

# Energietechnik



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

## Kapitel P Prozesse

**Technische Universität Darmstadt**  
Institut für Elektrische Energiewandlung

**Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Andreas Binder**



# P Prozesse



E Einleitung

G Grundlagen **Wird vorausgesetzt**

R Ressourcen und Energieströme

B Bedarf und Wachstum

**P Prozesse**

T Transformatoren und Generatoren

V Elektrische Energieversorgung

S Speicher **Ergänzung**



---

# **P Prozesse**

## Übersicht

---



1. Elektrische Energietechnik
2. Grundlagen des thermischen Betriebs
3. Energiewandlung in Kraftwerken



---

# P1 Elektrische Energietechnik

## Übersicht

---



1. Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“
2. Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen
3. Grundlast, Mittellast, Spitzenlast
4. Brutto- und Netto-Stromwerte



# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Bedeutung



**Elektrische Energietechnik** ist „die“ Schlüsseltechnologie der Zukunft, denn sie

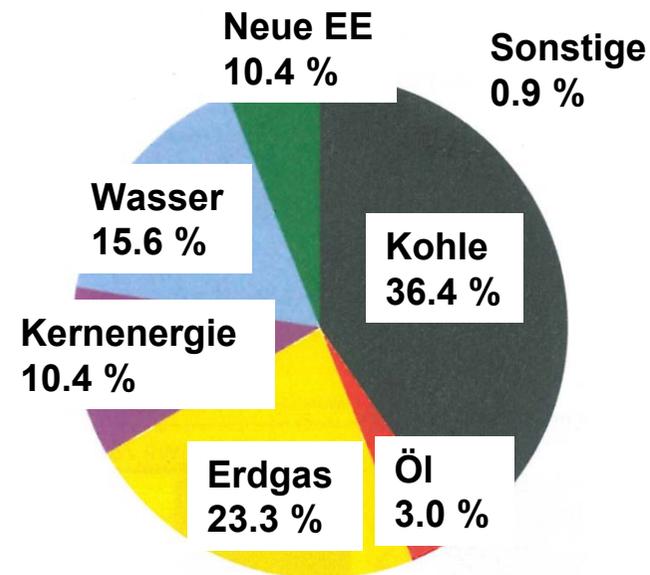
- ist nahezu universell einsetzbar,
- hat noch ungehobenes Nutzungspotential,
- ist eine der Säulen unseres Wohlstands,
- ist aus unserem Leben nicht mehr wegzudenken,
- **nimmt deshalb weltweit an Bedeutung zu.**



## P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“ El. Energie weltweit 2020

- Der Anteil der **Welt-Bruttostromerzeugung** am Welt- Primärenergieverbrauch beträgt **ca. 17%**.
- Der Anteil der dafür **eingesetzten Energie** beträgt bei einem geschätzten mittleren Erzeugungs-Wirkungsgrad von 42 % beträgt **ca. 40 %!**
- Welt-Bruttostromerzeugung 2020: ca. 96 EJ
- „Neue „Erneuerbare Energie (EE)“ und „Kernkraft“ etwa gleich!

### Welt-Bruttostromerzeugung



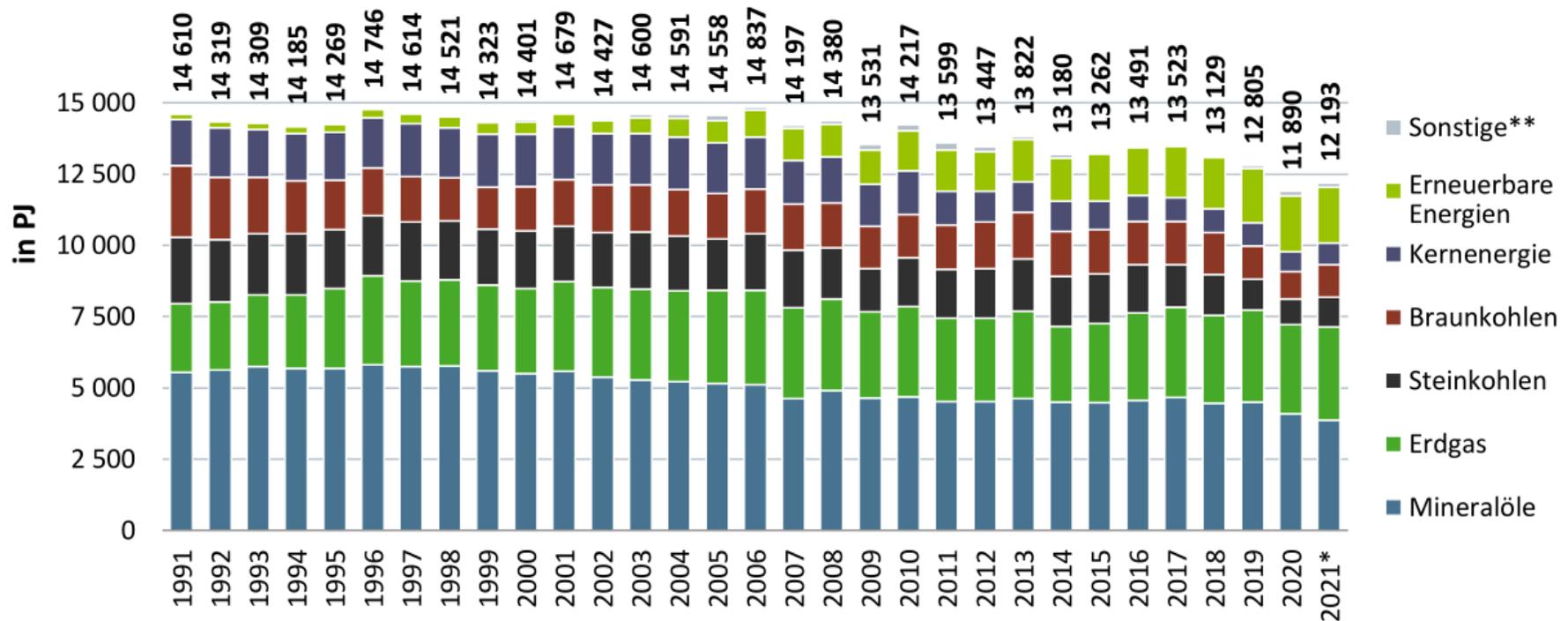
Quelle: BP Statistical Review of World Energy 2021

# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Primärenergieverbrauch *Deutschland*



- Sinkender Energieverbrauch **trotz steigendem** Bruttoinlandsprodukt!



Quelle: AG Energiebilanzen; Stand 12/2021

\* vorläufig; \*\* einschließlich Stromaustauschsaldo

Quelle: AG Energiebilanzen 2021



# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Primärenergieverbrauch Deutschland 2021

- Primärenergieverbrauch 11 899 PJ (2020), 12 193 (2021)

23% Inlandaufkommen

77% Import!

1.1% der Weltbevölkerung nutzen 2.0%  
des Welt-Primärenergieverbrauchs

$$\frac{83 \text{ Mio.}}{7800 \text{ Mio.}} = 1.06\% \quad \frac{12.193 \text{ EJ}}{600 \text{ EJ}} = 2\%$$

Erneuerbare Energien: 16,1%

Braunkohle: 9,3%

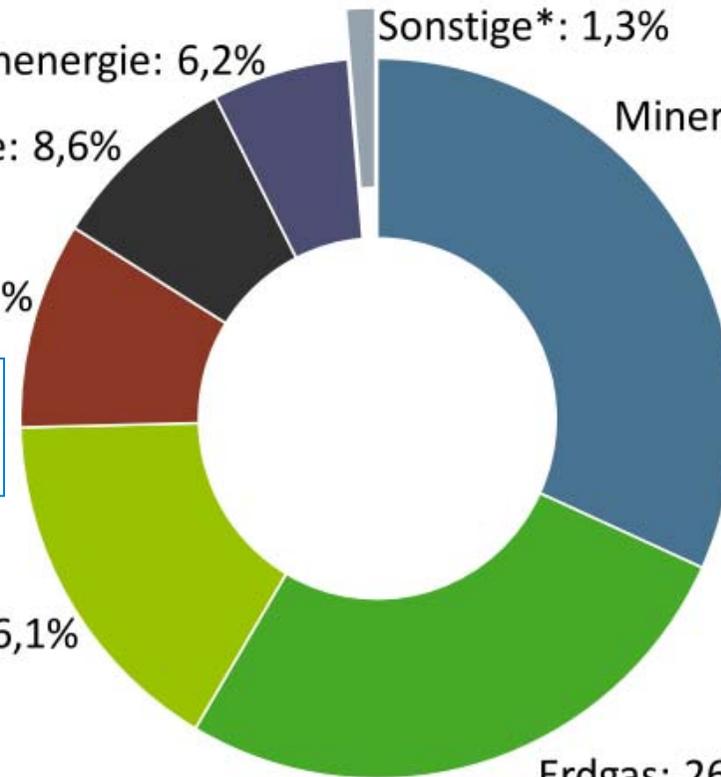
Steinkohle: 8,6%

Kernenergie: 6,2%

Sonstige\*: 1,3%

Mineralöl: 31,8%

Erdgas: 26,7%



BDEW: Die Energieversorgung 2021 - Jahresbericht

# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Deutschland: Einige Energie-Eckdaten (2021)



- **El. Brutto-Strombedarf:**

17 % des Primärenergieverbrauchs, davon 41 % aus regenerativen Quellen, aber teure Backup-Systeme (= konventionelle Kraftwerke) nötig: 55 % aus Kohle, Erdgas, Kernkraft. Ca. 24% des Verbraucher-Strompreises: Direkte Subvention der regen. Energieerzeugung.

- **Wärmewirtschaft:**

Raumwärme & Warmwasser über alle Sektoren: ca. 32% des Primärenergieverbrauchs,

- **Industriesektor:**

28% des Primärenergieverbrauchs: davon ca. 65% Prozesswärme, 25% Antriebe  
Energiekosten ca. 8 ... 10% der Brutto-Wertschöpfung der Betriebe,  
steigende Energieeffizienz: -20% sinkender spezifischer Energiebedarf seit 2006

- **Verkehrssektor:**

28 % des Primärenergieverbrauchs: Senkung des spezifischen Treibstoffverbrauchs: ca. -20% seit 1996.

- **Versorgungssicherheit:**

- a) breiter Energiemix aus Öl 32 %, Gas 27 %, Kohle 18 %, erneuerbare Energien 16 %, Kernenergie 6 %
- b) sehr geringe El.-Energie-Nichtverfügbarkeit 12 min je Person & Jahr (2019)

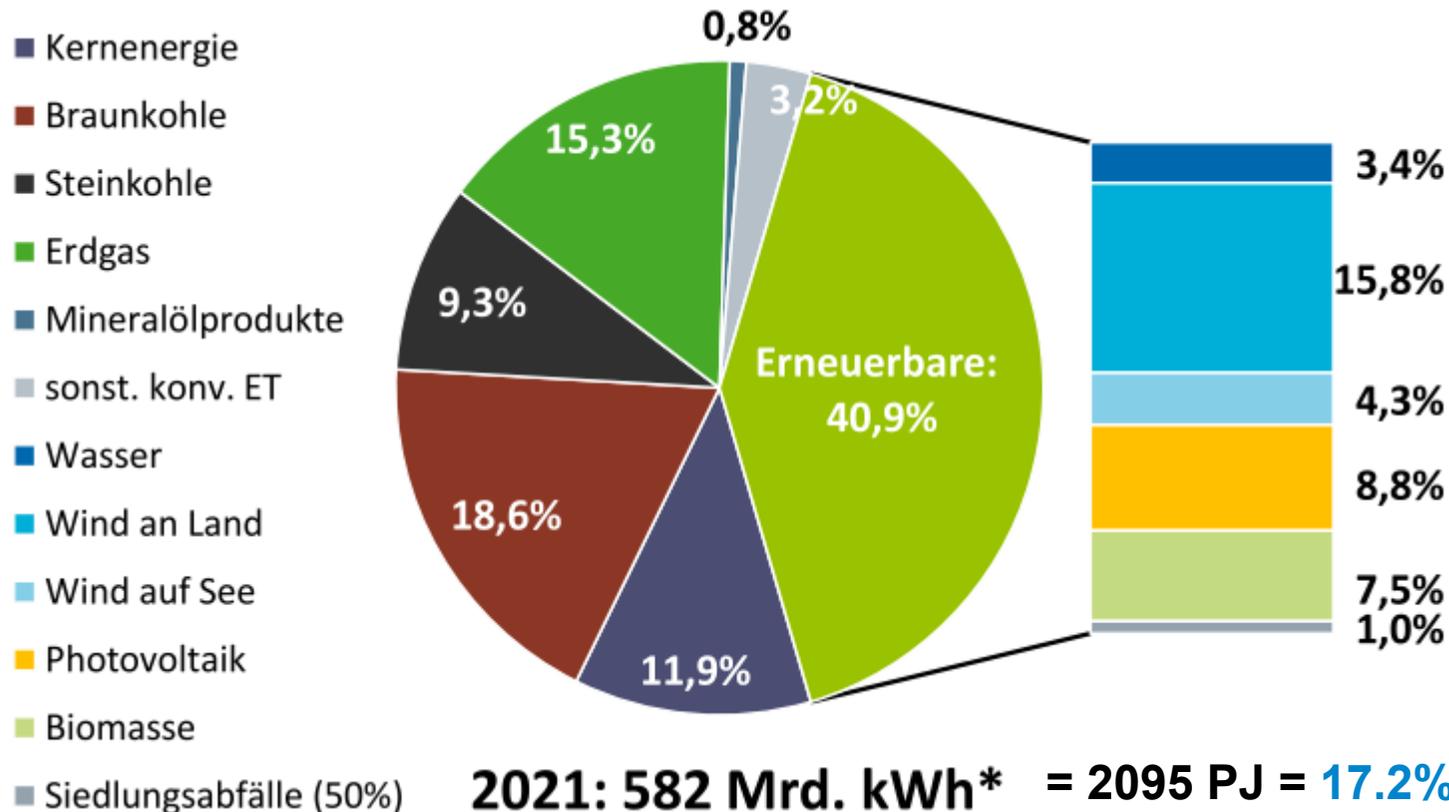
- **Umwelt:**

2.1% der Welt-Treibhausgasemissionen bei 1.1 % der Weltbevölkerung →Kern-/Kohleausstieg beim Strom



# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Bruttostromerzeugung Deutschland 2021



**2021: 582 Mrd. kWh\* = 2095 PJ = 17.2% des Primärenergieverbrauchs**

BDEW: Die Energieversorgung 2021 - Jahresbericht

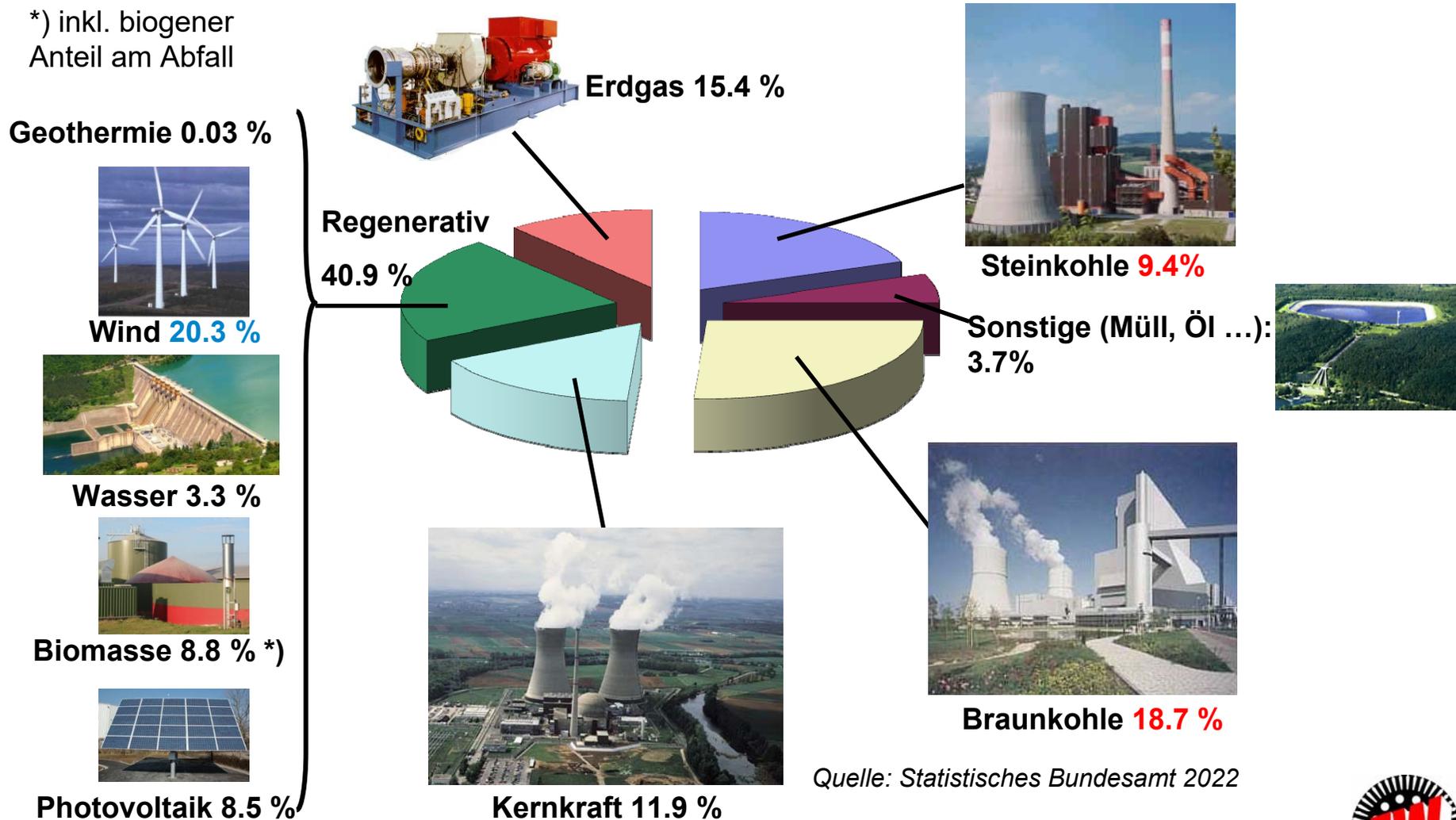


# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Elektrische Bruttostromerzeugung – Energiemix

### 579.1 (564) TWh, Deutschland 2021 (2020)

\*) inkl. biogener Anteil am Abfall



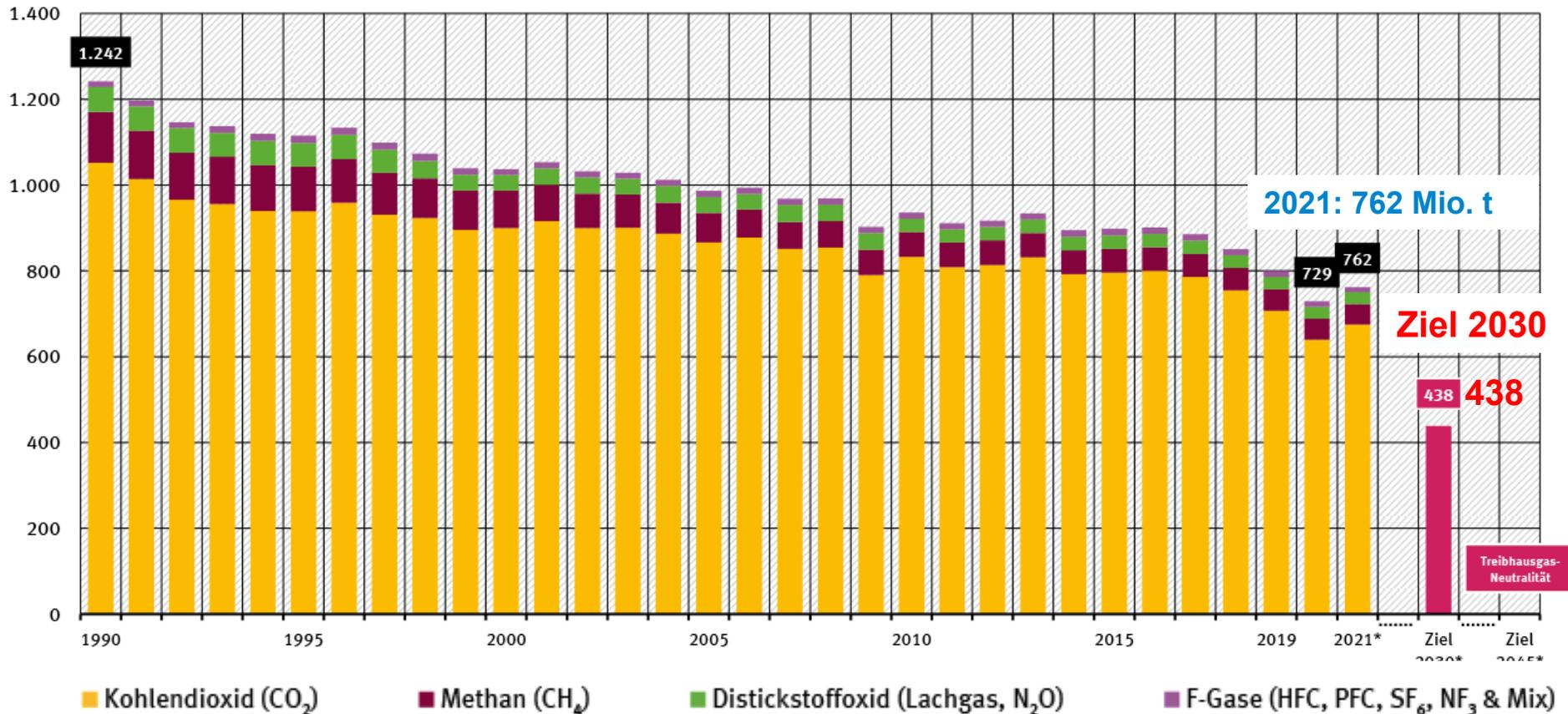
Quelle: Statistisches Bundesamt 2022

# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Gesamte Treibhausgas-Emissionen (Deutschland) (CO<sub>2</sub>-Äquivalente)



- Langfristig sinkende Treibhausgasemissionen trotz steigendem BIP!



Quelle: Umweltbundesamt, 2022



## P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“ Energiebedingte Treibhausgasemissionen, Deutschland



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- „Energiebedingte“ THG-Emissionen entstehen bei der Umwandlung der Energieträger!
- Das sind ca. 82 % der gesamten THG-Emissionen.
- **Davon anteilig in etwa:**

Energiewirtschaft	45 %
Verkehr	21 %
Industriefeuerung	17 %
Haushalte	12 %
Gewerbe, Handel, Dienstleistungen, Landwirtsch., Militär	5%

Quelle: BWK 72/ 2020, no. 8-9



# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## CO<sub>2</sub>-Ausstoß in *Deutschland* 2021



- CO<sub>2</sub>-Äquivalent (*Deutschland*): 762 Mio. t CO<sub>2e</sub> (2021)
- **Anteil** Energiewirtschaft (Stromerzeugung): 247 Mio. t CO<sub>2e</sub>
- Bei der Stromerzeugung entstehen **ca. 32 %** der THG-Emissionen in *Deutschland*
- Das entspricht 426 g CO<sub>2e</sub>/kWh<sub>el</sub> : 
$$\frac{247 \text{ Mio.}}{579 \text{ Mio.}} = 426 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

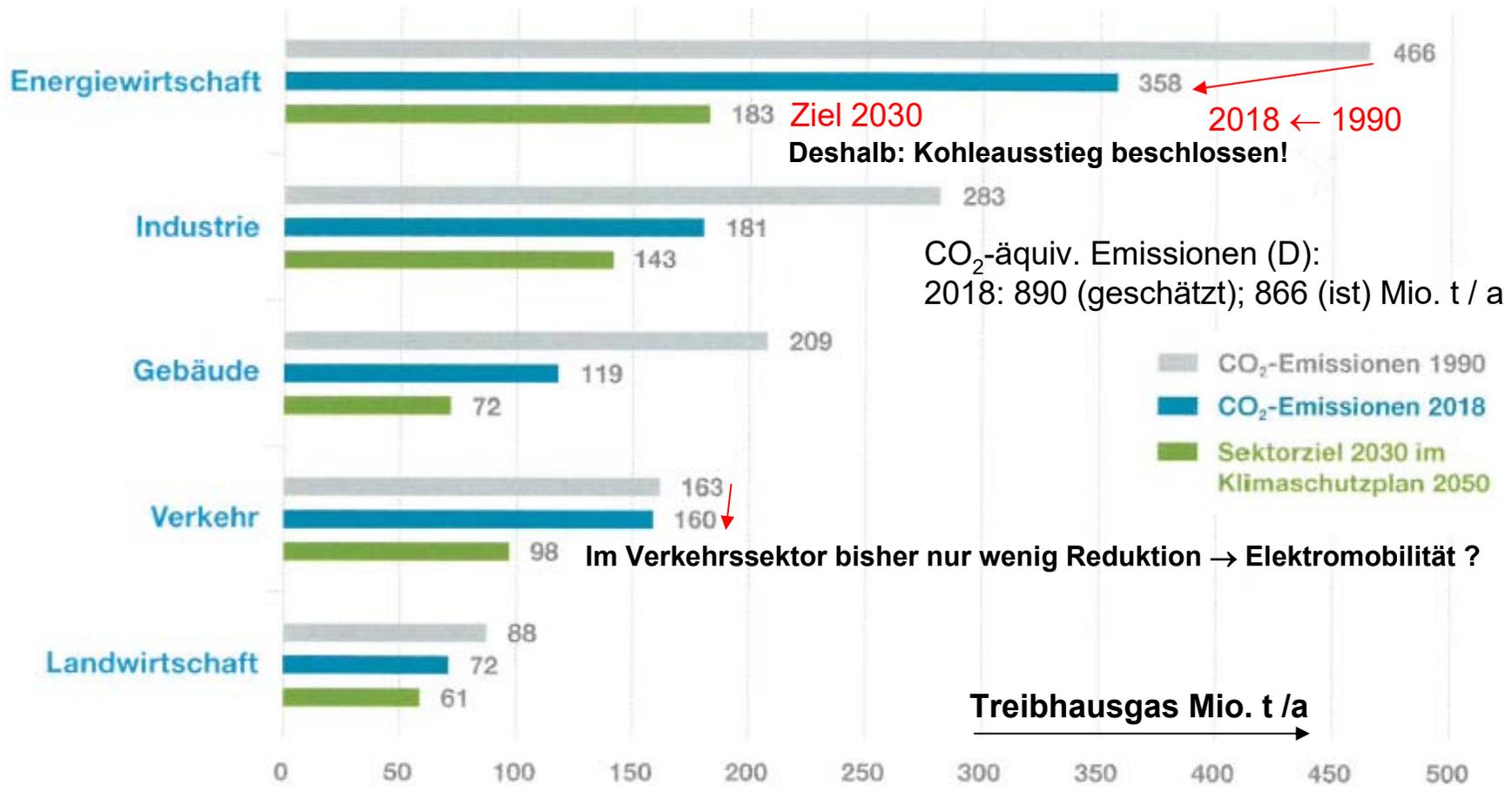
↙  
El. Brutto-Stromerzeugung

Quelle: BDEW Die Energieversorgung 2021 - Jahresbericht



# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Gesamte Treibhausgas-Emissionen nach Energieträgern (Deutschland) (CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O) - Klimaschutzziel

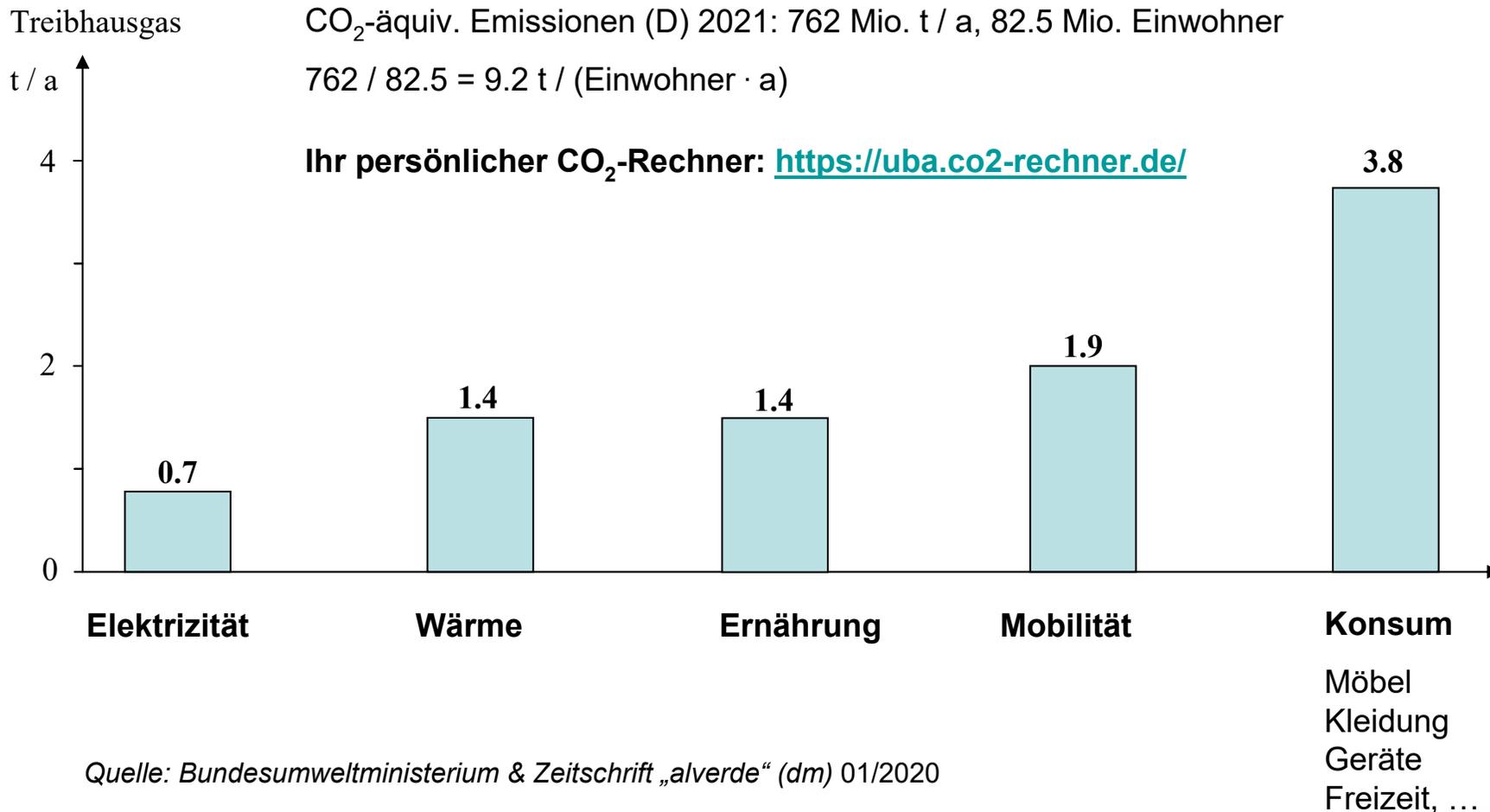


Quelle: Bundesumweltministerium: Klimaschutzzahlen 2017



# P1.1 Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“

## Gesamte Treibhausgas-Emissionen nach Nutzungsart (Deutschland) (CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O) – pro Kopf



# P1.1 Schlüsseltechnologie „El. Energietechnik“

## Blitzeinschlag in das Stromnetz



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



Quelle:  
*Niagara Mohawk Power Corp.,  
USA, 1991*

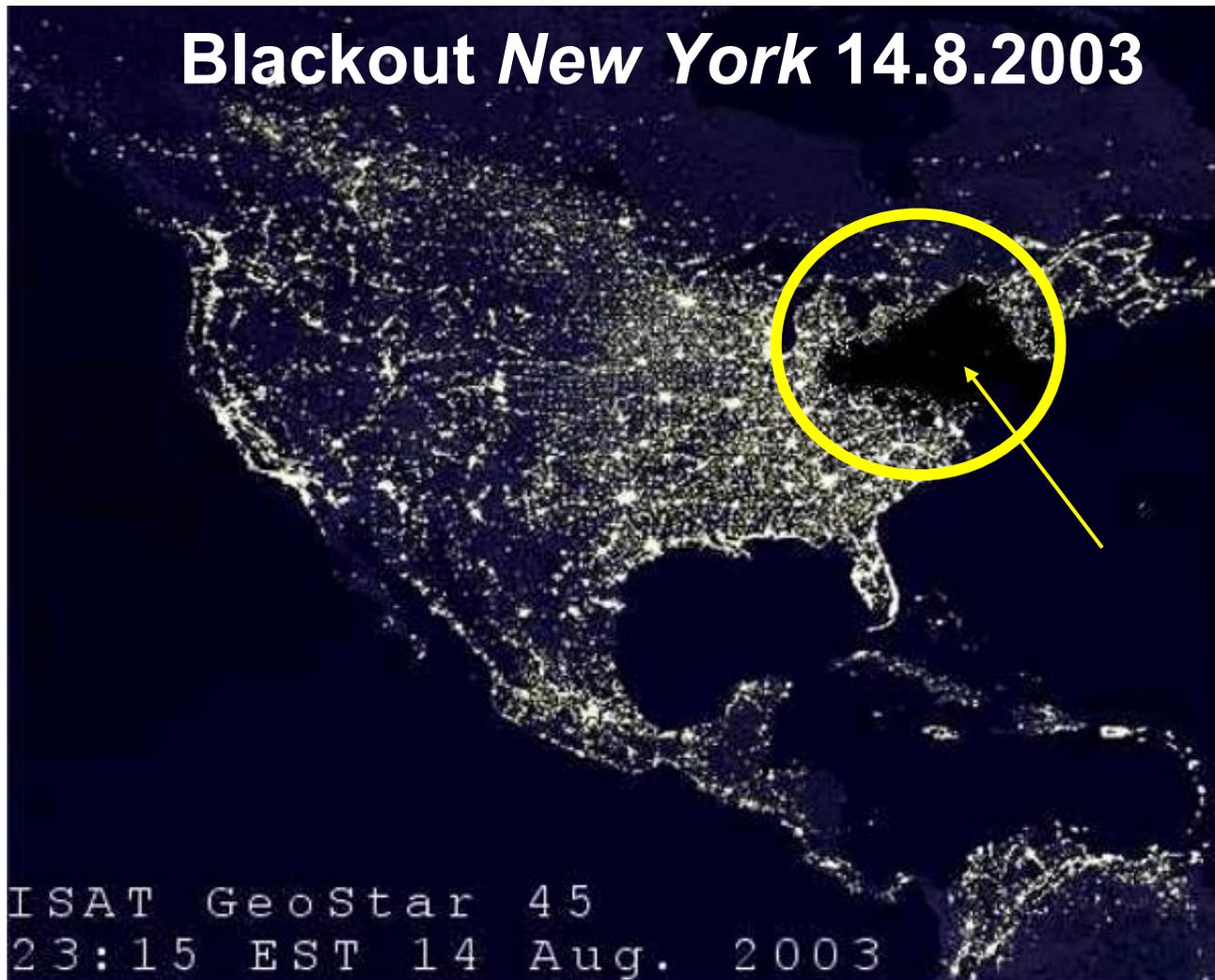
©1991 Niagara Mohawk Power Corporation



# P1.1 Schlüsseltechnologie „El. Energietechnik“

## Ohne elektrische Energie geht nichts!

### Blackout New York 14.8.2003



- 50 Mio. Menschen ohne Stromversorgung
- Wirtschaftlicher Schaden: 6 Milliarden US-Dollar

Quelle: Wall Street Journal

Quelle:  
ISAT Geostar,  
14.8.2003

# P1.1 Schlüsseltechnologie „El. Energietechnik“

## Black-out ? Sind wir vorbereitet?



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

## Sorgen Sie vor!

Was brauchen Sie?

**An was müssen Sie frühzeitig denken?**

Die folgenden Checklisten geben Ihnen einen Überblick über das, was Sie im Notfall brauchen. Tragen

Sie die örtlich gültigen Notrufnummern in die Telefonliste auf der Rückseite dieser Broschüre ein.

Planen Sie gemeinsam! Setzen Sie sich mit Ihrer Familie zusammen und überlegen Sie Folgendes:

- › Wo befinden sich im Haus: das Notgepäck, die Dokumententasche, der Feuerlöscher, die Vorräte aus der Checkliste.
- › Besprechen Sie Fluchtwege, Treffpunkte und Ihre Erreichbarkeiten, vielleicht sind im Falle einer Katastrophe nicht alle Familienmitglieder zu Hause.
- › Bewahren Sie diese Broschüre gemeinsam mit der Dokumententasche auf, so können Sie bei einer angekündigten Katastrophe noch einmal das Wichtigste nachlesen.

**UNSER HINWEIS**

<https://www.bbk.bund.de/DE/Ratgeber/VorsorgefuerdenKat-fall/Checkliste/Checkliste.html>



# P1.1 Schlüsseltechnologie „El. Energietechnik“

## Elektrische Energiekette



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Wenn über **elektrische Energie** und **Klimawandel** gesprochen wird, denken viele an die Erzeugung elektrischer Energie.

Wir sprechen aber über die „**Energiekette**“

- **Erzeugung**,
  - **Verteilung** und
  - **Nutzung** elektrischer Energie
- und ihren **Einfluss auf unseren Wohlstand**.



# P1.1 Schlüsseltechnologie „El. Energietechnik“

## Beispiel: Industrieller Großbetrieb



### BASF Ludwigshafen/Rhein (Chemische Produkte):

- 23 Mrd. Euro Umsatz (2017) mit 39 000 Beschäftigte (21.5 % Frauenanteil)
  - Standorteigene Kraftwerke:  
1 GW elektrisch, 1.24 GW thermisch ↔ 16 TWh/a Brennstoffenergie
  - **Verbrauch:** 18.2 Mio. Tonnen/a Prozessdampf, 6.2 TWh/a el. Energie  
(*Vergleich: Berlin:* 13.5 TWh/a el., 75.5 TWh/a Primärenergieverbrauch)
  - 80 000 Elektromotoren,  $U < 1000 \text{ V AC}$
  - 1 000 Hochspannungsmotoren,  $U > 1 \text{ kV AC}$
- } (überwiegend Drehstrom-Asynchron-Motoren)
- 10 000 Frequenz-Umrichter für drehzahlveränderbaren Betrieb von z. B. Pumpen
  - 70 % der E-Motoren sind explosionsgeschützt („Ex-Schutz“)



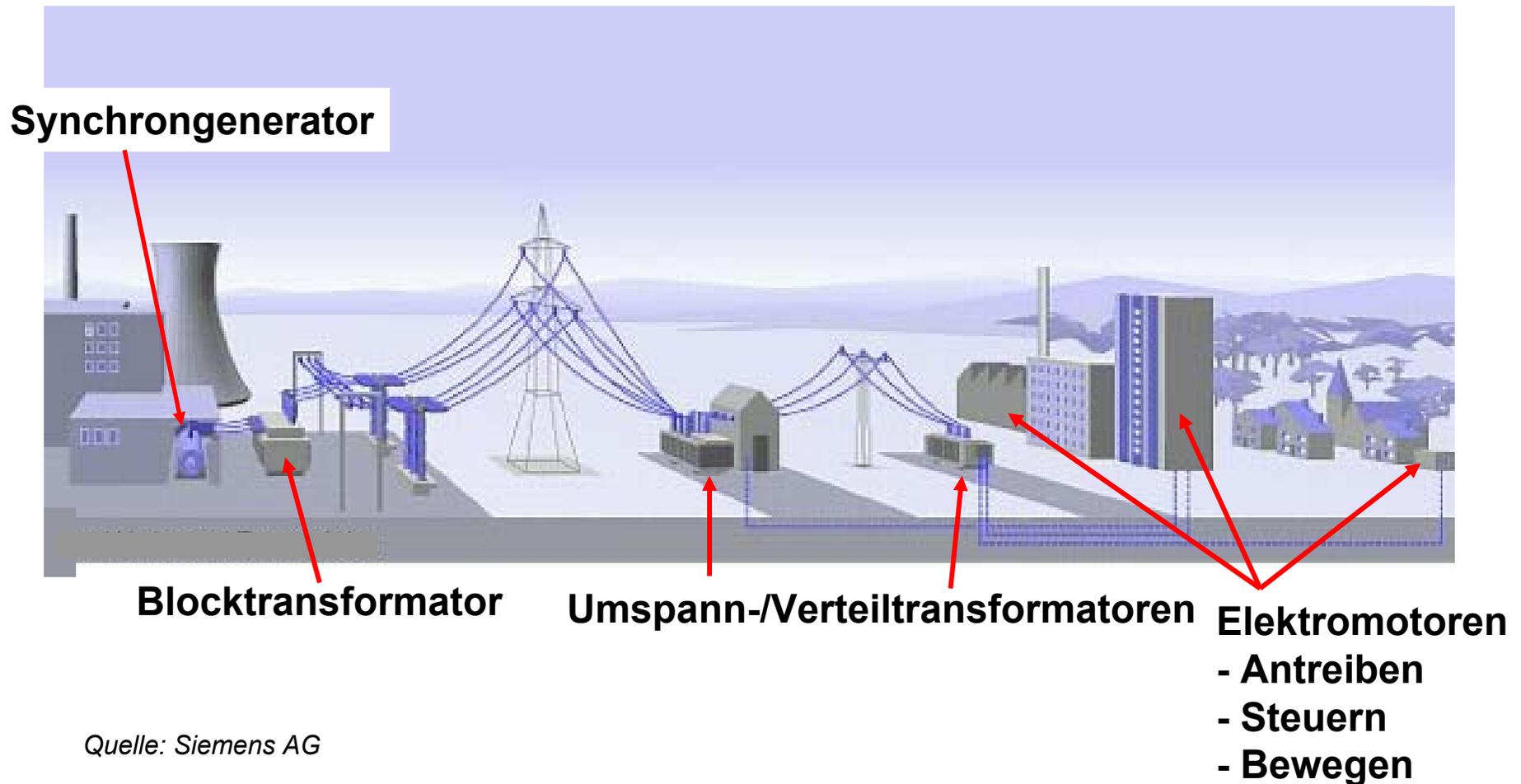
Quelle: Wikipedia.de



# P1.1 Schlüsseltechnologie „El. Energietechnik“ Komponenten der elektrischen Energienutzung



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



Quelle: Siemens AG



# P1.1 Schlüsseltechnologie „El. Energietechnik“ Energiewandlungen sind erforderlich



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Wandlung der Energie in **unterschiedliche Formen** !

**Beispiel:** Elektrische Energiewandler formen elektrische Energie um:

Elektrisch ⇔ Elektrisch:	Transformator, DC-DC-Wandler *), ...
Elektrisch ⇔ Mechanisch:	Elektromechanische Energiewandler: <b>Elektrische Maschine:</b> Linear oder <b>rotierend</b> Elektromagnetische Stellventile (Aktoren)
Elektrisch ⇔ Chemisch:	Batterie, Brennstoffzelle,..
Elektrisch ⇔ Optisch:	Photozelle, Leuchtdiode (LED), ...
Elektrisch ⇔ Fluidmechanisch:	Magnetohydrodynamische Wandler

u. s. w.

„**rot**“: Wird in dieser Vorlesung vorgetragen!

„**blau**“: Wird in dieser Vorlesung erwähnt!

\*) DC: Direct current (Gleichstrom)



---

# P1 Elektrische Energietechnik

## Übersicht

---



1. Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“
2. Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen
3. Grundlast, Mittellast, Spitzenlast
4. Brutto- und Netto-Werte



# P1.2 Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen

## Wirkungsgrad & Effizienz der Energieumwandlung

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{zugeführte Leistung}}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}}$$

### Beispiel: 11-kW-Elektromotor, Wirkungsgrad 88%

- Umwandlung von elektrischer in kinetische Energie („mechanische Energie“)

- Zugeführte Leistung:

$$P_{zu} = P_{ab} / \eta = 11 / 0.88 = 12.5 \text{ kW}$$

- Verlustleistung:

$$P_{zu} - P_{ab} = 12.5 - 11.0 = 1.5 \text{ kW} = \text{Wärmeleistung!}$$



Quelle: VEM Motors, Wernigerode, D

### Während Betriebszeit $t_B$ :

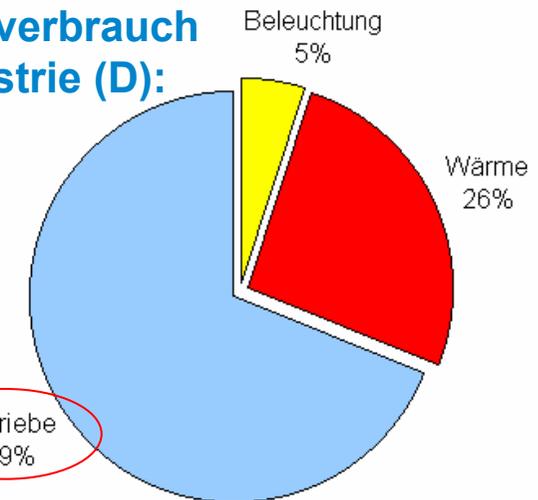
Aufgenommene Energie:  $W_{zu} = \int_0^{t_B} p_{zu}(t) \cdot dt$  Abgegebene Energie:  $W_{ab} = \int_0^{t_B} p_{ab}(t) \cdot dt$

Effizienz:  $\varepsilon_{Eff} = W_{ab} / W_{zu}$

# P1.2 Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen

## Verlustenergie = Thermische Energie

### El. Energieverbrauch in der Industrie (D):

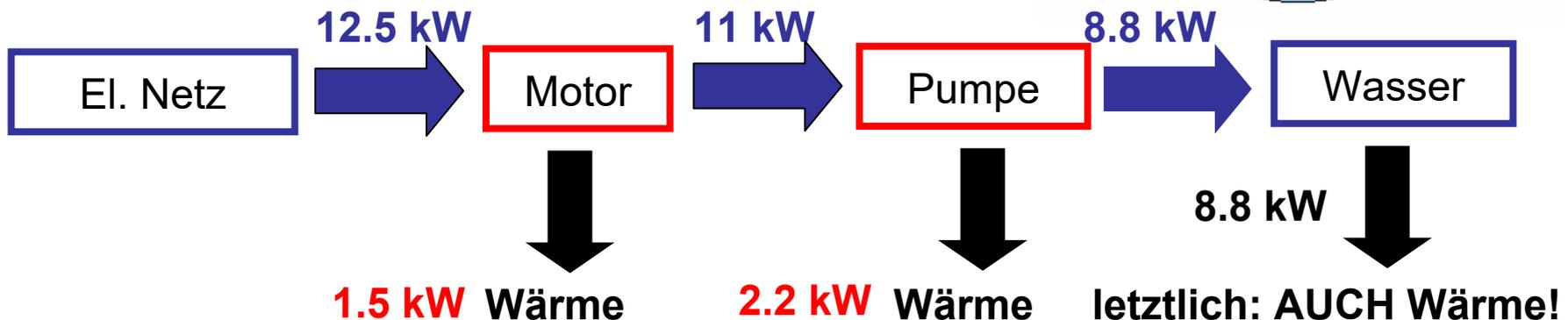


### Beispiel: 11-kW-Elektromotor als Pumpenantrieb

Wirkungsgrade: Motor 88%, Pumpe 80%

- Verlustleistung: Motor: 1.5 kW, Pumpe: 2.2 kW
- Betriebszeit: 1 Jahr = 8760 Stunden:

z. B. Verlustenergie Motor  $W = 1.5 \times 8760 = 13140$  kWh



Wärme ins All abgestrahlt. **ABER:** Atmosphärisches CO<sub>2</sub> behindert die Abstrahlung = wir heizen leider unsere Erde („ein bisschen“) auf

# P1.2 Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen

## Erntefaktor: Beurteilung der Güte unterschiedlicher Kraftwerkstypen



- **Gesamterntefaktor  $\varepsilon_{\text{Ges}}$**  : Gibt das Verhältnis von während der Lebensdauer  $T$  eines Kraftwerks (Leistung  $P_N$ ) erzeugter elektrischer Energie  $W_N$  zur aufgewendeten, kumulierten Energie a) aus **Herstellung** der Anlagen und Betriebsmittel  $W_{0,\text{kum}}$  und b) aus dem **Betrieb**  $W_{B,\text{kum}}$  (betriebliche Leistung  $P_B$ ) an.

$$\varepsilon_{\text{Ges}} = \frac{W_N}{W_{0,\text{kum}} + W_{B,\text{kum}}} = \frac{P_N \cdot T}{W_{0,\text{kum}} + P_B \cdot T}$$

- **Erntefaktor  $\varepsilon$**  ( $= \varepsilon_{\text{Ges}}(T \rightarrow \infty)$ ): Gibt das Verhältnis von während der Lebensdauer  $T$  eines Kraftwerks erzeugter elektrischer Energie  $W_N$  zur aufgewendeten, kumulierten Energie aus dem **Betrieb**  $W_{B,\text{kum}}$  an.

$$\varepsilon = \frac{W_N}{W_{B,\text{kum}}} = \frac{P_N \cdot T}{P_B \cdot T} = \frac{P_N}{P_B}$$

- **Energetische Amortisationszeit  $T_a$**  : Ist diejenige Zeit  $T_a$ , bei der kumulierter Energieaufwand  $W_{0,\text{kum}} + W_{B,\text{kum}}$  gleich der genutzten Energie  $W_N$  ist.

$$\varepsilon_{\text{Ges}} = 1: P_N \cdot T_a = W_{0,\text{kum}} + P_B \cdot T_a \Rightarrow T_a = \frac{W_{0,\text{kum}}}{P_N - P_B}$$



# P1.2 Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen

## Gesamterntefaktor untersch. Kraftwerkstypen



Kraftwerkstyp	Gesamterntefaktor $\epsilon_{\text{ges}}$	Energetische Amortisationszeit $T_a$
Kernkraft: Druckwasserreaktor, (T = 60 a) 100% Urananreicherung über Zentrifugen	106	2 Monate
Braunkohle-KW, Tagebau, (T = 50 a)	31	2 Monate
Steinkohle-KW, Untertagebau, (T = 50 a) ohne Kohletransport	29	2 Monate
Gas- und Dampf-Kombikraftwerk (GuD), Erdgas (T = 35 a)	28	9 Tage
Laufwasserkraftwerk (T = 100 a)	50	1 Jahr
200-MW-Windpark (5-MW-Anlagen), 4400 Volllaststunden (off-shore) (T = 20 a)	16	1.2 Jahre
Photovoltaik: Polykristall. Si-Zellen, 1000 Volllaststunden (Süddeutschland) (T = 25 a)	4	6 Jahre (2013) 2.5 Jahre (2021)

Quelle: D. Weißbach et al. (2013): Energy intensities, EROIs (energy returned on invested), and energy payback times of electricity generating power plants. Energy, Band 52, S. 210 ff. doi:10.1016/j.energy.2013.01.029 & Umweltbundesamt



# P1.2 Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen

## Engpassleistung und Ausnutzungsdauer



- Engpassleistung  $P_{\text{Spitze}}$  (meist  $P_{\text{Spitze}} = P_N$ ):
  - Maximale Dauerleistung, die ein Kraftwerk liefern kann
  - Der leistungsschwächste Teil der Anlage (=„Engpass“) kann dieses Maximum verringern → Erfordernis für regelmäßige Wartung und Kontrolle
- Ausnutzungsdauer  $t_{\text{nutz}}$  („Volllaststundenzahl“):
  - Fiktive Zeitspanne, die die durchschnittliche Inanspruchnahme der Engpassleistung  $P_{\text{Spitze}}$  eines Kraftwerks in Jahresvolllaststunden angibt

### Berechnung von $t_{\text{nutz}}$ und Nutzungsgrad $N$ :

Aus Gesamtenergieerzeugung eines Jahres  $W_{N,a}$  und Engpassleistung  $P_{\text{Spitze}}$ :

$$t_{\text{nutz}} = \frac{W_{N,a}}{P_{\text{Spitze}}} = N \cdot 1 \text{ a} \quad (T = 1 \text{ a} : W_{N,a} = \int_0^T p(t) \cdot dt)$$

### ■ Verfügbarkeit eines technischen Systems:

Ist die Wahrscheinlichkeit, dass das System bestimmte Anforderungen innerhalb eines vereinbarten Zeitrahmens (Gesamtzeit  $T$ ) erfüllt. (Gesamtzeit-Ausfallszeit  $T_{\text{aus}}$ )

$$\text{Verfügbarkeit } V = \frac{T - T_{\text{aus}}}{T} \quad \text{Nicht - Verfügbarkeit } NV = 1 - V$$



## P1.2 Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen

### Beispiel: Ausnutzungsdauer Windenergie



- **Offshore-Windkraftanlage:** (fiktives, aber typisches Beispiel)

Annahmen:

Stillstand: 2 Monate;

Betrieb für 4 Monate 30 % von  $P_N$  (Nennleistung),

5 Monate 70 %,

1 Monat 100 %

⇒ **Nutzungsgrad  $N$ :**

$$N = \frac{2}{12} \cdot 0 + \frac{4}{12} \cdot 0.3 + \frac{5}{12} \cdot 0.7 + \frac{1}{12} \cdot 1 = 0.475$$

Dies entspricht einer ganzjährig mit 47.5% ihrer Nennleistung betriebenen Windkraftanlage.

**Ausnutzungsdauer  $t_{\text{nutz}} = 8760 \text{ h} \cdot 0.475 = 4161 \text{ h}$  Volllaststunden/Jahr**



---

# P1 Elektrische Energietechnik

## Übersicht

---



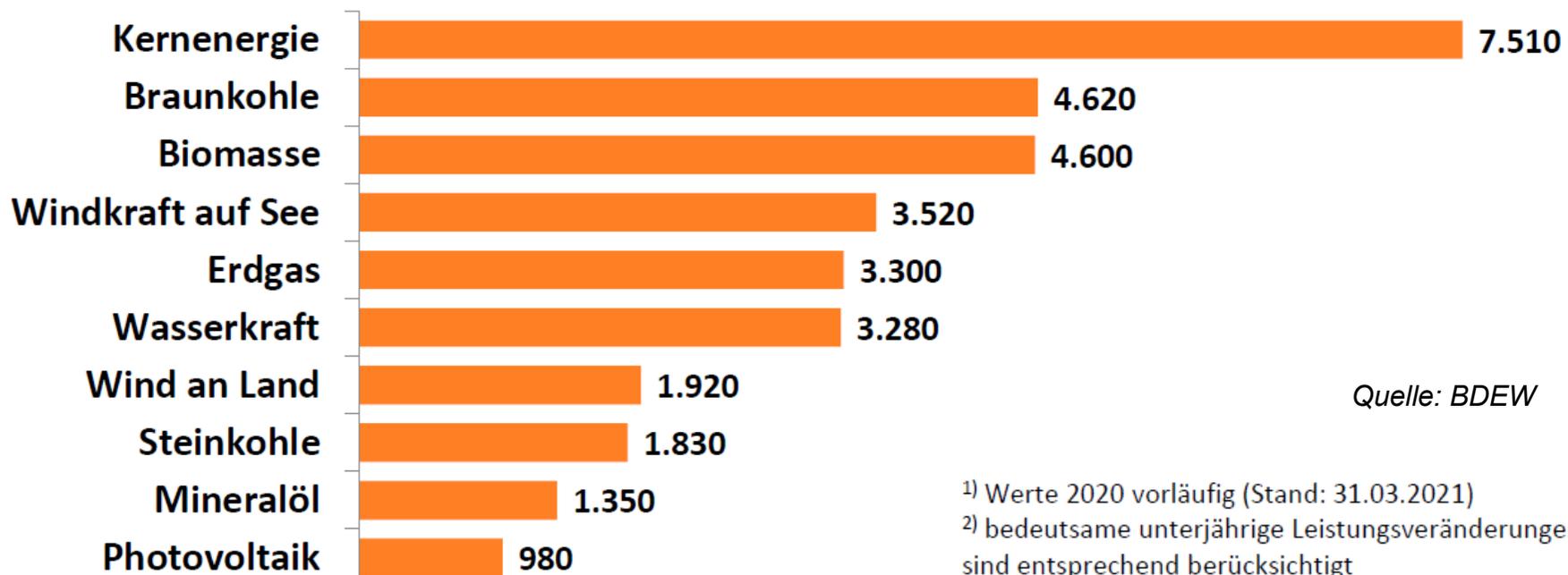
1. Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“
2. Wirkungsgrad, Effizienz, Erntefaktor, Engpassleistung, Ausnutzungsdauer
3. Grundlast, Mittellast, Spitzenlast
4. Brutto- und Netto-Werte



# P1.2 Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen

## Ausnutzungsdauer $t_{\text{nutz}}$ unterschiedl. KW-Typen

### Jahresvolllaststunden $t_{\text{nutz}}$



Grundlast:

Kernenergie, Braunkohle, Biomasse

Mittellast:

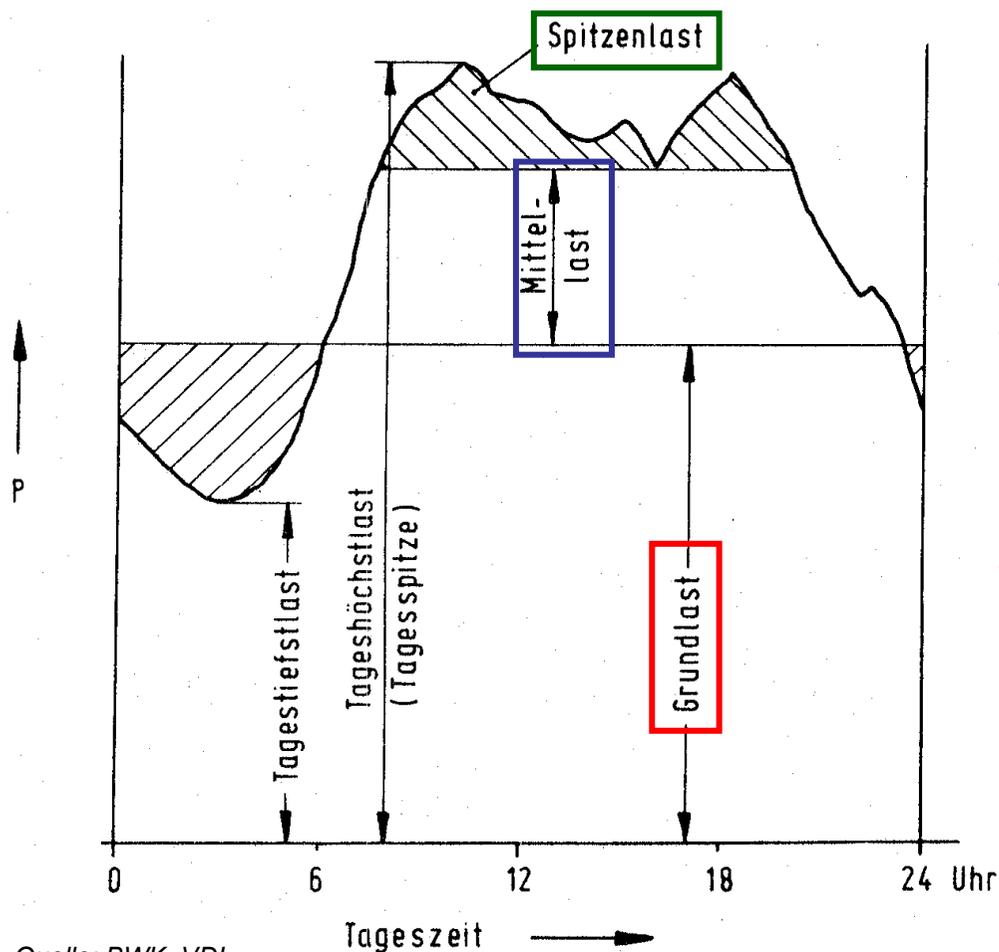
Wasser, Steinkohle

Spitzenlast:

Erdgas, Öl, Pumpspeicher

# P1.3 Grund-, Mittel- und Spitzenlast

## Definition



### 1: Spitzenlast:

Gasturbinenkraftwerk,  
Pumpspeicherkraftwerk,  
Fremdbezug

### 2: Mittellast:

Steinkohlekraftwerk,  
Komb. Gas- u. Dampf-Kraftwerk (GuD),  
Biomasse-Kraftwerk

### 3: Grundlast:

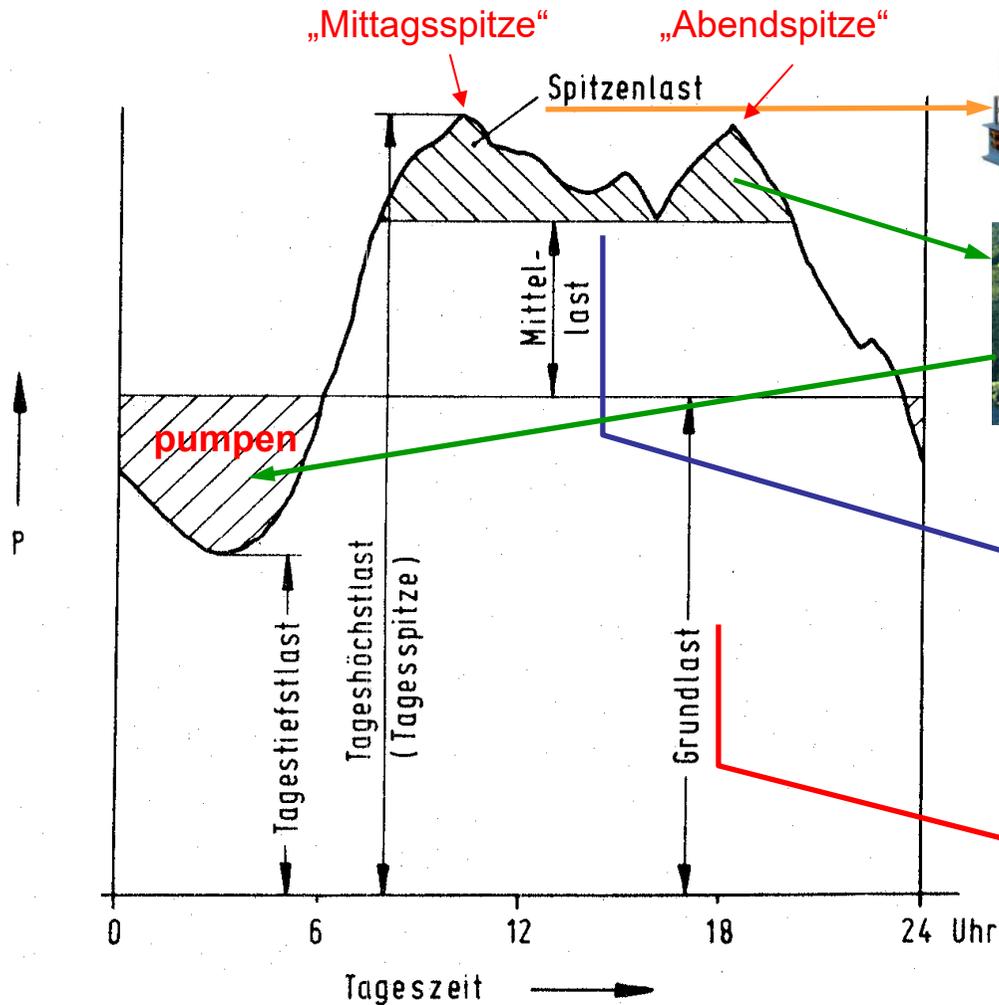
Kernkraftwerk,  
Laufwasserkraftwerk,  
Braunkohlekraftwerk

**Betriebsregime** OHNE nennenswerte  
Einspeisung volatiler el. Energieerzeuger

Quelle: BWK, VDI

# P1.3 Grundlast, Mittellast, Spitzenlast

## Typische elektrische Tageslastkurve: Klassischer Einsatz der Kraftwerkstypen



**Gasturbinen**  
**Speicherwasserkraft**  
**Fremdbezug**

Quelle: BWK, VDI



**Pumpspeicher**

**Steinkohlekraftwerke**



**Kernkraftwerke, Braunkohle-KW**



---

# P1 Elektrische Energietechnik

## Übersicht

---



1. Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“
2. Wirkungsgrad, Effizienz, Erntefaktor, Engpassleistung, Ausnutzungsdauer
3. Grundlast, Mittellast, Spitzenlast
4. Brutto- und Netto-Werte



# P1.4 Brutto- und Netto-Stromwerte

## Brutto- und Nettostromerzeugung



- **Bruttostromerzeugung:**

Ist die insgesamt erzeugte elektrische Energie eines Landes (Staates) p.a. (ohne Importe von el. Energie), gemessen an den Ausgangsklemmen der Hauptgeneratoren.

Es werden alle „Stromerzeugungsquellen“ berücksichtigt:  
(z. B. Wind, Wasser, Sonne, Kohle, Öl, ...)

- **Nettostromerzeugung = Bruttostromerzeugung - Eigenbedarf der Kraftwerke**

Beispiele: Kraftwerkseigenbedarf (in % der erzeugten el. Energie):

- Kohlekraftwerke: ca. 4 % (kleinere KW: Bis zu 10 %),
- Kernkraftwerke: ca. 5 % - ohne Nachkühlung nach Abschaltung,
- Wasserkraftwerke: ca. 1% ... 3%
- Gasturbinen-Kraftwerke: ca. 1%
- Wind-Kraftwerke: ca. 0.5%



## P1.4 Brutto- und Netto-Stromwerte

### Brutto- und Netto-Stromverbrauch



- **Bruttostromverbrauch:**

Die in einer Volksgemeinschaft erzeugte und eingeführte Gesamtmenge an elektrischer Energie p. a., abzüglich der ausgeführten Energiemenge p.a.

Bruttostromverbrauch =

= **Bruttostromerzeugung** + Stromimporte - Stromexporte

- Verteilungsverluste im el. Netz &
- el. Eigenverbrauch der Kraftwerke sind enthalten.

- **Nettostromverbrauch:**

Nettostromverbrauch =

= **Bruttostromverbrauch** – (Verteilungsverluste + Kraftwerkseigenverbrauch)

Nettostromverbrauch = Summe der Stromlieferungen an Letztverbraucher!



# P1.4 Brutto- und Netto-Stromwerte

## Elektrische Energie: Brutto vs. Netto

- **Bruttostromverbrauch BV** (= el. Brutto-Energiebedarf):

Gesamte genutzte el. Energie inkl. Netz-Übertragungsverluste **NÜ** & Kraftwerks-Eigenbedarf **KB**

- **Nettostromverbrauch NV** (= el. Netto-Energiebedarf):

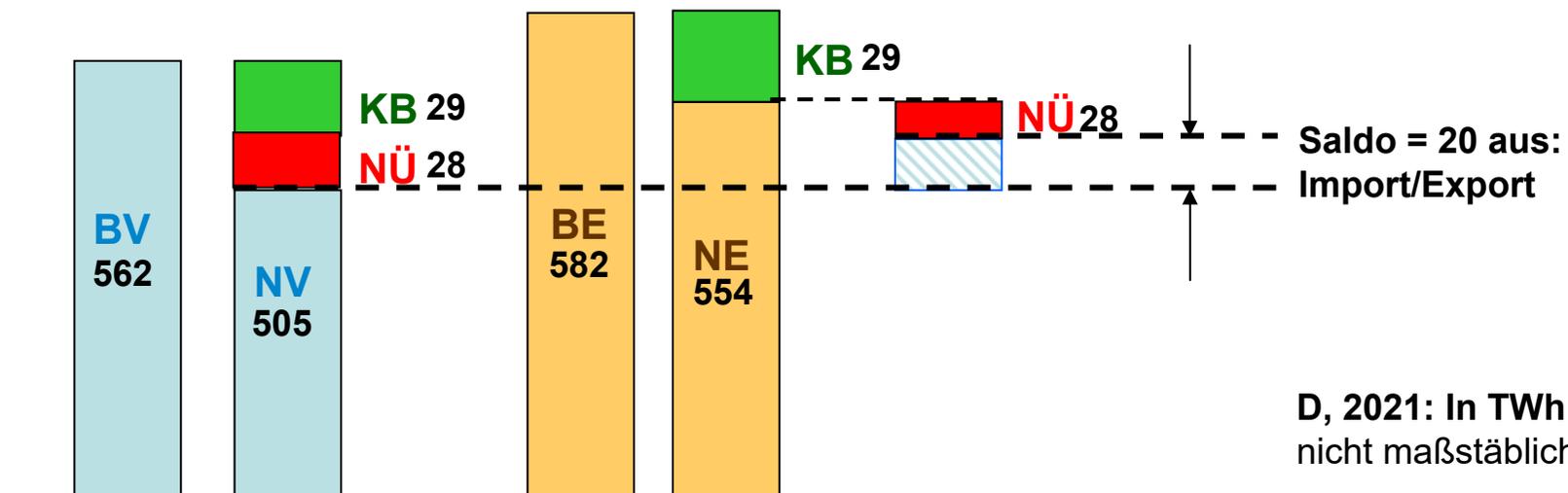
Brutto-Stromverbrauch **BV** – Netz-Übertragungsverluste & Kraftwerks-Eigenbedarf (**NÜ**+**KB**)

- **Bruttostromerzeugung BE**:

Im Inland erzeugte el. Energie ohne el. Importe

- **Nettostromerzeugung NE**:

Bruttostromerzeugung **BE** – Kraftwerks-Eigenbedarf **KB** – Netz-Übertragungsverluste **NÜ** –  $\underbrace{\text{Import/Export}}_{\text{Saldo}}$



D, 2021: In TWh  
nicht maßstäblich!



## P1.4 Brutto- und Netto-Stromwerte Elektrische Energiedaten, *Deutschland 2021*



### • Abschätzung des Primärenergieaufwands für el. Energie:

- Kraftwerkseigenbedarf: 4.8 % d. Brutto-Stromerzeugung (27 TWh v. 564 TWh)
- Netz-Übertragungsverluste: 4.8 % d. Brutto-Stromerzeugung (27 TWh v. 564 TWh)

- Nettostromverbrauch: 100.0 % 505 TWh
- Kraftwerkseigenbedarf: 5.5 % 28 TWh
- Netzübertragungsverluste: 5.4 % 27 TWh
- Summe: 111.9 % 560 TWh

- Mittlerer Kraftwerks-Wirkungsgrad 42%:  $111.9 \% / 0.42 = 266.5\%$  **1345.8 TWh**

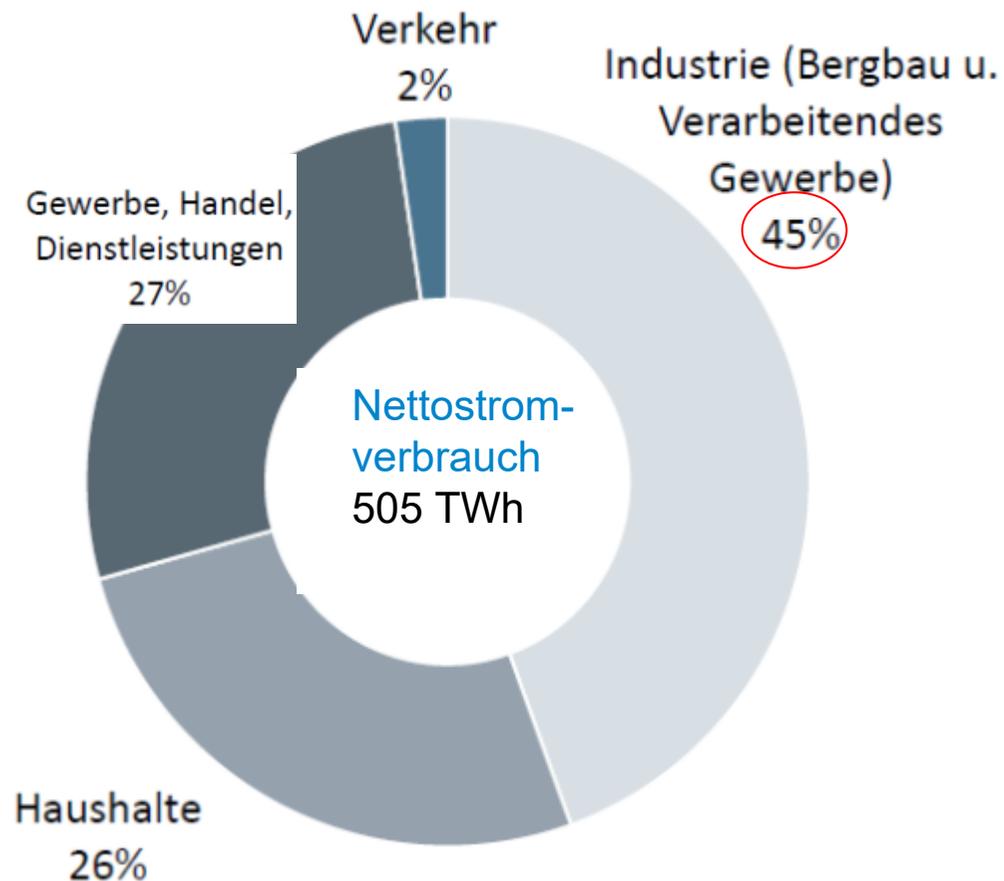
- Für den el. Endenergiebedarf (100%) müssen zusätzlich **ca. 166 % an Primärenergie** bereitgestellt werden, davon ca. 3/4 durch **Import**.

- Bereitstellung **elektrischer** Energie benötigt ca. **41 %** des jährlichen Primärenergieverbrauchs  
(=  $1\,345.8 / 3\,306 = 0.41$ )



# P1.4 Brutto- und Netto-Stromwerte

## Nettostromverbrauch, *Deutschland* 2021



Quelle: BDEW Die Energieversorgung 2021 - Jahresbericht

# P1.4 Brutto- und Netto-Stromwerte

## Stromverbrauch Privathaushalte *Deutschland*



- *Deutschland* (2021):

Nettostromverbrauch: 505 TWh

Priv. Haushalte: 131.3 TWh 26 %

- Jährlicher Stromverbrauch: **Drei-Personen-Haushalt:**

„Überschlagsrechnung“: private Strom-Nutzer: D : ca. 83 Mio. Einwohner

$$\frac{0.26 \cdot 505 \cdot 10^{12} \text{ Wh}}{83 \cdot 10^6 / 3} = 4745 \text{ kWh/Haushalt}$$

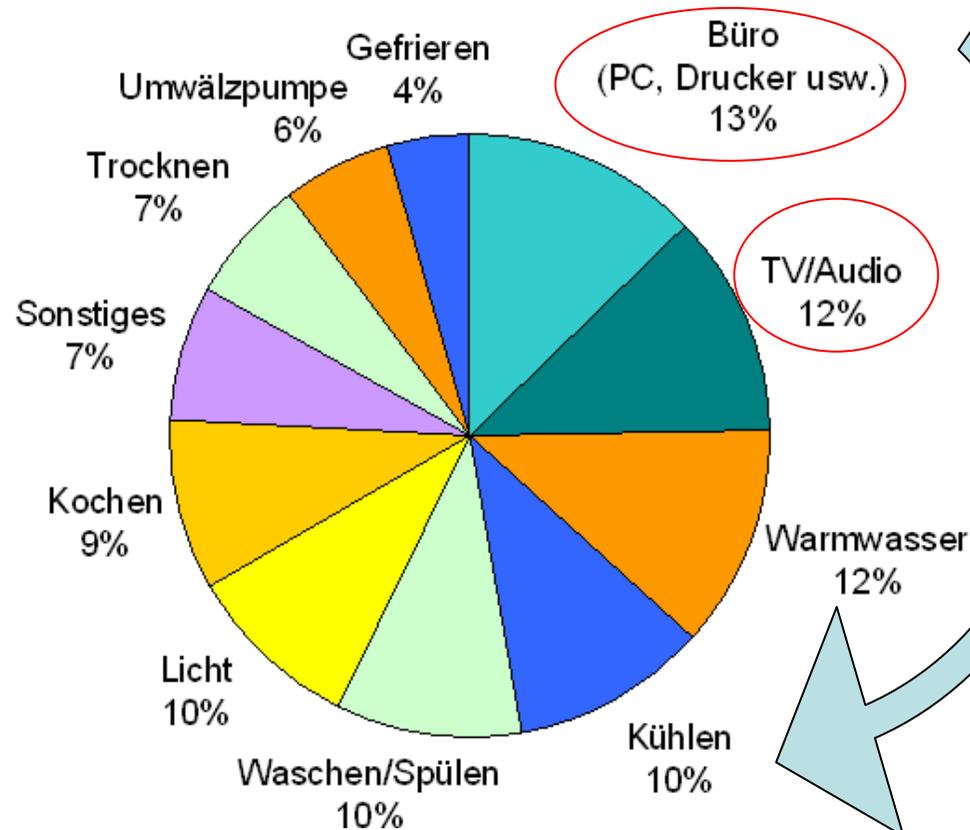
- **Typischer jährlicher Stromverbrauch:** Drei-Personen-Haushalt:  
OHNE / MIT el. Warmwasserbereitung: 3 700 kWh / 5 000 kWh



# P1.4 Brutto- und Netto-Stromwerte

## El. Energienutzung im Privathaushalt

- El. Energienutzung: a) Informations- und Unterhaltungselektronik (25%!) („Bürogeräte“ & „TV/Audio“) am **stromintensivsten**  
b) Warmwasser, Kühlen, Waschen, Beleuchtung, Kochen: **je 10%**



### • Und anderswo?

z. B.:  
*Kalifornien/USA:*  
Maximaler „Stromverbrauch“  
im Sommer wegen  
Klima-Anlagen

Quelle: Energieagentur Nordrhein-Westfalen:  
„Wo bleibt der Strom?“ Düsseldorf 2011

# P Prozesse

## P1 Elektrische Energietechnik



### Zusammenfassung

- Schlüsseltechnologie „Elektrische Energietechnik“ wegen universeller Nutzungsmöglichkeit
- Keine unnötige Überdimensionierung der Komponenten, weil diese dann bei Teillast arbeiten, wo der Wirkungsgrad niedriger ist!
- Die Einsatzplanung von Primärenergieträgern erfolgt nach **wirtschaftlichen Gesichtspunkten**.
- Die Bewertung von Kraftwerksprozessen erfolgt auch über das Maß ihrer **Verfügbarkeit**.
- Für **thermische Prozesse** ist
  - a) wegen ihrer i. A. großen thermischen Zeitkonstanten beim An- und Abfahren,
  - b) wegen des eher niedrigen elektrischen Teillast-Wirkungsgradsein kontinuierlicher Betrieb im Bestpunkt wünschenswert = **Grundlastdeckung**.
- Die Nutzung regenerativer Energiequellen wie z. B. Wind, Wasser, Photovoltaik, Solarthermie (ausgenommen Biomasse) ist **volatil**. Ihre **Volllaststundenzahl** ist niedriger als bei thermischen Prozessen.



---

# **P Prozesse**

## Übersicht

---



1. **Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen**
2. **Grundlagen des thermischen Betriebs**
3. **Energiewandlung in Kraftwerken**



---

# P2 Grundlagen des thermischen Betriebs

## Übersicht

---



1. Umwandlung von Wärme in Arbeit
2. Zustandsdiagramme
3. Reale Gase, Verdampfung
4. Wärmeleitung & Konvektion
5. Kreisprozesse



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Ideales Gas (siehe Kap. G)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Wiederholung

- **Ideales Gas:**

- a)  $N$  nichtunterscheidbare punktförmige Teilchen (Masse  $m$ , aber kein Volumen  $V$ ),
- b) Gleiche Teilchenmassen  $m$ , die keine Kräfte aufeinander ausüben.
- c) Deshalb auch bei bel. großer Kompression **nicht verflüssigbar!**

- **Mittlere kinetische Energie**/Teilchen z. B. in x-Richtung (*L. Boltzmann*):  $\overline{W}_{k,x} = \frac{m \cdot (v_x^2)_{av}}{2} = \frac{k \cdot T}{2}$

Massenpunkt  $m$  hat  $f = 3$  Bewegungsfreiheitsgrade  $x, y, z$ :  $\overline{W}_k = \frac{m \cdot (v^2)_{av}}{2} = \frac{3}{2} \cdot k \cdot T$

- **Ideales Gas** mit der Temperatur  $T$  mit  $N$  Gasteilchen hat den Energieinhalt:

$$U = N \cdot \overline{W}_k = N \cdot \frac{3}{2} \cdot k \cdot T$$

- Ideales Gas hat bei  $T = 0$  die innere Energie  $U = 0$ !
- Wird ihm **Wärmemenge  $Q$**  zugeführt, hat es **danach** die innere Energie  $U = Q$  und eine entsprechende absolute Temperatur  $T > 0$ .



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Ideales Gas: Innere Energie $U$



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Wiederholung

$$f = 3 : U = N \cdot \frac{3}{2} \cdot k \cdot T = \underbrace{\frac{N}{L}}_{\nu_m} \cdot \frac{3}{2} \cdot \underbrace{L \cdot k}_R \cdot T = \nu_m \cdot \underbrace{\frac{f}{2}}_{C_{mV}} \cdot R \cdot T = \nu_m \cdot C_{mV} \cdot T$$

$$U = \nu_m \cdot C_{mV} \cdot T$$

$$U = C_V \cdot T$$

- **Loschmidt-Zahl:**  $L = 6.023 \cdot 10^{26} / \text{kmol}$ ,  $L' = 6.023 \cdot 10^{23} / \text{mol}$
- **Kilomolzahl:**  $\nu_m = N / L$  (Molzahl  $\nu'_m = N / L'$ )
- **Universelle Gaskonstante:**  $R = L \cdot k = 6.023 \cdot 10^{26} \cdot 1.3805 \cdot 10^{-23} = 8314 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$
- **Molare Wärmekapazität** des idealen Gases bei konstantem Volumen:  **$V = \text{konst.}$**

$$C_{mV} = R \cdot (3/2) = R \cdot (f/2)$$

- **Molare Wärmekapazität** des idealen Gases bei  **$p = \text{konst.}$**   
ist wegen Gasexpansions-Arbeit höher:

$$C_{mp} = C_{mV} + R = R \cdot (3/2) + R = R \cdot (5/2) = R \cdot (f + 2) / 2$$

- **Wärmekapazität (J/K):**  $C_V = \nu_m \cdot R \cdot (f/2)$ ,  $C_p = \nu_m \cdot R \cdot (f + 2) / 2$



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

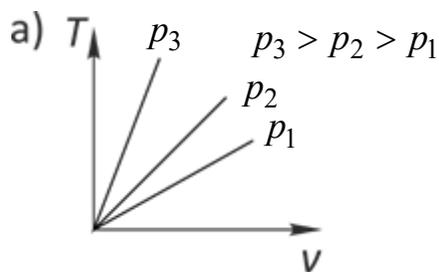
## Ideales Gas: Zustandsgleichung



**Wiederholung**

- Allseitig wirkender **Gasdruck**  $p$ : (Herleitung Kap. G):  $p = \frac{(v^2)_{av}}{3} \cdot N \cdot m / V = (N/V) \cdot k \cdot T$
- **Zustandsgleichung des idealen Gases:**  $p \cdot V = N \cdot k \cdot T = (N/L) \cdot (L \cdot k) \cdot T = v_m \cdot R \cdot T$

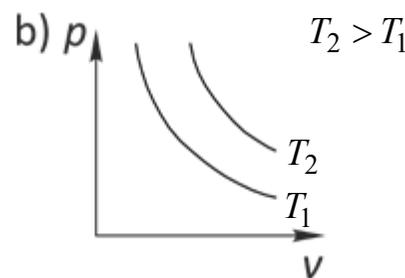
Trajektorien für Zustandsänderungen:  $\frac{p \cdot V}{T} = v_m \cdot R = \text{konst.}$



Isobar ( $p = \text{const.}$ )

$$\frac{T}{V} = \text{const.}$$

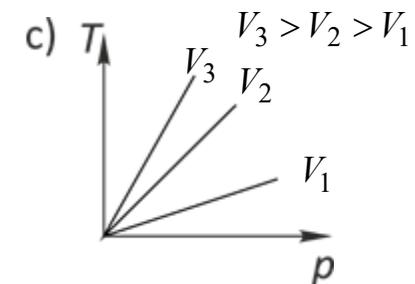
1. **Gay-Lussac-Gesetz**



Isotherm ( $T = \text{const.}$ )

$$p \cdot V = \text{const.}$$

**Boyle-Mariotte-Gesetz**



Isochor ( $V = \text{const.}$ )

$$\frac{T}{p} = \text{const.}$$

2. **Gay-Lussac-Gesetz**



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Mechanische Arbeit $W$ als Volumenarbeit

- Die an einem **idealen Gas** verrichtete mechanische Arbeit  $W$  einer äußeren Kraft  $F$  wird bei einem thermisch isolierten System (= kein Wärmeaustausch  $\Delta Q = 0$ ) gänzlich in „innerer Energie“  $U$  gespeichert.

- Gasvolumen **verringert sich**:  $\Delta V < 0$

$$dW = \vec{F} \cdot d\vec{s} \quad \vec{F} = p \cdot A \cdot \vec{e}_s \quad d\vec{s} = ds \cdot \vec{e}_s$$

$$dW = p \cdot A \cdot ds = -p \cdot dV \quad dV = A \cdot dx = -A \cdot ds$$

$$dW = -p(V) \cdot dV$$

$$W = \int_{s_1}^{s_2} \vec{F} \cdot d\vec{s} = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV > 0 \quad (V_1 > V_2)$$

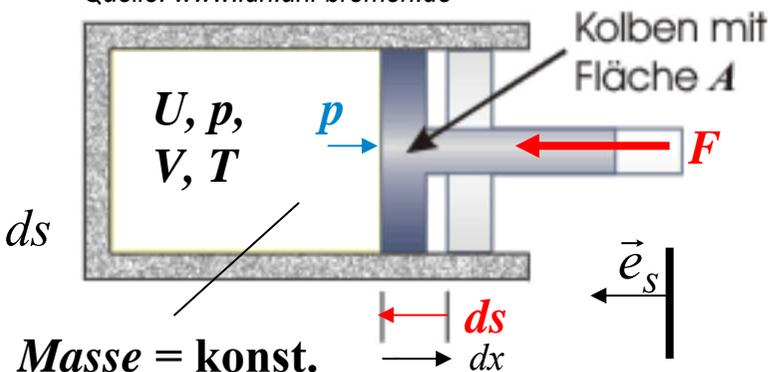
$$\Delta Q = 0: \text{Zustand 1} \rightarrow \text{Zustand 2}: \Delta U = U_2 - U_1 = W_{12} = -p \cdot \Delta V > 0$$

$$dQ = 0: dU = -p \cdot dV \quad \Delta U = W$$

ideales Gas:  $U \sim k \cdot T$  (siehe Kap. G Grundlagen)

$$dU \sim dT$$

Quelle: [www.idn.uni-bremen.de](http://www.idn.uni-bremen.de)



## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

### Gas: Mechanische Arbeit $W$ als Volumenarbeit



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Gas nimmt mechanische Arbeit  $W_{12} > 0$  ( $W_{12} = W_{\text{zu}} > 0$ ) auf, indem sein Volumen  $V$  gegen seinen Druck  $p$  komprimiert wird:  
 $V_2 < V_1, p_2 > p_1, U_2 > U_1, T_2 > T_1$
- Gas verrichtet mechanische Arbeit  $W_{12} < 0$  ( $W_{12} = -W_{21} = -W_{\text{ab}} < 0$ ), indem sein Volumen  $V$  mit seinem Druck  $p$  expandiert:  
 $V_2 > V_1, p_2 < p_1, U_2 < U_1, T_2 < T_1$



## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

### Zählweise der Arbeit $W$ äußerer Kräfte

- Auch Wärmezufuhr  $Q$  erhöht innere Energie  $U$  des idealen Gases:

$$\Delta U = Q + W > 0$$

$$dU = dQ + dW > 0$$

$U$ : Innere Energie,  $Q$ : Wärmeenergie,  $W$ : mechan. Arbeit

- Die von außen zugeführte (= am System verrichtete) Arbeit  $W$  äußerer Kräfte  $F$  und die zugeführte Wärme  $Q$  erhöhen die innere Energie  $U$  des Arbeitsmediums.
- Daher wird  $W > 0$  positiv gezählt, ebenso  $Q > 0$ , wenn  $U$  steigt.

## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

### Isotherme Expansion $T = \text{konst.}$ des idealen Gases



- Zustandsgleichung des idealen Gases:  $p \cdot V = \nu_m \cdot R \cdot T$

$\nu_m$ : Mol-Anzahl,  $R$ : Gaskonstante,  $C_{mV}$ : molare Wärmekapazität für  $V = \text{konst.}$

- **Ideales Gas, isotherm:**  $T = \text{konst.} : \nu_m \cdot R \cdot T = \text{konst.} = p \cdot V : p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$   
Gastemperatur  $T = \text{konst.}$  bei Volumen- und Druckänderung  $\Rightarrow U = \underbrace{\nu_m \cdot C_{mV}}_{C_V} \cdot T = \text{konst.}$

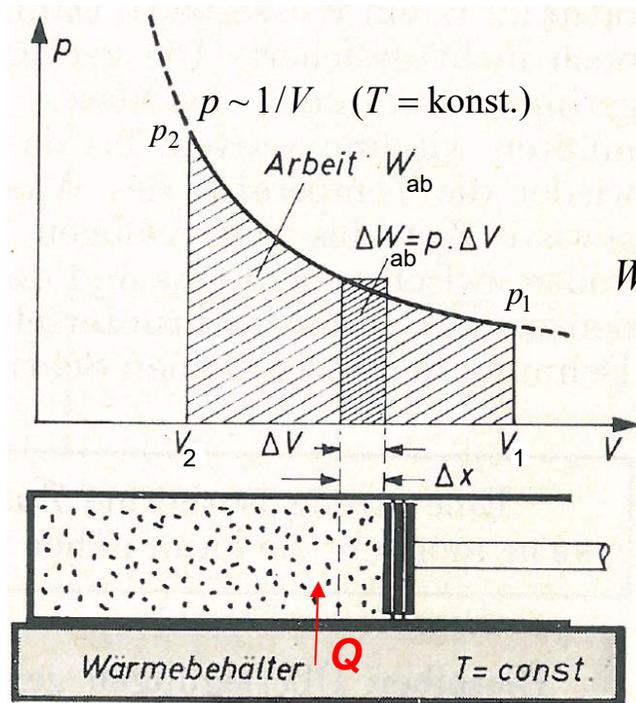
- Damit im **expandierenden** Gas keine Abkühlung erfolgt ( $T = \text{konst.}$ ), muss dem Gas eine der verrichteten **mechanischen Arbeit**  $W_{ab}$  äquivalente **Wärmeenergie**  $Q$  aus einem Wärmebehälter durch Wärmeleitung laufend zugeführt werden!



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Beispiel: Ideales Gas: Isotherme Expansion im Zylinder

- Kolben müsste so langsam bewegt werden, dass stets die verrichtete Arbeit  $W_{ab}$  durch zufließende Wärme  $Q$  gedeckt wird.  
 $\Leftrightarrow$  Isotherme Zustandsänderung ist also idealisierter Vorgang!



$$T = \text{konst.} \Rightarrow dT = 0 : dU = 0$$

$$dU = dQ + dW = 0 \Rightarrow dQ = -dW = dW_{ab} = p \cdot dV$$

$$W_{ab} = W_{21} = p_1 V_1 \cdot \int_{V_2}^{V_1} (1/V) \cdot dV = p_1 V_1 \cdot \ln(V) \Big|_{V_2}^{V_1} = p_1 V_1 \cdot \ln(V_1/V_2) > 0$$

Die vom Gas verrichtete Arbeit  $W_{ab}$  ist die **Fläche unter der Kurve**  $p(V) = p_1 \cdot V_1 / V$

Diese Arbeit wird  $U$  entzogen:  $W_{ab} + \Delta U = Q \Rightarrow \Delta U = Q - W_{ab}$

Quelle: Schreiner, Physik

# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Durchströmte Verdichter-Maschine

**Beispiel:** Gasverdichter: Masse  $M$  je Zeit  $t$  fließt durch Maschine

Gesamte Arbeit äußerer Kräfte  $W = W_t + W_{D1} - W_{D2}$ :

a) Druckarbeit  $W_D$  des Fluids:

$$W_D = p \cdot A \cdot x = p \cdot V, \quad \Delta W_D := p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1$$

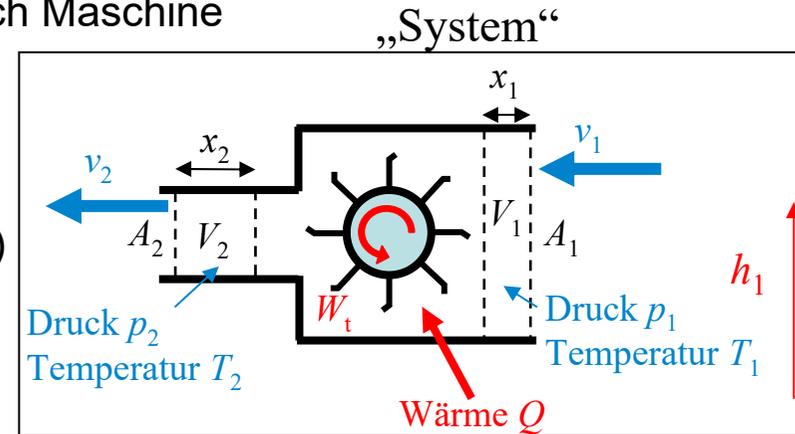
b) Techn. Arbeit an der Welle  $W_t$  (z.B. Antriebsarbeit)

Am Eintritt 1 hat Fluidmasse  $M$

die innere Energie  $U_1(p_1, T_1)$  im Volumen  $V_1$  &

strömt mit Geschwindigkeit  $v_1$  (= kinetische Energie  $W_{k1}$ )

und hat potentielle Energie  $W_{p1}$  (geodätische Höhe  $h_1$ )



$$\Delta U + \Delta W_k + \Delta W_p = Q + W = Q + W_t - \Delta W_D \Rightarrow \Delta U + \Delta W_k + \Delta W_p + \Delta W_D = Q + W_t$$

$$\Delta U = U_2 - U_1 : U_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} + W_{p2} + p_2 V_2 - U_1 - M \cdot \frac{v_1^2}{2} - W_{p1} - p_1 V_1 = Q + W_t$$

$$U_2 + p_2 V_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (U_1 + p_1 V_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) + W_{p2} - W_{p1} = Q + W_t \quad \text{Enthalpie: } H := U + p \cdot V$$

$$H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) + W_{p2} - W_{p1} = Q + W_t$$

## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit Durchströmte Arbeitsmaschine

- Einfluss der potentiellen Energie  $W_p$  gegenüber  $W_k$  bei Turbomaschinen klein:

z.B.: Verdichter  $v_1 = 20$  m/s,  $v_2 = 50$  m/s,  $\Delta h = h_2 - h_1 = 1$  m

$$\Delta W_k / m = (v_2^2 - v_1^2) / 2 = 1050 \text{ m}^2/\text{s}^2 \gg \Delta W_p / m = \Delta h \cdot g = 9.81 \text{ m}^2/\text{s}^2 \rightarrow \Delta W_p \approx 0$$

$$H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = Q + W_t$$

Dem System zugeführt:  $Q > 0$ ,  $W_t > 0$

- Thermische Turbomaschinen (Dampf- und Gasturbinen, Gasverdichter):

Sind thermisch isoliert  $\Rightarrow$  keine Wärmezufuhr/-abfuhr:  $Q = 0$

$$H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = W_t$$

Dem System zugeführt:  $W_t > 0$

Verdichter:  $W_t > 0$ , Turbine:  $W_t < 0$

## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit Durchströmte Maschine (Turbine)



- **Hydraulische Strömungsmaschinen (Turbinen, Pumpen):**

Potentielle Energiedifferenz  $\Delta W_p$  wichtig!

Temperatur  $T$  und damit innere Energie des Fluids  $U = C_V \cdot T$  ändern sich kaum:  $\Delta U = 0$ ,

keine Wärmezufuhr/-abfuhr:  $Q = 0$ ,

inkompressibles Medium:  $\Delta V = 0 \Rightarrow V_1 = V_2 = V$

$$M \cdot g \cdot h_2 + p_2 V + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (M \cdot g \cdot h_1 + p_1 V + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = W_t$$

Dem System zugeführt:  $W_t > 0$

Pumpe:  $W_t > 0$ , Turbine:  $W_t < 0$



## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

### Zählweise zur technischen Arbeit $W_t$ (1)

$$H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = Q + W_t = Q_{zu} + W_{t,zu}$$

- Wärmemenge  $Q_{zu} > 0$  und techn. Arbeit  $W_{t,zu} > 0$  dem System (Fluid) **zugeführt**

- **Thermische Turbomaschinen ( $Q = 0$ ):**

**a) Dampf- und Gasturbinen:**  $H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2} - (H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2}) = W_{t,ab} = -W_t > 0$

Turbine gibt techn. Arbeit  $W_{t,ab} > 0$  ab; Enthalpie und kin. Energie des Fluids nehmen ab

**b) Verdichter:**  $H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = W_{t,zu} > 0$

Verdichter nimmt techn. Arbeit  $W_{t,zu} > 0$  auf; Enthalpie und kin. Energie des Fluids nehmen zu

## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

### Zählweise zur technischen Arbeit $W_t$ (2)



$$H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = Q + W_t = Q_{zu} + W_{t,zu}$$

#### • Hydraulische Strömungsmaschinen ( $Q = 0$ , $\Delta U = 0$ , $\Delta V = 0$ ):

**a) Turbinen:** 
$$M \cdot g \cdot h_1 + p_1 \cdot V + M \cdot \frac{v_1^2}{2} - (M \cdot g \cdot h_2 + p_2 \cdot V + M \cdot \frac{v_2^2}{2}) = W_{t,ab} > 0$$

Turbine gibt techn. Arbeit  $W_{t,ab} > 0$  ab; kin.+ pot. Energie + Druckenergie des Fluids nehmen ab

**b) Pumpen:** 
$$M \cdot g \cdot h_2 + p_2 V + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (M \cdot g \cdot h_1 + p_1 V + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = W_{t,zu} > 0$$

Pumpe nimmt techn. Arbeit  $W_{t,zu} > 0$  auf; kin. + pot. Energie + Druckenergie des Fluids nehmen zu



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Druckarbeit $W_D$ und „technische“ Arbeit $W_t$ (1)



- Differenz der Druckarbeit:  $\Delta W_D = p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1$

Betrachtung kleiner Differenzen:  $p_1 = p$ ,  $p_2 = p_1 + dp = p + dp$   $V_1 = V$ ,  $V_2 = V_1 + dV = V + dV$   
 $dW_D = (p + dp) \cdot (V + dV) - p \cdot V = p \cdot dV + V \cdot dp + dp \cdot dV \approx p \cdot dV + V \cdot dp = d(p \cdot V)$

- Energiebilanz im System: Arbeit äußerer Kräfte  $F$ :  $W_{12} = W$ :  $W = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV > 0$   
 $\Delta U = Q + W_{12} = Q + W_t - \Delta W_D$

$$dU = dQ + dW = dQ + dW_t - dW_D = dW_t - d(p \cdot V) \Rightarrow dW = dW_t - d(p \cdot V)$$

- Formel für „technische Arbeit“  $W_t$ :

$$-d(p \cdot V) + dW_t = -p \cdot dV - V \cdot dp + dW_t = dW = -p \cdot dV \Rightarrow dW_t = V \cdot dp$$

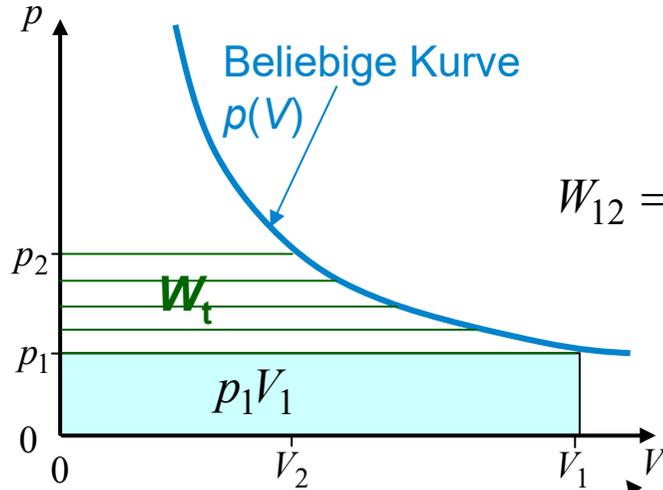
- Gesamte Arbeit:  $W_{12} = \int_1^2 dW = - \int_1^2 p \cdot dV$

Technische Arbeit:  $W_t = \int_1^2 dW_t = \int_1^2 V \cdot dp$



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

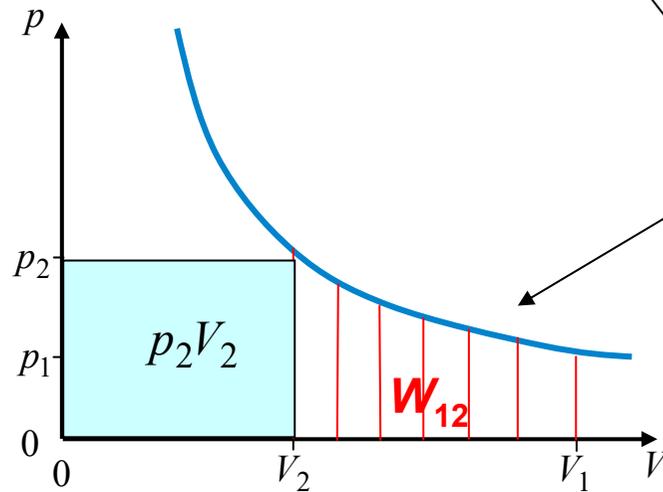
## Druckarbeit $W_D$ und „technische“ Arbeit $W_t$ (2)



$$W = W_{12} = W_t - \Delta W_D$$

$$W_{12} = \int_1^2 dW = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = W_t - \Delta W_D = \underbrace{\int_{p_1}^{p_2} V \cdot dp}_{W_t} - \underbrace{\int_{p_1 V_1}^{p_2 V_2} d(V \cdot p)}_{(p_2 V_2 - p_1 V_1)}$$

$$W_{12} + p_2 V_2 = W_t + p_1 V_1$$



Flächengleichheit  $W_{12} + p_2 V_2$  und  $W_t + p_1 V_1$

$$W_{12} + p_2 V_2 = W_t + p_1 V_1$$

als **geometrische Deutung** der Formel



## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

### Druckarbeit $W_D$ und „technische“ Arbeit $W_t$ (3)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Gesamte (zugeführte) Arbeit äußerer Kräfte  $W = -\Delta W_D + W_t$
- Bei durchströmten Maschinen (Eingang 1, Ausgang 2) tritt Differenz der Druckarbeit auf

$$\Delta W_D = p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1$$

- Druckarbeit kann in durchströmten Maschinen **nicht** als Arbeit technisch genutzt werden, sondern verbleibt als Druckenergie im Fluid, daher  $W \neq W_t$



## P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

### Druckarbeit $W_D$ und „technische“ Arbeit $W_t$ (4)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Bei **Kreisprozessen** wird zyklisch der Anfangszustand wieder eingestellt.  
Die gesamte Druckarbeitdifferenz  $\Delta W_D$  ist nach einem Zyklus Null,  $\Delta W_D = p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1$

denn:  $W_{12} = W_t + p_1 V_1 - p_2 V_2$

Sei der Zyklus in  $N$  Schritte zerlegt gedacht: Schrittzahl  $n = 1, \dots, N$

$n$ -ter Schritt  $\rightarrow$   $n+1$ -Schritt im Zyklus:  $\Delta W_{n \rightarrow n+1} = \Delta W_{t,n \rightarrow n+1} + (p_n V_n - p_{n+1} V_{n+1})$

$N+1$ -ter Schritt = 1. Schritt:  $p_{N+1} V_{N+1} = p_1 V_1$

$$\sum_{n=1}^N \Delta W_{n \rightarrow n+1} = \sum_{n=1}^N \Delta W_{t,n \rightarrow n+1} + \underbrace{\sum_{n=1}^N (p_n V_n - p_{n+1} V_{n+1})}_0 \Rightarrow W = \sum_{n=1}^N \Delta W_{n \rightarrow n+1} = \sum_{n=1}^N \Delta W_{t,n \rightarrow n+1} = W_t$$

- Bei **Kreisprozessen** ist die gesamte Arbeit äußerer Kräfte  $W$  IDENTISCH mit der technischen Arbeit  $W_t$ , daher  $W = W_t$



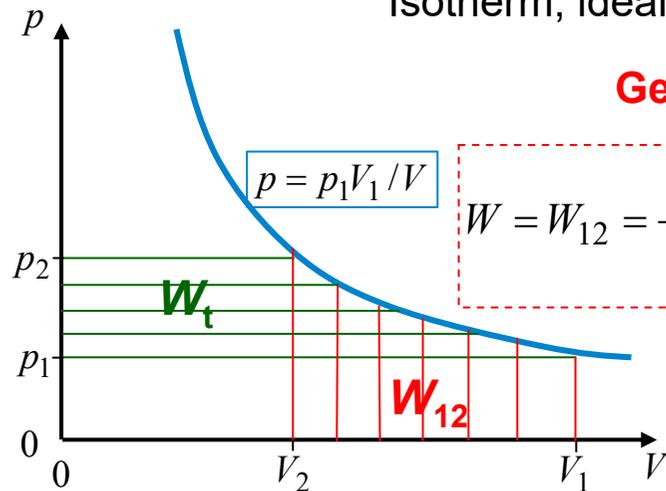
# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

Bei isothermer Gasexpansion/kompression ist  $W_{12} = W_t$



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Isotherm, ideales Gas:  $p \cdot V = \nu_m \cdot R \cdot T = \text{konst.}$



**Gesamte Arbeit  $W_{12}$ : Kompression  $V_1 > V_2$**

$$W = W_{12} = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = p_1 V_1 \cdot \int_{V_2}^{V_1} (1/V) \cdot dV = p_1 V_1 \cdot \ln(V) \Big|_{V_2}^{V_1} = p_1 V_1 \cdot \ln(V_1 / V_2) > 0$$

- Bei isothermer Expansion/Kompression im idealen Gas ist die gesamte Arbeit  $W$  IDENTISCH mit der technischen Arbeit  $W_t$ , denn die Druckerarbeit ist **NULL**:  $\Delta W_D = p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 = 0$

**Kontrolle: Berechnung der technischen Arbeit  $W_t$ : Kompression  $V_1 > V_2$**

$$W_t = \int_{p_1}^{p_2} V \cdot dp = p_1 V_1 \cdot \int_{p_1}^{p_2} (1/p) \cdot dp = p_1 V_1 \cdot \ln(p) \Big|_{p_1}^{p_2} = p_1 V_1 \cdot \ln(p_2 / p_1) = p_1 V_1 \cdot \ln(V_1 / V_2) = W_{12} > 0$$

$$W_t = W_{12} = W$$



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Adiabatische Gaszustandsänderung $\leftrightarrow dQ = 0$



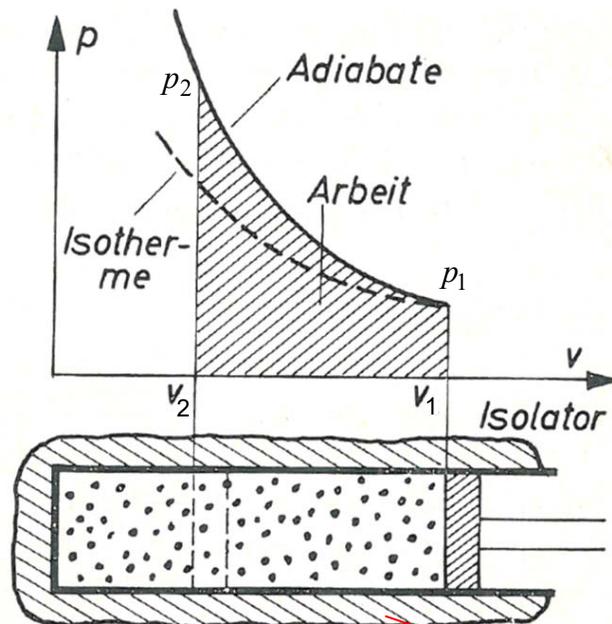
- **Adiabatische Zustandsänderung** des Gases:  
Kein Austausch von Wärmeenergie  $Q = 0 \Rightarrow \Delta Q = 0$
- $\Rightarrow \Delta S = \Delta Q/T = 0$  („isentrop“) bei Volumen- und Druckänderung (Entropie  $S = \text{konst.}$ )
- Gas kann weder Wärme abgeben noch aufnehmen,  
wenn Zylinderwand **ideal thermisch isoliert** ist.



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Zylinder: Adiabatische Gaszustandsänderung

- **Beispiel:** Adiabatische Gaskompression 1 → 2:  
 $V$  sinkt,  $p$  steigt, ausgehend von  $p_1, V_1$ :  $V_2 < V_1$
- Am Kolben verrichtete Arbeit  $W$  erhöht innere Energie  $U$ :  
Gastemperatur  $T$  und innere Energie  $U \sim T$  steigen!



Quelle: Schreiner, Physik

Therm. Isolator:  $Q = 0, dQ = 0$

$$dQ = 0: dU = dQ + dW = dQ - p \cdot dV = -p \cdot dV > 0$$

$U$  steigt  $\Rightarrow T$  steigt  $\Rightarrow$  Gasdruck  $p \sim T/V$  steigt  $\Rightarrow$   
 $p$ -Zunahme ist größer als bei isothermer Gaskompression  
 $p \sim 1/V$

$\Rightarrow$  „Adiabatische“  $p(V)$ -Kurve (**Adiabate**) liegt ÜBER  
isothermer  $p(V)$ -Kurve

# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Adiabatische $p(V)$ -Kurve



### Herleitung

- **Adiabatische Zustandsänderung** des Gases:  $dQ = 0$

$C_V, C_p$ : Wärmekapazität  
bei  $V = \text{konst.}$  bzw.  $p = \text{konst.}$

$$0 = dQ = dU - dW = dU + p \cdot dV \quad U = C_V \cdot T$$

$$dU = C_V \cdot dT = -p \cdot dV$$

$f$ : Anzahl der Molekül-Freiheitsgrade

$$\left. \begin{array}{l} C_V = \nu_m \cdot R \cdot f / 2 \\ p = \nu_m \cdot R \cdot T / V \end{array} \right\} p \cdot dV = \cancel{\nu_m \cdot R \cdot T} \cdot dV / V = -dU = -\cancel{\nu_m \cdot R} \cdot dT \cdot f / 2$$

$$\int_{V_1}^V \frac{dV}{V} = -\frac{f}{2} \cdot \int_{T_1}^T \frac{dT}{T} \Rightarrow \ln\left(\frac{V}{V_1}\right) = -\frac{f}{2} \cdot \ln\left(\frac{T}{T_1}\right) = \ln\left(\left(\frac{T}{T_1}\right)^{-f/2}\right) \Rightarrow \frac{V}{V_1} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{-f/2}$$

$$\frac{p}{p_1} = \frac{T}{T_1} \cdot \frac{V_1}{V} = \left(\frac{V}{V_1}\right)^{-\frac{2}{f}} \cdot \frac{V_1}{V} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{1+\frac{2}{f}} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^\kappa$$

$$\boxed{\frac{p(V)}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^\kappa} \quad \text{Isentrope (Adiabate)}$$

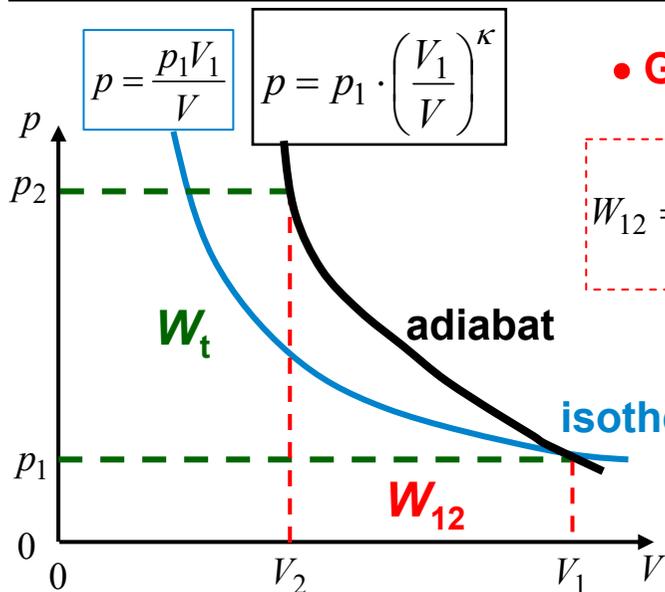
- **Isentropen-Exponent:**  $\kappa = C_p / C_V = (f + 2) / f > 1$  (siehe Kap. G)

- Bei (reversibler =verlustfreier) adiabatischer Zustandsänderung ist **Entropie konstant**  $\Rightarrow$  „Unordnungsgrad“ im Gas ändert sich nicht.



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

Bei adiabater Gasexpansion/-kompression ist  $W_{12} = W_t/\kappa$



• **Gesamte Arbeit:**  $W_{12}$ : Kompression  $V_1 > V_2$

$$W_{12} = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = - p_1 V_1^\kappa \cdot \int_{V_1}^{V_2} V^{-\kappa} \cdot dV = - \frac{p_1 V_1^\kappa}{1-\kappa} \cdot V^{1-\kappa} \Big|_{V_1}^{V_2} = \frac{p_1 V_1}{\kappa-1} \cdot \left[ \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} - 1 \right]$$

$$W_t = \kappa \cdot W_{12} > W_{12}, \text{ da } \Delta W_D = p_2 V_2 - p_1 V_1 > 0!$$

$$W_{12} = W_t - \Delta W_D$$

**Beispiel:** Luft:  $\kappa = 1.4$

$$W_t = \kappa \cdot W_{12} = 1.4 \cdot W_{12}$$

• **Technische Arbeit:** Kompression  $V_1 > V_2$

$$W_t = \int_{p_1}^{p_2} V \cdot dp = p_1^{1/\kappa} \cdot V_1 \cdot \int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{\kappa}} \cdot dp = \frac{p_1^{1/\kappa} \cdot V_1}{1-\frac{1}{\kappa}} \cdot p^{1-\frac{1}{\kappa}} \Big|_{p_1}^{p_2} = \frac{\kappa \cdot p_1 \cdot V_1}{\kappa-1} \cdot \left[ \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} - 1 \right] = \kappa \cdot W_{12}$$

• **Anwendung:** Dampfturbinen/Verdichter sind wärmeisoliert, daher findet die verlustfreie Gasexpansion/-kompression je Schaufelstufe adiabatisch (isentrop) statt ( $S = \text{konst.}$ )!



# P2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

## Anwendung von Gas-Kompression/-Expansion



### a) Prinzip der Kolbenmaschinen:

Gasexpansion/-kompression über eine bewegte Kolbenwand

- z. B. Dampfmaschine,  
*Stirling*-Maschine (Gasmaschine),  
Verbrennungskraftmaschinen: *Otto*-, *Diesel*- und Gasmotor

### b) Prinzip der thermischen Turbomaschinen:

Gasexpansion an bewegter, drehbar gelagerter Turbinenschaufelfläche:

Strömendes, adiabatisch expandierendes Gas bewegt die Schaufel,  
Geschwindigkeitsumlenkung an Schaufelfläche  $\Rightarrow$  seitliche Kraft  $\Rightarrow$  Schaufel rotiert.  
Dabei dehnt sich das Gas aus und kühlt ab.

- z. B. Dampf- und Gasturbine

- c) **Umkehrung: Gaskompression:** 1) Kolbenbewegung: Kolbenkompressoren  
2) Bewegte Schaufeln: Turbokompressoren



---

# P2 Grundlagen des thermischen Betriebs

## Übersicht

---



1. Umwandlung von Wärme in Arbeit
2. Zustandsdiagramme
3. Reale Gase, Verdampfung
4. Wärmeleitung & Konvektion
5. Kreisprozesse



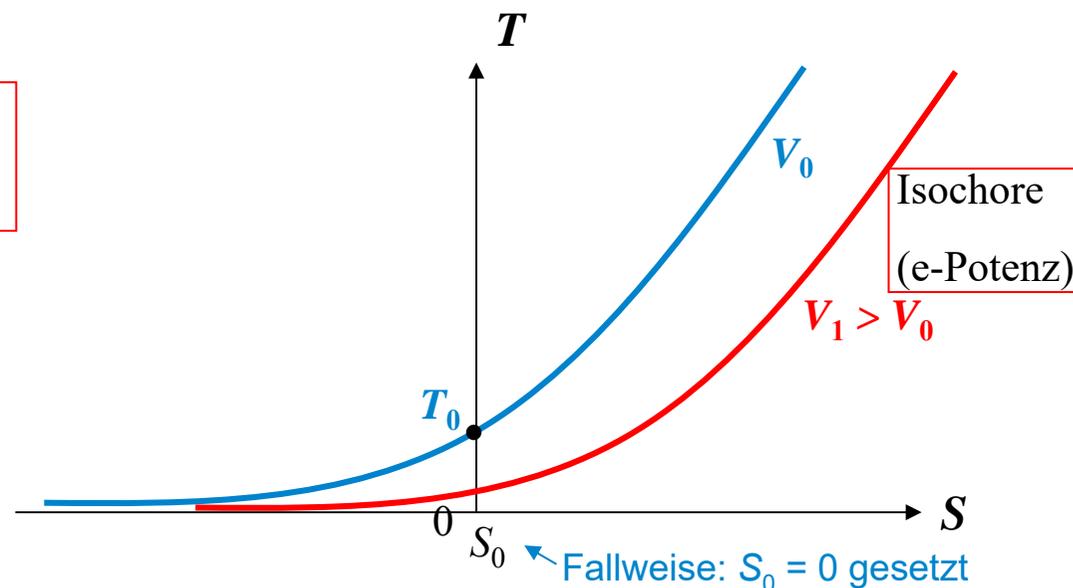
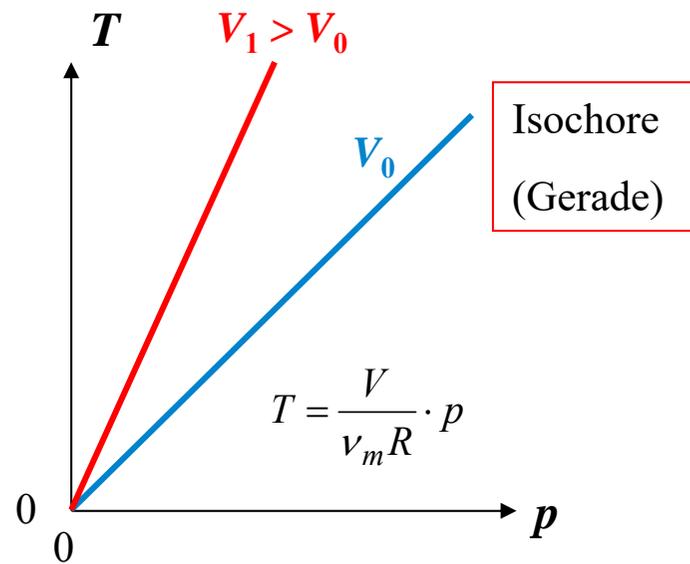
# P2.2 Zustandsdiagramme

## Herleitung



## T(S)-Diagramm: Ideales Gas – Isochore $V = \text{konst.}$

- **Adiabatische** Gaskompression/-expansion in therm. Turbomaschinen, daher  $S = \text{konst.}$ , aber  $T$  ändert sich  $\Rightarrow$  Statt  $p(V)$ - oder  $T(p)$ -Diagramm wird  **$T(S)$ -Diagramm bevorzugt**



$$dQ = T \cdot dS = dU + p \cdot dV$$

$$dU = C_V \cdot dT$$

$$dS = C_V \cdot dT / T + (p / T) \cdot dV$$

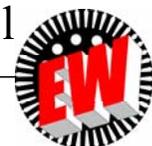
$$dS = C_V \cdot dT / T + v_m \cdot R \cdot dV / V$$

$$S - S_0 = \int dS = C_V \cdot \ln(T / T_0) + v_m \cdot R \cdot \ln(V / V_0)$$

$$T = T_0 \cdot e^{(S-S_0)/C_V} \cdot (V_0 / V)^{v_m \cdot R / C_V} = T_0 \cdot e^{(S-S_0)/C_V} \cdot (V_0 / V)^{\kappa-1}$$

z. B. bei  $T_0 = 273 \text{ K} = 0^\circ\text{C}$ ,  $p_0 = 1 \text{ bar}$ :  $S_0 = 0$  gesetzt

Molvolumen:  $v_m = 1 : V_0 = v_m R \cdot T_0 / p_0 = 22.7 \text{ dm}^3/\text{mol}$



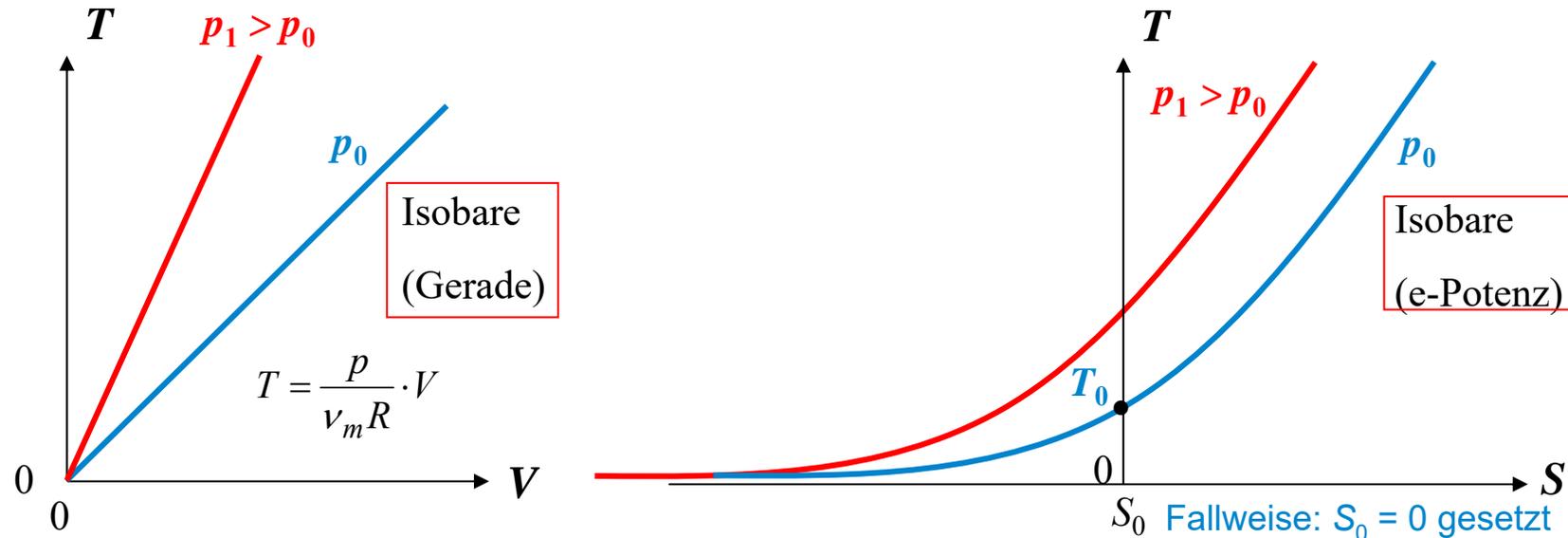
# P2.2 Zustandsdiagramme

## Herleitung



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

## T(S)-Diagramm: Ideales Gas – Isobare $p = \text{konst.}$



$$S - S_0 = C_V \cdot \ln(T/T_0) + v_m \cdot R \cdot \ln(V/V_0) = C_V \cdot \ln(T/T_0) + v_m \cdot R \cdot \ln(T/T_0) - v_m \cdot R \cdot \ln(p/p_0)$$

$$S - S_0 = (C_V + v_m \cdot R) \cdot \ln(T/T_0) - v_m \cdot R \cdot \ln(p/p_0) = C_p \cdot \ln(T/T_0) - v_m \cdot R \cdot \ln(p/p_0)$$

$$R = C_{mp} - C_{mV} \Rightarrow v_m \cdot R = C_p - C_V$$

$C_{mV}, C_{mp}$ : molare Wärmekapazität  
für  $V = \text{konst.}$  bzw.  $p = \text{konst.}$

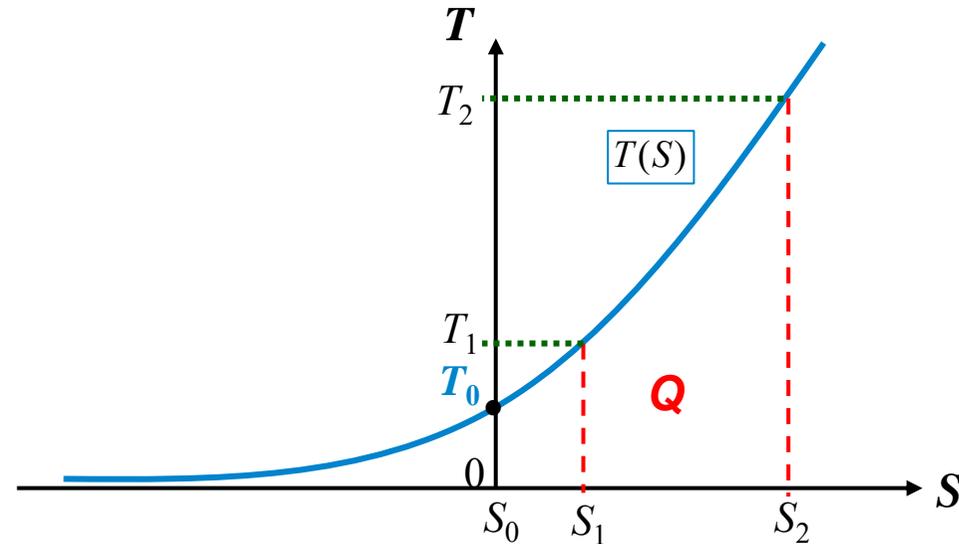
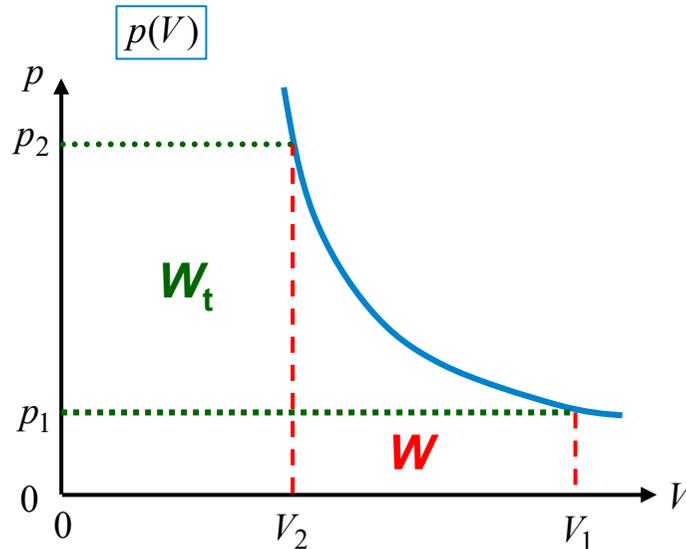
$$v_m \cdot R / C_p = R / C_{mp} = (C_{mp} - C_{mV}) / C_{mp} = (\kappa - 1) / \kappa$$

• Isobare:  $T = T_0 \cdot e^{(S-S_0)/C_p} \cdot (p/p_0)^{v_m \cdot R/C_p} = T_0 \cdot e^{(S-S_0)/C_p} \cdot (p/p_0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$



# P2.2 Zustandsdiagramme

## $p(V)$ - versus $T(S)$ -Diagramm



Arbeit äußerer Kräfte  $W$  ist Fläche unter der  $p(V)$ -Kurve  $dW = -p \cdot dV$

Technische Arbeit  $W_t$  ist Fläche unter der  $V(p)$ -Kurve  $dW_t = V \cdot dp$

⇔ Arbeit  $W$  bzw.  $W_t$  NICHT als Fläche sichtbar

Wärmemenge  $Q$  NICHT als Fläche sichtbar ⇔ Wärmemenge  $Q$  ist Fläche unter der  $T(S)$ -Kurve  $dQ = T \cdot dS$

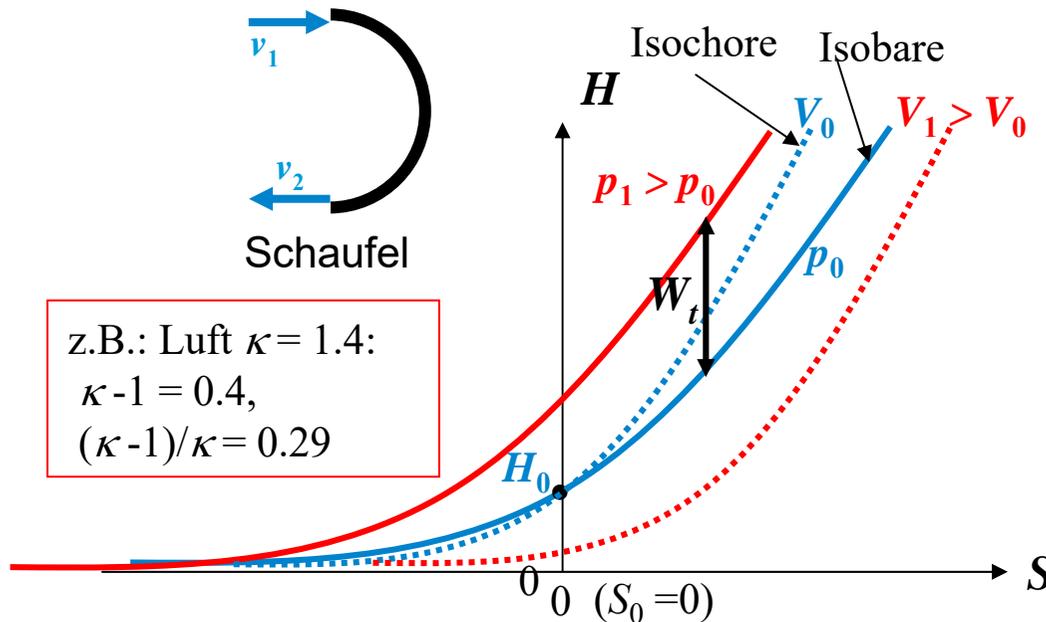
# P2.2 Zustandsdiagramme

## H-S-Zustandsdiagramm des idealen Gases

- In Turbomaschinen ist bei verlustfreier Strömungsumlenkung an der Schaufel  $v_1 = v_2$ :

$$H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2} - (H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2}) = W_t = H_2 - H_1 \Rightarrow \text{Techn. Arbeit ist dann die Enthalpiedifferenz!}$$

Daher: **H-S-Diagramm bevorzugt!**



$$H = C_p \cdot T \qquad H_0 = C_p \cdot T_0$$

(siehe Kap. Grundlagen)

Ideales Gas:

a) Isochore:

$$H = C_p \cdot T_0 \cdot e^{(S-S_0)/C_V} \cdot (V_0/V)^{\kappa-1}$$

b) Isobare:

$$H = C_p \cdot T_0 \cdot e^{(S-S_0)/C_p} \cdot (p/p_0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

- Die techn. Arbeit  $W_t$  für die adiabate Verdichtung eines Mediums ( $dS = 0$ ) von  $p_0$  auf  $p_1 > p_0$  ist im **H-S-Diagramm als Strecke sichtbar.**

## P2.2 Zustandsdiagramme

### Übersicht verwendeter Zustandsdiagramme



- Im technischen Einsatz für thermische Arbeitsmaschinen werden das  $T$ - $S$ - und das  $H$ - $S$ -Diagramm anstelle des  $p$ - $V$ -Diagramms verwendet.
- Häufig werden  $S$  und  $H$  auf die Masse  $M$  (z. B. 1 kg) bezogen als  
 $s = S/M$  (Einheit: J/(kg·K)) ,  $h = H/M$  (Einheit: J/kg) .  $h = \frac{H}{M} = \frac{C_p}{M} \cdot T = c_p \cdot T$
- Daher: Verwendung von  $T$ - $s$ -Diagramm und  $h$ - $s$ -Diagramm!
- Für die Nutzung des Wasserdampfs zur Wandlung der thermischen in mechanische Energie wurde für Wasser das  $h$ - $s$ -Diagramm erstellt und heißt *Mollier-Entropie-Enthalpie-Diagramm für Wasser (Richard Mollier, Dresden)*
- Die zur Zustandsänderung des Wassers nötigen Wärmemengen (z. B. die Verdampfungsenthalpie/kg bei  $p = \text{konst.}$ ) werden direkt von der Ordinate  $h$  abgelesen.

$$p = \text{konst.} \Rightarrow dp = 0 :$$

$$dQ = dU + p \cdot dV = dU + p \cdot dV + V \cdot dp = dU + d(p \cdot V) = d(U + p \cdot V) = dH = v_m \cdot C_{pm} \cdot dT$$



---

# P2 Grundlagen des thermischen Betriebs

## Übersicht

---



1. Umwandlung von Wärme in Arbeit
2. Zustandsdiagramme
3. Reale Gase, Verdampfung
4. Wärmeleitung & Konvektion
5. Kreisprozesse



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Reales Gas (siehe Kap. G)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Wiederholung

- **Reales Gas eines bestimmten Stoffs:**

- a)  $N$  identische **frei** bewegliche Moleküle (Molekülmasse  $m$ ),
- b) Moleküle: „Hantelartige“ und komplexere Formen: Auch kinetische Rotationsenergie-Freiheitsgrade: i. A.  $f > 3$  ; z. B.:  $f = 5 \Rightarrow$  größeres  $C_V$ ,  $C_p$ !
- c) Molekülabmessung  $d$  im Gaszustand **klein** gegenüber mittleren Molekül-Abständen
- d) Schwache intermolekulare Kräfte (Kohäsionskräfte, z. B. el. Dipolkräfte) bei Annäherung wirksam!
- e) Bei großer Kompression deshalb verflüssigbar!

- Zusätzlich zu  $W_k$  erhöhen weitere Energieanteile die „**innere Gasenergie**“  $U$ :

- a) Potentielle Energie der Wechselwirkungskräfte zwischen den Teilchen,
- b) Chemische Bindungsenergie der Teilchen als Moleküle,
- c) Atombindungsenergie der Atome, ....

je nach dem, welcher physikalische Vorgang betrachtet wird.



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Verdampfung von Flüssigkeiten (1)



- **Wärmezufuhr**  $Q \Rightarrow$  Flüssigkeitsmoleküle werden im Mittel schneller  $\Rightarrow$  die schnellsten Moleküle verlassen die Flüssigkeitsoberfläche = **Verdampfen**

#### a) Verdampfen im geschlossenen Gefäß:

**Gleichgewichtszustand** im geschlossenen Gefäß (Volumen  $V = \text{konst.}$ ):

Es verlassen gleich viele Moleküle die Flüssigkeit wie zurückkehren = „**gesättigter Dampf**“

$\Rightarrow$  Es bleiben bei  $V = \text{konst.}$  Dampfdichte  $\gamma_D$  und Dampfdruck  $p_D$  („**Sättigungsdampfdruck**“) unverändert.

#### b) Verdampfen im offenen Gefäß:

Bei Erhitzen der Flüssigkeit in einem offenen Gefäß (äußerer Luftdruck  $p = p_L = \text{konst.}$ ) ist der Dampfdruck durch den **Luftdruck**  $p_L$  vorgegeben:  $p_D = p_L$

Die Flüssigkeit kann

- a) bei konstantem Druck durch **Temperaturerhöhung** ( $T \rightarrow T_V$ ) ODER
- b) bei konstanter Temperatur durch **Druckverminderung** ( $p_L \downarrow$ ) zum Sieden gebracht werden.

$\Rightarrow p_D(T_V)$ : **Dampfdruckkurve (Siedepunktskurve)**



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Verdampfung von Flüssigkeiten (2)



- „Siedepunkt“:

Verdampfungstemperatur  $T_V$  bei „Normal-Luftdruck“ 1.01333 bar (= 760 Torr = 760 mm Hg)

- Während des Verdampfens bei konstantem Druck steigt trotz Wärmezufuhr  $\Delta Q$  die Temperatur der Flüssigkeit nicht an, sondern bleibt konstant  $T = T_V$ , denn:

Zugeführte Energie  $Q =$  „Austrittsarbeit“ der Moleküle aus der Flüssigkeit (a)

+ ggf. „Expansionsarbeit“ des Dampfs (b) bei  $p_D = \text{konst.}$

- **Verdampfungswärme  $Q_V$ :**

Nötige Wärmeenergie (J/kg) zum Verdampfen von 1 kg einer Flüssigkeit!  
(bei einem bestimmten Druck  $p$  und Temperatur  $T$ )

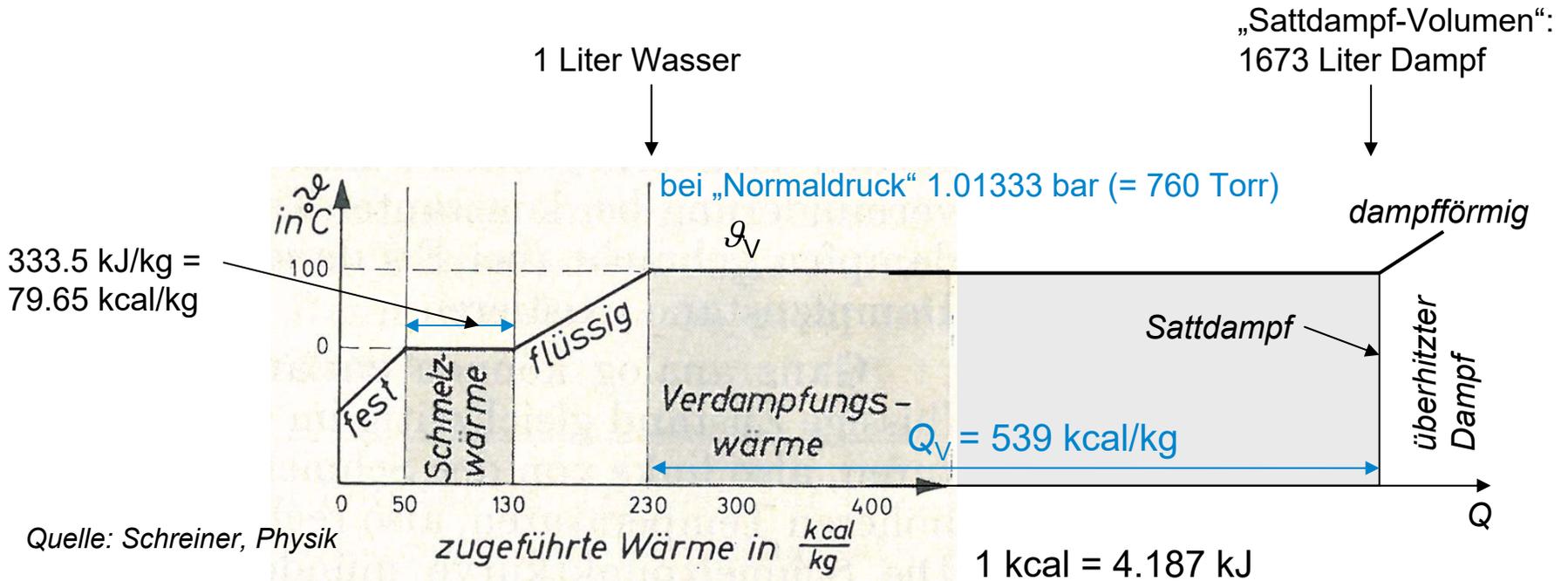


# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## Beispiel: Verdampfung von Wasser

Beispiel:

Wasser: Bei  $p = 1.013 \text{ bar}$ ,  $\vartheta = 100^\circ\text{C}$ :  $Q_V = 2257 \text{ kJ/kg} = 539 \text{ kcal/kg}$



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Dampfdruckkurve von Wasser $p_D(\vartheta_V)$

- Dampfdruckkurve (Siedepunktskurve)  $p_D(T_V)$  bzw.  $p_D(\vartheta_V)$  von Wasser:

Kritischer  
Wert

$p_D / \text{bar}$	0.006	0.023 *)	1.013	15.55	85.88	210.4	220.6
$\vartheta_V / ^\circ\text{C}$	0.01	20	100	200	300	370	373

↑ Verdunstung

bei Raumtemperatur, bis Luft gesättigt ist mit Wasserdampf  
(17.3 g H<sub>2</sub>O je m<sup>3</sup> Luft)

\*)  $p = 0.023 \text{ bar}$  ist bei 20°C der **Partialdruck des Wasserdampfs in Luft**

(Luftdruck  $p_L = 1.013 \text{ bar}$ )

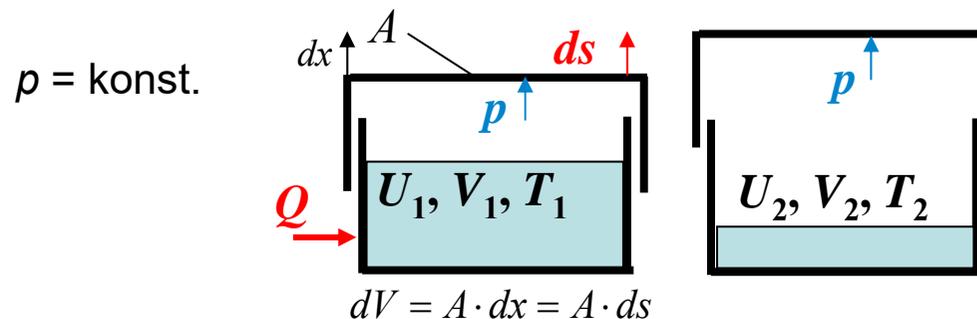
## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Verdampfungsenthalpie von Wasser $Q_V$ (1)

- Verdampfungsenthalpie = Verdampfungswärme  $Q_V$  bei  $p = \text{konst.}$ :  
 $\Rightarrow \Delta p = 0 \Rightarrow p \cdot \Delta V = \Delta(p \cdot V) \Rightarrow \Delta Q = \Delta H:$

$$Q_V = \Delta Q = \underset{\text{a)}}{\Delta U} + \underset{\text{b)}}{p \cdot \Delta V} = \Delta U + \Delta(p \cdot V) = \Delta H = H_V \quad \text{Verdampfungsenthalpie } H_V$$

- a) Um die anziehenden **Kohäsionskräfte**  
 (*Van der Waals*-Kräfte zwischen den Wassermolekülen = „Wasserstoffbrücken“-Bindung)  
 zu überwinden = **Abtrennarbeit  $\Delta U$  nötig!**
- b) Um den Dampf gegen den herrschenden Druck  $p$  zu expandieren:  
**Expansionsarbeit  $p \cdot \Delta V$  nötig!**



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Verdampfungsenthalpie von Wasser $Q_V$ (2)



- Bei  $p_0 = 1.013$  bar („normaler“ Luftdruck),  $100^\circ\text{C}$ :

a) Arbeit zur Überwindung der Kohäsionskräfte:  $p = 1.013$  bar :  $W_{ko} = 2088$  kJ

b) Expansion von  $V_1/m = 1$  l/kg auf  $V_2/m = 1673$  l/kg (Sattdampf-Volumen):  $\Delta V = V_2 - V_1$

$$p = 1.013 \text{ bar} : W_p = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = p \cdot \int_{V_1}^{V_2} dV = p \cdot (V_2 - V_1) = 1.013 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot (1673 - 1) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 169.4 \text{ kJ}$$

$$\Rightarrow \text{Verdampfungswärme: a) + b): } Q_V = W_p + W_{ko} = (169.4 + 2088) \text{ kJ} = \boxed{2257.4 \text{ kJ}}$$

- Verdampfungsenthalpie  $Q_V = H_V$ : Empirisch für  $T = 273 \dots 473$  K ( $0 \dots 200$  °C):

$$p = \text{konst.} : Q_V = H_V = 2779.7 - 51.6 \cdot \frac{T}{1000} - 3617.6 \cdot \left( \frac{T}{1000} \right)^2 \quad [Q_V] = \text{kJ}, \quad [T] = \text{K}$$

$Q_V \downarrow, \quad T \uparrow$

z.B.:  $Q_V(100^\circ\text{C}) = Q_V(393 \text{ K}) = 2257 \text{ kJ}$

Alle Werte  $>100$  °C für Wasserdampf bei  $p > p_0$ , z. B.:  $180^\circ\text{C} \leftrightarrow p = 10$  bar:

Gemäß **Dampfdruck-Kurve  $p_D(T_V)$** !



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung Überhitzter Dampf

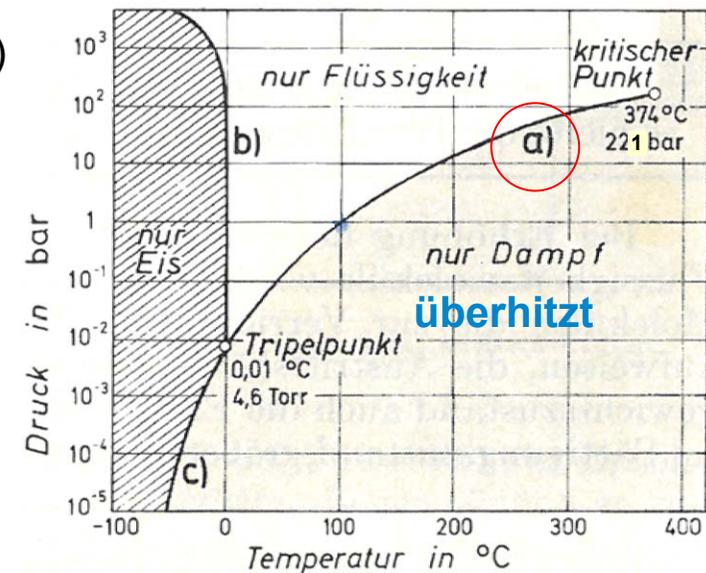
- Wird „gesättigter“ Dampf von der Flüssigkeit getrennt und

a) bei konstantem Volumen  $V$  (= konstante Molekülzahl  $N$ )  
weiter erhitzt

oder

b) bei konstanter Temperatur  $T$   
expandiert durch Volumenvergrößerung,

⇒ so erhält man **überhitzten (= ungesättigten) Dampf**.

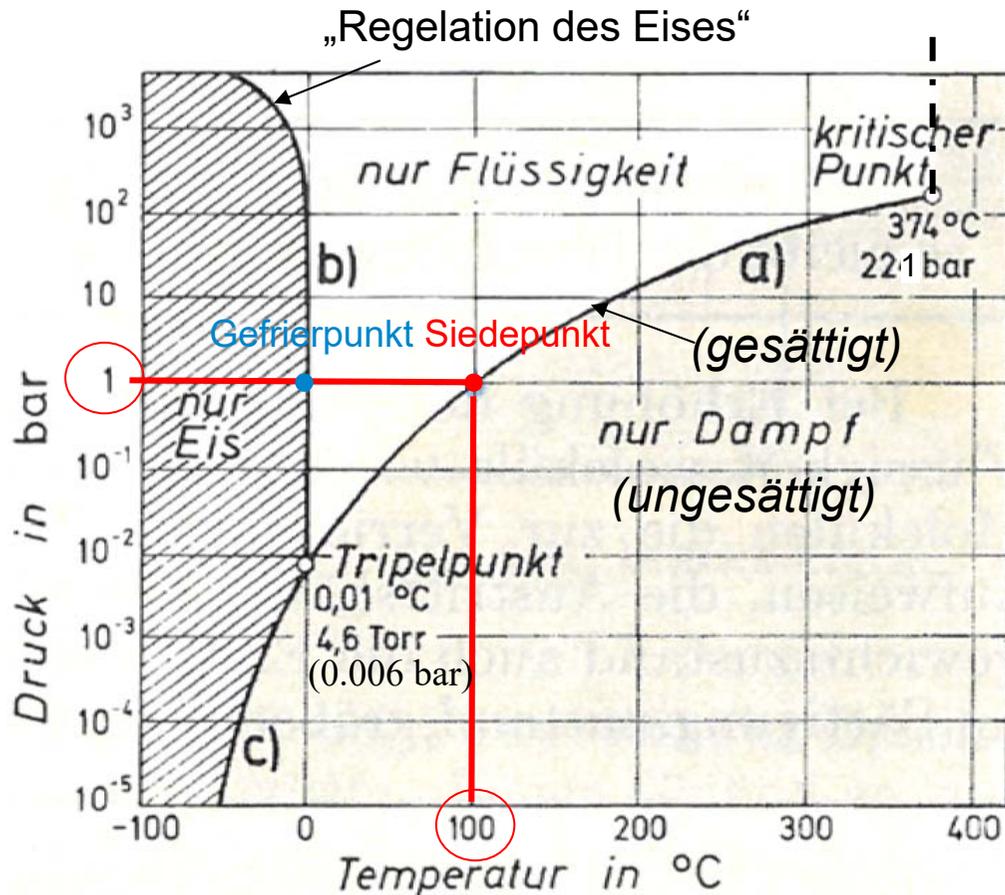


Quelle: Schreiner, Physik

- Jeder Gaszustand im  $p$ - $T$ -Zustandsdiagramm, der unter der Dampfdruckkurve  $p_D(T_V)$  liegt, ist ungesättigter Dampf.
- Nur Werte auf der Dampfdruckkurve („Siedepunktskurve“)  $p_D(T_V)$  sind gesättigter Dampf.
- Jener Zustand im Zustandsdiagramm, der über der Dampfdruckkurve  $p_D(T_V)$  liegt, ist „flüssig“, solange  $T < T_k$ !

# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## p-T-Zustandsdiagramm des Wassers



- a) Dampfdruckkurve (Siedepunktskurve): Flüssigkeit und gesättigter Dampf im Gleichgewicht.
- b) Schmelzpunktkurve (Erstarrungskurve): Bei Festkörpern ist die Schmelzpunkttemperatur über weite Druckbereiche vom Druck unabhängig.
- c) Sublimationskurve: Direkter Übergang von Dampf zum festen Zustand.

**Tripelpunkt:** „Fest“, „flüssig“, „gasförmig“ gleichzeitig im dynamischen Gleichgewicht.

Bei Normal-Luftdruck 1.0133 bar:

Gefrierpunkt: 0°C

Siedepunkt: 100°C

Quelle: Schreiner, Physik

## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Kritischer Punkt $T_k$ , $p_k$



- Kritischer Punkt = Wertepaar **kritische Temperatur  $T_k$** , **kritischer Dampfdruck  $p_k$**  =  
= Ende der Dampfdruckkurve  $p_D(T_V)$  bzw.  $p_D(\vartheta_V)$

**Beispiel:** Wasser  $p_k = 221 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_k = 374^\circ\text{C}$

- Oberhalb der **kritischen Temperatur  $T > T_k$**  lässt sich der Dampf auch durch beliebig hohen Druck **nicht verflüssigen!**

**Begründung:** Auf Grund der hohen Temperatur  $T > T_k$  sind die Moleküle überwiegend so schnell, dass die Kohäsionskräfte (*van der Waals*) nicht mehr ausreichen, die Moleküle zu einer Flüssigkeit zu verbinden.

- **Fazit:**

Oberhalb der **kritischen Temperatur** werden reale Gase in guter Näherung durch die Zustandsgleichung des **idealen Gases** beschrieben:  $p \cdot V = v_m \cdot R \cdot T$  ;  
Sie lassen sich nicht mehr durch Druckerhöhung verflüssigen!

- Ein **reales Gas** nähert sich dem Zustand des **idealen Gases** umso mehr,  
a) je höher seine Temperatur  $T$  über der kritischen Temperatur  $T_k$  liegt,  
b) je geringer der Gasdruck  $p$  ist.



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

### Kritische Temperatur $\vartheta_k$ & Verdampfungstemperatur $\vartheta_v$



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Kritische Temperatur  $\vartheta_k$  & Siedetemperatur  $\vartheta_v$  umso **niedriger, je geringer** die Atommasse!
- „**Leichte**“ mono- und bi-atomare Gase bei „Zimmertemperatur“ 20°C i. A. **nicht** durch Kompression verflüssigbar!
- **Beispiel:**
  - a) Kohlenstoffdioxid  $\text{CO}_2$  dreiatomig = „**schwer**“:  
Bei 20°C durch Druck **verflüssigbar!**
  - b) Wasserstoff  $\text{H}_2$  zweiatomig, „**leicht**“:  
Bei 20°C durch Druck **NICHT verflüssigbar, sondern** erst unter -240°C!



## P2.3 Reale Gase, Verdampfung

**Beispiel:** Kritische Temperatur  $\vartheta_k$  & Verdampfungstemperatur  $\vartheta_v$  einiger Gase

**Ergänzung**



Gas	He	Ne	Ar	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
	1-atomig	1-atomig	1-atomig	2-atomig	2-atomig	2-atomig	3-atomig
	$m_{\text{He}} <$	$< m_{\text{Ne}} <$	$< m_{\text{Ar}}$	$m_{\text{H}_2} <$	$< m_{\text{N}_2} <$	$< m_{\text{O}_2}$	
$\vartheta_k / ^\circ\text{C}$	-268	-229	-122	-240	-147	-118	31
$\vartheta_v / ^\circ\text{C}^*)$	-269	-246	-186	-253	-196	-183	-78 **)

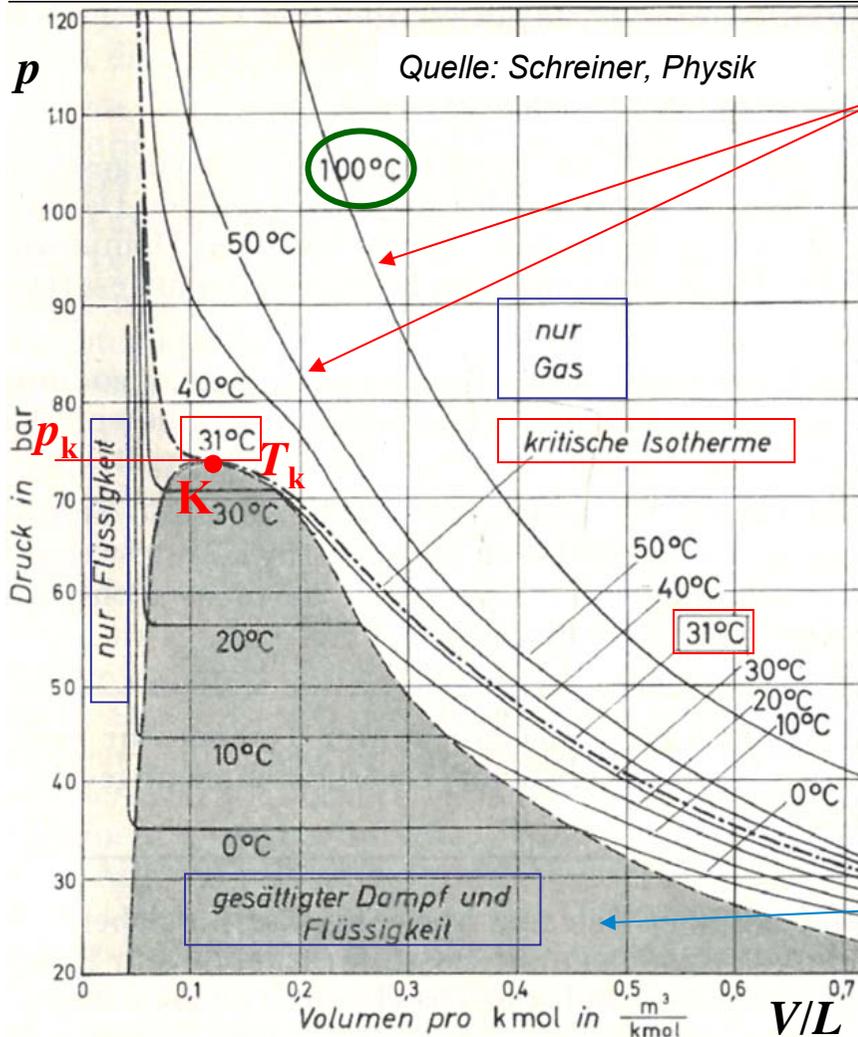
Quelle. Gerthsen, Physik

\*) bei  $p = 760 \text{ Torr} = 1.0133 \text{ bar}$ , \*\*) Sublimiert



# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## Kohlenstoffdioxid: Druck-Volumendiagramm $p(V)$



- **Isothermen:**  
 $p$ - $V$ -Werte für konstante Temperatur  $T$

Reales Gas Kohlenstoffdioxid:  
Gasmenge 1 kmol (nach *Th. Andrews*) mit

- Verdampfung,
- Verflüssigung,
- gasförmiger Zustand

- Bei **Temperaturen über 100°C** können die  $p(V)$ -Kurven des idealen Gases verwendet werden (**Boyle-Mariotte**-Gesetz):

$$p \cdot V = v_m \cdot R \cdot T$$

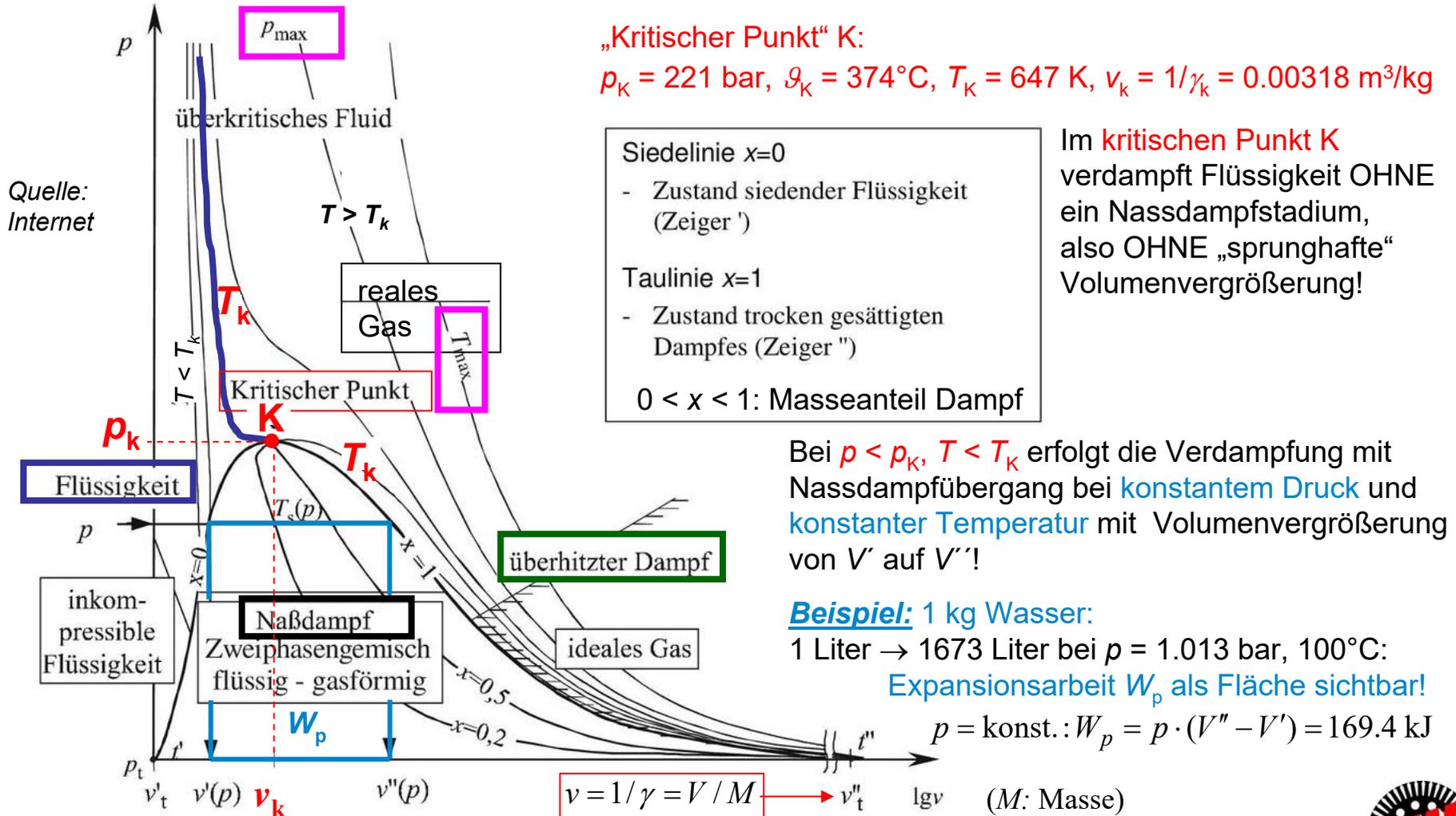
$$p \cdot V \sim T = \text{konst.}$$

**Kohäsionskräfte:**  
(z. B. *Van der Waals*)-Kräfte wirksam

$L$ : Loschmidt-Zahl

# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## p-V-Diagramm des Wassers ( $p \leq p_{max}$ , $T \leq T_{max}$ )



# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## Wasserverdampfung im T-s-Diagramm

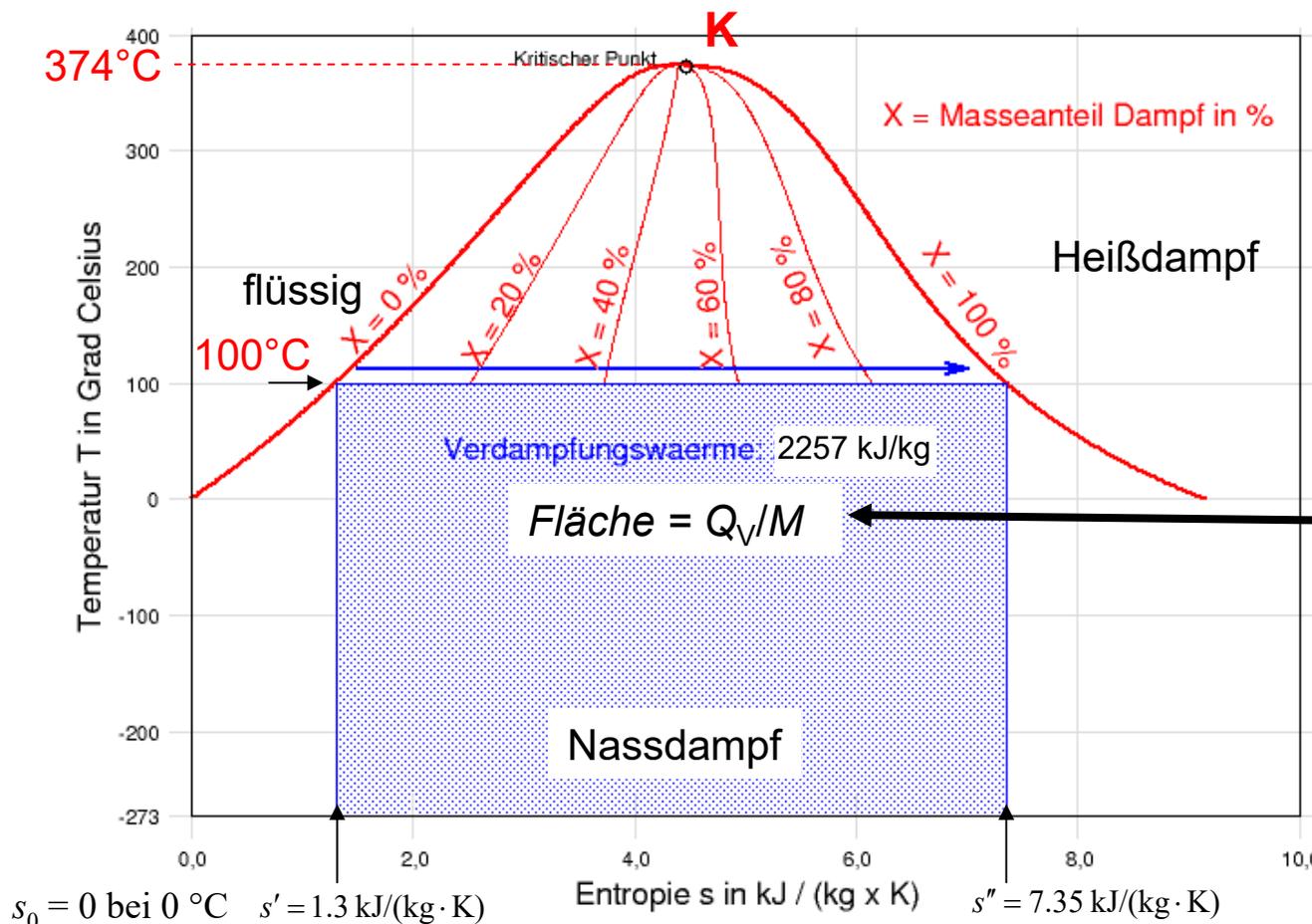
Quelle: Wikipedia.de

$$dS = \frac{dQ}{T} \Rightarrow \frac{Q}{M} = \int T \cdot \frac{dS}{M} = \int T \cdot ds$$

Im T-s-Diagramm sind gemäß

$$Q/M = \int_{s_1}^{s_2} T(s) \cdot ds$$

die Wärmemengen Q als Flächen unter den T(s)-Kurven sichtbar!



Verdampfung bei konstantem Druck 1.013 bar und konstanter Temperatur 100°C

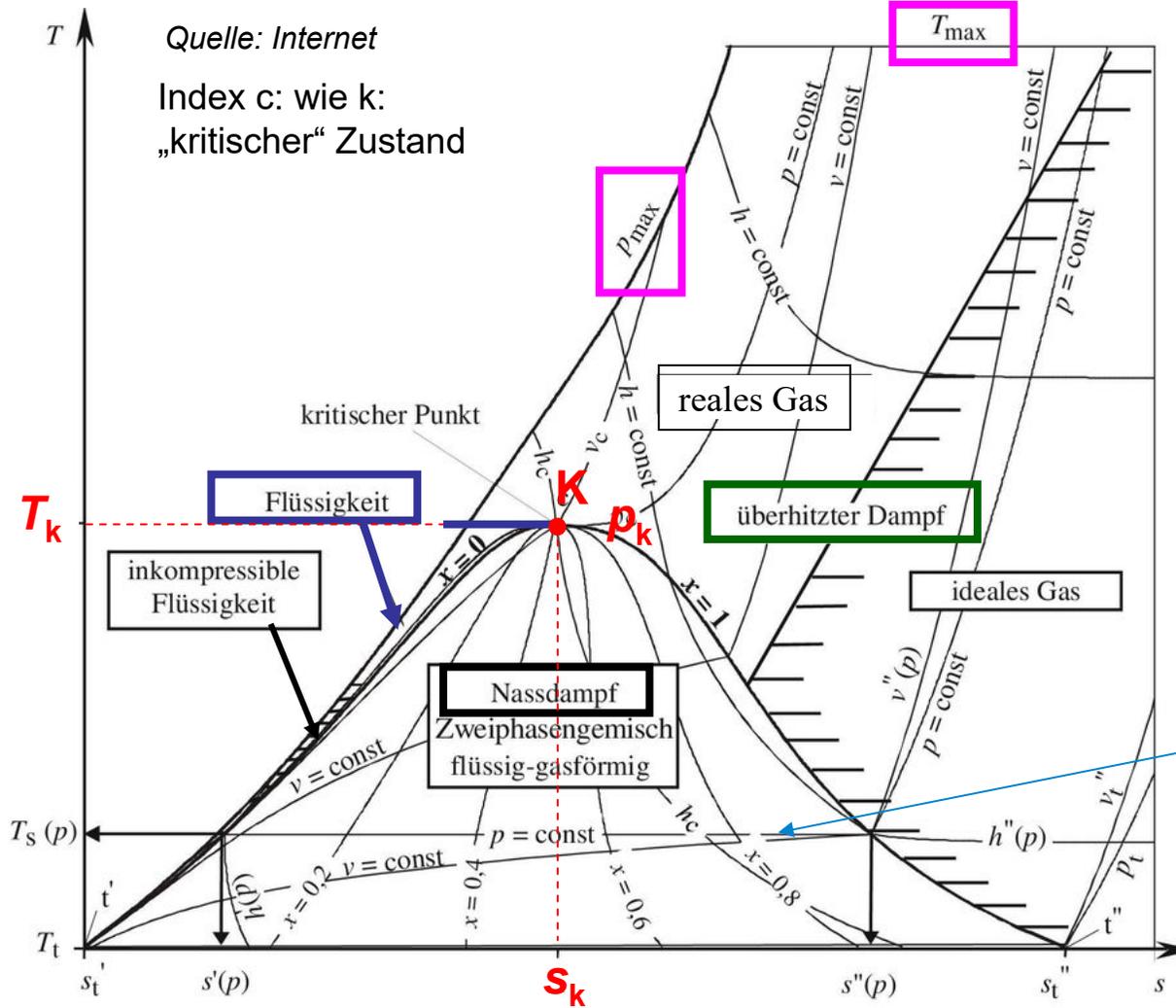
$$\begin{aligned} Q_V / M &= T \cdot (s'' - s') = \\ &= 373 \cdot (7.35 - 1.3) \cdot 10^3 = \\ &= 2257 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

(M: Masse)



# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## T-s-Diagramm des Wassers ( $p \leq p_{max}$ , $T \leq T_{max}$ )



Im T-s-Diagramm sind gemäß

$$Q/M = \int_{s_1}^{s_2} T(s) \cdot ds$$

die Wärmemengen Q als Flächen unter den T(s)-Kurven sichtbar!

$$Q_V / M = T \cdot (s'' - s')$$

Massespez. Volumen:

$$v = V / M = 1 / \gamma$$

Massespez. Enthalpie:

$$h = H / M$$

Verdampfung bei konstantem Druck und konstanter Temperatur

$$s = S / M \quad M: \text{Masse}$$

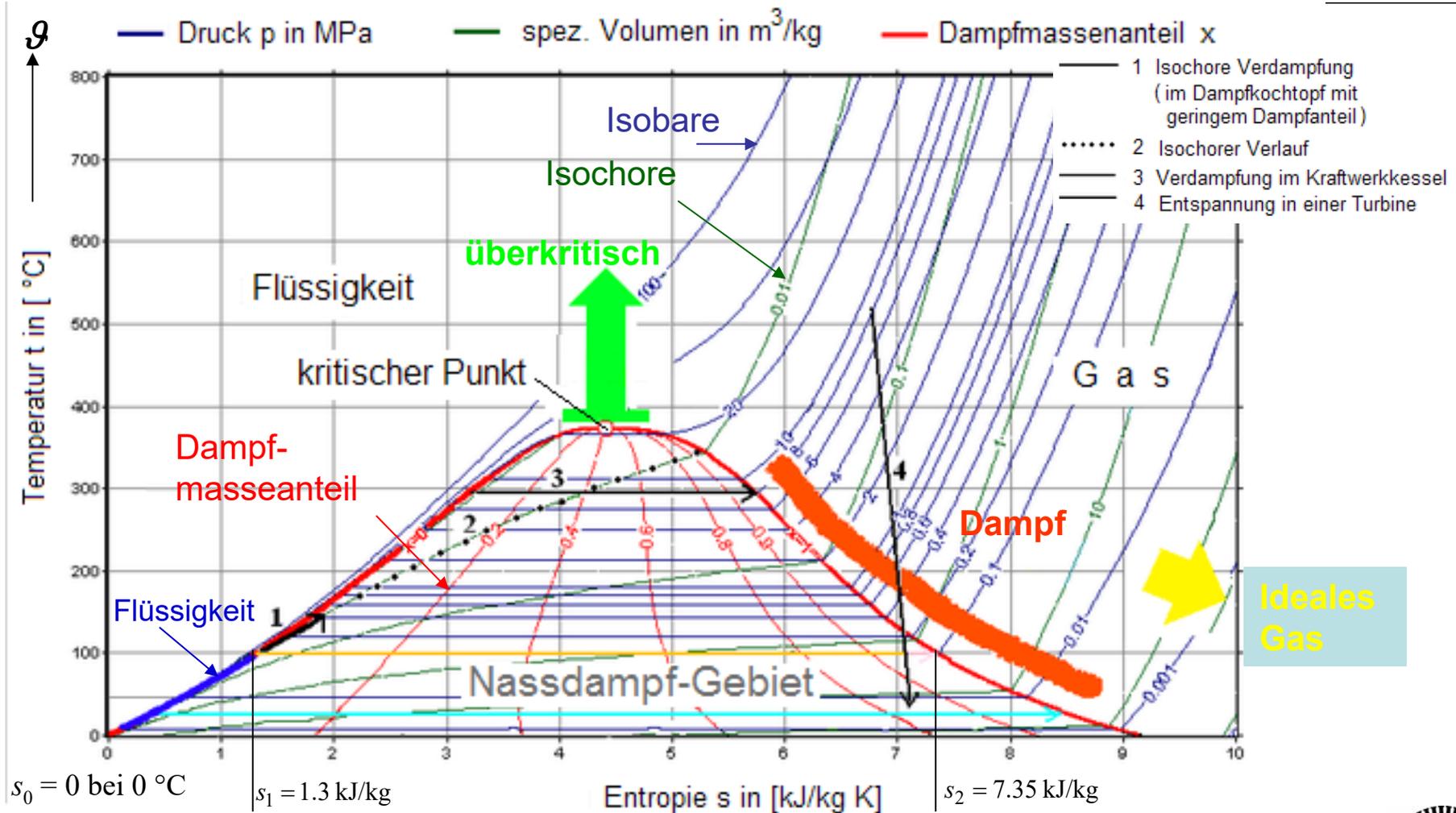


# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

T-s-Diagramm des Wassers ( $p \leq 10^8 \text{ Pa} = p_{\text{max}}$ ,  $\vartheta \leq 800^\circ\text{C}$ )



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



— Sieden bei  $100^\circ\text{C}$  für  $1 \text{ kg}$  Wasserdampf:  $\Delta S = 7,35 - 1,3 = 6,05 \text{ kJ/K}$     Quelle: Wikipedia.de



# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## T-s-Diagramm des Wassers



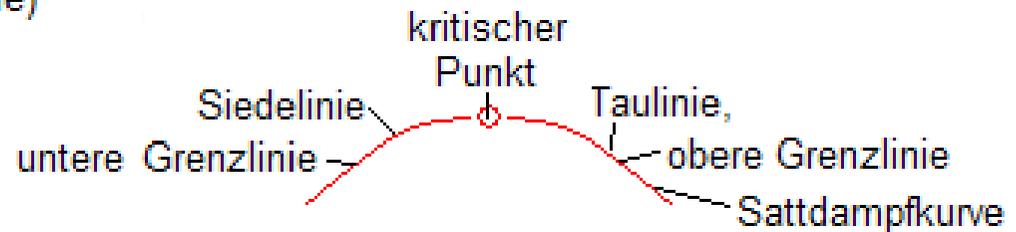
Legende zur Vorgänger-Folie:

Quelle:  
Wikipedia.de

- (Wasserdampf-Partialdruck in Luft:  
( $p = 0.02 \text{ bar} = 0.002 \text{ MPa}, 20^\circ\text{C}$ )
- Verdunstung des Wassers  
( $p = 1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa}, 100^\circ\text{C}$ )
- Siedendes Wasser bei 1 bar
- Erwärmung des Wassers  
bei 1 bar (neben der Siedelinie)

- überkritischer Bereich
- Bereich des idealen Gases
- Dampfgebiet

- 1 Isochore Verdampfung  
(im Dampfkochtopf mit  
geringem Dampfanteil)
- 2 Isochorer Verlauf
- 3 Verdampfung im Kraftwerkessel
- 4 Entspannung in einer Turbine

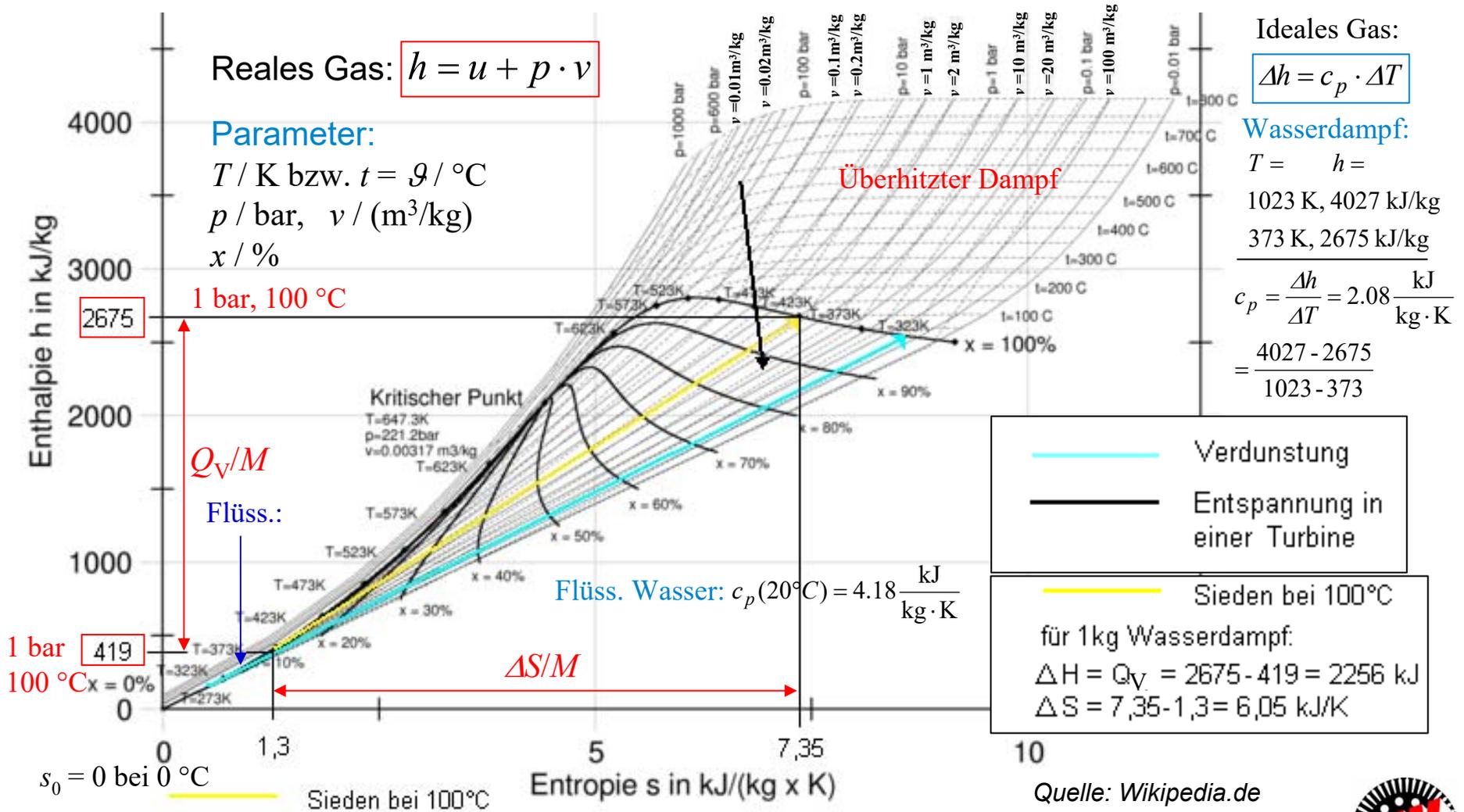


Die Glockenkurve stellt im Bereich Tripelpunkt bis kritischen Punkt auch die Siedepunktcurve/Dampfdruckkurve des Phasendiagramms für Wasser dar.



# P2.3 Reale Gase, Verdampfung

## *h-s*-Diagramm des Wassers (*Mollier*-Diagramm)



---

# P2 Grundlagen des thermischen Betriebs

## Übersicht

---



1. Umwandlung von Wärme in Arbeit
2. Zustandsdiagramme
3. Reale Gase, Verdampfung
4. Wärmeleitung & Konvektion
5. Kreisprozesse



# P2.4 Wärmeleitung & Konvektion

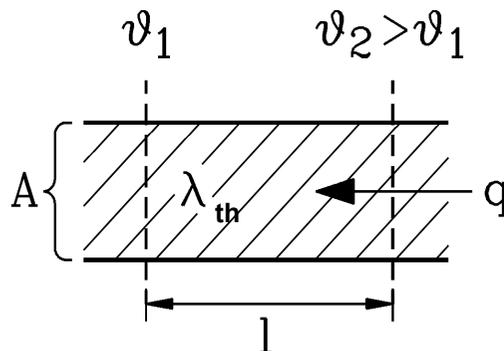
## Wärmeleitung

Wärmewiderstand  $R_{th}$ :  $\Delta\vartheta = R_{th} \cdot P_{th}$

Wärmestromdichte  $q = P_{th}/A$  [ W/m<sup>2</sup> ], Wärmeleistung [ W]  $P_{th}$

Wärmeleitungsgesetz (J. Fourier)

$$\frac{P_{th}}{A} = \lambda_{th} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) / l$$



$$R_{th} = \frac{l}{\lambda_{th} \cdot A}$$

2. Hauptsatz der Thermodynamik: (Kap. G)

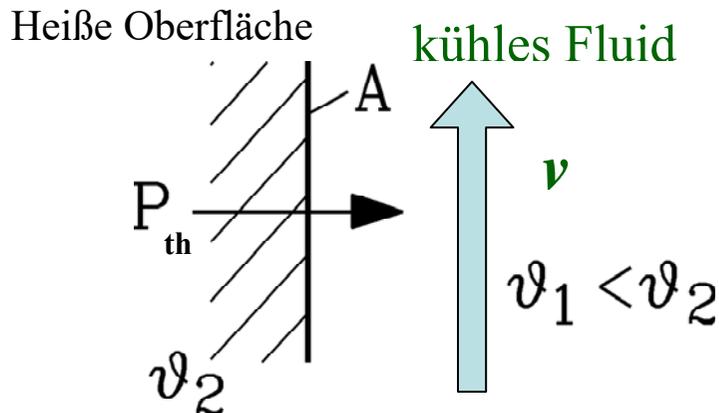
Wärme fließt von selbst vom heißen zum kalten Ort

Material	Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{th}$ W/(m·K)
Luft bei 20° / 50° / 100°C, 1 bar	0.024 / 0.028 / 0.031
Kupfer (Metall, fest)	380
Eisen (Metall, fest)	80
Polyäthylen: el. Isolierstoff (PE)	0.2
Epoxidharz (el. Isolierstoff)	1

# P2.4 Wärmeleitung & Konvektion

## Wärmeübergang durch Konvektion

**Wärmeübergangszahl  $\alpha$**  : Beschreibt den Wärmeübergang von einer heißen Oberfläche  $A$  auf ein kühleres, mit der Geschwindigkeit  $v$  vorbeiströmendes Fluid



*Newton'sches* Gesetz:

$$\frac{P_{th}}{A} = \alpha(v, \text{Fluid-Parameter}) \cdot \Delta\vartheta$$

$$R_{th} = \frac{1}{\alpha \cdot A} \text{ Wärmewiderstand}$$

<b>Kühlende Luft &amp; heiße Oberfläche</b>	<b><math>\alpha</math>, W/(m<sup>2</sup>K) ; <math>v</math>, m/s</b>
„Ruhende“ Luft ( $v = 0 \dots 0.5$ m/s) = „natürliche Konvektion“	8
Bewegte Luft *): Blanke heiße Metalloberfläche	$\alpha = 15 \cdot v^{2/3}$
Bewegte Luft *): El. isolierte Spulenoberfläche	$\alpha = 8 \cdot v^{3/4}$

\*)  $0.5 \leq v \leq 20$  m/s

## P2.4 Wärmeleitung & Konvektion Strahlung



- **Wärmestrahlung:** Abgestrahlte Verlustwärme  $\sim c_s$ :

$$q = \frac{P_{th}}{A} = c_s \cdot (T_2^4 - T_1^4)$$

„Schwarzer Strahler“:

$$\sigma = 5.7 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4) \text{ (Stefan-Boltzmann-Strahlungsgesetz)}$$

$$c_s = \sigma \text{ „Stefan-Boltzmann-Konstante“}$$

„Grauer Strahler“:

$$c_s = 5 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4) \text{ (vgl. Kirchhoff'sches Strahlungsgesetz)}$$

(Siehe Kap. Grundlagen)



## P2.4 Wärmeleitung & Konvektion

### Wirkung von Konvektion versus Strahlung



#### • Beispiel:

**Zum selber rechnen!**

Temperaturdifferenz:  $\Delta\vartheta = 80$  K, Umgebungstemperatur  $20$  °C,

Kaltseite:  $T_1 = 20 + 273.15 = 293.15$  K, Heißseite:  $T_2 = T_1 + \Delta\vartheta = 293.15 + 80 = 373.15$  K

Wärmestromdichte bei grauem Strahler:

$$q = \frac{P_{th}}{A} = c_s (T_2^4 - T_1^4) = 5 \cdot 10^{-8} \cdot (373.15^4 - 293.15^4) = \underline{\underline{600.1 \text{ W/m}^2}}$$

- Wie groß ist eine entsprechende Wärmeübergangszahl bei konvektivem Wärmeübergang?

$$\alpha = \frac{P_{th}}{A \cdot \Delta\vartheta} = \frac{q}{\Delta\vartheta} = \frac{600.1}{80} = \underline{\underline{7.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}}}$$

Dieser Wert entspricht „natürlicher“ Konvektion!

- Bei relativ niedrigen Temperaturdifferenzen  $< 100$  K wirkt die Wärmeabstrahlung **nur gering**.
- Für gute Kühlwirkung eignet sich bei niedrigen Temperaturdifferenzen die erzwungene Konvektion („**forcierte**“ Kühlung) wesentlich **besser als die Strahlung**.



---

# P2 Grundlagen des thermischen Betriebs

## Übersicht

---



1. Umwandlung von Wärme in Arbeit
2. Zustandsdiagramme
3. Reale Gase, Verdampfung
4. Wärmeleitung & Konvektion
5. Kreisprozesse



## P2.5 Kreisprozesse

### Kreisprozess: Definition

- **Kreisprozess:**

Periodische („zyklische“) Abfolge von Zustandsänderungen eines abgeschlossenen Systems zwischen zwei Temperaturniveaus  $T_{\text{kalt}}$  und  $T_{\text{heiß}}$

- Theoretisch maximal möglicher Wirkungsgrad für die Umwandlung von Wärme in Arbeit:  
CARNOT-Wirkungsgrad (*Sadi CARNOT, F*):

$$\eta_C = 1 - T_{\text{kalt}}/T_{\text{heiß}}$$

Im Verlauf dieser Zustandsänderungen wird

- a) mechanische Arbeit zugeführt  $W_{\text{zu}}$  bzw. verrichtet  $W_{\text{ab}}$  und
- b) Wärme zugeführt  $Q_{\text{zu}}$  bzw. abgegeben  $Q_{\text{ab}}$

- **Merkmal eines Kreisprozesses:**

Nach dem Durchlaufen des Kreisprozesses haben alle Zustandsgrößen des abgeschlossenen Systems ( $p, V, T$ ) wieder ihre Ausgangswerte  $\Rightarrow$

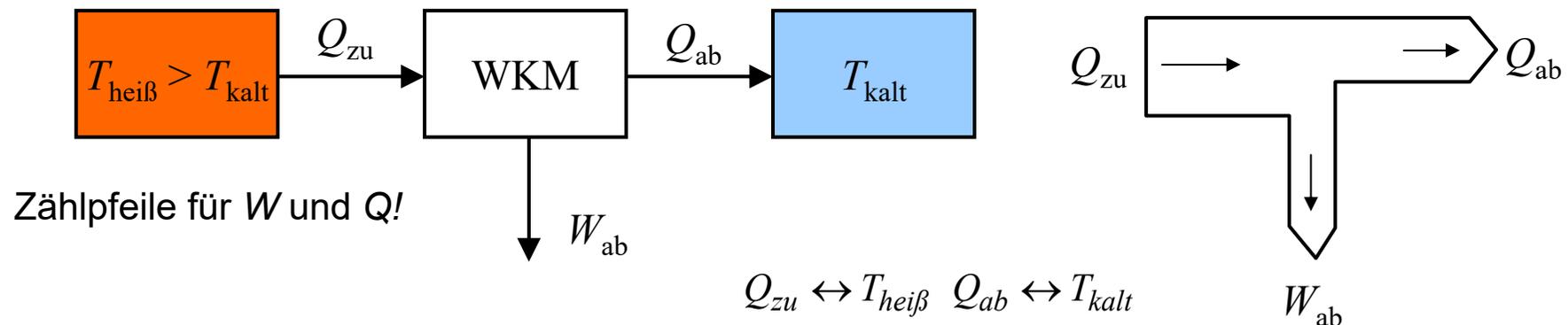
- a) Differenz der Druckarbeiten  $\Delta W_D$  ist Null  $\Rightarrow$  mechanische Arbeit  $W = \text{techn. Arbeit } W_t$
- b) Anfangszustand = Endzustand

- **Ideal reversible Kreisprozesse = verlustfrei:** Entropieänderung  $\Delta S/\text{Zyklus} = 0 !$

## P2.5 Kreisprozesse

### Wärme-Kraft-Maschine (WKM)

- Wärme-Kraft-Maschine (z. B.: Verbrennungskraftmotor)



$$\eta_C = W_{ab}/Q_{zu} = (Q_{zu} - Q_{ab})/Q_{zu} = 1 - (Q_{ab}/Q_{zu}) = 1 - (T_{kalt}/T_{heiß}) \quad \text{CARNOT-Wirkungsgrad}$$

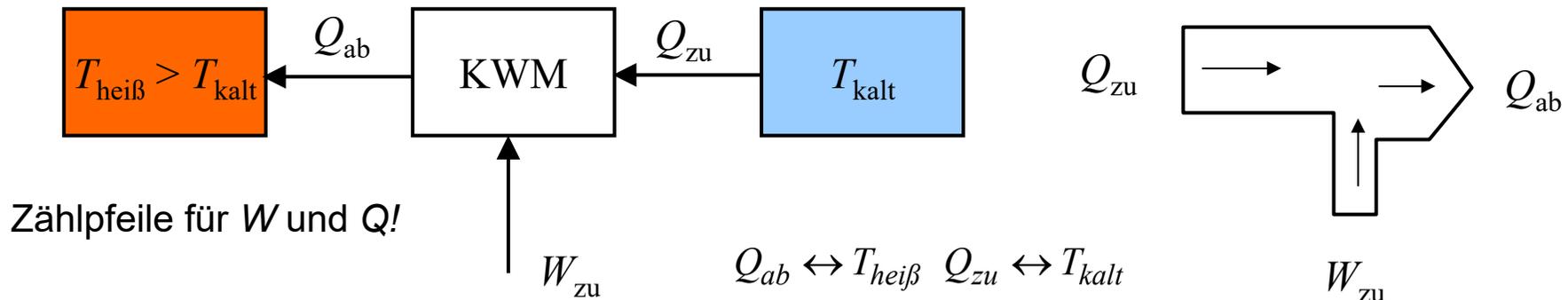
- Bei verlustfreien Zustandsänderungen zwischen Zuständen 1 und 2 ist  $Q_1/Q_2 = T_1/T_2!$

- Denn die Entropie ändert sich nicht:  $\Delta S = \Delta S_1 - \Delta S_2 = \frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} = 0$

## P2.5 Kreisprozesse

### Kraft-Wärme-Maschine (KWM)

- Kraft-Wärme-Maschine (z. B.: Wärmepumpe, Kühlaggregat, Kühlschrank)



- **Kühlung („Kältemaschine“):**

Nutzwärme ist der Entzug der Wärmeenergie  $Q_{zu}$  aus dem Kühlgut:

$$\eta_{C,KWM} = Q_{zu}/W_{zu} = Q_{zu}/(Q_{ab} - Q_{zu}) = T_{kalt}/(T_{hei\beta} - T_{kalt}) = 1/(T_{hei\beta}/T_{kalt} - 1) \quad \text{CARNOT-Wirkungsgrad}$$

- **„Wärmepumpe“:**

Nutzwärme ist abgegebene Wärmeenergie  $Q_{ab}$  an die Heizung:

$$\eta_{C,WP} = Q_{ab}/W_{zu} = Q_{ab}/(Q_{ab} - Q_{zu}) = 1/(1 - T_{kalt}/T_{hei\beta}) \quad \text{CARNOT-Wirkungsgrad}$$

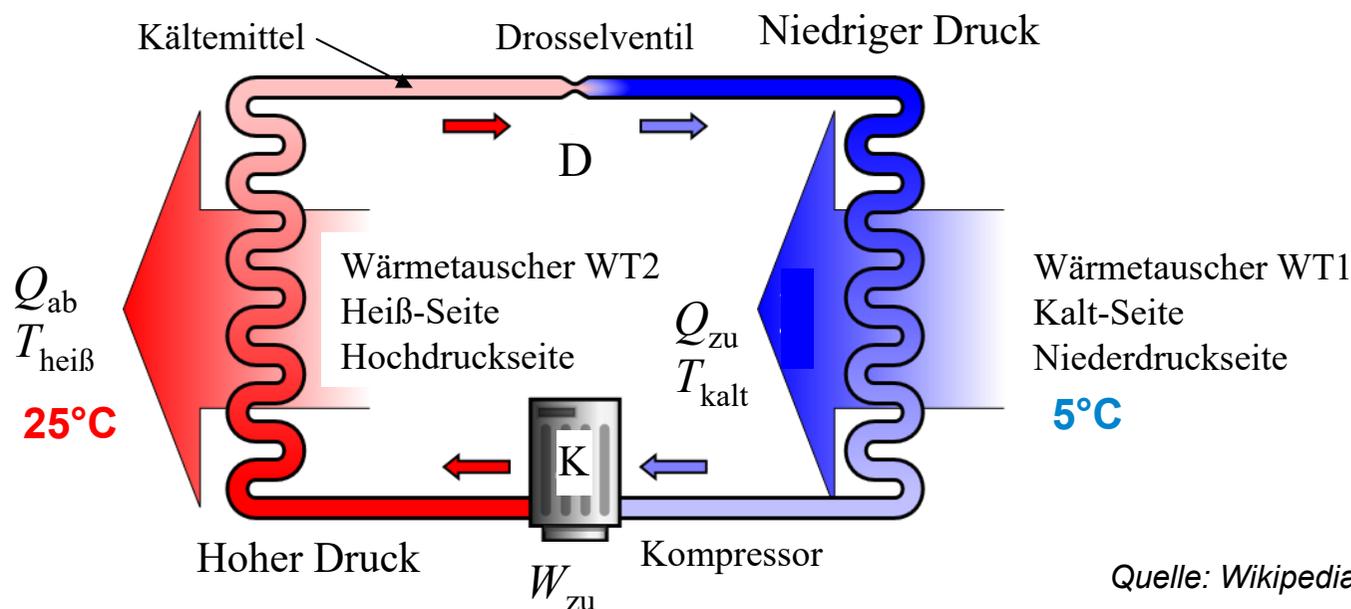
## P2.5 Kreisprozesse

Wiederholung



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

### Beispiel: Kompressor-Kühlschrank



Quelle: Wikipedia.de

- **Beispiel:**

$$g_{\text{kalt}} = 5^\circ\text{C}, g_{\text{heiB}} = 25^\circ\text{C} \Rightarrow T_{\text{kalt}} = 278 \text{ K}, T_{\text{heiB}} = 298 \text{ K}: \text{„Wirkungsgrad“} > 1 !$$

$$\eta_{\text{C,KWM}} = Q_{\text{zu}}/W_{\text{zu}} = 1/(T_{\text{heiB}}/T_{\text{kalt}} - 1) = 1/(298/278 - 1) = 13.9$$

- Für 13.9 W abgeführte Leistung der Kaltseite sind zumindest 1 W Kompressorleistung nötig (real wegen der Verluste wie z. B. Reibung deutlich mehr)!



# P2.5 Kreisprozesse

## Kraft-Wärme-Maschine als „Kältemaschine“

Wiederholung



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

### Beispiel: Kompressor-Kühlschrank:

- 1) Unter Druck  $> 1$  bar flüssiges Kältemittel (z.B. Ammoniak  $\text{NH}_3$ , Siedepunkt  $-33^\circ\text{C}$  bei 1 bar) verdampft bei verringertem Druck (nach Drosselventil D), und nimmt dabei an der Kaltseite im Wärmetauscher WT1 die dazu erforderliche Verdampfungswärme  $Q_V = Q_{zu}$  aus dem Kühlgut auf.
- 2) Kompressor:  $p \uparrow$  verdichtet u. verflüssigt Kältemittel-Dampf;  $T \uparrow$ ; der gibt Verdampfungswärme  $Q_{zu}$  u. Kompressionswärme  $W_{zu}$  als Wärme  $Q_{ab}$  im Wärmetauscher WT2 an kühlere Umgebungsluft ( $25^\circ\text{C}$ ) ab.
- 3) Am Drosselventil D tritt das flüssige Kältemittel wieder in den Bereich niedrigen Drucks, so dass es unter Wärmeaufnahme aus dem Kühlgut (Druckabfall) wieder verdampft.



## P2.5 Kreisprozesse

### KWM als „Wärmepumpe“ (Niedrig-Temperaturheizung) (1)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

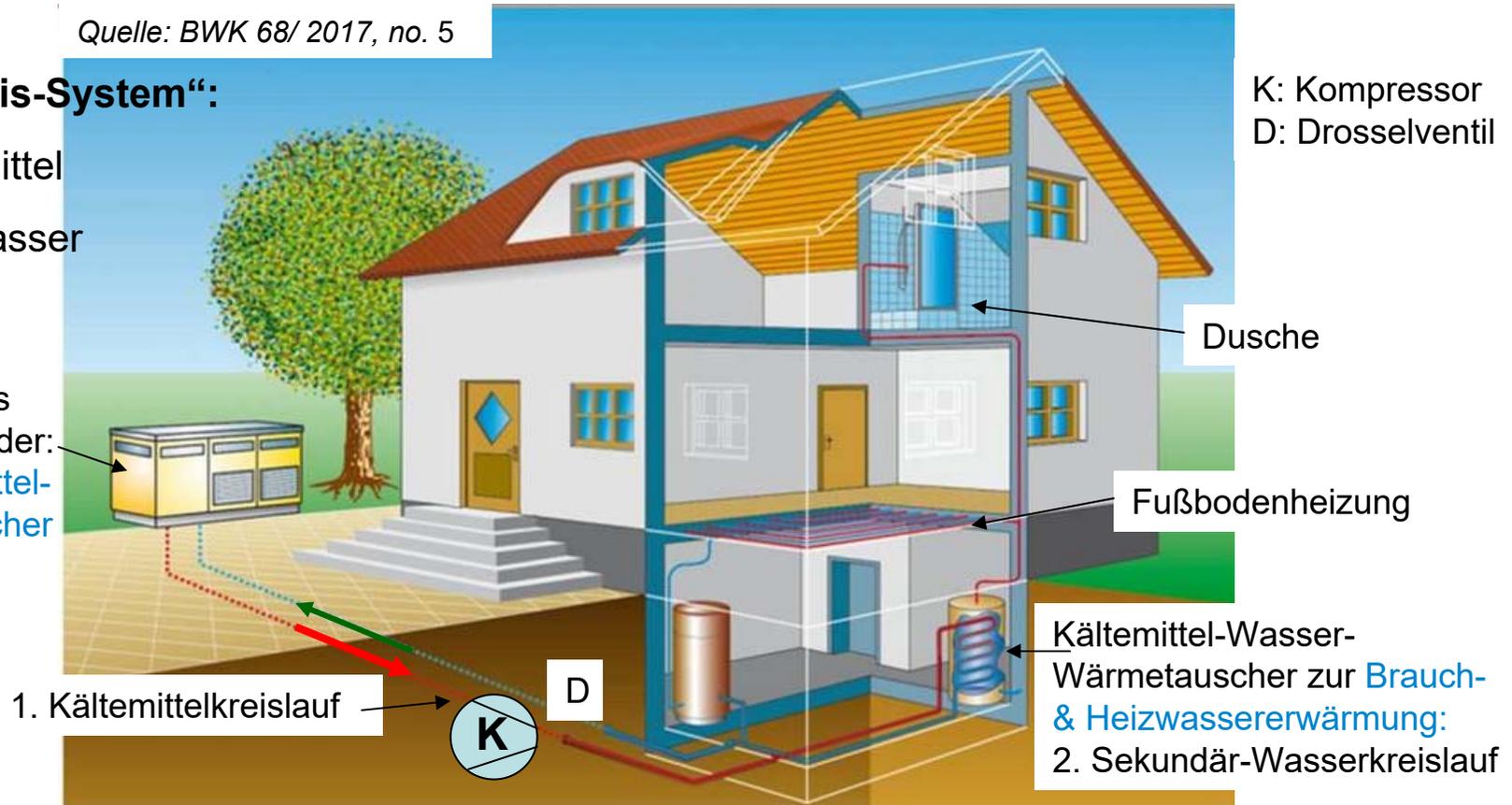
Quelle: BWK 68/ 2017, no. 5

#### „Zwei-Kreis-System“:

1. Kältemittel
2. Heizwasser

#### Bsp.:

Außenluft als  
Wärmespende:  
Luft-Kältemittel-  
Wärmetauscher



**Kältemittel:** Häufig: FKW (fluorierte Kohlenwasserstoffe: Leider GWP = 4.4), CO<sub>2</sub>, Propan, NH<sub>3</sub> (giftig)...  
(Früher: FCKW, Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe: Ozon-“Killer“: In Neuanlagen nicht mehr zulässig!)



## P2.5 Kreisprozesse

### KWM als „Wärmepumpe“ (Niedrig-Temperaturheizung) (2)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- **Beispiel:**

Grundwasserwärmepumpe (z. B. für Fußbodenheizung), Kompressorleistung  $P = W_{zu}/t$

- Grundwassertemperatur: 10 °C ( $T_{kalt} = 283.15$  K),

- Nutzwärme wird bei 50 °C ( $T_{heiss} = 323.15$  K) übertragen.

- **Heizung:** Nutzwärme ist die Heiz-Wärme  $Q_{ab}$  (Summe: Kompressorenergie  $W_{zu} + Q_{zu}$ )

- **Leistungszahl:**

$$COP_C = \eta_{C,WP} = 1/(1 - T_{kalt}/T_{heiss})$$

$COP_C$ : Coefficient of performance

$\eta_{C,WP} = 1/(1 - 283.15/323.15) = 8.1$  S. CARNOT: Idealer reversibler Wärmepumpenprozess:

8.1 W Wärmeleistung benötigt zumindest 1 W Kompressorleistung.

- **Real:**  $COP = k(\Delta T, T_{kalt}, P) \cdot \eta_{C,WP}$      $\Delta T = T_{heiss} - T_{kalt}$

$k < 1$  (bei  $\Delta T = 40$  K,  $T_{kalt} = 10$  °C,  $P \approx 1 \dots 10$  kW:  $k \approx 0.5 \dots 0.55$ )

1 W Kompressorleistung  $\Rightarrow$  4.5 W Heizleistung

$$COP = k \cdot COP_C = 0.55 \cdot 8.1 = 4.5$$



## P2.5 Kreisprozesse

### KWM als „Wärmepumpe“ (Niedrig-Temperaturheizung) (3)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- 1 W Kompressorleistung  $\Rightarrow$  4.5 W Heizleistung
- Für  $Q_{ab} = 4.5$  kWh Heizwärme (bei 50 °C Heizungs-Vorlauftemperatur  $T_{\text{heiß}}$ ):  
 $\eta_{C,WP} = Q_{ab}/W_{zu} = 4.5 \Rightarrow W_{zu} = Q_{ab}/4.5 = 4.5 \text{ kWh}/4.5 = 1 \text{ kWh}$ ,  
 $Q_{zu} = Q_{ab} - W_{zu} = 4.5 - 1 = 3.5$  kWh Grundwasserwärme benötigt!
- Der kleinere Teil der Heizwärme  $Q_{ab}$  stammt aus der el. zugeführten Kompressorleistung  $W_{zu} = P \cdot T = 1$  kWh.
- **Energetische Gesamtbetrachtung bei Verwendung thermischer Kraftwerke:**  
Mittlerer Kraftwerkswirkungsgrad 0.38 u. Netzübertragungswirkungsgrad 0.92:  
 $\eta = 0.38 \cdot 0.92 = 0.35 = 35 \%$   
 $\Rightarrow$  Für 1 kWh Kompressorleistung: Primärenergie  $1/0.35 \times 1 \text{ kWh} = 2.86$  kWh nötig.
- **Vergleich:**  
Primärenergie 2.86 kWh direkt vor Ort zur Beheizung genutzt (mit  $\eta_{\text{Heiz}} = 0.95$ ):  
 $\Rightarrow$  Heizungsenergie  $2.86 \text{ kWh} \times 0.95 = 2.71$  kWh

**Vorteil der Wärmepumpe:**  $4.5 \text{ kWh} / 2.71 \text{ kWh} = 1.66!$

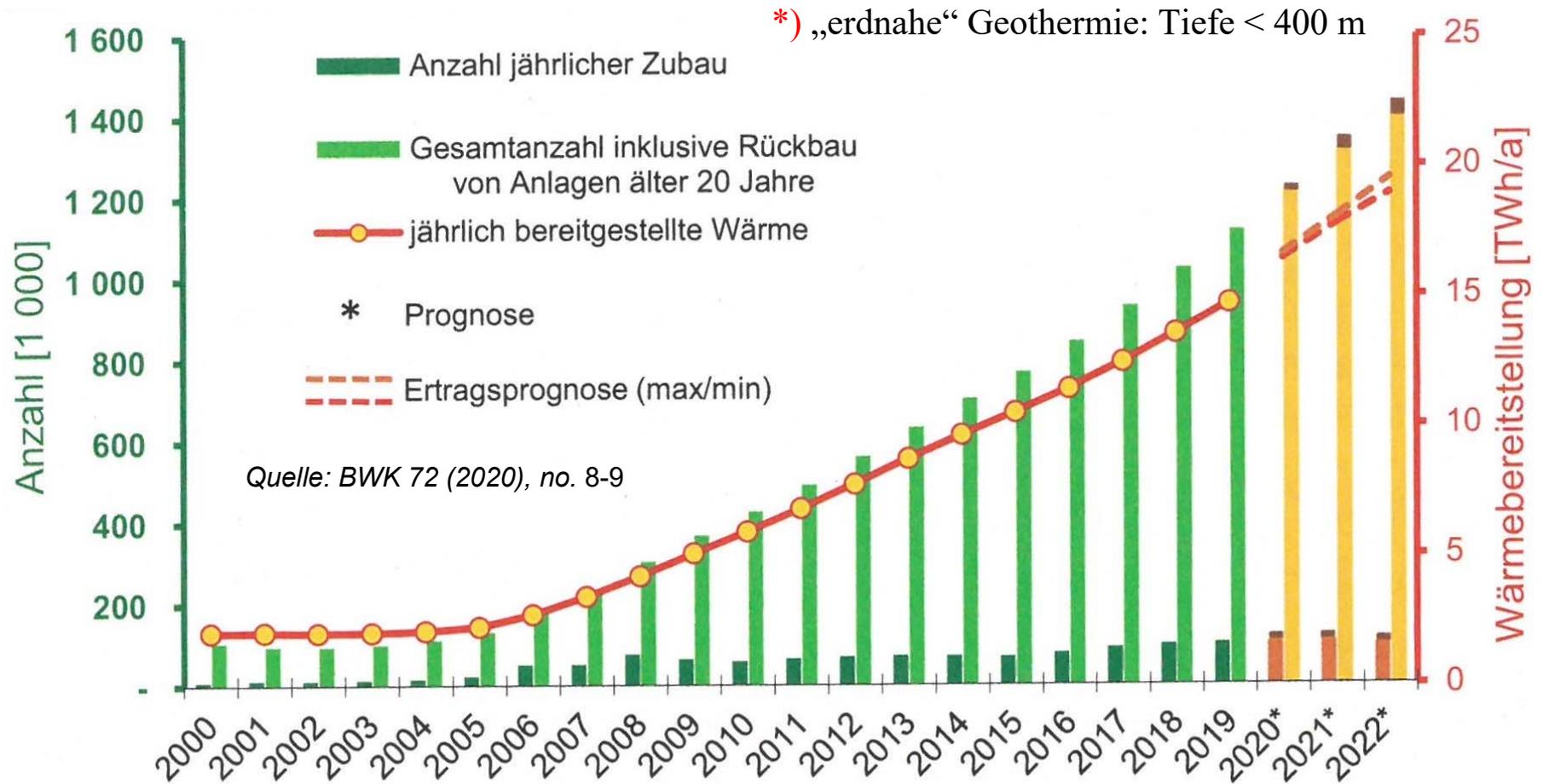


# P2.5 Kreisprozesse

Ergänzung



## Energiegewinnung mit Wärmepumpen, D



Art der Wärmepumpe: 20% Erdkopplung\*), 80% Luft- od. Grundwasser-Kopplung.



## P2.5 Kreisprozesse

### Wärme-Kraft-Maschinen (WKM)

- Jede **Wärme-Kraft-Maschine** verwandelt Wärmeenergie  $Q_{zu}$  durch **Expansion** eines Arbeitsgases in **mechanische Arbeit**  $W_{ab}$
- **WKM mit Kreisprozess:**
  - Heißgasmaschinen:**

Arbeitsmedium ist „abgeschlossenes“ Gas, Arbeitsprozess umkehrbar als Wärmepumpe (bzw. Kühlaggregat);  
z. B. *Stirling*-Maschine
  - Verbrennungskraftmaschinen:** Arbeitsprozess NICHT umkehrbar  
Arbeitsmedium ist mit Luft verbrannter Kraftstoff, das je Zyklus zu- und abgeführt wird  $\Rightarrow$   
z. B. *Diesel*-Motor (Kraftstoff: „Diesel“-Kraftstoff, Heizöl leicht),  
*Otto*-Motor (Kraftstoff: „Benzin“), Gas-Motor (Kraftstoff: Erdgas)
- **WKM mit offenem Prozess:**

**Thermische Turbomaschinen:** Arbeitsprozess NICHT umkehrbar

  - Dampfturbine (Arbeitsgas: Überhitzter Wasserdampf = „Frischdampf“),  
aber Dampfkreislauf im Kraftwerk ist Kreisprozess (*Clausius-Rankine*-Prozess)
  - Gasturbine (Arbeitsgas: Rauchgas des verbrannten Erdgases)

## P2.5 Kreisprozesse

### Heißgas-Maschinen



#### a) Funktionsweise:

- Ein in einem Zylinder eingeschlossenes und komprimiertes „Arbeitsgas“ (z. B. Luft) wird zyklisch von außen (z. B. durch Sonnenlicht) erwärmt, durch Expansion über einen vom Gas bewegten Kolben abgekühlt, verrichtet dabei Arbeit und wird danach wieder komprimiert.
- Das Arbeitsgas verbleibt stets im Zylinder und wird chemisch nicht verändert.

#### b) Bedeutung:

**KWM:** Kältemaschinen („Kaltgas“-Maschine):

*Stirling*-Kreisprozess,

*Gifford-MacMahon*-Kreisprozess:

z. B. Stickstoff-Verflüssigung ( $\text{LN}_2$ ,  $-196^\circ\text{C}$ ),

Verwendung z. B. zur Kühlung von „Hochtemperatur-Supraleiter“-Kabel, etc.

**WKM:** Geringe Bedeutung bisher  $\Rightarrow$  Kaum Einsatz als Generator-Antrieb



## P2.5 Kreisprozesse

### Verbrennungskraftmaschinen (1)

#### Funktionsweise:

- Ein **Luft-Kraftstoff-Gemisch** (z. B. Benzin-, *Diesel*-, Erdgas-Kraftstoff) wird in einen Zylinder über ein Einlassventil eingesaugt, komprimiert, gezündet, verbrannt und über die Verbrennungswärme als Rauchgas aufgeheizt.
- Das **heiße Rauchgas** expandiert über einen bewegten Kolben mit Arbeitsverrichtung, kühlt dabei ab und wird beim erneuten „Komprimieren“ über das Auslassventil „ausgepufft“.
- Danach erfolgt die Ansaugung der nächsten Arbeitsgasmenge (Luft-Kraftstoff-Gemisch).
- Das Arbeitsgas im Zylinder wird **chemisch verändert (Verbrennung)** und ständig je Zyklus **ausgetauscht**.

## P2.5 Kreisprozesse

### Verbrennungskraftmaschinen (2)

- **Bedeutung: Als WKM Antrieb „schlechthin“ für Vieles:**
  - 1) Verkehr (Motorräder, Automobile, Schiffe, Kleinflugzeuge, ...),
  - 2) Industrie, & Gewerbe und Landwirtschaft  
(Baumaschinen, Traktoren, Werkzeuge...),
  - 3) Haushalt & Gewerbe (Rasenmäher, Sägen, ...)
- **Energietechnik:**
  - 1) Notstrom-Diesel-Aggregate,
  - 2) Blockheiz-Kraftwerke BHKW (z. B. mit (Bio-)Gasmotoren)
  - 3) Diesel-Kraftwerke

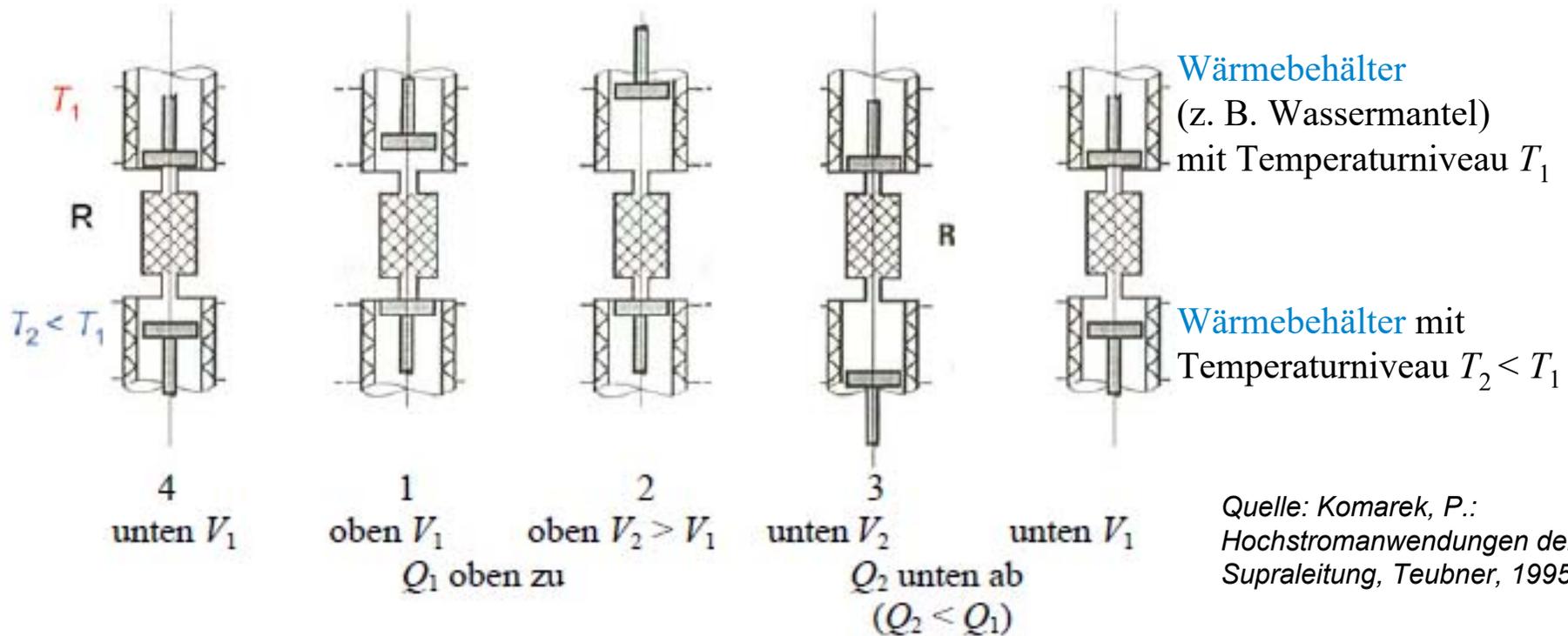


Beispiel:  
Biogas-BHKW in *Güssing, Österreich*

Quelle: *Wikipedia*

# P2.5 Kreisprozesse

## Beispiel: Stirling-Maschine



## P2.5 Kreisprozesse

### Beispiel: Stirling-Maschine



- **Arbeitsgas** (z. B. Luft) zw. zwei unabhängig bewegten Kolben im Zylinder eingeschlossen
- Zylinderraum durch gasdurchlässigen **Regenerator R** (z. B. Kupferdrahtgeflecht) in zwei Räume getrennt.
- **R:** a) Nimmt Wärme vom heißen Gas ( $T_1$ ) auf, wenn es ihn durchströmt, und speichert es  
b) Gibt an das kalte zurückströmende Gas ( $T_2 < T_1$ ) diese Wärme wieder ab

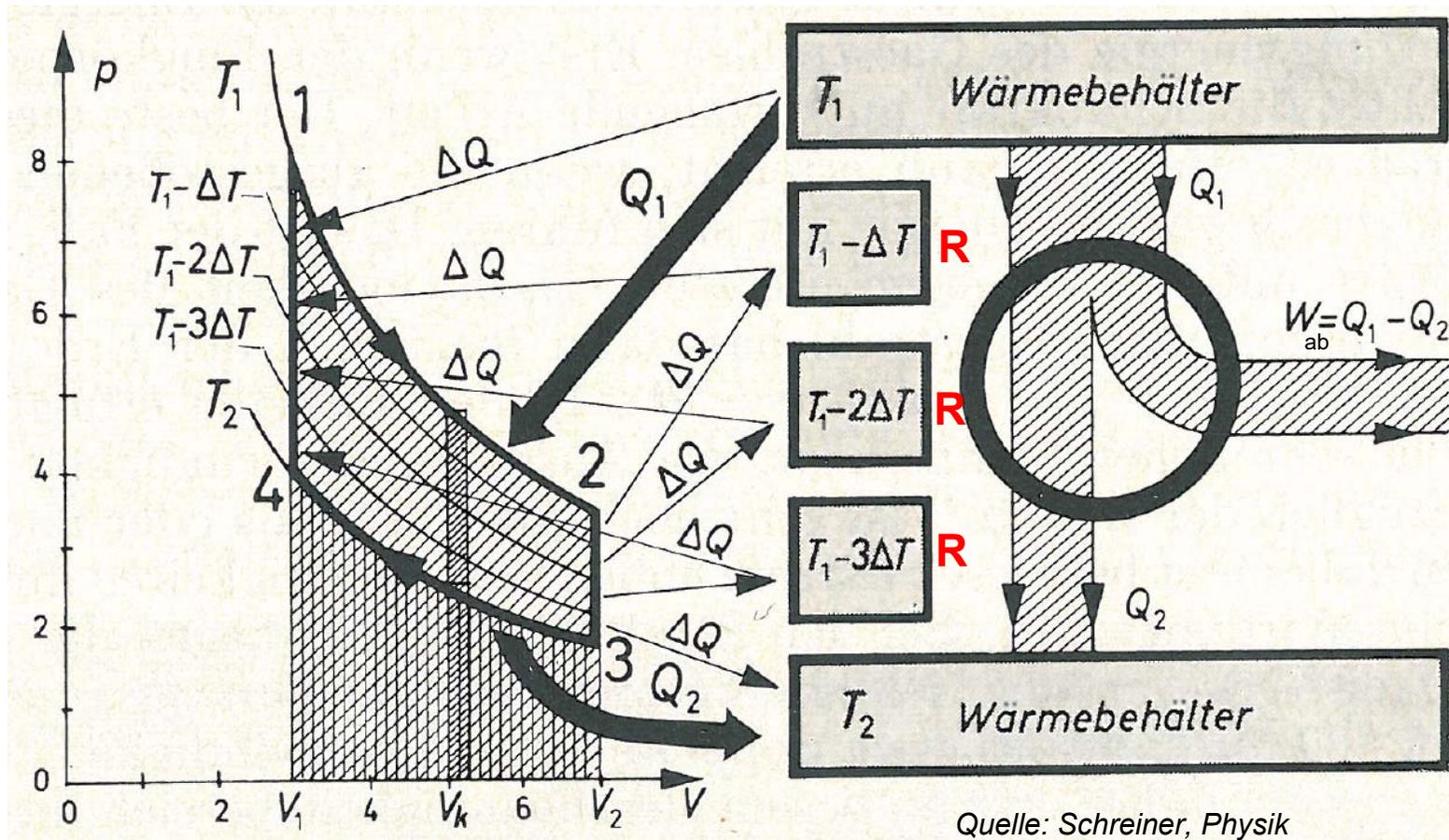


# P2.5 Kreisprozesse

## Kreisprozess des Stirling-Motors (1)

Annahme: Idealer verlustfreier Kreisprozess

Wärmeaustausch mit drei Regeneratorabschnitten R:  $\sum \Delta Q = Q_R$



Quelle: Schreiner, Physik

# P2.5 Kreisprozesse

## Kreisprozess des Stirling-Motors (2)

In Worten



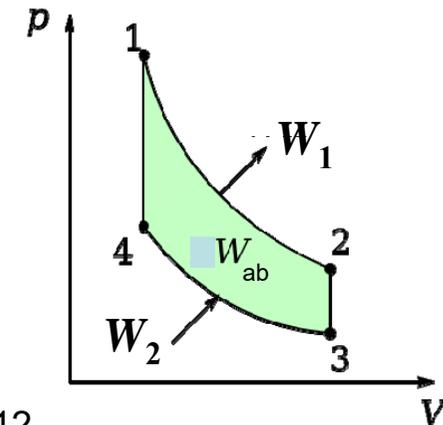
Isotherme Expansion → Isochore Abkühlung → Isotherme Kompression → Isochore Erwärmung

Quelle: Wikipedia.de

- **Beginn des 1. Arbeitstakts:**

Gas im oberen Zylinderhalbraum (kleines Volumen  $V_1$ )

Gas komprimiert: Hoher Druck  $p_1$ , hohe Temperatur  $T_1$  (Punkt 1)  $W_{ab1} + \Delta U = Q_{zu1}$



- **1. Arbeitstakt (Isotherme Expansion  $T_1 = \text{konst.}$ ):**

Kurvenstück 12

Gas expandiert isotherm ( $\Delta U = 0$ ) bis Volumen  $V_2$

Gas verrichtet am oberen Kolben Arbeit  $W_{ab1} = W_1 > 0 = \text{Fläche unter } p(V)\text{-Kurve 12}$

Für  $T = \text{konstant} = T_1$  fließt Wärme  $Q_{zu1} = Q_1 = W_1$  aus oberem Wärmebehälter ins Gas.

- **2. Arbeitstakt (Isochore Abkühlung im R,  $V_2 = \text{konst.}$ ):**

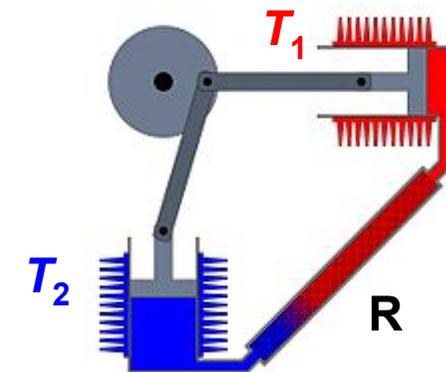
Kurvenstück 23

Oberer und unterer Kolben gemeinsam nach unten bewegt

Gasvolumen  $V = \text{konstant} = V_2$ ,  $V_2$  strömt vom oberen in den unteren Halbraum,

Strömt dabei durch kalten Regenerator R & kühlt sich auf  $T_2 < T_1$  ab

Regenerator speichert die Wärme  $Q_R = c_V \cdot M \cdot (T_1 - T_2)$



$$Q_{ab2} + \Delta U = W_{zu2}$$



# P2.5 Kreisprozesse

## Kreisprozess des Stirling-Motors (3)

In Worten



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

### 3. Arbeitstakt (Isotherme Kompression $T_2 = \text{konst.}$ ):

Kurvenstück 34

Unterer Kolben aufwärts bewegt  $\Rightarrow$

$\Rightarrow$  Gas isotherm ( $\Delta U = 0$ ) komprimiert ( $T_2 = \text{konst.}$ ) auf  $V_1 < V_2$ .

Dafür nötige Arbeit am unteren Kolben  $W_{\text{zu}2} = W_2 =$  Fläche unter  $p(V)$ -Kurve 34!

Kompression heizt aber Gas nicht auf ( $\Delta U = 0$ ,  $T = \text{konst.}$ ),  
weil Wärme  $Q_2 = Q_{2\text{ab}} = W_2$  in unteren Wärmebehälter abfließt.

### 4. Arbeitstakt (Isochore Erwärmung $V_2 = \text{konst.}$ ):

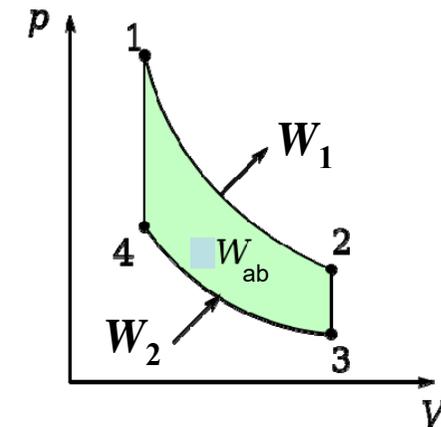
Kurvenstück 41

Oberer und unterer Kolben gemeinsam nach oben bewegt,

Gas strömt mit konstantem Volumen  $V_1$  (isochor) vom unteren in oberen Halbraum,

Gas strömt durch heißen Regenerator und erwärmt sich wieder auf die Temperatur  $T_1$ ,

Gas nimmt die im Regenerator gespeicherte Wärmemenge  $Q_R$  auf:  $Q_R = c_V \cdot M \cdot (T_1 - T_2)$



Quelle: Wikipedia.de

Abgegebene Arbeit je Zyklus:  $W_{ab} = W_{ab1} - W_{zu2} = W_1 - W_2$



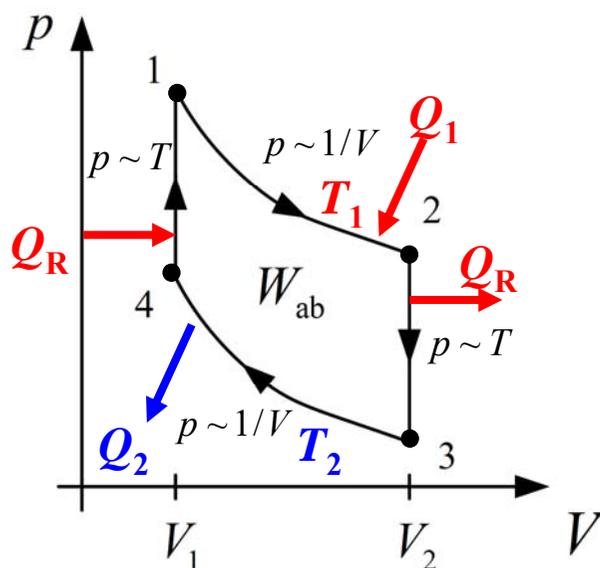
## P2.5 Kreisprozesse

### Stirling-Kreisprozess: Abgegebene Arbeit $W_{ab}$

Als Formeln



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



Quelle: Wikipedia.de

- Im  $p$ - $V$ -Diagramm wird **direkt die Arbeit  $W$**  durch Integration als Fläche unter Zustandskurve ermittelt:

- a) 1→2: Expandierendes Gas verrichtet Arbeit  $W_1 = W_{ab1} > 0$

$$W_1 = \int_{V_1}^{V_2} p(T = T_1) \cdot dV > 0$$

- b) 3→4: Kolben komprimiert Gas: Zugeführte Arbeit  $W_2 = W_{zu2} > 0$

$$-W_{zu2} = -W_2 = \int_{V_2}^{V_1} p(T = T_2) \cdot dV = - \int_{V_1}^{V_2} p(T = T_2) \cdot dV < 0$$

- c) Resultierend verrichtete Arbeit vom Kolben  $W_{ab} > 0 =$

**Fläche unter 12 – Fläche unter 43**

$$W_{ab} = W_1 - W_2 = \oint_{1-2-3-4} p \cdot dV$$



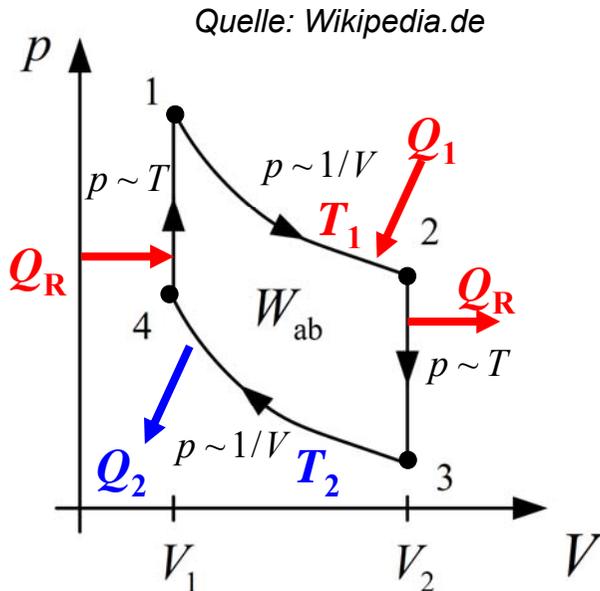
# P2.5 Kreisprozesse

Als Formeln



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

## Stirling-Kreisprozess: Wärmemengen



- Die Wärmemengen  $Q$  sind im  $p$ - $V$ -Diagramm i. A. **NICHT** als Flächen sichtbar:
  - Regeneratorwärme  $Q_R$  **nicht** sichtbar
  - Zugeführt:  $Q_1$ , abgeführt:  $Q_2$ !
- Wirkungsgrad ist CARNOT-Wirkungsgrad!

$$\eta = \frac{W_{ab}}{Q_1} = \frac{W_1 - W_2}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = \eta_C$$

$$dU = C_V \cdot dT \quad dQ_1|_{T=\text{konst.}} = (dU + p \cdot dV)|_{T=\text{konst.}} = p \cdot dV|_{T=\text{konst.}} = dW_1$$

$$Q_1 = \int_{V_1}^{V_2} p(T = T_1) \cdot dV = W_1 = \int_{V_1}^{V_2} (v_m R \cdot T_1) / V \cdot dV = v_m R \cdot T_1 \cdot \ln(V_2 / V_1) > 0$$

$$-Q_2 = - \int_{V_1}^{V_2} p(T = T_2) \cdot dV = -W_2 = -v_m R \cdot T_2 \cdot \ln(V_2 / V_1) < 0$$



## P2.5 Kreisprozesse

### *Stirling*-Motor: Bedeutung



- **Vorteile des *Stirling*-Motors:**

z. B. als

Heißluftmotor in Trockenzonen (Luft aus Sonnenenergie über Brennspiegel erhitzt)!

- *Beispiel:*

Pumpenantrieb für Grundwasser („*Solar-Stirling*“:  $\eta_{\text{Stirling}} \approx 10\%$ ;  $\eta_{\text{Stirling+Pumpe}} \approx 5\%$ )

- **Nachteile:**

Relativ große Bauweise für guten Wirkungsgrad, damit Regenerator R gut wirkt!



## P2.5 Kreisprozesse

### Solar-Stirling-Motor („Dish-Stirling“)



**Beispiel:** 10-kW-Dish-Stirling-Anlage

*Font-Romeu-Odeillo / Frankreich*

Parabolspiegel-Durchmesser: 8.5 m

Parabol-Fläche:  $A = 56.7 \text{ m}^2$

Gemessene mech. Leistung:  $P = 9.2 \text{ kW}$

Wirkungsgrad:  $\eta = 16 \%$

**Abschätzung:**  $\vartheta_1 = 150^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_2 = 30^\circ\text{C}$

$$\eta_C = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{30 + 273.15}{150 + 273.15} = 28.36\%$$

$$\text{real} : \eta / \eta_C = 16 / 28.36 = 0.56$$

Solare Einstrahlung ca.  $q = 1000 \text{ W/m}^2$ :

$$P = \eta \cdot q \cdot A = 0.16 \cdot 56.7 \cdot 1000 = 9.1 \text{ kW}$$

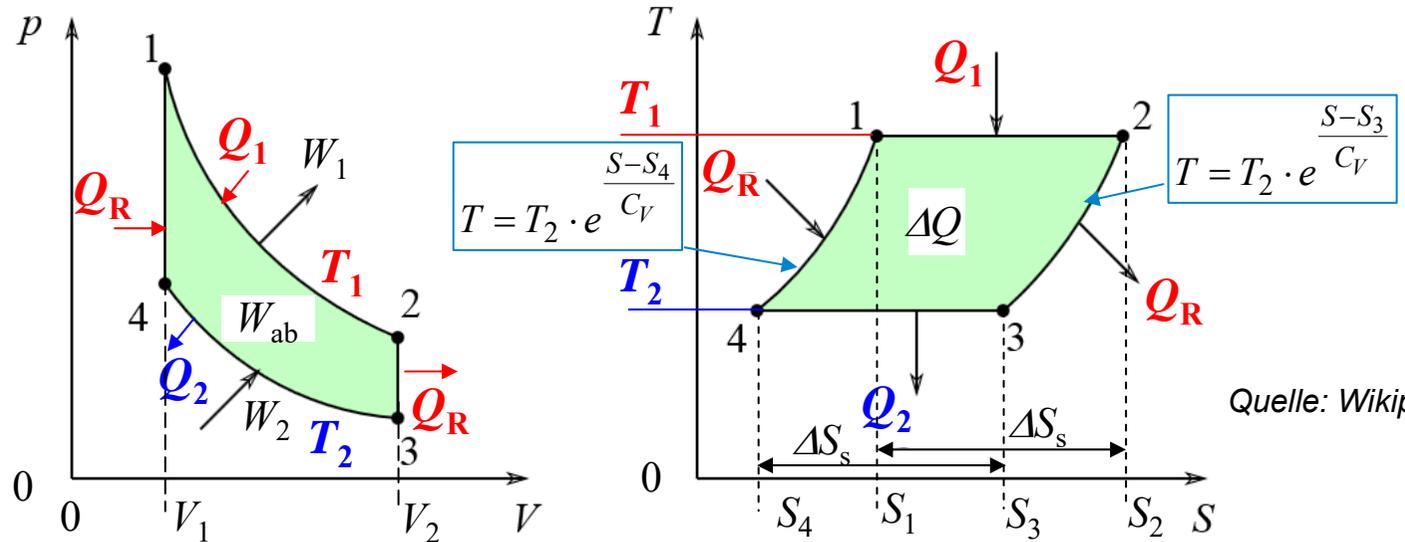
Quelle: Wikipedia.de

# P2.5 Kreisprozesse

## Stirling-Kreisprozess:

### Umrechnung des $p$ - $V$ - auf das $T$ - $S$ -Diagramm

**Ergänzung**



Quelle: Wikipedia.de

Kurvenabschnitte 41 & 23:  $V = konst.: p = \frac{v_m R}{V} \cdot T \sim T \Rightarrow dV = 0: dQ = dU + p \cdot dV = dU = C_V \cdot dT$

$$dS = dQ/T = C_V \cdot dT/T \Rightarrow \int_{S_0}^S dS = S - S_0 = C_V \cdot \int_{T_0}^T \frac{dT}{T} = C_V \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \Rightarrow \frac{T}{T_0} = e^{\frac{S-S_0}{C_V}}$$

Kurvenabschnitte 41 & 23:  $\frac{T_{(4 \rightarrow 1)}}{T_2} = e^{\frac{S-S_4}{C_V}}, S \geq S_4$        $\frac{T_{(3 \rightarrow 2)}}{T_2} = e^{\frac{S-S_3}{C_V}}, S \geq S_3$

2 parallel verschobene e-Potenz-Kurven:

$$\Delta S = S_1 - S_4 = S_2 - S_3$$

Kurvenabschnitte 12 & 34:  $T = T_1$        $T = T_2$

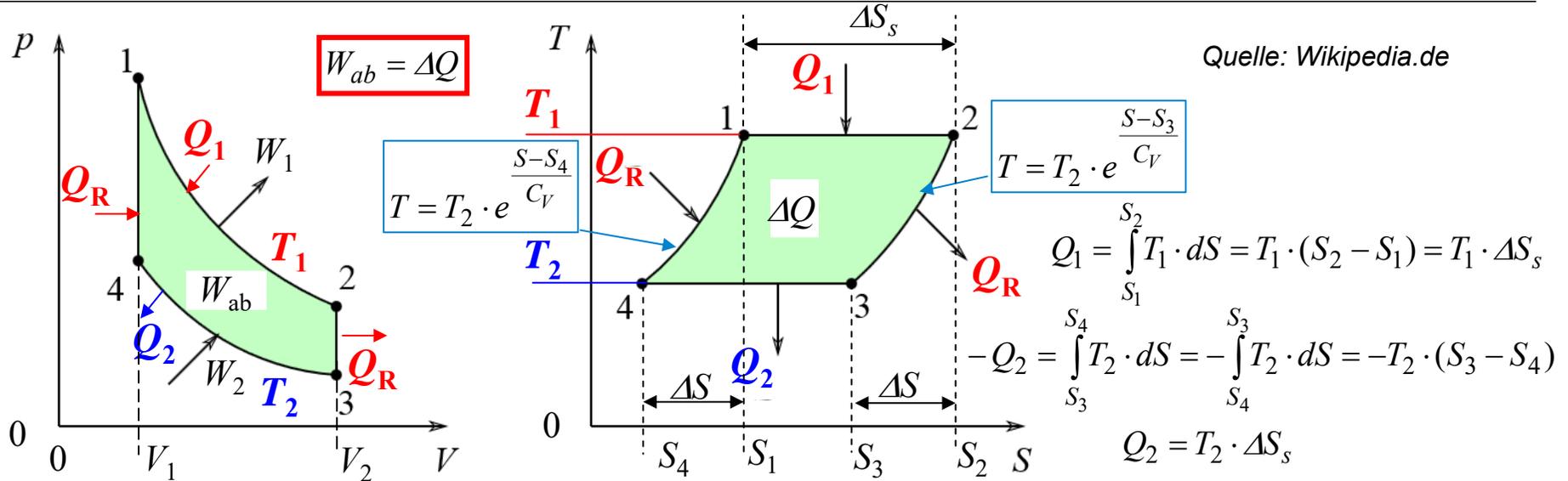
$$\Delta S_s = S_3 - S_4 = S_2 - S_1$$



# P2.5 Kreisprozesse

## Stirling-Kreisprozess: T-S-Diagramm (1)

Ergänzung



Im **p-V-Diagramm** ist die Arbeit  $W$  als Fläche, i. A. aber nicht die Wärmemenge  $Q$  sichtbar

Im **T-S-Diagramm** ist die Wärmemenge  $Q$  als Fläche, i. A. aber nicht die Arbeit  $W$  sichtbar

Wärmemengen  $Q$  im **T-S-Diagramm**:

$$dQ = T \cdot dS : Q_R = \int_{S_4}^{S_1} T \cdot dS = \int_{S_4}^{S_1} T_2 \cdot e^{\frac{S-S_4}{C_V}} \cdot dS = T_2 \cdot e^{-\frac{S_4}{C_V}} \cdot C_V \cdot e^{\frac{S}{C_V}} \Big|_{S_4}^{S_1} = C_V \cdot T_2 \cdot (e^{\frac{S_1-S_4}{C_V}} - 1)$$

$$\int_{S_2}^{S_3} T \cdot dS = -\int_{S_3}^{S_2} T_2 \cdot e^{\frac{S-S_3}{C_V}} \cdot dS = -C_V \cdot T_2 \cdot (e^{\frac{S_2-S_3}{C_V}} - 1) = -C_V \cdot T_2 \cdot (e^{\frac{S_1-S_4}{C_V}} - 1) = -Q_R$$



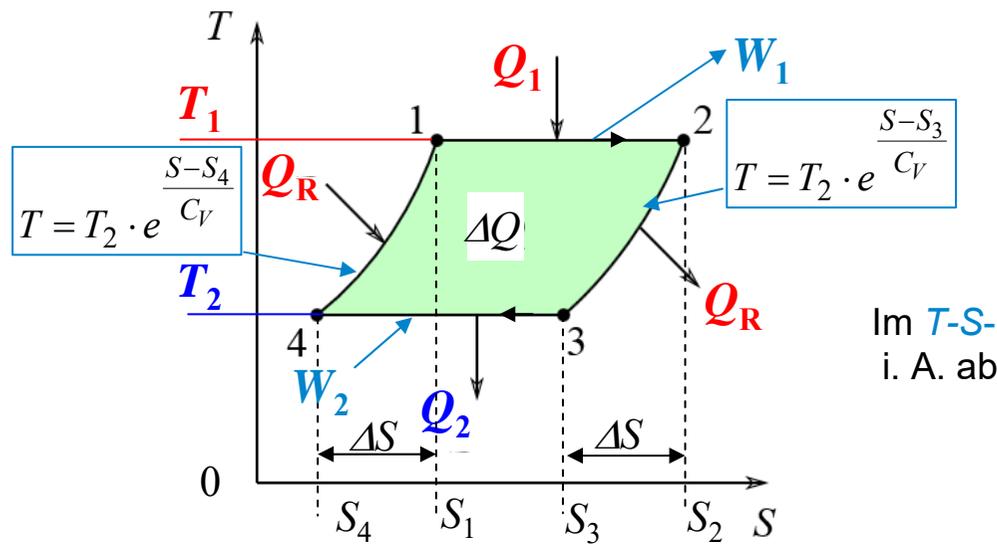
# P2.5 Kreisprozesse

## Stirling-Kreisprozess: T-S-Diagramm (2)

Ergänzung



Quelle: Wikipedia.de



$$Q_1 = T_1 \cdot \Delta S_s \quad Q_2 = T_2 \cdot \Delta S_s$$

Im T-S-Diagramm ist die Wärmemenge Q als Fläche, i. A. aber nicht die Arbeit W sichtbar

$$\Delta Q = \oint_{1-2-3-4} T \cdot dS = Q_1 - \cancel{Q_R} - Q_2 + \cancel{Q_R} = Q_1 - Q_2$$

$$\eta = \frac{W_{ab}}{Q_1} = \frac{W_1 - W_2}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{\Delta Q}{Q_1} = \frac{(T_1 - T_2) \cdot \Delta S_s}{T_1 \cdot \Delta S_s} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} = \eta_C$$



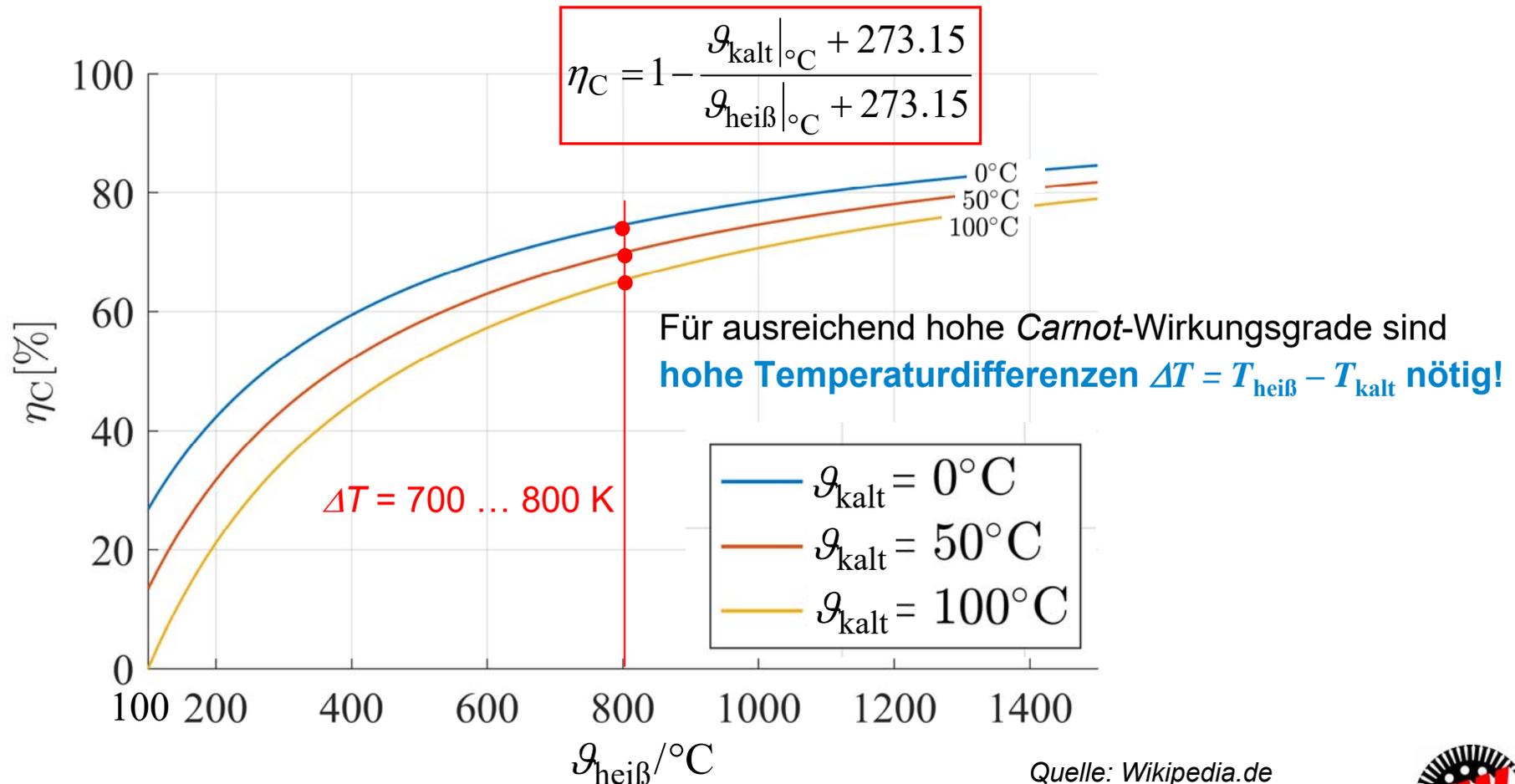
## P2.5 Kreisprozesse

Carnot-Wirkungsgrad  $\eta_C = \Delta T / T_{\text{heiß}}$  steigt mit  $\Delta T$



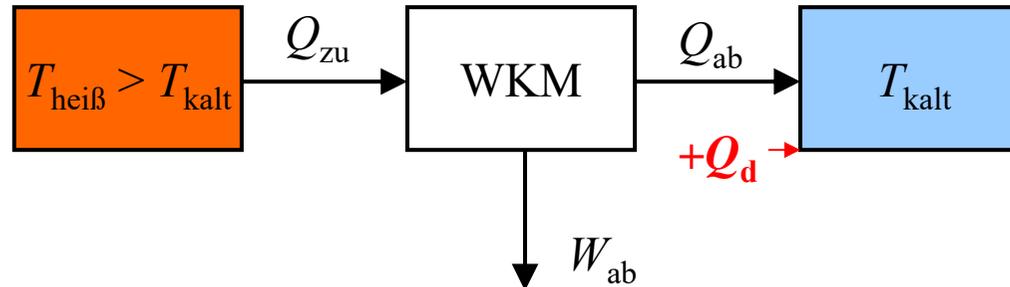
TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Carnot-Wirkungsgrad in Abhängigkeit von  $T_{\text{heiß}}$  (Heißtemperatur) und  $T_{\text{kalt}}$  (Kalttemperatur)



## P2.5 Kreisprozesse

### Real-Wirkungsgrad $<$ Carnot-Wirkungsgrad $\eta_C$



- Wirkungsgrad  $\eta_{\text{WKM}}$ :

Verhältnis von abgegebener Arbeit (Nutzenergie)  $W_{\text{ab}}$  zu zugeführter Wärme  $Q_{\text{zu}}$ :  $\eta_{\text{WKM}} = \frac{W_{\text{ab}}}{Q_{\text{zu}}}$

- Natürlicher Wärmeaustausch (Strahlung, Wärmeleitung, Konvektion) vom heißeren

Temperaturniveau an die **kältere** Umgebung  $\Rightarrow$  „Wärmeverluste  $Q_d$ “  $\Rightarrow Q_{\text{ab,real}} = Q_{\text{ab}} + Q_d$

$$\eta_{\text{WKM}} = \frac{W_{\text{ab}}}{Q_{\text{zu}}} = \frac{Q_{\text{zu}} - Q_{\text{ab,real}}}{Q_{\text{zu}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ab,real}}}{Q_{\text{zu}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ab}} + Q_d}{Q_{\text{zu}}} = \eta_C - \frac{Q_d}{Q_{\text{zu}}} < \eta_C$$

$$\eta_{\text{WKM}} < 1 - \frac{T_{\text{kalt}}}{T_{\text{heiß}}} = \eta_C$$

- Auf Grund der „Wärmeverluste  $Q_d$ “ und weiterer unvermeidlicher Verlustwärmern (z. B. durch Reibung), auch durch Gasverluste (Dichtungsprobleme, ...) **ist stets  $\eta_{\text{WKM}} \leq \eta_C$**

# P Prozesse

## P2 Grundlagen des thermischen Betriebs



### Zusammenfassung

- **Kinetische Gastheorie** verknüpft **makroskopische Zustandsgrößen** ( $p, V, T$ ) mit den mittleren **mikroskopischen** mechanischen Größen (Geschw.  $v$ , Teilchenmasse  $m$ ) der Gasteilchen eines idealen Gases.
- **Reale Gase** können – wenn sie heiß genug sind – als „ideale“ Gase betrachtet werden.
- **Energieerhaltungssatz beim Kreisprozess:**  
Die gesamte zugeführte Energie/Zyklus muss auch wieder abgegeben werden, wenn die Zustandsgrößen am Ende des Kreisprozesses ihre Anfangswerte wieder erreichen sollen.
- Maximal möglicher Kreisprozess-Wirkungsgrad ist der **Carnot-Wirkungsgrad**, der abhängt
  - a) vom Temperaturniveau  $T_{\text{heiß}}$ ,  $T_{\text{kalt}}$  der beteiligten Wärmereservoirs,
  - b) der Temperaturdifferenz  $T_{\text{heiß}} - T_{\text{kalt}}$ .
- **Reale Kreisprozesse** haben häufig
  - a) Aggregatzustandsänderung (z. B. Wasserverdampfung) oder
  - b) chemische Umwandlung (z. B. Kraftstoffverbrennung).



---

# **P Prozesse**

## Übersicht

---



1. **Elektrizitätswirtschaftliche Kenngrößen**
2. **Grundlagen des thermischen Betriebs**
3. **Energiewandlung in Kraftwerken**



---

# P3 Energiewandlung in Kraftwerken

## Übersicht

---

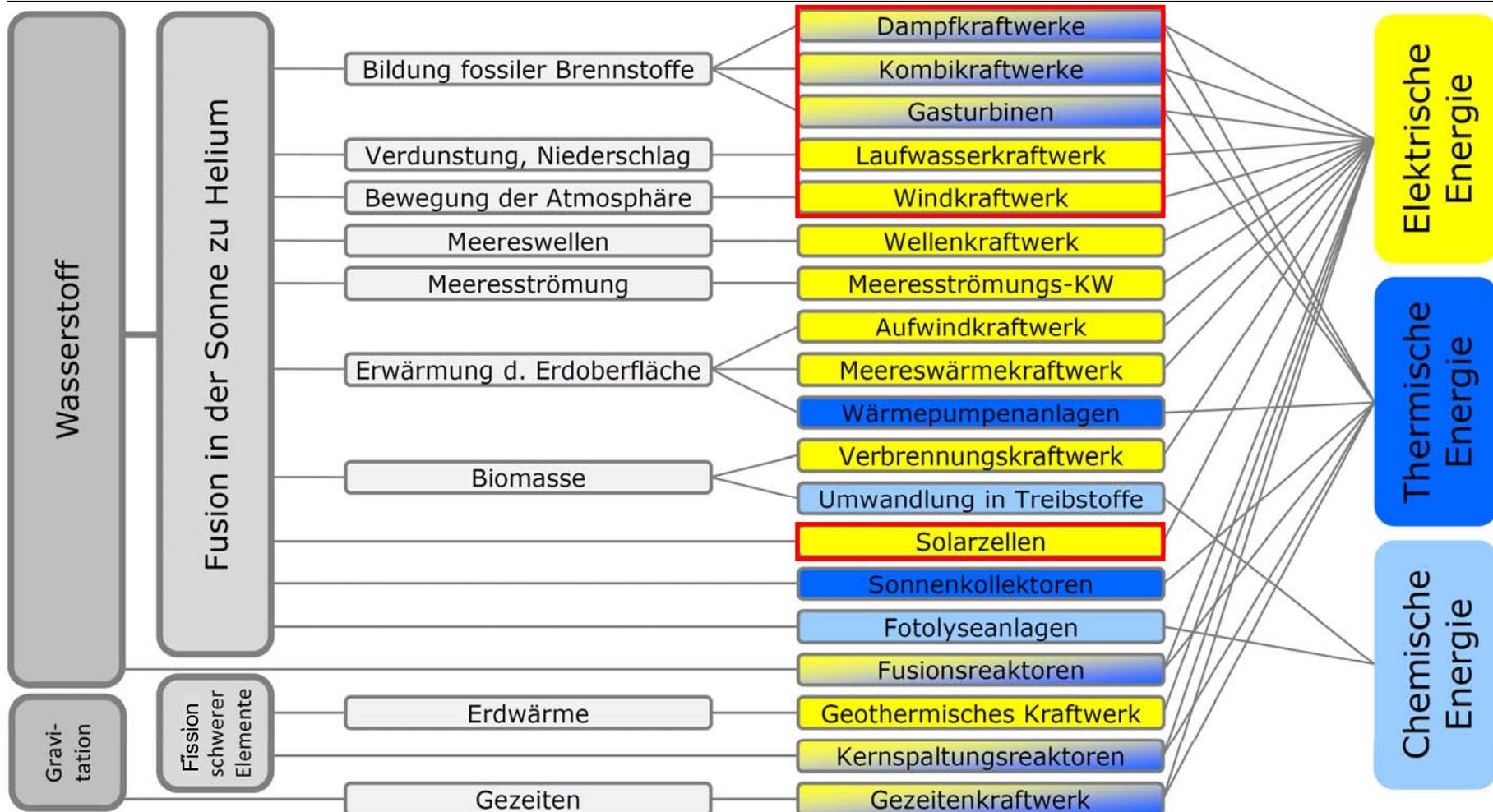


1. Kraftwerks- und Turbinentypen
2. Wasserturbinen
3. Windturbinen
4. Dampfturbinen
5. Gasturbinen



# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Überblick - Kraftwerke



Quelle: Hanson J.; Skript zur Vorlesung „Kraftwerke und Erneuerbare Energien“; 2016; [HAN]

# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Wichtige Turbinentypen - Überblick

	Thermische Turbomaschinen	Aerodynamische Turbinen	Hydraulische Turbinen
Strömungsmedium (Fluid)	Kompressibel: Wasserdampf, Rauchgas	Kompressibel: Luft (aber kaum Kompression)	Inkompressibel: Wasser
Durchströmrichtung	Meist axial	Meist axial	Axial Radial Diagonal
Turbinenarten	Dampfturbinen Gasturbinen	Propellerturbinen Widerstandsläufer ( <i>Savonius</i> )	Propellerturbinen Propellerturbinen mit verstellbaren Laufschaufeln ( <i>Kaplan</i> ) Radial-/Axial durchströmt ( <i>Francis</i> ) Tangential angeströmt ( <i>Pelton</i> )

Quelle: Prandtl, L. et al.: Führer durch die Strömungslehre, Vieweg, 1969



# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Turbinenprinzip „Strömungsumlenkung“

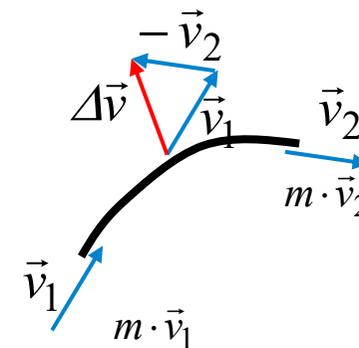
### Kraftübertragung durch das Fluid auf die Schaufel:

- 1) Strömungsumlenkung
- 2) Aero- oder hydrodynamischer Auftrieb
- 3) Widerstandskraft

#### 1) Strömungsumlenkung:

- Die Teilchen des bewegten Fluids (Transportgeschwindigkeit  $v_1$ ) werden an der Schaufeloberfläche umgelenkt und übertragen einen Teil ihres Bewegungsimpulses  $m \cdot v_1$  an die Schaufel = „Impulsänderung“  $\sim \Delta \vec{v}$
- Die drehbar gelagerte Schaufel bewegt sich entsprechend.

$$m \cdot \Delta \vec{v} = m \cdot \vec{v}_1 - m \cdot \vec{v}_2$$

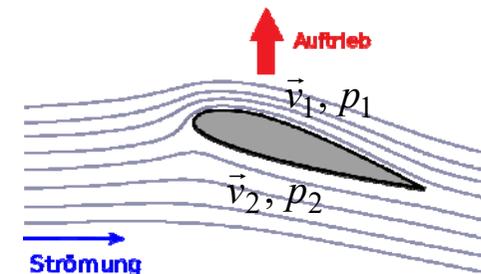


# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Turbinenprinzip „Dyn. Auftrieb“

### 2) Auftriebsläufer:

- Das bewegte Fluid strömt **asymmetrisch** zu beiden Seiten der Schaufelfläche mit **unterschiedlicher** Transportgeschwindigkeit  $v_1 > v_2$ .
- Dadurch sinkt der Druck im Fluid  $p_1 < p_2$  **einseitig stärker** ab.
- Die resultierende **Druckdifferenz**  $p_2 - p_1$  führt über die Schaufelfläche zu einer **normal auf die Anströmrichtung** und daher seitwärts gerichteten „dynamischen Auftriebskraft“.
- Diese bewegt die entsprechend drehbar gelagerte Schaufel.



Quelle: Wikipedia.de

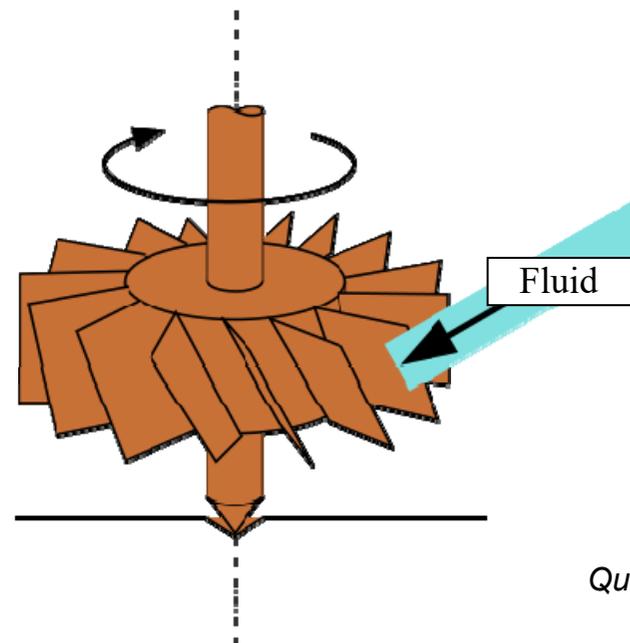
- Bei realen Turbinen ist meist eine **Mischform aus beiden Effekten 1) und 2)** nutzbar (z. B. in der *Francis-Turbine*).

# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Turbinenprinzip „Widerstandskraft“

### 3) Widerstandsläufer:

- Durch den Strömungswiderstand der Schaufel im Teilchenstrom des bewegten Fluids wird auf die Schaufel eine Antriebskraft übertragen.
- Die drehbar gelagerte Schaufel bewegt sich entsprechend.



Quelle: Wikipedia.en

# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Strömungswiderstand $F_w(\text{Re})$ eines Körpers



- **Strömungswiderstand: Widerstandskraft  $F_w$ :**

Ursache für die Kraft: Dynamische Viskosität  $\eta$  des Fluids

- Zwei Wirkungsbeiträge: a) + b)

### a) Reibungswiderstand

### b) Formwiderstand

- Strömungstyp charakterisiert durch *Reynolds-Zahl*  $\text{Re}$ :  $\text{Re} = F_T / F_\eta$

(siehe Kap. Grundlagen)

$\text{Re}$ : Verhältnis aus Trägheitskraft  $F_T$  der bewegten Fluidmasse  
zur inneren Reibungskraft  $F_\eta$  im zähen Fluid

- Dynamische Zähigkeit  $\eta$  bzw.  $\nu = \eta/\gamma$  kinematische Zähigkeit des Fluids

$\text{Re} < \text{Re}_{\text{krit}}$ : laminare (geschichtete) Strömung: **Stets in den Randschichten laminar, weil dort  $v$  klein!**

$\text{Re} > \text{Re}_{\text{krit}}$ : turbulente (verwirbelte) Strömung: **Energietechnik: „Global“ meist turbulent!**



# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Widerstandskomponenten eines Körpers

Ergänzung



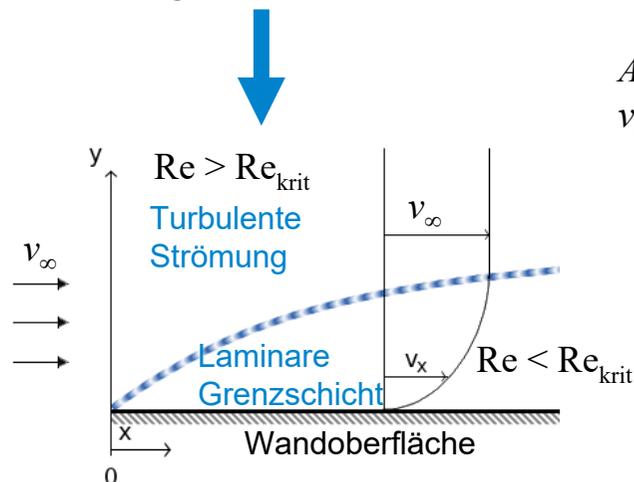
TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

### • Reibungswiderstand:

Oberflächenreibung der Moleküle, die an der Körperoberfläche haften

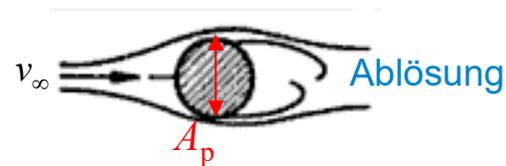
$v_{\text{Oberfläche}} = 0$ : Lokal kleines  $v_x \Rightarrow$  Laminare Grenzschicht (auch in global turbulenter Strömung  $v_\infty$ )

$\Rightarrow$  Reibungsverluste = Wärme



$A_p$ : „Projizierte“ Fläche,

$v_\infty$ : Geschwindigkeit der (unendlich weit entfernten) ungestörten Strömung



### • Formwiderstand:

**Ablösung** der Strömung ab bestimmtem  $v \Rightarrow$

$\Rightarrow$  Turbulenz = Verwirbelung der Strömung = Reibungsverluste = Wärme

Quelle: Wikipedia.de



# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Strömungswiderstand $F_W(\text{Re})$ eines Körpers



- Strömungswiderstand = Reibungs- + Formwiderstand

$$F_W = c_W \cdot \gamma \cdot A_p \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$$

$c_W$ : Widerstandsbeiwert (dimensionslos)

$\gamma$ : Fluid-Dichte,  $A_p$ : „Projizierte“ Fläche,  
 $v_\infty$ : Geschwindigkeit der (unendlich weit entfernten) ungestörten Strömung

- Bei inkompressiblen Fluiden (z. B. Wasser) hängt  $c_W$  nur von  $\text{Re}$  ab!

$$c_W = f(\text{Re}) \quad \text{Re: REYNOLDS-Zahl}$$

- **Beispiel:** Angeströmte Kugel (Durchmesser  $d$ ):  $\text{Re} = v_\infty \cdot d \cdot \gamma / \eta$   
 $c_W = f(\text{Re})$ : Für  $\text{Re} = 10^3 \dots 10^5$  folgt  $c_W = 0.3 \dots 0.4!$   
Wobei: 10% Reibungswiderstand,  
90% Formwiderstand!



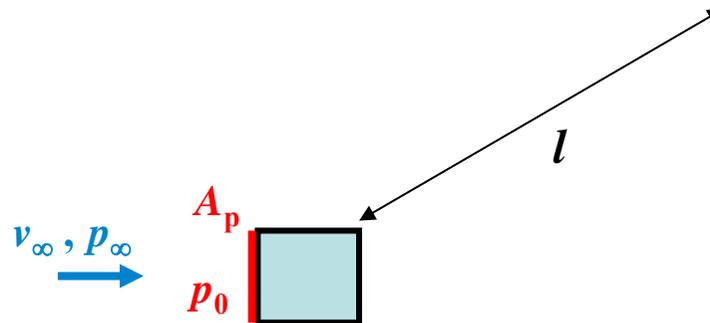
# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Strömungswiderstand: „Zylindrischer“ Körper

- Abschätzung  $c_W$  mit *Bernoulli-Gleichung*:
  - a) Ungestörte Strömung  $v_\infty, p_\infty$
  - b) Abgebremste Strömung  $v = 0, p_0$  (Staudruck)

$$p_\infty + \gamma \cdot v_\infty^2 / 2 = p_0 + \gamma \cdot 0^2 / 2 \Rightarrow F_W = (p_0 - p_\infty) \cdot A_p = \gamma \cdot v_\infty^2 \cdot A_p / 2 \rightarrow c_W = 1$$

- „Zylindrisch“ in dritter Dimension. Näherungsweise gültig für  $l \gg \sqrt{A_p}$
- Real: An den „Enden“ Wirbelzopf-Ablösung = erhöhter Widerstand!



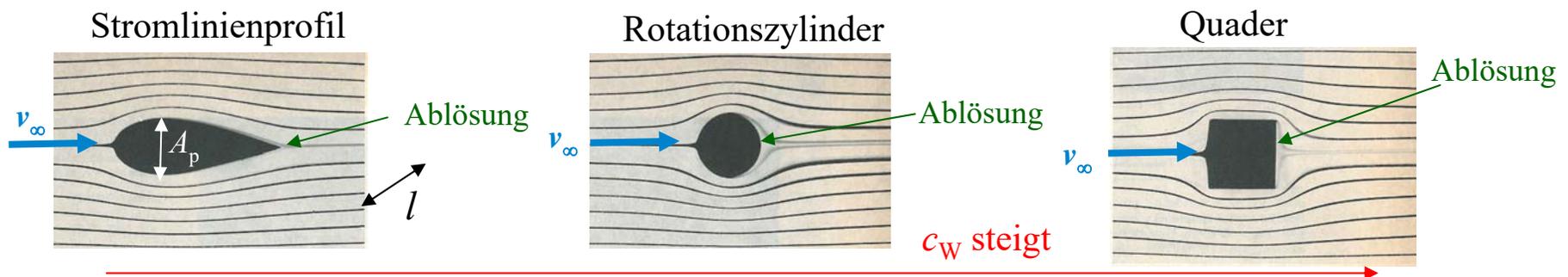
# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen Ergänzung

## Strömungswiderstand: „Zylindrischer“ Körper

- Beispiele:

Strömungswiderstand „zylindrischer“ Körper in global laminarer Strömung:

- a) **Strömungsbilder:** Stationäre, global laminare Strömung,  $v = 2 \text{ cm/s}$ ;  $Re < Re_{\text{krit}}$   
 z. B.: Wasser:  $\gamma = 10^3 \text{ kg/m}^3$ , Wasserzähigkeit (dynam. Viskosität):  $20^\circ\text{C}$ :  $\eta = 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$



b)  $c_W$ -Werte für  $Re = 10^4$ :  $A_p = d \cdot l$ ,  $d = 50 \text{ cm}$  bei Wasserströmung

$$c_W = 0.055$$

$$c_W = 0.6 \dots 1.0$$

$$c_W = 1.1 \dots 1.3$$

Quelle: Schreiner, J.: Physik, 1971

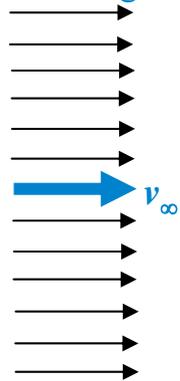
# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Strömungswiderstand $F_W(Re)$ & dynamischer Auftrieb $F_A$

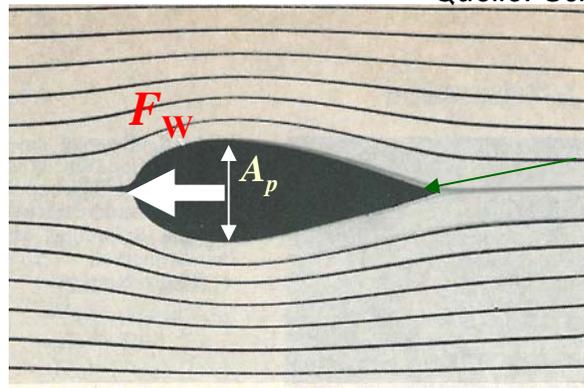
**Beispiel:** Stationäre, global laminare Wasserströmung,  $v = 2 \text{ cm/s}$ ;  $Re < Re_{krit}$ ,  
 $\gamma = 10^3 \text{ kg/m}^3$ , Wasserzähigkeit (dynam. Viskosität):  $20^\circ\text{C}$ :  $\eta = 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Turbulente  
Grenzschicht:  
Strömungs-  
ablösung  $\Rightarrow$   
dyn. Auftrieb

Ungestörte  
homogene  
Strömung



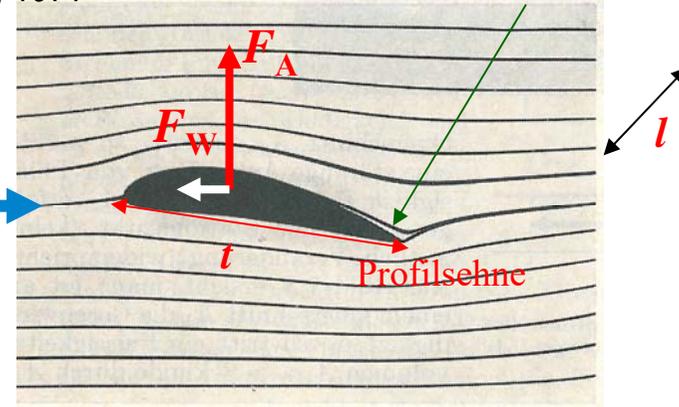
symmetrisch



Quelle: Schreiner, J.: Physik, 1971

Turbulente  
Grenzschicht:  
geringfügige  
Strömungs-  
ablösung

asymmetrisch



symmetrisch umströmt

Strömungswiderstand:  $F_W = c_W \cdot \gamma \cdot A_p \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$

**Kein** Auftrieb:  $F_A = 0$

$A_p$ : Projizierte Querschnittsfläche

z. B.:  $c_W = 0.055$  ( $Re = 10^4$ )

asymmetrisch umströmt

Strömungswiderstand:  $F_W$

**Dyn. Auftriebskraft:**  $F_A = c_A \cdot \gamma \cdot A \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$

(steht normal auf Anströmrichtung)

$A = t \cdot l$  angeströmte Fläche

# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Dynamischer Auftrieb $F_A \sim c_A$ idealisiert

- Da  $c_A$  weitgehend unabhängig von REYNOLDS-Zahl  $Re$  und damit von dyn. Viskosität  $\eta \Rightarrow$   
 $\Rightarrow$  Näherung mit reibungsfreiem Fluid zulässig.
- Inkompressibles, reibungsfreies Fluid:  $\gamma = \text{konst.}, \eta = 0 \Rightarrow F_W = 0$
- Stromfadentheorie für „mittlere“ Strömung  $\Rightarrow$  Bernoulli-Gleichung

$$\left. \begin{aligned} p_\infty + \gamma \cdot v_\infty^2 / 2 &= p_1 + \gamma \cdot v_1^2 / 2 \\ p_\infty + \gamma \cdot v_\infty^2 / 2 &= p_2 + \gamma \cdot v_2^2 / 2 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} v_1 &> v_2 \\ p_1 &< p_2 \end{aligned}$$

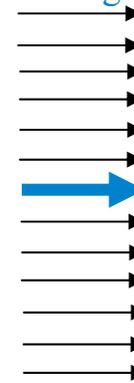
$$\left. \begin{aligned} p_1 - p_\infty &= \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2} - \gamma \cdot \frac{v_1^2}{2} \\ p_2 - p_\infty &= \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2} - \gamma \cdot \frac{v_2^2}{2} \end{aligned} \right\} p_2 - p_1 = \gamma \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

$$v_1 \approx v_\infty + \Delta v \quad v_2 \approx v_\infty - \Delta v \quad \Rightarrow \quad v_1^2 - v_2^2 = 4 \cdot v_\infty \cdot \Delta v$$

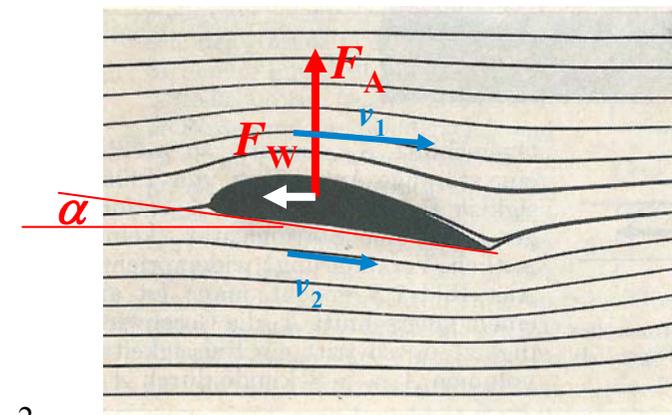
$$F_A = A \cdot (p_2 - p_1) = A \cdot \gamma \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = A \cdot \gamma \cdot \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot v_\infty \cdot \Delta v = c_A \cdot A \cdot \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2} > 0$$

$$c_A = 4 \cdot \Delta v / v_\infty$$

Ungestörte  
homogene  
Strömung



Anströmwinkel  $\alpha$



Quelle: Schreiner, J.:  
Physik, 1971

## P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

### Beispiele zum idealisierten dynamischen Auftrieb $F_A \sim c_A$



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

$$F_A = c_A \cdot A \cdot \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$$

- **Beispiel:**  $c_A = 4 \cdot \Delta v / v_\infty$  Schräg angestellte ebene (dünne) Platte:

Bei  $\alpha = 0$ : Symmetrische Strömung:  $c_A = 0$ ,

Bei  $\alpha > 0$ : Asymmetrische Strömung:  $c_A > 0$ :  $\Delta v / v_\infty \approx (\pi/2) \cdot \alpha$ ,  $\alpha \ll 1$

$$c_A = 4 \cdot \Delta v / v_\infty = 4 \cdot (\pi/2) \cdot \alpha \Rightarrow c_A = 2\pi \cdot \alpha$$

- **Beispiel:** Kreisbogen-Profil, Wölbung  $f$ :  $c_A = 2\pi \cdot (\alpha + 2 \cdot f/t)$

Bei  $\alpha = -2f/t$ :  $c_A = 0$  ! Also selbst bei  $\alpha = 0$ : Auftrieb dank Wölbung!

(Formeln gelten für kleine Winkel  $\alpha$ , in rad !)

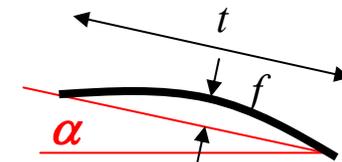
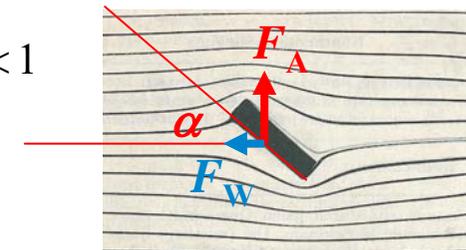
- **Beispiele:**

Anstellwinkel  $\alpha = 4^\circ = 0.07$  rad:

a) Ebene dünne Platte:  $c_A = 2\pi \cdot \alpha = 0.44$

b) Dünnes Kreisbogen-Profil ( $f/t = 0.02$ ):  $c_A = 0.7$

Quelle: Schreiner, J.: Physik, 1971



Quelle: Prandtl, L. et al.: Führer durch die Strömungslehre, Vieweg, 1969

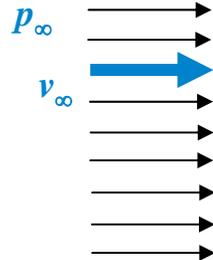


# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

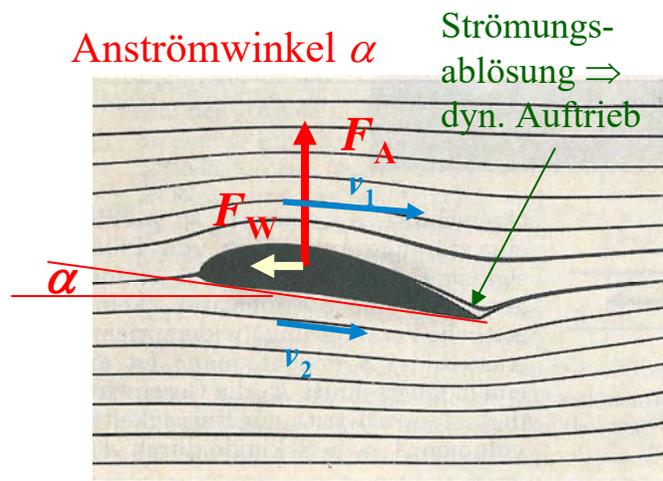
## Realer dynamischer Auftrieb $F_A$

- Inkompressibles, **zähes** Fluid (Reibung!):  $\gamma = \text{konst.}$ ,  $\eta > 0 \Rightarrow F_W > 0$ ,
- **Turbulente Grenzschicht**  $\Rightarrow$  Wirbelablösungen

Ungestörte  
homogene  
Strömung



Quelle: Schreiner, J.: Physik, 1971



$$F_A = c_A \cdot A \cdot \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$$

$$F_W = c_W \cdot A \cdot \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$$

Achtung: Hier auch für  $F_W$ :  $A = t \cdot l$ !



- Fluid mit **geringer** Viskosität  $\eta$ :  
Wasser, Luft, Wasserdampf, Rauchgas:  $c_A(\alpha) \gg c_W(\alpha)$

# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Polare Darstellung $c_A$ , $c_W$ für $F_A$

$$F_A = c_A \cdot A \cdot \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$$

$$F_W = c_W \cdot A \cdot \gamma \cdot \frac{v_\infty^2}{2}$$

$$c_A(\alpha) \gg c_W(\alpha)$$

$$\text{z.B.: } c_A(10^\circ) = 0.9 \gg c_W(10^\circ) = 0.12$$

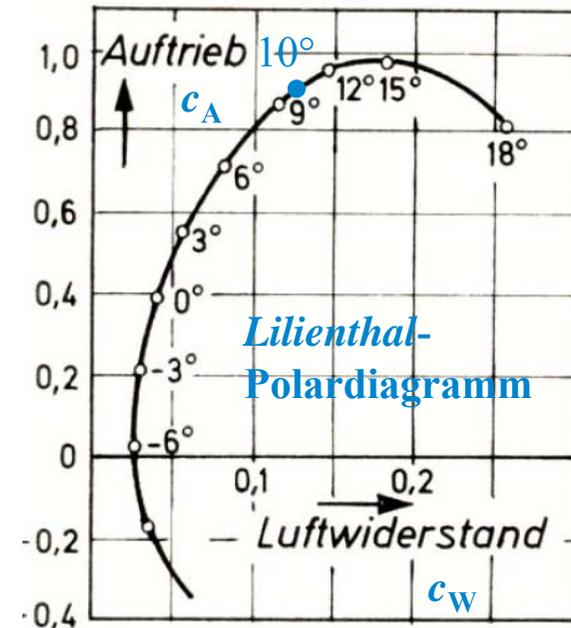
### Beispiel:

Mit Näherungsformel für  $c_A$ :

$$c_A \approx 5.5 \cdot \alpha \quad \text{z.B.: } \alpha = 10^\circ = 0.17 \text{ rad} : c_A = 5.5 \cdot 0.17 = 0.96$$

(Näherung gilt für **kleine Winkel**  $\alpha < 10^\circ$  ( $\pi/180^\circ$ ), in rad !)

Beispiel: Tragflächenprofil:  
Polardiagramm für  $c_A$ ,  $c_W$



Quelle: Schreiner, J.: Physik, 1971

## P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

### Beispiel: Auftriebskraft $F_A$



- Beispiel: Anstellwinkel  $\alpha = 4^\circ = 0.07 \text{ rad}$ , Schaufelfläche  $A = 1 \text{ m}^2$ , Tragflächenprofil:

$$c_A = 0.63, c_W = 0.06 \quad (c_W / c_A = 0.1 !)$$

- a) Wasserströmung: Stauhöhe  $h = 10 \text{ m}$ ,  $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$

$$v_\infty = \sqrt{2gh} = 14 \text{ m/s}, \quad F_A = 0.63 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 14^2 / 2 = 61740 \text{ N}$$

$$F_W = 0.06 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 14^2 / 2 = 5880 \text{ N}$$

- b) Windströmung:  $10^\circ\text{C}$ ,  $\gamma = 1.247 \text{ kg/m}^3$

$$v_\infty = 50.4 \text{ km/h} = 14 \text{ m/s}, \quad F_A = 0.63 \cdot 1.247 \cdot 1 \cdot 14^2 / 2 = 77 \text{ N}$$

$$F_W = 0.06 \cdot 1.247 \cdot 1 \cdot 14^2 / 2 = 7.3 \text{ N}$$

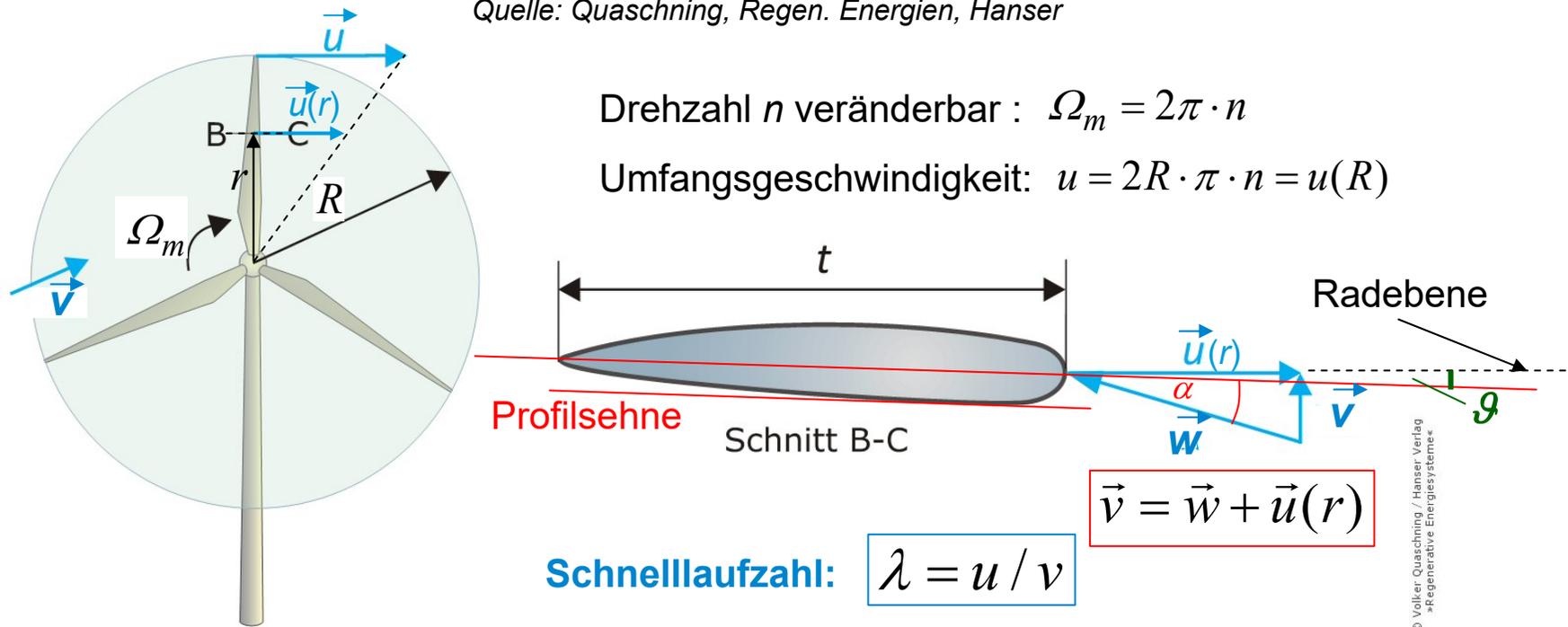
- Für Windturbinen sind wegen kleiner Luftdichte  $\gamma$  große Schaufelflächen  $A$  nötig (= lange Rotorblätter ca. 80 m).
- Trotzdem Windturbinen-Leistungen gegenüber vergleichbaren *Kaplan*-Wasserturbinen deutlich kleiner (ca. 2 ... 8 ... 10 MW statt 20 ... 30 MW).



# P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen

## Drehzahlveränderbarer Turbinenbetrieb

Quelle: Quaschnig, Regen. Energien, Hanser



- Relativ zum Rotorblatt: Anströmgeschwindigkeit  $w$  (= entspricht  $v_\infty$  bei ruhendem Profil) !
- $w$ -Richtung zur Profilsehne definiert den **Anströmwinkel**  $\alpha$ .
- Profilsehne und Radebene schließen **Anstellwinkel**  $\vartheta$  ein!

# P Prozesse

## P3.1 Kraftwerks- und Turbinentypen



### Zusammenfassung

- Thermische und nichtthermische Strömungsmaschinen als Turbinen verfügbar
- Strömungsumlenkungsläufer (Kraft durch Impulsänderung: gekrümmte Schaufeln)  
versus  
Auftriebsläufer (Kraft durch dynamischen Auftrieb = Tragflächenprofil-Schaukel)
- Radial / axial / radial-axial durchströmte Turbinen
- „Wenig-Schaukel“-Turbinen (Propellerartig  $\Rightarrow$  Auftriebsläufer)
- „Viel-Schaukel“-Turbinen („Schaufelgitter“ zur  $\Rightarrow$  Strömungsumlenkung)
- Bei thermischen Turbinen und Wasser-Turbinen:  
Meist mit Leitapparat zur Strömungsführung.
- Windturbinen: Ohne Leitapparat!



---

# P3 Energiewandlung in Kraftwerken

## Übersicht

---



1. Kraftwerks- und Turbinentypen
2. **Wasserturbinen**
3. Windturbinen
4. Dampfturbinen
5. Gasturbinen



---

## P3.2 Wasserturbinen

### Übersicht

---



1. Wasserturbinen - Arbeitsprinzip
2. *Pelton*-Turbine
3. *Kaplan*-Turbine
4. *Francis*-Turbine
5. Turbinenvergleich



# P3.2 Wasserturbinen

## P3.2.1 Arbeitsprinzip



**Wasserturbinen** sind Strömungsmaschinen, die **potentielle Energie**  $W_p$  des Wassers in mechanische Arbeit ( $W$ ) umwandeln.

- **Rohrleitung** und **Einlaufspirale**: Wandeln von potentieller Energie in kinetische Energie
- In einem **Leitapparat** oder einer **Düse** wird das strömende Wasser auf eine möglichst hohe Geschwindigkeit beschleunigt.
- In einem **Laufgrad** wird der Impuls des Fluids durch Umlenkung und Auftrieb als Umfangsgeschwindigkeit  $u$  nutzbar gemacht.



# P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

## Turbinen und Generatoren



- Wasserturbinen treiben **elektrische Generatoren** an
- Bei größeren Leistungen (> ca. 4 MW) **direkte Kupplung** ohne Getriebe.
- Drehzahl  $n$  **muss konstant** geregelt sein, damit die elektrische **Generatorfrequenz**  
 $f = n \cdot p$  ( $2p$ : Generator-Magnetpolzahl)  
konstant ist (z. B. 50 Hz oder 60 Hz).

- **Beispiel:**

**Langsam drehende Turbine:**

Einsatz **hochpoliger** Schenkelpol-Synchron-Generatoren:

$$f = 50 \text{ Hz} = n \cdot p, \quad n = 300/\text{min} = 5/\text{s}; \text{ Polzahl } 2p = 2 \cdot (f/n) = 2 \cdot (50/5) = \underline{20}$$



## P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

### EULER'sche Turbinengleichung - Impulsänderung



- Viele Schaufeln bilden als regelmäßiges „Schaufelgitter“ das Turbinenlaufrad.
- **Beispiel:**  
Radial durchströmte wirkende Turbine:  
Im **Spiralgehäuse** wird das zufließende Fluid (Massestrom  $\dot{m}$ ) in Rotation gebracht und fließt über **feststehende Leitschaufeln** („Leitapparat“) in radialer Richtung auf das innen liegende **Laufrad**.  
  
An den Laufradschaufeln wird die Strömung umgelenkt und treibt das Laufrad an.



# P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

## EULER'sche Turbinengleichung - Impulsänderung

Impuls der Strömung:  $m \cdot v_1$   
In Umfangsrichtung:  $m \cdot v_{1u}$

Drehimpuls:  $m \cdot v_{1u} \cdot r_1$

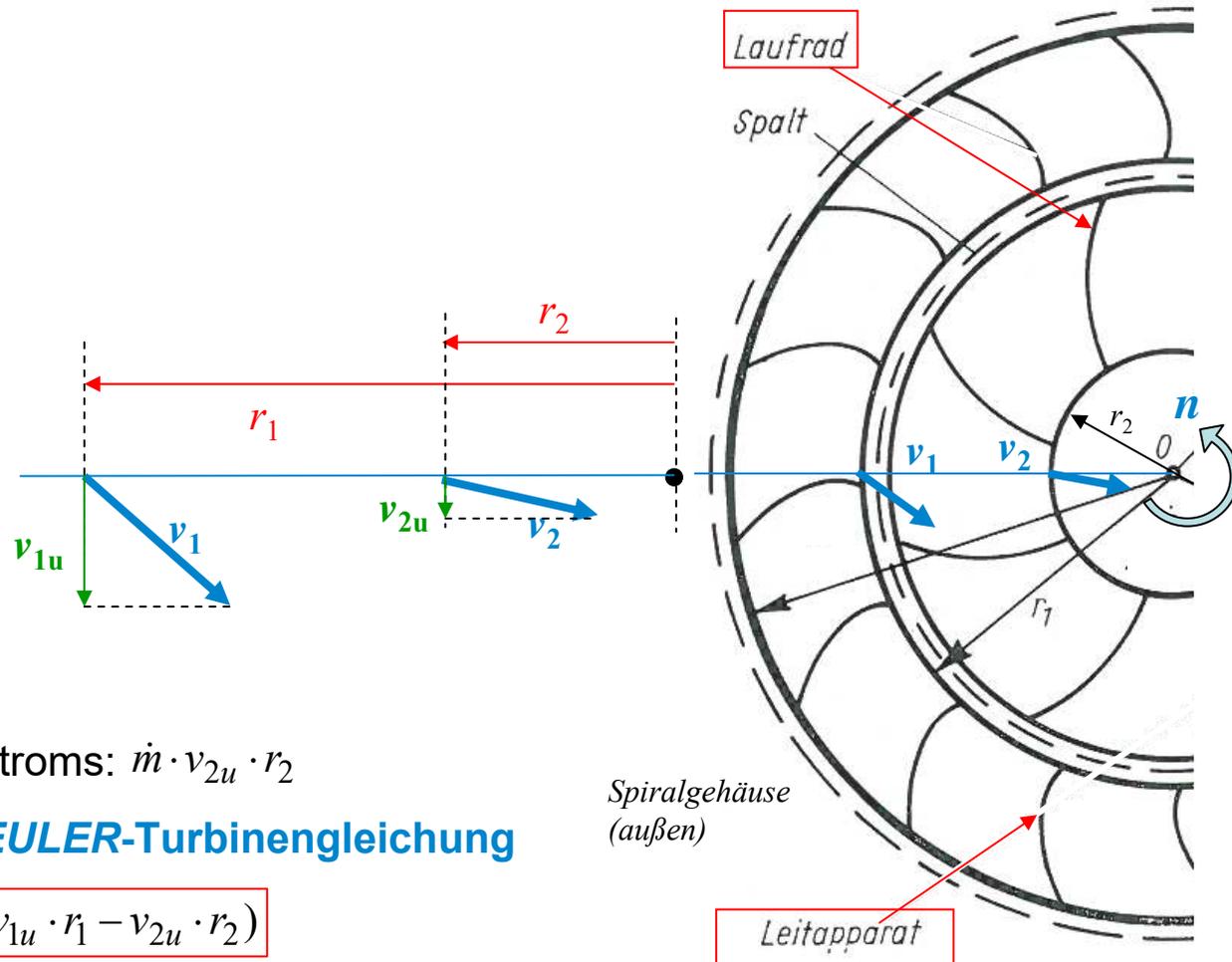
Drehimpuls/Zeit:  $\dot{m} \cdot v_{1u} \cdot r_1$   
(= Drehmoment  $M_1$  des rotierenden Zustroms)

Drehmoment  $M_2$  des rot. Abstroms:  $\dot{m} \cdot v_{2u} \cdot r_2$

Res. Laufrad-Drehmoment: **EULER-Turbinengleichung**

$$M = M_1 - M_2 = \dot{m} \cdot (v_{1u} \cdot r_1 - v_{2u} \cdot r_2)$$

Quelle: Ziegler, F.: Technische Mechanik, Springer



# P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

## Turbinenleistung aus Impulsänderung

Laufrad-Drehmoment:  $M = \dot{m} \cdot (v_{1u} \cdot r_1 - v_{2u} \cdot r_2)$

Laufradleistung:  $P = 2\pi \cdot n \cdot M$

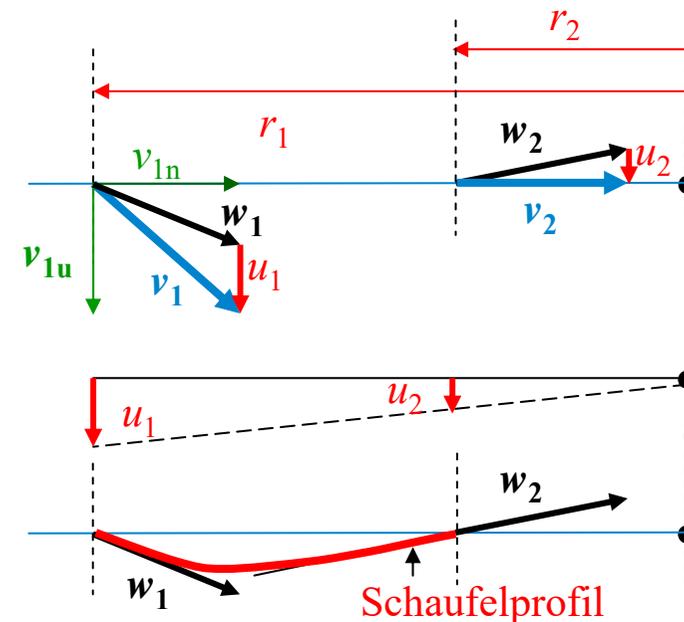
( $n$ : Laufrad-Drehzahl)

Laufrad-Drehmoment **maximal**, wenn  $v_{2u} = 0$ :  
 („radialer (drallfreier) Abstrom“)  $P_{\max} = 2\pi \cdot n \cdot \dot{m} \cdot v_{1u} \cdot r_1$

Radumfangsgeschwindigkeit:  $u_1 = 2\pi \cdot r_1 \cdot n$

Massestrom  $\dot{m} = \gamma \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot l \cdot v_{1n}$

$P_{\max} = \dot{m} \cdot v_{1u} \cdot u_1 = \gamma \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot l \cdot v_{1n} \cdot v_{1u} \cdot u_1$



$l$ : Schauffellänge

Eintrittsgeschwindigkeit  $v_1$ : Tangential zur Leitschaufelaustrittskante

Geschwindigkeit  $w_1$  relativ zur Schaufel am Schaufeleintritt (Tangentialeintritt):  $\vec{v}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1$

Im Schaufelkanal „reibungsfreie“ Umlenkung der Strömung:  $w_2 = |\vec{w}_2| \approx w_1 = |\vec{w}_1|$

(tatsächlich wg. Kontinuitätsgleichung  $w_2 > w_1$ , da Schaufelkanal nach innen enger wird)

Austrittsgeschwindigkeit  $v_2$  im Idealfall rein radial („drallfrei“)

# P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

## Radial durchströmte Wasserturbine (Henschel-Jonval)

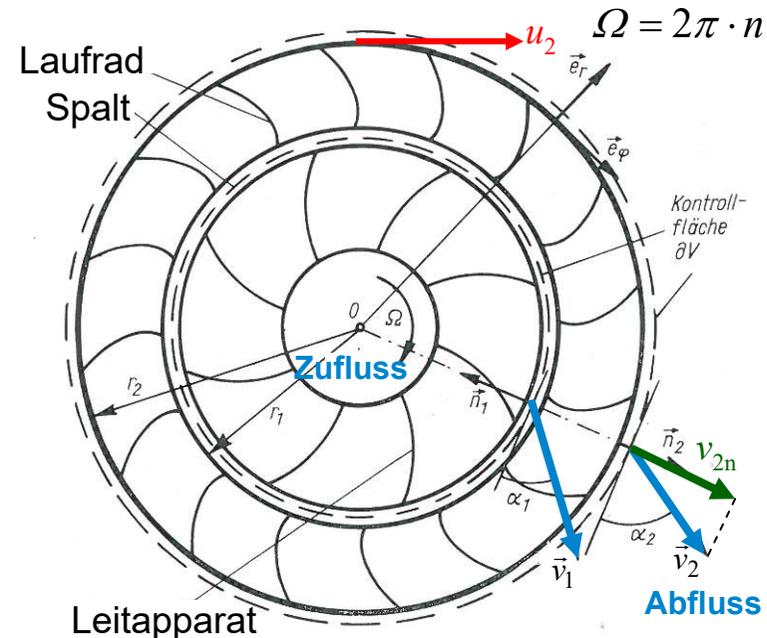
- **Jonval-Turbine:**

*Henschel* (D) 1837 Erfinder  
*Jonval* (F) 1843, franz. Patent

Zufluss u. Leitapparat innen:  
„Außenläufer“-Turbine

- **Wahl der Schaufelzahl:**

- Leit- und Laufschaufelanzahl UNGLEICH (z. B. 8 und 16)
- Schaufelanzahl:  
Nicht zu klein  $\Rightarrow$  schlechte Strömungsführung  
Nicht zu groß  $\Rightarrow$  hohe Schaufelwandreibung („Kanalreibung“)



Quelle:  
Ziegler, F.: Technische Mechanik, Springer



# P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

## Beispiel: Henschel-Jonval-Turbine

- **Beispiel**

(nach Escher-Dubs: 1928)

- Volumenstrom  $2 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  
Fallhöhe  $h = 10 \text{ m}$ ,  $n = 164/\text{min}$

$$v = \sqrt{2gh} = 14 \text{ m/s}$$

$$P_{zu} = \dot{m} \cdot g \cdot h = \gamma \cdot \dot{V} \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot 10 = 196.2 \text{ kW}$$

- Raddurchmesser und Breite:

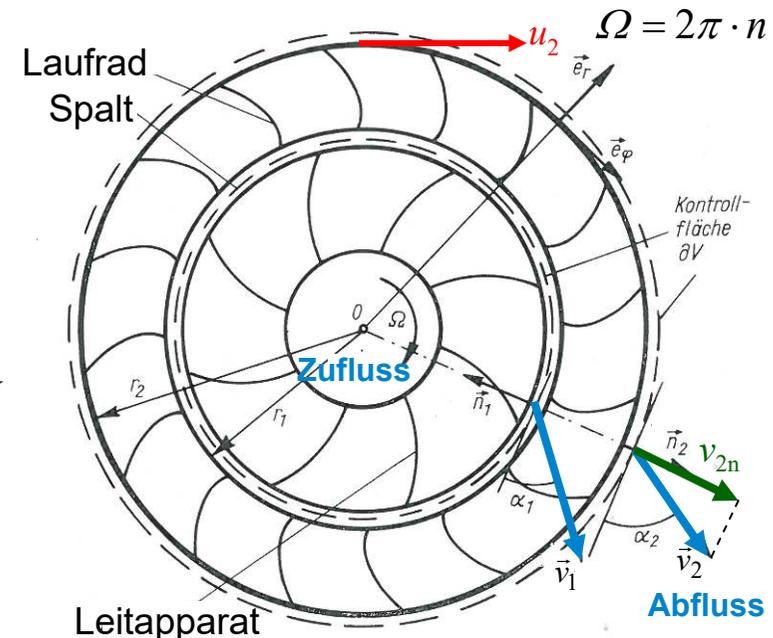
$$d_2 = 2r_2 = 1.1 \text{ m} \quad l = 0.2 \text{ m}$$

- Umfangsgeschwindigkeit:

$$u_2 = d_2 \pi \cdot n = 1.1 \cdot \pi \cdot 164 / 60 = 9.4 \text{ m/s}$$

- Radiale Abflussgeschwindigkeit:

$$\dot{V} = v_{2n} \cdot l \cdot d_2 \cdot \pi = 2 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow v_{2n} = 2.89 \text{ m/s}$$



Quelle: Ziegler, F.:

Technische Mechanik,  
Springer

# P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

**Ergänzung**

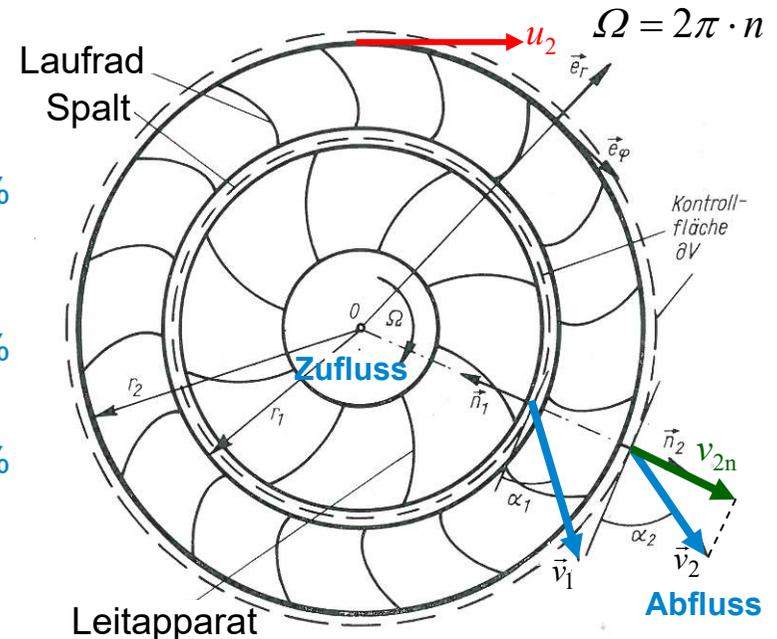


TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

## Beispiel: Wirkungsgrad einer Radial-Wasserturbine

**Beispiel** (nach Escher-Dubs: 1928):  $P_{zu} = 196.2 \text{ kW}$   
Volumenstrom  $2 \text{ m}^3/\text{s}$ , Fallhöhe  $h = 10 \text{ m}$ ,  $n = 164/\text{min}$

- |  |               |
|--|---------------|
| a) Verluste im Leitapparat:                            |               |
| - Stoßverlust an den Leitschaufeleintrittskanten       | 0.15%         |
| - Leitschaufelkanal-Reibung                            | 4.6%          |
| b) Wasserspalt:  |               |
| Wasserverlust (By-pass-Strömung) beim Übertritt:       | 4.25%         |
| c) Verluste im Laufrad:                                |               |
| - Stoßverlust an den Laufschaufeleintrittskanten       | 0.25%         |
| - Laufschaufelkanal-Reibung                            | 4.3%          |
| - Austrittsverlust (Verwirbelung bei Kanalerweiterung) | 3%            |
| d) „Saugrohr“ (= Wasserabflussrohr)                    |               |
| NICHT drallfreie Abströmung: Reibung an Wand:          | 2%            |
| e) Lagerreibung  | 2%            |
| <b>Verlustsumme</b>                                    | <b>20.55%</b> |



$$\eta = P_{ab} / P_{zu} = \frac{155.9}{196.2} = 79.46\%$$

Verlustleistung

$$P_d = 0.2055 \cdot P_{zu} = 0.2055 \cdot 196.2 = 40.3 \text{ kW}$$

Mechanische Abgabeleistung

$$P_{ab} = P_{zu} - P_d = 196.2 - 40.3 = 155.9 \text{ kW}$$

Drehmoment

$$M = P_{ab} / (2\pi \cdot n) = 155900 / (2\pi \cdot 164 / 60) = 9078 \text{ Nm}$$



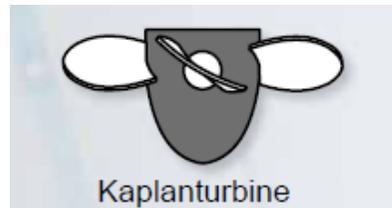
## P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

### Häufig eingesetzte Turbinentypen (1)

- Wasserturbinen für Flusskraftwerke (Niederdruck-Kraftwerke):

Niedriger Wasserdruck (Fallhöhe  $h < \text{ca. } 10 \text{ m}$ , klein), hoher Volumenstrom:

**KAPLAN**-Turbinen: Kleine Drehzahl  $n$  (i. A.  $< 100/\text{min}$ )



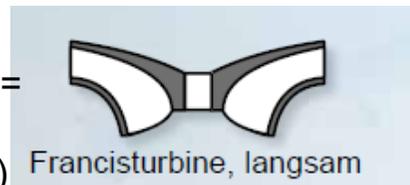
Quelle: G.U.N.T Gerätebau GmbH, Hamburg

- Wasserturbinen für gestaute Flusstäler als „Mitteldruck“-Kraftwerke:

Mittlerer Wasserdruck (Fallhöhe  $h < \text{ca. } 100 \text{ m}$ ), mittlerer Volumenstrom:

**FRANCIS**-Turbinen: Mittlere Drehzahlen  $n$  bis ca. 400/min

„Langsam“-Läufer  
(kleine spezif. Drehzahl =  
hohe mech. Drehzahl,  
kleinerer Volumenstrom)



„Schnell“-Läufer  
(hohe spezifische Drehzahl  
= niedrige mech. Drehzahl,  
größerer Volumenstrom)

- Wasserturbinen für hochgelegene Speicherbecken („Hochdruck“-Kraftwerke):

Hoher Wasserdruck (Fallhöhe  $h$  bis ca. 1500 m), kleiner Volumenstrom:

**PELTON**-Turbinen: Relativ hohe Drehzahlen  $n$  ca. 500/min bis 1000/min



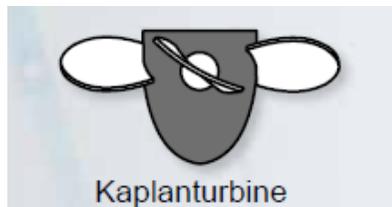
## P3.2.1 Wasserturbinen - Arbeitsprinzip

### Häufig eingesetzte Turbinentypen (2)

*KAPLAN-, FRANCIS-Turbine:*

#### Überdruckturbinen (Reaktionsturbinen)

- Wasserüberdruck wird in Einlaufspirale und Leitapparat in Geschwindigkeit umgesetzt
- Kinetische Austrittsenergie wird im „Saugrohr“ in Druckenergie „abgebremst“
- Druck vor/nach Schaufel ist nicht gleich
- *FRANCIS*-Rad auch als Pumpe einsetzbar, *KAPLAN*-Rad nicht!
- *KAPLAN*: Auftriebsläufer  
*FRANCIS*: Überwiegend Strömungsumlenkung



*PELTON-Turbine:*

#### Gleichdruckturbine (Aktionsturbine)

- Wasserüberdruck des Hochbeckens wird in der Rohrleitung in Geschwindigkeit umgesetzt  $\Rightarrow$  Düse  $\Rightarrow$  Schaufel
- Kinetische Austrittsenergie möglichst Null
- Druck vor/nach Schaufel ist gleich = Umgebungsdruck = „Gleichdruck“
- *PELTON*-Rad kann nicht pumpen!
- *PELTON*: Strömungsumlenkung



---

## P3.2 Wasserturbinen

### Übersicht

---



1. Wasserturbinen - Arbeitsprinzip
2. *Pelton*-Turbine
3. *Kaplan*-Turbine
4. *Francis*-Turbine
5. Turbinenvergleich

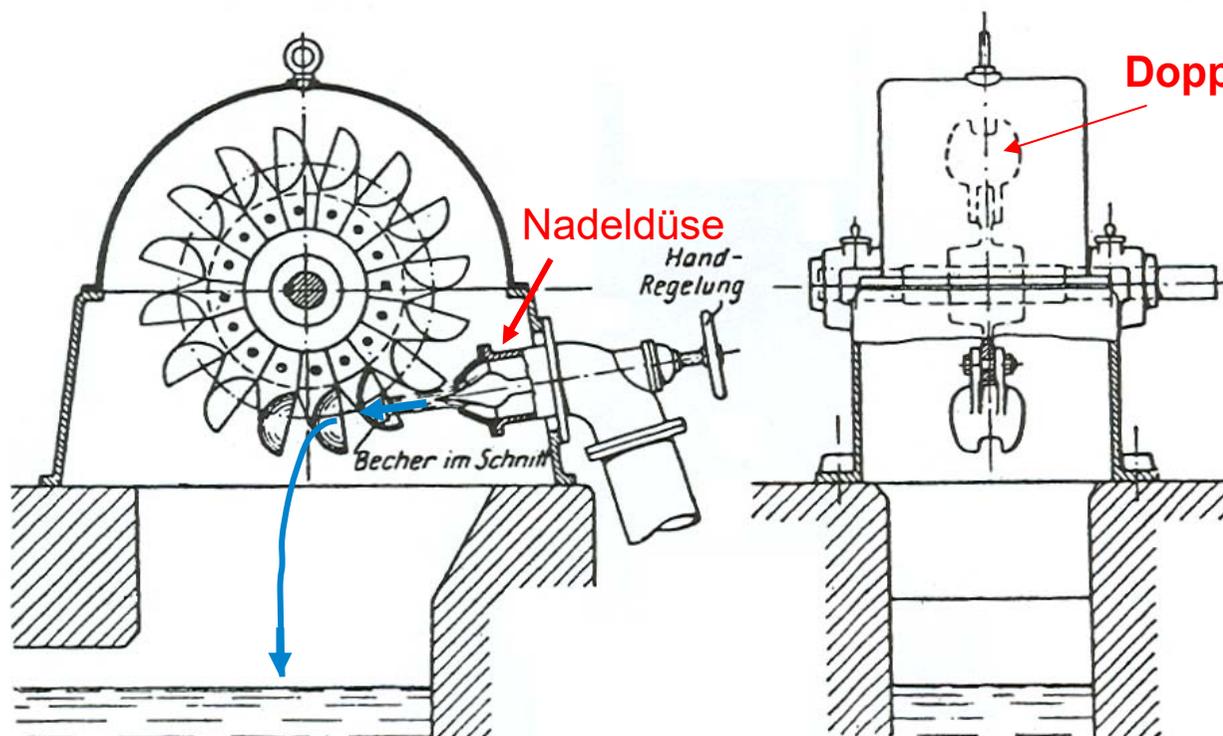


## P3.2 Wasserturbinen

### P3.2.2 Pelton-Turbine

- **Pelton-Turbine** (Freistrahlturbine) ist „teilbeaufschlagte Gleichdruckturbine“ (1879, Lester Pelton, USA)
- Läufer = **Löffelrad** mit zwei **Bechern** je Schaufel
- **Nadeldüse** mit verstellbarer Düsenöffnung (und „**Strahlabschneider**“)

**Oberflächen-  
beschichtung**



Quelle: Quantz, Wasserkraftmaschinen, Springer



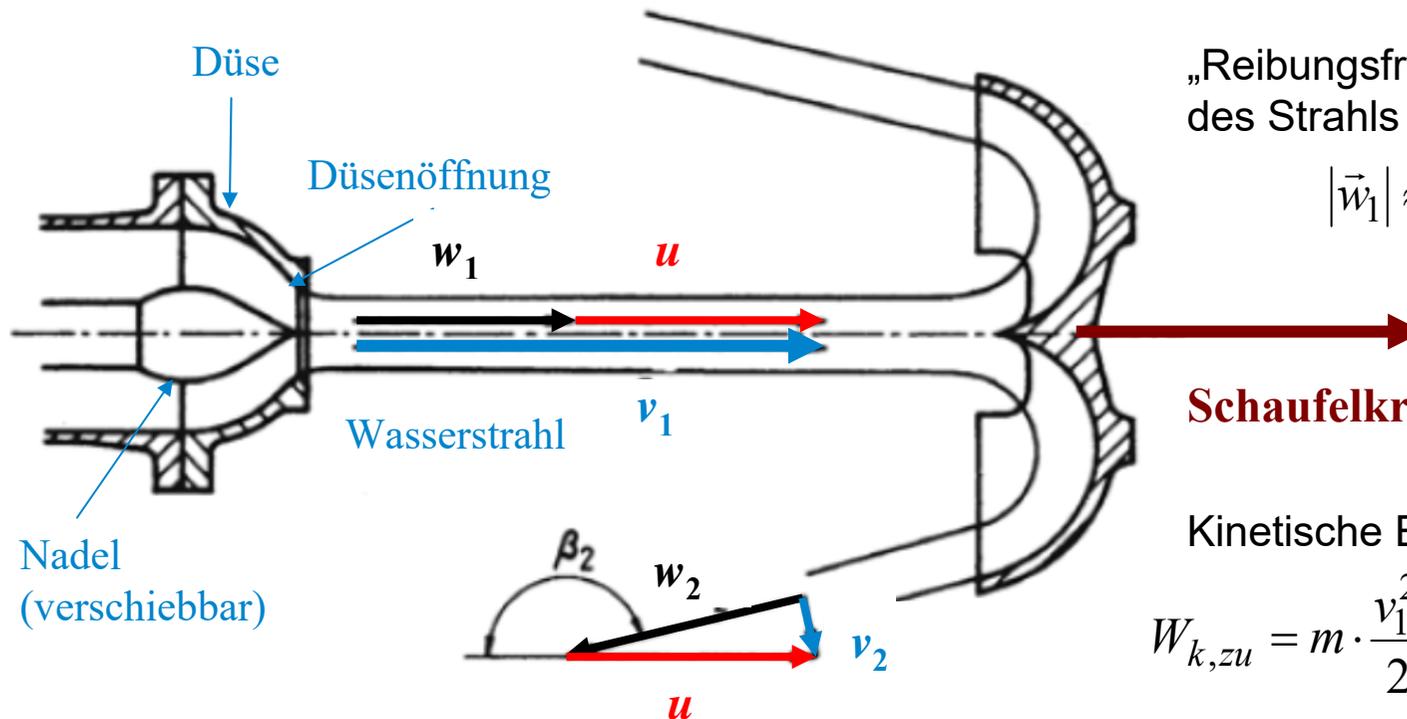
Quelle:  
Andritz Hydro, Österreich



# P3.2.2 Pelton-Turbine

## Energieumsetzung

- Strahl-Ein-/Austrittswinkel  $\beta_1 = 0^\circ$ ,  $\beta_2 = \text{ca. } 170^\circ$



„Reibungsfreies“ Umlenken  
des Strahls im Becher:

$$|\vec{w}_1| \approx |\vec{w}_2|$$

**Schaufelkraft  $F$**

Kinetische Energie:

$$W_{k,zu} = m \cdot \frac{v_1^2}{2} \gg m \cdot \frac{v_2^2}{2} = W_{k,ab}$$

$v$  Absolute Geschwindigkeit  
 $w$  Geschwindigkeit des Wassers relativ zur Schaufel  
 $u$  Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads

$$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

Quelle: Lehrstuhl für Strömungsmechanik  
und Strömungstechnik, Uni Magdeburg

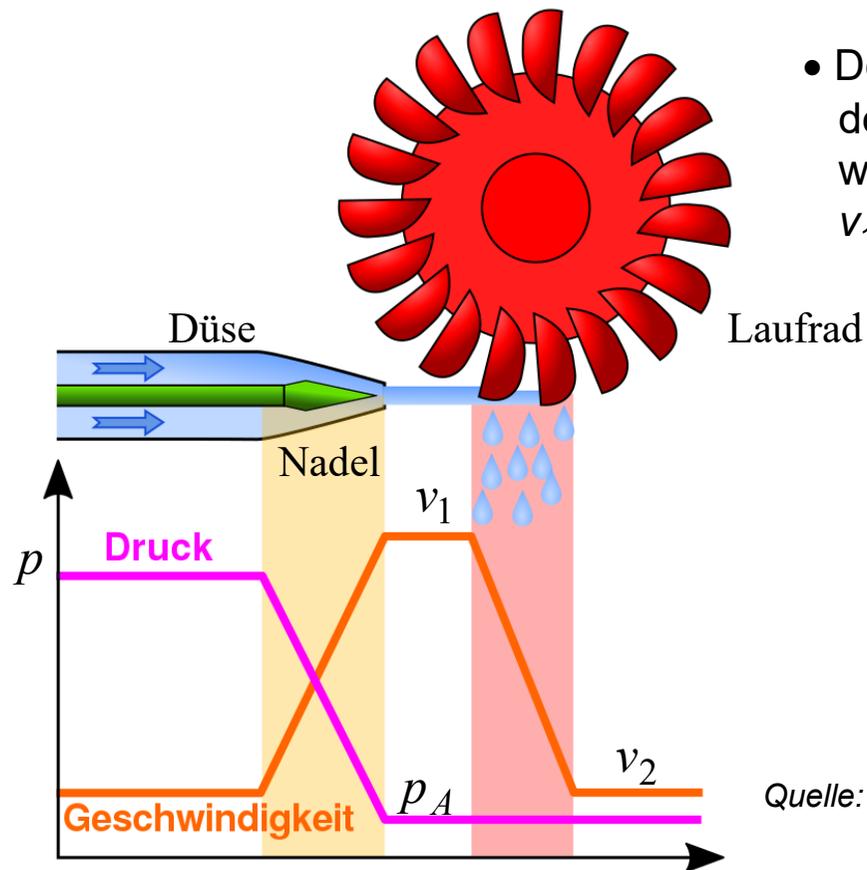


## P3.2.2 Pelton-Turbine

### Pelton-Turbine ist Gleichdruckturbine

- **Gleichdruckturbine („Aktionsläufer“):**

Zwischen Laufradein- und Laufradaustritt herrscht Luftdruck  $p_A$  = gibt es **kein Druckgefälle**.

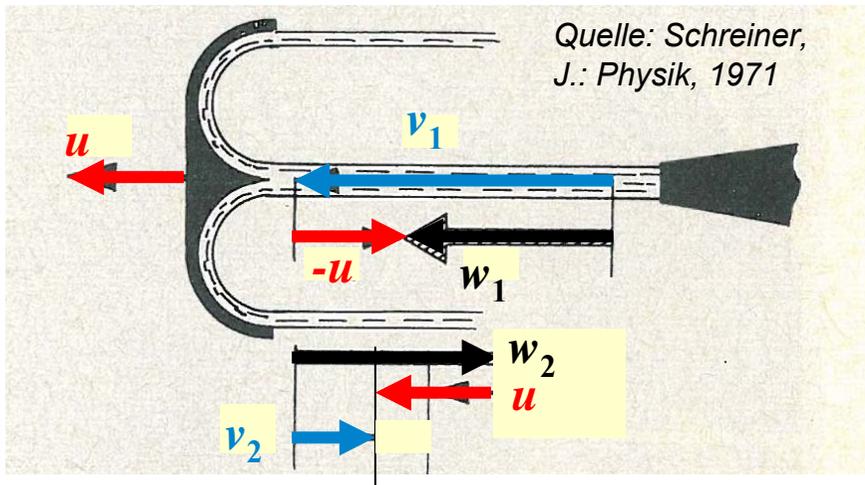


- Der hohe Druck  $p = \gamma \cdot g \cdot h$  des Hochbeckens im Fluid wird **in der Düse** in hohe Fluid-Geschwindigkeit  $v_1$  umgeformt.

Quelle: Wikipedia.de

# P3.2.2 Pelton-Turbine

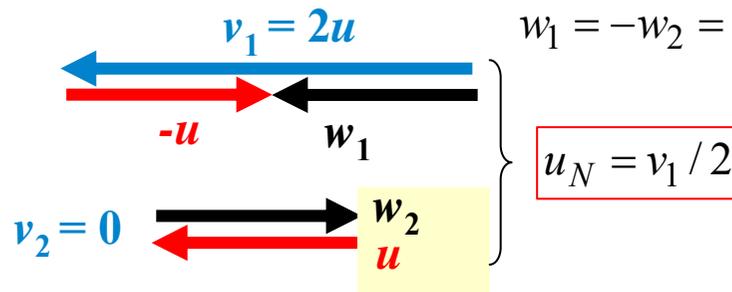
## Idealisierte Betrachtung der Geschwindigkeiten



- **Idealisiert:** Strahl-Austrittswinkel  $\beta_2 = 180^\circ$
- Keine Schaufelreibung:  $w_1 = -w_2$
- Kinetische Austrittsenergie **ist Null**, wenn  $v_2 = 0$
- Dann ist gesamte kinetische Strömungsenergie in mechanische Arbeit der Turbine umgesetzt

$$v_1 = w_1 + u \quad v_2 = w_2 + u = 0 \Rightarrow u = -w_2$$

$$w_1 = -w_2 = u \Rightarrow v_1 = w_1 + u = 2 \cdot u \quad \boxed{v_1 = 2 \cdot u}$$



- Wenn **Strahlgeschwindigkeit**  $v_1 = \text{doppelte Radumfangsgeschwindigkeit } 2u = 2u_N$ , dann ist kinetische Strahlenergie vollständig in Turbinenarbeit umgesetzt.
- Regulierung der Wassermenge über die Nadelstellung an der Düse  $\Rightarrow$  **Drehzahlregelung!**

# P3.2.2 Pelton-Turbine

## Durchgangsdrehzahl $n_{\max}$ (1)

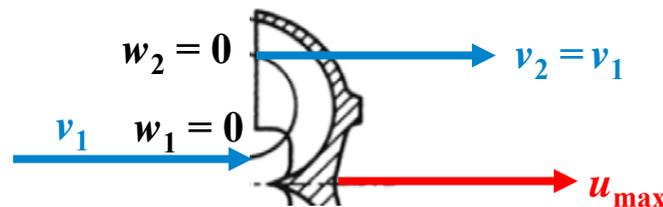
- Elektrischer Leerlauf:

Generator durch Störung vom el. Netz getrennt („Lastabwurf“)  $\Rightarrow$  Generatorwicklung stromlos  $\Rightarrow$  LORENTZ-Kraft  $F = 0 \Rightarrow$  Generator bremst die antreibende Turbine mit dem el.-mag. Drehmoment  $M_e \sim F = 0$  nicht mehr: Drehzahl  $n$  steigt auf  $n_{\max} = 2n$ !

- Turbinenarbeit = 0  $\Rightarrow W_{k,zu} = W_{k,ab} \Rightarrow v_1 = v_2$

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= w_1 + u_{\max} & v_2 &= w_2 + u_{\max} = v_1 \\ \Leftrightarrow v_1 - u_{\max} &= w_1 = -w_2 = -(v_2 - u_{\max}) \\ v_1 - u_{\max} &= -v_2 + u_{\max} = -v_1 + u_{\max} \\ \Rightarrow v_1 &= u_{\max} \end{aligned} \right\} \frac{n_{\max}}{n_N} = \frac{d\pi \cdot n_{\max}}{d\pi \cdot n_N} = \frac{u_{\max}}{u_N} = \frac{v_1}{v_1/2} = 2 \quad \boxed{\frac{n_{\max}}{n_N} = 2}$$

$$w_1 = v_1 - u_{\max} = -w_2 = 0$$



## P3.2.2 Pelton-Turbine

### Durchgangsdrehzahl $n_{\max}$ (2)

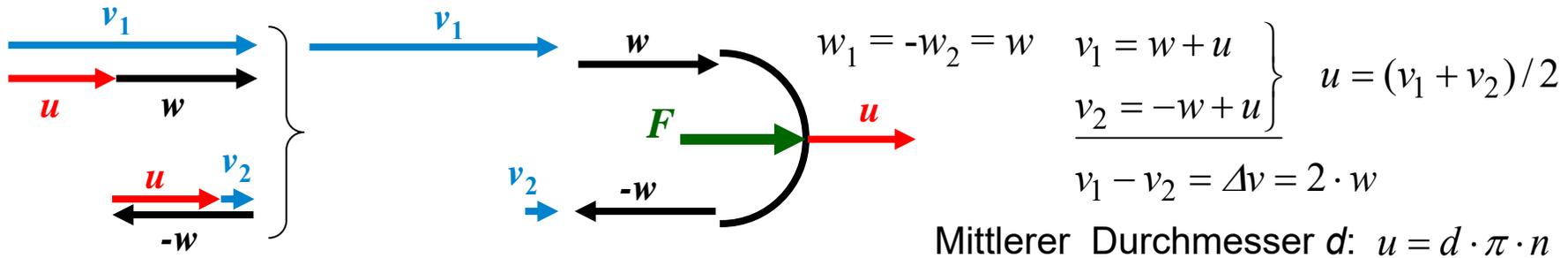


- Bei gleicher Strahlgeschwindigkeit  $v_1$  ist theoretisch die **Durchgangsdrehzahl  $n_{\max}$**  der leerlaufenden Turbine die **DOPPELTE** Nenndrehzahl  $2n_N$ !
- **Realität:** Bremsende Verluste, Austrittswinkel  $\beta_2 < 180^\circ$ :  $n_{\max} = \text{ca. } 1.8 \cdot n_N$
- Wasserstrahl muss durch drehbaren „Strahlabschneider“ von der Schaufel weggelenkt werden, damit die Turbine abgebremst werden kann.



## P3.2.2 Pelton-Turbine

### $M(n)$ - und $P(n)$ -Kennlinie (1)



- Impulsänderung:  $m \cdot v_1 - m \cdot v_2 = m \cdot (v_1 - v_2) = m \cdot \Delta v = m \cdot 2w$
- Schaufelkraft = Impulsänderung/Zeit:  $F = m \cdot \Delta v / \Delta t = (m \cdot 2w) / \Delta t = (m / \Delta t) \cdot 2w = \dot{m} \cdot 2w$
- Leistung je Schaufel:  $P = F \cdot u = \dot{m} \cdot 2w \cdot u = \dot{m} \cdot 2 \cdot \frac{v_1 - v_2}{2} \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} = \dot{m} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$
- Leistungsbilanz:  $P = \frac{\Delta W_k}{\Delta t} = \frac{(m \cdot v_1^2 / 2) - (m \cdot v_2^2 / 2)}{\Delta t} = \frac{m}{\Delta t} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = \dot{m} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$
- Drehmoment  $M$  bei  $2z$  angeströmten Schaufeln: z. B.  $z = 6$  bei 6 Düsen:  
 $M(n) = 2z \cdot F \cdot (d/2) = z \cdot F \cdot d = z \cdot d \cdot \dot{m} \cdot 2w = 2z \cdot d \cdot \dot{m} \cdot (v_1 - d \cdot \pi \cdot n)$   
 $P(n) = 2\pi \cdot n \cdot M = 4\pi \cdot z \cdot d \cdot \dot{m} \cdot n \cdot (v_1 - d \cdot \pi \cdot n)$

$$M(n) \sim (v_1 - d \cdot \pi \cdot n)$$

$$P(n) \sim n \cdot (v_1 - d \cdot \pi \cdot n)$$

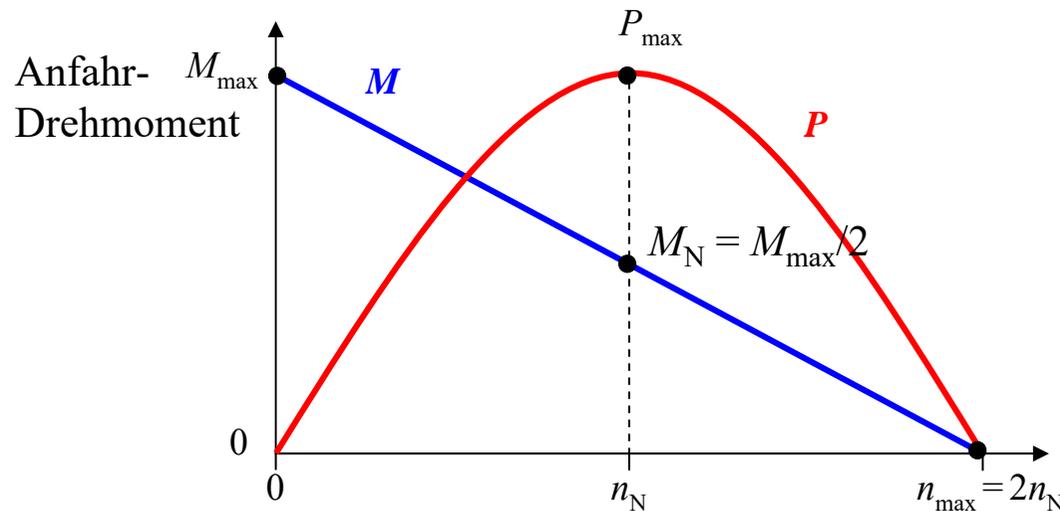
## P3.2.2 Pelton-Turbine

### $M(n)$ - und $P(n)$ -Kennlinie (2)

- Die maximale Leistung  $P_{\max}$  tritt im Nennpunkt auf, wo  $u = v_1/2$  ist!

$$M \sim (v_1 - d \cdot \pi \cdot n)$$

$$P \sim n \cdot (v_1 - d \cdot \pi \cdot n)$$



Leerlaufdrehzahl:  $M = 0, P = 0$

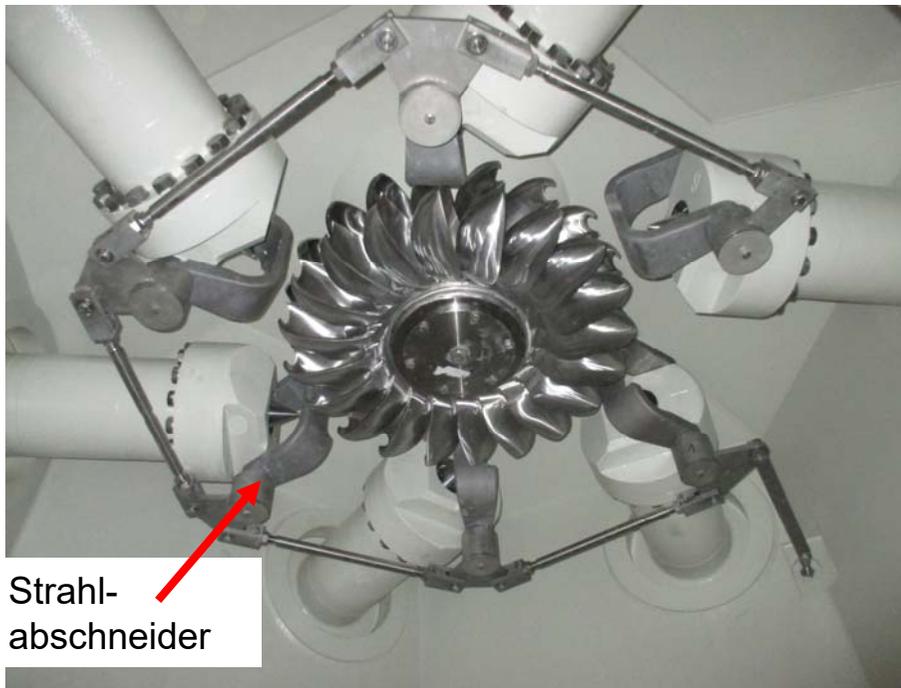
$$M_{\max} = M(n = 0) = 2z \cdot d \cdot \dot{m} \cdot v_1$$

$$P_{\max} = P\left(\frac{n_{\max}}{2}\right) = P\left(u = \frac{v_1}{2}\right) = 2z \cdot 2 \cdot \dot{m} \cdot \underbrace{\pi \cdot d \cdot n}_{u=v_1/2} \cdot \underbrace{(v_1 - d \cdot \pi \cdot n)}_{u=v_1/2} = 2z \cdot 2 \cdot \dot{m} \cdot \left(\frac{v_1}{2}\right)^2 = 2z \cdot \frac{\dot{m} \cdot v_1^2}{2}$$

## P3.2.2 Pelton-Turbine

### Beispiel: Pelton-Turbine mit Vertikalwelle

- **Klein-Wasserkraftwerk Grünsee, A**  
811 kW,  $h = 80.1$  m Fallhöhe,  $n_N = 500$ /min,  
Laufraddurchmesser  $D = 707$  mm



Sechs Düsen, vertikale Turbinewelle:

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 80.1} = 39.6 \text{ m/s}$$

$$f = 50 \text{ Hz} = n \cdot p \Rightarrow 2p = 2 \cdot 50 / (500 / 60) = 12$$



Quelle: Andritz Hydro, Österreich

## P3.2.2 Pelton-Turbine

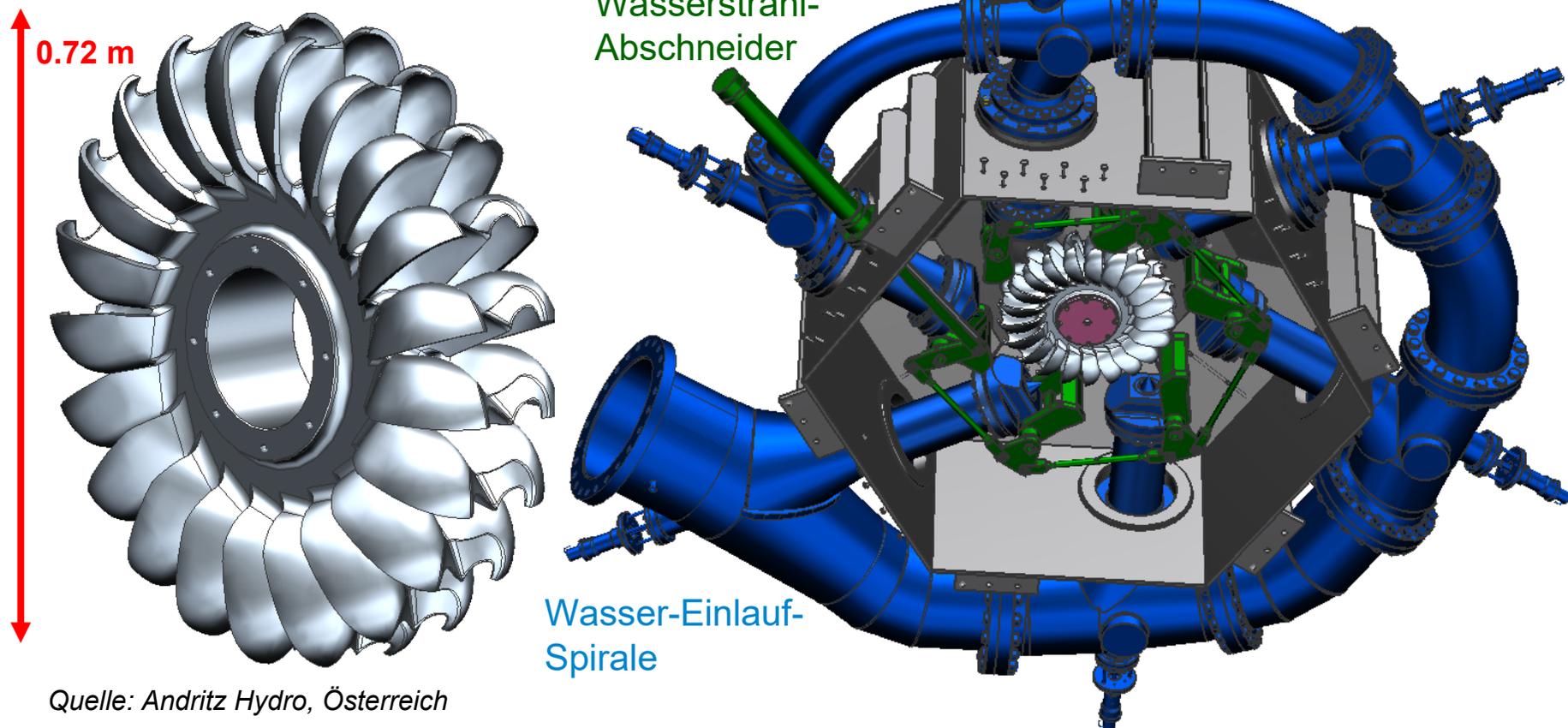
### Beispiel: Kleine Pelton-Turbine 2.2 MW



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- **Wasserkraftwerk South Mara, Kenia**

2.2 MW,  $h = 180$  m Fallhöhe,  $n_N = 750$ /min,  
Laufraddurchmesser  $D = 720$  mm



Quelle: Andritz Hydro, Österreich

## P3.2.2 Pelton-Turbine

### Beispiel: Große Pelton-Turbine Bieudron/Schweiz (1)

- **Speicherkraftwerk Bieudron/Wallis, gespeist aus Stausee Lac de Dix, Schweiz:**

- Rohfallhöhe  $h = 1883$  m (!)  $\Rightarrow$  theoretisch vor Düse:  $v = \sqrt{2g \cdot h} = \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 1883} = 192$  m/s
- **Real:** Verluste: Wasserstrahlgeschwindigkeit kleiner:  $v = 600$  km/h = 166.6 m/s
- Drei Turbinen mit je ca. 450 MW (mit die größten je gebauten Pelton-Turbinen!)
- Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenläufers:

Über Nadeldüseneinstellung  $v_1 > v$  eingestellt:  $u = v_1/2 = 103.5$  m/s =  $d \cdot \pi \cdot n$



Speichersee Lac de Dix  
im Tal Grande Dixence (CH)

Quelle: Wikipedia

## P3.2.2 Pelton-Turbine

### Beispiel: Große Pelton-Turbine Bieudron/Schweiz (2)



- **Pelton-Turbinen:**

- Umfangsgeschwindigkeit der Turbinenläufer:

Über Nadeldüseneinstellung eingestellt:  $u = v_1/2 = 103.5 \text{ m/s} = d \cdot \pi \cdot n$

- Turbinenaußendurchmesser  $D = 4.65 \text{ m} \approx d \Rightarrow$  Nenndrehzahl  $n_N = u/(d \cdot \pi) = 428.6 \text{ /min}$

- **Generatordaten:**  $2p = 14$  (14-polig):

El. Frequenz von Strom und Spannung:

a)  $f = n_N \cdot p = (428.6/60) \cdot 7 = 50 \text{ Hz}$

b)  $P_N = 432 \text{ MW}$ ,  $S_N = 465 \text{ MVA}$  ( $\cos \varphi = 0.93$  kapazitiv)

c) Generatormasse 800 t,  $U_N = 21 \text{ kV}$ ,  $I_N = 12.78 \text{ kA}$

$$P_N / S_N = \cos \varphi = 0.93, S_N = \sqrt{3} \cdot U_N I_N = 456 \text{ MVA}$$

- **Durchgangsdrehzahl bei „Lastabwurf“:**

- Theoretisch:  $n_{\max} = 2 \cdot 428.6 = 857.2/\text{min}$

- **Realität: 1.86-fach:  $n_{\max} = 800/\text{min}$**



---

## P3.2 Wasserturbinen

### Übersicht

---



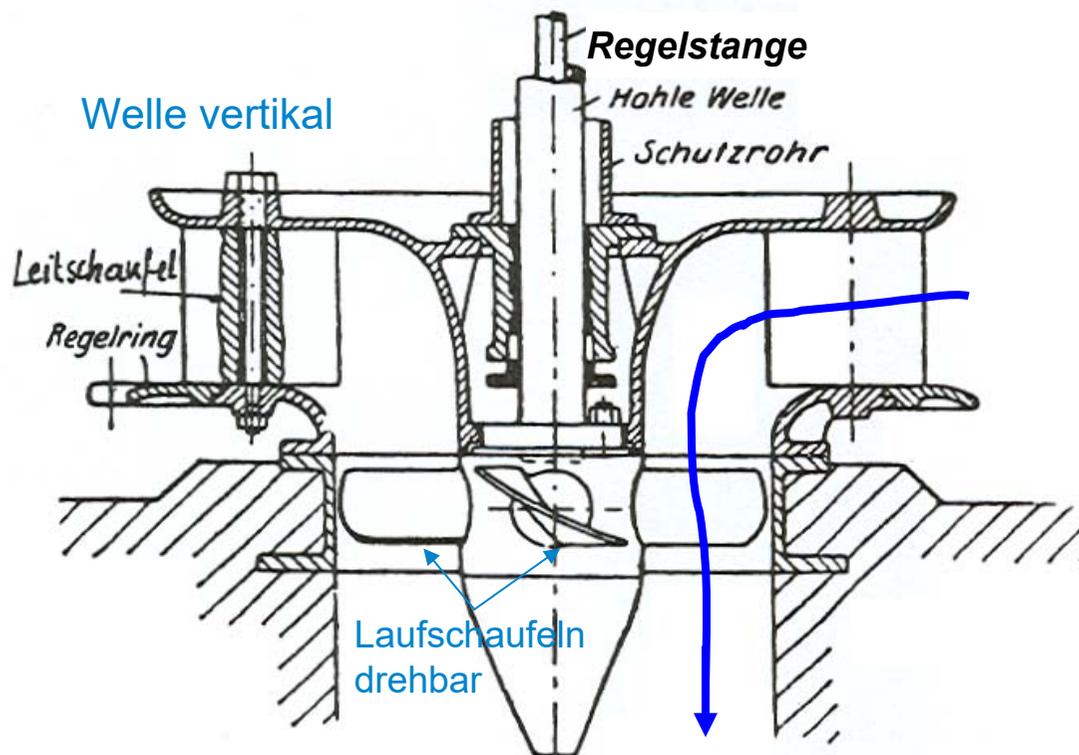
1. Wasserturbinen - Arbeitsprinzip
2. *Pelton*-Turbine
3. *Kaplan*-Turbine
4. *Francis*-Turbine
5. Turbinenvergleich



## P3.2 Wasserturbinen

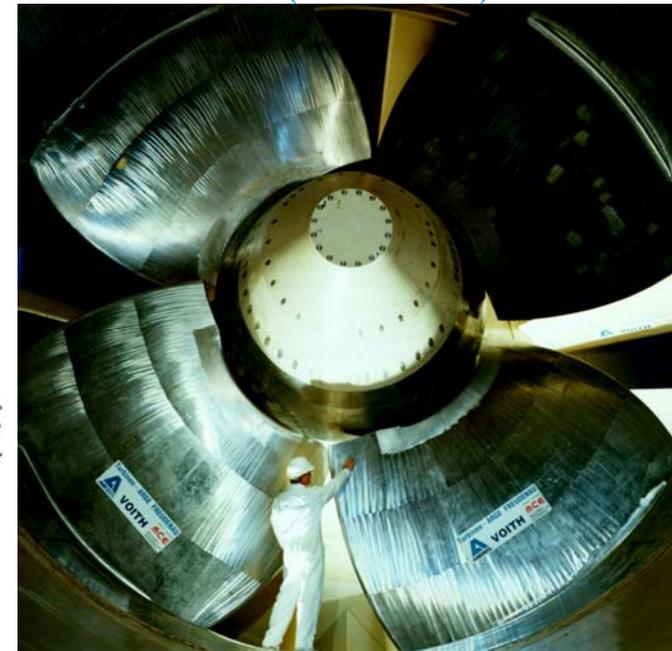
### P3.2.3 Kaplan-Turbine

- **Kaplan-Turbine:** Axial angeströmte Wasserturbine mit verstellbaren Propellerprofil-Laufradschaufeln innerhalb eines Leitapparats mit verstellbaren Leitrad-schaufeln (V. Kaplan, 1913, A)
- Durch **gleichzeitiges Verstellen** der Leit- und (über die Regelstange) der Laufschaufeln stoßarme Schaufelanströmung bei unterschiedlicher Durchflussmenge einstellbar.



Quelle: Quantz, Wasserkraftmaschinen, Springer

Donau-Kraftwerk Greifenstein, A,  
Welle horizontal (Rohrturbine)

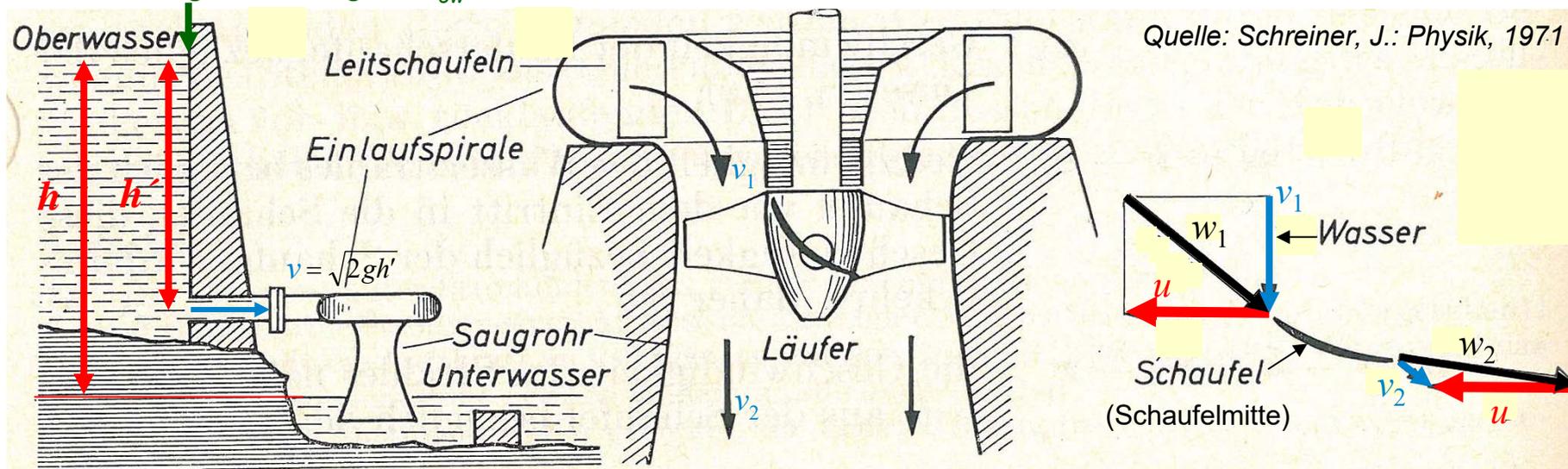


Quelle: Andritz Hydro, Österreich

# P3.2.3 Kaplan-Turbine

## Kaplan-Turbine ist Auftriebsläufer

Oberwassergeschwindigkeit  $v_{ow}$  ist klein!



$$v_{ow} \Rightarrow v \Rightarrow v_1 \Rightarrow v_2$$

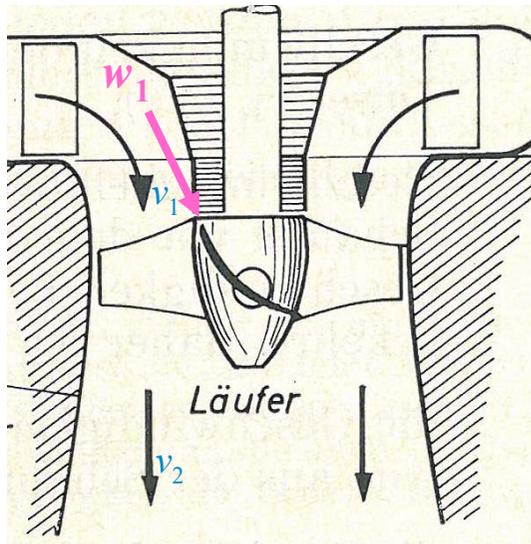
- Stoßarme Schaufelanströmung, reibungsarme Strömungsumlenkung an der Schaufel:

$$|\vec{w}_1| \approx |\vec{w}_2|$$

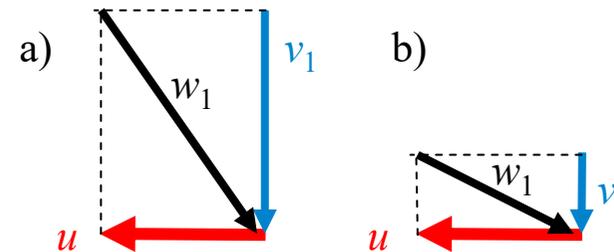
- Umlenkungswinkel gering:  
Schaufelkraft ist überwiegend **dynamische Auftriebskraft** durch Propellerflügel!
- Hier: Nutzung von  $W_p = m \cdot g \cdot h'$  für die Turbinenarbeit!

## P3.2.3 Kaplan-Turbine

### Durchfluss-abhängige Laufschaufelverstellung



Quelle: Schreiner, J.: Physik, 1971



- Laufschaufelstellung abhängig von Wasserdurchflussmenge:

a) Großer Wasserdurchfluss:  $v_1$  groß:

Bei gleichem  $u \sim n$  (Drehzahl  $n \sim f$  ist KONSTANT!) steiler Winkel von  $w_1$ :  
Laufschaufeln müssen sehr schräg gestellt werden.

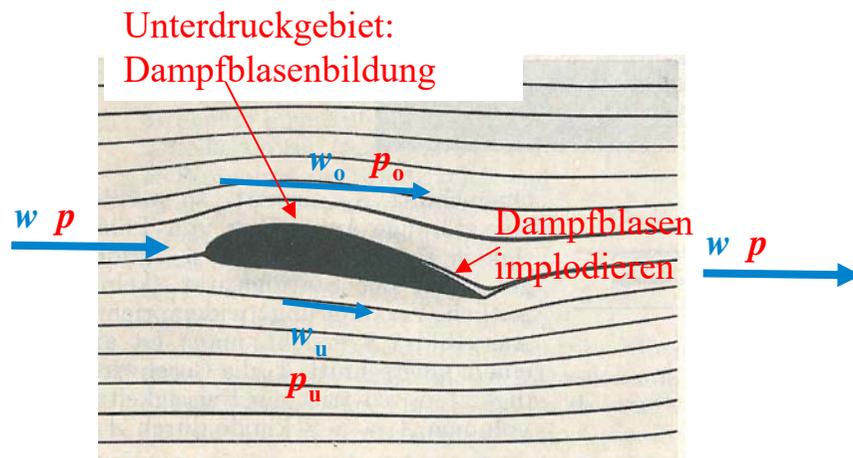
b) Kleiner Wasserdurchfluss:  $v_1$  klein:

Bei gleichem  $u$  flacher Winkel von  $w_1$ : Laufschaufeln müssen flach gestellt werden.

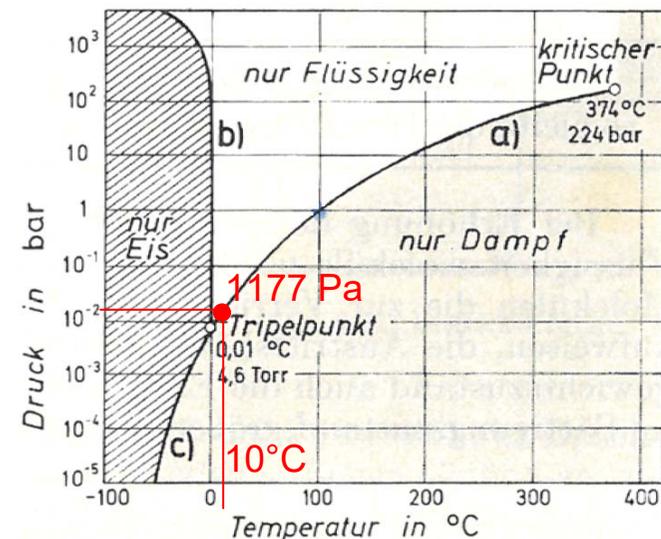
## P3.2.3 Kaplan-Turbine

### Kavitationsgefahr bei der Kaplan-Turbine

- Wasserdampfdruck  $p_D$ : Bei 10°C: 1177 Pa, 20°C: 2325 Pa  
(deutlich kleiner als der Luftdruck  $p_A \approx 10^5$  Pa)
- Oberhalb des Schaufelprofils: Geschwindigkeitserhöhung  $w_o \Rightarrow$  Druckabsenkung  $p_o \downarrow$   
 $\Rightarrow$  Wenn  $p_o < p_D$ : **Wasserdampfblasenbildung!**
- **Am Schaufelende:** Wieder Ursprungsdruck ( $p > p_D$ ):  
Dampfblasen implodieren  $\Rightarrow$  Druckstoß ca. 10 ... 100 MPa;  
**Schaufeloberfläche grübchenförmig ausgeschlagen**  $\Rightarrow$  Ablaufende Schaufelkante **zerstört**



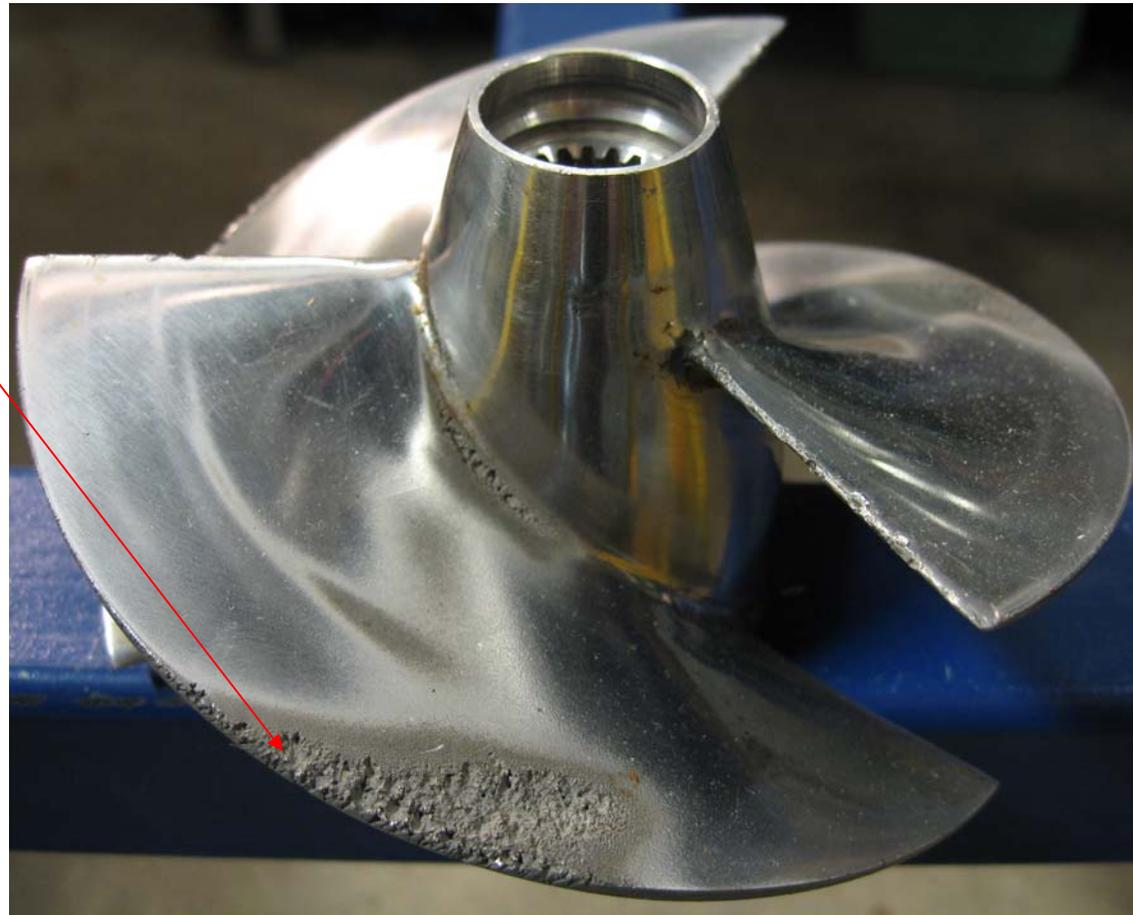
Quelle: Schreiner, Physik, 1971



## P3.2.3 Kaplan-Turbine

### Kavitation an einem Propeller

Beispiel:  
Schiffspropeller:  
Ablaufende  
Schaufelkante zerstört



Quelle: Wikipedia

## P3.2.3 Kaplan-Turbine

### Beispiel: Kavitation (1)

- Wie groß ist die Geschwindigkeit  $w_o$  an der Schaufeloberseite, so dass dort der lokale Druck  $p_o$  den Dampfdruck  $p_D$  erreicht?

**Oberwasser:** Fallhöhe  $h \approx h'$ , Luftdruck  $p_A$  an Wasseroberfläche, Oberwassergeschwindigkeit  $v_{ow}$  sehr klein:  $(v_{ow})^2 \approx 0$

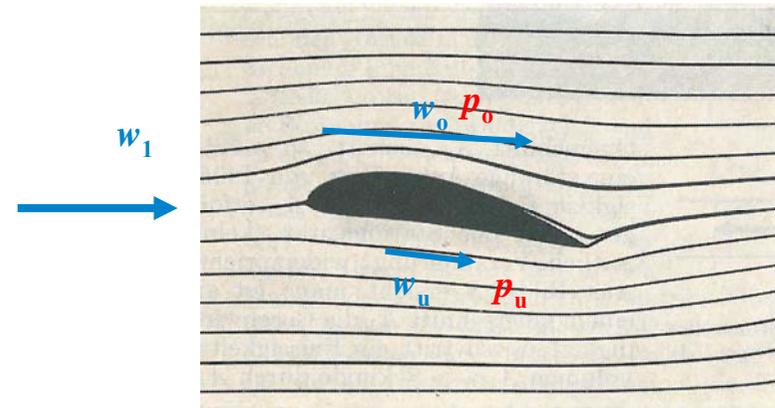
$$h' \cdot g + \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_{ow}^2}{2} = \frac{p_o}{\gamma} + \frac{w_o^2}{2} = \frac{p_D}{\gamma} + \frac{w_{o,krit}^2}{2}$$

$$w_{o,krit} = \sqrt{2 \cdot \left( h' \cdot g + \frac{p_A}{\gamma} - \frac{p_D}{\gamma} \right)}$$

- **Beispiel:**

$$h = 10 \text{ m}, 10^\circ\text{C}: w_{o,krit} = 19.8 \text{ m/s}$$

$$w_{o,krit} = \sqrt{2 \cdot \left( 10 \cdot 9.81 + \frac{10^5}{10^3} - \frac{1177}{10^3} \right)} = 19.8 \text{ m/s}$$



Quelle: Schreiner, Physik, 1971

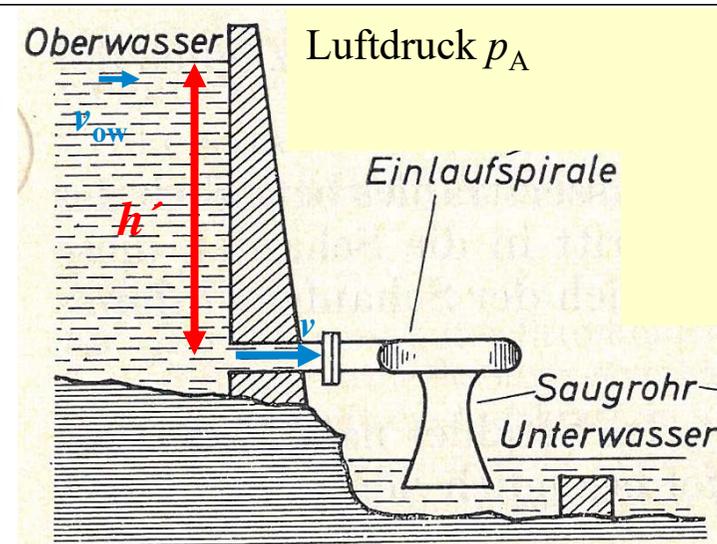
$w_o \geq w_{o,krit} \Rightarrow$  Kavitation tritt auf!

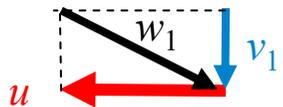
- **Resultat:** Je größer die Fallhöhe  $h$ , desto größer ist die kritische Geschwindigkeit!  
z. B.  $h = 30 \text{ m}$ :  $w_{o,krit} = 28 \text{ m/s}$ . ABER: **KAPLAN**-Turbinen bei niedrigen Fallhöhen im Einsatz!  
Daher: **KAPLAN**-Turbinen schon bei kleinem  $w$  kavitationsgefährdet!

# P3.2.3 Kaplan-Turbine

## Beispiel: Kavitation (2)

- Beispiel:**  
 Turbinendrehzahl 75/min, Laufraddurchmesser  $d = 4 \text{ m}$   
 $u = d\pi \cdot n = 15.7 \text{ m/s}$   
 $h' = 10 \text{ m}$ ,  $p_A = 10^5 \text{ Pa}$ ,  $p_{D,10^\circ\text{C}} = 1177 \text{ Pa}$ ,  
 $v = \sqrt{2gh'} = 14 \text{ m/s}$ , Einlaufspirale:  $v_1 \approx v/8$   
 $v_1 = 14/8 = 1.75 \text{ m/s}$ , Annahme:  $w_o / w_1 \approx 1.3$

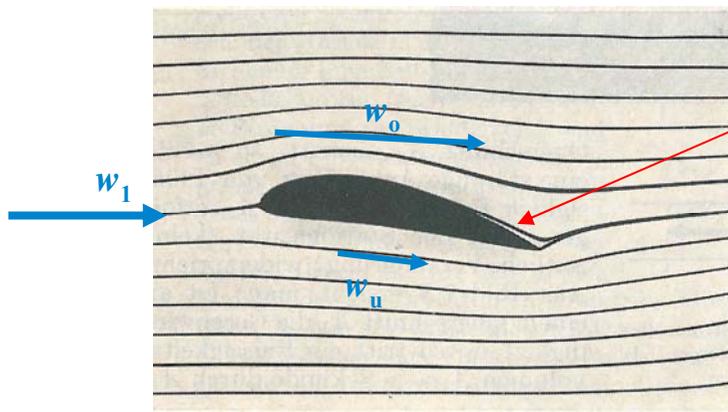




$$\sqrt{v_1^2 + u^2} = w_1 = 15.8 \text{ m/s}$$

$$w_o = 1.3 \cdot w_1 = 1.3 \cdot 15.8 = 20.5 \text{ m/s} > w_{o,krit} = 19.8 \text{ m/s}$$

**Kavitation** tritt HIER auf!



Abhilfe:

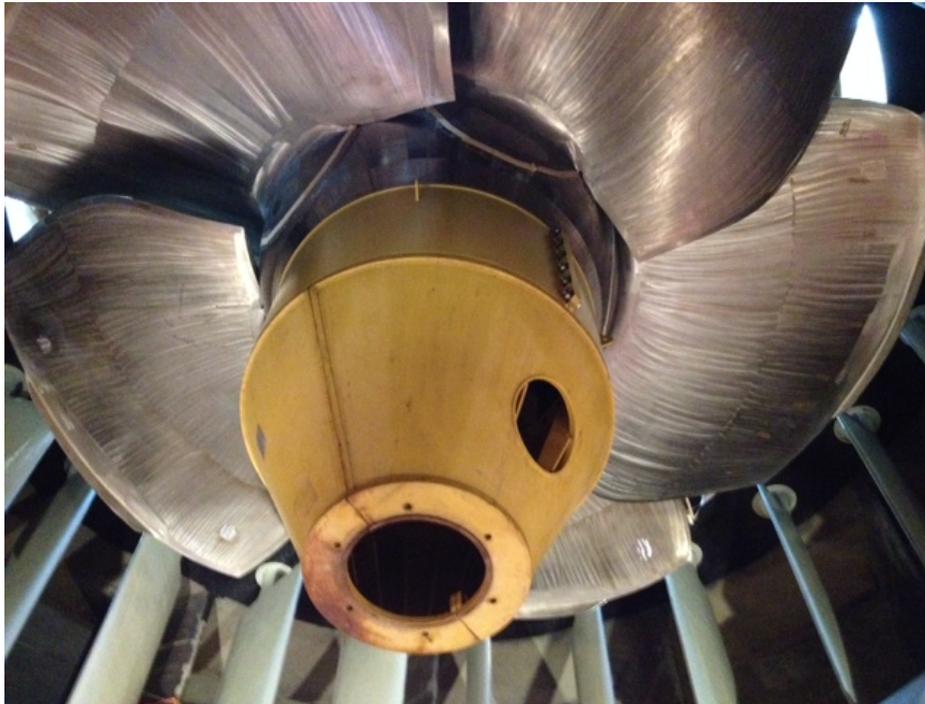
Begrenzung der Schaufelumfangsgeschwindigkeit  $u$

Quelle: Schreiner, Physik, 1971

## P3.2.3 Kaplan-Turbine

### Vertikale Kaplan-Turbinen

Quelle: Andritz Hydro, Österreich



Laufwasserkraftwerk **Ybbs-Persenbeug, A,**  
**Donau-Fluss**

6 x **35.4 MW** + 1 Rohrturbine 48 MW  
 $h = 10.6$  m, Drehzahl:  $n_N = 68.2/\text{min}$ , 50 Hz,  
88-polige 35.4 MW-Synchrongeneratoren



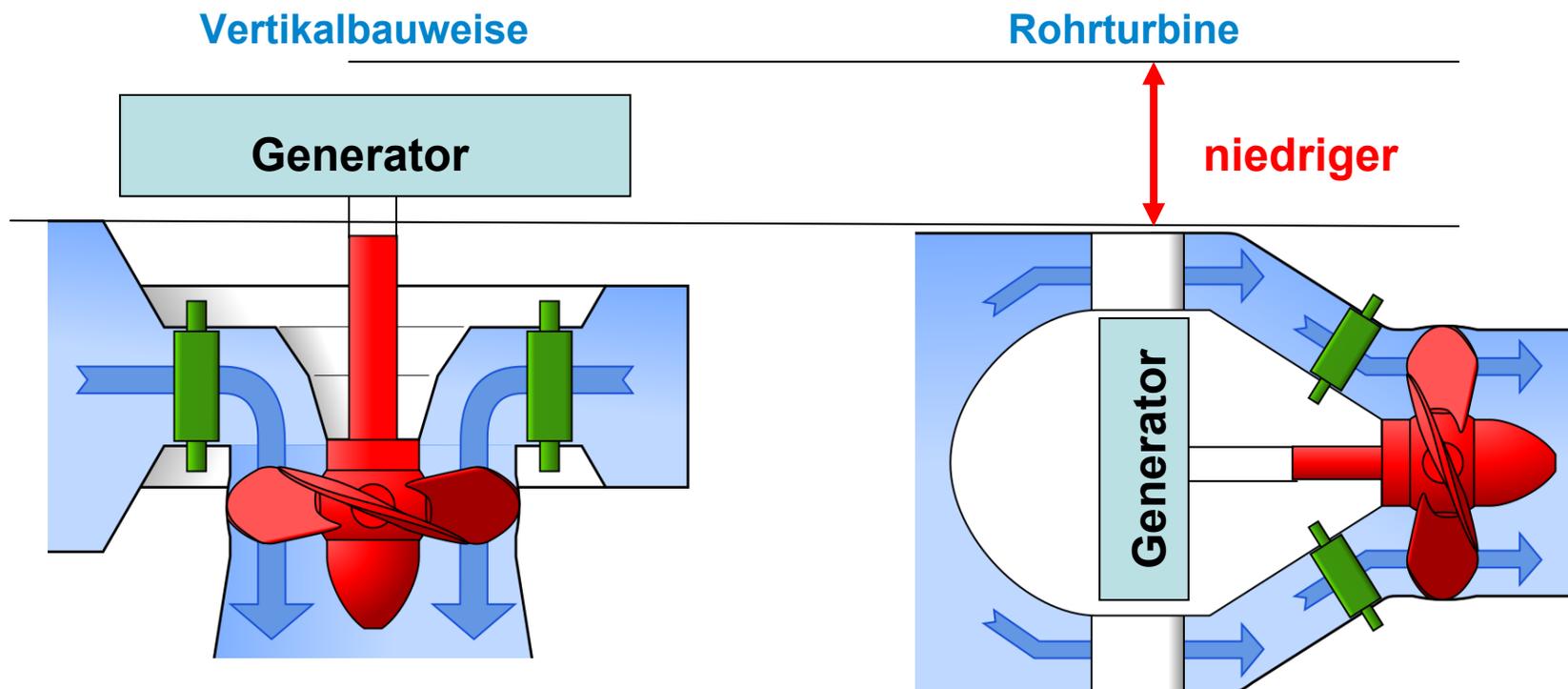
Laufwasserkraftwerk **Muskrat Falls,**  
**Nalcor Energy, Kanada, Churchill-Fluss**

4 x **209 MW**,  $h = 32.3 \dots 37.5$  m,  
Drehzahl:  $n_N = 85.7/\text{min}$ ,  
Laufreddurchmesser:  $d = 8.8$  m, 50 Hz  
70-polige Synchrongeneratoren, 15 kV

## P3.2.3 Kaplan-Turbine

### Rohrturbinenanordnung: Horizontale Welle

- Gegenüber **Vertikalbauweise** haben **Rohrturbinen** (= horizontale Welle) **niedrigere** Bauhöhe, so dass das Wasserkraftwerk „optisch“ besser in die Landschaft passt.
- Die Strömung wird weniger stark umgelenkt = geringere Strömungsverluste!



Quelle: Wikipedia

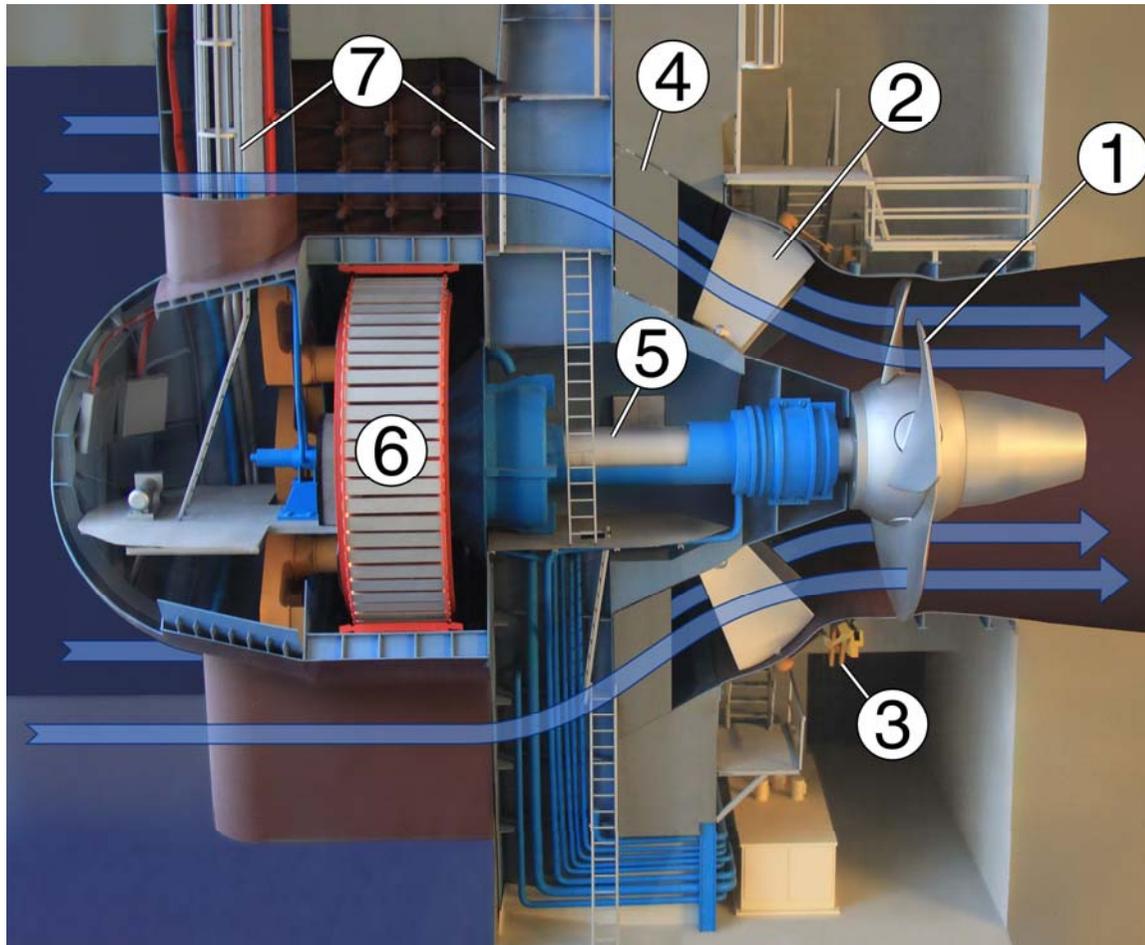
## P3.2.3 Kaplan-Turbine

Rohrturbine:

Wasserkraftwerk *Ybbs-Persenbeug / Donau, A*



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



- 1 Laufradschaufeln  
(Kaplan-Turbine)
- 2 Leitschaufeln
- 3 Leitradverstell-Ring
- 4 Stützkonstruktion
- 5 Turbinenwelle horizontal
- 6 Synchron-Generator
- 7 Einstiegsschacht

### Daten:

48 MW, 500 m<sup>3</sup>/s, 75/min,  
Laufraddurchmesser 7.5 m

80-poliger Synchrongenerator,  
8 kV, 50 Hz

Quelle: Wikipedia



## P3.2.3 Kaplan-Turbine

### Rohrturbinenanordnung: Einbau

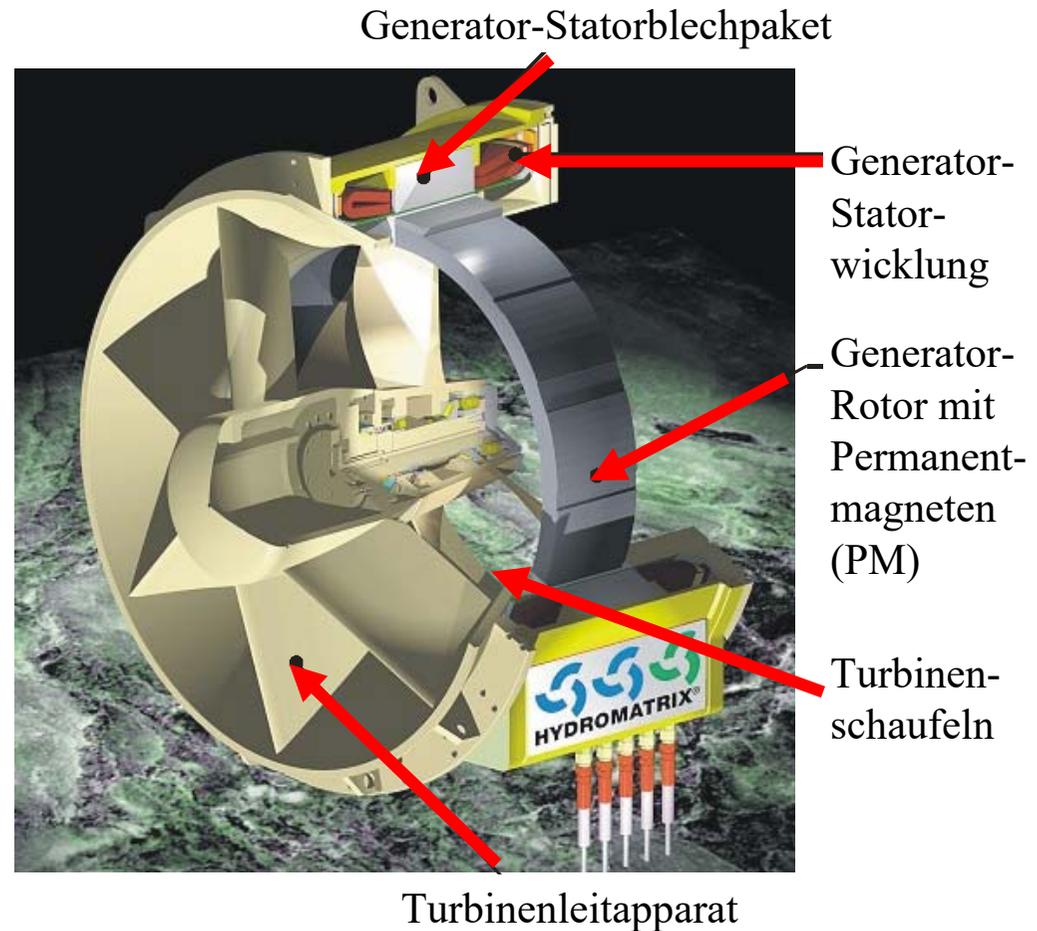
- Einbau des Leitapparats einer von zwei *Kaplan-Turbinen*
- Horizontale Wellen, Laufwasser-Flusskraftwerk, „Rohrturbinen“, Leistung ca. 2 x 4 MW



Quelle: Andritz Hydro, Österreich

## P3.2.3 Kaplan-Turbine Straight-Flow-Anordnung („Straflo“)

- Propeller- oder *Kaplan*-Turbine direkt im axialen Wasserstrom
- Geringe Strömungsumlenkung = geringe Strömungsverluste
- **Technisches Problem:** Abdichtung des Generators, daher meist PM-Erregung
- **Straight flow-Turbinenläufer;** mit PM-Generator-Rotor an der Turbinenläufer-Außenseite (abgedichtet, im Wasser)
- **Kunststoffrohr** dichtet Stator des Generators gegen das Wasser ab
- Einsatz meist für kleinere Leistungen < 1 MW je Turbine („Small Hydro“)



Quelle:

Andritz Hydro, Austria

---

## P3.2 Wasserturbinen

### Übersicht

---



- Wasserturbinen - Arbeitsprinzip
- *Pelton*-Turbine
- *Kaplan*-Turbine
- *Francis*-Turbine
- Turbinenvergleich



## P3.2 Wasserturbinen

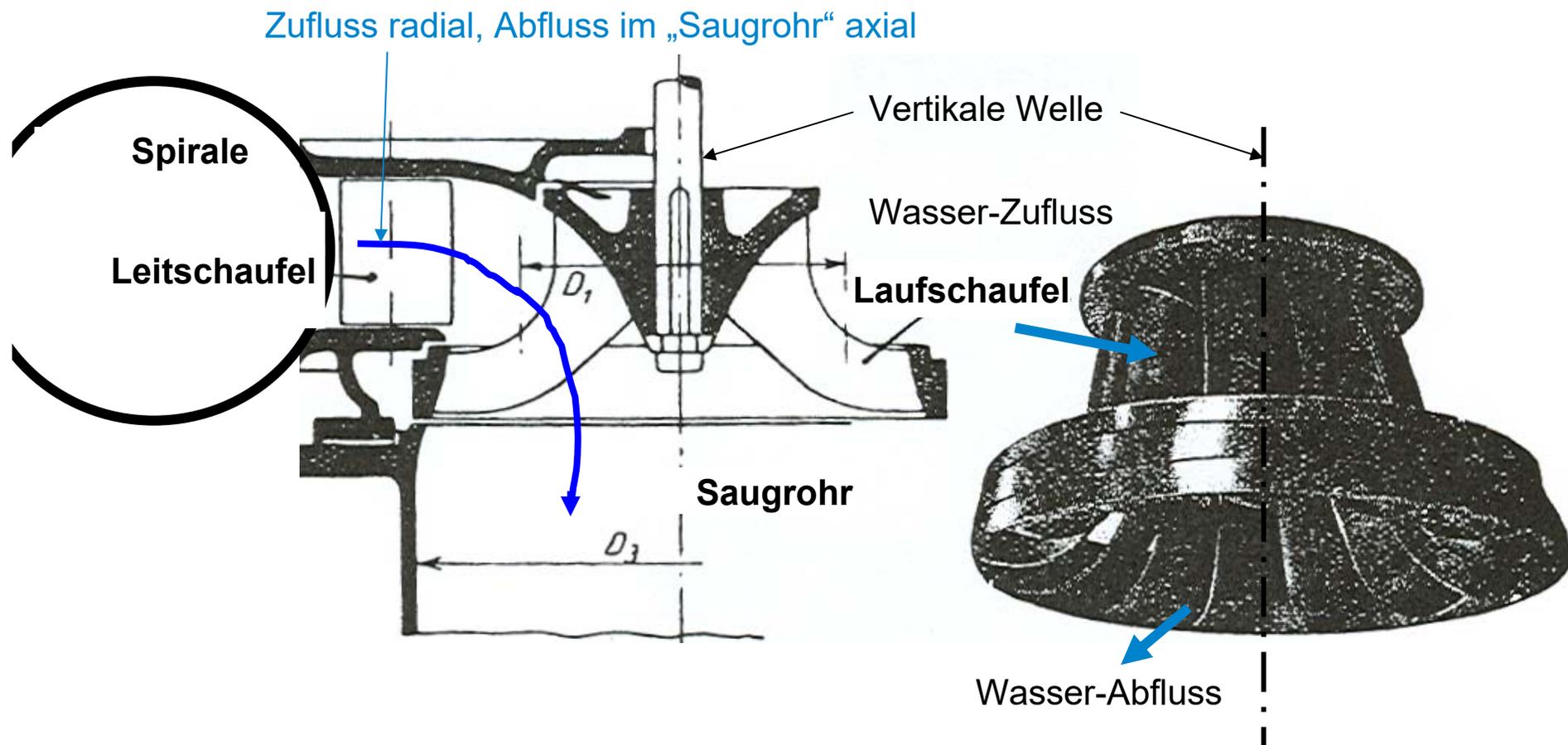
### P3.2.4 Francis-Turbine

- *Francis*-Spiralturbine (*James Francis*, 1849, USA)
- Wasser wird durch schneckenförmige Einlaufspirale in Drall versetzt, fließt anschließend durch nicht rotierenden „Leitapparat“.
- Je nach Durchflussmenge verstellbare Leitschaufeln leiten Wasser auf gegenläufig gekrümmte (nicht verstellbare) Laufradschaufeln.



# P3.2.4 Francis-Turbine

## Schnitt durch eine Francis-Turbine



Quelle: Quantz, Wasserkraftmaschinen

## P3.2.4 Francis-Turbine

### Montage einer Francis-Turbine

- Vertikal gelagerte **FRANCIS-Turbine**:
  - Laufschaufeln sind gegossen und nicht verstellbar = Umlenkungs- und Auftriebsprinzip
- **Betrieb mit konstanter Drehzahl  $n \sim f$** :
  - Anströmwinkel wird durch die verstellbaren Leitschaufeln abhängig vom Wasserstrom so eingestellt, dass stoßarmer Eintritt ins Laufrad  $\Rightarrow$   
 $\Rightarrow$  Drehzahlregelung über Wasserzustromverstellung über Leitapparat!

Laufrad  
(auf den Kopf gestellt)

Quelle: Andritz Hydro, Österreich

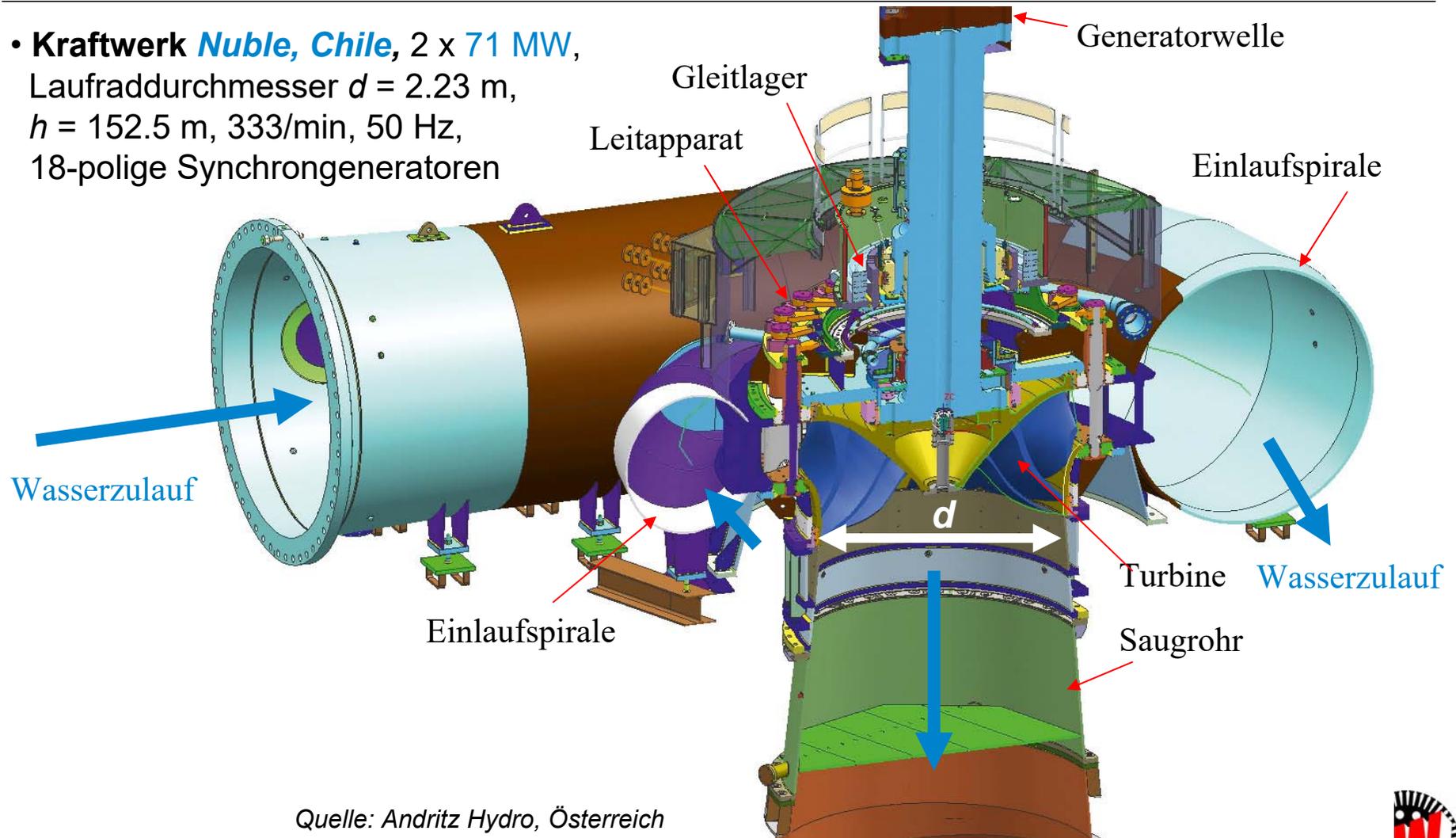
Leitschaufeln  
(Montagevorgang)



## P3.2.4 Francis-Turbine

### Francis-Turbine: Schnittbild

- Kraftwerk *Nuble, Chile*, 2 x 71 MW,  
Laufdurchmesser  $d = 2.23$  m,  
 $h = 152.5$  m, 333/min, 50 Hz,  
18-polige Synchrongeneratoren



Quelle: Andritz Hydro, Österreich

## P3.2.4 Francis-Turbine

### Francis-Turbinen



**Wasserkraftwerk Temascal I, Mexiko**  
4 x 38.5 MW,  $h = 50$  m, 180/min, 60 Hz,  
Laufreddurchmesser  $d = 3.6$  m,  
40-polige Synchrongeneratoren



**Wasserkraftwerk Belo Monte, Brasilien**

18 x 611 MW = 11 GW (viertgrößtes Wasser-KW der Welt!),  
 $h = 87$  m, 85.7/min, 60 Hz, Laufreddurchmesser  $d = 8.27$  m,  
Fluss Rio Xingu, 84-polige Synchrongeneratoren

Quelle: Andritz Hydro, Österreich

---

## P3.2 Wasserturbinen

### Übersicht

---



1. Wasserturbinen – Arbeitsprinzip
2. *Pelton*-Turbine
3. *Kaplan*-Turbine
4. *Francis*-Turbine
5. Turbinenvergleich



## P3.2.5 Turbinenvergleich „Spezifische Drehzahl“ $n_q$

- **Spezifische Drehzahl:** Ist die gedachte Drehzahl  $n_q$  einer Strömungsmaschine (= Turbine, Kreiselpumpe), die eine **geometrisch ähnliche Maschine** mit der hydraulischen Fallhöhe oder Förderhöhe von  $h_0 = 1$  m bei einem Volumenstrom  $\dot{V}_0 = 1$  m<sup>3</sup>/s aufweist.

- **Herleitung:** Radumfangsgeschwindigkeit (Innenläufer: Durchmesser  $d_1$ ):  $u_1 = d_1 \pi \cdot n$

Zuflussgeschwindigkeit:  $v_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$

Volumenstrom:  $\dot{V} = A_1 \cdot v_1$

Zuflussquerschnitt:  $A_1 \sim d_1^2 \cdot \pi / 4$

Abschätzung:  $v_1 \sim u_1$

$$\left. \begin{array}{l} n = u_1 / (d_1 \pi) \sim v_1 / (d_1 \pi) \\ d_1 \sim \sqrt{4 A_1 / \pi} = \sqrt{4 \dot{V} / (v_1 \cdot \pi)} \end{array} \right\} n \sim v_1 / \sqrt{4 \pi \dot{V} / v_1} = v_1^{3/2} / \sqrt{4 \pi \dot{V}} = (2g)^{3/4} \cdot h^{3/4} / \sqrt{4 \pi \dot{V}}$$

$h = h_0 = 1$  m,  $\dot{V} = \dot{V}_0 = 1$  m<sup>3</sup>/s:  $n_q \sim (2g)^{3/4} \cdot h_0^{3/4} / \sqrt{4 \pi \dot{V}_0}$

$$\frac{n_q}{n} = \frac{(2g)^{3/4} \cdot h_0^{3/4} / \sqrt{4 \pi \dot{V}_0}}{(2g)^{3/4} \cdot h^{3/4} / \sqrt{4 \pi \dot{V}}}$$

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V} / \dot{V}_0}}{(h / h_0)^{3/4}}$$

**Beispiel** (nach Escher-Dubs: 1928):

Volumenstrom 2 m<sup>3</sup>/s,

Fallhöhe  $h = 10$  m,  $n = 164$ /min:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Volumenstrom 2 m}^3\text{/s,} \\ \text{Fallhöhe } h = 10 \text{ m, } n = 164\text{/min:} \end{array} \right\} n_q = 164 \cdot \frac{\sqrt{2}}{10^{0.75}} = 41.2 / \text{min}$$

## P3.2.5 Turbinenvergleich

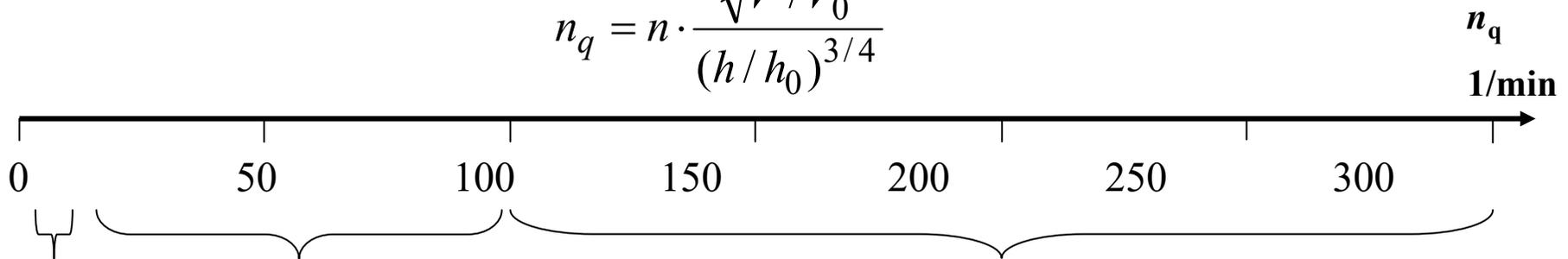
### Vergleich unterschiedlicher Turbinentypen

	<i>Pelton</i>	<i>Francis</i>	<i>Kaplan</i>
Max. Umfangsgeschwindigkeit $u_{\max}$	90 m/s (max. realisierte Fallhöhe $h = 1600$ m)	70 m/s (Kavitationsgrenze)	50 m/s (Kavitationsgrenze)
Max. Wirkungsgrade	92 ... 93%	93 ... 93.5%	94%
Einsatzgebiet	<b>Speicherkraftwerke:</b> hoher Wasserdruck, kleiner Volumenstrom	<b>Mitteldruckkraftwerke:</b> mittlerer Wasserdruck, mittlerer Volumenstrom	<b>Niederdruckkraftwerke:</b> niedriger Wasserdruck, hoher Volumenstrom
Typ. Drehzahlen, max. Leistungen	$n$ ca. 500 ... 1000/min bis ca. 450 MW	$n$ ca. 200 ... 500/min bis ca. 800 MW	$n$ ca. 80 ... 150/min bis ca. 100 MW
<b>Beispiel:</b> $\dot{V}$ / m <sup>3</sup> /s, $h$ / m	0.5 m <sup>3</sup> /s, 1000 m	5 m <sup>3</sup> /s, 100 m	50 m <sup>3</sup> /s, 10 m
$P = \dot{V} \cdot \gamma \cdot g \cdot h$	4.9 MW	4.9 MW	4.9 MW
$n_N, M_N$ , Generatorpolzahl für 50 Hz	1000/min, 46.8 kNm; 6-polig	600/min, 78.1 kNm; 10-polig	167/min, 280.5 kNm; 36-polig
Spez. Drehzahl $n_q$	4 / min	43 / min	210 / min

# P3.2.5 Turbinenvergleich

## Spezifische Drehzahl $n_q$ - Turbinenvergleich

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V} / \dot{V}_0}}{(h / h_0)^{3/4}}$$



*Pelton*

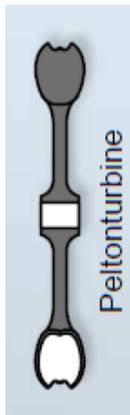
*Francis*

*Kaplan*

3 ... 9 20 ..... 100 110 ..... 300

„Langsamläufer“

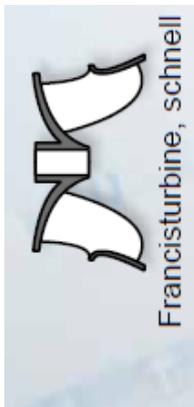
„Schnellläufer“



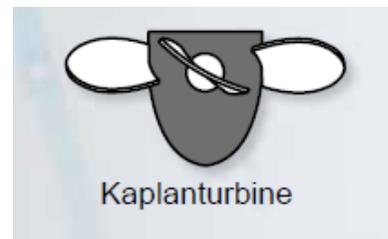
Pelton-turbine



Francisturbine, langsam



Francisturbine, schnell



Kaplan-turbine

Auf Grund des hohen Volumenstroms, aber niedriger Fallhöhe  $h$  hat die langsam drehende *Kaplan-Turbine* eine schnell drehende Modell-Vergleichsturbine und heißt deshalb **Schnellläufer!**

Quelle: G.U.N.T Gerätebau GmbH, Hamburg

# P3.2.5 Turbinenvergleich

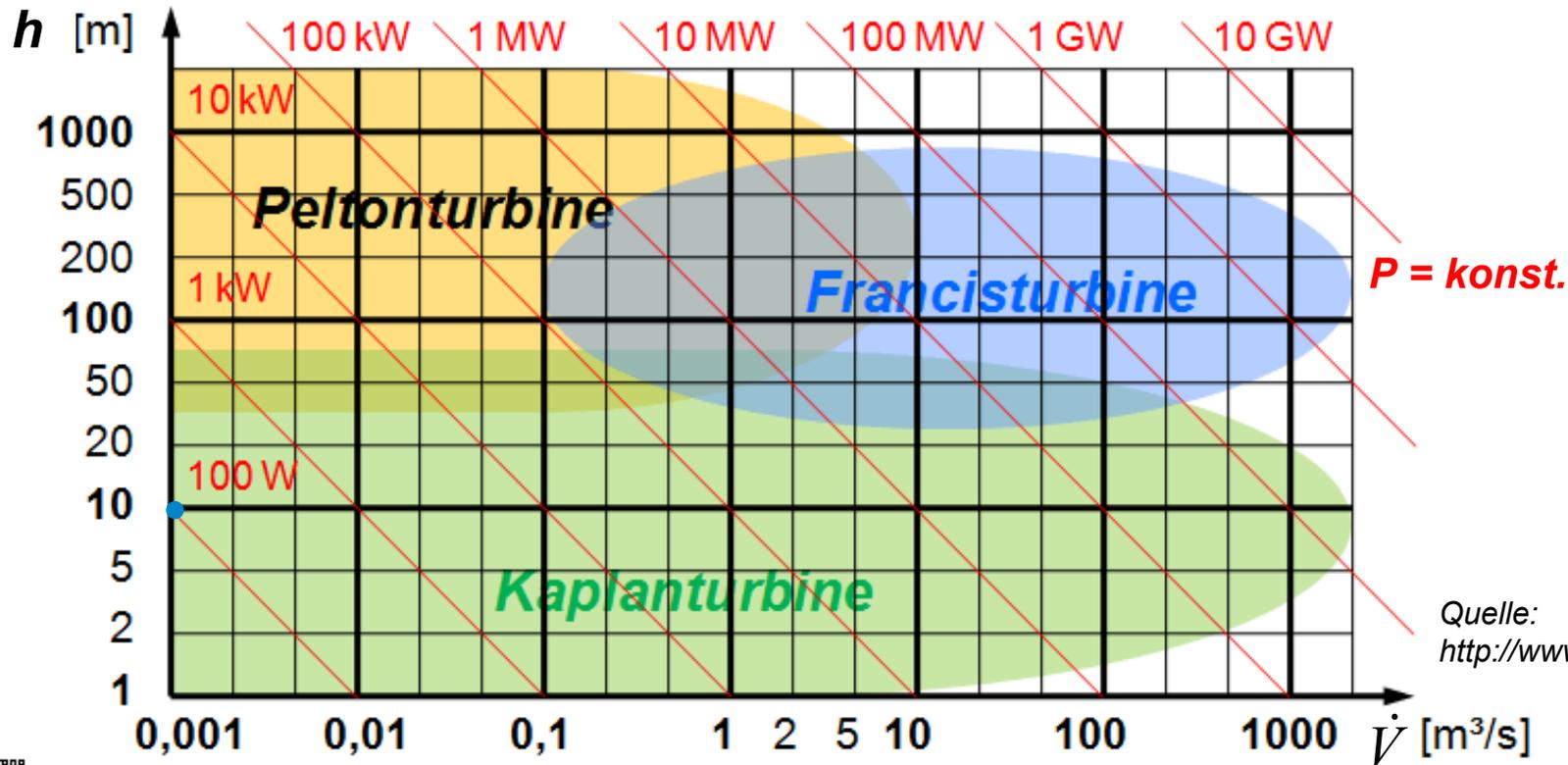
## Druckhöhen-Diagramm

$$\lg h = \lg P - \lg \dot{V} - \lg(g \cdot \gamma)$$

$$P = g \cdot \gamma \cdot \dot{V} \cdot h \Rightarrow \lg h = \lg P - \lg \dot{V} - \lg(g \cdot \gamma)$$

**Beispiel:**  $P = 100 \text{ W}$ ,  $g \cdot \gamma \approx 10^4 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})^2$ ,  $\dot{V} = 1 \text{ l/s}$ ,  $h = 10 \text{ m}$

$$\lg h = \lg 10 = 1 = \lg P - \lg \dot{V} - \lg(g \cdot \gamma) = \lg 100 - \lg 0.001 - \lg 10^4 = 2 - (-3) - 4 = 1$$

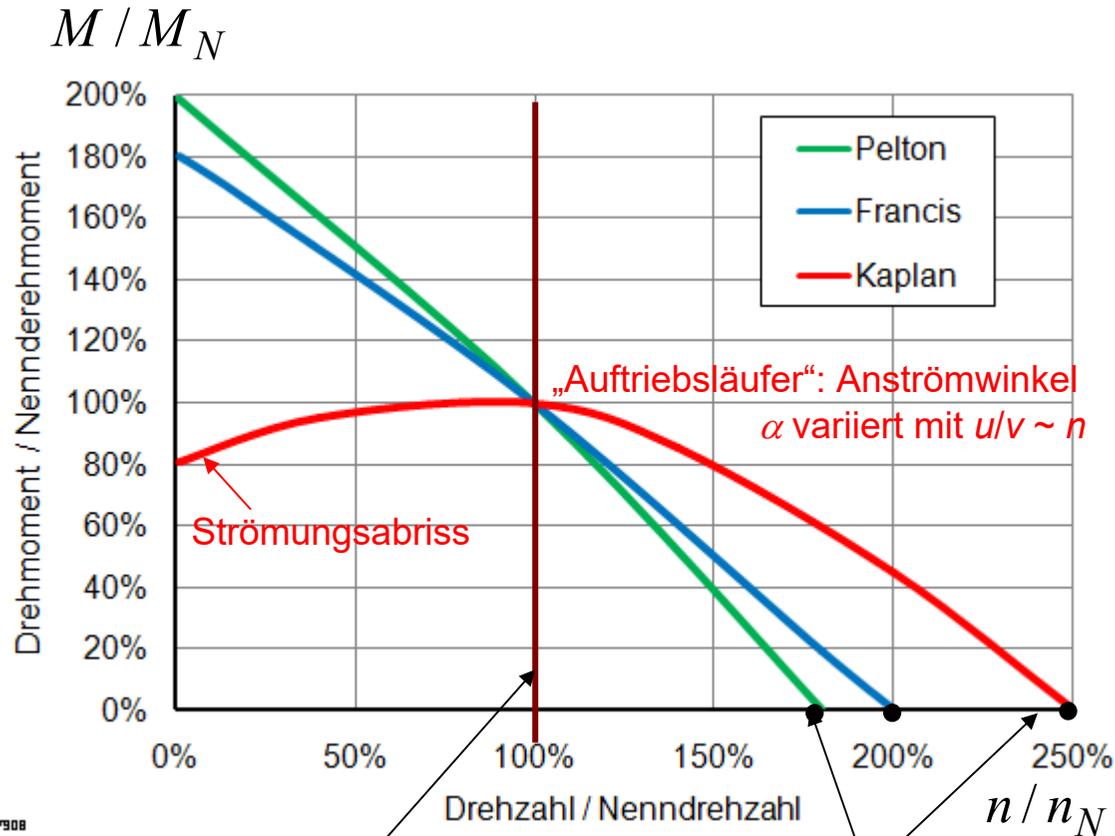


Quelle:  
<http://www.energie.ch>



# P3.2.5 Turbinenvergleich

## Drehmoment-Drehzahl-Diagramm



Netzbetrieb: Konstante Nenndrehzahl

Lastabwurf: Durchgangsdrehzahl

### a) Impulsänderung = Kraft:

*Pelton-Turbinen:*

ca. 180% Durchgangsdrehzahl

*Francisturbinen*

ca. 200% Durchgangsdrehzahl

### b) Auftrieb = Kraft:

*Kaplan-Turbinen:*

Leider hohe Durchgangsdrehzahl  
ca. 250%

⇒ 625% Fliehkrafterhöhung!

Bemessung der Rotorkomponenten  
(auch des Generators) für diese  
hohe Rotorbeanspruchung:

„Schleuderprobe“ beim Hersteller  
zwingend erforderlich

Quelle: <http://www.energie.ch>

## P3.2.5 Turbinenvergleich

### Sonderfall: Pumpspeicher-Kraftwerk



- Wasserbewegung (Masse  $m$ ) zwischen Ober- und Unterbecken (Höhenunterschied  $h$ )
- **Speicherung der potentiellen Energie** des Wassers im Oberbecken  $W_p = m \cdot g \cdot h$
- Einspeichern = **Pumpen**: El. Motorbetrieb mit Pumpe oder Pumpturbine
- El. Generatorbetrieb mit Turbine („**Turbinieren**“)
- **Nutzen**: a) Speichern überschüssiger el. Energie aus dem el. Netz  
b) Abgabe von Engpass-Leistung zur Stabilisierung des Netzes
- Pumpspeicherung ist daher wichtig für die **Netzregelung!**
- Meist „**Schwarzstart**“-fähig: Für Netzaufbau nach Blackout!



## P3.2.5 Turbinenvergleich

### Pumpspeicher-Kraftwerk Wirkungsgrad

- SPEICHER-WIRKUNGSGRAD:

Motor- & Generatorbetrieb ca.  $0.85 \times 0.85 = 0.72$

- Beispiel:

Pumpspeicher-Kraftwerk *Geesthacht*:  
bei *Hamburg*

3 *Francis*-Pump-Turbinen je 40 MW

Nutzbares Speichersee-Volumen:

$$V = 3.300.000 \text{ m}^3$$

auf mittlerer Höhe  $h = 67 \text{ m}$

$$W_p = \underbrace{m}_{\gamma \cdot V} \cdot g \cdot h$$

$$W_p = 1000 \cdot 3.3 \cdot 10^6 \cdot 9.81 \cdot 67 = 2.17 \cdot 10^{12} \text{ J}$$

$$W_p = 600 \text{ MWh}$$



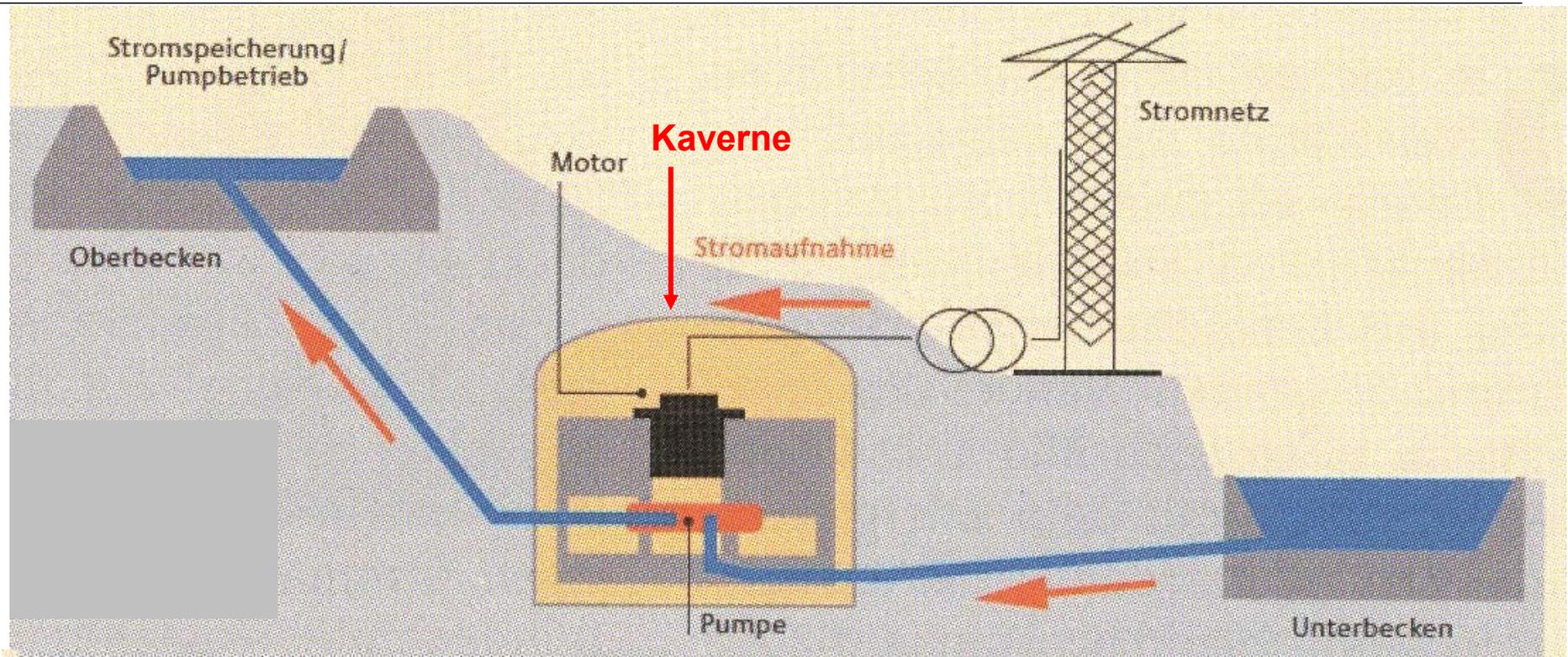
Oberbecken = Speichersee

Unterbecken = aufgestaute *Elbe*

Quelle: BWK, VDI

# P3.2.5 Turbinenvergleich

## Pumpspeicherung – Kavernen-Kraftwerk (1)



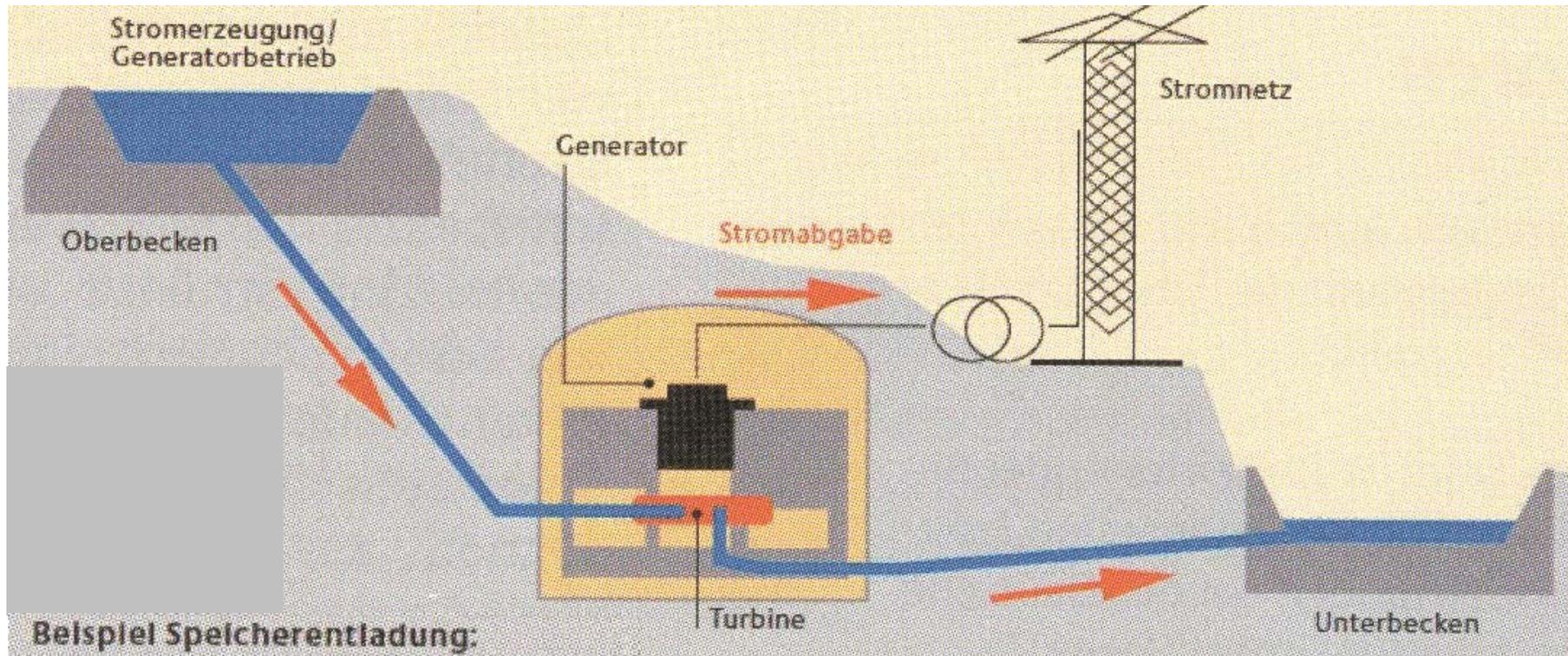
### Beispiel Speicherbeladung:

- Strom wird aus dem Netz entnommen.
- Der Motor treibt die Pumpe an.
- Das Wasser aus dem Unterbecken wird in das Oberbecken gepumpt.

Quelle: Jerin, TU München, aus: BWK 64, 2012, no. 11

# P3.2.5 Turbinenvergleich

## Pumpspeicherung – Kavernen-Kraftwerk (2)



### Beispiel Speicherentladung:

- Das Wasser aus dem Oberbecken wird durch einen Druckschacht auf die Turbinen geleitet und treibt sie an.
- Die Turbinen treiben den Generator an, der Strom erzeugt und in das Netz abgibt.
- Das Wasser fließt in das Unterbecken.

Quelle: Jerin, TU München, aus: BWK 64, 2012, no. 11

## P3.2.5 Turbinenvergleich

### Pumpspeicher-Kraftwerk *Goldisthal/Thüringen* 1060 MW



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- **Kavernen-Kraftwerk:**

Das Maschinenhaus und die Druckstollen sind nicht sichtbar = optischer Landschaftsschutz

Oberbecken



Unterbecken

Quelle: *BWK 67*, 2015, no. 1/2



# P Prozesse

## P3.2 Wasserturbinen

### Zusammenfassung

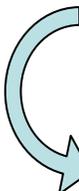
- Unterschiedliche Bauprinzipien: Grundtypen nach *Pelton*, *Francis*, *Kaplan*

- **Gleichdruckturbinen:**

Der statische Wasserdruck ist am Laufrad-Eintritt gleich groß wie am Austritt:  
*Pelton*-Turbine, *Ossberger*-Durchströmturbine, Wasserrad, ...

- **Überdruckturbinen:**

Der statische Wasserdruck ist am Laufrad-Eintritt größer als am Austritt:  
*Fourneyron*-Turbine, *Henschel-Jonval*-Turbine, *Francis*-Turbine, Wasserwirbelturbine,  
*Axialturbinen*, rückwärts laufende Industriepumpen, Archimedische Schraube,  
*Segner*-Wasserrad (arbeitet mit dem Rückstoßprinzip)



**Axialturbinen:**

*Kaplan*-Turbine, Propellerturbine, Schrägpropeller (*Lawaczeck*)-Turbine, *Dériaz*-Turbine  
Sonderbauformen der *Kaplan*-Turbine als b1) Rohrturbine,  
b2) Straight-Flow-Turbine (Straflo).

---

# P3 Energiewandlung in Kraftwerken

## Übersicht

---



1. Kraftwerks- und Turbinentypen
2. Wasserturbinen
3. Windturbinen
4. Dampfturbinen
5. Gasturbinen



---

## P3.3 Windturbinen

### Übersicht

---

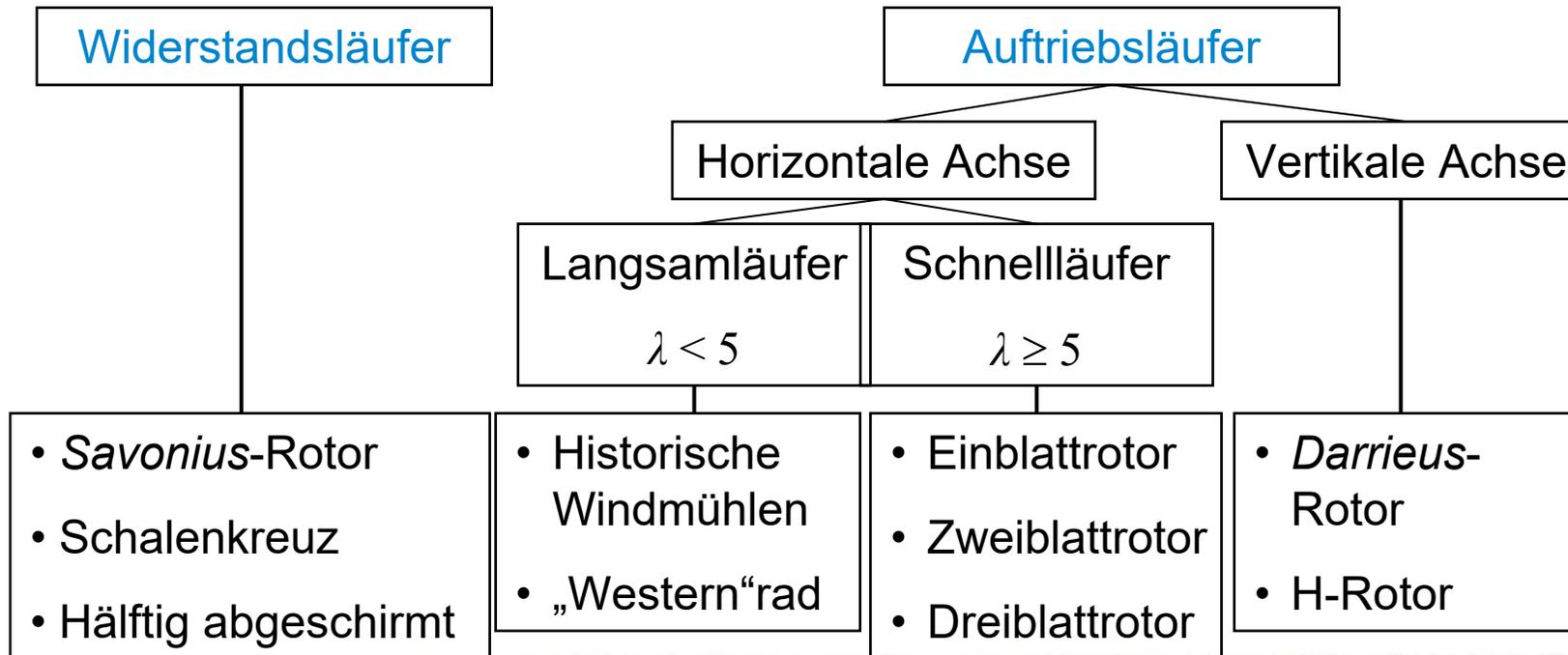


1. Windturbinen - Bauformen
2. Windenergieanlagen mit vertikaler Achse  
(*Savonius-Rotor*, *Darrieus-Rotor*, *H-Darrieus-Rotor*)
3. Windenergieanlagen mit horizontaler Achse
4. Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert



# P3.3.1 Windturbinen - Bauformen

## Bauformen: Übersicht (Schnellaufzahl $\lambda = u / v$ )



Quelle: Wagner, Nutzung regenerativer Energien, 2010



# P3.3.1 Windturbinen - Bauformen

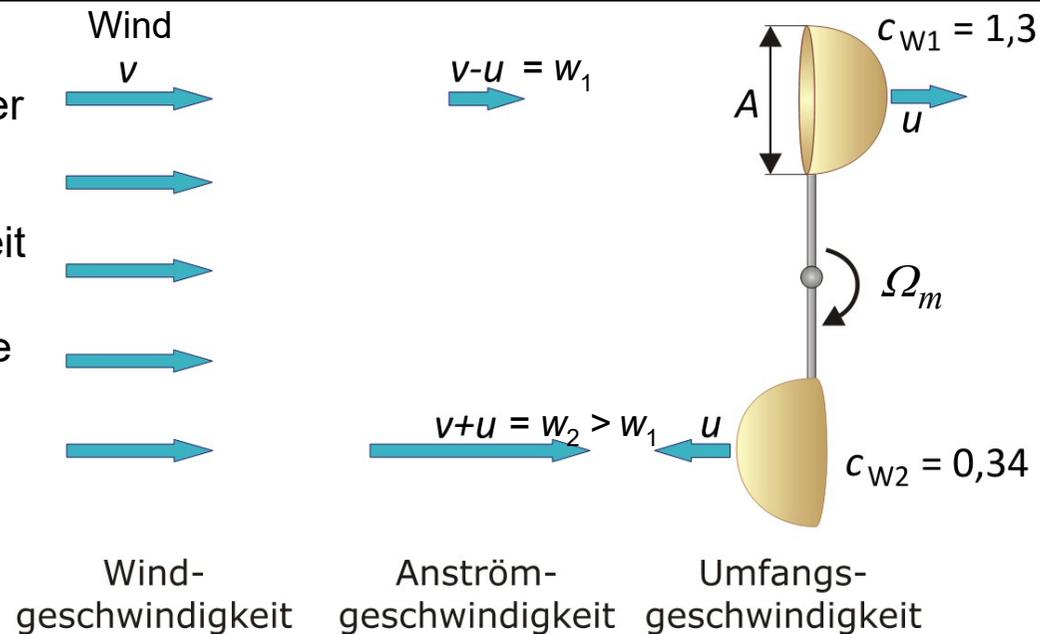
## Widerstandsläufer: Beispiel: Halbschalen (1)

- Der Widerstandsbeiwert  $c_{W1}$  der offenen Schale ist größer als  $c_{W2}$  der Schalenrückseite:  $c_{W1} > c_{W2}$

- Die relative Anströmgeschwindigkeit der offenen Schale  $w_1 = v - u$  ist kleiner als die der Schalenrückseite  $w_2 = v + u > w_1$

$$F_{W1} = c_{W1} \cdot \gamma \cdot A \cdot w_1^2 / 2$$

$$F_{W2} = c_{W2} \cdot \gamma \cdot A \cdot w_2^2 / 2$$



© Völkner-Quaschnig / Hanser-Verlag  
»Regenerative Energiesysteme«

- Resultierende Schalen-Leistung  $P$ :

$$P = F_{W1} \cdot u - F_{W2} \cdot u = u \cdot \gamma \cdot \frac{A}{2} \cdot \left( c_{W1} \cdot (v - u)^2 - c_{W2} \cdot (v + u)^2 \right)$$

$$\lambda = u / v: P = \gamma \cdot \frac{A}{2} \cdot v^3 \cdot \lambda \cdot \left( c_{W1} \cdot (1 - \lambda)^2 - c_{W2} \cdot (1 + \lambda)^2 \right)$$

$$c_P = \lambda \cdot \left( c_{W1} \cdot (1 - \lambda)^2 - c_{W2} \cdot (1 + \lambda)^2 \right)$$

Quelle: Quaschnig, Regenerative Energien

Schalenkreuz:

Leistungsbeiwert:  $c_P = \frac{P}{\gamma \cdot \frac{A}{2} \cdot v^3}$

# P3.3.1 Windturbinen - Bauformen

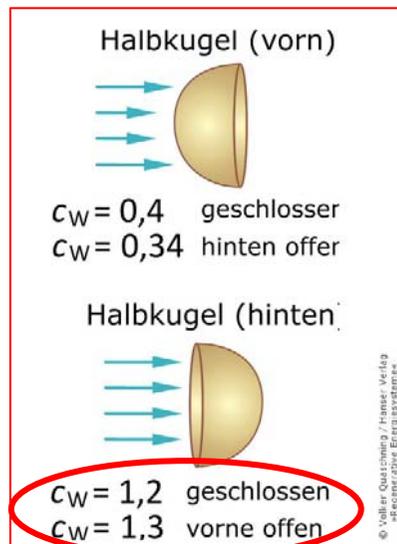
## Widerstandsläufer: Beispiel: Halbschalen (2)

- Beispiel: Halbschalen:  $c_{W1} = 1.3$ ,  $c_{W2} = 0.34$ :  $dc_p/d\lambda = 0$ :  $c_{P,max}(\lambda) = 0.073$  bei  $\lambda_{opt} = 0.16$ .

- Max. Leistung ist gegenüber dem *BETZ*-Maximalwert  $c_p = 0.593$  deutlich kleiner.
- Windgeschwindigkeit  $v/u = 1/\lambda$  ist  $1/0.16 = 6$ -fache Umfangsgeschwindigkeit.

- Bedingung für einen optimalen Widerstandsläufer:  $c_{W2} = 0$ :  $c_P = \lambda \cdot c_{W1} \cdot (1 - \lambda)^2$
- Maximal möglicher  $c_p$ -Wert bei  $dc_p/d\lambda = 0$ :  $\lambda_{opt} = 1/3 = 0.33$ :  $c_{P,max} = \frac{1}{3} \cdot c_{W1} \cdot (1 - \frac{1}{3})^2 = c_{W1} \cdot \frac{4}{27}$

$$c_W (Re = 10^3 \dots 10^5)$$



Quelle:  
Quaschning,  
Regenerative Energien

Halbschale:  $c_{W1} = 1.3$  Widerstandsläufer

$$c_{P,max} = 1.3 \cdot \frac{4}{27} = 0.19 < 0.593$$

BETZ-Formel

Widerstandsläufer hat gegenüber *BETZ*-Formel und Auftriebsläufer deutlich geringere Energieausbeute!

# P3.3.1 Windturbinen - Bauformen

## Drehmomentkennlinie $M(n)$

- **Widerstandsläufer:** Vereinfacht:  $c_{W2} = 0$

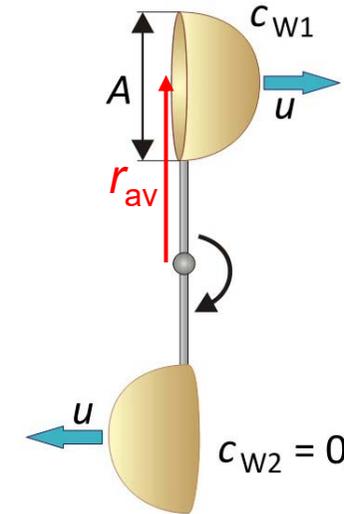
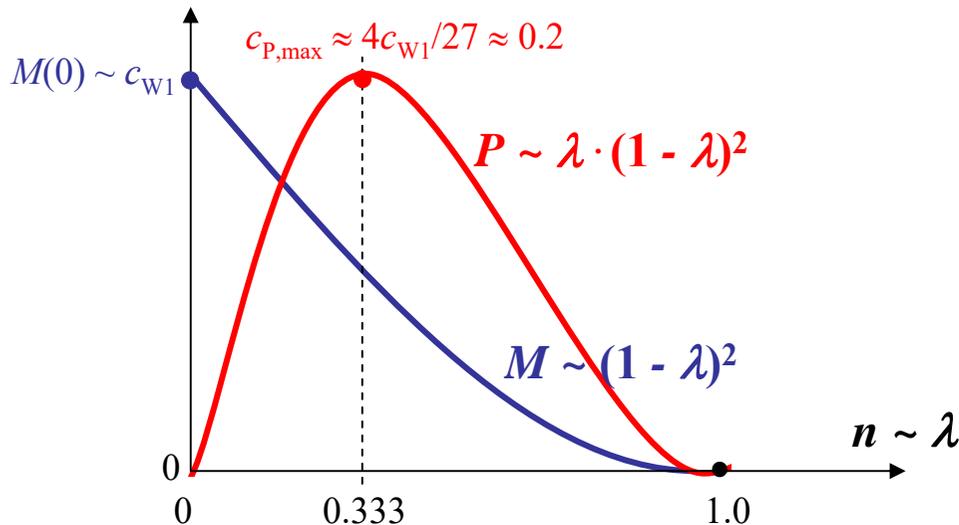
$$P = F_{W1} \cdot u = u \cdot \gamma \cdot \frac{A}{2} \cdot c_{W1} \cdot (v-u)^2 = \gamma \cdot \frac{A}{2} \cdot v^3 \cdot \underbrace{c_{W1} \cdot \lambda \cdot (1-\lambda)^2}_{c_P}$$

- **Drehmoment:** Mit  $u = 2\pi \cdot r_{av} \cdot n$

$$M = \frac{P}{2\pi n} = \frac{2\pi \cdot r_{av} \cdot n}{2\pi \cdot n} \cdot \gamma \cdot \frac{A}{2} \cdot c_{W1} \cdot (v-u)^2 = r_{av} \cdot \gamma \cdot \frac{A \cdot v^2}{2} \cdot c_{W1} \cdot (1-\lambda)^2$$

$$c_M = c_{W1} \cdot (1-\lambda)^2$$

$$c_P = \lambda \cdot c_{W1} \cdot (1-\lambda)^2$$



Quelle:  
Quaschnig,  
Regenerative Energien

## P3.3 Windturbinen

### Übersicht



1. Windturbinen - Bauformen
2. Windenergieanlagen mit vertikaler Achse  
(*Savonius-Rotor, Darrieus-Rotor, H-Darrieus-Rotor*)
3. Windenergieanlagen mit horizontaler Achse
4. Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert



## P3.3 Windturbinen

### P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse



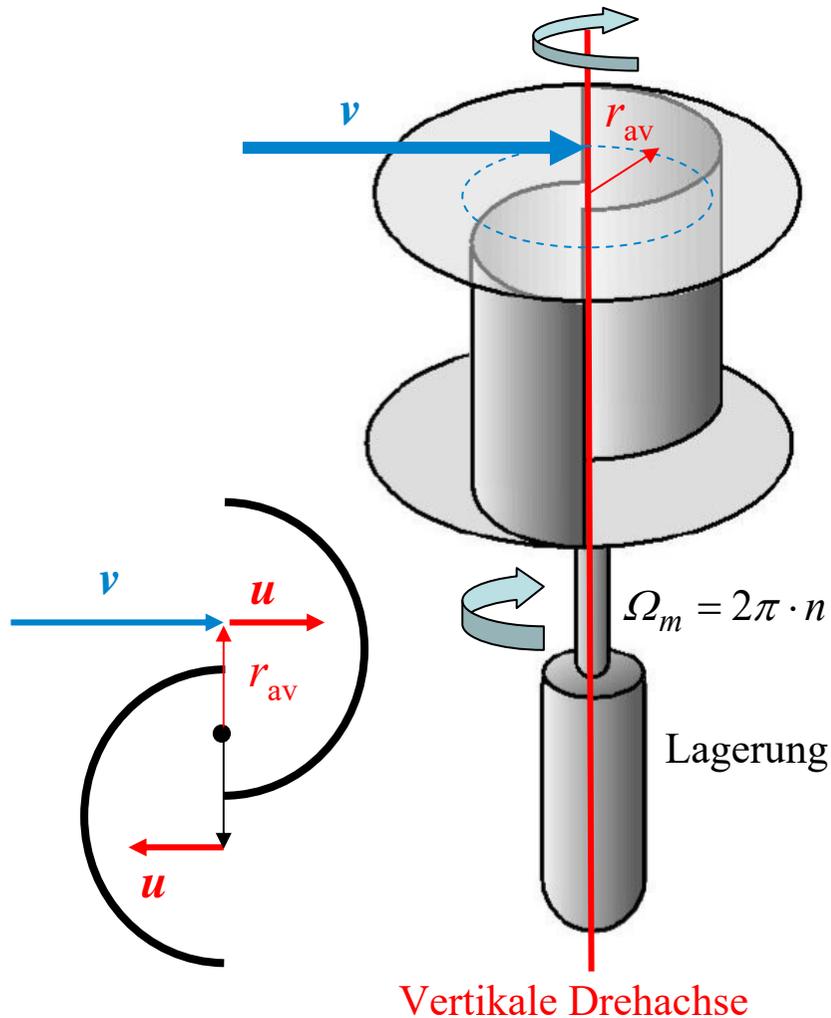
#### Vorteile:

- Einfache Gestaltung der Windkraft-Anlage
- Generator, Getriebe und Steuerung können **am Boden installiert** werden.  
⇒ Einfache Zugänglichkeit für Wartung
- Windkraftanlagen mit vertikaler Drehachse müssen **nicht** der Windrichtung **nachgeführt** werden.
- Sie sind also besonders gut geeignet für Gebiete mit ständig **wechselnden Windrichtungen**.
- Bauarten: *Savonius*, *Darrieus*, *H-Darrieus*

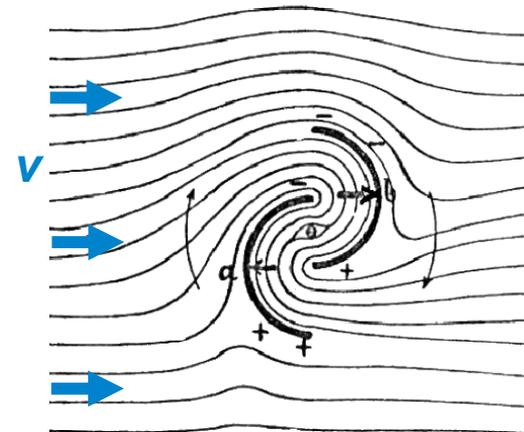


# P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse

## Widerstandsläufer Savonius-Rotor (1)



Skizze von Sigurd Savonius, Finnland:



Quelle: Quaschnig, Regenerative Energien & Wikipedia.de

## P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse Widerstandsläufer Savonius-Rotor (2)



- *Sigurd Savonius: Finnland, 1924*
- Savonius-Rotor: **Widerstandsläufer** mit vertikaler Drehachse
- Er besteht aus zwei halbzylinderförmigen Schaufeln, die in entgegen gesetzte Richtungen geöffnet sind.
- In Achsnähe überlappen sich die Schaufeln:  
Es wird auch z. T. Strömungsumlenkung und dyn. Auftrieb genutzt.
- Der Rotor hat einen maximalen Leistungsbeiwert  $c_{P_{\max}} = 0.2 \dots 0.25$ .
- Vorteile:
  - Selbstständiges Anlaufen schon bei **geringen Windgeschwindigkeiten**
  - Windrichtungs-unabhängig
- Nachteile: - Relativ hoher Materialaufwand  
- Geringe Leistungsausbeute
- Einsatzgebiet: **Kleinwindanlagen**



## P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse Widerstandsläufer Savonius-Rotor (3)



*Savonius*-Läufer:  
Drei gegenläufige, dreiflügelige Rotoren  
(UDX-Hochhaus *Akihabara*, Tokio, Japan)

Quelle: *Wikipedia.de*

## P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse

### Auftriebsläufer *Darrieus*-Rotor

- **Darrieus-Rotor (G. Darrieus, F, 1929):**

- Auftriebsläufer mit vertikaler Drehachse
- Besteht i. A. aus 2, 3 oder 4 Rotorblättern (mit Tragflächenprofil)
- Rotorblätter parabelförmig gebogen

- **Vorteile:**

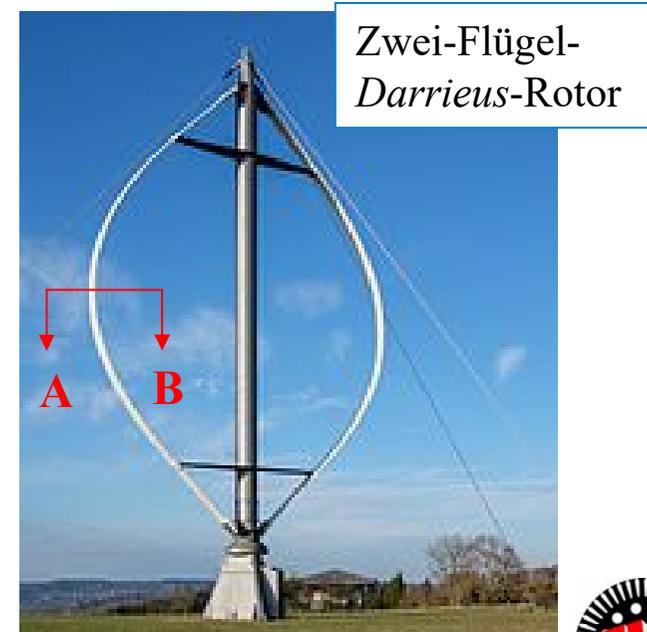
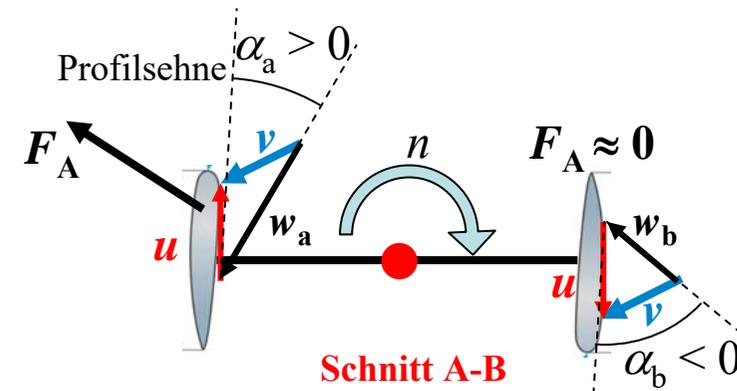
- Höherer Leistungsbeiwert  $c_p$  als bei *Savonius*-Rotor
- Windrichtungs-unabhängig

- **Nachteile:**

- Leistungsbeiwert  $c_p$  nur 75% von Auftriebsläufern mit Horizontalachse (max. ca.  $c_p = 0.4$ ), da bei Rotation ständige Änderung des Anströmwinkels  $\alpha$
- Rotor ist **nicht** in der Lage, **selbstständig anzulaufen** (braucht daher einen zusätzlichen Antrieb)

- **Anlaufhilfe:** z. B. kleinerer *Savonius*-Rotor an der Spitze montiert

- **Einsatzhäufigkeit:** Eher selten

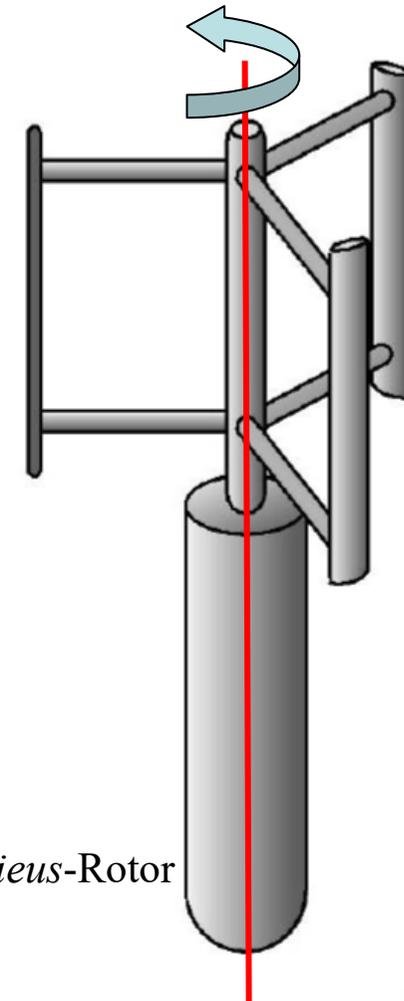


Quelle: wikipedia

## P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse

### Auftriebsläufer H-Rotor (1)

- **H-Rotor (H-Darrieus-Rotor):**  
Vertikale Achse, Funktion wie *Darrieus*-Rotor, aber:  
gerade Rotorblätter
- Oft wird beim H-Rotor der elektrische Generator direkt (= OHNE Getriebe) in die Rotorkonstruktion integriert
- Vorteil: **Robust** ⇒ Einsatz für extreme Witterungsbedingungen (z. B. arktische Regionen, Hochgebirge)
- Wie der *Darrieus*-Rotor ist er **nicht** in der Lage, **selbstständig anzulaufen**, braucht daher einen zusätzlichen z.B. *Savonius*-Antrieb.



Dreiflügeliger H-Darrieus-Rotor

Quelle: Quaschnig, Regenerative Energien

## P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse Auftriebsläufer H-Rotor (2)



Zweiflügelige *H-Darrieus*-Rotoren

Quelle: *Wikipedia.de*

## P3.3.2 Windenergieanlagen mit vertikaler Achse *Darrieus-* und *Savonius-Rotor*

Zwei *Savonius*-Rotoren nahe der Drehachse,  
zum Selbstanlauf des Vier-Flügel-*Darrieus*-Rotors  
(außen)

*(Jinguashi, New Taipei City, Taiwan)*



Quelle: *Wikipedia.de*

---

## P3.3 Windturbinen

### Übersicht

---



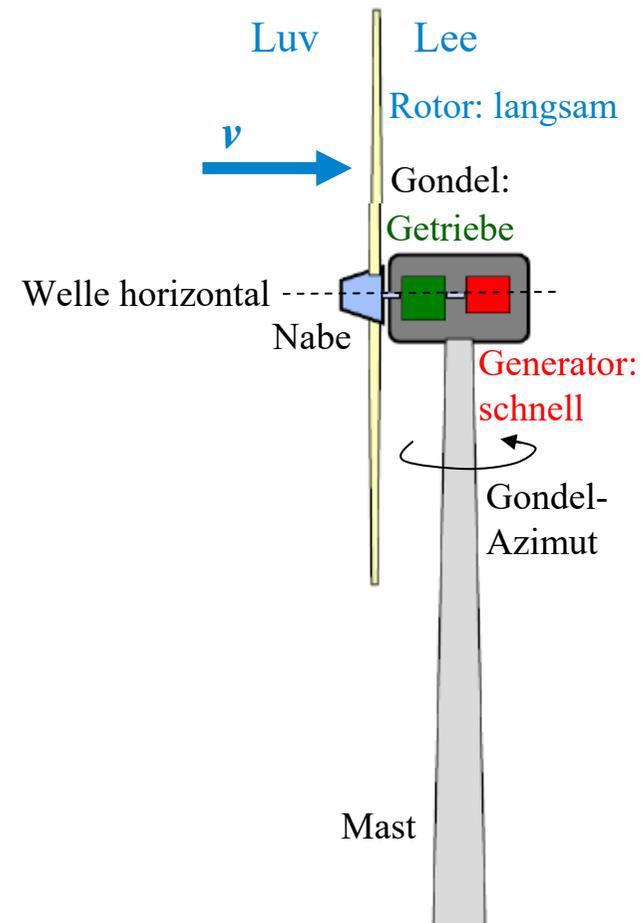
1. Windturbinen - Bauformen
2. Windenergieanlagen mit vertikaler Achse  
(*Savonius-Rotor*, *Darrieus-Rotor*, *H-Darrieus-Rotor*)
3. Windenergieanlagen mit horizontaler Achse
4. Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert



## P3.3 Windturbinen

### P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse

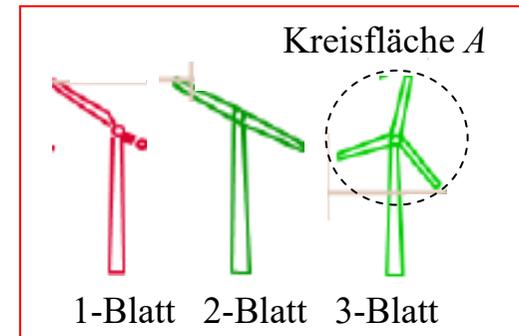
- Auftriebsläufer als **Luvläufer**:  
Dadurch keine **Windabschattung**  
durch den Mast!
- Windrichtungsnachführung (Azimut-Verstellung) nötig



## P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse

### Anzahl der Rotorblätter

- Beim Überstreichen der Kreisfläche  $A$  wird dem Wind kinetische Energie  $\Delta W_k$  entzogen:
  - Ein-Blatt-Läufer: 1 Umdrehung  $\rightarrow \Delta W_k$
  - Zwei-Blatt-Läufer: 1/2 Umdrehung  $\rightarrow \Delta W_k$
  - Drei-Blatt-Läufer: 1/3 Umdrehung  $\rightarrow \Delta W_k$USW.

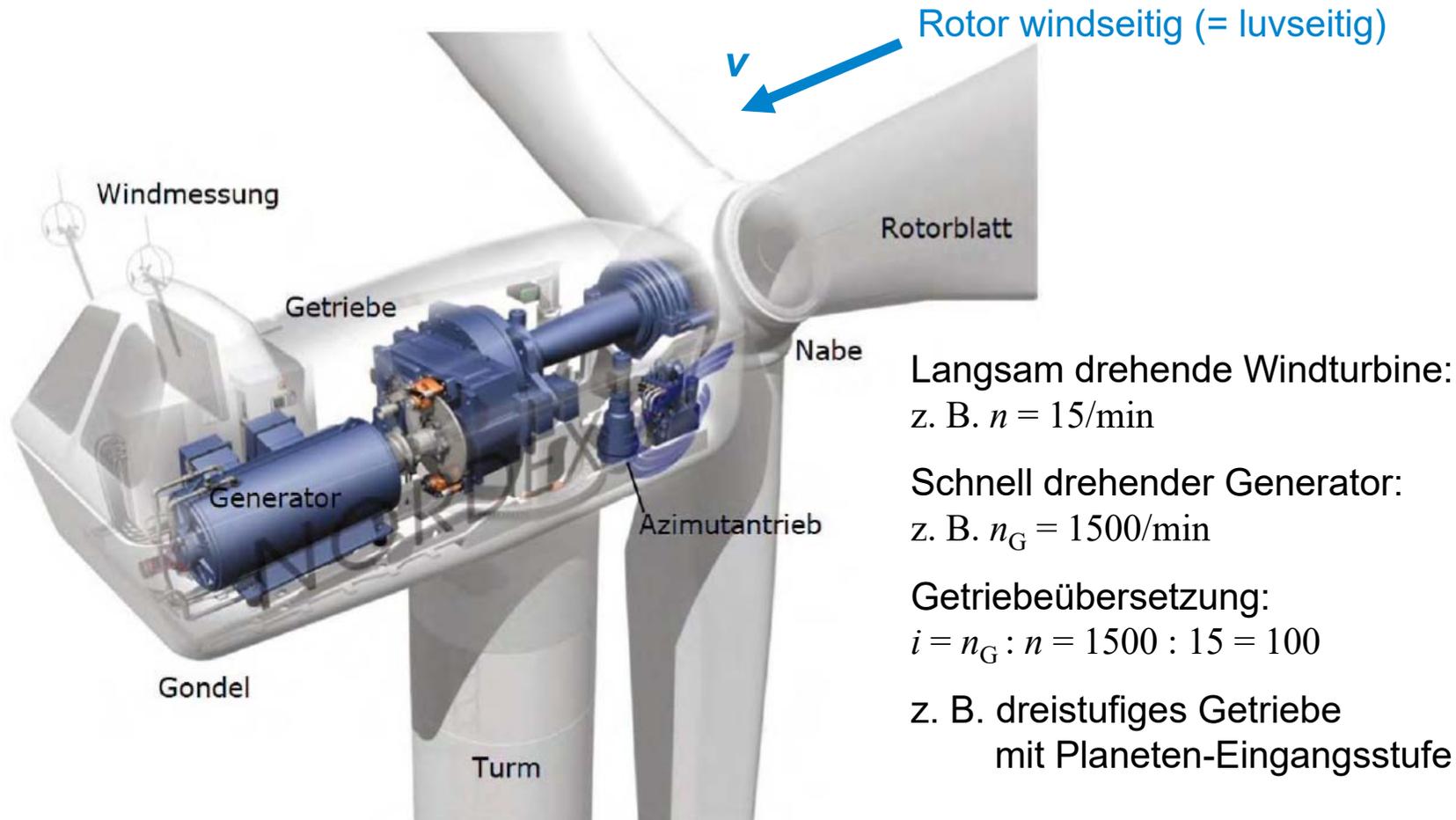


- $n_{1\text{-Blatt}} \approx 2n_{2\text{-Blatt}} \approx 3n_{3\text{-Blatt}}$  USW.

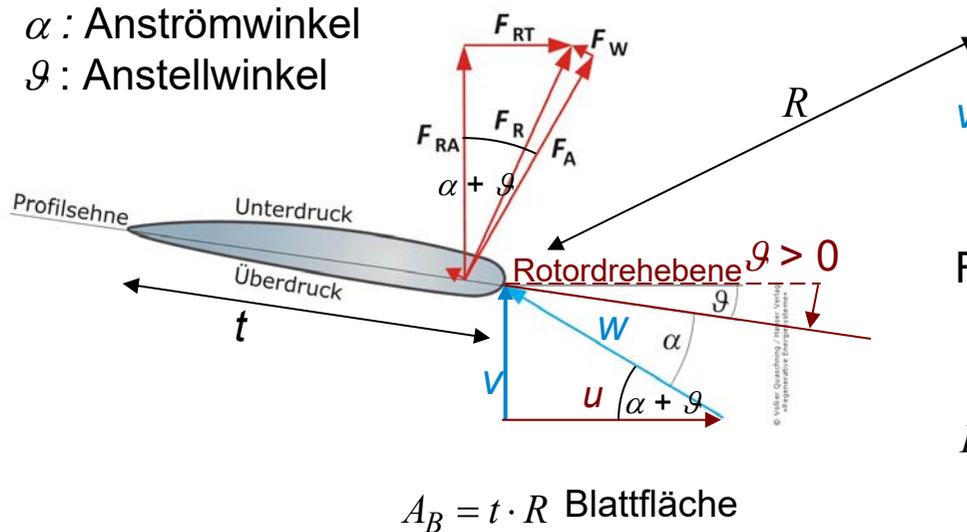
- Ein-Blatt-Rotor dreht am schnellsten, aber:
  - Ein-Blatt-Rotor benötigt Ausgleichsmasse zur Vermeidung einer Lager-Unwuchtkraft (daher: Einsatz selten)
- Drei-Blatt-Rotoren: Höchster  $c_p$ -Wert ( $\approx 0.5$ ):
  - Schaufelzahl-Optimum zwischen
    - a) guter Strömungsführung (mehr Rotorblätter) und
    - b) geringer Schaufelreibung (weniger Rotorblätter)

## P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse Beispiel einer Windenergieanlage

Quelle: wind-energie (ehem. Nordex AG).de



# P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse Strömungskräfte am Flügel (1)



$v$  strömt senkrecht zur Rottblattebene:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

Rechtwinkliges Geschwindigkeits-Dreieck

$$v = w \cdot \sin(\alpha + \vartheta) \quad u = w \cdot \cos(\alpha + \vartheta)$$

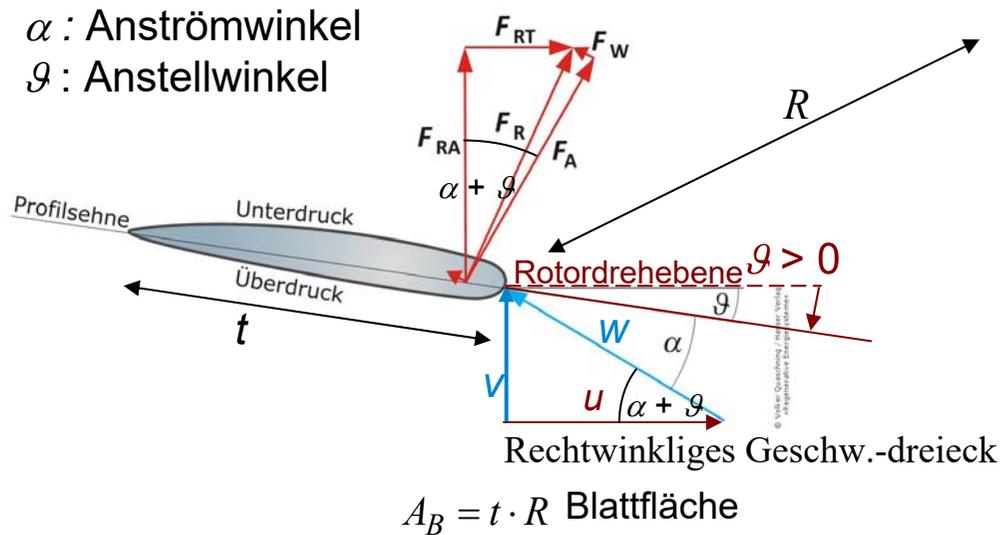
$$F_A = c_A \cdot \gamma \cdot A_B \cdot \frac{w^2}{2} \quad F_W = c_W \cdot \gamma \cdot A_B \cdot \frac{w^2}{2}$$

**Auftriebskraft  $F_A$**  (normal zur  $w$ -Richtung) } **resultierende Kraft  $F_R$ :**  
**Widerstandskraft  $F_W$**  (in  $w$ -Richtung) }  $\vec{F}_R = \vec{F}_A + \vec{F}_W = \vec{F}_{RA} + \vec{F}_{RT}$

$F_{RT}$ :  $F_R$ -Komponente in Rotordrehebene (T: tangential): Treibt Rotor an!

$F_{RA}$ :  $F_R$ -Komponente normal zur Rotordrehebene („Schubkraft“).  
Muss vom Turmfundament abgestützt werden.

## P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse Strömungskräfte am Flügel (2)



$$F_A = c_A \cdot \gamma \cdot A_B \cdot \frac{w^2}{2}$$

$$F_W = c_W \cdot \gamma \cdot A_B \cdot \frac{w^2}{2}$$

$$F_A < F_R = \sqrt{F_A^2 + F_W^2} : F_W \ll F_A \Rightarrow F_A \approx F_R$$

$$F_{RT} \approx F_A \cdot \sin(\alpha + \vartheta)$$

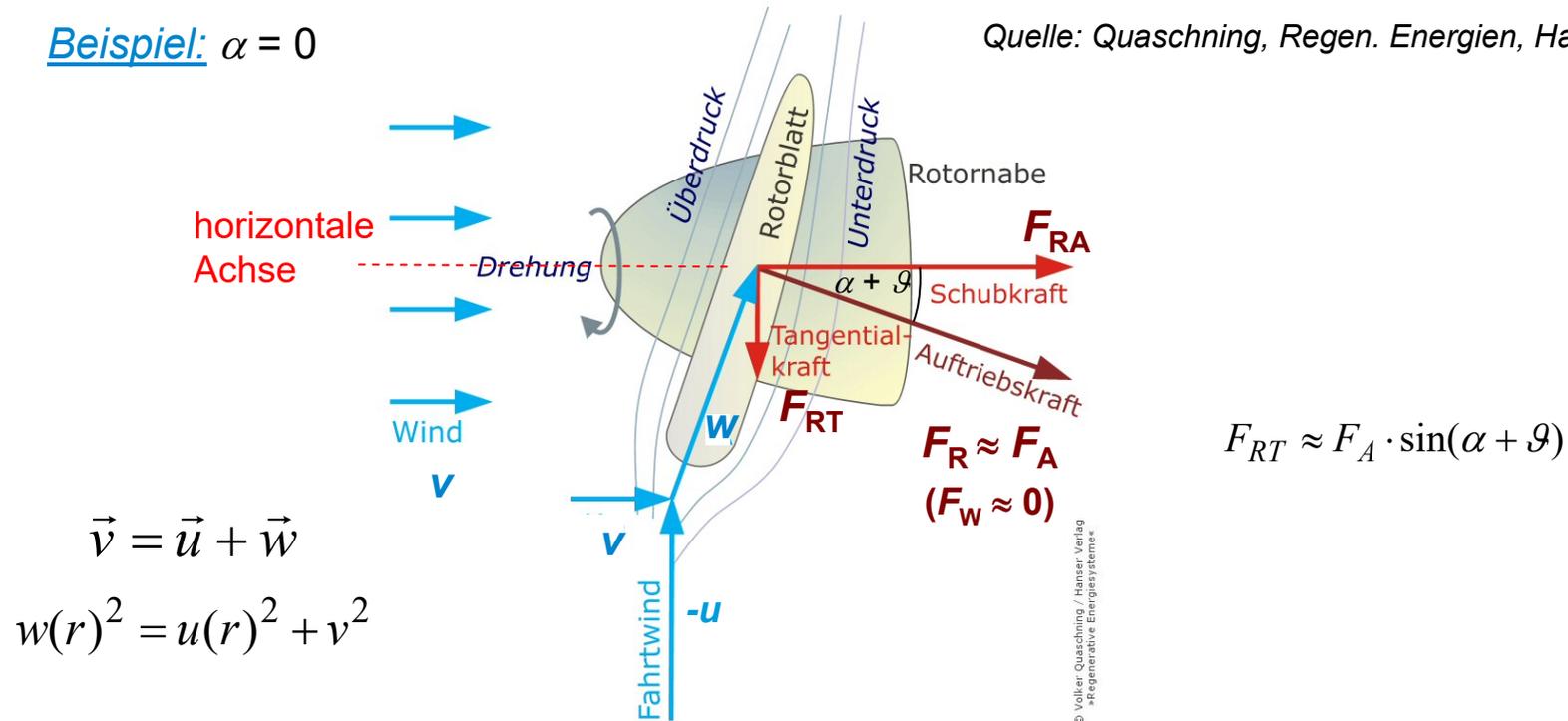
$$F_{RA} \approx F_A \cdot \cos(\alpha + \vartheta)$$

# P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse

## Beispiel: Strömungskräfte am Flügel

Beispiel:  $\alpha = 0$

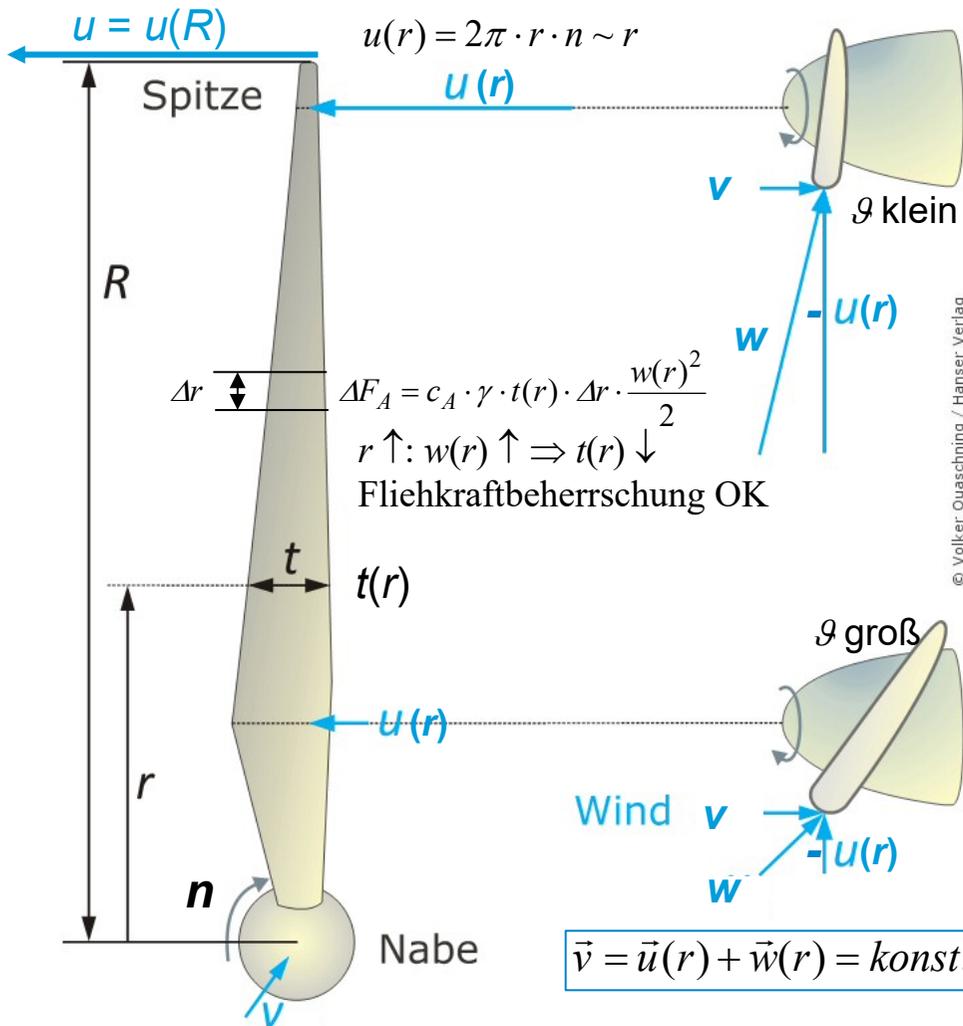
Quelle: Quaschnig, Regen. Energien, Hanser



- Für große Bemessungsleistungen  $P_N$  müssen wegen der geringen Luftdichte **große Luft“flächen“** als Kreisflächen erfasst werden:  $A = R^2 \pi$
- ⇒ Rotorblätter müssen lang sein:  $R$  groß

# P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse

## Lange Rotorblätter müssen gewunden sein für $\alpha_{opt}$



- Umfangsgeschwindigkeit  $u$  nimmt mit  $r$  zu
- Blattprofil muss **außen schwächer geneigt** sein gegen die Blattdrehebene, damit Anströmwinkel  $\alpha = \alpha_{opt} = konst.$ : Anstellwinkel  $\vartheta$  sinkt mit steigendem  $r$ !

$$w(r)^2 = u(r)^2 + v^2 : \uparrow w, r$$

- Die **Blattbreite  $t(r)$**  sinkt mit  $r$ !
- Flügelspitzen-geschwindigkeit  $u = u(R) = \lambda \cdot v = \Omega_m \cdot R = 2\pi R \cdot n$  ist begrenzt wegen **Geräusch** durch Wirbelzopf-ablösung:  
 $u(R) = u_{max} \leq ca. 320 \text{ km/h!}$

Quelle:  
Quaschnig, Regen. Energien, Hanser



### P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse Drehmoment $M$ des Auftriebsläufers bei $v, n$

- Für  $c_W \approx 0$ :  $\vec{F}_R = \vec{F}_W + \vec{F}_A \approx \vec{F}_A$   $dF_{RT}(r) \approx dF_A(r) \cdot \sin(\alpha + \vartheta(r))$
- Drehmoment  $M$  (Rotorblattzahl:  $z_R$ ):  $M = z_R \cdot \int_0^R dF_{RT}(r) \cdot r = z_R \cdot \int_0^R dF_A(r) \cdot \sin(\alpha + \vartheta(r)) \cdot r$

$$M(v, n) = z_R \cdot \int_0^R c_A \cdot \gamma \cdot t(r) \cdot dr \cdot \frac{w(r)^2}{2} \cdot \sin(\alpha + \vartheta(r)) \cdot r$$

- **Abschätzung von  $M$**  mit Werten bei  $R/2$ :  $w\left(\frac{R}{2}\right) = \sqrt{\left(\frac{u(R)}{2}\right)^2 + v^2} = v \cdot \sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{4}}$   
 $\sin\left(\alpha + \vartheta\left(\frac{R}{2}\right)\right) = \frac{v}{w(R/2)}$

$$F_{RT}\left(\frac{R}{2}\right) \approx F_A\left(\frac{R}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha + \vartheta\left(\frac{R}{2}\right)\right) = c_A \cdot \gamma \cdot A_B \cdot \frac{w(R/2)^2}{2} \cdot \frac{v}{w(R/2)} = c_A \cdot \gamma \cdot A_B \cdot \frac{w(R/2) \cdot v}{2}$$

$$M(v, n) = z_R \cdot A_B \cdot c_A \cdot \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{R}{2} \cdot w\left(\frac{R}{2}\right) \cdot v$$

## P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse $c_p$ des Auftriebsläufers (Abschätzung)



### Herleitung

- Leistung  $P$ :  $P(v, n) = 2\pi \cdot n \cdot M(v, n) = \frac{u}{R} \cdot M = \frac{\lambda \cdot v}{R} \cdot M(v, n)$

- Abschätzung von  $P$  mit Werten bei  $R/2$ :  $P(v, n) = \frac{\lambda \cdot v}{R} \cdot \underbrace{z_R \cdot A_B}_{k_A \cdot A = R^2 \pi} \cdot c_A \cdot \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{R}{2} \cdot \underbrace{w\left(\frac{R}{2}\right)}_{v \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 / 4}} \cdot v$

- Blattfläche / Kreisfläche:  $k_A = z_R \cdot A_B / A \quad 0 < k_A < 1$

$$P(v, n) = c_P(\lambda) \cdot \frac{\gamma}{2} \cdot A \cdot v^3$$

$$c_P(\lambda) \sim c_A(\alpha) \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 / 4}$$

**Beispiel:**  $k_A = 0.053$ ,  $\vartheta(R/2) = 3^\circ$ ,  $c_A(14^\circ) = c_{A, \max} = 1.0 : \lambda = 6.5$

$$c_P \approx 0.053 \cdot 1.0 \cdot (6.5/2) \cdot \sqrt{1 + 6.5^2 / 4} = 0.58 \quad \text{Real maximal ca. } c_P = 0.5 \text{ erreichbar !}$$



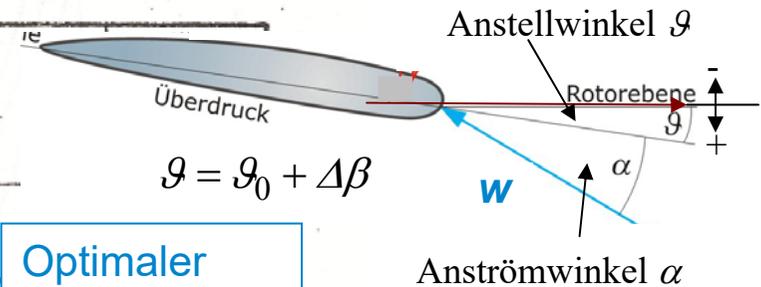
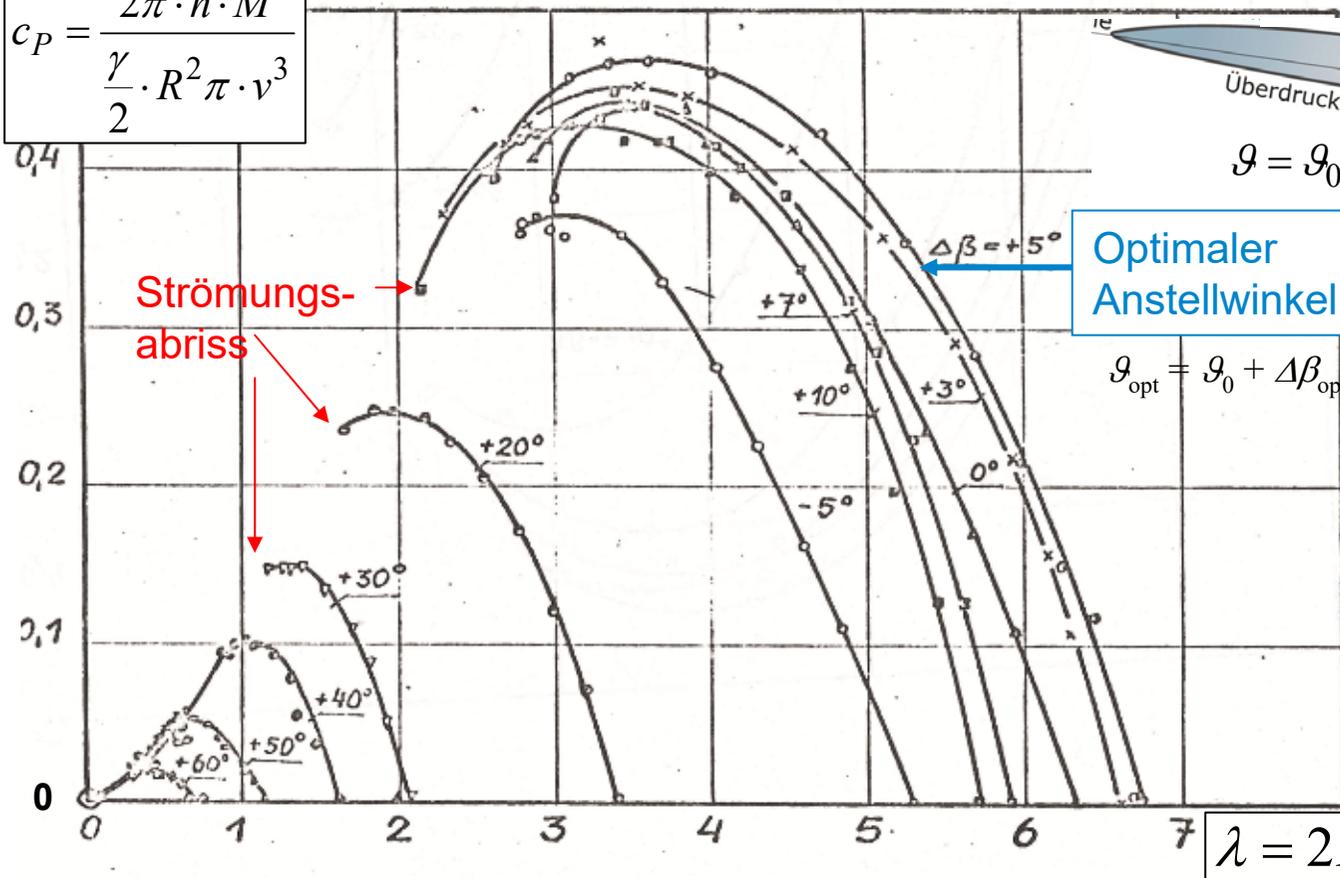
# P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse

## Messung des Leistungsbeiwerts $c_p$ im Windkanal



- Vierblatt-Modell-Propeller,  $2R = 2$  m, Messung des Drehmoments  $M$  bei unterschiedlichem Blattanstellwinkel  $\vartheta$  und veränderlicher Drehzahl  $n$  bei  $v = \text{konst.}$

$$c_p = \frac{2\pi \cdot n \cdot M}{\frac{\gamma}{2} \cdot R^2 \pi \cdot v^3}$$



Quelle:  
Hütter, U.: Dissertation,  
1942, Stuttgart  
 $\lambda = u/v = 2\pi \cdot R \cdot n/v$

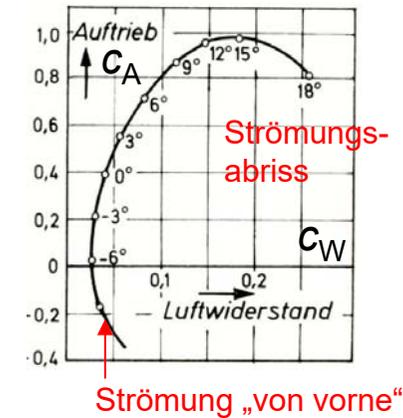
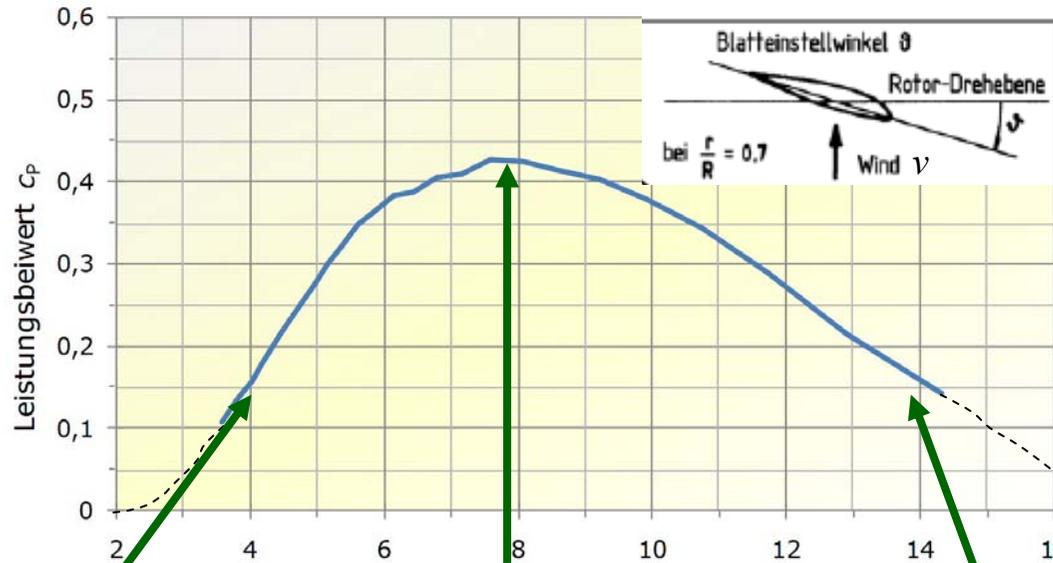


# P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse

## Leistungsbeiwert $c_p$ : Rotorblattprofil Vestas V44-600-kW

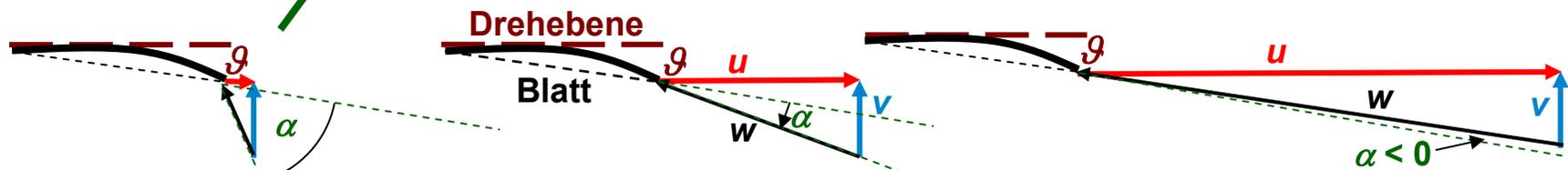


$v = \text{konst.}$   
 $g = \text{konst.}$



Geschwindigkeitsdreiecke NICHT maßstäblich!

$\lambda = u/v \sim n$



$\lambda = 4, u$  klein:  
 $w$  klein,  $\alpha > 0$  groß,  $c_A = 0.6$  klein  
**Strömungsabriss**

$c_p \sim f_A = c_A \cdot \lambda \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 / 4} = 5.4$

$\lambda = 8, u$  mittel:  
 $w$  mittel,  $\alpha > 0$  mittel,  $c_A = 1$  groß

$c_p \sim f_A = 33$

$\lambda = 14, u$  groß:  
 $w$  groß,  $\alpha < 0$ ,  $c_A = 0.05$  klein  
**Strömung „von vorne“**

$c_p \sim f_A = 5$

Quelle: Hau, E.: Windkraftanlagen, 2014, Springer & Quaschnig, V.: Regen. Energien, 2015, Hanser & Schreiner, Physik, 1971



# P3.3.3 Windenergieanlagen mit horizontaler Achse

## Strömungsabriss = „Stall“-Effekt (englisch)

### a) Ruhendes Profil:

„Gesunde“ Strömung

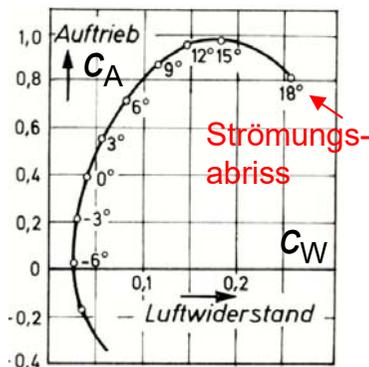
$\alpha$  klein:  $5^\circ \dots 12^\circ$

$c_A$  groß: ca.  $0.7 \dots 1$

### Strömungsabriss

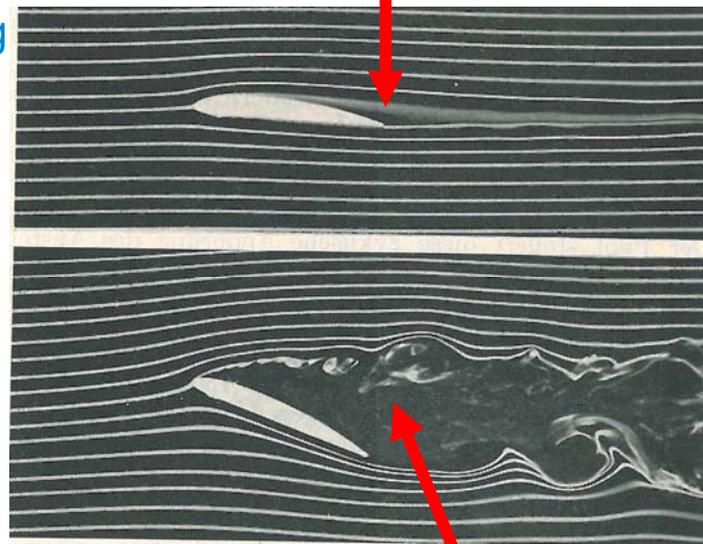
$\alpha$  groß:  $> 18^\circ$

$c_A$  sinkt stark ab



Typische „Polare“

Nötige turbulente Strömungsablösung für hohen Auftrieb

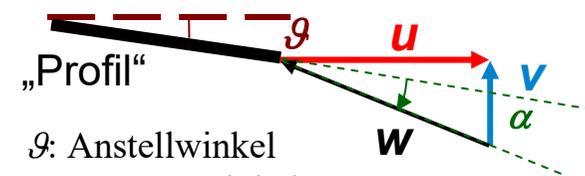


„Strömungsabriss“ = sehr starke turbulente Strömungsablösung = kein Auftrieb

Bilder: Laminare Luftanströmung:  
(mit Rauchfäden zur Sichtbarmachung der Strömung)

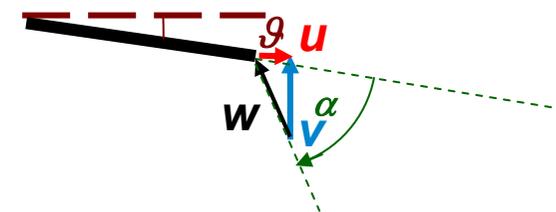
### b) Bei rotierendem Profil:

$\lambda = u/v$  optimal



$g$ : Anstellwinkel  
 $\alpha$ : Anströmwinkel

$\lambda = u/v$  klein



„Stall“-Effekt =  
Strömungsabriss

Quelle: Schreiner, Physik, 1971



---

## P3.3 Windturbinen

### Übersicht

---

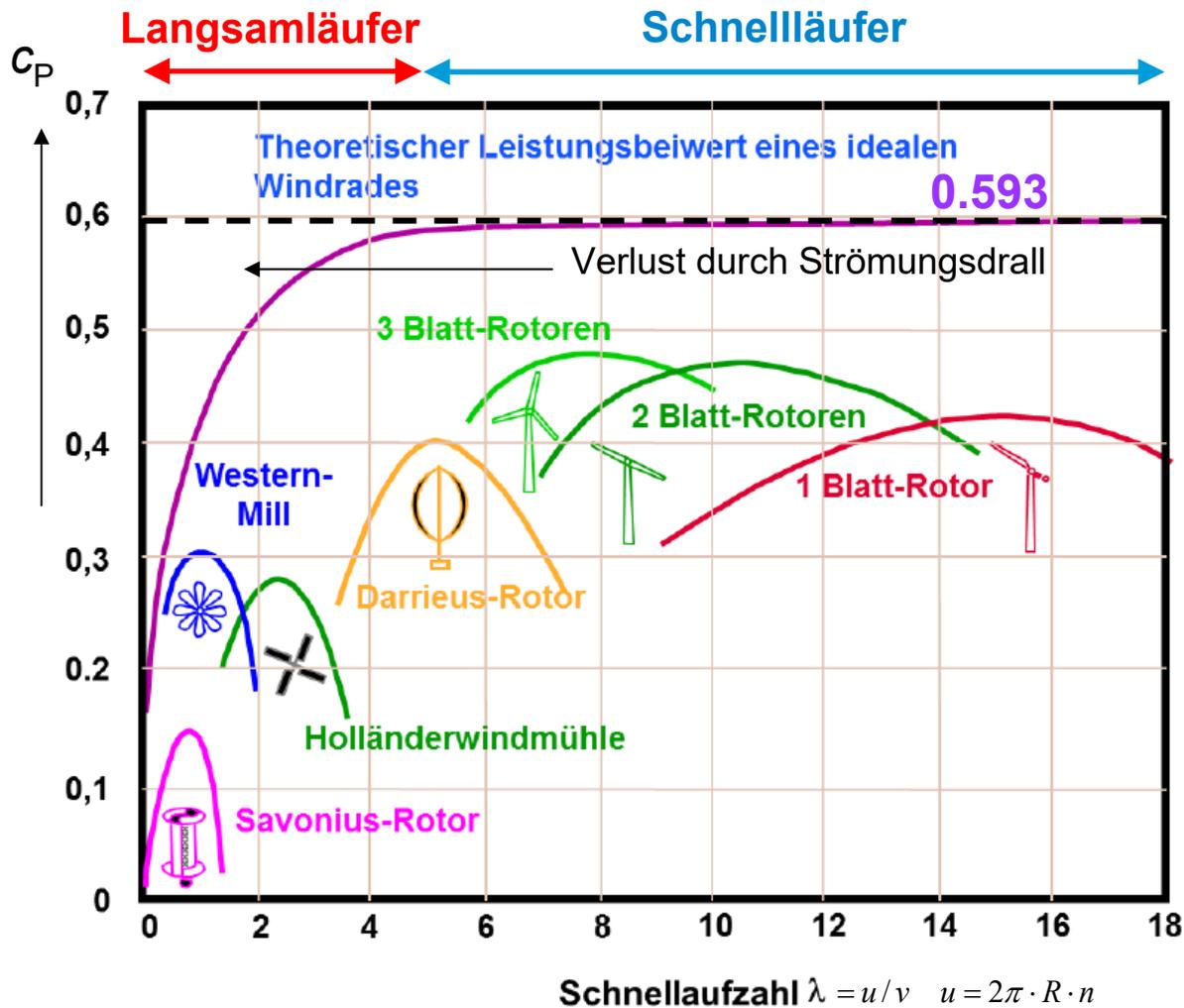


1. Windturbinen - Bauformen
2. Windenergieanlagen mit vertikaler Achse  
(*Savonius-Rotor*, *Darrieus-Rotor*, *H-Darrieus-Rotor*)
3. Windenergieanlagen mit horizontaler Achse
4. Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert



# P3.3 Windturbinen

## P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert $c_p$



- **Schnellaufzahl  $\lambda = u/v$ :**  
Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit zur (wahren) Windgeschwindigkeit
- „Langsamläufer“:  $\lambda < 5$
- „Schnellläufer“:  $\lambda \geq 5$
- Hohe Schnellaufzahlen  $\Rightarrow$   
Rotoren mit kleiner Blattzahl

Quelle:  
Wagner,  
*Nutzung regenerativer Energien, 2010*  
aus: Wilson-Lissaman: *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines, 1974*

## P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Festdrehzahl-Läufer: „Stall“-Betrieb, $n = \text{konst.}$

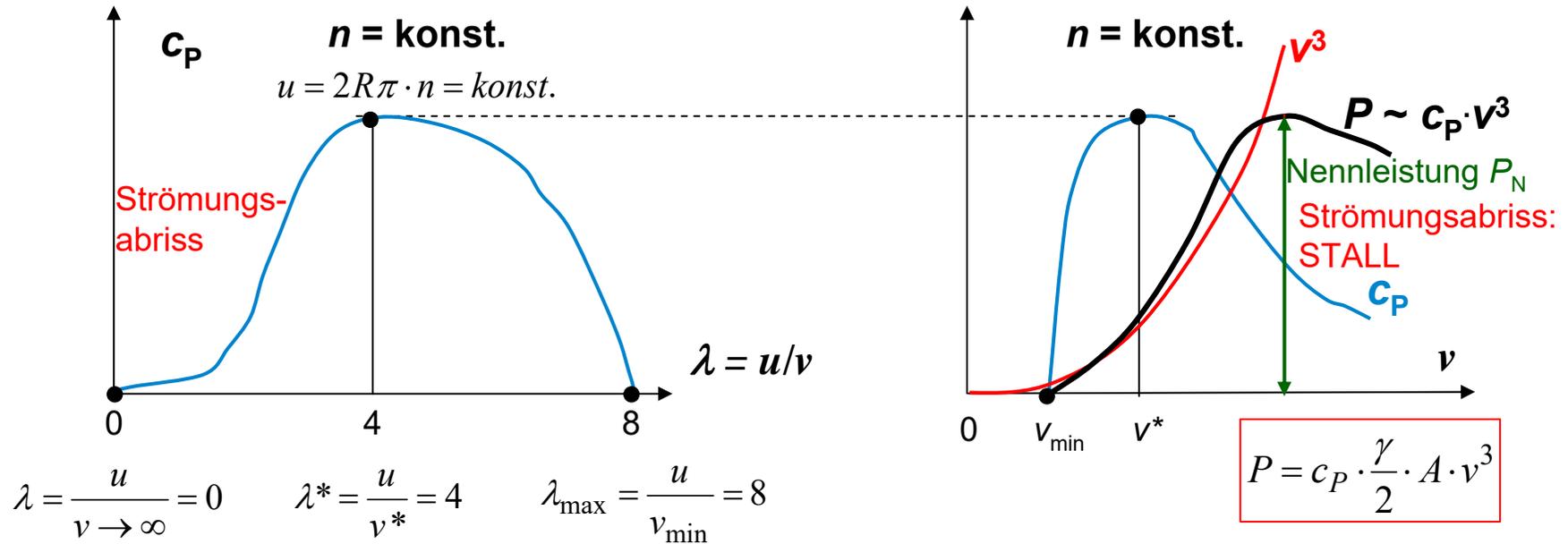


TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Der Windrotor ist mit einem **Asynchron- oder Synchrongenerator** (Polzahl  $2p$ , Nennleistung  $P_N$ ) gekuppelt; z. B. über ein drehzahl-hochsetzendes Getriebe.
- Der el. Generator wird direkt am Netz (Frequenz  $f$ ) betrieben, sodass
  - a) seine **Drehzahl konstant** ist ( $n = f/p$ , Synchrongenerator) oder
  - b) nahezu konstant (Asynchrongenerator).



# P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Festdrehzahl-Läufer: „Stall“-Betrieb, $n = \text{konst.}$



- Mit zunehmender Windgeschwindigkeit  $v$  wird die **Leistung** in der Turbine durch den Strömungsabrisse („Stall“-Effekt) begrenzt.



## P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Drehzahlvariabler Betrieb, $n_{\max} \sim v$ (1)

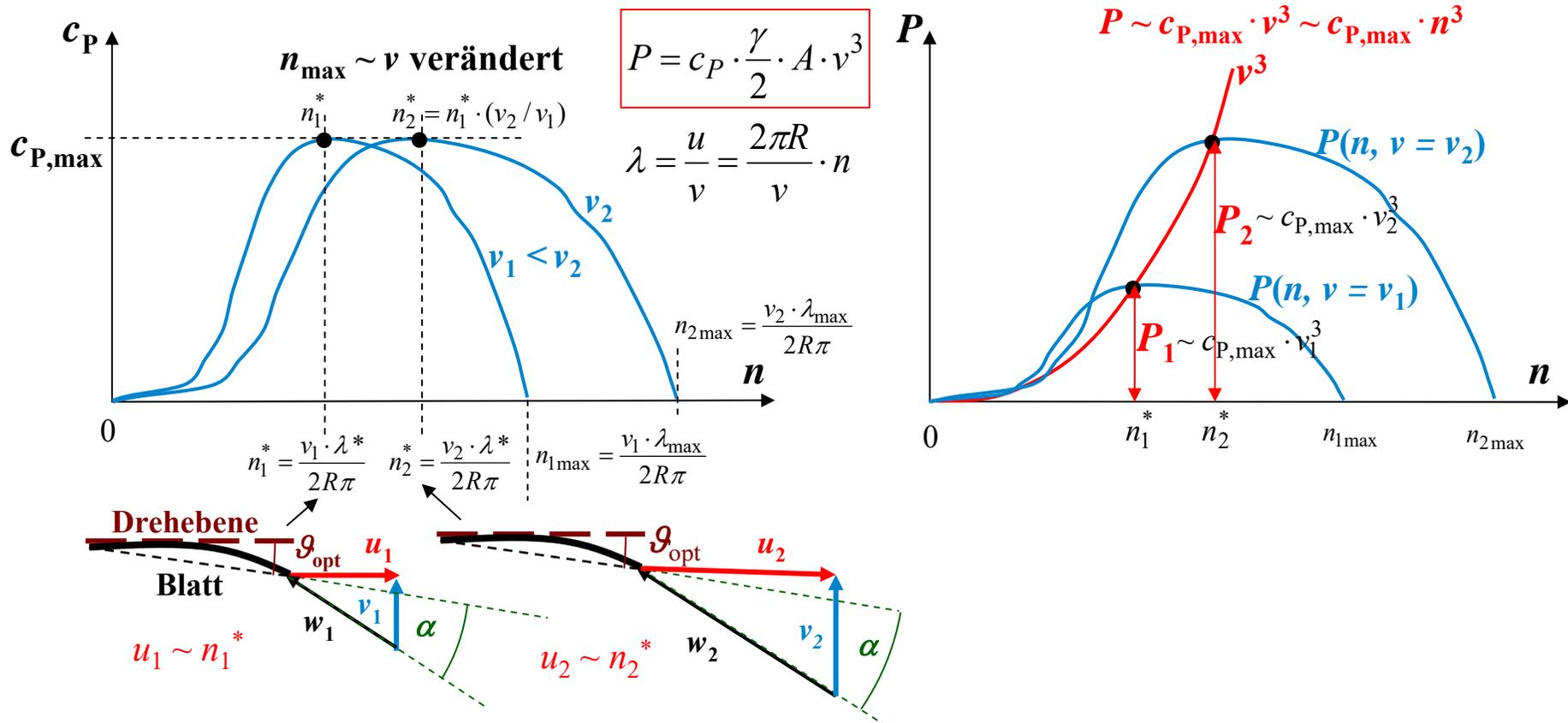


TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Drehstrom-Generator wird über Spannungs-Umrichter (Frequenzänderung  $f$ ) **drehzahlvariabel  $f \sim n$**  betrieben.
- Der Umrichter formt die Generator-Spannung auf netzfrequente Spannung  $f_{\text{Netz}} = 50$  Hz um.
- Windrotor wird mit **optimalem Blattanstellwinkel  $\vartheta_{\text{opt}}$**  betrieben!
- Mit steigender Windgeschwindigkeit  $v$  auch die Drehzahl  $n$  über den Umrichter erhöht
- So bleibt der **optimale Anströmwinkel  $\alpha = \alpha_{\text{opt}} = \text{konstant}$** .
- Stets wird die maximal mögliche Leistung  **$P \sim c_{P,\text{opt}} \cdot v^3 \sim c_{P,\text{opt}} \cdot n^3$**  dem Wind entnommen!

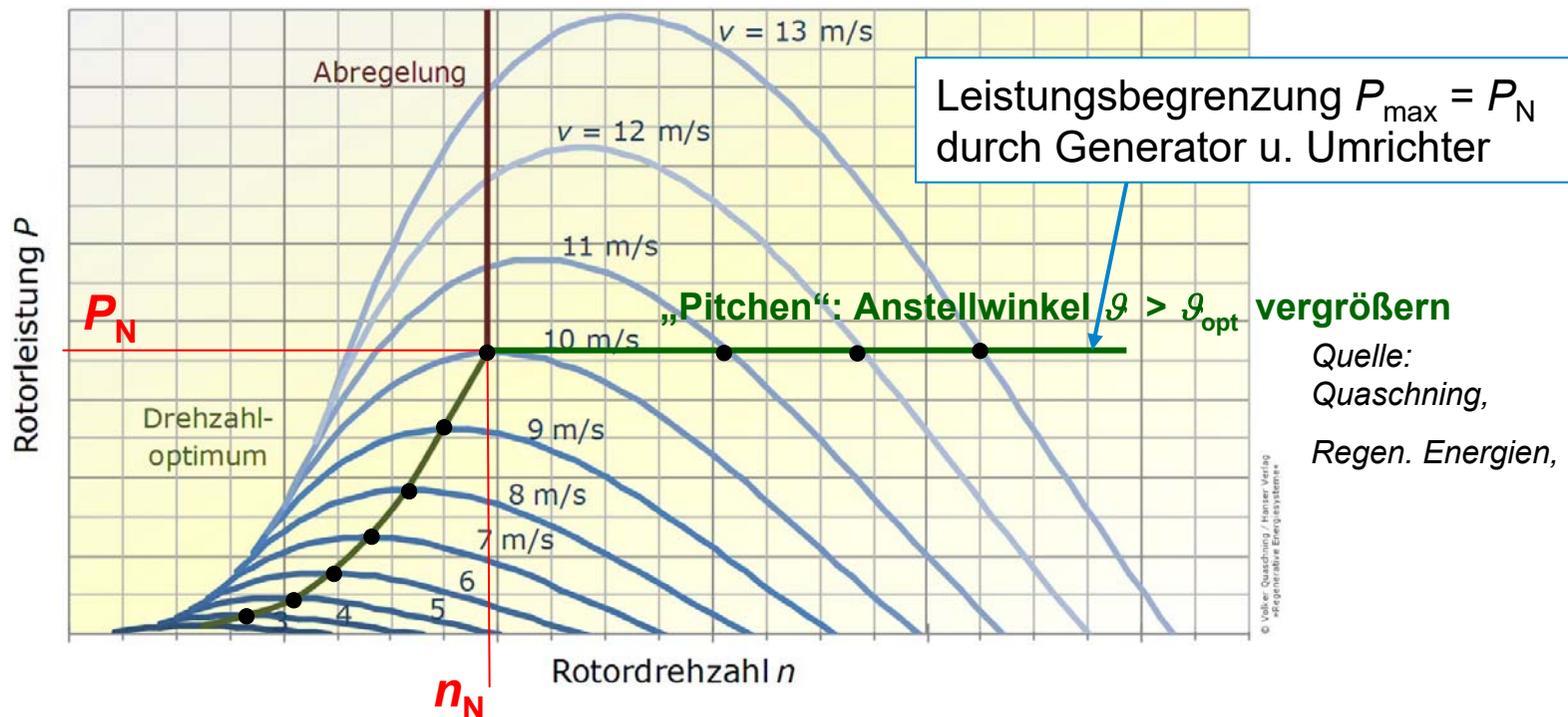


# P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Drehzahlvariabler Betrieb, $n_{\max} \sim v$ (2)



Geschwindigkeitsdreiecke NICHT maßstäblich!

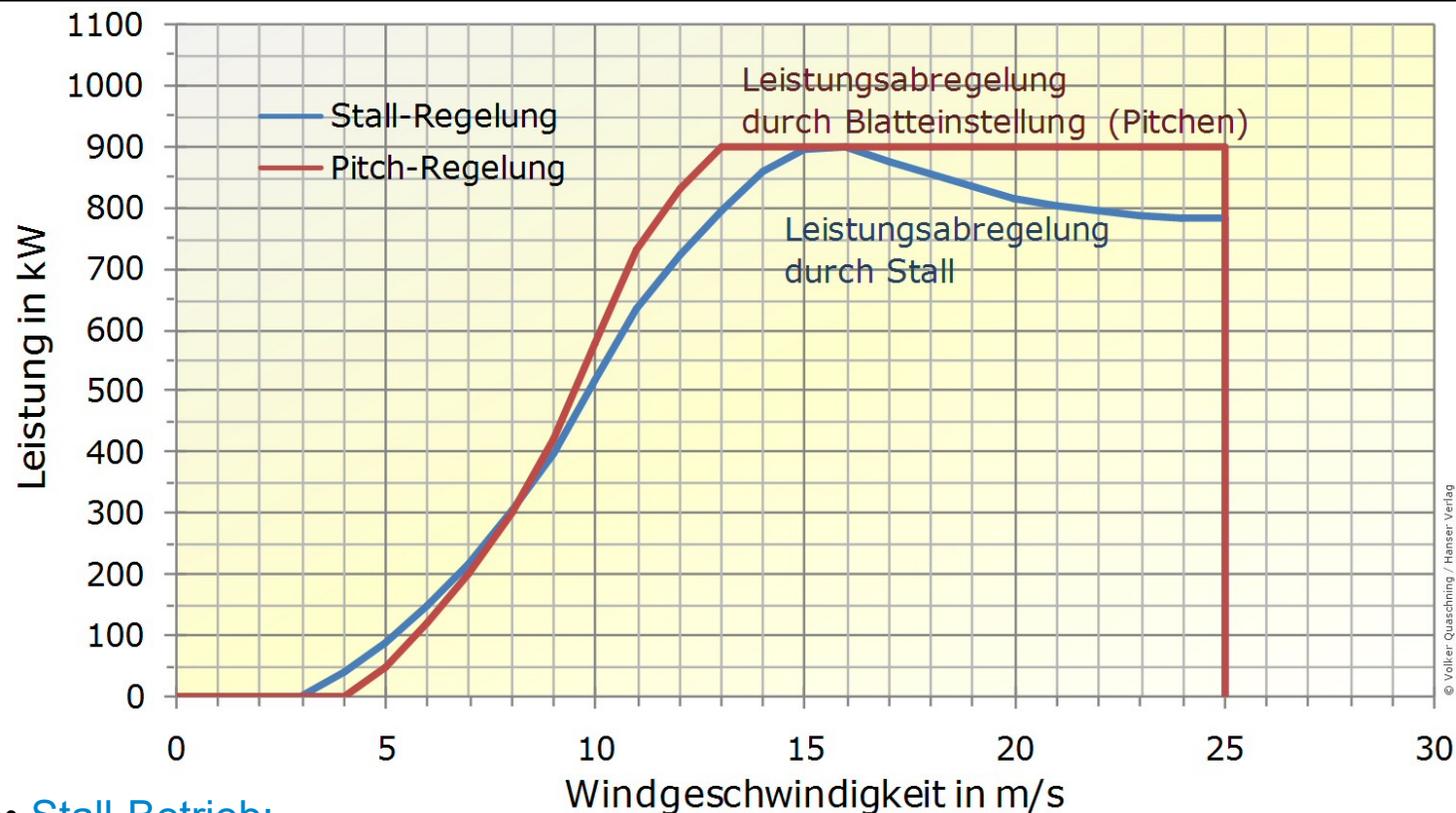
# P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Drehzahlvariabler „Pitch“-Betrieb, $n \neq \text{konst.}$



- Der Windrotor wird für  $0 < n \leq n_N$  mit **optimalem Blattanstellwinkel**  $\vartheta_{\text{opt}}$  betrieben ( $\alpha = \alpha_{\text{opt}}$  konstant), so dass Leistung  $P \sim c_{P,\text{opt}} \cdot v^3 \sim c_{P,\text{opt}} \cdot n^3$  umgesetzt wird
- Für  $n > n_N$  wird der Anstellwinkel  $\vartheta$  („Pitch“-Winkel) vergrößert (= „Abregeln“):  $\vartheta > \vartheta_{\text{opt}}$ , so dass wegen  $\alpha < \alpha_{\text{opt}}$  der  $c_A$ -Wert sinkt.
- Die Leistung  $P$  bleibt somit trotz steigender Windgeschwindigkeit  $v$  **konstant  $P_N$** .



## P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Vergleich „Stall“- und „Pitch“-Betrieb



Quelle:  
Quaschnig,  
Regen. Energien,  
Hanser

- **Stall-Betrieb:**  
Leistung sinkt bei Strömungsabriss unter  $P_N$ , daher nur für kleinere Anlagen (< 1 MW)
- **Pitch-Betrieb:** Aufwändiger, aber höhere Leistung, daher Standardlösung für > 1 MW.  
„Fahnenstellung“ der Rotorblätter bei Sturm / Orkan:  $v > 25$  m/s.

Kölner Dom 157 m

Rotorscheitelpunkt 148 m -----

Cheopspyramide 148 m

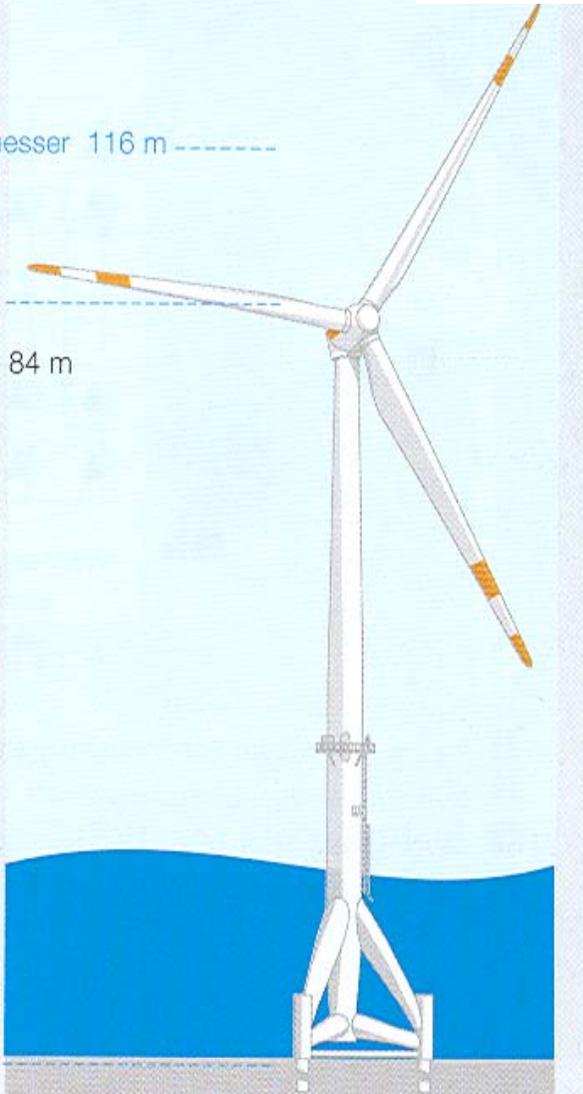
Rotordurchmesser 116 m -----

Nabe 90 m -----

Sacr -Coeur 84 m

Meeresboden

-28 m -----



## P3.3.4 Windenergieanlagen Off-shore 5 MW, ALPHA VENTUS



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Nennleistung  $P_N = 5$  MW, Pitch-Betrieb
- Nenndrehzahl  $n_N = 14.8$  /min
- Rotordurchmesser  $2R = 116$  m
- Nenn-Windgeschwindigkeit  $v_N = 12$  m/s

$$A = R^2 \pi = 58^2 \pi = 10568 \text{ m}^2$$

$$\gamma_{L,10^\circ C} = 1.247 \text{ kg/m}^3, c_P = 0.48$$

$$P = c_P \cdot \frac{\gamma_L}{2} \cdot A \cdot v_N^3 = 0.48 \cdot \frac{1.247}{2} \cdot 10568 \cdot 12^3 = 5.47 \text{ MW}$$

$$P_N = \eta_N \cdot P = 0.91 \cdot 5.47 = 5 \text{ MW}$$

- Nabenhöhe: 90 m, Meerestiefe: 30 m
- Rotorscheitelhhe  $H = 148$  m
- Anlagenmasse 1000 t
- Blattspitzengeschwindigkeit 324 km/h  
(Grenzwertig hinsichtlich Geräusch)

$$u = 2R \cdot \pi \cdot n_N = 116 \cdot \pi \cdot 14.8 / 60 = 90 \text{ m/s} = 324 \text{ km/h}$$

Quelle: M. Nyfeler, A. Moglestue, ABB  
Technik 3/2010



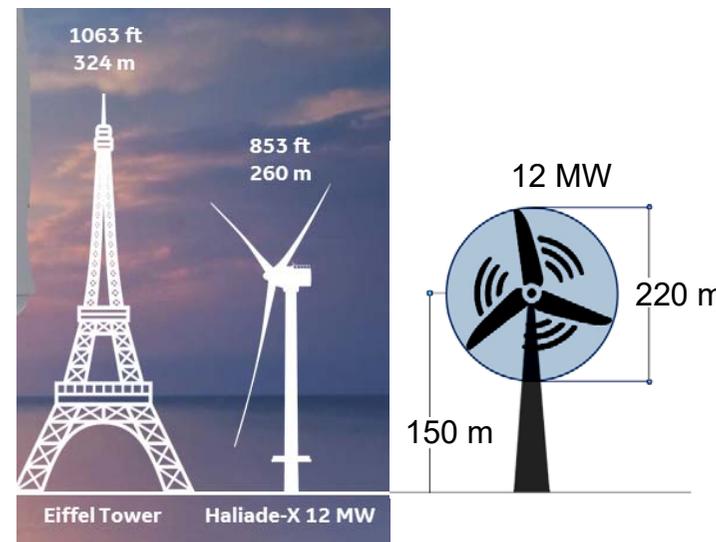
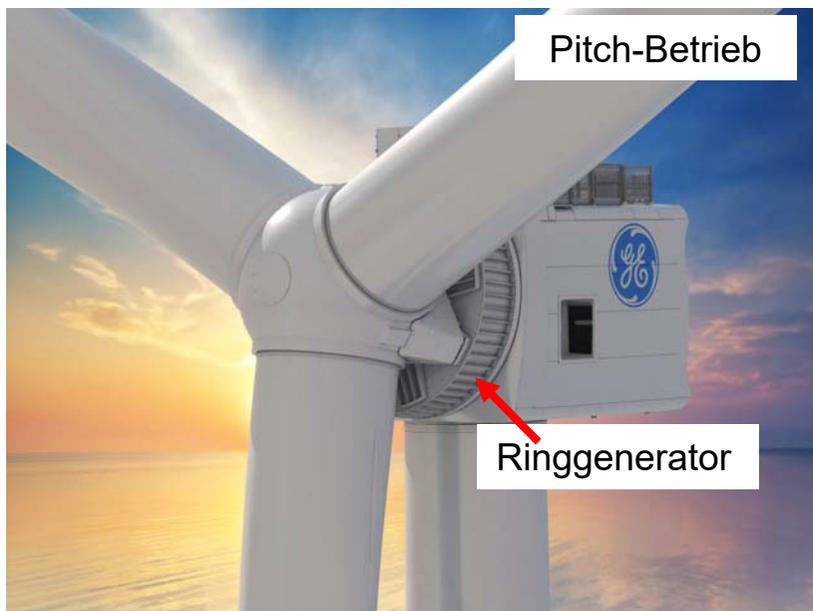
## P3.3.4 Windenergieanlagen

### Größte Windturbine 12 MW, Firma GE, St. Nazaire, F

Ergänzung



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



$$P = c_P \cdot \frac{\gamma_{L,10^\circ\text{C}}}{2} \cdot A \cdot v_N^3 = 0.48 \cdot \frac{1.247}{2} \cdot 38000 \cdot 10.5^3 = 13.2 \text{ MW}$$

$$P_N = \eta_N \cdot P = 0.91 \cdot 13.2 = 12 \text{ MW} \Rightarrow T = W / P_N = 5583 \text{ h}$$

$$D = 220 \text{ m} \Rightarrow A = D^2 \pi / 4 = 38000 \text{ m}^2$$

$$H = 260 \text{ m}, P_N = 12 \text{ MW}, W = 67 \text{ GWh}$$

Rotorblattlänge 107 m (Rekord!)

Prototyp 2019 bei *Rotterdam, NL*

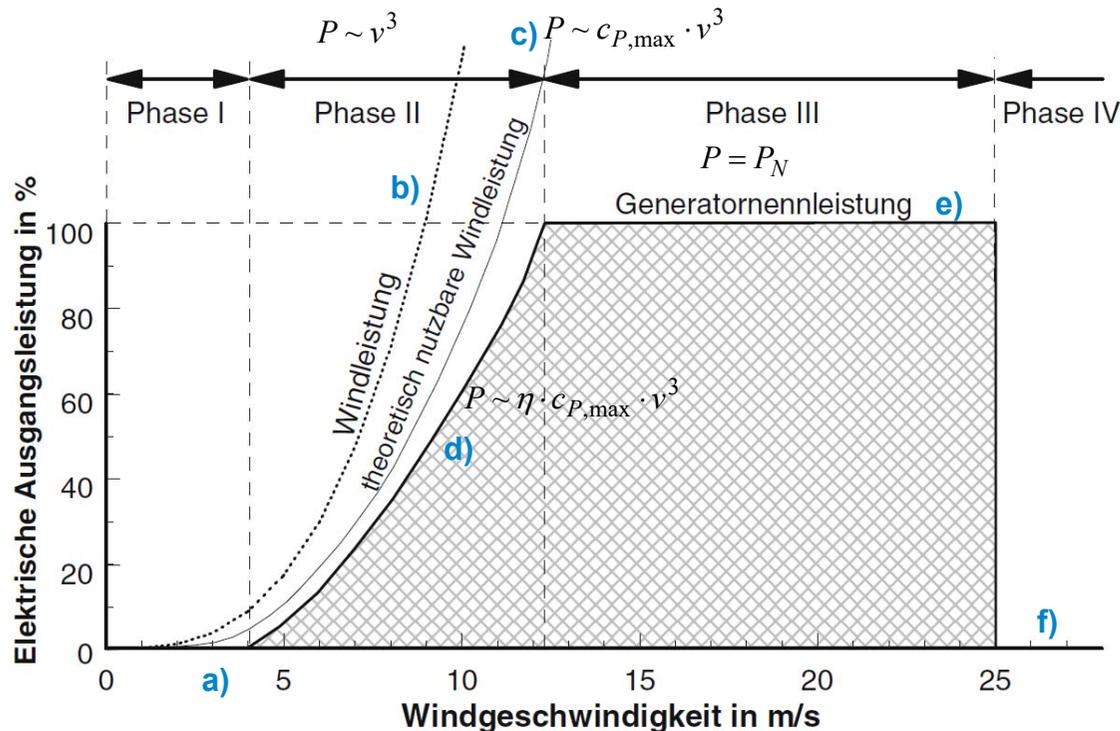
- Es werden **5583 h** Volllaststunden für Nordsee-Windverhältnisse prognostiziert !
- Es wird ein getriebeloser hochpoliger Dreiphasen-Synchron-Generator eingesetzt.



# P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Ausgangsleistung einer Windkraftanlage

## Berücksichtigung von:

- a) Anlauf: 2.5 ... 4.5 m/s
- b) Windleistung  $\sim v^3$
- c) Leistungsbeiwert  $c_{P,max} \cong 0.48 \dots 0.5$
- d) Gesamtwirkungsgrad  $\eta = \text{ca. } 91\%$
- e) Generatornennleistung z. B. 5 MW
- f) Abschaltung bei Starkwind ab ca. 25 ... 34 m/s

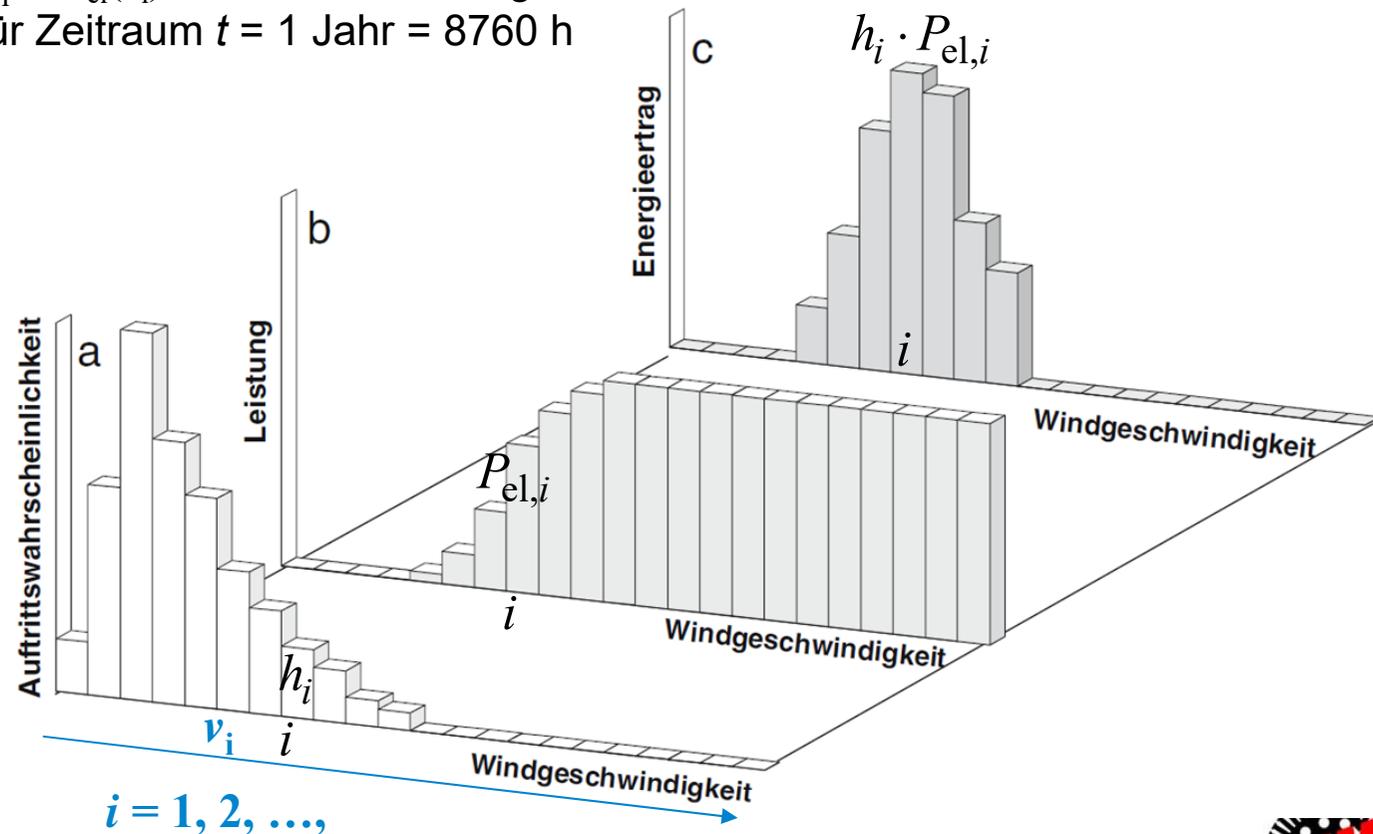


Quelle: M. Kaltschmitt,  
Erneuerbare Energien

# P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Energieertragsberechnung

- a) **Auftrittshäufigkeit**  $h_i = h(v_i)$  einer bestimmten Windgeschwindigkeit  $v_i$   
(z. B. *Weibull*-Verteilung, aus langjährigen Windmessungen am Standort)
- b) **Leistungskurve**  $P_{el,i} = P_{el}(v_i)$  der Windkraftanlage
- c) **Energieertrag**  $W_{el}$  für Zeitraum  $t = 1$  Jahr = 8760 h

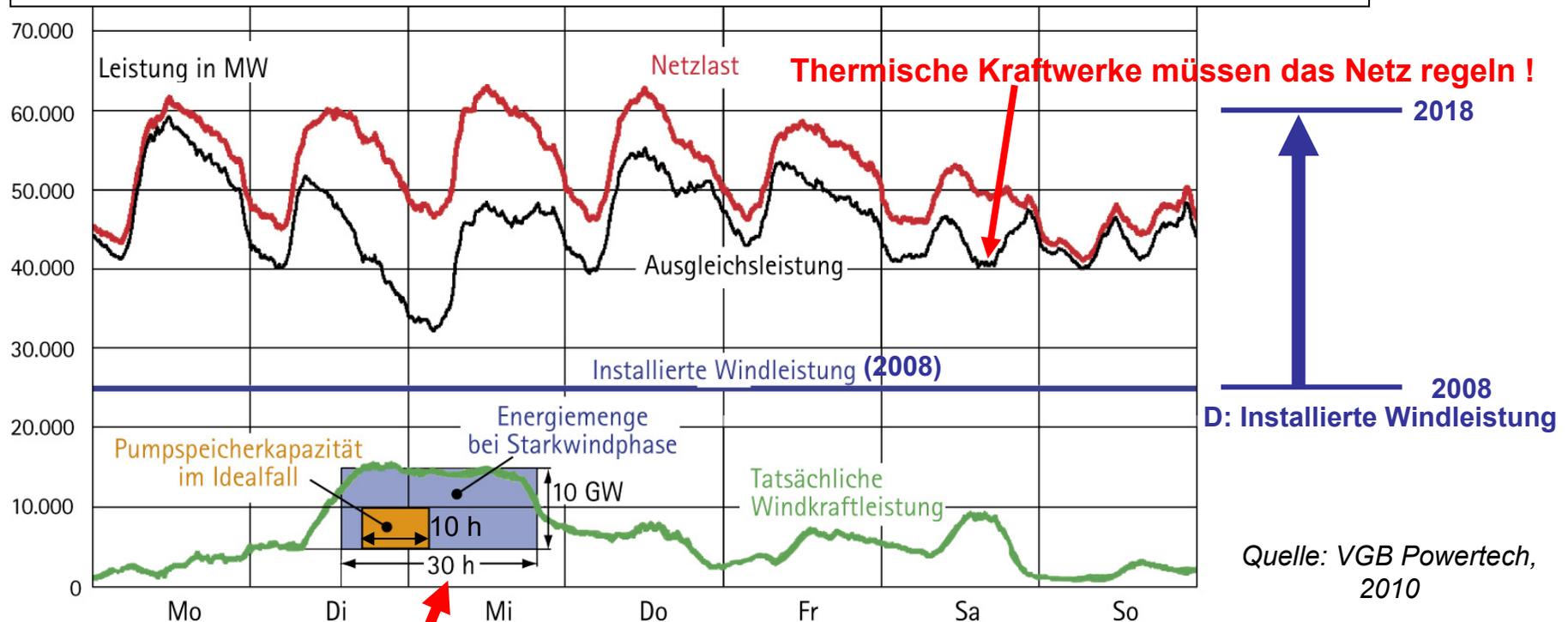
$$W_{el} = t \cdot \sum_{i=1}^n h_i \cdot P_{el,i}$$



Quelle: M. Kaltschmitt,  
Erneuerbare Energien

# P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Integration der fluktuierenden Windenergie (1)

Leistungsverlauf im deutschen Hochspannungsnetz für eine Woche (2008)



**Beispiel:** 10 GW Starkwindphase für 30 h  $\Rightarrow$  ergibt 300 000 MWh Überschussenergie

## P3.3.4 Windenergieanlagen, Leistungsbeiwert Integration der fluktuierenden Windenergie (2)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- **Beispiel:**

10 GW Starkwindphase für 30 h  $\Rightarrow$  ergibt 300 000 MWh Überschussenergie!

- Muss lt. EEG ins Netz eingespeist werden!

- Pumpspeicherung in *Deutschland* kann aber nur max. 50 000 MWh speichern.

- **Folge:**

Thermische Kraftwerke müssen in Teillast abgeregelt werden  $\Rightarrow$  Wirkungsgrad SINKT ab!

- Bei **Schwachwindphase:**

Reserveenergie muss bereit gestellt werden: Ggf. Energie-Import nötig!



# P Prozesse

## P3.3 Windturbinen



### Zusammenfassung

- Direkter Entzug der kinetischen Windenergie ohne Leitschaufelapparat etc. erlaubt nur max. ca. 60% Energieentzug (*BETZ-Formel*), da Wind abströmen muss.
- Unterschiedliche Bauprinzipien:
  - Auftriebsläufer vs. Widerstandsläufer,
  - Langsamläufer ( $0 < \lambda < 5$ ) vs. Schnellläufer ( $\lambda \geq 5$ ).
- **Schnelllaufzahl**  $\lambda$  zur Kennzeichnung von Windturbinen wegen Nutzung kin. Energie anstatt **spezifischer Drehzahl**  $n_q$  der Wasserturbinen (dort: Nutzung pot. Energie)
- Größte Verbreitung für große Leistungen/Einheit (bis z. Zt. max. ca. 8 ... 12 MW): Auftriebsläufer mit **horizontaler Achse und Dreiflügelrotor** (wesentliche Vorarbeiten dazu: *U. Hütter, Deutschland, 1942*)
- Stall-Betrieb für Nenn-Leistungen bis ca.  $P_N = 1$  MW. Ab  $P_N > 1$  MW: Pitch-Betrieb!
- Vertikalwellenbauweise (*Savonius, Darrieus*) selten; eher für kleine Leistungen.



# P3 Energiewandlung in Kraftwerken

## Übersicht



1. Kraftwerks- und Turbinentypen
2. Wasserturbinen
3. Windturbinen
4. Dampfturbinen
5. Gasturbinen



---

## P3.4 Dampfturbinen

### Übersicht

---



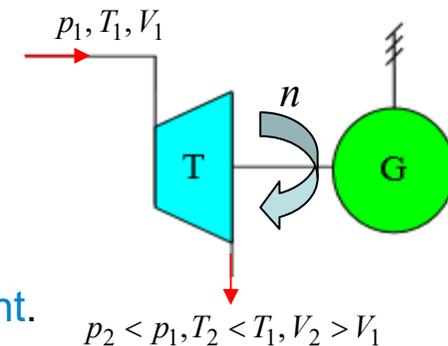
1. Thermische Turbomaschinen - Arbeitsprinzip
2. *Clausius-Rankine*-Kreisprozess
3. Kraftwerksschema
4. Energiewandlung in der Dampfturbine



## P3.4 Dampfturbinen

### P3.4.1 Thermische Turbomaschinen - Arbeitsprinzip

- In einem **offenen Kreislauf** („Durchströmung“) wird ein **heißes Arbeitsgas** (z. B. überhitzter Wasserdampf, Rauchgas) mit hohem Druck in der Turbine T über sich bewegende Schaufeln expandiert.
- Durch stufenweisen Druckabbau bleibt die Drehzahl  $n$  ausreichend klein für den gekuppelten Generator G. Es sind daher i. A. mehrere, wegen der Arbeitsgas-Expansion größer werdende Schaufelreihen hintereinander angeordnet.
- An den bewegten Schaufeln wird Arbeit durch das **adiabatisch expandierende Gas** verrichtet.
- Der **Druck  $p$**  im sich abkühlenden expandierenden Gas **sinkt**.
- Das abgekühlte Arbeitsgas verlässt die Turbine T mit entsprechender Druckarbeit  $\Delta W_D$ , wird also **ständig ausgetauscht**.
- Nicht die Gesamtarbeit  $W$ , sondern nur die **technische Arbeit  $W_t = W - \Delta W_D$**  wird genutzt.



---

## P3.4 Dampfturbinen

### Übersicht

---



1. Thermische Turbomaschinen - Arbeitsprinzip
2. *Clausius-Rankine-Kreisprozess*
3. Kraftwerksschema
4. Energiewandlung in der Dampfturbine



## P3.4 Dampfturbinen

### P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess (1)



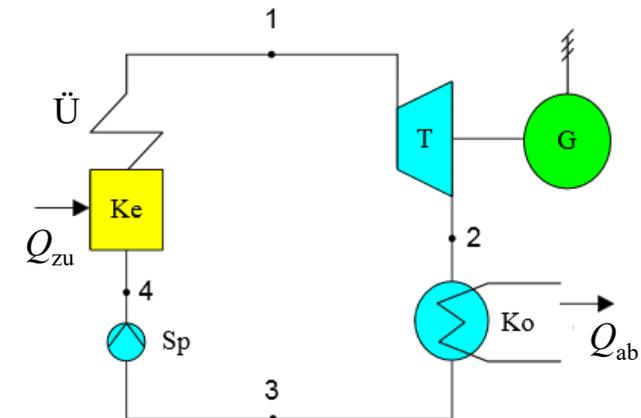
- Einsatz der Dampfturbine zur Erzeugung elektrischer Energie aus fossilen Brennstoffen über Wasserdampf-Expansion:
  1. Erzeugung von Wasserdampf
    - a) durch Verbrennung fossiler Brennstoffe oder
    - b) durch Wasserdampferzeugung über Kernspaltungswärme.
  2. Ausnutzung der thermischen Energie im Wasserdampf (Wasser-Dampfkreislauf).



## P3.4 Dampfturbinen

### P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess (2)

- **Clausius-Rankine**-Kreisprozess:  
Thermodynamischer Kreisprozess  
als Vergleichsprozess für das Dampfkraftwerks-Prinzip mit
  - Dampfturbine T,
  - Synchrongenerator G,
  - Kondensator Ko:  
Wasserdampf kondensiert zu Wasser
  - Speisepumpe Sp:  
Führt das Wasser dem Kessel zu
  - Kessel Ke (= Wärmetauscher):  
Heiße Rauchgase verdampfen Wasser in Röhrensystem
  - Dampf-Überhitzer Ü (Röhrensystem im heißesten Kesselbereich):  
Erzeugt aus Satttdampf einen überhitzten, überkritischen Dampf!  
Der verhält sich wie „ideales Gas“ und heißt „Frischdampf“!
- **Wirkungsgrad** < Wirkungsgrad des *Carnot*-Kreisprozesses!



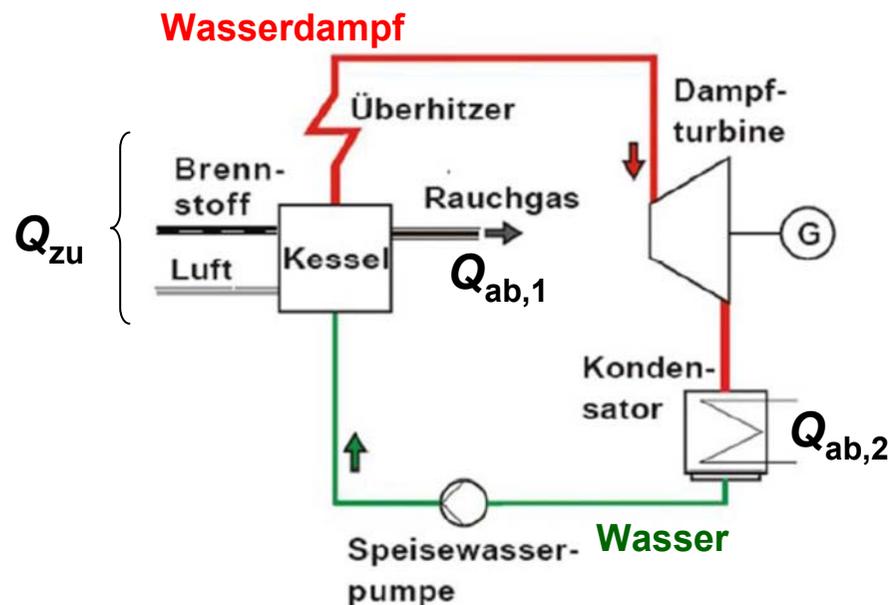
Quelle: Wikipedia.de

## P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess

### Blockschaltbild des Dampfkreislaufs

- **Energie-Wirkungskette im Kohlekraftwerk:**

**Kessel:** Chemische Energie (Brennstoff Kohle) → thermische Energie und Strömungsenergie (im Wasserdampf) → **Turbine:** Umwandlung in kinetische (Rotations)-Energie →  
→ **Generator:** Umwandlung in elektrische Energie (Dreiphasen-Wechselstromsystem)!



Kondensationsanlage

**a) Kondensationsanlage:**

Der Dampf wird nicht dem Kreislauf entnommen, sondern – kondensiert – dem Kessel wieder zugeführt.

**b) Gegendruckanlage:**

- Bei **Industriekraftwerken** wird häufig Prozessdampf der Turbine mit einem bestimmten (Gegen-)Druck entnommen (z.B.: Papier-/Zellulose-Herstellung).
- Frischwasser muss dann für die Dampferzeugung nachgeliefert werden.

Quelle: Hanson J.; Skript zur Vorlesung „Kraftwerke und Erneuerbare Energien“; 2016

## P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess

### Vereinfachter Prozess ohne Zwischenüberhitzung



1 → 2:

Adiabate Dampfexpansion ( $dQ = 0$ ) in **Dampfturbine**:  $dS = dQ/T = 0$ :  $S = \text{konst.} = \text{isentrop}$ :  
Dampfvolumen steigt  $V \uparrow$  auf  $V_{\max}$ , Dampfdruck & Temperatur sinken:  $p \downarrow$ ,  $T \downarrow$  auf  $p_{\min}$ ,  $T_{\min}$

2 → 3:

Isobare Dampfkondensation im **Kondensator** durch Kühlung mit Kühlwasser bei  $p_D = \text{konst.} = p_{\min} = \text{ca. } 0.025 \text{ bar}$ ,  $T = \text{konst.} = T_{\min} = 25^\circ\text{C} + 273 \text{ K}$  (isobar & isotherm, Nassdampf):  
Dampf  $V$  sinkt zum Wasservolumen  $V_{\min}$  (Nahezu Vakuum-Verhältnisse!)

3 → 4:

Wasser inkompressibel ( $\Leftrightarrow V = \text{konst.}$ )  $\Rightarrow$  Isochore Druckerhöhung auf  $p_{\max}$   
bis ca. max. 270 ... 285 bar durch **Druckaufbau durch Kesselspeisepumpe**  
(Wasservolumen  $V = V_{\min} = \text{konst.}$ ); Wasser („Kondensat“) in Dampfkesselröhren befördert!

4 → 1:

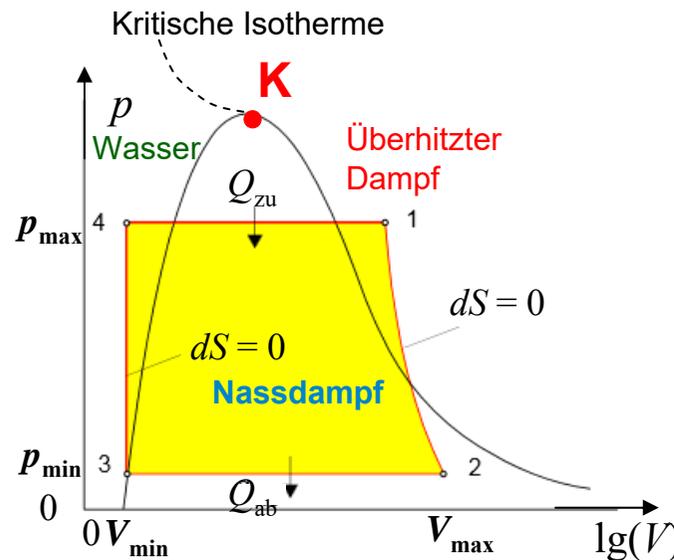
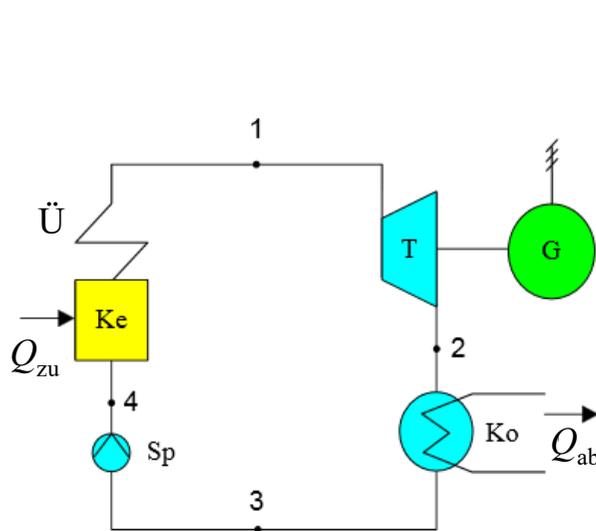
Isobare **Wärmezufuhr im Dampfkessel** ( $p = \text{konst.}$ ,  $V \uparrow$ ): Wasser bis zum Sieden erwärmt ( $Q_{\text{zu},1}$ ), dann Verdampfung ( $T = \text{konst.} = \text{Siedetemperatur!}$ ,  $Q_{\text{zuVerd}}$ ) = Sattdampf;  
danach weitere Erwärmung („überhitzter Dampf“):  $Q_{\text{zuÜ}}$ ,  $T \uparrow$  (bis zu ca.  $600^\circ\text{C}$ ).



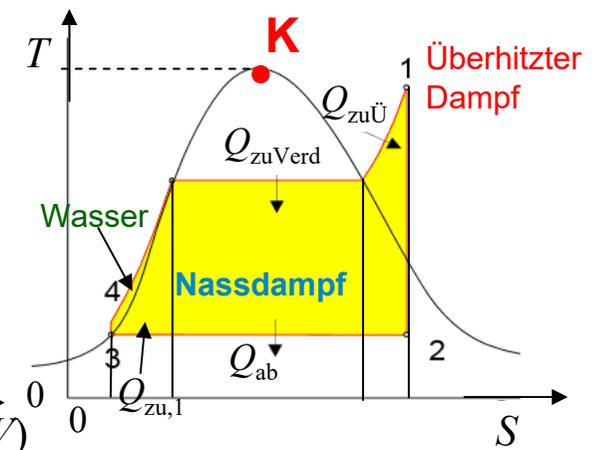
# P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess

## Clausius-Rankine im $p$ - $V$ - und $T$ - $S$ -Diagramm

- Vereinfachte Darstellung ohne Zwischenüberhitzung:



„Kritischer Punkt“ K:  
 $\vartheta_K = 374^\circ\text{C}$ ,  $p_K = 221 \text{ bar}$



1: Frischdampf:  
(Überhitzer: Austenitische Stahl)

$\vartheta_{\text{max}} \leq 600^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{max}} \leq 270 \dots 285 \text{ bar}$

In Entwicklung: Teure Nickel-Legierungen:

$\vartheta_{\text{max}} \uparrow$ ,  $p_{\text{max}} \uparrow$ :  $\vartheta_{\text{max}} \leq 700^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{max}} \leq 350 \text{ bar}$

$\Rightarrow$  Wirkungsgraderhöhung möglich!

2: Abdampf: Vor Kondensation:

$\vartheta_{\text{min}} \approx 25^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{min}} = p_D = 0.025 \text{ bar}$

Wirkungsgrad des Clausius-

Rankine-Prozesses: OHNE

a) Speisewasserpumpen-Leistung,

b) Rauchgasabwärme,

c) Verluste (in Turbine etc.):

$$\eta = \frac{Q_{\text{zu}} - Q_{\text{ab}}}{Q_{\text{zu}}} < \eta_C$$

Quelle: Wikipedia.de



# P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess

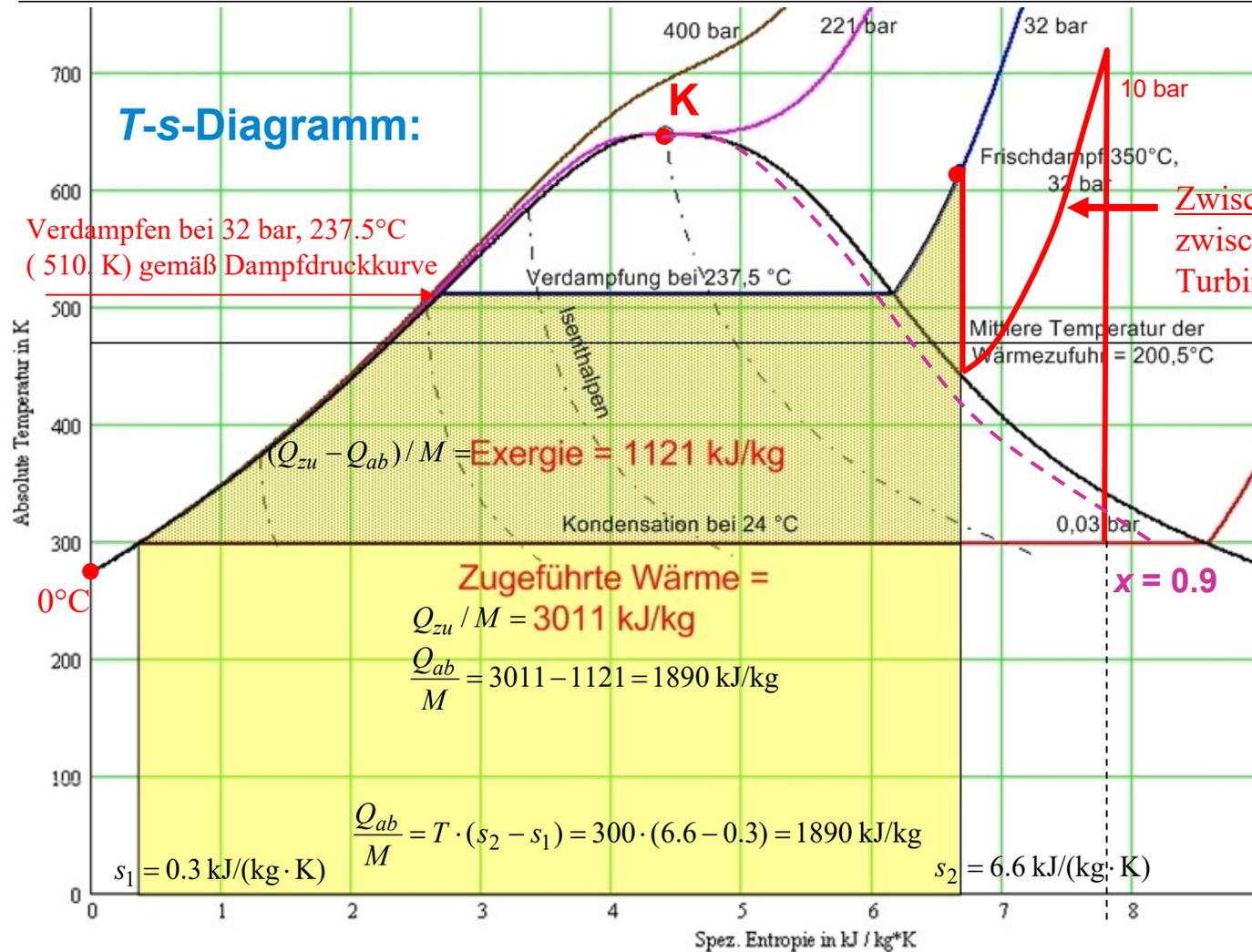
## Beispiel: Clausius-Rankine ohne/mit Zwischenüberhitzung

(Frischdampf bei  $\vartheta = 350\text{ °C}$ ,  $p = 32\text{ bar}$ )



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Quelle: Wikipedia.de

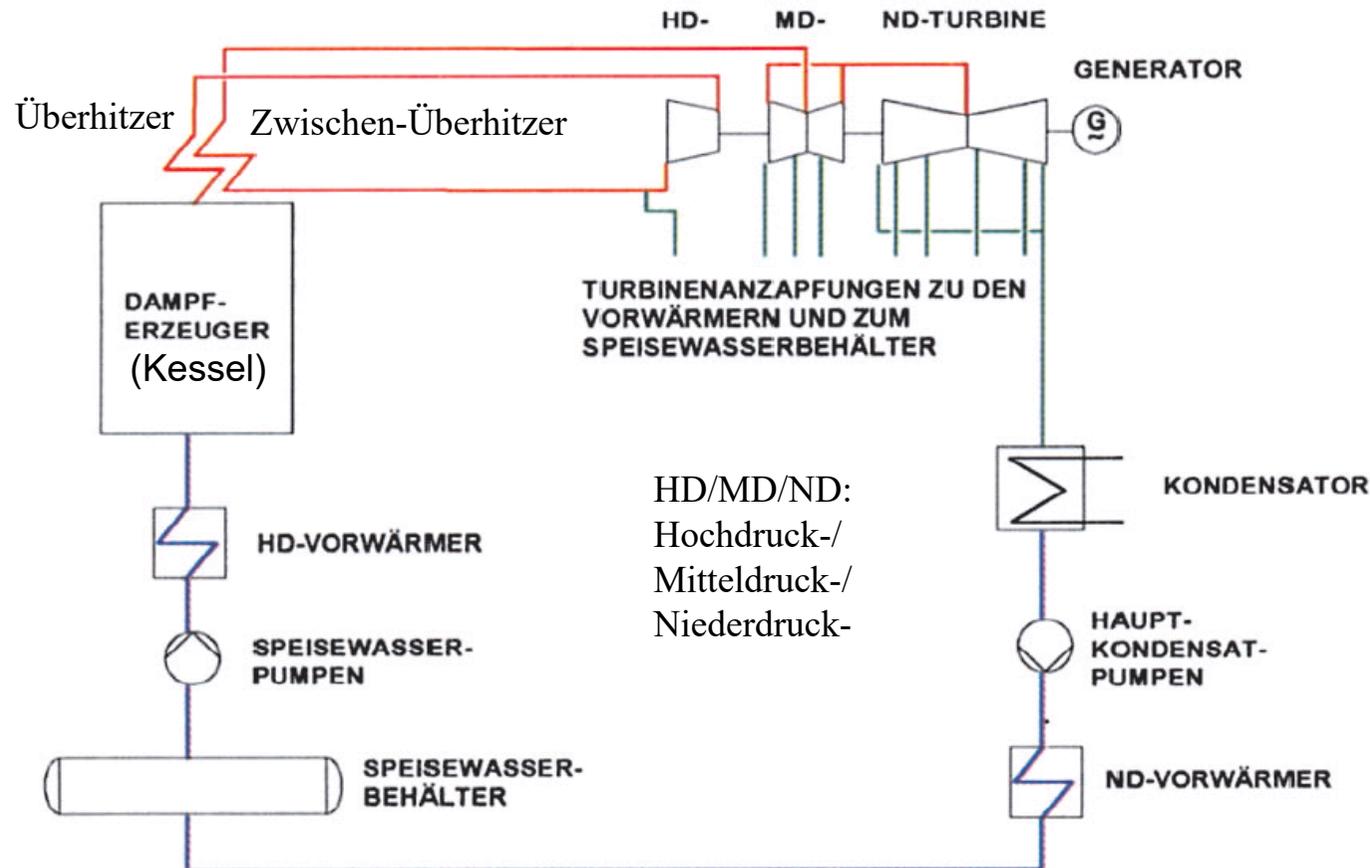


Zwischenüberhitzung des Dampfs zwischen Hochdruck- u. Mitteldruck-Turbine 450°C, 10 bar



# P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess

## Dampf-Zwischenüberhitzung



Quelle: Wikipedia.de

## P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess Dampf-Zwischenüberhitzung

- Dampf kühlt in letzter ND-Turbinenstufe stark ab  $\Rightarrow$  tw. Kondensation (Tröpfchen).
- Damit diese Nässe nicht zu groß  $\Rightarrow$  **Dampf-Zwischenüberhitzung!**
- **Weiterer Vorteil:** Wirkungsgraderhöhung, wie im **Beispiel** mit Frischdampf bei  $\vartheta = 350$  °C,  $p = 32$  bar gezeigt:

- **Clausius-Rankine-Wirkungsgrad ohne** Zwischenüberhitzung (u. ohne Speisepumpenarbeit):

$$\eta = \frac{Q_{zu} - Q_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{1121}{3011} = 0.372$$

- **Mit** Zwischenüberhitzung:  $\eta$  etwas erhöht

$$\eta = \frac{Q_{zu} - Q_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{1435}{3655} = 0.393$$

- Zum Vergleich: **Carnot-Wirkungsgrad:**  $\eta_C = 1 - \frac{T_{ab}}{T_{zu}} = 1 - \frac{273 + 25}{273 + 350} = 0.522$

## P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess

### Kondensation des Dampfs ist sinnvoll!



- Bei der Kondensation des Dampfs zu Wasser wird die verbliebene Dampfenergie über das Kühlwasser an die Umgebung abgeführt.
- **Beispiel:** Grobe Abschätzung:  $P_N = 950 \text{ MW}_{\text{el}}$ ,  $\eta_N = 0.45$   
 $\Rightarrow P_N/\eta_N - P_N = 950/0.45 - 950 = 1161 \text{ MW}_{\text{th}}$  als Restwärme „verschenkt“!
- Es ist aber **nicht sinnvoll**, den entspannten, abgekühlten Dampf mit seiner Restwärme direkt dem Kessel zur erneuten Erhitzung zuzuführen und so Wärmeenergie zu sparen!
- Denn:  
Die Verdichtung von Dampf (geringe Dichte!) auf z. B.  $p_2 = 285 \text{ bar}$  Druck benötigt **WESENTLICH mehr Energie** als dieselbe Druckerhöhung in Wasser!
- Druckerhöhung in Wasser erfolgt über **Kessel-Speisewasserpumpe:**  
Ist größter Verbraucher im Kraftwerk:  
z. B.: 950 MW-Kraftwerk: Pumpenleistung ca.  $P_{\text{zu}} = 28 \text{ MW} = P_{\text{V,Wasser}}$

$$P_{\text{zu}} \cdot \eta_M \cdot \eta_P = \Delta p \cdot \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} \Rightarrow \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} = 28 \cdot 10^6 \cdot 0.9 \cdot 0.9 / (285 \cdot 10^5) = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$$



## P3.4.2 Clausius-Rankine-Kreisprozess Wasserdampfverdichtung zu verlustreich!



- Adiabatische **Wasserdampfverdichtung** von  $p_1 = 1$  bar auf  $p_2 = 285$  bar Druck:  
Trockener Dampf:  $\kappa = 1.33$

- Verdichterleistung für  $p_1 = 1$  bar,  $100^\circ\text{C}$ :  $P_V = \dot{W}_t = \frac{\kappa \cdot p_1 \cdot \dot{V}_1}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$

$$\dot{V}_{\text{Dampf}} / \dot{V}_{\text{Wasser}} = 1673, p_2 / p_1 = 285, P_{V,\text{Dampf}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot \dot{V}_{\text{Dampf}} \cdot \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

$$P_{V,\text{Wasser}} = \dot{V}_{\text{Wasser}} \cdot (p_2 - p_1) \Rightarrow \frac{P_{V,\text{Dampf}}}{P_{V,\text{Wasser}}} = \frac{1673}{1 \cdot (285 - 1) \cdot 10^5} \cdot \frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left[ 285^{\frac{0.33}{1.33}} - 1 \right] = 72.8$$

$$P_{V,\text{Dampf}} = 72.8 \cdot P_{V,\text{Wasser}} = 72.8 \cdot 28 = \boxed{2038 \text{ MW}} \quad \text{statt 28 MW der Wasserpumpe!}$$

$$(2038 - 28) / 1161 = 1.73$$



- Es würde ca. **das 1.7-fache** der abgeführten Restwärme  $1161 \text{ MW}_{\text{th}}$  zur Verdichtung benötigt!



---

## P3.4 Dampfturbinen

### Übersicht

---

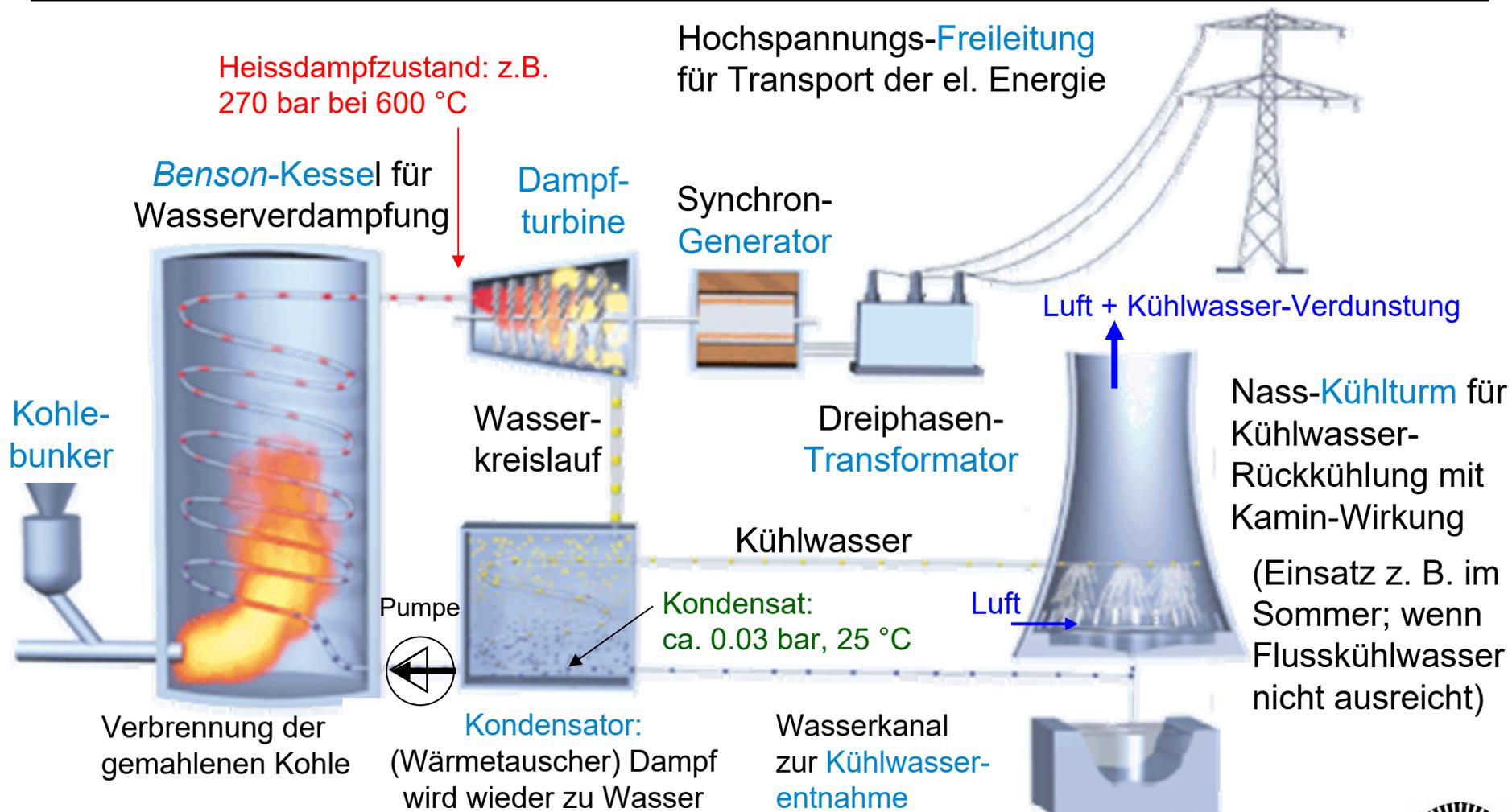


1. Thermische Turbomaschinen - Arbeitsprinzip
2. *Clausius-Rankine*-Kreisprozess
3. Kraftwerksschema
4. Energiewandlung in der Dampfturbine



# P3.4.3 Kraftwerksschema

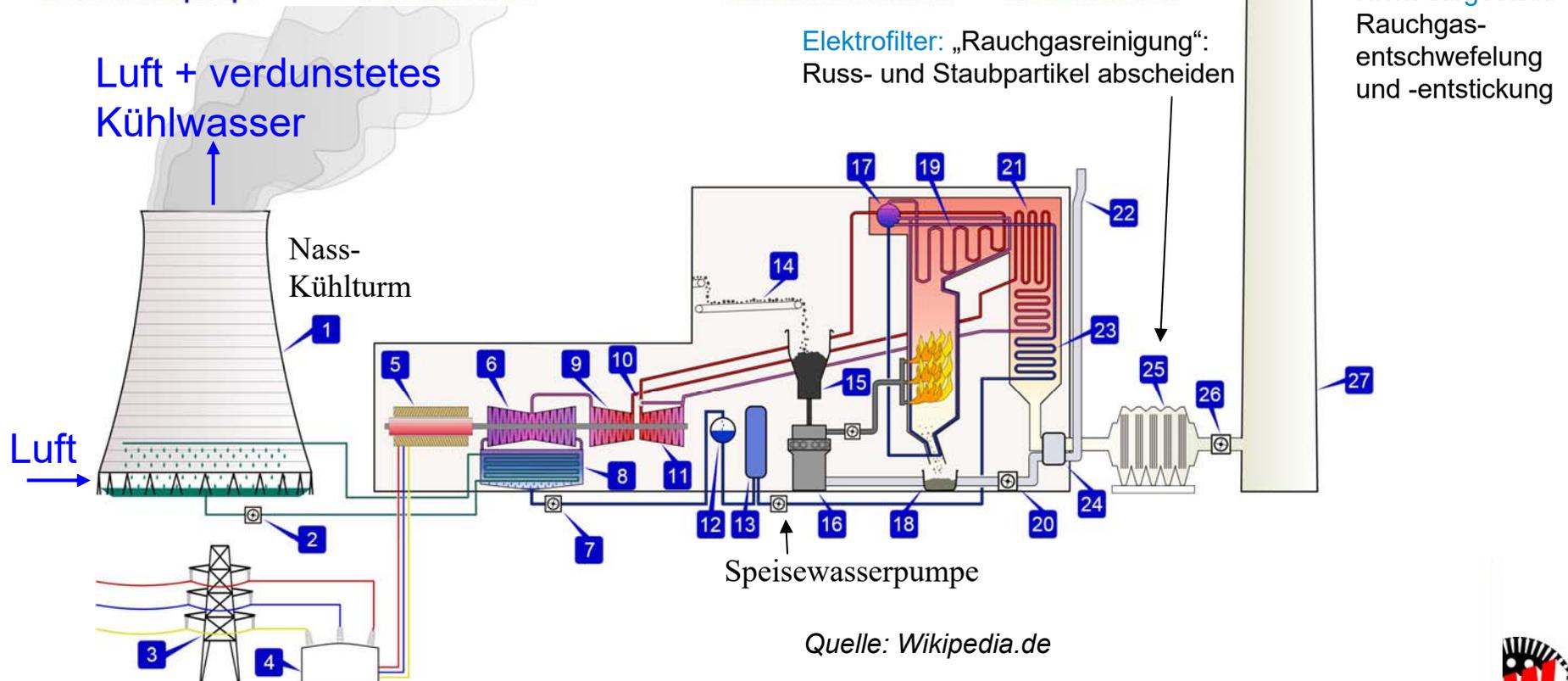
## Kohle-Dampfkraftwerk als Kondensationsanlage



Quelle: kraftwerk-mehrum.de

# P3.4.3 Kraftwerksschema Kohle-Dampfkraftwerk als Kondensationsanlage

- |                           |                          |                 |                                    |
|---------------------------|--------------------------|-----------------|------------------------------------|
| 1. Kühlturm               | 8. Kondensator           | 15. Kohlebunker | 22. Luftansaugung                  |
| 2. Kühlwasserpumpe        | 9. Mitteldruckturbine    | 16. Kohlemühle  | 23. Economizer<br>(Rauchgaskühler) |
| 3. Hochspannungsleitung   | 10. Dampfregler          | 17. Trommel     | 24. Luftvorwärmer                  |
| 4. Maschinentransformator | 11. Hochdruckturbine     | 18. Entascher   | 25. Elektrofilter                  |
| 5. Generator              | 12. Speisewasserbehälter | 19. Überhitzer  | 26. Saugzuggebläse                 |
| 6. Niederdruckturbine     | 13.                      | 20. Gebläse     | 27. Schornstein                    |
| 7. Kondensatpumpe         | 14. Gurtförderer         |                 |                                    |



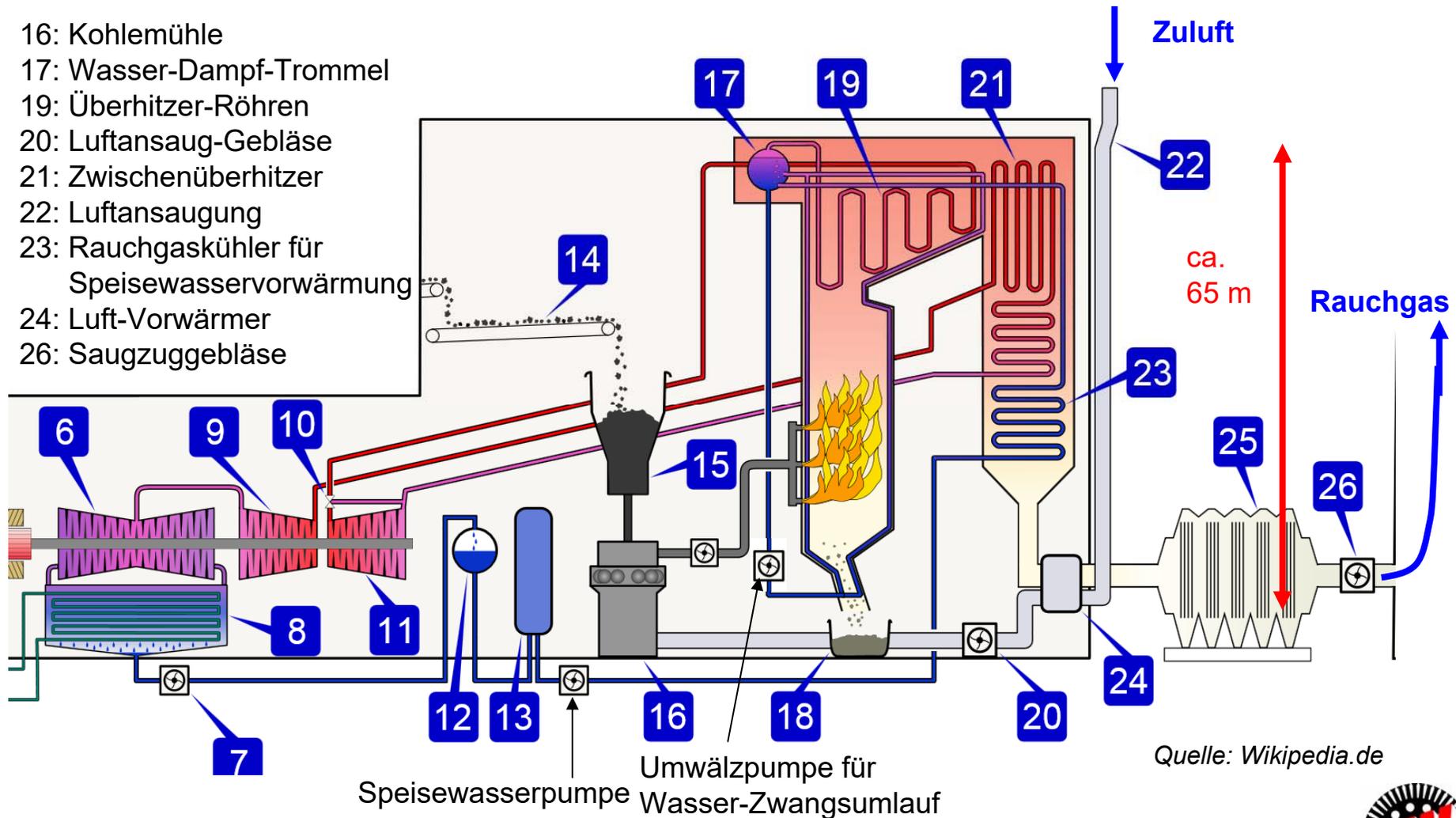
## P3.4.3 Kraftwerksschema

### Zwangsumlauf-Kessel mit Wasser-Dampf-Trommel; Saugzuggebläse für das Rauchgas



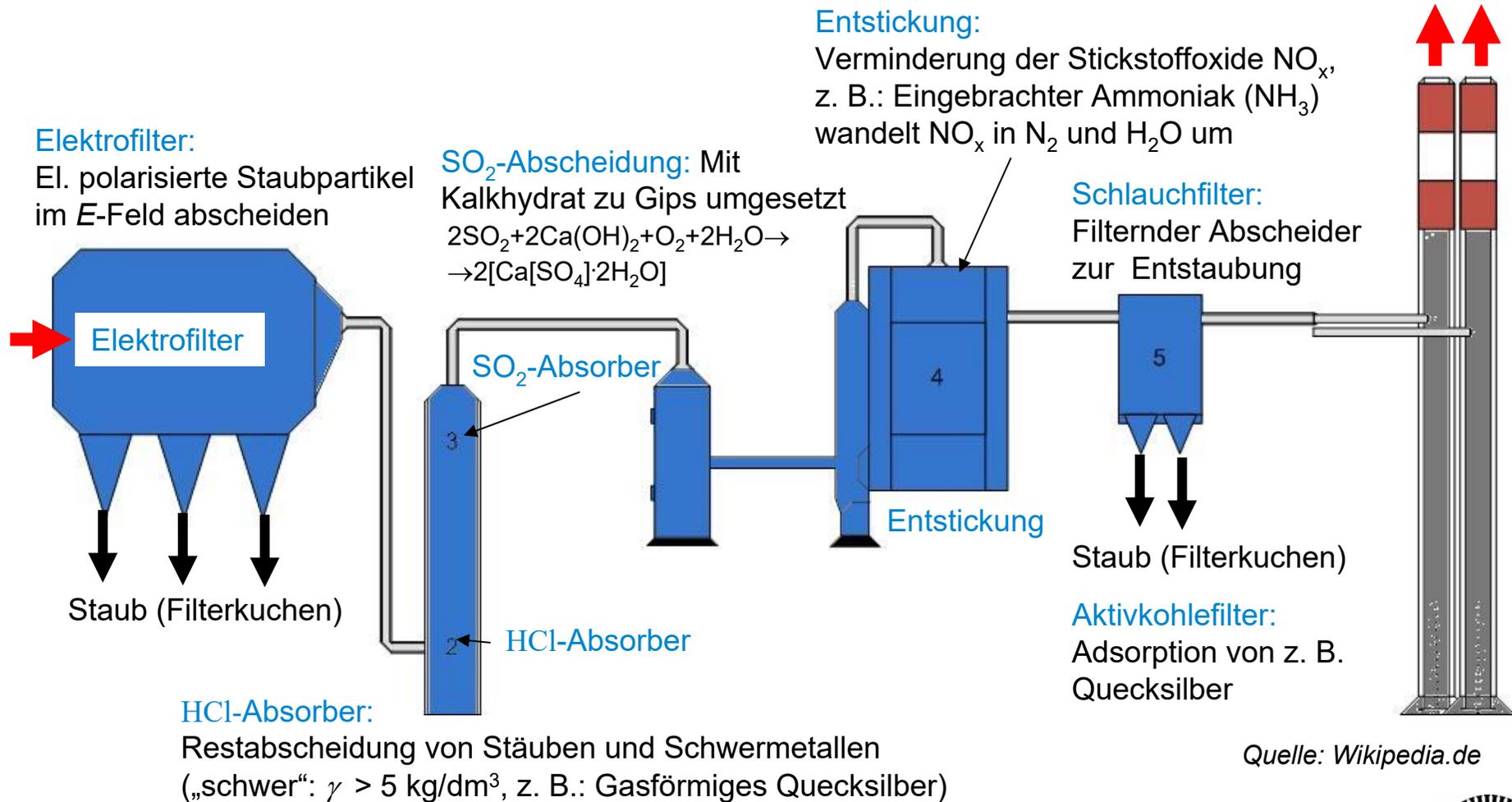
TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- 16: Kohlemühle
- 17: Wasser-Dampf-Trommel
- 19: Überhitzer-Röhren
- 20: Luftansaug-Gebläse
- 21: Zwischenüberhitzer
- 22: Luftansaugung
- 23: Rauchgaskühler für Speisewasservorwärmung
- 24: Luft-Vorwärmer
- 26: Saugzuggebläse



# P3.4.3 Kraftwerksschema

## Kohle-Dampfkraftwerk – Rauchgasreinigung



# P3.4.3 Kraftwerksschema

## Kohlekraftwerke: Beispiele aus *Deutschland*



### *Beispiele:*

- **Steinkohlekraftwerk *Moorburg / Hamburg* (2015):**

2 x 820 MW elektrische Leistung, Wirkungsgrad im Nennpunkt: **46.5%**,  
Errichtungskosten 3 Mrd. Euro.

Überhitzter Dampf: Bei 600°C treten 276 bar Druck auf,  
Kondensat: 26 mbar bei ca. 20°C.

Schon 2020 wg. Kohleausstieg stillgelegt: Umbau zu 100 MW-Elektrolyseur für 2025!

CO<sub>2</sub>-Erzeugung: **700 g/kWh<sub>el</sub>**

- **Braunkohlekraftwerk *Boxberg R* (2012):**

675 MW elektrische Leistung, Wirkungsgrad im Nennpunkt: **43.3%**

Überhitzter Dampf: Bei 600°C treten 286 bar Druck auf  
Kondensat: 39 mbar bei ca. 25°C

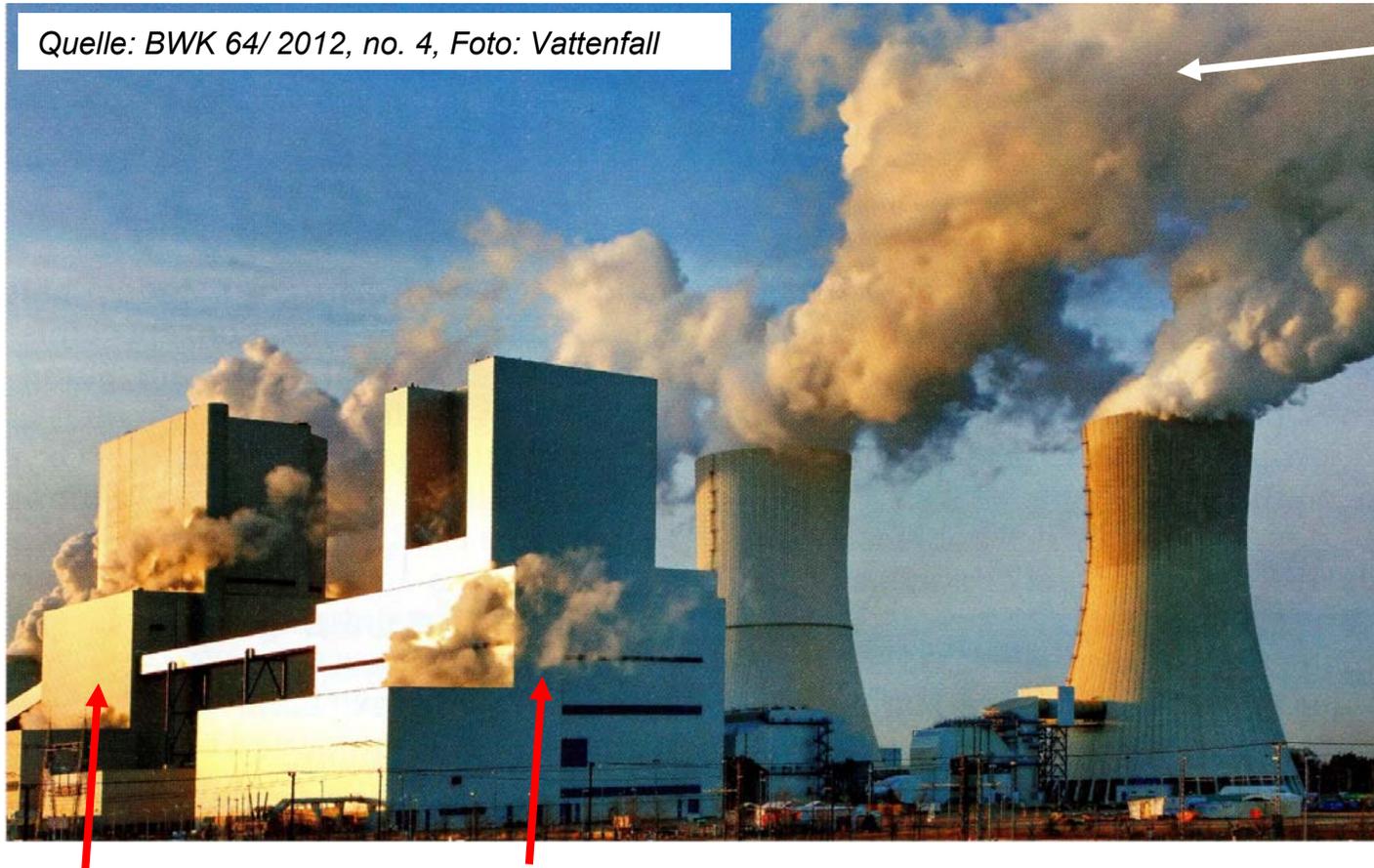
CO<sub>2</sub>-Erzeugung: **900 g/kWh<sub>el</sub>**



# P3.4.3 Kraftwerksschema

## Braunkohlebefeuetes Dampfkraftwerk *Boxberg/D*

Quelle: *BWK 64/ 2012, no. 4, Foto: Vattenfall*



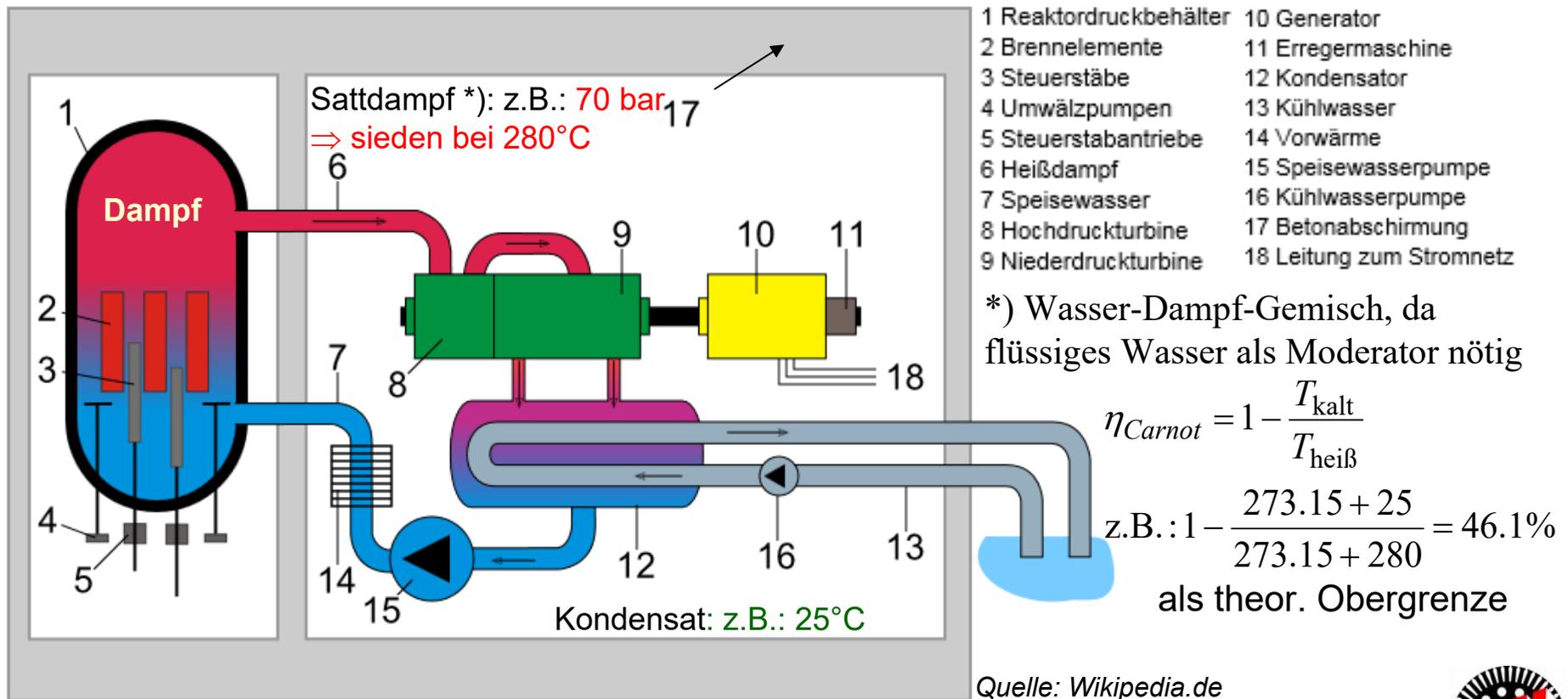
Der „Qualm“ ist Wasserdampf des verdunsteten Kühlwassers

Im *Lausitzer* Braunkohlerevier: Braunkohle wird „**vor Ort**“ **verstromt**, da der Braunkohle-Transport energetisch ungünstiger ist.

Block Q: 900 MW (el.)    Block R: 675 MW (el.) (seit 2012 mit **43.3% Wirkungsgrad**)

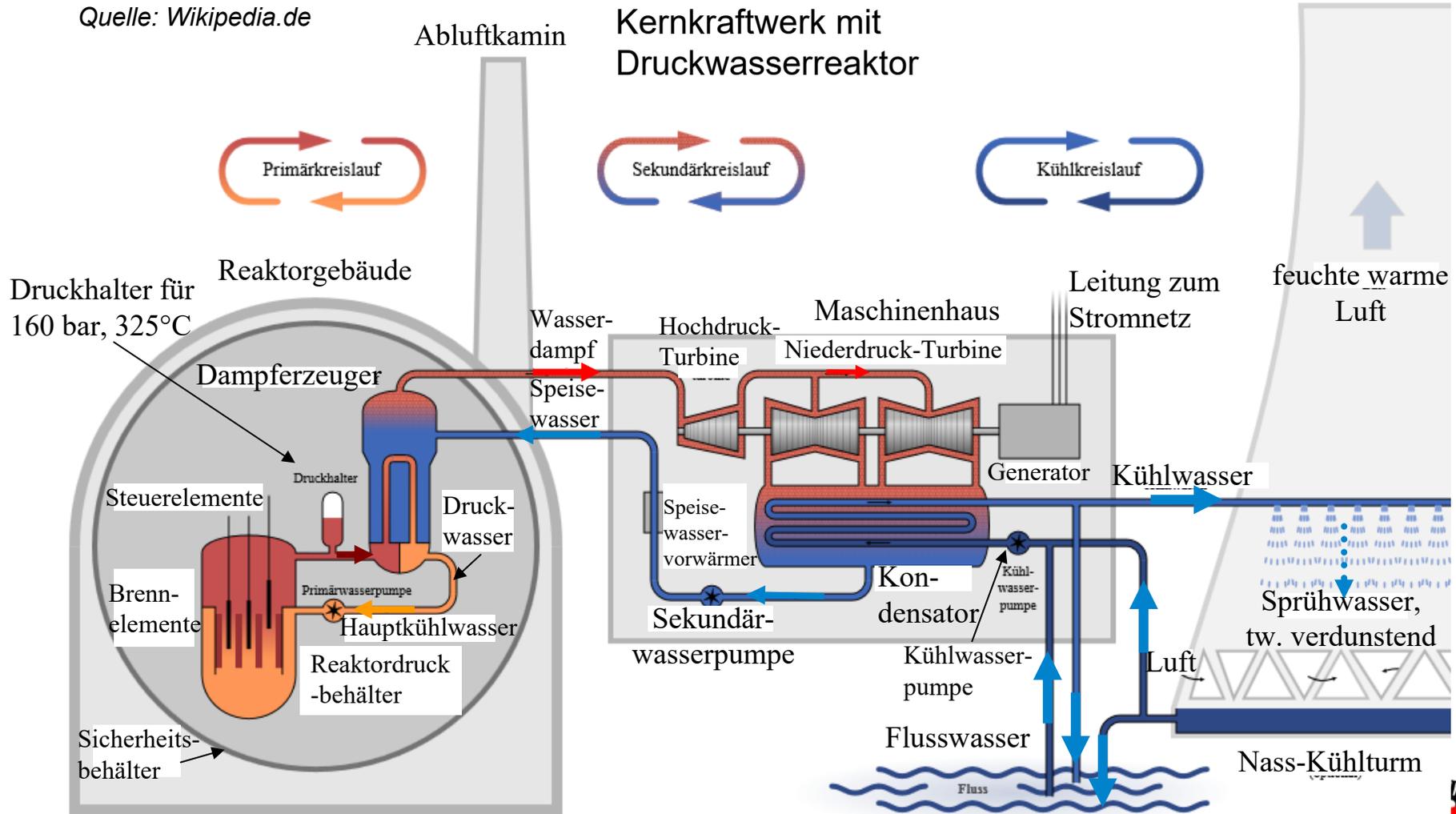
# P3.4.3 Kraftwerksschema Siedewasserreaktor (ca. 50 MW/m<sup>3</sup>)

- Nur ein Dampf-Wasser-Kreislauf  $\Rightarrow$  Der radioaktiv belastete Dampf bzw. Wasser ist nicht auf den Sicherheitsbehälter (Containment) beschränkt, sondern auch i. d. Turbine.
- Kein Wärmetauscher („Verdampfer“): Höherer Wirkungsgrad  $\eta \approx 35\%$  als Druckwasserreaktor



# P3.4.3 Kraftwerksschema Druckwasser-Reaktor (ca. 100 MW/m<sup>3</sup>)

Quelle: Wikipedia.de



## P3.4.3 Kraftwerksschema Druckwasser-Reaktor (ca. 100 MW/m<sup>3</sup>)



- Primär- und getrennter Sekundär-Wasser-Kreislauf
- Betriebsdruck des Wassers primär so hoch (ca. 160 bar), dass es bei Betriebstemperatur (ca. 325°C) nicht siedet (= „Druckwasser“) ⇒ Brennstäbe gleichmäßig benetzt, keine korrosiv wirkende Dampfphase
- Heißes Wasser (Primärkreislauf) gibt im „Dampferzeuger“ („Verdampfer“ = Wärmetauscher) seine Wärme an getrennten Sekundär-Wasser-Dampf-Kreislauf ab ⇒ Sekundärkreislauf frei von Radioaktivität
- Sekundärkreislauf: Wasserdruck ca. 70 bar ⇒ sieden bei 280 °C (Sattdampf)
- Typische elektrische Kernkraftwerks-Blockleistung (D):  $P_{el} = 1400$  MW
- Erforderliche Dampfmenge ca. 7000 Tonnen/Stunde
- Typischer Wirkungsgrad:  $\eta = W_{el}/Q_{zu} \approx 32 \dots 33 \%$   
(etwas geringer als beim Siedewasserreaktor wegen Wärmetauscher)
- Wirkungsgradsteigerung schwierig, da maximale Temperatur des FLÜSSIGEN Primärkühlmittels unterhalb des kritischen Punktes  $T_k$  (221 bar, 374°C) liegen muss!



## P3.4.3 Kraftwerksschema

### Wirkungsgradabschätzung bei Steinkohle-befeuerten Dampfkraftwerken



(1) Kesselwirkungsgrad:	ca. 0.85 ... 0.9
(2) Dampfturbinenwirkungsgrad:	ca. 0.88 ... 0.93
(3) Rohrleitungsverluste (z. B. im Kessel, im Kondensator, ...)	ca. 0.98
(4) Eigenbedarf (z. B. Kesselspeisepumpe, Rauchgasreinigung)	ca. 0.96
(5) Synchrongenerator:	ca. 0.98
(6) Blocktransformator:	ca. 0.99
(7) Carnot-Wirkungsgrad: Steinkohle/Braunkohle-Kraftwerk (600°C → 25°C):	0.659

---

**Resultierender Wirkungsgrad:**  $\eta = 0.85 \cdot 0.9 \cdot 0.98 \cdot 0.96 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.659 = 0.46$

(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7)



## P3.4.3 Kraftwerksschema

### Wirkungsgradabschätzung bei Druckwasser-Kernkraftwerken



(1) Druckwasser-Reaktor-Wirkungsgrad:	ca. 0.9
(2) Wärmetauscher-Wirkungsgrad (Prim./Sek.-Kreislauf):	ca. 0.97
(3) Dampfturbinenwirkungsgrad:	ca. 0.88 ... 0.93
(4) Rohrleitungsverluste (z. B. im Kondensator, ...)	ca. 0.98
(5) Eigenbedarf (z. B. Speisepumpen)	ca. 0.98
(6) Synchrongenerator:	ca. 0.98
(7) Blocktransformator:	ca. 0.99
(8) Carnot-Wirkungsgrad: (280°C → 25°C):	0.461

---

**Resultierender Wirkungsgrad:**  $\eta = 0.9 \cdot 0.97 \cdot 0.9 \cdot 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.461 = 0.338$

(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) (8)



---

## P3.4 Dampfturbinen

### Übersicht

---



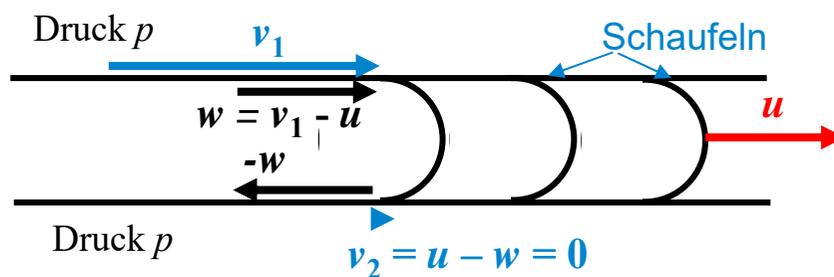
1. Thermische Turbomaschinen - Arbeitsprinzip
2. *Clausius-Rankine*-Kreisprozess
3. Kraftwerksschema
4. **Energiewandlung in der Dampfturbine**



# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Prinzip der einstufigen Dampfturbine

- Schnell strömender (überhitzter) **Dampf** ( $\approx$  „ideales Gas“) treibt Schaufelrad an.
- Viele Schaufeln je Stufe am Umfang = „Schaufelgitter“ (bei abgewickelter Darstellung).
- Prinzip: (verlustfrei angenommen)  
Einstufiges Gleichdruck-Rad (Aktionsläufer von *Gustav de Laval*, Schweden, 1883):
  - a) Strömungsumlenkung:  $w \Rightarrow -w$
  - b) Bewegungsimpuls auf Schaufeln übertragen (vgl. *PELTON*-Turbine)



$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

- $v$ : Dampfgeschwindigkeit im Ruhssystem
- $u$ : Radumfangsgeschwindigkeit
- $w$ : Dampfgeschwindigkeit bzgl. Schaufelrad
- $d$ : Raddurchmesser in Schaufelmitte

- Vollständige Übertragung der kinetischen Dampfenenergie auf das Schaufelrad:

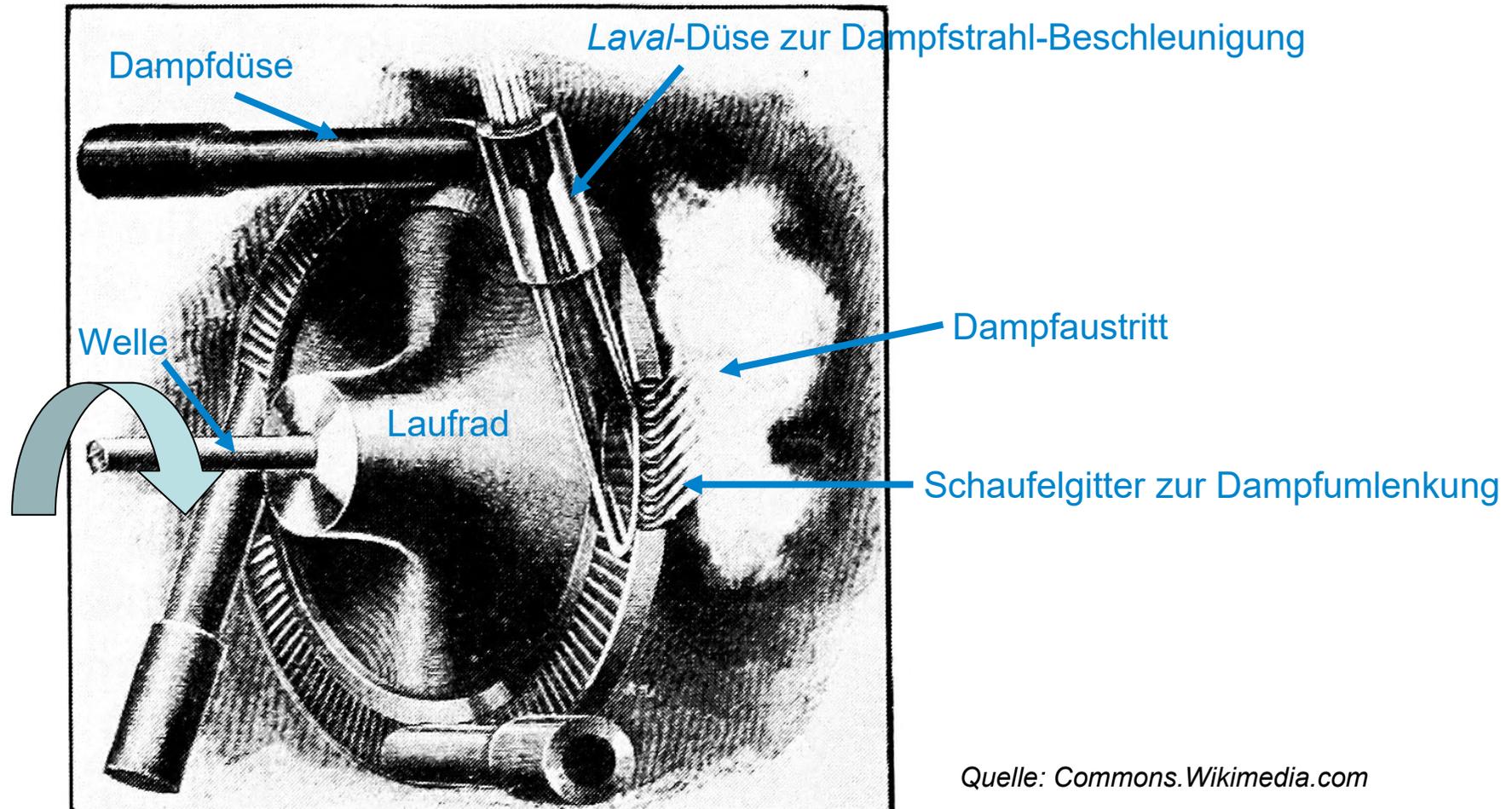
$$W_{k,1} = m \cdot v_1^2 / 2 \Rightarrow W_{k,2} = m \cdot v_2^2 / 2 = 0 \Leftrightarrow v_2 = 0 \Rightarrow u = d \cdot \pi \cdot n = v_1 / 2$$

## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

### Einstufige Dampfturbine (*de Laval*, 1883)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

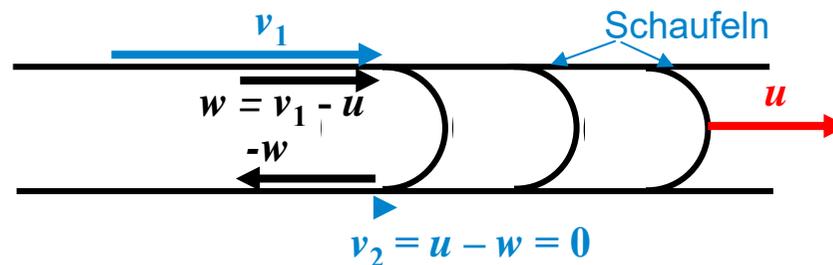


Quelle: Commons.Wikimedia.com

Bild aus dem Jahr 1911



## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine Einstufigen Dampfturbine (*de Laval*)

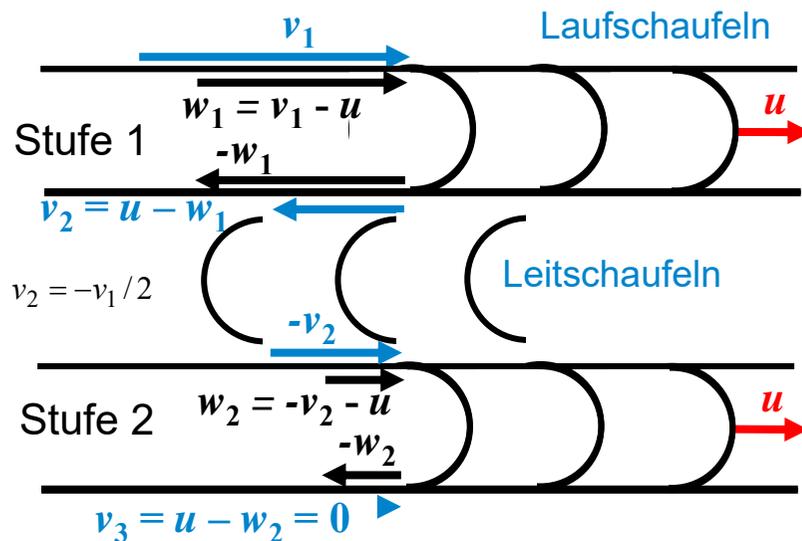


- Beispiel:  
 $v_1 = 400 \text{ m/s}$ ,  $u = v_1/2 = 200 \text{ m/s}$ ,  $d = 160 \text{ mm}$  (Raddurchmesser in Schaufelmitte)  
 $\Rightarrow$  Drehzahl  $n = 200/(0.16 \cdot \pi) = 397/\text{s} = 23\,873/\text{min}$
- Drehzahl ist wegen hoher Dampfgeschwindigkeit **sehr hoch**
- Teures Getriebe für langsamer laufenden Generator erforderlich.
- Deshalb: Mehrstufige Dampfturbine sinnvoll!

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Prinzip der mehrstufigen Dampfturbine

- **Mehrstufiges Rad:** z. B.: Zweistufig: Strömungsumlenkung:  $w_1 \Rightarrow -w_1$ ,  $w_2 \Rightarrow -w_2$



$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

$v$ : Dampfgeschwindigkeit im Ruhssystem  
 $u$ : Radumfangsgeschwindigkeit  
 $w$ : Dampfgeschwindigkeit bzgl. Schaufelrad  
 $d$ : Raddurchmesser in Schaufelmitte

- Bewegliche Laufschaufeln** auf Schaufelrad in zwei Reihen für den Vortrieb
- Feststehende Leitschaufeln** zur Dampf-Umlenkung

- **Vollständige Übertragung** der kinetischen Dampfenenergie auf das Schaufelrad:

$$W_{k,1} = m \cdot v_1^2 / 2 \Rightarrow W_{k,3} = m \cdot v_3^2 / 2 = 0 \Leftrightarrow v_3 = 0 \Rightarrow u = d \cdot \pi \cdot n = v_1 / 4$$

$$0 = v_3 = u - w_2 = u - (-v_2 - u) = 2u + v_2 = 2u + (u - w_1) = 3u - (v_1 - u) = 4u - v_1 \Rightarrow u = v_1 / 4$$

- **Resultat:** Gegenüber dem einstufigen Rad sind  $u$  und damit **Drehzahl  $n$  halbiert**  $\Rightarrow$   
**Bei  $Z$  Stufen verringert sich die Drehzahl um den Faktor  $1/Z!$**

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Vergleich: Energie, Leistung, Kraft, Drehmoment (1)



Einstufig	Zweistufig
$P = \frac{\Delta W_k}{t} = \frac{W_{k1} - W_{k2}}{t} = \frac{W_{k1}}{t} = \frac{m \cdot v_1^2 / 2}{t} = \dot{m} \cdot v_1^2 / 2$	$1. \text{ Stufe: } P_1 = \frac{W_{k1} - W_{k2}}{t} = \frac{\dot{m} \cdot v_1^2}{2} - \frac{\dot{m} \cdot v_2^2}{2} = \frac{\dot{m} \cdot 3v_1^2}{2 \cdot 4}$
	$2. \text{ Stufe: } P_2 = \frac{W_{k2} - W_{k3}}{t} = \frac{\dot{m} \cdot v_2^2}{2} = \frac{\dot{m} \cdot v_1^2}{2 \cdot 4}$
$P = F_{1St} \cdot u_{1St} = M_{1St} \cdot 2\pi \cdot n_{1St}$	$P_1 = F_1 \cdot u_{2St} = M_1 \cdot 2\pi \cdot n_{2St} \quad P_2 = F_2 \cdot u_{2St} = M_2 \cdot 2\pi \cdot n_{2St}$
	$F_1 / F_2 = 3 \quad F_{2St} = F_1 + F_2$
	$P = P_1 + P_2 = \dot{m} \cdot v_1^2 / 2 = F_{2St} \cdot u_{2St} = M_{2St} \cdot 2\pi \cdot n_{2St}$
$u_{2St} / u_{1St} = 1/2 \Rightarrow n_{2St} / n_{1St} = 1/2 \quad F_{2St} / F_{1St} = 2 \Rightarrow M_{2St} / M_{1St} = 2$	



## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

### Vergleich: Energie, Leistung, Kraft, Drehmoment (2)



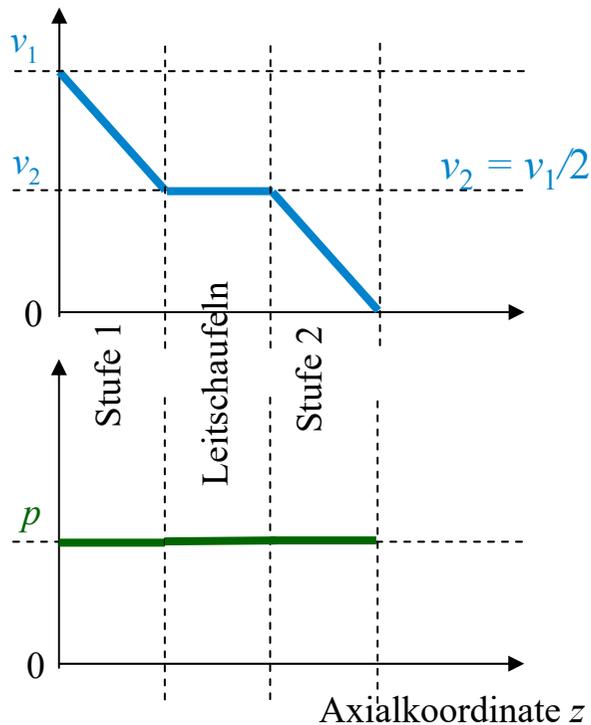
- Bei gleicher Dampfstrahlgeschwindigkeit  $v_1$ :  
Beim zweistufigen Rad ist die Drehzahl  $n_{2\text{St}}$  **halb so groß** wie beim einstufigen  $n_{1\text{St}}$ .
- Bei gleicher Leistung  $P$ :  
Die Umfangskraft  $F$  und das Drehmoment  $M = F \cdot d$  sind beim zweistufigen Rad  $M_{2\text{St}}$  **doppelt so groß** wie beim einstufigen  $M_{1\text{St}}$ .
- Beim zweistufigen Rad ist die Umfangskraft  $F_1$  auf die 1. Stufe **dreimal so groß** wie auf die zweite Stufe  $F_2$ , was **ungünstig** ist!
- Grund dafür ist die **Abnahme** der Dampfgeschwindigkeit  $v_2$  gegenüber  $v_1$  um 50%.



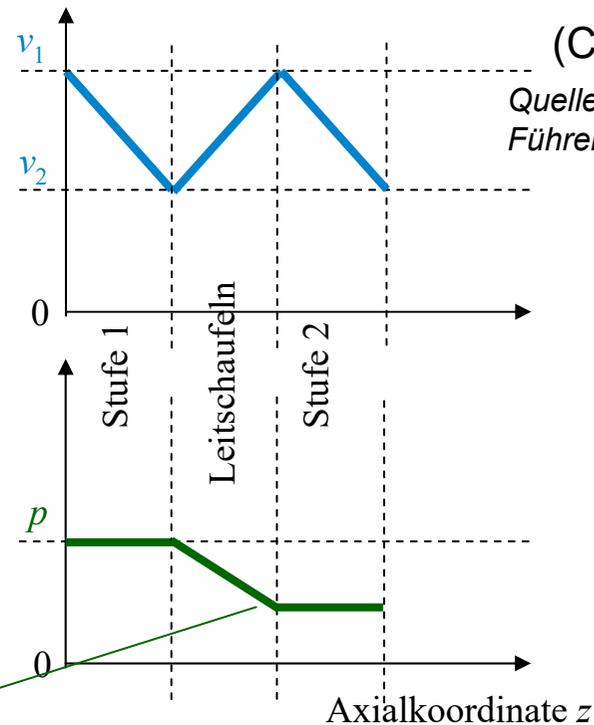
# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Druckabnahme und Geschwindigkeitszunahme in den Leitschaufeln

A) Nur Umlenkung in Leitschaufeln  
(Dampfdruck  $p = \text{konst.}$ )

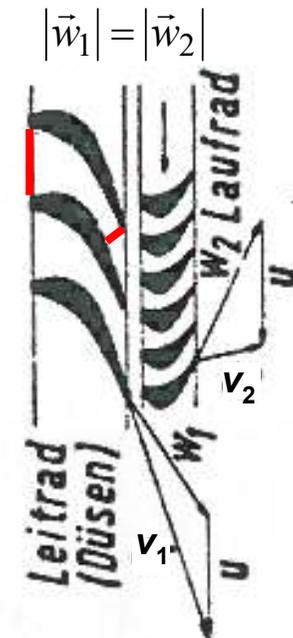


B) Dampfbeschleunigung in Leitschaufeln  
(Dampfdruck  $p$  **sinkt**, Geschwindigkeit  $v$  steigt)



(CURTIS, 1896)

Quelle: Prandtl et al,  
Führer durch die Strömungslehre



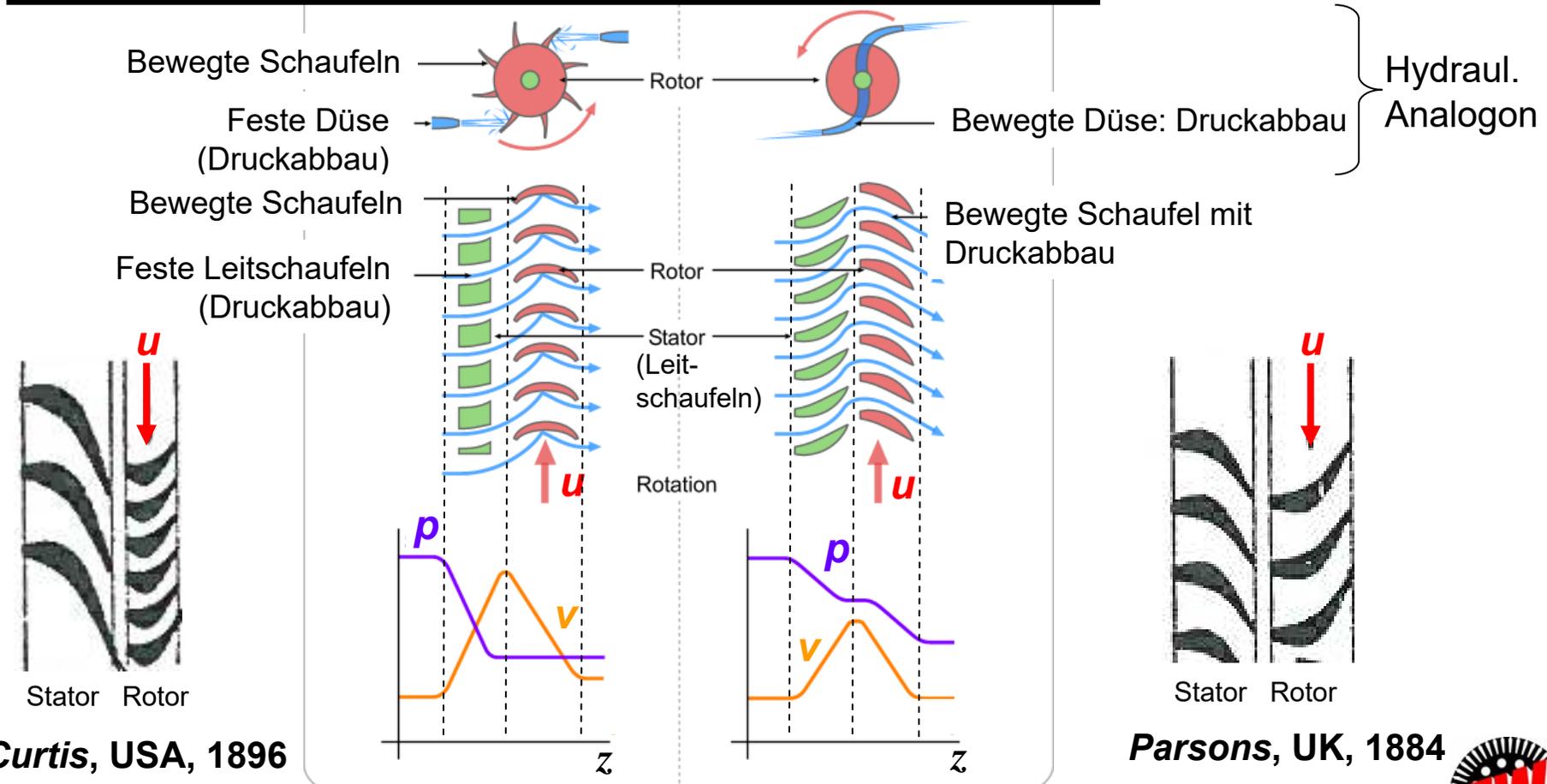
- **Leitschaufelverengung („Düse“):** Strömungsgeschwindigkeit  $v$  steigt  $\Rightarrow$  Strömungsdruck  $p$  **sinkt**  $\Rightarrow$  Impulsänderung  $m \cdot (v_1 - v_2)$  und Kraft  $F$  je Stufe **gleich!**

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Aktions- (Gleichdruck-) vs. Reaktions- (Überdruck-)turbine

Aktionsturbine	Reaktionsturbine
In Laufschaufeln: Kein Druckabbau	Druckabbau

Quelle: Wikipedia.de

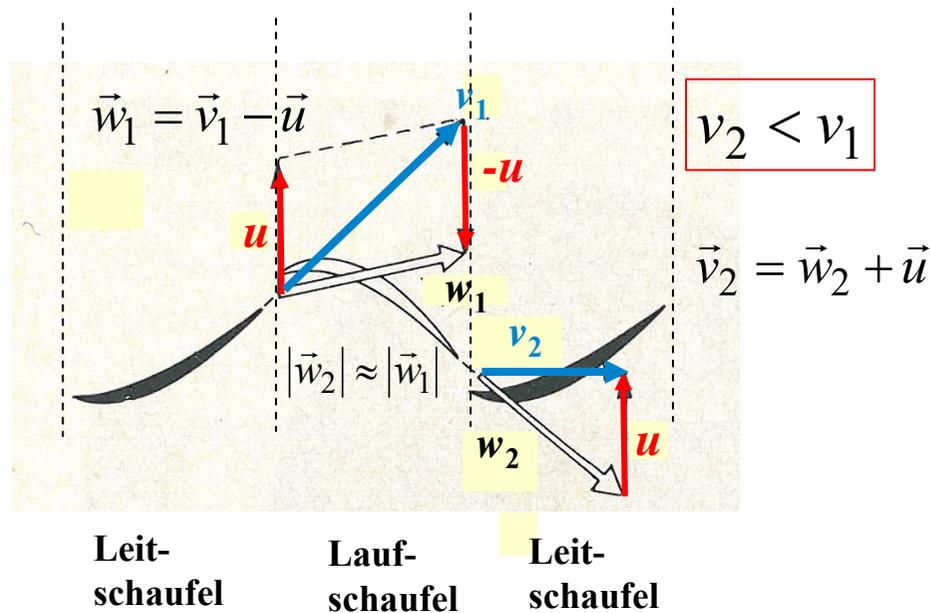


# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Geschwindigkeitsdiagramm an einer Schaufelstufe

- **Beispiel:** Gleichdruckstufe (schematisch)

$u$ : Umfangsgeschwindigkeit am Schaufelradius  $r$



Quelle: Schreiner, Physik

## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

### Energiewandlung an einer Schaufelstufe

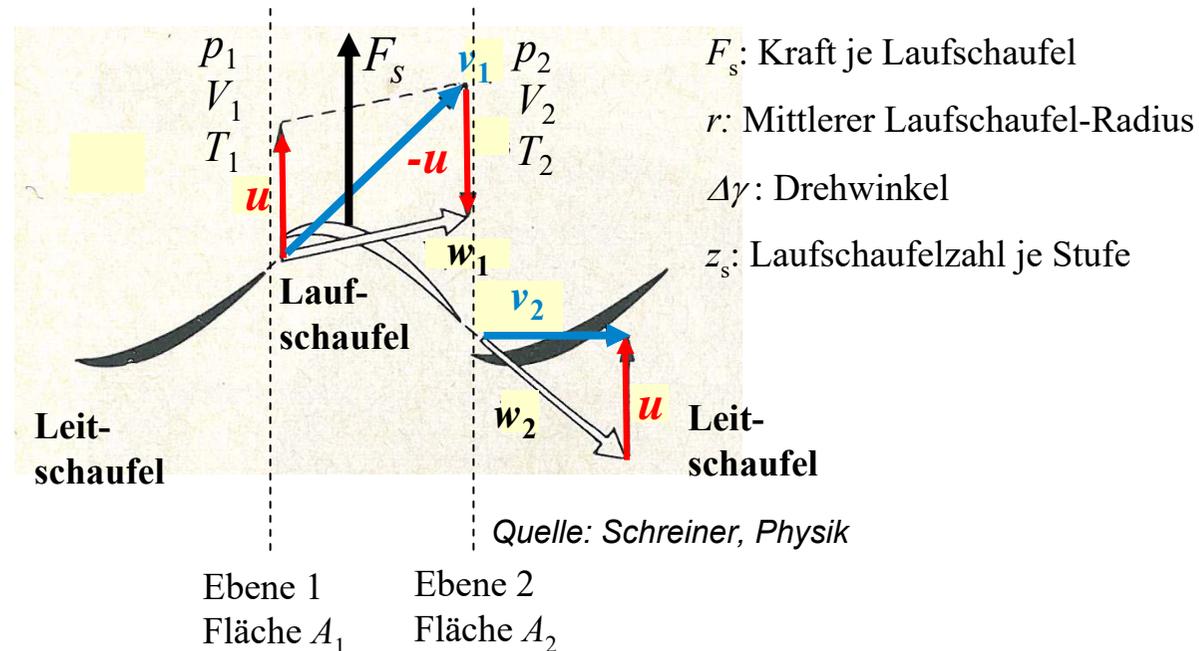


- Dampf (Geschwindigkeit  $v_1$ ) strömt **tangential zur Leitschaufel** aus dieser ab.
- Relativ zu Laufschaufel (Geschwindigkeit  $w_1$ ) strömt er tangential zu dieser ein („stoßfrei“).
- An der Laufschaufel wird der Dampf umgelenkt (Impulsänderung = Kraft auf Schaufel).
- Die Kraft auf die Schaufel bewegt diese und **verrichtet mechanische Arbeit** gegen die Bremskraft des angekuppelten E-Generators.
- Der Dampf (Geschwindigkeit  $w_2$ ) strömt **tangential** zur Laufschaufel aus dieser ab.
- Der Dampf (Geschwindigkeit  $v_2$ ) strömt tangential („stoßfrei“) die Leitschaufel der nächsten Stufe an.
- Auch an den **Leitschaufeln** wird der Dampf umgelenkt (Impulsänderung = Kraft auf Leitschaufeln).
- Da die Leitschaufeln ruhen, **verrichten sie KEINE Arbeit**.



# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Umfangskraft je Schaufelstufe



$$\Delta W_{t,ab} = z_s \cdot F_s \cdot r \cdot \Delta\gamma: \text{„Technische“ Arbeit der Laufschaufelstufe}$$

**Schaufelkraft  $F_s$**  resultiert aus

- Umlenkung (Impulsänderung) im „Schaufelgitter“ und
- tw. auch aus dynamischem Auftrieb.

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

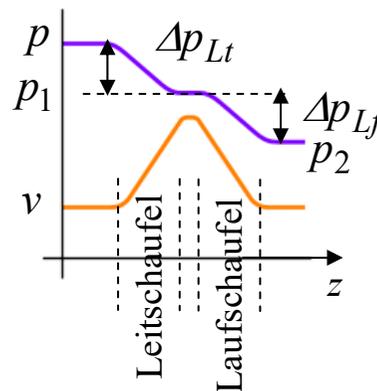
## Reaktionsgrad $R$ einer Schaufelstufe

- **Beispiel:** Überdruckstufe („Gegendruck“-Stufe):  
Druck  $p_1$  am Laufschaufeleingang  $>$   $p_2$  am Ausgang:

Druckgefälle in der Leitschaufel:  $\Delta p_{Lt} = p_{Lt,1} - p_{Lt,2}$

Druckgefälle in der Laufschaufel:  $\Delta p_{Lf} = p_{Lf,1} - p_{Lf,2}$

- „Reaktionsgrad“: 
$$R = \frac{\Delta p_{Lf}}{\Delta p_{Lt} + \Delta p_{Lf}}$$



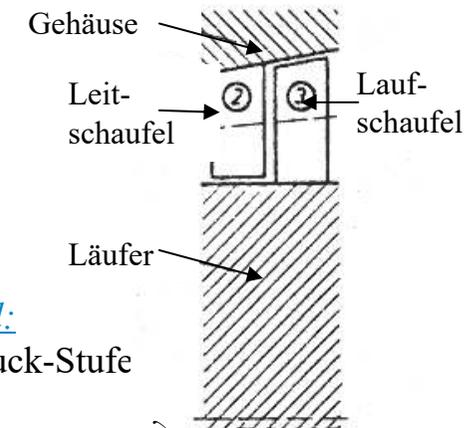
- **Beispiel:**  $\Delta p_{Lt} = \Delta p_{Lf} : R = 0.5$

- **Beispiel:**  
Gleichdruckturbine (Aktionsturbine):

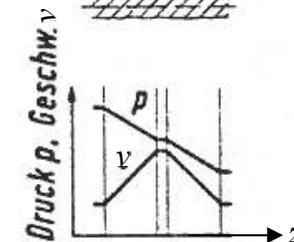
- Druck  $p_{Lf,1}$  am Laufschaufeleingang =  $p_{Lf,2}$  am Ausgang:

$$\Delta p_{Lf} = 0 \Rightarrow R = 0$$

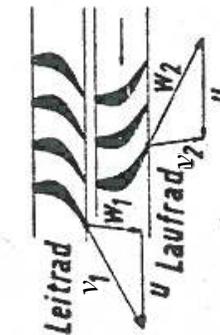
- Daher kommt hier die Laufradarbeit nur aus Abnahme der kinetischen Energie des Fluids!



**Beispiel:**  
Überdruck-Stufe



Quelle:  
Prandtl et al,  
Führer durch  
die Strömungslehre



$$|\vec{w}_1| < |\vec{w}_2|$$

$$|\vec{v}_1| > |\vec{v}_2|$$

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Überdruck- und Gleichdruckstufe

- **Überdruckstufe (Reaktionsstufe):**

Laufschaufelkanalverengung:  
Geschwindigkeit  $w$  steigt, Druck  $p$  sinkt

Reaktionsgrad  $R = 0.5$ :

Leit- und Laufschaufeln haben **gleiches** Profil

- **Gleichdruckstufe (Aktionsstufe):**

Reaktionsgrad  $R = 0$ :

Laufschaufelkanalbreite konstant  $\Rightarrow$

$\Rightarrow$  **NUR Strömungsumlenkung**  
(wie beim **LAVAL-** und **PELTON-Rad**)  $\Rightarrow$

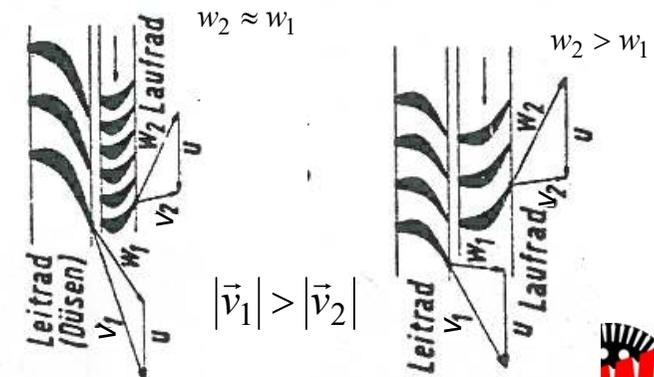
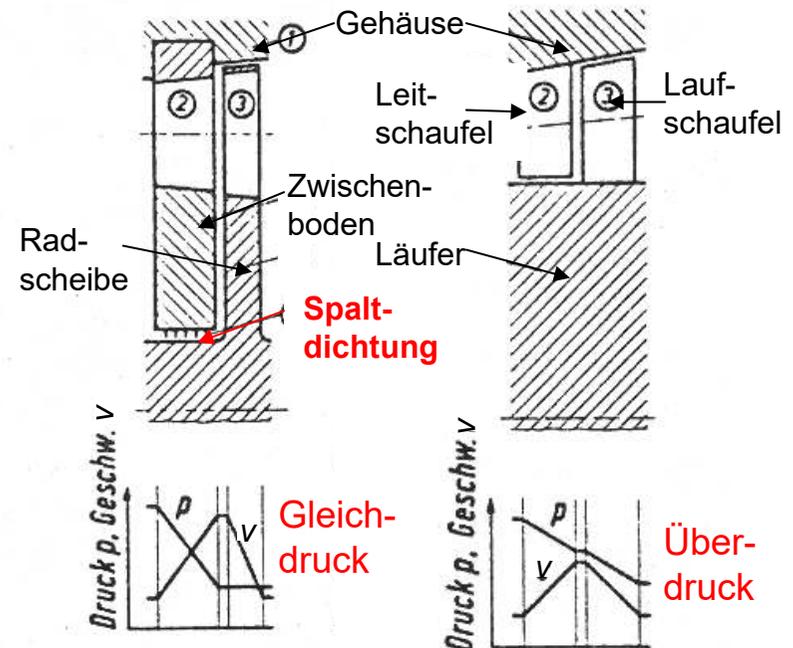
Geschwindigkeit  $w$  und Druck  $p$  konstant:

Druckgefälle NUR im Leitapparat, daher dort höher:

a) Spaltdichtung wg. hoher Druckdifferenz  $\Delta p_{Lt}$  nötig

b) Leitschaufel breiter als Laufschaufel

c) Leit- und Laufschaufeln haben **unterschiedliches** Profil

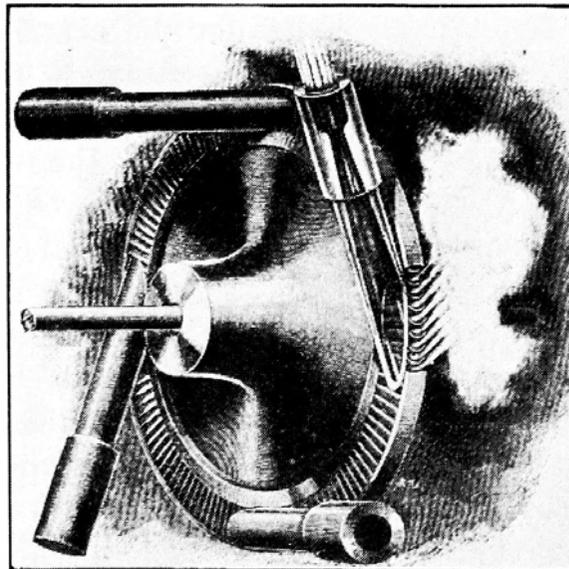


Quelle: Prandtl et al, Führer durch die Strömungslehre

## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

### Gleichdruckstufe als Regelrad

- **Gleichdruckstufe:**  
Wegen des gleichen Drucks vor/hinter Laufrad ist auch TEIL-Beaufschlagung möglich ⇒  
Daher Verwendung als „Regel“rad möglich!
- **Regelrad:**
  - a) Nur ein Sektor des Laufrads wird vom Dampf durchströmt = geringerer Leistungsumsatz!
  - b) Einzelne Dampfdüsengruppen werden je nach Lastzustand zu- oder abgeschaltet !



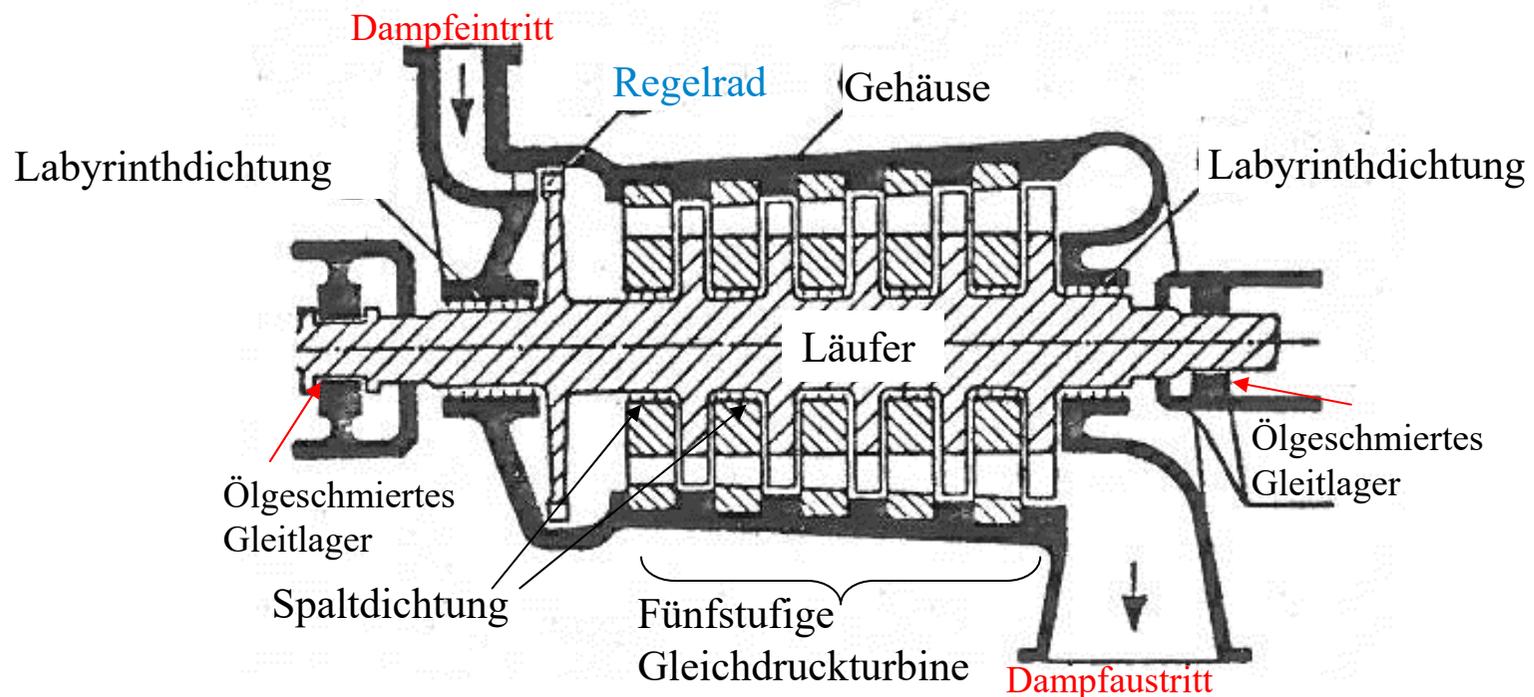
Quelle: Commons.Wikimedia.com

## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

### Beispiel: Gleichdruckturbine mit Regelrad

#### Beispiel:

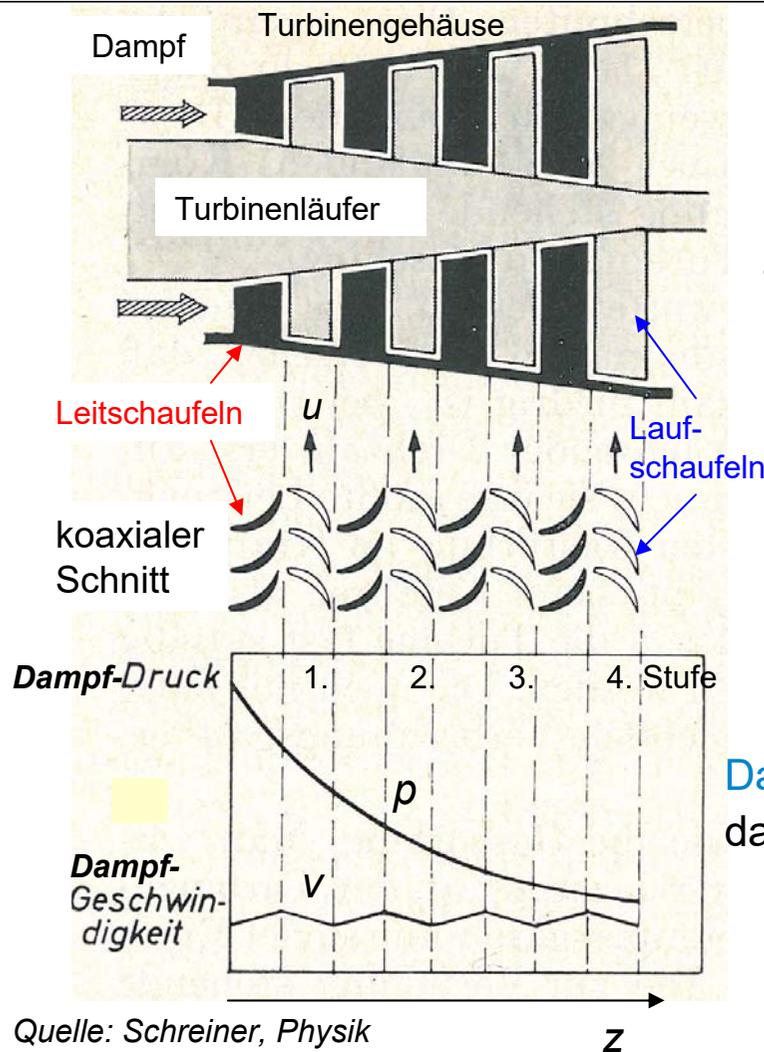
Mehrstufige Gleichdruckturbine (ZOELLY, 1903)



Quelle:  
Prandtl et al,  
Führer durch die Strömungslehre

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Überdruck-Dampfturbine (*Parsons, 1884*)



Dampfdruck  $p$  sinkt, Temperatur sinkt:  
Dampfvolumen steigt:  
Schaufeln müssen länger werden!

Dampfdruck  $p$  sinkt,  
damit  $v$  im Mittel konstant bleibt!

## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

### Wirkprinzip der Überdruck-Dampfturbine (*Parsons, 1884*)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Viele Schaufeln je Stufe am Umfang = „Schaufelgitter“
- Feststehende **Leitschaufelkränze** leiten den Dampf mit optimalem Anströmungswinkel  $\alpha$  auf die Schaufeln des rotierenden Schaufelrads („Turbinenläufer“)
- Um die Wärmeenergie (Druck- u. Temperaturabbau) bei niedrigem  $n$  in kinetische Rotationsenergie des Turbinenläufers umzusetzen, sind **mehrere Laufschaufelstufen** nötig.
- Dampf expandiert dabei und kühlt ab:  
Dampfdruck  $p$  und Dampftemperatur  $T$  sinken  $\Rightarrow$  Dampfvolumen  $V$  steigt  $\Rightarrow$  Schaufeln werden von Stufe zu Stufe **länger!**
- **Reaktionsturbine:** Dampfdruck  $p$  sinkt im Leitschaufelkanal und Laufschaufelkanal!
- Zur Drehmomentveränderung:  
**Ein Gleichdruck-Regelrad** als Eingangsstufe bei der Reaktions-Hochdruck-Turbine (erstmalig bei *BBC, Baden, CH, 1905*).



# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Energiebilanz in Leitschaufelreihe, Überdruckturbine

- Energieumsatz je Schaufelreihe allgemein: 
$$H_1 + M \cdot \frac{v_1^2}{2} - (H_2 + M \cdot \frac{v_2^2}{2}) = W_{t,ab} > 0$$

- Energieumsatz in der Leitschaufel:  $u = 0 \Rightarrow W_{t,ab} = 0$

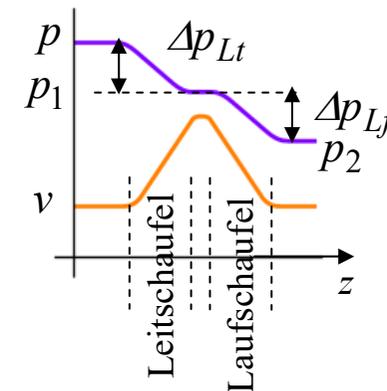
Adiabat. Expansion  $Q = \text{konst.} \Rightarrow Q_{ab} = 0!$  :  $T$  sinkt!

$$\frac{p(V)}{p_1} = \left( \frac{V_1}{V} \right)^\kappa$$

$$T = \frac{p \cdot V}{v_m \cdot R} = \frac{p_1 \cdot V_1^\kappa}{v_m \cdot R} \cdot \frac{1}{V^{\kappa-1}} \quad V \uparrow \quad T \downarrow \quad V \text{ steigt, } p \text{ sinkt}$$

$$H = c_p \cdot M \cdot T$$

$$W_{t,ab} = 0 = M \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + H_1 - H_2 \Rightarrow \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = -\frac{H_1 - H_2}{M} = -c_p \cdot (T_1 - T_2) < 0 \Rightarrow v_2 > v_1$$



- Leitschaufel:

Geschwindigkeit nimmt zu, Dampf kühlt ab, Druck sinkt, Volumen steigt

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Energiebilanz in Laufschaufelreihe, Überdruckturbine

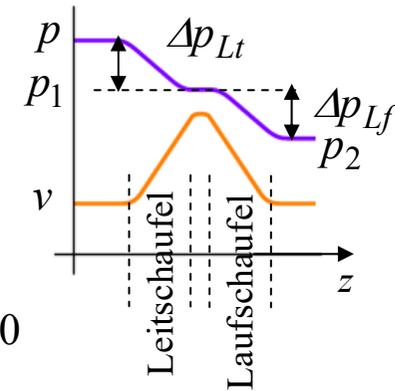


- **Energieumsatz in der Laufschaufel:**  $u > 0 \Rightarrow W_{t,ab} > 0$

Adiabatische Expansion:  $T$  sinkt  $\Rightarrow T_2 < T_1$

$v_1 > v_2, T_1 > T_2 :$

$$W_{t,ab} = M \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + H_1 - H_2 \Rightarrow W_{t,ab} = M \cdot \left( \underbrace{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}}_{>0} + c_p \cdot \underbrace{(T_1 - T_2)}_{>0} \right) > 0$$

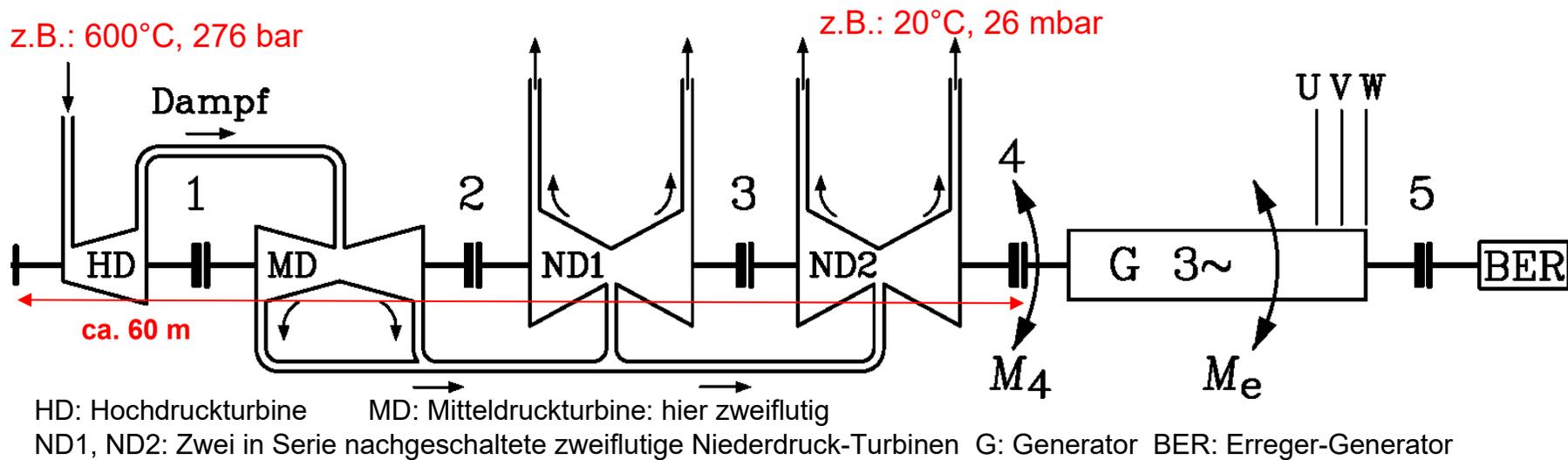


- **Laufschaufel:** Geschwindigkeit nimmt ab, Dampf kühlt ab, Druck sinkt, Volumen steigt, Schaufelarbeit  $W_t$  wird verrichtet!



# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Überdruck-Dampfturbine mit Generator (1)



## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine Überdruck-Dampfturbine mit Generator (2)



- **Hochdruckturbine:**  
Dickes Stahlgehäuse wegen hohen **Dampfdrucks**, relativ kleines **Dampfvolumen**, daher „kleine“ Turbine, Eingangsstufe als **Gleichdruckstufe (Regelrad)**
- Danach nochmalige Dampferhitzung („Zwischenüberhitzung“) für **Mitteldruckturbine:**  
Geringere Gehäusewandstärke.  
Wegen Dampfexpansion größeres Volumen = größere Turbine:  
z. B. **zweiflutig** = halbe Dampfmenge nach links und rechts expandiert
- **Niederdruckturbine:**  
Sehr großes **Dampfvolumen** bei geringem Druck  $\Rightarrow$  **lange Schaufeln** für große Strömungsquerschnitte. Hier größter Leistungsumsatz!
- **Alle Turbinen auf einer Welle:** Drehmomentaddition:  
Turbinenteilleistung zur Gesamtleistung summiert
- **Beispiel:**  
1100 MW el.: Je Turbine: Leistung deutlich kleiner, z. B. 200 ... 400 MW!



# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Braunkohle-Dampfkraftwerk „Schwarze Pumpe“

### 2 x 800 MW el.



Vom MD-Turbine  
zur ND-Turbine

800 MW-  
Dampfturbosatz

3000/min, 50 Hz

2546 kNm  
Drehmoment

Zweipoliger  
Synchron-  
Turbogenerator

Quelle:  
Siemens AG,  
Mülheim/Ruhr,  
Germany

Dampfventil

Vom Zwischenüberhitzer

HD-Turbine

MD-Turbine

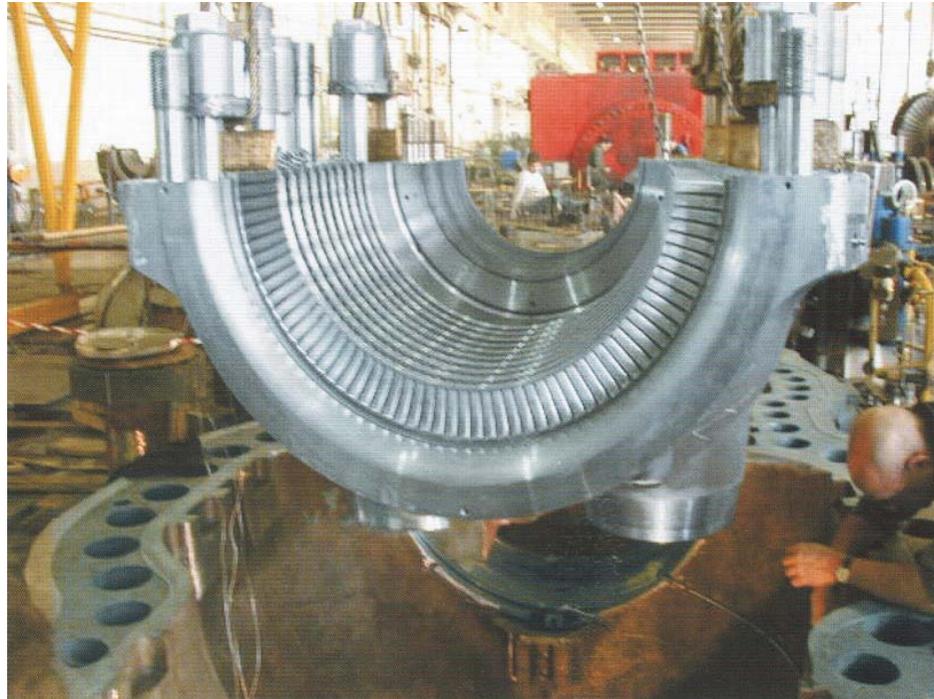
Zwei zweiflutige ND-Turbinen

zweipoliger Turbogenerator

- **Therm. Ausdehnung:** Stahl: linearer Ausdehnungskoeffizient  $12 \cdot 10^{-6}/K$   
 $\Delta l = (HD) 575 K \dots (ND) 0 K \Rightarrow$  im Mittel  $\approx 300 K$ : 65 m Wellenstrang: **Verlängerung: 24 cm**



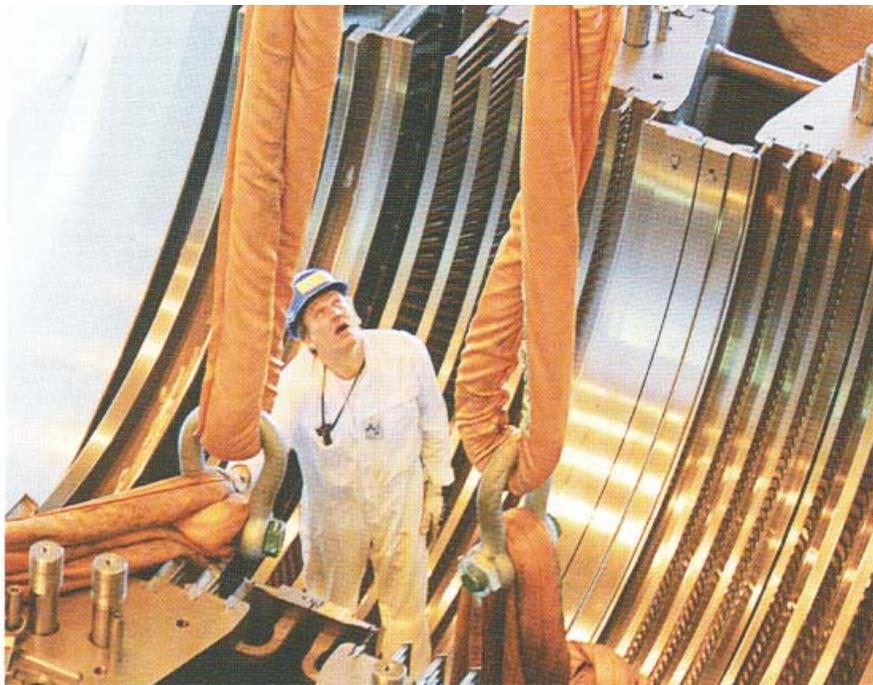
## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine Fertigung eines Hochdruck-Turbinenteils



Quelle: Siemens AG,  
Mülheim/Ruhr, Germany

- Einsetzen einer Hälfte des Leitschaufelapparats in die untere Gehäusehälfte einer Hochdruck-Dampfturbine
- Die große Dicke des Stahlgehäuses und große Stahlbolzen (Bolzenlöcher sichtbar!) zum Zusammenschrauben der beiden Gehäusehälften sind nötig für Dampfdruck 276 bar bei 600°C

## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine Niederdruckteil-Fertigung einer Dampfturbine



Untere **Gehäusehälfte** mit den  
Leitschaufeln zur Dampfumlenkung  
(zweiflutig)



Zweiflutiger **Turbinenrotor** aus  
Rotorscheiben (Masse 260 Tonnen),  
Flügelspitzen der Endreihen: Überschall

Quelle: Siemens AG, Mülheim/Ruhr, Germany

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Letzte Stufe bei Kondensations-turbinen (1)

**Ergänzung**

Erinnerung: Aus 1 kg Wasser (bei  $p_1 = 1.013 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_1 = 100 \text{ °C}$ ,  $1 \text{ dm}^3$ )  $\Rightarrow$   $1673 \text{ dm}^3$  Sattdampf!  
Sattdampfdichte:  $\gamma_{D1} = 1/1.673 = 0.6 \text{ kg/m}^3$

- Expansion des Frischdampfs von ca.  $600 \text{ °C}$ ,  $260 \text{ bar}$  auf ca.  $25 \text{ °C}$ ,  $0.03 \text{ bar}$  !

Volumenvergrößerung ca. 1: 2600 von erster zu letzter Schaufelstufe:

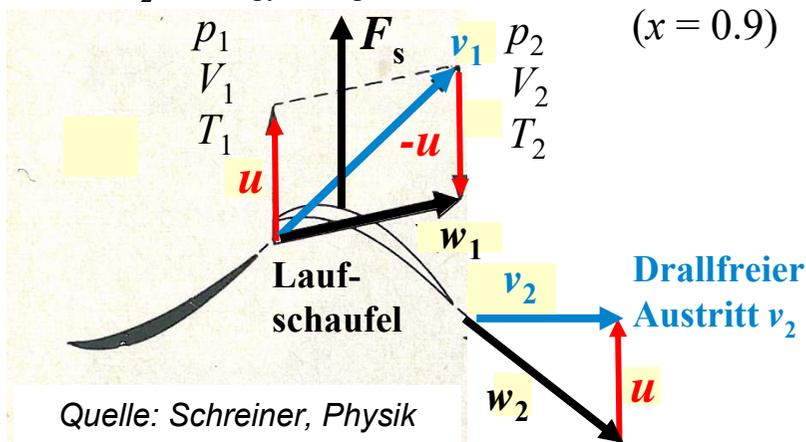
$$\frac{V_{ab}}{V_{zu}} = \frac{T_{ab}}{T_{zu}} \cdot \frac{p_{zu}}{p_{ab}} = \frac{273.15+25}{273.15+600} \cdot \frac{260}{0.03} = 2595$$

- Dampfdichte nach letzter Schaufelstufe:

$$\gamma = \frac{m}{V} \cdot \frac{\gamma_{D,ab}}{\gamma_{D1}} = \frac{V_{D1}}{V_{D,ab}} = \frac{T_1}{T_{ab}} \cdot \frac{p_{ab}}{p_1} = \frac{273.15+100}{273.15+25} \cdot \frac{0.03}{1.013} = 0.0371 \Rightarrow \gamma_{ab} = 0.0371 \cdot 0.6 = 0.022 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

- Schallgeschwindigkeit  $c_s$  im expandierten Dampf:

$$\kappa_{\text{H}_2\text{O-Dampf}} = c_p / c_V = 1.33, \text{ mit Feuchte: } \kappa \approx 1.13 \Rightarrow c_s = \sqrt{\kappa \cdot p / \gamma} = \sqrt{1.13 \cdot 0.03 \cdot 10^5 / 0.022} = 392.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Drallfreier Austritt  $v_2$  aus der letzten Stufe  
in den Kondensator:

$v_2$  muss kleiner als Schallgeschwindigkeit  $c_s$  sein,  
um Verdichtungsstöße im Dampf zu vermeiden:

$$v_2 \approx (0.85 \dots 0.9) \cdot c_s \approx 333 \dots 350 \text{ m/s}$$

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Letzte Stufe bei Kondensationsturbinen (2)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

**Ergänzung**

- Expandierter Dampf: **Lange Schaufeln**  $l_{\max}$  der letzten Stufe:
  - a)  $n_N = 3000/\text{min}$ :  $l_{\max} = 1.4 \text{ m}$ , b)  $n_N = 1500/\text{min}$ :  $l_{\max} = 2.2 \text{ m}$ ,

Bezogen auf mittleren Schaufeldurchmesser  $D_m = 2R_m$ :

$$D_m / l_{\max} \approx 2 \dots 2.5 \Rightarrow D_a = D_m + l_{\max} \approx 1.5 \cdot D_m$$

### • Beispiel:

$$l_{\max} = 1 \text{ m}, D_m = 2.5 \text{ m}, v_2 = 320 \text{ m/s}, n = 3000/\text{min}:$$

- Dampfvolumentrom und Massenstrom aus der letzten Stufe:

$$\dot{V} = D_m \pi \cdot l_{\max} \cdot v_2 = 2.5 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 320 = 2513 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = \gamma_{ab} \cdot \dot{V} = 0.022 \cdot 2513 = 55.3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Schaufelspitzen-Umfangsgeschwindigkeit ist Überschall:

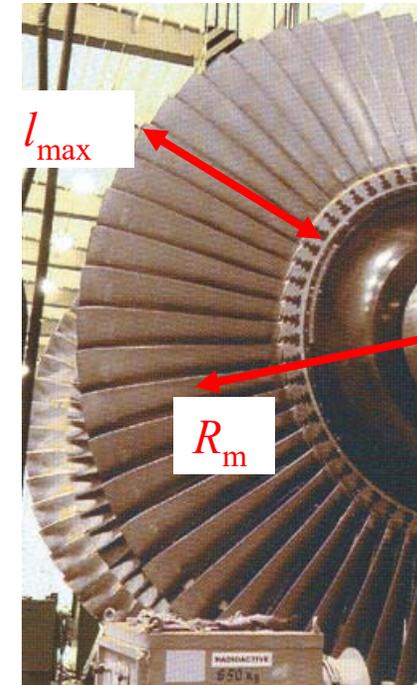
$$u_{\max} = (D_m + l_{\max}) \cdot \pi \cdot n_N = 3.5 \cdot \pi \cdot 50 = 550 \text{ m/s} = 1.4 \cdot c_s$$

- Schaufelwurzel: Unterschall: Über Schaufellänge ändert sich Strömung von Unter- auf Überschall („transsonische“ Strömung)

- **Schaufelfliehkraft**  $F$  je Schaufelmasse: z. B.:  $m_s = 130 \text{ kg} \Rightarrow F = 16 \cdot 10^6 \text{ N} \leftrightarrow 1600 \text{ Tonnen!}$

$$\frac{F}{m_s} = \frac{m_s \cdot (D_m / 2) \cdot (2\pi \cdot n_N)^2}{m_s} = a = 1.25 \cdot (2\pi \cdot 50)^2 = 12576 \cdot g$$

**Spezielle Schaufelbefestigung nötig!**



Quelle: Siemens AG, Mülheim/Ruhr



## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

### Grenzschaufellänge



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Ergänzung

- Grenzschaufel: Längste Schaufel  $l_{\max}$  (letzte Stufe): Bei  $n_N = 3000/\text{min}$ :  $l_{\max} = 1.4 \text{ m}$

Definiert maximal möglichen Abdampf-Volumenstrom: Mit  $D_m / l_{\max} \approx 2.5$ ,  $v_{2\max} = 350 \text{ m/s}$ :

$$\dot{V}_{\max} = D_m \pi \cdot l_{\max} \cdot v_{2\max} \approx 2.5 \cdot l_{\max}^2 \pi \cdot v_{2\max} = 2.5 \cdot 1.4^2 \pi \cdot 350 = 5388 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_{\max} = \gamma_{ab} \cdot \dot{V}_{\max} = 0.022 \cdot 5388 = 118.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$



# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Mehrflutige Niederdruckturbinen

- **Beispiel:** Braunkohlekraftwerk  $P_e = 800 \text{ MW}$  el.:  $M/d = 17500 \text{ t}$  Braunkohle/d,  
Brennwert der getrockneten Braunkohle  $H_i = 8.8 \text{ MJ/kg}$ ,  
Kraftwerks-/Kesselwirkungsgrad:  $\eta = 44.5\% / \eta_K = 85\%$   
Wärmezufuhr für Dampfmengen-Erzeugung/Sekunde (geschätzt für 290 bar, 600°C):  $3.7 \text{ kJ/kg}$

$$P_e = \eta \cdot \frac{M}{d} \cdot H_i = 0.445 \cdot \frac{17500 \cdot 10^3 \cdot 8.8 \cdot 10^6}{24 \cdot 3600} = 800 \text{ MW}$$

$$\dot{Q} = \eta_K \cdot \frac{M}{d} \cdot H_i = 0.85 \cdot \frac{17500 \cdot 10^3 \cdot 8.8 \cdot 10^6}{24 \cdot 3600} = 1.515 \cdot 10^9 \frac{\text{J}}{\text{s}} \quad \dot{m}_D = \frac{\dot{Q}}{\frac{Q_V}{m} \Big|_{\substack{25^\circ \rightarrow 600^\circ\text{C} \\ 290 \text{ bar}}}} = \frac{1.515 \cdot 10^9}{3700 \cdot 10^3} = 410 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Speisewasser-Zustrom: } \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\dot{m}_D}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{410}{10^3} = 0.41 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

**Grenzschaufel:** Längste Schaufel  $l_{\max}$  (letzte Stufe): Bei  $n_N = 3000/\text{min}$ :  $l_{\max} = 1.4 \text{ m}$ .

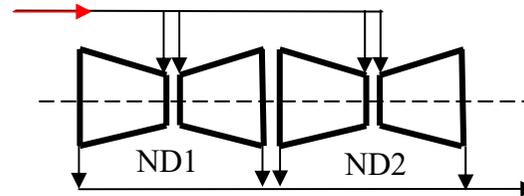
definiert max. möglichen Dampfstrom/Turbine:

$$\dot{m}_{\max} = 118.5 \text{ kg/s}$$

Niederdruckturbine 4-flutig ausgeführt:

$$\dot{m}_D / 4 = \frac{410 \text{ kg}}{4 \text{ s}} = 102.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} < 118.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = \dot{m}_{\max}$$

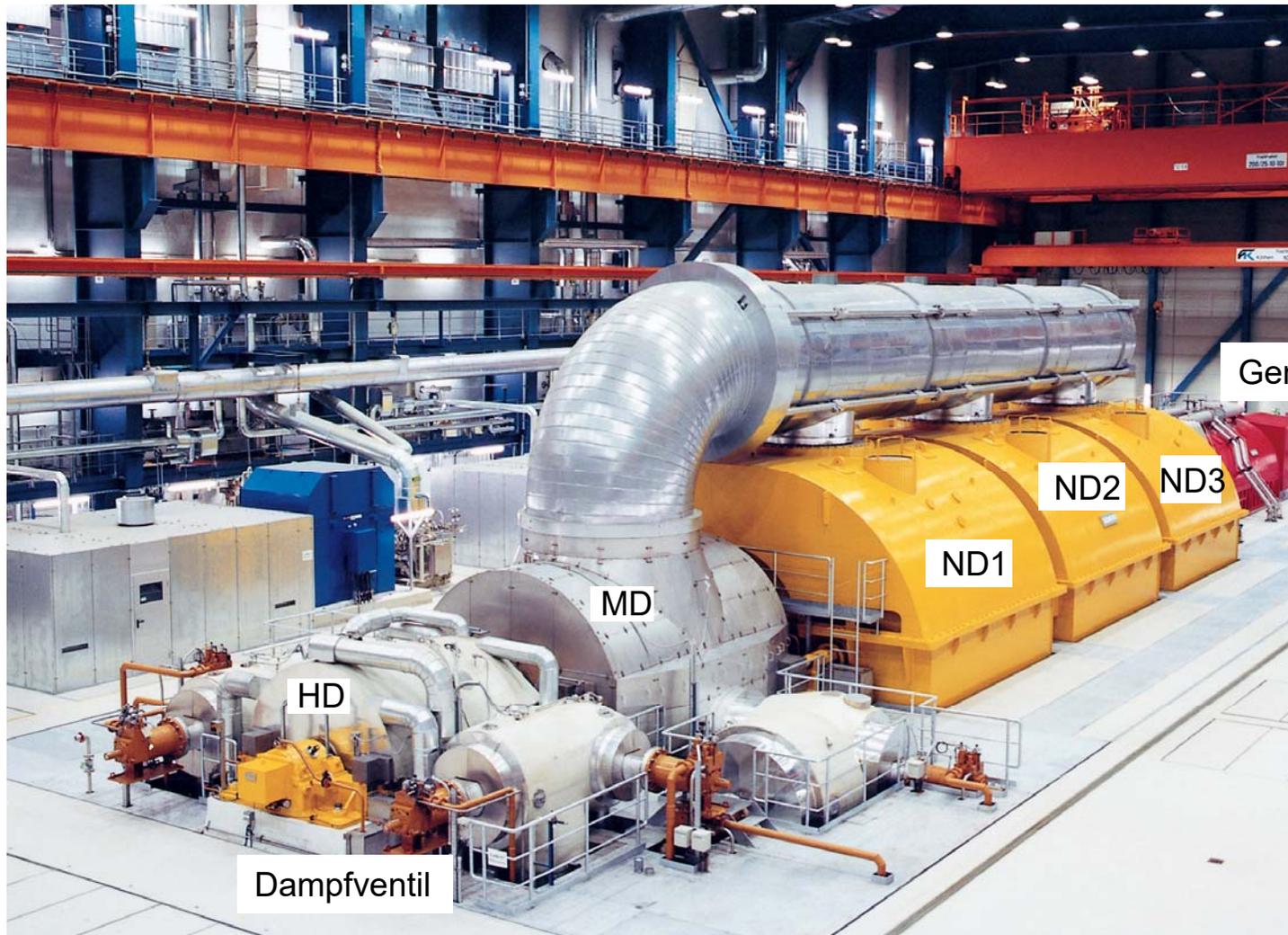
Von der MD-Turbine



Zum Kondensator

# P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine

## Mehrflutige Dampfturbinen



Quelle: Siemens AG,  
Mülheim/Ruhr

## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine Überdrehzahl bei Dampfturbinen (1)



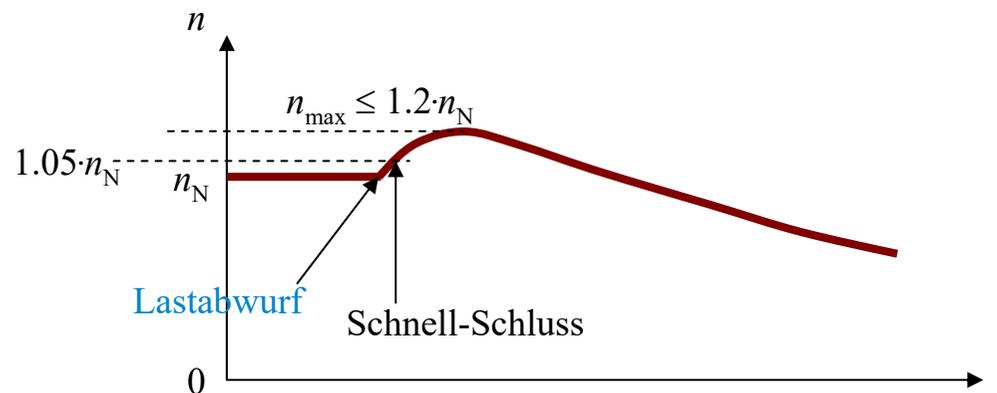
„**Lastabwurf**“: Trennen des Generators vom Netz im Fehlerfall:

- 1) El. Strom im Generator ist Null:  $I_s = 0$
- 2) Elektromagnetisches bremsendes Drehmoment im Generator ist Null:  $M_e = 0$
- 3) Dampfturbine wird nicht mehr gebremst und beschleunigt daher den Turbosatz.
- 4) Drehzahl des Turbinen-Generator-Satzes steigt:  $n \uparrow$
- 5) Überdrehzahlschutz spricht bei 105% von  $n_N$  an, schließt Dampfschnellschluss-Ventil.
- 6) Turbine ohne Dampf = Antriebsmoment ist Null  $M_T = 0$ : Turbine wird wieder langsamer  $n \downarrow$



## P3.4.4 Energiewandlung in der Dampfturbine Überdrehzahl bei Dampfturbinen (2)

- **Dampfstrahl** = relativ geringe Masse ( $< 700 \dots 800 \text{ kg/s}$ )  $\Rightarrow$  kann schnell abgebremst werden  
 $\Rightarrow$  Überdrehzahl relativ gering: nur ca.  $n_{\max} = 1.2n_N$
- ABER auftretende max. Fliehkraft:  
$$F_{F \max} = (n_{\max} / n_N)^2 \cdot F_{F,N} = 1.44 \cdot F_{F,N}$$
- Dampfturbinenläufer und Generatorläufer müssen 144% der Nennfliehkraft standhalten können, aber nur kurze Zeit: ca. 2 Minuten = „**Schleuderprüfung**“!



# P Prozesse

## P3.4 Dampfturbinen

### Zusammenfassung

- Umwandlung **thermischer Energie im Dampf** in rotationskinetische Energie der rotierenden Laufschaufeln
- Pioniere: *de Laval (S)*: Gleichdruckturbine einstufig (1883)  
*Parsons (UK)*: Überdruckturbine ein- und mehrstufig (1884)  
Mehrstufige Gleichdruckturbinen: *Rateau, F*, 1892, *Curtis, USA*, 1896, *Zoelly, CH*, 1903  
Theoretische Behandlung: *A. Stodola* (1903: Lehrbuch, *ETH Zürich*)
- **Mehrstufige Bauweise**, da sonst Drehzahl zu groß
- **Gleichdruck- und Überdruckstufen** als Alternativen, wobei bei Gleichdruckstufen höherer Aufwand mit Labyrinthdichtungen (meist als Regelstufe)
- **Großes Expansionsvolumen** des Dampfes auf Grund des hohen Druckgefälles erzwingt die Bauweise mit mehreren Turbinen in Serie (**Hoch-, Mittel-, Niederdruck-Teil**)

---

# **P3 Energiewandlung in Kraftwerken**

## **Übersicht**

---



- 1. Kraftwerks- und Turbinentypen**
- 2. Wasserturbinen**
- 3. Windturbinen**
- 4. Dampfturbinen**
- 5. Gasturbinen**



---

# P3.5 Gasturbinen

## Übersicht

---



1. **Energiewandlung in der Gasturbine**
2. **Gasturbine - Bauweisen**
3. **Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk**

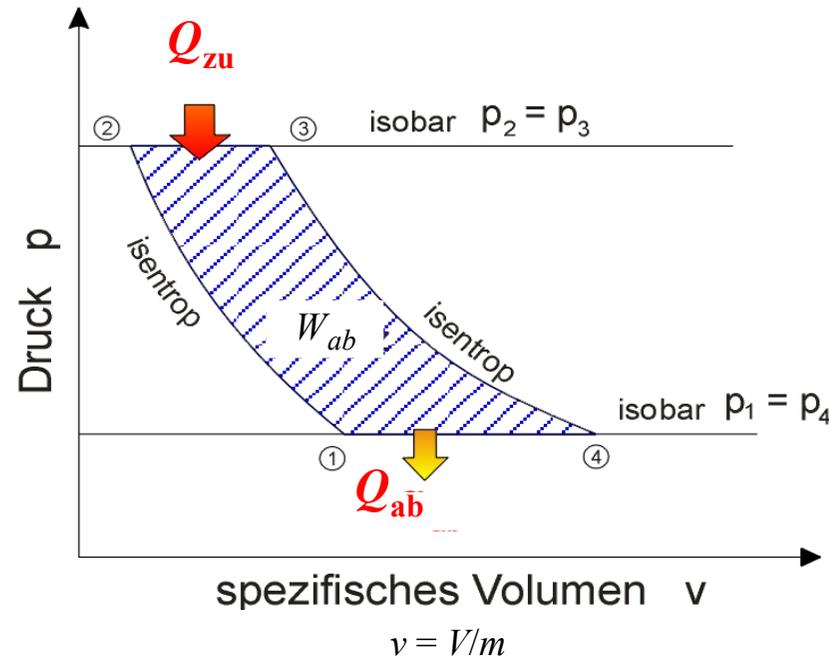


# P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

## Joule-Prozess (1)

Wirkungsprinzip beruht auf dem OFFENEN thermodynamischen *Joule-Kreisprozess*!

- 1 → 2: Isentrope Kompression  $\Delta p > 0, \Delta Q = 0, \Delta V < 0,$
- 2 → 3: Isobare Wärmezufuhr  $\Delta p = 0, \Delta Q = Q_{zu} > 0, \Delta V > 0,$
- 3 → 4: Isentrope Expansion  $\Delta p < 0, \Delta Q = 0, \Delta V > 0,$
- 4 → 1: Isobare Wärmeabfuhr  $\Delta p = 0, \Delta Q = Q_{ab} < 0, \Delta V < 0$



$$\eta = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{T_{ab}}{T_{zu}}$$

Quelle: Wikipedia.de

## P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

### Joule-Prozess (2)



1 → 2 Verdichter: Luft durch Beschau felung in mehreren Stufen **verdichtet**.

2 → 3: In Brennkammer:

- Vermischung der komprimierten Luft mit Treibstoff und
- **Zündung und Gleichdruck-Verbrennung des Gemischs:**
- Entstehung von sehr heißem Rauchgas (bis 1500°C).

3 → 4: Rauchgas dehnt sich in der Gasturbine aus:

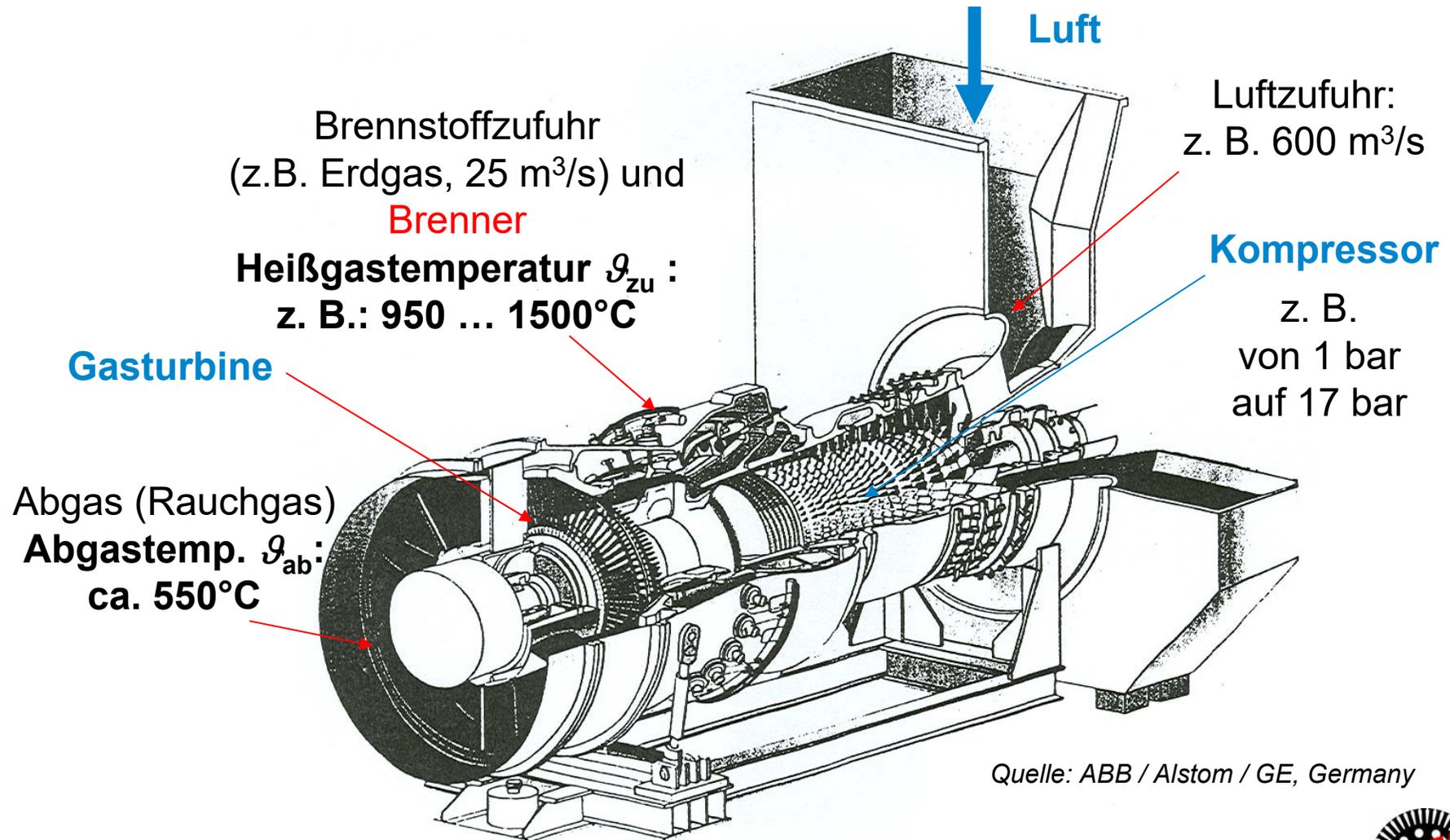
**Umwandlung von thermischer in kinetische Energie.**

4 → 1: Rauchgas verlässt als Abgas die Turbine = OFFENER Prozess!



# P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

## Kompressor, Turbine, Einfach-Ringbrennkammer



## P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

### Wirkungsgrad



- **Beispiel:**

Gasturbine:  $P_{ab} = 340$  MW für die Erzeugung elektrische Leistung

- Eintritts-/Austrittstemperatur Rauchgas 1100 °C / 550 °C  
(0° C entspricht 273 K) 1373 K / 823 K

- **Wirkungsgrad:**

Turbine:  $\eta_T = 90...92\%$ ,

Verdichter: ca. 88%,

Brennkammer:  $\eta_B = \text{ca. } 95\%$

- CARNOT-Wirkungsgrad als Obergrenze:

$$\eta_c = 1 - T_{ab}/T_{zu} = 1 - 823 / 1373 = 0.4 = 40\%$$

- **Realer Gesamt-Wirkungsgrad:**

$$\eta_{\text{real}} = \eta_c \cdot \eta_T \eta_B = 0.4 \cdot 0.92 \cdot 0.95 = 35.0\%$$



# P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

## Wirkungsgradgrenzen



- **Maximale Einheitsleistung** je Gasturbine bis dato realisiert ca. 350 ... 400 MW elektrisch (Leistung je Einheit = Einheitsleistung)
- **Wirkungsgrad** typisch 35% ... 40%
- In Turbine Druckabbau/Stufe des Heißgases  $p_1 : p_2 = \text{ca. } (1.4 \dots 2) : 1$   
 $\Rightarrow$  wenige Schaufelstufen z.B.  $Z_T = 3 \dots 4$ :  $p_{\text{in}} : p_{\text{out}} = 1/2^4 = 1/16$  Expansion
- **Verdichter** benötigt **mehr Schaufelstufen** (z. B.  $Z_V = 16$ , Verdichtung 1: 17), da er Kaltluft gegen Gegendruck der bereits verdichteten Luft fördern muss:  
z. B.: Verdichtung/Schaufelstufe  $p_1 : p_2 = 1 : 1.195$ , 16 Stufen  $\Rightarrow p_{\text{in}} : p_{\text{out}} = 1.195^{16} = 17$ : Verdichtung
- **Wirkungsgrad-Grenze:**
  - a) Relativ HOHE Abgastemperatur
  - b) Begrenzte Eintrittstemperatur durch Temperaturgrenze für Schaufelmaterial
- **Turbine** muss für eine Leistung  $P_T$  bemessen sein, die sowohl
  - a) die erhebliche Verdichterleistung  $P_V$   
als auch
  - b) die Generatorleistung  $P_{\text{ab}}$  abdecken muss.
- Sie ist also deutlich größer als der o. g. el. Nennwert  $P_{\text{ab}} = 350 \dots 400$  MW.



## P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine Fluidförderung – Dampf- vs. Gasturbine



- a) Dampfturbine:** Speisewasserpumpe (Antrieb:  $\eta_M = \text{ca. } 0.9$ , Pumpe:  $\eta_P = \text{ca. } 0.9$ )
- Pumpe treibt „Speise“-Wasser im Kreislauf  $\Delta p = \text{ca. } 276 \text{ bar}$ , wobei die Pumpenleistung „relativ“ niedrig ist!

**Beispiel:** Steinkohlekraftwerks-Block 950 MW el. Leistung,  $P_{zu} = 28 \text{ MW}$  Kesselspeisepumpe

- Dampfkraftwerk kann ggf. selbsttätig (= vom Netz getrennt) anlaufen = **Schwarzstart-fähig**.

### b) Gasturbine:

- Luft wird als Gas gefördert (Luftverdichter), was wesentlich mehr Leistung benötigt (etwa das Doppelte!).
- Großer Teil der Turbinenleistung wird vom Verdichter als Aufnahmeleistung benötigt.
- **Gasturbine** benötigt **Anwurfmotor**, damit Verdichter Luft für Verbrennung fördern kann (= **nicht selbstanlauffähig**).



# P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

## Verdichterarbeit $W_{t,zu}$ und Verdichterleistung $P_V$



- Adiabatische Kompression:  $Q = \text{konst.}$ , **technische Arbeit  $W_{t,zu}$  von außen zugeführt:**  
**Kompression von  $V_1 > V_2$  auf  $V_2$ :**

a) bei konstanter Fluidgeschwindigkeit zw. Ein- u. Austritt  $v_2 = v_1$  :

$$p = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V}\right)^\kappa \quad W_{t,zu} = \int_{p_1}^{p_2} V \cdot dp = \frac{\kappa \cdot p_1 \cdot V_1}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} - 1 \right] = \frac{\kappa \cdot p_1 \cdot V_1}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = H_2 - H_1$$

Komprimierte z.B.:  $\frac{p_2}{p_1} = 17$ ,  $\kappa = 1.4$ ,  $\frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{7.57}$ ,  $T_2 = T_1|_{25^\circ\text{C}} \cdot \frac{p_2 V_2}{p_1 V_1} = 298.15 \cdot \frac{17}{7.57} = 669.6\text{K} = 396.4^\circ\text{C}$   
Luft erhitzt!

b) bei veränderter Fluidgeschwindigkeit zw. Ein- u. Austritt :  $v_2 \neq v_1$  :

$$W_{t,zu} = M \cdot \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + H_2 - H_1$$

- **Leistungsumsatz im Verdichter:**  $P_V = W_{t,zu} / t = \text{Verdichterleistung}$

$$P_V = \dot{M} \cdot \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$



## P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

### Beispiel: Verdichterleistung $P_V$



#### Beispiel:

$P_e = 340$  MW Gasturbinensatz: Luftzufuhr:  $600 \text{ m}^3/\text{s}$ , Verdichtung:  $p_1 / p_2 = 1 \text{ bar} / 17 \text{ bar}$ :  
Bei Annahme gleichbleibender Luftgeschwindigkeit  $v_1 = v_2$  und verlustfreier Komponenten:

$$\frac{p_2}{p_1} = 17, \dot{V}_1 = 600 \text{ m}^3/\text{s}, \kappa = 1.4: \quad P_V = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{1.4}{0.4} \cdot 10^5 \cdot 600 \cdot \left[ 17^{\frac{0.4}{1.4}} - 1 \right] = 262 \text{ MW}$$

- Realer Verdichterwirkungsgrad ca. 0.88: Verdichterleistung  $262/0.88 = 298$  MW  
(Reale Verdichterleistung ca. 360 MW lt. Herstellerangabe)
- Leistung 262 MW:  
Arbeit  $W_{t,zu}$  als innere Energie  $U$  in verdichteter (erhitzter) Luft enthalten!



## P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

### Beispiel: Turbinenleistung $P_T$ u. Gesamtleistung



#### Beispiel:

$P_e = 340$  MW Gasturbinensatz:

Luftzufuhr:  $600 \text{ m}^3/\text{s}$ , Verdichtung:  $p_1 / p_2 = 1 \text{ bar} / 17 \text{ bar}$ : Verdichterleistung  $P_T = 360$  MW

- Gasturbine ( $\eta_T = 0.9$ ) muss Gesamtleistung erbringen:

$$P_T = 340 \text{ MW} + 360 \text{ MW} = 700 \text{ MW}$$

- Turbinenaufnahmeleistung:  $700/0.9 = 778$  MW

- Brennerwirkungsgrad erfordert erhöhte therm. Leistung  $778/0.95 = 819$  MW

- Weitere Verluste und Kraftwerkseigenbedarf: Abschätzung etc.:  $819/0.9 = 910$  MW  
(910 MW lt. Herstellerangabe)

- Bei Brennstoffzufuhr Erdgas ( $25 \text{ m}^3/\text{s}$ , Heizwert  $H_i = 36.4 \text{ MJ/m}^3$ ):

$$Q_{zu} / t = \dot{Q}_{zu} = 25 \cdot 36.4 \cdot 10^6 = 910 \text{ MW}$$

- Wirkungsgrad:  $\eta = 340/910 = 37.4\%$

- In Verlusten (hpts. Rauchgas) abgeführte thermische Leistung:

$$Q_{ab} / t = \dot{Q}_{zu} - P_{el} = 910 - 340 = 570 \text{ MW}$$



## P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

### Einheitsleistung und Schnellstart

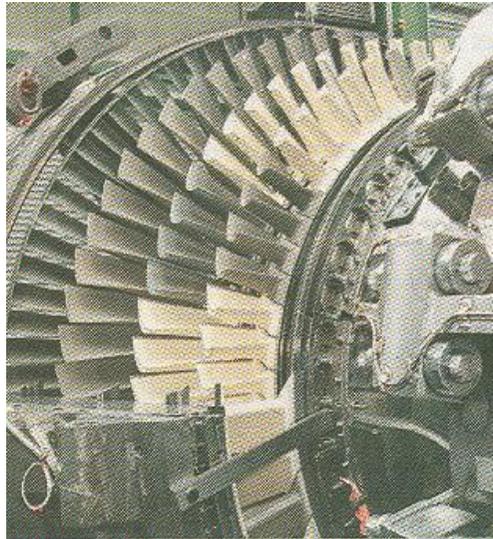


- Wegen der großen Verdichterleistung kann nur ein Teil der Turbinenleistung als Abgabeleistung an den el. Generator verwendet werden  
⇒ begrenzte Nutzleistung des Gasturbinensatzes =  
= **Begrenzte Einheitsleistung** („Leistung je Einheit“) auf zur Zeit ca. 400 MW el.
- Erhöhte Eintrittstemperaturen an den Turbinenschaufeln erwünscht für höheren *Carnot*-Wirkungsgrad:  
Führt aber zu Schädigung der Schaufeloberfläche (Korrosion) ⇒  
**Schaufeltausch** nach mehreren Tausend Betriebsstunden nötig,  
vor allem nach häufigen **Schnellstarts** (5 ... 10 min. Dauer) aus dem **kalten** Zustand!  
**Vergleiche:**  
Dampfkraftwerke benötigen mindestens 6 h bis zu ca. 2 Tagen,  
um aus dem **kalten** Zustand auf volle Leistung am Netz zu fahren (Kesselvorwärmung etc.!).
- **Schnellstart:** In ca. 5 ... 10 min können Gasturbinen (je nach Auslegung) aus dem Stillstand mit voller Leistung am Netz in Betrieb sein.
- Verwendung der Gasturbinen als **Tertiärregelung** zur Stabilisierung des Netzes bei rasch zunehmender elektrischer Belastung.

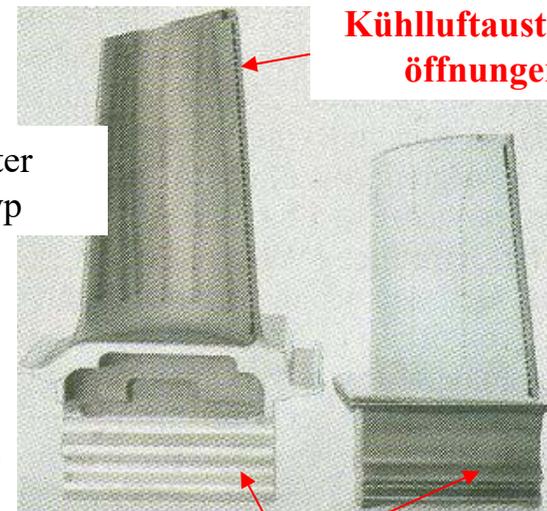


# P3.5.1 Energiewandlung in der Gasturbine

## Turbinenbeschaufelung: Laufschaufelkühlung für hohe Eintrittstemperatur



Verbesserter  
Schaufeltyp



Kühlluftaustritts-  
öffnungen

Älterer  
Schaufeltyp

Quelle:  
Siemens AG, Berlin

### Turbinenschaufelreihen

Heißes Rauchgas am Eintritt: **Bis zu 1500°C**

### Turbinenschaufeln:

- Oberflächentemperatur-Grenze 950°C: Ni-Superlegierung mit Keramikbeschichtung
- **Filmkühlung:** „Kühlluft“ (400°C) aus vielen kleinen Öffnungen austretend, umspült das Schaufelprofil
- **Ca. 75% der Verdichterluft für Kühlung**, 25% für Verbrennung!

### „Tannenbaum“-Schaufelfuß:

Befestigung für hohe Fliehkräfte:  
Beschleunigung  $a/g = 10000$

---

# P3.5 Gasturbinen

## Übersicht

---



1. Energiewandlung in der Gasturbine
2. Gasturbine - Bauweisen
3. Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk



## P3.5 Gasturbinen

### P3.5.2 Gasturbinen - Bauweisen

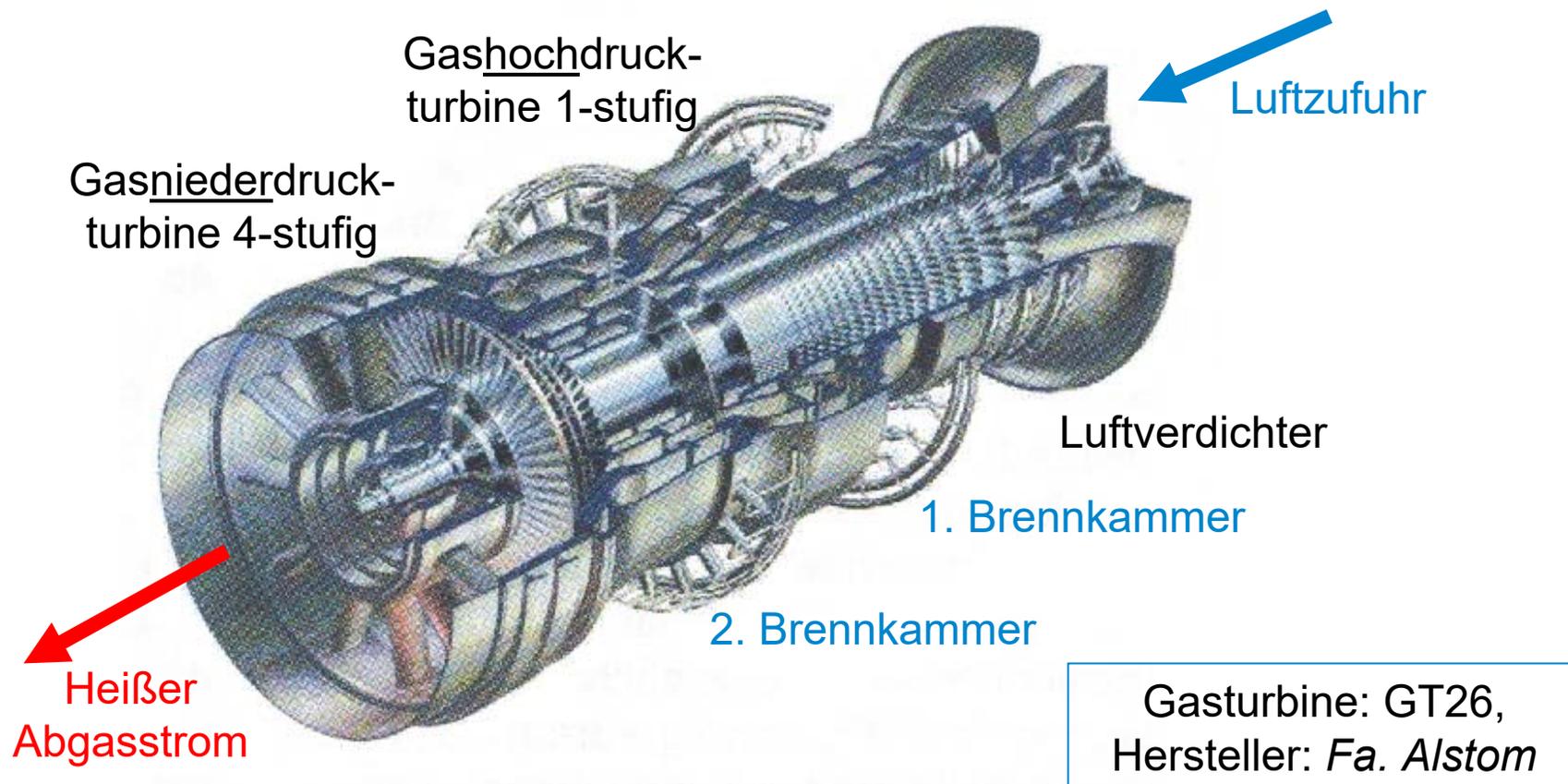


- **Einwellen-Anlage:**  
Turbine und Verdichter (und E-Generator) sind durch EINE Welle verbunden.
- **Mehrwellen-Anlage:**  
Zur besseren Anpassung der Drehzahl des Verdichters an seine Leistungsanforderung werden fallweise bei kleineren Anlagen Turbine und Verdichter über Getriebe getrennt.
- **Einfach-Brennkammer:**  
Für die Turbine wird der Brennstoff in EINER Brennkammern zu Rauchgas verbrannt.
- **Doppel-Brennkammer-System:**  
Der Brennstoff wird in ZWEI Brennkammern zur Erhöhung des Brennerwirkungsgrads verbrannt.
- Zur Erhöhung des Wirkungsgrads: Fallweise Turbine in zwei Teilturbinen mit je einer Brennkammern getrennt, fallweise auch mit zwei unterschiedlichen Drehzahlen (Getriebe!)



## P3.5.2 Gasturbinen - Bauweisen

### Gasturbine mit zwei Teilturbinen

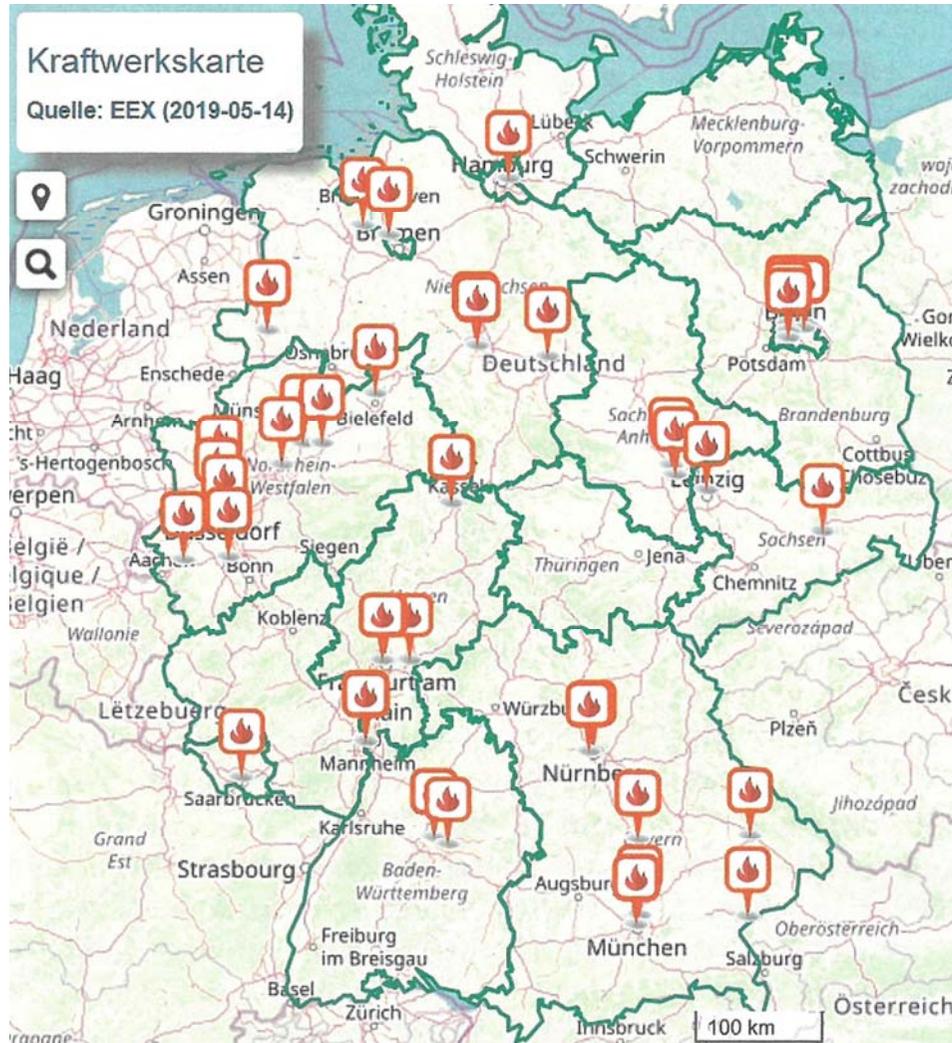


Quelle:

BWK 63/ 2011, no. 6

## P3.5.2 Gasturbinen - Bauweisen

### Standorte großer Gaskraftwerke in *Deutschland*



*Deutschland*-Ansicht alle Gaskraftwerke, die bei der **Leipziger Strombörse EEX** gelistet sind.

Quelle: BWK 71/ 2019, no. 6

---

# P3.5 Gasturbinen

## Übersicht

---



1. Energiewandlung in der Gasturbine
2. Gasturbine - Bauweisen
3. Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk



## P3.5.3 Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk

### Prinzip des GuD („combined cycle“)



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

- Erhöhung der Ausnutzung des Brennstoffs (Erdgas), indem die große Rauch-Abgaswärme in einem nachgeschalteten Dampferzeuger (Kessel) zur Wasserdampferzeugung genutzt wird
- Dieser Wasserdampf wird in einer nachgeschalteten (kleineren) Dampfturbine entspannt, die
  - a) entweder einen eigenen el. Generator antreibt (**Zwei-Wellen-Anordnung**)  
oder
  - b) direkt auf der Welle mit Gasturbine, Verdichter und Generator angeordnet ist (**Einwellen-Anordnung**, Drehmomentaddition)
- El. Wirkungsgradsteigerung **von ca. 40% auf über 60%** (im Bestpunkt) möglich
- Mit zusätzlicher Wärmeauskopplung (z. B. Fernwärme):  
Therm. Wirkungsgrad bis **über 80% möglich**

#### Beispiele:

1) *Irsching*:

Einwellen-Anordnung:  $578 \text{ MW}_{\text{el}}$ ,  $\eta = 60.75\%$

2) *Lausward / Düsseldorf*:

$578 \text{ MW}_{\text{el}}$ ,  $\eta = 61.5\%$ ,  
mit Fernwärme: Brennstoffnutzungsgrad ca. 85 %



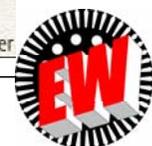
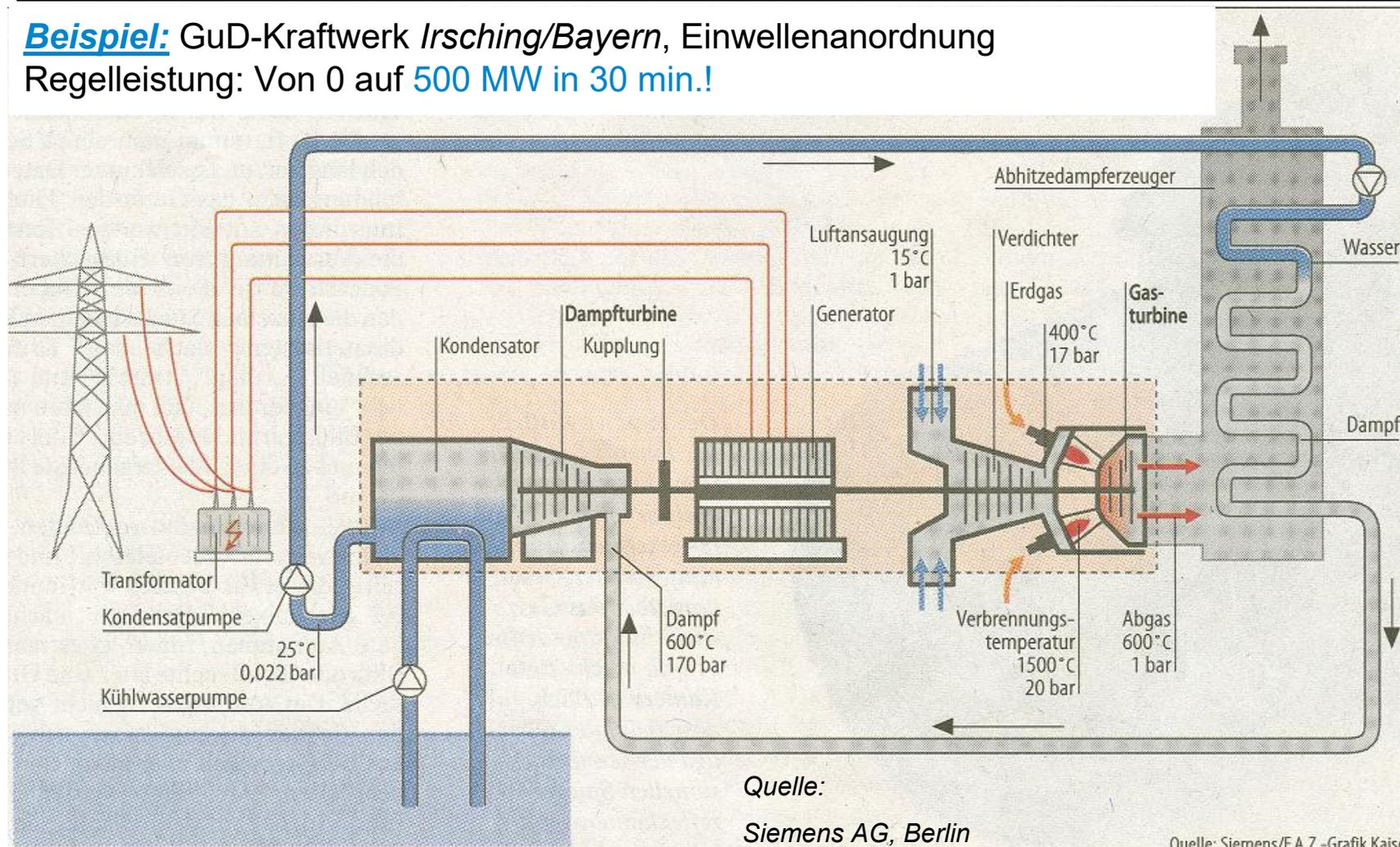
# P3.5.3 Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk

## Beispiel: Kombiniertes Gas- u. Dampfkraftwerk Irsching



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Beispiel: GuD-Kraftwerk Irsching/Bayern, Einwellenanordnung  
Regelleistung: Von 0 auf 500 MW in 30 min.!



## P3.5.3 Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk Nutzung der Abgaswärme zur Dampferzeugung



### Beispiel:

GuD-Kraftwerk *Irsching/Bayern* (2011) – Richtwerte / **Abschätzung!**

a) Gasturbine 375 MW mit 40% Gesamt-Wirkungsgrad: 60% (= 565 MW) Abwärme !

**Erforderliche therm. Leistung (Gasbrennwert): 375 + 565 = 940 MW**

b) Wärmetauscher Rauchgasein-/austrittstemperatur: 600 °C / 80 °C  
+273 K: 873 K / 353 K

Verluste (im Verdichter, Turbine, Brenner, Wärmetauscher) + Kraftwerkseigenbedarf: 243 MW  
(565 – 243) / 565 = 322 / 565 = 57.1%

c) Dampfturbine: Wasserdampf: Ein-/Austritt: 600 °C / 25 °C  
+273 K: 873 K / 298 K

$$\eta_{DT} = 1 - T_{ab} / T_{zu} = 1 - 298 / 873 = 65.9\%$$

$$565 \cdot 0.571 \cdot 0.659 = 212 \text{ MW el. Leistung}$$

Elektrische Gesamtleistung: 375 + 212 = 587 MW

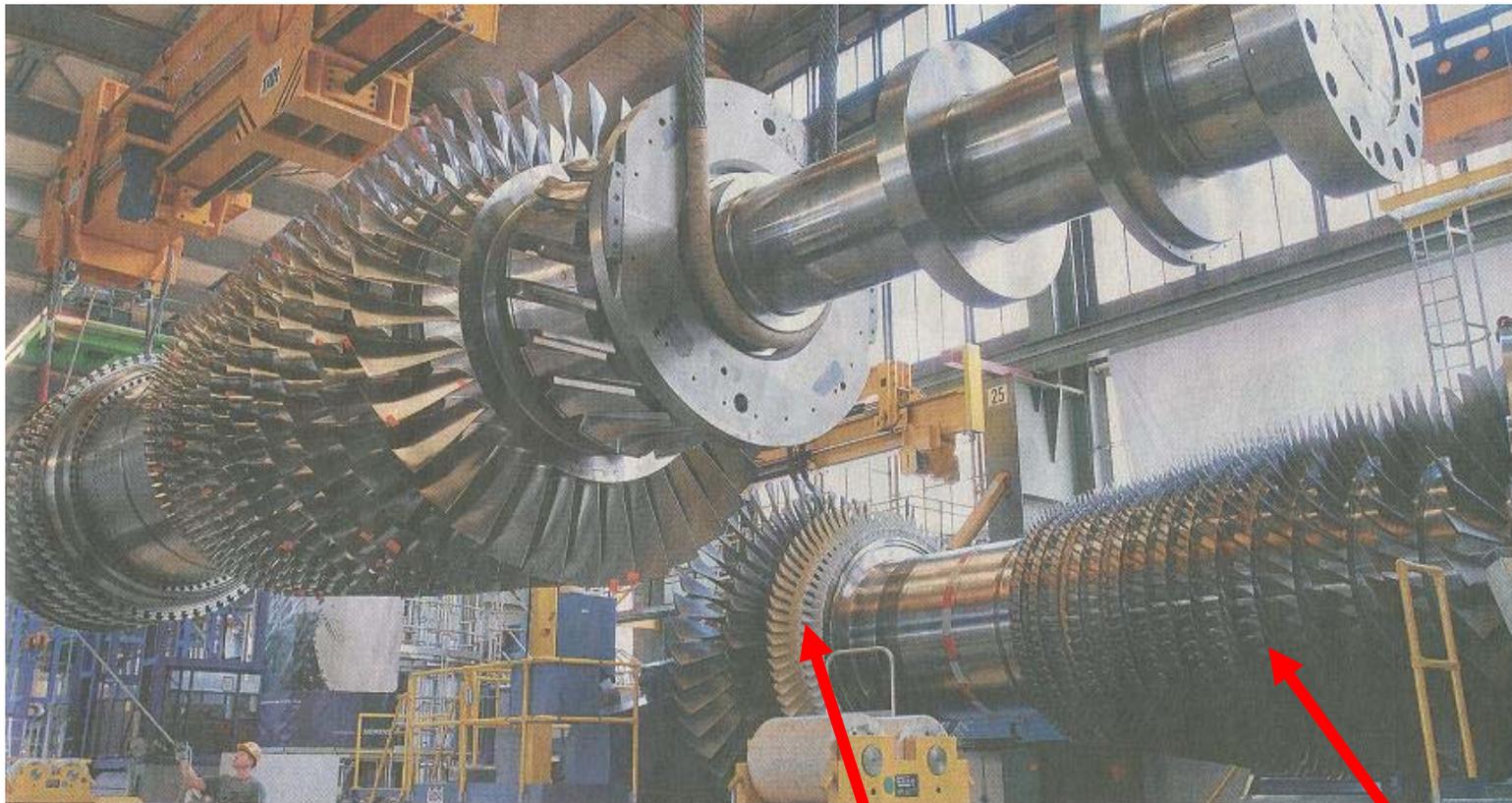
Elektrischer Wirkungsgrad: 587 / 940 = 62.5% (**gemessen: 60.75 %**)



# P3.5.3 Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk

## Beispiel: Gasturbinenläufer für GuD *Irsching*

GuD *Irsching* (Bayern): 375 MW



Quelle:  
Siemens AG  
Berlin

Länge 13 m,

Außendurchmesser: 5 m

Turbine

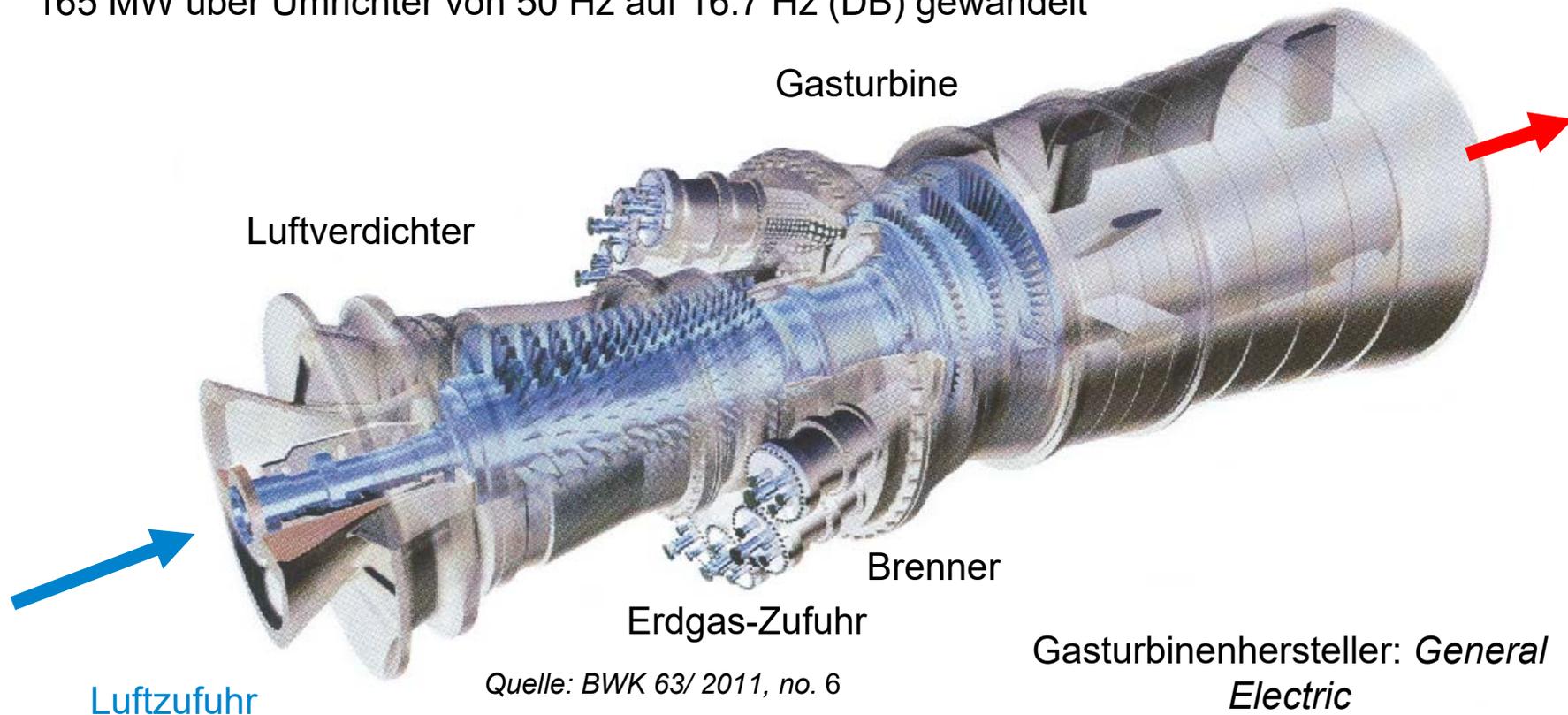
Luftkompressor

## P3.5.3 Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk

### Beispiel: GuD Mittelsbüren (2016)

- *GuD Mittelsbüren / Bremen*  
(*Gemeinschaftskraftwerk Bremen GmbH & Co. KG*):  
445 MW, el. Wirkungsgrad 58.3%, 360 g CO<sub>2</sub> je kWh<sub>el</sub>,  
165 MW über Umrichter von 50 Hz auf 16.7 Hz (DB) gewandelt

Heißer Abgasstrom  
zum  
Dampferzeuger



## P3.5.3 Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk

### Trend: Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung (1)

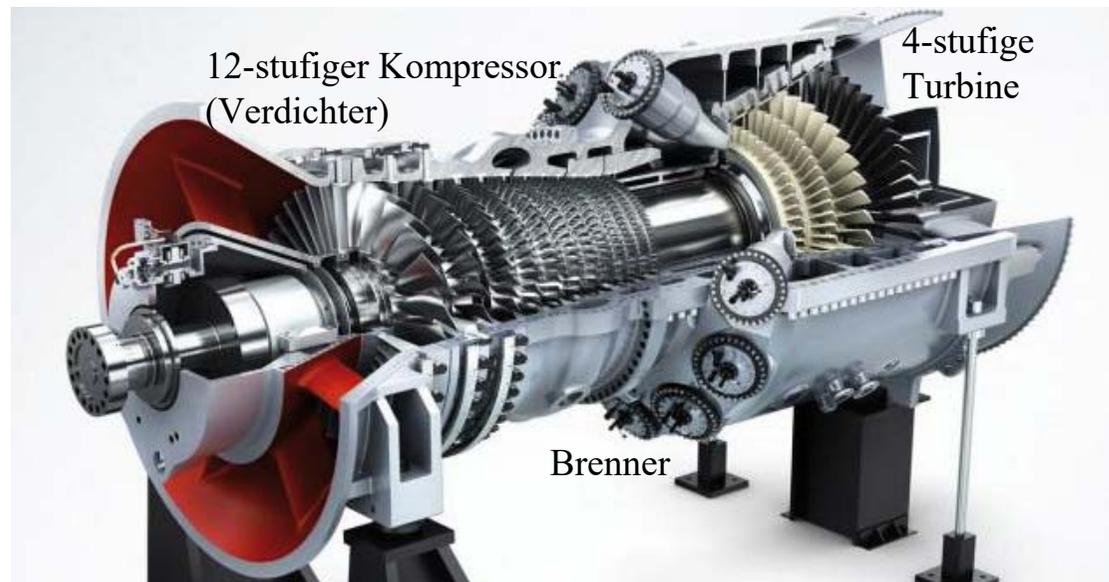
- Beispiel:  
Siemens-Gasturbinen-Entwicklung (Berlin), 2020:  
Gasturbine mit max. el. Leistung im GuD-Betrieb 593 MW, GuD-Wirkungsgrad 63 ... 65%
- Wirkungsgradsteigerung durch Erhöhung der Eintrittstemperatur auf 1600°C ⇒  
⇒ Keramisches Multi-layer-coating der Turbinenschaufeln erforderlich
- 25 ACE-Gasbrenner (advanced can-annular combustion system) können neben Erdgas bis zu 30%-Vol.-% Wasserstoff verbrennen
- Numerisch strömungstechnisch verbesserte Form der Verdichterschaufeln
- Rascher Leistungsaufbau beim Einschalten  $\leq 85$  MW/min im Solobetrieb ohne Dampfturbine



Verdichter-  
Laufschaukel

Quelle:  
BWK 70 (2018) no. 1/2

## P3.5.3 Kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk Trend: Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung (2)



Quelle:  
BWK 70 (2018) no. 1/2

# P Prozesse

## P3.5 Gasturbinen

### Zusammenfassung

- Umwandlung **thermischer Energie heißer Rauchgase** in rotationskinetische Energie der rotierenden Schaufelblätter
- *H. Holzwarth* (D, 1905): Erste serienreife Gasturbine (USA), rasante Entwicklung seit etwa 1940 (1940: *Schweiz, Fa. BBC*: Kraftwerk *Neuenburg*, 4 MW)
- Turbinenentwicklung basierend entweder
  - a) auf Flugtriebwerken („**Leichtbauweise**“, z. B: *Fa. GE*) oder
  - b) auf Vorkenntnissen aus dem Dampfturbinenbau („**Massivbauweise**“, z.B.: *Fa. Siemens*)
- **Hohe Temperaturbelastung** der Turbinenschaufeln  $\Rightarrow$  Turbinenwartung  $\Rightarrow$  Schaufeltausch
- **Hohe Luft-Kompressorleistung** erfordert einen wesentlichen Teil der Turbinenleistung
- **Sehr rascher Hochlauf** (< 10 min.) aus dem kalten Zustand auf Nennleistung möglich: Einsatz für die Netz-Tertiärregelung