



(11)

EP 3 048 407 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
07.08.2019 Patentblatt 2019/32

(51) Int Cl.:
F28F 1/40 ^(2006.01) **F28F 3/02** ^(2006.01)
F28F 13/12 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **15202230.7**

(22) Anmeldetag: **23.06.2006**

(54) **WÄRMEÜBERTRAGER**

HEAT EXCHANGER

FLUIDE CALOPORTEUR

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI
SK TR**

(30) Priorität: **24.06.2005 DE 102005029321**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.07.2016 Patentblatt 2016/30

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
06762163.1 / 1 899 670

(73) Patentinhaber: **MAHLE Behr GmbH & Co. KG
70469 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:
• **Geskes, Peter
73760 Ostfildern (DE)**

• **Maucher, Ulrich
70825 Korntal-Münchingen (DE)**
• **Schmidt, Michael
74321 Bietigheim-Bissingen (DE)**

(74) Vertreter: **Grael, Andreas
Grael IP
Patentanwaltskanzlei
Wartbergstrasse 14
70191 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 0 767 000 DE-A1- 1 931 148
DE-A1- 19 511 665 FR-A- 1 095 966
JP-A- 60 185 094 US-A- 4 314 587
US-A- 4 945 981 US-A- 5 655 599
US-A- 5 901 641 US-B1- 6 484 795

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).

EP 3 048 407 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Wärmeübertrager nach dem Oberbegriff des Patentanspruches 1 - bekannt durch die US 4,314,587.

[0002] Es ist bekannt, in Strömungskanälen von Wärmeübertragern zur Erhöhung des Wärmeüberganges Strukturelemente anzuordnen, welche Wirbel und eine turbulente Strömung erzeugen. Derartige Strukturelemente sind in verschiedensten Ausführungsformen bekannt, z. B. als gewellte Innenrippen, Turbulenzeinlagen, Stegrippen oder auch als aus der Wand des Strömungskanals ausgeformte Wirbelerzeuger, welche in die Strömung hineinragen. Durch die EP 0 677 715 A1 der Anmelderin wurde ein Wärmeübertrager mit Turbulenzeinlagen bekannt, welche paarweise aufgestellte, einen Winkel zur Strömungsrichtung bildende Laschen aufweisen. Der bekannte Wärmeübertrager wird insbesondere zur Kühlung von Abgas verwendet, wobei eine Flüssigkeitskühlung oder Luftkühlung vorgesehen ist. Die V-förmig angeordneten Laschen mit sich in Strömungsrichtung öffnendem V erzeugen einerseits eine turbulente Strömung und verhindern durch ihre Wirbelbildung eine Ablagerung von Ruß, welcher im Abgas enthalten ist.

[0003] Weiterentwicklungen der V-förmig angeordneten Strukturelemente wurden durch die DE 195 40 683 A1, die DE 196 54 367 A1 sowie die DE 196 54 368 A1 der Anmelderin für Abgaswärmeübertrager bekannt. Dabei sind die V-förmig angeordneten Strukturelemente durch spanlose Umformung aus der Wandung der Abgasrohre ausgeformt. Die V-förmig angeordneten Strukturelemente, auch als so genannte Winglets bezeichnet, können somit wirtschaftlich, d. h. zu geringen Kosten in die Abgasrohre eingebracht werden.

[0004] Wie durch die EP 1 061 319 A1 und die DE 101 27 084 A1 der Anmelderin bekannt geworden, werden ähnliche Strukturelemente auch für andere Arten von Wärmeübertragern, z. B. luftgekühlte Kühlmittelkühler verwendet. Allen bekannten Strukturelementen ist gemeinsam, dass sie im Wesentlichen gleichmäßig über die gesamte Länge der betreffenden Strömungskanäle, seien es Abgasrohre oder Kühlmittelflachrohre, verteilt sind. Einerseits wird durch die Strukturelemente der gewünschte erhöhte Wärmeübergang erzielt, andererseits wird dieser Vorteil mit einem erhöhten Druckabfall auf der Abgas- bzw. Kühlmittelseite erkauft. Insbesondere bei Abgaswärmeübertragern, welche in der Abgasrückführung eines Verbrennungsmotors angeordnet sind, ist ein erhöhter Druckabfall wegen des damit einhergehenden erhöhten Abgasgegendruckes nicht erwünscht. Andererseits wird insbesondere für Abgaswärmeübertrager von Kraftfahrzeugen eine erhöhte Leistungsdichte gefordert.

[0005] Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Wärmeübertrager der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, dass ein Optimum zwischen Leistungsdichte und Druckabfall erzielt wird.

[0006] Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des

Patentanspruches 1 gelöst. Erfindungsgemäß ist vorgesehen, dass die Dichte der Strukturelemente variabel, insbesondere in Strömungsrichtung zunehmend ist. Mit dieser konstruktiven Maßnahme wird auch die Wärmeübergangszahl auf der Innenseite des Strömungskanals variabel, insbesondere nimmt der Wärmeübergang in Strömungsrichtung zu, während er im Eintrittsbereich der Strömung vergleichsweise gering oder minimal ist. Die Erfindung geht von der Erkenntnis aus, dass die Wärmeabfuhr im Eintrittsbereich des Strömungskanals - beispielsweise an ein den Strömungskanal umströmendes Kühlmedium - aufgrund der dort herrschenden hohen Temperaturdifferenz größer als im stromabwärtigen Bereich des Strömungskanals ist, und dass eine sich an der Innenwand des Strömungskanals ausbildende, in Strömungsrichtung wachsende Temperaturgrenzschicht im Eintrittsbereich noch relativ dünn ist. Insofern kann im Eintrittsbereich auf Strukturelemente zur Erhöhung des Wärmeüberganges auf der Innenseite des Strömungskanals zu Gunsten eines in diesem Bereich reduzierten Druckabfalls verzichtet werden. Die Dichte der Strukturelemente ist dabei an die lokal im Strömungskanal herrschenden Bedingungen bezüglich Temperaturdifferenz und Temperaturgrenzschicht angepasst. Mit der erfindungsgemäßen Anordnung der Strukturelemente wird der Vorteil erreicht, dass der Druckabfall im Strömungskanal bei hoher Leistungsdichte reduziert wird.

[0007] Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen. Erfindungsgemäß sind die Strukturelemente als Wirbel erzeugende Einprägungen in der Wand des Strömungskanals ausgebildet, als so genannte Winglets, wie sie für Abgaswärmeübertrager gemäß dem eingangs genannten Stand der Technik bekannt sind. Die Anordnung und Ausbildung der Winglets im Strömungskanal kann erfindungsgemäß variabel gestaltet werden: so kann der Abstand der Winglets in Strömungsrichtung kontinuierlich oder stufenweise zunehmen, ebenso die Höhe der Winglets, die in die Strömung hineinreicht. Aus Fertigungsgründen ist es vorteilhaft, wenn die Abstände jeweils ein Vielfaches des kleinsten Abstandes betragen. Ferner kann der Winkel, den die V-förmig angeordneten Winglets einschließen, in Strömungsrichtung kontinuierlich oder stufenweise vergrößert werden, wodurch ebenfalls der Wärmeübergang, allerdings auch der Druckabfall erhöht wird.

[0008] Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist die erfindungsgemäße Anordnung der Strukturelemente mit variabler Dichte insbesondere für Abgaswärmeübertrager von Verbrennungsmotoren für Kraftfahrzeuge vorteilhaft verwendbar. Abgaswärmeübertrager erfordern einerseits eine hohe Leistungsdichte und andererseits einen geringen Abgasgegendruck, damit die benötigten AGR-Raten (Anteil des rückgeführten Abgases am Gesamtabgasstrom) zur Erreichung der Emissionsvorschriften erzielt werden können. Der aus der Erfindung resultierende reduzierte Druckabfall wirkt sich also bei Verwendung als Abgaswärmeübertrager

besonders vorteilhaft aus. Darüber hinaus ist auch eine vorteilhafte Anwendung in Ladeluftkühlern für Verbrennungsmotoren und allgemein in Gasströmungskanälen gegeben.

[0009] In weiterer vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung sind auf der Innenseite des Strömungskanals Rippen, insbesondere Stegrippen als Strukturelemente angeordnet, welche den Wärmeübergang erhöhen. Erfindungsgemäß weisen die Rippenelemente eine Dichte auf, welche in Strömungsrichtung variabel ist, d. h. vorzugsweise stufenweise in Strömungsrichtung zunimmt, wobei wiederum im Eintrittsbereich gänzlich auf eine Innenberippung verzichtet werden kann. Die Änderung der Dichte kann bei einer Stegrippe vorteilhaft durch eine variable Längs- oder Querteilung oder durch einen variablen Anstellwinkel für die Strömung erreicht werden. Auch dadurch wird der Vorteil eines reduzierten Druckabfalls erreicht. Zusätzlich zur Änderung der Rippendichte könnten weitere Maßnahmen zur Erhöhung des Wärmeüberganges getroffen werden, z. B. die Anordnung von Kiemen oder Fenstern in den Flanken der Wellrippen, ebenfalls mit dem Ziel, den Wärmeübergang in Strömungsrichtung variabel zu gestalten. Die erfindungsgemäßen Maßnahmen sind insbesondere im Eintrittsbereich des jeweiligen Strömungskanals vorteilhaft, d. h. in dem Bereich der Strömung, wo noch instationäre Verhältnisse bezüglich der Temperaturdifferenz und der Dicke der Grenzschicht herrschen. Diese Parameter erreichen stromabwärts einen nahezu stationären Zustand, wo eine variable Dichte der Strukturelemente keine wesentlichen Vorteile mehr bringt.

[0010] Vorteilhaft ist, wenn am stromaufwärtigen und am stromabwärtigen Ende eines Strömungskanals ein glatter Bereich, ohne Strukturelemente, als Trennstelle belassen ist.

[0011] Vorteilhaft ist, wenn bei einer Verwendung als Wärmeübertrager die Strömungskanäle als von Abgas durchströmbare und von einem Kühlmittel umströmbare Abgasrohre ausgebildet sind.

[0012] Vorteilhaft ist, wenn die Strukturelemente, insbesondere die Innenrippen eine Rippendichte aufweisen, die in Strömungsrichtung variabel, insbesondere in Strömungsrichtung (P) zunehmend ist.

[0013] Vorteilhaft ist, wenn die Rippendichte in Stufen zunimmt.

[0014] Vorteilhaft ist, wenn die Stegrippe eine variable Längsteilung ($t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_x$) aufweist.

[0015] Vorteilhaft ist, wenn die kleinste Längsteilung t_x einen Grenzwert $t_x > 0,3 H$ aufweist, wobei H die Kanalhöhe ist.

[0016] Vorteilhaft ist, wenn die Stegrippe einen variablen Anstellwinkel ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_x$) aufweist, wobei der Anstellwinkel vorzugsweise im Bereich von $0 < \alpha < 30^\circ$ liegt.

[0017] Vorteilhaft ist, wenn die Stegrippe eine variable Querteilung ($q_1, q_2, q_3, \dots, q_x$) aufweist.

[0018] Vorteilhaft ist, wenn die Querteilung q einen Bereich von $8 > q > 1$ mm, vorzugsweise $5 > q > 2$ mm

aufweist.

[0019] Vorteilhaft ist, wenn die Innenrippe eine Längswellung mit variabler Teilung (t_1, t_2, t_3, t_4) aufweist.

[0020] Vorteilhaft ist, wenn die Teilung t der Innenrippe einen Bereich von $10 < t < 50$ mm aufweist.

[0021] Vorteilhaft ist, wenn die Strömungskanäle als Rohre, insbesondere als Rohre eines Rohrbündels, ausgebildet sind.

[0022] Vorteilhaft ist, wenn die Strömungskanäle als Scheiben, insbesondere als Scheiben eines Scheibenpaketes ausgebildet sind.

[0023] Vorteilhaft ist, wenn eine Verwendung des Wärmeübertragers als Ladeluftkühler zur Kühlung von Verbrennungsluft für eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeuges vorgesehen ist.

[0024] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und werden im Folgenden näher erläutert. Es zeigen

Fig. 1 ein Temperaturprofil im Eintrittsbereich eines Strömungskanals,

Fig. 2 die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl α von der Länge des Strömungskanals,

Fig. 3a - 3e die erfindungsgemäße Anordnung von Strukturelementen mit variabler Dichte in einem Strömungskanal,

Fig. 4 ein zweites Ausführungsbeispiel der Erfindung mit Innenrippen unterschiedlicher Rippendichte,

Fig. 5 ein drittes Ausführungsbeispiel der Erfindung für eine Stegrippe mit variabler Längsteilung,

Fig. 6 ein viertes Ausführungsbeispiel der Erfindung für eine Stegrippe mit variablem Anstellwinkel,

Fig. 7 ein fünftes Ausführungsbeispiel der Erfindung für eine Stegrippe mit variabler Querteilung und

Fig. 8 ein sechstes Ausführungsbeispiel der Erfindung für eine gewellte Innenrippe mit variabler Wellenlänge (Teilung).

[0025] Fig. 1 zeigt einen als Rohr 1 ausgebildeten Strömungskanal 2, welcher einen Eintrittsquerschnitt 3 aufweist und von einem Strömungsmedium entsprechend dem Pfeil P durchströmt wird. Vorzugsweise wird das Rohr 1 von einem heißen Abgas eines nicht dargestellten Verbrennungsmotors durchströmt und ist Teil eines nicht dargestellten Abgaswärmeübertragers. Das Rohr 1 weist eine glatte Innenseite bzw. Innenwandung 1a und eine

Außenseite bzw. Außenwandung 1b auf, welche von einem vorzugsweise flüssigen Kühlmittel gekühlt wird. Das heiße Abgas gibt also seine Wärme über das Rohr 1 an das Kühlmittel ab. Bei der Durchströmung des Strömungskanals 2 bildet sich an der Innenwand 1a eine Temperaturgrenzschicht 4 aus, welche vom Eintrittsquerschnitt 3 in Strömungsrichtung des Pfeiles P in ihrer Dicke d zunimmt. Der Temperaturverlauf in dieser Grenzschicht 4 ist durch ein Temperaturprofil 5 dargestellt. Die Temperatur in der Temperaturgrenzschicht steigt also von einer Temperatur T_a an der Innenwand 1a bis zu einem Temperaturniveau T_i im Inneren des Strömungskanals (Kernströmung), welche der Abgaseintrittstemperatur entspricht. Durch die wachsende Temperaturgrenzschicht 4 verschlechtern sich die Wärmeübergangsverhältnisse im Eintrittsbereich des Rohres 1.

[0026] Fig. 2 zeigt ein Diagramm, bei welchem die Wärmeübergangszahl α als relative Größe aufgetragen ist über der Länge l eines glattwandigen Strömungskanals, d. h. vom Eintrittsquerschnitt (Bezugszahl 3 in Fig. 1) in Strömungsrichtung des Strömungsmediums. Die Länge l ist in Millimetern aufgetragen. Die Wärmeübergangszahl α ist im Eintrittsquerschnitt, d. h. bei $l = 0$ mit 1 (100 %) angesetzt. Mit zunehmender Länge, d. h. in Strömungsrichtung im Strömungskanal 2 (Fig. 1) sinkt die Wärmeübergangszahl α bis auf etwa 0,8 (80 %) des Wertes am Eintrittsquerschnitt ab. Dies ist in erster Linie auf die Ausbildung der Temperaturgrenzschicht 4 gemäß Fig. 1 zurückzuführen.

[0027] Fig. 3a, 3b, 3c, 3d und 3e zeigen ein erstes Ausführungsbeispiel der Erfindung mit fünf verschiedenen Varianten, nämlich die Anordnung von Strukturelementen mit variabler Dichte. Fig. 3a zeigt in einer ersten Variante einen schematisch dargestellten Strömungskanal 6, vorzugsweise ein Abgasrohr eines nicht dargestellten Abgaswärmeübertragers, wobei das Abgasrohr 6 entsprechend dem Pfeil P durchströmt wird. Die Außenseite des Abgasrohres 6 wird - was nicht dargestellt, jedoch aus dem eingangs genannten Stand der Technik bekannt ist - vorzugsweise von einem flüssigen Kühlmittel umspült - möglich ist allerdings auch eine Luftkühlung. Das Abgasrohr 6 ist als Edelstahlrohr, bestehend aus zwei miteinander verschweißten Hälften, mit rechteckigem Querschnitt ausgebildet. Das Abgasrohr 6 weist einen Eintrittsbereich 6a auf, der über eine Länge L glattwandig ausgebildet ist. An den glattwandigen Bereich 6a schließt sich stromabwärts ein Bereich 6b an, in welchem V-förmig angeordnete, aus der Rohrwand geprägte Strukturelemente 7, so genannte Winglets, angeordnet sind. Die Winglet-Paare 7 sind im Abschnitt 6b mit gleichem Abstand und in gleicher Ausbildung angeordnet. Der Übergang vom glattwandigen Bereich 6a auf den mit Winglets 7 belegten Bereich 6b erfolgt somit in Form einer "Stufe". Wie eingangs erwähnt, wird in dem glattwandigen Bereich 6a trotz fehlender Strukturelemente ein hinreichend großer Wärmeübergang bzw. Wärmedurchgang erzielt, da die Temperaturdifferenz noch hinreichend groß und die Temperaturgrenzschicht relativ ge-

ring ist. An der Stelle, wo diese Bedingungen nicht mehr zutreffen, sind Strukturelemente 7 angeordnet, die für eine Verbesserung des Wärmeüberganges (Wärmeübergangszahl α) sorgen. Der glattwandige Bereich 6a - dies gilt auch für die nachfolgenden Varianten 3b, 3c, 3d, 3e - kann eine Länge von bis zu 100 mm aufweisen.

[0028] In einer zweiten Variante gemäß Fig. 3b ist ein Rechteckrohr 8 im Längsschnitt dargestellt, welches ebenfalls einen glattwandigen Eintrittsbereich 8a und eine Kanalhöhe H aufweist. Stromabwärts dieses glattwandigen Bereiches 8a sind Winglet-Paare 9 mit in Strömungsrichtung gleichen Abständen a angeordnet, jedoch mit unterschiedlichen Höhen h: die in den Strömungsquerschnitt des Abgasrohres 8 hineinragenden Höhen h der Winglet-Paare 9 wachsen kontinuierlich in Strömungsrichtung P. Damit wird der Wärmeübergang in diesem Rohrabchnitt sukzessive gesteigert. Gleichzeitig wächst der Druckabfall. Der Übergang vom glatten zum nicht glatten Bereich ist somit kontinuierlich. In einer bevorzugten Ausführungsform ist für das Verhältnis h/H ein Bereich von $0,05 \leq h/H \leq 0,4$ gewählt.

[0029] In einer dritten Variante gemäß Fig. 3c sind in einem Rohr 10 Winglet-Paare 11 mit in Strömungsrichtung P abnehmenden Abständen a_1, a_2, a_3 angeordnet. Damit wird der Wärmeübergang, ausgehend von dem glatten Eintrittsbereich 10a, sukzessive erhöht, da die Dichte der Strukturelemente bzw. Winglets 11 größer wird. Aus Gründen einer vereinfachten Fertigung können die Abstände a_1, a_2, a_3 jeweils ein Vielfaches des minimalen Abstandes a_x betragen. Letzterer liegt vorteilhaft in einem Bereich von $5 < a_x < 50$ mm und bevorzugt in einem Bereich von $8 < a_x < 30$ mm.

[0030] Fig. 3d zeigt eine vierte Variante für die Anordnung von Strukturelementen mit unterschiedlicher Dichte in einem Abgasrohr 12, welches entsprechend dem Pfeil P von Abgas durchströmt ist. Der glattwandige Eintrittsbereich 12a ist vergleichsweise zu den vorherigen Ausführungsbeispielen kürzer. Daran schließen sich Winglet-Paare 13 mit in Strömungsrichtung gleichen Abständen, jedoch mit unterschiedlichem Winkel β (Winkel gegenüber Strömungsrichtung P) an. Die Winglets des stromaufwärts gelegenen Winglet-Paares 12 sind fast parallel ausgerichtet ($\beta \approx 0$), während der von den Winglets gebildete Winkel β des stromabwärts gelegenen Winglet-Paares 13 ca. 45 Grad beträgt. Die dazwischen liegenden Winglet-Paare 13 weisen entsprechende Zwischenwerte auf, so dass die Wärmeübergangszahl für die Innenwand des Abgasrohres 13 infolge der zunehmenden Spreizung der Winglets in Strömungsrichtung wächst, und zwar kontinuierlich bzw. in kleinen Schritten. Der Winkel β liegt vorteilhaft in einem Bereich von $20^\circ < \beta < 50^\circ$.

[0031] Fig. 3e zeigt eine fünfte Variante mit einem Abgasrohr 30, einem glattwandigen Bereich 30a und daran anschließenden Reihen von parallel zueinander angeordneten Winglets 31, welche jeweils mit der Strömungsrichtung P einen Winkel β bilden. Die Reihen weisen in Strömungsrichtung P abnehmende Abstände a_1, a_2, a_3

auf, wobei der Winkel β der Winglets 31 von Reihe zu Reihe das Vorzeichen wechselt.

[0032] Bei allen Rohren ist vorzugsweise am Rohrfang und am Rohrende ein glatter Bereich ohne Strukturelemente belassen, damit bei einer Ablängung der Rohre eine saubere Trennstelle herstellbar ist.

[0033] Fig. 4 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung für einen Strömungskanal 14, welcher entsprechend dem Pfeil P von einem Strömungsmedium angeströmt wird - hierbei kann es sich beispielsweise um ein flüssiges Kühlmittel oder auch um Ladeluft handeln. Die Außenseite des Strömungskanals 14 kann durch ein gasförmiges oder flüssiges Kühlmedium gekühlt werden. Der Strömungskanal 14 weist einen glattwandigen Eintrittsbereich 14a auf, an welchen sich in Strömungsrichtung P ein erster mit Innenrippen 15 versehener Bereich 14b und daran ein weiterer berippter Bereich 14c anschließt. Die Bereiche 14b und 14c weisen eine unterschiedliche Rippendichte auf - im dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Rippendichte im stromabwärts gelegenen Bereich 14c doppelt so groß wie im stromaufwärts gelegenen Bereich 14b, da zwischen den durchgehenden Rippen 15 weitere Rippen 16 angeordnet sind. Damit wird ebenfalls eine Erhöhung des Wärmeüberganges erreicht, und zwar in Stufen von 14a über 14b nach 14c.

[0034] Fig. 5 zeigt als drittes Ausführungsbeispiel der Erfindung einen Gasströmungskanal, in welchem eine Stegrippe 17 mit variabler Längsteilung t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 angeordnet ist. In der zeichnerischen Darstellung ist $t_1 > t_2 > t_3 > t_4 > t_5$, d. h. der Wärmeübergang nimmt von t_1 nach t_5 , d. h. in Strömungsrichtung P zu. Stegrippen werden insbesondere bei Ladeluftkühlern eingesetzt und sind vorzugsweise mit den Rohren verlötet. Bei einer vorteilhaften Ausführung weist das Verhältnis der kleinsten Teilung t_x zur Kanalhöhe H einen Grenzwert von $0,3 < t_x/H$ auf.

[0035] Fig. 6 zeigt als viertes Ausführungsbeispiel der Erfindung einen Gasströmungskanal, in welchem eine Stegrippe 18 mit variablen Anstellwinkeln $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots \alpha_x$ angeordnet ist. Vorteilhafte Anstellwinkel liegen im Bereich von $0 < \alpha < 30^\circ$.

[0036] Fig. 7 zeigt als fünftes Ausführungsbeispiel der Erfindung einen Gasströmungskanal, in welchem eine Stegrippe 19 mit variabler Querteilung $q_1, q_2, q_3 \dots q_6$ angeordnet ist, wobei der Wärmeübergang mit kleiner werdender Querteilung von q_1 in Richtung q_6 , d. h. in Strömungsrichtung P steigt. Vorteilhafte Bereiche für die Querteilung q sind $8 > q > 1$ mm und bevorzugt $5 > q > 2$ mm.

[0037] Fig. 8 zeigt in einem Gasströmungskanal eine in Strömungsrichtung P gewellte (tiefengewellte) Innenrippe 20 mit variabler Teilung t_1, t_2, t_3, t_4 - der Wärmeübergang steigt hier in Richtung kleiner werdender Teilung t. Vorteilhafte Bereiche für die Teilung t sind $10 < t < 50$ mm.

[0038] In Abwandlung der dargestellten Ausführungsbeispiele kann eine Variation des Wärmeüberganges im

Strömungskanal auch durch weitere aus dem Stand der Technik bekannte Mittel erreicht werden, beispielsweise durch Anordnung von Kiemen oder Fenstern in den Rippen. Darüber hinaus können andere Formen von Strukturelementen zur Wirbelerzeugung bzw. zur Erhöhung des Wärmeüberganges gewählt werden. Die Anwendung der Erfindung ist nicht auf Abgaswärmeübertrager beschränkt, sondern erstreckt sich auch auf Ladeluftkühler, deren Rohre von heißer Ladeluft durchströmt werden, sowie generell auf Gasströmungskanäle, welche als Rohre eines Rohrbündelwärmeübertragers oder als Scheiben eines Scheibenwärmeübertragers ausgebildet sein können.

Patentansprüche

1. A heat exchanger, having at least one flow duct which can be flowed through by a flow medium from an inlet cross section to an outlet cross section and which has an inside and an outside, and which has, on the inside, structural elements for increasing the heat transfer, wherein the structural elements (7, 9, 11, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 31) are arranged and/or embodied variably in the direction of flow (P) such that, on the inside, the flow duct (6, 8, 10, 12, 14, 30) has variable heat transfer, in particular increasing in the direction of flow (P), wherein the structural elements (9, 11, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 31) have a flow resistance with respect to the flow medium and are arranged and/or embodied such that the pressure drop in the flow duct (8, 10, 12, 14) is variable, in particular is minimal in the inlet region (6a, 8a, 10a, 12a, 14a, 30a), wherein the structural elements are embodied as eddy generators, referred to as winglets (7, 9, 11, 13, 31), **characterised in that** the flow duct has, starting from the inlet cross section, a smooth-walled section without structures, and **in that** the winglets (11, 31) are arranged in rows and form, with the direction of flow (P), an angle β , wherein the angle β has an identical or opposed sign for adjacent winglets.
2. The heat exchanger as claimed in claim 1, **characterised in that** the density of the structural elements (11; 15, 16; 19; 31) is variable, in particular increasing in the direction of flow (P).
3. The heat exchanger as claimed in claim 1 or 2, **characterised in that** the smooth-walled section (6a, 8a, 10a, 12a, 14a, 30a) has a length L in the direction of flow (P), wherein $L \cdot 100$ mm.
4. The heat exchanger as claimed in one of claims 1 to 3, **characterised in that** the structural elements are embodied as internal ribbing, internal ribs (15, 16, 20), web ribs (17, 18, 19) and/or turbulence inlays and are, in particular, soldered into the flow ducts.

5. The heat exchanger as claimed in claim 1, 2, 3 or 4, **characterised in that** the winglets (13, 31) form, with the direction of flow (P), an angle \bullet which is variable, in particular increasing in the direction of flow (P).
6. The heat exchanger as claimed in claim 5, **characterised in that** the angle \bullet has a range of $20^\circ < \bullet < 50^\circ$.
7. The heat exchanger as claimed in claim 1, 2, 3 or 4, **characterised in that** the winglets (9) have a height (h) which projects into the flow, which is variable, in particular increasing in the direction of flow (P).
8. The heat exchanger as claimed in claim 7, **characterised in that** the flow duct (8) has a height H and the ratio of h/H has a range of $0.05 \bullet h/H \bullet 0.4$.
9. The heat exchanger as claimed in claim 1, 2, 3 or 4, **characterised in that** winglets (11, 31) are arranged in rows transverse with respect to the direction of flow (P), and **in that** the rows have a spacing ($a_1, a_2, a_3 \dots a_x$) which is variable, in particular decreasing in the direction of flow.
10. The heat exchanger as claimed in claim 9, **characterised in that** the smallest spacing a_x has a range of $5 < a_x < 50$ mm, in particular a range of $8 < a_x < 30$ mm.
11. The heat exchanger as claimed in claim 10, **characterised in that** the spacing ($a_1, a_2, a_3 \dots$) of the rows is an (integral) multiple of the smallest spacing a_x .

Claims

1. A heat exchanger, having at least one flow duct which can be flowed through by a flow medium from an inlet cross section to an outlet cross section and which has an inside and an outside, and which has, on the inside, structural elements for increasing the heat transfer, wherein the structural elements (7, 9, 11, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 31) are arranged and/or embodied variably in the direction of flow (P) such that, on the inside, the flow duct (6, 8, 10, 12, 14, 30) has variable heat transfer, in particular increasing in the direction of flow (P), wherein the structural elements (9, 11, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 31) have a flow resistance with respect to the flow medium and are arranged and/or embodied such that the pressure drop in the flow duct (8, 10, 12, 14) is variable, in particular is minimal in the inlet region (6a, 8a, 10a, 12a, 14a, 30a), wherein the structural elements are embodied as eddy generators, referred to as winglets (7, 9, 11, 13, 31), **characterised in that** the flow duct has, starting from the inlet cross section, a smooth-walled section without structures, and **in**

that the winglets (11, 31) are arranged in rows and form, with the direction of flow (P), an angle β , wherein the angle β has an identical or opposed sign for adjacent winglets.

2. The heat exchanger as claimed in claim 1, **characterised in that** the density of the structural elements (11; 15, 16; 19; 31) is variable, in particular increasing in the direction of flow (P).
3. The heat exchanger as claimed in claim 1 or 2, **characterised in that** the smooth-walled section (6a, 8a, 10a, 12a, 14a, 30a) has a length L in the direction of flow (P), wherein $L \bullet 100$ mm.
4. The heat exchanger as claimed in one of claims 1 to 3, **characterised in that** the structural elements are embodied as internal ribbing, internal ribs (15, 16, 20), web ribs (17, 18, 19) and/or turbulence inlays and are, in particular, soldered into the flow ducts.
5. The heat exchanger as claimed in claim 1, 2, 3 or 4, **characterised in that** the winglets (13, 31) form, with the direction of flow (P), an angle \bullet which is variable, in particular increasing in the direction of flow (P).
6. The heat exchanger as claimed in claim 5, **characterised in that** the angle \bullet has a range of $20^\circ < \bullet < 50^\circ$.
7. The heat exchanger as claimed in claim 1, 2, 3 or 4, **characterised in that** the winglets (9) have a height (h) which projects into the flow, which is variable, in particular increasing in the direction of flow (P).
8. The heat exchanger as claimed in claim 7, **characterised in that** the flow duct (8) has a height H and the ratio of h/H has a range of $0.05 \bullet h/H \bullet 0.4$.
9. The heat exchanger as claimed in claim 1, 2, 3 or 4, **characterised in that** winglets (11, 31) are arranged in rows transverse with respect to the direction of flow (P), and **in that** the rows have a spacing ($a_1, a_2, a_3 \dots a_x$) which is variable, in particular decreasing in the direction of flow.
10. The heat exchanger as claimed in claim 9, **characterised in that** the smallest spacing a_x has a range of $5 < a_x < 50$ mm, in particular a range of $8 < a_x < 30$ mm.
11. The heat exchanger as claimed in claim 10, **characterised in that** the spacing ($a_1, a_2, a_3 \dots$) of the rows is an (integral) multiple of the smallest spacing a_x .

Revendications

1. Echangeur de chaleur comprenant au moins un conduit d'écoulement pouvant être traversé par un milieu d'écoulement, depuis une section d'entrée jusqu'à une section de sortie, et présentant un côté intérieur et un côté extérieur, lequel conduit d'écoulement présente, sur le côté intérieur, des éléments de structure servant à l'augmentation du transfert de chaleur, où les éléments de structure (7, 9, 11, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 31) sont disposés et / ou configurés de façon variable, dans la direction d'écoulement (P), de manière telle que le conduit d'écoulement (6, 8, 10, 12, 14, 30) présente, sur le côté intérieur, un transfert de chaleur variable, augmentant en particulier dans la direction d'écoulement (P), où les éléments de structure (9, 11, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 31) présentent une résistance à l'écoulement par rapport au milieu d'écoulement et sont disposés et / ou configurés de manière telle, que la chute de pression soit variable dans le conduit d'écoulement (8, 10, 12, 14), en particulier minimale dans la zone d'entrée (6a, 8a, 10a, 12a, 14a, 30a), où les éléments de structure sont configurés comme des générateurs de tourbillons, ce que l'on appelle des winglets (7, 9, 11, 13, 31), **caractérisé en ce que** le conduit d'écoulement présente, à partir de la section d'entrée, une partie à paroi lisse sans structures, et **en ce que** les winglets (11, 31) sont disposées en rangées et forment, avec la direction d'écoulement (P), un angle β , où l'angle β présente pour des winglets adjacentes, un signe identique ou opposé.
2. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la densité des éléments de structure (11; 15, 16; 19; 31) est variable, augmentant en particulier dans la direction d'écoulement (P).
3. Echangeur de chaleur selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la partie à paroi lisse (6a, 8a, 10a, 12a, 14a, 30a) présente, dans la direction d'écoulement (P), une longueur L, où L est ≤ 100 mm.
4. Echangeur de chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** les éléments de structure sont configurés comme un aillage intérieur, comme des ailettes intérieures (15, 16, 20), des ailettes nervurées (17, 18, 19) et / ou comme des éléments rapportés créant des turbulences, et sont brasés en particulier dans les conduits d'écoulement.
5. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, 2, 3 ou 4, **caractérisé en ce que** les winglets (13, 31) forment, avec la direction d'écoulement (P), un angle β qui est variable, augmentant en particulier dans la direction d'écoulement (P).
6. Echangeur de chaleur selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** l'angle β présente une plage de $20^\circ < \beta < 50^\circ$.
7. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, 2, 3 ou 4, **caractérisé en ce que** les winglets (9) présentent une hauteur (h) en pénétrant dans l'écoulement, hauteur qui est variable, augmentant en particulier dans la direction d'écoulement (P).
8. Echangeur de chaleur selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** le conduit d'écoulement (8) présente une hauteur H, et le rapport de h/H présente une plage de $0,05 \leq h/H \leq 0,4$.
9. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, 2, 3 ou 4, **caractérisé en ce que** des winglets (11, 31) sont disposées en rangées agencées de manière transversale par rapport à la direction d'écoulement (P), et **en ce que** les rangées présentent un espacement ($a_1, a_2, a_3 \dots a_x$) variable, diminuant en particulier dans la direction d'écoulement.
10. Echangeur de chaleur selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** le plus petit espacement a_x présente une plage de $5 < a_x < 50$ mm, en particulier une plage de $8 < a_x < 30$ mm.
11. Echangeur de chaleur selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** l'espacement ($a_1, a_2, a_3 \dots$) des rangées est un multiple (entier) du plus petit espacement a_x .

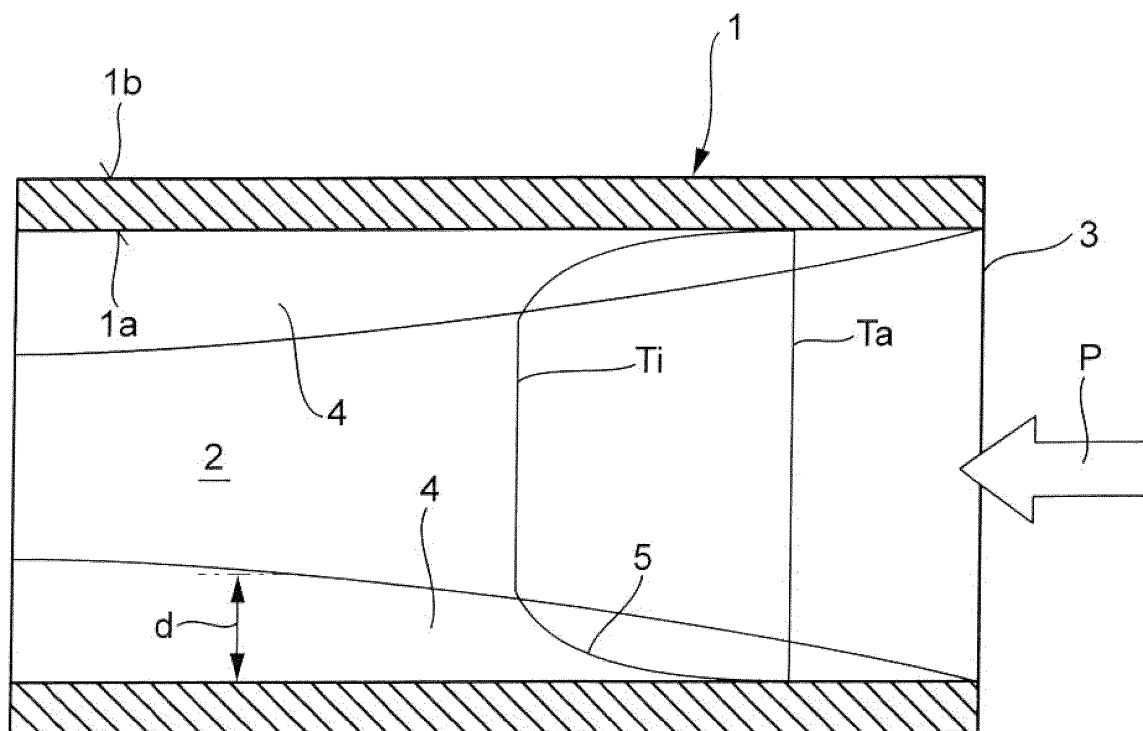


Fig. 1

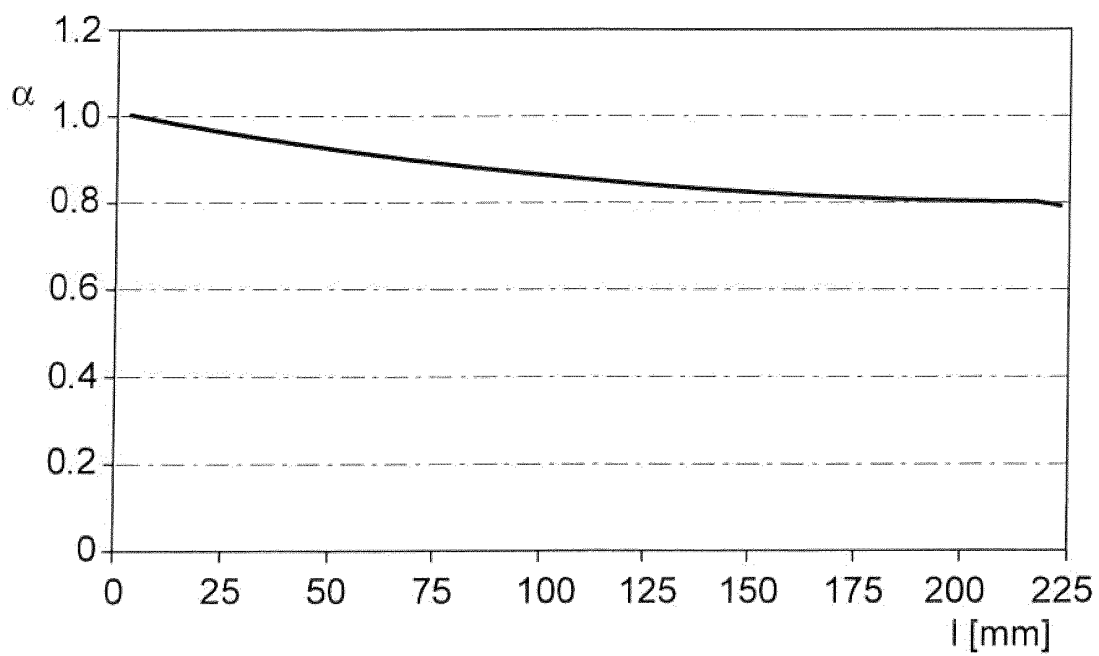
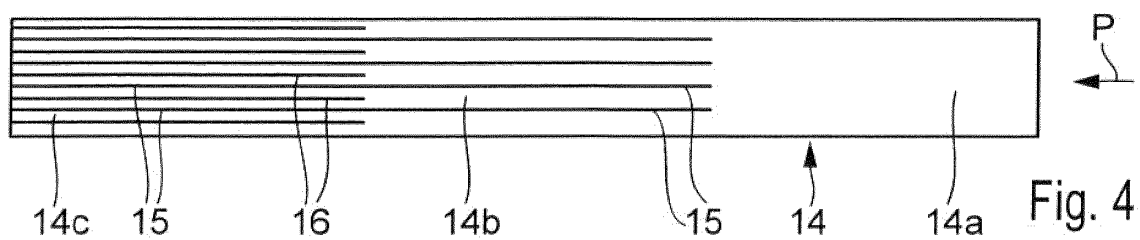
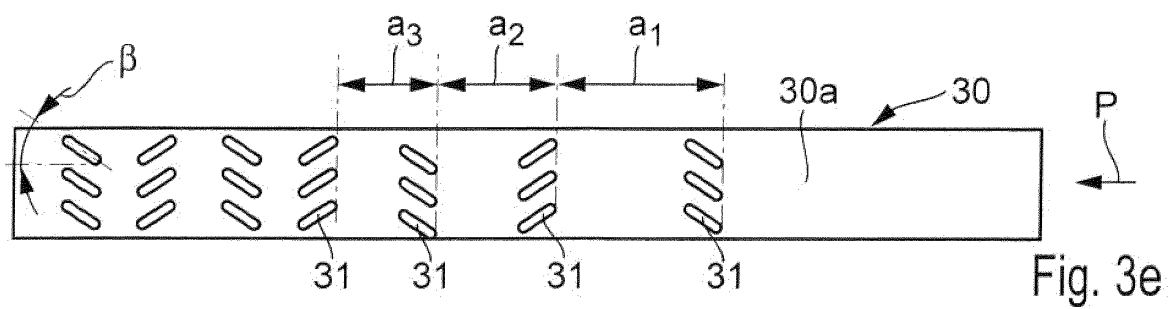
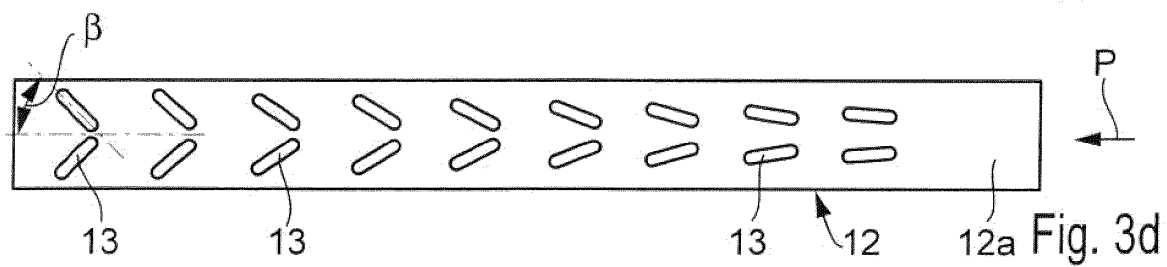
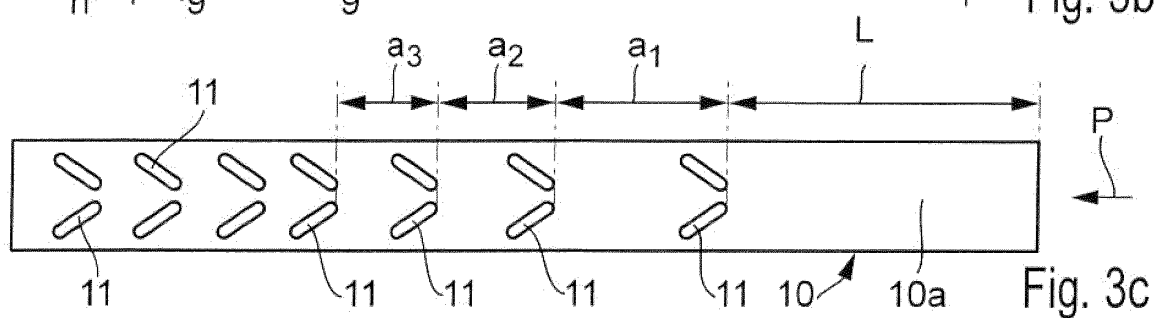
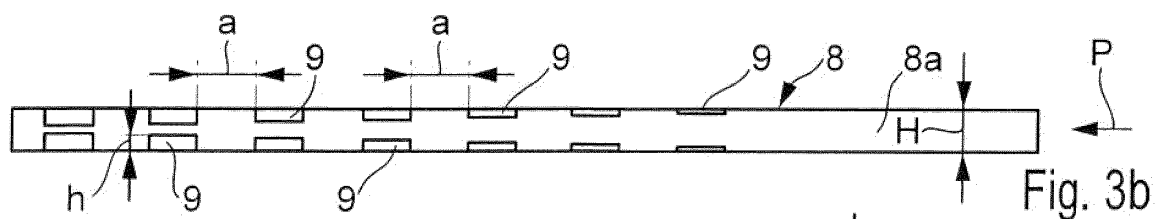
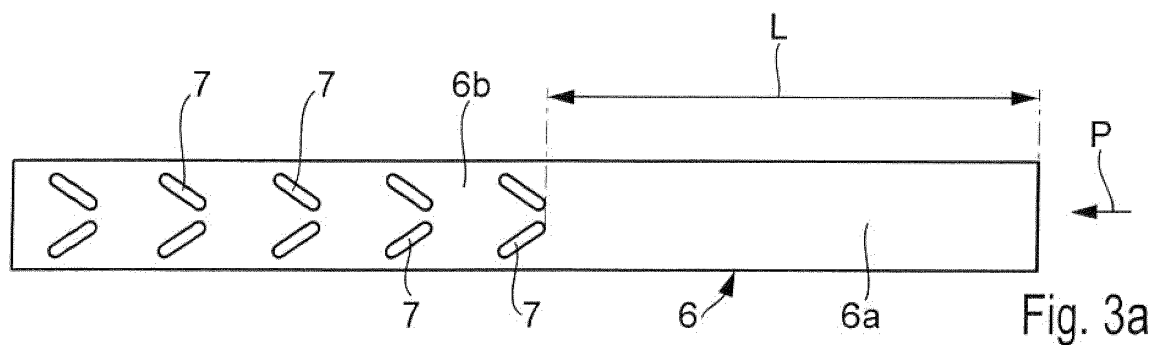


Fig. 2



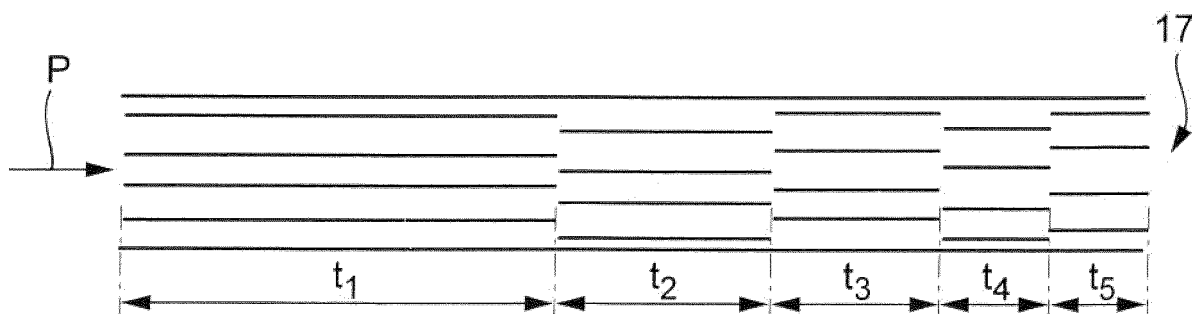


Fig. 5

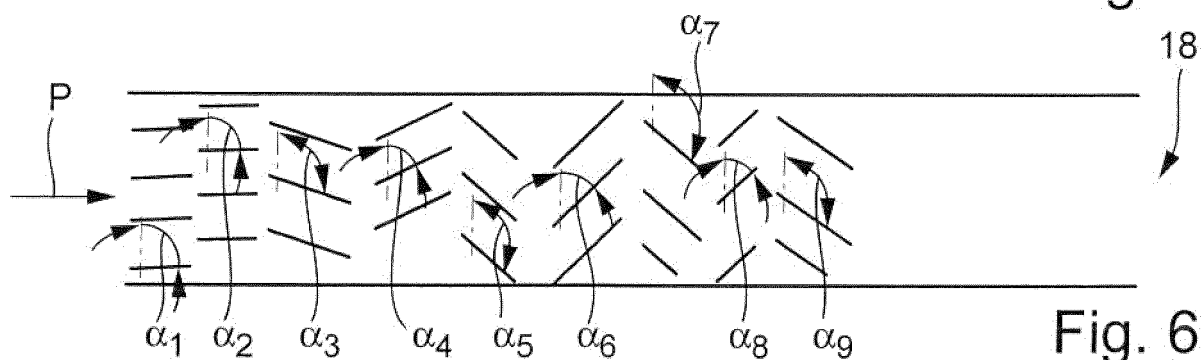


Fig. 6

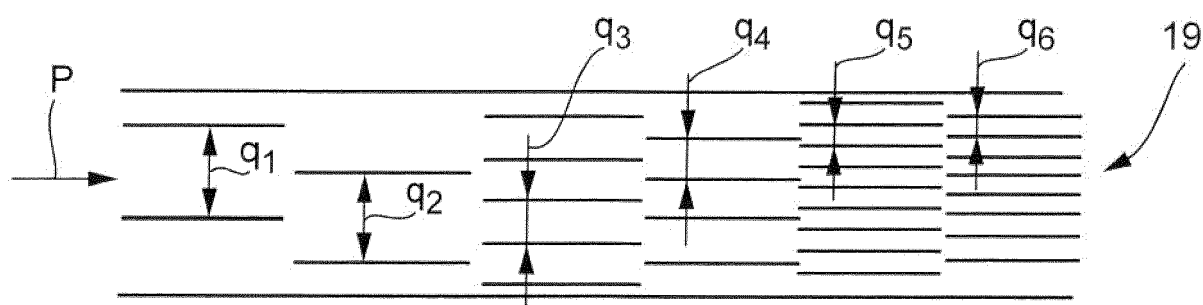


Fig. 7

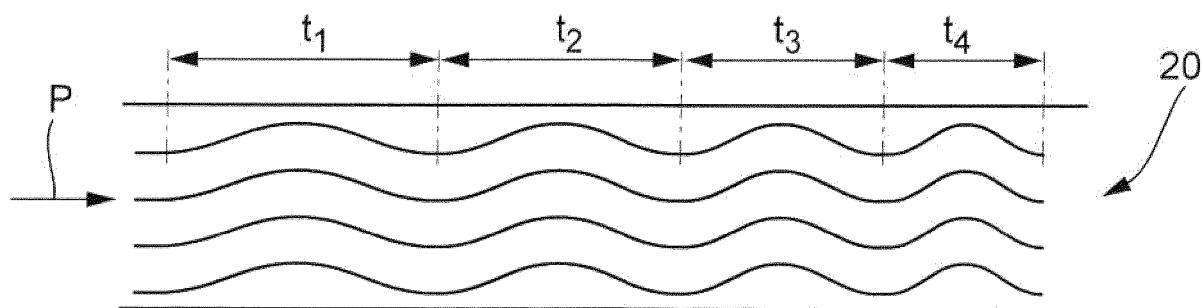


Fig. 8

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 4314587 A [0001]
- EP 0677715 A1 [0002]
- DE 19540683 A1 [0003]
- DE 19654367 A1 [0003]
- DE 19654368 A1 [0003]
- EP 1061319 A1 [0004]
- DE 10127084 A1 [0004]