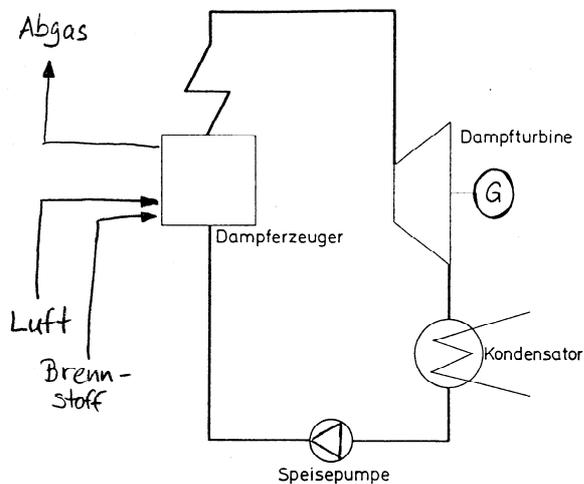


4 Kraftwerkstechnik

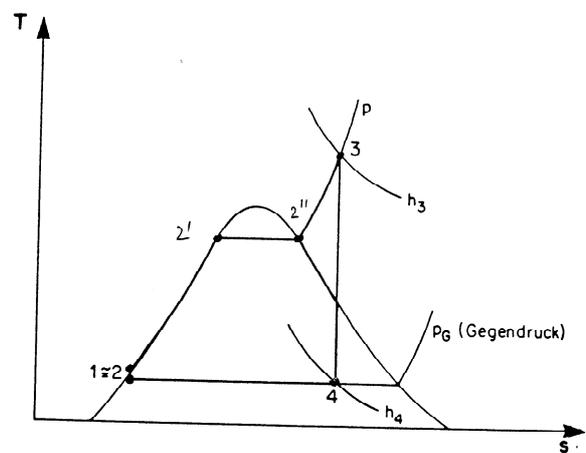
4.1 Dampfturbine (Clausius-Rankine-Prozess oder Rankine cycle)

In einer Dampfkraftanlage wird über einen geschlossenen Prozess (Wärmekraftmaschine) mechanische Arbeit erzeugt. Aus diesem Grund kann bei der Dampfkrafterzeugung mit einer beliebigen Wärmequelle (d.h. mit einem beliebigen Brennstoff oder auch durch Solarenergie, Kernenergie oder Geothermie) Dampf erzeugt und in der Regel anschliessend überhitzt werden, die Aggregate heissen entsprechend Verdampfer und Überhitzer. Der thermodynamische Prozess wird im deutschsprachigen als Clausius-Rankine-Prozess, international als Rankine cycle bezeichnet.

Der Dampf wird bei grösseren Anlagen einer Dampfturbine oder einem Dampfkolbenmotor entspannt zur Krafterzeugung. Zur Erhöhung der Leistung und des Wirkungsgrads erfolgt in grösseren Anlagen eine Teilkondensation in der Dampfturbine bis zu einer für die Turbine noch zulässigen Tropfenkonzentration. Der zulässige Nässegehalt beträgt bei grossen Turbinen max. ca. 10% – 15%, bei Kleinanlagen dagegen Null, da Tropfen zu einer Beschädigung der Turbine durch Erosion führen. Anschliessend erfolgt die Totalkondensation in einem Kondensator, wobei je nach Anwendung die abgeführte Wärme genutzt wird (Wärmekraftkopplung) oder direkt oder über einen Sekundärkreislauf an die Umgebung abgegeben wird (direkt z.B. durch einen Luftkühler, indirekt z.B. über einen Kühlturm). Zur Förderung und Druckerhöhung des Wassers wird eine Pumpe eingesetzt (Speisepumpe), mit welcher der Druck des Wassers vor dem Verdampfer auf den notwendigen Prozessdruck (plus ein Δp zur Überwindung der Druckverluste) erhöht wird.



Schaltung einer Kondensations-turbine (Prinzip) G: Generator



Dampfturbinenprozess im T-s-Diagramm

- 1 – 2 Druckerhöhung des Wassers durch die Speisepumpe vor dem Verdampfer
- 2 – 2' Erwärmung des Wassers bis zur Verdampfungstemperatur (Speisewasser-Vorwärmer)
- 2' – 2'' Verdampfung bei konstanter Temperatur im Verdampferteil des Kessels (Verdampfer)
- 2'' – 3 Überhitzung des Dampfes (Überhitzer)
- 3 – 4 Arbeitsabgabe durch Expansion des Dampfes in der Turbine (3 – 4) bis auf den vom Verbraucher bestimmten Gegendruck mit Teilkondensation durch Tropfenbildung (3' – 4). Gewinnbare Arbeit = $h_3 - h_4$.
- 4 – 1 Kondensation des Dampfes und Wärmeabgabe (Kondensator).

Oder mit der Nomenklatur für den Kreisprozess gemäss Angaben im Kapitel Bilanzierung:

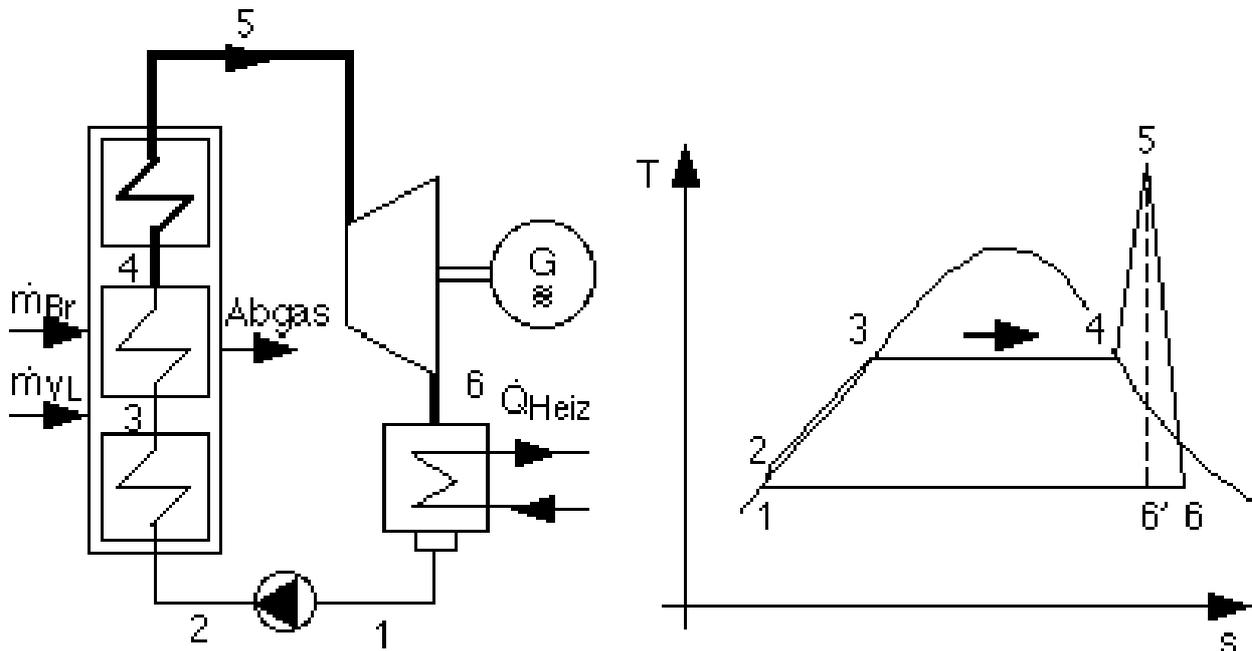


Bild 28 Dampfprozess (Clausius-Rankine-Prozess) mit den Hauptkomponenten Speisewasserpumpe, Kessel, Turbine und Kondensator.

- 1 – 2 Druckerhöhung durch die Speisewasserpumpe auf das Niveau am Turbineneintritt zuzüglich der Druckverluste
- 2 – 3 Erwärmung des Wassers im Economizer und Kessel auf Verdampfungstemperatur
- 3 – 4 Verdampfung des Wassers im Dampfkessel
- 4 – 5 Überhitzen des Dampfes (Temperaturerhöhung bei konstantem Druck) im Überhitzer
- 5 – 6 Expansion des Dampfes unter Umwandlung eines Teils der Energie in mechanische Arbeit (Achtung: die reale Verbindung zwischen 5 und 6 ist keine Gerade)
- 6 – 1 Kondensation des Dampfes im Kondensator. Nutzung der dabei anfallenden Abwärme zu Heizzwecken oder Abwärme.

Für den thermodynamischen Wirkungsgrad (Index th) des idealen Rankine Prozesses gilt je nach Bilanzgrenze:

a) Nutzleistung = Turbinenleistung, Pumpenleistung = zugeführte Leistung:

$$\eta_{th} = \frac{P_{ab}}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_1} \approx \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_2}$$

b) Nutzleistung = (Turbinenleistung – Pumpenleistung) (wenn Pumpe verlustfrei angetrieben wird):

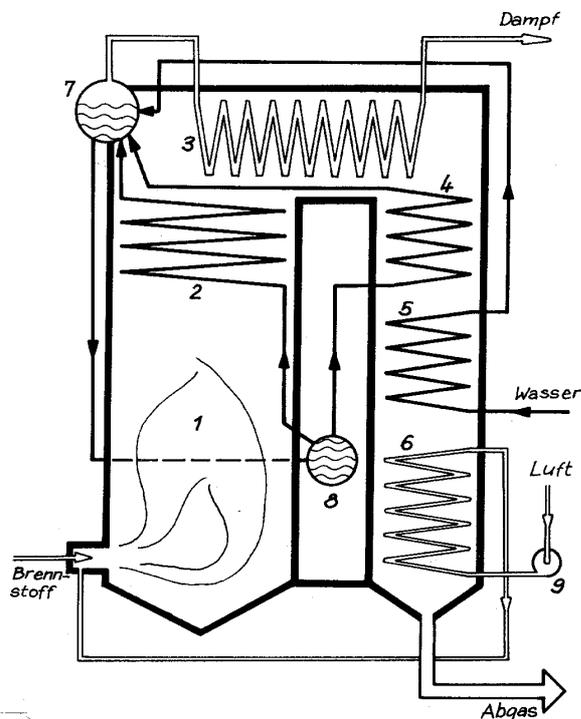
$$\eta_{th} = \frac{(h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{h_5 - h_2} \approx \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_2}$$

Da die Pumpenleistung in erster Näherung vernachlässigt werden kann, ergibt sich für beide Betrachtungen die gleiche Beziehung für eine vereinfachte Berechnung.

Für die Realisierung einer Dampfkraftanlage ist entscheidend, dass die Enthalpiedifferenz zur Verdichtung von Wasser in der flüssigen Phase durch die Speisewasserpumpe sehr klein ist (d.h. ein bis einige Prozent) im Vergleich zur Enthalpiedifferenz für die Expansion des Wassers in Dampfform über die Turbine. Die Näherung gilt deshalb für beide Fälle unter Vernachlässigung der Pumpenleistung.

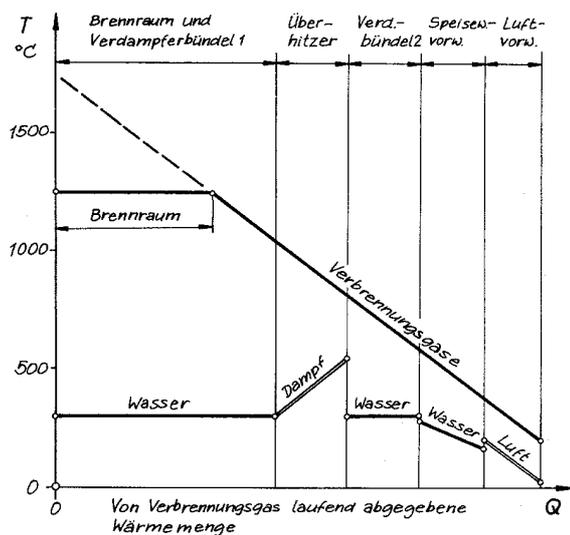
Die Strömungs- und Reibungsverluste in der Turbine (Umwandlung der kinetischen Energie der Strömung in kinetische Energie der Turbine) beschreiben den inneren Wirkungsgrad der Turbine wie folgt:

$$\eta_i = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_6'}$$



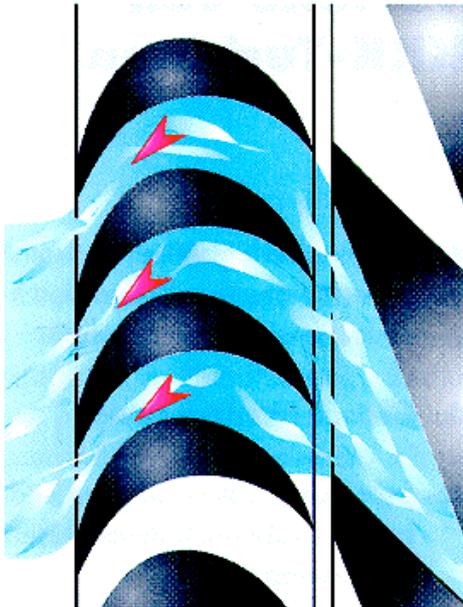
Typischer Aufbau eines Dampfkessels

- | | |
|-------------------------|--------------------------|
| 1 Brennraum | 6 Luftvorwärmer |
| 2 Verdampferbündel 1 | 7 Verdampfertrommel |
| 3 Ueberhitzerbündel | 8 Wasserkollektortrommel |
| 4 Verdampferbündel 2 | 9 Gebläse |
| 5 Speisewasservorwärmer | |

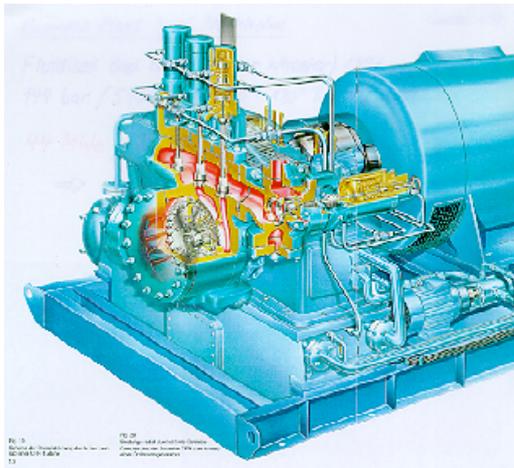


Temperaturverlauf von Verbrennungsgasen und Wasser resp. Dampf

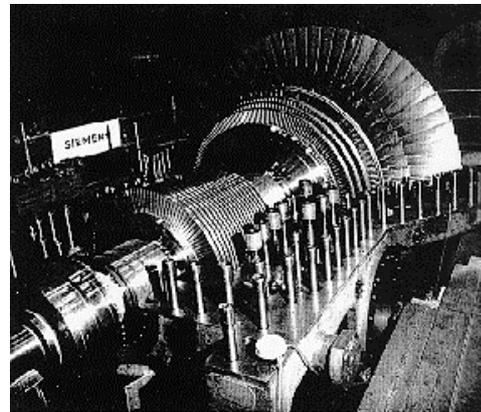
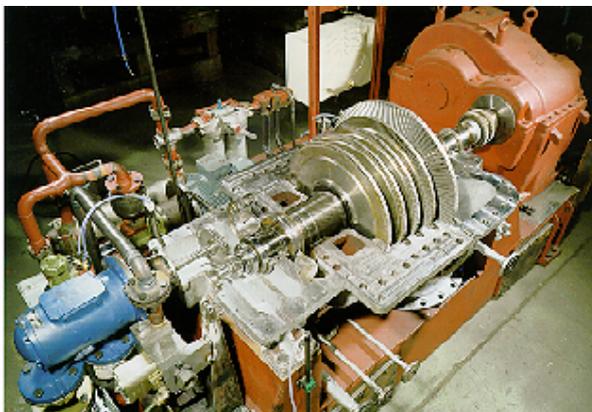
Aufbau eines Dampferzeugers und Temperaturverlauf (Suter)



Funktion einer Radialturbine nach dem Gleichdruckprinzip: Dampf mit hohem Druck wird vor der Zuführung auf die Turbinenschaufeln über ein Ventil nahezu auf Gegendruck entspannt. Dabei wird die Wärmeenergie umgewandelt in Bewegungsenergie der Strömung, welche über die Rotorschauflern umgelenkt wird und so durch Abgabe der Bewegungsenergie die Turbine antreibt (Bild: KKK).



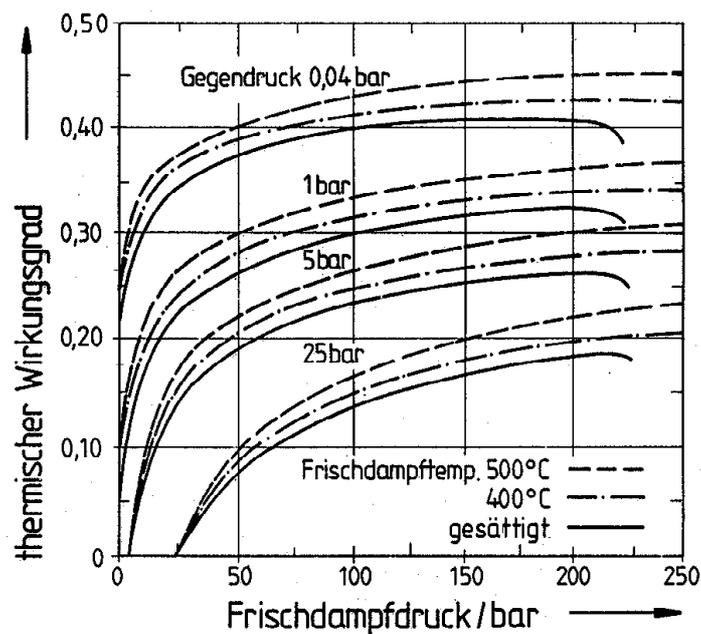
Beispiel von Klein-Dampfturbinen. links: Einstufige Radialturbine mit angeflanschem Getriebe und Generator in einer Bauart, wie sie zum Beispiel in der holzbefeuerten WKK-Anlage in Meiringen mit rund 0,7 MWe ca. 4 MW_{tot} im Einsatz steht. rechts: Rotor einer zweistufigen Radialturbine (Ausführungen in 2,5 MWe und 5 MW, KKK).



Beispiele von Dampfturbinen. links: Fünfstufige Axialturbine, wie sie mit Leistungen bis zu 6 MWe angeboten wird (Tuthill Nadrowski). rechts: Mehrstufige Axialturbine (24 Stufen) eines fossil befeuerten Kombikraftwerks (GuD) im Leistungsbereich über 100 MWe (Siemens). Die Laufschaufel Endstufe hat eine Länge von rund 1 m

Der Wirkungsgrad des einfachen Dampfturbinenprozesses hängt ab von der Enthalpiedifferenz zwischen Dampfeintritt und -austritt aus der Turbine, also von Temperatur und Druck vor der Turbine (d.h. von Druck und Überhitzungsgrad) sowie vom Gegendruck nach der Turbine, auf welchen der Dampf expandiert werden kann. Zur reinen Krafterzeugung wird auf einen Gegendruck weit in den Vakuumbereich unter 1 bar (z.B. 0,04 bar) entspannt, was Wirkungsgrade von rund 40% ermöglicht. Da das Prozessmedium in einem geschlossenen Kreisprozess geführt wird, ist eine Entspannung auf unter den Umgebungsdruck möglich. Bei den offenen Prozessen der Gasturbinen und Verbrennungsmotoren ist dies nicht der Fall, weil die Abgase bei diesen Prozessen nach der Maschine an die Umgebung ausgestossen werden.

Bei der Entspannung auf einen Druck unter 1 bar steht die Abwärme auf einem entsprechend niedrigen Temperaturniveau von weit unter 100°C zur Verfügung. Beim maximalen Krafterzeugungswirkungsgrad mit Abkühlung auf nahezu Umgebungstemperatur kann die Abwärme somit systembedingt nicht genutzt werden. Wenn die Wärme genutzt werden soll, sinkt der Krafterzeugungswirkungsgrad umso weiter ab, je höher das Temperaturniveau der Wärmenutzung ist. Die Wärmeabfuhr ist damit ein entscheidender Teilprozess einer Dampfkraftanlage. Ohne Wärmeabfuhr durch Kondensation kann der Prozess nicht geschlossen werden.



Wirkungsgrad des einfachen Dampfturbinenprozesses in Abhängigkeit von Frischdampfzustand und Gegendruck (Kugeler 1990).

In realen Anlagen ist der Wirkungsgrad durch weitere Faktoren limitiert, welche vor allem bei Kleinanlagen entscheidend sind:

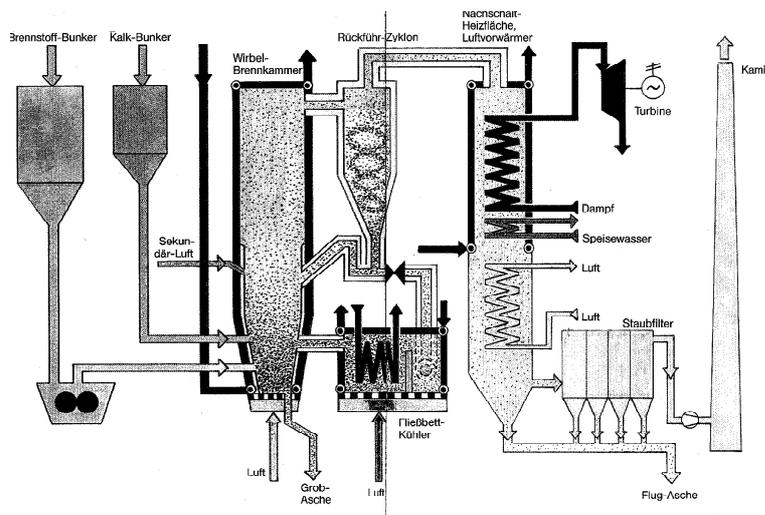
- Rauchrohrkessel (innen Gas, aussen Wasser) sind bis etwa 30...32 bar einsetzbar, für höhere Drücke sind (teurere) Wasserrohrkessel (innen Wasser aussen Gas) erforderlich. Wasserrohrkessel sind für Anlagen von wenigen MWth unverhältnismässig teuer und werden deshalb nur für Grossanlagen eingesetzt.
- Das Druckverhältnis über eine Expansionsstufe ist limitiert, weshalb sind für hohe Wirkungsgrade vielstufige Turbinen erforderlich sind, was nur für Grossanlagen realisiert werden kann.

Nebst vielstufigen Turbinen und hohen Druckparametern existiert eine Reihe weiterer Massnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades wie:

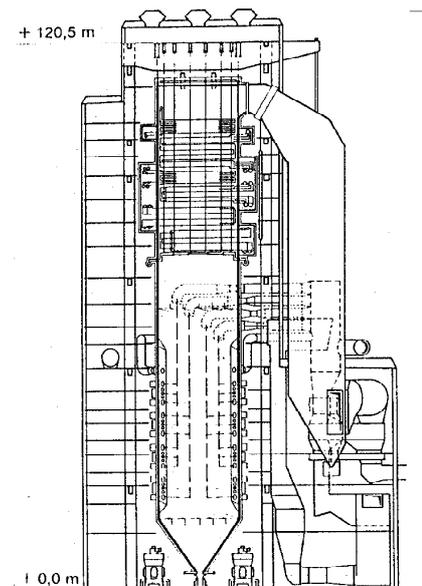
- Zwischenüberhitzung durch Aufteilung der Turbine in Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckteil und Dampfentnahme auf verschiedenen Druckstufen (Auskopplung eines Teils der Wärme auf mittlerem Temperaturniveau). Dadurch wird die Mitteltemperatur des oberen Temperaturniveaus angehoben.
- Speisewasservorwärmung zur Erhöhung der Temperatur der Wärmezufuhr (Wasservorwärmung durch Mitteldruckdampf, welcher exergetisch weniger hochwertig ist als der zugeführte Brennstoff).

Diese Massnahmen sind bei heutigen Kraftwerken Standard. Da der technische Aufwand teilweise erheblich ist, werden in der Praxis vor allem bei Grossanlagen (Kraftwerke) hohe Wirkungsgrade ($> 40\%$) erreicht. Bei kleinen Dampfkraftanlagen ($< 1 \text{ MW}_e$) betragen die elektrischen Wirkungsgrade lediglich rund 10% .

Beispiele von Dampferzeugern:



Zirkulierende Wirbelschichtfeuerung mit Fließbettkühler und nachgeschaltetem Dampfkessel (Lurgi).



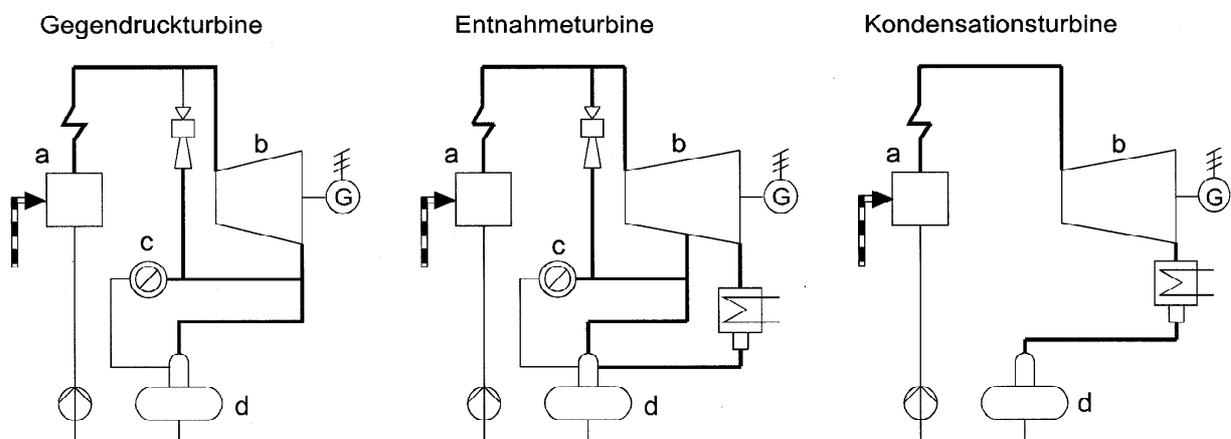
Steinkohlenstaubfeuerung in einem 750 MW_e -Kraftwerk [Spliethoff et al. 1996].

Einsatzarten von Dampfturbinen

Dampfturbinen werden als **Gegendruckturbinen** zur *Wärmeerkopplung (WKK, Bezeichnung in der Schweiz)* bzw. *Kraft-Wärme-Kopplung (KWK, Bezeichnung in Deutschland)* ausgeführt, wenn die gesamte Abwärme benötigt wird. Die Expansion erfolgt dann zum Beispiel von 40 bar bis auf 3 bar, so dass die im Dampf enthaltene Energie nur teilweise zur Krafterzeugung genutzt wird. Entsprechende Anwendungen sind in Sägewerken und der Holzindustrie üblich, wo grosse Wärmeleistungen für die Holztrocknung erforderlich sind. Eine Anlage mit Gegendruckturbine wird nur dann betrieben (und kann nur dann betrieben werden), wenn die Abwärme genutzt wird. Dies schränkt die Betriebsmöglichkeiten ein und führt meist zu kurzen Betriebszeiten von 2000 bis 4000 Stunden pro Jahr.

Wenn kein Wärmeverbraucher vorhanden ist, werden Dampfturbinen als **Kondensationsturbinen** ausgeführt und als *Kraftwerk* betrieben. In diesem Fall wird die gesamte (Kondensations-)Wärme an die Umgebung abgeführt. Dazu kommt meist ein Kondensator mit Luftkühler zum Einsatz. Als kostengünstigere Variante kann auch ein Nass-Kühlturm eingesetzt werden, sofern ein Verbrauch an Wasser und die Bildung von Dampfschwaden zulässig sind. Da eine Kondensationsturbine nicht auf Wärmeverbraucher angewiesen ist, kann sie unabhängig betrieben werden und deshalb gegen 8000 Jahresbetriebsstunden erreichen. Weil das Temperaturniveau der Wärmeabfuhr tiefer ist als bei Wärmenutzung (z.B. 50 °C statt 130 °C) erfolgt die Dampfexpansion bis in den Vakuumbereich und ermöglicht einen deutlich höheren elektrischen Wirkungsgrad.

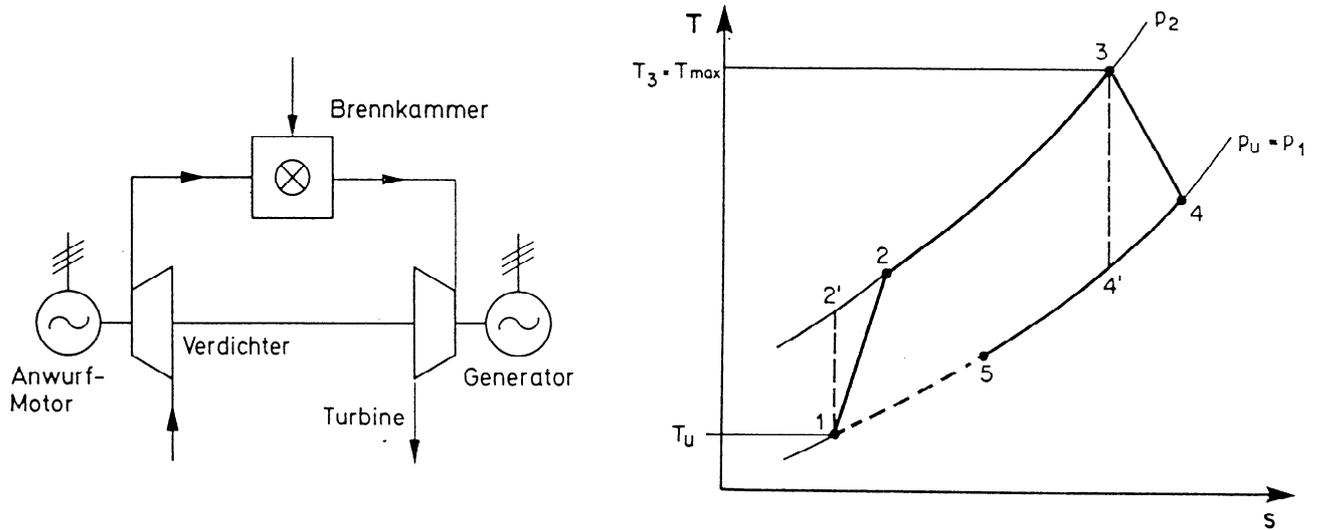
Die **Entnahmekondensationsturbine** vereint die Vorteile der beiden vorgenannten Konzepte, indem sie auf mittlerem Druckniveau eine *nach Bedarf geregelte Entnahme* von Dampf zur Wärmeauskopplung ermöglicht. Wenn kein Bedarf vorhanden ist, erfolgt dagegen eine maximale Stromproduktion im Kraftwerksbetrieb als Kondensationsturbine mit Wärmeabgabe im Luftkühler. Wenn die Verbrennungsanlage durchgehend bei Nennlast betrieben wird, kann die Anlage somit zum Beispiel während 4000 Stunden pro Jahr im KWK-Modus und während 4000 Stunden im Kraftwerksmodus betrieben werden. Dies ermöglicht die höchstmögliche energetische und wirtschaftliche Wertschöpfung, wenn die Wärmeauskopplung einen höheren Ertrag ergibt als die geringfügig reduzierte Stromauskopplung, die Wärmenutzung jedoch nicht während 8000 Jahresstunden möglich ist.



Einsatzarten von Dampfturbinen: Gegendruckturbine, Entnahmeturbine und Kondensationsturbine.

4.2 Offene Gasturbine (Joule-Prozess)

In der offenen Gasturbine wird das Abgas eines **unter Druck** durchgeführten Verbrennungsprozesses direkt über eine arbeitsleistende Turbine entspannt. Der ideale Prozess (ohne Verluste) wird als Joule-Prozess bezeichnet.

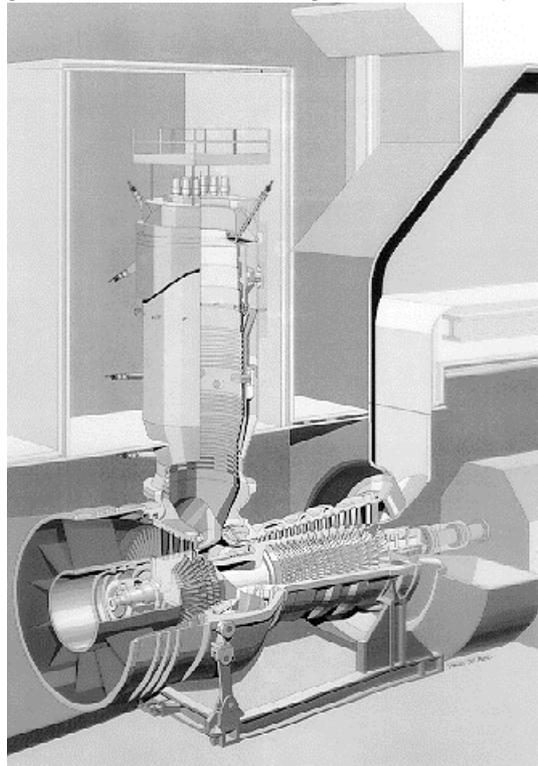


- 1 – 2' Idealer Prozess: Isentrope Verdichtung der Frischluft auf den Druck p_2 durch einen von der Turbine angetriebenen Turboverdichter
- 2' – 2 Verlust (Entropieerhöhung) durch Verdichtungswirkungsgrad < 1
- 2 – 3 Wärmezufuhr (Verbrennungswärme) bei konstantem Druck in der Brennkammer
- 3 – 4' Idealer Prozess: Arbeitsabgabe durch isentrope Expansion des Abgases in der Turbine bis auf Umgebungsdruck
- 4 – 4' Verlust durch Turbinenwirkungsgrad < 1
- 4 – 5 Abwärmennutzung der heißen Gase für Heizzwecke, Prozessdampf oder Nachverbrennung
- 5 – 1 Für Berechnungen: Gedachtes Schliessen des Prozesses, effektiv jedoch Realisierung durch Ansaugen neuer Umgebungsluft.

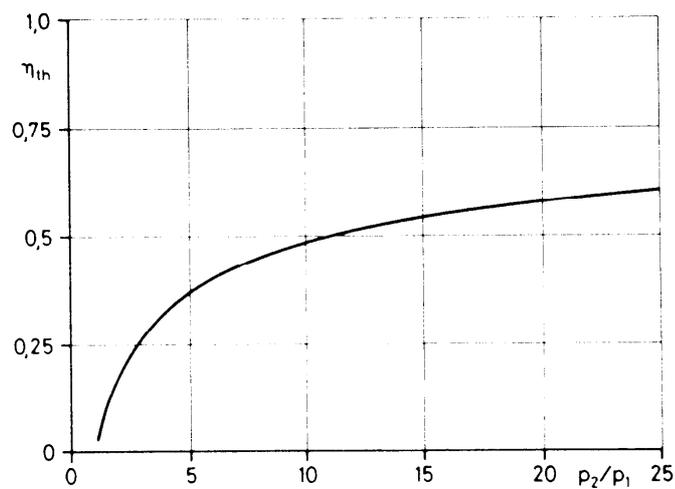
Zum Vergleich des T,s-Diagramms mit demjenigen von Wasser ist zu beachten, dass hier ein ganz anderer Bereich betrachtet wird:

| | T_s bei 1 bar [°C] | T_k [°C] | p_k [bar] |
|------------------|-------------------------|---------------|----------------|
| H ₂ O | 100 | 374 | 221 |
| N ₂ | -196 | -147 | 34 |
| O ₂ | -183 | -118 | 51 |
| CO ₂ | -78 | 31 | 74 |
| Luft | -192 | -140 | 38 |

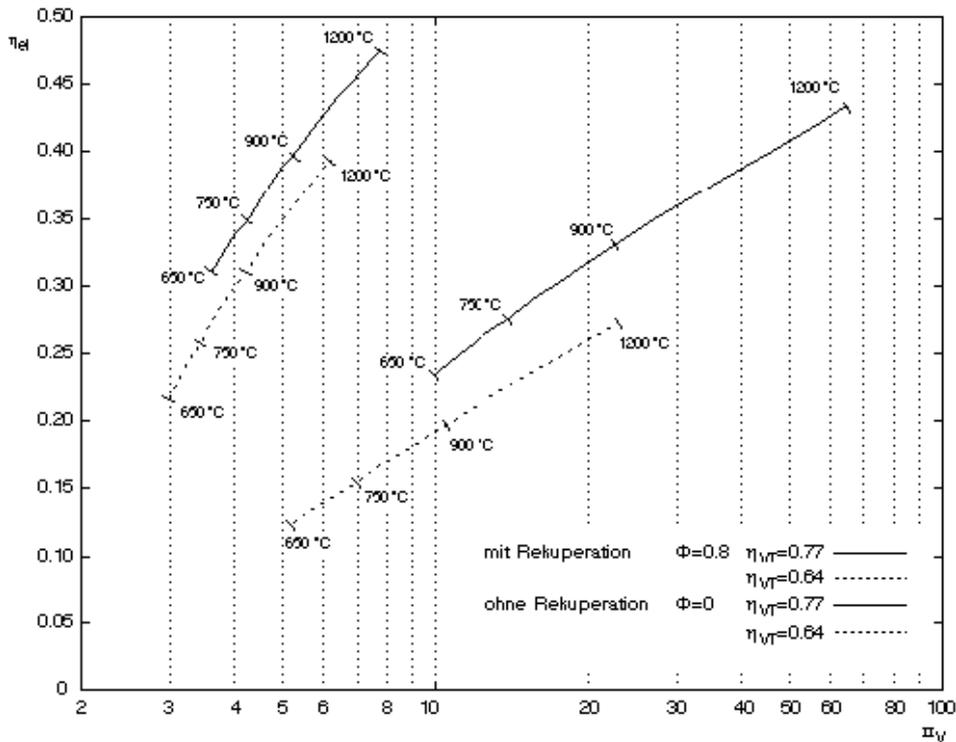
Der grösste Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad der Gasturbine hat das Druckverhältnis (Verhältnis zwischen Eintritts- und Austrittsdruck bzw. Eintritts- und Austrittstemperatur; Fläche im T,s-Diagramm). Der Austrittsdruck ist $> p_u$ da die Expansion der Gase an die Atmosphäre erfolgt. Da es sich – wie der Name „offene Gasturbine“ sagt – um einen *offenen* Prozess handelt, ist im Gegensatz zur Dampfanlage keine Wärmeübertragung (kein Kondensator) notwendig, da die Wärmeabgabe durch Ausstoss der Abgase erfolgt. Die Anlage wird dadurch um ein vielfaches einfacher und kostengünstiger als eine Dampfanlage. Die Maschine ist aber auch um ein vielfaches kleiner und leichter, was auch den Einsatz in Flugzeugen erlaubt und den heutigen Luftverkehr prägt.



Gasturbine in einem thermischen Kraftwerk (ABB).

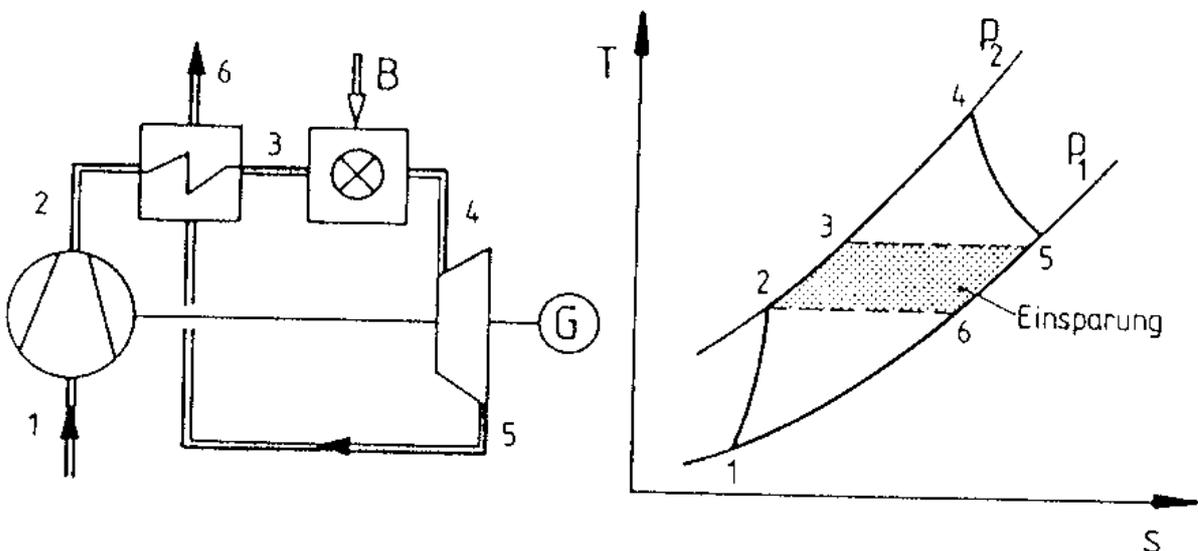


Wirkungsgrad der offenen Gasturbine (ideal), (Strauss 1992)

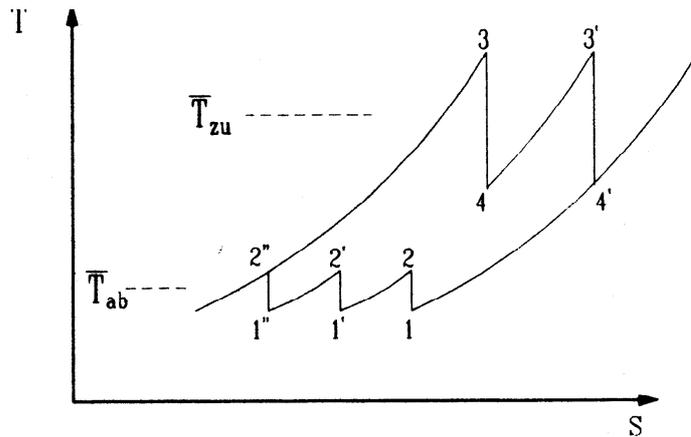


Maximaler elektrischer Wirkungsgrad η_{el} einer einfachen offenen Gasturbine in Funktion des Druckverhältnisses Π_v und der Turbineneintrittstemperatur T_{max} für einen Wirkungsgrad Verdichter-Turbine $\eta_{VT}=0.77$ und $\eta_{VT}=0.64$, sowie mit ($\Phi = 0.8$) und ohne ($\Phi = 0$) Rekuperation [Nussbaumer et al. 1997].

Auch bei Gasturbinen gibt es zahlreiche Möglichkeiten zur Verbesserung des Wirkungsgrades, insbesondere Zwischenkühlung und innerer Wärmeaustausch (Rekuperation). Das Prinzip beruht wie bei Dampfprozessen auf einer Annäherung an den Carnot-Prozess. Je höher der Wirkungsgrad der Gasturbine im Ausgangszustand ist, umso weniger lohnend ist allerdings der Einsatz von wirkungsgradsteigernden Massnahmen. Aus diesem Grund wird die Zwischenüberhitzung heute kaum mehr angewendet und auch die Rekuperation wird nur sehr selten eingesetzt. Dagegen kommt zur Wirkungsgraderhöhung vorwiegend die Einbindung in ein Kombikraftwerk mit Gas- und Dampfturbine zum Einsatz, was im nachfolgenden Kapitel beschrieben wird.

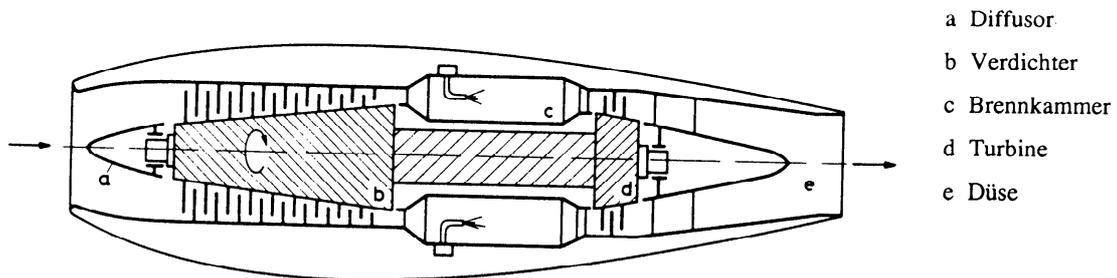


Offene Gasturbine mit Rekuperation.

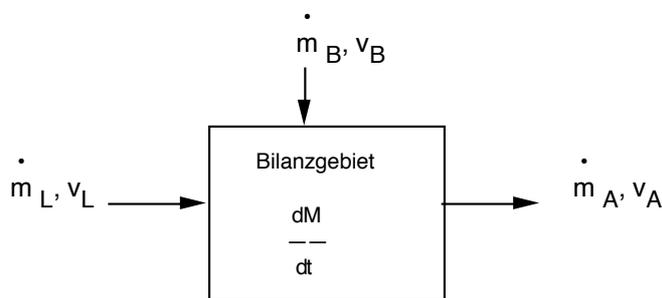


Gasturbinenprozess mit Zwischenkühlung und -überhitzung.

Flugzeugtriebwerke erreichen mechanische Wirkungsgrade um 25%. Bei einem Strahltriebwerk in Verkehrsflugzeugen dient die mechanische Leistung der Turbine einerseits zum Antrieb des Verdichters vor der Brennkammer (wie beim Joule-Prozess) und andererseits zur Beschleunigung von Abgas und Umgebungsluft zur Erzeugung des Vortriebs.



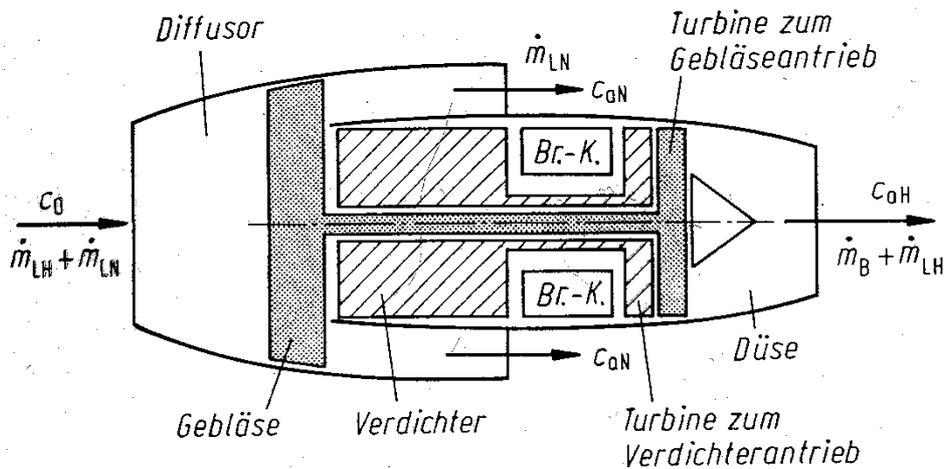
Schema eines Strahltriebwerks. Alte Bauart mit Beschleunigung eines kleinen Massenstroms auf hohe Geschwindigkeit.



Hier gilt: Schubkraft = Impuls sowie $\dot{m}_A = \dot{m}_L + \dot{m}_B$

da $v_B = 0$ ist der Antrieb abhängig von $(\dot{m}_A v_A - \dot{m}_L v_L)$ wobei $v_A > v_L$

Bei Mantelstromtriebwerken wird der eintretende Luftstrom auf zwei Ströme aufgeteilt, nämlich einerseits den an der Verbrennung teilnehmenden Luftstrom sowie die Mantelluft.



Aufbau eines Zweistromtriebwerks (Mantelstromtriebwerk). Heutige Bauart für Verkehrsflugzeuge:
Beschleunigung eines grossen Massenstroms auf eine moderate Geschwindigkeit. Innerer Luftstrom dient als
Verbrennungsluft für Brennkammer, Mantelluft dient nur zum Antrieb.

4.3 Kombi-Prozess (Gas- und Dampfturbine, GuD)

Vergleich Dampfturbine/Gasturbine. Bei Dampf- und Gasturbinen erfolgt die Arbeitsabgabe durch Expansion eines komprimierten Gases (bzw. Dampfes) in einer Turbine. Dennoch unterscheiden sich die beiden Maschinen grundlegend:

- Bei einer offenen Gasturbine (und bei Verbrennungsmotoren) ist das Abgas gleichzeitig das Arbeitsmedium (das Medium durchfließt die Maschine in einem offenen Prozess), weshalb offene Gasturbine und Verbrennungsmotoren auch als Verbrennungskraftmaschinen (VKM) bezeichnet werden. Demgegenüber wird bei der Dampfturbine das Arbeitsmedium in einem geschlossenen Kreislauf geführt und in einem Wärmeübertrager erhitzt, weshalb jeder beliebige Brennstoff bzw. jede beliebige Wärmequelle genutzt werden kann. Dampfturbinen und Dampfmaschinen werden deshalb als Wärmekraftmaschinen (WKM) bezeichnet.
- In Dampfprozessen erfolgt ein Phasenwechsel des Arbeitsmediums, während in offenen Gasturbinen das Arbeitsmedium im gesamten Arbeitsprozess gasförmig vorliegt (vom Brennstoff bis zur Gasturbine kann dagegen ausserhalb der Maschine ein Phasenwechsel stattfinden).

| | Dampfturbine DT (Dampfmotor DM) | Offene Gasturbine GT (Verbrennungsmotor) | Geschlossene Gasturbine |
|---|---|--|---|
| Prozess | geschlossen | offen | geschlossen |
| Art | WKM | VKM | WKM |
| Wärmequelle | beliebig (Verbrennungsprozess, Geothermie, Sonne, Kernenergie) | Verbrennungsprozess | beliebig (Verbrennungsprozess, Geothermie, Sonne, Kernenergie usw.) |
| Brennstoff | beliebig (Kohle, Öl, Gas, Biomasse, Abfall usw.) | Öl, Erdgas, Kerosin, Producer gas | beliebig (Kohle, Öl, Gas, Biomasse, Abfall usw.) |
| Arbeitsmedium | Wasser/Dampf | Abgas | Gas, z.B. Helium |
| Phase | flüssig/gasförmig | gasförmig | gasförmig |
| Gegendruck | $p \geq p_u$ oder $p \leq p_u$ | $p \geq p_u$ | $p \geq p_u$ oder $p \leq p_u$ |
| Druckverhältnis π | π bis $\gg 200$ (bis 5000) möglich (bei Dampfmotoren geringer) | $\pi < 30$ | π bis > 200 möglich |

Vergleich zwischen Dampfturbine, offener Gasturbine und geschlossener Gasturbine.

| | Dampfturbine Offene Gasturbine Geschlossene Gasturbine | Verbrennungsmotor Dampfkolbenmotor, kurz Dampfmotor |
|---------------------|--|--|
| Maschinentyp | Strömungsmaschine | Kolbenmaschine |

Bauprinzip von Turbinen und Motoren.

Beim Vergleich von Turbinen und Motoren sowie bei der Verwendung der Begriffe ist zu beachten, dass die drei Turbinenarten das gleiche Bauprinzip aufweisen und die zwei Motorenbauarten identisch sind, diese Zuordnung jedoch für den thermodynamischen Prozess nicht gilt. Bezüglich Prozess sind Dampfmotor und Dampfturbine sowie offene Gasturbine und Verbrennungsmotor identisch.

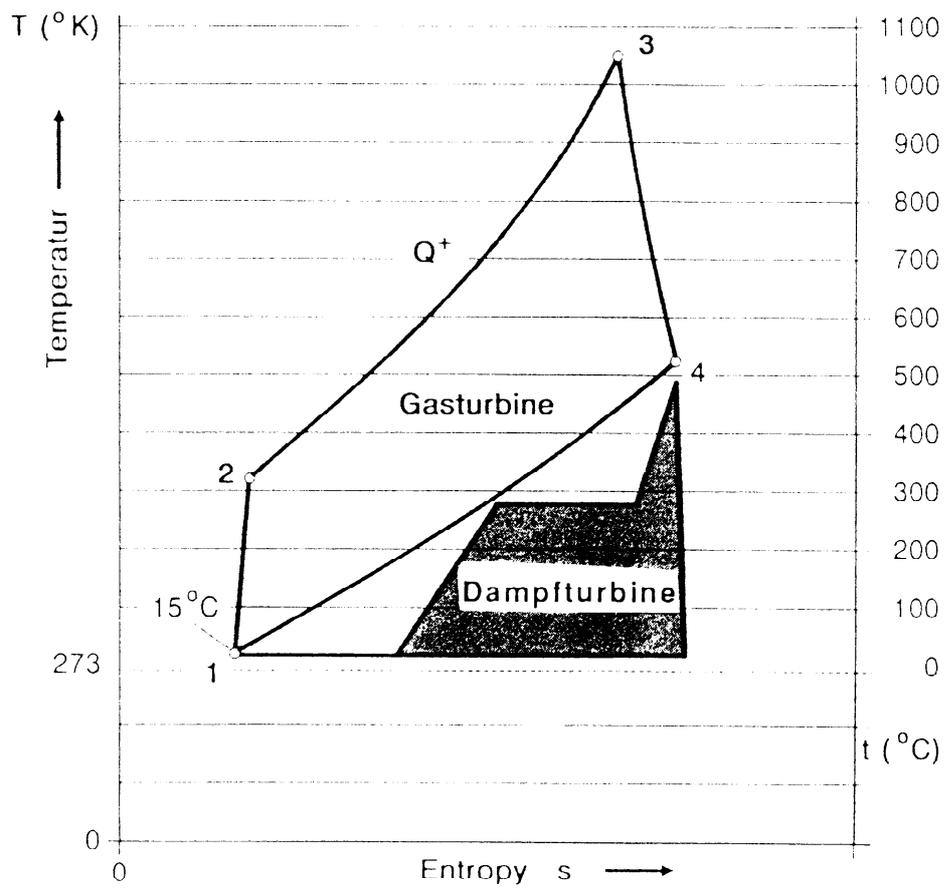
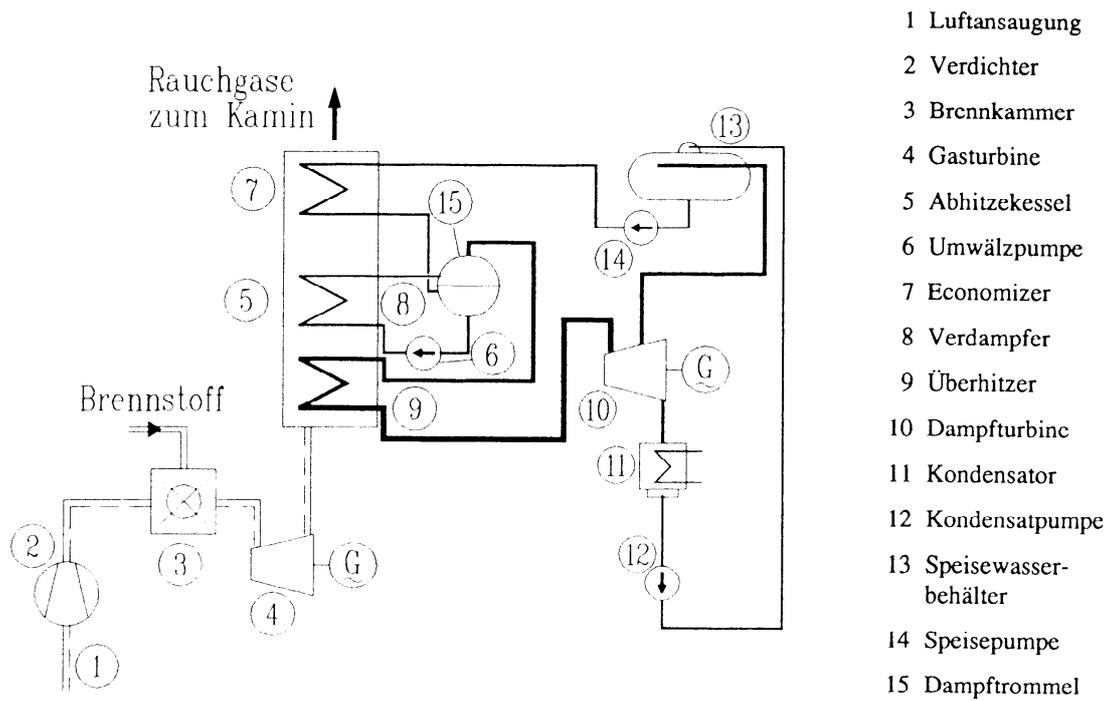
Die Verwendung des Begriffs „Turbine“ ist ohne Zusatz meist fragwürdig, da unklar ist, ob im Zusammenhang mit thermischen Kraftwerken unklar ist, ob es sich um eine Gas- oder Dampfturbine handelt; wenn hydraulische Kraftwerke einbezogen werden, sind sogar Wasserturbinen möglich. Wenn dagegen von „Motor“ gesprochen wird, ist ohne Zusatz ein Verbrennungsmotor gemeint, da Dampfmotoren heute nur noch eine marginale Bedeutung haben. Nebst

Kombination von Gas- und Dampfturbine. Eine effiziente Möglichkeit zur Erhöhung des Wirkungsgrades besteht in der Kombination von einer Gasturbine mit einem nachgeschalteten Abhitze-kessel zur Dampferzeugung und Nutzung des Dampfes in einer Dampfturbine. Ein Teil der Abwärme aus dem Gasturbinenprozess kann so zur Krafterzeugung genutzt werden.

Eine andere (selten angewendete) Möglichkeit zur Verbesserung besteht darin, die Gasturbinenab-gase mit rund 15% – 18% Sauerstoff als Oxidationsmittel für die Verbrennung eines beliebigen Brenn-stoffs in einem Dampfkessel einzusetzen. Der hohe Sauerstoffgehalt im Abgas einer Gasturbine ist eine Folge der limitierten Turbineneintrittstemperatur (um die zulässige Materialtemperatur nicht zu überschreiten, wird die Verbrennung mit entsprechend hohem Luftüberschuss betrieben).

Die erwähnten Verfahren können auch kombiniert werden. Wegen des grossen technischen Aufwands kommen Kombiprozesse nur bei Kraftwerken zum Einsatz (verfügbar ab 20 MW_e, effektiv meist ab 100 MW_e). Die höchsten erzielten Wirkungsgrade betragen rund 60% für Erdgas, rund 52% für Öl und etwas unter 50% für Kohlevergasung. Auch zur Biomassenutzung bietet sich die Vergasung und anschliessende Nutzung in einem Kombikraftwerk mit Wirkungsgraden bis zu gegen 45% an. In Frage kommt zudem auch die Kombination mit Erdgas in einem gemeinsamen Kraftwerksteil.

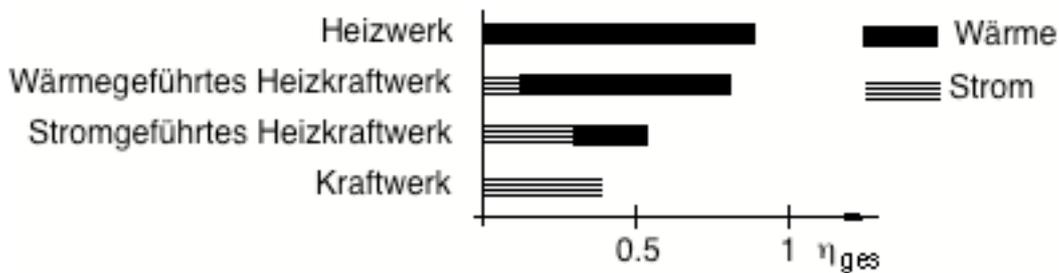
Das Potenzial und die Kosten zur Nutzung von Holz in einem Kombikraftwerk ist im Fachartikel [Nuss-baumer 2006] in der Zeitschrift GWA beschrieben, der als Beilage abgegeben wird.



Kombiprozess mit Gasturbine, nachgeschaltetem Abhitzeessel und Dampfturbine.

4.4 Vergleich Heizung und Wärmekraftkopplung

Bei der Beurteilung von Anlagen zur Wärmekraftkopplung (WKK) ist die Energieeffizienz der gesamten Umwandlungskette zu betrachten und mit derjenigen der reinen Wärme- und der reinen Stromerzeugung zu vergleichen. Folgende Grafik zeigt die Anteile Wärme und Strom für ein Heizwerk, ein wärmegeführtes Heizkraftwerk (im folgenden als WKK bezeichnet), ein stromgeführtes Heizkraftwerk und ein Kraftwerk (ohne Abwärmenutzung).



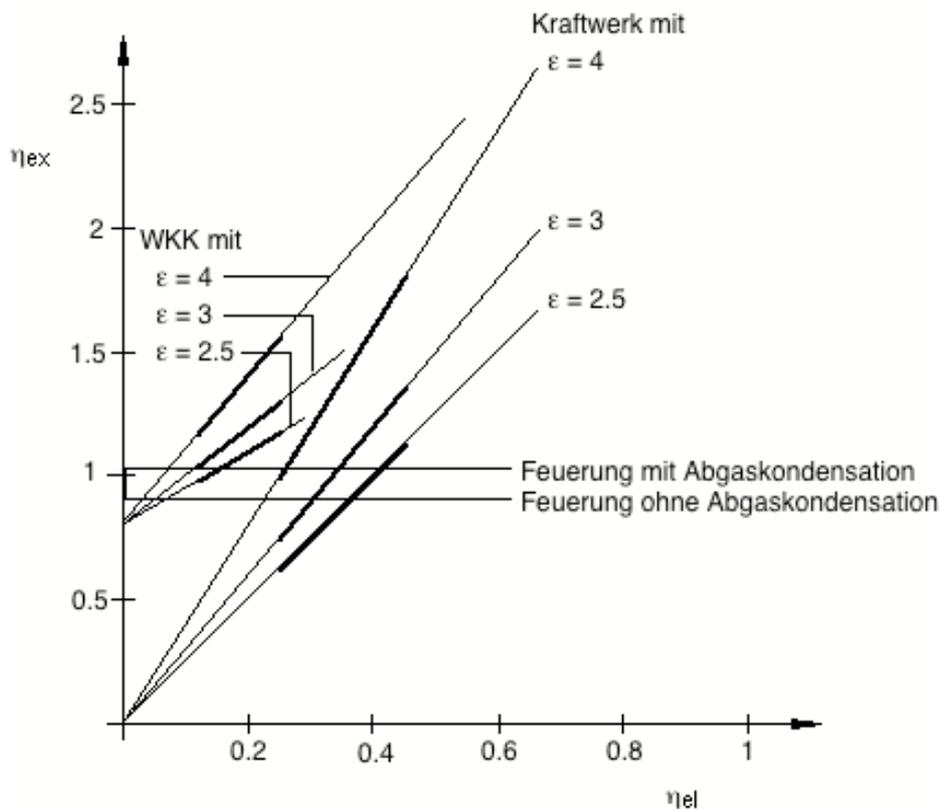
Anteile der Wärme- und Stromproduktion Heizwerk, Heizkraftwerk und Kraftwerk.

Für einen Vergleich der drei Verfahren wird der Gesamtwirkungsgrad bestimmt und unter Annahme des Einsatzes dezentraler Wärmepumpen ein exergetisch gewichteter Wirkungsgrad definiert:

$$\text{Gesamtwirkungsgrad Heizkraftwerk: } \eta_{\text{tot}} = \eta_e + \eta_h = \frac{\text{elektrische Nutzleistung} + \text{Heizwärmestrom}}{\text{zugeführte Brennstoffleistung}}$$

$$\text{Exergetisch gewichteter Gesamtwirkungsgrad: } \eta_{\text{ex}} = \frac{\varepsilon \cdot P_{\text{el}} + \dot{Q}_{\text{Heiz}}}{\dot{Q}_{\text{Br}}}$$

$$\text{wobei für die Leistungszahl der Wärmepumpen gilt: } \varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz}}}{P_{\text{el}}} = \frac{\text{Heizwärmestrom}}{\text{elektrische Leistung}}$$



Exergetischer gewichteter Wirkungsgrad $\eta_{ex} = \varepsilon \eta_{el} + \eta_{th}$ für WKK-Anlage (wärmegeführt), Kraftwerk (ohne Abwärmenutzung) und Feuerung (ohne Stromerzeugung) bei Nutzung des Stroms in Wärmepumpen mit einer Leistungszahl $\varepsilon = 2.5, 3$ und 4 .

Am Beispiel typischer Werte für die energetische Nutzung von Biomasse ist ersichtlich, dass die zentrale Stromerzeugung ohne Wärmenutzung eine höhere exergetische Wertschöpfung erzielt als die Wärmekraftkopplung, wenn Wärmepumpen mit hohen Leistungszahlen eingesetzt werden und die Stromausbeute thermischer Kraftwerke signifikant höher ist als diejenige dezentraler WKK-Anlagen:

| Werte für Biomassenutzung | Heute | | | Zukunft | |
|---|---------|------------------------------|-------------------------------------|------------------------------|-------------------------------------|
| | Heizung | WKK < 10 MW _{th} | Kraftwerk > 100 MW _{th} | WKK < 10 MW _{th} | Kraftwerk > 100 MW _{th} |
| η_{th} | 0.85 | 0.68 | 0 | 0.55 | 0 |
| η_{el} | 0 | 0.12 | 0.25 | 0.25 | 0.45 |
| ε | 2.5 | 2.5 | 2.5 | 4 | 4 |
| $\eta_{tot} = \eta_{el} + \eta_{th}$ | 0.85 | 0.8 | 0.25 | 0.8 | 0.45 |
| $\eta_{ex} = \varepsilon \eta_{el} + \eta_{th}$ | 0.85 | 0.98 | 0.63 | 1.55 | 1.8 |

Im Vergleich zu diesen Zahlen werden bei fossilen Brennstoffen deutlich höhere Werte erreicht, insbesondere bei der Wärmekraftkopplung in kleineren Einheiten.