

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: **A 376/2005**

(51) Int. Cl.<sup>8</sup>: **F02C 1/06 (2006.01)**

(22) Anmeldetag: **07.03.2005**

(43) Veröffentlicht am: **15.09.2006**

(73) Patentanmelder:

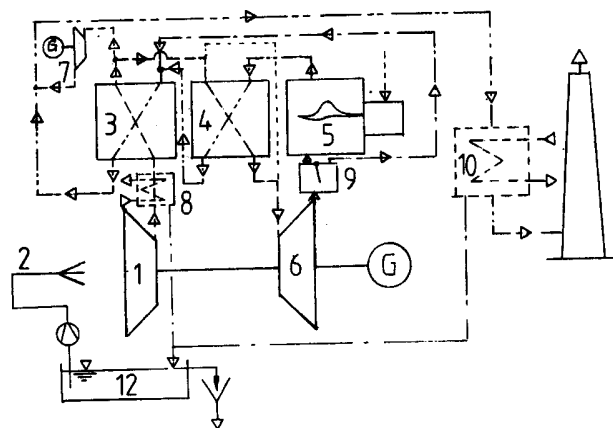
FALKINGER WALTER ING.  
A-4030 LINZ (AT)

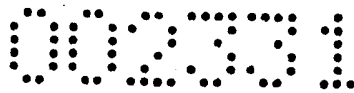
(72) Erfinder:

FALKINGER WALTER ING.  
LINZ (AT)

(54) **WIRKUNGSGRADSTEIGERUNG BEI KOHLE- UND BIOMASSEKRAFTWERKEN**

(57) Steigerung des Wirkungsgrades eines mit festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen betreibbaren Heißluftturbinenprozesses, wo ein mit einer Klappe einstellbarer Anteil der heißen Turbinenabluft (ca. 560° C) als Verbrennungsluft verwendet wird mit der Erzielung einer möglichst hohen Differenztemperatur am Hauptwärmetauscher mit der Aufheizung des mittels Rekuperator vorehitzten Gastromes in die Nähe der Turbinenaustrittstemperatur, wo im Wesentlichen durch die hochehitzten Rauchgase jene Wärmeleistung in den komprimierten Gasstrom eingebracht werden kann, welche zur Aufheizung des gesamten komprimierten Gasstromes der Turbine von der Turbinenaustritts- bis zur Turbineneintrittstemperatur erforderlich ist und die noch heißen Rauchgase (ca. 600° C) mit dem Anteil der Turbinenabluft einem Rekuperator zugeführt werden, welcher die Aufheizung des gesamten komprimierten Gasstromes von der Kompressoraustrittstemperatur bis nahe der Turbinenaustrittstemperatur ermöglicht und die Kompression des Luftstromes durch Wassereindüsung in die Ansaugluft des Kompressors isothermenähnlich erfolgt mit geringem Kompressionsleistungsaufwand.



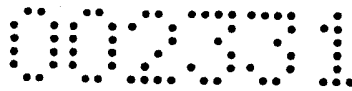


## Zusammenfassung:

Steigerung des Wirkungsgrades eines mit festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen betreibbaren Heißluftturbinenprozesses, wo ein mit einer Klappe einstellbarer Anteil der heißen Turbinenabluft (ca. 560° C) als Verbrennungsluft verwendet wird mit der Erzielung einer möglichst hohen Differenztemperatur am Hauptwärmetauscher mit der Aufheizung des mittels Rekuperator vorerhitzten Gastromes in die Nähe der Turbinenaustrittstemperatur, wo im Wesentlichen durch die hochoverhitzten Rauchgase jene Wärmeleistung in den komprimierten Gasstrom eingebracht werden kann, welche zur Aufheizung des gesamten komprimierten Gasstromes der Turbine von der Turbinenaustritts - bis zur Turbineneintrittstemperatur erforderlich ist und die noch heißen Rauchgase (ca. 600° C) mit dem Anteil der Turbinenabluft einem Rekuperator zugeführt werden, welcher die Aufheizung des gesamten komprimierten Gasstromes von der Kompressoraustrittstemperatur bis nahe der Turbinenaustrittstemperatur ermöglicht und die Kompression des Luftstromes durch Wassereindüsung in die Ansaugluft des Kompressors isothermenähnlich erfolgt mit geringem Kompressionsleistungsaufwand.

~~Linz, 4. März 2005~~

~~Ing. Walter Falkinger  
Afritschweg 14 / 1 / 3  
A - 4030 LINZ / AUSTRIA  
Tel.: 0043 / 732 / 30 03 94~~



## Patentbeschreibung

### Wirkungsgradsteigerung bei Kohle - und Biomassekraftwerken durch hocheffizienten Heißluftturbinenprozess

Beim bekannten Heißluftturbinenprozess wird reine Luft durch polytrope Verdichtung auf den Systemdruck gebracht, in einem Wärmetauscher die Wärme zugeführt und in der Turbine unter Nutzleistungsgewinnung entspannt. Der Wärmetauscher in welchem vorzugsweise die Rauchgase von festen Brennstoffen genutzt werden, entspricht bei einer üblichen Gasturbine der Brennkammer. Die heiße Turbinenabluft wird, soweit genutzt, für die Fernwärmegewinnung verwendet, es ist technisch auch möglich einen Dampfkraftprozess zu betreiben. Dadurch, dass die Wärmezufuhr ab der Temperatur des Kompressoraustrittes bis zur Turbineneintrittstemperatur erhitzt werden muss und der Rauchgasstrom abwärts der Kompressionsendtemperatur für die Stromgewinnung nicht mehr genutzt werden kann, bleiben die Wirkungsgrade ohne nachgeschaltetem Dampfkraftprozess im Bereich von 20 bis 26 %, bei Nachschaltung eines Dampfkraftprozesses im Bereich von etwa 36 %. Sollte die anfallende Wärme nach der Turbine oder einer Auskopplung des Dampfes aus der Dampfturbine vollständig genutzt werden können, ergeben sich Nutzungsgrade im Bereich von ca. 70 %, der Wirkungsgrad zur Nutzleistungsgewinnung kann aber als sehr bescheiden betrachtet werden.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zu Grunde einen Heißluftturbinenprozess zu beschreiben, bei welchem der Anteil an elektrischer Nutzleistung deutlich steigt und Wirkungsgrade wesentlich über den bekannten Stand der Technik erreicht werden, wo auch feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe genutzt werden können, sei dies Holz, Biomasse, Kohle, oder Dicklaugen, Kohlenwasserstoffe, ect. und sämtliche vor allem für die Aufbereitung schwierig zu handhabbaren gasförmigen Brennstoffe.

Die Erfindung löst die Aufgabe dadurch, dass in die Ansaugluft des Kompressors, sei dies ein Turbokompressor, oder Rotationsverdichter oder auch Hubkolbenverdichter, dass als erste Maßnahme fein zerstäubtes Wasser in die Ansaugluft eingedüst wird und dadurch eine isothermenähnliche Kompression mit geringem Leistungsaufwand erreicht wird (Enthalpiedifferenz etwa 189 kJ / kg, vergleiche polytrope Verdichtung ca. 259 kJ / kg, bezogen auf 20° C Ansaugtemperatur und einem Druck von 7 bar abs., wo sich die Werte im Verhältnis der Absoluttemperaturen ändern, diese Maßnahme vom Antragsteller bei anderen Patentmeldungen bereits beschrieben wurde). Als zweite Maßnahme wird ein abgestimmter Anteil des noch heißen Luftstromes nach der Turbine als Verbrennungsluft für die Brennstoffe verwendet, dies davon abhängt wie hoch die Temperatur der Rauchgase über der Temperatur des Gasstromes liegen soll, um eine technologisch höchstmögliche Differenztemperatur am Hauptwärmetauscher zu erlangen, je höher, desto kleiner kann dieser Hauptwärmetauscher ausfallen, damit auch die wirtschaftlichen Voraussetzungen deutlich besser werden.

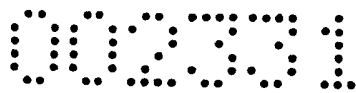


Der Anteil am Gesamtmassestrom ist von der Höchsttemperatur abhängig, wobei die Untergrenze nur geringfügig über der Turbinenaustrittstemperatur liegen soll, um mit diesem Anteil die Nutzleistungsenthalpie abzudecken. Als Wärmezufuhr ist durch den heißen Turbinenaustrittsgasstrom (ca.  $560^{\circ}\text{C}$  bei  $1000^{\circ}\text{C}$  Turbineneintrittstemperatur bei 7 bar abs. Systemdruck) im Wesentlichen nur jene Brennstoffzufuhr nötig, welche auch als Turbinenleistung anfällt, zuzüglich der kleinen unteren Differenztemperatur. Als dritte Maßnahme ist vorgesehen, dass der Anteil Rauchgasstrom und der Anteil des Turbinenaustrittsluftstromes wieder vereint werden und über einen zweiten Wärmetauscher (Rekuperator) den kalten (ca.  $85^{\circ}\text{C}$ ), feuchten und komprimierten Gasstrom nach der isothermenähnlichen Verdichtung in etwa mit einer kleinen Differenztemperatur auf die Turbinenaustrittstemperatur (ca.  $560^{\circ}\text{C}$ ) vorerwärmt und durch den Hauptwärmetauscher bis zu Turbineneintrittstemperatur erhitzt.

Der Wirkungsgrad fällt bei dieser Anordnung unabhängig von der Aufteilung des Gasstromes zur Verbrennung und zum Hauptwärmetauscher, sowie zum Rekuperator gleich aus. Es ist aber hinsichtlich der Größe des Hauptwärmetauschers ein sehr erheblicher Unterschied in der erforderlichen Auslegungsgröße, welche von den Differenztemperaturen an Ein- und Austritt abhängen. Hinzu kommt noch, dass der Masseintritt in das System oder durch unterschiedliche spezifische Wärmekapazität vor und nach des Brennstoffeintrittes in Form des verbrannten Brennstoffes einen kleinen Wärmeüberhang ergibt, der separat noch 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 ohne Wirkungsgradeinbuße auch möglich, diesen vorerwärmten kleinen Gasstrom unter Umgehung des Hauptwärmetauschers dem  $1000^{\circ}\text{C}$  heißen Luftstrom beizumischen, dies zwar je nach Masse die Turbineneintrittstemperatur etwas vermindert, jedoch durch die zusätzlich Masse die Nutzleistungsausbeute und damit den Wirkungsgrad etwas steigert. Die Nutzung des Wärmeüberhanges ist auch für die Einbringung zusätzlicher Feuchtigkeit in den komprimierten Luftstrom möglich, wo 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  $560^{\circ}\text{C}$  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

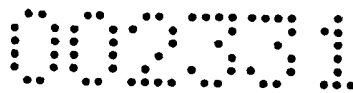


Vergasung auf Atmosphärendruck als gelöst und Stand der Technik bezeichnet werden kann. Auch die hier mögliche Verdichtung des Produktgasstromes zur Verfeuerung in der Brennkammer einer Gasturbine sind durch Teeranteile, die bei der Abkühlung zur Verdichtung ausfallen ein nur unbefriedigend lösbares Problem und ein teerarmes oder teerfreies Gas zur unbedenklichen Verdichtung unverhältnismäßig hohen apparativen und kostenintensiven Aufwand mit sich bringt. Allerdings die Verbrennung des Gases auf Atmosphärendruck, entstaubt mit einem Heißzyklon mit einer auf 560° C vorerhitzten Luft wie dies hier der Fall ist, 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 ca. 560° C heiße Luft in den meisten Fällen schon vorgesehene Aufteilung in Primär - und Sekundärluft jedoch bei 20° C so eingestellt, dass die Heizleistung und hohe Rauchgastemperatur erreicht wird, 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, dies beträchtliche Mengen und damit Kosten mit sich bringen kann, wo die Erfassung lediglich des Produktgasstromes 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 folgende Möglichkeit, dass das Hackgut fein zerkleinert wird (Korngrößen wie bei Kohle wären wünschenswert, sind aber durch die Materialbeschaffenheit nicht erreichbar) und ähnlich der Kohlestaubfeuerung in den heißen Verbrennungsluftstrom eingebracht wird, wo hier durch die größeren Holzpartikel als bei 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 der gewählten Strömungsgeschwindigkeit abgestimmter Kanalquerschnitt erweiternd senkrecht nach oben vorgesehen wird, wobei sich für die unterschiedlichen Kornfraktionen des zerkleinerten Hackgutes je nach Höhe eine entsprechende Geschwindigkeit ergibt, bei der ein Schwebestand für die Holzteilchen eintritt, und so die Verbrennung unter hohem Luftüberschuss erzielt wird. Kleinstfraktionen werden in den absteigenden Ast des Kanales mitverfrachtet, wo diese auf dem Weg zum Hauptwärmetauscher vollständig verbrennen. Die mitgeführte Asche kann auf dem Weg zum Hauptwärmetauscher durch erweiterte Querschnitte und damit geringen Strömungsgeschwindigkeiten zumindest zu einem Teil ausfallen und mit geeigneten Fördergeräten gesammelt werden.

Der nach oben erweiternde Querschnitt muss nicht nur entsprechend der durch die höheren Temperaturen auftretenden größeren spez. Volumen die Querschnitte erweiternd vorgesehen werden, sondern auch, dass es zu einer echten Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit kommt. Erst nach dieser Verbrennungsstrecke wird das heiße Rauchgas dem Hauptwärmetauscher zugeführt wird. Es ist daher unwahrscheinlich, dass sich noch unverbrannte feste Holzteilchen / Kohleteilchen nach dieser Strecke sich im Rauchgasstrom befinden. Sollten noch solche im Rauchgasstrom



befinden, welche entweder im ansteigenden erweiternden Teil nicht verbrannt wurden, können diese im nach unten führenden Bereich an der unterstem Stelle aufgefangen werden und dem Verbrennungsluftstrom wieder zugeführt werden. Die Zufuhr des zerkleinerten Brennstoffes kann mechanisch oder auch pneumatisch erfolgen, wobei bei der pneumatischen Zufuhr ein Einblasen im Zentrum des Luftstromes erfolgen soll mit der Auffächerung des Brennstoffstromes zu einer gleichmäßigeren Verteilung über den ganzen Querschnitt. Ein Ablenkblech in einer bestimmten Höhe mit dem 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 gesammelt werden, z. B. einem Trichter mit Schnecke oder einem Trogkettenförderer. Je nach Reststaubgehalt und Auflagen kann entweder nur ein Teil des Gasstromes oder der gesamte Gasstrom zur Behandlung erfasst werden.

Der Prozess ist natürlich auch grundsätzlich mit der isothermenähnlichen Verdichtung mit der Nachschaltung eines Dampfkraft - oder eines weiteren Heißluftturbinenprozess (Temperaturniveau ist ungefähr Turbinenaustrittstemperatur der ersten Turbine abzüglich der Temperaturdifferenz) mit Nutzung der heißen Turbinenabluft geeignet, wo 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, trotz des vorhandenen Leistungs - und Wirkungsgradverlustes an der Dampfturbine, der Nutzungsgrad aber deutlich gesteigert wird.] Als Variante kann auch angeführt werden, in die heiße Verdichtungsluft nach dem Kompressor Wasser einzudüsen, 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 aber doch unter jenen der isothermenähnlichen Verdichtung bleibt, aber unmittelbar verfügbar wäre. Die besten Werte hinsichtlich Wirkungsgrad erreicht noch immer jene Anordnung mit Rekuperator und hochoberem Rauchgasstrom für den Hauptwärmetauscher.

Beschreibung nach Fig. 1:

In die Ansaugluft des Kompressors (1) wird die abgestimmte Wassermenge feinst zerstäubt eingedüst (2). 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 Gasstromes 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 erhitzt. Der auf Turbineneintrittsniveau erhitzte



Gasstrom wird in der Turbine (6) unter Nutzleistungsgewinnung und Antrieb des Kompressors entspannt und dann abgestimmt aufgeteilt als Verbrennungsluft genutzt oder weiter zur Vorerwärmung im Rekuperator.

Der Wärmeüberhang durch die Massezufuhr des Brennstoffes oder unterschiedlicher spez. Wärmekapazitäten wird in der kleinen Turbine (7) abgearbeitet oder unter Umgehung der Brennkammer dem komprimierten Hauptgasstrom beigemischt und der Hauptturbine entspannt. Die Nutzung des Wärmeüberhanges ist auch zur Einbringung zusätzlicher Feuchtigkeit möglich, dies auch zu einer Wirkungsgradsteigerung führt und vor allem bei kleinen Größen mangels erhältlicher Gasturbinen anwendbar ist. Die Kondensationswärme des unter Druck stehenden Gasstromes kann im Wärmetauscher (8) auf einem Temperaturniveau von ca. 85° C genutzt werden. Mittels Klappe (9) wird die Aufteilung der Turbinenabluft als Verbrennungsluft und Weiterleitung zum Rekuperator einjustiert. Die Rest - bzw. Kondensationswärme kann im Wärmetauscher (10) nach dem Rekuperator des entspannten Gasstromes 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 angegebenen 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 unterstellt, dies Stand der Technik ist, Systemdruck 7 bar abs., sowie eine Ansauglufttemperatur von 20° C unterstellt, wo 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 -, 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):

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

Arithmetisches Mittel: - 182 kJ / 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 x 0,025 = 7,3 kJ / kg

Verdichtung gesamt: 182 + 7,3 = 189,3 kJ / kg

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

$$0,05 \times 4600 \text{ kJ / kg} + 1363 \text{ kJ / kg} = 1593 \text{ kJ / kg}$$
$$0,05 \times 3740 \text{ kJ / kg} + 857 \text{ kJ / kg} = 1044 \text{ kJ / kg}$$

Differenz:  $549 \text{ kJ / kg}$

Erwärmung des Rauchgasstromes angenommen bis 1400° C:

$m_1 \times t_1 \times cp_1 = m_2 \times t_2 \times cp_2$  = im Wesentlichen  $cp_1 = cp_2$   
m1.....Masse Gasstrom Turbine = 1,05 durch Wasserdampfgehalt  
m2.....Masse Gasstrom zur Erwärmung / Verbrennung

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

$549 : (1,05 + 800) = 0,65 \times m1$  (65 % Gasstrom werden für Erwärmung  
Turbinengasstrom benötigt abzüglich Masse Brennstoff  
angenommen ca. 8 % (Holzgas) = 57 %)

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

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

Wärmeleistung:  $0,05 \times 2650 \text{ kJ / kg} + 358 \text{ kJ / kg} = 490 \text{ kJ / kg}$

$0,01 \times 2592 \text{ kJ / kg} + 323 \text{ kJ / kg} = 349 \text{ kJ / kg}$

Differenz: 141 kJ / kg

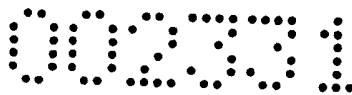
(Wärmegewinnung bis ca. 85° C, dies den Nutzungsgrad der Anordnung auf ca. 90 % steigert). Die Nutzung der Kondensationswärme ist auch im entspannten Gasstrom mittels Wärmepumpe möglich, wo der Wirkungsgrad gleich bleibt, jedoch Strom für die WP in Abzug zu bringen ist. Wenn die Temperatur des Wärmestromes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

Turbine Wärmeüberhang etwa 15 kJ / kg

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

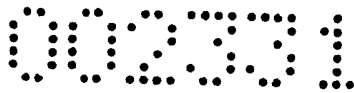
Temperaturdifferenz im Hauptwärmetauscher  $40 \times 0,71 = 28,4 \text{ kJ / kg} = \frac{365}{577} = 0,632$

Die grundsätzliche Überlegung beruht darauf, dass die Wärmeleistung, welche durch die hochoberhitzten Rauchgase in den Gasturbinengasstrom eingebracht wird, jener gleich ist, welche durch die Abkühlung des Teilstromes der Rauchgase bis zu einer Temperatur von ca. 1400 bis auf 600° C durch eine Temperaturdifferenz 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, wo der Rauchgasstrom bis zu dieser Temperatur für die Nutzleistungsgewinnung als verloren zu rechnen ist) erwärmt werden mussten. Die Masseströme mit den Temperaturen sind derart, dass die Vorerwärmung des komprimierten kalten Gasstromes nach der isothermenähnlichen Kompression bis nahe der Temperatur des Turbinenaustrittes vorerwärmt werden können und sich sogar etwas günstigere Verhältnisse einstellen, da der überwiegende Erwärmungsstrom (Rauchgasstrom) auf ca. 600° C anfällt. Die Temperaturdifferenz am Austritt des Rekuperators kann daher sehr klein gehalten werden.



## **Patentansprüche:**

- 1. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses dadurch gekennzeichnet, dass für die Verbrennung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffes ein abgestimmter Anteil der heißen Turbinenabluft als Verbrennungsluft verwendet wird mit der Erzielung einer möglichst hohen Differenztemperatur am Hauptwärmetauscher mit der Aufheizung des mittels Rekuperator vorerhitzten Gasstromes in die Nähe der Turbinenaustrittstemperatur, wo im Wesentlichen durch die hochehitzten Rauchgase jene Wärmeleistung in den komprimierten Gasstrom eingebracht werden kann, welche zur Aufheizung des komprimierten gesamten Gastromes der Gasturbine von der Turbinenaustritts - bis zur Turbineneintrittstemperatur erforderlich ist und die noch heißen Rauchgase mit dem Anteil der Turbinenabluft einem Rekuperator zugeführt werden, welcher die Aufheizung des gesamten komprimierten Gasstromes von der Kompressoraustrittstemperatur bis nahe der Turbinenaustrittstemperatur ermöglicht.**
- 2. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass Festbrennstoffe auf Atmosphärendruck mittels autothermer oder allothermer Vergasung in den gasförmigen Zustand übergeführt werden, die Flugasche - soweit erforderlich auch andere Inhaltsstoffe - bereits bei diesem kleinen Massestrom abgeschieden werden und auf Umgebungsdruckniveau mit hohem Luftüberschuss der anteiligen Verbrennungsluft, welche auf Turbinenaustrittstemperaturniveau vorliegt, diesen Anteil auf eine technologisch höchstmöglichst Temperatur über jener des Turbineneintrittsluftstromes erhitzt und in einem klein haltbaren Wärmetauscher die Wärme an den Gasstrom der Turbine nach dem Rekuperator abgibt.**
- 3. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass bei der Verfeuerung von Festbrennstoffen wie Kohle das Einblasen der feingemahlten Kohle in den vorerhitzten Anteil der Verbrennungsluft mit dem größtmöglichen Temperaturanstieg erfolgt und die Flugasche und andere Inhaltsstoffe nach dem Rekuperator oder des Dampfkraftprozesses mit bekannten Abgasbehandlungsanlagen abgeschieden werden.**
- 4. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass bei Verfeuerung von Biomasse (Holzhackgut) der Anteil an vorerhitzter Verbrennungsluft in Primär - und Sekundärluft so aufgeteilt wird, dass die nötige Heizleistung auf hohem Temperaturniveau erreicht wird und ein Durchgehen der Verbrennung unterbunden wird.**
- 5. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass bei Verfeuerung von zerkleinertem Holzhackgut / Kohle der Anteil an vorerhitzter Verbrennungsluft in einen senkrecht ansteigenden sich nach oben erweiternden Kanal entweder mechanisch oder pneumatisch eingebracht werden, die Geschwindigkeit der Brennstoffteilchen aus dem pneumatischen Eintrag durch ein Ablenk - oder Prallblech reduziert und aufgefächert wird, wo sich durch die unterschiedlichen Querschnitte verringernde Strömungsgeschwindigkeit ergeben und die zerkleinerten Holzteilchen mit unterschiedlicher Größe für die Verbrennung in**



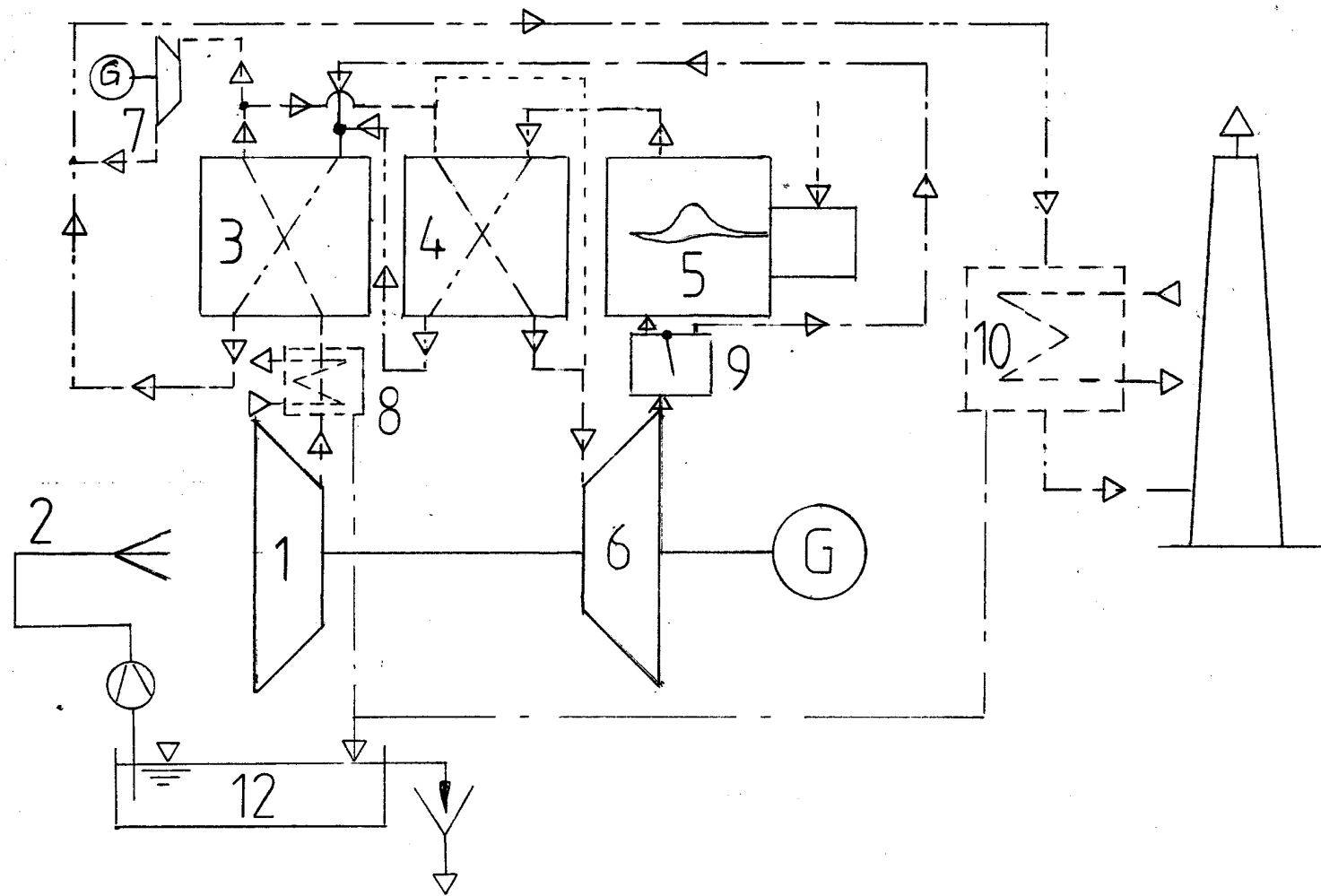
unterschiedlichen Höhen in Schwebelage gehalten werden oder im ansteigenden Teil in Wandnähe zurückfallen und von der Verbrennungsluft am Düsenboden wieder mitgetragen werden, oder im nachfolgenden senkrecht abfallenden Teil an der tiefsten Stelle oder einem erweiternden Querschnitt ausgeschieden und gesammelt werden und der Verbrennungsluft wieder zugeführt werden.

6. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass die Kompression des erforderlichen Luftstromes durch Wassereindüsung in die Ansaugluft bei einem Axial-, Rotations-, Wasserring-, oder Hubkolbenverdichter isothermenähnlich mit geringem Kompressionsleistungsaufwand erfolgt, wodurch sich ein höherer Nutzleistungsanteil mit Wirkungsgradsteigerung ergibt.

7. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass der kalte feuchte Gasstrom nach der isothermenähnlichen Verdichtung durch einen Rekuperator mittels einer Klappe einstellbaren Anteiles der heißen Turbinenabluft und des auf etwa Turbinenausstrittstemperatur abgekühlten anteiligen Rauchgasstrom in die Nähe der Turbinenausstrittstemperatur vorerwärmt wird, wodurch ein thermodynamisch geringster Erwärmungsbedarf bis zur Turbineneintrittstemperatur des Luftstromes ergibt mit geringstem Brennstoffbedarf.

8. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass zur Nutzung der Kondensationswärme entweder des feuchten komprimierten Gasstromes ein Wärmetauscher vorgesehen wird, oder der entspannte Gasstrom nach dem Rekuperator die Kondensationswärme mittels Wärmepumpe auf ein technisch nutzbares Niveau anhebt.

9. Wirkungsgradsteigerung des Heißluftturbinenprozesses dadurch gekennzeichnet, dass der Heißluftturbinenprozess mit isothermenähnlicher Kompression derart betrieben wird, dass die heiße Turbinenabluft für die Aufheizung eines weiteren Heißluftturbinenprozesses verwendet wird, oder für einen konventionellen abgestimmten bestehenden Dampfkraftprozess.



5550

FIG. 1



Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß IPC <sup>8</sup> : F02C1/06
Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation): F02C
Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC
Dieser Recherchenbericht wurde zu den am 7. März 2005 eingereichten Ansprüchen 1-9 erstellt.

Kategorie <sup>*)</sup>	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
Y	DE 1132764 B1 (VEB Forschungs- und Versuchsanstalt für Strömungsmaschinen) 5. Juli 1962 (05.07.1962) <i>Fig. 1,2; Spalte 3, Zeilen 18-46;</i>	1
A	<i>Fig. 1; Spalte 3, Zeilen 18-24;</i> --	2
Y	GB 2402172 A (Bowman Power Systems Limited) 1. Dezember 2004 (01.12.2004) <i>Zusammenfassung; Fig. 2; Seite 3, Zeilen 5-8; Seite 5, Zeilen 11-20; Seite 7, Zeilen 9-13;</i>	1
A	<i>Fig. 2;</i> --	2
A	WO 8303636 A1 (Robbins) 27. Oktober 1983 (27.10.1983) <i>Zusammenfassung; Fig. 1; Seite 7, Zeile 1 - Seite 8, Zeile 29; Seite 10, Zeilen 6-28; Seite 11, Zeile 19 - Seite 12, Zeile 31;</i> --	1,2,9
A	EP 0050687 A1 (Gebrüder Sulzer Aktiengesellschaft) 5. Mai 1982 (05.05.1982) <i>Zusammenfassung; Fig. 1; Seite 3, Zeile 2 - Seite 5, Zeile 14;</i> --	1,5,9
A	US 20030019214 A1 (Shibata et al.) 30. Jänner 2003 (30.01.2003) <i>Zusammenfassung; Fig. 1; Absätze 0017 - 0021;</i> --	6

Datum der Beendigung der Recherche:  
7. November 2005

Fortsetzung siehe Folgeblatt

Prüfer(in):  
Dipl.-Ing. HÖRZER

<sup>\*)</sup> Kategorien der angeführten Dokumente:

- X** Veröffentlichung von **besonderer Bedeutung**: der Anmeldegegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden.
- Y** Veröffentlichung von **Bedeutung**: der Anmeldegegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese **Verbindung für einen Fachmann naheliegend** ist.

- A** Veröffentlichung, die den **allgemeinen Stand der Technik** definiert.
- P** Dokument, das **von Bedeutung** ist (Kategorien X oder Y), jedoch **nach dem Prioritätstag** der Anmeldung **veröffentlicht** wurde.
- E** Dokument, das **von besonderer Bedeutung** ist (Kategorie X), aus dem ein **älteres Recht** hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen).
- &** Veröffentlichung, die Mitglied der selben **Patentfamilie** ist.

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
A	JP 2001073799 A (Central Res Inst of Electric Power Ind) 21. März 2001 (21.03.2001) & Patent Abstracts of Japan ABV 200020, 10.07.2001 Zusammenfassung; Fig. 1; -----	7