



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 699 15 093 T2** 2004.09.02

(12)

Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 1 127 218 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **699 15 093.0**

(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/SE99/01759**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **99 956 418.0**

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 00/23698**

(86) PCT-Anmeldetag: **04.10.1999**

(87) Veröffentlichungstag
der PCT-Anmeldung: **27.04.2000**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **29.08.2001**

(97) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung beim EPA: **25.02.2004**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **02.09.2004**

(51) Int Cl.7: **F02B 29/08**
F02B 37/00, F01L 1/26

(30) Unionspriorität:
9803368 05.10.1998 SE

(73) Patentinhaber:
Saab Automobile AB, Trollhättan, SE

(74) Vertreter:
Wolf & Lutz, 70193 Stuttgart

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE, ES, FR, GB, IT

(72) Erfinder:
OLOFSSON, Eric, S-144 64 Rönninge, SE

(54) Bezeichnung: **BRENNKRAFTMASCHINE**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die Erfindung betrifft einen Verbrennungsmotor gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Stand der Technik

[0002] Auf dem Gebiet der Kraftfahrzeugtechnik wird es immer üblicher, Turbo geladene Motoren zu verwenden, das heißt Motoren, bei denen eine Aufladung mittels eines Kompressors, der durch eine Abgas-betriebene Turbine angetrieben wird, erfolgt. Bei hohen Leistungen wird eine stärkere Aufladung verwendet als bei einem normalen Motor. Um in diesem Zusammenhang ein Klopfen und unzulässig hohe Verbrennungsdrücke zu vermeiden, wird die Zündung relativ spät eingestellt. Dies wiederum führt dazu, dass die Ausdehnungsmöglichkeiten der verbrannten Gase gering sind, während gleichzeitig die Temperaturreduzierung während der Ausdehnung nicht die Zeit hat, groß zu werden. Die Abgastemperatur ist daher hoch. Diese Probleme werden noch durch die Tatsache verstärkt, dass der Anteil an Restgasen im Zylinder groß ist, mit der damit einhergehenden Aufheizung der neuen Ladung und dem Risiko einer vorzeitigen Zündung dieser Ladung. Um so weit wie möglich sicher zu stellen, dass die Abgastemperatur handhabbar ist, ist es üblich, bei hohen Ausgangsleistungen eine fettere Mischung für den Motor zu verwenden, wobei der überschüssige Brennstoff als Kühlmittel für den Zylinder wirkt.

[0003] Bei Vollgasbetrieb ergibt sich ein schlechter volumetrischer Wirkungsgrad, da ein negativer Druckunterschied zwischen den Einlässen und Auslässen während der Dauer, in der die Einlassventile und Auslassventile gleichzeitig geöffnet sind, herrscht. Bei geringen Motordrehzahlen wird dieser negative Druckunterschied durch einen störenden Druckimpuls im Abgaskrümmen von der Zündung des nächsten Zylinders erzeugt. Bei hohen Motordrehzahlen trägt auch ein Drosseln des Motors an der Abgasturbine zu der Erzeugung eines negativen Druckunterschieds bei.

[0004] Es konnte gezeigt werden, dass nur der Abgasimpuls, der der Abgasturbine zugeführt wird, wenn sich der Kolben an seinem unteren Totpunkt befindet, wirksam zum Antrieb der Abgasturbine verwendet werden kann, während die verbleibenden Abgase einen Druck aufweisen, der viel zu gering ist, um einen zusätzlichen Beitrag zu leisten.

[0005] Um den Betrieb der Abgasturbine zu verbessern, ist es bereits aus der GB 2 185 286 bekannt, den Hochdruckimpuls zu der Abgasturbine gelangt, während der Niederdruckimpuls an der Abgasturbine vorbeigeleitet wird. Auf diese Weise werden störende Druckimpulse verhindert und der negative Nieder-

druckzyklus wird in einen positiven Niederdruckzyklus umgewandelt. Dies wird dadurch erreicht, dass mindestens zwei Auslassventile für jeden Zylinder vorgesehen sind, die unterschiedlich geöffnet werden und unterschiedliche Abgaskrümmen bedienen.

[0006] Das Ergebnis ist ein besseres Spülen des Zylinders, wodurch der Anteil der Restgase reduziert wird. Die Verbrennung ist besser und die Zündung kann auf einen früheren Zeitpunkt eingestellt werden, da ein Klopfen erst bei höheren Drücken als vorher auftritt.

[0007] Wenn die Last zunimmt, ist eine Druckbegrenzung aufgrund des Klopfens erforderlich, so dass der Ladedruck bei höheren Lasten begrenzt werden muss. Dies hat eine negative Auswirkung auf die Leistung des Motors.

Aufgabe der Erfindung

[0008] Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, einen verbesserten Verbrennungsmotor bereit zu stellen. Insbesondere soll eine bessere Leistung bei hohen Belastungen erreicht werden.

Beschreibung der Erfindung

[0009] Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe wird durch einen Verbrennungsmotor der eingangs genannten Art mit den im Patentanspruch 1 angegebenen Merkmalen gelöst.

[0010] Die gewählte Ausführungsform macht es möglich, bei zunehmenden Motordrehzahlen eine wirksame Aufladung zu erreichen, indem ein größerer Anteil der Verdichtung außerhalb des Zylinders durchgeführt und die verdichtete Luft vor ihrem Einlass in den Zylinder gekühlt wird. Dies macht einen guten Füllungsgrad möglich und auch eine niedrigere Temperatur in dem Zylinder, als wenn die gesamte Verdichtung in ihm stattfinden würde. Das Ergebnis hiervon ist, dass die Temperatur des vorverdichteten Gases in der Größenordnung von 50 bis 100°C reduziert werden kann, mit der damit einhergehenden, vorteilhaften Auswirkung auf die Klopf toleranz und die Abgastemperatur.

[0011] Die Erfindung kann mit einer Ausführungsform realisiert werden, bei der das Einlassventil entweder früh schließt, während sich der Kolben auf seinem Weg nach unten befindet, oder spät, während sich der Kolben auf seinem Weg nach oben befindet. In dem ersten Fall hat die aufgenommene Luft Zeit, sich im Zylinder auszudehnen und abzukühlen, bevor die Verdichtung beginnt. In dem zweiten Fall wird ein Teil der aufgenommenen Luft wieder ausgestoßen, während sich der Kolben auf seinen Weg nach oben vor der Verdichtung befindet.

[0012] Die Kombination des geteilten Abgastaktes und der zur Aufladung des Zylinders gewählten Methode (Miller-Prinzip) macht es in der Folge möglich, eine Verbesserung der Leistung bei hohen Motordrehzahlen und eine hohe Leistung zu erzielen, setzt

jedoch eine gute variable Ventilsteuerung voraus. Wenn beispielsweise das Verdichtungsverhältnis im Zylinder von 10,0 : 1 auf 7,5 : 1 reduziert wird, indem das Einlassventil etwa 60° später geschlossen wird und gleichzeitig der absolute Ladedruck um 50% erhöht wird (um somit den Druck am Ende des Verdichtungstaktes gleich zu halten) und das geometrische Verdichtungsverhältnis unverändert gelassen wird, hat dies die gleiche Wirkung auf die Temperatur am Ende des Verdichtungstaktes wie eine Reduzierung der Temperatur im Einlasstrakt um ungefähr 34°C. Die thermische Belastung des Motors und die Bildung von Stickoxiden wird bei der Turboaufladung gemäß dem Miller-Prinzip ebenfalls reduziert. Weiterhin kann der Kraftstoffverbrauch um etwa 5% reduziert werden, da die Verbrennungsgase weniger Wärme auf die Wände der Brennkammer übertragen und da der Kolben einen geringeren Anteil der gesamten Verdichtungsarbeit leistet. Anders ausgedrückt ist der Druck im Zylinder während des ersten Teils des Einlasstaktes beim Aufladen gemäß dem Miller-Prinzip höher, was den Wirkungsgrad verbessert.

[0013] Gemäß der Erfindung ist es von Vorteil, wenn die Anordnung derart ist, dass das Einlassventil, da es bei zunehmenden Motordrehzahlen früher schließt, auch früher öffnet. Das gleiche gilt entsprechend für die Auslassventile. Dies ermöglicht einen wirksamen Gasaustausch.

[0014] Weitere Merkmale und Vorteile der erfindungsgemäßen Lösung ergeben sich aus der Beschreibung und den weiteren Patentansprüchen.

[0015] Im folgenden wird die Erfindung anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert.

Beschreibung der Figuren

[0016] Es zeigt:

[0017] **Fig. 1** einen erfindungsgemäßen Verbrennungsmotor,

[0018] **Fig. 2** ein Ventildiaagramm für die Einlass- und Auslassventile des Motors gemäß **Fig. 1** bei niedrigen Drehzahlen, und

[0019] **Fig. 3** eine Darstellung wie **Fig. 2**, jedoch für hohe Motordrehzahlen und für den Fall, dass das Einlassventil früh schließt, und

[0020] **Fig. 4a** eine Darstellung gemäß **Fig. 3a**, für den Fall, dass das Einlassventil spät schließt.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

[0021] **Fig. 1** ist eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen, als Otto-Motor ausgebildeten Verbrennungsmotors **1** mit mehreren Zylindern. Die Zylinder des Motors weisen jeweils mindestens zwei Auslassventile **2** und **3** auf. Von dem ersten Auslassventil **2** der Zylinder wird das Abgas einem ersten Abgaskrümmmer **4** zugeführt, der allen Zylindern gemein ist. Von den zweiten Auslassventilen **3** der Zylinder wird das Abgas in einen zweiten Abgaskrüm-

mer **5** geleitet, der allen Zylindern gemein ist. Der erste Abgaskrümmmer **4** ist über ein erstes Abgasrohr **11** mit einem Katalysator **10** verbunden und der zweite Abgaskrümmmer **5** ist über ein zweites Abgasrohr **12** mit dem Katalysator **10** verbunden. Einer oder mehrere Schalldämpfer (nicht dargestellt) sind auf die übliche Weise stromabwärts vom Katalysator **10** angeordnet.

[0022] Der Motor **1** ist auch für eine Aufladung mittels eines Kompressors, der von einer Abgasbetrieblenen Turbine angetrieben wird, ausgerüstet. Die Abgasturbine **14** ist in dem ersten Abgasrohr **11** angeordnet und wird damit über den ersten Abgaskrümmmer **4** und die ersten Auslassventile **2** beaufschlagt. Ein von der Abgasturbine **14** angetriebener Kompressor **15** beschickt den Motor mit Ladeluft, die in einem Intercooler **16** gekühlt wird. Diese Ladeluft wird auf herkömmliche Weise jedem Zylinder über ein oder mehrere Einlassventile **6** (nicht näher dargestellt) zugeführt.

[0023] Die Steuerung der Ventile kann auf unterschiedlichste Weisen erreicht werden, beispielsweise mittels einer kontinuierlich-variablen Nockeneinstellung für sowohl die Einlass- als auch die Auslassnockenwelle. Jedoch ist auch eine Anzahl anderer Verfahren hierfür möglich.

[0024] Eine für das Ausführungsbeispiel gemäß **Fig. 1** geeignete Ventilsteuerung ist in den **Fig. 2** und **3** dargestellt, wobei **Fig. 2** niedrige Motordrehzahlen und **Fig. 3** hohe Motordrehzahlen betrifft.

[0025] In jeder Figur stellt das linke Diagramm ein Einlassventil und das rechte Diagramm die Auslassventile dar. In jedem Diagramm bezeichnet A den oberen Totpunkt des Kolbens und B den unteren Totpunkt des Kolbens, C die Öffnungsstellung des Ventils, D die Schließstellung des Ventils und E die Öffnungsdauer des Ventils. Was die Auslassventile betrifft (**Fig. 2b** und **3b**), ist das erste Auslassventil **2** im Prinzip bei F geöffnet, im Bereich des unteren Totpunkts B, während das zweite Auslassventil **3** prinzipiell danach geöffnet ist, bei G. Der Übergang zwischen diesen Öffnungszeiten ist durch H angezeigt (tatsächlich überlappen die Öffnungszeiten der Auslassventile, jedoch aus Gründen der Vereinfachung ist dieses in der Zeichnung nicht berücksichtigt).

[0026] Wie aus **Fig. 2a** ersichtlich ist, öffnet das Einlassventil **6** bei geringen Motordrehzahlen bei C, ungefähr 5° vor dem oberen Totpunkt A, und wird bis D offen gehalten, ungefähr 5° nach dem unteren Totpunkt B. Auf entsprechende Weise öffnet, wie in **Fig. 2b** dargestellt, bei niedrigen Motordrehzahlen ein erstes Auslassventil **2** bei C, ungefähr 25° vor dem unteren Totpunkt B, und das zweite Auslassventil **3** schließt bei G, ungefähr 15° nach dem oberen Totpunkt. Die Überschneidung zwischen den Einlassventilen und den Auslassventilen beträgt hier etwa 20°.

[0027] Bei hohen Motordrehzahlen öffnet das Einlassventil wie in **Fig. 3a** dargestellt bei C, sehr früh bei etwa 75° vor dem oberen Totpunkt A, und schließt

bei D, sehr früh bei ungefähr 65° vor dem unteren Totpunkt B. Auf entsprechende Weise öffnet ein erstes Auslassventil **2**, wie in **Fig. 3b** dargestellt, bei C, sehr früh bei etwa 70° vor dem unteren Totpunkt B, und das zweite Auslassventil **3** schließt bei D, ungefähr 30° vor dem oberen Totpunkt A. Die Ventilüberschneidung zwischen den Einlassventilen und den Auslassventilen beträgt in diesem Fall ungefähr 45°.

[0028] Das Prinzip besteht somit darin, dass das Einlassventil mit zunehmender Motordrehzahl früher schließt, in diesem Fall eine frühere Einstellung um ungefähr 70°.

[0029] Der Öffnungszeitpunkt der Auslassventile ist auch auf einen früheren Zeitpunkt eingestellt, jedoch in etwas geringerem Ausmaß, um etwa 45°.

[0030] Als Ergebnis der dargestellten Ventileinstellung, die beispielsweise durch eine Nockenwelleneinstellung erfolgt, wird eine Ventilüberschneidung erreicht, die ausreichend Zeit zum Entleeren des Zylinders bei hohen Motordrehzahlen bereitstellt und schließlich für ein hinreichend frühes Öffnen der Auslassventile bei den hohen Motordrehzahlen sorgt. Weiterhin wird das zweite Auslassventil **3**, das ein Umgehen der Abgasturbine erlaubt, um 45° früher während des Auslasstaktes geöffnet, was bedeutet, dass die Pumparbeit während des Auslasstaktes noch weiter reduziert wird.

[0031] Falls es erforderlich wird, das Miller-Prinzip bei mittleren Drehzahlen zu verwenden, sollte eine Nockeneinstellung verwendet werden, die irgendwo zwischen den beschriebenen liegt.

[0032] Anstatt das Einlassventil bei hohen Motordrehzahlen wie in **Fig. 3a** früh zu schließen, ist es auch möglich, es spät zu schließen. Eine für diese Ausführungsform geeignete Ventilsteuerung ist in **Fig. 4a** dargestellt, wo das Einlassventil bei C öffnet, ungefähr 5° vor dem oberen Totpunkt A, und bis zu D geöffnet gehalten wird, ungefähr 90° nach dem unteren Totpunkt B. Auf seinem Weg aufwärts vom unteren Totpunkt B hat der Kolben damit Zeit, einen Teil der bereits angesaugten Luft wieder auszustoßen, so dass die Verdichtung reduziert wird.

[0033] Wenn die Ladedrücke derart ausgewählt werden, dass gleich große Drücke am Ende des Verdichtungstaktes sowohl mit herkömmlicher Turboaufladung und mit der erfindungsgemäßen Aufladung erreicht werden, das Miller-Prinzip verwendet wird und die Einlassventile etwa 90° (Kurbelwellengrad) später geschlossen werden, wird bei der erfindungsgemäßen Lösung eine Zunahme der im Zylinder enthaltenen Luftmasse um etwa 10% erreicht. Dies beruht auf dem Umstand, dass die Ladung eine höhere Dichte aufweist, und das Ergebnis ist eine Zunahme der Leistung um etwa 17%, wovon etwa ¾ auf den Arbeitstakt und etwa ¼ auf den Gasaustauschtakt entfallen. Diese Zunahme der Leistung um 17% wird bei unverändertem Zündzeitpunkt erreicht. Wenn die Zündung auf einen früheren Zeitpunkt eingestellt wird, was aufgrund des reduzierten Klopfrisikos möglich ist, wird der Arbeitstakt noch weiter verbessert,

was in einer größeren Leistungszunahme resultiert.

[0034] Die Kombination eines geteilten Abgasausstoßes und einer Turboaufladung gemäß dem Miller-Prinzip ermöglicht somit eine Leistung, die vorher nicht erreichbar war.

Patentansprüche

1. Verbrennungskraftmaschine mit einer Mehrzahl Zylinder und mit geteiltem Abgasstrom, mit mindestens zwei Auslassventilen (**2**, **3**) und einem Einlassventil (**6**) für jeden Zylinder, nämlich einem ersten Auslassventil (**2**), das über einen ersten Abgaskrümmmer (**4**) mit dem Einlass einer Abgas-betriebenen Turbine (**14**) eines Turboladers zur Zwangsbeatmung des Motors verbunden ist, und einem zweiten Auslassventil (**3**), das über einen zweiten Abgaskrümmmer (**5**) mit dem Auspuffsystem des Motors stromabwärts des Abgasturboladers (**14**) verbunden ist, und mindestens einem Einlassventil (**6**), das mit dem Turbolader verbunden und derart eingestellt ist, dass es bei geringer Motordrehzahl in der Nähe des unteren Totpunkts des Kolbens schließt, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Einlassventil derart eingestellt ist, dass es bei zunehmender Motordrehzahl in einem zunehmend größeren Zeitintervall von dem Zeitpunkt schließt, in dem der Kolben seinen unteren Totpunkt erreicht.

2. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Einlassventil derart eingestellt ist, dass es bei zunehmender Motordrehzahl später, nachdem der Kolben den unteren Totpunkt erreicht hat, schließt, so dass eine gewisse Menge der zugeführten Luft vor dem Schließen des Einlassventils wieder ausgestossen wird.

3. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Einlassventil (**6**) derart eingestellt ist, dass es bei zunehmender Motordrehzahl früher, bevor der Kolben seinen unteren Totpunkt erreicht hat, schließt, so dass aufgenommene Luft Zeit hat zu expandieren und abzukühlen, während der Kolben auf dem Weg zu seinem unteren Totpunkt ist.

4. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Einlassventil (**6**) derart eingestellt ist, dass es bei zunehmender Motordrehzahl auch früher öffnet als bei geringer Motordrehzahl.

5. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Auslassventile (**2**, **3**) derart eingestellt sind, dass sie bei zunehmender Motordrehzahl früher öffnen als bei geringer Motordrehzahl.

6. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Auslass-

ventile (**2, 3**) derart eingestellt sind, dass sie bei zunehmender Motordrehzahl früher schließen als bei geringer Motordrehzahl.

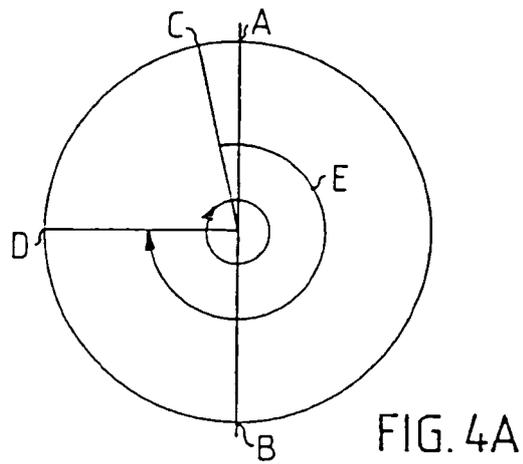
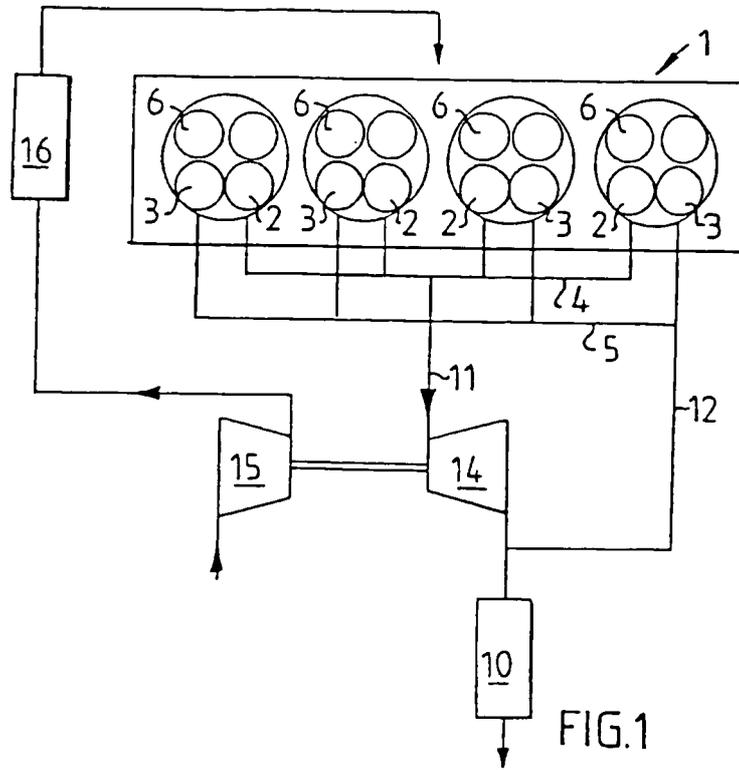
7. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, dass eine zum Einlassventil (**6**) gehörige Nockenwelle derart eingestellt ist, dass sie beim Übergang von geringer zu hoher Motordrehzahl um bis zu 70° Kurbelwellendrehwinkel verstellt wird.

8. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 5 und 6, dadurch gekennzeichnet, dass eine zu den Auslassventilen (**2, 3**) gehörige Nockenwelle derart eingestellt ist, dass sie beim Übergang von geringer zu hoher Motordrehzahl um bis zu 45° Kurbelwellendrehwinkel verstellt wird.

9. Verbrennungskraftmaschine nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Ladeluftkühler (**16**) stromaufwärts des Einlassventils (**6**) und stromabwärts des Laders (**14**) angeordnet ist.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen



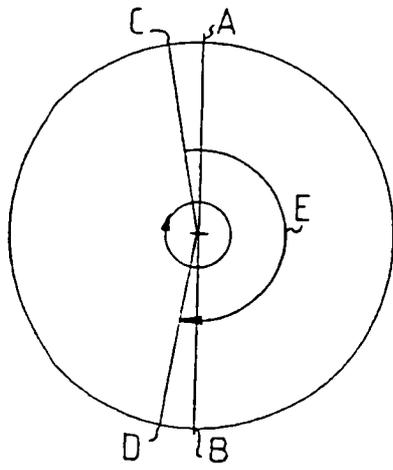


FIG. 2A

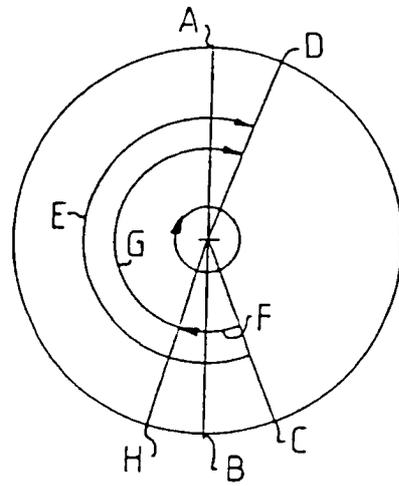


FIG. 2B

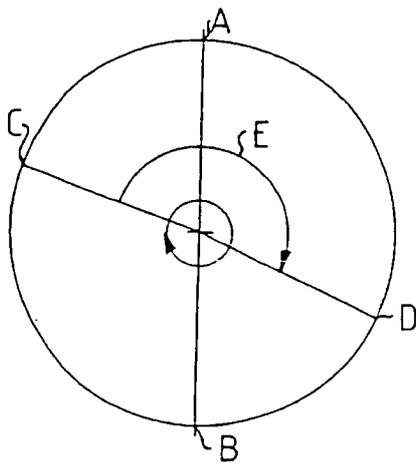


FIG. 3A

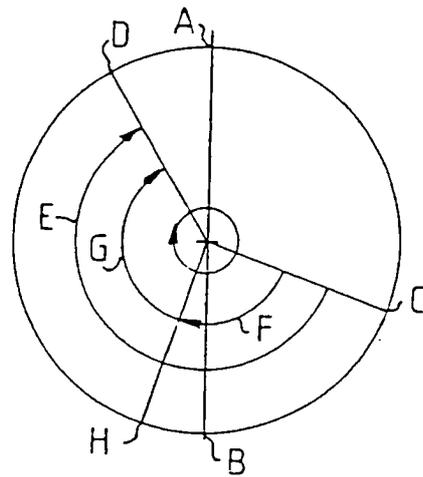


FIG. 3B