



(11) **EP 1 144 910 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
02.07.2008 Patentblatt 2008/27

(51) Int Cl.:
F22B 21/34^(2006.01) F22B 31/04^(2006.01)
F22B 37/40^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **00902545.3**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2000/000055

(22) Anmeldetag: **10.01.2000**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2000/042352 (20.07.2000 Gazette 2000/29)

(54) **FOSSILBEHEIZTER DAMPFERZEUGER**

FOSSIL FUEL FIRED STEAM GENERATOR

GENERATEUR DE VAPEUR CHAUFFE AVEC UN COMBUSTIBLE FOSSILE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE DK ES FR GB

(30) Priorität: **18.01.1999 DE 19901621**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.10.2001 Patentblatt 2001/42

(73) Patentinhaber: **SIEMENS
AKTIENGESELLSCHAFT
80333 München (DE)**

(72) Erfinder:
• **FRANKE, Joachim
D-90518 Altdorf (DE)**
• **KRAL, Rudolf
D-91058 Erlangen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 450 072 WO-A-99/64787
AT-B- 376 026 DE-A- 4 431 185
US-A- 3 043 279 US-A- 5 353 749

EP 1 144 910 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf einen Dampferzeuger mit einer ersten und einer zweiten Brennkammer, die jeweils eine Anzahl von Brennern für fossilen Brennstoff aufweisen, wobei die erste und die zweite Brennkammer für eine annähernd horizontale Hauptströmungsrichtung des Heizgases ausgelegt sind, wobei die erste und die zweite Brennkammer in einen heizgasseitig einem Vertikalgaszug vorgeschalteten gemeinsamen Horizontalgaszug münden.

[0002] Bei einer Kraftwerksanlage mit einem Dampferzeuger wird der Energiegehalt eines Brennstoffs zur Verdampfung von einem Strömungsmedium im Dampferzeuger genutzt. Der Dampferzeuger weist zur Verdampfung des Strömungsmediums Verdampferrohre auf, deren Beheizung zu einer Verdampfung des darin geführten Strömungsmediums führt. Der durch den Dampferzeuger bereitgestellte Dampf wiederum kann beispielsweise für einen angeschlossenen externen Prozeß oder aber für den Antrieb einer Dampfturbine vorgesehen sein. Treibt der Dampf eine Dampfturbine an, so wird über die Turbinenwelle der Dampfturbine üblicherweise ein Generator oder eine Arbeitsmaschine betrieben. Im Falle eines Generators kann der durch den Generator erzeugte Strom zur Einspeisung in ein Verbund- und/oder Inselnetz vorgesehen sein.

[0003] Der Dampferzeuger kann dabei als Durchlaufdampferzeuger ausgebildet sein. Ein Durchlaufdampferzeuger ist aus dem Aufsatz "Verdampferkonzepte für Benson-Dampferzeuger" von J. Franke, W. Köhler und E. Wittchow, veröffentlicht in VGB Kraftwerkstechnik 73 (1993), Heft 4, S. 352-360, bekannt. Bei einem Durchlaufdampferzeuger führt die Beheizung von als Verdampferrohren vorgesehenen Dampferzeugerrohren zu einer Verdampfung des Strömungsmediums in den Dampferzeugerrohren in einem einmaligen Durchlauf.

[0004] Fossilbeheizte Dampferzeuger sind üblicherweise für eine bestimmte Art und Qualität des Brennstoffs und für einen bestimmten Leistungsbereich ausgelegt. Dies bedeutet, daß die Brennkammer des Dampferzeugers in ihren Hauptabmessungen, also Länge, Breite, Höhe, an die Verbrennungs- und Asche-Eigenschaften des vorgegebenen Brennstoffs und an den vorgegebenen Leistungsbereich angepaßt ist. Daher weist jeder Dampferzeuger mit seinem ihm zugeordneten Brennstoff und Leistungsbereich eine individuelle Konstruktion der Brennkammer in Bezug auf die Hauptabmessungen auf.

[0005] Soll nun die Brennkammer eines Dampferzeugers neu konzipiert werden, beispielsweise für einen neuen Leistungsbereich und/oder einen Brennstoff anderer Art oder Qualität, so kann auf Planungsunterlagen von bereits bestehenden Dampferzeugern zurückgegriffen werden. Mit Hilfe der Unterlagen erfolgt dann üblicherweise eine Anpassung der Hauptabmessungen der Brennkammer an die Anforderungen des neu zu konstruierenden Dampferzeugers. Trotz dieser vereinfachenden Maßnahme ist die Auslegung eines Dampferzeugers für neu vorgegebene Randbedingungen jedoch aufgrund der Komplexität der zugrunde liegenden Systeme noch mit einem vergleichsweise hohen Konstruktionsaufwand verbunden. Dies gilt insbesondere dann, wenn der jeweilige Dampferzeuger einen besonders hohen Gesamtwirkungsgrad aufweisen soll.

[0006] Durchlaufdampferzeuger werden üblicherweise mit einer Brennkammer in vertikaler Bauweise ausgeführt. Dies bedeutet, daß die Brennkammer für eine Durchströmung des beheizenden Mediums oder Heizgases in annähernd vertikaler Richtung ausgelegt ist. Heizgasseitig kann der Brennkammer dabei ein Horizontalgaszug nachgeschaltet sein, wobei beim Übergang von der Brennkammer in den Horizontalgaszug eine Umlenkung des Heizgasstroms in eine annähernd horizontale Strömungsrichtung erfolgt. Die Brennkammer erfordert jedoch im allgemeinen aufgrund der temperaturbedingten Längenänderungen der Brennkammer ein Gerüst, an dem die Brennkammer aufgehängt wird. Dies bedingt einen erheblichen technischen Aufwand bei der Herstellung und Montage des Durchlaufdampferzeugers, der um so größer ist, je größer die Bauhöhe des Durchlaufdampferzeugers ist.

[0007] Im Gegensatz dazu kann ein mit vergleichsweise geringem technischen Aufwand zu erstellendes Gerüst einhergehen mit einer besonders geringen Bauhöhe des Dampferzeugers. Ein besonders einfaches Konzept für einen modular aufgebauten Dampferzeuger bietet daher ein in horizontaler Bauweise ausgeführter Verbrennungsraum mit einer ersten und einer zweiten Brennkammer, wobei die erste und die zweite Brennkammer für eine annähernd horizontale Hauptströmungsrichtung des Heizgases ausgelegt sind, wobei die erste und die zweite Brennkammer in einen heizgasseitig einem Vertikalgaszug vorgeschalteten gemeinsamen Horizontalgaszug münden. Dabei sind die Brenner an der Stirnwand der ersten Brennkammer und an der Stirnwand der zweiten Brennkammer angeordnet, also an derjenigen Umfassungswand der ersten bzw. der zweiten Brennkammer, die der Abströmöffnung zum Horizontalgaszug gegenüberliegt, und sowohl in der ersten als auch in der zweiten Brennkammer in der Höhe des Horizontalgaszugs in der Brennkammerwand angeordnet. Somit werden die beiden Brennkammern beim Betrieb des Dampferzeugers vom Heizgas in annähernd horizontaler Hauptströmungsrichtung durchströmt. Ein derartiger Dampferzeuger ist aus der AT 376 026 B bekannt.

[0008] Der Erfindung liegt nunmehr die Aufgabe zugrunde, einen Dampferzeuger dieser Art anzugeben, bei dem Materialschäden und eine unerwünschte Verschmutzung des Horizontalgaszuges, beispielsweise aufgrund des Eintrags von schmelzflüssiger Asche einer hohen Temperatur, besonders gering gehalten sind. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass die durch den Abstand von der Stirnwand zum Eintrittsbereich des Horizontalgaszuges definierte Länge L der ersten und der zweiten Brennkammer mindestens gleich der Ausbrandlänge des Brennstoffs

beim Vollastbetrieb des Dampferzeugers ist. Diese horizontale Länge L der ersten Brennkammer und der zweiten Brennkammer wird im allgemeinen größer als die Höhe der ersten bzw. der zweiten Brennkammer, gemessen von der Trichteroberkante bis zur Brennkammerdecke, betragen.

[0009] Der Dampferzeuger ist somit an die Ausbrandlänge des Brennstoffs anpaßbar. Unter Ausbrandlänge des Brennstoffs ist dabei die Heizgasgeschwindigkeit in horizontaler Richtung bei einer bestimmten mittleren Heizgastemperatur multipliziert mit der Ausbrandzeit t_A des Brennstoffs zu verstehen. Die für den jeweiligen Dampferzeuger maximale Ausbrandlänge ergibt sich dabei bei der Dampfleistung des Dampferzeugers bei Vollast, dem sogenannten Vollastbetrieb des Dampferzeugers. Die Ausbrandzeit t_A wiederum ist die Zeit, die beispielsweise ein Kohlenstaubkorn mittlerer Größe benötigt, um bei einer bestimmten mittleren Heizgastemperatur vollständig auszubrennen.

[0010] Die Länge L (angegeben in m) der ersten bzw. der zweiten Brennkammer ist für eine besonders günstige Ausnutzung der Verbrennungswärme des fossilen Brennstoffs in einer vorteilhaften Ausgestaltung als Funktion des BMCR-Werts W (angegeben in kg/s) des Dampferzeugers, der Anzahl N der Brennkammern, der Ausbrandzeit t_A (angegeben in s) des Brennstoffs und der Austrittstemperatur T_{BRK} (angegeben in °C) des Heizgases aus den Brennkammern gewählt. BMCR steht für Boiler maximum continuous rating und ist der international üblicherweise verwendete Begriff für die höchste Dauerleistung eines Dampferzeugers. Diese entspricht auch der Auslegungsleistung, also der Leistung beim Vollastbetrieb des Dampferzeugers. Dabei gilt bei gegebenem BMCR-Wert W und gegebener Anzahl der Brennkammern N für die Länge L der ersten und der zweiten Brennkammer näherungsweise der größere Wert der beiden Funktionen (1) und (2):

$$L(W, N, t_A) = (C_1 + C_2 \cdot W/N) \cdot t_A \quad (1)$$

$$L(W, N, T_{BRK}) = (C_3 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_4) (W/N) + C_5 (T_{BRK} - C_8)^2 + C_6 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_7 \quad (2)$$

mit

$$\begin{aligned} C_1 &= 8 \text{ m/s} && \text{und} \\ C_2 &= 0,0057 \text{ m/kg} && \text{und} \\ C_3 &= -1,905 \cdot 10^{-4} \text{ (m} \cdot \text{s)/(kg} \cdot \text{K)} && \text{und} \\ C_4 &= 0,286 \text{ (s} \cdot \text{m) /kg} && \text{und} \\ C_5 &= 3 \cdot 10^{-4} \text{ m/(} \cdot \text{K)}^2 && \text{und} \\ C_6 &= -0,842 \text{ m/} \cdot \text{K} && \text{und} \\ C_7 &= 603,41 \text{ m} && \text{und} \\ C_8 &= 273,15 \text{ K} \end{aligned}$$

[0011] Unter "näherungsweise" ist hierbei eine zulässige Abweichung vom durch die jeweilige Funktion definierten Wert um +20%/-10% zu verstehen.

[0012] Die Stirnwand der ersten Brennkammer und die Stirnwand der zweiten Brennkammer, sowie die Seitenwände der ersten bzw. der zweiten Brennkammer, des Horizontalgaszuges und/oder des Vertikalgaszuges sind vorteilhafterweise aus gasdicht miteinander verschweißten, vertikal angeordneten Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohren gebildet, wobei eine Anzahl der Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre jeweils parallel mit Strömungsmedium beaufschlagbar ist.

[0013] Für eine besonders gute Wärmeübertragung von der Wärme der ersten und der zweiten Brennkammer auf das in den jeweiligen Verdampferrohren geführte Strömungsmedium weist vorteilhafterweise eine Anzahl der Verdampferrohre auf ihrer Innenseite jeweils ein mehrgängiges Gewinde bildende Rippen auf. Dabei ist vorteilhafterweise ein Steigungswinkel α zwischen einer zur Rohrachse senkrechten Ebene und den Flanken der auf der Rohrinne angeordneten Rippen kleiner als 60°, vorzugsweise kleiner als 55°.

[0014] In einem beheizten, als Verdampferrohr ohne Innenberippung, einem sogenannten Glattrohr, ausgeführten Verdampferrohr kann nämlich von einem bestimmten Dampfgehalt an die für einen besonders guten Wärmeübergang erforderliche Benetzung der Rohrwand nicht mehr aufrechterhalten werden. Bei fehlender Benetzung kann eine stellenweise trockene Rohrwand vorliegen. Der Übergang zu einer derartigen trockenen Rohrwand führt zu einer Art Wärmeübergangskrise mit verschlechtertem Wärmeübergangsverhalten, so daß im allgemeinen die Rohrwandtemperaturen an dieser Stelle besonders stark ansteigen. In einem innenberippten Rohr tritt aber nun im Vergleich zu einem Glattrohr

diese Krise des Wärmeübergangs erst bei einem Dampfmassengehalt $> 0,9$, also kurz vor dem Ende der Verdampfung, auf. Das ist auf den Drall zurückzuführen, den die Strömung durch die spiralförmigen Rippen erfährt. Aufgrund der unterschiedlichen Zentrifugalkraft wird der Wasser- vom Dampfanteil separiert und an die Rohrwand gedrückt. Dadurch wird die Benetzung der Rohrwand bis zu hohen Dampfgehalten aufrechterhalten, so daß am Ort der Wärmeübergangskrise bereits hohe Strömungsgeschwindigkeiten vorliegen. Das bewirkt trotz der Wärmeübergangskrise einen relativ guten Wärmeübergang und als Folge niedrige Rohrwandtemperaturen.

[0015] Eine Anzahl der Verdampferrohre der Brennkammer weist vorteilhafterweise Mittel zum Reduzieren des Durchflusses des Strömungsmediums auf. Dabei erweist es sich als besonders günstig, wenn die Mittel als Drosseleinrichtungen ausgebildet sind. Drosseleinrichtungen können beispielsweise Einbauten in die Verdampferrohre sein, die an einer Stelle im Inneren des jeweiligen Verdampferrohres den Rohrrinnendurchmesser verkleinern. Dabei erweisen sich auch Mittel zum Reduzieren des Durchflusses in einem mehrere parallele Leitungen umfassenden Leitungssystem als vorteilhaft, durch das den Verdampferrohren der Brennkammer Strömungsmedium zuführbar ist. In einer Leitung oder in mehreren Leitungen des Leitungssystems können dabei beispielsweise Drosselarmaturen vorgesehen sein. Mit solchen Mitteln zum Reduzieren des Durchflusses des Strömungsmediums durch die Verdampferrohre läßt sich eine Anpassung des Durchsatzes des Strömungsmediums durch einzelne Verdampferrohre an deren jeweilige Beheizung in der Brennkammer herbeiführen. Dadurch sind zusätzlich Temperaturunterschiede des Strömungsmediums am Austritt der Verdampferrohre besonders zuverlässig besonders gering gehalten.

[0016] Benachbarte Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre sind vorteilhafterweise über Metallbänder, sogenannte Flossen, gasdicht miteinander verschweißt. Die Flossenbreite beeinflusst den Wärmeeintrag in die Dampferzeugerrohre. Daher ist die Flossenbreite vorzugsweise abhängig von der Position der jeweiligen Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre im Dampferzeuger an ein gaseitig vorgebbares Beheizungsprofil angepaßt. Als Beheizungsprofil kann dabei ein aus Erfahrungswerten ermitteltes typisches Beheizungsprofil oder auch eine grobe Abschätzung, wie beispielsweise ein stufenförmiges Beheizungsprofil, vorgegeben sein. Durch die geeignet gewählten Flossenbreiten ist auch bei stark unterschiedlicher Beheizung verschiedener Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre ein Wärmeeintrag in alle Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre derart erreichbar, daß Temperaturunterschiede am Auslaß der Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre besonders gering gehalten sind. Auf diese Weise sind vorzeitige Materialermüdungen zuverlässig verhindert. Dadurch weist der Dampferzeuger eine besonders lange Lebensdauer auf.

[0017] In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der Rohrrinnendurchmesser einer Anzahl der Verdampferrohre der ersten bzw. der zweiten Brennkammer abhängig von der jeweiligen Position der Verdampferrohre in der ersten bzw. der zweiten Brennkammer gewählt. Auf diese Weise sind eine Anzahl der Verdampferrohre der ersten bzw. der zweiten Brennkammer an ein gaseitig vorgebbares Beheizungsprofil anpaßbar. Dadurch sind besonders zuverlässig Temperaturunterschiede am Auslaß der Verdampferrohre der ersten bzw. der zweiten Brennkammer gering gehalten.

[0018] Vorteilhafterweise ist jeweils einer Anzahl von parallel geschalteten Verdampferrohren, die der ersten oder der zweiten Brennkammer zugeordnet sind, für das Strömungsmedium ein gemeinsames Eintrittssammler-System vorgeschaltet und ein gemeinsames Austrittssammler-System nachgeschaltet. Ein in dieser Ausgestaltung ausgeführter Dampferzeuger ermöglicht einen zuverlässigen Druckausgleich zwischen den parallel geschalteten Verdampferrohren und somit eine besonders günstige Verteilung des Strömungsmediums bei der Durchströmung der Verdampferrohre. Dabei kann dem jeweiligen Eintrittssammlersystem ein mit Drosselarmaturen versehenes Leitungssystem vorgeschaltet sein. Dadurch ist in besonders einfacher Weise der Durchsatz des Strömungsmediums durch das Eintrittssammlersystem und die parallel geschalteten Verdampferrohre einstellbar.

[0019] Die Verdampferrohre der Stirnwand der ersten bzw. der zweiten Brennkammer sind vorteilhafterweise den Verdampferrohren der Seitenwände der ersten bzw. der zweiten Brennkammer strömungsmediumsseitig vorgeschaltet. Dadurch ist eine besonders günstige Kühlung der Stirnwand der ersten bzw. der zweiten Brennkammer gewährleistet.

[0020] In dem Horizontalgaszug sind vorteilhafterweise eine Anzahl von Überhitzerheizflächen angeordnet, die annähernd senkrecht zur Hauptströmungsrichtung des Heizgases angeordnet und deren Rohre für eine Durchströmung des Strömungsmediums parallel geschaltet sind. Diese in hängender Bauweise angeordneten, auch als Schottheizflächen bezeichneten, Überhitzerheizflächen werden überwiegend konvektiv beheizt und sind strömungsmediumsseitig den Verdampferrohren der ersten bzw. der zweiten Brennkammer nachgeschaltet. Hierdurch ist eine besonders günstige Ausnutzung der über die Brenner zugeführten Heizgaswärme gewährleistet.

[0021] Vorteilhafterweise weist der Vertikalgaszug eine Anzahl von Konvektionsheizflächen auf, die aus annähernd senkrecht zur Hauptströmungsrichtung des Heizgases angeordneten Rohren gebildet sind. Diese Rohre einer Konvektionsheizfläche sind für eine Durchströmung des Strömungsmediums parallel geschaltet. Auch diese Konvektionsheizflächen werden überwiegend konvektiv beheizt.

[0022] Um eine besonders einfache Auslegung für eine bestimmte Art und Qualität des Brennstoffs sowie für einen vorgegebenen Leistungsbereich des Dampferzeugers zu erlauben, ist der Aufbau der Brennkammer vorteilhafterweise in modularer Weise vorgesehen. Dabei erweisen sich gleichartige Module als besonders einfach in der Handhabung und erlauben in Bezug auf eine gewünschte Leistungsauslegung der Brennkammer ein besonders hohes Maß an

Flexibilität. Durch die Module sollte die Brennkammer zudem besonders einfach zu vergrößern oder zu verkleinern sein.

[0023] Um weiterhin eine besonders vollständige Ausnutzung der Wärme des Heizgases zu gewährleisten, weist der Vertikalgaszug vorteilhafterweise einen Economizer auf.

[0024] Die mit der Erfindung erzielten Vorteile bestehen insbesondere darin, daß durch das Konzept eines modularen Aufbaus der Brennkammer des Dampferzeugers dieser einen besonders geringen Konstruktions- und Herstellungsaufwand erfordert. Statt der jeweiligen Neukonstruktion der Dimensionierung der Brennkammer ist nun bei der Auslegung der Brennkammer des Dampferzeugers für einen vorgegebenen Leistungsbereich und/oder eine bestimmte Brennstoffqualität nur das Hinzufügen oder Entfernen einer oder mehrerer Brennkammern vorgesehen. Dabei können ab einer gewissen Leistungsgröße des Dampferzeugers anstelle einer neu auszulegenden Brennkammer zwei oder mehrere Brennkammern kleinerer Leistung einem gemeinsamen Horizontalgaszug gasseitig parallel vorgeschaltet sein.

[0025] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird anhand einer Zeichnung näher erläutert. Darin zeigen:

FIG 1 schematisch einen fossil beheizten Dampferzeuger in Zweizugbauart der Länge nach in Seitenansicht,

FIG 2 schematisch einen Längsschnitt durch ein einzelnes Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohr,

FIG 3 schematisch eine Ansicht der Front des Dampferzeugers und

FIG 4 ein Koordinatensystem mit den Kurven K_1 bis K_6 .

[0026] Einander entsprechende Teile sind in allen Figuren mit den gleichen Bezugszeichen versehen.

[0027] Der Dampferzeuger 2 gemäß Figur 1 ist einer nicht näher dargestellten Kraftwerksanlage zugeordnet, die auch eine Dampfturbinenanlage umfaßt. Der im Dampferzeuger erzeugte Dampf wird dabei zum Antrieb der Dampfturbine genutzt, die ihrerseits wiederum einen Generator zur Stromerzeugung antreibt. Der durch den Generator erzeugte Strom ist dabei zur Einspeisung in ein Verbund- oder ein Inselnetz vorgesehen. Weiterhin kann auch eine Abzweigung einer Teilmenge des Dampfes zur Einspeisung in einen an die Dampfturbinenanlage angeschlossenen externen Prozeß vorgesehen sein, wobei es sich um einen Heizprozeß handeln kann.

[0028] Der fossil beheizte Dampferzeuger 2 gemäß Figur 1 ist vorteilhafterweise als Durchlaufdampferzeuger ausgeführt. Er umfaßt eine erste horizontale Brennkammer 4 und eine zweite horizontale Brennkammer 5, von denen aufgrund der in der Figur 1 dargestellten Seitenansicht des Dampferzeugers 2 nur eine zu sehen ist. Den Brennkammern 4 und 5 des Dampferzeugers 2 ist heizgasseitig ein gemeinsamer Horizontalgaszug 6 nachgeschaltet, der in einen Vertikalgaszug 8 mündet. Die Stirnwand 9 und die Seitenwände 10 der ersten Brennkammer 4 bzw. zweiten Brennkammer 5 sind jeweils aus gasdicht miteinander verschweißten, vertikal angeordneten Verdampferrohren 11 gebildet, wobei jeweils eine Anzahl der Verdampferrohre 11 parallel mit Strömungsmedium S beaufschlagbar ist. Zusätzlich können auch die Seitenwände 12 des Horizontalgaszuges 6 bzw. 13 des Vertikalgaszuges 8 aus gasdicht miteinander verschweißten, vertikal angeordneten Dampferzeugerrohren 14 bzw. 15 gebildet sein. In diesem Fall sind die Dampferzeugerrohre 14, 15 ebenfalls jeweils parallel mit Strömungsmedium S beaufschlagbar.

[0029] Die Verdampferrohre 11 weisen - wie in Figur 2 dargestellt - auf ihrer Innenseite Rippen 40 auf, die eine Art mehrgängiges Gewinde bilden und eine Rippenhöhe R haben. Dabei ist der Steigungswinkel α zwischen einer zur Rohrachse senkrechten Ebene 41 und den Flanken 42 der auf der Rohrrinnenseite angeordneten Rippen 40 kleiner als 55° . Dadurch werden ein besonders hoher Wärmeübergang von der Innenwand der Verdampferrohre 11 an das in den Verdampferrohren 11 geführte Strömungsmedium S und gleichzeitig besonders niedrige Temperaturen der Rohrwand erreicht.

[0030] Benachbarte Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre 11, 14, 15 sind in nicht näher dargestellter Weise über Flossen gasdicht miteinander verschweißst. Durch eine geeignete Wahl der Flossenbreite kann nämlich die Beheizung der Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre 11, 14, 15 beeinflusst werden. Daher ist die jeweilige Flossenbreite abhängig von der Position der jeweiligen Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre 11, 14, 15 im Dampferzeuger 2 an ein gasseitig vorgegbares Beheizungsprofil angepaßt. Das Beheizungsprofil kann dabei ein aus Erfahrungswerten ermitteltes typisches Beheizungsprofil oder auch eine grobe Abschätzung sein. Dadurch sind Temperaturunterschiede am Auslaß der Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre 11, 14, 15 auch bei stark unterschiedlicher Beheizung der Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre 11, 14, 15 besonders gering gehalten.

[0031] Auf diese Weise sind Materialermüdungen zuverlässig verhindert, was eine lange Lebensdauer des Dampferzeugers 2 gewährleistet.

[0032] Der Rohrrinnendurchmesser D der Verdampferrohre 11 der Brennkammer 4 bzw. 5 ist abhängig von der jeweiligen Position der Verdampferrohre 11 in der Brennkammer 4 bzw. 5 gewählt. Auf diese Weise ist der Dampferzeuger 2 an die unterschiedlich starke Beheizung der Verdampferrohre 11 angepaßt. Diese Auslegung der Verdampferrohre 11 der Brennkammer 4 bzw. 5 gewährleistet besonders zuverlässig, daß Temperaturunterschiede am Auslaß der Verdampferrohre 11 besonders gering gehalten sind.

[0033] Einer Anzahl der Verdampferrohre 11 der Seitenwände 10 der Brennkammer 4 bzw. 5 ist strömungsmediumsseitig jeweils ein Eintrittssammler-System 16 für Strömungsmedium S vorgeschaltet und jeweils ein Austrittssammler-System 18 nachgeschaltet. Das Eintrittssammler-System 16 umfaßt dabei eine Anzahl von parallel geschalteten Eintrittssammlern. Zum Zuführen von Strömungsmedium S in das Eintrittssammler-System 16 der Verdampferrohre 11 der Brennkammer 4 bzw. 5 ist ein Leitungssystem 19 vorgesehen. Das Leitungssystem 19 umfaßt mehrere parallel geschaltete Leitungen, die jeweils mit einem der Eintrittssammler des Eintrittssammler-Systems 16 verbunden sind. Dadurch ist ein Druckausgleich der parallel geschalteten Verdampferrohre 11 möglich, der eine besonders günstige Verteilung des Strömungsmediums S bei der Durchströmung der Verdampferrohre 11 bewirkt.

[0034] Als Mittel zum Reduzieren des Durchflusses des Strömungsmediums S sind ein Teil der Verdampferrohre 11 mit Drosseleinrichtungen ausgestattet, die in der Zeichnung nicht näher dargestellt sind. Die Drosseleinrichtungen sind als den Rohrrinnendurchmesser D verkleinernde Lochblenden ausgeführt und bewirken beim Betrieb des Dampferzeugers 2 eine Reduzierung des Durchsatzes des Strömungsmediums S in minderbeheizten Verdampferrohren 11, wodurch der Durchsatz des Strömungsmediums S der Beheizung angepaßt wird. Weiterhin sind als Mittel zum Reduzieren des Durchsatzes des Strömungsmediums S in einer Anzahl der Verdampferrohre 11 der Brennkammer 4 bzw. 5 eine oder mehrere in der Zeichnung nicht näher dargestellte Leitungen des Leitungssystems 19 mit Drosseleinrichtungen, insbesondere Drosselarmaturen, ausgestattet.

[0035] Bei der Beheizung der ersten und der zweiten Brennkammer 4, 5 ist zu berücksichtigen, daß die Beheizung der einzelnen, miteinander gasdicht verschweißten Verdampferrohre 11 beim Betrieb des Dampferzeugers 2 sehr unterschiedlich ist. Deswegen wird die Auslegung der Verdampferrohre 11 hinsichtlich ihrer Innenberippung, Flossenverbindung zu benachbarten Verdampferrohren 11 und ihres Rohrrinnendurchmessers D so gewählt, daß alle Verdampferrohre 11 trotz unterschiedlicher Beheizung annähernd gleiche Austrittstemperaturen aufweisen und eine ausreichende Kühlung der Verdampferrohre 11 für alle Betriebszustände des Dampferzeugers 2 gewährleistet ist. Dies ist insbesondere dadurch gewährleistet, daß der Dampferzeuger 2 für eine vergleichsweise niedrige Massenstromdichte des die Verdampferrohre 11 durchströmenden Strömungsmediums S ausgelegt ist. Durch eine geeignete Wahl der Flossenverbindungen und der Rohrrinnendurchmesser D ist zudem erreicht, daß der Anteil des Reibungsdruckverlusts am Gesamtdruckverlust so gering ist, daß sich ein Naturumlaufverhalten einstellt: Stärker beheizte Verdampferrohre 11 werden stärker durchströmt als schwächer beheizte Verdampferrohre 11. Damit wird erreicht, daß die vergleichsweise stark beheizten Verdampferrohre 11 in Brennernähe spezifisch - bezogen auf den Massenstrom - annähernd ebensoviel Wärme aufnehmen wie die vergleichsweise schwach beheizten Verdampferrohre 11 am Brennkammerende. Eine weitere Maßnahme, die Durchströmung der Verdampferrohre 11 der Brennkammer 4 bzw. 5 an die Beheizung anzupassen, ist der Einbau von Drosseln in einen Teil der Verdampferrohre 11 oder in einen Teil der Leitungen des Leitungssystems 19. Die Innenberippung der Verdampferrohre 11 ist dabei derart ausgelegt, daß eine ausreichende Kühlung der Verdampferrohrwände sichergestellt ist. Somit weisen mit den oben genannten Maßnahmen alle Verdampferrohre 11 annähernd gleiche Austrittstemperaturen auf.

[0036] Um eine günstige Durchflußcharakteristik des Strömungsmediums S durch die Umfassungswände der Brennkammer 4 und damit eine besonders gute Ausnutzung der Verbrennungswärme des fossilen Brennstoffs B zu erreichen, sind die Verdampferrohre 11 der Stirnwände 9 der Brennkammer 4 bzw. 5 jeweils den Verdampferrohren 11 der Seitenwände 10 der Brennkammer 4 bzw. 5 strömungsmediumsseitig vorgeschaltet.

[0037] Der Horizontalgaszug 6 weist eine Anzahl von als Schottheizflächen ausgebildeten Überhitzerheizflächen 22 auf, die in hängender Bauweise annähernd senkrecht zur Hauptströmungsrichtung 24 des Heizgases G angeordnet und deren Rohre für eine Durchströmung des Strömungsmediums S jeweils parallel geschaltet sind. Die Überhitzerheizflächen 22 werden überwiegend konvektiv beheizt und sind strömungsmediumsseitig den Verdampferrohren 11 der Brennkammer 4 bzw. 5 nachgeschaltet.

[0038] Der Vertikalgaszug 8 weist eine Anzahl von überwiegend konvektiv beheizbaren Konvektionsheizflächen 26 auf, die aus annähernd senkrecht zur Hauptströmungsrichtung 24 des Heizgases G angeordneten Rohren gebildet sind. Diese Rohre sind für eine Durchströmung des Strömungsmediums S jeweils parallel geschaltet. Außerdem ist in dem Vertikalgaszug 8 Economizer 28 angeordnet. Ausgangsseitig mündet der Vertikalgaszug 8 in einen weiteren Wärmetauscher, z.B. in einen Luftvorwärmer und von dort über einen Staubfilter in einen Kamin. Die dem Vertikalgaszug 8 nachgeschalteten Bauteile sind in Figur 1 nicht näher dargestellt.

[0039] Der Dampferzeuger 2 ist in horizontaler Bauweise mit besonders niedriger Bauhöhe ausgeführt und somit mit besonders geringem Herstellungs- und Montageaufwand errichtbar. Hierzu weisen die Brennkammern 4 bzw. 5 des Dampferzeugers 2 eine Anzahl von Brennern 30 für fossilen Brennstoff B auf, die an der Stirnwand 9 der Brennkammer 4 bzw. 5 in der Höhe des Horizontalgaszuges 6 angeordnet sind, wie der Figur 3 zu entnehmen ist.

[0040] Damit der fossile Brennstoff B zur Erzielung eines besonders hohen Wirkungsgrads besonders vollständig ausbrennt und Materialschäden der heizgasseitig gesehen ersten Überhitzerheizfläche des Horizontalgaszuges 6 und eine Verschmutzung derselben, beispielsweise durch Eintrag schmelzflüssiger Asche mit hoher Temperatur, besonders zuverlässig verhindert sind, sind die Längen L der Brennkammern 4 und 5 derart gewählt, daß sie die Ausbrandlänge des Brennstoffs B beim Vollastbetrieb des Dampferzeugers 2 übersteigen. Die Länge L ist dabei der Abstand von der

EP 1 144 910 B1

Stirnwand 9 der Brennkammer 4 bzw. 5 zum Eintrittsbereich 32 des Horizontalgaszugs 6. Die Ausbrandlänge des Brennstoffs B ist dabei definiert als die Heizgasgeschwindigkeit in horizontaler Richtung bei einer bestimmten mittleren Heizgastemperatur multipliziert mit der Ausbrandzeit t_A des Brennstoffs B. Die für den jeweiligen Dampferzeuger 2 maximale Ausbrandlänge ergibt sich beim Vollastbetrieb des Dampferzeugers 2. Die Ausbrandzeit t_A des Brennstoffs B wiederum ist die Zeit, die beispielsweise ein Kohlenstaubkorn mittlerer Größe zum vollständigen Ausbrennen bei einer bestimmten mittleren Heizgastemperatur benötigt.

[0041] Um eine besonders günstige Ausnutzung der Verbrennungswärme des fossilen Brennstoffs B zu gewährleisten, sind die Längen L (angegeben in m) der Brennkammern 4 bzw. 5 in Abhängigkeit von der Austrittstemperatur des Heizgases G aus der Brennkammer 4 bzw. 5 T_{BRK} (angegeben in °C), der Ausbrandzeit t_A (angegeben in s) des fossilen Brennstoffs B, dem BMCR-Wert W (angegeben in kg/s) des Dampferzeugers 2 und der Anzahl N der Brennkammern 4, 5 geeignet gewählt. Dabei steht BMCR für Boiler maximum continuous rating. BMCR ist ein international üblicherweise verwendeter Begriff für die höchste Dauerleistung eines Dampferzeugers. Diese entspricht auch der Auslegungsleistung, also der Leistung bei Vollastbetrieb des Dampferzeugers. Diese horizontale Länge L der Brennkammern 4 und 5 ist dabei größer als die Höhe H der Brennkammer 4 bzw. 5. Die Höhe H wird dabei von der Trichteroberkante der Brennkammer 4 bzw. 5, in Figur 1 durch die Linie mit den Endpunkten X und Y markiert, bis zur Brennkammerdecke gemessen. Die Länge L wird nur einmal bestimmt und gilt dann für jede der N Brennkammern 4 bzw. 5. Dabei bestimmt sich die Länge L der beiden Brennkammern 4 und 5 näherungsweise über die beiden Funktionen (1) und (2)

$$L(W, N, t_A) = (C_1 + C_2 \cdot W/N) \cdot t_A \quad (1)$$

$$L(W, N, T_{BRK}) = (C_3 \cdot T_{BRK} + C_4) (W/N) + C_5 (T_{BRK})^2 + C_6 \cdot T_{BRK} + C_7 \quad (2)$$

mit

$C_1 = 8 \text{ m/s}$	und
$C_2 = 0,0057 \text{ m/kg}$	und
$C_3 = -1,905 \cdot 10^{-4} \text{ (m} \cdot \text{s)/(kg}^\circ\text{C)}$	und
$C_4 = 0,286 \text{ (s} \cdot \text{m) /kg}$	und
$C_5 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m/(}^\circ\text{C)}^2$	und
$C_6 = -0,842 \text{ m/}^\circ\text{C}$	und
$C_7 = 603,41 \text{ m.}$	

[0042] Näherungsweise ist hierbei als eine zulässige Abweichung um +20%/-10% vom durch die jeweilige Funktion definierten Wert zu verstehen. Dabei gilt stets bei einem beliebig aber festen BMCR-Wert W des Dampferzeugers 2 der größere Wert aus den Funktionen (1) und (2) für die Länge L der Brennkammern 4 und 5.

[0043] Als Beispiel für eine Berechnung der Länge L der Brennkammern 4 bzw. 5, also $N = 2$, in Abhängigkeit vom BMCR-Wert W des Dampferzeugers 2 sind in das Koordinatensystem gemäß Figur 4 sechs Kurven K_1 bis K_6 eingezeichnet. Dabei sind den Kurven jeweils folgende Parameter zugeordnet:

$K_1: t_A = 3\text{s}$	gemäß (1),
$K_2: t_A = 2,5\text{s}$	gemäß (1),
$K_3: t_A = 2\text{s}$	gemäß (1),
$K_4: T_{BRK} = 1200^\circ\text{C}$	gemäß (2),
$K_5: T_{BRK} = 1300^\circ\text{C}$	gemäß (2) und
$K_6: T_{BRK} = 1400^\circ\text{C}$	gemäß (2).

[0044] Zur Bestimmung der Längen L der Brennkammern 4 bzw. 5, die stets die gleiche Länge L aufweisen, sind somit beispielsweise für eine Ausbrandzeit $t_A = 3\text{s}$ und eine Austrittstemperatur $T_{BRK} = 1200^\circ\text{C}$ des Heizgases G aus der Brennkammer 4 bzw. 5 die Kurven K_1 und K_4 heranzuziehen. Daraus ergibt sich bei einem vorgegebenen BMCR-Wert W des Dampferzeugers 2 für die Länge L mit $N = 2$ für die Brennkammern 4 und 5 von $W/N = 80 \text{ kg/s}$ eine Länge von $L = 29 \text{ m}$ gemäß K_4 .

von $W/N = 160$ kg/s eine Länge von $L = 34$ m gemäß K_4 ,

von $W/N = 560$ kg/s eine Länge von $L = 57$ m gemäß K_4 .

[0045] Für die Ausbrandzeit $t_A = 2,5$ s und die Austrittstemperatur des Heizgases G aus der Brennkammer 4 bzw. 5 $T_{BRK} = 1300^\circ\text{C}$ sind beispielsweise die Kurven K_2 und K_5 heranzuziehen. Daraus ergibt sich bei $N = 2$ und einem vorgegebenen BMCR-Wert W des Dampferzeugers 2 für die Länge L der Brennkammer 4 und 5

von $W/N = 80$ kg/s eine Länge von $L = 21$ m gemäß K_2 ,

von $W/N = 180$ kg/s eine Länge von $L = 23$ m gemäß K_2 und K_5 ,

von $W/N = 560$ kg/s eine Länge von $L = 37$ m gemäß K_5 .

[0046] Der Ausbrandzeit $t_A = 2$ s und der Austrittstemperatur des Heizgases G aus der Brennkammer $T_{BRK} = 1400^\circ\text{C}$ sind beispielsweise die Kurven K_3 und K_6 zugeordnet. Daraus ergibt sich bei $N = 2$ und einem vorgegebenen BMCR-Wert W des Dampferzeugers 2 für die Länge L der Brennkammern 4 und 5

von $W/N = 80$ kg/s eine Länge von $L = 18$ m gemäß K_3 ,

von $W/N = 465$ kg/s eine Länge von $L = 21$ m gemäß K_3 und K_6 ,

von $W/N = 560$ kg/s eine Länge von $L = 23$ m gemäß K_6 .

[0047] Die Flammen F der Brenner 30 sind beim Betrieb des Dampferzeugers 2 horizontal ausgerichtet. Durch die Bauweise der Brennkammer 4 bzw. 5 wird damit eine Strömung des bei der Verbrennung entstehenden Heizgases G in annähernd horizontaler Hauptströmungsrichtung 24 erzeugt. Dieses gelangt über den gemeinsamen Horizontalgaszug 6 in den annähernd zum Boden hin ausgerichteten Vertikalgaszug 8 und verläßt diesen in Richtung des nicht näher dargestellten Kamins.

[0048] In den Economizer 28 eintretendes Strömungsmedium S gelangt über die in dem Vertikalgaszug 8 angeordneten Konvektionsheizflächen in das Eintrittssammler-System 16 der Brennkammer 4 bzw. 5 des Dampferzeugers 2. In den vertikal angeordneten, gasdicht miteinander verschweißten Verdampferrohren 11 der Brennkammer 4 bzw. 5 des Dampferzeugers 2 findet die Verdampfung und gegebenenfalls eine teilweise Überhitzung des Strömungsmediums S statt. Der dabei entstehende Dampf bzw. ein Wasser-Dampf-Gemisch wird in dem Austrittssammler-System 18 für Strömungsmedium S gesammelt. Von dort gelangt der Dampf bzw. das Wasser-Dampf-Gemisch in die Wände des Horizontalgaszuges 6 und des Vertikalgaszuges 8 und von dort wiederum in die Überhitzerheizflächen 22 des Horizontalgaszuges 6. In den Überhitzerheizflächen 22 erfolgt eine weitere Überhitzung des Dampfes, der anschließend einer Nutzung, beispielsweise dem Antrieb einer Dampfturbine, zugeführt wird.

[0049] Durch die besonders geringe Bauhöhe und kompakte Bauweise des Dampferzeugers 2 ist ein besonders geringer Herstellungs- und Montageaufwand desselben gewährleistet. Die Auslegung des Dampferzeugers 2 für einen vorgegebenen Leistungsbereich und/oder eine bestimmte Qualität des fossilen Brennstoffs B erfordert dabei einen besonders geringen technischen Aufwand. Außerdem können aufgrund des modularen Konzepts der Brennkammer ab einer gewissen Leistungsgröße anstelle einer Brennkammer zwei oder mehrere mit kleinerer Leistung dem gemeinsamen Horizontalgaszug 6 parallel vorgeschaltet sein.

Patentansprüche

1. Dampferzeuger (2) mit einem Verbrennungsraum, der wenigstens eine erste und eine zweite Brennkammer (4, 5) aufweist und die erste und die zweite Brennkammer (4, 5) jeweils eine Anzahl von Brennern (30) für fossilen Brennstoff (B) aufweisen und für eine annähernd horizontale Hauptströmungsrichtung (24) des Heizgases (H) ausgelegt sind, wobei die erste Brennkammer (4) und die zweite Brennkammer (5) in einen heizgasseitig einem Vertikalgaszug (8) vorgeschalteten gemeinsamen Horizontalgaszug (6) münden, wobei eine Anzahl von Brennern (30) jeweils an einer Stirnwand (9) der ersten Brennkammer (4) und an einer Stirnwand (9) der zweiten Brennkammer (5) angeordnet sind,

dadurch gekennzeichnet, dass

die durch den Abstand von der Stirnwand (9) der ersten Brennkammer (4) und von der Stirnwand (9) der zweiten Brennkammer (5) zum Eintrittsbereich (32) des Horizontalgaszuges (6) definierte Länge (L) der ersten Brennkammer (4) und der zweiten Brennkammer (5) mindestens gleich der Ausbrandlänge des Brennstoffs (B) beim Vollastbetrieb des Dampferzeugers (2) ist.

2. Dampferzeuger nach Anspruch 1, bei dem die Länge (L) der ersten Brennkammer (4) und der zweiten Brennkammer (5) als Funktion des BMCR-Werts (W), der Anzahl N der Brennkammern (4, 5), der Ausbrandzeit (t_A) der Brenner (30) und/oder der Austrittstemperatur (T_{BRK}) des Heizgases (H) aus der ersten Brennkammer (4) und der zweiten Brennkammer (5) näherungsweise gemäß den beiden Funktionen (1) und (2)

$$L (W, N, t_A) = (C_1 + C_2 \cdot W/N) \cdot t_A \quad (1)$$

$$L (W, N, T_{BRK}) = (C_3 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_4) (W/N) + C_5 (T_{BRK} - C_8)^2 + C_6 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_7 \quad (2)$$

mit

$C_1 = 8 \text{ m/s}$	und
$C_2 = 0,0057 \text{ m/kg}$	und
$C_3 = -1,905 \cdot 10^{-4} (\text{m} \cdot \text{s}) / (\text{kg}^\circ\text{K})$	und
$C_4 = 0,286 (\text{s} \cdot \text{m}) / \text{kg}$	und
$C_5 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}/(\text{K}^2)$	und
$C_6 = -0,842 \text{ m}/\text{K}$	und
$C_7 = 603,41 \text{ m}$	und
$C_8 = 273,15 \text{ K}$	

gewählt ist, wobei für einen BMCR-Wert (W) der jeweils größere Wert der Länge (L) für die erste Brennkammer (4) und die zweite Brennkammer (5) gilt.

3. Dampferzeuger (2) nach Anspruch 1 oder 2, bei dem sowohl die Stirnwand (9) der ersten Brennkammer (4) als auch die Stirnwand (9) der zweiten Brennkammer (5) aus gasdicht miteinander verschweißten, vertikal angeordneten, parallel mit Strömungsmedium (S) beaufschlagbaren Verdampferrohren (11) gebildet ist.
4. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei dem die Seitenwände (10) der ersten Brennkammer (4) und die Seitenwände (10) der zweiten Brennkammer (5) aus gasdicht miteinander verschweißten, vertikal angeordneten Verdampferrohren (11) gebildet sind, wobei jeweils eine Anzahl der Verdampferrohre (11) parallel mit Strömungsmedium (S) beaufschlagbar ist.
5. Dampferzeuger (2) nach Anspruch 3 oder 4, bei dem eine Anzahl der Verdampferrohre (11) auf ihrer Innenseite ein mehrgängiges Gewinde bildende Rippen (40) tragen.
6. Dampferzeuger (2) nach Anspruch 5, bei dem ein Steigungswinkel (α) zwischen einer zur Rohrachse senkrechten Ebene (41) und den Flanken (42) der auf der Rohrinenseite angeordneten Rippen (40) kleiner als 60° , vorzugsweise kleiner als 55° , ist.
7. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, bei dem die Seitenwände (10) des Horizontalgaszuges (6) aus gasdicht miteinander verschweißten, vertikal angeordneten, parallel mit Strömungsmedium (S) beaufschlagbaren Dampferzeugerrohren (14) gebildet sind.
8. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, bei dem die Seitenwände (13) des Vertikalgaszuges (8) aus gasdicht miteinander verschweißten, vertikal angeordneten, parallel mit Strömungsmedium (S) beaufschlagbaren Dampferzeugerrohren (15) gebildet sind.
9. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, bei dem eine Anzahl der Verdampferrohre (11) jeweils eine Drosseleinrichtung aufweist.
10. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, bei dem ein Leitungssystem (19) zur Zuführung von Strömungsmedium (S) in die Verdampferrohre (11) der Brennkammer (4) vorgesehen ist, wobei das Leitungssystem (19) zur Reduzierung des Durchflusses des Strömungsmediums (S) eine Anzahl von Drosseleinrichtungen, insbesondere Drosselarmaturen, aufweist.

EP 1 144 910 B1

- 5
11. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, bei dem benachbarte Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre (11, 14, 15) über Flossen gasdicht miteinander verschweißt sind, wobei die Flossenbreite abhängig von der jeweiligen Position der Verdampfer- bzw. Dampferzeugerrohre (11, 14, 15) in der ersten Brennkammer (4) bzw. der zweiten Brennkammer (5), des Horizontalgaszugs (6) und/oder des Vertikalgaszugs (8) gewählt ist.
- 10
12. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, bei dem der Rohrrinnendurchmesser (D) einer Anzahl der Verdampferrohre (11) der ersten Brennkammer (4) bzw. der zweiten Brennkammer (5) abhängig von der jeweiligen Position der Verdampferrohre (11) in der ersten Brennkammer (4) bzw. der zweiten Brennkammer (5) gewählt ist.
- 15
13. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 12, bei dem jeweils einer Anzahl von parallel mit Strömungsmedium (S) beaufschlagbaren Verdampferrohren (11) der ersten Brennkammer (4) bzw. der zweiten Brennkammer (5) strömungsmediumsseitig ein gemeinsames Eintrittssammler-System (16) vorgeschaltet und ein gemeinsames Austrittssammler-System (18) nachgeschaltet ist.
- 20
14. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 13, bei dem die Verdampferrohre (11) der Stirnwände (9) der ersten Brennkammer (4) bzw. der zweiten Brennkammer (5) strömungsmediumsseitig den Verdampferrohren (11) der Seitenwände (10) der ersten Brennkammer (4) bzw. der zweiten Brennkammer (5) vorgeschaltet sind.
- 25
15. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 14, bei dem in dem Horizontalgaszug (6) eine Anzahl von Überhitzerheizflächen (22) in hängender Bauweise angeordnet ist.
- 30
16. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 15, bei dem in dem Vertikalgaszug (8) eine Anzahl von Konvektionsheizflächen (26) angeordnet ist.
- 35
17. Dampferzeuger (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 16, bei dem der Verbrennungsraum (30) in modularer Bauweise aufgebaut ist, und ein erstes Modul die erste Brennkammer (4) umfasst und ein zweites Modul die zweite Brennkammer (5) umfasst.
- 40
18. Dampferzeuger (2) nach Anspruch 17, bei dem der Verbrennungsraum aus gleichartigen Modulen aufgebaut ist.

Claims

- 35
1. Steam generator (2) with a combustion space, which has at least a first and a second combustion chamber (4,5), and the first and the second combustion chamber (4, 5) have in each case a number of burners (30) for fossil fuel (B) and are designed for an approximately horizontal main flow direction (24) of the fuel gas (H), wherein the first combustion chamber (4) and the second combustion chamber (5) open into a common horizontal gas flue (6) which is connected upstream on the fuel gas side to a vertical gas flue (8), wherein a number of burners (30) are arranged in each case on an end wall (9) of the first combustion chamber (4) and on an end wall (9) of the second combustion chamber (5),
- 40
- characterized in that**
the length (L) of the first combustion chamber (4) and of the second combustion chamber (5), which is defined by the distance from the end wall (9) of the first combustion chamber (4) and from the end wall (9) of the second combustion chamber (5) to the inlet region (32) of the horizontal gas flue (6), is at least equal to the complete combustion length of the fuel (B) during full load operation of the steam generator (2).
- 45
2. Steam generator according to Claim 1, in which the length (L) of the first combustion chamber (4) and of the second combustion chamber (5) is selected as a function of the BMCR value (W), of the number N of combustion chambers (4, 5), of the complete combustion time (t_A) of the burners (30) and/or of the outlet temperature (T_{BRK}) of the fuel gas (H) from the first combustion chamber (4) and from the second combustion chamber (5), approximately according to the two functions (1) and (2)
- 50

55

$$L(W, N, t_A) = (C_1 + C_2 \cdot W/N) \cdot t_A \quad (1)$$

EP 1 144 910 B1

$$L(W, N, T_{BRK} = (C_3 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_4) (W/N) + C_5 (T_{BRK} - C_8)^2 + C_6 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_7 \quad (2)$$

5

with

10

15

$C_1 = 8 \text{ m/s}$	and
$C_2 = 0.0057 \text{ m/kg}$	and
$C_3 = -1.905 \cdot 10^{-4} \text{ (m} \cdot \text{s) / (kg}^\circ\text{k)}$	and
$C_4 = 0.286 \text{ (s} \cdot \text{m)/kg}$	and
$C_5 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m/}^\circ\text{K}^2$	and
$C_6 = -0.842 \text{ m/}^\circ\text{K}$	and
$C_7 = 603.41 \text{ m}$	and
$C_8 = 273.15 \text{ K}$	and

20

wherein for a BMCR value (W) the respectively greater value of the length (L) for the first combustion chamber (4) and the second combustion chamber (5) applies.

25

3. Steam generator (2) according to either of Claims 1 or 2, in which both the end wall (9) of the first combustion chamber (4) and the end wall (9) of the second combustion chamber (5) are formed from vertically arranged evaporator tubes (11) which are welded to each other in a gastight manner and which can be exposed in parallel to admission of flow medium (S).

30

4. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 3, in which the side walls (10) of the first combustion chamber (4) and the side walls (10) of the second combustion chamber (5) are formed from vertically arranged evaporator tubes (11) which are welded to each other in a gastight manner, wherein a number of evaporator tubes (11) can be exposed in parallel to admission of flow medium (S) in each case.

35

5. Steam generator (2) according to either of Claims 3 or 4, in which a number of evaporator tubes (11) on their inner side support ribs (40) which form a multiple thread.

6. Steam generator (2) according to Claim 5, in which a lead angle (α) between a plane (41) which is perpendicular to the tube axis and the flanks (42) of the ribs (40) which are arranged on the inner side of the tube is less than 60° , preferably less than 55° .

40

7. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 6, in which the side walls (10) of the horizontal gas flue (6) are formed from vertically arranged steam generator tubes (14) which are welded to each other in a gastight manner and which can be exposed in parallel to admission of flow medium (S).

45

8. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 7, in which the side walls (13) of the vertical gas flue (8) are formed from vertically arranged steam generator tubes (15) which are welded to each other in a gastight manner and which can be exposed in parallel to admission of flow medium (S).

50

9. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 8, in which a number of evaporator tubes (11) have a restricting device in each case.

10. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 9, in which a piping system (19) is provided for feed of flow medium (S) into the evaporator tubes (11) of the combustion chamber (4), wherein the piping system (19) has a number of restricting devices, especially restrictor valves, for reducing the throughflow of the flow medium (S).

55

11. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 10, in which adjacent evaporator tubes (11) or steam generator tubes (14, 15) are welded to each other in a gastight manner via fins, wherein the fin width is selected in dependence upon the respective position of the evaporator tubes (11) or steam generator tubes (14, 15) in the first combustion chamber (4) or in the second combustion chamber (5), and position of the horizontal gas flue (6) and/or of the vertical gas flue (8).

12. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 11, in which the tube inside diameter (D) of a number of evaporator tubes (11) of the first combustion chamber (4) or of the second combustion chamber (5) is selected in dependence upon the respective position of the evaporator tubes (11) in the first combustion chamber (4) or in the second combustion chamber (5).
13. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 12, in which a common inlet header system (16) is connected upstream on the flow medium side in each case to a number of evaporator tubes (11), which can be exposed in parallel to admission of flow medium (S), of the first combustion chamber (4) or of the second combustion chamber (5), and a common outlet header system (18) is connected downstream to the evaporator tubes.
14. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 13, in which the evaporator tubes (11) of the end walls (9) of the first combustion chamber (4) or of the second combustion chamber (5) are connected upstream on the flow medium side to the evaporator tubes (11) of the side walls (10) of the first combustion chamber (4) or of the second combustion chamber (5).
15. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 14, in which a number of superheater heating surfaces (22) are arranged in a pendent type of construction in the horizontal gas flue (6).
16. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 15, in which a number of convection heating surfaces (26) are arranged in the vertical gas flue (8).
17. Steam generator (2) according to one of Claims 1 to 16, in which the combustion space (30) is constructed in a modular type of construction, and a first module comprises the first combustion chamber (4), and a second module comprises the second combustion chamber (5).
18. Steam generator (2) according to Claim 17, in which the combustion space is constructed from modules of the same type.

Revendications

1. Générateur de vapeur (2) comprenant un espace de combustion qui a au moins une première et une deuxième chambre (4, 5) de combustion et la première et la deuxième chambre (4, 5) de combustion ont, respectivement, un certain nombre de brûleurs (30) de combustible (B) fossile et sont conçues pour une direction (24) de courant principal sensiblement horizontal du gaz à chaud, la première chambre (4) de combustion et la deuxième chambre (5) de combustion débouchant dans un parcours (6) de gaz horizontal commun monté côté du gaz en amont d'un parcours (8) du gaz vertical, un certain nombre de brûleurs (30) étant disposé, respectivement, sur une paroi (9) frontale de la première chambre (4) de combustion et sur une paroi (9) frontale de la deuxième chambre (5) de combustion,
- caractérisé en ce que**
- la longueur (L), définie par la distance de la paroi (9) frontale de la première chambre (4) de combustion et de la paroi (9) frontale de la deuxième chambre (5) de combustion à la partie (32) d'entrée du parcours (6) de gaz horizontal, de la première chambre (4) de combustion et de la deuxième chambre (5) de combustion est au moins égale à la longueur de combustion du combustible (B) lors du fonctionnement à pleine charge du générateur de vapeur (2).
2. Générateur de vapeur suivant la revendication 1, dans lequel la longueur (L) de la première chambre (4) de combustion et de la deuxième chambre (5) de combustion est choisie en fonction de la valeur BMCR (W), du nombre N des chambres (4, 5) de brûleur, de la durée (t_A) de combustion des brûleurs (30) et/ou de la température (T_{BRK}) de sortie du gaz (H) chaud de la première chambre (4) de combustion et de la deuxième chambre (5) de combustion approximativement suivant les deux fonctions (1) et (2)

$$L(W, N, t_A) = (C_1 + C_2 \cdot W/N) \cdot t_A \quad (1)$$

EP 1 144 910 B1

$$L(W, N, T_{BRK}) = (C_3 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_4) (W/N) + C_5 (T_{BRK} - C_8)^2 + C_6 \cdot (T_{BRK} - C_8) + C_7 \quad (2)$$

avec

$C_1 = 8 \text{ m/s}$	et
$C_2 = 0,0057 \text{ m/kg}$	et
$C_3 = -1,905 \cdot 10^{-4} \text{ (m} \cdot \text{s)/(kg}^\circ\text{K)}$	et
$C_4 = 0,286 \text{ (s} \cdot \text{m)/kg}$	et
$C_5 = 3 \cdot 10^4 \text{ m/}^\circ\text{K}^2$	et
$C_6 = -0,842 \text{ m/}^\circ\text{K}$	et
$C_7 = 603,41 \text{ m}$	et
$C_8 = 273,15 \text{ K}$	

pour une valeur BMCR (W) la valeur la plus grande de la longueur (L) valant respectivement pour la première chambre (4) de combustion et pour la deuxième chambre (5) de combustion.

3. Générateur de vapeur d'eau suivant la revendication 1 ou 2, dans lequel tant la paroi (9) frontale de la première chambre (4) de combustion qu'également la paroi (9) frontale de la deuxième chambre (5) de combustion sont formées de tubes (11) d'évaporateur soudés les uns aux autres d'une manière étanche aux gaz, disposés verticalement et pouvant être alimentés en parallèle en fluide (S) en écoulement.
4. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 3, dans lequel les parois (10) latérales de la première chambre (4) de combustion et les parois (10) latérales de la deuxième chambre (5) de combustion sont formées de tubes d'évaporateur soudés entre eux d'une manière étanche aux gaz et disposés verticalement, un certain nombre des tubes (11) d'évaporateur pouvant être alimentés en parallèle en le fluide (S) en écoulement.
5. Générateur de vapeur d'eau suivant la revendication 3 ou 4, dans lequel un certain nombre des tubes (11) d'évaporateur portent, sur leur face intérieure, des nervures (40) formant un filet à plusieurs pas.
6. Générateur de vapeur d'eau suivant la revendication 5, dans lequel un angle (α) de pas entre un plan (41) perpendiculaire à l'axe du tube et les flancs (42) des nervures (40) disposées sur la face intérieure du tube est plus petit que 60° , de préférence plus petit que 55° .
7. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 6, dans lequel les parois (10) latérales du parcours (6) de gaz horizontal sont formées de tubes (14) d'évaporateur de vapeur soudés entre eux d'une manière étanche, disposés verticalement et pouvant être alimentés en parallèle en le fluide (S) en écoulement.
8. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 7, dans lequel les parois (13) latérales du parcours (8) de gaz vertical sont formées de tubes (15) d'évaporateur de vapeur soudés entre eux d'une manière étanche, disposés verticalement et pouvant être alimentés en parallèle en le fluide (S) en écoulement.
9. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 8, dans lequel un certain nombre de tubes (11) d'évaporateur ont respectivement un dispositif d'étranglement.
10. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 9, dans lequel il est prévu un système (19) de conduit pour envoyer du fluide (S) en écoulement dans les tubes (11) d'évaporateur de la chambre (4) de combustion, le système (19) de conduit ayant, pour réduire le débit du fluide (S) en écoulement, un certain nombre de dispositifs d'étranglement, notamment de robinets d'étranglement.
11. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 10, dans lequel des tubes (11, 14, 15) d'évaporateur ou de générateur de vapeur voisins sont soudés entre eux d'une manière étanche aux gaz par des nervures, la

EP 1 144 910 B1

largeur des nervures étant choisie en fonction de la position respective des tubes (11, 14, 15) d'évaporateur ou de générateur de vapeur de la première chambre (4) de combustion ou de la deuxième chambre (5) de combustion, du parcours (6) de gaz horizontal et/ou du parcours (8) de gaz vertical.

- 5
12. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 11, dans lequel le diamètre (D) intérieur d'un certain nombre des tubes (11) d'évaporateur de la première chambre (4) de combustion ou de la deuxième chambre (5) de combustion est choisi en fonction de la position respective des tubes (11) d'évaporateur dans la première chambre (4) de combustion ou dans la deuxième chambre (5) de combustion.
- 10
13. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 12, dans lequel un système (16) commun de collecteur d'entrée est monté en amont côté fluide en écoulement et un système (18) collecteur de sortie commun est monté en aval côté fluide en écoulement de, respectivement, un certain nombre de tubes (11) d'évaporateur de la première chambre (4) de combustion ou de la deuxième chambre (5) de combustion, qui peuvent être alimentées en parallèle en le fluide (S) en écoulement.
- 15
14. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 13, dans lequel les tubes (11) d'évaporateur des parois (9) frontales de la première chambre (4) de combustion ou de la deuxième chambre (5) de combustion sont montées côté fluide en écoulement en amont des tubes (11) d'évaporateur des parois (10) latérales de la première chambre (4) de combustion ou de la deuxième chambre (5) de combustion.
- 20
15. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 14, dans lequel un certain nombre de surfaces (22) de chauffe de surchauffeur est monté en mode de construction suspendu dans le parcours (6) de gaz horizontal.
- 25
16. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 15, dans lequel un certain nombre de surfaces (26) de chauffe par convection est monté dans le parcours (8) de gaz vertical.
- 30
17. Générateur de vapeur d'eau suivant l'une des revendications 1 à 16, dans lequel l'espace (30) de combustion est formé en mode de construction modulaire et un premier module comprend la première chambre (4) de combustion et un deuxième module comprend la deuxième chambre (5) de combustion.
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
18. Générateur de vapeur d'eau suivant la revendication 17, dans lequel l'espace de combustion est formé de modules de même type.

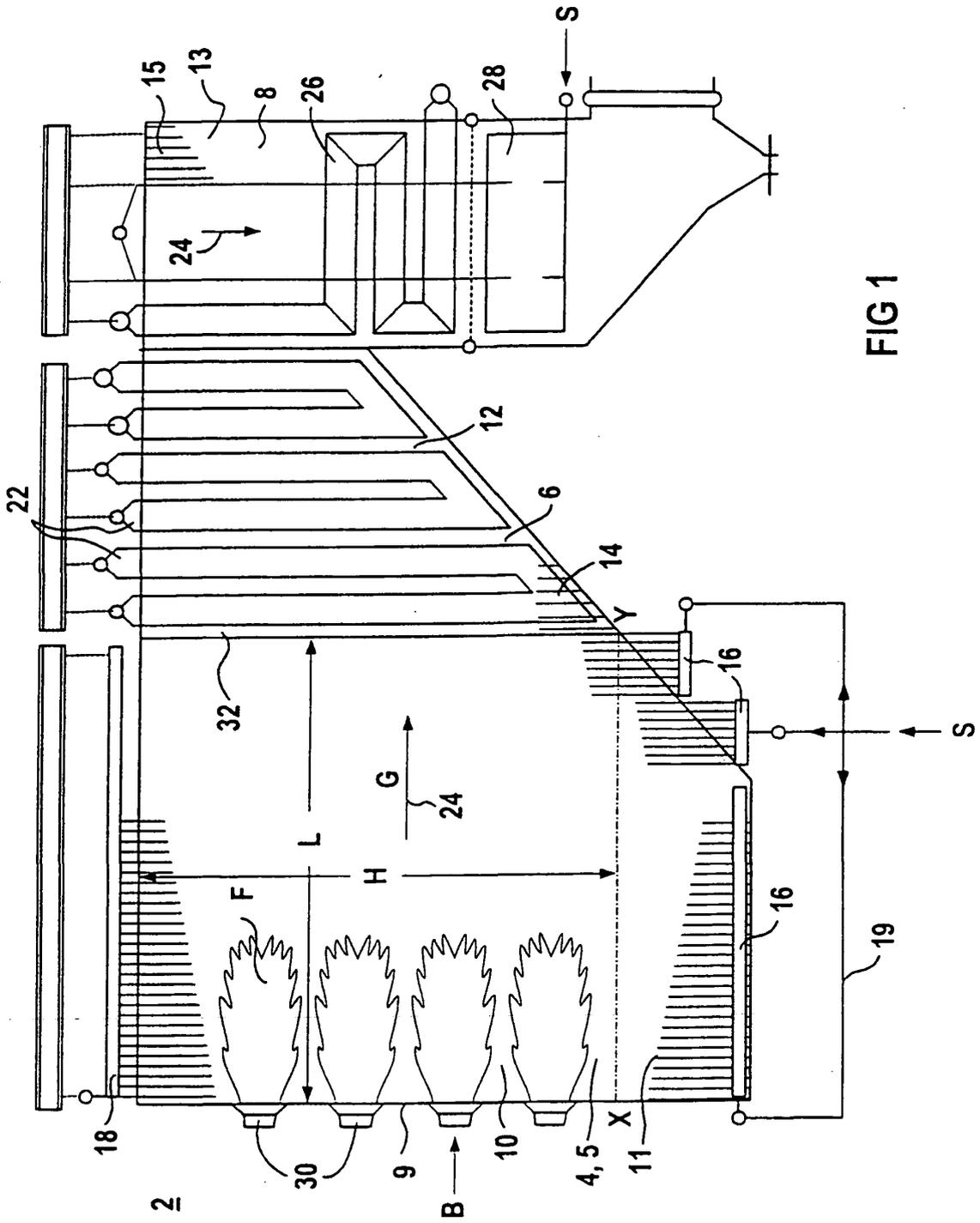


FIG 1

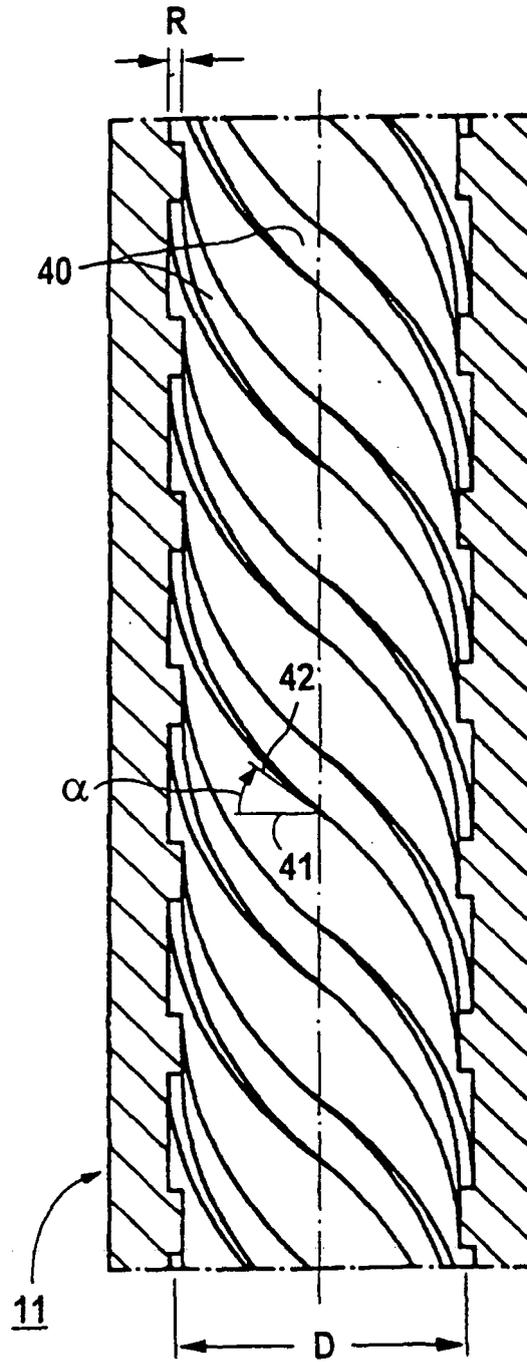


FIG 2

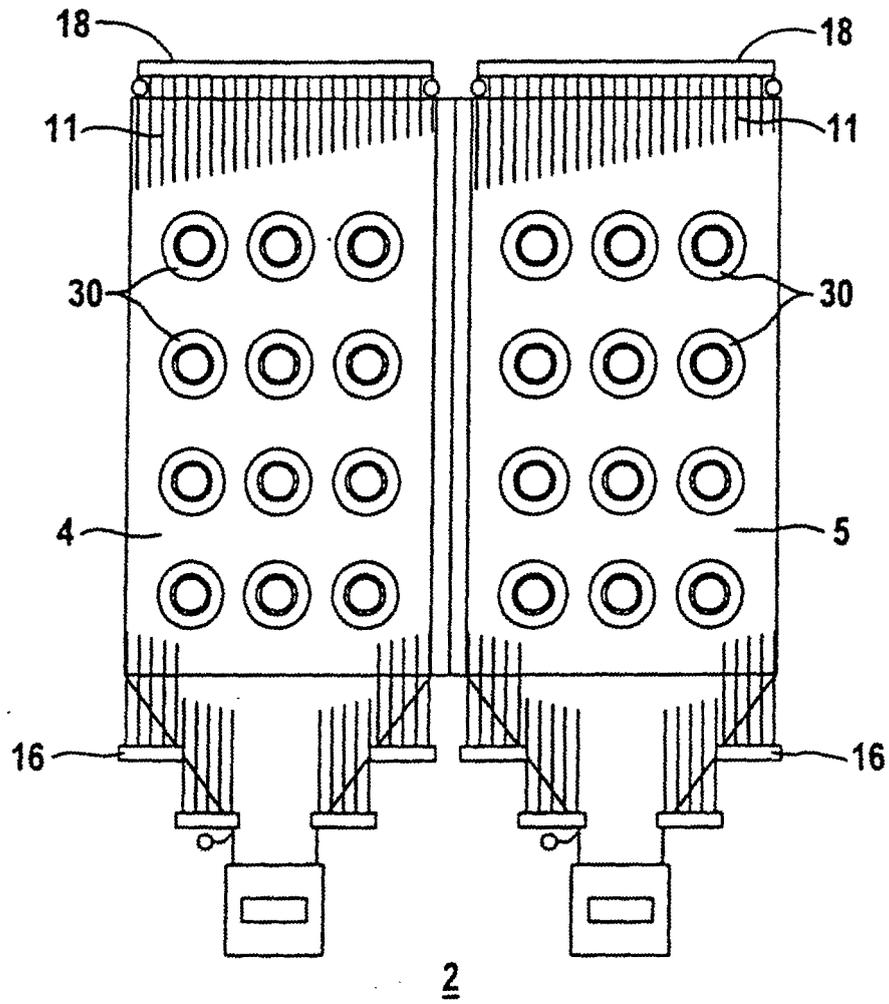


FIG 3

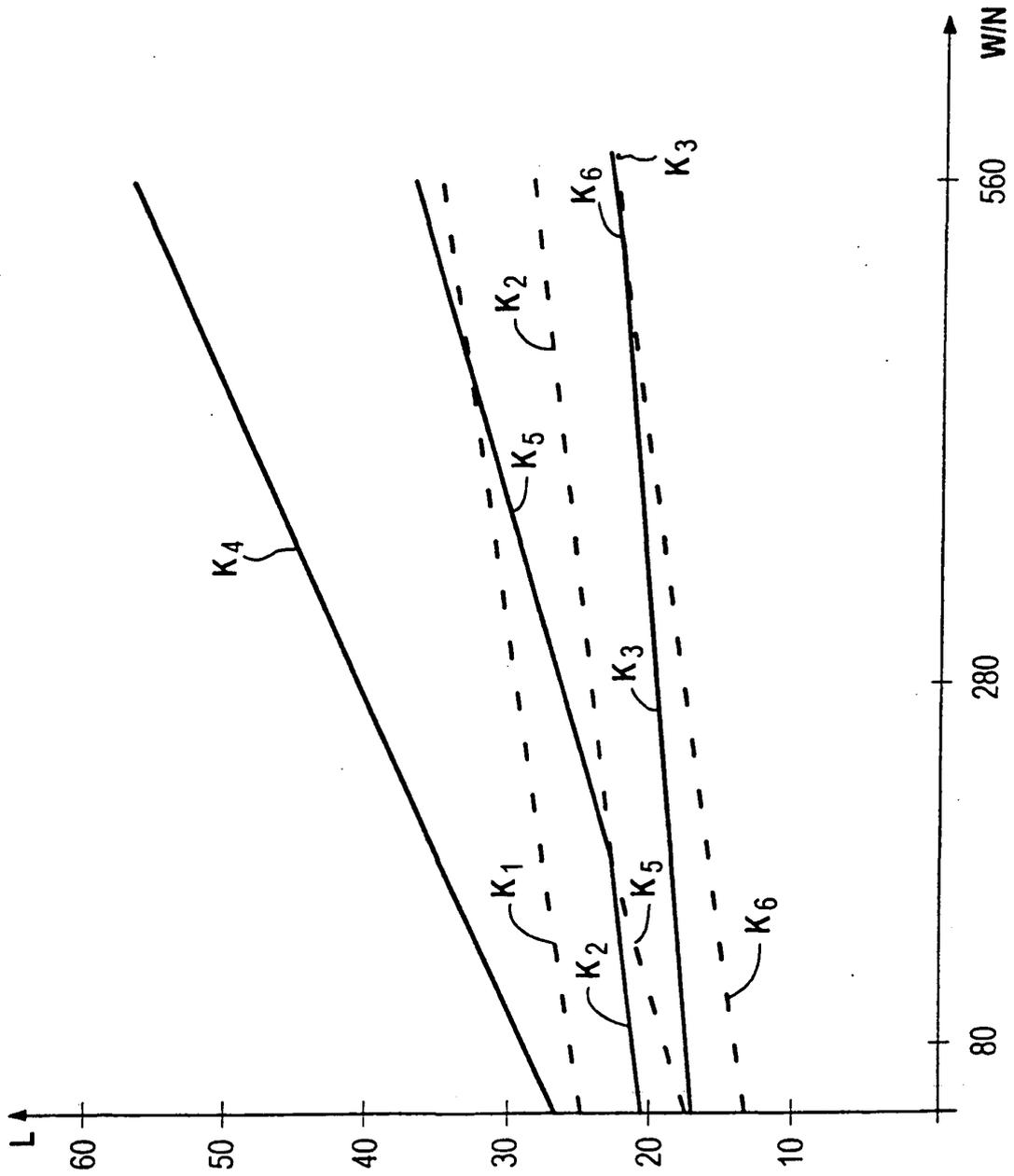


FIG 4

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- AT 376026 B [0007]

In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur

- **VON J. FRANKE ; W. KÖHLER ; E. WITTCHOW.**
Verdampferkonzepte für Benson-Dampferzeuger.
VGB Kraftwerkstechnik, 1993, vol. 73 (4), 352-360
[0003]