

(19)



(11)

EP 3 163 036 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
26.09.2018 Patentblatt 2018/39

(51) Int Cl.:
F01K 23/06^(2006.01) F01K 15/02^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **16191660.6**

(22) Anmeldetag: **30.09.2016**

(54) **FUNKTIONSSYNERGIEN VON THERMODYNAMISCHEN KREISPROZESSEN UND WÄRMEQUELLEN**

FUNCTIONAL SYNERGIES OF THERMODYNAMIC CIRCUIT PROCESSES AND HEAT SOURCES
 SYNERGIES FONCTIONNELLES DE CYCLES THERMODYNAMIQUES ET DE SOURCES DE CHALEUR

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

- **Restrepo, Nicolas**
81371 München (DE)
- **Schuster, Andreas**
86874 Tussenhausen (DE)
- **Sichert, Andreas**
81379 München (DE)

(30) Priorität: **21.10.2015 EP 15190780**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.05.2017 Patentblatt 2017/18

(74) Vertreter: **Grünecker Patent- und Rechtsanwälte PartG mbB**
Leopoldstraße 4
80802 München (DE)

(73) Patentinhaber: **Orcan Energy AG**
81379 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 2 789 812 WO-A1-2011/128360
DE-A1-102012 021 327 DE-A1-102012 022 648
US-A1- 2013 312 418 US-A1- 2015 276 284

(72) Erfinder:
 • **Aumann, Richard**
80796 München (DE)

EP 3 163 036 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

Gebiet der Erfindung

[0001] Die Erfindung betrifft ein System zur Wärmenutzung, das eine Wärmequelle und eine Kühlvorrichtung zum Abführen von Wärme der Wärmequelle umfasst, wobei die Kühlvorrichtung umfasst: einen Kühler zum Übertragen von Wärme auf ein Umgebungsmedium, insbesondere wobei der Kühler ein Luftkühler und das Umgebungsmedium Luft ist; und eine thermodynamische Kreisprozessvorrichtung, insbesondere eine ORC-Vorrichtung, mit einem Arbeitsmedium, einem Verdampfer zum Verdampfen des Arbeitsmediums durch Übertragen von Wärme der Wärmequelle auf das Arbeitsmedium, einer Expansionsvorrichtung zur Erzeugung von mechanischer Energie und einem Kondensator zum Kondensieren des in der Expansionsvorrichtung expandierten Arbeitsmediums. Weiterhin betrifft die Erfindung ein entsprechendes Verfahren zum Abführen von Wärme einer Wärmequelle mit einer Kühlvorrichtung.

Stand der Technik

[0002] Eine wirtschaftliche Lösung zur Effizienzsteigerung von Verbrennungsmotoren mit großem Potenzial, insbesondere in LKWs, ist die Nutzung von Abwärme des Verbrennungsmotors mit einem thermischen Kreisprozess (z.B. mit einem Organic-Rankine-Cycle-System, ORC-System). Einige der Anforderungen bzw. gegebenen Bedingungen hierbei sind niedrige zusätzliche Kosten, geringer zur Verfügung stehender Bauraum, wenig Eingriff und Einflussnahme auf das weitere System. Es ist daher sinnvoll bzw. notwendig Synergien mit bereits vorhandenen Komponenten auszunutzen.

[0003] Wird ein krafterzeugender Prozess, wie z.B. der Organic Rankine Cycle (ORC), im Umfeld eines Verbrennungsmotors betrieben, ist weiterhin sowohl die direkte Einbindung der erzeugten Energie als mechanische Leistung in das System (z.B. kann die Expansionsmaschine des ORC-Systems den Verbrennungsmotor unterstützend antreiben), als auch deren Bereitstellung für Nebenaggregate oft vorteilhaft, da es bei der Umwandlung von mechanischer Energie in elektrische Energie zu Umwandlungsverlusten kommt. Zudem entfallen durch die eingesparten Motoren für Antrieb bzw. Generatoren für Abtrieb ebenfalls Kosten und die Kompaktheit kann gesteigert werden, was beides kritische Faktoren für die Integration eines krafterzeugenden Prozesses in das genannte Umfeld sind. Zudem kann die Expansionsmaschine auch einen Generator antreiben, wobei die dadurch erzeugte elektrische Energie zum Antreiben einer oder mehrerer Komponenten im Umfeld des Verbrennungsmotors eingesetzt werden kann. In diesem Zusammenhang ist auch die Hybridisierung zu nennen, also die direkte oder indirekte Verwendung der erzeugten elektrischen Energie im Antriebsstrang des Verbrennungsmotors. Beispielsweise können in einem LKW ein oder

mehrere mit der erzeugten elektrischen Energie versorgte Elektromotoren zum Antreiben ein oder mehrerer Antriebswellen vorgesehen sein.

[0004] Das Dokument US 2015/276284 A1 offenbart eine Kühleinrichtung für einen Kondensator eines Systems für einen thermodynamischen Kreisprozess in einer Anordnung mit einer Brennkraftmaschine.

[0005] Das Dokument US 2013/312418 A1 offenbart ein System zum Umwandeln von thermischer Energie in mechanische Energie in einem Fahrzeug.

Beschreibung der Erfindung

[0006] Aufgabe der Erfindung ist es, Synergien bei der Nutzung von Wärme von Wärmequellen bereit zu stellen.

[0007] Die Aufgabe wird gelöst durch ein System nach Anspruch 1.

[0008] Das erfindungsgemäße System umfasst eine Wärmequelle und eine Kühlvorrichtung zum Abführen von Wärme der Wärmequelle, wobei die Kühlvorrichtung umfasst: einen Kühler zum Übertragen von Wärme auf ein Umgebungsmedium, insbesondere wobei der Kühler ein Luftkühler und das Umgebungsmedium Luft ist; und eine thermodynamische Kreisprozessvorrichtung, insbesondere eine ORC-Vorrichtung, mit einem Arbeitsmedium, einem Verdampfer zum Verdampfen des Arbeitsmediums durch Übertragen von Wärme der Wärmequelle auf das Arbeitsmedium, einer Expansionsvorrichtung zur Erzeugung von mechanischer Energie und einem Kondensator zum Kondensieren des in der Expansionsvorrichtung expandierten Arbeitsmediums; wobei die Kühlvorrichtung weiterhin einen Kondensator-Kühlfluidkreislauf zum Abführen von Wärme aus dem Kondensator der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung über den Kühler umfasst. Diese Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Systems ermöglicht die Mitbenutzung des vorhandenen Kühlers für die Wärmeabfuhr aus dem Kondensator der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung, insbesondere für die Wärmeabfuhr aus dem ORC-Kondensator. Das Kühlfluid kann insbesondere Wasser sein oder umfassen, vorzugsweise mit einem Anteil von Frostschutzmittel. Die Wärmequelle kann beispielsweise ein Verbrennungsmotor sein.

[0009] Das erfindungsgemäße System ist dahingehend ausgestaltet, dass die Kühlvorrichtung weiterhin einen Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf umfasst, wobei ein erster Zweig des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs durch den Verdampfer zum Übertragen von Wärme auf das Arbeitsmedium führt. Auf diese Weise kann die Wärme im Kühlkreislauf der Wärmequelle in den thermodynamischen Kreisprozess eingebracht werden.

[0010] Das erfindungsgemäße System ist so ausgebildet, dass der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung eines Kühlfluids vor dem Verdampfer eine erste Abzweigung in einen zweiten Zweig des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs zur Umgehung des Verdampfers und eine Zusammenführung des zweiten Zweigs mit dem ersten Zweig nach dem Verdampfer um-

fasst, wobei der zweite Zweig ein erstes Ventil, vorzugsweise ein gesteuertes Ventil, aufweist. Somit wird die Austrittstemperatur des Kühlfluids (insbesondere Motor-kühlwasser) über das Ventil auf einen höheren Wert als im üblichen Betrieb nach dem Stand der Technik eingestellt. Durch die Temperaturerhöhung ergibt sich eine höhere Leistung des thermodynamischen Kreisprozesses.

[0011] Eine Weiterbildung besteht darin, dass der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung des Kühlfluids vor dem Verdampfer eine zweite Abzweigung in einen dritten Zweig des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs umfasst, und wobei der dritte Zweig dazu ausgebildet ist, Kühlfluid durch den Kühler und zurück in den ersten Zweig zu führen, wobei die zweite Abzweigung vorzugsweise ein zweites Ventil, insbesondere ein Dreiwegeventil, umfasst. Auf diese Weise wird eine Notlauf-fähigkeit des Systems bereitgestellt. Eine solche Notlauf-fähigkeit kann bei Überhöhung der Temperatur der Wärmequelle durch Ausfall des thermodynamischen Kreisprozesses oder aufgrund unzureichender Wärmeaufnahme durch den thermodynamischen Kreisprozess erforderlich sein. Wenn die Wärmeübertragungskapazität des Kühlers nicht ausreicht und/oder wenn keine oder eine ungenügende Auskühlung des Kühlfluids im Verdampfer stattfindet, dann kann über das zweite Ventil Kühlfluid direkt zum Kühler geführt werden. Es erhöht sich dadurch die Temperatur des dem Kühler zugeführten Kühlfluids, die logarithmische Temperaturdifferenz steigt und es wird mehr Wärme übertragen.

[0012] Gemäß einer anderen Weiterbildung kann der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung des Kühlfluids nach dem Verdampfer eine dritte Abzweigung in einen vierten Zweig des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs umfassen, wobei der vierte Zweig dazu ausgebildet ist, Kühlfluid durch den Kühler und zurück in den ersten Zweig zu führen, wobei die dritte Abzweigung vorzugsweise ein drittes Ventil, insbesondere ein Dreiwegeventil, umfasst, wobei in Kombination mit der vorhergehenden Weiterbildung eine Zusammenführung des vierten Zweigs in den dritten Zweig vorgesehen ist. Diese Vorteile dieser Weiterbildung sind analog zu denjenigen der vorherigen Weiterbildung, es wird lediglich nach dem Verdampfer abgezweigt, so dass eine moderatere Wärmeauskopplung als vor dem Verdampfer möglich ist. Bei der Kombination beider Weiterbildungen können auch beide Ventile gleichzeitig geöffnet werden.

[0013] Eine andere Weiterbildung besteht darin, dass der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung des Kühlfluids vor dem Kühler eine Zusammenführung des dritten bzw. vierten Zweigs mit dem Kondensator-Kühlfluidkreislauf umfasst. Auf diese Weise wird eine einfache Verschaltung des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs mit dem Kondensator-Kühlfluidkreislauf bereitgestellt. Nachteilig ist jedoch dabei, dass der Kondensator der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung ebenso mit relativ heißem Kühlfluid durchströmt wird, was sich negativ auf die Leistung der Expansionsvorrichtung auswirkt.

[0014] Gemäß einer anderen Weiterbildung kann der Kühler einen Eingangssammler, einen Ausgangssammler, und dazwischen liegende Kanäle aufweisen, welche jeweils gegenüber liegende Bereiche des Eingangssammlers und des Ausgangssammler miteinander verbinden, wobei ein Eingang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler und ein Eingang des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Eingangssammlers angeordnet sind, und wobei ein Ausgang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler und ein Ausgang des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Ausgangssammlers angeordnet sind, wobei der Eingang und Ausgang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs sowie des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs an jeweils gegenüberliegenden Bereichen des Eingangssammlers bzw. des Ausgangssammlers angeordnet sind.

[0015] Auf diese Weise wird eine Aufteilung der vorhandenen Kühlerfläche in einen Hochtemperaturbereich (Kühlfluid der Wärmequelle) und einen Niedertemperaturbereich (Kühlfluid für den Kondensator der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung) ermöglicht. Somit kann dem Kondensator eine möglichst niedrige Temperatur zur Verfügung gestellt werden und die Abfuhr der überschüssigen Wärme des Kühlfluids der Wärmequelle auf hohem Temperaturniveau geschehen, was sich positiv auf die Wärmeabfuhr über den Kühler an die Umgebung auswirkt. Die Aufteilung der Massenströme in Teilmassenströme zu den Anschlüssen des Eingangssammlers und somit auch durch die Kühlerfläche erfolgt dabei vorzugsweise über das zweite und/oder dritte Ventil. Das Anpassen der Anteile der heißen bzw. kalten Kühlerfläche erfolgt bei dieser Verschaltung selbstständig in Abhängigkeit der Teilmassenströme.

[0016] Eine andere Weiterbildung besteht darin, dass die Kühlvorrichtung weiterhin wenigstens einen Wärmeübertrager zum Übertragen von Wärme in Abgas der Wärmequelle auf den Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf umfasst. Somit kann die Wärme im Abgas der Wärmequelle genutzt werden. Zudem kann die schalldämpfende Eigenschaft eines Abgaswärmeübertragers genutzt werden, um den eigentlichen Schalldämpfer zu verkleinern bzw. komplett zu ersetzen. Weitere Wärmequellen, die dabei genutzt werden können, sind weitere an Massenströme gebundene Wärmeströme, wie z.B. heiße Gasmassenströme.

[0017] Gemäß einer anderen Weiterbildung umfasst das System weiterhin einen Generator, mit dem durch die Expansionsvorrichtung erzeugte mechanische Energie in elektrische Energie umwandelbar ist. Die erzeugte elektrische Energie kann zum Betreiben von elektrischen Komponenten im System verwendet werden oder in ein elektrisches Stromnetz eingespeist werden.

[0018] Eine andere Weiterbildung besteht darin, dass

durch die Expansionsvorrichtung erzeugte mechanische Energie über eine jeweilige elektrische, mechanische oder hydraulische Kopplung einsetzbar ist zum (a) Antreiben eines Lüfters des Kondensators und/oder eines Lüfters des Kühlers; und/oder (b) Antreiben einer Umwälzpumpe im Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf und/oder einer Speisepumpe der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung und/oder einer Umwälzpumpe im Kondensator-Kühlfluidkreislauf und/oder einer Wasserpumpe und/oder einer Hydraulikpumpe und/oder einer Ölpumpe; und/oder (c) Antreiben einer Lichtmaschine und/oder eines Anlassers des Systems; und/oder (d) Antreiben eines Kältekompressors einer Klimaanlage; und/oder (e) Einkoppeln der durch die Expansionsvorrichtung erzeugten mechanischen Energie in einen Antriebsstrang eines Verbrennungsmotors als Wärmequelle, insbesondere direkt auf eine Antriebswelle. Auf diese Weise werden weitere Synergien im System bereitgestellt.

[0019] Gemäß einer anderen Weiterbildung ist ein Teilstrom des verdampften Arbeitsmediums mittels einer weiteren Expansionsmaschine zum Antreiben eines Lüfters des Kondensators und/oder eines Lüfters des Kühlers einsetzbar. Dadurch werden Umwandlungsverluste minimiert.

[0020] Eine andere Weiterbildung besteht darin, dass Wärme aus kondensiertem Arbeitsmedium und/oder aus dem Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf zum Zuführen in eine weitere Wärmesenke auskoppelbar ist. Somit kann Wärme zum Beispiel in Heiznetze ausgekoppelt werden, besonders vorteilhaft sind Niedertemperaturwärmesenken, wie Trockner, Fußboden- oder Flächenheizungen oder Lufterwärmer.

[0021] Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe wird weiterhin gelöst durch ein erfindungsgemäßes Verfahren nach Anspruch 13.

[0022] Das erfindungsgemäße Verfahren ist geeignet zum Abführen von Abwärme einer Wärmequelle mit einer Kühlvorrichtung, wobei die Kühlvorrichtung einen Kühler, eine thermodynamische Kreisprozessvorrichtung, insbesondere eine ORC-Vorrichtung, mit einem Arbeitsmedium, einem Verdampfer, einer Expansionsvorrichtung und einem Kondensator sowie einen Kondensator-Kühlfluidkreislauf umfasst, und wobei das Verfahren die folgenden Schritte umfasst: Übertragen von Wärme auf ein Umgebungsmedium mit dem Kühler, wobei insbesondere der Kühler ein Luftkühler und das Umgebungsmedium Luft ist; Verdampfen des Arbeitsmediums mit dem Verdampfer durch Übertragen von Abwärme der Wärmequelle auf das Arbeitsmedium; Erzeugen von mechanischer Energie mit der Expansionsvorrichtung; Kondensieren des in der Expansionsvorrichtung expandierten Arbeitsmediums mit dem Kondensator; und Abführen von Wärme aus dem Kondensator der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung über den Kühler.

[0023] Die Vorteile des erfindungsgemäßen Verfahrens und dessen Weiterbildungen entsprechen - wenn nicht anders angegeben - jenen der erfindungsgemäßen

Vorrichtung.

[0024] Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren werden die folgenden weiteren Schritte ausgeführt: Führen eines ersten Zweigs eines Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs durch den Verdampfer zum Übertragen von Wärme auf das Arbeitsmedium; und erstes Abzweigen eines Kühlfluids im Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung vor dem Verdampfer in einen zweiten Zweig des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs zum Umgehen des Verdampfers und Zusammenführen des zweiten Zweigs mit dem ersten Zweig nach dem Verdampfer.

[0025] Eine andere Weiterbildung besteht darin, dass die folgenden weiteren Schritte ausgeführt werden: zweites Abzweigen des Kühlfluids in Strömungsrichtung vor dem Verdampfer in einen dritten Zweig des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs, wobei der dritte Zweig Kühlfluid durch den Kühler und zurück in den ersten Zweig führt; und/oder drittes Abzweigen des Kühlfluids in Strömungsrichtung nach dem Verdampfer in einen vierten Zweig des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs, wobei der vierte Zweig Kühlfluid durch den Kühler und zurück in den ersten Zweig führt; wobei der Kühler einen Eingangssammler, einen Ausgangssammler, und dazwischen liegende Kanäle aufweist, welche jeweils gegenüber liegende Bereiche des Eingangssammlers und des Ausgangssammlers miteinander verbinden, und wobei ein Eingang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler und ein Eingang des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Eingangssammlers angeordnet sind, und wobei ein Ausgang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler und ein Ausgang des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Ausgangssammlers angeordnet sind, wobei der Eingang und Ausgang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs sowie des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs an jeweils gegenüberliegenden Bereichen des Eingangssammlers bzw. des Ausgangssammlers angeordnet sind.

[0026] Die Erfindung stellt weiterhin eine Kühleinrichtung und ein entsprechendes Verfahren zum Betreiben der Kühleinrichtung bereit.

[0027] Die erfindungsgemäße Kühleinrichtung umfasst: einen ersten Kühlfluidkreislauf, einen zweiten Kühlfluidkreislauf und einen Kühler mit einem Eingangssammler, einem Ausgangssammler, und dazwischen liegenden Kanälen, welche jeweils gegenüber liegende Bereiche des Eingangssammlers und des Ausgangssammlers miteinander verbinden, wobei ein Eingang des ersten Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler und ein Eingang des zweiten Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Eingangssammlers angeordnet sind, und wobei ein Ausgang des ersten Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler und ein Aus-

gang des zweiten Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Ausgangssammlers angeordnet sind, wobei der Eingang und Ausgang des ersten Kühlfluidkreislaufs sowie des zweiten Kühlfluidkreislaufs an jeweils gegenüberliegenden Bereichen des Eingangssammlers bzw. des Ausgangssammlers angeordnet sind. Vorzugsweise ist im ersten Kühlfluidkreislauf ein steuerbares Ventil und/oder im zweiten Kühlfluidkreislauf ein steuerbares Ventil vorgesehen. Der Kühler kann Wärme aus dem ersten und zweiten Kühlfluidkreislauf vorzugsweise auf ein Kühlmedium übertragen, wobei das Kühlmedium beispielsweise Wasser oder Luft umfassen kann.

[0028] Das erfindungsgemäße Verfahren zum Betreiben der erfindungsgemäßen Kühleinrichtung umfasst das Durchführen der folgenden Schritte: Führen eines ersten Kühlfluids im ersten Kühlfluidkreislauf in den Eingang des ersten Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler des Kühlers; Führen eines zweiten Kühlfluids im zweiten Kühlfluidkreislauf in den Eingang des zweiten Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler des Kühlers; Führen des ersten Kühlfluids aus dem Ausgang des ersten Kühlfluidkreislaufs aus dem Kühler; und Führen des zweiten Kühlfluids aus dem Ausgang des ersten Kühlfluidkreislaufs aus dem Kühler. Insbesondere haben das erste und das zweite Kühlfluid die gleiche Zusammensetzung.

[0029] Auf diese Weise wird eine Aufteilung der vorhandenen Kühlerfläche in einen Hochtemperaturbereich (Kühlfluid des ersten Kühlfluidkreislaufs) und einen Niedertemperaturbereich (Kühlfluid des zweiten Kühlfluidkreislaufs) ermöglicht. Die Aufteilung der Massenströme in Teilmassenströme zu den Anschlüssen des Eingangssammlers (also die jeweiligen Eingänge des ersten und zweiten Kühlfluidkreislaufs) und somit auch die Aufteilung der (Teil-) Massenströme durch die Kühlerfläche erfolgt dabei vorzugsweise über ein oder mehrere Ventile im ersten und/oder zweiten Kühlfluidkreislauf. Das Anpassen der Anteile der heißen bzw. kalten Kühlerfläche erfolgt selbstständig in Abhängigkeit der Teilmassenströme.

[0030] Die genannten Weiterbildungen können einzeln eingesetzt oder wie beansprucht geeignet miteinander kombiniert werden.

[0031] Weitere Merkmale und beispielhafte Ausführungsformen sowie Vorteile der vorliegenden Erfindung werden nachfolgend anhand der Zeichnungen näher erläutert. Es versteht sich, dass die Ausführungsformen nicht den Bereich der vorliegenden Erfindung erschöpfen. Es versteht sich weiterhin, dass einige oder sämtliche der im Weiteren beschriebenen Merkmale auch auf andere Weise miteinander kombiniert werden können.

Zeichnungen

[0032]

- Fig. 1 zeigt eine erste Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 Fig. 2 zeigt eine zweite Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 5 Fig. 3 zeigt eine modifizierte Version der zweiten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 Fig. 4 zeigt eine dritte Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 10 Fig. 5 zeigt eine vierte Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 Fig. 6 zeigt eine fünfte Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 Fig. 7 zeigt eine sechste Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 15 Fig. 8 zeigt eine siebente Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 Fig. 9 zeigt eine achte Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems.
 20 Fig. 10 illustriert die Variabilität der Kühlerflächen.
 Fig. 11 ist eine beispielhafte Darstellung der Abkühlung von gemischtem Kühlwasser in einem T-Q-Diagramm.
 Fig. 12 ist eine beispielhafte Darstellung der Abkühlung von getrenntem Kühlwasser in einem T-Q-Diagramm.
 25 Fig. 13 illustriert verschiedene weitere Synergien im erfindungsgemäßen System.

30 Ausführungsformen

[0033] Eine Möglichkeit, bei der Nutzung von Wärme einer Wärmequelle mittels einer thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung - wie etwa einem ORC-System
 35 - Synergien mit bereits vorhandenen Komponenten von beispielsweise Verbrennungsmotoren als Wärmequelle auszunutzen, ist die Mitbenutzung eines bereits vorhandenen Kühlers für die Wärmeabfuhr aus dem ORC-Kondensator. So kann in Betriebszuständen mit moderater
 40 Last, wie z.B. bei moderaten Außentemperaturen, die gesamte Wärme durch das ORC-System geleitet werden und im Kühler an die Umgebung abgegeben werden. Der Betrieb mit moderater Last besitzt bei den meisten Kühlsystemen den größten Zeitanteil des Betriebs.

[0034] Das ORC-System wird so ausgelegt, dass es im Nennbetrieb (Außentemperatur gleich der Nenn-
 45 temperatur) die gesamte Wärme der Wärmequelle aufnehmen kann. Umgekehrt bedeutet dies jedoch, dass es in den Maximalastpunkten (hohe Außentemperaturen)
 50 nicht die gesamte Wärme aufnehmen kann. Da die aus dem ORC ausgekoppelte Wärme von niedrigerer Temperatur als das Kühlfluid ist, verschlechtert sich die Wärmeabfuhr aufgrund der sinkenden Temperaturdifferenz zur Umgebung ΔT_{\log} :

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T_{\log}$$

55

[0035] Dabei ist die logarithmische Temperaturdifferenz definiert als

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

wobei die Temperaturdifferenzen der Medien (Kühlfluid und Luft) vor dem Wärmeaustausch (ΔT_1) und nach dem Wärmeaustausch (ΔT_2) gebildet werden.

[0036] Sinkt die logarithmische Temperaturdifferenz, so steigt bei gleicher Wärmemenge die benötigte Fläche, was jedoch in der Regel aus Gründen des Bauraums nicht umgesetzt werden kann. Das Problem wird verschärft, wenn weitere Wärmequellen eingebunden werden, z.B. die Wärme eines ORC-Systems, welches zum Beispiel Abgaswärme nutzt. Ein weiteres Problem liegt vor, wenn eine Wärmenutzung im Rahmen einer Nachrüstung (Retrofit) hinzugefügt werden soll. Dann ist die Kühlergeometrie bereits gegeben. Ein anderes Problem liegt vor, wenn aufgrund von Kosten die Größe eines Wärmeübertragers möglichst kompakt gehalten werden soll.

[0037] Für eine einfache und schnelle Umsetzung der Integration eines ORCs beispielsweise in ein Fahrzeug gilt es, den konstruktiven Eingriff zu minimieren und die Einflussnahme auf den Motor zu begrenzen und gleichzeitig eine hohe Effizienz des ORC-Prozesses zu gewährleisten.

[0038] Hinsichtlich der Vorteile der Abwärmenutzung aus dem Kühlwasser des Verbrennungsmotors mit einer ORC-Vorrichtung und Einsetzen der mit dem ORC-System gewonnenen Energie in der Antriebsvorrichtung sind die große Effizienzsteigerung des Motors im Bereich von mehreren Prozent, Kosteneinsparung und Bauraumeinsparung durch weniger Komponenten im Vergleich zu ORC-Systemen, die Abgaswärme nutzen, zu nennen. Nachteilig ist zunächst in der ersten Ausführungsform der Erfindung, dass der Kühler bei Maximallast des Motors die Wärmeabfuhr des ORCs im Allgemeinen nicht gewährleisten kann, was jedoch in den weiteren Ausführungsformen behoben oder zumindest abgemildert wird.

[0039] In den nachfolgend beschriebenen Ausführungsformen wird lediglich beispielhaft Wasser als Kühlfluid eingesetzt (Kühlwasser). Weiterhin ist der Kühler lediglich beispielhaft als Luftkühler vorgesehen, wobei also Abwärme auf Luft übertragen wird. Erfindungsgemäß kann jedoch auch ein anderes Medium (wie etwa Wasser) die im Kühler abgeführte Wärme aufnehmen.

[0040] Fig. 1 zeigt eine erste Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems in Form eines Antriebssystems.

[0041] Das erfindungsgemäße Antriebssystem 100 umfasst in dieser Ausführungsform einen Verbrennungsmotor 10 und eine Kühlvorrichtung zum Abführen von Abwärme des Verbrennungsmotors, wobei die Kühlvorrichtung umfasst: einen Luftkühler 20 zum Übertragen von Wärme auf Luft; und eine ORC-Vorrichtung 30 mit

einem Arbeitsmedium, einem Verdampfer 31 zum Verdampfen des Arbeitsmediums durch Übertragen von Abwärme des Verbrennungsmotors 10 auf das Arbeitsmedium, einer Expansionsvorrichtung 32 zur Erzeugung von mechanischer Energie (die hier beispielhaft über einen Generator G in elektrische Energie gewandelt wird) und einem Kondensator 33 zum Kondensieren des in der Expansionsvorrichtung 32 expandierten Arbeitsmediums; wobei die Kühlvorrichtung weiterhin einen Kondensator-Kühlfluidkreislauf 40 zum Abführen von Wärme aus dem Kondensator 33 der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung über den Kühler 20 umfasst. Die Kühlvorrichtung umfasst weiterhin einen Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf 50, wobei ein erster Zweig 51 des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs 50 durch den Verdampfer 31 zum Übertragen von Wärme auf das Arbeitsmedium führt. Der Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf weist in Strömungsrichtung des Kühlwassers vor dem Verdampfer eine erste Abzweigung 81 in einen zweiten Zweig 52 des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs 50 zur Umgehung des Verdampfers 31 und eine Zusammenführung 91 des zweiten Zweigs 52 mit dem ersten Zweig 51 nach dem Verdampfer 31 umfasst, wobei der zweite Zweig 52 ein gesteuertes Ventil 71, beispielsweise mit einem Thermostaten, aufweist.

[0042] Hierbei handelt es sich um eine grundlegende Verschaltung, und sie ermöglicht die Nutzung der Energie aus dem Motorkühlwasser. In einem Beispiel wird die Austrittstemperatur des Motorkühlwassers (MKW) über das gesteuerte Ventil (insbesondere Thermostatventil) 71 auf etwa 110 °C gefahren. Standardmäßig ist die MKW-Austrittstemperatur niedriger, im Bereich von 80 °C. Durch die Erhöhung ergibt sich eine höhere Leistung des ORC-Prozesses. In einer alternativen Ausgestaltung, kann statt des Generators G die Einkopplung der Energie auch direkt (mechanisch oder hydraulisch) geschehen, wie bei allen folgenden Verschaltungen auch.

[0043] Hierbei ergibt sich beim Betrieb folgendes Problem: Das System 100 besitzt keine Notlauffähigkeit bei ORC-Ausfall oder nicht ausreichende Wärmeabfuhr. Wenn der ORC-Prozess 30 an der Grenze seiner Wärmeaufnahme ist oder nicht in Betrieb ist, heizt sich der Wasserkreis 50 auf und der Motor 10 überhitzt bzw. wird von einer Motorsteuerung herunter geregelt.

[0044] Fig. 2 zeigt eine zweite Ausführungsform des erfindungsgemäßen Antriebssystems. Gleiche Bezugszeichen bezeichnen hier die gleichen Komponenten wie in Fig. 1. Im Folgenden werden nur die zusätzlichen Komponenten beschrieben.

[0045] Gegenüber der ersten Ausführungsform ist in der zweiten Ausführungsform des Antriebssystems 200 noch eine Einkopplung von Wärme aus dem Abgas des Motors 10 über einen Abgas-Wärmeübertrager 15 in den Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf 50 vorgesehen. Der Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf 50 enthält in Strömungsrichtung des Kühlfluids vor dem Verdampfer 31 eine zweite Abzweigung 82 in einen dritten Zweig 53 des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs 50, wobei

der dritte Zweig 53 dazu ausgebildet ist, Kühlfluid durch den Kühler 20 und zurück in den ersten Zweig 51 zu führen, wobei die zweite Abzweigung 82 ein zweites Ventil 72, beispielsweise ein Dreiwegeventil 72, umfasst. Wenn die Wärmeübertragungskapazität des Kühlers 20 nicht ausreicht, kann über das zweite Ventil 72 Wasser direkt zum Kühler 20 geführt werden. Der Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf 50 weist in Strömungsrichtung des Kühlfluids nach dem Verdampfer 31 eine dritte Abzweigung 83 in einen vierten Zweig 54 des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs 50 auf, wobei der vierte Zweig 54 Kühlwasser durch den Kühler 20 und zurück in den ersten Zweig 51 führt, wobei die dritte Abzweigung 83 ein drittes Ventil 73, insbesondere ein Dreiwegeventil 73, aufweist, wobei eine Zusammenführung 94 des vierten Zweigs 54 in den dritten Zweig 53 vorgesehen ist. Der Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf 50 umfasst in Strömungsrichtung des Kühlfluids vor dem Kühler 20 eine Zusammenführung 95 des dritten bzw. vierten Zweigs 53, 54 mit dem Kondensator-Kühlfluidkreislauf 40 umfasst.

[0046] Eine Notlauffähigkeit ist über die 3-Wege-Ventile 72 bzw. 73 gegeben. Beim Betrieb des ORCs sinkt (aufgrund der Zusammenführung 95 des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf 50 und des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs 40) die mittlere Temperatur am Eintritt des Kühlers 20, was sich negativ auf die Wärmeübertragungskapazität auswirkt, die von der logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen dem Wärmeaufnehmenden und dem Wärmeabführendem Medium bestimmt wird. Wenn die Wärmeübertragungskapazität des Kühlers 20 nicht ausreicht und / oder wenn keine oder eine ungenügende Auskühlung des Motorkühlwassers im Verdampfer 31 stattfindet, dann wird über eines der beiden Ventile 72 oder 73 oder auch durch die Betätigung beider Ventile Motokühlwasser direkt zum Kühler 20 geführt. Dadurch erhöht sich die Temperatur des dem Kühler 20 zugeführten Wassers, die logarithmische Temperaturdifferenz steigt und es wird mehr Wärme übertragen. Nachteilig ist jedoch, dass der ORC ebenso mit relativ heißem Wasser durchströmt wird, was sich negativ auf die elektrische Leistung auswirkt.

[0047] Fig. 3 zeigt eine gegenüber Fig. 2 modifizierte Ausführungsform 210 des erfindungsgemäßen Systems. Anstatt dem zweiten Ventil 72 ist hier eine Pumpe P4 und anstatt dem dritten Ventil 73 ist eine Pumpe P5 vorgesehen. Beide Pumpen dienen dazu, den Massenstrom zum Kühler 20 zu steuern und sind somit regelbare Pumpen.

[0048] Weiterhin kann die Pumpe P3 regelbar ausgeführt werden. Diese kann in Abhängigkeit der Pumpe P4, der Pumpe P5 oder des entsprechenden 3-Wege-Ventils geregelt werden. Ziel dieser Maßnahme ist es, die Wärmeabfuhr des Wärmeübertragers 20 zu verbessern und / oder den Hilfsenergieaufwand für die Pumpen zu minimieren.

[0049] Wenn nach der Verschaltung in Fig. 3 der Volumenstrom der Pumpe P3 reduziert wird, dann erhöht

sich die Eintrittstemperatur in den WÜ20 und somit die Temperaturdifferenz zum Kühlmedium (z.B. Umgebungsluft). Dadurch kann mehr Wärme übertragen werden.

[0050] Wenn nach der Verschaltung in Fig. 3 vermehrt Fluid über die Leitung 53 zum Kühlen geleitet wird, wird viel Wärmeübertragerfläche für den Hochtemperatur-Anteil benötigt. In diesem Fall kann die Pumpe P3 heruntergeregelt werden, somit wird der Gesamtvolumenstrom über die Wärmeübertragerfläche reduziert und infolge dessen reduziert sich die Druckdifferenz, die durch die Pumpen P3 bis P5 aufgebracht werden muss. Im Umkehrschluss steht demnach viel Fläche für den ORC-Kondensator zur Verfügung, wenn über die Leitung 53 wenig Fluid fließt. Dies ist z.B. der Fall, wenn die gesamte Wärme oder ein Großteil der Wärme über den ORC abgeführt werden kann.

[0051] Hierdurch wird eine kritische Funktion des Verfahrens sichergestellt (Fläche für Hochtemperatur-Kühlung gewährleisten) und eine schnellere und effizientere Regelung erreicht. Die Regelung kann zum Beispiel realisiert werden, indem Kennfelder oder parametrische Tabellen in der Anlagensteuerung hinterlegt werden, die die Drehzahl der Pumpe P3 steuern.

[0052] Im Extremfall, dass die Hochtemperatur-Wärmeabfuhr maximiert werden soll, wird der ORC-Prozess inklusive der Pumpe P3 ausgeschaltet. Um dann zu verhindern, dass ein Teilstrom den Kühler 20 umgeht, kann vor der Pumpe P3 eine Rücklaufsperrung vorgesehen werden.

[0053] Fig. 4 zeigt eine dritte Ausführungsform des erfindungsgemäßen Antriebssystems. Gleiche Bezugszeichen bezeichnen hier die gleichen Komponenten wie in Fig. 1 und 2. Im Folgenden werden nur die zusätzlichen Komponenten beschrieben.

[0054] Gemäß der dritten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Antriebssystems 300 hat der Kühler 20 einen Eingangssammler 21, einen Ausgangssammler 25, und weist dazwischen liegende Kanäle auf, welche jeweils gegenüber liegende Bereiche des Eingangssammlers 21 und des Ausgangssammlers 25 miteinander verbinden, wobei ein Eingang 22 des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs 40 in den Eingangssammler 21 und ein Eingang 23 des dritten Zweigs 53 des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs 50 in den Eingangssammler 21 an jeweiligen Endbereichen des Eingangssammlers 21 angeordnet sind, und wobei ein Ausgang 26 des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs 40 aus dem Ausgangssammler 25 und ein Ausgang 27 des dritten Zweigs 53 des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs 50 aus dem Ausgangssammler 25 an jeweiligen Endbereichen des Ausgangssammlers 25 angeordnet sind, wobei der Eingang 22, 23 und Ausgang 26, 27 des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs 40 sowie des Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs 50 an jeweils gegenüberliegenden Bereichen des Eingangssammlers 21 bzw. des Ausgangssammlers 25 angeordnet sind.

[0055] Somit erfolgt eine Aufteilung der vorhandenen

Kühlerfläche in einen Hochtemperaturbereich (Motor-kühlwasser, MKW) und einen Niedertemperaturbereich (Rücklauf zum ORC-Kondensator). In Abhängigkeit des Betriebspunktes kann ein Teil des MKW-Massenstromes durch den ORC 30 geleitet werden und ein Teil direkt gegen Luft gekühlt werden, wie für die zweite Ausführungsform beschrieben wurde. Dadurch gelingt es, die beiden Massenströme zu trennen, und dann kann auf diese Weise dem ORC-Kondensator eine möglichst niedrige Temperatur zur Verfügung gestellt werden und die Abfuhr der überschüssigen Wärme kann auf hohem Temperaturniveau geschehen, was sich positiv auf die Leistung eines Kühlers und auch positiv auf den Hilfsenergiebedarf zur Abfuhr der Wärme an die Umgebung auswirkt.

[0056] Die dritte Ausführungsform stellt eine Lösung zur Verfügung, um auf möglichst einfache Weise eine Aufteilung der beiden Teilströme auf die Fläche des Kühlers zu realisieren und diese Aufteilung je nach Betriebszustand vorteilhaft einzustellen. Die Anforderungen lauten hierbei, dass die meiste Wärme durch den ORC geleitet wird, um die größtmögliche Effizienzsteigerung des Gesamtsystems zu erzielen. Weiterhin ist es besonders vorteilhaft, die niedrigste Temperatur zur Kühlung des Kondensators zu verwenden um eine höhere Effizienz des ORC Prozesses zu gewährleisten. Zudem müssen geeignete Rücklauftemperaturen für den Motor eingehalten werden. Dies wäre zwar durch baulich bzw. hydraulisch getrennte Kühler zu realisieren, allerdings sind dann die für die jeweiligen Massenströme zur Verfügung stehenden Flächen fest, was jedoch nicht zu unterschiedlichen Lastpunkten passt.

[0057] Die Aufteilung des Massenstromes in der Abzweigung 82 bzw. 83 erfolgt mittels des Ventils 72 bzw. 73. Dieses leitet in Abhängigkeit der Temperatur oder eines anderen Kennwerts einen Teilstrom des MKW zum Kühler 20. Dabei ist die Temperaturgrenze abhängig davon, ob die Variante mit Ventil 72 oder 73 vorliegt. Beispielsweise würde das Ventil 72 bei Erreichen einer maximalen Kühlwassertemperatur den Durchfluss in Richtung Kühler 20 schalten und den ORC umgehen. Das Ventil 73 leitet bei Nicht-Erreichen einer geforderten Abkühlung das Kühlwasser in Richtung Kühler 20.

[0058] Fig. 5 zeigt eine vierte Ausführungsform des erfindungsgemäßen Antriebssystems. Gleiche Bezugszeichen bezeichnen hier die gleichen Komponenten wie in Fig. 1 bis 3. Im Folgenden werden nur die zusätzlichen Komponenten beschrieben.

[0059] Gemäß der vierten Ausführungsform 400 des erfindungsgemäßen Antriebssystems wird gegenüber der dritten Ausführungsform 300 noch eine weitere Abzweigung vor dem Kühler 20 bereitgestellt, um heißes Kühlfluid über eine Wärmesenke 110 zu führen, um einen Teil der Wärme anderweitig, beispielsweise für Heizzwecke zu nutzen.

[0060] In der fünften und sechsten Ausführungsform gemäß Fig. 6 und 7 findet sich die erfindungsgemäße Verschaltung, erweitert um die Einbindung eines weite-

ren Kühlkreises auf einem weiteren Temperaturniveau (z.B. Kühlkreis für die Ladeluftkühlung, LLK) mit einem Wärmeübertrager W (Wärmeabfuhr des Ladeluftkühlkreises), der analog zum Kühler 20 ein Fluid (z.B. Ladeluft-Kühlmedium) kühlt. Der Wärmeübertrager W kann mit dem Wärmeübertrager 20 luftseitig in Reihe geschaltet werden (Fig. 6), und die Kühlluft oder auch ein anderes Kühlmedium kann zuerst durch den Wärmeübertrager W und danach durch den Wärmeübertrager 20 geleitet werden. Ebenso ist eine parallele Durchströmung möglich (Fig. 7).

[0061] Der ORC Kreislauf ist hier zur Vereinfachung nicht dargestellt, eine Verbindung mit dem ORC-Kreislauf ist in dieser Variante nur angedeutet.

[0062] In der sechsten Ausführung nach Fig. 7 ist es möglich, den ORC Kondensator und den Kühler 20 wasserseitig in Reihe zu schalten. Der Kühler 20 kühlt dann den gesamten Massenstrom. Wenn der Motor noch aufwärmt, strömt kein Massenstrom in Richtung Verdampfer. Bei Teillast strömt wenig Massenstrom in Richtung Verdampfer, und es steht ein dann überdimensionierter Kühler zur Verfügung. Dadurch kann dem ORC-Kondensator eine niedrige Temperatur zur Verfügung gestellt werden.

[0063] Dadurch ergibt sich zwar ein geringerer maximal zur Verfügung stehender Durchfluss durch den ORC-Kondensator, dies kann jedoch durch die geringere Eintrittstemperatur überkompensiert werden, sodass die Vorteile überwiegen.

[0064] Ein weiterer Vorteil ist, dass nur eine Pumpe benötigt wird, um den Kondensator und den Kühler 20 zu durchströmen.

[0065] In einigen Betriebszuständen wird nun zur Kühlung des weiteren Kühlkreises nicht die gesamte Fläche des Wärmeübertragers W benötigt. Dann kann man die Flächenreserve des Wärmeübertragers W für die Kühlung des ORC-Kreises nutzen. Dies wird durch die im Folgenden dargestellte Verschaltung in der siebenten Ausführungsform nach Fig. 8 ermöglicht. Die Regelung kann hierbei z.B. in Abhängigkeit der Austrittstemperatur T von Wärmeübertrager W geschehen. Für den Fall, dass für die ORC-Kühlung zusätzliche Fläche von Wärmeübertrager W benötigt UND im Wärmeübertrager W zu diesem Betriebszustand eine Flächenreserve vorhanden ist, wird, öffnet sich ein Ventil V (z.B. wie dargestellt ein 3-Wege-Ventil) oder aber eine andere Einrichtung, die eine derartige Flüssigkeitszuteilung ermöglicht, wie z.B. auch eine Pumpe. Dadurch wird ein Teilstrom des kalten weiteren Kühlkreises in Richtung ORC-Kondensator geleitet. Nach Durchlaufen des Kondensators wird der Teilstrom stromaufwärts vom Wärmeübertrager W wieder eingespeist, um die Temperatur des weiteren Kühlkreises nicht negativ zu beeinflussen.

[0066] Analog hierzu können ebenfalls weitere Kreise mit weiteren Temperaturen eingebunden werden (z.B. der Kühlkreis für die Klimatisierung im Fahrzeug).

[0067] Auch die Verschaltung nach Fig. 6 lässt sich wie in der Fig. 9 dargestellten achten Ausführungsform

weiterentwickeln, so dass die Kapazitäten des weiteren Kühlkreises für die ORC-Kühlung genutzt werden können.

[0068] Die Funktionsweise der Aufteilung der Massenströme in der dritten und vierten Ausführungsform wird nachfolgend in Zusammenhang mit Fig. 10 beschrieben. Das Anpassen der Anteile der heißen bzw. kalten Kühlerfläche erfolgt bei dieser Verschaltung selbstständig in Abhängigkeit der Massenströme, welche durch das 3-Wege-Ventil 72 bzw. 73 zum Kühler geleitet werden. Je größer der Massenstrom \dot{m}_H des heißen MKW bzw. \dot{m}_K des kalten Kondensatorkreises umso größer der jeweilige Anteil an der Kühlerfläche. Das zugrunde liegende Wirkprinzip ist, dass sich zwischen Vor- und Rücklauf eine gleiche Druckdifferenz einstellt. Wenn nun an einem ersten Anschluss ein erster Massen- bzw. Volumenstrom in den Kühler erhöht wird, dann hätte dies im ersten Schritt einen größeren Druckverlust in den von diesem ersten Volumenstrom durchströmten Kanälen des Kühlers zur Folge. Da jedoch die Kanäle über den Sammler verbunden sind, herrscht über alle Kanäle der gleiche Druckverlust, so dass sich der Volumenstrom durch die vom zweiten Massenstrom durchströmten Kanäle erhöht. Bleibt jedoch der zweite Massenstrom konstant, dann muss sich die Anzahl der Kanäle reduzieren, so dass dem größeren ersten Massenstrom mehr Fläche zur Verfügung steht und sich die Druckverluste entsprechend angleichen.

[0069] Durch die Trennung von Temperaturniveaus wird vorteilhaft die zur Verfügung stehende Wärmeübertragerfläche des Kühlers 20 bestmöglich genutzt. Im Vergleich zur (zuvor beschriebenen) Vermischung der Temperaturen zweier Teilströme können wesentlich geringere Temperaturen auf der kalten Seite erreicht werden. Dies hat Vorteile beim Betrieb eines ORCs aber auch für alle anderen Anwendungen wo zwei Temperaturniveaus über einen Kreislauf zurückgekühlt werden sollen, wie es z.B. bei Stationärmotoren für die Kühlung des Motor-kühlwassers und der Ladeluft der Fall ist. Durch die vorgeschlagene Verschaltung kann Wärme bei größtmöglicher Temperaturdifferenz an die Umgebung abgeführt werden, was zu einer Reduktion des Hilfsenergiebedarfs führt, und der niedriger temperierte Volumenstrom wird auf geringere Temperaturen gekühlt als bei einer Vermischung beider Volumenströme. Die Vorrichtung kann wie dargestellt in einem Kühler aber auch durch die Verbindung einer beliebigen Zahl von Kühlern mittels Rohrleitungen bereitgestellt werden.

[0070] Die Figuren 11 und 12 erläutern die Funktionsweise und Vorteilhaftigkeit der Verschaltung gemäß der dritten und vierten Ausführungsform im Vergleich zur zweiten Ausführungsform in T-Q-Diagrammen (T: Temperatur; Q: Wärmestrom).

[0071] Fig. 11 zeigt beispielhaft die Abkühlung des Wassermassenstroms von 90 °C, wobei die heißere der beiden Wärmequellen eine Temperatur von 115 °C ermöglicht. Es wird eine Rückkühltemperatur des Wassers von 70 °C erreicht.

[0072] Bei der Verwendung von zwei Temperaturniveaus, wie in Fig. 12 illustriert, tritt der erste Massenstrom mit 115 °C in den Kühler ein und wird in diesem Beispiel auf 88 °C herunter gekühlt, wobei diese Temperatur sich einstellt, wenn 20 % des gesamten durch den Kühler strömenden Massenstroms auf hohem Temperaturniveau vorliegt. Wie oben beschrieben, teilen sich die Flächen entsprechend des Massenstroms auf, und somit stehen für die Wärmeübertragung des ersten, heißen Massenstroms 20 % der Fläche zur Verfügung. Berechnet man nun die Wärmeströme, so werden jedoch über diese Fläche 27 % der gesamten Wärmemenge übertragen. Die restlichen 73 % der Wärmemenge werden dann über die restlichen 80 % der Fläche übertragen, was nun bei geringeren Temperaturen der Fall möglich ist. So kann diese Wärmemenge mit einer Vorlauftemperatur des Heißwassers von 84 °C und einer Rücklauftemperatur von 65 °C übertragen werden, was eine um 5 K geringere Rücklauftemperatur bedeutet. Dies geht mit Leistungssteigerung des ORCs oder Verbesserung der Wärmeübertragung in anderen Komponenten (Ladeluftkühler etc.) einher.

[0073] Es ist hier bemerkt, dass die beschriebenen Temperatur- und Leistungswerte nur beispielhaft zu sehen sind, durch eine Optimierung und Anpassung von Temperaturgrenzen kann noch weiteres Potenzial gehoben werden. Eine Optimierung berücksichtigt neben der Temperatur auch den Einfluss des Massenstroms auf die Wärmeübertragungskapazität / Leistung eines Wärmeübertragers.

[0074] Das Antriebssystem lässt sich in Hinblick auf weitere Synergien weiterentwickeln, die im Zusammenhang mit Fig. 13 beschrieben werden, und wobei jede davon einzeln oder kombiniert eingesetzt werden kann. Die durch die Expansionsvorrichtung erzeugte mechanische Energie kann über eine jeweilige elektrische, mechanische oder hydraulische Kopplung einsetzbar sein zum (a) Antreiben eines Lüfters des Kondensators 30 und/oder eines Lüfters des Kühlers; und/oder (b) Antreiben einer Umwälzpumpe 101 im Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislaufs und/oder einer Speisepumpe 102 der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung und/oder einer Umwälzpumpe 103 im Kondensator-Kühlfluidkreislauf und/oder einer Wasserpumpe und/oder einer Hydraulikpumpe und/oder einer Ölpumpe; und/oder (c) Antreiben einer Lichtmaschine 105 und/oder eines Anlagers des Antriebssystems; und/oder (d) Antreiben eines Kältekompressors 106 einer Klimaanlage. Ein Teilstrom des verdampften Arbeitsmediums kann zum Antreiben eines Lüfters des Kondensators und/oder eines Lüfters 107 des Kühlers einsetzbar. Dadurch werden Umwandlungsverluste minimiert. Weiterhin kann Wärme aus kondensiertem Arbeitsmedium und/oder aus dem Verbrennungsmotor-Kühlfluidkreislauf zum Zuführen in eine Heizvorrichtung ausgekoppelt werden.

[0075] Die dargestellten Ausführungsformen sind lediglich beispielhaft und der vollständige Umfang der vorliegenden Erfindung wird durch die Ansprüche definiert.

Patentansprüche

1. System zur Wärmenutzung, umfassend:

eine Wärmequelle (10); und
eine Kühlvorrichtung zum Abführen von Wärme der Wärmequelle;
wobei die Kühlvorrichtung umfasst:

einen Wärmeübertrager/Kühler (20) zum Übertragen von Wärme auf ein Umgebungsmedium, wobei insbesondere der Kühler ein Luftkühler und das Umgebungsmedium Luft ist; und
eine thermodynamische Kreisprozessvorrichtung (30), insbesondere eine ORC-Vorrichtung, mit einem Arbeitsmedium, einem Verdampfer (31) zum Verdampfen des Arbeitsmediums durch Übertragen von Wärme der Wärmequelle (10) auf das Arbeitsmedium, einer Expansionsvorrichtung (32) zur Erzeugung von mechanischer Energie und einem Kondensator (33) zum Kondensieren des in der Expansionsvorrichtung (32) expandierten Arbeitsmediums;

wobei die Kühlvorrichtung einen Kondensator-Kühlfluidkreislauf (40) zum Abführen von Wärme aus dem Kondensator (33) der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung (30) über den Wärmeübertrager/Kühler (20) umfasst; und
wobei die Kühlvorrichtung weiterhin einen Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf (50) umfasst, wobei ein erster Zweig (51) des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs durch den Verdampfer (31) zum Übertragen von Wärme auf das Arbeitsmedium führt;

dadurch gekennzeichnet, dass

der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung eines Kühlfluids vor dem Verdampfer eine erste Abzweigung (81) in einen zweiten Zweig (52) des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs (50) zur Umgehung des Verdampfers (31) und eine Zusammenführung (91) des zweiten Zweigs (52) mit dem ersten Zweig (51) nach dem Verdampfer (31) umfasst, wobei der zweite Zweig (52) ein erstes Ventil (71), vorzugsweise ein gesteuertes Ventil, aufweist.

2. System nach Anspruch 1, wobei die Wärmequelle eine Kraftprozessvorrichtung, insbesondere einen Verbrennungsmotor (10), eine Gasturbine oder einen Stirlingmotor, einen Heizkessel, insbesondere einen Biomassebrenner, oder eine Brennstoffzelle umfasst.

3. System nach Anspruch 1 oder 2, wobei im Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf eine erste Pumpe (P1)

und/oder in der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung eine zweite Pumpe (P2) zum Pumpen des Arbeitsmediums und/oder im Kondensator-Kühlfluidkreislauf eine dritte Pumpe (P3) vorgesehen ist.

4. System nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung des Kühlfluids vor dem Verdampfer eine zweite Abzweigung (82) in einen dritten Zweig (53) des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs umfasst, und wobei der dritte Zweig dazu ausgebildet ist, Kühlfluid durch den Wärmeübertrager/Kühler und zurück in den ersten Zweig zu führen, wobei die zweite Abzweigung vorzugsweise ein zweites Ventil (72), insbesondere ein Dreiwegeventil, umfasst oder wobei der dritte Zweig vorzugsweise eine vierte Pumpe (P4) umfasst.

5. System nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung des Kühlfluids nach dem Verdampfer eine dritte Abzweigung (83) in einen vierten Zweig (54) des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs umfasst, und wobei der vierte Zweig dazu ausgebildet ist, Kühlfluid durch den Wärmeübertrager/Kühler und zurück in den ersten Zweig zu führen, wobei die dritte Abzweigung vorzugsweise ein drittes Ventil (73), insbesondere ein Dreiwegeventil, oder wobei der vierte Zweig vorzugsweise eine fünfte Pumpe (P5) umfasst, wobei in Kombination mit Anspruch 4 eine Zusammenführung des vierten Zweigs in den dritten Zweig vorgesehen ist.

6. System nach Anspruch 4 oder 5, wobei der Wärmequelle-Kühlfluidkreislauf in Strömungsrichtung des Kühlfluids vor dem Wärmeübertrager/Kühler eine Zusammenführung (95) des dritten bzw. vierten Zweigs mit dem Kondensator-Kühlfluidkreislauf umfasst.

7. System nach Anspruch 4 oder 5, wobei der Wärmeübertrager/Kühler einen Eingangssammler (21), einen Ausgangssammler (25), und dazwischen liegende Kanäle aufweist, welche jeweils gegenüber liegende Bereiche des Eingangssammlers und des Ausgangssammlers miteinander verbinden, und wobei ein Eingang (22) des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler und ein Eingang (23) des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Eingangssammlers angeordnet sind, und wobei ein Ausgang (26) des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler und ein Ausgang (27) des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler voneinander beabstan-

- det sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Ausgangssammlers angeordnet sind, wobei der Eingang (22, 23) und Ausgang (26, 27) des Kondensator-Kühlfliuidkreislaufs sowie des Wärmequelle-Kühlfliuidkreislaufs an jeweils gegenüberliegenden Bereichen des Eingangssammlers bzw. des Ausgangssammlers angeordnet sind.
8. System nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die Kühlvorrichtung weiterhin wenigstens einen Wärmeübertrager (15) zum Übertragen von Wärme in Abgas der Wärmequelle auf den Wärmequelle-Kühlfliuidkreislauf umfasst.
9. System nach einem der Ansprüche 1 bis 8, weiterhin einen Generator (G) umfassend, mit dem durch die Expansionsvorrichtung erzeugte mechanische Energie in elektrische Energie umwandelbar ist.
10. System nach einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei durch die Expansionsvorrichtung (32) erzeugte mechanische Energie über eine jeweilige elektrische, mechanische oder hydraulische Kopplung einsetzbar ist zum
- (a) Antreiben eines Lüfters des Kondensators (30) und/oder eines Lüfters des Wärmeübertragers/Kühlers; und/oder
- (b) Antreiben einer Umwälzpumpe (101) im Wärmequelle-Kühlfliuidkreislaufs und/oder einer Speisepumpe (102) der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung und/oder einer Umwälzpumpe (103) im Kondensator-Kühlfliuidkreislauf und/oder einer Wasserpumpe und/oder einer Hydraulikpumpe und/oder einer Ölpumpe; und/oder
- (c) Antreiben einer Lichtmaschine (105) und/oder eines Anlassers des Antriebssystems; und/oder
- (d) Antreiben eines Kältekompressors (106) einer Klimaanlage; und/oder
- (e) Einkoppeln der durch die Expansionsvorrichtung erzeugten mechanischen Energie in einen Antriebsstrang der Wärmequelle, insbesondere direkt auf eine Antriebswelle, wobei die Wärmequelle eine Kraftprozessvorrichtung, insbesondere einen Verbrennungsmotor, umfasst.
11. System nach einem der Ansprüche 1 bis 10, wobei ein Teilstrom des verdampften Arbeitsmediums zum Antreiben eines Lüfters des Kondensators und/oder eines Lüfters (107) des Wärmeübertragers/Kühlers und/oder eines Kältekompressors einsetzbar ist; und/oder wobei Wärme aus kondensiertem Arbeitsmedium und/oder aus dem Wärmequelle-Kühlfliuidkreislauf zum Zuführen in eine Heizvorrichtung auskoppelbar ist.
12. System nach einem der Ansprüche 1 bis 11, weiterhin umfassend: einen weiteren Kühlkreislauf mit einem weiteren Wärmeübertrager, wobei der weitere Wärmeübertrager in Reihe mit oder parallel zu dem Wärmeübertrager/Kühler verschaltet ist.
13. Verfahren zum Abführen von Wärme einer Wärmequelle mit einer Kühlvorrichtung, wobei die Kühlvorrichtung einen Wärmeübertrager/Kühler, eine thermodynamische Kreisprozessvorrichtung, insbesondere eine ORC-Vorrichtung, mit einem Arbeitsmedium, einem Verdampfer, einer Expansionsvorrichtung und einem Kondensator sowie einen Kondensator-Kühlfliuidkreislauf umfasst, und wobei das Verfahren die folgenden Schritte umfasst:
- Übertragen von Wärme auf ein Umgebungsmedium mit dem Wärmeübertrager/Kühler, wobei insbesondere der Kühler ein Luftkühler und das Umgebungsmedium Luft ist;
- Verdampfen des Arbeitsmediums mit dem Verdampfer durch Übertragen von Wärme der Wärmequelle auf das Arbeitsmedium;
- Erzeugen von mechanischer Energie mit der Expansionsvorrichtung;
- Kondensieren des in der Expansionsvorrichtung expandierten Arbeitsmediums mit dem Kondensator;
- Abführen von Wärme aus dem Kondensator der thermodynamischen Kreisprozessvorrichtung über den Wärmeübertrager/Kühler; und
- Führen eines ersten Zweigs eines Wärmequelle-Kühlfliuidkreislaufs durch den Verdampfer zum Übertragen von Wärme auf das Arbeitsmedium;
- gekennzeichnet durch**
- erstes Abzweigen eines Kühlfliuids im Wärmequelle-Kühlfliuidkreislauf in Strömungsrichtung vor dem Verdampfer in einen zweiten Zweig des Wärmequelle-Kühlfliuidkreislaufs zum Umgehen des Verdampfers und Zusammenführen des zweiten Zweigs mit dem ersten Zweig nach dem Verdampfer.
14. Verfahren nach Anspruch 13, mit den weiteren Schritten:
- zweites Abzweigen des Kühlfliuids in Strömungsrichtung vor dem Verdampfer in einen dritten Zweig des Wärmequelle-Kühlfliuidkreislaufs, wobei der dritte Zweig Kühlfliuid durch den Wärmeübertrager/Kühler und zurück in den ersten Zweig führt; und/oder drittes Abzweigen des Kühlfliuids in Strömungsrichtung nach dem Verdampfer in einen vierten Zweig des Wärmequelle-Kühlfliuidkreislaufs, wobei der vierte Zweig Kühlfliuid durch den Wärmeübertrager/Kühler und zurück in den ersten Zweig führt;

wobei der Wärmeübertrager/Kühler einen Eingangssammler, einen Ausgangssammler, und dazwischen liegende Kanäle aufweist, welche jeweils gegenüber liegende Bereiche des Eingangssammlers und des Ausgangssammler miteinander verbinden, und wobei ein Eingang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler und ein Eingang des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs in den Eingangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Eingangssammlers angeordnet sind, und wobei ein Ausgang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler und ein Ausgang des dritten bzw. vierten Zweigs des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs aus dem Ausgangssammler voneinander beabstandet sind, insbesondere an jeweiligen Endbereichen des Ausgangssammlers angeordnet sind, wobei der Eingang und Ausgang des Kondensator-Kühlfluidkreislaufs sowie des Wärmequelle-Kühlfluidkreislaufs an jeweils gegenüberliegenden Bereichen des Eingangssammlers bzw. des Ausgangssammlers angeordnet sind.

Claims

1. System for heat utilization, comprising:

a heat source (10); and
a cooling device for discharging heat from the heat source;
wherein the cooling device comprises:

a heat exchanger / radiator (20) for transferring heat to a surrounding medium, wherein in particular the radiator is an air cooler and the surrounding medium is air; and
a thermodynamic cycle device (30), in particular an ORC device, having a working medium, an evaporator (31) for evaporating the working medium by transferring heat of the heat source (10) to the working medium, an expansion device (32) for generating mechanical energy, and a condenser (33) for condensing the working medium expanded in the expansion device (32);

wherein the cooling device comprises a condenser coolant circuit (40) for discharging heat from the condenser (33) of the thermodynamic cycle device (30) via the heat exchanger / radiator (20); and

wherein the cooling device further comprises a heat source coolant circuit (50), wherein a first

branch (51) of the heat source coolant circuit passes through the evaporator (31) for transferring heat to the working fluid;

characterized in that

the heat source coolant circuit in the flow direction of a cooling fluid upstream of the evaporator comprises a first branch-off (81) into a second branch (52) of the heat source coolant circuit (50) for bypassing the evaporator (31) and a merging (91) of the second branch (52) with the first branch (51) downstream of the evaporator (31), the second branch (52) comprising a first valve (71), preferably a controlled valve.

2. System according to claim 1, wherein the heat source comprises a power process device, in particular an internal combustion engine (10), a gas turbine or a Stirling engine, a boiler, in particular a biomass burner, or a fuel cell.

3. System according to claim 1 or 2, wherein in the heat source coolant circuit, a first pump (P1) and / or in the thermodynamic cycle device, a second pump (P2) for pumping the working medium and / or in the condenser coolant circuit, a third pump (P3) is provided.

4. System according to any one of claims 1 to 3, wherein in the heat source coolant circuit in the flow direction of the cooling fluid upstream of the evaporator comprises a second branch-off (82) into a third branch (53) of the heat source coolant circuit, and wherein the third branch is configured to move cooling fluid through the heat exchanger / radiator and back into the first branch, wherein the second branch-off preferably comprises a second valve (72), in particular a three-way valve, or wherein the third branch preferably comprises a fourth pump (P4).

5. System according to any one of claims 1 to 4, wherein in the heat source coolant circuit comprises, in the flow direction of the cooling fluid downstream of the evaporator, a third branch-off (83) into a fourth branch (54) of the heat source coolant circuit, and wherein the fourth branch is configured to move cooling fluid through the heat exchanger / radiator and back into the first branch, wherein the third branch preferably comprises a third valve (73), in particular a three-way valve, or wherein the fourth branch preferably comprises a fifth pump (P5), wherein in combination with claim 4, a merging of the fourth branch into the third branch is provided.

6. System of claim 4 or 5, wherein the heat source coolant circuit in the flow direction of the cooling fluid upstream the heat exchanger / radiator comprises a merging (95) of the third and/or fourth branch with the condenser coolant circuit.

7. System of claim 4 or 5, wherein the heat exchanger / radiator has an inlet collector (21), an outlet collector (25), and intermediate channels interconnecting respective opposite portions of the inlet collector and the outlet collector, and wherein an inlet (22) of the condenser cooling fluid cycle into the inlet collector and an inlet (23) of the third and/or fourth branch of the heat source coolant circuit into the inlet collector are spaced from each other, in particular at respective end portions of the inlet collector, and wherein an outlet (26) of the condenser coolant circuit from the outlet collector and an outlet (27) of the third and/or fourth branch of the heat source coolant circuit from the outlet collector are spaced from each other, in particular arranged at respective end portions of the outlet collector, wherein the inlet (22, 23) and outlet (26, 27) of the condenser coolant circuit and the heat source coolant circuit are each arranged at respective opposite areas of the inlet collector and the outlet collector.
8. System according to any one of claims 1 to 7, wherein the cooling device further comprises at least one heat exchanger (15) for transferring heat in exhaust gas of the heat source to the heat source coolant circuit.
9. System according to any one of claims 1 to 8, further comprising a generator (G), by means of which the mechanical energy generated by the expansion device is convertible into electrical energy.
10. System according to any one of claims 1 to 9, wherein by the energy generated by the expansion device (32) mechanical energy can be used via a respective electrical, mechanical or hydraulic coupling for
- (a) driving a fan of the condenser (30) and / or a fan of the heat exchanger / radiator; and / or
 - (b) driving a circulation pump (101) in the heat source coolant circuit and / or a feed pump (102) of the thermodynamic cycle device and / or a circulation pump (103) in the condenser coolant circuit and / or a water pump and / or a hydraulic pump and / or an oil pump; and or
 - (c) driving a generator (105) and / or a starter of the drive system; and / or
 - (d) driving a refrigeration compressor (106) of an air conditioner; and / or
 - (e) coupling the mechanical energy generated by the expansion device in a drive train of the heat source, in particular directly to a drive shaft, wherein the heat source comprises a power process device, in particular an internal combustion engine.
11. System according to any one of claims 1 to 10, wherein a partial flow of the vaporized working medium is usable to drive a fan of the condenser and / or a fan (107) of the heat exchanger / radiator and / or a refrigeration compressor; and / or wherein heat from condensed working medium and / or from the heat source coolant circuit for feeding into a heating device can be coupled out.
12. System according to any one of claims 1 to 11, further comprising: a further cooling circuit with a further heat exchanger, wherein the further heat exchanger is connected in series with or parallel to the heat exchanger / radiator.
13. Method for discharging heat from a heat source by means of a cooling device, wherein the cooling device comprises a heat exchanger / radiator, a thermodynamic cycle device, in particular an ORC device, with a working medium, an evaporator, an expansion device and a condenser and a condenser coolant circuit, and wherein the method comprises the following steps:
- transferring heat to an surrounding medium with the heat exchanger / radiator, wherein in particular the radiator is an air cooler and the surrounding medium is air;
 - vaporizing the working medium with the evaporator by transferring heat from the heat source to the working medium;
 - generating mechanical energy by means of the expansion device;
 - condensing the working medium expanded in the expansion device by means of the condenser;
 - discharging heat from the condenser of the thermodynamic cycle device via the heat exchanger / radiator; and
 - passing a first branch of a heat source coolant circuit through the evaporator to transfer heat to the working fluid;
- characterized by**
- first branching-off of a cooling fluid in the heat source coolant circuit in the flow direction upstream the evaporator into a second branch of the heat source coolant circuit for bypassing the evaporator and merging the second branch with the first branch downstream the evaporator.
14. Method of claim 13, further comprising the steps of:
- second branching-off of the cooling fluid upstream of the evaporator into a third branch of the heat source coolant circuit, the third branch passing cooling fluid through the heat exchanger / radiator and back into the first branch; and or
 - third branching-off of the cooling fluid downstream of the evaporator into a fourth branch of the heat source coolant circuit, the fourth branch

passing cooling fluid through the heat exchanger / radiator and back into the first branch; wherein the heat exchanger / radiator has an inlet collector, an outlet collector, and intermediate channels interconnecting respective opposite portions of the inlet collector and the outlet collector, and wherein an inlet of the condenser cooling fluid cycle into the inlet collector and an inlet of the third and/or fourth branches of the heat source coolant circuit into the inlet collector are spaced from each other, in particular at respective end portions of the inlet collector, and wherein an outlet of the condenser coolant circuit from the outlet collector and an outlet of the third and/or fourth branch of the heat source coolant circuit from the outlet collector, respectively, are spaced from each other, in particular arranged at respective end portions of the outlet collector, wherein the inlet and outlet of the condenser coolant circuit and of the heat source coolant circuit are arranged at respective opposite portions of the inlet and the outlet collector.

Revendications

1. Système de valorisation de chaleur, comprenant :

une source de chaleur (10) ; et
un dispositif de refroidissement pour évacuer de la chaleur de la source de chaleur ;
le dispositif de refroidissement comprenant :

un échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement (20) pour le transfert de chaleur à un fluide environnant, notamment le radiateur de refroidissement étant un radiateur de refroidissement à air et le fluide environnant étant de l'air ; et
un dispositif à cycle thermodynamique (30), notamment un dispositif ORC (dispositif à cycle organique de Rankine), avec un fluide de travail, un évaporateur (31) pour la vaporisation du fluide de travail par transfert de chaleur de la source de chaleur (10) au fluide de travail, un dispositif de détente (32) pour la production d'énergie mécanique, et un condenseur (33) pour condenser le fluide de travail détendu dans le dispositif de détente (32) ;

le dispositif de refroidissement comprenant un circuit de fluide de refroidissement de condenseur (40) pour évacuer de la chaleur du condenseur (33) du dispositif à cycle thermodynamique (30), par l'intermédiaire de l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement (20) ; et
le dispositif de refroidissement comportant par

ailleurs un circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur (50), une première branche (51) du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur menant à travers l'évaporateur (31) destiné au transfert de chaleur au fluide de travail ;

caractérisé

en ce que le circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur comprend, en amont de l'évaporateur en se référant à la direction d'écoulement du fluide de refroidissement, une première dérivation (81) vers une deuxième branche (52) du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur (50) pour contourner l'évaporateur (31), et une réunion (91) de la deuxième branche (52) avec la première branche (51) après l'évaporateur (31), la deuxième branche (52) présentant une première vanne (71), de préférence une vanne pouvant être commandée.

2. Système selon la revendication 1, dans lequel la source de chaleur est un dispositif de production d'énergie motrice, notamment un moteur à combustion interne (10), une turbine à gaz ou un moteur Stirling, une chaudière, notamment une chaudière de biomasse, ou bien une pile à combustible.

3. Système selon la revendication 1 ou la revendication 2, dans lequel il est prévu dans le circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, une première pompe (P1), et/ou dans le dispositif à cycle thermodynamique, une deuxième pompe (P2) pour le pompage du fluide de travail, et/ou dans le circuit de fluide de refroidissement de condenseur, une troisième pompe (P3).

4. Système selon l'une des revendications 1 à 3, dans lequel le circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur comprend, en amont de l'évaporateur en se référant à la direction d'écoulement du fluide de refroidissement, une deuxième dérivation (82) vers une troisième branche (53) du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, et dans lequel la troisième branche est conçue pour mener du fluide de refroidissement à travers l'échangeur de chaleur/ radiateur de refroidissement et en retour dans la première branche, la deuxième dérivation comprenant de préférence une deuxième vanne (72), de préférence une vanne à trois voies, ou bien la troisième branche comprend de préférence une quatrième pompe (P4).

5. Système selon l'une des revendications 1 à 4, dans lequel le circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur comprend, en aval de l'évaporateur en se référant à la direction d'écoulement du fluide de refroidissement, une troisième dérivation (83)

- vers une quatrième branche (54) du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, et dans lequel la quatrième branche est conçue pour mener du fluide de refroidissement à travers l'échangeur de chaleur/ radiateur de refroidissement et en retour dans la première branche, la troisième dérivation comprenant de préférence une troisième vanne (73), de préférence une vanne à trois voies, ou bien la quatrième branche comprend de préférence une cinquième pompe (P5), et en combinaison avec la revendication 4, il est prévu une réunion de la quatrième branche à la troisième branche.
- 5
6. Système selon la revendication 4 ou la revendication 5, dans lequel le circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur comprend, en amont de l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement en se référant à la direction d'écoulement du fluide de refroidissement, une réunion (95) de la troisième ou respectivement de la quatrième branche avec le circuit de fluide de refroidissement de condenseur.
- 10
7. Système selon la revendication 4 ou la revendication 5, dans lequel l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement comprend un collecteur d'entrée (21), un collecteur de sortie (25), et des canaux situés entre les deux et reliant respectivement des zones mutuellement opposées du collecteur d'entrée et du collecteur de sortie, et dans lequel une entrée (22) du circuit de fluide de refroidissement de condenseur dans le collecteur d'entrée et une entrée (23) de la troisième respectivement quatrième branche du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur dans le collecteur d'entrée, sont mutuellement espacées, et notamment agencées dans des zones d'extrémité respectives du collecteur d'entrée, et dans lequel une sortie (26) du circuit de fluide de refroidissement de condenseur hors du collecteur de sortie et une sortie (27) de la troisième respectivement la quatrième branche du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur hors du collecteur de sortie, sont mutuellement espacées, et notamment agencées dans des zones d'extrémité respectives du collecteur de sortie, l'entrée (22, 23) et la sortie (26, 27) du circuit de fluide de refroidissement de condenseur ainsi que du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur étant agencées dans des zones respectivement opposées du collecteur d'entrée et respectivement du collecteur de sortie.
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
8. Système selon l'une des revendications 1 à 7, dans lequel le dispositif de refroidissement comprend, par ailleurs, au moins un échangeur de chaleur (15) pour le transfert de chaleur dans des gaz d'échappement de la source de chaleur au circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur.
9. Système selon l'une des revendications 1 à 8, comprenant, en outre, un générateur (G) à l'aide duquel de l'énergie mécanique produite à l'aide du dispositif de détente, peut être convertie en énergie électrique.
10. Système selon l'une des revendications 1 à 9, dans lequel de l'énergie mécanique produite par le dispositif de détente (32) peut être utilisée, par l'intermédiaire d'un couplage électrique, mécanique ou hydraulique, pour
- (a) l'entraînement d'un ventilateur du condenseur (30) et/ou d'un ventilateur de l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement ; et/ou
- (b) l'entraînement d'une pompe de circulation (101) dans le circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, et/ou d'une pompe d'alimentation (102) du dispositif à cycle thermodynamique, et/ou d'une pompe de circulation (103) dans le circuit de fluide de refroidissement de condenseur, et/ou d'une pompe à eau, et/ou d'une pompe hydraulique, et/ou d'une pompe à huile ; et/ou
- (c) l'entraînement d'un alternateur d'éclairage (105), et/ou d'un démarreur du système d'entraînement ; et/ou
- (d) l'entraînement d'un compresseur frigorigène (106) d'une installation de climatisation ; et/ou
- (e) l'envoi de l'énergie mécanique produite par le dispositif de détente dans une ligne de transmission d'entraînement de la source de chaleur, notamment directement sur un arbre de transmission d'entraînement, la source de chaleur comprenant un dispositif de production d'énergie motrice, notamment un moteur à combustion interne.
11. Système selon l'une des revendications 1 à 10, dans lequel un flux partiel du fluide de travail vaporisé peut être utilisé pour l'entraînement d'un ventilateur du condenseur, et/ou d'un ventilateur (107) de l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement, et/ou d'un compresseur frigorigène ; et/ou dans lequel de la chaleur peut être extraite de fluide de travail condensé et/ou du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, pour être amené à un dispositif de chauffage.
12. Système selon l'une des revendications 1 à 11, comprenant, par ailleurs : un circuit de refroidissement supplémentaire avec un autre échangeur de chaleur, ledit autre échangeur de chaleur étant monté en série ou en parallèle avec l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement.
13. Procédé pour évacuer de la chaleur d'une source de chaleur à l'aide d'un dispositif de refroidissement, le dispositif de refroidissement comprenant un échan-

geur de chaleur/radiateur de refroidissement, un dispositif à cycle thermodynamique, notamment un dispositif ORC, avec un fluide de travail, un évaporateur, un dispositif de détente et un condenseur, ainsi qu'un circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, le procédé présentant les étapes suivantes :

le transfert de chaleur à un fluide environnant à l'aide de l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement, le radiateur de refroidissement étant notamment un radiateur à air et le fluide environnant de l'air ;

la vaporisation du fluide de travail à l'aide de l'évaporateur par transfert de chaleur de la source de chaleur au fluide de travail ;

la production d'énergie mécanique à l'aide du dispositif de détente ;

la condensation du fluide de travail détendu dans le dispositif de détente, à l'aide du condenseur ;

l'évacuation de chaleur du condenseur du dispositif à cycle thermodynamique, à l'aide de l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement ; et

l'amenée de la première branche d'un circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, à travers l'évaporateur pour le transfert de chaleur au fluide de travail ;

caractérisé par

une première dérivation d'un fluide de refroidissement dans le circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, en amont de l'évaporateur en se référant à la direction d'écoulement, vers une deuxième branche du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, pour contourner l'évaporateur, et par la réunion de la deuxième branche avec la première branche après l'évaporateur.

14. Procédé selon la revendication 13, comprenant les étapes supplémentaires suivantes :

une deuxième dérivation du fluide de refroidissement, en amont de l'évaporateur en se référant à la direction d'écoulement, vers une troisième branche du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, la troisième branche menant du fluide de refroidissement à travers l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement et en retour dans la première branche ; et/ou

une troisième dérivation du fluide de refroidissement, en aval de l'évaporateur en se référant à la direction d'écoulement, vers une quatrième branche du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur, la quatrième branche menant du fluide de refroidissement à travers

l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement et en retour dans la première branche ; procédé d'après lequel

l'échangeur de chaleur/radiateur de refroidissement comprend un collecteur d'entrée, un collecteur de sortie, et des canaux situés entre les deux et reliant respectivement des zones mutuellement opposées du collecteur d'entrée et du collecteur de sortie, et d'après lequel une entrée du circuit de fluide de refroidissement de condenseur dans le collecteur d'entrée et une entrée de la troisième respectivement quatrième branche du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur dans le collecteur d'entrée, sont mutuellement espacées, et notamment agencées dans des zones d'extrémité respectives du collecteur d'entrée, et d'après lequel une sortie du circuit de fluide de refroidissement de condenseur hors du collecteur de sortie et une sortie de la troisième respectivement la quatrième branche du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur hors du collecteur de sortie, sont mutuellement espacées, et notamment agencées dans des zones d'extrémité respectives du collecteur de sortie, l'entrée et la sortie du circuit de fluide de refroidissement de condenseur ainsi que du circuit de fluide de refroidissement de source de chaleur étant agencées dans des zones respectivement opposées du collecteur d'entrée et respectivement du collecteur de sortie.

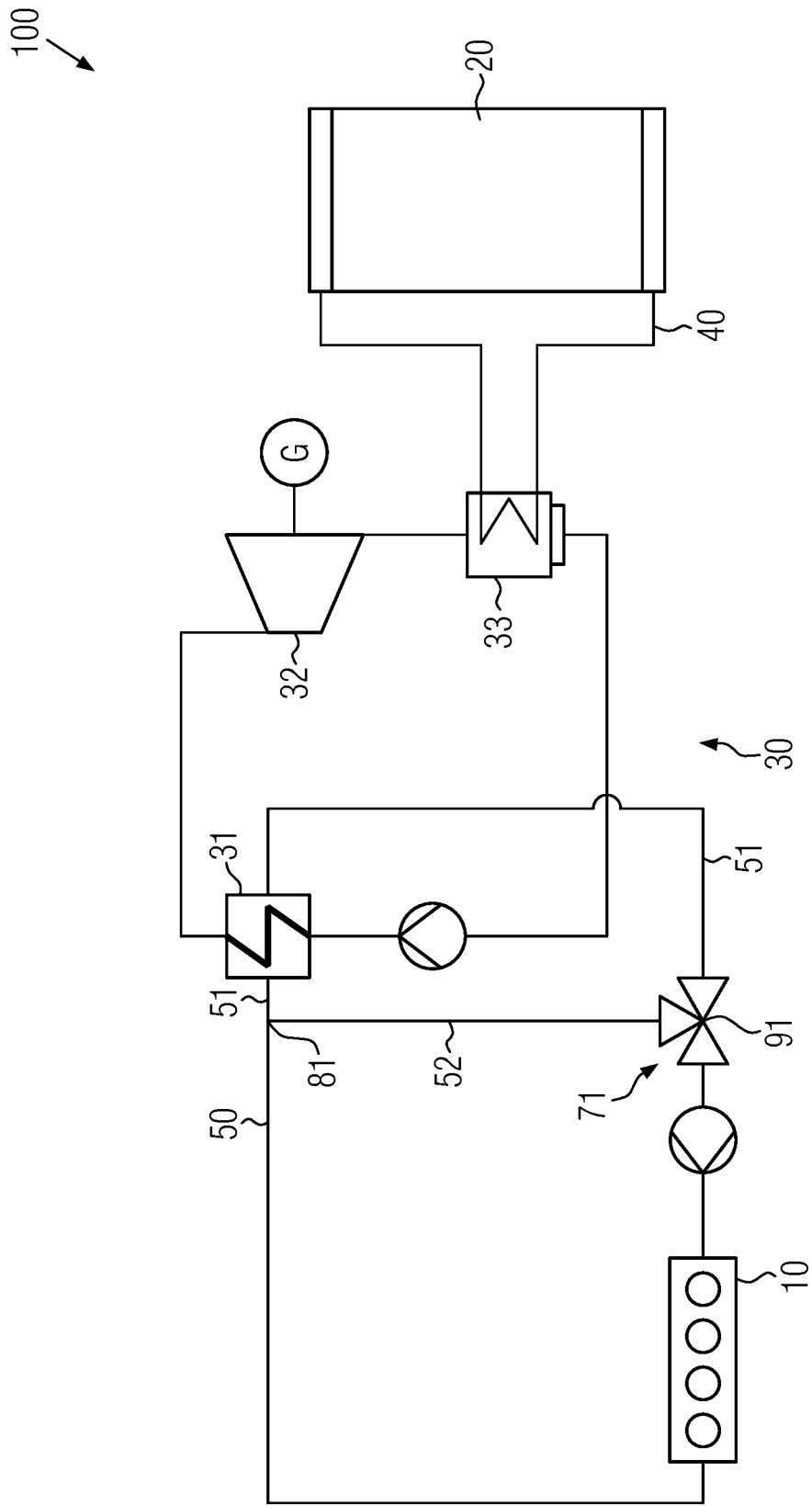


FIG. 1

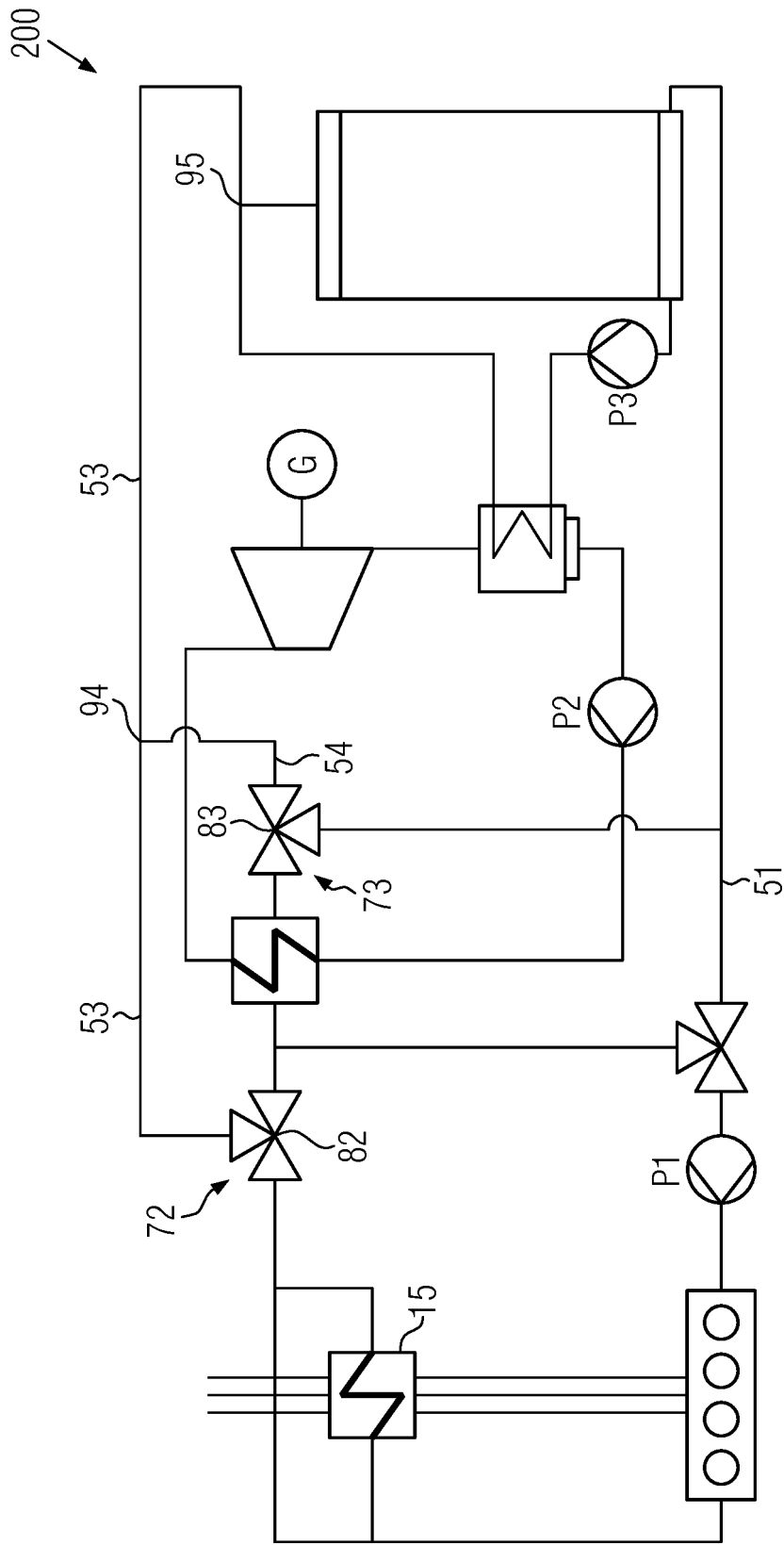


FIG. 2

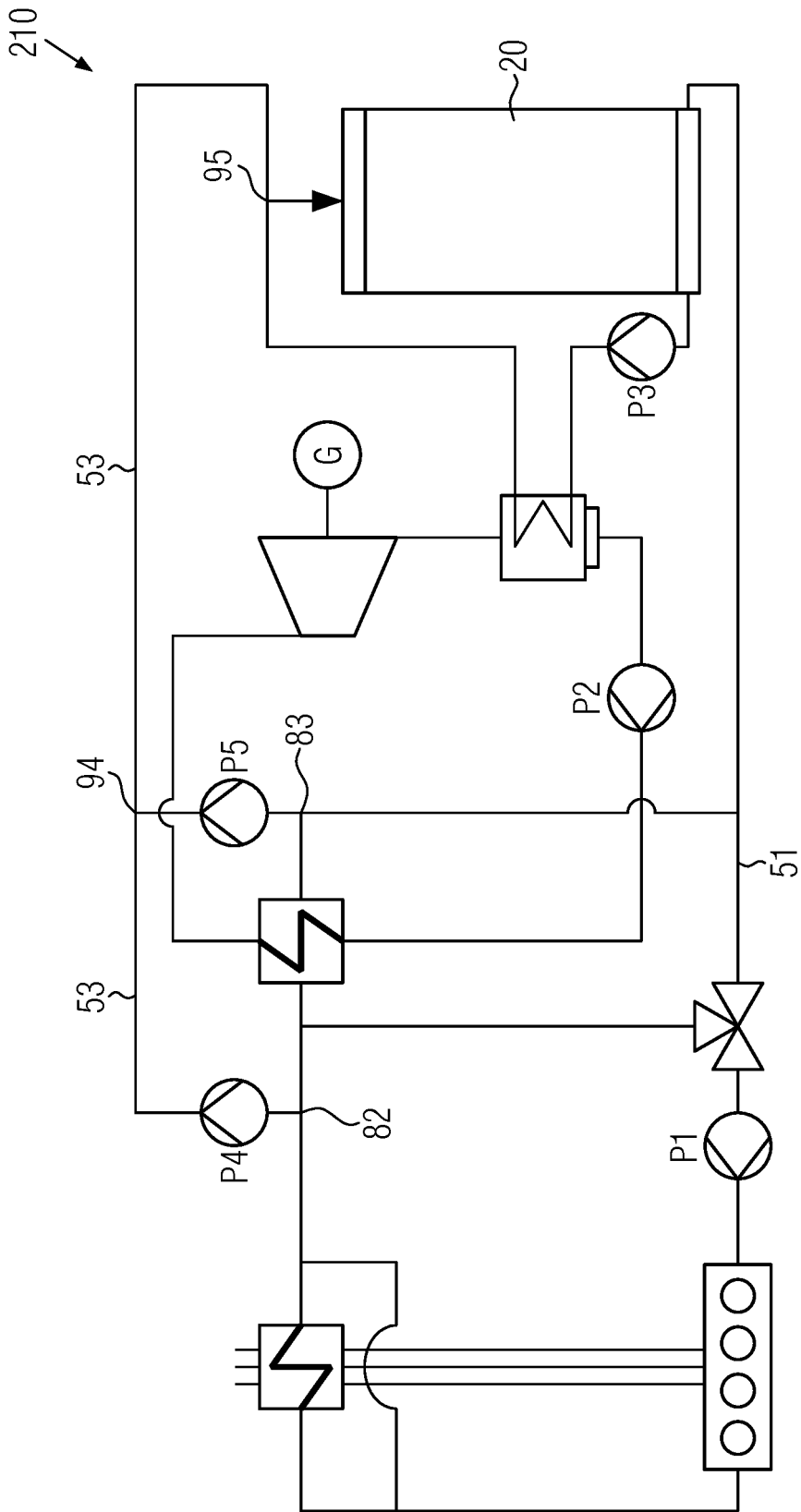


FIG. 3

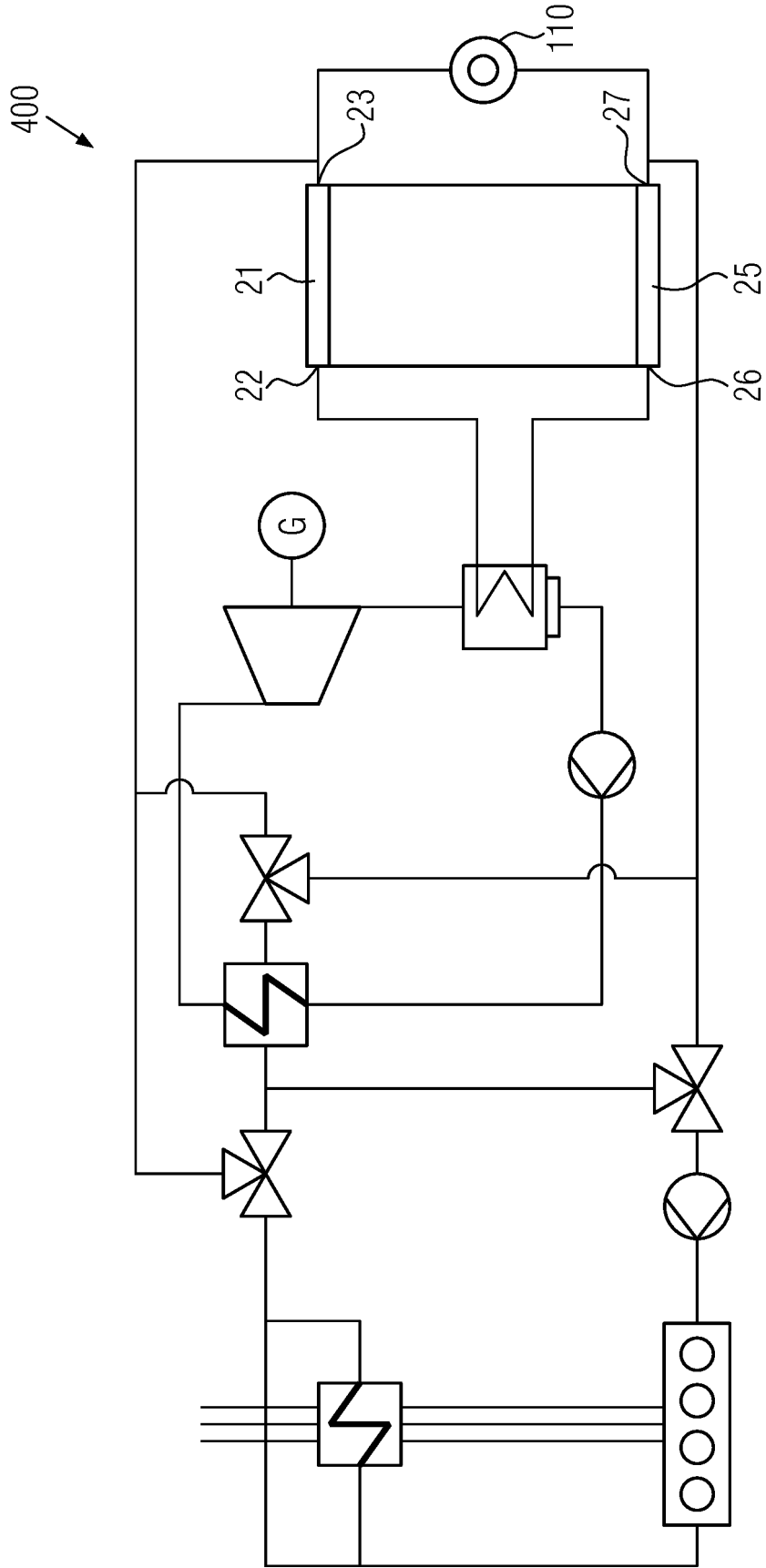


FIG. 5

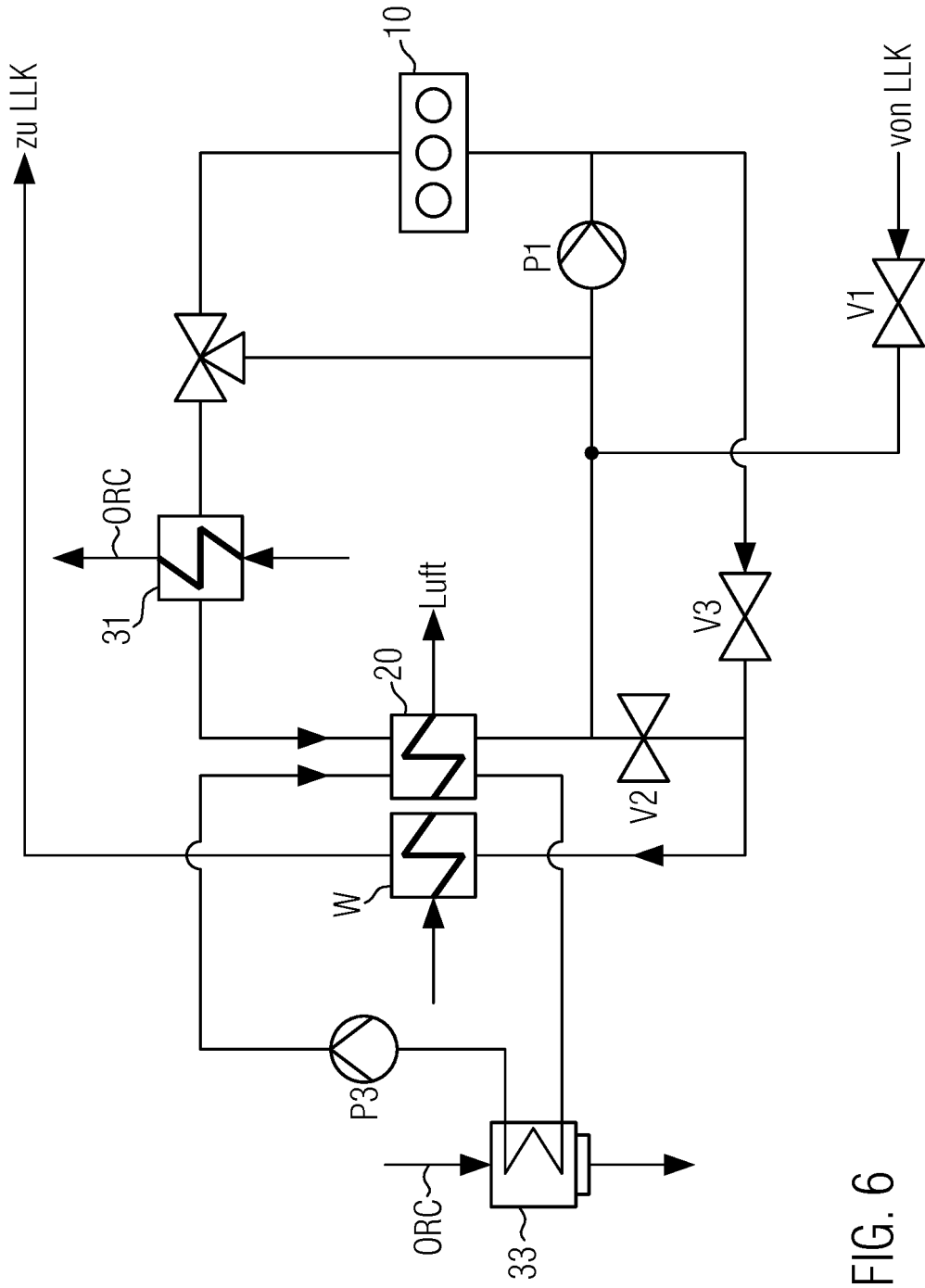


FIG. 6

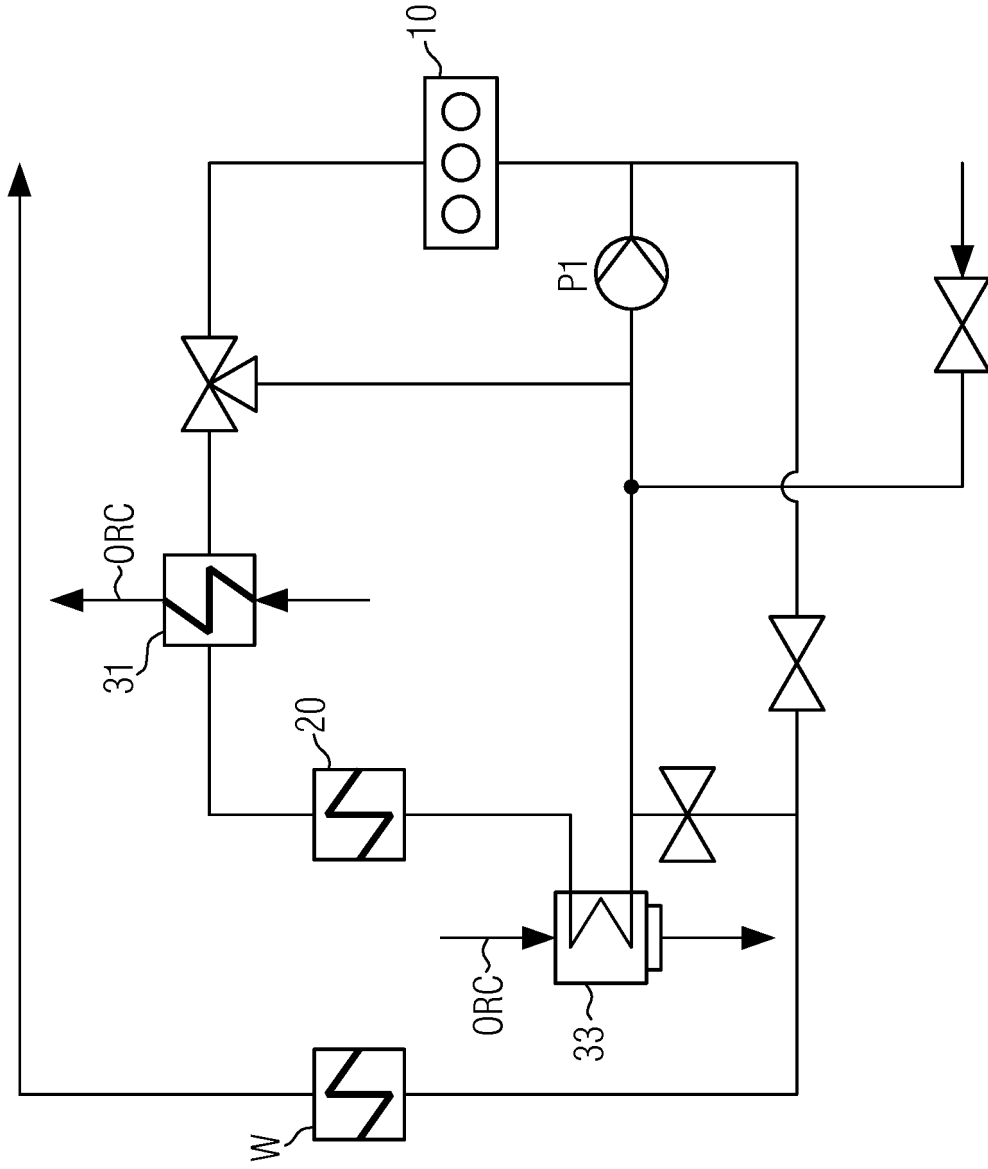


FIG. 7

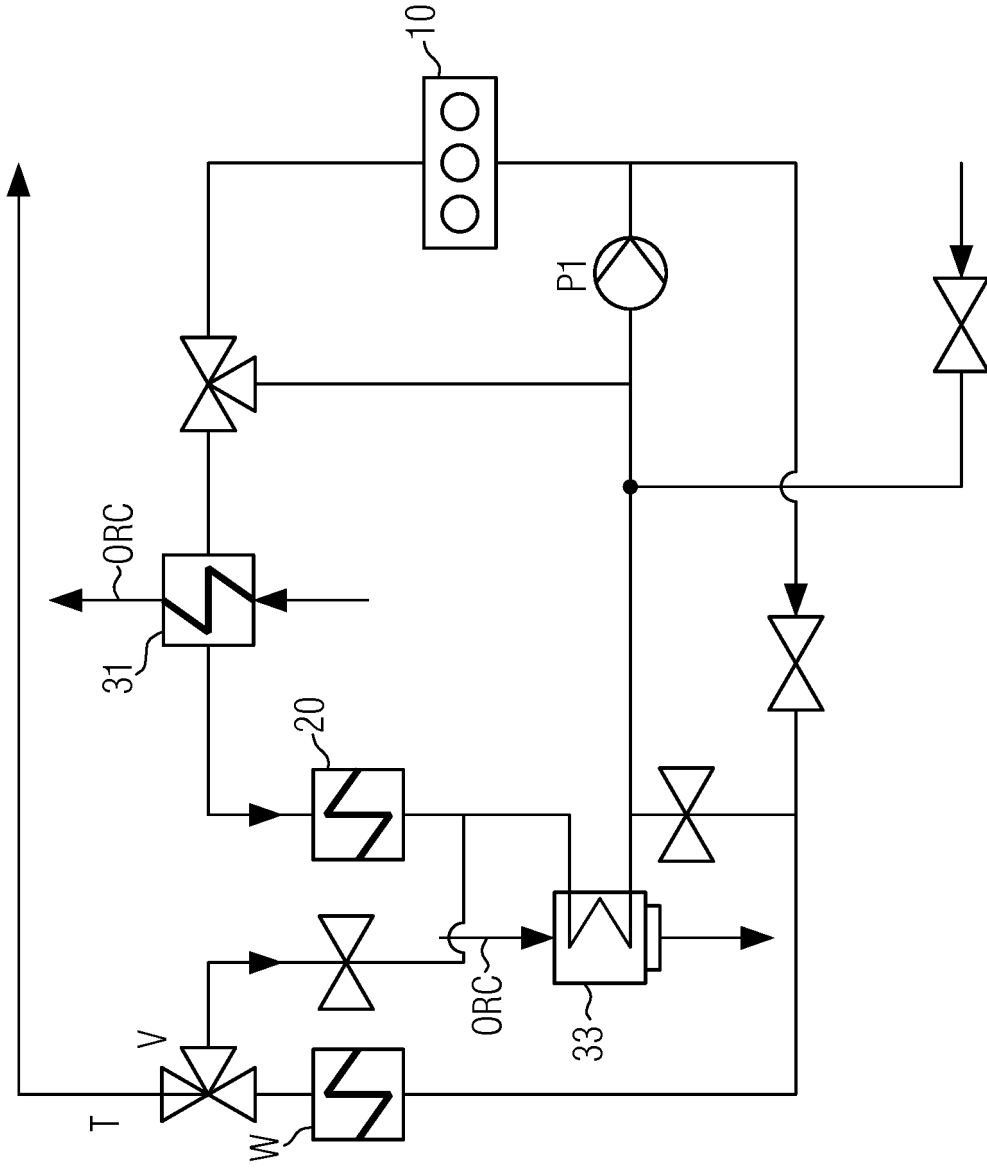


FIG. 8

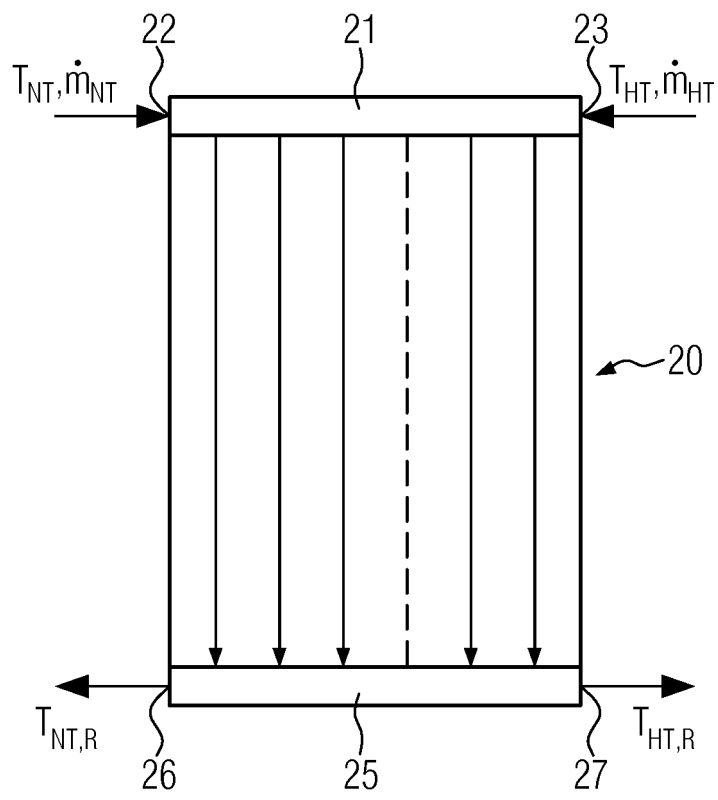


FIG. 10

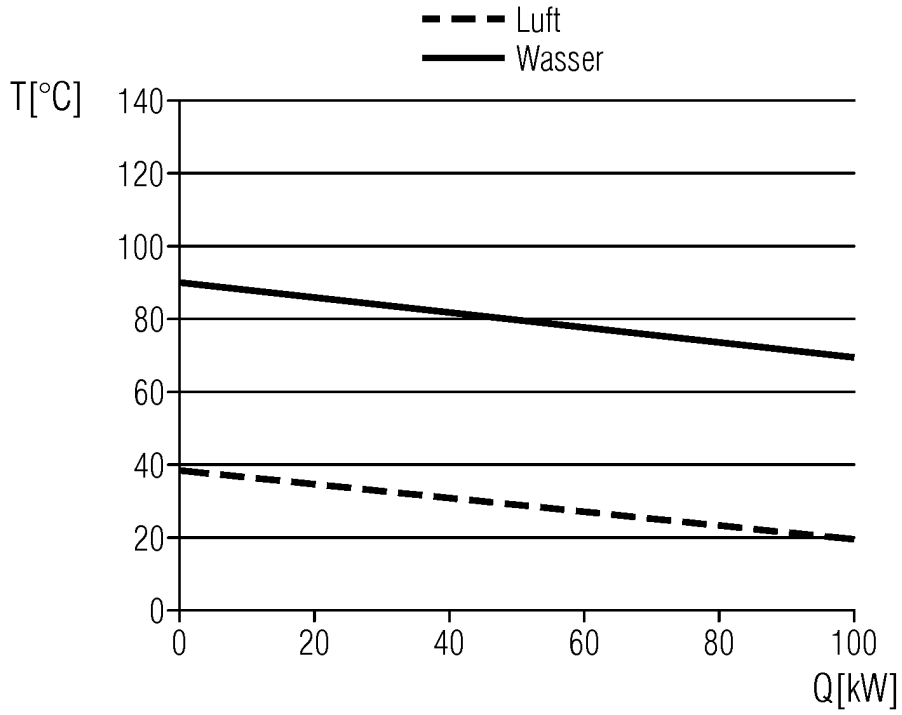


FIG. 11

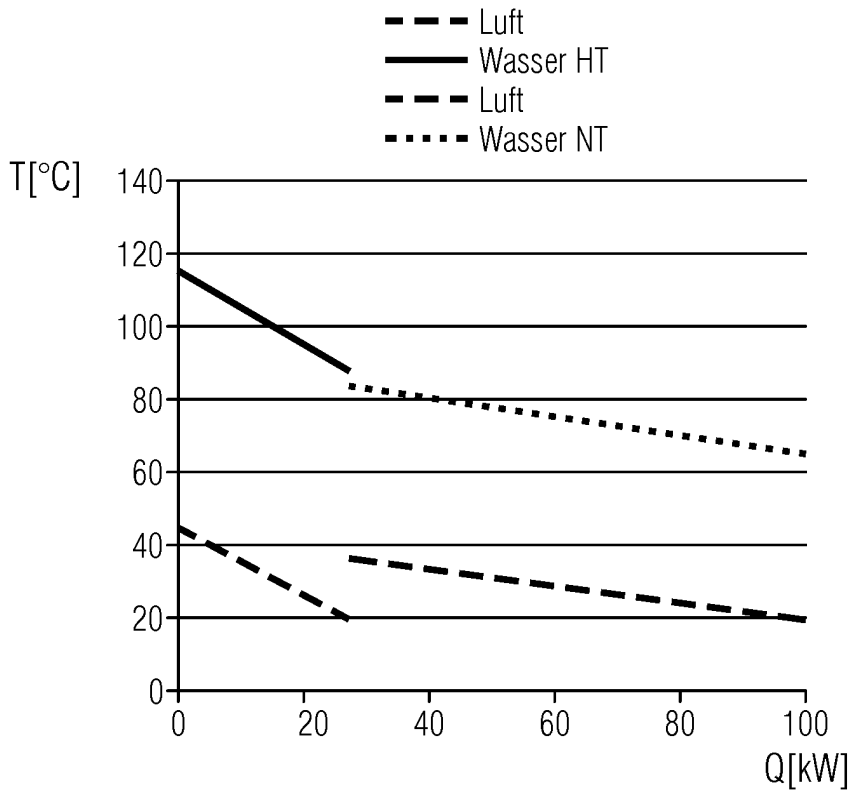


FIG. 12

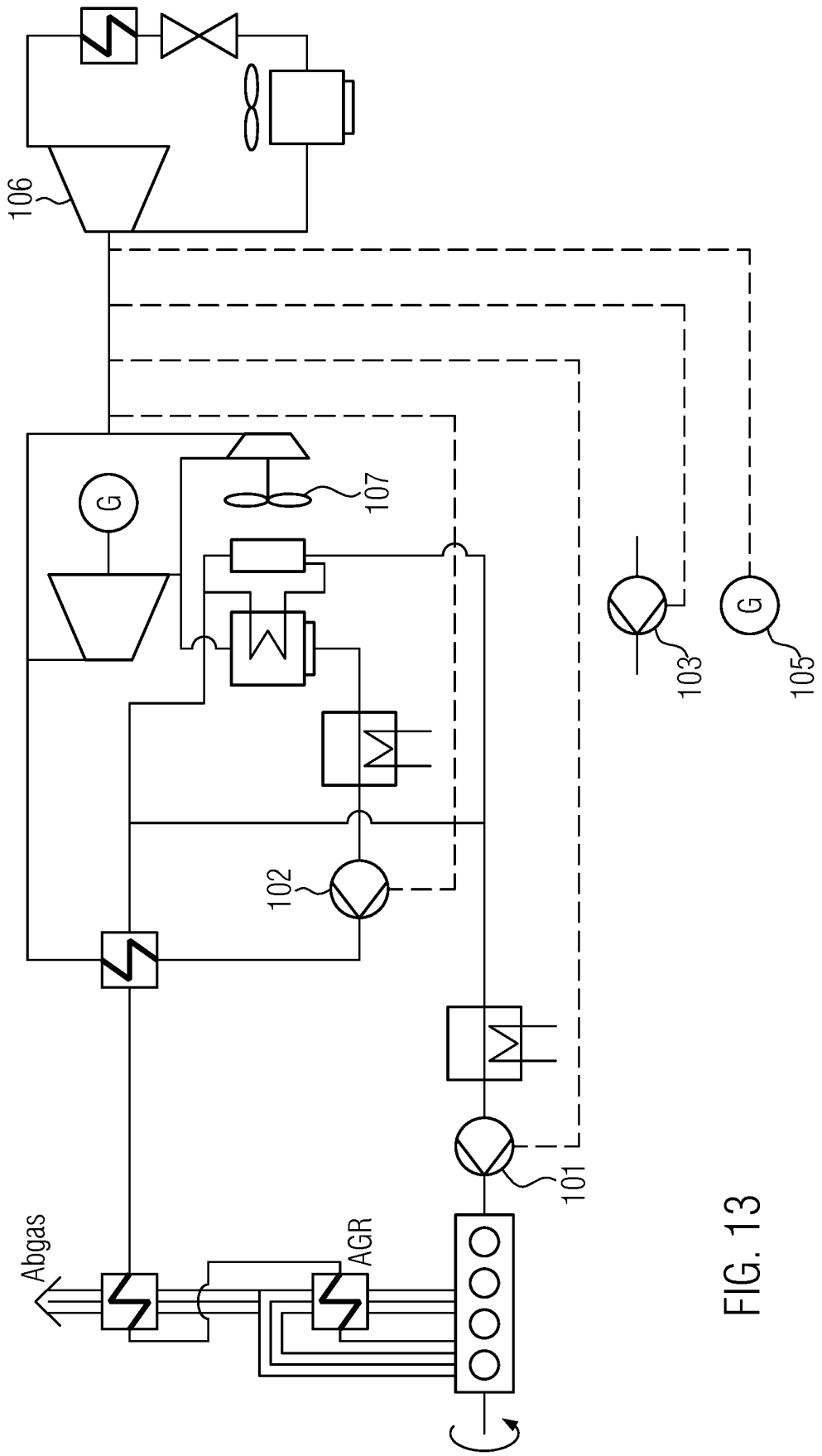


FIG. 13

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

- US 2015276284 A1 [0004]
- US 2013312418 A1 [0005]