



(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 376/2005

(51) Int. Cl.⁸: F02C 1/06

(22) Anmeldetag: 2005-03-07

(43) Veröffentlicht am: 2009-05-15

(56) Entgegenhaltungen:

DE 1132764B EP 0050687A1
GB 2402172A JP 2001-073799A
US 2003/0019214A1 WO 1983/03636A1

(73) Patentanmelder:

FALKINGER WALTER ING.
A-4030 LINZ (AT)

(72) Erfinder:

FALKINGER WALTER ING.
LINZ (AT)

(54) WIRKUNGSGRADSTEIGERUNG BEI KOHLE- UND BIOMASSEKRAFTWERKEN

(57) Es wird ein Verfahren zum Betreiben einer Turbinenanlage mit einer einen Kompressor (1) und einen Generator (G) antreibenden Heißluftturbine (6) beschrieben, wobei die im Kompressor (1) komprimierte Luft in einer Reihenschaltung aus einem an den Kompressor (1) angeschlossenen Rekuperator (3) und einem der Heißluftturbine (6) vorgeschalteten Hauptwärmetauscher (4) erwärmt wird, der mit heißen Rauchgasen eines Wärmeerzeugers (5) beaufschlagt wird, in dem Brennstoff mit Hilfe von Abluft der Heißluftturbine (6) als Verbrennungsluft verbrannt wird. Zur Wirkungsgradsteigerung wird vorgeschlagen, dadurch gekennzeichnet, dass die Abluft der Heißluftturbine (6) in an sich bekannter Weise in zwei Teilströme unterteilt wird, von denen ein Teilstrom dem Wärmeerzeuger (5) als Verbrennungsluft zugeführt und der andere Teilstrom mit den Rauchgasen aus dem Hauptwärmetauscher (4) vermischt wird, bevor der Rekuperator (3) durch das Abgasgemisch erwärmt wird.

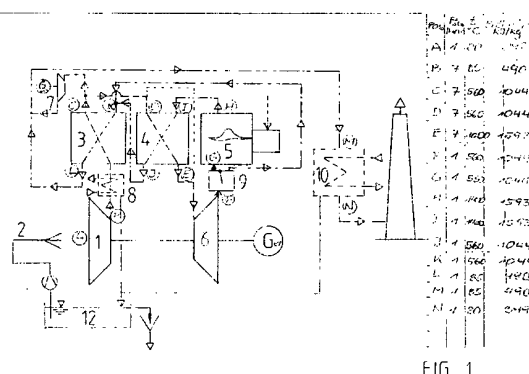


FIG. 1

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Betreiben einer Turbinenanlage mit einer einen Kompressor und einen Generator antreibenden Heißluftturbine, wobei die im Kompressor komprimierte Luft in einer Reihenschaltung aus einem an den Kompressor angeschlossenen Rekuperator und einem der Heißluftturbine vorgeschalteten Hauptwärmetauscher erwärmt wird, der mit heißen Rauchgasen eines Wärmeerzeugers beaufschlagt wird, in dem Brennstoff mit Hilfe von Abluft der Heißluftturbine als Verbrennungsluft verbrannt wird.

Bei bekannten Heißluftturbinenprozessen wird Luft durch polytrope Verdichtung auf den Systemdruck gebracht, in einem Wärmetauscher erwärmt und in der Turbine unter Nutzleistungsgewinnung entspannt. Im Wärmetauscher werden vorzugsweise die Rauchgase aus einer Brennkammer genutzt. Die heiße Turbinenabluft wird, soweit genutzt, für die Fernwärmegewinnung verwendet, es ist technisch auch möglich einen Dampfkraftprozess zu betreiben. Dadurch, dass die Luft ab der Temperatur des Kompressoraustritts bis zur Turbineneintrittstemperatur erhitzt werden muss und der Rauchgasstrom unterhalb der Kompressionsendtemperatur für die Stromgewinnung nicht mehr genutzt werden kann, bleiben die Wirkungsgrade ohne nachgeschalteten Dampfkraftprozess im Bereich von 20 bis 26 %, bei Nachschaltung eines Dampfkraftprozesses im Bereich von etwa 36 %. Könnte die anfallende Wärme nach der Turbine oder einer Auskopplung des Dampfs aus der Dampfturbine vollständig genutzt werden, so ergäben sich Nutzungsgrade im Bereich von ca. 70 %, der Wirkungsgrad zur Nutzleistungsgewinnung kann aber als sehr bescheiden betrachtet werden.

Zur besseren Ausnützung der Abwärme der Abluft einer Heißluftturbine ist es bekannt (GB 2 402 172 A), die Abluft zur Vorwärmung der komprimierten Luft in einem Rekuperator einzusetzen, bevor die im Rekuperator abgekühlte Abluft einem Wärmeerzeuger als Verbrennungsluft zugeführt wird, mit dessen Rauchgasen ein Hauptwärmetauscher zur Erwärmung der vorgewärmten Luft auf die Turbineneintrittstemperatur beaufschlagt wird. Trotz dieser Maßnahme bleibt jedoch Nutzleistungsgewinn beschränkt.

Darüber hinaus ist es bekannt (DE 1 132 764 B), die Abluft einer Heißluftturbine in zwei Teilluftströme zu unterteilen, von denen einer dem Wärmeerzeuger als Verbrennungsluft zugeführt und der andere mit den Rauchgasen aus dem Hauptwärmetauscher vermischt wird, bevor ein Rekuperator mit dem Abgasgemisch erwärmt wird. Da die Abluft aus der lediglich zum Antrieb des Kompressors dienenden Heißluftturbine im Hauptwärmetauscher und im Rekuperator eine Zwischenkühlung erfährt, bevor sie der Nutzleistungsturbine zugeführt wird, wird der Wirkungsgrad der Turbinenanlage vermindert.

Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum Betreiben einer Turbinenanlage der eingangs geschilderten Art so auszugestalten, dass der Anteil an elektrischer Nutzleistung deutlich steigt und Wirkungsgrade erreicht werden, die deutlich über denen nach dem Stand der Technik liegen.

Die Erfindung löst die Aufgabe dadurch, dass die Abluft der Heißluftturbine in an sich bekannter Weise in zwei Teilströme unterteilt wird, von denen ein Teilstrom dem Wärmeerzeuger als Verbrennungsluft zugeführt und der andere Teilstrom mit den Rauchgasen aus dem Hauptwärmetauscher vermischt wird, bevor der Rekuperator durch das Abgasgemisch erwärmt wird.

Die Aufteilung der Abluft auf die beiden Teilströme hängt dabei davon ab, wie hoch die Temperatur der Rauchgase über der Temperatur der im Hauptwärmetauscher zu erwärmenden Luft liegen soll, um eine technologisch höchstmögliche Differenztemperatur am Hauptwärmetauscher zu erlangen. Je höher diese Differenztemperatur ist, desto kleiner kann der Hauptwärmetauscher ausfallen, womit die wirtschaftlichen Voraussetzungen verbessert werden.

Der Anteil der Verbrennungsluft am Gesamtmassestrom ist also von der Höchsttemperatur der Rauchgase abhängig, wobei die Austrittstemperatur der Rauchgase aus dem Hauptwärmetauscher nur geringfügig über der Turbinenaustrittstemperatur liegen soll, um mit diesem Anteil die

Nutzleistungsenthalpie abzudecken. Aufgrund des Wärmegehalts des heißen Turbinenaustrittsluftstroms (ca. 560 °C bei 1000 °C Turbineneintrittstemperatur bei 7 bar abs. Systemdruck) muss im Wesentlichen nur eine Wärmemenge über den Brennstoff zugeführt werden, welche auch als Turbinenleistung anfällt, zuzüglich der kleinen unteren Differenztemperatur. Der Rauchgasstrom und der abgezweigte Turbinenaustrittsluftstrom werden wieder vereint, um mit dem Abgasgemisch den kalten (ca. 85 °C), feuchten und nach der isothermenähnlichen Verdichtung im Kompressor komprimierten Luftstrom etwa auf die Turbinenaustrittstemperatur (ca. 560 °C) vorzuwärmen, bevor er durch den Hauptwärmetauscher bis zu Turbineneintrittstemperatur erhitzt wird.

Der Wirkungsgrad fällt bei dieser Anordnung unabhängig von der Aufteilung des Gasstromes zur Verbrennung und zum Hauptwärmetauscher sowie zum Rekuperator gleich aus. Die Aufteilung und die davon abhängigen Rauchgastemperaturen wirken sich aber hinsichtlich der Ausleggröße des Hauptwärmetauschers erheblicher aus. Hinzu kommt noch, dass der durch den Brennstoff bedingte Masseeintritt in das System bzw. die unterschiedlichen spezifischen Wärmekapazitäten vor und nach der Verbrennung des Brennstoffs einen kleinen Wärmeüberhang ergeben, der noch separat genutzt werden kann. Es ist hier zweckmäßig, dass eine abgestimmte Menge Luft mitverdichtet wird und nach dem Rekuperator in einer abgestimmten Turbine verwertet wird. Es ist technisch auch ohne Wirkungsgradeinbuße möglich, diesen vorerwärmten kleinen Gasstrom unter Umgehung des Hauptwärmetauschers dem 1000 °C heißen Luftstrom beizumischen, was zwar je nach Masse die Turbineneintrittstemperatur etwas reduziert, jedoch durch die zusätzlich Masse die Nutzleistungsausbeute und damit den Wirkungsgrad etwas steigert. Die Nutzung des Wärmeüberhangs ist auch für die Einbringung zusätzlicher Feuchtigkeit in den komprimierten Luftstrom möglich, wobei die Wirkungsgradsteigerung in etwas abgeminderter Form eintritt.

Es ist keine Frage, von einer Gasturbine werden flüssige und gasförmige Brennstoffe in der Brennkammer am leichtesten und auch kostengünstigsten verwertet, auch auf energetisch höchst möglichem Niveau, da z. B. bei Erdgas der Verdichtungsaufwand in den meisten Fällen entfallen kann und bei flüssigen Brennstoffen dieser Aufwand sehr gering ist. Bei den festen Brennstoffen kommt aus heutiger Sicht technologisch am unbedenklichsten die Kohlestaubfeuerung zur direkten Feuerung in den 560 °C heißen Luftstrom in Frage. Es ist aber zu bedenken, dass hier die Flugasche am metallischen Hauptwärmetauscher und Rekuperator mitverfrachtet wird, wo entsprechende konstruktive Vorkehrungen zu treffen sind. Bei Kohle bietet sich allerdings auch eine Vergasung unter Druck an, die bei diesem Brennstoff technologisch am weitesten fortgeschritten ist, wo der erheblich geringere Produktgasstrom bereits gereinigt werden kann.

Eine ähnliche Problematik ergibt sich bei der Verwendung von Holz/Biomasse, wo es bis heute nur wenig befriedigende Ergebnisse einer Druckvergasung gibt, wobei die Vergasung auf Atmosphärendruck als gelöst und Stand der Technik bezeichnet werden kann. Auch die hier mögliche Verdichtung des Produktgasstroms zur Verfeuerung in der Brennkammer einer Gasturbine bringt durch Teeranteile, die bei der Abkühlung zur Verdichtung ausfallen, ein nur unbefriedigend lösbares Problem mit sich. Außerdem erfordert ein teearmes oder teerfreies Gas zur unbedenklichen Verdichtung einen unverhältnismäßig hohen apparativen und kostenintensiven Aufwand. Allerdings ist die Verbrennung des mit einem Heißgaszyklon entstaubten Gases auf Atmosphärendruck mit einer auf 560 °C vorerhitzten Luft, wie dies hier der Fall ist, sehr gut anwendbar, zumal sich auch sehr hohe Rauchgas- und damit hohe Differenztemperaturen mit kleinen Wärmetauscherabmessungen ergeben.

Bei der Nutzung einer herkömmlichen Hackgutfeuerung zur Erhitzung des Teilstromes zum Hauptwärmetauscher wird die sonst bei 20 °C übliche Aufteilung der ca. 560 °C heißen Luft in Primär- und Sekundärluft so eingestellt, dass die Heizleistung zu einer hohen Rauchgastemperatur führt, es aber zu keiner unkontrollierten Verbrennung wegen der schon vorerhitzten Luft kommt. Ein Nachteil ist hier, dass die gesamte Gasmenge nach dem Rekuperator für die

Abscheidung der Flugasche erfasst werden muss, was beträchtliche Mengen und damit Kosten mit sich bringen kann, obwohl die Erfassung lediglich des Produktgasstroms wie bei der Vergasung der Biomasse um eine Zehnerpotenz geringer ausfallen kann.

Bei der Nutzung von Holz aber auch gegebenenfalls bei Kohle ergibt sich auch noch die Möglichkeit, dass das Hackgut fein zerkleinert (Korngrößen wie bei Kohle wären wünschenswert, sind aber durch die Materialbeschaffenheit nicht erreichbar) und ähnlich der Kohlestaubfeuerung in den heißen Verbrennungsluftstrom eingebracht wird, wobei hier aufgrund der größeren Holzpartikel als Kohlestaub der Weg der Verbrennung länger gestaltet wird, um eine möglichst vollständige Verbrennung vor dem Hauptwärmetauscher zu erreichen. Dies erfolgt in der Form, dass ein auf die gewählte Strömungsgeschwindigkeit abgestimmter, sich nach oben erweiternder Kanalquerschnitt vorgesehen wird, wobei sich für die unterschiedlichen Kornfraktionen des zerkleinerten Hackguts je nach Höhe eine entsprechende Geschwindigkeit ergibt, bei der ein Schwebezustand für die Holzteilchen eintritt, und so die Verbrennung unter hohem Luftüberschuss erzielt wird. Kleinstfraktionen werden in den absteigenden Ast des Kanals verfrachtet, wo diese auf dem Weg zum Hauptwärmetauscher vollständig verbrennen. Die mitgeführte Asche kann auf dem Weg zum Hauptwärmetauscher durch erweiterte Querschnitte und damit geringe Strömungsgeschwindigkeiten zumindest zu einem Teil ausfallen und mit geeigneten Fördergeräten gesammelt werden.

Der sich nach oben erweiternde Querschnitt muss nicht nur die durch die höheren Temperaturen auftretenden größeren spez. Volumen berücksichtigen, sondern führt auch zu einer Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit. Erst nach dieser Verbrennungsstrecke wird das heiße Rauchgas dem Hauptwärmetauscher zugeführt. Es ist daher unwahrscheinlich, dass sich noch unverbrannte feste Holz- bzw. Kohleteilchen nach dieser Strecke im Rauchgasstrom befinden. Sollten noch solche Teilchen im Rauchgasstrom vorhanden sein, welche im ansteigenden, sich erweiternden Teil nicht verbrannt wurden, können diese im nach unten führenden Bereich an der untersten Stelle aufgefangen und dem Verbrennungsluftstrom wieder zugeführt werden. Die Zufuhr des zerkleinerten Brennstoffs kann mechanisch oder auch pneumatisch erfolgen, wobei bei der pneumatischen Zufuhr ein Einblasen im Zentrum des Luftstroms erfolgen soll, um eine Auffächerung des Brennstoffstroms zu einer gleichmäßigeren Verteilung über den ganzen Querschnitt zu erhalten. Ein in einer bestimmten Höhe vorgesehenes Ablenkblech zum Rückführen der Materialteilchen verhindert ein "Durchblasen" in den absteigenden Ast. Je nach Strömungsgeschwindigkeit im Hauptwärmetauscher und Rekuperator findet schon eine weitgehende Abscheidung von Flugasche statt, die von entsprechenden Vorrichtungen, z. B. einem Trichter mit Schnecke oder einem Trogkettenförderer, gesammelt werden. Je nach Reststaubgehalt und Auflagen kann entweder nur ein Teil des Gasstroms oder der gesamte Gasstrom zur Behandlung erfasst werden.

Der Prozess mit der isothermenähnlichen Verdichtung ist natürlich auch grundsätzlich geeignet, einen Dampfkraft- oder einen weiteren Heißluftturbinenprozess (Temperaturausgangsniveau ist ungefähr Turbinenaustrittstemperatur der ersten Turbine abzüglich der Temperaturdifferenz) mit Nutzung der heißen Turbinenabluft nachzuschalten, womit sich eine Stromausbeute im Bereich von 50 bis 55 % ergibt. Ein weiterer Heißluftturbinenprozess bringt etwas bessere Werte, beim nachgeschalteten Dampfkraftprozess ergibt sich neben der Möglichkeit, bestehende Dampfkraftanlagen zu verwenden, auch der Vorteil, dass die Abwärme durch Entnahme aus der Dampfturbine leicht verfügbar ist und trotz des vorhandenen Leistungs- und Wirkungsgradverlustes an der Dampfturbine der Nutzungsgrad deutlich gesteigert wird. Als Variante kann auch angeführt werden, dass in die heiße Verdichtungsluft nach dem Kompressor Wasser eingedüst wird, wodurch die Temperatur der Verdichtungsluft von etwa 275 °C bis zur Sättigungsgrenze auf etwa 100 °C abgesenkt wird, sich aber auch ein Masseeintrag in das System ohne Kompressionsaufwand ergibt. Der Wirkungsgrad bleibt aber doch unter jenen der isothermenähnlichen Verdichtung. Die besten Werte hinsichtlich Wirkungsgrad erreicht noch immer jene Anordnung mit Rekuperator und hochoverhitztem Rauchgasstrom für den Hauptwärmetauscher.

Das erfindungsgemäße Verfahren wird anhand der Zeichnung näher erläutert, und zwar zeigt Fig. 1 eine Anlage zur Durchführung des Verfahrens in einem schematischen Blockschaltbild.

In die Ansaugluft des Kompressors 1 wird eine abgestimmte Wassermenge feinst zerstäubt eingedüst, wie mit 2 angedeutet. Der komprimierte feuchte Luftstrom wird im Rekuperator 3 nahe dem Turbinenaustrittsniveau mittels der Ströme aus der Nutzung der Rauchgase im Hauptwärmetauscher 4 und dem Teilstrom vom Turbinenaustritt vorerwärmt. Die Weitererhitzung des komprimierten Gasstroms erfolgt im Hauptwärmetauscher 4 durch den möglichst hoch erhitzten Rauchgasstrom zur Erreichung einer möglichst hohen Differenztemperatur am Hauptwärmetauscher. Im Wärmeerzeuger 5 (fest, flüssig oder gasförmiger Brennstoff) wird der als Verbrennungsluft abgezweigte Teilgasstrom nach der Turbine 6 erhitzt. Der auf Turbineneintrittsniveau erhitzte Gasstrom wird in der Turbine 6 unter Nutzleistungsgewinnung und Antrieb des Kompressors 1 entspannt und dann abgestimmt aufgeteilt, um einerseits als Verbrennungsluft und andererseits zur Vorerwärmung im Rekuperator genutzt zu werden.

Der Wärmeüberhang durch die brennstoffbedingte Massezufuhr oder unterschiedliche spez. Wärmekapazitäten wird in einer kleinen Turbine 7 abgearbeitet oder unter Umgehung der Brennkammer dem komprimierten Hauptgasstrom beigemischt und in der Hauptturbine entspannt. Die Nutzung des Wärmeüberhangs ist auch zur Einbringung zusätzlicher Feuchtigkeit möglich, was auch zu einer Wirkungsgradsteigerung führt und vor allem bei kleinen Größen mangels erhältlicher Gasturbinen anwendbar ist. Die Kondensationswärme des unter Druck stehenden Gasstroms kann im Wärmetauscher 8 auf einem Temperaturniveau von ca. 85 °C genutzt werden. Mittels Klappe 9 wird die Aufteilung der Turbinenabluft als Verbrennungsluft und zur Weiterleitung zum Rekuperator einjustiert. Die Rest- bzw. Kondensationswärme des entspannten Gasstroms kann im Wärmetauscher 10 nach dem Rekuperator mittels Wärmepumpe für Heizzwecke genutzt werden. In der Wasseraufbereitung 12 werden Kondensatwässer aus den Kondensationswärmetauschern gesammelt und zur Wiederverwendung konditioniert und Frischwasser zum Ausgleich der Verluste durch Verdunstung zugeführt.

Näherungsweise Berechnung des Wirkungsgrades:

Die angegebene Werte sind Diagrammwerte aus den Mollier h - s Diagrammen für Luft und Wasserdampf. Als Isentropenwirkungsgrad wurde vorläufig 0,85 unterstellt, der in vielen Fällen bei modernen Turbinen gegen 0,91 geht. Als vorläufig angenommene Turbineneintrittstemperatur wurden 1000 °C, was Stand der Technik ist, ein Systemdruck von 7 bar abs. sowie eine Ansauglufttemperatur von 20 °C unterstellt, wobei in diesem Fall durch fast ausschließlichen Winterbetrieb geringere Temperaturen heranzuziehen sind, die im Verhältnis der Absoluttemperaturen das Ergebnis verbessern. Bei Unterstellung einer Kompression in endlich vielen Stufen, wie bei einem Axialverdichter, graphisch ermittelt mit 11 Stufen als Zwischenkühlung mit Bindung der Kompressionswärme, wurde ein Wert von 223 kJ/kg (20 °C Ausgangstemperatur) erreicht. Bei unendlich vielen Stufen bzw. konstanter Verdunstung (z. B. Hubkolben-, Rotations- und Schraubenkompressor) wurde durch den Mittelwert der isothermen Kompression bei den jeweiligen Sättigungstemperaturen bei dem entsprechenden Druck ein Wert von 189 kJ/kg ermittelt.

Isothermenähnliche Kompression bis 7 bar abs. (20 °C Ansaugtemperatur):

$$W = R \times T \times \ln p_1/p_2 = \begin{array}{l} 0,2872 \times 293 \times \ln 1/7 = - 163,7 \text{ kJ/kg (t = 20 °C)} \\ 0,2872 \times 358 \times \ln 1/7 = - 200 \text{ kJ/kg (t = 85 °C)} \end{array}$$

Arithmetisches Mittel: - 182 U/kg (- = zuzuführende Energie)

Wasserdampf:

im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser 0,4615 $W = - 292 \text{ kJ/kg (100 \%)}$

Annahme Wasseranteil gesamt ca. 5 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa

Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) - $292 \times 0,025 = 7,3 \text{ kJ/kg}$

Verdichtung gesamt: $182 + 7,3 = 189,3 \text{ kJ/kg}$

- 5 Turbine: Es wurde hier unterstellt, dass sich die thermodynamischen Werte des Luft-Wasserdampfgemischs in Relation der Gewichtanteile dieser beiden Gase ändern.

$$0,05 \times 4600 \text{ kJ/kg} + 1363 \text{ kJ/kg} = 1593 \text{ kJ/kg}$$

$$0,05 \times 3740 \text{ kJ/kg} + 857 \text{ kJ/kg} = 1044 \text{ kJ/kg}$$

10 Differenz: 549 kJ/kg

Erwärmung des Rauchgasstroms angenommen bis 1400°C :

$$m_1 \times t_1 \times cp_1 = m_2 \times t_2 \times cp_2 \quad (cp_1 = \text{im Wesentlichen } cp_2)$$

15 $m_1 \dots \text{Masse Gasstrom Turbine} = 1,05 \text{ durch Wasserdampfgehalt}$

$m_2 \dots \text{Masse Gasstrom zur Erwärmung/Verbrennung}$

- 20 Turbine: Erwärmung von 560°C auf 1000°C = Enthalpie 549 kJ/kg (durch höhere Rauchgasstromtemperatur zum Rekuperator 600°C liegt Gasstrom im Wesentlichen auf 560°C zur Erwärmung durch Rauchgase vor)

Rauchgas: 1400°C auf 600°C (Temp. diff.) = 800°C

- 25 $549: 1,05: 800 = 0,65 \times m_1$ (65 % Gasstrom werden für Erwärmung Turbinengasstrom benötigt abzüglich Masse Brennstoff angenommen ca. 8 % (Holzgas) = 57 %)

$$800 \times 0,65 \times cp \text{ (ca. } 1,1) : 1,05 = 548 \text{ U/kg} = \text{ca. } 549 \text{ U/kg (kleine Unsicherheit cp)}$$

- 30 Auch hier kann eine Nutzung der Kondensationswärme des feuchten unter Druck stehenden Gasstroms mit einer Temperatur von ca. 85°C auf ca. 50°C vorgesehen werden, wenn nach dem Kompressor der Wärmetauscher vorgesehen wird, was aber mit einem Wirkungsgrad- und Leistungsverlust an der Turbine verbunden ist.

35 Wärmeleistung: $0,05 \times 2650 \text{ U/kg} + 358 \text{ kJ/kg} = 490 \text{ kJ/kg}$
 $0,01 \times 2592 \text{ kJ/kg} + 323 \text{ kJ/kg} = 349 \text{ kJ/kg}$
Differenz: 141 kJ/kg

- 40 (Wärmegewinnung bis ca. 85°C , was den Nutzungsgrad der Anordnung auf ca. 90 % steigert). Die Nutzung der Kondensationswärme ist auch im entspannten Gasstrom mittels Wärmepumpe möglich, wobei der Wirkungsgrad gleich bleibt, jedoch Strom für die WP in Abzug zu bringen ist. Wenn die Temperatur des Wärmestroms gering bleiben kann, ist der WP rein energetisch betrachtet der Vorzug zu geben.

Turbine Wärmeüberhang etwa 15 U/kg

45 Wirkungsgrad: $(549 \text{ kJ/kg} + 15 \text{ kJ/kg} - 189 \text{ kJ/kg}) / 549 \text{ kJ/kg} = 375 / 549 = 0,683$

Temperaturdifferenz im Hauptwärmetauscher $40 \times 0,71 = 28,4 \text{ kJ/kg} = 365 / 577 = 0,632$

- 50 Die grundsätzliche Überlegung beruht darauf, dass die Wärmeleistung, welche durch die hocherhitzten Rauchgase in den Gasturbinengasstrom eingebracht wird, jener gleich ist, welche durch die Abkühlung des Teilstroms der Rauchgase bis zu einer Temperatur von ca. 1400°C bis auf 600°C eingebracht werden kann. Da der Anteil an Verbrennungsluft bereits auf ca. 560°C vorliegt, ergibt sich eine erhebliche Brennstoffersparnis gegenüber dem herkömmlichen Prozess, wo die Rauchgase bis zur Kompressionsaustrittstemperatur (zumeist ca. 270°C , wobei
- 55

der Rauchgasstrom bis zu dieser Temperatur für die Nutzleistungsgewinnung als verloren zu rechnen ist) erwärmt werden mussten. Die Masseströme und ihre Temperaturen sind derart, dass die Vorerwärmung des komprimierten kalten Gasstroms nach der isothermenähnlichen Kompression bis nahe der Temperatur des Turbinenaustritts vorerwärmt werden können und sich sogar etwas günstigere Verhältnisse einstellen, da der überwiegende Erwärmungsstrom (Rauchgasstrom) bei 600 °C anfällt. Die Temperaturdifferenz am Austritt des Rekuperators kann daher sehr klein gehalten werden.

Patentansprüche:

1. Verfahren zum Betreiben einer Turbinenanlage mit einer einen Kompressor (1) und einen Generator (G) antreibenden Heißluftturbine (6), wobei die im Kompressor (1) komprimierte Luft in einer Reihenschaltung aus einem an den Kompressor (1) angeschlossenen Rekuperator (3) und einem der Heißluftturbine (6) vorgeschalteten Hauptwärmetauscher (4) erwärmt wird, der mit heißen Rauchgasen eines Wärmeerzeugers (5) beaufschlagt wird, in dem Brennstoff mit Hilfe von Abluft der Heißluftturbine (6) als Verbrennungsluft verbrannt wird, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Abluft der Heißluftturbine (6) in an sich bekannter Weise in zwei Teilströme unterteilt wird, von denen ein Teilstrom dem Wärmeerzeuger (5) als Verbrennungsluft zugeführt und der andere Teilstrom mit den Rauchgasen aus dem Hauptwärmetauscher (4) vermischt wird, bevor der Rekuperator (3) durch das Abgasgemisch erwärmt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass im Wärmeerzeuger (5) Holzbrennstoffe vergast werden und dass der Feststoffanteil der entstehenden Rauchgase in einem Heißgaszyklon abgeschieden wird, bevor die heißen Rauchgase dem Hauptwärmetauscher (4) zugeführt werden.
3. Verfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass im Wärmeerzeuger fein gemahlene Festbrennstoffe verbrannt werden, die in den Verbrennungsluftstrom eingeblasen werden, und dass der Feststoffanteil der entstehenden Rauchgase in einem Heißgaszyklon abgeschieden wird, bevor die heißen Rauchgase dem Hauptwärmetauscher (4) zugeführt werden.
4. Verfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass im Wärmeerzeuger organische Brennstoffe verfeuert werden, wobei die Verbrennungsluft in einen Primär- und einen Sekundärluftstrom aufgeteilt wird.
5. Verfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass bei der Verfeuerung von Brennstoff in Form von zerkleinertem Holzhackgut und/oder Kohle der Brennstoff in einen vertikal ansteigenden, sich nach oben erweiternden Kanal für die durch einen Düsenboden einströmende Verbrennungsluft eingebracht und verbrannt werden.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, *dadurch gekennzeichnet*, dass in die Ansaugluft des Kompressors in an sich bekannter Weise Wasser eingedüst wird.
7. Verfahren nach Anspruch 6, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Kondensationswärme der befeuchteten Luft mit Hilfe eines entweder in die Zuleitung des Rekuperators (3) für die zu erwärmende Luft oder in der Ableitung des Rekuperators (3) für das Abgasgemisch eingeschalteten Wärmetauschers (8, 10) gegebenenfalls über eine Wärmepumpe genützt wird.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, *dadurch gekennzeichnet*, dass die verdichtete Luft aus dem Kompressor (1) im Rekuperator (3) auf eine Temperatur im Bereich der Ablufttemperatur der Heißluftturbine (6) erwärmt wird.

9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, *dadurch gekennzeichnet*, dass mit der heißen Abluft der Heißluftturbine (6) eine weitere Heißluftturbine (7) betrieben wird.

5 **Hiezu 1 Blatt Zeichnungen**

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

