

(19)



(11)

EP 3 564 601 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
14.09.2022 Patentblatt 2022/37

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F25B 30/02^(2006.01) F25B 49/02^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **19170603.5**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
**F25B 30/02; F25B 49/02; F25B 2339/047;
F25B 2600/2513; F25B 2700/151;
F25B 2700/21171**

(22) Anmeldetag: **23.04.2019**

(54) PRÄDIKTIVE REGELUNG EINER WÄRMEPUMPE

PREDICTIVE CONTROL OF A HEAT PUMP

RÉGULATION PRÉDICTIVE D'UNE POMPE À 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**

(30) Priorität: **24.04.2018 DE 102018109785**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
06.11.2019 Patentblatt 2019/45

(73) Patentinhaber: **Vaillant GmbH
42859 Remscheid (DE)**

(72) Erfinder: **Clauß, Roland
40699 Erkrath (DE)**

(74) Vertreter: **Popp, Carsten
Vaillant GmbH
IRP
Berghauser Straße 40
42859 Remscheid (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**US-A1- 2015 253 051 US-A1- 2015 354 877
US-A1- 2017 350 625**

EP 3 564 601 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 betrifft ein Verfahren zur Regelung oder Steuerung linearer oder nichtlinearer dynamischer Systeme eines Wärmepumpensystems, bei dem die Ausgangsgrößen des Systems im Voraus abgeschätzt und in die Regelung miteinbezogen werden.

[0002] Wärmepumpen sind seit langem Stand der Technik. Im einfachsten Fall besteht eine Wärmepumpe aus einem Kältemittelkreislauf mit einem Verdampfer, einem Kompressor, einer Wärmesenke, einem Kondensor und einer Wärmequelle. Hierbei wird ein Kältemittel mit einem niedrigen Siedepunkt bei niedriger Temperatur unter Wärmeaufnahme verdampft und danach komprimiert, wobei es sich erhitzt, aber gasförmig bleibt. Das erhitzte Gas wird dann einer Heizeinrichtung zugeführt, in der es Wärme an die Umgebung, meist das Innere eines Wohngebäudes, abgibt und hierbei kondensiert. Danach wird es entspannt, meist in einem isenthalpen Drosselventil, kühlt sich dabei ab und wird danach wieder zur Wärmequelle geführt, meist ist dies Erdreich oder Umgebungsluft.

[0003] Durch die gekoppelten Ein und Ausgangsgrößen und das zusätzliche nichtlineare Verhalten des Kältekreislaufes ist eine Regelung dieses Systems nur schwierig umzusetzen. Entsprechend werden in den meisten regelungstechnischen Umsetzungen die einzelnen Komponenten des Systems unabhängig voneinander angesteuert oder geregelt. Zudem ist das System über Werte des Kältemittels für Hoch- und Niederdruck beschränkt. Diese Beschränkungen werden in den meisten Fällen nicht optimal in das Konzept mit eingebunden.

[0004] Aufgrund der unabhängigen einzelnen Regelkreise ist das Gesamtregelungskonzept nur schwer bis gar nicht zu parametrisieren. In den schlimmsten Fällen können sich instabile Zustände einstellen oder das System wird ineffizient betrieben.

[0005] Eine maximale Auslastung der Wärmepumpe kann nur über ein sinnvolles integrieren von Beschränkungsgrößen erreicht werden. Bei den meisten Konzepten werden diese nicht genau genug berechnet oder in das Konzept integriert, so dass es zu Nieder- oder Hochdruck Abschaltungen der Wärmepumpe kommen kann. Des Weiteren friert der Wärmetauscher häufig ein, auch in Situationen, in denen mit Hilfe einer modellbasierten Auslegung das Einfrieren vermieden werden kann.

[0006] Modellbasierte prädiktive Regelungskonzepte sind ideal dafür geeignet, gekoppelte Mehrgrößensysteme zu regeln. Dadurch, dass dem Regler die wesentlichen dynamischen Eigenschaften der Ein- und Ausgangsgrößen inhärent in Form eines Modells zu Grunde liegen, ist eine hohe Regelungsgüte realisierbar. Dieses Modell ist dabei ein rein mathematisches, es weder erforderlich, Umgebungstemperaturen, Wettervorhersagen und typisches Nutzerverhalten in das Regelkonzept einzubeziehen, noch ein physikalisches Modell zu implementieren.

[0007] Mit Hilfe der diskreten Übertragungsfunktionen,

die der CARIMA-Struktur (CARIMA = Controlled Autoregressive Integrated Moving Average) entsprechen, können die Ausgangsgrößen y des Systems vorhergesagt und für einen gewissen Prädiktionshorizont in die Regelung miteinbezogen werden. Dem Regler liegt dabei im allgemeinen MIMO-Fall die Struktur

$$A(z^{-1})y(k) = B(z^{-1})u(k-1) + C(z^{-1})\frac{\xi(k)}{\Delta}$$

zugrunde mit den Stellgrößen u , dem Systemausgang y und dem Rauschen ξ .

[0008] Dadurch reagiert der Regler frühzeitig auf eine sich ändernde Führungsgröße und kann dieser unter Berücksichtigung von Beschränkungen ideal folgen.

[0009] Bei dieser Regelung werden im Normalbetrieb zwei Ziele verfolgt. Zum Einen möchte man über die Temperatur und den Volumenstrom des Nutz-Wärmestroms den Heizbedarf decken. Zum Anderen soll der "Coefficient of Performance COP", der ein Leitmaß für die Effizienz der Wärmepumpe ist, möglichst hoch liegen, vorzugsweise zwischen 3,1 und 5,1. Hierbei wird die gewonnene Wärme mit der elektrischen Leistungsaufnahme in Beziehung gesetzt. In diesen COP gehen somit nicht nur die Temperaturen und Wärmeströme, sondern auch die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe ein, die somit auch Einfluss auf die Regelung der elektrischen Verbraucher hat. Will man diesen COP optimieren, wird die Regelung dieser miteinander gekoppelten Systeme komplex, denn die Summe der Antriebsleistungen der Maschinen muss minimiert werden.

[0010] Im Stand der Technik sind bereits eine Reihe von Lösungen vorgeschlagen worden. Die US 2008/0000241 A1 beschreibt ein Kälteerzeugungssystem mit einem Kompressor sowie zugehöriger Regelung. Hierzu wird der künftige Kältebedarf mit der Kapazität des Kompressors verglichen und als Führungsgröße höher gewichtet als der aktuelle Kältebedarf. Mit einem Kostenmodell wird die Kälteerzeugung weiter optimiert. Allerdings wird der Kompressor nicht als Inverter betrieben, sondern weist lediglich eine Start-Stopp-Regelung auf. Und die Schätzung des kommenden Kältebedarfs erfolgt anhand der Umgebung des Betreibers, etwa den Öffnungszeiten eines Supermarkts. Die Maschine kann es also nicht autonom selbst.

[0011] Die US 2015/0253051 A1 beschreibt Vorabschätzungsmethoden, mit denen die Wärmeübergänge von Fluiden bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen geschätzt werden. Diese Fluide sind das Arbeitsfluid, die Wärmesenke und die Wärmequelle. Hierfür wird eine Funktion des Sollwerts eines Heizelements ermittelt, indem der Sollwert geändert und die Funktion entsprechend für Zwischenwerte gelöst wird. Durch eine Vielzahl solcher Operationen wird die Zielfunktion für den Sollwert optimiert. Auf diese Weise können historische Betriebsdaten zur Temperaturregelung genutzt werden.

[0012] Die US 2015/0354877 A1 beschreibt Systeme, bei denen Dämpfe verdichtet werden, wie z.B. Wärmepumpen und Klimaanlage. Besonders das Problem,

dass man weder den Wärme- oder Kältebedarf noch die aktuellen Zustandsgrößen des Arbeitsfluids kennt, andererseits aber betriebliche Grenzen einzuhalten hat, wird als Regelungsproblem thematisiert. Hierzu wird ein prädiktiver Regler eingesetzt, der ein prädiktives Modell enthält.

[0013] Wie in Abschnitt [0057] der US 2015/0354877 A1 beschrieben, wird dafür ein kontinuierliches Zustandsraummodell des Dampf-Verdichtungssystems mit

dem Ansatz $\dot{x}(t) = Ax(t) + \begin{bmatrix} B & B_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u(t) \\ d(t) \end{bmatrix}$ und $y_m(t) = Cx(t)$ benutzt, bei dem stets eine Linearisierung zu erfolgen hat. Diese Art der Prädiktion ist grundverschieden, da sie mit physikalischen Größen operiert, was wegen des Phasenwechsels sehr rechenintensiv ist und auch nicht immer in Echtzeit gelingt.

[0014] Was dabei im Normalbetrieb schon Probleme bereitet, kann erst recht aufwendig werden, wenn Minimum- und Maximum-Bedingungen für Pumpe, Lüfter und Kompressor berücksichtigt werden müssen oder die Umweltbedingungen zur Verdampfervereisung führen könnten. Hierfür müssen Zwangsbedingungen bzw. Begrenzungen in das System eingeführt werden, damit während der Regelung die Betriebsgrenzen nicht überschritten werden, und auch deshalb, damit auf dem Weg zum Regelungsziel keine verbotenen Zustände zum Durchlaufen angesteuert werden.

[0015] Die Aufgabe der Erfindung ist daher, ein geeignetes Regelungsverfahren bereitzustellen für den Betrieb eines linksdrehenden thermodynamischen Clausius-Rankine-Kreisprozesses in einem geschlossenen, hermetisch dichten Arbeitsfluidumlauf mittels eines Arbeitsfluids.

[0016] Die Erfindung löst die Aufgabe mittels eines Verfahrens zur Regelung oder Steuerung linearer oder nichtlinearer dynamischer Systeme eines Wärmepumpensystems mit einem linksdrehenden thermodynamischen Clausius-Rankine-Kreisprozess, das Wärmepumpensystem aufweisend

- mindestens einen geregelten, elektrisch angetriebenen Kältekompressor für Arbeitsfluid,
- mindestens ein geregeltes Expansionsventil für Arbeitsfluid,
- mindestens zwei Wärmeübertrager für Arbeitsfluid, die von Wärmeträgerfluiden durchströmt werden,
- einen Anschluss an einen Heizkreis mit einem Vorlauf und einem Rücklauf für eines der Wärmeträgerfluide,
- mindestens zwei elektrisch betriebene und geregelte Fördereinrichtungen für Wärmeträgerfluide,
- Messstellen für Zustandsgrößen für Arbeitsfluid und Wärmeträgerfluide,
- eine Einrichtung zur elektronischen Regelung, wobei
- alle Betriebsgrenzen für Druck, Temperatur, Drehzahl und Ventilöffnungen als Beschränkungsgrößen

in die Regelung miteinbezogen werden,

- der Regelung ein Modell aller wesentlichen dynamischen Eigenschaften der Ein- und Ausgangsgrößen zugrunde gelegt wird, mit dem für jeden Regeleingriff eine Schätzung der Ausgangsgrößen nach diesem Regeleingriff durchgeführt wird,
- diese geschätzten Ausgangsgrößen des Systems in die Regelung miteinbezogen werden und ein Prädiktionshorizont ermittelt wird,
- daraus die Stellgrößen aller Stellglieder berechnet werden,
- die Ansteuerung aller Stellgrößen gleichzeitig erfolgt
- die Solltemperatur des Wärmeträgerfluids für den Vorlauf des Heizkreislaufs des Wärmepumpensystems als erste Führungsgröße für die übrigen Stellgrößen gewählt wird,
- der elektrische Gesamtenergieverbrauch der gesamten Wärmepumpe gemessen und erfasst wird, als zweite Führungsgröße der COP-Wert gewählt wird, wobei eine vorgegebene Solltemperatur des Wärmeträgerfluids für den Vorlauf des Heizkreislaufs des Wärmepumpensystems variiert wird, und der COP-Wert gebildet wird aus dem Quotienten der Wärmeabgabe an das Wärmeträgerfluid des Heizkreislaufs und der Summe aller elektrischen Verbraucher des Wärmepumpensystems.

[0017] In einer weiteren Ausgestaltung ist daher vorgesehen, dass der elektrische Energieverbrauch aller elektrischen Maschinen gemessen und für jede Variation von Stellgrößen mit Einfluss auf die durch Maschinen verursachten elektrischen Verbrauchsgrößen ein Prädiktionshorizont gebildet wird, nachfolgend für jeden der aufgrund der Prädiktionshorizonte möglichen Regelungseingriffe das Gesamtminimum des elektrischen Energieverbrauchs ermittelt wird, und diese Einstellungen für den Regelungseingriff ausgewählt werden.

[0018] In einer weiteren Ausgestaltung wird vorgesehen, dass der Sollwert der zweiten Führungsgröße COP-Wert auf den möglichen Maximalwert gesetzt wird. Auf diese Weise wird erreicht, dass immer der beste COP-Wert angestrebt wird, der überhaupt erreichbar ist.

[0019] In einer weiteren Ausgestaltung wird vorgesehen, dass zur Begrenzung der Führungsgrößen weiche Begrenzungen verwendet werden. Praktisch wird dies so umgesetzt, dass Kostenfunktionale so gestaltet werden, dass es immer, wenn eine Führungsgröße in die Nähe einer Begrenzung kommt, höhere virtuelle Kosten berechnet, wobei virtuelle Kosten im regelungstechnischen Sinn gemeint sind.

[0020] Aufgrund dieser Vorgehensweise optimiert sich das Wärmepumpensystem ständig automatisch selbst und läuft dabei keine Gefahr einer Überschreitung von apparativen Grenzen, die zu einer Abschaltung führen würden. Das Regelungssystem hat ferner den Vorteil, dass es schnell und stabil ist.

[0021] Die Erfindung wird nachfolgend anhand Beispielen näher erläutert. Dabei zeigen die Fig. 1 bis Fig. 4:

- Fig. 1: ein allgemeines Fließschema einer Wärmepumpe mit Messstellen und Regelungsgrößen
 Fig. 2: einen grundsätzlichen Verlauf eines Prädiktionssystems,
 Fig. 3: ein Beispiel mit Führungsgrößen und Eingangsgrößen,
 Fig. 4: ein Beispiel mit dem COP als Zielgröße.

[0022] Fig. 1 zeigt ein einfaches Luft/Wasser-Wärmepumpensystem, welches aus regelungstechnischer Sicht ein MIMO (Multi-Input-Multi-Output)-System ist. Das Wärmepumpensystem umfasst in diesem Beispiel einen Kältekreis 1 mit einem Kältekompressor 2, einem Kondensator 3, einem Expansionsventil 4 und einem Verdampfer 5. Hierbei strömt verdichtetes Kältemittel 6 zum Kondensator 3, wo es seine Wärme an den Wärmeträgerstrom 7 abgibt, der von der Umwälzpumpe 8 als Wärmestrom 9 zum Verbraucher gefördert wird. Das hierdurch abgekühlte und kondensierte Kältemittel 10 gelangt zum Entspannungs-Regelventil 4, wobei es sich weiter abkühlt und als Kältestrom 11 in den Verdampfer 5 geleitet wird. Dort nimmt es Wärme der Umgebungsluft 12, die vom Lüfter 13 durch den Verdampfer 5 gesogen wird und diesen abgekühlt als Kaltluft 14 verlässt, auf. Das erwärmte Kältemittel 15 wird wieder von Kältekompressor 2 verdichtet, womit der Kältekreislauf 1 geschlossen ist.

[0023] Natürlich kann der hier vereinfacht dargestellte Kältekreislauf auch mehrere Wärmetauscher auf unterschiedlichen Temperaturniveaus, eine gestufte Druckreduzierung, Umschaltvorrichtungen für Heizbetrieb im Winter und Kühlung im Sommer, sowie eine Vielzahl von Sensoren enthalten, wobei das Regelungsprinzip jedoch dasselbe ist. Das gilt auch für den Fall, dass Verdampfer 5 und Kondensator 3 in ihrer Betriebsweise austauschbar sind bzw. nicht gezeigte Umschaltvorrichtungen im Kältekreis diese Funktionalität nach bekanntem Stand der Technik herstellen können, so dass der Heizungskreislauf zum Kältekreislauf einer Klimaanlage wird und die Wärmequelle des Heizungsbetriebs zur Wärmesenke bei der Klimatisierung.

[0024] Hierbei ist der Kältekreis 1 thermodynamisch über die Größen Druck, Temperatur und Volumenstrom für die vier Ströme verdichtetes Kältemittel 6, kondensiertes Kältemittel 10, Kältestrom 11 und erwärmtes Kältemittel 15, sowie über die Größen Volumenstrom und Temperatur der vier Ströme Wärmeträgerstrom 7, Wärmestrom 9, Umgebungsluft 12 und Kaltluft 14 bestimmt. Geregelt werden kann über die Leistungsaufnahmen oder Drehzahlen der Umwälzpumpe 8, der des Kältekompressors 2 und der des Lüfters 13, ferner über die Stellung des Expansionsventils 4.

[0025] Fig. 2 zeigt einen grundsätzlichen Verlauf eines Prädiktionssystems. Hierbei werden die Ausgangsgrößen y , 16, über einen Prädiktionshorizont 17 vorhergesagt und in die Regelung miteinbezogen. Dadurch reagiert der Regler frühzeitig auf eine sich ändernde Führungsgröße, den Sollwertverlauf w , 18, und kann dieser

unter Berücksichtigung von Beschränkungen ideal durch die Stellgröße u , 19, folgen. Gezeigt werden außerdem die Referenztrajektorie r , 20, und der Stellhorizont 21. Die Werte y , w und u sind dabei als vektorielle Werte zu verstehen.

[0026] Im ersten Beispiel wird die Vorlauftemperatur im Heizkreis eingeregelt, indem die vier wesentlichen Eingangsgrößen des Kompressors, des Expansionsventils, des Lüfters und der Umwälzpumpe parallel angesteuert werden und dabei gleichzeitig die Betriebsgrenzen bezüglich Hochdrucks und der Verdampfungstemperatur eingehalten werden.

[0027] Fig. 3 zeigt in sieben Messdiagrammen die Wirkungsweise dieses Regelungsverfahrens. In allen Diagrammen ist die Zeitachse identisch, es handelt sich um denselben Regelungsvorgang. Im obersten Diagramm ist die gemessene Vorlauftemperatur 22 des Wärmestroms 9 sowie dessen Solltemperatur 23 gezeigt.

[0028] Hierbei wurde modellhaft die Solltemperatur 22 schrittweise angehoben, wobei die Wärmepumpe an seine Belastungsgrenze geführt wurde. Im Anschluss daran wurde die Solltemperatur stark abgesenkt und langsam auf ein mittleres Niveau gesteigert.

[0029] Im Diagramm darunter wird der Druck 24 im Hochdruckabschnitt 6 bzw. 10 des Kältekreis 1 dargestellt. Dieser Druckverlauf ergibt sich als Reaktion auf die Vorlauftemperatur 22 im Kondensator 3 aus der Temperatur, auf die sich das Kältemittel beim Kondensieren abkühlt, also auf die Gleichgewichtstemperatur. Er darf einen Maximaldruck 25 nicht übersteigen. Hier ist ein Regeleingriff in den Verdichter und in das Entspannungsventil erforderlich gewesen.

[0030] Im Diagramm darunter wird die Verdampfer-temperatur 26 gezeigt, die proportional zum Niederdruckabschnitt 11 bzw. 15 ist. Während der hohen Anforderung an die Vorlauftemperatur wurde viel Wärme benötigt, die der Umgebung entzogen werden musste. Hierzu wurde die Temperatur im Verdampfer entsprechend erniedrigt, damit die Temperaturdifferenz zur Luft der Umgebung größer wird und ein höherer Wärmestrom der Umgebungsluft entzogen werden kann. Sie darf allerdings nicht unter Null Grad fallen, um eine Vereisung zu vermeiden, diese Untergrenze wird durch Mindest-Verdampfertemperatur 27 gezeigt.

[0031] Im Diagramm darunter wird die Eingangsgröße der Drehzahl 28 des Kältekompressors 2 gezeigt. Diese Drehzahl muss zwischen den Grenzen der Minimumdrehzahl 29 und der Maximaldrehzahl 30 liegen. Man erkennt, dass die Regelung den erhöhten Wärmebedarf zunächst durch eine höhere Drehzahl, die eine höhere Verdichtung des Kältemittels bewirkt, befriedigen will, sie dabei aber an ihre Obergrenze stößt.

[0032] Im Diagramm darunter wird die Eingangsgröße der Öffnung 31 des Expansionsventils 4 dargestellt. Dieses Expansionsventil 4 öffnet, wenn der Wärmebedarf nicht durch eine weitere Erhöhung der Drehzahl des Kältekompressors 2 erreicht werden kann. Durch diese Öffnung steigt der Massenstrom durch dieses Ventil an, pa-

rallel dazu auch der vom Kältekompressor verdichtete Massenstrom, was aufgrund der Kompressorkennlinie zu einem entsprechenden Druckabfall im Hochdruckabschnitt führt. Auch bezüglich der Öffnung des Expansionsventils 4 wird eine maximale Öffnung 32 und eine minimale Öffnung 33 als Begrenzung vorgegeben.

[0033] Im Diagramm darunter wird die Eingangsgröße der Lüfterdrehzahl 34 dargestellt. Mit dem Anstieg des Wärmebedarfs steigt die Lüfterdrehzahl an, um mehr Umgebungsluft zur Verdampferoberfläche zu fördern, der diese Wärme entzogen werden soll. auch für die Lüfterdrehzahl wird eine Maximaldrehzahl 35 und eine Minimaldrehzahl 36 festgelegt. Im vorliegenden Fall reicht aber auch das Erreichen der Maximaldrehzahl 36 nicht aus, um die Vorlauftemperatur dem Sollwert weiter anzunähern.

[0034] Im Diagramm darunter wird die Eingangsgröße der Drehzahl 37 der Umwälzpumpe 8 dargestellt. In dem Umfang, wie eine Annäherung an die Solltemperatur 23 mit anderen Regeleingriffen nicht erfolgreich ist, verringert die Umwälzpumpe ihre Drehzahl, jedoch nur bis zur Minimumdrehzahl 38, die im vorliegenden Beispiel nicht erreicht wird, da der Sollwert der Vorlauftemperatur 23 zuvor gesenkt wurde. Auch die Umwälzpumpe wird durch eine Maximumdrehzahl 39 begrenzt.

[0035] Wie man erkennt, wurde die Wärmepumpe an ihre Leistungsgrenze gefahren und bewusst überfordert. Obwohl fast alle Eingangsgrößen an ihr Maximum gerieten, kam es weder zur Abschaltung noch zu einer Instabilität trotz der großen Schnelligkeit der Regelung, was ein Vorteil des Regelungsverfahrens ist.

[0036] Fig. 4 zeigt ein Regelungsverfahren, welches auf dem zuvor gezeigten Beispiel aufbaut. Das Messdiagramm zeigt ein Zehntel des zeitlichen Verlaufs im Vergleich zu Fig. 3. Zusätzlich zur Vorlauftemperatur 22 soll als weitere Ausgangsgröße der COP verwendet werden. Die Vorlauftemperatur 22 erhält eine Solltemperatur 23, außerdem aber eine obere Vorlauftemperaturbegrenzung 40 und eine untere Vorlauftemperaturbegrenzung 41. Der COP wird aus dem Wärmestrom, der aus der Differenz der Vorlauftemperatur und der Rücklauftemperatur des Heizkreises, multipliziert mit dem Massenstrom, der von der Umwälzpumpe 8 gefördert wird, und ins Verhältnis gesetzt mit der Summe aller elektrischen Verbraucher der Wärmepumpe. Der Soll-COP 42 wird dabei möglichst hoch angesetzt, während der Ist-COP 43 dem Soll-COP angenähert wird, indem die Regelung von Kältekompressor, Lüfter und Umwälzpumpe so erfolgt, dass der elektrische Gesamtenergieverbrauch sinkt, während die Vorlauftemperatur zwischen engen Grenzen gehalten wird.

[0037] Durch diesen möglichst hohen Soll-COP, im Idealfall ist das der theoretisch erreichbare Höchstwert unter den angegebenen Bedingungen, wird eine ständige Maximierung des COP erreicht. Man erkennt das Regerverhalten am Verlauf der Temperaturen und des COP in Figur 4 gut. Die eingestellte Solltemperatur 23 beträgt zu Beginn des Beobachtungsintervalls 24,5 Grad Celsi-

us, dies entspricht auch der Starttemperatur der Vorlauftemperatur 22. Während der ersten 900 Sekunden erhöht sich der COP von 3,57 auf 3,62, während die Vorlauftemperatur identisch bleibt.

[0038] Nach 900 Sekunden wird die Solltemperatur 23 auf den Wert von 24,1 Grad Celsius erniedrigt. Dies bewirkt zunächst einen kurzen Anstieg des COP aufgrund des Wärmespeichervermögens der Anlage. Während sich die Vorlauftemperatur 22 der neuen Solltemperatur 23 annähert, verbleibt der COP ungefähr auf dem Niveau, welches er vor der Solltemperaturänderung erreicht hatte, nämlich ca. 3,62.

[0039] Eine erneute Änderung der Solltemperatur 23 auf dann 24,75 Grad Celsius nach 1700 Sekunden bewirkt zunächst eine schnelle Anhebung der Vorlauftemperatur 22, wobei ein Überspringen zu beobachten ist. Dieses Überspringen wird durch die obere Vorlauftemperaturbegrenzung 40 auf einen Betrag von einem Kelvin begrenzt. Der schnellen Erreichung der höheren Vorlauftemperatur 22, was der Anforderung von mehr Wärme durch den Nutzer entspricht, wird hohe Priorität eingeräumt. Aufgrund des Wärmespeichervermögens der Anlage führt dies zunächst zu einem Abfall des COP, dies entspricht in inverser Weise dem bei der Erniedrigung der Solltemperatur 23 zu erkennenden Anstieg nach 900 Sekunden. Sobald der Einschwingvorgang der Vorlauftemperatur nach etwa 2100 Sekunden beendet ist, wird der COP von dann 3,62 weiter nach oben geregelt, am Ende des Beobachtungsintervalls beträgt er 3,63. Auf diese Weise wird ein ständiger Optimierungsprozess durchgeführt.

Bezugszeichenliste

[0040]

- 1 Kältekreis
- 2 Kältekompressor
- 3 Kondensator
- 4 Expansionsventil
- 5 Verdampfer
- 6 verdichtetes Kältemittel
- 7 Wärmeträgerstrom
- 8 Umwälzpumpe
- 9 Wärmestrom
- 10 kondensiertes Kältemittel
- 11 Kältestrom
- 12 Umgebungsluft
- 13 Lüfter
- 14 Kaltluft
- 15 erwärmtes Kältemittel
- 16 Ausgangsgrößen
- 17 Prädiktionshorizont
- 18 Sollwertverlauf
- 19 Stellgröße
- 20 Referenztrajektorie
- 21 Stellhorizont
- 22 Vorlauftemperatur

23	Solltemperatur	
24	Druck	
25	Maximaldruck	
26	Verdampfertemperatur	
27	Mindest-Verdampfertemperatur	5
28	Drehzahl	
29	Minimumdrehzahl	
30	Maximumdrehzahl	
31	Öffnung	
32	Maximale Öffnung	10
33	Minimale Öffnung	
34	Lüfterdrehzahl	
35	Maximaldrehzahl	
36	Minimaldrehzahl	
37	Drehzahl	15
38	Minimumdrehzahl	
39	Maximumdrehzahl	
40	obere Vorlauftemperaturbegrenzung	
41	untere Vorlauftemperaturbegrenzung	
42	Soll COP	20
43	Ist-COP	

Patentansprüche

- Verfahren zur Regelung oder Steuerung linearer oder nichtlinearer dynamischer Systeme eines Wärmepumpensystems mit einem linksdrehenden thermodynamischen Clausius-Rankine-Kreisprozess, das Wärmepumpensystem aufweisend
 - mindestens einen geregelten, elektrisch angetriebenen Kältekompressor (2) für Arbeitsfluid,
 - mindestens ein geregeltes Expansionsventil (4) für Arbeitsfluid,
 - mindestens zwei Wärmeübertrager (3, 5) für Arbeitsfluid, die von Wärmeträgerfluiden durchströmt werden,
 - einen Anschluss an einen Heizkreis mit einem Vorlauf und einem Rücklauf für eines der Wärmeträgerfluide,
 - mindestens zwei elektrisch betriebene und geregelte Fördereinrichtungen für Wärmeträgerfluide,
 - Messstellen für Zustandsgrößen für Arbeitsfluid und Wärmeträgerfluide,
 - eine Einrichtung zur elektronischen Regelung,

dadurch gekennzeichnet, dass

- alle Betriebsgrenzen für Druck, Temperatur, Drehzahl und Ventilöffnungen als Beschränkungsgrößen in die Regelung miteinbezogen werden,
- der Regelung ein Modell aller wesentlichen dynamischen Eigenschaften der Ein- und Ausgangsgrößen zugrunde gelegt wird, mit dem für jeden Regeleingriff eine Schätzung der Aus-

gangsgrößen nach diesem Regeleingriff durchgeführt wird,

- diese geschätzten Ausgangsgrößen des Systems in die Regelung miteinbezogen werden und ein Prädiktionshorizont (17) ermittelt wird,
- daraus die Stellgrößen aller Stellglieder berechnet werden,
- die Ansteuerung aller Stellgrößen gleichzeitig erfolgt,
- die Solltemperatur des Wärmeträgerfluids für den Vorlauf des Heizkreislafs des Wärmepumpensystems als erste Führungsgröße für die übrigen Stellgrößen gewählt wird,
- der elektrische Gesamtenergieverbrauch der gesamten Wärmepumpe gemessen und erfasst wird,
- als zweite Führungsgröße der COP-Wert gewählt wird, wobei eine vorgegebene Solltemperatur des Wärmeträgerfluids für den Vorlauf des Heizkreislafs des Wärmepumpensystems variiert wird, und der COP-Wert gebildet wird aus dem Quotienten der Wärmeabgabe an das Wärmeträgerfluid des Heizkreislafs und der Summe aller elektrischen Verbraucher des Wärmepumpensystems.

- Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der elektrische Energieverbrauch aller elektrischen Maschinen gemessen und für jede Variation von Stellgrößen mit Einfluss auf die durch Maschinen verursachten elektrischen Verbrauchsgrößen ein Prädiktionshorizont gebildet wird, nachfolgend für jeden der aufgrund der Prädiktionshorizonte möglichen Regelungseingriffe das Gesamtminimum des elektrischen Energieverbrauchs ermittelt wird, und diese Einstellungen für den Regelungseingriff ausgewählt werden.
- Verfahren nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Sollwert der zweiten Führungsgröße COP-Wert auf den möglichen Maximalwert gesetzt wird.
- Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Begrenzung der Führungsgrößen weiche Begrenzungen verwendet werden.

Claims

- Method for closed-loop controlling or controlling linear or non-linear dynamic systems of a heat pump system with a left-turning thermodynamic Clausius-Rankine cycle process, the heat pump system having
 - at least one closed-loop-controlled electrically

driven refrigeration compressor (2) for working fluid,

- at least one closed-loop-controlled expansion valve (4) for working fluid,
- at least two heat exchangers (3, 5) for working fluid, through which heat transfer fluids flow,
- a connection to a heating circuit with a forward flow and a return flow for one of the heat transfer fluids,
- at least two electrically driven and closed-loop-controlled conveying devices for the exchange fluids
- measuring points for state variables for working fluids and heat transfer fluids,
- a device for electronic closed-loop controlling,

characterised in that

- all operating limits for pressure, temperature, rotary speed and valve openings are incorporated into the closed-loop controlling as limit variables,
- a model of all significant dynamic properties of the input and output variables is made to serve as a basis for the closed loop controlling, with which model, for each closed-loop controlling intervention, an estimation of the output variables after this closed-loop controlling intervention is carried out
- these estimated output variables of the system are incorporated into the closed-loop controlling and a predictive horizon (17) is determined,
- the control variables of all actuators are calculated therefrom,
- the controlling of all control variables is carried out simultaneously,
- the target temperature of the heat transfer fluid for the forward flow of the heating circuit of the heat pump system is selected as a first guiding variable for the remaining control variables,
- the electrical total energy consumption of the entire heat pump is measured and recorded,
- as a second guiding variable, the COP value is selected, wherein a predetermined target temperature of the heat transfer fluid for the forward flow of the heating circuit of the heat pump system is varied, and the COP value is formed from the quotient of the heat output to the heat transfer fluid of the heating circuit and the sum of all electrical consumers of the heat pump system.

2. Method according to claim 1, **characterised in that** the electrical energy consumption of all electrical machines is measured and for each variation of control variables with influence on the electrical consumption variables caused by machines, a predictive horizon is formed, subsequently the total minimum of the electrical energy consumption is determined for

each of the closed-loop controlling interventions which are possible on the basis of the predictive horizon, and these settings are selected for the closed-loop controlling intervention.

3. Method according to any of claims 1 or 2, **characterised in that** the target value of the second reference variable COP value is set to the maximum possible value.
4. Method according to any of claims 1 to 3, **characterised in that** soft limits are used for limiting the reference variables.

Revendications

1. Procédé de régulation ou de commande de systèmes dynamiques linéaires ou non linéaires d'un système de pompe à chaleur avec un cycle de Rankine thermodynamique lévogyre, présentant le système de pompe à chaleur

- au moins un compresseur frigorifique (2) à commande électrique, régulé pour du fluide de travail,
- au moins une soupape de détente (4) régulée pour du fluide de travail,
- au moins deux échangeurs de chaleur (3, 5) pour du fluide de travail qui sont traversés par des fluides caloporteurs,
- un raccord à un circuit de chauffage avec une conduite montante et une conduite descendante pour un des fluides caloporteurs,
- au moins deux systèmes de transport régulés et à commande électrique pour des fluides caloporteurs,
- des points de mesure pour des grandeurs d'état pour du fluide de travail et des fluides caloporteurs,
- un appareil de régulation électronique,

caractérisé en ce que

- toutes les limites de fonctionnement pour la pression, la température, la vitesse de rotation et les ouvertures de soupapes sont intégrées en tant que grandeurs de limitation dans la régulation,
- un modèle de toutes les propriétés dynamiques essentielles des grandeurs d'entrée et de sortie est à la base de la régulation, avec lequel pour chaque intervention de régulation une estimation des grandeurs de sortie est réalisée après cette intervention de régulation,
- ces grandeurs de sortie estimées du système sont intégrées dans la régulation et un horizon de prédiction est déterminé,

- à partir duquel les grandeurs de réglage de tous les organes de réglage sont calculées,
 - la commande de toutes les grandeurs de réglage est effectuée simultanément,
 - la température de consigne du fluide caloporteur pour la conduite montante du circuit de chauffage du système de pompe à chaleur est choisie comme première grandeur de guidage pour les grandeurs de réglage restantes,
 - la consommation en énergie électrique globale de la pompe à chaleur entière est mesurée et détectée,
 - la valeur COP est choisie comme seconde grandeur de guidage, dans lequel une température de consigne prédéfinie du fluide caloporteur est variée pour la conduite montante du circuit de chauffage du système de pompe à chaleur, et la valeur COP est formée à partir du quotient de la chaleur émise au fluide caloporteur du circuit de chauffage et de la somme de tous les consommateurs électriques du système de pompe à chaleur.
- 5
- 10
- 15
- 20
2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la consommation en énergie électrique de toutes les machines électriques est mesurée et pour chaque variation de grandeurs de réglage avec influence sur les grandeurs de consommation électriques causées par des machines, un horizon de prédiction est formé, le minimum global de la consommation en énergie électrique est déterminé ensuite pour chacune des interventions de régulation possibles en raison des horizons de prédiction, et ces réglages sont sélectionnés pour l'intervention de régulation.
- 25
- 30
- 35
3. Procédé selon l'une quelconque des revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la valeur de consigne de la seconde grandeur de guidage valeur COP est fixée à la valeur maximum possible.
- 40
4. Procédé selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** des limites souples sont utilisées pour la limitation des grandeurs de guidage.
- 45

50

55

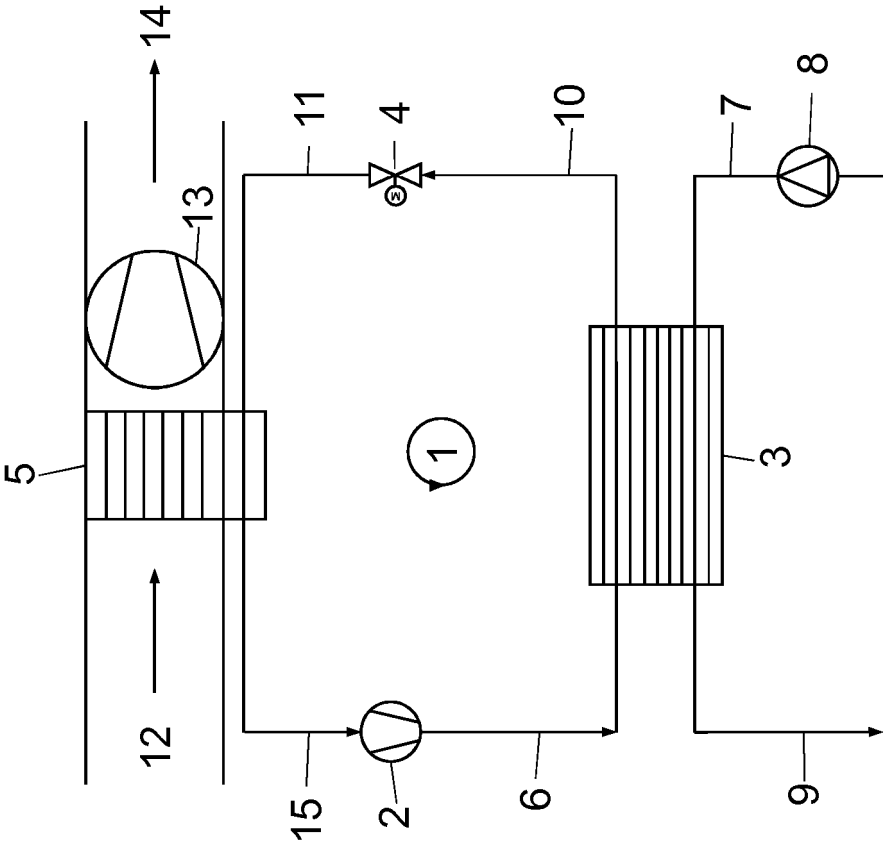


Fig. 1

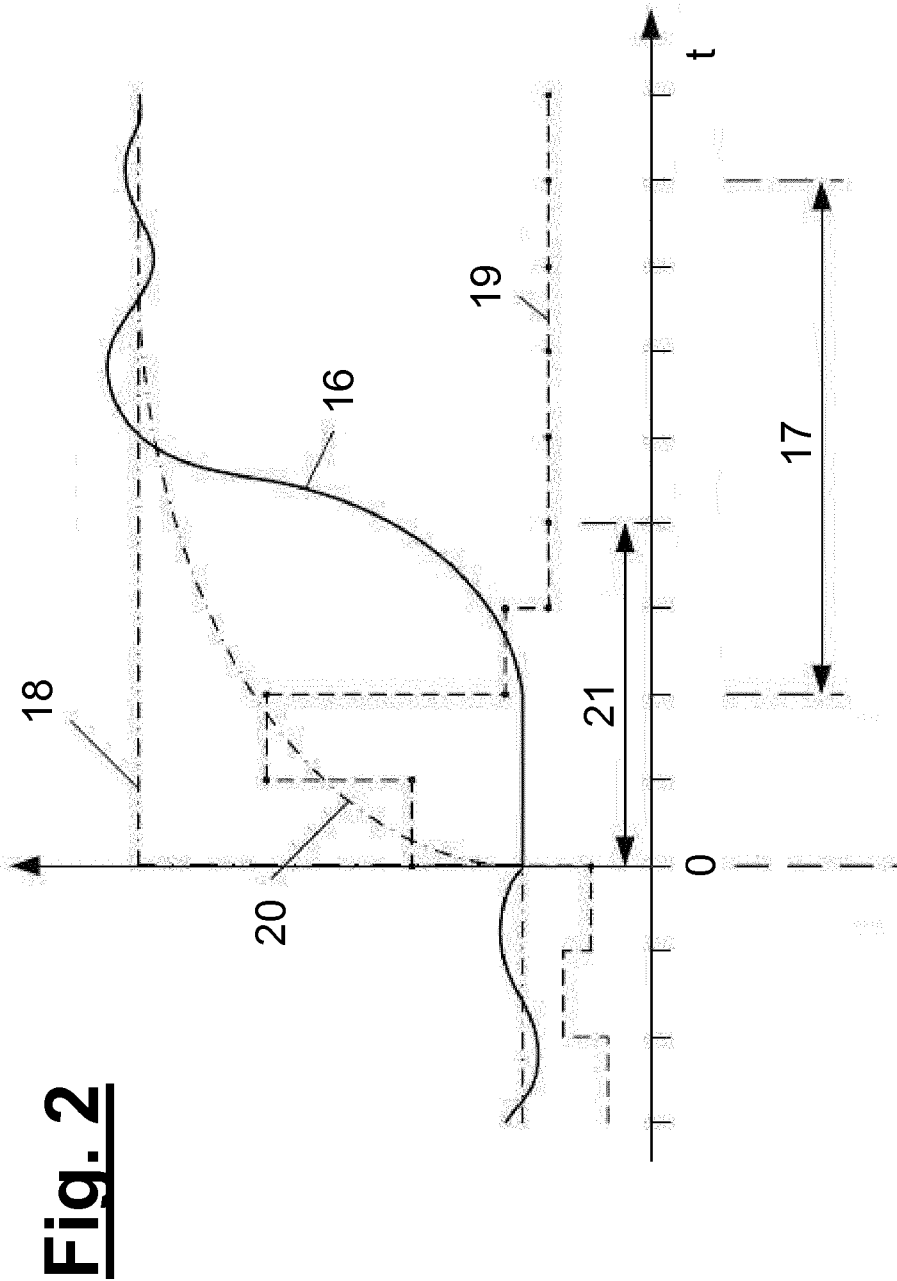


Fig.
3

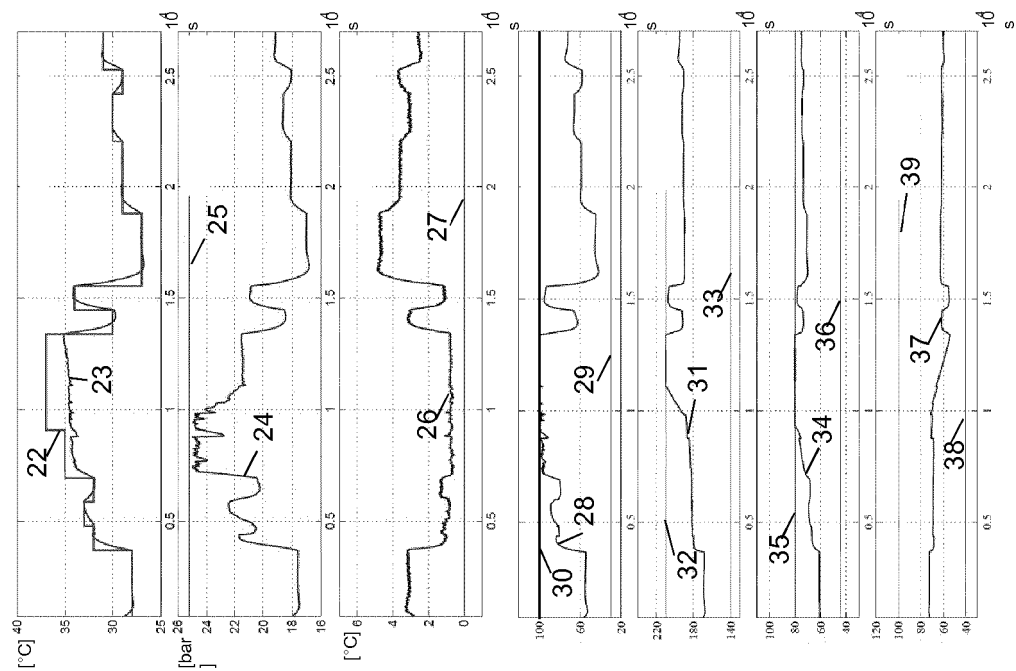
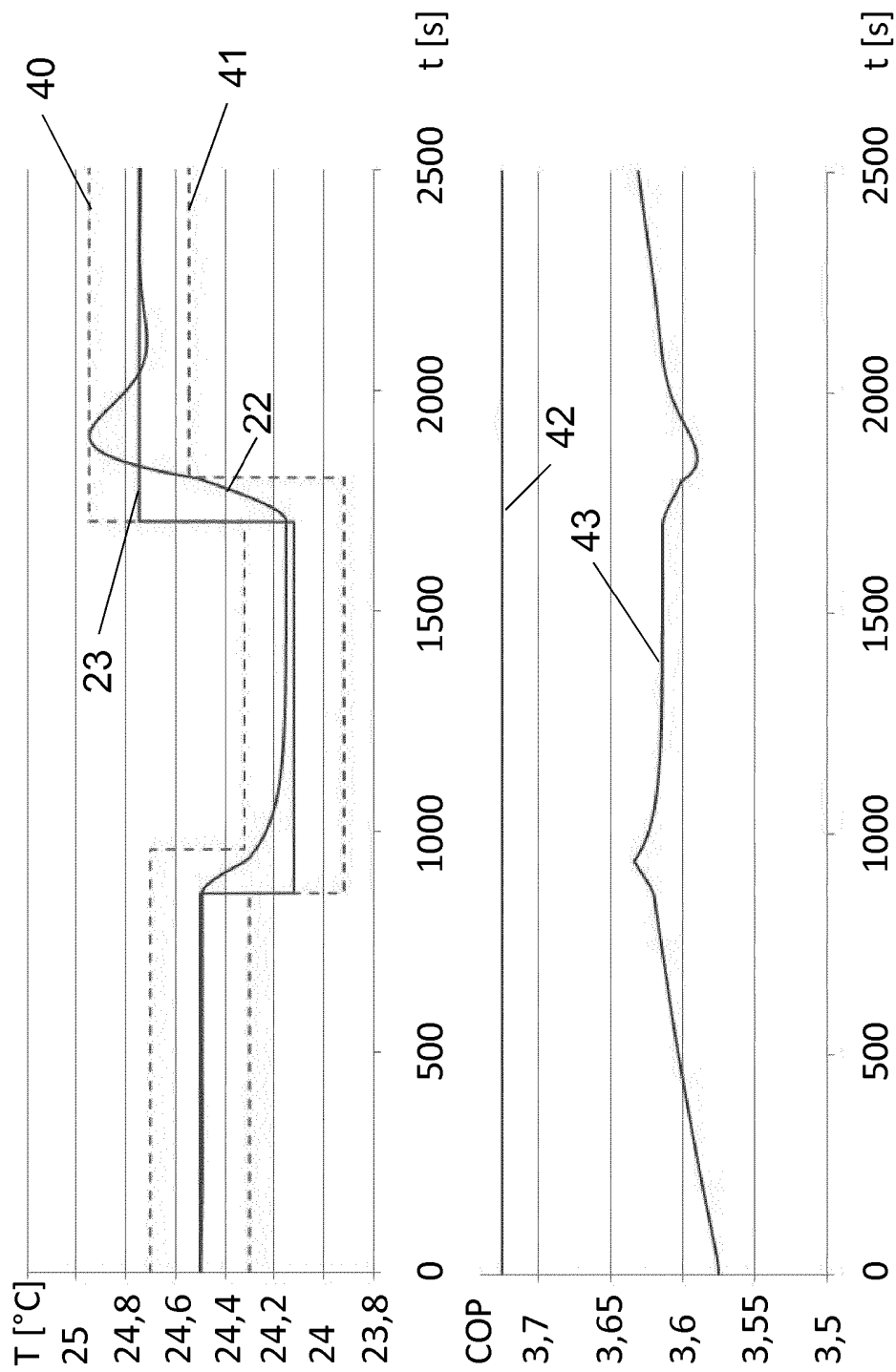


Fig. 4



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

- US 20080000241 A1 [0010]
- US 20150253051 A1 [0011]
- US 20150354877 A1 [0012] [0013]