(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer : **0 450 425 B1**

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift : **28.09.94 Patentblatt 94/39**

(51) Int. Cl.^{5} : **F28D 1/02**

(21) Anmeldenummer : **91104510.2**

(22) Anmeldetag : **22.03.91**

(54) **Wärmetauscheranordnung.**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung : **09.10.91 Patentblatt 91/41**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **28.09.94 Patentblatt 94/39**

(84) Benannte Vertragsstaaten : **DE ES FR GB IT NL SE**

(56) Entgegenhaltungen :
DE-A- 3 344 220
US-A- 2 264 820
US-A- 2 505 790

(73) Patentinhaber : **Klöckner-Humboldt-Deutz Aktiengesellschaft**
Nikolaus-August-Otto-Allee 2
D-51149 Köln (DE)

(72) Erfinder : **Roschinski, Dieter**
Violaweg 8
W-5000 Köln 90 (DE)
Erfinder : **Klocke, Michael**
Charlottenstrasse 12
W-5650 Solingen 19 (DE)
Erfinder : **Weitzenbürger, Hans**
Gertrudenstrasse 18
W-5000 Köln 90 (DE)

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 450 425 B1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Wärmetauscheranordnung mit mindestens zwei Wärmetauschern, die von einem gemeinsamen Lüfter mit Kühlluft beaufschlagt werden.

Bei flüssigkeitsgekühlten Brennkraftmaschinen wird der Kühlflüssigkeits-Wärmetauscher üblicherweise vor der Brennkraftmaschine angeordnet. Zwischen Brennkraftmaschine und Kühlflüssigkeitswärmetauscher befindet sich ein Lüfter, der die Kühlluft durch den Wärmetauscher fördert. Um eine gleichmäßige Beaufschlagung des Wärmetauschers und zugleich einen geringen Abstand zwischen Wärmetauscher und Lüfter zu erreichen, wird üblicherweise eine quadratische Wirkfläche des Wärmetauschers angestrebt. Solche Wärmetauscher sind z.B. aus der Schrift US-A-2 264 820 bekannt.

Häufig werden von Brennkraftmaschinen Zusatzaggregate angetrieben, die eine erhebliche Kühlleistung für das Arbeitsmedium des Zusatzaggregates benötigen. Der erforderliche zusätzliche Wärmetauscher ist häufig größer als der Kühlflüssigkeits-Wärmetauscher der Brennkraftmaschine. Es ist schwierig, beide Wärmetauscher gleichmäßig mit Kühlluft zu beaufschlagen und zugleich mit geringem Abstand zum Lüfter unterzubringen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Wärmetauscher-Lüftersystem mit mindestens zwei Wärmetauschern und einem Lüfter zu schaffen, das möglichst geringen Platzbedarf aufweist.

Die Aufgabe wird gelöst durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1. Der standardmäßig vorgesehene Wärmetauscher für die Kühlflüssigkeit der Brennkraftmaschine hat dabei eine einfache Quadrat- oder Rechteckform, während der Zusatzwärmetauscher eine L-Form aufweist. Diese ist den jeweils abzuführenden Wärmemengen in der Größe angepaßt und verwirklicht die insgesamt quadratische Form der Wirkflächen der Wärmetauscher. Durch die erfindungsgemäße Anordnung wird auch bei geringem Abstand des Lüfters von der Ebene der Wärmetauscher eine gleichmäßige Beaufschlagung der Wirkflächen der Wärmetauscher erreicht, da diese wegen ihrer in etwa quadratischen Form von dem Lüfter optimal bestrichen werden.

Es ist üblich, den Lüfter aus Einbaugründen als Sauglüfter zu betreiben, doch bietet auch ein Drucklüfter Vorteile, z. B. eine geringere Lüfterleistung wegen des geringeren Volumens der zu fördernden Kaltluft. Die Vorteile der Erfindung gelten jedoch für beide Lüfterbauarten.

Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung bewirkt, daß bei einer Brennkraftmaschine mit konstanter Kühlwärmemenge und Zusatzaggregaten mit unterschiedlichen Kühlwärmemengen jeweils ein Kühlmittelwärmetauscher konstanter Abmessungen mit unterschiedlich großen Wärmetauscher für das Arbeitsmedium zu der erfindungsgemäßen optimalen Kombination zusammengefügt werden können. Dabei sind die kühlluftseitigen Strömungswiderstände beider Wärmetauscher in etwa gleich ausgelegt, wodurch eine gleichmäßige Kühlluftverteilung ebenfalls gefördert wird.

Durch eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung wird der gleiche Effekt auch bei ladeluftgekühlten Motoren erreicht, bei denen der Ladeluftkühler in Strömungsrichtung vor dem Kühlmittelwärmetauscher angeordnet ist. Diese Lage des Ladeluftkühlers bewirkt außerdem, daß nur die Kühlluft des ersten Wärmetauschers vorgewärmt wird, während die des zweiten Wärmetauschers nicht vorgewärmt wird, wodurch dessen Abmessungen nicht vergrößert werden müssen.

Durch eine vorteilhafte Ausbildung der Erfindung wird die Effektivität des Lüfters erhöht. Die Kühlluftführung verhindert das Ansaugen bzw. Abblasen von Fremdluft und bewirkt so eine Wirkungsgradsteigerung und Geräuschsenkung des Lüfters. Spielen Lüfterwirkungsgrad und Lüftergeräusch im Vergleich zu den Anschaffungskosten der Kühlluftführung keine Rolle, so kann die Kühlluftführung auch entfallen.

In einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung wird der Lüfter durch ein Gebläse mit Leitrad ersetzt, das wegen des dadurch bewirkten erhöhten Kühlluftdrucks die Verwendung kompakter Hochleistungswärmetauscher mit erhöhtem Durchströmwiderstand ermöglicht.

Sind mehrere Zusatzwärmetauscher erforderlich, so können zur Gestaltung der L-Form auch zwei Rechtecke verwendet werden. Es sind auch vier Rechteck-Wärmetauscher denkbar, die den Standard-Kühlmittelwärmetauscher gleichsam einrahmen. In jeder denkbaren Anordnung bilden die Wärmetauscher aber eine insgesamt in etwa quadratische Wirkfläche.

Durch eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung werden Wärmetauschersonderanfertigungen vermieden und nur Standardwärmetauscher mit rechteckigen Wirkflächen zur Bildung eines L-förmigen verwendet. Dadurch werden die Fertigungskosten gesenkt. Gleichzeitig bleibt der Vorteil eines kompakten Wäremtauscher-Lüftersystems mit maximaler Kühlwirkung aufgrund der insgesamt quadratischen Form der Wirkflächen der Wärmetauscher erhalten.

Eine weitere Kostensenkung wird durch eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung erreicht. Gleiche Endkastenrohlinge bedeuten nur eine Gießform und nur ein Rohteillager. Bei der mechanischen Bearbeitung der Endkästen ist abzuwägen zwischen geringstem Bearbeitungs- und Montageaufwand sowie kleinster Leckagegefahr einerseits, in dem nur die erforderliche Mindestbearbeitung der verschiedenen Endkästen er-

folgt und der völligen Gleichheit aller fertigen Endkästen mit entsprechend vereinfachter Lagerhaltung andererseits, jedoch erhöhtem Bearbeitungs- und Montageaufwand sowie erhöhtem Leckagerisiko, da in diesem Falle alle nicht benötigten, jedoch gebohrten, Bohrungen verschlossen werden müssen.

Durch vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung wird erreicht, daß die Einzelwärmetauscher bei der Montage in der gewünschten L-Form mit ihren Anschlüssen zusammenpassen. Durch Kombination passend gebohrter Einzelwärmetauscher können erfindungsgemäß entweder ein einziger Wärmetauscher großer Oberfläche für ein Einkreissystem oder aber zwei getrennte Wärmetauscher für ein Zweikreissystem geschaffen werden.

Bei komplett bearbeiteten Endkästen mit sämtlichen vorgesehenen Bohrungen werden bei Ein- bzw. Zweikreissystemen die jeweils nicht benötigten Bohrungen durch Stopfen verschlossen.

Erfindungsgemäß können auch zwei Einzelwärmetauscher mit identischen Wirkflächen Verwendung finden. Der Gleichheit der Bauteile steht aber hier die nicht komplette Ausnutzung der quadratischen Fläche als Nachteil gegenüber, wobei die nicht genutzte Fläche abgedeckt werden muß.

Desweiteren ist es möglich, zusätzliche Wärmetauscher mit ebenfalls gleichen Endkästen und entsprechend längerer Wirkfläche so anzuordnen, daß der Kühlmittelwärmetauscher in L-Form so eingeschlossen wird, daß sich wieder eine insgesamt quadratische Form aller Wirkflächen ergibt.

Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung und der Zeichnung, in der Ausführungsbeispiele der Erfindung schematisch dargestellt sind.

Es zeigen:

Fig.1: eine Ansicht der Wirkflächen der Wärmetauscher,

Fig.2: eine Draufsicht auf die Wärmetauscher mit vorge schaltetem Lüfter und einer Kühlluftführung.

Fig.3: Blick auf die Wirkflächen der Wärmetauscher, wobei die Einzelwärmetauscher getrennte Kreisläufe aufweisen,

Fig.4: Blick auf die Wirkflächen der Wärmetauscher, wobei zwei Einzelwärmetauscher in Strömungsverbindung stehen.

Gemäß Fig. 1 hat der erste Wärmetauscher 1 eine rechteckig geformte Wirkfläche, die durch den zweiten Wärmetauscher 2 aufgrund von dessen abgestimmter L-Form zu einer quadratischen Form der gesamten Wirkfläche ergänzt wird. Der erste Wärmetauscher 1 dient zur Rückkühlung des Kühlmediums der Brennkraftmaschine, der zweite Wärmetauscher 2 zur Rückkühlung des Arbeitsmediums des oder der Zusatzaggregate der Brennkraftmaschine. Innerhalb des zweiten Wärmetauscher 2 befindet sich eine Trennwand 15, die zur inneren Führung des zu kühlenden Mediums dient. Beide Wärmetauscher besitzen Wärmetauscherkästen 14, 14′, 14″, 14‴, 14⁗, die zum gleichmäßigen Verteilen und zum Sammeln des jeweiligen Kühlmediums dienen.

Aus Figur 2 geht die Anordnung des Ladeluftkühlers 12 hervor. Dieser ist in Strömungsrichtung vor dem ersten Wärmetauscher 1 angeordnet und besitzt die gleiche Wirkfläche wie dieser. Er heizt zwar die Kühlluft des ersten Wärmetauschers 1 geringfügig auf. Das wirkt sich jedoch bei dem Kühlmedium des ersten Wärmetauschers 1 -in der Regel Kühlwasser- im Gegensatz zum Kühlmittel des zweiten -in der Regel Hydrauliköl- wegen des höheren Temperaturniveaus des Kühlwassers weniger stark aus.

Der Widerstand der Kühlluft in den zwei bzw. drei Wärmetauschern ist so abgestimmt, daß er auf der gesamten Fläche der Wärmetauscher konstant ist und damit eine gleichmäßige Durchströmung mit Kühlluft bewirkt.

Der Lüfter 9 ist als Sauglüfter ausgebildet. Er befindet sich in geringem Abstand in Strömungsrichtung hinter den Wärmetauschern. Sein Durchmesser entspricht dem Innenkreis der quadratischen Fläche der Wirkflächen der Wärmetauscher. Zwischen den Wärmetauschern 1, 2, 12 und dem Lüfter 9 ist eine Kühlluftführung 13 angeordnet. Sie dient zur Führung der Kühlluft und verhindert, daß der Lüfter 9 Falschluft ansaugt. Aus dem gleichen Grunde sind der erste und zweite Wärmetauscher mit geringem Abstand zusammengefügt. Der dadurch ermöglichte hohe Wirkungsgrad des Wärmetauscher-Lüftersystems senkt auch den Geräuschpegel des Lüfters 9.

Die erfindungsgemäße Anordnung der Wärmetauscher bietet den Vorteil einer gleichmäßigen Beaufschlagung aller Wirkflächen der Wärmetauscher trotz kleiner axialer Baulänge aufgrund des möglichen geringen Lüfterabstandes. Außerdem wird eine Aufheizung der Kühlluft des zweiten Wärmetauschers 2 vermieden, was dessen Abmessungen kleinstmöglich hält.

Die erfindungsgemäße Wärmetauscheranordnung nach Fig.3 besteht aus einem ersten Wärmetauscher 1 und einem zweiten Wärmetauscher 2. Der dazugehörige Lüfter 9 ist in den Fig. 3 und 4 durch einen Lüfterkreis angedeutet.

Die Wirkflächen der Wärmetauscher 1, 2 bilden insgesamt in etwa ein Quadrat, dem der Lüfterkreis einbeschrieben ist.

Der erste Wärmetauscher 1, der beispielsweise für die Kühlflüssigkeit einer Brennkraftmaschine verwendet wird, weist eine rechteckige Wirkfläche auf. Der zweite Wärmetauscher 2 besteht aus zwei Einzelwärme-

tauschern 3, 3a, 3b, 3c, 3d, die in L-Form angeordnet sind und den ersten Wärmetauscher 1 zur Hälfte einfassen und zu einem Quadrat ergänzen. Der zweite Wärmetauscher 2 dient beispielsweise zur Kühlung von Hydrauliköl.

Die Einzelwärmetauscher 3, 3a, 3b, 3c, 3d bestehen aus einer rechteckigen Wirkfläche 10, 10′, die an zwei gegenüberliegenden Seiten von je zwei Endkästen 4, 4′, 4″ begrenzt wird. Den Wirkflächen 10, 10′ wird die Kühlflüssigkeit über die Endkästen 4, 4′, 4″ zu- bzw. abgeführt.

Die Wirkflächen 10, 10′ unterscheiden sich lediglich durch ihre Länge, was fertigungstechnisch keinen Mehraufwand bedeutet.

Die verschiedenen Endkästen 4, 4′, 4″ werden durch unterschiedliche Bearbeitung aus demselben Rohling hergestellt. Jeder Endksten 4, 4′, 4″ weist eine Endwand 7 und zwei Stirnwände 8, 8′ auf, deren Außenflächen sich in den Kanten 6, 6′ schneiden.

Im Bereich der Kante 6 jedes Endkastens 4, 4′, 4″ ist entweder in der Endwand 7 oder in der Stirnwand 8 eine Bohrung 5 angebracht, die zum Zu- oder Ablauf der Kühlflüssigkeit dient. Die Bohrungen 5 haben den gleichen Abstand von der Kante 6 und sind in der Mitte der jeweiligen Endwand 7 bzw. Stirnwand 8 angebracht.

Die Endkästen 4, 4′, 4″ sind an den Wirkflächen 10, 10′ jeweils so angebracht, daß ihre Bohrungen diagonal gegenüberliegen. Dadurch wird eine gleichmäßige Verteilung der Kühlflüssigkeit auf die Wirkflächen 10, 10′ erreicht.

Die Einzelwärmetauscher 3, 3a, 3b, 3c, 3d berühren sich mit der Endwand 7 und der Stirnwand 8 jeweils eines Endkastens 4, 4′, 4″. Sie sind an der Berührungsstelle zusammengeschraubt.

Fig. 3 zeigt einen Wärmetauscher 2, dessen Einzelwärmetauscher 3a, 3c zu getrennten Kreisläufen gehören. Die Einzelwärmetauscher 3a, 3c sind zwar zusammengeschraubt, weisen jedoch getrennte Kühlflüssigkeitszu- und -abläufe auf.

Fig. 4 zeigt einen Wärmetauscher 2, dessen Einzelwärmetauscher 3, 3b, 3d über Bohrungen 5 an der Berührungsstelle in Strömungsverbindung stehen und dadurch eine kühltechnische Einheit bilden, die zu einem Einkreiskühlsystem gehört. Die Berührungsflächen sind generell bearbeitet und bei dem Einkreiskühlsystem mit einer Dichtung 11 versehen.

Durch Wahl der Länge der Wirkfläche des liegend angeordneten Einzelwärmetauschers kann dessen Kühlleistung den jeweiligen Anforderungen angepaßt werden. Die in den Fig. 3 und 4 strichpunktiert dargestellte Lösung zeigt zwei Einzelwärmetauscher mit identischen Wirkflächen, während die durchgezogen dargestellte Lösung zwar unterschiedliche Wärmetauscher, jedoch die größtmögliche Wirkfläche aufweist.

Die erfindungsgemäße Wärmetauscheranordnung nach Fig.3 und 4 stellt eine kompakte und flexible Lösung dar, bei der durch Verwendung von möglichst vielen Standard- und Gleichbauteilen niedrige Fertigungskosten erzielt werden.

Patentansprüche

1. Wärmetauscheranordnung mit mindestens zwei Wärmetauschern (1, 2), die mittels eines gemeinsamen Lüfters (9) von Kühlluft beaufschlagt werden, wobei die Wärmetauscher (1, 2) in einer Ebene und lückenlos aneinanderstoßend angeordnet sind und Abmessungen sowie Formgebung der einzelnen Wärmetauscher (1, 2) so gewählt sind, daß die Stirnflächen der Wärmetauscher (1, 2) insgesamt eine in etwa quadratische Projektionsfläche aufweisen, und wobei der erste Wärmetauscher (1) für die Kühlflüssigkeit einer Brennkraftmaschine vorgesehen ist,
   dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Wärmetauscher (2) für die Arbeitsflüssigkeit von Zusatzaggregaten, die von der Brennkraftmaschine angetrieben sind, vorgesehen ist, und daß die Abmessungen des ersten Wärmetauschers (1) konstant, die Abmessungen des zweiten Wärmetauschers (2) entsprechend der erforderlichen Kühlleistung unterschiedlich gewählt sind, wobei der erste Wärmetauscher (1) eine quadratische oder rechteckige, der zweite Wärmetauscher (2) eine L-förmige Stirnfläche aufweist.

2. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 1,
   dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Wärmetauscher (2) zwei Einzelwärmetauscher (3, 3a, 3b, 3c, 3d) aufweist, die zusammen die L-Form bilden, wobei jeder der Einzelwärmetauscher (3, 3a, 3b, 3c, 3d) einen Schenkel des L bildet.

3. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 2,
   dadurch gekennzeichnet, daß die Einzelwärmetauscher (3, 3a, 3b, 3c, 3d) je zwei Endkästen (4, 4′) aufweisen, die zumindest vor ihrer mechanischen Bearbeitung identisch gleich sind.

4. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 2 oder 3,
dadurch gekennzeichnet, daß die Stirnflächen der Einzelwärmetauscher (3, 3a, 3b, 3c, 3d) Rechteckform und zumindest die gleiche Breite aufweisen.

5. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
mit Endkästen (4, 4′), die je eine Endwand (7) sowie zwei Stirnwände (8, 8′) aufweisen, wobei sich die Endwände (7) und die Stirnwände (8, 8′) in zwei Kanten (6, 6′) schneiden,
dadurch gekennzeichnet, daß im Bereich der Kante (6) jedes Endkastens (4, 4′) in der Endwand (7) und in der Stirnwand (8) Raum für eine Bohrung (5) vorgesehen ist, wobei die vorgesehenen Bohrungen (5) gleichen Abstand von der Kante (6) und den Seitenkanten der Endwand (7) und der Stirnwand (8) aufweisen, und daß die Endkästen (4, 4′) jedes Einzelwärmetauschers (3, 3a, 3b, 3c, 3d) so angeordnet sind, daß deren Kanten (6) jeweils diagonal gegenüberliegen.

6. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß jeweils zwei Endkästen (4, 4′) der unterschiedlichen Einzelwärmetauscher (3, 3a, 3b, 3c, 3d) fest miteinander verbunden sind, wobei deren den vorgesehenen Bohrungen (5) benachbarten Kanten (6) unmittelbar gegenüberliegen.

7. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß die Endkästen (4, 4′)der Einzelwärmetauscher (3, 3a, 3b, 3c, 3d) im Berührungsbereich bearbeitet und mit je einer Bohrung (5) ausgeführt sind, und daß im Berührungsbereich zwischen den Einzelwärmetauschern (3, 3a, 3b, 3c, 3d) eine Dichtung angeordnet ist.

8. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß in Strömungsrichtung vor dem ersten Wärmetauscher (1) ein Ladeluftkühler (12) einer aufgeladenen und ladeluftgekühlten Brennkraftmaschine angeordnet ist, und daß die Summe der Kühlluft-Widerstände des Ladeluftkühlers (12) und des ersten Wärmetauschers (1) in etwa dem Kühlluftwiderstand des zweiten Wärmetauschers (2) entspricht.

9. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Wärmetauschern (1, 2) und dem Lüfter (9) eine Kühlluftführung (13) vorgesehen ist, und daß der Lüfter (9) als Gebläse mit Leitrad ausgebildet ist, wobei die dazugehörenden Wärmetauscher dem erhöhten Kühlluftdruck angepaßt sind.

Claims

1. A heat-exchanger arrangement comprising at least two heat exchangers (1, 2) supplied with cooling air by air-flow means (9) common to them both, the heat exchangers (1, 2) being arranged adjacent one another, without a gap, in a plane, and the dimensions and shape of the individual heat exchangers (1, 2) being so chosen that the end-faces of the heat exchangers (1, 2) have an approximately four-sided overall surface of projection, the first heat exchanger (1) being provided for the coolant of an internal combustion engine,
characterised in that the second heat exchanger (2) is provided for the working fluid of additional units driven by the internal combustion engine, and that the dimensions of the first heat exchanger (1) are constant whereas the dimensions of the second heat exchanger (2) are chosen in accordance with the required cooling effect, the first heat exchanger (1) having a square or rectangular end-face whereas the second heat exchanger (2) has an L-shaped end-face.

2. A heat-exchanger arrangement according to claim 1,
characterised in that the second heat exchanger (2) comprises two individual heat exchangers (3, 3a, 3b, 3c, 3d) which together form the L shape, each individual heat exchanger (3, 3a, 3b, 3c, 3d) forming an arm of the L.

3. A heat-exchanger arrangement according to claim 2,
characterised in that the individual heat exchangers (3, 3a, 3b, 3c, 3d) each have two end boxes (4, 4′) which are substantially identical, at least before being worked on mechanically.

4. A heat-exchanger arrangement according to claim 2 or 3,

characterised in that the end faces of the individual heat exchangers (3, 3a, 3b, 3c, 3d) are rectangular and have at least the same width.

5. A heat-exchanger arrangement according to any one of the preceding claims, comprising end boxes (4, 4′) each having an end wall (7) and two face walls (8, 8′), the end walls (7) and the face walls (8, 8′) intersecting at two edges (6, 6′),
characterised in that space for a bore (5) is provided in the end wall (7) and in the face wall (8) in the region of the edge (6) of each end box (4, 4′), the bores (5) being equidistant from the edge (6) and the side edges of the end wall (7) and the face wall (8), and that the end boxes (4, 4′) of each individual heat exchanger (3, 3a, 3b, 3c, 3d) are so disposed that their respective edges (6) are diagonally opposite.

6. A heat-exchanger arrangement according to any one of the preceding claims, characterised in that each pair of end boxes (4, 4′) of the various individual heat exchangers (3, 3a, 3b, 3c, 3d) are rigidly interconnected, and their edges (6) adjacent the bores (5) are directly opposite.

7. A heat-exchanger arrangement according to any one of the preceding claims, characterised in that the end boxes (4, 4′) of the individual heat exchangers (3, 3a, 3b, 3c, 3d) are machined or worked-on in the area of contact and are each formed with a bore (5), and a seal is disposed in the area of contact between the individual heat exchangers (3, 3a, 3b, 3c, 3d).

8. A heat-exchanger arrangement according to any one of the preceding claims, characterised in that an air charge cooler (12) of a supercharged, intercooled internal combustion engine is disposed in the flow direction in front of the first heat exchanger (1), and the sum of the cooling-air resistances of the air charge cooler (12) and of the second heat exchanger (1) is approximately equal to the cooling-air resistance of the second heat exchanger (2).

9. A heat-exchanger arrangement according to any one of the preceding claims, characterised in that a cooling-air passage (13) is provided between the heat exchangers (1, 2) and the air-flow means (9), and that the air-flow means (9) take the form of a blower with an impeller or rotor, the associated heat exchangers being adapted to the increased cooling-air pressure.

Revendications

1. Agencement pour échangeur de chaleur avec au moins deux échangeurs de chaleur (1, 2) qui sont soumis à de l'air frais au moyen d'un ventilateur (9) commun, les échangeurs (1, 2) sont disposés dans un plan et se touchent sans vide, on choisit les dimensions et la forme de chaque échangeur de chaleur (1, 2) pour que les faces frontales des échangeurs de chaleur (1, 2) présentent en fait une surface de projection carrée, on prévoit le premier échangeur de chaleur (1) pour le liquide de refroidissement d'un moteur thermique, caractérisé en ce que le deuxième échangeur de chaleur (2) est prévu pour le liquide d'entraînement de matériels auxiliaires qui sont entraînés par le moteur thermique et que les dimensions du premier échangeur de chaleur (1) sont constantes, on choisit indifféremment les dimensions du deuxième échangeur de chaleur (2) en fonction de la puissance de refroidissement nécessaire, le premier échangeur de chaleur (1) présente une surface frontale carrée ou rectangulaire, et le deuxième échangeur de chaleur (2) une surface frontale en L.

2. Agencement pour échangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le deuxième échangeur de chaleur (2) présente deux échangeurs de chaleur individuels (3, 3a, 3b, 3c, 3d), qui forment ensemble un L, chacun des échangeurs de chaleur individuels (3, 3a, 3b, 3c, 3d) forme une patte du L.

3. Agencement pour échangeur de chaleur selon la revendication 2, caractérisé en ce que les échangeurs de chaleur individuels (3, 3a, 3b, 3c, 3d) présentent chacun deux caisses terminales (4, 4′) qui sont identiques du point de vue de leur usinage mécanique.

4. Agencement d'échangeur de chaleur selon l'une des revendications 2 ou 3, caractérisé en ce que les surfaces frontales de chaque échangeur de chaleur (3, 3a, 3b, 3c, 3d) sont de forme rectangulaire et présentent au moins la même largeur.

5. Agencement d'échangeur de chaleur selon l'une des revendications précédentes, avec des caisses ter-

minales (4, 4′) qui présentent chacune une paroi terminale (7) ainsi que deux parois frontales (8, 8′), les parois terminales (7) et les parois frontales (8, 8′) se coupent en deux bords (6, 6′), caractérisé en ce que dans le domaine de bord (6) de chaque caisse terminale (4, 4′), on prévoit un espace dans la paroi terminale (7) et dans la paroi frontale (8) pour un alésage (5), les alésages prévus (5) ayant la même distance au bord (6) et aux bords latéraux de la paroi terminale (7) et de la paroi frontale (8), et que les caisses terminales (4, 4′) de chaque échangeur thermique (3, 3a, 3b, 3c, 3d) sont disposées de telle sorte que leurs bords (6) sont diagonalement opposés.

6. Agencement d'échangeurs de chaleur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que chaque fois deux caisses terminales (4, 4′) des différents échangeurs de chaleur individuels (3, 3a, 3b, 3c, 3d) sont fixées solidement, leurs bords (6) voisins des alésages (5) se faisant face directement.

7. Agencement d'échangeurs de chaleur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que les caisses terminales (4, 4′) de chaque échangeur individuel (3, 3a, 3b, 3c, 3d) sont usinées dans la zone de contact et sont chacune munies d'un alésage (5), et que dans la zone de contact entre les échangeurs thermiques individuels (3, 3a, 3b, 3c, 3d) on implante un joint.

8. Agencement d'échangeur thermique selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que dans le sens d'écoulement du premier échangeur thermique (1) on place un radiateur d'air turbocompressé (12) d'un moteur thermique turbocompressé et refroidi à l'air, et que la somme des résistances d'air de refroidissement du radiateur d'air turbocompressé (12) et du premier échangeur thermique (1) correspond approximativement à la résistance de l'air de refroidissement du deuxième échangeur thermique.

9. Agencement d'échangeur thermique selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'on prévoit un guidage d'air de refroidissement (13) entre les échangeurs thermiques (1, 2) et le ventilateur (9) et que le ventilateur (9) est constitué en soufflante avec une couronne directrice, l'échangeur thermique correspondant étant adapté à la pression d'air de refroidissement plus élevée.

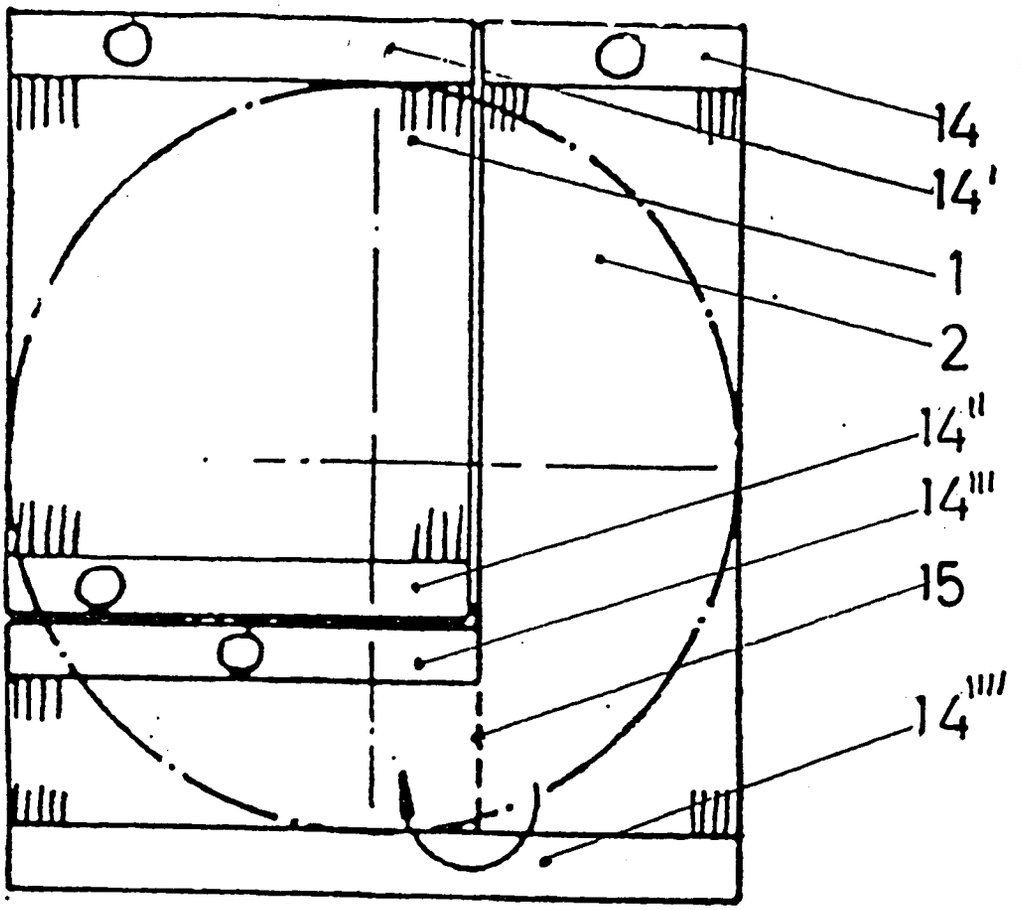


Fig. 1

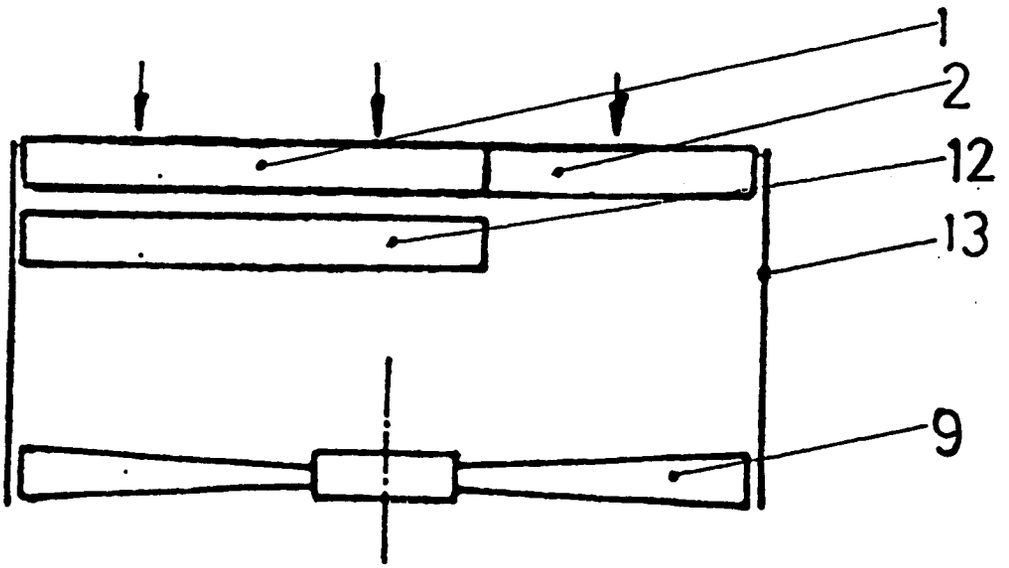


Fig. 2

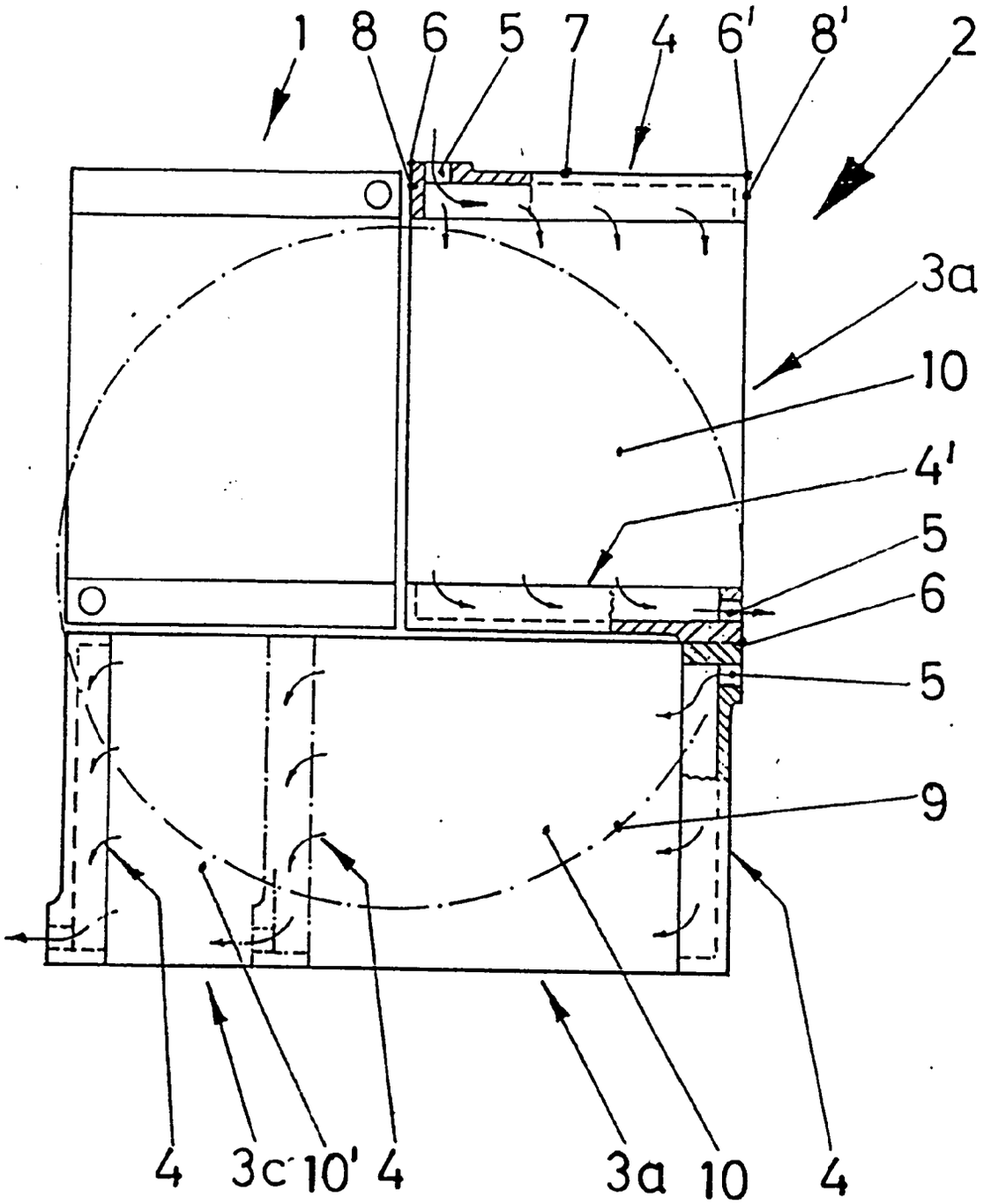


Fig.3

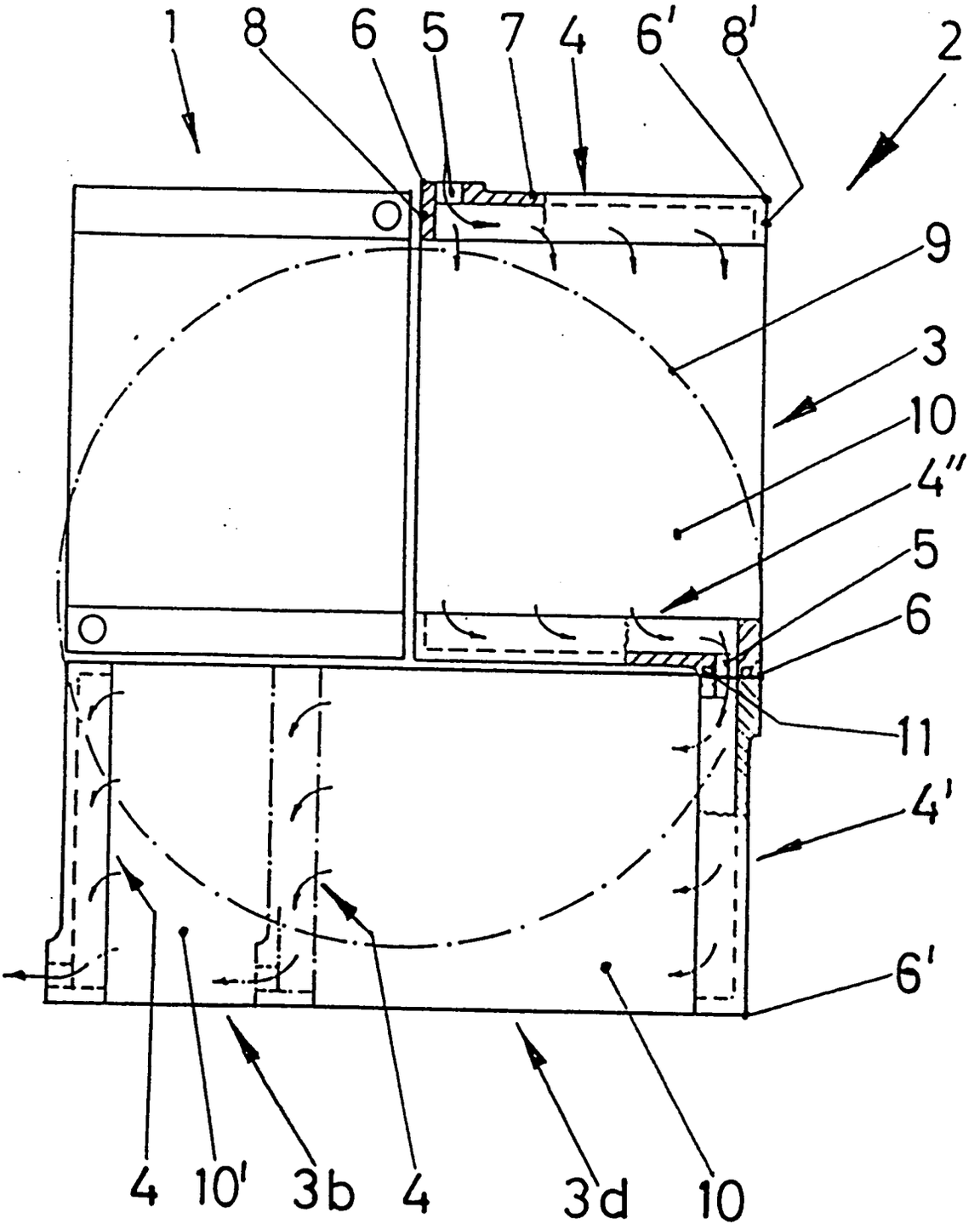


Fig.4