

Doppelkurbelantrieb zur Steuerung einer Rotationskolbenkraftmaschine

Stand der Technik

In der nachfolgenden Auflistung sind Rotationskolbenmaschinen beschrieben, die durch zwei diametral angeordnete Kolbenpaare angetrieben werden. Die Rotationskolben sind über ein Getriebe so miteinander gekoppelt, dass sich die Wirkung der Winkelbeschleunigung addiert. Dieses beeinflusst wiederum das zyklische Bewegen der Kolbenpaare in einem Ringzylinder innerhalb einer vollen Umdrehung und bestimmt die Leistung.

In der DE 40 12 815 sind für diese Steuerung Kreuzgelenke vorgesehen. Diese erzeugen durch ihre Abtriebsposition zueinander den winkelbeschleunigten Verdrehimpuls. Dieser erreicht im Gesamtsystem max. einen Übersetzungsfaktor zwischen den rotierenden Kolben von 1:2.

Die DE 4031 272 A1 beschreibt solch einen Antrieb, indem elliptische Zahnräder das zyklische Bewegen der Kolbenpaare übernehmen. Dieser bekannte Antrieb erlaubt es, dass durch Verändern der Teilkreisellipse der Zahnräder ein noch größeres Übersetzungsverhältnis zu erreichen ist.

Eine Steuerung der Kolbenpaare zeigt die DE 102 005 062 892, in der elliptische Zahnscheiben durch, Zahnriemen, Kette umhüllt sind, wodurch über die Wirkdurchmesser der Scheiben ein winkelbeschleunigter Drehimpuls übertragen wird.

In der DE 195 31 314 A1 wird dieser Antrieb über Doppelkurbeln realisiert. Sie sind so angeordnet, dass durch ihre Position der Koppellemente zueinander ein gleichgroßer, aber entgegengesetzter Verdrehimpuls an die Kolbenpaare innerhalb der Drehung geleitet wird. Die Größe des Impulses entspricht dem Abstand der Hebelarme zu deren Rotationsmitten. Das Übersetzungsverhältnis bei dieser Variante mit Doppelkurbel liegt ca. bei 1:2

Die Leistungsausbeute kann bei diesen bekannten Antriebsvarianten wie elliptische Zahnräder, Kreuzgelenke und Hülltrieb sowie Doppelkurbel durch Verändern bestimmter Baumaße im Getriebe so weit verändert werden, bis die Laufeigenschaften und somit die Lebensdauer negativ beeinflusst werden.

Die Winkelbeschleunigung zwischen treibender und getriebener Kolbenseite wird durch das maximal mögliche Übersetzungsverhältnis des verwendeten Getriebes festgelegt und bestimmt den Wirkungsgrad. Er beträgt bei einem Gesamtübersetzungsverhältnis von 1:2 nur ca. 50%.

Das maximal zu erreichende Übersetzungsverhältnis dieser Varianten liegt ca. zwischen einem Faktor 2...2,5. Sie sind dadurch wirtschaftlich vorzugsweise nur als Pumpe oder als Verdichter zu betreiben.

Um dennoch bei den bekannten Systemen eine noch größere Winkelbeschleunigung bei optimalen Laufeigenschaften zu bekommen, kann man elliptische Hülltriebe, elliptische Zahnräder, Kreuzgelenke, Doppelkurbel, miteinander so in Reihenschaltung koppeln, dass jeder gleiche und zusätzliche Übertragungsstrang eine Verdoppelung des Eingangsimpulses zur Folge hat.

Bei Reihenschaltung erfordert dieses zusätzliche mechanische Haltesysteme der Komponenten und bei Kreuzgelenkpaaren jeweils eine neue Abtriebswinkelposition sowie neue Kolbenlängen auf Grund größerer Wirkwinkel der Bewegungen.

Die Fig. 1-3 veranschaulichen das Prinzip der Reihenschaltung bei diesen Getrieben und dienen zur Erläuterung und als Gegenüberstellung des Wirkungsgrades zwischen Hubkolbenmotor und Rotationskolbenmotor.

- Fig.1 - ein Hülltriebssystem in 3-facher Reihenschaltung eines Antriebsstranges einer Rotationskolbenmaschine in der Grundstellung
- Fig.2 - ein Hülltriebssystem in 3-facher Reihenschaltung eines Antriebsstranges einer Rotationskolbenmaschine mit einer um 45° verdrehten Zahnscheibengrundstellung mit den veränderten Beschleunigungswinkeln $W1-W4$ nach jeder einzelnen Reihenschaltung der Hülltriebe
- Fig.3 zeigt ein Diagramm, das den Wirkungsgrad einer Hubkolbenmaschine zum Rotationskolbenmotor dem derzeitigen Stand der Technik gegenüberstellt.

In den Erläuterungen zu den Fig. 1 bis 3 werden nachfolgende Kürzel verwendet:

- $W1 \dots W4$ - Winkelvergrößerung durch Reihenanordnung zum Vergrößern der Übersetzung beim Hüllantrieb
- A - Kennlinie der Leistung eines Hubkolbenmotors
- $I = 1.5 \dots 3$ - Übersetzungs-Maximum zweier Rotationskolben bei einer Rotationskolbenmaschine mit Hülltrieb

Die Fig. 1 zeigt die Reihenschaltung des Antriebsstranges eines Hülltriebes. Wie in der Fig. 2 dargestellten Anordnung der Übertragungselemente ändert sich der Winkelverdrehimpuls von einem Zahnscheibendrehwinkel $W1$ auf einen Endwinkel von $W4$.

Diagramm Fig. 3 zeigt den Kennlinienverlauf als Gegenüberstellung in der Phase des Arbeitstaktes und die Kurve (A) des Kräfteverlaufes beim Hubkolbenmotor.

Der Kennlinienverlauf für eine Rotationskolbenbrennkraftmaschine zeigt den wirtschaftlichen Bereich. Dieser weist ein Übersetzungsverhältnis oberhalb von $i = 4$ aus und lässt erkennen, dass die derzeitigen Antriebsvarianten für eine derartige Kraftmaschine nur bedingt geeignet sind.

Aufgabe der Erfindung

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist die Steuerung des Bewegungsablaufes, insbesondere der Arbeitstaktphase, neben der Gesamtbewegung der Rotationskolben einer Verbrennungskraftmaschine oder Arbeitsmaschine unter dem Aspekt, den Wirkungsgrad der Übertragung des Drehmomentes zu optimieren. Um den Arbeitstakt in der Leistungsabgabe nicht zu bedämpfen stehen Arbeitstaktphase und die Gesamtbewegung nicht in einem Abhängigkeitsverhältnis und können somit einzeln beeinflusst werden.

Der Erfindung liegt ein Doppelkurbelgetriebe zu Grunde, das die kreisenden Kolben im Ringzylinder so zueinander steuert, indem der jeweils vorankreisende Kolben durch die Drehpositionen zweier Doppelkurbeln zueinander in einem solchen Übersetzungsverhältnis zum nachlaufenden Kolben steht, dass ihr Kräftegleichgewicht, das zwischen den beiden Expansionskolben herrscht, unterschiedlich weitergeleitet wird.

Beschreibung:

- Fig.4 zeigt das Diagramm, das den Wirkungsgrad einer Hubkolbenmaschine und die der Rotationskolbenkraftmaschine mit der erfindungsgemäßen Neuerung zum Steuern der Kolbenbewegung einschließlich der Gegenüberstellung ihrer Kennlinien
- Fig.5 stellt das Prinzip zweier Kurbeln und deren Koppelgliedern dar, die mit vorgegebenen Baumaßen (L_1, L_2, R_1, R_2) und den Achsen A_1, A_2 die Bewegung einer Doppelkurbel beschreibt
- Fig.6 die Doppelkurbel in vier Verdrehstellungen im Vergleich des Rotationswinkels zwischen Hauptkurbel und Nebenkurbel
- Fig.7 Drehstellung zweier Doppelkurbeln, die übereinander dargestellt sind, sie zeigen den unterschiedlichen Kraftverlauf der Wirklinien
- Fig.8 Drehstellung zweier Doppelkurbeln, die übereinander dargestellt sind. Sie zeigen die 0° und 180° -Drehposition der Hauptkurbeln. Die Hubzapfen der Nebenkurbeln (R_2) befinden sich kurz vor ihrer größten Winkelannäherung X_1

- Fig.9 Drehstellung zweier Doppelkurbeln, die übereinander dargestellt sind. Sie zeigen die über 0° und 180° liegende Drehposition der Hauptkurbeln. Die Hubzapfen der Nebenkurbeln (R2) befinden sich an ihrer größten Winkelannäherung X_2 , dem Todpunkt der Kolbenannäherung (VT)
- Fig.10 zeigt den Zusammenhang zwischen Kolbenlänge, Kolbenhub, Überlagerungsdrehung innerhalb eines Arbeitstaktes
- Fig.11 zeigt den Zusammenhang zwischen Kolbenlänge, Kolbenhub und der Überlagerungsdrehung innerhalb eines Arbeitstaktes mit doppelter Kolbenanordnung, bei zwei Arbeitstakten pro Kolbenumlauf einer Rotationskolbenkraftmaschine
- Fig.12 Blockschaltbild für die Bewegungssteuerung einer Rotationskolbenkraftmaschine mit Schlitzsteuerung und deren möglichen Varianten
- Fig.13 Aufbau eines Getriebes für eine Rotationskolbenkraftmaschine mit Schlitzsteuerung, die Überlagerung der Nebenbewegung (NB) erfolgt einzeln mittels angeordneter Überlagerungsgetriebe
- Fig.14 Aufbau eines Getriebes für eine Rotationskolbenkraftmaschine mit Schlitzsteuerung, die Überlagerung der Nebenbewegung (NB) erfolgt durch gemeinsamen Umlaufen aller Doppelkurbelpaare um die Abtriebswelle (5)
- Fig.15 zeigt die Drehversatzstellung (DV) der Hauptkurbelpaare bei 2-Zylinderanordnung
- Fig.16 zeigt die Drehversatzstellung (DV) der Hauptkurbelpaare bei 3-Zylinderanordnung
- Die Fig.17 bis 21 zeigen ein 3-D Modell (Schnittmodell) einer Rotationskolbenkraftmaschine mit Doppelkurbelgetriebe und Ringmotoranflanschung
- Fig.22 zeigt eine Variante eines Doppelkurbelantriebes mit drei um 120° versetzt angeordneten Doppelkurbeln, die übereinander dargestellt sind, sie zeigen den unterschiedlichen Kraftverlauf der Wirklinien
- Fig.23 zeigt drei paarweise angeordnete Rotationskolben die über je eine Doppelkurbel gesteuert werden und deren Zusammenhang zwischen Kolbenlänge, Kolbenhub und Überlagerungsdrehung

Analysiert man den Bewegungsablauf der diametral umlaufenden Kolbenpaare im Ringzylindergehäuse in den einzelnen Taktfolgen, so kommt für den Arbeitstakt folgende Frage auf: Wie viel der eingebrachten Energie wird pro Takt aus dem sich drehenden System tatsächlich auf die Abtriebswelle abgeleitet?

Durch die Expansion der Gase breitet sich der Druck im Zylinder während des Arbeitstaktes allseitig aus, d.h. die sich gegenüberliegenden Kolben werden mit gleich großen Expansionsdrücken beaufschlagt.

Im Vergleich zwischen Hubkolbenmotor und Rotationskolbenkraftmaschine ist der Ablauf des Arbeitstaktes auch bei der Rotationskolbenkraftmaschine von entscheidender Bedeutung. Er bestimmt die Leistung. Es reicht nicht aus, dass sich die gegenüberliegenden Kolbenpaare innerhalb einer periodischen Drehung voneinander fortbewegen, um sich in der nächsten Periode wieder anzunähern und daraus volumenveränderliche Arbeitskammern entstehen zu lassen.

Durch eine sich stetig verändernde Übersetzung der Kolbenpaare zueinander wird die Kolbenkraft jedes Kolbens unterschiedlich zur Abtriebswelle weitergeleitet.

Die Expansionsgase bewegen den vorlaufenden und nachlaufenden Kolben so, dass sich über das momentan eingestellte Übersetzungsverhältnis des Getriebes der Leistungsanteil und der Anteil der Nebenkraft in jeder Arbeitstaktphase bestimmen lassen.

Da die erforderliche Nebenkraft des nachlaufenden Kolbens aus dem gleichen Arbeitstakt zur Bewegung entnommen werden muss, geht sie bei bekannten Antriebsmaschinen aus der Gesamtleistung verloren.

In den Erläuterungen zu den Fig. 4 bis 21 werden nachfolgende Kürzel verwendet:

- A - Kennlinie der Leistung eines Hubkolbenmotors
- B - die obere Leistungskurve beim Doppelkurbelantrieb
- C - die untere Leistungskurve beim Doppelkurbelantrieb
- A0 - Drehachse der Abtriebswelle
- A 1 - Drehachse der Hauptkurbel
- A 2 - Drehachse der Nebenkurbel
- R 1 - Wirkradius des Hubzapfens der Hauptkurbel
- R 2 - Wirkradius des Hubzapfens der Nebenkurbel
- L 1 - Koppelgliedlänge
- L 2 - Achsabstand der Hauptkurbel zur Nebenkurbel
- X 1 - Winkel der Annäherung der Kolbenpaare
- X 2 - Minimum der Annäherung der Kolbenpaare
- VT - Winkel max. Verdichtung bzw. Todpunkt
- KL - Kolbenlänge
- KH - Kolbenhub
- NB - Nebenbewegung
- TA - Taktanzahl (Arbeitstaktanzahl innerhalb einer Kolbenpaarumdrehung)
- DV - Drehversatzstellung (Winkelstellung aller Doppelkurbelpaare untereinander)
- K1-K3 - Rotationskolbenpaar 1-3

- 1 - Hauptkurbel (Achse A1)
- 2 - Pleuel (Koppelgliedlänge L1)
- 3 - Nebenkurbel (Achse A2)
- 4 - Zwischenzahnrad
- 5 - gemeinsame Abtriebswelle (Achse A0)
- 6 - Überlagerungs- und Zwischengetriebe
- 7 - Antriebsritzel für Nebenbewegung
- 8 - Antriebswelle Rotationskolben 1
- 9 - Antriebswelle Rotationskolben 2
- 10 - Motor- bzw. Getriebegehäuse
- 11 - Nebenkurbelritzel
- 12 - Zahnrad für Antriebswelle
- 13 - Antriebswelle Rotationskolben 3
- 14 - Antriebswelle Rotationskolben 4
- 15 - Abrollritzel für Nebenbewegung
- 16 - Sonnenrad
- 17 - Rotorgehäuse

Die Fig. 4 zeigt die Kennlinien einer Hubkolbenmaschine (A) und die der Rotationskolbenkraftmaschine (B; C) mit der erfindungsgemäßen Neuerung. Das Diagramm zeigt den Wirkungsgrad als Gegenüberstellung der beiden Systeme, wobei die Kräfteverteilung von den Kolben zur Abtriebswelle mit Doppelkurbeln gesteuert wird.

Der Drehwinkel der Hauptkurbel während des Arbeitstakts ist zum besseren Vergleich bei beiden Systemen der Hubkolbenmaschine und der Rotationskolbenkraftmaschine gleich und liegt zwischen 0-180°. Die Kennlinie B bzw. C zeigt die zu erwartende Leistungskurve unter Berücksichtigung der veränderlichen Maßparameter von Kurbel und Koppellementen des Doppelkurbeltriebes. Dabei zeigt die Kennlinie B die obere Grenze der Leistungskurve eines technisch optimierten Doppelkurbeltriebes.

Die Gegenüberstellung vernachlässigt die Reibwerte der Koppellemente und zeigt die momentane Kolbenübersetzung zueinander in Form der Kennlinie während des Arbeitstaktes des erfindungsgemäßen Antriebes.

Die Fig. 5 zeigt den Maßzusammenhang der Hauptkurbel (1) mit den Kurbelzapfen R1, die Nebenkurbel (3) mit den Kurbelzapfen R2, das Koppelglied L1 und den Achsen A1 der (Hauptkurbel), A2 der (Nebenkurbel) und deren Abstand (A1; A2) zueinander der mit L2 definiert ist.

Die Verhältnisse der Längenabstände (R1, R2, L1, L2) sind so bemessen, dass Hauptkurbel (1) und Nebenkurbel (3), die über das Koppelglied L1 verbunden sind, eine 360°-Drehbewegung ausführt, wobei die Drehrichtung der Nebenkurbel (3) beibehalten wird.

Die Abhängigkeit der Längen und Abstände ist in der Formel zusammen gefasst

$$L1 > R1 > R2 > L2$$

und sollte einem Verhältnis von z.B. ca. 1.04---1.0---0,68----0.6 entsprechen.

Der Abstand L2, R1 definiert grob, die Leistungskurve Fig.4 (B; C), die die Begrenzung der Winkelbeschleunigung der Kurbeln (1,3) zueinander vorgibt. Er ist so bemessen, dass die Nebenkurbel (3) die über das Koppelglied L1 im Schub-Druckbereich die Hauptkurbel (1) treibt, noch optimale Laufeigenschaften aufweist.

Das Koppelglied L1 und der Kurbelzapfen R2 bilden die maßbestimmenden Elemente, die innerhalb der Drehung eine grob festgelegte Leistungskurve Fig.4 (B; C) optimiert, indem sie den Verdrehwinkel der Kurbelzapfen R1, R2 jeder Kurbel (1,3) zueinander am Arbeitstakt Anfang und Ende vorgibt.

Der 360°-Umlauf einer Doppelkurbel ist in Fig. 6 dargestellt. Die gezeigte 90°- und 270°-Drehposition der Hauptkurbel (1) und deren Verdrehposition der Nebenkurbel (3) zeigen das Prinzip der Kraftverteilung. Es wird die Krafrichtung betrachtet, die von der Nebenkurbel (3) eingeleitet und anschließend über das Koppelglied L1 zur Hauptkurbel (1) weitergeleitet wird, wobei diese dann unterschiedlich durch ihre Wirklinie an dem Hauptkurbelzapfen R1 angreift. Diese betrachteten Drehpositionen der Hauptkurbel (1) und die Richtung der Kraftwirklinien zeigen:

1. Die Kraftübertragung erfolgt in der 90°-Drehposition über die Koppel L1 optimal zur Rotationsrichtung des Hauptkurbelzapfen R1
2. Die Kraftübertragung erfolgt in der 270°-Drehposition über die Koppel L1 und zum Hauptkurbelzapfen R1 in einem Wirkwinkel, der nur eine geringe Kraftübertragung auf die Rotationsrichtung der Hauptkurbel (1) ausübt, da der größere Kraftteil, der in Abhängigkeit zur Hauptkurbeldrehposition steht, über die Achse A1 in das Gehäuse (10) abgeleitet bzw. aufgenommen wird

Die Fig. 7 zeigt die Anordnung zweier Doppelkurbeln, deren Haupt- und Nebenkurbeln (1,3) auf den jeweils gleichen Achsen A1 bzw. A2 kreisen, wobei dabei die Hubzapfen (R1) der Hauptkurbeln (1) eine Versatzdrehposition von 180° zueinander aufweisen.

Diese Anordnung zweier Doppelkurbeln zeigt das Prinzip der Steuerung der Rotationskolben für eine Kraftmaschine. Die Drehstellung der Hubzapfen (2) beider Nebenkurbel (3), zueinander ist dabei als gedachte Kolbenfläche zu betrachten, zwischen denen der Expansionsdruck herrscht.

Die Krafteinleitung erfolgt über die Rotation der Nebenkurbeln (3), über ineinandergeschobene Wellen, die den Expansionsdruck der gegenüberliegenden Rotationskolben aufnehmen und entsprechend der Kraftwirklinie je Doppelkurbel weiterleiten.

Die Kolben kreisen dabei paarweise um die theoretische Achse A2 und führen in einer periodisch beschleunigten Bewegung eine fast volle Umdrehung zur halben Hauptkurbeldrehung aus.

Die Fig. 8 und Fig. 9 zeigen die Anordnung zweier Doppelkurbeln, deren Haupt- und Nebenkurbeln (1,2) auf ihren Achsen A1 bzw. A2 kreisen, der Hauptkurbelhubzapfendrehwinkel in Fig.8 beträgt für die erste Doppelkurbel 0° und für die zweite 180° . Der Winkel X1 gibt dabei den Winkel der Annäherung der Kolbenpaare an, die sich kurz vor der Arbeitstaktphase befinden. Das Besondere der größten Annäherung der Kolbenpaare zeigt die Fig. 9. Dabei ist der Winkel X2 das Minimum der Kolbenannäherung und sogleich die der Nebenkurbelhubzapfen (R2) zueinander. Der Hauptkurbelhubzapfendrehwinkel nimmt dazu die Position VT ein, den Verdichtungstodpunkt. Er liegt immer hinter der 0° -Position, d.h. er liegt im Allgemeinen zwischen $3-30^\circ$ des Hauptkurbelhubzapfendrehwinkels. Der Verdichtungstodpunkt (VT) ist festgelegt (siehe Beschreibung Fig. 5), er ist demnach genau rechnerisch bestimmt und bildet die Grundlage für das Festlegen von Steuerzeiten der Rotationskolbenbrennkraftmaschine bei dieser erfinderischen Lösung.

Innerhalb des Verdichtungstodpunktes (VT) erfolgt gleichzeitig eine Umschaltung der Kraftwirklinie in den Koppellementen.

Die Belastung durch die Flächenpressung in den Hubzapfen aller Kurbeln (R1, R2) ist in dieser Umschaltphase durch eine Zug- und Druckumkehrung über die Koppel (L1) am größten.

Im Normalbetrieb, d.h. der Motor treibt über das Doppelkurbelgetriebe die Abtriebswelle (5) an, wird die Koppel (L1) des nachlaufenden Kolbens im Druckspannungsbereich belastet. Dahingegen wird in dem gleichen Zeitabschnitt durch den voranlaufenden Kolben die Koppel (L1) im Zugspannungsbereich belastet. Diese Kraftzuordnung im Normalbetrieb

erlaubt unter großer Belastung eine stabile Kurbeldrehposition des Hubzapfens (R2) der Nebenkurbel (3).

Bedingt durch die geringen Maßunterschiede des Kurbel-Koppelverhältnisses R2 und L1 ist das Moment, das von der eigentlichen Abtriebswelle (5) über die Doppelkurbeln rückwirkend den Motor bewegt (Motorbremse), für eine Zug- und Druckumkehrung in den Koppeln (L1) verantwortlich. Da aber kein Drehrichtungswechsel gegenüber dem Normalbetrieb erfolgt, belastet diese Druckumkehrung innerhalb des Verdichtungstodpunktes (VT) alle Koppellelemente. Dieser Umstand ist bei der Projektierung der Koppellelemente und der Doppelkurbeln zu berücksichtigen, um bei extremer Schubbelastung die vorgegebene Drehrichtung aller Nebenkurbeln (3) stabil halten zu können.

Die bauliche Anordnung der Doppelkurbeln ist - wie in Fig.7 gezeigt möglich, dennoch erweist sich eine parallele Position der Doppelkurbeln mit den Kurbelachsen A1/A2 als günstiger, da mehrere Hauptkurbelpaare für eine Motorenreihenbauweise miteinander gekoppelt werden können. Alle Hauptkurbelachsen A1 liegen zu einer Abtriebswelle (5) mit ihrer Achse A0 parallel, die zugleich alle Momente aller Hauptkurbeln (1) entsprechend weitergeleitet und abgeleitet werden. Die Hauptkurbeln (1) drehen sich bei dieser Anordnung im gleichen Drehsinn, wobei dadurch der Getriebeaufbau vereinfacht wird.

Die erzeugte Bewegung mittels zweier Doppelkurbeln ist die Grundbewegung. Sie beinhaltet, dass jeweils abwechselnd je Doppelkurbel der nachlaufende Kolben in die Lage versetzt wird, die Gegenkraft der Expansion über das Motorgehäuse (10) aufzunehmen, indem innerhalb des Arbeitstaktes alle Achsstellungen der Koppellelemente (R1, R2, L1, A1) der Kurbeln (1,3) eine vorwiegend gerade Konstellation aufweisen; d.h. der Hubzapfen (R2) der ersten Nebenkurbel (3) des nachlaufenden Kolbens sowie deren Koppel (L1), die zugleich den Hubzapfen (R1) der ersten Hauptkurbel (1) verbindet, und dass durch diese Stellungspositionen zueinander über ihre Kraftwirklinie ein direktes Einleiten der Kraft über die Drehachse (A1) der Hauptkurbel (1) in das Motorengehäuse (10) bewirkt wird.

Das Drehmoment des vorlaufenden Kolbens wird dabei im Verhältnis der Winkelbeschleunigung der Kolbenbewegungen zueinander in den Hubzapfen (R2) der zweiten Nebenkurbel (3) und weiter über die zweite Koppel (L1) in den Hubzapfen (R1) der zweiten Hauptkurbel (1) eingeleitet. Dabei wirken die Hauptkurbeln aller Doppelkurbeln auf eine gemeinsame Abtriebswelle (5).

Diese Rotationsbewegung der Kolbenpaare, die über die Doppelkurbeln gesteuert wird, ist die Grundbewegung und bildet die Grundlage der Größe des abgegebenen Drehmomentes,

indem durch Umschalten des Kraftflusses eine Kräfteverteilung erfolgt wie z.B. in der Elektrotechnik bei einer Gleichrichterschaltung, hier aber mechanisch.

Diese Grundbewegung allein reicht aus, den Motor in Drehbewegung zu versetzen, wobei die Ladungswechsel durch eine Ventilsteuerung realisiert werden müssten.

Bei einer Rotationskolbenkraftmaschine mit Schlitzsteuerung ist es erforderlich, dass alle Kolbenpaare innerhalb des Zyklus die Ladungswechselposition zwischen Kolben und Zylinder erreichen. Da aber die Gesamtbewegung dieses erfindungsgemäßen Doppelkurbeltriebes nicht in einem Abhängigkeitsverhältnis zur Arbeitstaktphase (Grundbewegung) steht, muss eine zusätzliche Drehung der Kolbenpaare zur Erreichung dieser Position ausgeführt werden.

Auf Grund des Viertaktprinzips einer Brennkraftmaschine ist ein vorgegebenes Übersetzungsverhältnis zwischen jeder Achse A2 der Nebenkurbel (3) und der dazugehörigen diametral umlaufenden Rotationskolbenpaare notwendig. Die Arbeitstaktdrehwinkel (Ansaugen, Verdichten, Zünden / Expansion und Ausstoßen) des Kolbens entsprechen somit zusammen bei diesem Prinzip einer vollen Umdrehung der Nebenkurbel (3).

Fig.10 zeigt den Zusammenhang zwischen Kolbenlänge, Kolbenhub und der Überlagerungsdrehung innerhalb eines Arbeitstaktes.

Demnach besteht ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen den Winkellängen der Hauptbewegung, die sich in Grundbewegung, Nebenbewegung und die Bauwinkellänge der Kolbenpaare aufteilt.

Die Hauptbewegung der Kolben teilen sich in:

1. Bewegung der Kolben (Kolbenhub; KH), die durch die Expansion verursacht wird.
2. Bewegung der Kolben für das Erreichen der Ladungswechselposition, diese muss über eine Nebenbewegung (NB) erreicht werden.

Betrachtet man den Bewegungsablauf dieser Erfindung, so ist eine Steuerung der Arbeitstaktphase (Grundbewegung) und die der Nebenbewegung aller diametral angeordneten Kolbenpaare unabhängig voneinander möglich. In diesem Fall wird zur Rotationsbewegung der Arbeitstaktphase (Grundbewegung) eine Nebenbewegung überlagert, d.h. sie wird aus der erzeugten Drehung des Arbeitstaktes (Grundbewegung) abgenommen und auf alle Rotationskolben so übertragen, dass die Leistung der

Arbeitstaktphase nicht beeinflusst wird. Träfe dieses zu, so würde es zu einer Rückkopplung und zur Bedämpfung des Arbeitstaktes kommen und somit zum Leistungsverlust, wie z. B. bei derzeitigen Steuerungsvarianten, die mit Kreuzgelenken oder elliptischen Antrieben für Brennkraftmaschinen ausgerüstet sind.

In der Fig.11 ist (analog zu Fig.10) der Zusammenhang zwischen Kolbenlänge, Kolbenhub, Überlagerungsdrehung innerhalb eines Arbeitstaktes, aber mit Doppelkolbenanordnung und zwei Arbeitstakten pro Kolbenumlauf bei einer Rotationskolbenkraftmaschine zu sehen. Die einzelnen Winkellängen der Bewegungen halbieren sich bei dieser Anordnung und sind bei der Steuerungsausführung zu berücksichtigen.

Die Fig.12 zeigt das Blockschaltbild für die Bewegungssteuerung einer Rotationskolbenkraftmaschine mit Schlitzsteuerung und deren mögliche Varianten mit einem bzw. mehreren im Ringzylinder angeordneten Kolbenpaaren sowie für die Anordnung mehrerer Ringzylinder in Reihe.

Das erzeugte Drehmoment wird von den Kolbenpaaren einzeln über die Kurbelübersetzungsgetriebe in die Doppelkurbel eingeleitet, wobei das Drehmoment - wie in Fig. 7 beschrieben - nur vom voranlaufenden Kolben an die gemeinsame Abtriebswelle (5) abgegeben wird. Ein geringes Moment des erzeugten Drehimpulses wird benutzt, um alle Kolbenpaare in den Ringzylindern- neben dem Arbeitsimpuls- gemeinsam weiterzudrehen. Dieses erfolgt über eine gemeinsame Zwischentriebstufe, wobei diese Drehung anschließend mittels Überlagerungs- bzw. Summiergetriebe einzeln auf jedes Kolbenpaar unabhängig seiner Drehposition überlagert wird.

Zur Überlagerung der Drehbewegung auf die Kolbenpaare können einzeln angetriebene Planetengetriebe verwendet werden oder alle Doppelkurbeln rotieren gemeinsam um die Abtriebswelle (5).

In der Tabelle sind die Abhängigkeit der Maßparameter und die für in Fig.12 dargestellte Getriebeübersetzung ersichtlich, die für einige mögliche Varianten einer Rotationskolbenkraftmaschine mit Schlitzsteuerung anzuwenden sind.

Dabei beziehen sich die angegebenen Getriebeübersetzungen auf:

a: Kurbelgetriebe für Taktanzahl (TA) =

Verhältnis zwischen Kolbenhub (KH) und einer Nebenkurbeldrehung

b: Winkel der Kolbenlänge (KL) = die Hälfte der Differenz zwischen dem Winkel des Kolbenhubes (KH) und $180^\circ / \text{Taktanzahl (TA)}$

c: Zwischengetriebe für Nebenbewegung (NB) =

Verhältnis des Winkels der Kolbenlänge (KL) und einer Hauptkurbeldrehung von 180°

TA Takt Anzahl	KL Winkel für Kolbenlänge	KH Winkel für Kolbenhub	NB Winkel für Nebenbewegung	Untersetzung Kurbelgetriebe Taktanzahl(TA)	Zwischengetriebe f. Überlagerungsdrehung Nebenbewegung (NB)
2/180°	30°	30°	30°	1:12	1:6
1	45°	90°	45°	1:4	1:4
1	60°	60°	60°	1:6	1:3
1	30°	120°	30°	1:3	1:6
2/180°	22,5°	45°	22,5°	1:8	1:8
1	67,5°	45°	67,5°	1:8	1:2,6666
1	75°	30°	75°	1:12	1:2,4
1	54°	72°	54°	1:5	1:3,3333
2/180°	15°	60°	15°	1:6	1:12

Aus den nachfolgenden Figuren werden Aufbau und Prinzip der Doppelkurbelanordnung in Verbindung mit dem Getriebe bzw. dem Überlagerungsgetriebe ersichtlich.

Die Fig.13 zeigt das Prinzip eines Getriebes für eine Rotationskolbenkraftmaschine für Schlitzsteuerung, wobei in einem Ringzylinder 4 bzw. 8 Kolben diametral kreisen.

Alle Bauteile rotieren dabei um ihre Achse.

Der Antrieb erfolgt über zwei ineinandergeschobene Wellen, die das Drehmoment weiterleiten.

Merkmal dieser Variante ist, dass die Überlagerung der Nebenbewegung (NB) für die Kolbenpaare über je ein Planetengetriebe (6) erfolgt. Dieses ist hinter der Nebenkurbel (3) angeordnet und wird über ein Zwischengetriebe (7) sowie von der gemeinsamen Abtriebswelle (5) angetrieben.

Die Anordnung der Doppelkurbelpaare ist parallel, wobei die beiden Hauptkurbeln (1) über ein Zahnrad (4) zur Abtriebswelle (5) in einem geraden Übersetzungsverhältnis stehen. Über die Räderkombination (11; 12) besteht ein vorgegebenes Übersetzungsverhältnis zwischen Kolben- und Nebenkurbeldrehung. Hier ist die Übersetzung, die über das Planetengetriebe eingebracht wird, bei der Berechnung zu berücksichtigen.

Die Abtriebsdrehzahl und somit die Arbeitstaktanzahl (TA) der Rotationskolbenkraftmaschine kann unter Berücksichtigung der Übersetzung (vgl. Fig.10) der Verwendung angepasst

werden. Die Drehbewegung der Überlagerung der Nebenbewegung (NB) auf die Kolben hat bei dieser Variante keinen Einfluss auf die Abtriebsdrehzahl an Welle 5.

Die Fig.14 zeigt das Prinzip eines Getriebes für eine Rotationskolbenkraftmaschine mit Schlitzsteuerung, wobei in mehreren Ringzylindern 4 bzw. 8 Kolben diametral kreisen. Alle Doppelkurbeln kreisen dabei gemeinsam um die Abtriebwelle (5).

Der Antrieb erfolgt über mehrere ineinandergeschobene Wellen (8; 9; 12;13), die das Drehmoment der Kolbenbewegungen einzeln weiterleiten.

Bei dieser Variante erfolgt die Überlagerung der Nebenbewegung (NB) für alle Kolbenpaare gemeinsam. Alle Doppelkurbeln sind in einem Rotorgehäuse (17) montiert, diese rotieren dabei mit diesem um die Abtriebwelle (5). Das Rotorgehäuse (17) wird über die Drehung aller Hauptkurbeln (1) und deren Ritzel (15), die über das Sonnenrad (16) abrollen, in Rotation versetzt. Die Nebenkurbeln (3) übertragen dabei die Drehung der Überlagerung, indem sie mit dem Rotorgehäuse (17) umlaufen und zugleich über ihre Räderkombinationen (11,12) auf die Drehung aller Rotationskolben einwirkt.

Die Anordnung der Achsen aller Doppelkurbeln A1, A2 weisen im Rotorgehäuse ein gleiches Stellungsbild zueinander auf sowie auch deren Achsabstände A1 bzw. A2 zur Abtriebwelle (5) mit der Achse (A0) sind gleich, wobei alle Hauptkurbeln (1) und ihre interne Drehversatzstellung (DV) der Hubzapfen (R1) das Drehmoment über das Zahnrad (4) zur Abtriebwelle (5) ableiten.

Zur Abtriebsdrehzahl der Abtriebwelle (5) addiert sich bei dieser Variante die Drehung des Rotorgehäuses (17), sie errechnet sich aus dem Drehzahlverhältnis der Hauptkurbel (1) zur Abtriebwelle (5) plus dem Übersetzungsverhältnis zwischen Hauptkurbel (1) und dem Sonnenrad (14) (vgl. Fig. 12).

Das Funktionsprinzip wie in der Fig. 14 beschrieben ist auch analog auf die in Fig.13 beschriebene Variante zu übertragen, wobei für jede Ringzylinderanordnung die zusätzliche Überlagerung der Nebenbewegungen (3) über einzelne Planetengetriebe erfolgen muss.

Die Fig.15 und Fig.16 zeigen den Zusammenhang der Drehstellungen aller Hauptkurbelhubzapfen (R1) zur Abtriebwelle (5), die Drehversatzstellung (DV) gibt dabei den Verdrehwinkel aller Hauptkurbeln (1) zueinander an. Sie beträgt, wie in Fig.15 gezeigt für 2-Zylinder-Anordnung, 90° und wie die Fig.16 zeigt, 60° bei 3-Zylinder-Anordnung.

Zu beachten sind dabei die Zahnteilungen und Zahnstellungen aller Getrieberäder untereinander, unter Berücksichtigung der vorgegebenen Übersetzungsverhältnisse.

Die Fig. 17,18,19 zeigen ein Modell einer Rotationskolbenkraftmaschine nach Fig.13 als Entwurf in Kombination mit Ringmotor und Getriebe. Die Abtriebswelle (5) dreht dabei im Verhältnis 2:1, d.h. bei einer Abtriebsumdrehung erfolgen dadurch vier Zündfolgen im Ringzylinder.

Die Getriebegröße entspricht den nachstehenden Parametern der Tabelle. Das Konzept bezieht sich dabei auf einen Rotationsradius der Kolben im Ringzylinder von ca.100 mm bei einem Hubraum von 130 ccm / Arbeitstakt bei einem Abgabedrehmoment von ca. 70 N/m

TA Takt Anzahl	KL Winkel für Kolbenlänge	KH Winkel für Kolbenhub	NB Winkel für Nebenbewegung	Untersetzung Kurbelgetriebe Taktanzahl(TA)	Zwischengetriebe f. Überlagerungs- drehung Nebenbewegung (NB)
1	60°	60°	60°	1:6	1:3

Die Fig.20 und Fig.21 zeigen einen Entwurf eines Schnittmodells einer Motor-Getriebekombination, aus denen Einzelheiten für den Ringmotor sowie die Anordnung der Doppelkurbeln mit deren Zahnradkombination ersichtlich sind.

Eine weitere Variante eines Doppelkurbelantriebes mit drei um 120° versetzt angeordneten Doppelkurbeln zeigt die Fig. 22. Der Arbeitstakt wird in zwei Taktfolgen aufgeteilt, der erste Teil (K1) der Zündtakt mit Expansion, der zweite Teil (K2) eine Nachexpansion, die Taktfolgen der Ladungswechsel werden hierbei nicht beeinflusst. Vorteil dieser Anordnung ist eine 6-fache Zündfolge im Ringzylinder pro Umdrehung aller Kolbenpaare.

Drei Kolbenpaare werden dabei einzeln über jeweils eine Doppelkurbel gesteuert, hierbei führt jeder einzelne Kolben nacheinander alle Taktfolgen aus. Der Kolben K1 stützt sich nach der Zündung mit vollem Leistungsschub am Kolben K3 ab. Der Kolben K2 bewegt sich dabei in Rotationsrichtung vom Kolben K1 mit ca. der doppelten Winkelgeschwindigkeit bis zum Umschaltvorgang beim Hauptkurbeldrehwinkel von 180°. Der Kolben K2 nimmt anschließend die Position von K3 ein. Der Leistungsanteil dieses Nachexpansionstaktes liegt nur zwischen 60-30% der Expansionskraft, die zwischen den Kolben K1 und K2 herrscht, der Rest der Leistung geht aus diesem Takt verloren.

Die Fig. 23 zeigt die Kolbenpaare und die einzelnen Wirkwinkel zwischen Kolbenlänge (KL), Kolbenhub (KH) und die der Nebenbewegung (NB). Die Berechnung der einzelnen Parameter erfolgt analog der gezeigten Beispiele, dabei sind für die Nebenbewegung (NB) zwei Kolbenlängen (KL) einzubeziehen. Die Steuerkanäle für die Ladungswechsel sind hierbei der Taktfolge angeglichen.

Die Variante des Doppelkurbelantriebes mit drei um 120° versetzt angeordneten Doppelkurbeln wie in den Fig.22 und Fig.23 beschrieben sind analog der wie in den Fig.13 und Fig.14 gezeigten Ausführungen aufzubauen.

Die Vorteile dieser Bewegungssteuerung mit Doppelkurbeln in ihrer speziellen Ausführung und deren Anordnung im Motor liegen in der Übertragungsmethode des Drehmoments, da es vorwiegend über den gesamten Arbeitstaktbereich des Kolbenhubes mit einem gleichgroßen Wirkungsgrad auf die Abtriebswelle (5) übertragen wird.

Durch den Kraftfluss der Übertragung des Drehmomentes treten nur sehr geringe Verluste durch die Rotation des nachlaufenden Kolbens auf. Der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung ist höher als beim Hubkolbenmotor und im Vergleich mit diesem auch in der Leistungsdichte wesentlich effektiver.

Das Konzept erlaubt, Varianten der Motorkenndaten unabhängig voneinander zu verändern wie Kolbenhub bzw. -länge, Anzahl der Rotationskolben, Taktanzahl sowie die Möglichkeit zur Optimierung der Kennlinie für die Kraftübertragung. Die Kennlinie wird dabei durch die Maßparameter der Doppelkurbeln bestimmt.