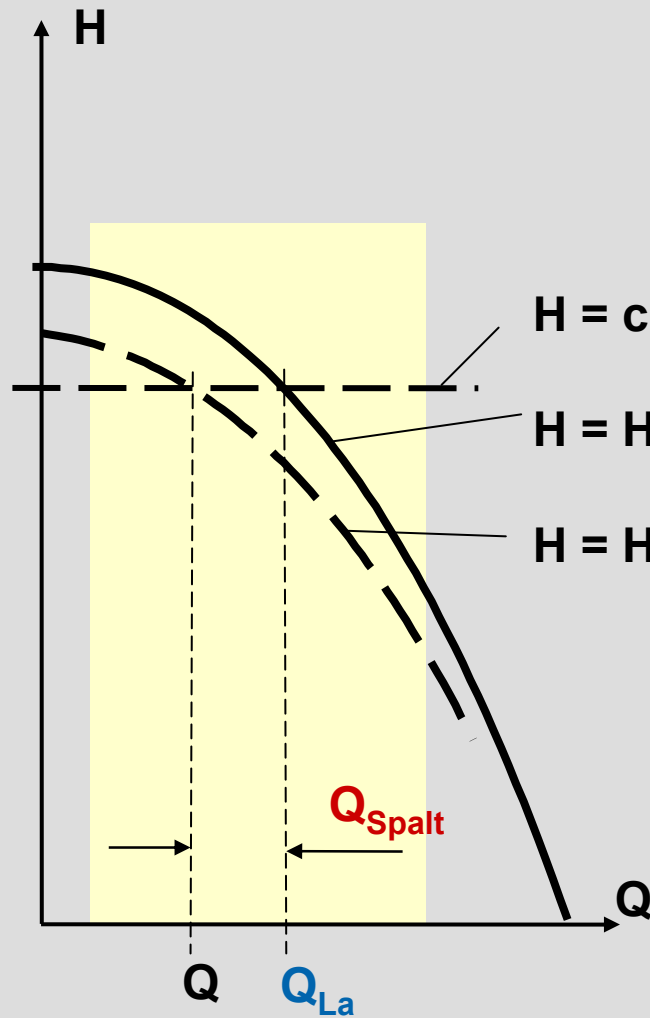


Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

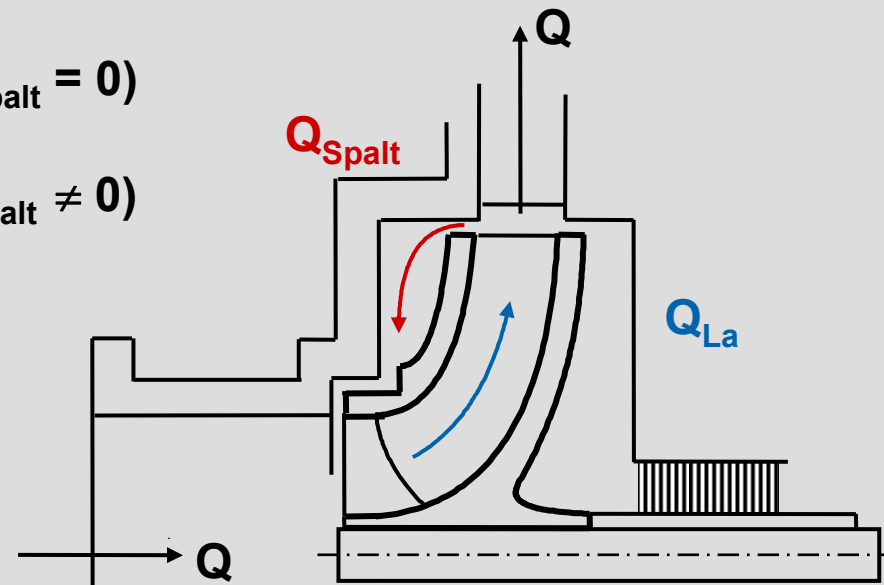
Reale Kennlinie einer Kreiselpumpe



Spaltverluste in Kreiselpumpen

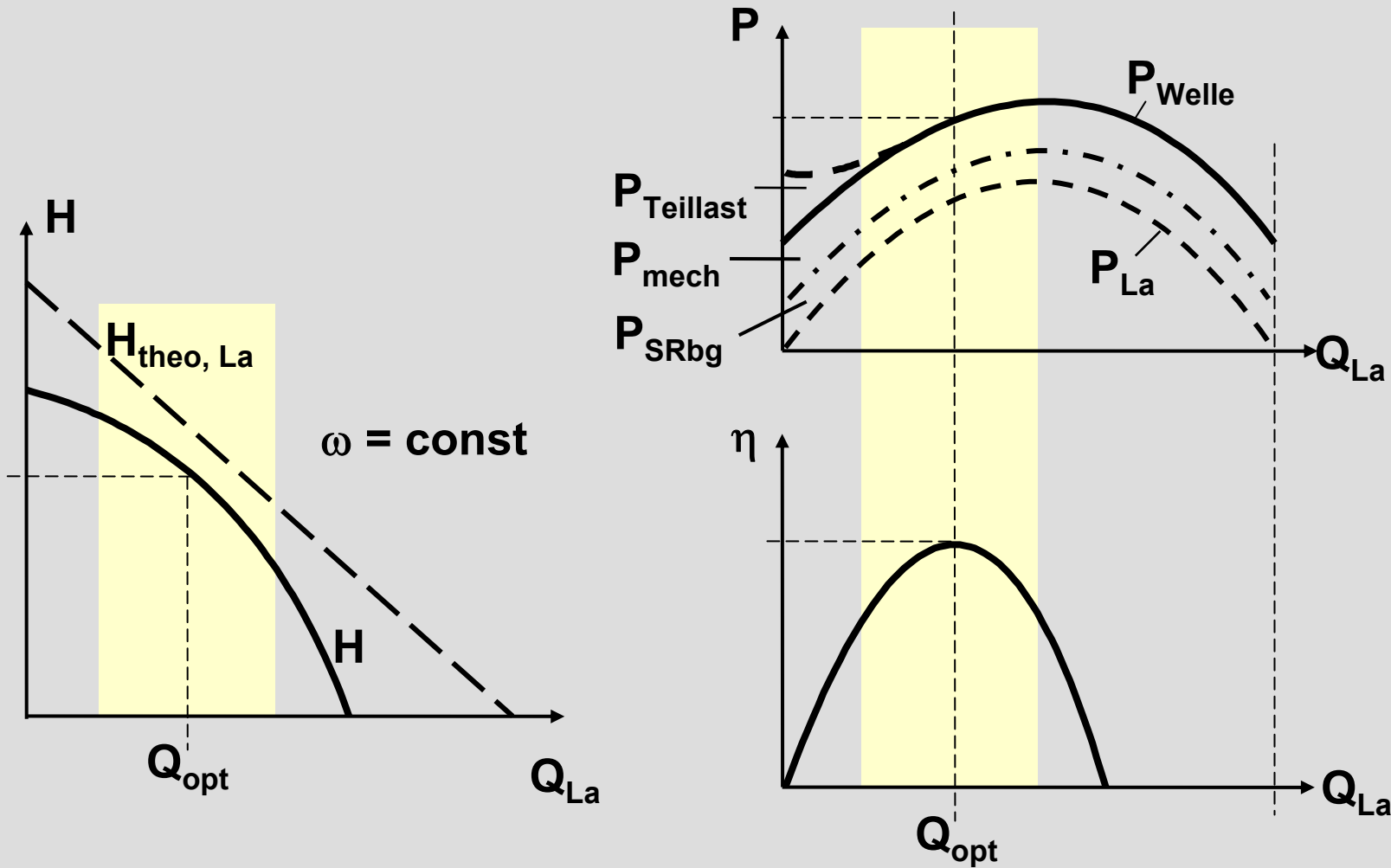


$$Q = Q_{\text{La}} - Q_{\text{Spalt}}$$



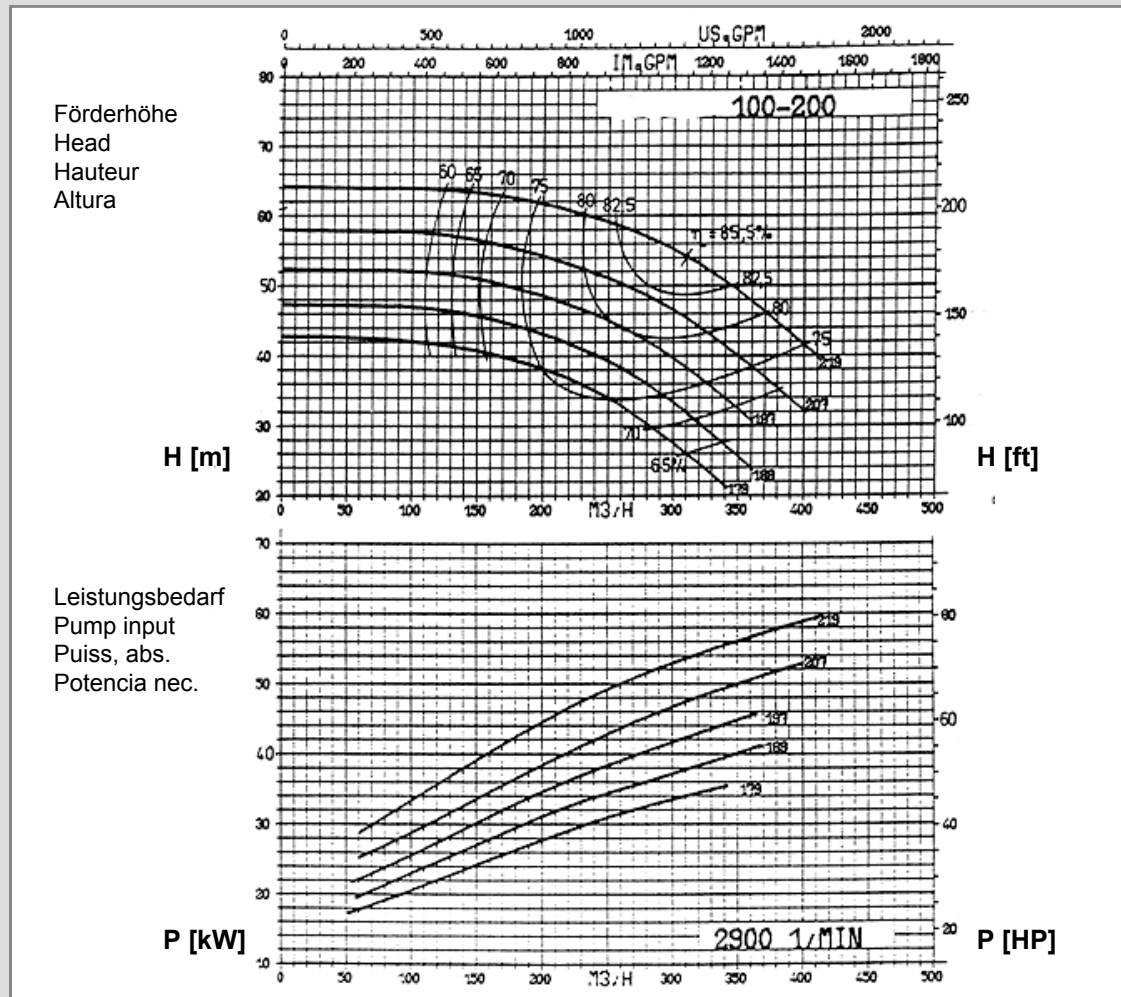
Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Leistung und Wirkungsgrad



Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Reale Kennlinie

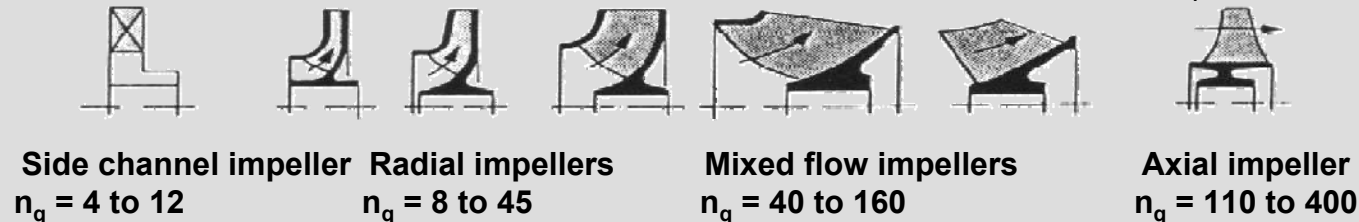
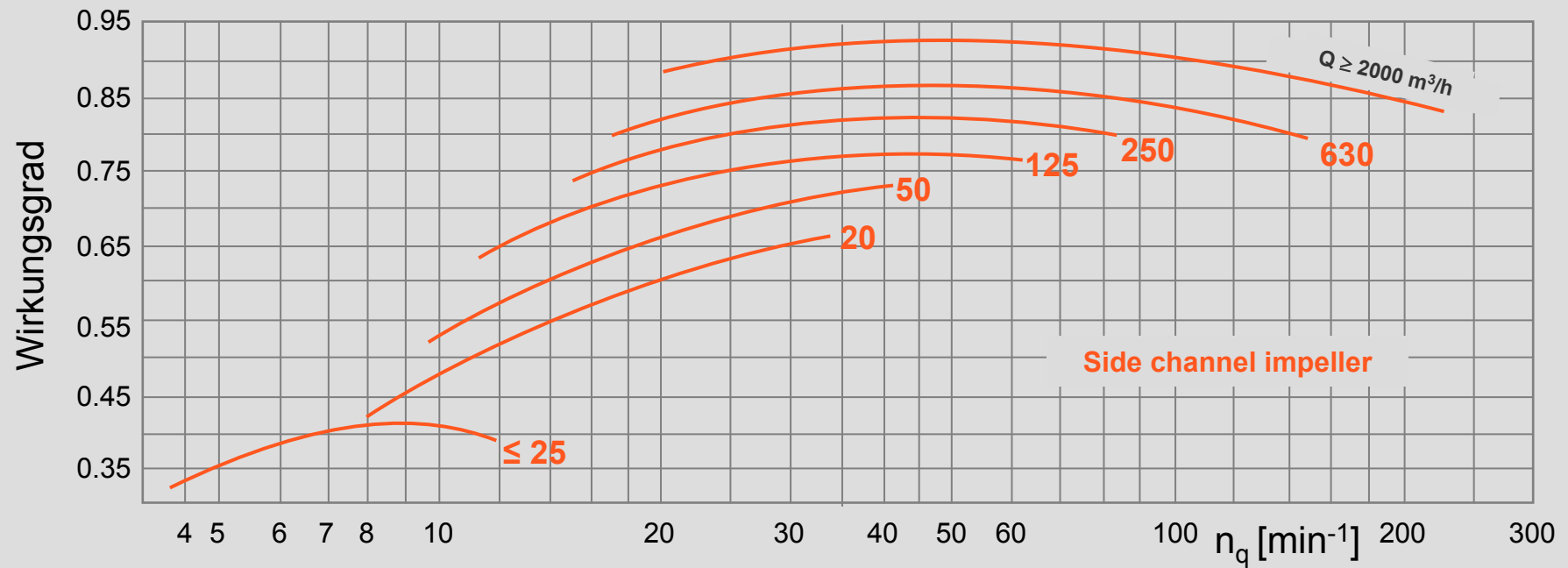


Theoretische Wirkungsgrade von Pumpen



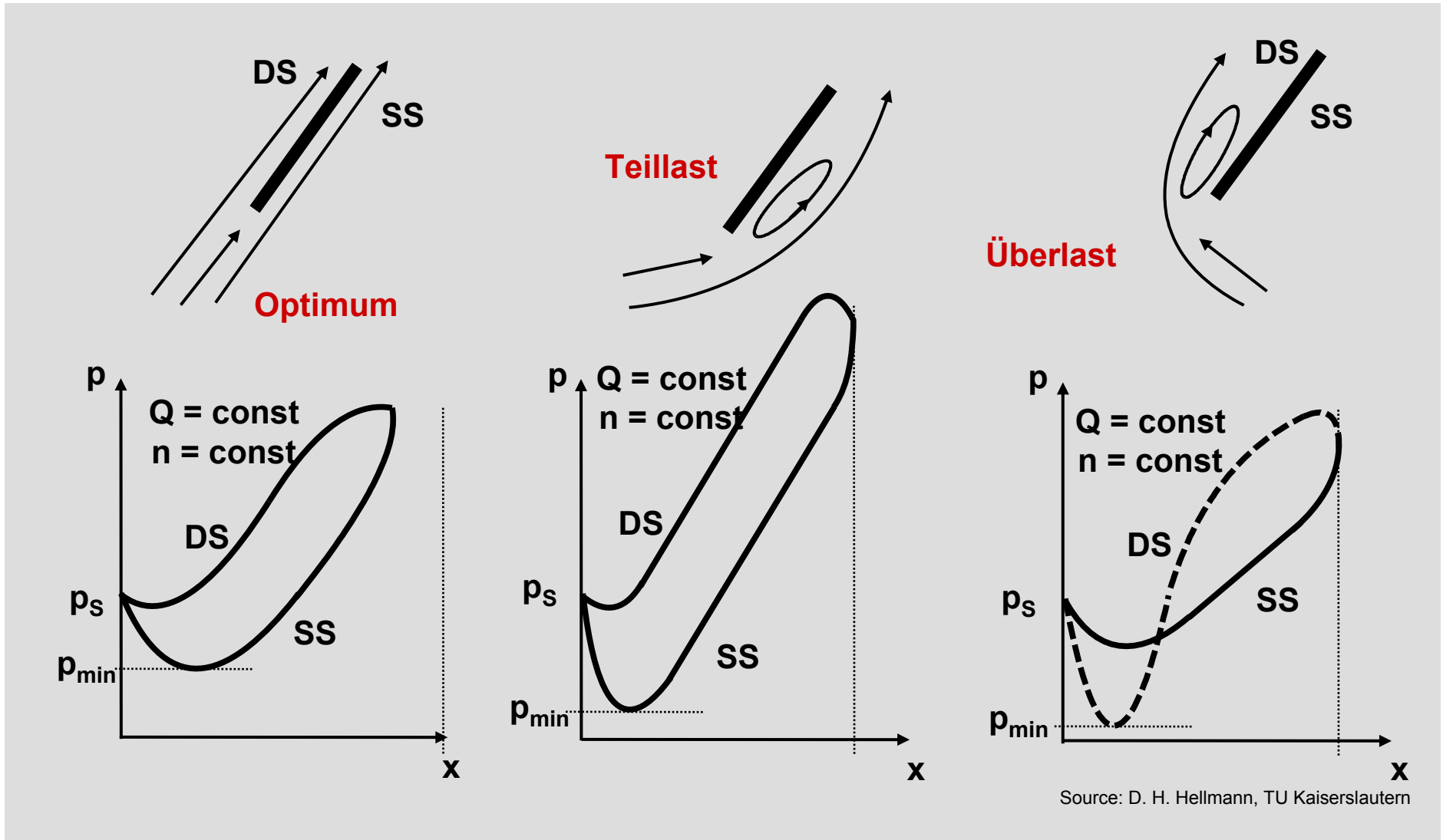
Der erreichbare Wirkungsgrad ist abhängig von der spezifischen Drehzahl n_q .

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [1/\text{min}] \quad \text{mit } n \text{ in } [1/\text{min}], \quad Q \text{ in } [\text{m}^3/\text{s}], \quad H \text{ in } [\text{m}]$$



Betrieb bei Teil- und Überlast

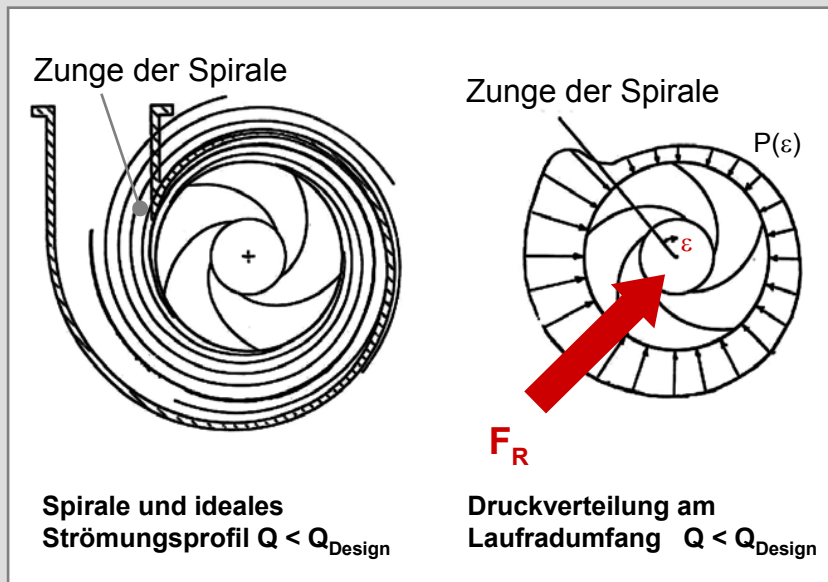
Druckverteilung längs einer Laufradschaufel



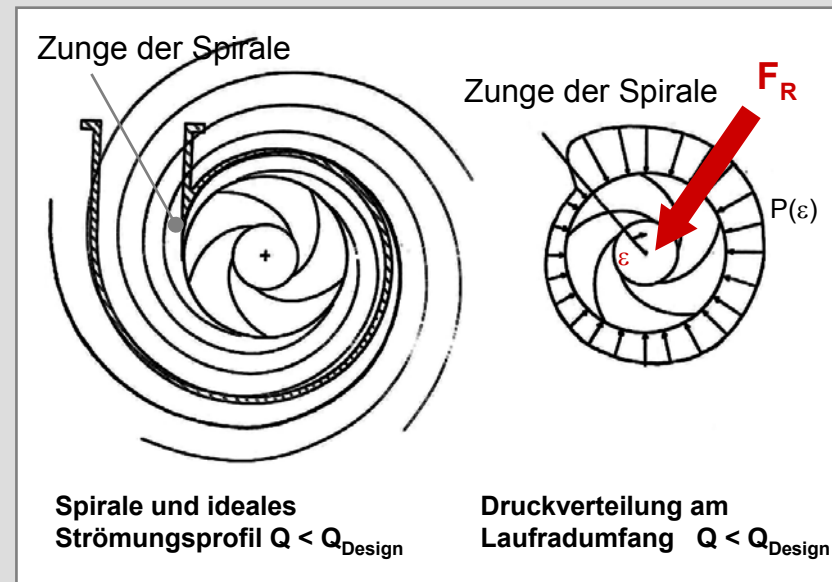
Betrieb außerhalb des Optimums

- Bei Fördermengen außerhalb der hydraulischen Auslegungsmenge passen Laufrad und Spirale nicht zusammen
- Durch die ungleiche Druckverteilung entsteht eine Radialkraft F_R

Spirale bei Teillast



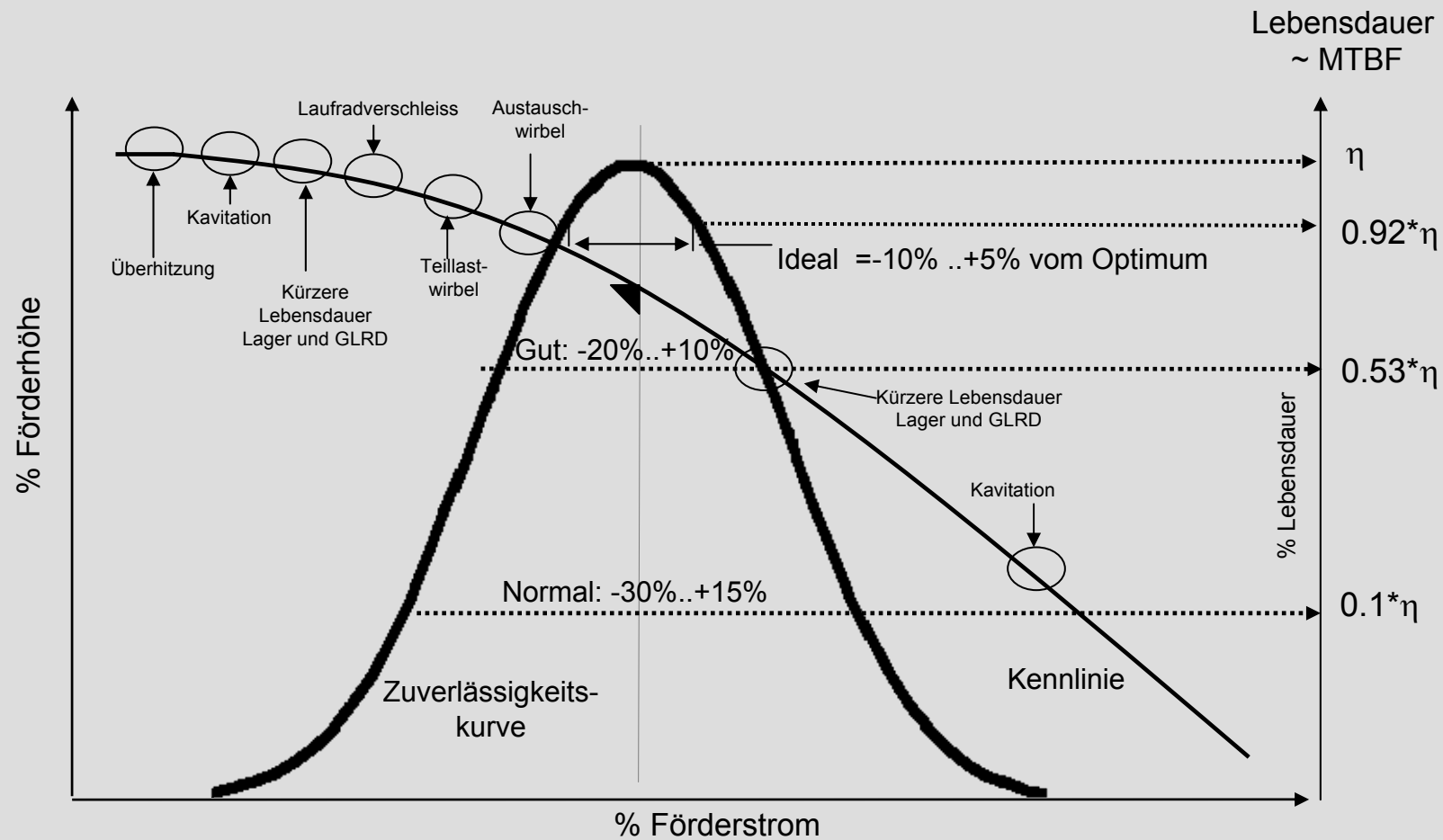
Spirale bei Überlaste



Betriebspunkt und Lebensdauer

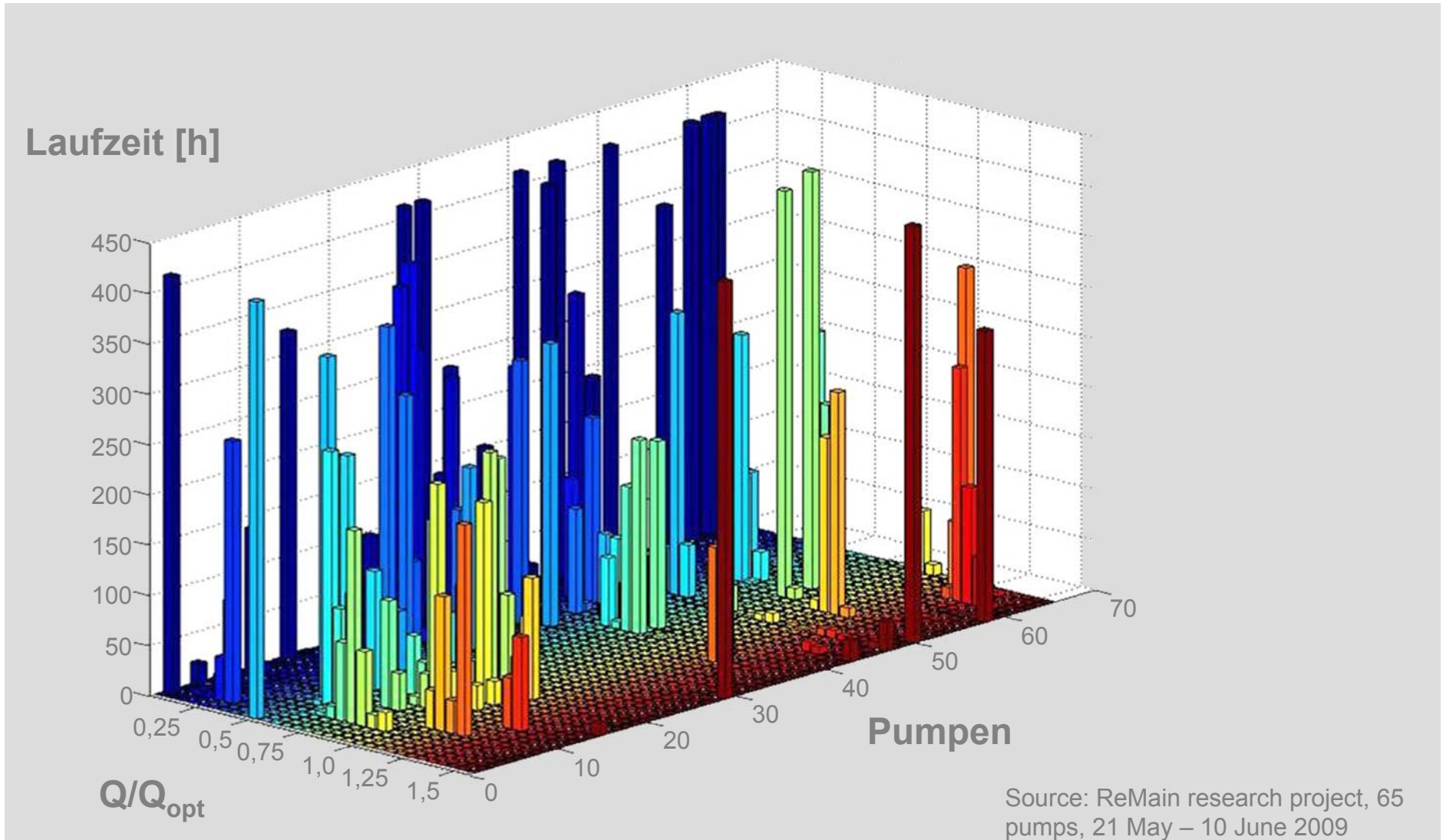


Betrieb im Optimum spart Energie und erhöht die Lebensdauer



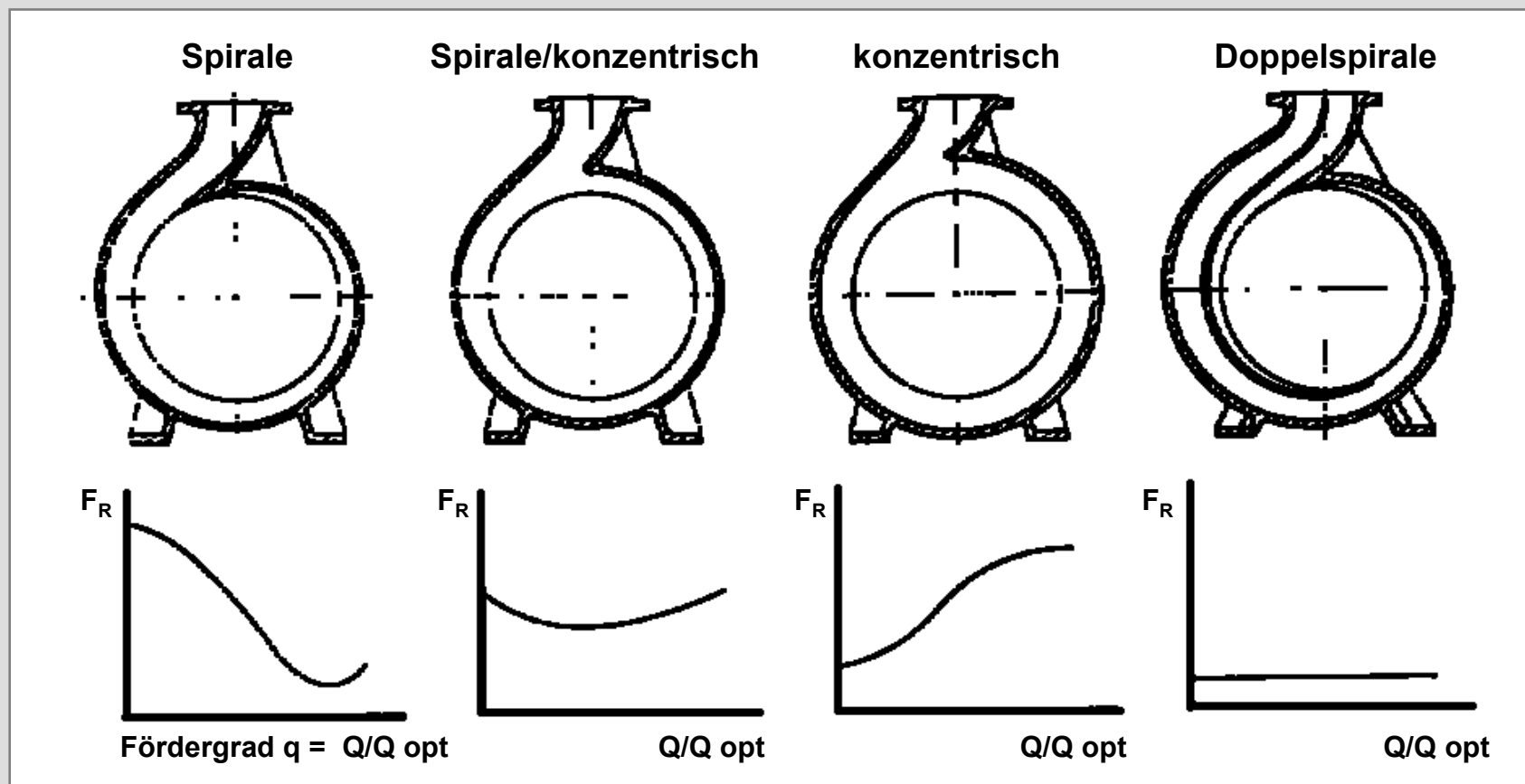
Quelle: Judy Hodgson (Du Pont): "Predicting Maintenance Costs Accurately", Pumps & Systems, April 2004

Realer Betrieb von Pumpen



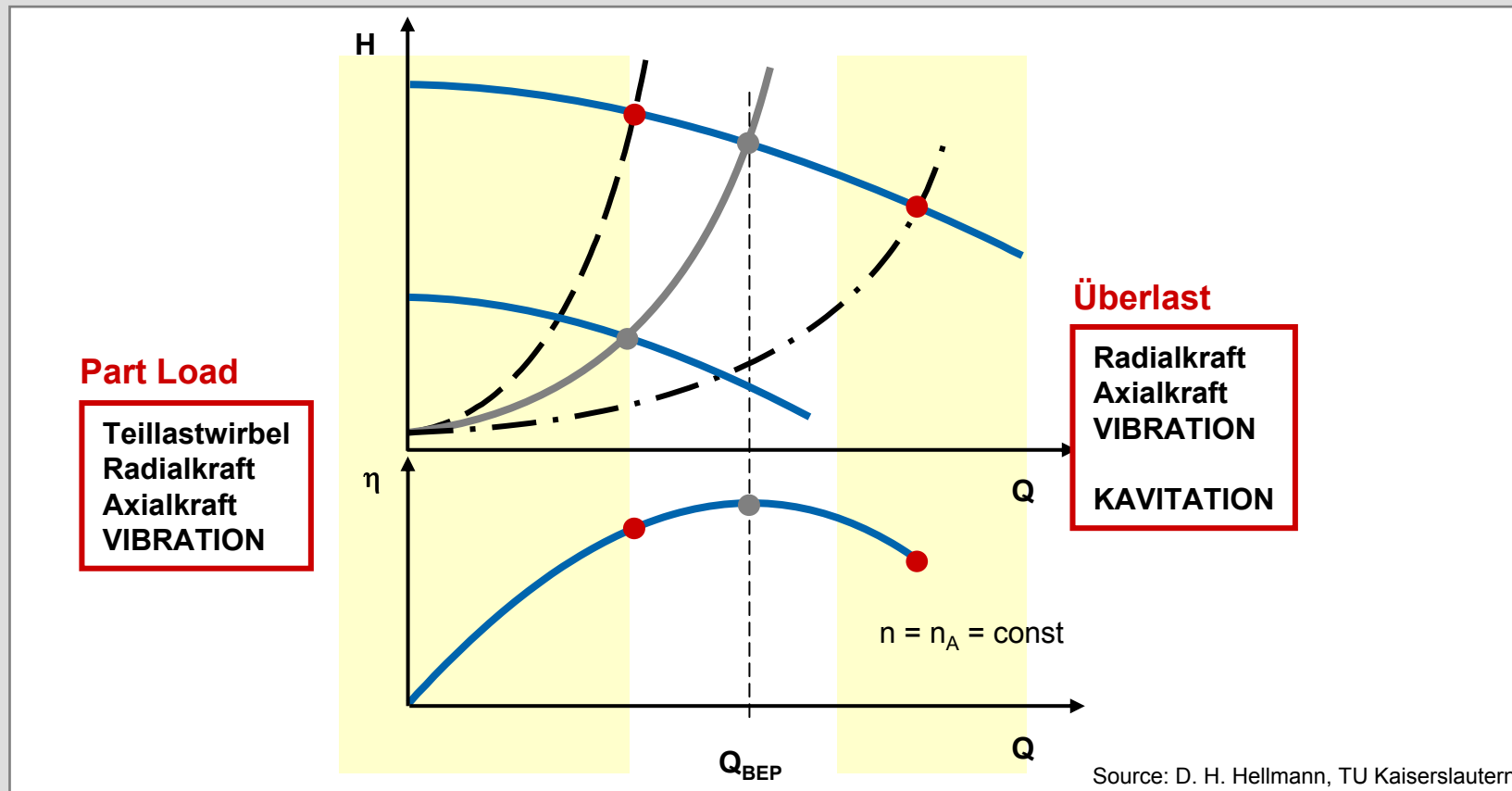
Radialkräfte bei verschiedenen Gehäuseformen

$F_R = f(q)$ Bei Spiralgehäusepumpen bestimmt die Gehäuseform die Radialkraft in Höhe und Verlauf über der Menge



Zusammenfassung zu Kennlinien

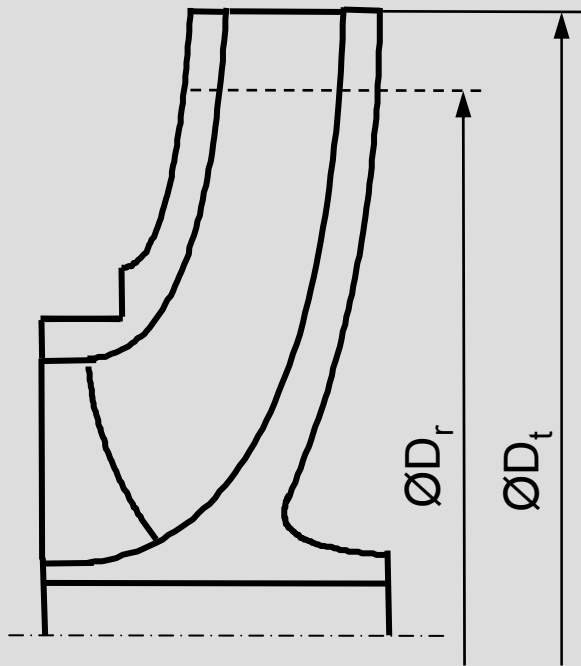
Betrieb außerhalb des Optimums ist unvermeidlich –
die Dauer dieses Zustands kann jedoch minimiert werden



Abdrehen von Laufrädern

Laufabdrehen: Einfache Formel

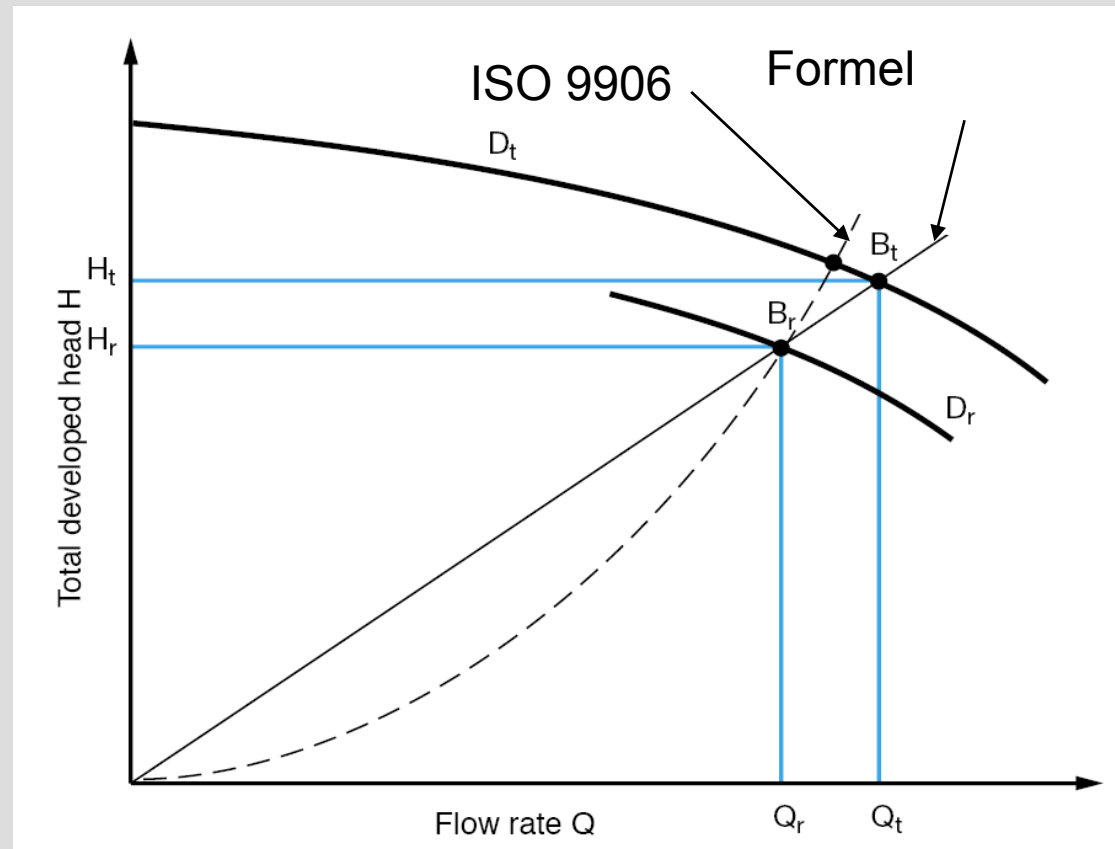
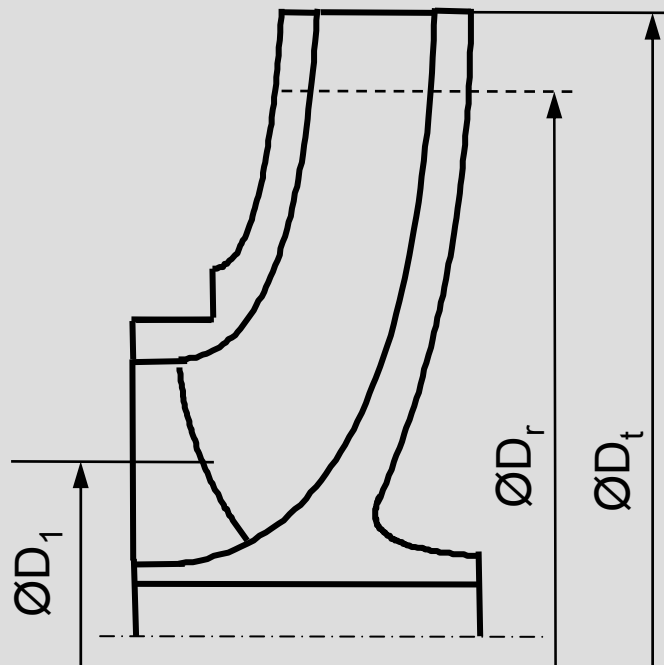
$$\left(\frac{D_r}{D_t}\right)^2 = \frac{Q_r}{Q_t} = \frac{H_r}{H_t}$$



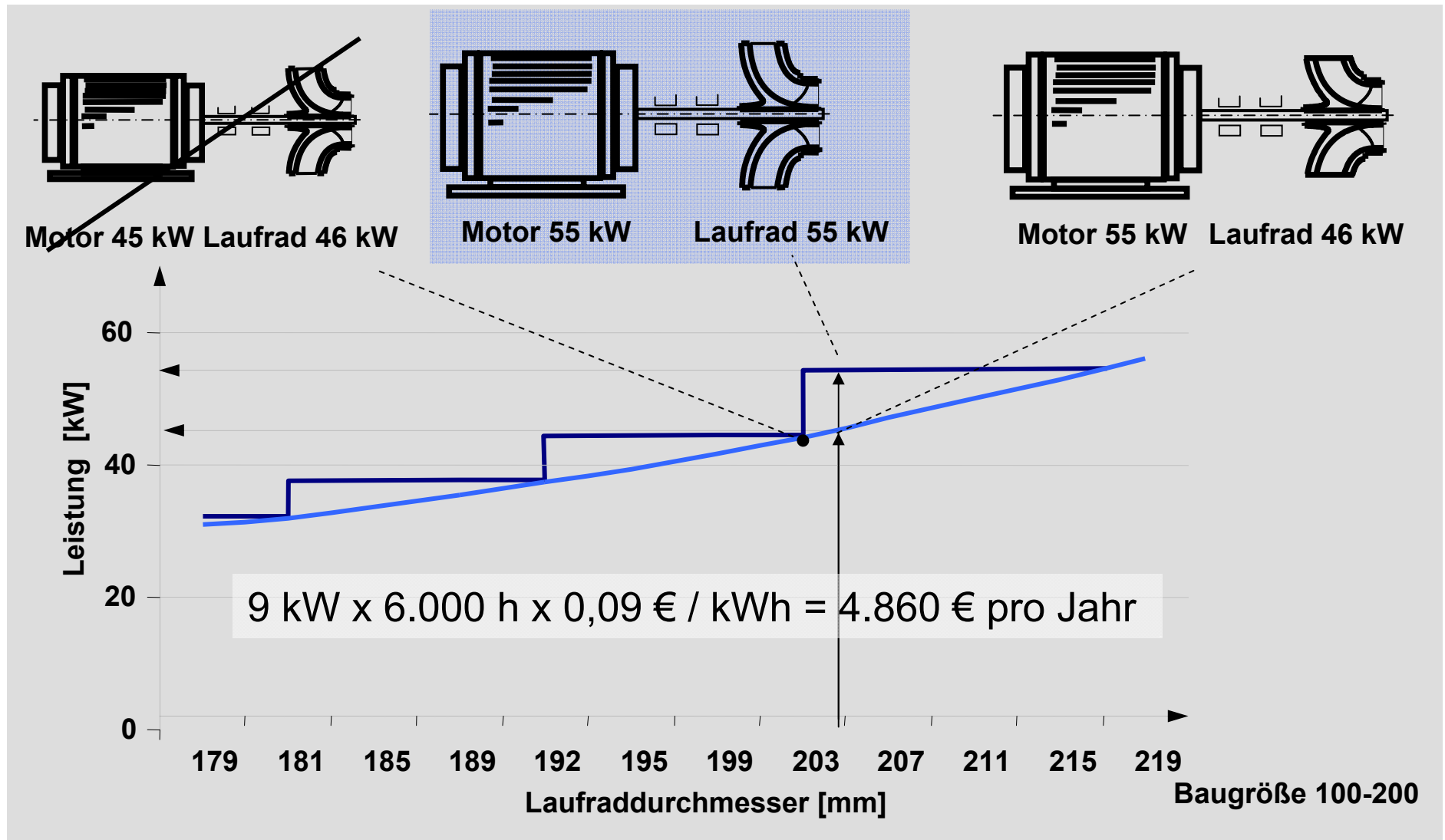
Laufabdrehen: Formel nach ISO 9906



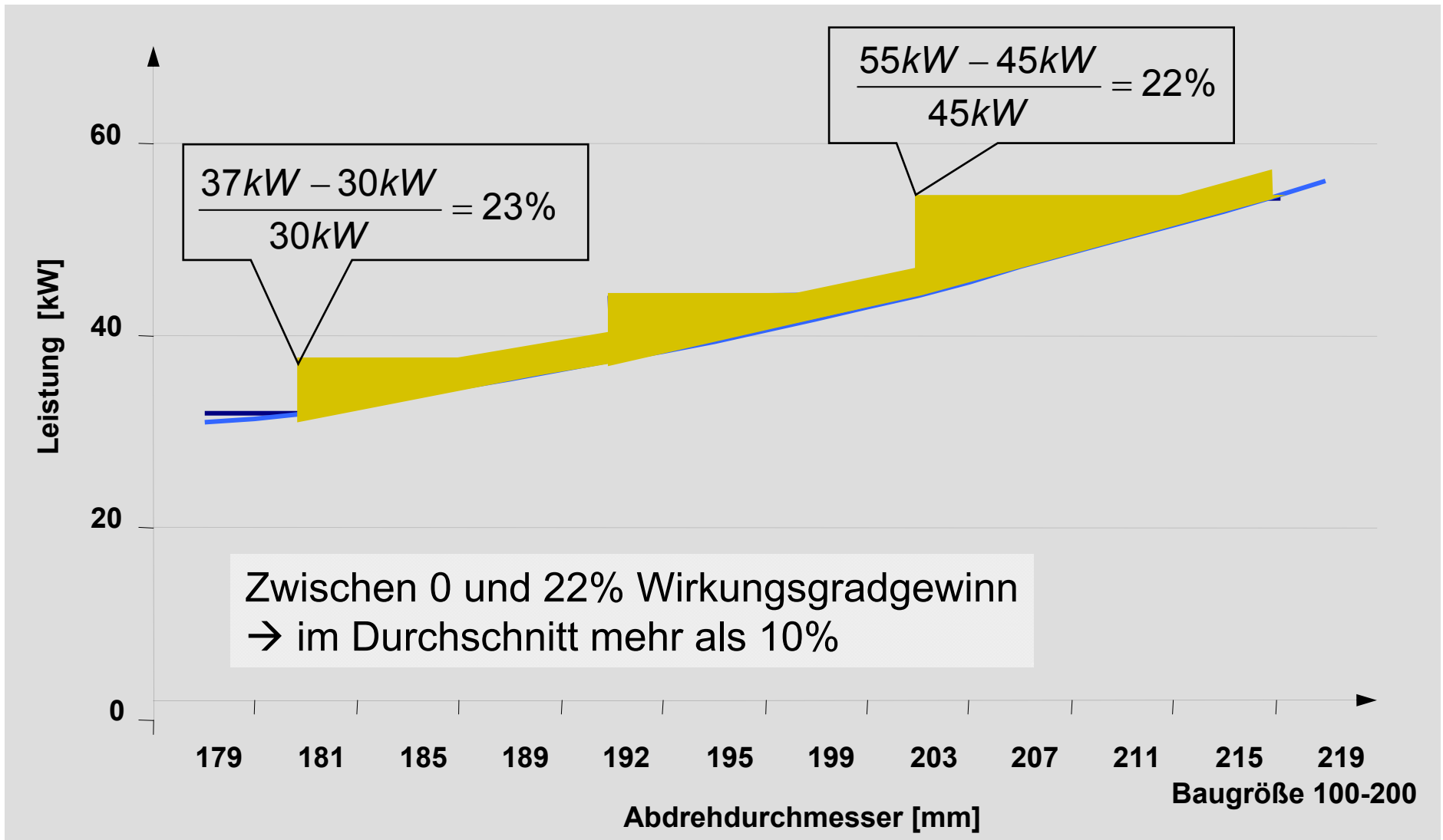
$$(D_r^2 - D_1^2)/(D_t^2 - D_1^2) = H_r/H_t = (Q_r/Q_t)^2$$



Teilweise enorme Leistungseinsparung



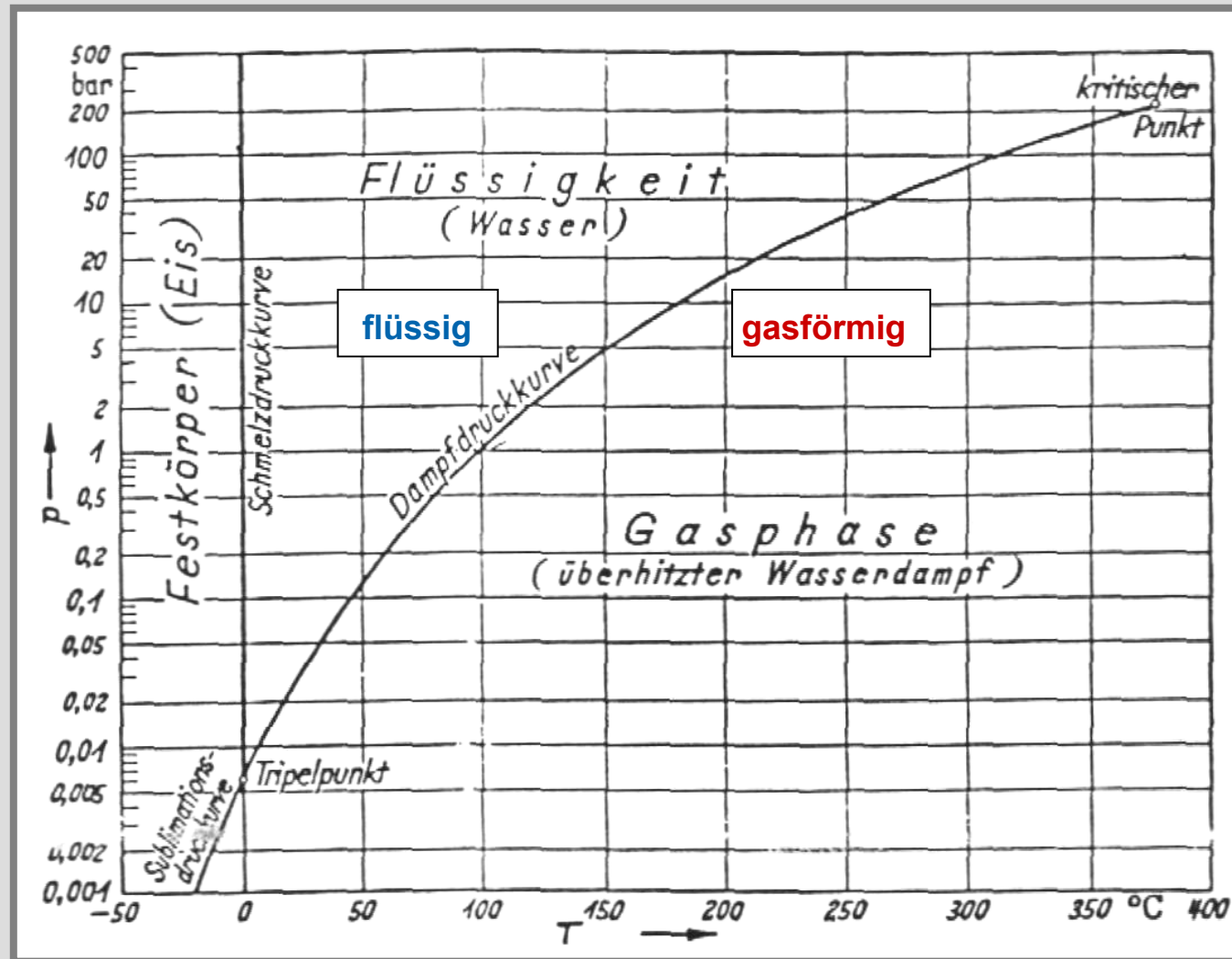
Abgedrehte Laufräder bieten durchschnittlich 10% Leistungseinsparung



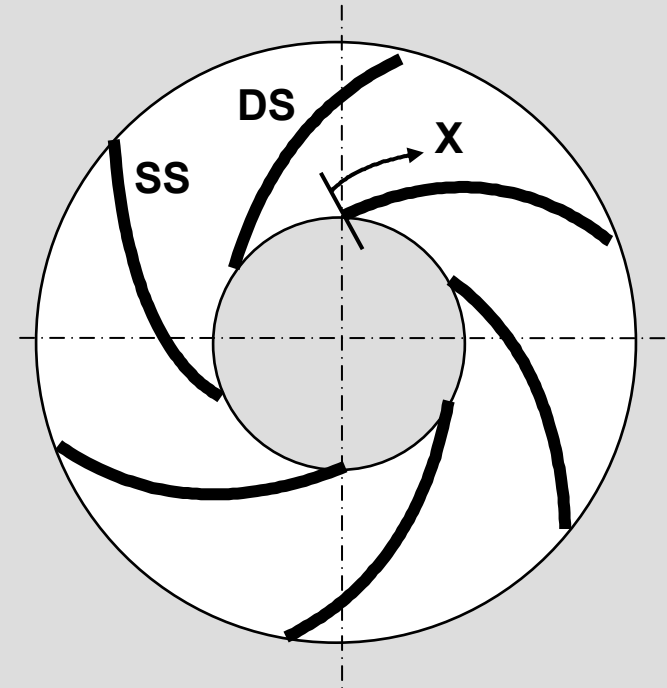
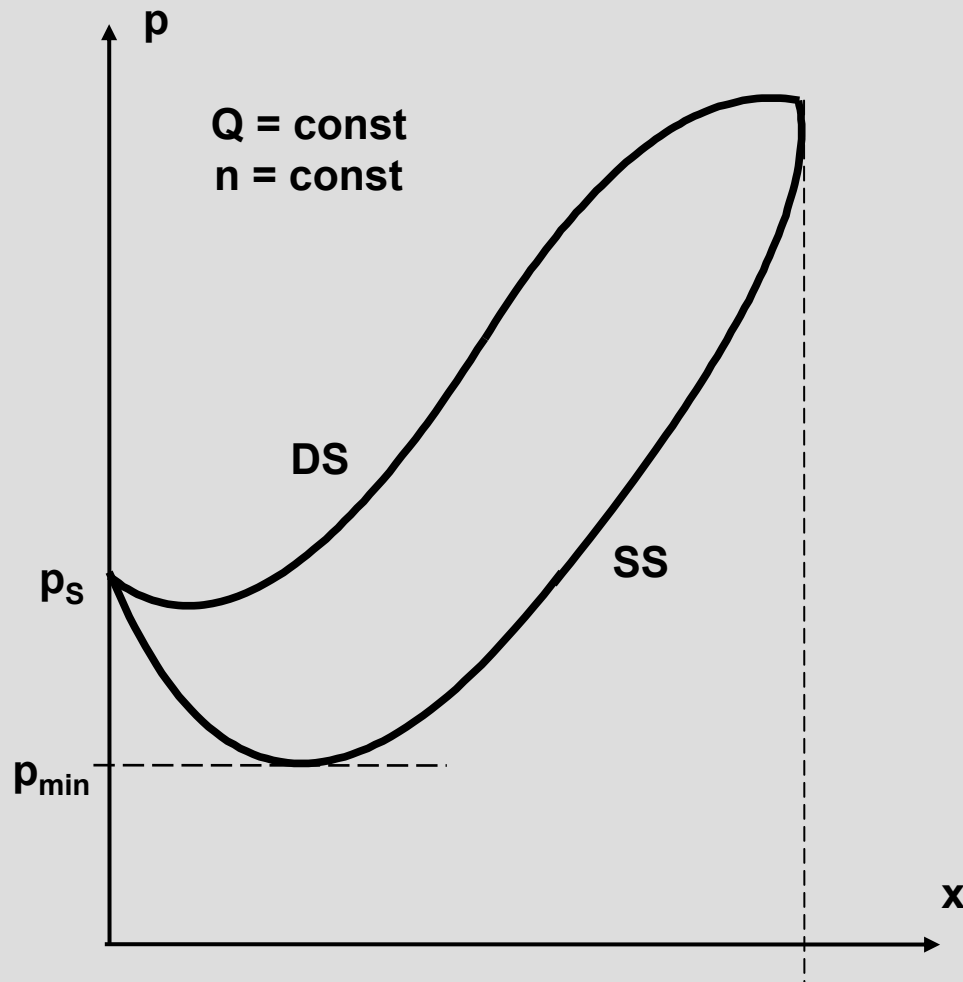
Kavitation



Dampfdrucktafel für Wasser



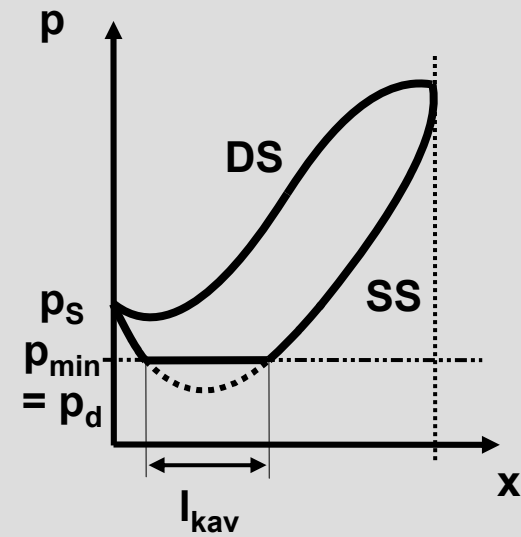
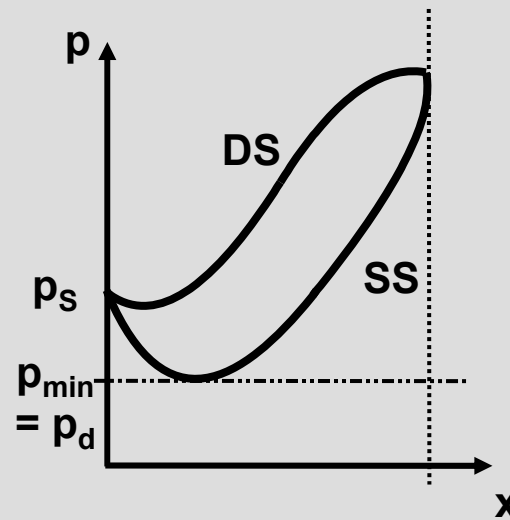
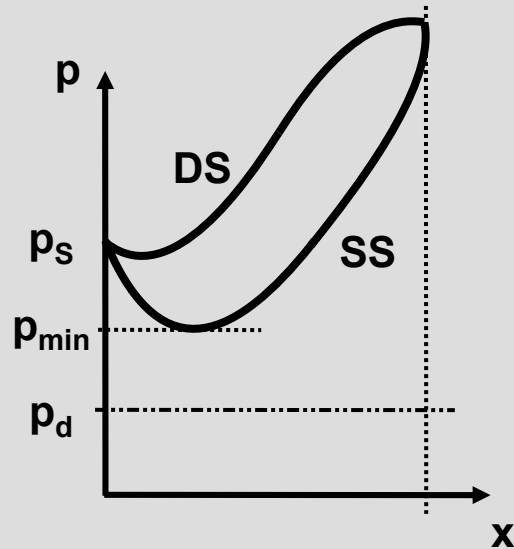
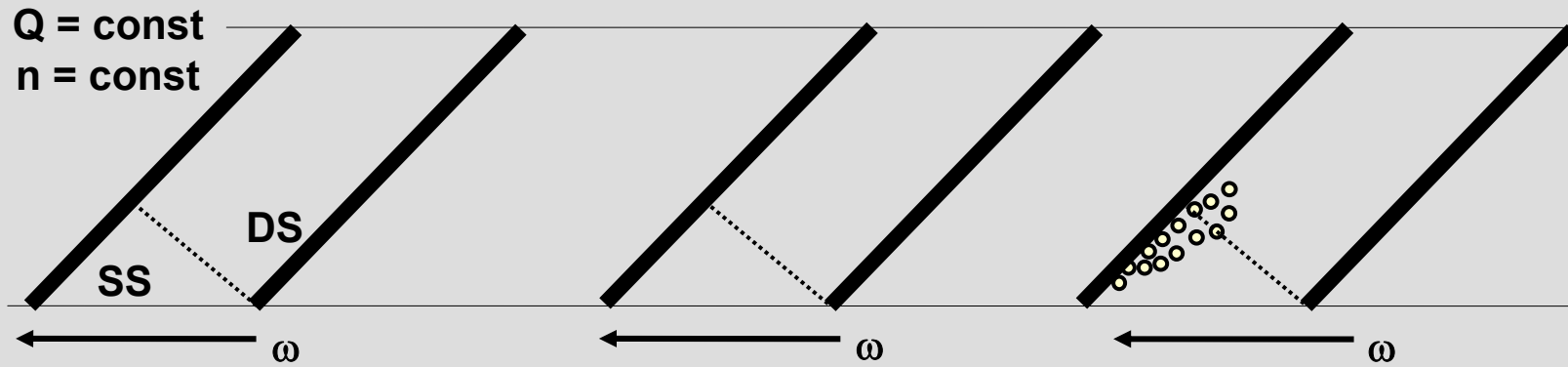
Strömung entlang der Schaufel



SS = Saugseite
DS = Druckseite

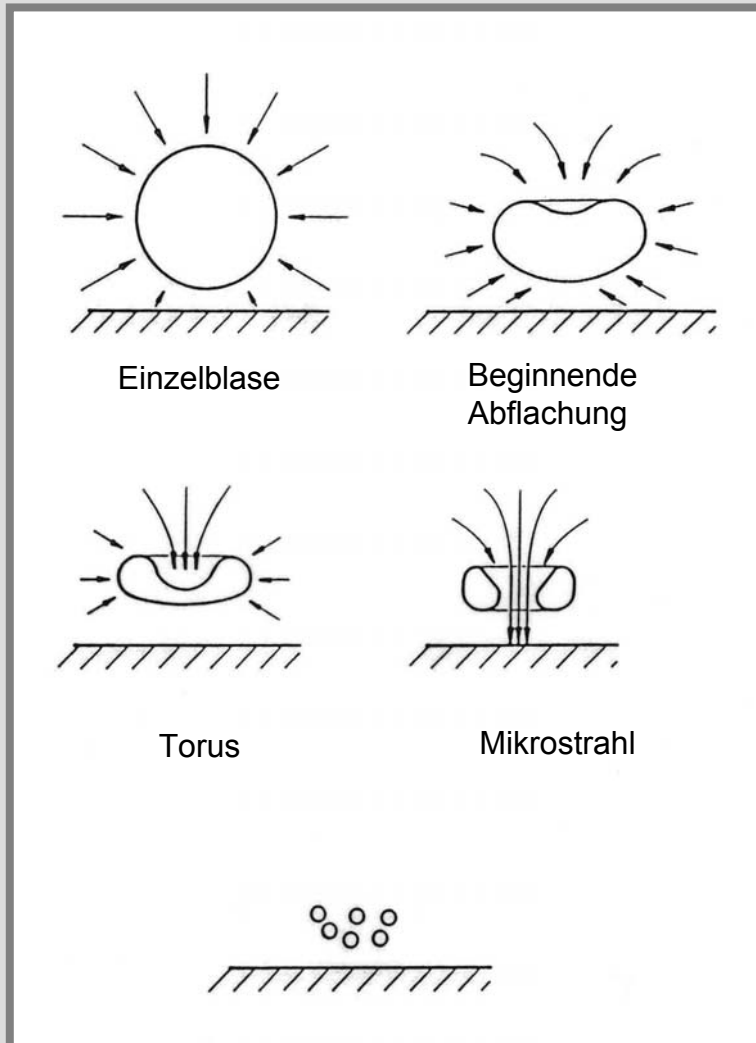
Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Entstehung von Kavitation

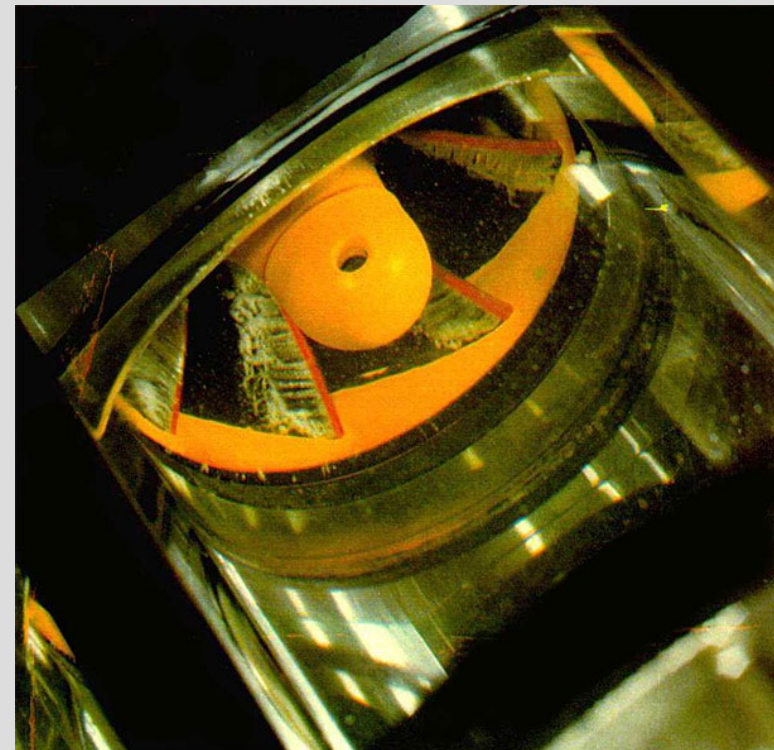


Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

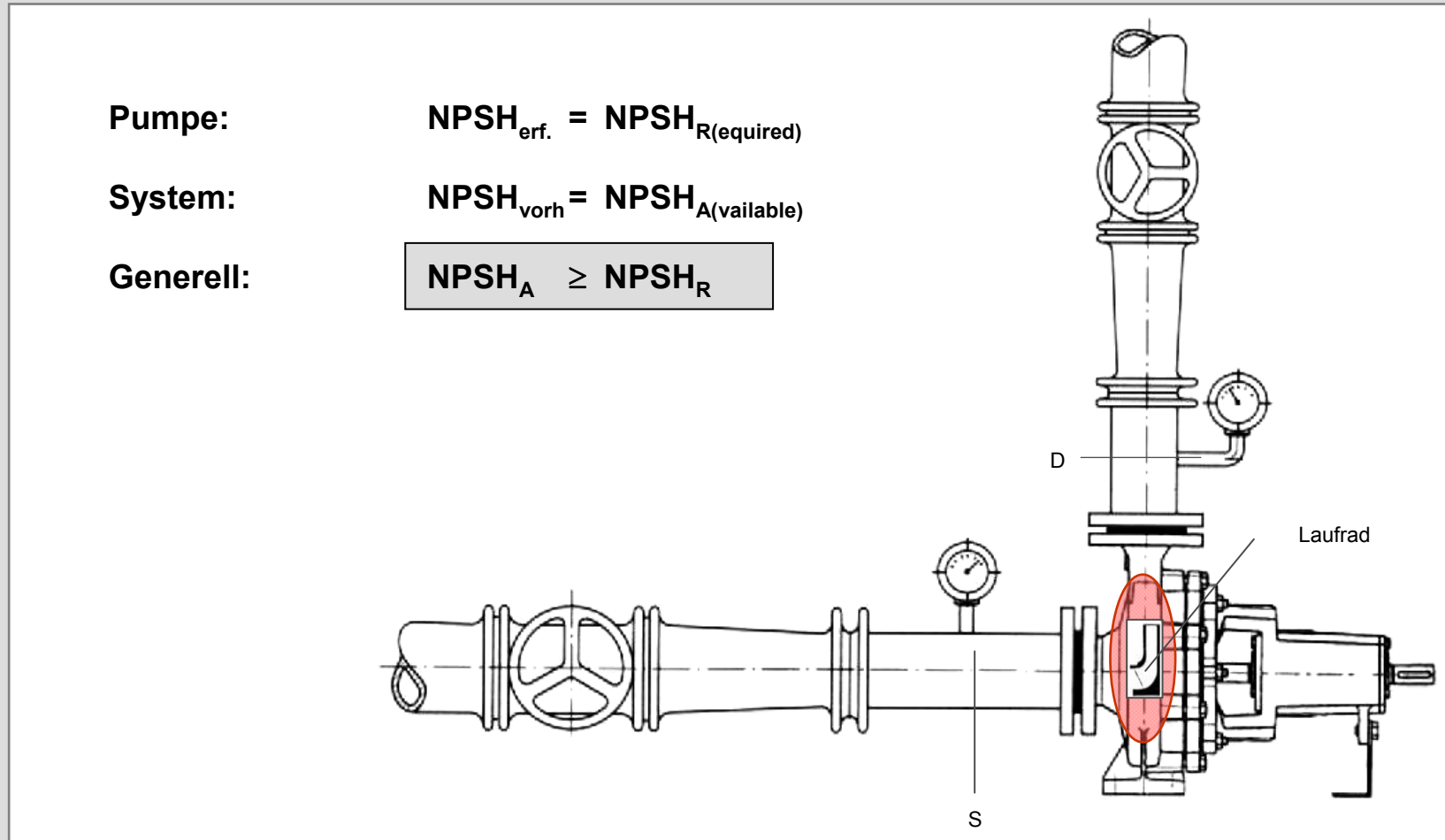
Kollabieren der Gasblasen



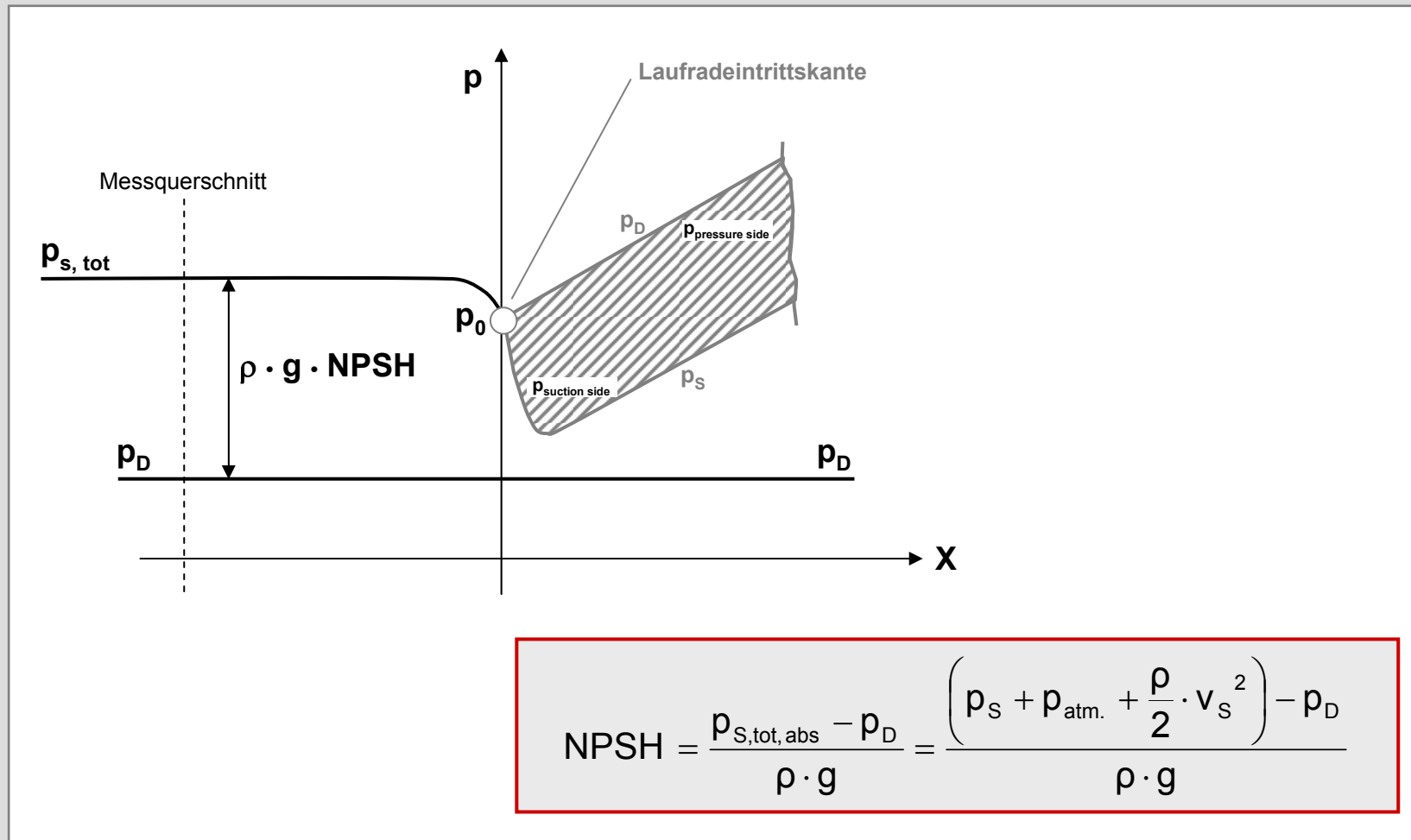
- ▶ Lebensdauer einer Blase $t < 0.006 \text{ s}$
- ▶ Implosionsdauer $t \leq 0.001 \text{ s}$
- ▶ **Maximaler lokaler Druck** $p \leq 10^5 \text{ bar}$
- ▶ Durchmesser des Strahls $3 - 5 \mu\text{m}$



Was ist die erforderliche Zulaufhöhe oder Net Positive Suction Head (NPSH)?



Was ist die erforderliche Zulaufhöhe oder Net Positive Suction Head (NPSH)?



Ein Beispiel



Saugbehälter mit	+ 5 m	(Hs)	
Der Behälter ist atmosphärisch	+ 10 m	(Pe)	Luftdruck entspricht ungefähr 10m bei water
Förderung von Wasser bei 10 °C	- 0.125m	(Hvap)	Dampfdruck von Wasser bei 10 °C

NPSH vorhanden beträgt	5 + 10 - 0.125	= 14.875 m
-------------------------------	-----------------------	-------------------

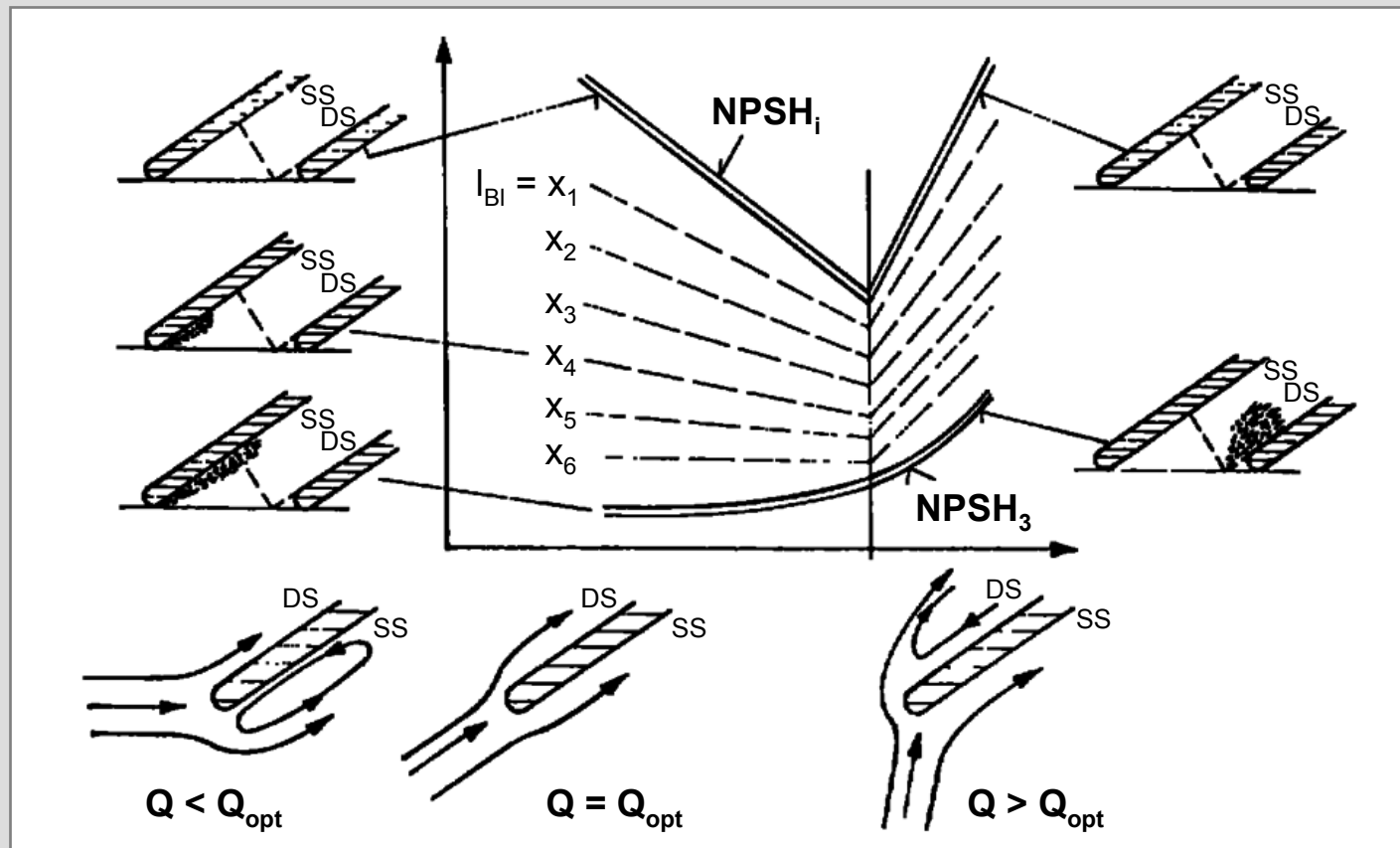
Gleiche Anlage bei 90°C:

Saugbehälter mit	+ 5 m	(Hs)	
Der Behälter ist atmosphärisch	+ 10 m	(Pe)	
Förderung von Wasser bei 90 °C	- 7.41m	(Hvap)	Dampfdruck von Wasser bei 90 °C

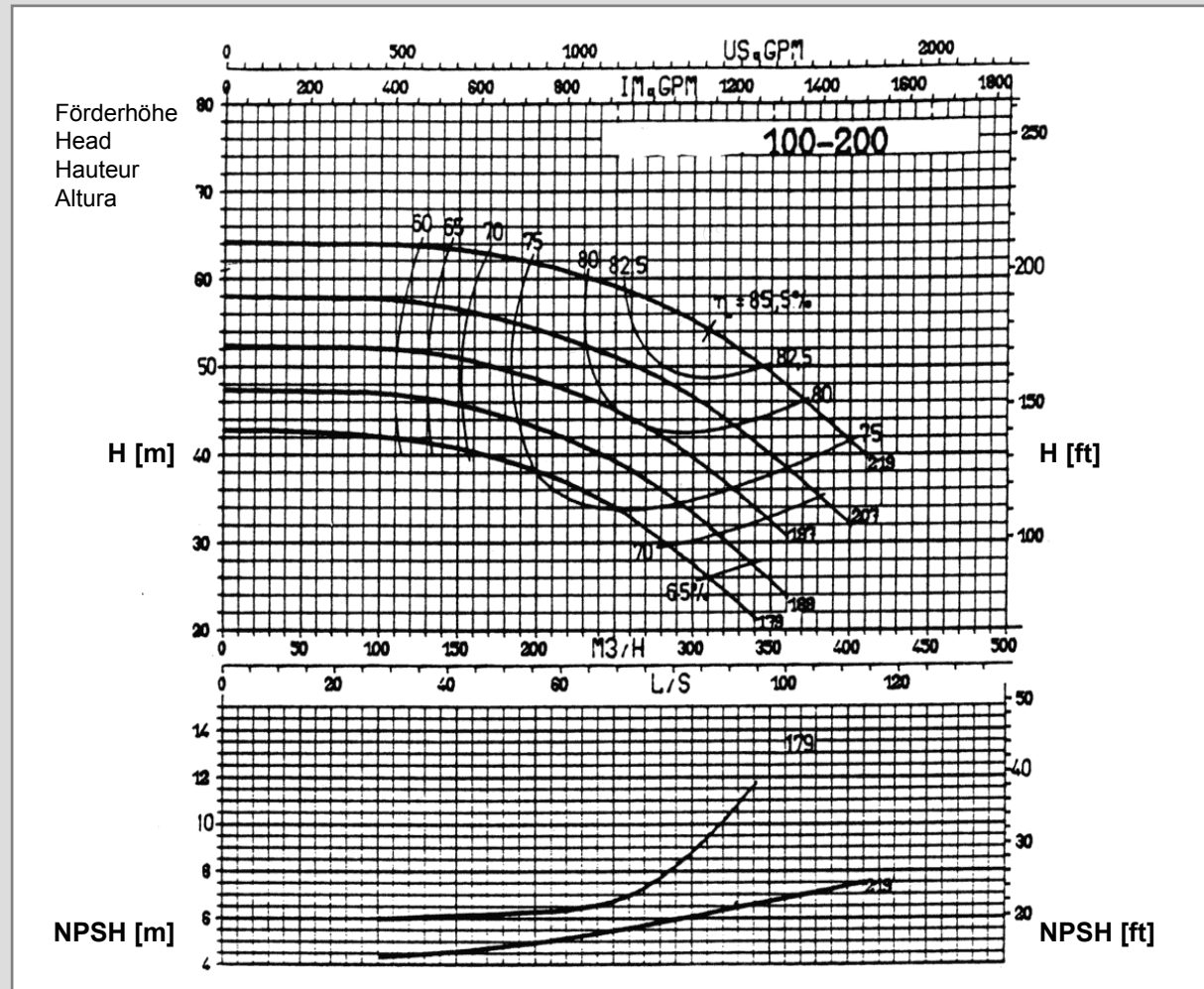
NPSH vorhanden beträgt	5 + 10 - 7.41	= 7.59 m
-------------------------------	----------------------	-----------------

Welcher NPSH-Wert ist in der Praxis sinnvoll?

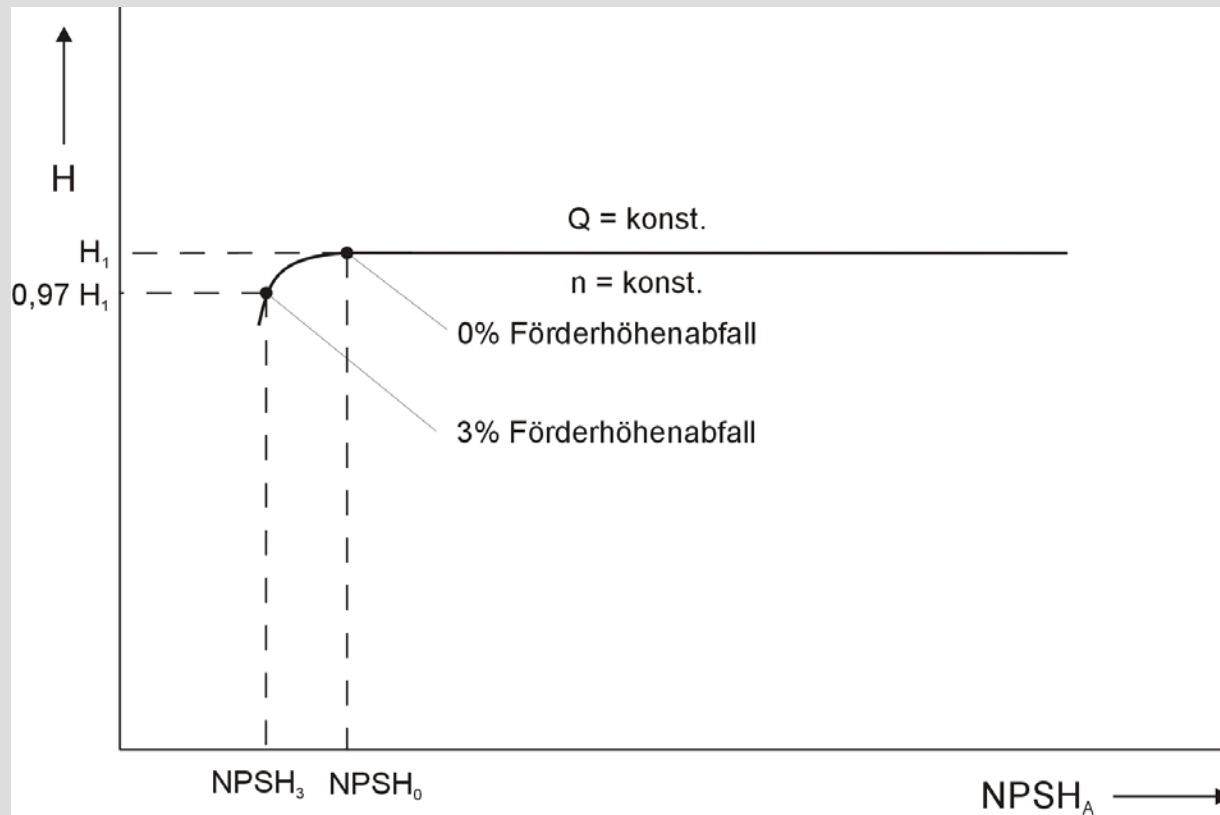
NPSH_i, NPSH₃ und Kurven konstanter Kavitationsintensität I_{BI} in Abhängigkeit vom Betriebspunkt



Reale NPSH_{erf} Kennlinie



NPSH erforderlich



Kavitation und ihre Folgen für die Pumpe

Dampf versperrt teilweise den Schaufelkanal und begrenzt den statischen Druck auf den Dampfdruck. Die anschließende Kondensation kann die Pumpe beschädigen:



Hydraulik

- Förderhöhenabfall
- Wirkungsgradabfall
- Durchflussbegrenzung

Mechanik

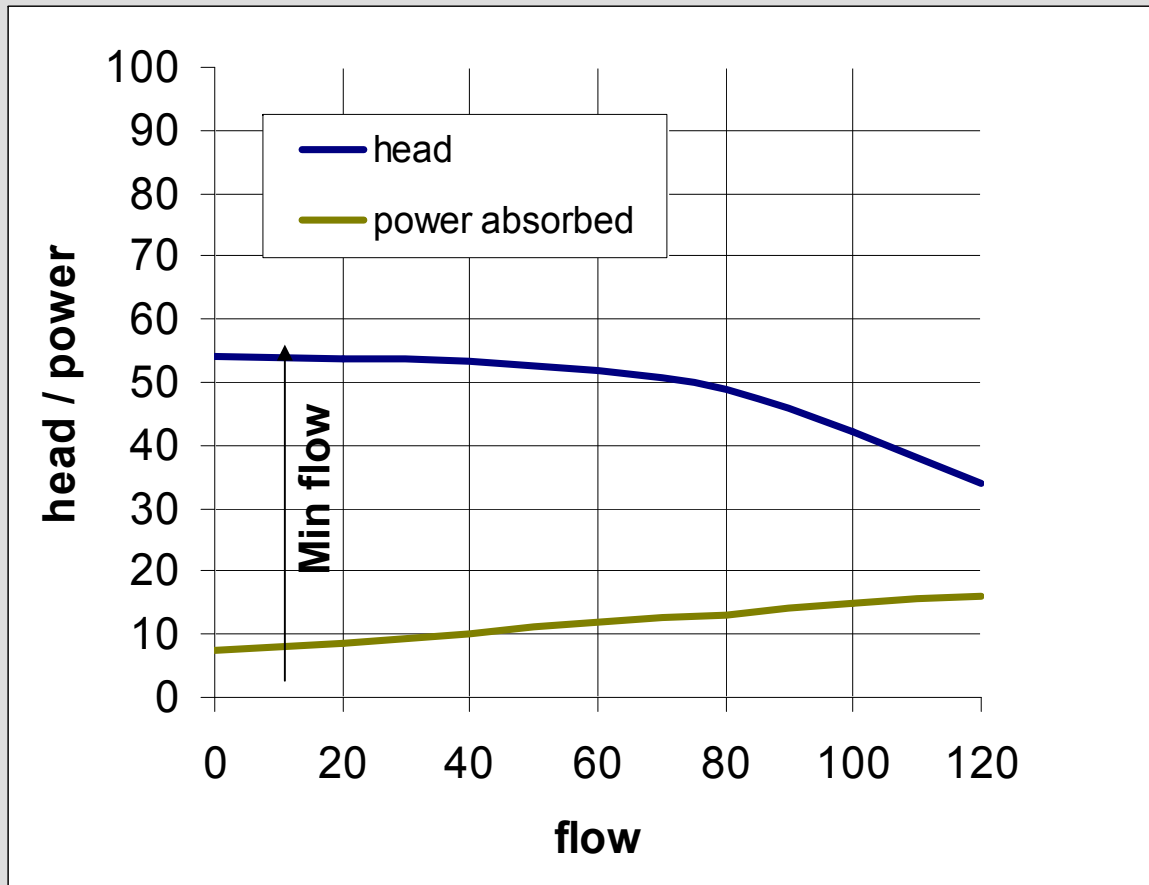
- Schall
- Schwingung

Material

- Erosion
- Korrosion

Betrieb in der Mindestmenge

Betrieb bei Mindestmenge



Warum Mindestmenge?

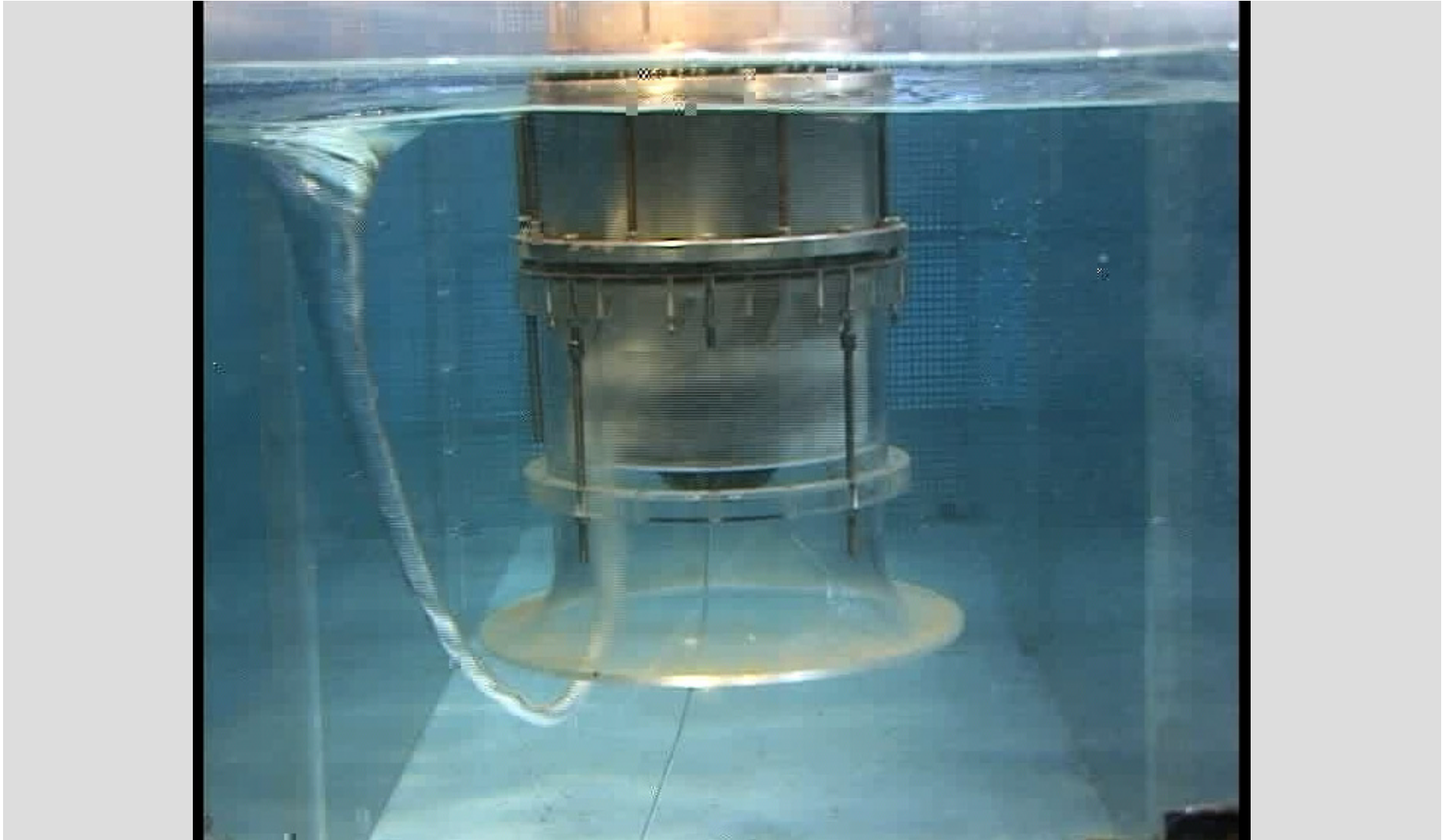
Kessel: 2kW
Volumen: 1.5 l
Kochdauer: 4.5 min



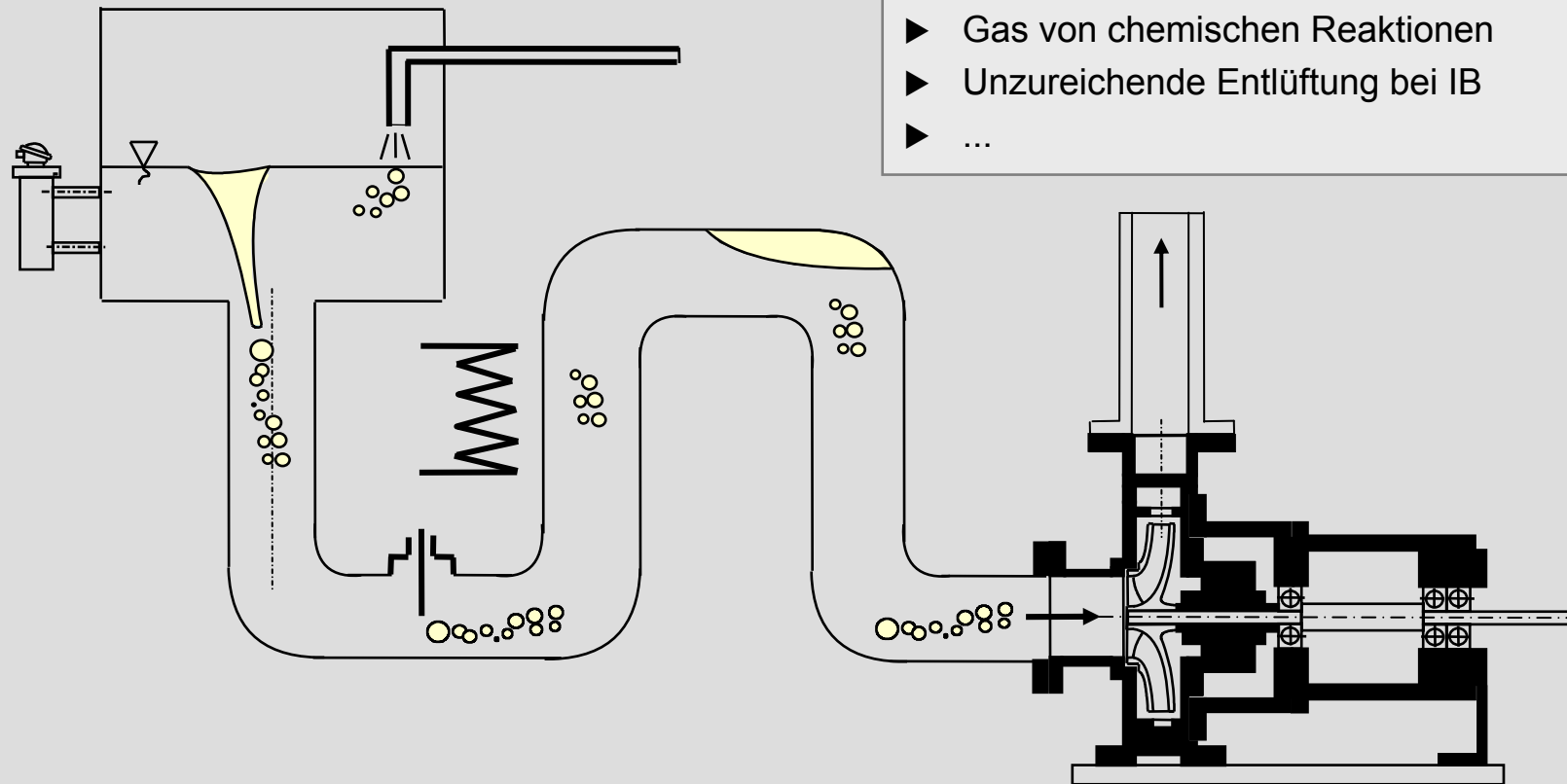
Pumpe
Leistung @ Q=0: 8kW
Volumen: 2.5 l

Die Mindestmenge verhindert das Überhitzen der Pumpe

Förderung von gasbeladenen Medien

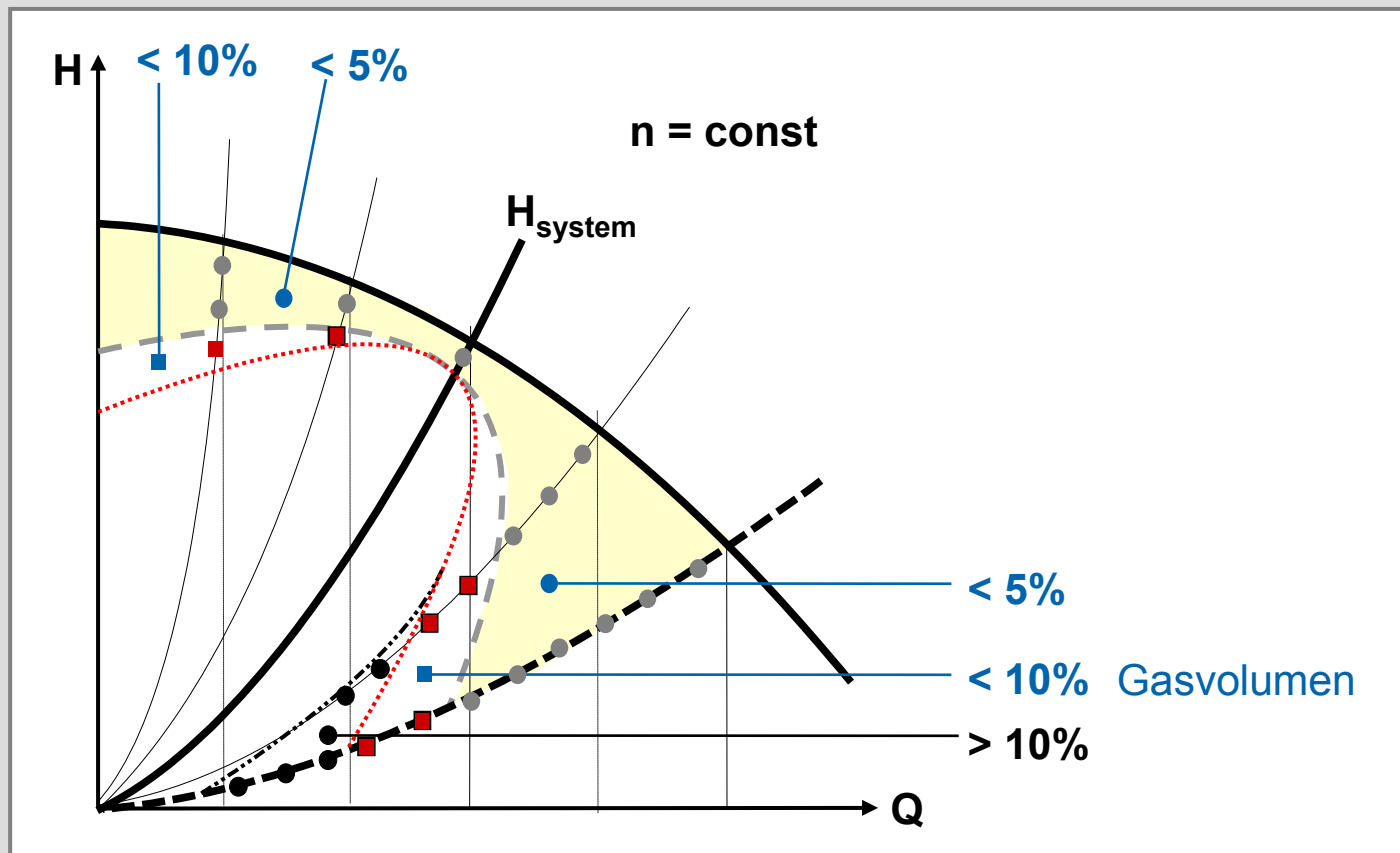


Herkunft von Gas in einem hydraulischen System



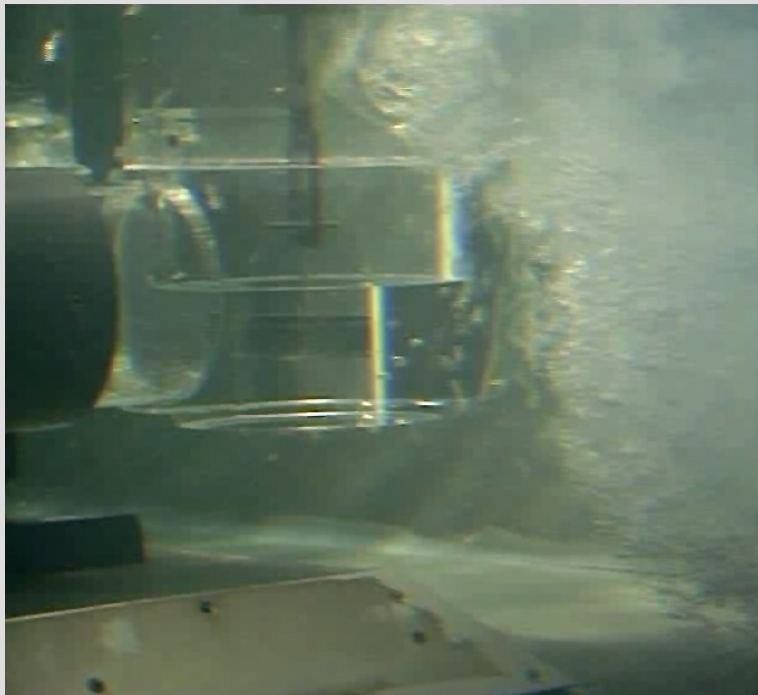
Gasförderfähigkeit von Kreiselpumpen

Mit zunehmendem Gasgehalt sinkt die Förderhöhe der Pumpe.
Dadurch sinkt die Fördermenge.



Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

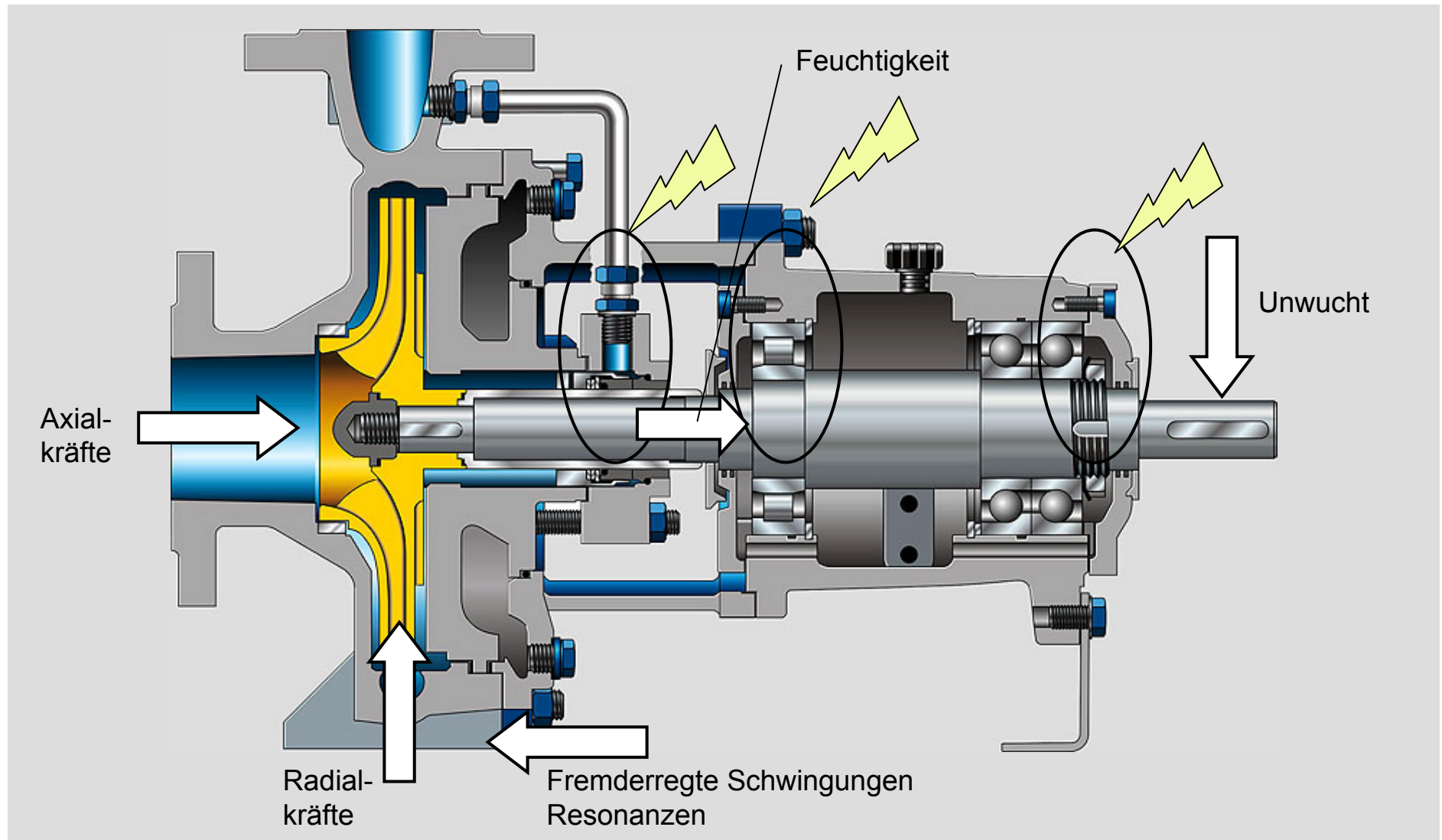
Die Folgen von Gasmitförderung bei Kreiselpumpen



- ▶ Förderhöhenabfall, Zusammenbruch der Förderung
- ▶ Trockenlauf der Wellendichtung
- ▶ Trockenlauf mediengeschmierter Gleitlager
- ▶ Hydraulische Unwucht
 - ▶ dynamische and statische Kräfte
 - ▶ Schall

Source: D. H. Hellmann, TU Kaiserslautern

Mechanische Störungen



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit

Optimierung der Rohrleitungsauswahl

Optimierung der Rohrleitungsauswahl



Das Design und die Auslegung einer Rohrleitung haben eine wesentliche Auswirkung auf die Lebenszykluskosten eines Pumpensystems. Die

- Energiekosten
- Investitionskosten

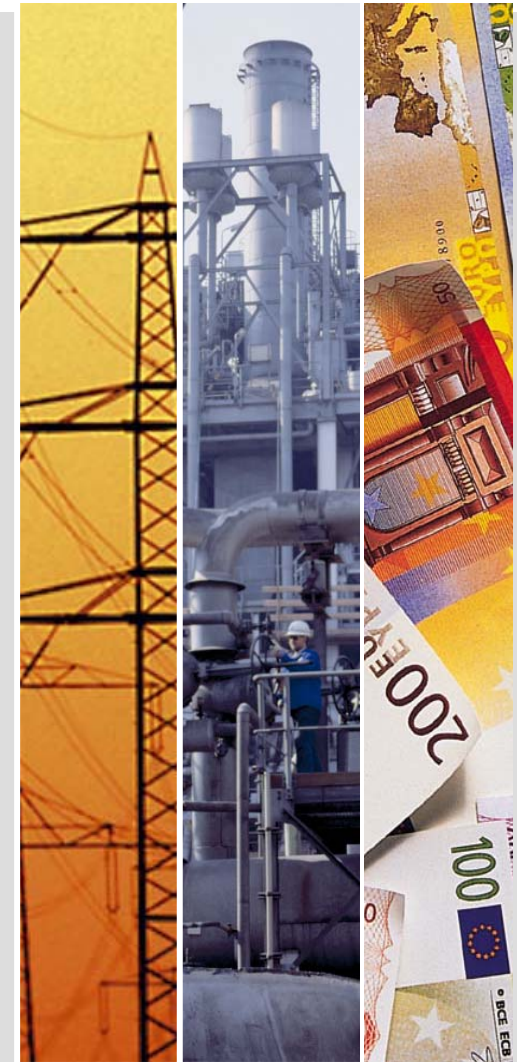
werden unmittelbar beeinflusst.

Zwei Kernpunkte müssen bei der Auswahl der Rohrleitung unbedingt beachtet werden:

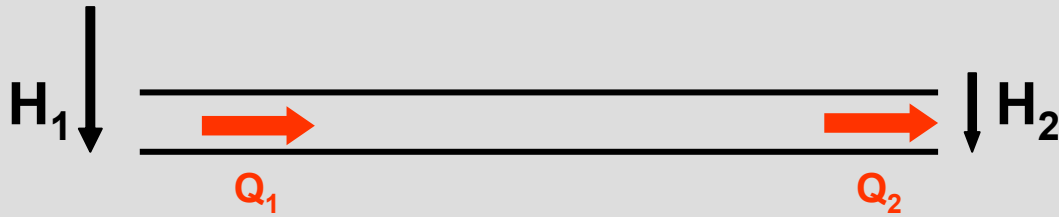
- Effizienz der Rohrleitung → Auswahl der richtigen Rohrleitungsdimension
- Druckstufe der Rohrleitung



Die Effizienz einer Rohrleitung



Berechnung der Rohrleitungseffizienz



$$\eta = \frac{H_2}{H_1} \text{ for } Q_1 = Q_2 = \text{konstant}$$

aus

folgt

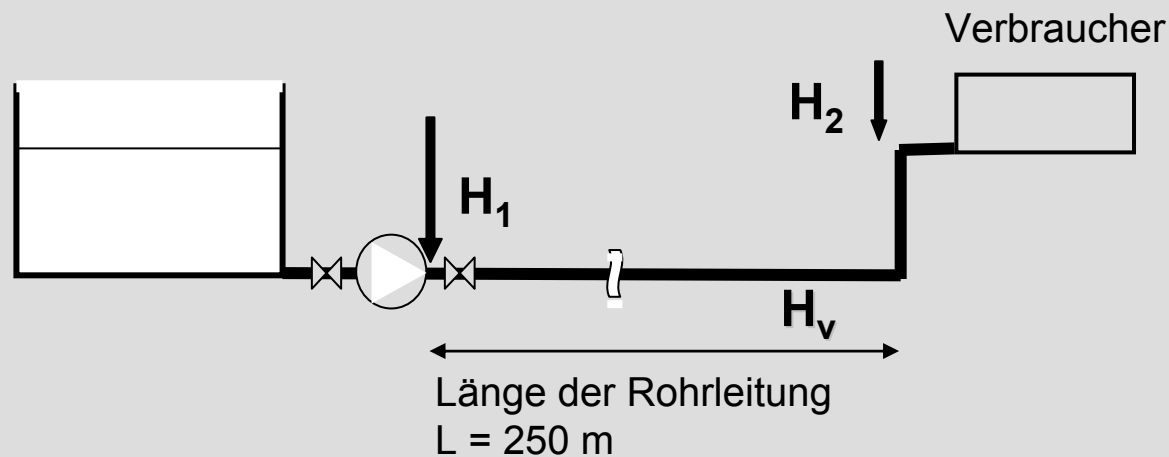
$$H_V = H_1 - H_2 \quad \eta = 1 - \frac{H_V}{H_1}$$



Beispiel: Berechnung der optimalen Rohrleitungsdimension I

Offenes System

Kundendaten: $Q = 18 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_2 = 20 \text{ m}$,
2 Absperrarmaturen, 1 Rückschlagventil



Beispiel: Berechnung der optimalen Rohrleitungsdimension II

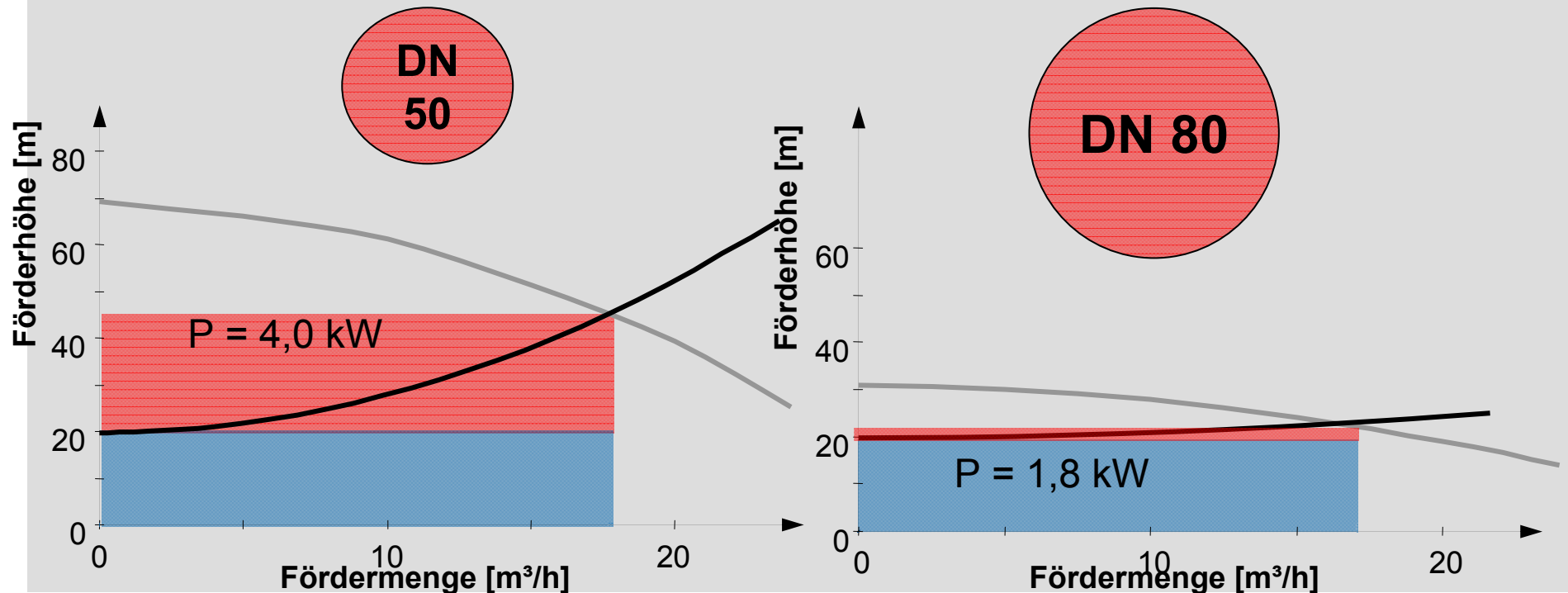


Rohrleitung DN 50 $v = 2,5 \text{ m/s}$

Rohrleitung DN 80 $v = 0,8 \text{ m/s}$

$$\eta_{Rohr} = 1 - \frac{24m}{44m} = 45\%$$

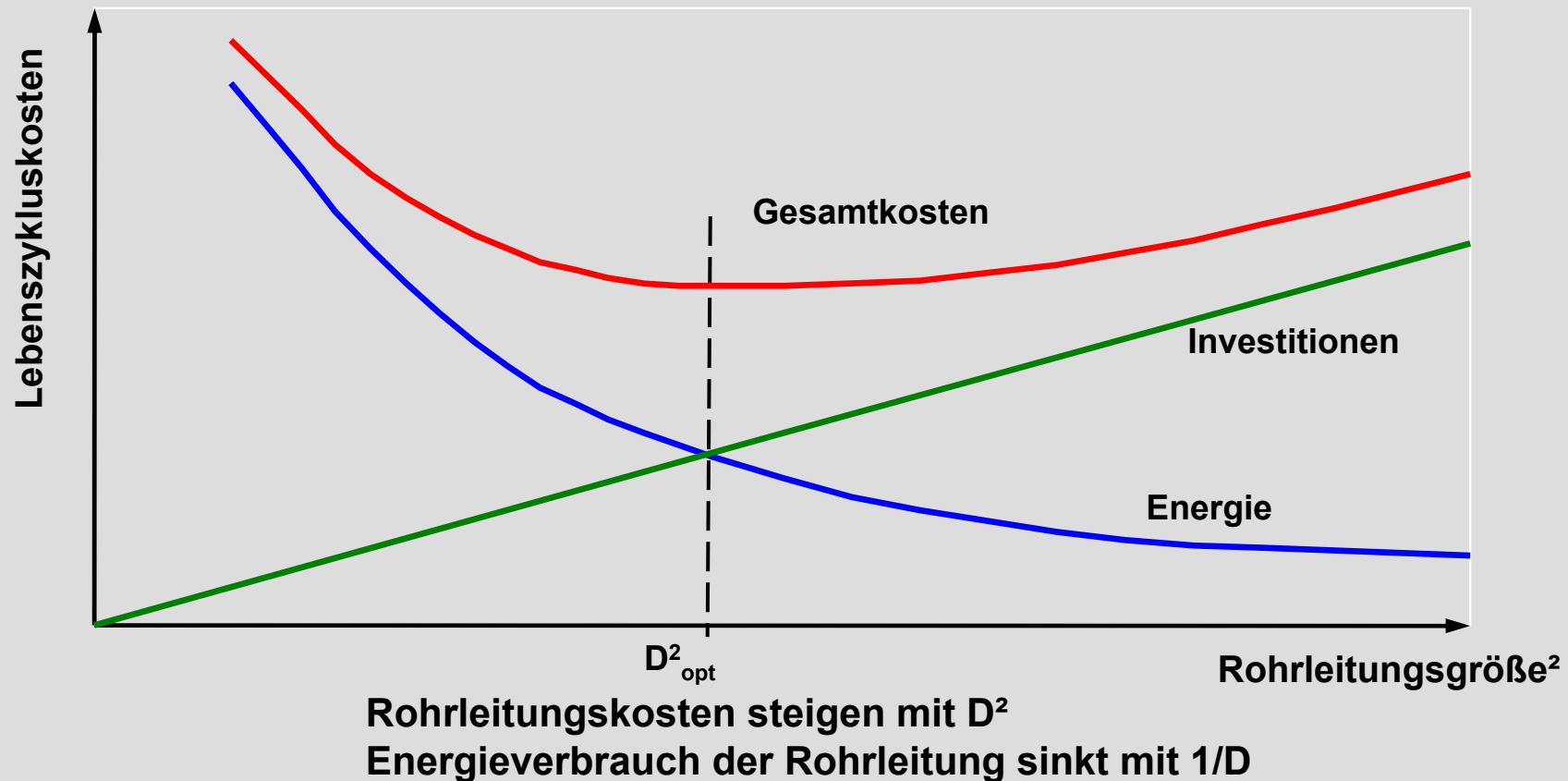
$$\eta_{Rohr} = 1 - \frac{4m}{24m} = 83\%$$



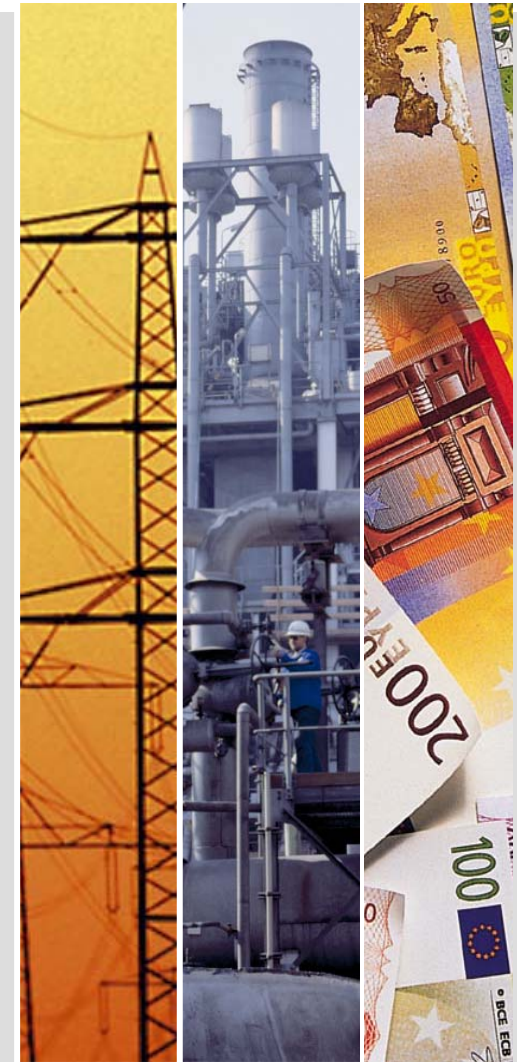
Optimierung der Lebenszykluskosten



Die Auswahl der Rohrleitung sollte auf einer detaillierten Lebenszykluskostenberechnung basieren, die sowohl die Kosten für Energieverbrauch, Instandhaltung sowie für die Investition berücksichtigt.



Optimale Druckstufe der Rohrleitung

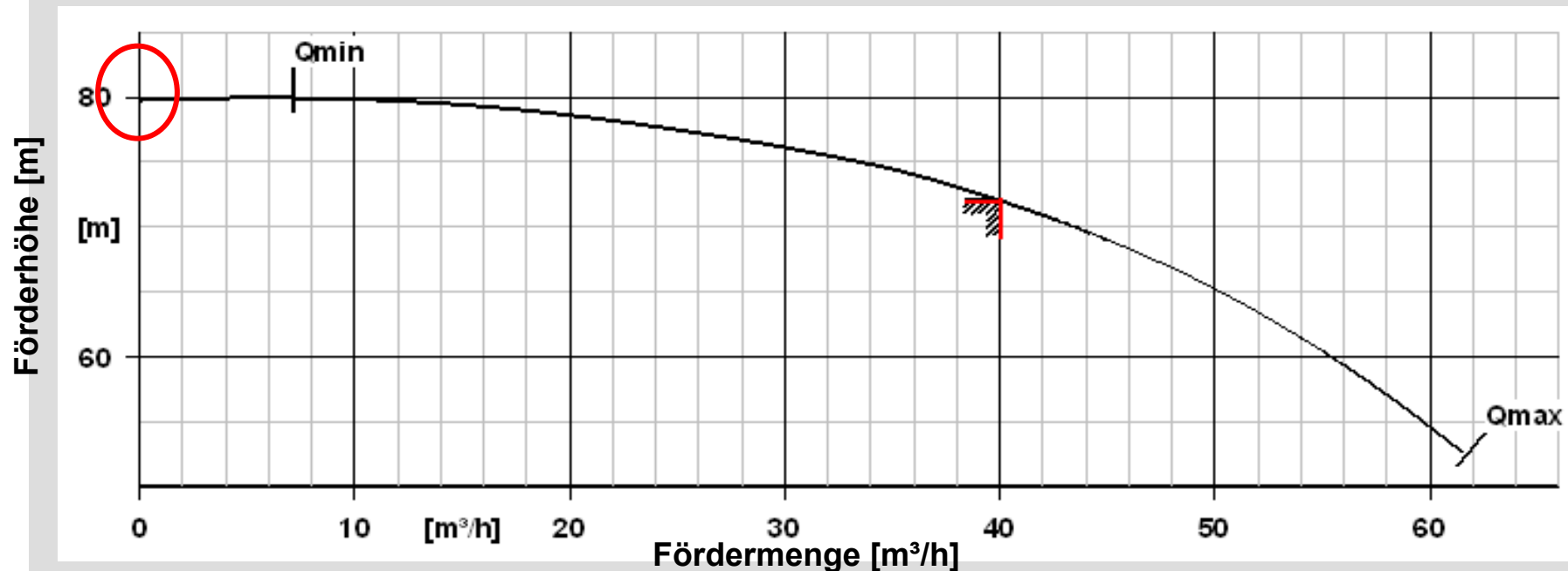


Druckstufe einer Rohrleitung



Rohrleitungen haben standardisierte Druckstufen, z.B. PN 6, PN 10, PN 16. Die benötigte Druckstufe hängt vom Pumpeneingangsdruck, der maximalen Nullpunktförderhöhe der Pumpe sowie des kalkulierten Sicherheitsfaktors ab, der üblicherweise bei 30% liegt.

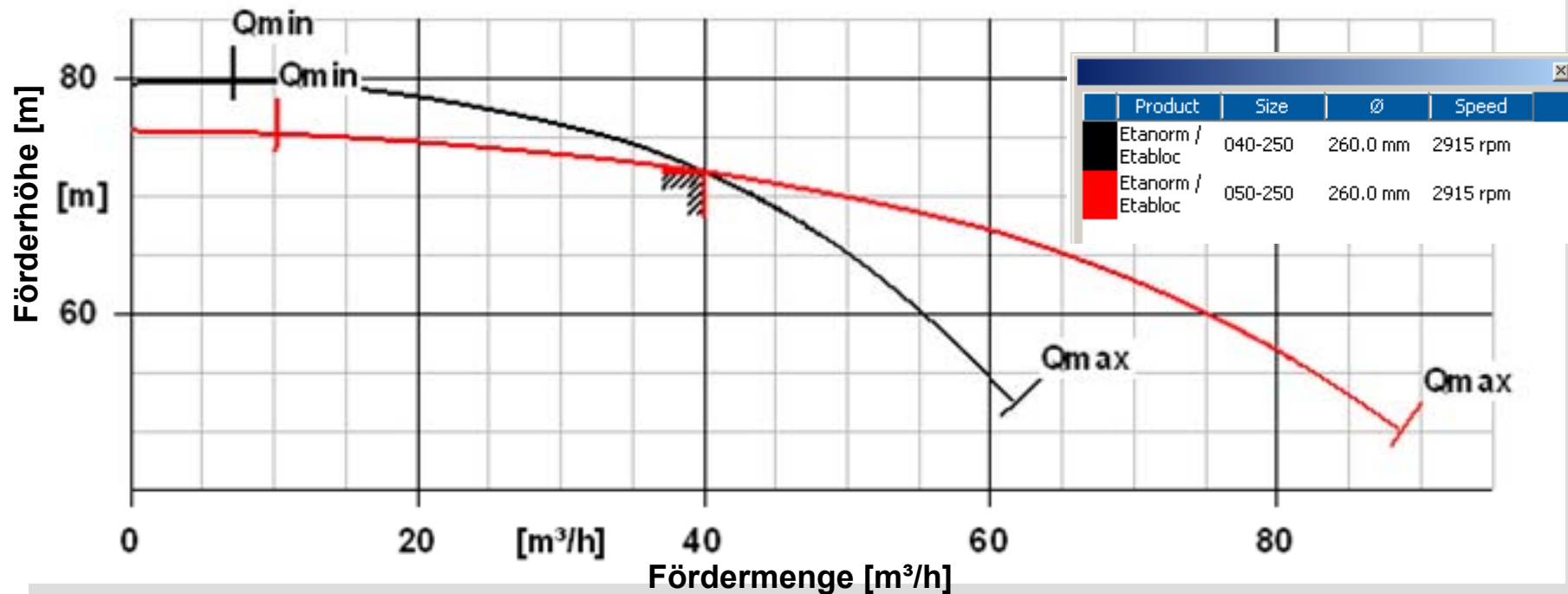
Die maximale Nullpunktförderhöhe einer Pumpe liegt in einem offenen System für eine Rohrleitungsdruckstufe PN 10 bei 7,7 bar (10 bar / 1,3)



Nutzung von EasySelect zur Bestimmung der benötigten Rohrleitungsdruckstufe II



Die größere und teurere Etanorm 50-250 erlaubt die Auswahl eines Rohrleitungssystem mit der Druckstufe PN 10, während die kleinere Etanorm 40-250 ein PN 16-System voraussetzt.



Die Nullpunktförderhöhe einer Pumpe kann die benötigte Rohrleitungs-kategorie wesentlich beeinflussen!

Die optimale Rohrleitungsauswahl eines Pumpensystems basiert auf einer detaillierten Lebenszyklus-Kostenberechnung, die sowohl die Kosten für Energieverbrauch, Instandhaltung sowie für die Investition berücksichtigt. Zwei wesentliche Punkte sind zu berücksichtigen:

Rohrleitungsdimension:

Eine vergleichende Berechnung der Rohrleitungseffizienz optimiert die Auswahl der Rohrleitungsdimension und damit die Energiekosten.

Rohrleitungsdruckstufe:

Eine optimierte Pumpenauswahl kann die Druckstufe der benötigten Rohrleitung reduzieren und somit die erforderlichen Investitionskosten für Rohrleitungen, Ventile und Wärmetauscher wesentlich senken.

Mit EasySelect steht eine geeignete Software zur Verfügung, die die nötigen Informationen zur optimierten Rohrleitungsauswahl bietet.