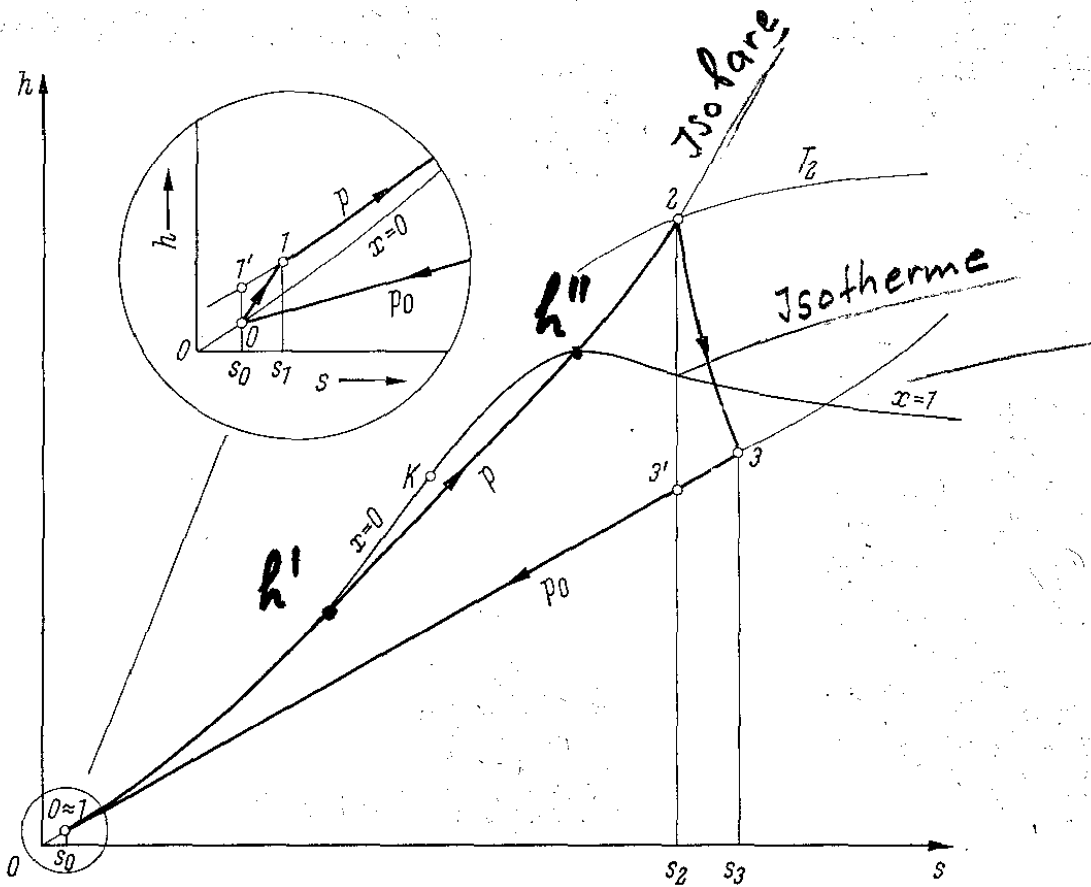
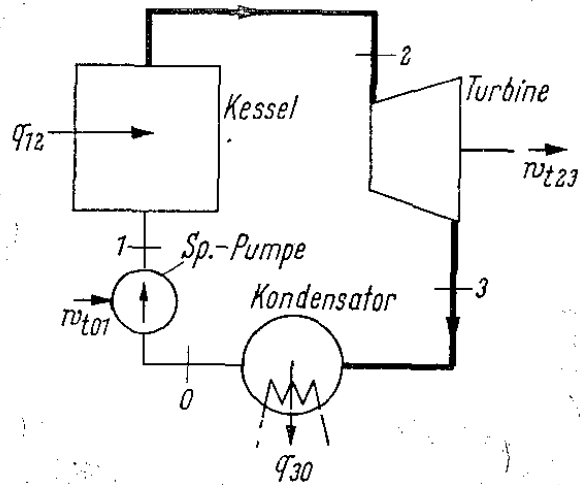
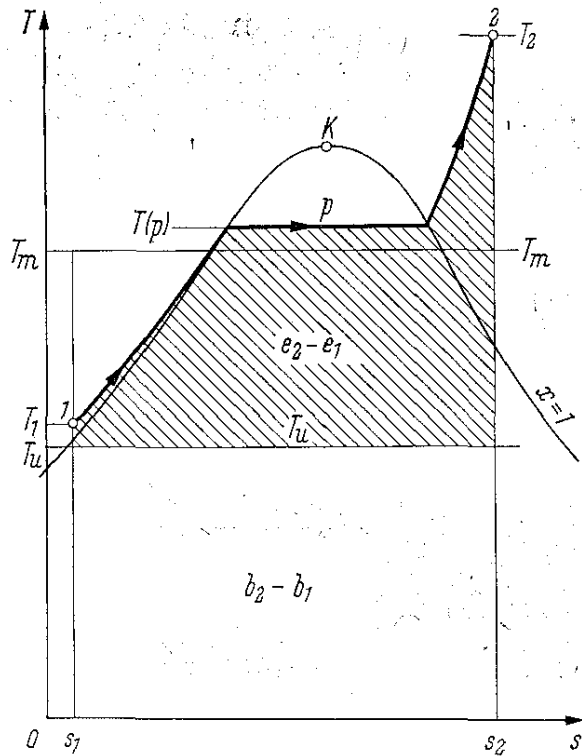


Schaltbild  
der einfachen Dampf-  
kraftanlage



Zustandsänderungen des Wasserdampfes beim Kreisprozeß der einfachen Dampfkraftanlage



Wie vergleichen zunächst den Carnot'schen  $\eta_C$  Prozesswirkungsgrad mit dem Clausius-Rankine Prozesswirkungsgrad  $\eta_{CR}$  :

$$\eta_C = \frac{h_{nutz}}{h_{zu}} = \frac{(T_2 - T_1)(s_2 - s_1)}{T_2 (s_2 - s_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

$$\eta_{CR} = \frac{h_{nutz}}{h_{zu}} = \frac{(T_m - T_1)(s_2 - s_1)}{T_m (s_2 - s_1)} = \frac{T_m - T_1}{T_m}$$

mit :

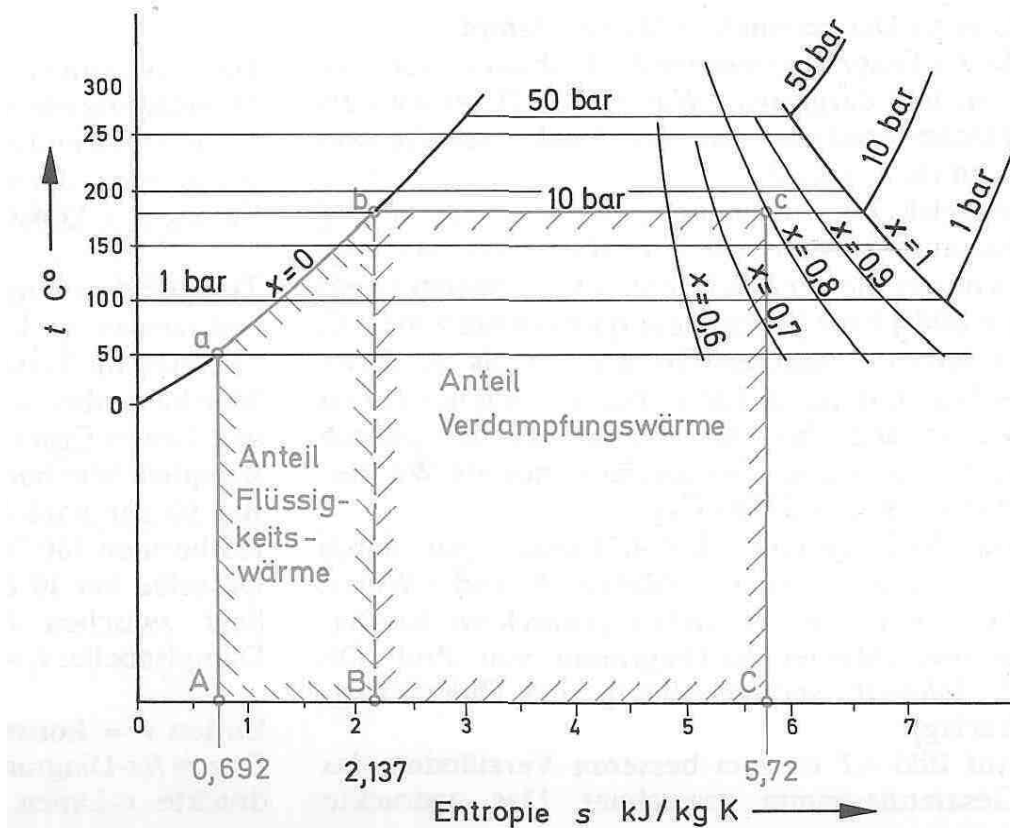
$$(1) h_2 - h_1 = T_m (s_2 - s_1)$$

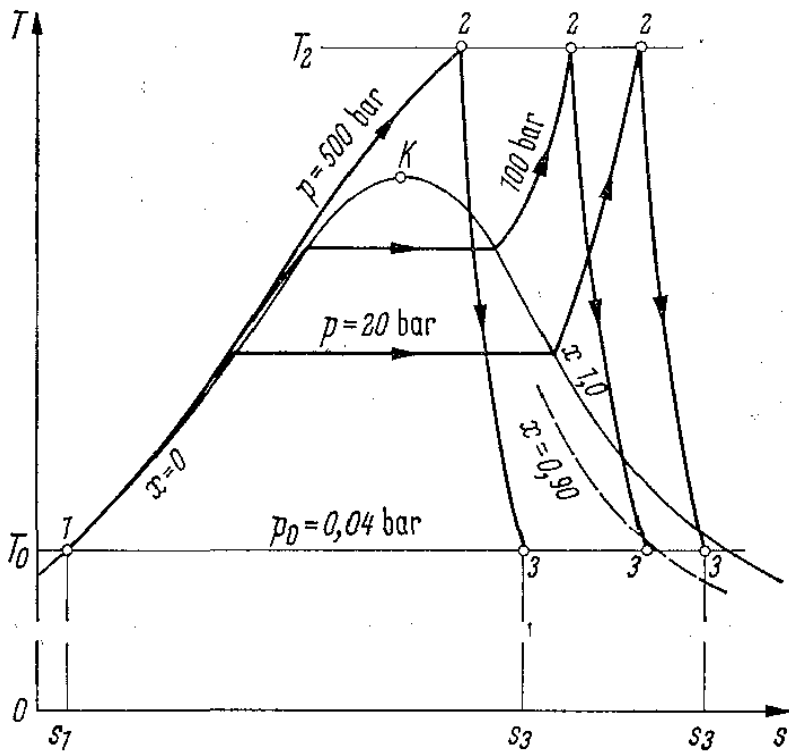
$$(2) h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad \text{und} \quad (3) s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$\text{aus (1), (2) und (3): } T_m = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_2}{T_1}}$$

$$\text{da } T_m < T_2 \quad \eta_{CR} < \eta_C$$

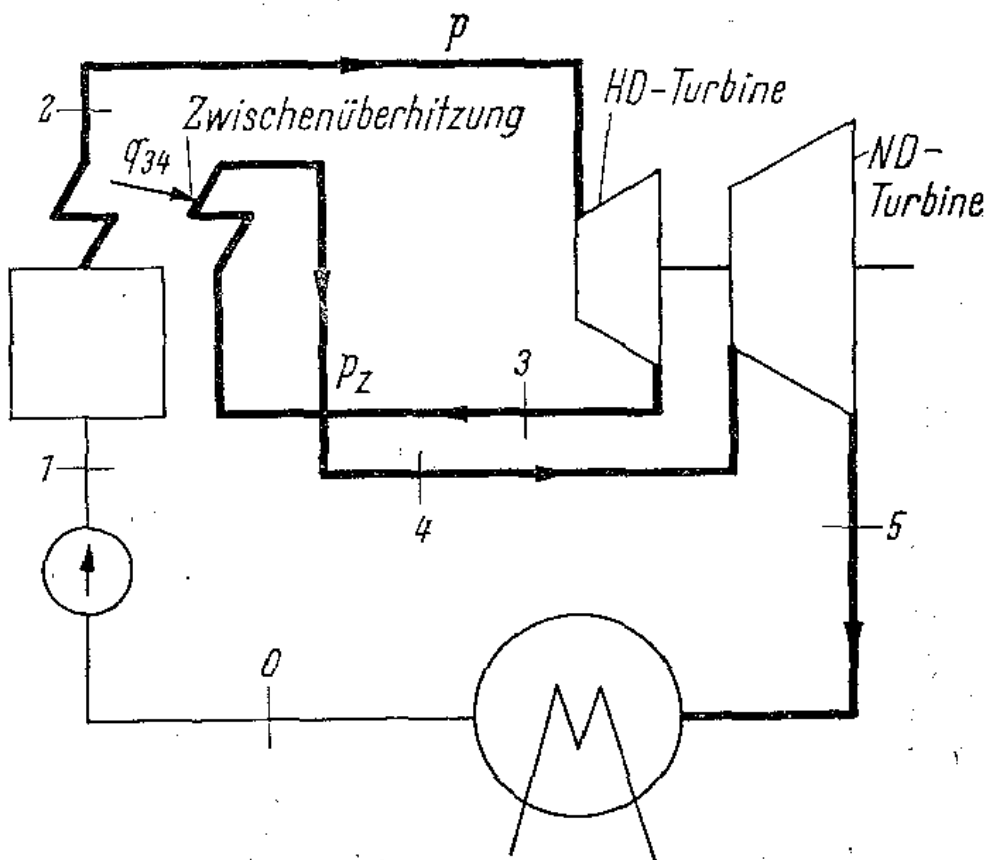
darin sind e die Exergie, b die Anergie und  $T_U$  die Umgebungstemperatur

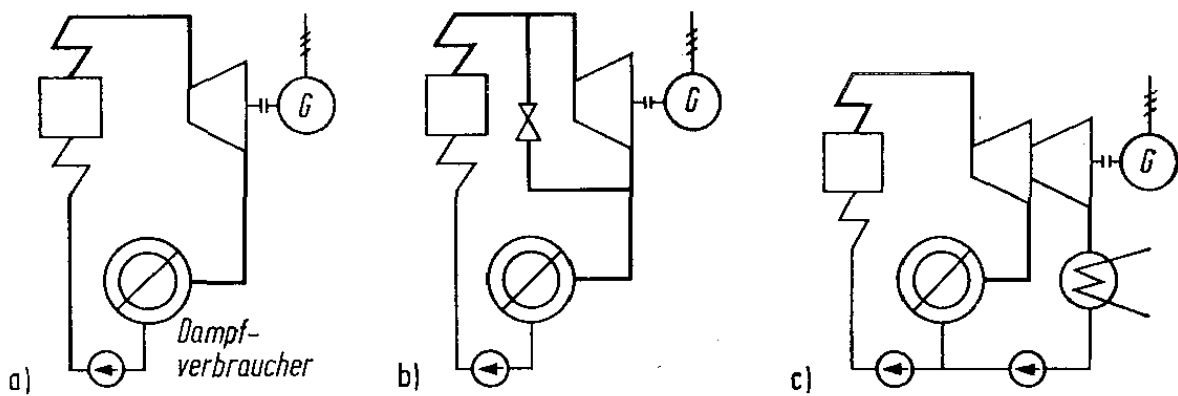
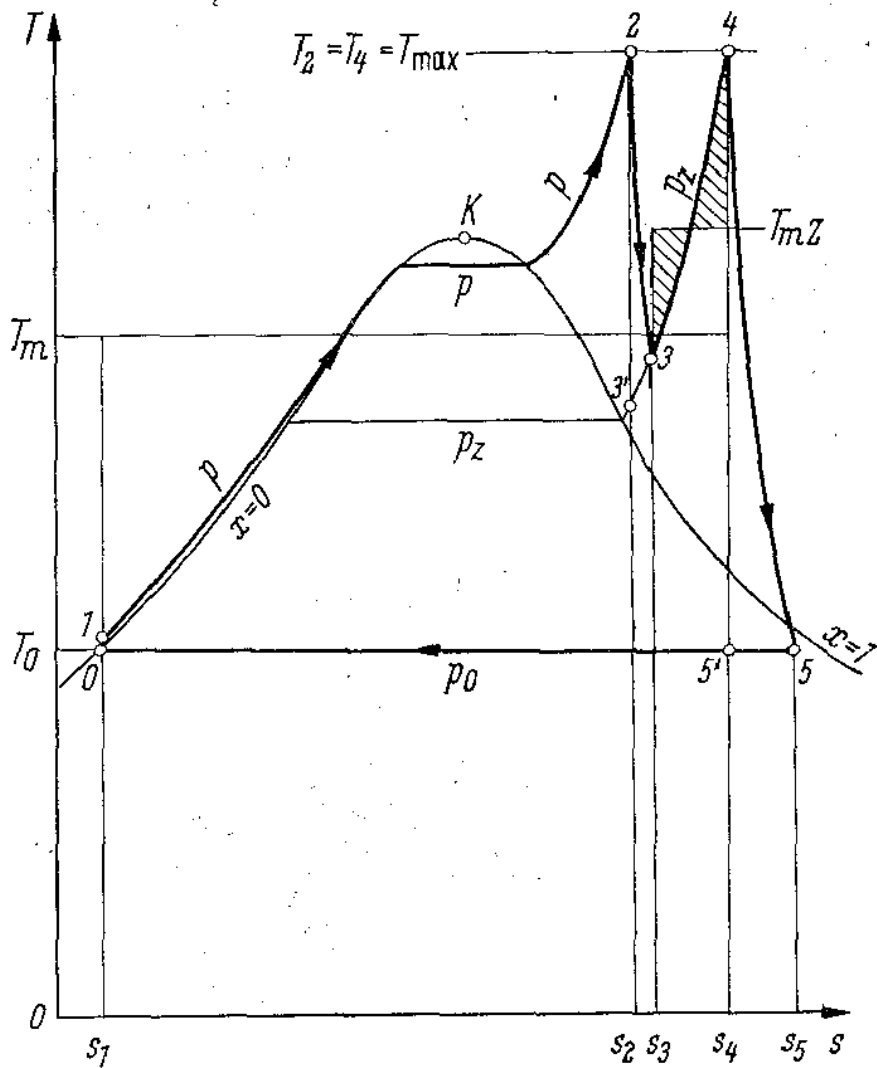




Verschiebung des Abdampfzustandes 3 durch Erhöhen des Frischdampfdruckes  $p$

kritische Stoffwerte für Wasserdampf:  $T_{\text{krit}} = 374 \text{ }^\circ\text{C}$   $p_{\text{krit}} = 221 \text{ bar}$





- Grundschatpläne für die Kopplung von Kraft und Wärme
- Kraft- und Wärmebedarf ausgeglichen
  - Überwiegender Wärmebedarf
  - Überwiegender Kraftbedarf

# Optimierung des thermischen Wirkungsgrades bei Wasserdampf-Kraftprozessen

Der thermische Wirkungsgrad läßt sich durch folgende Maßnahmen verbessern:

- 1) **Absenkung des Gegendruckes.** Die technische Grenze dieser Maßnahme ist bedingt durch die Kühlwassereintrittstemperatur am Kondensator.
- 2) **Erhöhung des Frischdampfdruckes und der Frischdampf Temperatur.** Die Grenzen von Druck und Temperatur sind abhängig von der Warmfestigkeit der Rohrstähle in den Heizflächen des Dampferzeugers. Sie liegen heute, nachdem man von der Verwendung von austenitischen Stählen wieder abgegangen ist, bei 180 bis 200 bar (*unterkritisch*) oder 300 (bis 350) bar (*überkritisch*) und bei 540° C vor der Turbine bzw. 560° C am Überhitzer Austritt.
- 3) **Zwischenüberhitzung.** Man geht heute bis zur zweifachen Zwischenüberhitzung und überhitzt bis zur Temperatur des Frischdampfes.

Das **Diagramm 1** zeigt das T-s-Diagramm einer verlustlosen Hochdruck-Kondensationsmaschine, die mit Dampf von 100 bar und 500° C auf einen Gegendruck von 0,1 bar arbeitet.

Die theoretische **Arbeitsleistung  $w$**  ist die nach links schraffierte Fläche *a-b-c-d-e-a* und der **Wärmeverbrauch  $q$**  gleich der Fläche unter der Isobaren *a-d*, also *a-b-c-d-f-g-a*.

Aus dem Verhältnis  $w/q = \eta_{\text{therm}}$  ergibt sich der **thermische Wirkungsgrad**.

***Die Arbeit  $w$  ist von der Carnotschen Arbeit  $a-e-d-m-a$  weit entfernt!***

Ein weiterer Nachteil ist die Dampfnässe  $1-x = \text{rd. } 20\%$  beim Expansions-Endpunkt *e*, da die Kondenswassertropfchen die Niederdruckschaufeln der Turbine gefährden.

Überhitzt man den z.B. bis 10 bar teilweise expandierten Dampf nochmals bis 500°C, so erhält man zusätzlich die nach rechts schraffierte Arbeitsfläche  $w' = h-i-l-e-h$  bei einem Wärmemehraufwand  $q' = h-i-k-f-h$ .

Das Verhältnis  $w'/q' = \eta'_{\text{therm}}$  stellt den thermischen Wirkungsgrad der Zwischenüberhitzung dar. Da  $\eta'_{\text{therm}} > \eta_{\text{therm}}$  ist, wird der Wirkungsgrad des Gesamtprozesses durch die Zwischenüberhitzung verbessert.

Gleichzeitig ist die Dampfnässe vom Punkt *e* bis zum Punkt *l* auf ein betriebstechnisch tragbares Maß verringert worden.

Hochdruckanlagen arbeiten daher in der Regel mit Zwischenüberhitzung. Thermodynamisch optimale ZÜ-Drücke in Abhängigkeit vom Frischdampfzustand zeigt das Diagramm neben dem T-s Diagramm.

## 4) Speisewasservorwärmung durch Entnahmedampf der Turbine (**Diagramm 2**)

Bei Höchstdruck-Kraftwerken mit zweifacher Zwischenüberhitzung findet man bis zu 12 Vorwärmstufen.

Nachfolgende Erklärung dient zum **BILD 1** und zu den beiden Diagrammen in **Diagramm 4**: Durch eine **Verbrennungsluftvorwärmung** kann das entstehende Verbrennungsgas eine höhere Verbrennungstemperatur und somit eine höhere Exergie als bei der Verbrennung ohne Luftvorwärmung erreichen. Es steht somit mehr Exergie zur Übertragung auf den Wasserdampf zur Verfügung. Läßt man jedoch den Eintrittszustand 1 des Speisewassers und den Austrittszustand 2 des Frischdampfes unverändert, so bleibt auch der exergetische Wirkungsgrad trotz Luftvorwärmung unverändert, denn die Exergieaufnahme des Wassers bleibt gleich. Die zusätzlich vom Verbrennungsgas angebotene Exergie kommt also dem Wasser nicht zugute. Der Exergieverlust bei der Wärmeübertragung zehrt den Exergiegewinn

bei der Verbrennung auf, weil sich die Temperaturdifferenz zwischen dem nun heißeren Verbrennungsgas und der gleich gebliebenen Wassertemperatur vergrößert hat. Die **Luftvorwärmung verfehlt also ihren Zweck**, wenn nicht zugleich auch das Temperaturniveau des Wassers im Dampferzeuger angehoben wird.

Da der Frischdampfzustand 2 aus Werkstoffrunden festliegt, läßt sich die mittlere Prozesstemperatur  $T_m$  nur durch Anheben der Speisewassertemperatur erhöhen. Das Speisewasser muß also vor dem Eintritt in den Dampferzeuger vorgewärmt werden. Hierzu steht als Energiequelle nur noch der Wasserdampf zur Verfügung, denn der Energieinhalt des Abgases wird zur Luftvorwärmung herangezogen. Man wendet daher eine weitere innere Wärmeübertragung an, und zwar zwischen einem Teilstrom des Dampfes, der aus der Turbine entnommen wird, und dem aufzuwärmenden Speisewasser. Diese *regenerative Speisewasservorwärmung* durch Entnahmedampf muß stets mit der Luftvorwärmung kombiniert werden, denn eine Luftvorwärmung ohne Speisewasservorwärmung ist zwecklos.

Um das Prinzip der regenerativen Speisewasservorwärmung zu erläutern, betrachten wir das Modell einer Dampfkraftanlage in **BILD 1**. In die Turbine tritt der Frischdampf mit dem Massenstrom  $m$  ein, der vom Frischdampfdruck  $p$  auf einen Zwischendruck, den sog. Entnahmedruck  $p_E$  expandiert. Nun wird ein Teil des Dampfstromes, nämlich der Massenstrom  $\mu m$  aus der Turbine entnommen und dem Speisewasservorwärmer zugeführt, während der verbleibende Dampfstrom  $(1 - \mu) m$  auf den Kondensatordruck  $p_D$  expandiert. Der Entnahmedampf tritt mit dem Zustand  $E$  in den Speisewasservorwärmer ein und gibt dort einen Teil seines Energieinhalts als Wärme an das Speisewasser ab, das dadurch von der Temperatur  $t_1$  auf die Vorwärmtemperatur  $t_V$  erwärmt wird. Der Entnahmedampf kondensiert im Vorwärmer und kühlt sich bis auf die Temperatur  $t_F$  ab, die nur wenig über  $t_1$  liegt. Das Kondensat wird gedrosselt und dem Speisewasserstrom zugemischt, der aus dem Kondensator kommt. Das linke Diagramm in **Diagramm 4** zeigt den Temperaturverlauf des Entnahmedampfes und des Speisewassers im Vorwärmer, aufgetragen über der spez. Enthalpie des Speisewassers. Aus der Energiebilanz des adiabaten Vorwärmers  $m(h_V - h_1) = \mu m(h_E - h_F)$ , kann der Anteil  $\mu$  des Entnahmedampfes am gesamten Massenstrom bestimmt werden.

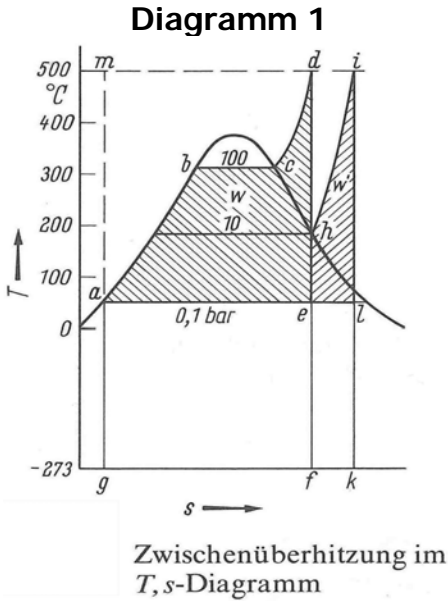
Das Speisewasser kann sowohl vor der Speisepumpe SP (ND-Vorwärmer) als auch nach der SP (HD-Vorwärmer) durch Anzapfdampf von der Turbine vorgewärmt werden. Führt man diese Erwärmung schrittweise durch, so verbessert man gleichzeitig den thermischen Wirkungsgrad durch Annäherung - wenigstens eines Teilbereiches - an den Carnot-Prozeß. Das **Bild 2** zeigt einen **Hochdruck-Oberflächenvorwärmer**, das **Bild 3** einen **Mischvorwärmer**, der gleichzeitig als thermischer Entgaser arbeitet.

Ein weiterer Vorteil der Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf ist:

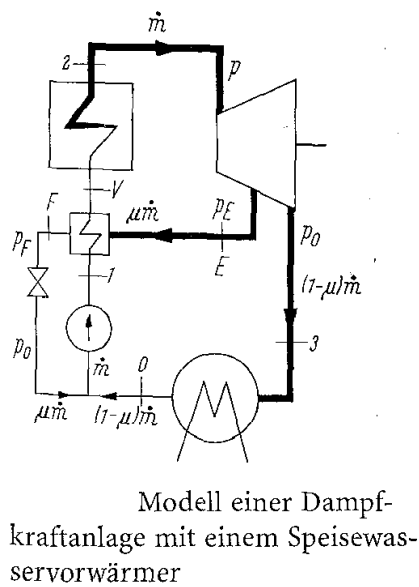
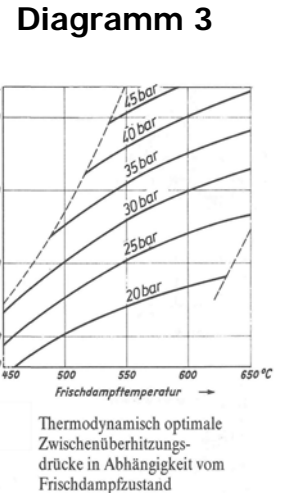
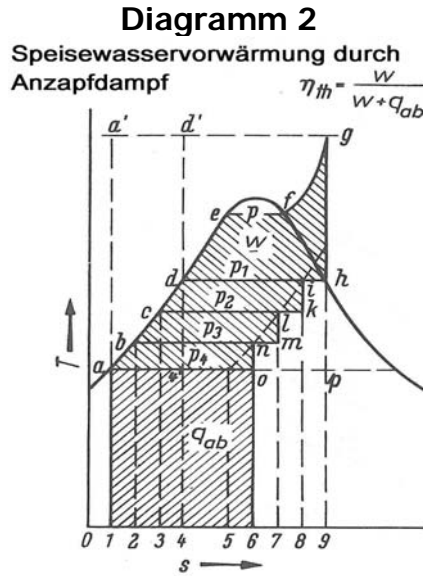
durch die Entnahme werden ND-Turbine und Kondensator entlastet und ihre Abmessungen reduziert.

Durch Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades ist es gelungen, den spezifischen Wärmeverbrauch von Kondensations-Dampfkraftwerken auf etwa  $q = 8800$  kJ/kWh abzusenken. Dies ergibt einem Kraftwerkswirkungsgrad von  $\eta_{KW} = 41\%$ , was etwa dem Grenzwert des mit den bisher erwähnten Mitteln Erreichbaren entspricht.

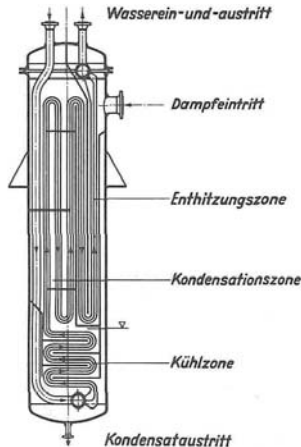
# Optimierung des thermischen Wirkungsgrades beim Dampfkraftprozess:



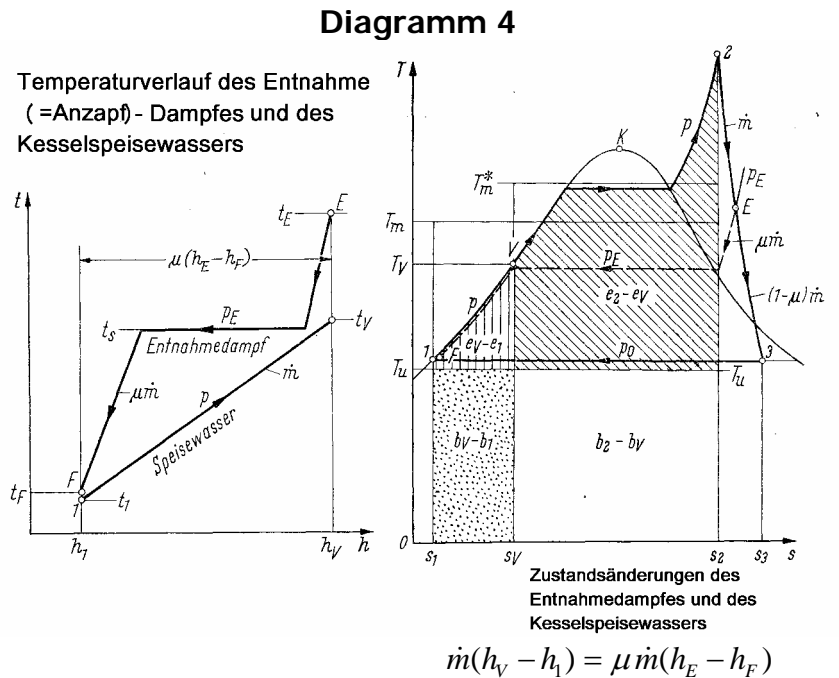
**BILD 1**



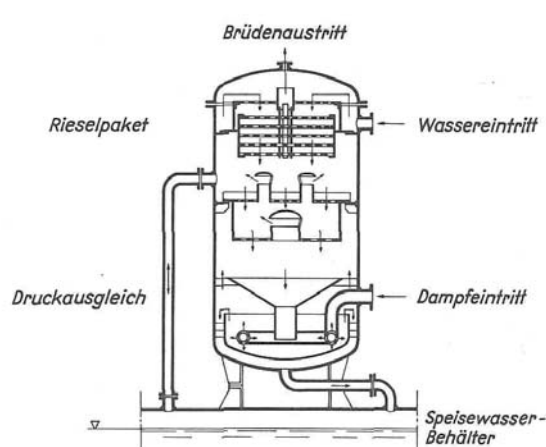
**BILD 2**



Hochdruck-Vorwärmer mit Enthitzungs- und Kühlzone



**BILD 3**



ND-Mischvorwärmer (thermischer Entgaser), auf Speisewasserbehälter aufgesetzt

Ein modernes Dampfkraftwerk mit:

- Zwischenüberhitzung
- Entnahmedampf-Speisewasservorwärmung in Kombination mit LUVVO (Luftvorwärmer)
- Wärmekopplung für Wärme-Energieversorgungszwecke

