



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
07.03.2018 Patentblatt 2018/10

(51) Int Cl.:
F02G 1/043^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **17188599.9**

(22) Anmeldetag: **30.08.2017**

(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
Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME
Benannte Validierungsstaaten:
MA MD

(71) Anmelder: **Frauscher Holding GmbH**
4774 St. Marienkirchen (AT)

(72) Erfinder: **Frauscher, Josef**
4774 St. Marienkirchen (AT)

(74) Vertreter: **Westphal, Mussnug & Partner**
Patentanwälte mbB
Werinherstrasse 79
81541 München (DE)

(30) Priorität: **01.09.2016 DE 102016116401**

(54) **STIRLINGMASCHINE IN ALPHA-KONFIGURATION**

(57) Es wird ein Kurbeltrieb für eine Stirlingmaschine beschrieben. Gemäß einem Ausführungsbeispiel weist der Kurbeltrieb einen ersten Kipphebel, der drehbar um eine erste Achse gelagert ist, sowie ein erstes Kolbenpaar auf. Ein erster Kolben und ein zweiter Kolben sind symmetrisch zu einer Mittelebene angeordnet und durch Verbindungsstangen mit einem ersten Kipphebel mechanisch gekoppelt. Der Kurbeltrieb weist weiter eine Kurbelwelle auf, die durch ein Pleuel mit dem ersten Kipphebel mechanisch gekoppelt ist. Eine Ausgleichswelle ist derart mit der Kurbelwelle mechanisch gekoppelt, dass die Ausgleichswelle synchron und gleichsinnig mit der Kurbelwelle rotiert.

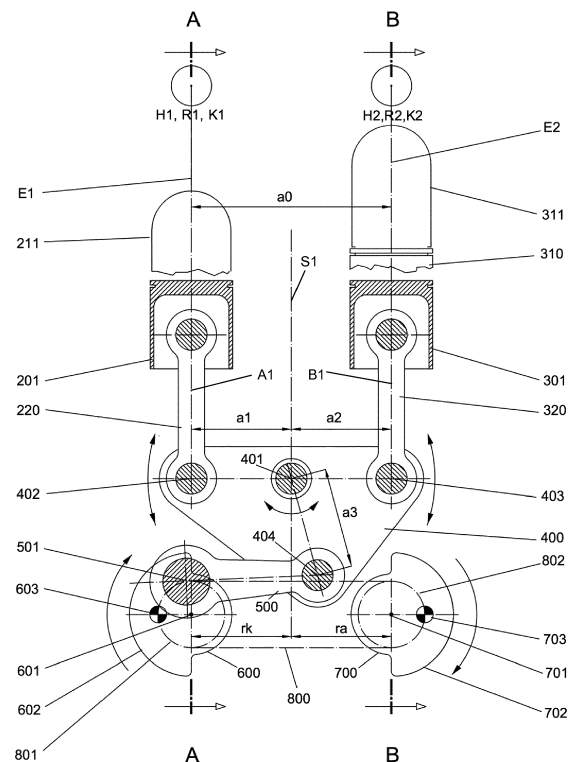


Fig. 1

Beschreibung

TECHNISCHES GEBIET

[0001] Das hier beschriebene Ausführungsbeispiel betrifft eine verbesserte Ausführung einer Stirlingmaschine nach dem Alpha Prinzip.

HINTERGRUND

[0002] Einfachwirkende Stirlingmaschinen nach dem Alpha Prinzip sind an sich seit langem bekannt. Sie bestehen aus einem Kompressionszylinder und einem Expansionszylinder, deren Volumina mit Wärmetauscher verbunden sind. Eine parallele Anordnung der beiden Zylinder möglichst nah nebeneinander kann im Hinblick auf platzsparende Bauweise der gesamten Maschine sowie bezüglich optimaler Anordnung der Wärmetauscher von Vorteil sein.

[0003] Da der Expansionskolben dem Kompressionskolben um einen Phasenversatz in Drehrichtung der Kurbelwelle von beispielsweise 90 Grad voreilt, bildet sich neben der gewünschten Volumenoszillation im Prozessraum ein gleicher Effekt auf der Kolbenunterseite aus, der zu unerwünschten Druckschwingungen im Pufferraum führt. Um diese im Sinne der adiabatischen Verluste gering zu halten, muss für das Puffervolumen ein beträchtlicher Raum vorgesehen werden, der zu Lasten des Bauvolumens und der Kosten der Maschine geht. Darüber hinaus ist es schwierig, die oszillierenden Massen der Kolben auszugleichen. Maßnahmen, wie sie z.B. in Vierzylinder Viertaktmotoren in einfacher Weise durch Versatz der Kolben um jeweils 180 Grad getroffen werden, scheitern wegen des prozessbedingten Phasenversatzes von rund 90 Grad.

[0004] Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe besteht folglich in der Verbesserung einer Stirlingmaschine nach dem Alpha Prinzip, die kompakt aufgebaut werden kann und einen Ausgleich der dynamischen Trägheitskräfte bewegter Kolbenmassen in einfacher Weise ermöglicht.

ZUSAMMENFASSUNG

[0005] Diese genannte Aufgabe wird durch den Kurbeltrieb für eine Stirlingmaschine gemäß Anspruch 1 gelöst. Unterschiedliche Ausführungsformen und Weiterentwicklungen sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

[0006] Es wird ein Kurbeltrieb für eine Stirlingmaschine beschrieben. Gemäß einem Ausführungsbeispiel weist der Kurbeltrieb einen ersten Kipphebel, der drehbar um eine erste Achse gelagert ist, sowie ein erstes Kolbenpaar auf. Ein erster Kolben und ein zweiter Kolben sind symmetrisch zu einer Mittelebene angeordnet und durch Verbindungsstangen mit einem ersten Kipphebel mechanisch gekoppelt. Der Kurbeltrieb weist weiter eine Kurbelwelle auf, die durch ein Pleuel mit dem ersten Kipp-

hebel mechanisch gekoppelt ist. Eine Ausgleichswelle ist derart mit der Kurbelwelle mechanisch gekoppelt, dass die Ausgleichswelle synchron und gleichsinnig mit der Kurbelwelle rotiert.

KURZE BESCHREIBUNG DER ABBILDUNGEN

[0007] Die Erfindung lässt sich mit Bezugnahme auf die folgende Beschreibung und Abbildungen besser verstehen. Die in den Figuren dargestellten Komponenten sind nicht notwendigerweise maßstabsgetreu, vielmehr wird Wert darauf gelegt, die der Erfindung zugrunde liegenden Prinzipien darzustellen. Des Weiteren bezeichnen in den Figuren gleiche Bezugszeichen korrespondierende Teile. Zu den Abbildungen:

Figur 1 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Stirlingmaschine in Querschnittsansicht (Schnittebene normal zur Drehachse der Kurbelwelle).

Figur 2 zeigt einen Längsschnitt durch ein erstes Zylinderpaar des Ausführungsbeispiels aus Fig. 1

Figur 3 zeigt einen Längsschnitt durch ein zweites Zylinderpaar des Ausführungsbeispiels aus Fig. 1

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG

[0008] Einfachwirkende Zweizylinder-Stirlingmotoren in Alpha-Konfiguration sind an sich bekannt. Übliche Konstruktionen weisen einen Kompressionszylinder mit Kompressionskolben und einen Expansionszylinder mit Expansionskolben auf, wobei die Zylinderräume oberhalb der Kolben (auch als Prozessräume bezeichnet) über eine Wärmetauscherkombination umfassend Kühler, Regenerator und Erhitzer in dauerhafter hydraulischer Verbindung stehen. Die Prozessräume erfahren in Folge der phasenversetzten Veränderungen der Zylindervolumina über den Kolben Druckverläufe, die in Verbindung mit den thermodynamischen Eigenschaften des Prozessgases durch zyklisches Abkühlen und Erhitzen ein Nutzdrehmoment über die Kolben auf die Kurbelwelle ausüben. Bei Stirlingmaschinen können Prozessmitteldrücke bis zu 100 bar und mehr auftreten. Nachdem solche Drücke nicht dauerhaft über die Kolbenringe gegen den atmosphärischen Umgebungsdruck abgedichtet werden können, wird das Gasvolumen unterhalb der Kolben - auch Puffervolumen genannt - mit gleichem Mittel- druck beaufschlagt, sodass die Kolben lediglich den Differenzdruck zwischen dem jeweiligen Prozessdruck und dem Druck im Puffervolumen aufzunehmen haben. Bei bekannten Lösungen soll der Pufferraum daher - neben der druckfesten Ausführung - ein möglichst großes Volumen bereitstellen, um die von den Kolbenunterseiten erzeugten Druckschwingungen und die damit einhergehenden adiabatischen Verluste gering zu halten. Dies führt zwangsweise zu kostenintensiven Gehäusekonstruktionen.

[0009] Bei einigen bekannten Konstruktionen - insbesondere bei doppeltwirkenden Alpha-Stirlingmaschinen (auch Siemens-Typ genannt) - ist der Phasenversatz $\Delta\varphi$ zwischen einem Kompressionsraum und dem zugehörigen Expansionsraum durch die Anzahl n der Zylinder fix vorgegeben. Es gilt der Zusammenhang $\Delta\varphi = 180-360/n$. Wollte man beispielsweise einen Phasenversatz von 120 Grad einstellen, sind 6 Zylinder erforderlich, was zu erheblichen Verteuerungen führt. Neueste Erkenntnisse zeigen, dass der Phasenwinkel in Abhängigkeit vom Temperaturverhältnis (Verhältnis Temperatur des Erhitzers/Temperatur des Kühlers) angepasst werden soll, um eine möglichst hohe Effizienz der Maschine zu erzielen. Eine freie Wahl des Phasenwinkels kann insofern von großer Bedeutung sein. Darüber hinaus gestatten viele Konstruktionen einen Massenausgleich der Kolben-Massenkräfte nur mit vergleichsweise hohem Aufwand. Die Massenträgheitskräfte der relativ schweren Kolben können zu unausgeglichenen Massenmomenten führen, die eine Taumelbewegung der gesamten Maschine hervorrufen. Des Weiteren können die Verbindungen zwischen den Zylinderräumen nicht konzentrisch zu den Zylindermittelachsen aufgebaut werden. Dies erfordert die Anordnung von Überströmkanälen für das Prozessgas von einem Zylinder zum nächsten. Das in den Überströmkanälen befindliche Schadvolumen in Verbindung mit unvermeidlichen Strömungsverlusten führt zu einer Einschränkung der Leistungsfähigkeit der Maschine.

[0010] Mit Hilfe der hier beschriebenen Ausführungsbeispiele können zumindest einige Nachteile bekannter Lösungen vermieden werden. Das in den Figuren 1 bis 3 dargestellte Ausführungsbeispiel weist zwei einfachwirkende Alpha-Zylinderkombinationen auf, die jeweils in einer Ebene angeordnet sind. Figur 1 ist dabei eine Querschnittsansicht (Schnittebene normal zur Drehachse der Kurbelwelle) eines Ausführungsbeispiels einer Stirlingmaschine, während Fig. 2 und 3 jeweils Längsschnitte darstellen, deren Schnittebenen (Ebene E1 und E2) parallel zur Drehachse der Kurbelwelle liegen. Die in Fig. 2 und 3 dargestellten Längsschnitte zeigen jeweils eine der beiden erwähnten einfachwirkenden Alpha-Zylinderkombinationen. Der Querschnitt in Fig. 1 zeigt im Wesentlichen einen Kurbeltrieb der Stirlingmaschine, also die mechanische Kopplung von Kolben und Kurbelwelle.

[0011] Gemäß dem in Fig. 1 gezeigten Ausführungsbeispiel kann unterhalb der Zylinder - z.B. in der jeweiligen Zylinderebene E1 bzw. E2 - jeweils eine Welle (Kurbelwelle 600, Ausgleichswelle 700) angeordnet sein, deren Drehachsen parallel zu den Zylinderebenen E1 bzw. E2 und senkrecht zu den Zylinderlängsachsen (siehe Fig. 2 und 3, Längsachsen A1, A2, B1, B2) liegen. Die Kurbelwelle 600 unter dem ersten Zylinderpaar trägt Ausgleichsmassen zur Kompensation der freien Massenkräfte (Trägheitskräfte und -momente) der Kolben des ersten Zylinderpaares (mit Zylinderlängsachsen A1, A2). Die Ausgleichswelle 700 unter dem zweiten Zylinderpaar

trägt Ausgleichsmassen zur Kompensation der freien Massenkräfte der Kolben des zweiten Zylinderpaares (Zylinderlängsachsen B1, B2). Die Wellen 600, 700 drehen sich synchron zueinander mit gleicher Drehrichtung. Diese Synchronisierung kann beispielsweise über eine schlupffreie Ketten- oder Riemenverbindung oder über ein Zahnradgetriebe (mit z.B. drei Zahnrädern) gewährleistet werden.

[0012] Die Kurbelwelle 600 trägt im Bereich der Verlängerung der Zylinderlängsachsen A1 und A2 jeweils einen Hubzapfen, an dem jeweils ein Pleuel auf eine schwenkbare Wippe wirkt, an deren einander gegenüber liegenden Enden Verbindungsstangen angelenkt sind, die jeweils mit den darüber liegenden Kolben verbunden sind. Ein erster der Hubzapfen der Kurbelwelle wirkt mit einem ersten Pleuel auf eine erste Wippe (siehe Fig. 1 und 2, Hubzapfen 501, Pleuel 500, Wippe 400), die über die Verbindungsstangen mit den Kompressionskolben (in den "kalten" Zylindern) der Ebene E1 und E2 betätigen (Kompressionskolbenseite) gekoppelt sind. Der zweite Hubzapfen der Kurbelwelle wirkt mit dem zweiten Pleuel auf eine zweite Wippe (siehe Fig. 2, Hubzapfen 511, Pleuel 510, Wippe 410), die über die Verbindungsstangen mit den Expansionskolben der Ebene E1 und E2 (Expansionskolbenseite) gekoppelt sind.

[0013] Im Bereich der Hubzapfen 501, 511 der Kurbelwelle sind Ausgleichsmassen (siehe Fig. 2, Ausgleichsmassen 602, 622) angebracht, die auf die jeweiligen Kolbenmassen abgestimmt sein können. Im Bereich der Verlängerung der Zylinderlängsachsen A1, A2 in der Ebene E1 befindet sich die Kurbelwelle 600 mit Ausgleichsmassen, die an die jeweiligen Kolbenmassen abgestimmt sein können. In ähnlicher Weise befindet sich im Bereich der Verlängerung der Zylinderlängsachsen B1, B2 in der Ebene E2 die Ausgleichswelle 700 mit Ausgleichsmassen, die an die jeweiligen Kolbenmassen abgestimmt sein können. Alle Ausgleichsmassen sind an der jeweiligen Welle so positioniert, dass ihre Fliehkraft entgegengesetzt zur Massenkraft des jeweiligen Kolbens wirkt. In der Ebene, die durch die die Drehachsen der beiden Wellen gebildet wird, heben sich die Fliehkkräfte auf. Damit wird ein Ausgleich der freien Massenträgheitskräfte erster Ordnung und ein Ausgleich der Massenmomente erster Ordnung erreicht.

[0014] Die beiden Kompressionskolben führen eine exakt gegenläufige Hubbewegung aus, die beiden Expansionskolben ebenso. Daher heben sich die Volumensänderungen an der Kolbenunterseite vollständig auf. Im Pufferraum treten daher keine schädlichen Druckschwingungen mehr auf, was völlige Freiheit in der Wahl des Volumens ermöglicht. Darüber hinaus besteht keine Einschränkung in der Wahl der Phasenverschiebung zwischen Kompressionskolbenseite und Expansionskolbenseite. Sie unterliegt nicht mehr der Gesetzmäßigkeit $\Delta\varphi=180-360/n$ wie dies bei doppelwirkenden Alpha Maschinen der Fall ist. Ebenso können die Kolbenhübe auf der Kompressionsseite unabhängig von den Kolbenhüben der Expansionsseite gewählt werden. Es besteht

kein Hindernis gegen eine optimale, schadraumarme Anordnung der Wärmetauscher ohne Verwendung von Verbindungskanälen.

[0015] Das in den Fig. 1 bis 3 dargestellte Ausführungsbeispiel wird in der Folge näher erläutert. Die dargestellte Stirlingmaschine weist vier Zylinder auf (nicht dargestellt), in denen jeweils ein Kolben angeordnet ist. Die Zylinder bzw. Kolben sind paarweise angeordnet, wobei im vorliegenden Beispiel zwei Kolbenpaare in zwei parallelen Ebenen (Ebenen E1 und E2) angeordnet sind. Die Ebene, in der ein Kolbenpaar angeordnet ist, bezeichnet dabei jene Ebene der zugehörigen Kolbenlängsachsen liegen (siehe Fig. 2, Kolbenlängsachsen A1, A2; Fig. 3, Kolbenlängsachsen B1, B2). Die in Fig. 1 dargestellten Kolben 201 und 301 sind die Kompressionskolben in den "kalten" Zylindern auf der Kompressionskolbenseite. Diese beiden Kolben 201 und 301 sind in Fig. 2 bzw. 3 rechts zu sehen.

[0016] In dem Längsschnitt A-A in Fig. 2 (Schnittebene E1) sieht man das erste Kolbenpaar 201, 210, deren Kolbenlängsachsen A1 bzw. A2 in der Ebene E1 liegen (Kolbenlängsachse entspricht der Zylinderlängsachse). In dem Längsschnitt B-B in Fig. 3 (Schnittebene E2) sieht man das zweite Kolbenpaar 301, 310, deren Kolbenlängsachsen B1 bzw. B2 in der Ebene E2 liegen. Die Expansionskolben 210, 310 in den "heißen" Zylindern sind in Fig. 2 bzw. 3 jeweils links dargestellt. Im Folgenden wird die mechanische Kopplung der beiden Kompressionskolben 201, 301 (mit Kolbenlängsachsen A1, B1) mit einer Kurbelwelle 600 beschrieben. Die Kopplung der beiden Expansionskolben 210, 310 (mit Kolbenlängsachsen A2, B2) mit der Kurbelwelle 600 erfolgt auf die gleiche Weise, jedoch mit einem vorauslaufendem Phasenversatz (im Hinblick auf den Drehwinkel der Kurbelwelle 600).

[0017] Die Funktionsweise eines Stirlingmotors in Alpha-Konfiguration ist an sich bekannt und wird daher nicht weiter erläutert. Wie erwähnt handelt es sich beim vorliegenden Beispiel um zwei gekoppelte 2-Zylinder-Stirlingmaschinen in Alpha-Konfiguration. Die erste Stirlingmaschine wird durch das in Fig. 2 dargestellte Kolben-/Zylinderpaar gebildet (Kompressionskolben 201, Expansionskolben 210). Die zweite Stirlingmaschine wird durch das in Fig. 3 dargestellte Kolben-/Zylinderpaar gebildet (Kompressionskolben 301, Expansionskolben 310). Fig. 1 zeigt die kinematische Kopplung der beiden Zylinderpaare mit der Kurbelwelle 600 und der Ausgleichswelle 700.

[0018] Wie bei jeder Stirlingmaschine sind die heißen Zylinder (mit den Expansionskolben) und die kalten Zylinder (mit den Kompressionskolben) über eine Wärmetauscherkombination umfassend Wärmetauscher H1 bzw. H2 (Erhitzer), Regenerator R1 bzw. R2 und Kühler K1 bzw. K2 verbunden. Diese sind in Fig. 2 und 3 nur schematisch dargestellt. Die Geraden (Kolbenlängsachsen), entlang denen die Hubbewegung der Kolben 201 und 301 stattfinden, sind mit A1 und A2 bzw. B1 und B2 bezeichnet. Die Zylinder, in denen die Kolben 201 und

301 (bzw. 210 und 310) geführt sind, können im Wesentlichen symmetrisch zu einer Symmetrieebene S1 angeordnet sein. Die Kolbenlängsachsen A1, A2 (in Ebene E1) sowie B1, B2 (in Ebene E2) sind damit ebenso symmetrisch zu der Mittelebene S1 (Symmetrieebene) angeordnet. Eine symmetrische Anordnung ist jedoch nicht zwingend. In Fig. 1 sind die Abstände der Ebenen E1 und E2 mit a_0 bezeichnet, wobei bei symmetrischer Anordnung der Abstand zwischen Symmetrieebene S1 und den beiden Ebenen E1 und E2 jeweils $a_0/2$ beträgt.

[0019] Die Darstellung gemäß Fig. 1 zeigt eine Situation, in der die beiden Kolben 201 und 301 (der Kompressionszylinder) sich genau in der Mitte zwischen dem oberen Totpunkt und dem unteren Totpunkt befinden. In dieser Situation befinden sich die Kolben des zweiten Kolbenpaars (siehe Fig. 2 und 3, Kolben 210 und 310) - im Falle der Annahme von 90 Grad Phasenversatz - am unteren bzw. oberen Totpunkt. Gemäß Fig. 1 sind die Kolben 201 und 301 mittels eines Kipphebels 400 (Wippe) miteinander gekoppelt, wobei die Verbindungsstangen 220 und 320 die Kolben 201 bzw. 301 mit dem Kipphebel 400 mechanisch so koppeln, dass die Hubbewegung der Kolben 201 und 301 in eine Wippbewegung des Kipphebels 400 transformiert wird. Der Kipphebel 400 ist um eine Drehachse 401 schwenkbar am Motorgehäuse gelagert. Das heißt, die Position und die Lage der Drehachse 401 relativ zum Motorgehäuse ist unveränderlich (ortsfeste Drehachse). Wie in Fig. 2 zu sehen ist, kann der Kipphebel 400 aus zwei parallel angeordneten Wangen aufgebaut sein, die über Schwenkbolzen 402, 403 und 404 verbunden sind. Die beiden Wangen können deckungsgleich sein.

[0020] An den Schwenkbolzen 402, 403 und 404 sind die Verbindungsstangen 220 und 320 und die Pleuelstange 500 angelenkt. Die Längsachsen der Schwenkbolzen definieren auch die Drehachse des jeweiligen Gelenks. Die Verbindungsstange 220 verbindet den Kolben 201 mit dem Schwenkbolzen 402 des Kipphebels 400. Die Verbindungsstange 320 verbindet den Kolben 301 mit dem Schwenkbolzen 403 des Kipphebels 400. Der Kipphebel selbst ist an einem Zapfen mit Drehachse 401 am Motorgehäuse gelagert. Im vorliegenden Beispiel liegt die Drehachse 401 der Wippbewegung des Kipphebels 400 in der Symmetrieebene S1, wobei die Schwenkbolzen 402 und 403 auf gegenüberliegenden Seiten der Symmetrieebene S1 befinden. Der Abstand zwischen der Achse des Schwenkbolzens 402 und der Drehachse 401 beträgt a_1 , und der Abstand zwischen der Achse des Schwenkbolzens 403 und der Drehachse 401 beträgt a_2 . Wie erwähnt sind diese Abstände a_1 und a_2 in einem symmetrischen Aufbau gleich, was jedoch nicht notwendigerweise der Fall sein muss. Im dargestellten Beispiel, ist die Summe der Abstände a_1 und a_2 gleich dem Abstand a_0 der Ebenen E1 und E2 ($a_1 + a_2 = a_0$) und die Verbindungsstangen 220 und 320 (d.h. deren Längsachsen) liegen bei Mittellage der Kolben 201, 301 parallel zur Symmetrieebene S1. Dies ist jedoch nicht zwangsläufig der Fall, und die Abstände a_1 und a_2 können auch

größer gewählt werden, sodass $a_1 + a_2 > a_0$ gilt, was zur Folge hat, dass bei Mittellage der Kolben 201 und 301 die Verbindungsstangen 220 und 320 zwar symmetrisch, jedoch leicht schräg zur Ebene S1 liegen.

[0021] Wie erwähnt wird bei dem Kurbeltrieb gemäß Fig. 1 die Hubbewegung der Kolben in eine entsprechende Wippbewegung des Kipphebels 400 transformiert, wobei die Hubbewegung der Kolben 201 und 301 genau gegenläufig ist (d.h. ein Kolben befindet sich am unteren Totpunkt, wenn der andere sich am oberen Totpunkt befindet). Bezogen auf die Winkelposition der Kurbelwelle 600 eilt der Kolben 201 dem Kolben 301 um 180° vor oder nach. Diese Wippbewegung wird mittels des Pleuels 500 in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle 600 (Kurbelwellendrehachse 601) transformiert. Dazu ist das Pleuel 500 an einem Ende an dem Schwenkbolzen 404 schwenkbar an dem Kipphebel 400 gelagert, wohingegen das andere Ende der Koppelstange 500 um einen Zapfen der Kurbelwelle 600 drehbar gelagert ist (Dreh- und Längsachse des Zapfens ist mit 501 bezeichnet). Die Längsachse 501 ist parallel zur Drehachse 601 der Kurbelwelle und rotiert dabei in einem definierten Abstand um die Drehachse 601. Der Abstand zwischen der Längsachse des Schwenkbolzens 404 und der Drehachse 601 der Wippbewegung ist mit a_3 bezeichnet, wobei sich der Abstand a_3 im Allgemeinen von den Abständen a_1 und a_2 unterscheidet.

[0022] Im vorliegenden Beispiel ist die Kurbelwelle 600 asymmetrisch zu der Mittelebene S1 angeordnet. Der Abstand zwischen der Drehachse 601 der Kurbelwelle 600 und der Mittelebene S1 ist mit r_K bezeichnet. Der Abstand r_K kann dabei mindestens so groß sein wie der Abstand a_1 zwischen Kolbenlängsachse A1 zur Mittelebene S1 ($r_K \geq a_1$). Eine derartige asymmetrische Anordnung der Kurbelwelle ermöglicht einen kompakten Aufbau des Motors.

[0023] Auf der der Kurbelwelle 600 gegenüberliegenden Seite der Mittelebene S1 kann eine Ausgleichswelle 700 angeordnet sein, deren Drehachse mit 701 bezeichnet ist. Der Abstand zwischen der Drehachse 701 der Ausgleichswelle 700 und der Mittelebene S1 ist mit r_A bezeichnet. Der Abstand r_A kann dabei mindestens so groß sein wie der Abstand a_2 der Kolbenlängsachse 300 zur Mittelebene S1 ($r_A \geq a_2$). In einem symmetrischen Aufbau gilt $r_K = r_A$. Die Summe $r_K + r_A$ muss nicht notwendigerweise gleich dem Abstand a_0 sein, sondern kann auch größer gewählt werden ($r_K + r_A > a_0$), um die Länge des Pleuels 500 größer machen zu können (was auch geringere Ausgleichsmassen zur Folge hat).

[0024] Die Kurbelwelle 600 und die Ausgleichswelle 700 sind mechanisch derart gekoppelt, dass sie eine gleichsinnige Drehbewegung ausführen. Im vorliegenden Beispiel ist diese mechanische Kopplung mittels einer Kette oder einem Zahnriemen 800 realisiert, wobei ein Kettenrad 801 an der Kurbelwelle 600 und ein weiteres Kettenrad 802 an der Ausgleichswelle angeordnet ist (siehe Fig. 2 und 3). Die Kette 800 ist um die Kettenräder geführt und erzwingt somit eine gleichsinnige und

synchrone Rotationsbewegung der beiden Wellen 600 und 700. Deshalb sind im vorliegenden Beispiel die Radien der beiden Kettenräder gleich, da wegen des synchronen Laufs der Wellen 600 und 700 das Übersetzungsverhältnis des Kettengetriebes 1:1 beträgt. Statt einer Kette kann auch eine beliebige anderes Getriebe verwendet werden, z.B. ein Riementrieb (Zahnriemen) oder ein Zahnradgetriebe bestehend aus mindestens 3 Zahnrädern. Bei Ketten- und Riementriebe übliche Spannelemente können vorgehoben sein, wurden in den Abbildungen jedoch weggelassen, um die Darstellung nicht zu verkomplizieren.

[0025] Sowohl die Kurbelwelle 600 als auch die Ausgleichswelle 700 weisen Ausgleichsmassen 602, 622 und 702, 722 auf, die zu einer Unwucht der jeweiligen Welle führen. Das heißt, die Massenschwerpunkte 603 und 703 der Ausgleichsmassen befinden sich notwendigerweise im Abstand von den tatsächlichen Drehachsen 601 bzw. 701. Die Ausgleichsmassen 602 und 702 sind derart dimensioniert und angeordnet, dass sich die im Betrieb auftretenden Trägheitskräfte und -momente aufgrund der Hubbewegung der Kolben (oszillierende Massen) und die Trägheitskräfte und -momente aufgrund der Rotationsbewegung der Wellen 600 und 700 annähernd kompensieren. In diesem Zusammenhang spricht man davon, dass die "freien Massenkräfte erster Ordnung" ausgeglichen werden (Massenausgleich).

[0026] Die rotierende Ausgleichsmasse 602 an der Kurbelwelle 600 ist dabei so dimensioniert, dass deren freien Massenkräfte (Trägheitskräfte) im Wesentlichen die freien Massenkräfte der oszillierenden Masse des Kolbens 201 und der Verbindungsstange 220 kompensieren. Gleichermassen ist die rotierende Ausgleichsmasse 702 an der Ausgleichswelle 700 so dimensioniert, dass deren freien Massenkräfte im Wesentlichen die freien Massenkräfte der oszillierenden Masse des Kolbens 301 und der Verbindungsstange 320 kompensieren. Bei der Dimensionierung der rotierenden Ausgleichsmasse 602 kann auch die oszillierende Masse der Koppelstange 500 und die rotierende Masse des Zapfens 610 berücksichtigt werden. Das heißt, die rotierende Ausgleichsmasse 602 an der Kurbelwelle 600 ist so dimensioniert, dass zusätzlich zu den freien Massenkräften der oszillierenden Masse des Kolbens 201 und der Verbindungsstange 220 auch die freien Massekräfte aufgrund des Zapfens 610 und der Pleuelstange 500 näherungsweise ausgeglichen werden. Auch die Masse des Kipphebels 400 kann berücksichtigt werden.

[0027] Figuren 2 und 3 sind Längsschnittdarstellungen entlang den in Fig. 1 eingezeichneten Schnittebenen A-A bzw. B-B. Wie eingangs erwähnt sind die in Fig. 1 dargestellten Kolben 201 und 301 (Kompressionskolben der "kalten" Zylinder) in Fig. 2 bzw. 3 rechts dargestellt. Die beiden Kolben 210 und 310 (Expansionskolben der "heißen" Zylinder) sind in Fig. 2 und 3 links zu sehen. Die Zylinderachsen A1, A2 und B1, B2 liegen jeweils in der Ebene E1 bzw. E2. Die Expansionskolben 210 und 310 sind in der gleichen Weise mit der Kurbelwelle 600 ge-

koppelt wie die Kompressionskolben 201 und 210. Das heißt, die Expansionskolben 210 und 310 sind über Verbindungsstangen 230 und 330 mit einem weiteren Kipphebel 410 verbunden, der wiederum mittels einer Pleuelstange 510 mit der Kurbelwelle 600 gekoppelt ist. Der Schwenkbolzen, über den die Verbindungsstange 230 an dem Kipphebel 410 angelenkt ist, ist mit 412 bezeichnet (siehe Fig. 2). Der Schwenkbolzen, über den die Verbindungsstange 330 an dem Kipphebel 410 angelenkt ist, ist mit 413 bezeichnet (siehe Fig. 3). Die Schwenkbolzen 412 und 413 entsprechen in ihrer Funktion den Schwenkbolzen 402 und 403 (siehe auch Fig. 1). Wie der Kipphebel 400 (siehe Fig. 1) kann auch der Kipphebel 410 aus zwei parallel angeordneten Wangen aufgebaut sein, die über die Schwenkbolzen 412, 413 und 414 (nicht dargestellt) verbunden sind. Die beiden Wangen können deckungsgleich sein.

[0028] Die an der Kurbelwelle 600 vorgesehene Ausgleichsmasse 622 entspricht in ihrer Funktion der Ausgleichsmasse 602 und dient dazu, die freien Massenkräfte der oszillierenden Massen des Kolbens 210 und der Verbindungsstange 230 auszugleichen. Die freien Massenkräfte aufgrund der oszillierenden Masse der Pleuelstange 510 können auch berücksichtigt werden. Die Ausgleichsmasse 622 kann jedoch anders dimensioniert sein wie die Ausgleichsmasse 602, da die Expansionskolben 210 und 310 auf Grund ihrer Schutzdome 211, 311 eine deutlich höhere Masse aufweisen. Auch die Ausgleichswelle 700 weist eine Ausgleichsmasse 722 auf, um die freien Massenkräfte aufgrund der oszillierenden Massen des Kolbens 310 und der zugehörigen Verbindungsstange 330 auszugleichen.

[0029] Es sei noch erwähnt, dass diese Ausgleichsmassen 602, 622 (siehe Fig. 2) und 702, 722 (siehe Fig. 3) konstruktiv auch dadurch erreicht werden kann, dass eine Ausgleichsmasse in zwei Teile "aufgeteilt" wird, so dass die beiden Teile sich in zwei parallelen Ebenen bewegen. In dem Beispiel gemäß Fig. 2 wird die Ausgleichsmasse 602 durch zwei parallel liegende Wangen gebildet, die über den Hubzapfen 501 verbunden sind. Die Ausgleichsmasse 622 ist ebenso in zwei Teile geteilt. Derartige Konstruktionen sind jedoch bei Kurbelwellen an sich bekannt und werden daher nicht weiter erläutert.

[0030] Wie erwähnt ist die in Fig. 2 und 3 rechts dargestellte Anordnung (Kolben 201, 301, Kipphebel 400, Verbindungsstangen 220, 320, Koppelstange 500, Ausgleichsmassen 602, 702 an Kurbel- und Ausgleichswelle) - was die Funktion betrifft - gleich aufgebaut wie die in Fig. 2 und 3 links dargestellte Anordnung (Kolben 210, 310, Kipphebel 410, Verbindungsstangen 230, 330, Koppelstange 510, Ausgleichsmassen 622, 722 an Kurbel- und Ausgleichswelle). Die konkrete Ausgestaltung und Dimensionierung der Ausgleichsmassen 602, 702 und 622, 722 ist in der Regel jedoch unterschiedlich. Des Weiteren besteht ein Winkelversatz, sodass die (heißen bzw. Expansions-) Kolben 210 und 310 (links in Fig. 2 und 3) den (kalten, Kompressions-) Kolben 201 bzw. 301 (rechts in Fig. 2 und 3) jeweils rund 90° (in der Praxis

zwischen 70° und 140°) vorausseilen. Der Kolben 210 befindet sich daher in seinem unteren Totpunkt, während der Kolben 201 sich zwischen seinem oberen und unteren Totpunkt befindet. Wie die Kolben 201 und 301 bewegen sich auch die Kolben 210 und 310 gegenläufig, wobei der Kolben 310 seinen oberen Totpunkt erreicht, wann der Kolben 210 seinen oberen Totpunkt erreicht. Das Kolbenpaar 201 und 210 sowie das Kolbenpaar 301 und 310 haben im vorliegenden Beispiel also einen Phasenversatz von 90° und bilden (wie eingangs schon erwähnt) jeweils einen Stirlingmotor in Alpha-Konfiguration.

[0031] Durch die hier beschriebene Anordnung von vier Kolben, die mit jeweils 90° Winkelversatz auf eine Kurbelwelle wirken, kann eine Stirlingmaschine mit vergleichsweise hoher Laufruhe ausgebaut werden. Dabei sind jeweils zwei Kolben, von denen einer dem anderen z.B. um 90° vorausseilt, Teil einer Stirlingmaschine in Alpha-Konfiguration. Durch Hinzufügen weiterer Kolbenpaare können auch Stirlingmaschinen mit acht Zylindern realisiert werden.

[0032] Des Weiteren sein noch erwähnt, dass der zweite Kipphebel 410 über die Koppelstange 510 statt mit der Kurbelwelle 600 auch mit der Ausgleichswelle 700 gekoppelt sein kann. Die von den Kolben 310 und 310, die in der Ebene E2 angeordnet sind, verrichtete Leistung wird in diesem Fall von der Ausgleichswelle 700 über das Getriebe (z.B. Kettentrieb mit Kette 800 und Kettenrädern 801, 802) an die Kurbelwelle 600 übertragen.

Patentansprüche

1. Kurbeltrieb für eine Stirlingmaschine, der folgendes aufweist:

einen ersten Kipphebel (400), der schwenkbar um eine erste Achse (401) gelagert ist;
 einen ersten Kolben (201) und einen zweiten (301) Kolben, die symmetrisch zu einer Mittelebene (S1) angeordnet sind und durch Verbindungsstangen (220, 320) mit dem ersten Kipphebel (400) mechanisch gekoppelt sind;
 eine Kurbelwelle (600), die durch eine Pleuelstange (500) mit dem ersten Kipphebel (400) mechanisch gekoppelt ist, und
 eine Ausgleichswelle (700), die derart mit der Kurbelwelle (600) mechanisch gekoppelt ist, dass die Ausgleichswelle (700) gleichsinnig und synchron mit der Kurbelwelle (600) rotiert.

2. Kurbeltrieb gemäß Anspruch 1,

wobei der erste Kolben (201) und der zweite Kolben (301) jeweils eine Kolbenlängsachse (A1, B1) aufweisen
 wobei die Kurbelwelle (600) und die Ausgleichs-

- welle (700) Drehachsen (601, 701) aufweisen, die parallel und symmetrisch zur Mittelebene (S1) angeordnet sind, und wobei die Drehachsen (601, 701) von Kurbelwelle (600) und Ausgleichswelle (700) mindestens so weit von der Mittelebene (S1) beabstandet sind wie die Kolbenlängsachsen (A1, B1) der beiden Kolben (201, 301).
3. Kurbeltrieb gemäß Anspruch 1, wobei der erste Kolben (201) und der zweite Kolben (301) jeweils eine Kolbenlängsachse (A1, B1) aufweisen und wobei die Kolbenlängsachse (A1) des ersten Kolbens (201) und die Kolbenlängsachse (B1) des zweiten Kolbens (301) in einer ersten Ebene liegen, die normal zu der ersten Achse (401) liegt.
4. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei die Kurbelwelle (600) und die Ausgleichswelle (700) Drehachsen (601, 701) aufweisen, die parallel und symmetrisch zur Mittelebene (S1) angeordnet sind.
5. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die erste Achse (401) in der Mittelebene (S1) liegt.
6. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei der erste Kolben (201) und der zweite Kolben (301) über die Verbindungsstangen (210, 310) derart mit dem Kipphebel (400) mechanisch gekoppelt sind, dass eine Oszillationsbewegung der Kolben (201, 301) in eine Wippbewegung um die erste Achse (401) transformiert wird.
7. Kurbeltrieb gemäß Anspruch 6, wobei das Pleuel (500) den Kipphebel (400) mit der Kurbelwelle (600) mechanisch derart koppelt, dass die Wippbewegung des Kipphebels (400) in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle (600) transformiert wird.
8. Kurbeltrieb gemäß Anspruch 6 oder 7, wobei die Oszillationsbewegung des ersten Kolbens (201) zur Oszillationsbewegung des zweiten Kolbens (301) gegenläufig ist.
9. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei der erste Kolben (201) und der zweite Kolben (301) derart mit der Kurbelwelle (600) gekoppelt sind, dass - bezogen auf eine Winkelposition der Kurbelwelle (600) - der erste Kolben (201) dem zweiten Kolben (301) um 180° voraus- oder nacheilt.
10. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei die Kurbelwelle (600) und die Ausgleichswelle (700) über ein Getriebe mit Übersetzungsverhältnis 1:1 gekoppelt sind.
11. Kurbeltrieb gemäß Anspruch 10, wobei das Getriebe einen Kettentrieb, ein Riemmentrieb oder ein Zahnradgetriebe aufweist.
12. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 11, wobei die Kurbelwelle (600) eine erste Ausgleichsmasse (602) aufweist, welche so dimensioniert ist, dass bei Rotation der Kurbelwelle (600) die Trägheitskräfte der ersten Ausgleichsmasse (602) zumindest die Trägheitskräfte des ersten Kolbens (201) und der zugehörigen Verbindungsstange (210) kompensieren.
13. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 12, wobei die Ausgleichswelle (700) eine zweite Ausgleichsmasse (702) aufweist, welche so dimensioniert ist, dass bei Rotation der Ausgleichswelle (700) die Trägheitskräfte der zweiten Ausgleichsmasse (702) zumindest die Trägheitskräfte des zweiten Kolbens (301) und der zugehörigen Verbindungsstange (310) kompensieren.
14. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 13, der weiter aufweist: einen zweiten Kipphebel (410), der drehbar um eine zweite Achse gelagert ist; einen dritten Kolben (210) und einen vierten Kolben (310), die symmetrisch zu der Mittelebene (S1) angeordnet sind und durch Verbindungsstangen (230, 330) mit dem zweiten Kipphebel (410) mechanisch gekoppelt sind; eine weiteres Pleuel (510), welche die Kurbelwelle (600) oder die Ausgleichswelle (700) mit dem zweiten Kipphebel (410) mechanisch koppelt.
15. Kurbeltrieb gemäß Anspruch 14, wobei im Betrieb der erste und der zweite Kolben (201, 301) eine Oszillationsbewegung in einer ersten Ebene (A1, B1) und der dritte und der

vierte Kolben (210, 310) eine Oszillationsbewegung in einer zweiten Ebene (A2, B2) durchführt, die parallel zur ersten Ebene und normal zur Drehachse der Kurbelwelle (600) ist.

5

16. Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 15,

wobei die Lage der ersten Achse (401) des Kipphebels ortsfest ist.

10

17. Stirlingmaschine, die folgendes aufweist,

ein Gehäuse mit einem ersten Zylinderpaar mit einem ersten und einem zweiten Zylinderpaar, die symmetrisch zu einer Mittelebene (S1) angeordnet sind;

15

einem Kurbeltrieb gemäß einem der Ansprüche 1 bis 14, wobei der erste Kolben (201) in einem Zylinder des ersten Zylinderpaars und der zweite Kolben (301) in einem Zylinder des zweiten Zylinderpaars angeordnet ist.

20

18. Stirlingmaschine, die folgendes aufweist,

ein Gehäuse das ein erstes Zylinderpaar mit einem ersten und einem dritten Zylinder und ein zweites Zylinderpaar mit einem zweiten und einen vierten Zylinder aufweist, wobei die Zylinderpaare symmetrisch zu einer Mittelebene (S1) angeordnet sind;

25

30

einen Kurbeltrieb gemäß Anspruch 15 oder 16, wobei der erste Kolben in dem ersten Zylinder, der zweite Kolben in dem zweiten Zylinder angeordnet, der dritte Kolben in dem dritten Zylinder und der vierte Kolben in dem vierten Zylinder angeordnet ist.

35

19. Stirlingmaschine gemäß Anspruch 18,

wobei der erste Zylinder und der dritte Zylinder über eine erste Wärmetauscherkombination (H1, R1, K1), durch die Arbeitsgas fließt, verbunden sind, und

40

wobei der zweite Zylinder und der vierte Zylinder über eine zweite Wärmetauscherkombination (H2, R2, K2), durch die Arbeitsgas fließt, verbunden sind.

45

50

55

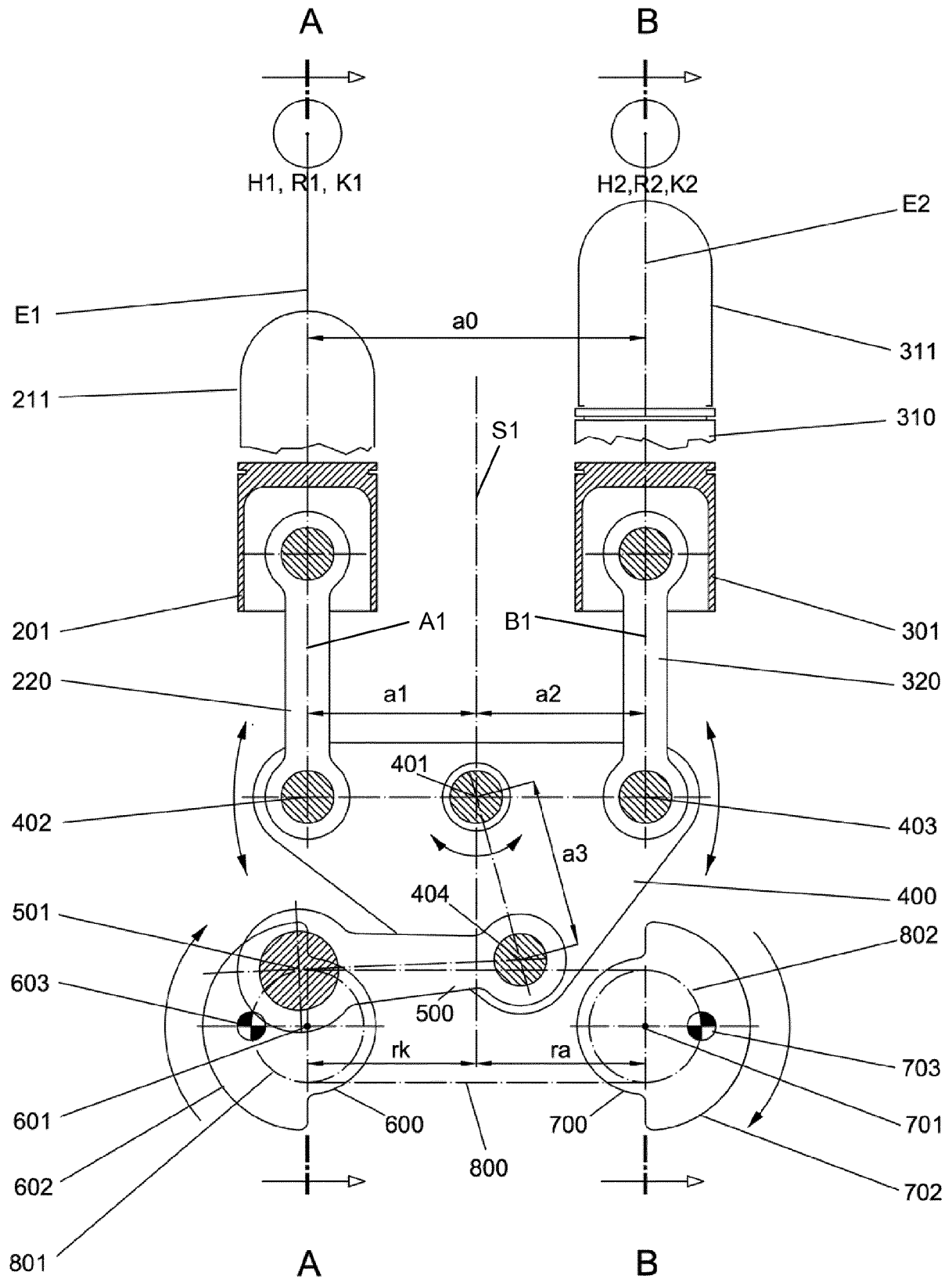


Fig. 1

Schnitt A-A

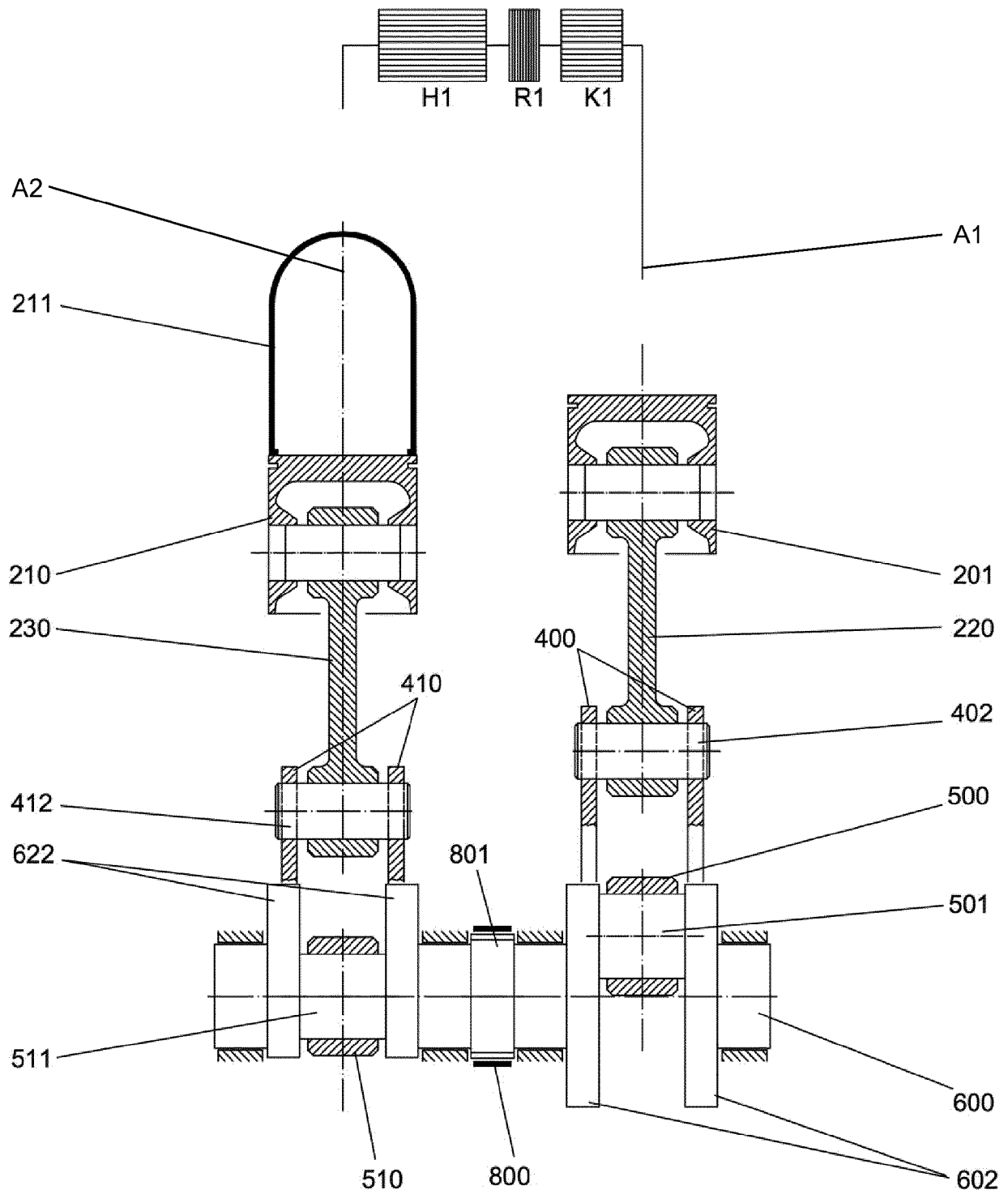


Fig. 2 (Ebene E1)

Schnitt B-B

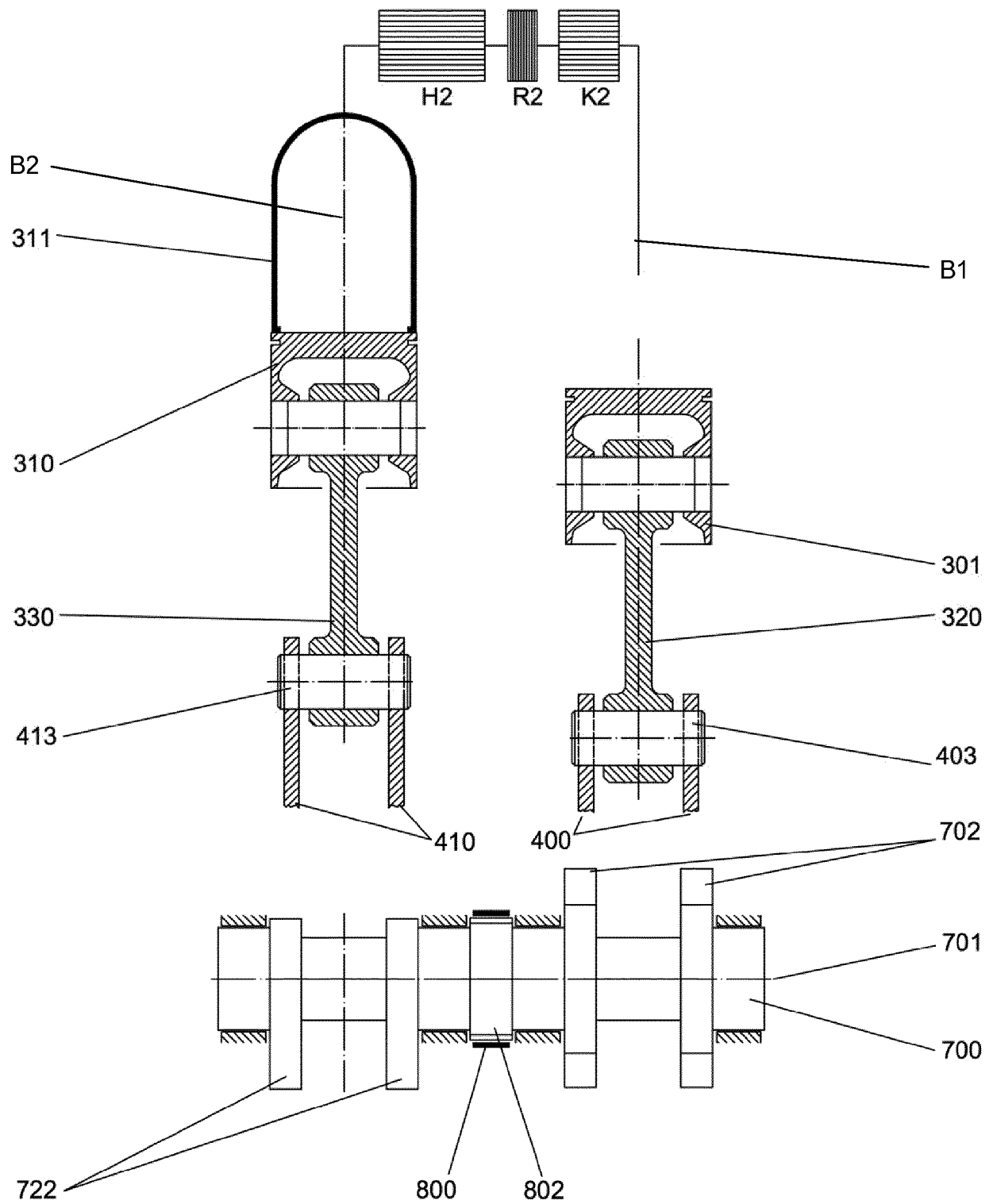


Fig. 3 (Ebene E2)



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
EP 17 18 8599

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	US 2 619 943 A (CARLO MONLEONE) 2. Dezember 1952 (1952-12-02)	1-16	INV. F02G1/043
Y	* Abbildungen 1,2 * * Spalte 2, Zeilen 24-30 *	17-19	
Y	US 2014/000235 A1 (KAMEN DEAN [US] ET AL) 2. Januar 2014 (2014-01-02) * Zusammenfassung * * Abbildungen 2-13 *	17-19	
A	DE 29 18 347 A1 (FORD WERKE AG) 29. November 1979 (1979-11-29) * Zusammenfassung * * Abbildungen *	18,19	
A	US 4 138 897 A (ROSS MELVIN A) 13. Februar 1979 (1979-02-13) * Abbildungen 1-4 *	1-15, 17-19	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F02G
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort Den Haag		Abschlußdatum der Recherche 12. Januar 2018	Prüfer Matray, J
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.92 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 17 18 8599

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

12-01-2018

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 2619943 A	02-12-1952	KEINE	
US 2014000235 A1	02-01-2014	KEINE	
DE 2918347 A1	29-11-1979	CA 1103941 A	30-06-1981
		DE 2918347 A1	29-11-1979
		GB 2021205 A	28-11-1979
		JP S54158553 A	14-12-1979
		NL 7903595 A	20-11-1979
		SE 7903004 A	18-11-1979
		US 4214447 A	29-07-1980
US 4138897 A	13-02-1979	KEINE	

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82