



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

19

11 Veröffentlichungsnummer:

**0 102 441
A2**

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: 83100345.4

51 Int. Cl.³: F 04 B 43/02

22 Anmeldetag: 17.01.83

30 Priorität: 11.06.82 US 387567

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.03.84 Patentblatt 84/11

84 Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB IT LI LU NL SE

71 Anmelder: Breinlich, Richard, Dr.
Felsenkellerweg 1
D-7120 Bietigheim-Bissingen(DE)

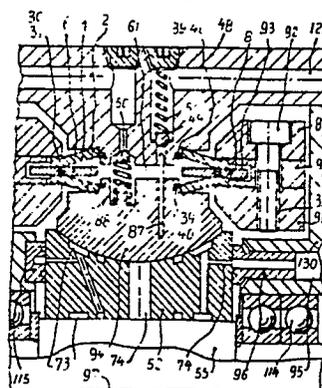
72 Erfinder: Eickmann, Karl
2420 Isshiki Hayama-machi
Kanagawa-Ken(JP)

54 Pumpen- oder Motorenaggregat mit konischen Ringelementen und Hubkolben oder Kolbenschuhen.

57 Durch die Erfindung werden Kolbenschuhe (502,119) oder konische Ringelemente (1,2,11,12,307) in Pumpen - oder Motor - Aggregaten (7,48,340) verwendet. Innerhalb des konischen Teiles (1,2,11,12,307) des Elementes wird eine von Fluid durchstroemte Arbeitskammer (14,61,311) ausgebildet, der Einlassmittel (50) und Auslassmittel (49) zugeordnet sind, die durch eine ueber Hubkolben (94) wirkende Treibanordnung (52,55,96,97) gesteuert, ihr Volumen periodisch vergroessert und verkleinert. Dadurch wird es moeglich, die Volumenaenderung einer Arbeitskammer ohne in Zylindern bewegte, dichtende Kolben zu verwirklichen, jegliche Dichtung durch aneinander ohne Schmierung gleitende und dichtende Teile zu vermeiden, und es dadurch zu ermöglichen, dass die Arbeitskammer unter hohem Druck mit nicht schmierendem Fluid, zum Beispiel Wasser, gefuellt sein und arbeiten kann. Die Treibanordnung nung ist mittels des Hubkolbens von der Arbeitskammer getrennt und kann mit Benutzung von schmierwirkung enthaltendem Fluid betrieben werden. Die Ausbildung der Einzelheiten kann so erfolgen, dass Drucke von ueber tausend Bar bei nicht schmie endem Fluid in der Arbeitskammer rationell verwendbar sind. Entsprechende hochdruckfaehige Kolbenschuhe (52,21,502) koennen in der Treibanordnung verwendet werden. Die Faehigkeit, in der Arbeitskammer nicht schmierendes Fluid fuer so hohe Drucke zu pumpen, kann

nur dann verwirklicht werden, wenn die in der Patentanmeldung beschriebenen Ausbildungen und Berechnungsgrundlagen befolgt werden.

Fig. 64



EP 0 102 441 A2

Pumpen - oder Motoren - Aggregat mit konischen
Ring - Elementen und Hubkolben oder Kolbenschuhen.

Die Erfindung bezieht sich auf hydrostatische oder pneumatische Aggregate, in denen Fluid durch eine sich periodisch vergrößernde und verkleinernde Arbeitskammer strömt, wie Pumpen, Kompressoren, Fluidmotoren, Verbrennungsmotoren oder Getriebe. In solchen Aggregaten wird Fluid gepumpt oder ein Rotor mittels Fluid im Motor angetrieben.

Pumpen und Motoren sind als Hydropumpen und Hydromotoren in vielen Industrien eingesetzt. Die einfachsten Pumpen sind plastisch verformbare Membranpumpen für niedere Drücke, bei denen die Membrane stellenweise ein konisches Ringelement bildet. Pumpen für sehr hohe Drücke werden zum Beispiel in Wasserstrahlschneidgeräten verwendet und müssen dabei oft hohen Wasserdruck von tausend oder mehreren tausend Bar liefern.

Pumpen mit Membranen, die auch biegsame Metalle sein können, sind zum Beispiel aus dem USA Patent 3,861,277 bekannt. Pumpen für sehr hohe Drücke, zum Beispiel für Wasserstrahl (Water - Jet) Schneidanlagen sind aus den Katalogen der Fachfirmen bekannt und bestehen aus einem Hydraulikkolben grossen Querschnittes zum Antrieb des Wasserpumpkolben kleinen Querschnitts oder sie sind mechanisch angetriebene Kolbenpumpen mit mehreren Kolben nebeneinander und den Achsen der Kolben meistens in einer gemeinsamen Ebene.

Die genannten Membranpumpen entsprechen dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Doch sind die Membranpumpen bisher nicht als Wasserpumpen für den hohen Druck für Water-Jet Schneidanlagen verwendbar, weil sie nur geringe Drücke von einigen, oder in besten druckfesten Ausführungen von bis zu höchstens 100 Bar zulassen. Es mangelte bisher an Möglichkeiten, die Membranen für Drücke von über 100 Bar im Hohlraum innerhalb des konischen Ring-Elements verwendbar zu machen. Offensichtlich hielt man das auch für so unmöglich, dass keine Bemühungen um Membranpumpen für 1000 oder mehr Bar bekannt wurden.

Bei den beschriebenen Kolbenpumpen fuer hohe Drucke von 1000 oder
mehr Bar Druck, ist es erforderlich, den die Arbeitskammer perio-
disch vergroessernden und verkleinernden Kolben gegen Leckage
abzudichten. Dabei wirkt der hohe Druck des nicht schmierenden Wa-
5 s sers auf die plastische Dichtung. Mangels Schmierung entsteht bei
der plastischen Dichtung eine schnelle hohe Abnutzung unter dem so hohem
Wasserdrucke, dass Aggregate dieser Art schon nach wenigen hundert
Betriebsstunden an Dichtheit und Foerdermenge abnehmen. Ausserdem
erzeugen die plastischen Dichtungen bei so hohen Drucken eine den Wir-
10 kungsgrad der Anlage verringernde hohe Reibung. Schliesslich sind diese
Anlagen so teuer, bereits kleine von 45 Kw kosten rund hunderttausend
Mark, sodass trotz sauberen Schneidens der Water-Jet Anlagen bisher
in der Welt nur einige hundert solcher Anlagen eingesetzt sind. Fuer das
Bestroemen der Schneidstellen von Steinbohreren erweisen sich diese
15 Anlagen einmal als zu teuer und ausserdem bewirkt die Ungleichfoermig =
keit der Foedererung stoerende Fluktuationen an den Schneidstellen der
Steinbohrer, Fraeser und Saegen.

Hier schafft die Erfindung wirksam Abhilfe. Denn sie schafft
20 gemaess dem kennzeichnendem Teile des Anspruchs 1 eine Zentrierung
und eine Auflage an dem Ring-Element mit dem konischem Teil. Die
Zentrierung sorgt fuer die richtige Lage des Elements und die Auflage
verhindert die Durchbiegung des konischen Elements vom innerem
Hohlraume weg nach axial aussen. Dadurch ist dem konischem Teile des
25 Elements eine Grenze der Verformungsmoeglichkeit dahin gegeben,
dass es unter dem hohem Innendruck in dem innerem Hohlraum, also der
Arbeitskammer, nicht ausweichen kann und dadurch druckfest fuer hohe
und sehr hohe Drucke wird.

Nach den Anspruechen 2 bis 4 sind die Elemente so ausgebildet,
30 dass Dichtungen eingesetzt werden koennen, die gegen hohen Druck aus
der Arbeitskammer einwandfrei dichten, ohne einer Bewegung mit Gleit-
ten an einem Teile ausgesetzt zu sein. Die bisherige Abreibung der
Dichtungen ist also voellig ausgeschaltet, da die entsprechende Dichtung
der Erfindung zu allen Zeiten ruht, also nicht bei nicht schmierendem
35 Fluid an einer Flaechen gleitet.

Die Erfindung, wie sie in den Ansprüchen gekennzeichnet ist, löst daher die Aufgabe, die bisher unter Gleiten gegen nicht schmierendes Fluid dichtenden und schnell abreibenden Dichtungen durch nicht abnutzende Dichtungen, die nicht unter Gleiten dichten, abzulösen und die aus dem Oberbegriff des Anspruchs 1 bekannten Membranen oder Elemente mit konischen Teilen für sehr hohe Drücke betriebssicher zu machen.

Dadurch erhöht sich die Lebensdauer der Hochdruck - Aggregate insbesondere der mit nicht schmierendem Fluid in den Arbeitskammern und gleichzeitig erhöht sich der Wirkungsgrad der Aggregate, weil durch die Erfindung die Reibung der bisherigen Dichtungen ausgeschaltet wird, wobei gleichzeitig das Aggregat gleichmässigere Förderung im Fluidstrom erhalten und der Preis des Aggregates verbilligt werden kann.

Die Aufgabe der Erfindung ist für hohen Druck jedoch nur mittels Befolgung der präzisen Regeln der Erfindung zu verwirklichen. Denn sonst brechen die Elemente unter zu hohen inneren Spannungen. Ausserdem muss eine entsprechende für die hohen Drücke geeignete Steuervorrichtung für die Steuerung des Hubes der Elemente angeordnet werden. Diese Steuerung wird in der Patentanmeldung Treibanordnung genannt, wobei dieses Wort mit einschliessen soll, dass sie bei Verwendung im Motor durch die Druckwirkung des Fluids in der Arbeitskammer getrieben wird, also selber nicht treibt. Die Treibanordnung muss in der Lage sein, die hohen Kräfte, die auf die Elemente wirken, zu überwinden oder aufzunehmen und daher ist es zweckdienlich, besonders hochdruckfähige Kolbenschuhe in dem Aggregat zu verwenden, um die Auflage entsprechend periodisch zu bewegen, oder den Hubkolben, der die Bewegung der konischen Teile der Elemente steuert, entsprechend periodisch zu treiben, bzw. dessen Triebkräfte aufzunehmen und im Motor zu verwerten.

Die so für die Elemente der Erfindung entwickelten Kolbenschuhe, Kolben, Anpresskolben und Treibmittel oder Hilfsteile erweisen sich als ebenfalls verwendbar in generellen Hydropumpen, Hydromotoren, Kompressoren oder Getrieben, bzw. auch in Verbrennungsmotoren, ohne dass in diesen auch die konischen Elemente angeordnet sein müssen.

Weitere Aufgabenteile und Loesungen der Erfindung, wie zu deren Verwirklichung erforderliche Ausbildungen werden anhand der Beschreibung der bevorzugten Ausfuehrungsbeispiele noch naeher erlaeutert und ferner wird eine geometrisch-mathematische Untersuchung geliefert, ohne deren Beachtung die Elemente unter hohem Innendrucke in der Arbeitskammer schnell brechen wuerden.

Es zeigen in den Figuren :

- Fig.1 einen Laengsschnitt durch Elemente der Erfindung,
 Fig.2 entsprechende Laengsschnitte durch Elemente und
 Fig.3 ebenfalls Laengsschnitte durch Elemente der Erfindung.

Davon zeigen im Einzelnen :

- Fig.1-A einen Laengs schnitt durch ein erstes Element;
 Fig.2-B einen Laengs schnitt durch ein zweites Element;
 Fig.2-A einen Laengs schnitt durch ein weiteres erstes Element;
 Fig.2-B einen Laengs schnitt durch Ringeinlagen;
 Fig.2-C einen Laengs schnitt durch ein weiteres zweites Element;
 Fig.2-D einen Laengs schnitt durch einen Auflage-Ring;
 Fig.3 einen Laengs schnitt durch ein weiteres erstes Element;
 Fig.4 einen Laengs schnitt durch ein weiteres zweites Element;
 Fig.5 einen Zusammenbau mehrerer Elemente der Figur 1 mit den Figurenteilen 1-A und 1-B;
 Fig.2-E einen Zusammenbau der Einzelteile der Figur 2 mit den Figurenteilen 2-A bis 2-D;
 Fig.6 einen Laengs schnitt durch ein Aggregat der Erfindung;
 Fig.7 einen Laengs schnitt durch Teile der Elemente ;
 Fig.8 einen Laengs schnitt durch Teile des Standes der Technik;
 Fig.9 einen Laengs schnitt durch einen Elementenpaarsatz;
 Fig.10 einen Laengs schnitt durch Teile der Erfindung;
 Fig.11 einen Laengs schnitt durch Teile der Erfindung;
 Fig.12 einen Laengs schnitt durch einen Teil eines Aggregates
 Fig.13 einen Laengs schnitt durch einen Teil eines Aggregates
 Fig.14 einen Laengs schnitt durch einen Teil eines Aggregates
 Fig.15 einen Laengs schnitt durch einen Teil eines Elementes
 Fig.16 einen Laengs schnitt durch einen Teil eines Elementes.

- Fig. 17 einen Laengsschnitt durch einen Teil eines Aggregates ;
 Fig. 18 einen Querschnitt durch Teile eines Elementes ;
 Fig. 19 einen Laengsschnitt durch einen Teil eines Elementes ;
 Fig. 20 einen Laengsschnitt durch einen Teil eines Elementes ;
 5 Fig. 21 einen Querschnitt durch einen Teil eines Aggregates ;
 Fig. 22 einen Laengsschnitt durch einen Teil eines Aggregates ;
 Fig. 23 eine schematische Darstellung mit Mathematik ;
 Fig. 24 eine geometrische und mathematische Daten und Formeln ;
 Fig. 25 die inneren Spannungen in einem Element ;
 10 Fig. 26 eine Schematik einer Festbrennstoff Anordnung ;
 Fig. 27 einen Laengsschnitt durch eine Haelfte eines Elementes ;
 Fig. 28 einen Laengsschnitt durch einen Teil eines Elementes ;
 Fig. 29 einen Querschnitt durch einen Teil eines Aggregates ;
 Fig. 29-A die Figur 29, jedoch mit den Formeln fuer die Berechnung ;
 15 Fig. 30 die Spannungen in einem Element ;
 Fig. 31 einen Querschnitt durch eine Anordnung ; und ;
 Fig. 32 einen entsprechende Laengsschnitt dazu ;
 Fig. 33 einen Laengsschnitt durch eine Anordnung ;
 Fig. 34 einen Laengsschnitt durch ein Aggregat ;
 20 Fig. 35 eine Abwicklung eines Teiles der Figur 34 ;
 Fig. 36 einen Radialschnitt durch einen Teil der Figur 34 und eine
 auf einen Steuerflaechenteil der Figur 34 ;
 Fig. 37 einen Laengsschnitt durch Teile eines Aggregates ;
 Fig. 38 einen Querschnitt durch Figur 37 entlang dem Pfeil II-II ;
 25 Fig. 39 einen Querschnitt durch Figur 37 entlang dem Pfeil IV-IV ;
 Fig. 40 eine Draufsicht auf Figur 37 von oben ;
 Fig. 41 einen Laengsschnitt durch Teile eines Aggregates ;
 Fig. 42 einen Schnitt durch Figur 41 entlang der gepfeilten Linie ;
 Fig. 43 einen Schnitt durch einen Teil der Figur 41 ;
 30 Fig. 44 einen Querschnitt durch Figur 43 entlang dessen Pfeillinie ;
 Fig. 45 einen Laengsschnitt durch einen Kolbenschuh der Fig. 41 ;
 Fig. 46 einen Querschnitt durch die Mitte der Figur 45 ;
 Fig. 47 Laengsschnitte durch Teile der Figur 41 ;
 Fig. 48 einen Querschnitt durch Figur 47 entlang der gepfeilten
 35 Linie in Figur 47 ;

- Fig.49 einen Laengsschnitt durch einen Teil eines Aggregates;
 Fig.50 Querschnitte durch die Figur 49 entlang der in der
 Figur 49 gezeichneten gepfeilten Linien;
 Fig.51 einen Laengsschnitt durch einen Kolbenschuhe mit
 5 einem Teile des Kolbens;
 Fig.52 einen Querschnitt durch die Mitte der Figur 51;
 Fig.53 eine Draufsicht auf Figur 51 von oben mit einer Defi-
 nierung der Abmessungen der Teile darin;
 Fig.54 einen Schnitt durch den Laufteil eines Kolbenschuhes
 10 parallel zur Kolbenhubfuehrungsflaeche geschnitten;
 Fig.55 eine Draufsicht auf einen Kolbenschuh von oben;
 Fig.56 einen Querschnitt durch Figur 55 entlang der in
 der Figur 55 gezeichneten gepfeilten Linie;
 Fig.57 einen Laengsschnitt durch ein Aggregat;
 15 Fig.58 einen Laengsschnitt durch einen Teil eines Aggregates;
 Fig.59 einen Querschnitt durch Figur 58 entlang dem Pfeil A-A;
 Fig.60-A einen Schnitt durch Figur 58 entlang der Pfeillinie B-B;
 Fig.60-B eine Ansicht des Kolbenschuhes der Figur 58 von rechts;
 Fig.60-C einen Schnitt durch den Kolbenschuh der Figur 58 entlang A-A;
 20 Fig.61-A einen Laengsschnitt durch einen Kolben und Kolbenschuh;
 Fig.61-B einen Querschnitt durch Figur 61-A entlang der Pfeillinie darin;
 Fig.61-C eine Alternative zur Figur 61-B;
 Fig.62 eine Alternative zur Figur 61-B;
 Fig.63-A teilweise Laengsschnitte durch einen Kolben und Kolbenschuh;
 25 und
 Fig.63-B einen Querschnitt durch Figur 63-A entlang der Pfeillinie darin;

Soweit in der bisherigen Kurzbeschreibung der Figuren Elemente
 oder Aggregate genannt sind, ist damit gemeint, dass es sich um
 Elemente oder Aggregate der Erfindung handelt.

30

- Fig.64 ist ein Teil der Figur 17 und auf solches Format beschnitten,
 dass diese Figur als Figur neben der Zusammenfassung
 gebracht werden kann.

Figur 1-A zeigt ein Element der Erfindung mit dem konischem Teil 1, an dessen radial innerem Ende sich der etwa achsiale Fortsatz 21 befindet. Das Ringelement ist innen hohl und bildet den Innenraum 22. Am radial aeußerem Ende kann die etwa zylindrische Aussenflaeche 59 angebracht sein. Der innere Achsialfortsatz kann eine innere oder aeußere zylindrische Fuehrungs- oder Halteflaeche 28 bilden. Jedes Ringelement mit konischem Teil formt eine hohle Vorderseite 91 und eine ausgebauchte, nicht hohle Rueckseite 92 an dem betreffendem achsialem Ende. Diese Vor- und Rueck-Seiten 91 und 92 sind jedoch nur in den Figuren 1 und 2 mit den Bezugszeichen versehen, da das fuer das Vertstaendnis der generellen konischen Form ausreicht. Die Vorderseite des konischen Teiles eines Ringelements bildet dabei einen Innenraum 114, der nicht mit dem Raume 22 radial innerhalb des Innendurchmessers des Ringelementes identisch ist, in dieser Beschreibung. Denn beiden Raeumen 22 und 114 kommen zwar zusammenhaengende, aber verschieden zu berechnende Funktionen in Aggregaten der Erfindung zu.

Figur 1-A hat daher das besondere Merkmal,

dass an einem konischem Ring 1 ein etwa zylindrischer Fortsatz 21 in achsialer Richtung an dessen radial innerem Ende ausgebildet ist.

In der Figur 1-B hat das konische Ringelement 2 an dessen radial aeußerem Ende einen etwa zylindrischen Achsialfortsatz 23 in der Vorseitenrichtung 91. Radial innen hat dieses Element eine Ausnehmung, die durch die zylindrische Flaeche 29 radial begrenzt sein kann. Man erhaelt so den Innenraum oder die Innenkammer 25 und unter dem konischem Teil 2 die Arbeitskammer oder Konuskammer 114. Die Achsialverlaengerung 23 kann einen Innensitz zur Aufnahme eines Elementes der Figur 1 bilden. Dabei bildet sich, wenn gewollt, ein Aufnahmeraum 24 aus.

Das besondere Merkmal der Figur 1-B ist daher,

dass an einem konischem Ring 1 ein etwa zylindrischer Fortsatz 23 in achsialer Richtung an dessen radial aeußerem Ende ausgebildet ist.

Durch gemeinsame Betrachtung der Figuren 1-A und 1-B kann man erkennen, dass es möglich ist, den Achsialfortsatz 21 der Figur 1-A mit einem Aussendurchmesser zu versehen, der dem Innendurchmesser 29 des konischen Teiles 2 des Elementes der Figur 1-B entspricht. Dann kann man ein Element der Figur 1-A mit dessen Rückende 92 dem Rückende eines Elementes der Figur 1-B zumontieren und dabei das Element der Figur 1-A in das Element der Figur 1-B herein stecken. So erhält man den Elementensatz der Figur 5.

Figur 5 zeigt einen Längsschnitt durch einen aus den Ringelementen der Figuren 1-A und 1-B zusammengesetzten Ringelementensatz mit konischen Teilen 1, 2 in den Ringelementen und mit Selbstzentrierung der Elemente ineinander. Das obere Element 2 der Figur 5 umgreift mit dem radial äusserem Achsialfortsatz 23 die radiale Aussenfläche 59 des Ringelements 1.

Das achsiale Rückende des Ringelementes 2 zeigt daher in Vorderseite des Ringelementes 2 der Figur 1-B, sodass sich zwischen den beiden Elementen 1 und 2 die beiden Konuskammern 114 ausbilden und sich zu einer gemeinsamen Konuskammer 14 vereinigen.

Am unterem achsialem Ende des Ringelementes 1 ist ein Ringelement 2 der Figur 1-B derartig montiert, dass die radiale Innenfläche 29 des Ringelementes 2 den Achsialfortsatz 21 des Ringelementes 1

umgreift. Das Ringelement 1 greift daher teilweise in den Innenraum 25 des Ringelementes 2 hinein. Dieser Ringelementensatz kann durch eine beliebige Anzahl von Elementenpaaren fortgesetzt werden,

indem jeweils ein Element 1 zu einem Element 2 und ein weiteres Element 1 zu dem Element 2 montiert wird. Der Elementensatz der Figur 5 gestattet also eine Mehrzahl von Elementen in einem selbst zentrierendem und selbst haltendem Elementensatze. Er bildet dabei eine Mehrzahl von Innenkammern 22 und 25, sowie eine Mehrzahl von Konuskammern 114 aus, die alle miteinander in Verbindung stehen. Sie bilden dann eine gemeinsame innere Konuskammer 14 und einen gemeinsamen Innenraum 22, 25.

Die Figur 5 zeigt daher als Besonderheit,

dass zwei konische Ringteile (1, 2 oder 3, 4) enthaltende Elemente um 180 Grad verdreht achsial hintereinander gleichhochsig zum Beispiel nach den Figuren 5, 6 oder 7 angeordnet sind.

Durch den Ringelementensatz der Figur 5 wird in einfacher Weise ein Nachteil des mir bekannten Standes der Technik behoben, der in Figur 8 beschrieben ist.

Figur 8 zeigt einen Satz herkoemmlicher Tellerfedern.

5 Diese benoetigen zu ihrer Zentrierung einen mittleren Fuehrungsstift 51, der die einzelnen Tellerfedern 52,53 achsial hintereinander haelt. Durch die Ausfuehrung nach Figur 5 der Erfindung wird dieser mittlere Fuehrungsstift 51 eingespart. Dabei wird auch Reibung der Tellerfedern 52,53 an dem Fuehrungsstifte 51 vermieden. Das
10 Schleifen des gaehaerteten Stiftes 51 wird gespart. Das Ausfuehrungsbeispiel der Erfindung nach Figur 5 ist einfach und billig, da die Ringelemente gestanzt werden koennen. Beachtet muss jedoch werden, dass die Federkraefte von den handelsueblichen und genormten Tellerfedern unterschiedlich sind, da die Achsialfortsaetze 21
15 und 23 die Spannkraft der konischen Teile 1,2 der Elemente 1,2 verstaerken. Wuenscht man weiche Saetze der Figur 5, dann werden die Dicken der Achsialfortsaetze 21,23 abgeschwaechte oder verkuerzt.

Der Elementensatz der Figur 5 enthaelt noch keine Dichtungen fuer die Abdichtungen der hohlen Raeume innerhalb der konischen Teile der Elemente. Dieser Satz der Figur 5 ist daher besonders als Ersatz fuer herkoemmlische Tellerfernsaeulen geeignet. Als Elementensatz fuer Pumpen - oder Motoren- Aggregate aber nicht unbedingt, da er keine Dichtungen zur Abdichtung der Arbeitskammern zwischen den
20 Elementen enthaelt. Die Figur 5 dient daher insbesondere der Erklaerung des einfachen Zusammenbaues von Elementen. Sollte sich herausstellen, dass die Elemente der Figuren 1-A, 1-B und der Zusammenbau der Figur 5 bereits bekannt sind, dann wird auf Schutz durch Patentansprueche fuer diese Figuren verzichtet und dienen diese Figuren
25 lediglich der Erklaerung der verwendeten Technik. Erweisen sich die Elemente dieser Figuren aber im Pruefungsverfahren als nicht bekannt, dann wird das Recht vorbehalten, einen Patentanspruch entsprechend der definierten Besonderheiten dieser Figuren ggf. in einer
30 Teilanmeldung aufzustellen.

Die Figur 2 beschreibt und zeigt einen Elementensatz der Erfindung, der besonders fuer die Verwendung in Pumpen und Motoren geeignet ist, soweit nicht allzu hohe Drucke im Fluid gefordert werden. Von den Elementen der Figuren 1 und 5 unterscheiden sich die Elemente der Figur 2 dadurch, dass sie plane Teile radial innerhalb und ausserhalb der konischen Teile enthalten. Diese radial planen Teile 27, 47 und 140 kann man in der deutschen Sprache nicht eindeutig definieren, da die deutsche Sprache keinen Unterschied zwischen einem selbststaendigem, individuellem Teile und dem Teile eines Ganzen macht. In englischer Sprache sind sie aber klar definierbar als "portions" 47, 27, 140. Ebenso sind die konischen Teile 1 und 2 "portions" der betreffenden Elemente, sowie auch die achsialen Fortsaetze 21 und 48 "portions" der Elemente 1 und 2 der Figuren 2 sind.

Das radiale innere Endstueck der Figur 2-A ist mit dem planem Stueck (portion) 140 versehen, waehrend das radial innere Endstueck der Figur 2-C mit dem planem Stueck, Teil, portion 140 versehen ist, an dessem innerem Ende sich der Achsialfortsatz 21 befindet. Entsprechend hat das Element der Figur 2-A an seinem radial aeusserem Stuecke das Planstueck, Planteil, portion 47, an dessen radial aeusserem Ende sich der Achsialfortsatz 48 befindet. Das Element der Figur 2-C hat am radial aeusserem Teil, Stueck, portion das plane Teil, Stueck, portion 27. Die planen Teile, Stuecke, portions bilden an ihren achsialen Enden die Planflaechen - Teile, Stuecke, portions 240, 340, 147, 3, 133, 4, 444 und die Achsialfortsaetze bilden die zylindrischen Teilflaechen, Flaechen - portions 28, 15, 148, 59, die auch Zylinderteilflaechen an den Radialenden von Planteilen sein koennen.

Figur 2-B zeigt einen Aussenring 8 und einen Innenring 6, wobei der Innenring in den Aussenring zentrisch hereingelegt ist und zwischen dem Innenring und dem Aussenring eine Kammer oder ein Sitz zur Aufnahme einer Dichtung 7 ausgebildet ist, der (die) in der Figur ebenfalls mit 7 bezeichnet ist, obwohl der Dichtring 7 nicht in den Sitz 7 hereingelegt gezeichnet ist, um die Teile 6 und 8, sowie den Zwischenraum 7 deutlicher darzustellen. Figur 2-D zeigt die nach dem kennzeichnendem Teil des Anspruchs 1 erforderliche Auflage 10, die in diesem Falle als Ring mit bestimmtem Innen- und Aussen- Durchmesser ausgebildet ist, um die der Auflage in dieser Figur 2 zuge dachte besondere Aufgabe zu erfuehlen. Der Zweck der Anordnung des bisher fuer die Figur 2 beschriebenen ergibt sich aus der Zusammenbaufigur 2-E, in der alle Teile der Figur 2, also die Teile der Figuren 2-A bis 2-D zusammen

montiert sind.

Zunächst ist der Aussenring 8 in den Achsialfortsatz 48 des Elementes 1 hereingelegt und dann der nicht eingezeichnete Dicht-
ring 7 in das Dichtringbett 7 innerhalb des Innendurchmessers des
5 Aussenringes 8 hereingelegt. Der Dichtring 7 ist etwas dicker, als
die achsial gleich dicken Aussen- und Innen- Ringe 8 und 6. Danach
ist der Innenring 6 in den Dichtring 7 hineingelegt, der den Innenring 6
im Aussenring 8 zentriert. Danach kann man das Element 2 so in das
Element 1 hereinlagen, dass die Aussenflaeche 59 des Elementes 2 die
10 Innenflaeche 148 des Fortsatzes 48 des Elementes 1 beruehrt, und das
eine achsiale Ende des Aussenringes 8 die Planflaeche 3 des Elementes
2 beruehrt. Die konischen portions 1 und 2 der Elemente der Fi-
guren 2-A und 2-C definieren gleichzeitig die Nummern 1 und 2 der
Elemente der Figuren 2-A und 2-C. Auf das rueckwaertige Ende des
15 Elementes 2 wird dann der Ring 10 als Auflage aufgelegt, sodass ein
Teil dessen einen Achsialendes die Planflawchen-portion 4 des Elementes
2 beruehrt. Anschliessend kann wiederum ein Element 1 anmontiert
werden, an das Element 1 wieder ein weiteres Element 2 und so weiter,
wobei das jeweilige Element 1 sich mit der Innenflaeche 82 auf der Au-
20 ssenflaeche 15 des Elementes 2 zentriert.

Die besondere Bedeutung des Elementen - Zusammenbaues
der Figur 2-E ist folgende, wobei wieder zu bedenken ist, dass die
deutsche Sprache kein Wort fuer ein "assembly" hat und daher das
unpassende Wort : "Zusammenbau" verwendet worden ist. Verstanden
25 wird also mit dem Worte "Zusammenbau" ein "assembly" der engli-
schen Sprache; -- :

Zwischen den Elementen 1 und 2 ist die Arbeitskammer 14
ausgebildet, die das zu pumpende Fluid enthaelt, oder in die beim Be-
trieb als Motor Fluid hineingepresst wird. Die Arbeitskammer 14 besteht
30 aus Teilen 14, die die inneren hohlen Raume radial innerhalb der ko-
nischen Teile, portions, 1, 2 sind und die durch Bohrungen 65 miteinander
verbunden sind. Der Dichtring 7 zwischen den Ringen 6 und 8 dicht-
tet die Arbeitskammer 14 radial nach aussen ab. Die Abdichtung des
Kammernteiles der einen assemblygruppe von Elementen 1 und 2 zur
35 naechsten assemblygruppe der naechsten Elemente 1 und 2 geschieht
durch einen nicht eingezeichneten Dichtring 777, der in den Dichtring-
raum (Sitz) 111 zwischen den Teilen 10, 15, 21, 4, und 240 herein gelegt
wird.

Bei der Ausbildung der Teile der Figurenteile der Figur 2 muss die axiale Dicke der Ringe 6, 8 und 10 beachtet werden und die entsprechenden Zentrierungsteile 48, 21 müssen so lang in axialer Richtung sein, dass die radial der betreffenden Elemententeile und der Ringe und/oder Dichtungen verbleiben.

Für die Verwendung als Elemente für Pumpen oder Motoren, bzw. Kompressoren oder Getriebe ist die Beachtung aller Einzelheiten der Teile der Figurengruppe der Figur 2 wichtig. Denn die axiale Dicke der Ringe 6, 8, 10 muss die gute Wirkung der Dichtringe in den Betten 7 und 111 sichern. Die Dichtringe in den Betten 7 und 111 müssen die betreffenden Planflächenstücke der Nachbarteile der betreffenden Elemente berühren und an sie gedrückt sein, um gut dichten zu können und die gute Abdichtung der Arbeitskammer(n) 14 zu garantieren. Es ist hier zu beachten, dass ohne die Anordnung der Ringe 8 und 10 das Assembly und damit die ganze Anordnung nicht wirken kann, denn wenn keine als Distanzring wirkende Ringe 8 und 10 angeordnet sind, würden die jeweils benachbarten Elemente sich axial auf den Dichtringen in den Betten 7 und 111 abstützen und diese zerquetschen. Die Anordnung der Ringe 8 und 10 ist als ein wichtiges Merkmal der gegenwärtigen Erfindung, ohne die und ohne deren richtige Bemessung zusammen mit den Nachbarteilen in der Figur 2-E kein zuverlässiges Pumpen- oder Motoren-Aggregat der Erfindung geschaffen werden kann. Zu beachten ist noch, dass die Anordnung der Figur 2 für den subkritischen Bereich der Pumpen- und Motoren-Aggregate verwendbar ist, jedoch nicht für den superkritischen Druckbereich der Pumpen- und Motoren-Aggregate, wobei der Unterschied der beiden Bereiche später in der Beschreibung der Figuren erläutert wird.

Die Besonderheit der Figur 2 und ihrer Teile besteht daher darin, dass zwischen benachbarten Ring-Elementen mit konischen portions Distanzringe, zum Beispiel Aussenringe und Auflagenringe angeordnet sind, die einen Abstand von Teilen der Elemente voneinander erzwingen, wodurch Dichtringe angeordnet werden können, die eine innere Arbeitskammer präzise abdichten und die angeordneten Distanzringe eine Zerstörung der Dichtringe verhindern.

Figur 3 zeigt ein der Figur 1 aehnliches Ringelement der Erfindung im Laengsschnitt. Dabei ist das konische Teil 3, das die Konuskammer 27 bildet, am radial innerem Ende mit einer radial einwaerts erstreckten Radialabflachung mit den Lager- oder Halte- oder Trag - Flaechen 38,41 versehen und an dem radial innerem Ende der Abflachung zwischen den Achsialflaechen 38,41 befindet sich der Achsialfortsatz 42 mit der etwa zylindrischen Aussenflaeche 41 und der Bohrung 39. Am radial aeusserem Ende befindet sich der auswaerts gerichtete Achsialfortsatz 24, der an dessen aeusserem achsialen Ende in einen radial auswaerts gerichteten Radialfortsatz 33 uebergeht, an dessen radial aeusserem Ende sich der einwaerts gerichtete Achsialfortsatz 32 befindet. Die Fortsaetze 34,33,32 bilden so eine Ringkammer 31, die der Ausnahme eines plastischen Dichtringes 75 dienen kann. Dieser kann zum Beispiel ein O-Ring sein. Einwaerts gerichtet bedeutet in dieser Beschreibung, dass die Richtung auf die Vorderseite des konischen Teiles 1,2,3,4,5,6 zuzeigt, waehrend auswaerts gerichtet bedeutet, dass die Richtung dem rueckwaertigem Ende des konischen Teiles 1,2,3,4,5,6 zu zeigt. Auswaerts bedeutet also in Richtung 92 der Figur 1 und einwaerts bedeutet in Richtung 91 der Figur 2. Ansonsten bedeutet einwaerts und Auswaerts die betreffende Radialrichtung senkrecht zur Achse des betreffenden konischen Teiles 1,2,3,4,5 oder 6.

Figur 4 ist ein Laenegsschnitt durch das zum Element der Figur 3 komplementaere Element mit dem konischem Teil 4 .

Das konische Teil 4 geht am radial aeusserem Ende in den radial planen Fortsatz 47 ueber, an dessen radial aeusserem Ende der achsial einwaerts gerichtete Achsialfortsatz 48 ausgebildet ist. Er kann einen radial inneren Sitz bilden und innerhalb des Achsialfortsatzes 48 kann sich der Raum 49 ausbilden, der als Aufnahme- und als Zentrierung fuer das Element 3 der Figur 3 dienen kann.

Innerhalb des konischen Teiles 4 bildet sich der Konusraum 50 aus, waehrend sich im koni chem Teile der Figur 3 der Konusraum 37 ausbildete. Am radial innerem Ende geht der konische Teil 4 in den radial planen und radial nach innen gerichteten Radialfortsatz mit der Lagerflaeche 45 ueber. Am radial innerem Ende des inneren Radialfortsatzes befindet sich der Achsialfortsatz 43, ist nach auswaerts gerichtet und mag innen die Sitzflaeche 44 zylindrisch ausbilden.

Der Aussensitz 41 der Figur 3 kann so bemessen sein, dass er in den Innensitz 44 der Figur 4 passt. Und der Aussendurchmesser des Fortsatzes 32 der Figur 3 kann so bemessen sein, dass er in den Innendurchmesser des Fortsatzes 48 der Figur 4 passt.
5 Dann kann man einen Elementensatz zusammen montieren, wie er in Figur 6 eingezeichnet ist. Dabei ist jeweils ein Element 3 der Figur 3 innen in den Sitz 44 des Elementes 4 der Figur 4 eingebaut, während jeweils ein Aussenfortsatz 48 eines Elementes der Figur 3 umgreift. Dadurch laesst sich, aehnlich,
10 wie in Figur 5, ein Satz aus einer beliebigen Anzahl von zueinander komplementaeren Elementen 3 und 4 der Figuren 3 und 4 in Achsialrichtung zusammen montieren.

In solchen Elementensatzen nach den Figuren 5 oder 6 liegen sich jeweils auswaerts gerichtete Enden zweier Elemente
15 gegeneuber und entsprechend jeweils einwaerts gerichtete Enden von Elementen gegeneuber.

Von Bedeutung ist noch , dass man die Achsialfortsaetze 42 und 43 so lang ausdehnen kann, dass zwischen die inneren radial planen Teile ein Zwischenring 64 nach der Figur 6 eingelegt
20 werden kann, der dann einen Dichtring 75 aufzunehmen geeignet ist, in einem Sitze zwischen den Flaechen 38,45 und dem Fortsatz 43 der Figuren 3 bzw. 4. Solcher Zwischenring 64 ist dann radial so stark ausgedehnt, dass er Innenkraefte aus Fluiddruck innerhalb der Elemente aushalten kann.

Figur 7 zeigt Aussenteile eines Elementensatzes, der
25 Figuren 3 und 4 aehnliche Elemente zueinander montiert. Die konischen Teile sind im Satz der Figur 7 mit 5 und 6 bezeichnet und haben an ihren radial inneren Enden gleiche Teile, wie die Ringelemente der Figuren 3 und 4. Radial nach aussen ist das radial plane Aussenteil, das sich dem konischem Teile 5 anschliesst, jedoch
30 radial weiter ausgedehnt, als in Figur 3, sodass am radial aeusserem Teil des Achsialfortsatzes des Elementes mit konischem Teil 6 und aus Figur 4 bekannten Teilen 34, 33, 32, 31 noch eine weitere Radialausdehnung 55 angeordnet werden kann, die dann noch mit
35 einem aeusserem Achsialfortsatz 56 versehen werden mag, sodass das Element mit Konusteil 6 im Fortsatz 57 und 58 des Elementes mit

dem konischem Teil 5 montierbar ist.

Bei der praktischen Verwendung der Ringelemente mit den konischen Teilen der Figuren 3, 4, 6 und 7 ist zu beachten, dass die Fortsaetze erhebliche Kraefte haben und der Zusammen-
5 drueckbarkeit der konischen Teile 3, 4, 5, 6 hindernd entgegenstehen. Man darf daher diese Elemente nicht wie Tellerfedern kalkulieren. Gibt man ihnen zu grosse Achsialhuebe, dann koennen sie brechen. Doch haben sie hohe Bedeutung bei der Schaffung von Hochdruck =
10 Aggregaten, in denen hohe Achsialkraefte der konischen Teile benoetigt werden. Wie meine spaetere Prioritaetsbegruendende Patentanmeldung vom 14. Juli 1981 in den USA, Nummer 282,990 zeigen wird, gibt es einen subkritischen und einen superkritischen Bereich der Arbeitsweise von Ringelementen in Hochdruckpumpen. Der
15 Vorteil der Ausbildung mit den Fortsaetzen der Figuren 4, 4, 6 und 7 liegt bezueglich der Ringelemente darin, dass sie den kritischen Punkt des Ueberganges vom subkritischem zum superkritischem Bereiche in hoehere Druckbereiche verlagern. Das hat einen wichtigen positiven Einfluss auf die Aggregate fuer hoehere Drucke, zum Beispiel
20 das der Figur 6. Denn es spart auessere Zusammenhaltemittel zwischen benachbarten Ringelementen 3 und 4. Doch ist die Praxis eine delikate Erfahrungssache. Ohne Beachtung der Deformationen und im Material auftretenden Kraefte kann man leicht Brueche erhalten oder das Ringelement so starr werden, dass es nicht mehr in der
25 gewuenschten Weise den konischen Teil achsial zusammendrueckt.

Die inzwischen beschriebenen Ringelemente entsprechen mehr oder weniger einem oder mehreren der Patentansprueche und sind z. B. dadurch definiert,

30 dass am konischem Ring 1 Sitze 3, 45 zur Aufnahme einer plastisch verformbaren Dichtung (zum Beispiel O-Ring) 75 ausgebildet sind;

oder, :

5 dass die Fortsaetze 42,43 an den radial inneren Enden zweier *konischer* Ringelemente 3,4 unterschiedliche Durchmesser mit ineinander passenden etwa zylindrischen Sitzen 41,44 bilden.

oder, :

10 dass die konischen Elemente 3,4 mit den genannten Sitzen 41,44 aneinander geleg sind, sodass die radial nach aussen konischen Teile 3,4 voneinander fortzeigen, also axial nach aussen gerichtet sind.

oder, :

15 dass die genannten axialen Fortsaetze 42,43 so lang ausgebildet sind und ausserdem zwischen den genannten Fortsaetzen 42,43 und den konischen Teilen 3,4 radial plane Auflage oder Sitzflaechen 40,45 ausgebildet sind, sodass zwischen die genannten Flaechen 40,45 ein Ring 64 eingelegt werden kann und ist.

oder, :

20 dass der Innendurchmesser des Ringes 64 so gross ausgebildet ist, dass zwischen seinem Innendurchmesser und einer der genannten axialen Fortsaetze 42,43 ein plastisch verformbarer Dichtring 75 eingelegt werden kann, waehrend der Innendurchmesser des Ringes 64 klein genug bleibt, um noch eine Auflage der genannten Flaechen 40,45
25 auf dem innerem Teile des genannten Ringes 64 zu gewaehrleisten.

oder, :

30 dass die axialen Fortsaetze 56,57 an den radial aeusseren Enden zweier konischer Ringelemente 5,6 unterschiedliche Durchmesser haben und ineinanderpassende Aussen- und Innenflaechen zum Beispiel nach Figuren 6 oder 7 bilden.

oder, :

5 dass zwischen den konischen Elementteilen 5,6 und den
achsialen Fortsaetzen 56,57 an den radial auesseren Enden
der Elemente 5,6 radial plane Ringflaechenstuecke 55,58
angeordnet sind, die aneinander liegen
und eine Ausfoermung 34 zur Aufnahme einer plastischen
Dichtung 31,75 bilden koennen.

10 Soweit die praktisch - technische und wirtschaftliche
Bedeutung der Ringelemente der Erfindung bisher noch nicht voll
beschrieben sein sollten, mag diese verstaendlicher werden durch
das Beispiel eines Aggregates, das mit Hilfe der Ringelemente
verwirklicht werden kann. Ein solches Aggregat ist teilweise
in Figur 6 dargestellt.

15 Figur 6 zeigt einen Längsschnitt in radialer Richtung
durch Pumpenteile oder Motorteile eines Aggregates, soweit diese
die Kammern oder benachbarte Teile betreffen und dabei ist die
Figur 6 gleichzeitig ein Querschnitt durch die Welle mit einem
Exzenterkoerper des Aggregates. Der Querschnitt durch die
Welle 11 ist also ein Radialschnitt und dadurch gleichzeitig ein
20 Längsschnitt durch die Ringelemente, da diese radial zur
Wellenachse eingebaut sind.

25 Das Aggregat der Figur 6 kann als Pumpe, insbesondere auch
als Hochdruck Wasserpumpe oder Pumpe fuer Gase und nicht schmie-
rende Medien verwendet werden. Doch kann man das Aggregat
auch durch entsprechende Medien treiben und als Motor benutzen,
wenn man die Einlass- und Auslass- Mittel, zum Beispiel, die Ven-
tile 11,12 entsprechend steuert und einen Drackstrom aus entsprechen-
den Medien zur Verfuegung hat.

30 Ein dem Beispiel der Figur 6 entsprechendes Erprobungsag-
gregat ist 1981 erprobt worden. Es benutzte Ringelemente mit
Zusammenspannen nach der bereits erwahnten Patentanmeldung
vom Juli 1981. Dieses Aggregat erreichte am Jahresende ueber
1000 Bar Druck im vom Aggregat gefoerdertem Wasser bei 75 Prozent
volumetrischem Wirkungsgrade. Es ist zu erhoffen, dass diese tech-
35 nischen Daten noch weiter verbessert werden koennen.

-18-

Die erfindungsgemäßen Merkmale des Aggregates der Figur 6 sind ziemlich genau im Detail beschrieben und verstaendlich und auch dadurch definiert,

5

10

dass mindestens einem der konischen Ringelemente 1,2,3,4,5,6 an dessen achsialem Ende ein mindestens ein Einlassmittel 11 oder ein Auslassmittel 12 enthaltender Koerper 7 zugeordnet ist und dem anderem achsialem Ende des Ringelements direkt oder ueber Zwischenlegung mindestens eines weiteren Ringelementes 1,2,3,4,5,6 ein Antriebsorgan 8 zur Zusammendruckung mindestens eines der Ringelemente 1,2,3,4,5,6 zugelagert ist, das auch die Entspannung des Ringelements gestattet und und steuert,

15

oder, :

dass mindestens ein Einlassventil 11 und mindestens ein Auslassventil der in dem genannten Ringelement 1,2,3,4,5 oder in den genannten Ringelementen 1,2,3,4,5,6 gebildeten Kammer 14 zugeordnet und verbunden sind,

20

oder, :

25

dass das Aggregat als Pumpe ausgebildet ist, die Anordnung nach Anspruch 14 einschliesst und die mindestens eine Ringelement 1,2,3,4,5,6 nach seiner Zusammendruckung die Arbeitskammer 14 etwa voll auf das Volumen null drueckt, um volumetrische Pumpverluste durch Zusammendruckbarkeit des Fluids in der Kammer 14 zu vermeiden oder zu reduzieren.

oder, :

dass das Aggregat zum Beispiel nach Figur 6 als Pumpe, Motor, Kompressor, Entspanner oder Verbrennungsmotor ausgebildet ist;

5 oder, :

dass die innerhalb des betreffenden Konus des konischen Elemententeiles 1,2,3,4,5,6 ausgebildete Kammer 14 mit einem nicht schmierendem Fluid gefüllt ist, während die Aussenseiten des Elements 1,2,3,4,5,6 von Schmiermittel umgeben sind;

oder, :

15 dass das Aggregat einen Kammernkopf 7 enthält, in dem sich Einlassmittel 11 und Auslassmittel 12 befinden, die zu der Kammer 14 innerhalb mindestens eines konischen Ringelemententeiles 1,2,3,4,5,6 ausgebildet ist, mindestens einem der Ringelemente 1,2,3,4,5,6 an dem dem Körper 7 abgekehrtem axialen Ende ein Antriebskörper 8 zugeordnet ist und alle der eingebauten konische Teile 1,2,3,4,5,6 enthaltenden Ringelemente (das Ringelement) bei Zusammen-
 20 drückung auf der der Kammer 14 abgekehrten Seite eine volle Stützauflage 7,8 auf mindestens dem grössten Teil der radialen Ausdehnung des betreffenden konischen Elemententeiles haben;

25 oder, :

30 dass das Aggregat als Hochdruckpumpe ausgebildet ist, eine rotierende Welle 11 in einem Gehäuse 7 lagert, der genannte Antriebskörper 8 mit einer rückwärtigen durch einen Radius um eine Mitte definierten Schwenkfläche 83 versehen ist, die in einer Lagerfläche 84 etwa gleicher aber dazu komplementärer Form eines Zwischenkörpers 9 schwenkbar lagert, der Zwischenkörper an der angekehrtem Ende eine Lauffläche 87 bildet, die auf einer zu einem

5 Teile des Aggregates exzentrischen Treibflaeche 88 gleitet und bei Bewegung der Gleitflaeche 88 infolge ihrer genannten Exzentritzaet die Spannung (Zusammendruckung) und Entspannung des mindestens einem oder der mehreren konischen Teile 1,2,3,4,5,6 des konischen Ringelementes (der konischen Ringelemente) treibt oder steuert;

oder, :

10 dass die Kammer(n) 14 unter dem betreffendem konischem Teile des betreffenden Elementes (der betreffenden Elemente) 1,2,3,4,5,6 dem genannten Einlassventil 11 und Auslassventil 12 verbunden ist (sind), ein nicht schmierendes Medium, zum Beispiel Wasser, in sich aufnimmt und aus sich abgibt (in sich aufnehmen und aus sich abgeben),

15 der genannte Antriebskoerper ein Hubkolben 8 mit radialer Auflage- und Stuetzflaeche fuer die mindestens eine konische Teil des mindestens einen Elementes ist,

der Zwischenkoerper 9 ein Kolbenschuh ist, in dem der Hubkolben kolben 8 schwenkbar lagert,

20 die Treibflaeche 88 eine zylindrische Flaeche an einem um eine zentrische Achse 85 rotierendem Exzenterkoerper 10 mit der Gleitflaeche 88 um die exzentrische Achse 86 ist, dem genannten Kolbenschuh 9 Schmier- und Druck-Fluid durch Leitung 73 zugefuehrt und in Druckfluidtaschen 68,69 70,71 zwischen dem Hubkolben, dem Kolbenschuh und dem

25 Exzenterkoerper 8,9,10 geleitet wird, sodass die genannten Druckfluidtaschen und die sie umgebenden Dichtflaechen (sealing lands) die Kraefte der konischen Elemente 1,2,3,4,5,6 und die auf sie ausgeuebten Kraefte zum groesstem Teile tragen und die Rotation des Exzenterkoerpers 10 um die zentrische

30 Achse 85 das genannte mindestens eine oder die mehreren Elemente mit konischen Teil en 1,2,3,4,5,6 pro Umdrehung einmal zusammendruueckt und auseinander entspannen laesst.

oder, :

dass der Exzenterkoerper 10 mit einer zentrischen Welle 11
oder als Teil der zentrischen Welle 11 umlaeuft,
der genannte Kammernkopf 7 am Gehaeuse des Aggregates
5 angeordnet ist, das Aggregat einen Raum 80 mit
einer Fuehrungsflaeche 81 zur Sicherung des Kolbenschu-
hes 9 gegen Herausfallen aus dem Raum 80 bildet, mindestens
ein Element mit konischem Teil 1,2,3,4,5,6 auf dem genannten
Hubkolben 8 zentriert ist, der Hubkolben 8 im genannten
10 Kolbenschuh 9 zentriert ist, mindestens zwei plastische Dich-
tungen 75 dem mindestens einen die Kammer 14 bildendem
Ringelement 1,2,3,4,5,6 zugeordnet sind,
und die Federkraft des (der) konischen Teils (der Teile) des
Ringelements (der Ringelemente) 1,2,3,4,5,6 den Kolbenschuh 9
15 gegen den Exzenterkoerper 10 drueckt)druecken) und die
dichte Auflage der KolbenschuhLaufflaeche 87 an der Gleit-
flaeche 88 des Exzenterkoerpers 10 bewirkt (bewirken) .

oder, :

dass der genannte Raum 80 mit Schmieroel, insbesondere
20 mit Hydraulikoel gefuehlt ist, gegebenenfalls unter Druck,
dass das genannte Schmieroel die Elemente 1,2,3,4,5,6, den
Hubkolben 8, den Kolbenschuh 9, den Exzenterkoerper 10
und die Welle 11 umgibt, aber die Pumpkammer(n) oder die
Motorkammer(n) 14 innerhalb des mindestens einen(oder der
25 mehreren) Ringelementes (Ringelemente) mit Wasser oder einem
nicht schmierendem Medium gefuehlt sind, dieses pumpen oder
von diesem getrieben werden und die Auflage(n) des (der)
Ringelements (Ringelemente) 1,2,3,4,5,6 mit 31,33,32,
30 40,41,42,43,44,45,55,58 usw. oder die genannten
Dichtringe 75 das Schmieroel und das Wasser oder die
beiden betreffenden Medien innerhalb und ausserhalb des
Ringelementes (der Ringelemente) voneinander trennen und
die mindestens eine Arbeitskammer 14 abdichten.

oder, :
dass mei mehreren Elementen achsial hintereinander
eine Bohrung (mehrere Bohrungen) 65 die mehreren
achsial hintereinander befindlichen Teile 14 der Kammer 14
5 miteinander verbindet.

Es ist also so, dass das Aggregat der Figur 6
ein Motor oder eine Pumpe sein kann. Da Pumpen weiter bekannt sind,
als Motoren, wird es im Folgendem noch einmal als Pumpe beschrieben
und zwar als Wasserpumpe. Dabei soll jedoch gemeint sein, dass anstatt
10 von Wasser (Water in der Figur 6) auch jedes andere nicht schmierende
Medium gepumpt oder als Motor-Treibfluid verwendet werden kann.
Das umgebende Schmiermittel ist in der Figur 6 mit "Oil" bezeichnet.
Verstanden sein soll auch, dass dann, wenn im Folgenden die Pumpe
beschrieben wird, das Aggregat ein Motor ist und sein kann, wenn man
15 ein Druckmedium unter zeitlicher Steuerung in Verhaeltnis zum
Abwaertshub des Hubkolbens 8 durch das Einlassmittel 11 den Kammern
14 oder der Kammer 14 zufuehrt. Beim Motor muss die Steuerung natuerlich
so sein, dass beim Aufwaertshub des Hubkolbens 8 kein hoher Druck
hinter dem Auslassmittel 12 herrscht. Beim Motor benoetigt man also
20 eine vom Drehwinkel des Exzenterkoerpers 10 abhaengige periodische
Steuerung des Fluids ausserhalb der Einlass und Auslass-Mittel 11,12,
waehrend diese beim der Pumpe automatisch arbeiten koennen.

In der weiteren Beschreibung werden diejenigen Merkmale
fortgelassen, die bereits beschrieben oder definiert sind und die Moeg-
25 lichkeiten in der Figur 6 darstellen. Die Folgebeschreibung beschreibt also
also lediglich die Wirkungsweise anhand der Hochdruckwasserpumpen =
Ausfuehrung.

Im Pumpengehaeuse befindet sich eine rotierende Welle 11
mit einem Exzenterkoerper 10, der eine Aussenflaeche 88 als Kolben=
30 hubfuehrungsflaeche ausbildet. An ihr laeuft die Gleitflaeche 87 des
Kolbenschuhes 9. Im Pumpengehaeuse oder dem Kammerndeckel 7
befinden sich die Einlass- und Auslass-Ventile 11 und 12 mit ent-
sprechenden Federbalsungsmitteln und Kanaelen, sowie Haltern,
oder Sitzen, naemlich 60,61,62,63,13. Dabei ist 13 die Fluid=
35 drucklieferleitung der Hochdruckpumpe fuer Wasser.

Das Einlassventil 11 hat einen Ventilkopf mit Sitz 60, der so ausgebildet ist, dass Totarum in der Foerderkammer 14 vermieden wird. Der Ventilkopf ist daher vorne flach und sitzt in einem schraegem Sitze 60. Das Auslassventil 12 sitzt entsprechend nahe an der
5 Arbeitskammer 14, damit sich kein grosser toter Raum in der Leitung zum Auslassventil 12 bilden kann. Toter Raum ist in der Kammer 14 vermieden, da toter Raum innere Kompression im Fluid bei hohem Drucke bewirkt und dann das Aggregat nicht mehr wirkungs= guenstig mit vielen hundert oder einigen tausend Bar arbeiten kann,
10 wenn toter Raum in der Pumpkammer 14 verbleibt. Die Ausbildung der Ringelemente der Erfindung und der ihr zugeordneten Teile geschieht daher so, dass Totarum vermieden oder auf ein unvermeid= liches Minimum an Volumen beschraenkt wird.

Im Gehaeuse bildet ein entsprechendes Gehaeuseteil den
15 Raum 80 zur mindestens teilweisen Aufnahme der Pumpteile aus. Vorgezogen wird, eine Fuehrungs- oder Halte- oder Sicherungsflaeche 81 anzubringen, die den Einzelraum 80 begrenzt.

Die Figur 6 zeigt nur einen der Raeume 80 mit nur einer Pumpanlage darin. Doch hat die Pumpe in der Praxis mehrere
20 Raeume oder Pumpanlagen, zum Beispiel 5,7 usw. .

Der Kolbenschuh 9 ist im Ausfuehrungsbeispiel mit den Fuehrungsfingern 67 versehen, die immer innerhalb der Sicherungs= wand 81 der Ausnehmung 80 verbleiben, damit der Kolbenschuh nicht aus dem Raume 80 herausfallen kann. Durch diese Anordnung ist
25 eine Zwangsverbindung zwischen Exzenterkoerper 10, Kolbenschuh 9 und Hubkolben 8, sowie den Ringelementen vermeidbar. Das macht das Aggregat einfach, billig und betriebssicher.

Beim Umlauf der Welle 11 um die Achse 85, die zentrische Achse, wird der Kolbenschuh auf einer halben Umdrehung nach
30 oben, radial nach aussen, getrieben, da der Exzenterkoerper 10 die Fuehrungsflaeche, Kolbenhubfuehrungsflaeche 88 exzentrisch zur zentrischen Achse 85 ausbildet, also die Flaeche 88 eine zylindrische Flaeche um die exzentrische Achse 86 ist. Auf der anderen Haelfte der Wellenumdrehung druecken die Ringelemente bei ihrer Entspannung
35 unter der Spannkraft ihrer konischen Teile 1,2,3,4,5,6 den Kolben= schuh 9 radial einwaerts, sodass die Laufflaeche 87 des Kolben= schuhes 9 zu allen Zeiten fest auf der Kolbenhubfuehrungsflaeche 88 aufliegt.

- 24 -

Da der Kolbenschuh beim Wellenumlauf und damit beim radialen Einwaertshub und Auswaertshub eine Schwenkbewegung ausfuehrt, ist zwischen dem Kolbenschuh 9 und den Ringelementen ein Hubkolben 8 angeordnet, der seinerseits mit einer Schwingflaeche 83 in einem Schwingbette 84 am anderen Ende des Kolbenschuhes 9 schwenkbar gelagert ist. Am den Ringelementen zugekehrten Ende ist der Hubkolben mit einer radial erstreckten Lagerflaeche versehen, die bei voller Zusammendrueckung des benachbarten Ringelementes das betreffende Ringelement voll achsial unterstuetzt, damit es bei hohem Drucke in denKammer 14 nicht durchbiegen kann. Doch ist auch eine Zentrierung zum Beispiel als Ausnehmung vorgesehen, mit der einer der Achsialfortsaetze eines der Ringelemente im Hubkolben oder an ihm gelagert und zentriert werden kann. Dabei ist wichtig, wie 66 zeigt, dass die Kammer 14 vom Hubkolben oder zum Hubkolben 8 verschlossen sein muss. Der Gehaeuse- oder Kammerkopf der Kammer 80, der auch ein Deckel sein kann, hat eine entsprechende Flaeche zur sicheren Lagerung des dem Kopfe 7 benachbarten Ringelementes. Dabei ist die Kammer 14 auch gegenueber dem Kopfe 7 abgedichtet, zum Beispiel durch eine Dichtung 77 und die der benachbarten Dichtelement zugekehrte Flaeche so ausgebildet, dass sie bei voller Zusammendrueckung der Ringelemente das benachbarte Ringelement achsial voellig stuetzt. Wiederum, damit sich das Ringelement unter hohem Druck in Kammer 14 nicht durchbiegen kann. Die Zwischenringe 64 bewirken in gleicher Weise eine Verhinderung des Durchbiegens benachbarter Ringelemente unter hohem Druck in der Kammer 14, indem sie die benachbarten Ringelemente 1,2,3,4,5,6 stuetzen, wenn diese voll zusammengedrueckt sind.

Eingebaut sind in Figur 6 in den Raum 80 drei Ringelemente der Figur 3 and zwei Ringelemente der Figur 4. Sie sind zu Paaren aus Elementen der Figuren 3 und 4 zusammengesetzt, wie bereits beschrieben anhand der Figuren 1 bis 4. In die entsprechenden Sitze sind die Dichtungen 75 eingelegt. Das obere Ringelement bildet kein Paar, da es als Einzelringelement am Deckel 7 anliegt. Beim Saughub laeuft also der Hubkolben mit dem Kolbenschuh (8,9) nach unter unter der Entspannungsfederung der konischen Elemententeile, die im Raum 80 angeordnet sind. Die Elemententeile haben in

- 26 -

Auch die Verwendung zum Einspritzen von Wasser in Verbrennungsmotoren ist vorgesehen.

Das Aggregat ersetzt auch tonnenschwere bisherige Druckwasseranlagen von Water-Jet Schneidanlagen indem es
5 ein kleines Radialkolbenaggregat von etwas unter 400 mm Durchmesser baut. Die Erprobung und Anwendung des Aggregates und der Ringelemente hat erst begonnen und daher sind noch weitere Ausbildungen und Anwendungen nicht ausgeschlossen. Die
10 Figur 6 ist eines der Aggregate von vielen, die durch die Erfindung ermöglicht werden.

In der Figur 9 bestehen die Ringelementpaare aus Faserstoff, zum Beispiel Carbon Fibre, wobei die Paare jeweils aneinander geklebt sind, zum Beispiel mittels Epoxy Resin. Die Elemente 1 und 2 sind an ihren äusseren Enden zum Zwecke des Verbindens mit Epoxy resin abgeflacht, das heisst radial plan ausgedehnt, sodass sie in der Verbindungsfläche, Klebefläche 23 zusammengeklebt sind und zwischen sich die Pumpkammer 61 bilden. Auch die radial inneren Enden der Elemente 1 und 2 sind abgeflacht, also mit radial nach innen erstreckten planen Teilen versehen, wobei das obere Paar 1,2 mit dem unterem Paar 1,2 durch die Verbindungsfläche, Klebefläche 24 miteinander verbunden sind. Diese Ausführung eines Satzes aus den konischen Elementen der Erfindung ist besonders handlich, leicht herstellbar und billig. Die Handlichkeit ergibt sich besonders dadurch, dass man mittels der inneren Bohrungen oder Ausnehmungen eine Anzahl solcher Elementenpaare zu einer Elementensäule direkt verkleben kann, sodass die Säule dann ein fertiges Einbaustück mit grossen Pump- oder Motoren-Kammern 61 ist und grosse Pump- oder Motor-Hübe zulässt. Der Faserstoff ist sehr haltbar. Die Haltbarkeit der Klebenähte 23,24 ist bestimmt durch die Radialausdehnung der planen Ringteile, denn die Verklebung hält parallel zur Abmessung der Klebefläche, zum Beispiel mit etwa 8 Kg pro Quadratmillimeter, während die Fasern der Elemente bis zu 300 Kg pro Quadratmillimeter Festigkeit haben. Es sind noch solche Faserstoffe in Japan in Entwicklung, die noch die doppelte Haltbarkeit erreichen werden. Die konische Formgebung ergibt sich durch Formen in konischen Formen, in die die Faserstoffe eingelegt und mit Epoxy Resin oder anderen Verbindungsstoffen bestrichen werden und danach trocknen.

Anhand der Figur 10 wird erläutert, dass es einen subkritischen und einen superkritischen Bereich der Verwendung der Elemente als Pump- oder Motor-Elemente gibt. Im subkritischen Bereich ist der Druck des Arbeitsfluids in der betreffenden Kammer, z.B. 61, so gering, dass die Spannkraft der Elemente stärker, als der auf sie ausgeübte Fluiddruck ist. Die Kammer 61 bleibt dadurch geschlossen, dass die Elemente oder das Element unter Vorspannung die Kammer auch dann verschlossen hält, wenn das Element pumpt oder als Motorelement eingesetzt ist. Wenn der Fluiddruck in der Kammer 61 eine bestimmte Höhe, nämlich den kritischen Druck, erreicht, dann ist der Fluiddruck so hoch, dass er das betreffende Element etwas zusammendrückt und keine Dichtung zum benachbarten Teile mehr

voll besteht, Es entweicht dann etwas Leckage an Fluid zwischen dem betreffenden Element und dem benachbarten Teile, zum Beispiel dem Pumpenkopf oder dem zweitem, dem benachbarten Element aus der Arbeitskammer 61 heraus. Die Pumpe oder der Motor wird beim
5 kritischem Druck undicht. Die hoehe dieses kritischen Druckes richtet sich nach der Vorspannung, der Dicke und den Radialabmessungen des betreffenden Elementes. Auch kann das Material dabei von Bedeutung sein.

Um die Arbeitskammer 61 fuer den kritischen Druck und den
10 darueber liegenden hoeheren Druck betriebssicher und dicht zu machen, bildet die Figur 10 ein von Fluid durchstroemtes Aggregat mit konischen Elementen fuer der Superkritischen Bereich, also fuer den Druckbereich, der oberhalb des kritischen Druckes liegt.

Diese Aggregat fuer den superkritischen Bereich besteht
15 darin, dass ein Aussenring angeordnet ist, in dem eine plastische Dichtung 7 eingelegt ist. Die konischen Elemente 11 und 12 haben an ihren Aussenteilen (radialen Aussenteilen) eine radiale Planflae = che, die auf die betreffende achsiale Endflaeche des Aussenringes 8 gelegt wird. Wenn nur ein einziges Element als Arbeits Aggregat
20 dient, wie zum Beispiel in Figur 29, dann wird die betreffende Plan = flaeche am radialem Aussenteil des Elementes an den Pumpen oder Motoren Kopf 48 mittels einer Halterung 91 fest angeschraubt. Die Abdichtung der Arbeitskammer 61 erfolgt dann durch die betreffende plastische Dichtung, zum Beispiel durch den O-Ring, 7, wie in
25 der Figur 29 gezeigt ist.

Verwendet man im Aggregat jedoch eines oder mehrere
Elementen - Paare, wie in Figur 10, dann werden die beiden Elemente
11 und 12 mit ihren Kammern 61 einander zugeordnet, auf die betreffenden
radial planen Flaechen des Aussenringes 8 gelegt und mittels einer
30 Halterung 9 an den radialen Aussenteilen umgriffen und fest verbunden, sodass die planen Flaechen der Elemente auf den planen Endflaechen des Aussenringes 8 fest aufgelegt bleiben. Wegen der Radialverformung beim Zusammendruecken der Elemente 11,12 in Achsialrichtung, laesst man radial ausserhalb der Elemente 11,12 einen kleinen radialen Zwischen-
35 raum 18, zur benachbarten Innenwand der Ausnehmung in der Hal = terung 9, damit die Halterung 9 die Radialausdehnung beim achsialem Zusammendruecken der Elemente 11,12 nicht stoert. Fuer hohen Druck im Fluid im superkritischen Bereiche muss die Halterung 9 sehr stark sein. Sie mag die Dicke der Elemente 11,12 uebersteigen
40 und ihr radial aeusserer Teil muss eine mindeste Radialdicke haben,

-29-

damit die Halterung 9 unter den hohen Drucken im Fluid in der Kammer oder den Kammern 61 nicht biegt oder bricht. Um innere Kompressions =
 verluste im Fluid, die den Wirkungsgrad verringern, zu vermeiden,
 wird meistens ein Innenring 6 eingelegt, der eine Bohrung zum Verbinden
 5 der benachbarten Kammern 61 hat, und der in der Dicke vorteilhafter
 und wirkungsgradhoher Weise der Dicke des Aussenringes 8 entspricht.
 In der Praxis werden der Aussenring 8 und der Innenring miteinander
 planiert, zum Beispiel plangeschliffen. Die Radialabmessungen dieser Ringe
 plant man in der Praxis so, dass zwischen ihnen gerade der O-Ring 7
 10 hereinpasst.

Unter dem hohem Drucke im Fluid im superkritischen
 Bereiche wuerden die Elemente sich achsial ausbauchen. Daher ist
 es zweckdienlich, um solche Ausbauchung zu verhindern, die Lager-Rin =
 ge 10 an die aeusseren Enden des Elementenpaares beziehungsweise einen
 15 dieser Lagerringe 10 an das betreffende Element 11 oder 12 zu legen.
 Die Elemente moegen radial innen achsial erstreckte Zylinderteile 5
 mit Bohrungen 13 und Sitzflaechen 15,16 haben. In diese kann man wieder
 eine plastische Dichtung, zum Beispiel einen O-Ring einlegen und zwischen =
 schachteln, sowie man auch die Abmessungen der Sitze so ausbilden kann,
 20 dass ein Sitz 15 des einen Elementenpaares in des Sitz 16 des benach =
 barten Elementenpaares hereinzentrieren kann und halten kann.

In der Figur 11 sind die Elemente 1 und 2 eines Elementenpaares in
 separierter Darstellung gezeigt. Man sieht hier deutlich die radialen
 Planflaechen 3 an der radial aeusseren Teil en, mit denen die Elemente
 25 an die planen Endflaechen (achsialen Endflaechen) des Aussenringes 8
 der Figur 10 gelegt werden. Ausserdem zeigt Figur 11 noch die Alternative
 einheitliche Elemente, das heisst, einheitlich bemessene und geformte
 Elemente mit gleichem Innendurchmesser 25 zu verwenden, um beliebige
 Anzahlen von Elementen zu einer Elementen-Saeule zusammen setzen
 30 zu koennen. Dafuer sind dann nach Figur 11 die inneren Einsatz-Zentrier =
 stuecke (Ringe) verwendet, von denen einer die Sitze 16 und 27
 endwaerts des mittleren Teile 19 hat und der andere einen Hohlraum
 mit Sitz 29 zur Aufnahme des Sitzes 27 des anderen Zentrierringes
 des anderen Paares hat. Am Ende des Hauptteiles 20 hat dieser zweite
 35 der Zentrierringe den Sitz 28, der in den Sitz 25 des betreffenden Elementen =
 tes 1 oder 2 hereinpasst. Wenn diese Einsatzzentrierringe zwixhen
 zwei benachbarten Elementen, die Kammern 61 bilden, eingesetzt sind,
 dann muessen sie Bohrungen oder Kanaele haben, um die betreffenden
 Fluid aufnehmenden und abgebenden Kammern 61 zu verbinden.

Figur 12 zeigt einen Teil einer Hochdruckpumpe fuer nicht schmierende oder rostverursachende Medien, zum Beispiel fuer Wasser. Im Pumpenkoerper 48 befindet sich der Pumpzylinder fuer das nicht schmierende Medium, das im Folgendem Wasser genannt wird, bei jeder der Figuren. Pumpenkopf 48 enthaelt das Einlass - Ventil 50 und das Auslassventil 49. Die Ventile sind meistens federbelastet zum Beispiel mit Feder 51. Im Zylinder 61 rezipriert der Kolben 58. Da dieser nicht schmierendes Medium beruehrt und die Laufflaeche in diesem Wasser rosten und nicht schmieren wuerde, ist der Kolben 58 mit der Dichtung 62 nahe dem Zylinder 61 versehen. Kolben 58 ist mittels eines Verbindungsbolzens 70 mit Kopf 64 und Fuss um 71 an einem Treibkolben 59 gehalten, auf dessen hinterem Ende der Pumpkolben 58 aufliegt und mittels Dichtung 72 abgedichtet ist. Der Stift oder die Halterung 71 verbindet die beiden Kolben 58 und 59 ueber den Bolzen 70 miteinander und haelt sie kraftschluessig zusammen. Dadurch wird der Pumpkolben 58 gemeinsam mit dem Treibkolben 59 rezipriert, wobei der Bolzen 70 die geringere Zugkraft oder Druckkraft beim Saughub und die Auflage der aeusseren Achsialenden der beiden Kolben 58 und 59 aufeinander die grossere Kraft beim Druckhub vom Treibkolben auf den Dicht-Kolben oder Pump-Kolben 58 uebertraegt. Auch der Verbindungsbolzen 70 ist mittels einer plastischen Dichtung 72 gegen mindestens einer der Kolben 58 oder 59 abgedichtet. Der Antrieb zum Druckhub erfolgt durch den umlaufenden Exzenter-Ring 55. Auf seiner Aussenflaeche 56 lauft der schwenkbare Kolbenschuh 52 mit seiner Laufflaeche 57. Der Kolbenschuh 52 ist zwischen den Treibkolben 59 und den Exzenter Ring 55 eingelegt und er ist schwenkbar auf dem Kolben 59 gelagert. Aus Kanal 68 wird Schmierfluid, zum Beispiel Oel in die Kammer 67, die die aeusseren Achsialendteile der beiden Kolben 58, 58 umgibt, sodaß diese Kolbenenden in sie eintauchen und in ihr reziprieren, von wo aus das Schmierfluid durch Kanale 74 in die Gleitflaechen zwischen dem Kolbenschuh 52 und dem Exzenter ring 55, sowie in die Schwenkflaechen zwischen dem Kolbenschuh 52 und dem Treibkolben 59 geleitet wird. Es tritt auch in entsprechende Druckfluidkammern 73 ein, wenn solche angeordnet sind. Der Treibkolben ist so einwandfrei geschmiert und kann gut laufen. Aus der Kammer 67 tritt das Schmierfluid aber auch in den Passungsspalt zwischen dem Pumpenkoerper 48 und dem Dichtkolben und Pumpkolben 58 ein. Dadurch ist auch dieser Kolben fast auf der ganzen Laengsgeschmiert, jedenfalls dann, wenn die Dichtung 62 nahe der Kammer 61, also am innerem Ende des Kolbens 58 angeordnet ist. So ist es in der

der Figur 12 gezeichnet. Die Figur 12 schafft also die gute Schmierung der Laufflaeche eines Kolbens in einem Zylinder selbst dann, wenn der Kolben Wasser oder ein nicht schmierendes Medium pumpt. Da jedoch bei solchen Medien gelegentlich die Dichtung 62 abnutzt oder undicht wird, insbesondere, wenn hoher Druck gepumpt wird von z.B. 1000 bis 4000 bar, ist erfindungsgemaess noch die Abflusnut 66 mit der Mischfluidsammelkammer 65 angeordnet. Die Kammer 65 umgibt einen Teile des Mittelstueckes des Pump Kolbens 58. Entweicht unsauber oder nicht schmierendes Fluid aus Zylinder 61, dann laeuft dieses in die Sammelkammer 65 und fliesst von dort durch die Leitung 66 ab, sodass der Raum 67 mit klarem S chmierfluid gefuehlt bleibt. Denn in Kammer 67 kann das Wasser nicht herein, weil die Kammer 67 mit hoeherem Druck gefuehlt ist, als der Ablauf Kanal 66. Durch das Erfindungsbeispiel der Figur 12 wird also einmal eine Schmierung des Pumpkolbens mittels der Anordnung eines zweiten Kolbens und einer Schmierkammer geschaffen und ausserdem kann das Beispiel eine Abflussvorrichtung fuer den Abfluss von Leckfluid schaffen, wobei Mischfluid abgeleitet und die beiden Fluids Wasser und Oel sauber gehalten bleiben in ihren entsprechenden Kammern.

Figur 13 zeigt wieder ein Pumpen- oder Motoren - Aggregat mit konischen Elementen, Pumpkopf 48, Ventilen 49 und 50, sowie einem Antrieb 55 und einem Kolben oder Schuh 52. Die Besonderheit dieses Ausfuehrungsbeispiels der Erfindung besteht darin, dass hier die Zentrierringe mit Stuetzkoerpern 41 vereinigt sind und andererseits die Innenringe mit beiderends vorstehenden Zentrierungs - Zylinder - stueckchen zu Aussenringen 43,44 vereinigt sind. Die mittleren Zentrierstuecke sind mit 45, 46 bezeichnet und sie befinden sich am Stuetzkoerper 41, waehrend die aeusseren Zentrierungen mit 43,44 bezeichnet sind und sich an den Ausfuehloerpern 42 befinden. Bohrungen 13 zur Verbindung der Kammern 61 sind wieder angeordnet und die Elemente 1 und 2 sind jeweils zwischen zwei Teile 41 und 42 eingeschachtelt, oder sie beruehren ausser einem dieser Teile die Zentriersitze und Flaechen 47,53 im Kopf 48 oder im Kolben bzw. Schuh 52. Die anderen Positionnummern zeigen aus Figur 12 bekannte Teile.

Das Erfindungsbeispiel der Figur 14 zeigt den Pumpkoerper 48 mit Pumpzylinder 61, in dem der Pumpkolben 60 reziprokiert. Einlass und Auslassventil 49,50 sind wieder angeordnet. Der Pumpkolben ist hier mit einem Fuss 86 mit Zentrierung 85 versehen, auf dem die Druckfeder 84 gelagert ist, die den Kolben 60 beim Saughub aus dem Zylinder 61

herauszieht. Sie selbst ist vorteilhafterweise auf einer den Zylinder 61 umgebende n Ausnehmung oder in einer Ringnut 83 gelagert, denn diese Feder muss lang sein, um einen grossen Kolbenhub bei langer Lebens =
 5 dauer abzugeben. Das aeussere Ende des Kolbenfusses ist radial plan, um eine Lagerflaeche fuer den Treibkolben zu bilden. Der Treibkolben 59, der den Druckhub des Pumpkolbens 60 treibt, ist in einer Fuehrung 148 reziprokierend gelagert und hat einen Kopf mit der Schwenkflaeche 76, mit der der Kolbenkopf im Schwenkbette mit Schwenkflaeche 75 des Kolbenschuhes 52 schwenkbar lagert. Die Laufflaeche 57 des Kolbenschuhes
 10 hes 52 laeuft auf der Laufflaeche 56 des Exzenter - Ringes 55, wodurch den Treibkolben 59 den Druckhub ueber den Kolbenschuh 52 erhaelt und diesen ueber die Lagerflaeche des Kolbenfusses 86 auf den Pump - Kolben 60 uebertraegt. Der Kolbenschuh hat Fuehrungsteile 81 mit Fuehrungen 79, in denen er in den Ausnehmungen 80 der Fuehrung 148 gefuehrt ist, um
 15 ein Wegfallen des Kolbenschuhes 52 vom Kolben 59 zu verhindern und trotzdem einen langen Kolbenhub zu ermoeeglichen. Der Raum zwischen dem Pumpkoerper 48 und dem Fuehrungskoeerper 148 wird vorteilhafter = weise wieder mit Schmierfluid gefuehlt, um guten geschmierten Lauf der beiden Kolben 60 und 59 zumindestens fuer eine gewisse Zeit der Lebens =
 20 dauer zu ermoeeglichen.

Die Figur 15 zeigt, wie man vorteilhafterweise eine Dichtung 38, zum Beispiel einen O-Ring in eine Nut 37 des radial aeusseren Teiles eines Elementes 1 einlegen oder einvulkanisieren kann, um eine gute Dichtung des Elementes 1 am Kolben, Pumpnekopf oder dem beschriebenen Ausaen =
 25 ring zu erhalten.

Die Figur 16 zeigt die entsprechende Anordnung oder Einvulkanisierung einer plastischen Dichtung (Ring) am radial innerem Teile oder Ende des Elementes 1.

Figur 17 zeigt in einem Laengsschniett einen Teil einer Ratew
 30 Pumpanordnung fuer sehr hohe Wasserdruoecke, Diese Anordnung arbeitet im superkritischen, hohem Druckbereich. Im Pumpenkopf 48 fuehrt der Anschluss 122 zum Einlassventil 50 und der Abflusskanal 123 zum Auslassventil 49 mit Feder 51. Das Einlassventil hat die Feder 88 vorteilhafterweise in den Kolben 40, zum Beispiel in dessen Ringnut 88
 35 eingeschachtelt. Eine enge Ringnut deshalb, damit innere Kompressions = Verluste vermieden werden. Zwischen dem Kolben 40 und dem Kopf 48 ist das Elementenpaar *substantiell* nach Figur 10 ausgebildet, eingesetzt. Man sieht in Figur 17 den Aussenring 8, den Innenring 6, den Dichtring 7

- 33 -

und die konischen Elemente 1 und 2, Der Kolben 40 liegt auf dem Schwenk-
 bette des Kolbenschuhes 52 schwenkbar auf und er ist im Ausfuehrungs =
 beispiel der Figur durch den Stift 87, der in die Bohrung zum Auslassventil
 hereinragt, gegen Verdrehung gesichert, damit die Druckfeder des Einlass-
 5 ventils 50 nicht vom Einlassventil 50 weggedreht werden kann. Der Kolben =
 schuh 52 ist zwischen den Exzenterteil 55, an dessen zur Achse 97 exzen =
 trischen Gleit- oder Fuehrungs-Flaeche er liegt und laeuft und dem Kol =
 ben 40 angeordnet. Die Welle um die Achse 97 traegt den Exzenterteil 55
 und dessen exzen trische Laufflaeche erzeugt den Kolbenhub, wenn die Welle
 10 in den Lagern 114, die im Gehaeuse 130 angeordnet sind, umlaeuft. Die Welle
 mit der Achse 97 ist von einem Elektromotor, Verbrennungsmotor, oder, wie
 im Falle der Figur 17 von einem Hydromotor im Gehaeuse 48 angetrieben.
 Dieser Motor hat beispielsweise die Steuerung 120, die Zylinder 116, die
 Kolben 117, im Rotor 113, die Kolbenschuhe 119 und die Kolbenhubfueh =
 15 rung 121 im Gehaeuse 148. Die Wirkungsweise dieses Motors findet man
 in Patenten des Erfinders, zum Beispiel im De BP 25 00 779. Die
 Bettflaechen, Schwenkflaechen, Lagerflaechen und Laufflaechen oder
 Kolbenhubfuehrungsflaechen von Kolben 40, Kolbenschuh 52 und Exzenter =
 Ring 55 werden durch Schmierfluid, im Folgendem "Oel" genannt, ge =
 20 schmiert. Der hohen Radialkraefte wegen sind auch Druckfluidtaschen 73
 angeordnet, die den groessten Teil der Radiallast auf Kolben und Schuh
 tragen. Die genannten Flaechen und Druckfluidtaschen sind mit Druckoel
 aus der Druckoelkammer 130 ueber Kanale 74 gespeist. Die Anpresskol =
 ben 96 pressen axial den Kolbenschuh 52 ein und dichten die Uebergaenge
 25 der Kanale 74 ab. Am anderen Ende mag eine Druck-Lagerplatte 115
 oder ein weiterer Anpresskolben 96 in einer Druckkammer 95 axial beweg =
 lich, angeordnet sein. Waehrend in der Figur 17 ein Pumpaggregat
 gezeigt ist, hat das Aggregat der Figur in der Praxis meistens 3,5,7 oder 9
 Pumpkammern 61, Kolben 40, Elementenpaare 1,2 und Kolbenschuhe 52
 30 mit den entsprechenden Anpresskoerpern 96 und Ventilen 49 und 50 in
 entsprechender Stueckzahl. Die Ansaug oder Zuleitungs Kanale 122
 werden meistens miteinander zu einem verbunden. Auch die Abfluss oder
 Lieferdruck Kanale 123 verbindet man in der Praxis meistens zu einem
 einzigem Lieferkanal.

35 In der Figur 17 ist noch folgende weitere erfindungsgemaesse Besonder =
 heit gezeigt, die anhand der Teilfiguren 18,19 und 20 noch weiter verdeut =
 licht wird :

Beim Zusammendruecken der Elemente 1 und 2 entsteht eine
Veränderung der radialen Durchmesser der Elemente. Nach innen werden
sie etwas kleiner, radial nach aussen aber etwas grösser. Daher ist
es bei konischen Elementen nicht immer möglich, sie mittels der
5 Spannringanordnung nach der Figur 10 an den Aussendurchmessern
zusammen zu spannen. Denn der Ring 9 der Figur 10 dehnt sich
infolge seiner Stärke radial weniger aus, als die Elemente 1 und 2.
Für sehr hohe Drucke und Durchbiegungen kann daher die Ring-
anordnung 9 nach Figur 10 der Radialausdehnung der Elemente 1 und 2
10 nicht folgen und sie hindert diese Elemente an ihrer freien radialen Aus-
dehnung. Erfindungsgemäss werden daher nach Figur 17 mit den Teile
in separierten Teilschnitten darstellenden Figuren 18 bis 20 die Ring-
teile 89, 90 und 91 der Figur 17 in Segmente 32 A, B, C usw. aufgeschni-
15 teten. Das ist in Figur 18 deutlich sichtbar. Man dreht zunächst die Rin-
ge, bohrt die Bohrungen und schneidet die Gewinde und danach schneidet
man die Ringe mittels Scheibenfräsen in Radialsegmente. Gelegentlich
werden die Segmente jedoch auch von anfang an als Segmente produziert.
Die Elemente 1 und 2 erhalten dazu vorteilhafterweise an ihren radial
äusseren Teilen die Ausnehmungsringnuten 30, in die die Spannfinger
20 31 des oberen und des unteren Spannringes 89 und 91 eingreifen. Dadurch
wird verhindert, dass die Ringteile oder Segmente der Ringe 89, 90, 91
radial von den Elementen 1 und 2 wegrutschen können. Es ist zu beachten,
dass die Stellen, an denen die Nuten 30 eingearbeitet sind, diejenigen
Stellen der Ringelemente 1 und 2 sind, an denen diese bei ihrer axialen
25 axialen Zusammendrueckung die geringsten inneren Spannungen erfahren.
An der gezeichneten und zweckdienlichen Stelle am radialem Aussenteil
der Elemente 1 und 2 schwächt die Nut 30 die Elemente zwar etwas ab,
doch ist das an diesen Stellen nicht schädlich für die Lebensdauer der
Elemente 1 und 2, weil sie an diesen Stellen trotz der Nuten 30 geringere
30 innere Biegespannungen (Zug- oder Druck - Spannungen) erfahren,
als an den radial inneren und äusseren Spitzen der Elemente 1 und 2.
Der mittlere Ring ist meistens plangeschliffen, damit er in der
Achshöhe (Figur 17) der Achsialsumme des Aussenringes 8 und der
beiden Elemente 1 und 2 entspricht, um genaues unnachgiebiges achsiales
35 Spannen der Elemente 1 und 2 zu sichern. Die drei Ringe werden vorteil-
hafterweise durch Schrauben 92 zusammengeschräubt, wobei die Anzieh-
kraft mit Drehmomentmesser zu messen ist, um volle Spannung zu erreichen.
Der Mittelring oder Distanzring 90 der Spannordnung 89 - 91 hat vorteil-
hafterweise eine innere Ringnut 93 zur Aufnahme des Aussenringes 8 der

Figur 10. Denn ohne diese Ringnut wuerde der Aussenring 8 in radialer Richtung zu duenn, sodass er sich unter dem hohem Innendruck im Fluid in der Kammer 61 zu stark radial ausdehnen und damit innere Kompressionsverluste und Pumpverluste verursachen wuerde. Oder, andererseits wuerden die Spannschrauben 92 zu weit von den Spann- und Halte - Fingern 31 entfernt sein, sodass die Spannung an Wirkung verlieren wuerde infolge axialer Nachgiebigkeit. Zwischen dem Kolben 40, dem Kopf 48 einerseits und den Elementen 1 und 2 andererseits sind die plastischen Dichtungen 39,40 in Figur 17 angeordnet.

Das Aggregat der Figur 17 bildet so bereits ein ziemlich ideales Pumpen- oder Motoren - Aggregat fuer den superkritischen Bereich des extrem hohen Druckes im Fluid. Die Elemente 1 und 2 koennen sich radial frei ausdehnen und zusammenziehen, da die Segmente A,B,C --- X,Y,Z der Ringe 89 bis 91 dieser Radial Ausdehnung und Zusammenziehung ideal folgen.

In Figur 21 hat der Rotor 98 Ausnehmungen, beispielsweise Bohrungen 107, die Sitze fuer Elemente 1 und/ oder 2 oder fuer Elementensaehlen 1,2 bilden. Die Elemente 1,2 haben zwischen ihren radial aeusseren Aufeinander = Auflagen vorteilhafterweise plastische Dichtungen 37,38 zum Beispiel nach der Figur 16 und an ihren radial inneren Enden ebenfalls vorteilhafterweise auch plastische Dichtungen 39,40, zum Beispiel solche nach Figur 16. Der Kolben oder die Kolben 36 haben Kolbenfinger, die in die Kammern 61 eintreten und die Elemente 1,2 au sserdem aneinander zentrieren koennen. Die Kolben 36 tragen in Schwenkpfannen die Kolbenschuhe 21 schwenkbar lagernd. Die Kolbenschuhe 21 laufen an der Innenflaeche 156 der Kolbenhub = fuehrung 99, wodurch sie die Kolbenhub Fuehrungsflaechen bilden. Die Kolben schuhe haben Druckfluidtaschen mit sie umgebenden Dichtflaechen als hydrostatische Lager mit Druckfluidtaschen 112 und zwischen der Pfanne im Kolben und der Schwenkflaeche des Kolbenschuhes sind vorteilhafterweise ebenfalls solche Druckfluidtaschen 111 angeordnet. Die Druckfluidtaschen werden von den Arbeitskammern 61 her durch Kanale 74 mit Druckfluid gespeist. Zwischen der Achse 103 des Rotors 98 und der Achse der Kolben = hubfuehrungsflaeche 156 ist ein Abstand angeordnet, sodass die Kolbenhub = fuehrungsflaeche 156 zur Rotorachse 103 exzentrisch ist, wodurch beim Umlauf des Rotors 98 oder der Kolbenhubfuehrung 99 der Kolbenhub der Kolben 36 und der Kolbenschuhe 21 entsteht, wobei sich die Elemente 1 und 2 periodisch zusammendruecken und entspannen und dadurch die Arbeitskammern 61 periodisch pro Umdrehung einmal vergroessern und einmal verkleinern.

Die Fluid Zufuehrung und Abfuehrung zu und von den Arbeitskammern 61 erfolgt bei Anordnung von Rotorkanaelen 161 durch achsiale Fluidbestroemung oder durch innenbeaufschlagte radiale Fluidbestroemung. Zum Beispiel, indem Fluid aus Kanal 105 der Steuerwelle 102 ueber Steuerfenster 150 in die Kanäle =
 5 le 161 eintritt und von diesen in die Arbeitskammern 61 und die Kanäle 74, wie die Druckfluidtaschen 11,112 einstroemt und aus diesen durch die entspre =
 chenden weiteren Kanäle 161, Steuerfenster 149 in Steuerkoerper 102 und den den Kanal 106 abstroemt. Doch ist auch eine aussenbeaufschlagte Radial =
 bestroemung derart moeglich, dass die Kolbenhubfuehrung einen Kanal 101
 10 erhaelt, durch die Fluid aus dem Raume zwischen Rotor 98 und Kolbenhub =
 fuehrung 99 oder aus einem mit Kanal 101 verbundenem Behaelter durch die Druckfluidtaschen 112 und Kanäle 74 in die Arbeitskammern 61 einstroemt. Der besondere Vorteil des Aggregates nach Figur 21 besteht darin, dass bei vielelementrigen Saehlen mit Elementen 1,2 lange Arbeitskammerhuebe
 15 der Kammern 61 zulaesst und somit eine grosse Durchflussmenge auf kleinem Raume ermoeglicht. Ausserdem ist dieses Aggregat besonders einfach und billig in der Herstellung, da es keinerlei mit engen Passungen versehene Kolben benoetigt und daher einfacher und billiger ist, als die herkoemmligen Radialkolbenaggregate mit eng in Zylinder eingepassten und darin rezi =
 20 prokierenden Kolben. Jedoch ist dieses Aggregat nur fuer den subkritischen niederen Druckbereich im Fluid, wenn es keine Spannordnungen nach den Figuren 10 oder 17 hat. Man wandelt es in ein Hochdruckaggregat fuer den superkritischen hohen Druckbereich dadurch um, dass man den Elementen 1 und 2 Spannordnungen 9,89 bis 91 der Figuren 10 oder 17
 25 zuordnet.

Die Figur 27 zeigt ein Element 1 oder 2, hier mit 307 bezeichnet in einem halben Radialschnitt in etwa Naturgrosse fuer den superkritischen hohen Druckbereich. Diese Figur ist gegeben, um die Ringnut 358, die der Nut 30 der Figur 19 entspricht, besonders deutlich zu zeigen und
 30 vor allem, um darzustellen, dass die innere Planflaeche 359 und die aussere Planflaeche 354 angeordnet sein muessen. Die Flaeche 359 zur Lagerung auf dem Kolben, dem Pumpenkopfe oder dem Element des naechsten Elementen =
 paares oder des naechsten Elements und die Flaeche 354 zur Lagerung auf dem Aussenringe 8 der Figuren 10 und 17 oder zur Lagerung auf einem Kolben
 35 oder Pumpenkopfe einer der Figuren oder eines nicht in den Figuren gezeichneten Aggregates. Zwecks Verringerung der inneren Spannung und damit der Bruchgefahr der Elemente wird die innere Kante 357 vorteilhafterweise abgerundet,

-37-

Die Figur 28 beschreibt ein weiteres Problem. Wenn naemlich die Elemente keine Abflachungen 359, 354 haben, dann sind sie uebliche Tellerfedern und liegen dann auf einer Linie auf. Diese erhaelt bei dem hohem Drucke im superkritischen Druckbereich eine Pressung von vielen tausend Kilogramm pro Quadratmillimeter, naemlich eine unendlich hohe innere Spannung, da die Linie der Beruehrung ueberhaupt keine Flaechen, nicht mal eine Flaechensumme von einem Quadratmillimeter bildet. Unter dieser unendlich hohen Spannung im Material schmilzt das Material weg. Die Linie verformt sich und beschaedigt die Oeberflaechen und die aeußeren Schichten des Elementes 1 oder 2. Durch die Anflachung zu den Planflaechen 359, 354 wird diese Gefahr und Erscheinung verringert, aber nicht voll beseitigt. Es ist daher vorteilhaft, um diese Erscheinung noch weiter einzuschaerfen, die Auflagegegenstueck 360 mit einer Ausbauchung 355 zu versehen, die so geformt und bemessen ist, dass die Kante des Elementes 1 oder 2, hier mit 307 bezeichnet, an ihr gleitet beim radialem Ausdehnen und Zusammenziehen unter der Achsialen Zusammenrueckung und Expansion des Elementes 1, 2, 307. Die Formgebung soll ferner so sein, dass mindestens annaehernd die Linienauflage in eine annaeherende Flaechenauflage umgewandelt wird. Ist die Achsialzusammenrueckung nur in der Groesse nach Winkel alpha, dann erhaelt die Gegenlagerung eine Lagerflaechen im Winkel beta, damit nach erfolgter Zusammendrueckung das gesamte Element 1 oder 2 gut auf der Auflage 360 aufliegt und nicht achsial ausbauchen kann. Nach der Arbeitskammer 307 zu legt man eine Dichtungslaechen (Schicht, Blech) 309, z.B. aus Kupfer, Teflon usw. auf das Element 307, damit dieses nicht von rostversursachedndem Fluid betroffen wird. Entsprechend wird die plastische Dichtung 356 angeordnet, wobei es zweckdienlich ist, dass diese die Dichtungslaechen oder Schutzschicht 309 umgreift. Die Spitze des Elementes 1 oder 2, 307 darf von der Auflage 360 und Kurve 355 nicht zu sehr abheben, damit die Dichtung 356 oder 309 nicht in den Spalt eintreten kann. In der Hochdruckpraxis darf die Spitze nicht mehr als 0,03 bis 0,1 mm abheben. Sonst wird die Dichtung 356 zu einer duennen schwarzen Paperschicht, die in den Spalt eintritt und die Abdichtung zerstoert. Waehrend in der Figur 28 die Dichtungen schraffiert gezeichnet sind, werden die Dichtungen 356, 309, 317 usw. in Figur 22 nicht schraffiert gezeichnet, sondern ohne Linien offen gelassen, weil die Figur 22 durch Schraffierlinien zu undeutlich werden wuerde.

In Figur 22 wird ein besonders effektives und besonders hochdruck =
fahiges Aggregat der Erfindung dargestellt und anhand ihr wird eine be =
sonders wichtige Erkenntnis der Erfindung beschrieben.

Es ist naemlich so, dass die Elemente 1 und 2 der Figuren 10 oder 17
5 tellerfedern aehnlich sind und daher nur fuer begrenzte Hochdrucke verwend =
bar sind. Nach dieser gegenwaertigen Erfindung wird erkannt, dass fuer
die effektive Verwendung im hohem superkriti schem Druckbereich die
herkoemmlichen Tellerfedern absolut ungeeignet sind, denn sie brechen schon
nach kurzer Betriebszeit, Die Ursache des Brechens konnte kange Zeit
10 nicht gefunden werden, weil die Tellerfedern nach den Formeln von Almen
und Laszio berechnet wurden. Diese Amerikaner haben 1935 eine Mathe =
matik fuer die Berechnung der inneren Spannungen in Tellerfedern veroeffent =
licht, die dann spaeter in Deutschland zusammengefasst wurde. Nach dieser
Zusammenfassung wurde es zwar einfacher zu rechnen, aber die tieferen
15 Zusammenhaenge, die von Almen und Laszio noch klar erkannt waren, gingen
verloren. Die Tellerfedern und deren Spannungs- Berechnungen wurden
spaeter in DIN und JIS (Deutsche und Japanische Industrie - Normen) auch
genormt. Nach dieser Normung muessten die Elemente 1 und 2 eine hohe
Lebensdauer haben, wenn man die Normungen, also die Normblaetter beachtet.

20 Die gegenwaertige Erfindung hat nach langem Suchen erkannt, dass die
Normblaetter und die Normungen nach DIN und JIS absolut unmoeglich und
unbrauchbar fuer die Berechnung der Lebensdauer und der Spannungen fuer
Elemente 1 und 2 nach dieser Erfindung sind.

In der Figur 29 findet man rechts die Berechnungen nach Almen und
25 Laszio, die praeziser und umfangreicher, als die nach DIN und JIS ist.
Die Kurve 361 in Figur 25 gibt die groessten Spannungen σ innerhalb des
betreffenden Elementes 1 oder 2 infolge der Zusammendruckung ueber dem
Umlaufwinkel α des Exzentrings des Kolbenhubantriebes. Diese
Berechnung beruht auf der nach Almen und Laszio.

30 Die Erfindung erkennt nun, dass der hohe Fluiddruck im superkritischem
Bereiche eine viele hoehere Biegespannung und eine viel ploetzlichere
Biegespannung innerhalb des Elementes 1 oder 2 hervorruft. Es ist diese
Spannung, die die Elemente der Figuren 10 und 17, wenn man sie in
der Radialabmessung etwa der Tellerfeder annaehert, schnell, schon nach
35 45 Minuten bei 1000 bar Innendruck zum Brechen bringt.

Die Erfindung erkennt, dass diese weiteren inneren Spannungen im
Element 1 oder 2 vom Fluiddruck in der Kammer 61 herruehren. Dieser
Fluiddruck ist mittels der Pfeile "q" in Figur 23 gezeigt und er

die in Figur 23 gefeilt um den Mittelpunkt "O" gezeigten zusaetzlichen Biegespannungen σ_B hervor. Diese Biegespannungen werden im superkritischem hohem Druckbereich um ein Vielfaches hoehher, als die Innenspannungen der Tellerfedern nach Almen und Lascio, die in den
5 Figuren einfach mit "sigma" ohne "B" bezeichnet sind.

Die Erfindung hat diese bisher unerkannt geblieben gewesene Ursache des Bruches der Tellerfedern jetzt sehr genau und mathematisch sehr exact erkannt. Das sieht man aus der Figur 23, die nach dem Erfinder die Momente und Spannungen differential und integral erfasst. Die Figur 23
10 gibt die genauen geometrischen und mathematischen Zusammenhaenge, sowie deren Infegrationen mit Hilfe der Differential- und Integral-Rechnung. Ausgehend von Gleichung (1), dem Ansatz des Biegemomentes unter Fluiddruck fuehrt die Mathematik schliesslich zu den Formeln (12) und (13) mit den Werten der Spannungen. Dabei zeigen die Indizen "I" und "o" nach
15 dem Indiz "B" die Bedeutung, ob radial von innen oder radial von aussen betrachtet worden ist.

In der Figur 24 wird methematisch-geometrisch nachgewiesen, wo die Radien gleicher Spannungen liegen, wenn man radial von innen oder von aussen, also vom Aussenradius oder Innenradius des Elementes aus
20 zu rechnen beginnt. Die Werte "Rmc" und "RMC" zeigen dabei die Biegemomen-
-te unter Fluiddruck ohne Beruecksichtigung der Spanner oder Lagerungen, waehrend die Werte "RCMH" und "Rcmh" die Momente mit Halterungen oder Auflagen beruecksichtigen. Die umfangreichen Berechnungen und Unter-
suchungen findet man in den umfangreichen Rotary Engine Kenkyusho
25 Berichten RER-8109 und RER-8206. Man sieht aus der Figur 24 einmal die Berechnungs-Endformeln nach den Differentiationen und Integrationen und man sieht aber auch, dass diese genannten Werte alle vom arithmeti-
- schem Mittelradius "Rm" abweichen und auch von den Druckpunktradien nach den Steuerkoerper patenten des Erfinders, zum Beispiel vom Rgc -
30 Wert des De-Patentes 23 00 639 des Erfinders, abweichen. Das ist darauf zurueck zu fuehren, dass beim Steuerkoerper die Flaechenmittelpunkte gelten, waehrend hier in dem Aggregat mit Elementen 1,2 der Erfindung nicht die Flaechenwerte, sondern die Fluiddruck Momentenwerte gelten.

Die Erfindung erkennt daraus, dass herkoemmliche Tellerfedern =
35 Bereiche fuer die Verwendung als Elemente 1,2 nur fuer geringe Drucke moeglich und verwendbar sind. Die Elemente nach der Erfindung muessen daher fuer den superkritischen hohen Druckbereich erfindungsgemaess noch die Bedingung erfuellen, dass die Differenz der Innen und Aussen-
Radien der Elemente mehr als dreimal kleiner, als der Aussenradius
40 des betreffenden Elementes 1 oder 2. In den Figuren fuer Hochleistungs =

aggregate, den Figuren 22 und 29 ist der Fluiddruck -Arbeitsbereich dieser Radialradien Differenz etwa fuenf mal kleiner, als der Aussen = radius des betreffenden Elementes.

Betrachtet man die Almen und Lascio Gleichung in Figur 29, dann
5 gilt nach den Erkenntnissen der Erfindung, dass darin die Differenz
" (C minus eta) " unter dem Bruchstrich die besonderste Bedeutung hat.
Daraus ergibt sich naemlich, dass die inneren Spannungen "sigma" umso
kleiner werden, je groesser der Durchmesser des Elementes 1 oder 2
wird, bei sonst gleichbleibender Dicke, Radialdifferenz und Anstell- oder
10 Durchbiege-Winkel des Elementes. Man muss also, um das Element fuer
den superkritischen Bereich des hohen Druckes verwendbar fuer lange
Lebensdauer zu machen, die Radial - Differenz sehr klein machen, zum
Beispiel etwa zehn Millimeter, die Durchbiegung "f" auch sehr klein machen,
zum Beispiel unter 0,5 millimeter und das Element sehr dick machen, zum
15 Beispiel 5 bis 10 millimeter, um die Biegespannungen "Sigma B" nach
Figur 23 der Erfindung klein zu halten und gleichzeitig auch die Durch =
messer und Radien gross machen, um kleine Spannungen "sigma" nach
Almen und Lascio nach Figur 29 zu erhalten.

Dabei entsteht jedoch nach der Erkenntnis der Erfindung das Problem,
20 dass dann die Radiallasten unter dem hohem Fluiddruck in den Kammern oder
in der Kammer (Arbeitskammer) 61 so gross werden, dass es keine Waelz =
lager mehr gibt, die diese Belastungen mit ausreichender Lebensdauer tragen
koennten in ertraeglichen Bauabmessungen. Die Erfindung erkennt also,
dass weder herkoemmliche Tellerfedern, noch herkoemmliche Waelzlager der
25 Normreihen irgendwelche brauchbaren Elemente mit langer Lebensdauer
fuer Motor- oder Pumpen - Aggregate fuer den superkritischen Bereich des
hohen Druckes liefern koennen, kurzum, dass die bisherige Technik keine
Motoren oder Pumpen Aggregate fuer den superkritischen Bereich mit den
darin vorhandenen hohen Drucken schaffen kann.

30 Daher wird in Figur 22 im Zylinder, dem Erstzylinder, 301 ein
Erstkolben 302 reziprokierend angeordnet, um eine Fluiddrucksaeule, die
meistens Hydraulikoel ist, aber auch ein anderes Fluid sein kann, durch den
Kanal 303 in einen Zweitzyylinder 304 groesseren Durchmessers foerdert und
auf den im Zweitzyylinder reziprokierbaren Zweitkolben 305 drueckt.
35 Der Zweitkolben 305 traegt das Element 307, drueckt dieses achsial zusammen
und foerdert so das Druckmedium aus der Arbeitskammer 311 durch das Aus =
lassmittel 313 heraus. Es koennen auch mehrere Elemente 307 angeordnet und
durch Halterungen oder Spannordnungen 318, 320, 321, 319 zusam mengespannt
und zusammen gehalten sein. Wenn der Erstkolben 302 sich im Erstzylinder 301
40 auswaerts bewegt, dann fliesst das Druckfluid aus dem Zweitzyylinder 304 durch
den Verbindungskanal 303 zwischen Erstzylinder und Zweitzyylinder in den

- 41 -

Erstzylinder 301 zurueck. Es erfolgt also periodisch ein Transport einer Druckfluidsauele vom Erstzylinder zum Zweitzylinder und danach zurueck vom Zweitzylinder in den Erstzylinder. Dabei schwingt der Zweitkolben periodisch umgekehrt parallel zum Erstkolben. Wenn der Erstkolben in den
5 Erstzylinder 301 hereingedrueckt wird, dann wird der Zweitkolben 305 im Zweitzylinder 304 nach aussen gedrueckt und umgekehrt, wenn der Zweit = Kolben zum Beispiel unter dem Entspannungsdruck des Elementes (der Ele = mente) 307 im Zweitzylinder einwaerts drueckt, dann wird der Erstkolben im Erstzylinder auswaerts gedrueckt. In der Praxis geschieht das dadurch, dass
10 der Erstkolben 302 durch einen Kolbenhubantrieb 336 zum Beispiel ueber einen Kolbenschuh 334 zum Kolbenhub gezwungen wird. Beispielsweise lauft die Kolbenhubfuehrung 336 in den Lagern 338 um, rot ert also in den Lagern 338. Dazu mag die Kolbenhubfuehrung beispielsweise durch den Antrieb 345 346 zur Rotation angetrieben sein, zum Beispiel durch Elektromotor, Verbrennungs =
15 motor oder durch Fluidmotor. Ist beispielsweise die Innenflaeche 347 der Kolbenhubfuehrung 336 exzentrisch zu den Lagern 338 angeordnet, sodass die Lager 338 eine zentrische Achse haben, die Innenflaeche 347 aber eine exzen = trische Achse hat, die parallel zur zentrischen Achse, aber von ihr radial distanziert liegt, dann bewirkt bei der Rotation der Kolbenhubfuehrung 336
20 die exzentrische Kolbenhubfuehrungsflaeche 347 durch Anliegen der Gleit = flaeche des Kolbenschuhs 334 an ihr einen Radialhub, den der Kolbenschuh 334 auf den Erstkolben 302 uebertraegt. Pro Umdrehung wird dabei der Erst = kolben 302 im Erstzylinder 301 einmal einwaerts und einmal auswaerts bewegt. Dabei wird diese Radialbewegung des Erstkolbens, naemlich der Kolbenhub des
25 Erstkolben mittels des Kanals 303 und der Fluidsauele zwischen dem Erstkolben und dem Zweitkolben umgekehrt parallel auf den Zweitkolben 305 uebertragen. In der Praxis erhaelt der Erstzylinder 301 und der Erstkolben 302 einen kleineren Durchmesser und der Zweitzylinder 304 mit dem Zweitkolben 305 einen wesentlich groesseren Durchmesser. Dadurch wird es moeglich, die
30 Radialkraefte vom Erstkolben 302 so gering zu halten, dass fuer die Kolben = hubfuehrung noch handelsuebliche Waelzlager 338 verwendet werden koennen und dabei noch ausreichend lange Lebensdauer haben. Bei dieser Anordnung nach der Figur 22 der Erfindung benoetigt der Zweitkolben 305 keine Waelzlager. Das grosse Problem, dass es fuer die hohen Kraefte des Zweitkolben 305
35 keine handelsueblichen Waelzlager mehr gibt, die die Zigtonnen Kraefte des Zweitkolbens mit einer rotierenden Nockenwelle oder einem rotierendem Exzenterring, wie in Figur 17, voellig ueberwunden. Erstkolben und Zweit = kolben laufen nun in Figur 22 in nicht rotierenden, festen, stabilen Koerpern

- 42 -

mit stationaeren Erst- und Zweit- Zylindern 301, 304 darin. Im Beispiel der Figur 22 ist der Erstzylinder mit dem Erstkolben eine Radialanordnung, doch koennte es auch eine Achsialanordnung sein. Der Zweitzylin der und Zweit = kolben koennten auch eine Radialanordnung sein, woe in Figur 17, doch sind sie
5 in Figur 22 eine Achsialanordnung. Dadurch wird es moeglich, zum Beispiel 3, 5, 7, 9 oder Jede andere beliebige Anzahl von Achsialzylindern um die Mittelachse 330 des Aggregates anzuordnen und die entsprechende Anzahl Erstzylinder und Erstkolben anzuordnen. Es ist zu bedenken, dass Jeweils mindestens ein
10 Erstzylinder mit einem Zweitzyylinder durch die Verbindungsleitung oder den Verbindungskanal 303 verbunden sein muss. Bei mehreren Erstzylindern und Zweitzyylindern im Aggregat der Figur 22 schwingen also Jeweils separierte Ersts- und Zweitkolben, ohne dass diese mit anderen der Erst- oder Zweitkolben verbunden sein duerften. Die Kanale 303 muessen unverbunden mit anderen
15 Erst- und Zweitzyylinder - Anordnungen bleiben. Jede Erst-Zweit-Kolben An = ordnung in einem gemeinsamem Gehaeuse hat also eine unabhaengig von anderen Fluidsaeu len schwingende Druckfluidsaeu le in einem Kanal 303, die in die verbundenen Erst - und Zweit- Zylinder hereinragt, aber nicht zu anderen der Erst- und Zweit- Zylinder des Aggregates verbunden sein darf. Das schliesst aber nicht aus, dass zum Beispiel zwei oder mehr Erstkolben mit
20 einem einzigem Zweitkolben und entsprechenden Zylindern zusammen arbeiten kann oder koennen.

Es ist auch moeglich, den Betrieb des Aggregates nach Figur 22 stufen - los regelbar zu gestalten, das heisst, den Kolbenhub des Erstkolben und als Folge dessen, den Kolbenhub des Zweitkolbens stufenlos regelbar zu gestalten.
25 Dazu macht man den Antrieb von Antrieb 345 auf den Kolbenhubfuehrungsteil 336 in der Figur 22 zum Beispiel radial flexible. Zum Beispiel, indem man ver = aenderliche Eintrittstifen der Zahne 344 der Welle 345 in die Zaehne 346 des Kolbenhubantriebes einsetzt, oder aber ein Zwischenrad beweglich zwischen dem Zahnrad 344 der Welle 345 und dem Zahnrad 346 der Kolbenhubfuehrung 336
30 anordnet.

Schliesslich ist es in der Praxis oft wichtig, immer fuer die richtige Fluidmenge in der Fluidsaeu le des Kanals 303 mit verbundenen Zylindern 301 und 304 zu sorgen. Das erreicht man zum Beispiel durch die Anordnung einer Steuerung 326 bis 329. Der Erstkolben 301 hat hier einen Steuerfortsatz 326,
35 der mit Steuernuten 328 versehen ist, die periodisch die Fluidzufuehrungslei = tung 329 in Abhaengigkeit vom Kolbenhub des Erstkolbens 302 mit dem Erstzylin = der 301 verbinden und von ihm trennen. Der Steuerfortsatz 326 taucht dazu in den Steuerzylinder 327 dichtend ein und bewegt sich in ihm.

So kann man erreichen, dass jeweils dann, wenn der Erstkolben in seiner
 aeusseren Lage im Zylinder 301 anlangt und der Zweitkolben 305 etwa seine
 innere Lage im Zweitzyylinder 304 erreicht hat, die Fluidzuleitung 329
 ueber den Steuerkanal 328 mit dem Erst- und Zweit-Zylinder 301, 304 ver-
 5 bunden ist und diese sowie den Kanal 303 mit der benoetigten Fluidmenge
 fuellt, oder Nachfuellt, wenn waehrend des vorausgegangenen Arbeits-
 Zyklus etwas Fluid aus der Saule der Raume 301, 303, 304 durch Leckage
 verloren gegangen sein sollte. Damit das einwandfrei funktioniert, ist es
 zweckdienlich, den Zweitkolben 305 mit inneren Endlagenanschaegen 306
 10 zu versehen, die auf den Zylinderboden des Zweitzyinders stossen und so
 eine praezise innere Endlage des Zweitkolbens 305 im Zweitzyylinder 304 be-
 stimmen. Das ist wichtig zusammen mit der vollen Auffuellung des Fluids in
 der genannten Fluidsaule, damit der folgende Druckhub des Erstkolbens 302
 eine genaue Laenge und Lage des Pumphubes des Zweitkolbens 305 im Zweit-
 15 zylinder 304 bewirkt und somit die Elemente 307 in der genau gewuenschten
 Hublaenge zusammengedruickt werden. Das ist wichtig, weil die Elemente 307,
 1, 2, in diesen hohen Druckbereichen des superkritischen Bereiches nur ganz
 kurze Huebe von unter einem Millimeter pro Element 1, 2, 307 machen. Nur selten
 sind die Huebe der Elemente 1, 2, 307 laenger. Die sichere Wirkungsweise der
 20 Fluidsaule ist daher von entscheidender Bedeutung fuer den zuverlaessigen
 Betrieb des Aggregates der Figur 22, sowie fuer volle Hochdruckfoerderung
 mit gutem Wirkungsgrade.

Die Figur 22 hat ausserdem noch das Einlassmittel 316 zur Arbeitskammer
 311, den Aussenring 320, den Innenring 308, die Bohrung 350 darin zur
 25 Verbindung der beiden Arbeitskammern 311, sowie die Dichtungen 309,
 (Schutzhaut) 348, 322, 317 usw. wobei Figur 28 die vollendetste Form eines
 Teiles zeigt und eine Vergraesserung der Umlinierung 348 der Figur 22 sein
 kann. Achse 331 zeigt die exzentrische Achse, also die Achse der Kolben-
 hubfuehrungsflaeche 347 und deren Abstand (Radialabstand) 332 von der zen-
 30 trischen Achse 330. Die Innenraume 351 und 352 kann man wieder mit Schmier-
 fluid fuellen, um ein Rosten der Teile innerhalb des Aggregates zu vermeiden.

In Figur 23 deuten die Balken "H" die Auflage des Elementes auf dem
 Kolben oder Pumpenkopf an, oder die Zusammenspannung zweier der Elemente.
 Die wichtige Bedeutung der Figur 23 besteht darin, dass sie lehrt, dass
 35 herkoemmliche Tellerfedern allenfalls fuer die niederen Druckbereiche
 verwendbar sein, fuer den superkritischen Bereich des hohen Druckes die
 Differenz (R minus r) aber etwa ein Fuenftel oder weniger des Aussendurch-
 messers " R " sein soll. " S " zeigt die Dicke des Elementes 1, 2, 307.

Durch Vergleich der Lehre aus Figur 23 mit der Figur 22 ergibt sich, dass der Hauptteil der Durchflussmenge durch die Arbeitskammer 61 jetzt durch die Zusammendrueckung der Kammer 61 in Axialrichtung erreicht wird. Die Elemente sind jetzt nur noch zu einem kleinem Prozentsatz an der Ver-
 5 aenderung des Volumens der Arbeitskammer 61,311 beteiligt. Und so sollte es im Idealfalle ja auch sein. Die Elemente sind jetzt in Figur 22 mehr Mittel der Begrenzung der Arbeitskammer in Radialrichtung, als Fluidfoerder-
 elemente. Im subkritischem Bereiche dagegen, sind die Elemente 1,2 oft bedeutende Teilnehmer an der Veraenderung des Volumens der Arbeitskammer
 10 und ihre Foerderwirkung ist dann groesser, als die der reinen Achsialbewegung des betreffenden Kolbens.

In Figur 29 ist links die mathematische Entwicklung der Berechnung der Kammernveraenderung, also der Foerdermenge der Kammer 61 dargestellt. Hier sieht man als "V" die Veraenderung des Volumens der Arbeitskammer 61
 15 durch das Element 1,2 waehrend "Q" die Summe der Volumenaenderung durch Elemente 1,2 und Axialbewegung des betreffenden Kolbens ist. Arbeitet das Aggregat als Pumpe, dann ist "V" die Foerdermenge pro Hub durch das betreffende Element 1,2, waehrend "Q" die Summe der Foedererung pro Hub aus Element 1 und Achsialbewegung des Kolbens (z.B. 40,305) ist.

20 Figur 29 zeigt im Uebrigen noch, dass nicht immer zwei oder mehr Elemente 1,2 angeordnet sein muessen, sondern auch ein einziges Element 1 oder 2 zwischen einem Kolben 40 und dem Pumpenkopfe 48 angeordnet sein kann. Hier sieht man auch deutlich die Schutzhaut 777, die Schutzschicht, die eingelegt werden kann als Blech oder so aus entsprechendem Material,
 25 z.B. Kupfer, Teflon, Gummi, um eine Beruehrung des Elementes 1,2 durch Wasser oder dergleichen zu verhindern. Wasser am Element 1,2 verringert dess Lebensdauer ggf. auf ein Achtel. Die Dichtung 888 umgreift zweckmaeissigerweise die Schutzhaut 777 und die Dichtung 7 ist durch die Schutzhaut be-
 ruehrt, um einwandfreie Dichtung der Kammer 61 und einwandfreie Auflage
 30 des Aussenteiles (im Ring 3) des Elementes 1,2 zu sichern.

Im rechtem oberem Teile der Figur 29 sieht man die Zahlen 1,2,3 in Kreisen. Diese bedeuten die betreffenden Stellen (Orte, Lagen) der inneren Spannungen σ (Ring 1), (Ring 2), (Ring 3) zur Berechnung nach der Almen und Lasczio Gleichung.

35 Die Figuren 25 und 30 zeigen noch, dass die Biegespannungen " σ mit Index B", also die Spannungen unter Fluiddruck in der Arbeitskammer 61 viel ploetzlicher zunehmen, als die Spannungen σ unter Zusammendrueckung des Elementes 1 oder 2. Denn die vollen Spannungen durch Fluiddruck treten

- 45 -

bereits auf, wenn das Fluid, zum Beispiel das Wasser, voll auf den Hochdruck komprimiert ist. Daher ist die Betrachtung ueber dem Umlaufwinkel alpha des den Kolbenbub erzeugenden Rotationsteiles sehr wichtig. Wasser zum Beispiel drueckt grob gerechnet vier Prozent bei 1000 bar zusammen, bei 4000 Bar also etwa 16 Prozent. Die Hoechstspannungg im Element 1,2 durch Fluiddruck erfolgt daher ploetzlich, z.B. nach 362 in Figur 25 oder nach sigma Bi in Figur 30. Die hoechste Spannung durch Fluiddruck ist daher oft schon bei weniger, als einem Zwanzigstel des Rotorumlaufes erreicht, waehrend die durch Zusammendrueckung des Elementes 1,2 durch den Kolben 40,305 erst nach einem halbem Rotorumlauf erreicht ist. Daher hat auf die Lebensdauer des Elementes der schnelle Spannungsanstieg durch Fluiddruck einen groesseren Einfluss, als die Spannungen durch Zusammendrueckung des Elementes durch den Kolben. Diese Sachen mussten erfindungsgemaess intensiv untersucht und nach Figuren 25,30 in Balance gebracht werden, damit die bisher nicht moeglich gewesene Lebensdauer, die Tellerfedern nicht bieten koennen, erreicht wird fuer die Elemente 1,2,307 usw. der Erfindung. In Figur 30 sinkt die sigma B Kurve rechts etwas ab, weil in idieser Figur beruecksichtigt ist, dass das Element in Nahe der Vollendung des Kompressionshubes bereits teilweise zur Auflage an der Auflage, dem Kolben, oder dem Pumpen, Motorn - Kopfe kommt, was die Spannung etwas, jedoch nur allmaehlich ueber dem Umlaufwinkel, reduziert.

Fuer die Berechnung der Traegheitskraefte und der Fluidstrom - Geschwindigkeiten sind in Figur 29 noch die mathematischen Formeln fuer den Hub "S", die Kolbenegeschwindigkeit "Vs" und die Kolbenbeschleunigung "bs" gegeben und zwar wieder ueber dem Umlaufwinkel alpha.

Somit gibt die Patentanmeldung eine volle Lehre zum technischem Handeln vereint mit der Erkenntnis, dass die herkoemmlichen Mittel nicht zum Ziele, also nicht zur Loesung der Aufgabe fuehren koennen und fuer den superkritischen Bereich des hohen Druckes die neuartigen Mittel und Erkenntnisse der gegenwaertigen Erfindung benutzt werden muessen.

Ab etwa zehntausend Athmosphaeren Wasserdruck muss beruecksichtigt werden, dass dann die Schallwellen (Druckwellen) Fortpflanzungsgeschwindigkeit im Wasser erreicht ist. Die Angabe in deutschsprachigen Katalogen einiger Firmen, dass ein Wasser-Jet mit zweifacher Schallgeschwindigkeit aus der Duese austritt, kann irrefuehrend sein, denn die Schallgeschwindigkeit von Wasser liegt um etwa 1400 meter pro Sekunde, aber nicht bei etwa 330 meter pro Sekunde, wie die der Luft.

Die bisherigen Figuren mit konischen Ring - Elementen zusammenfassend, erkennt man, dass die besonderen Ausbildungen und Merkmale der Erfindung auch darin bestehen,

5 dass ein Elementenpaar 1,2 aus Faserstoffen mit Verbindungs =
stoffen dazwischen an den radial aeusseren Enden, einen Hohl =
raum 61 zwischen den beiden Elementen bildend, verklebt oder
klebend verbunden ist; (Figur 9)

oder;

10 dass zwei Elemente 11,12, zwischen sich einen Hohlraum 61
bildend, an den radial aeusseren Enden mittels einer achsial
starken Umgreifung 9 aneinander geklemmt sind; (Figur 10).

oder;

15 dass zwischen den Elementen 11,12,1,2, ein Aussenring 8 ,
ein Innenring 6 mit einer Bohrung und zwischen dem Innenring
und dem Aussenring eine die Elemente beruhende plastische
Dichtung (Dichtring, O-Ring) 7 angeordnet sind;(Figur 10)

oder;

20 dass achsial endwaerts der genannten Elemente Stutzkoerper 10
mit Auflageflaechen und mit Ausnehmungen 17 angeordnet sind,
deren Radialabmessungen aussen der Umgreifung nahe sind;

oder;

25 dass Zentrierkoerper 19 oder 20 mit Zentriersitzen 27,26,
28,29 angeordnet sind, die teilweise in Sitze 4,25 an Elemen =
ten 1,2 ansetzbar sind und so jeweils mindestens zwei Elemen =
te 1,2 zueinander oder Paare von Elementen 1,2 zueinander
zentrieren und halten; (Figur 11).

oder;

dass ein Treibkolben 59 mit einem Pumpkolben 58 in Achsial =
richtung druckfaehig und in Radialrichtung relativ zueinander
etwas nachgiebig, verschiebbar, verbunden ist, wobei der
5 Treibkolben in einem Zylinder und der Pumpkolben in einem
anderem Zylinder 61 reziprokierbar ist und zwischen den
genannten Zylindern ein die benachbarten Enden der Kolben 58,
59 umgebender Raum 67-angeordnet ist, der durch eine Lei =
tung 68 druckarm oder druckleer gehalten sein kann; (Figur 12).

10

oder;

dass die beiden Kolben 58 und 59 du ch einen etwa achspara =
llenen Stift 70,64,71 miteinander verbunden sind und zwischen
einer Bohrungswand in einem der Kolben und dem genannten
Stift ein Raum 69 angeordnet ist, der radiale Beweglichkeit
15 der beiden Kolben zueinander gestattet, ohne die achsiale
Kraftschluessigkeit in mindestens einer der achsialen Bewegungs =
richtungen aufzuheben; (Figur 12)

15

oder;

ein Teil des Pumpkolbens von einer Ringkammer 65
20 mit Abflusskanal 66 umgeben ist und diese Kammer zur Abfueh =
rung von Leckage oder Mischfluid eingesetzt sein mag. (Figur 12).

20

oder;

dass Elemente 1,2 zwischen Radialplatten 42,41
mit radial innen oder aussen vorstehenden Zylinderteilen 43,44,
25 45,46 zentriert und gehalten sind, wobei die endwaertigen
Elemente 1,2 in Sitzen 47,53 benachbarter Teile 48,52 gehalten
sein moegen; (Figur 13.)

25

oder;

dass ein federbelasteter Kolben 60 einen
30 Planflaechenkopf 86 bildet, auf den die plane Endflaechen eines
Zweitkolbens 59 drueckt, wobei radiale Ungleichheit der
Kolbenachsen in Kauf genommen werden kann und / oder
ein Kolbenschuh 52 mit Fuehrungsfingern 81 versehen ist,
deren Gleitteile 79 an Laufflaechen 82 einer Ausnehmung 80
35 in einem Koerperteil fuer einen langen Kolbenschuh - Hub
gefuehrt sind; (Figur 14) .

35

oder;

5 dass an einem radialem Endteil eines Elementes eine plastische Dichtung 38 in das Element 1 eingearbeitet ist, und / oder in das radial innere Teile des Elementes 1 eine plastische Dichtung 39 eingearbeitet ist, wobei die genannten Dichtungen in die Betten 37 oder 40 eingelegt oder eingeklebt oder ein = vulkanisiert sein moegen; (Figuren 15 und 16) .

oder;

10 dass die genannte Umgreifung 9 in einzelne Segmente A,B,C, X,Y,Z durch etwa radiale Schnitte unterteilt ist, und / oder die genannte Halterung aus einem oberem Spannteil 89, einem mittlerem Distanzteil 90 und einem unterem Spannteil 91 besteht, wobei auch diese Teile in Segmente unterteilt sind; (Figuren 17 bis 20.)

15 oder;

20 dass der obere und/oder der untere Spannteil 89,91 mit Haltefingern 31 versehen ist, die in eine entsprechend geformte Nut 30 am radial aeusserem Endteil des betreffenden Elementes 1 oder 2 ausgebildet ist, eingreifen und dadurch das radiale Ab = gleiten des betreffenden Haltesegmentes 89 A-Z oder 91 A-Z vom Element 1 oder 2 vermieden ist, und/oder dass die genannten Halteteile oder Spannteile 89 bis 91 durch Halte- oder Spannmittel, wie z. B. Bolzen 92 miteinander gespannt verbunden sind; (Figur 17.)oder Figur 22 .)

25 oder;

30 dass das Aggregat fuer den superkritischen hohen Druck = bereich eingesetzt ist oder einsetzbar ist und/oder der genannte Aussenring 8, plastische Dichtring 7 und der genannte Innenring 6 zwischen den beiden Elementen 1 und 2 angeordnet sind;

oder;

dass ein Fluidmotor 113,117,119,121 eine Welle treibt,
 die einen Exzentering mit zur Wellenachse exzentrischer, zy-
 lindrischer Kolbenhubfuehrungsflaeche am Exzenter 55 bildet,
 5 auf der ein Kolbenschuh 52 gleitet, dessen Druckfluidkammern 73
 durch Kanaele 74 aus achsialen Anpresskammern mit abdichtenden
 Druckkolben 95,96 gespeist werden, auf der Schwenkflaeche
 des Kolbenschuhes ein Kolben lagert und dieser Kolben 40 auf
 eines der Elemente 1 oder 2 drueckt und die Zusammendruckung
 des betreffenden Elementes und damit den Pumpvorgang in der
 10 Arbeitskammer 61 treibt oder die Arbeitskammer den Kolben und
 Schuh und damit den Exzentering 55 treibt und in rotierende
 Bewegung versetzt; (Figur 17 oder 22.)

oder;

dass in einem Koerper 98 Sitze 107 ausgebildet sind, die
 15 Elementenpaare 1,2 halten, eine Kolbenhubfuehrung 156 fuer
 den radialen Kolbenhub des Kolbens 36 ueber Kolbenschuh 21
 zwischen dem Elementensatze 1,2 und der Fuehrung 156 ange-
 ordnet ist und Fluidzuleitungskanaele 102,105 und Ablei-
 tungskanaele ueber einen Umsteuervorgang den zwischen den
 20 Elementen 1 und 2 gebildeten Arbeitskammern 61 verbunden
 sind, wobei ein Kolbenfortsatz des Kolbens 36 die Elemente
 zentrieren oder halten mag und jede dichtene Einpassung von
 Kolben in Zylindern vermieden ist, um so das einfache und billige
 Pump - oder Motoren - Aggregat der Figur 21 zu verwirklichen;
 25 (Figur 21 .)

oder;

dass an dessen Achsialenden radial innen oder
 ausser radial etwa plane Flaechen, Auflage-Flaechen 354
 und / oder 359 angeordnet sind; (Figur 27.

oder;

dass nach Figur 28 eine Formgebung und eine
 Ausbauchung 355 die Linienberuehrung in eine fast Flaechenbe-
 ruehrung umwandelt um groessere Tragkraft zu erzielen
 und / oder Schutzschichtplatten, sheets, Bleche, 309 und /
 35 oder Dichtmittel 356 angeordnet sind; (Figur 28.)

oder;

5 dass ein Erstzylinder 301 angeordnet ist, in dem ein
Erstkolben 302 reziprokiert, ferner ein Zweitzylinder 304
angeordnet ist, in dem ein Zweitkolben 305 reziprokiert und
der Erstzylinder mit dem Zweitzylinder durch einen Verbindungs-
kanal 303 verbunden sind, die Zylinder und der Kanal
mit Flüssigkeit gefüllt sind und die Reziprokiertbewegung
des Erstkolbens durch die Flüssigkeitssäule in dem Kanal
und den Zylindern auf den Zweitkolben übertragen wird;

10

(Figur 22.)

oder;

15 dass der Erstkolben 302 kleinen Durchmesser, der Zweit-
kolben 305 einen grösseren Durchmesser hat, wodurch die
Druckkraft des Zweitkolbens grösser, als die des Erstkol-
bens wird und die Bewegung des Zweitkolbens umgekehrt
parallel zum Erstkolben erfolgt, indem der Zweitkolben im
Zweitzylinder einwärts läuft, wenn der Erstkolben im
Erstzylinder auswärts läuft und umgekehrt (vice versa);

oder;

20 eine Steuerung 326,329,328,327 zur korrekten Auffüllung
der genannten Fluidsäule oder Flüssigkeitssäule in
den Räumen, Zylindern, Kanälen, 301,303,304 ange-
ordnet ist, die zur Zeit niederen Druckes, bevorzugt in der
äusseren Kolbenlage oder der Nähe derselben, des Erst-
25 kolbens 302 die Zylinder 301 und 304 und den Verbindungs-
kanal 303 mit Fluid aus dem Zuleitungskanal, z.B. 329 heraus
füllt, damit eine einwandfreie Übertragung der Bewegung des
Erstkolbens 302 auf den Zweitkolben 305 erfolgt;

oder;

30

dass der Kolbenhub des Erstkolbens 302 stufenlos regel-
bar angeordnet ist und dadurch der Kolbenhub des Zweit-
kolbens 305 auch stufenlos regelbar wird;

oder;

dass das Element 1,2,307 usw.
einen Aussenradius und einen Innendurchmesser
hat, deren Radien die Haelfte des betreffenden Durchmessers
5 sind und die Differenz Aussenradius minus Innenradius
mindestens dreimal kleiner, als der Aussenradius ist.
(Figur 22) ; (Entstanden aus Figuren 23,24,25,29,30.)

oder;

dass der Erstkolben 302 mit einer Kolbenhuh - Antriebs =
10 vorrichtung, z.B. 334, 347, 336, 346, 344, 345 oder der=
gleichen versehen ist, die den Hub des Erstkolbens 302 er=
zwingt; (Figur 22) .

oder;

dass nur ein Element 1 zwischen einem rezi =
15 prokierbarem Kolben 40 und einem Kopfe 48 angeordnet
ist; (Figur 29.)

oder;

dass zwecks Erreichung einer
maximalen Lebensdauer der Elemente die inneren Spannungen
20 in den Elementen 1,2,307 usw. durch Zusammendruetzen
und durch Durchbiegung unter innerem Fluiddruck aus der
Arbeitskammer 61 gegeneinander angeglichen sind.
(Figuren 25,30) .

In Figur 26 ist eine Schematik eines Arbeitssystems fuer einen Fest -
Stoff Verbrennungsmotor dargestellt. Darin koennen die Pumpaggregate
der Erfindung vorteilhaft verwendet werden. Im Tank (zum Beispiel Tank des
Fahrzeuges) 806 befindet sich der feste Brennstoff 807, der keine Fluessig =
5 keit und kein Gas, sondern ein fester Stoff, zum Beispiel Pulver, Magnesium,
Kohle oder gereinigte und gepresste Kohle oder dergleichen ist. Die erste
Transportvorrichtung 809 dient dazu, den Festbrennstoff staendig zum
Tankausslass und Brennstoff-Einlass 805, 804 zu transportieren. Die zweite
Transportvorrichtung 805 befoerdert den Festbrennstoff durch den Einlass
10 804 in den Brennraum oder Vorbrennraum 800 hinein. Dort mag der Fest =
brennstoff auf eine Pumpe der Erfindung treffen, die in 808 im Prinzip *angedeutet*
ist und die einen Fluidstrahl (Jet) zum Beispiel einen Wasser-Jet 802 durch die
Jet-Duese 803 auf den eintreffenden Festbrennstoff 801 richtet. Der Fluid -
Jet-Strahl 802 stoest mit grosser Kraft von einigen tausend *Atmosphaeren*
15 Staudruck auf den Feststoff eintritt 801 und zertruemert den Feststoff-
Brennstoff zu Staub. Dadurch entsteht der Mischstrom 810 aus festem Brenn =
stoffstaub vermischt mit dem Fluid aus dem Fluid Jetstrom 802. Dieser Misch =
strom entzuendigt sich im Brennraum 800 und verbrennt in ihm in komprimierter
oder sonstiger Luft. Ist der Fluidjetstrom 802 ein fluessiger Brennstoff, dann
20 verbrennen der fluessige Brennstoff und der feste Brennstoffstaub in der
Brennkammer 800 gemeinsam. Ist der Jetstrom 802 ein Hochdruck Wasser-Jet
Strom, dann verdampfen die Wassertroepfchen des Wassers in der Flamme im
Brennraum 800, waehrend die Staubteile des festen Brennstoffstromes 801
in der Luft verbrennen und die Umwandlung des Wassers des Jets in Dampf
25 bewirken. Der Dampf nimmt dann zusammen mit der bei der Verbrennung
aufheizenden Luft an der Expansion des Gases teil, das den Antrieb fuer
die Kolben oder Entspanner des Verbrennungsmoyor liefert. Eine besonders
elegante Loesung ist es beispielsweise, den Festbrennstoff zu einem rechteck =
kigem Querschnitte 815 stark zu pressen, zum Beispiel zu einem Kohlefaden
30 von an sich beliebigem Querschnitte, wobei jedoch der Rechteck oder *Quadrat-*
Querschnitt 815 bevorzugt wird. Denn den Rechteck oder Quadratquerschnitt
kann man zu einer Spirale (Radialspirale) aufrollen, wie durch 25 gezeigt ist.
Mit solcher Spirale kann man den Tank 806 voll fuellen. Dann kann man, da
ein Kubikmillimeter Presskohle etwas mehr, als den doppelten Heizwert
35 eines Kubikmillimeyers Benzin hat, mit einem gleich grossem Tank fast doppelt
so weit fahren, wenn man den Kohle oder Fest Brennstoff nach der Erfindung,
statt Benzin oder Dieseltreibstoff verwendet. Die zweite Fordervorrichtung 805
rollt die Brennstoffspirale 825 kontinuierlich ab und foerdert den Festbrenn =
stofffaden 835 zum Beispiel des Querschnittes 815 zuegig und kontinuierlich
40 durch die Brennstoff-Einfuehrduese 804 als Brennfaden 801 in die

Brennkammer 800 hinein, wo der Brennstofffaden 835,801 dann auf den Fluidjetstrom 802 trifft und von ihm unter dem hohem Staudruck in Pulver oder Staub zertrümmert und mit dem Fluidjetstrom 802 mitgerissen wird.

Besonders bevorzugt ist, im Brennraum 820 eine heisse Brennflamme zum Beispiel aus Wasserstoff, Benzin oder dergleichen und Luft durch den Brenneinlass 824 als Brenneinlass-Dauerstrom 821 in den Brennraum 820 einzustromen und so innerhalb etwa der radialen Mitte oder Achse bzw., um sie herum, die sehr heisse Dauerbrennflamme 831 zu erzeugen und kontinuierlich aufrecht zu erhalten. Der Festbrennstoff-Faden 835 bewegt sich dann ständig und kontinuierlich, wobei die Geschwindigkeit im Auto mit dem bekannten Gaspedal geregelt werden mag, durch Einlassführung 804 in die Brennkammer herein, wobei sie auf den Fluidstrom Jet, z.B. den Wasser Jetstrom aus dessen Düse 823 trifft. An der Stelle 822 treffen der Brennstoff Faden und der Fluidjet, zum Beispiel der Wasser Jetstrom aufeinander, wobei der Festbrennstoff Faden zu Pulver oder Staub zertrümmert und mit dem Fluid Jetstrom mitgerissen wird und zwar direkt in die heisse Brennflamme 831 herein, die durch die Leitung 824 eingestromt wird.

Da die Brennflamme 831 durch diese Anordnung sehr heiss gehalten ist, hat sie genügend Heizwertinhalt, um das Wasser des Jetstromes aus 823 sofort in Dampf umzuwandeln, also zu verdampfen, ohne dass der Wasser-Jetstrom die Brennflamme 831 abtöten könnte. Im Weiterem Verlauf der Strömung des Gemisches aus Luft, Dampf und Brenngas entlang der Pfeile innerhalb des Brennraumes 820 wird das Brenngas in bevorzugter Weise mittels der rotierenden Schaufeln 826 an der Rotorwelle 825 weiter durchwirbelt und diese Rotoranordnung 825,826 mag auch dazu dienen, verbliebende Fremdkörper oder nicht verbrannte Feststoffteile radial nach aussen zu schleudern und in Sammelkammern im radial äusseren Bereiche der Brennkammer 820 zu sammeln. Das so perfekt gewordene Brenngas mit mindestens teilweise erreichter Expansion tritt dann aus dem Auslasse 828 aus dem Brennraum heraus, um in die Kammer (n) des Entspanners des Verbrennungsmotors, zum Beispiel in die Expansions-Hub Zylinder des Motors einzutreten und dort drin die Kolben oder den Kolben im Expansions-Hub, also im Arbeits-Hub, zu treiben.

Figuren 31 und 32 zeigen zueinander passende Schnitte entlang der betreffenden Mittellinien der Figuren eine Kolben-Kolbenschuh - Anordnungen mit Teilen der sie um gebenden Nachbarteile. Diese Anordnung mag zum Beispiel in den Motoren oder Pumpen der Anmeldung verwendet werden, oder
5 generell fuer Pumpen und Motoren dienen, die ausserhalb der sonstigen Aggregate der sonstigen Figuren dieser Patentanmeldung verwendet werden. Aufgabe dieser Figuren und der Figur 33 ist es, eine moeglichst grosse, oder genauer gesagt, die maximal moeglich groesste Auflageflaeche des Schwenkgeelenkes zwischen einem Kolben mit daran schwenkbarem
10 Kolbenschuh zu schaffen. Das ist notwendig, um besonders hohe Drucke im Aggregat zu erreichen. So hohe Drucke von vielen hundert oder mindestens dreihundert bar, die gelegentlich notwendig sind. In den Aggregaten der uebrigen Figuren benoetigt man gelegentlich 500 oder 1000 Bar fuer die Kolben und Schuhe. Dieser hohe Druck kann in den Schwenkgeelenken der
15 DE-OS 30 41 367 nicht mehr getragen werden, weil die Auflageflaeche zwischen Kolben und Kolbenschuh darin zu klein ist.

Erfindungsgemaess erhaelt der Kolben 501 die Lagerbettflaeche 510 mit dem Radius 508 um die Schwenkachse 505. Es ist nun also eine Teilzylinderflaeche, die ueber den ganzen Kolbenquerschnitt erstreckt ist. Der Kolbenschuh ist mit einer dazu
20 komplementaeren Schwingflaeche 511 versehen, die auf dem Kolbenbette aufliegt und den Radius 509 hat, der dem Radius 508 entspricht. Die Kolbenschuh Lagerung auf dem Kolben ist mit durch Kanale 516, 517 gespeisten Druckfluidtaschen 515 versehen, und solche sind auch in der Aussenflaeche des Kolbenschuhes, mit der dieser an der Kolbenhubfuehrung 514 gleitet, angeordnet. Die
25 Kolbenhubfuehrung 514 hat die Kolbenhubfuehrungsflaeche 512, an der die Aussengleitflaeche 513 des Kolbenschuhes laeuft. Die Schwenkbettflaeche des Kolbens mit dem Radius 508 um die Schwenkachse ist mit 510 bezeichnet und die dazu komplementaere Zylinderhohlteil Schwenkflaeche des Kolbenschuhes ist die Schwenkflaeche 511.

30 Diese Anordnung soll, wie auch die der Figur 33, ausserdem den Vorteil haben, dass ein relativ grosser, langer Kolbenhub dadurch erzielt werden kann, dass die Schwenkachse in den Zylinder 503 des Aggregates eintreten kann. Die Kolbenachse ist 504, der Kolbenboden 533, die Schwenkachse des Schwenkgeelenkes zwischen Kolben und Kolbenschuh hat die Nummer 505. Zwecks Erreichung
35 des beschriebenen Eintauchzieles hat der Kolben eine Querbohrung 507 mit der Schwenkachse 505 als Mittellinie, die zur Kolbenachse 504 senkrecht steht. In sie ist der Halterungsbolzen 506 eingesetzt. Ausserdem hat der Kolben 501 an den aeusseren Enden der genannten Bohrung Ausnehmungen 518, die um die Bohrung 507 und den Bolzen 506 radial ausgeweitet sind. Die Enden des
40 Bolzens 506 treten in diese Ausnehmungen der Erfindung, 518, ein, doch sind

die Bolzen 506 in der Querbohrung 507 kuerzer, als der Durchmesser des Kolbens 501 und des Zylinders 503 ist, damit die Stifte 508 nicht an die Zylinderwaende ansto-
 5 ssen und diese nicht beschaedigen koennen. In die Ausnehmungen 518 sind Halte-Augen 520 der Zwischenhalterungen 519 eingesetzt und sie umgreifen die beschriebenen Enden der Bolzen 506. Radial ausserhalb der Schwenkachse 505 stehen die Zwischenteile 519 achsial vor und bilden dort die Zugflaechen 531, waehrend die Zwischenteile ansonsten achsial des Kolbens radial nach aussen erstreckt sind, bis sie auf die Lagerflaeche 511 des Kolbenschuhes treffen und an ihr lagern. Achsial ausserhalb der Zwischenteile 519 befinden sich die
 10 Aussenteile 5, die mit ihren radial aeusseren Sitzen an der Kolbenhub = Fuehrungsflaeche 512 der Kolbenhubfuehrung anliegen. Die Aussenteile 530 bilden die Umgreif-Zugstuecke und Umgreif Zugflaechen 532, die die Zug = flaechen 531 der Zwischenteile 519 umgreifen, diese beruehren und sie daran gleiten lassen. Die Endteile 530 dienen also als Zugteile, die die Kolben -
 15 Kolben Schuh - Anordnung radial aus den Zylindern 503 waehrend des Ansaughubes herausziehen. Die Erfindungsanordnung nach den Figuren 31 und 32 erreicht also gleichzeitig :

- a) Eine groesstmoeegliche Lagerflaeche des Schwenkgelenkes;
- b) Ein Eintauchen der Stifthalterung in den Zylinder, und
- 20 c) Herausziehen des Kolbens beim Saughub mittels der Zugflaechen wodurch gleichzeitig die folgenden Vorteile erzielt werden :
- d) die Anordnung ermoeeglicht hoechste Drucke infolge der grossen Tragfaehigkeit der Schwenklagerflaechen ;
- e) der Kolbenhub bleibt gross, da ein Teile der Verbindungsanordnung
 25 zwischen Kolben und Kolben Schuh in den be reffenden Zylinder eintauchen kann ; und;
- f) einen einwandfreien Selbstansaugehub, da ausgedehnte und praezise wirkende Zugflaechen fuer das Herausziehen des Kolbens in Verbindung mit dem Gelenkbolzen beim Saughub
 30 gewaehrleistet sind.

In der Figur 33 ist ein Teil der Konstruktion der Figuren 31 und 32 veraendert, wodurch eines der Teile gespart werden kann und eine andere
 35 Herstellungsweise fuer dieselben Aufgaben und Loesungen ermoeeglicht werden. Kolben, Rohr 508, Zylinder und Kolbenhubfuehrung sind gleich, wie in den Figuren 31 und 32. Auch der Bolzen 506 und die Ausnehmungen 518 sind gleich. Die Teile 519 und 530 der Figuren 31 und 32 sind jedoch durch die Halterungen 529 ersetzt, deren Augen die Kolbenenden der Bolzen 506 umgreifen und die wieder in die Ausnehmungen 518 des Kolbens 501 eingreifen,

Unterschiedlich gegenüber den Figuren 31 und 32 ist, dass die Halte =
 teile 29 mit Aussenumgreifungen, Borden, 522, versehen sind. Die
 Kolbenschuhe haben aussen an den achsial aeusseren Enden die Ausnehmungen
 die die Halteflaechen 523 bilden, an denen die Borde 522 mit ihren Halteflae =
 5 chen 524 liegen. So halten die Borde 522 der Teile 529 den Kolben 501 und
 den Kolbenschuh 502 zusammen und ermoeeglichen das Schwenken des Schuhes 502
 auf dem Kolben 501. Die ganze Anordnung kann in den Figuren 31 und 32, so =
 wohl, wie in der Figur 33 durch die einander zugekehrten radial planen Innen =
 flaechen 527 der Haltringe 525 zwischen Lagern 528 eingeschachtelt gehalten
 10 werden und gegen Achsialverlagerung gesichert werden, indem die genannten
 Innenflaechen 527 der Ringe 525 gegen die radial planen Achsial-Endflaechen 526
 der Verbindungsteile 529 lagern und halten.

Figur 34 zeigt den Laenegsschnitt durch ein Hydraulikaggregat, das
 als Pumpe oder Motor fuer hohe Drucke verwendbar ist. Bei den Aggregaten
 15 der Erfindung werden sehr hohe Drucke benoetigt, die die Aggregate mit
 Waelzlagern meistens nicht mehr fuer ausreichend lange Lebensdauer erfuellen
 koennen. Das Aggregat der Figur 34 mit ihren Teilfiguren 35 und 36 ist daher
 besonders fuer die Aggregate der Erfindung einsetzbar als Pumpe oder als
 Motor, aber auch generell als Hydraulikaggregat, zum Beispiel im Bagger -
 20 und Pressenbau, wie in der allgemeinen Hydrostatik verwendbar. Die
 Hauptwelle 443 hat einen Mittelteil 401, der radial nach aussen erstreckt ist
 und eine Aussenflaechen bevorzugterweise zylindrischer Form bildet, die
 benutzt wird, um eine hydrostatische Lagerung um den Mittelteil herum zu
 setzen, die die hohen Radialkraefte aus den Zylindern 439,440 der beiden
 25 achsialwaerts des Mittelteiles 401 angeordneten Kammerngruppen 439,440 auf =
 zunehmen. Andererseits ist die Welle hauptsaechlich zu Zentrierungszwecken
 in den Endlagern 445 und 444 gelagert, wobei die Lager 445 die Welle achsial
 zentrieren und das Lager 444 eine Achsialausdehnung der Welle unter Waerme
 zulaesst. Beiderends achsial des Mittelteiles 401 ist auf der Welle 443 je
 30 ein Rotor oder Kammern beinhaltender Koerper 441,442 angeordnet, der die
 Arbeitskammern, z.B. die Zylinder 439,440 der Kammerngruppen 439,440 ent =
 halten. Im Mittelteil sind ferner die Andruckkammern 402,403 angeordnet, in denen
 darin achsial bewegliche Druck-Koerper 404,405 angeordnet sind, die unter
 dem Druck in den Kammern 402,403 den betreffenden Rotor mit seiner jenseitigen
 35 Endflaechen, der rotierenden Steuerflaechen oder Rotorflaechen gegen die im
 Gehaeuse 447 angeordnete Steuerflaechen drueckt. Die Koerper 404 den Rotor 441
 gegen die obere Steuerflaechen in der Figur, die Kolben 405 den Rotor 442 gegen
 die untere stationaere Steuerflaechen in der Figur 34.

Sowelt wir bereits fruher versucht haben, derartige Aggregate zu gestalten, sind diese auf Schwierigkeiten gestossen, indem sie nicht einwandfrei oder nicht fuer alle Anwendungen funktionierten. Durch die gegenwaertige Erfindung nach den Figuren 35 bis 36 werden die aufgetauchten Schwierigkeiten ueberwunden und leistungsfahige Aggregate mit hoher Betriebs-Sicherheit geschaffen fuer weite Anwendungsbereiche. So werden insbesondere den Anpresskammern 402 und 403 Druckfluidtaschen in den stationaeren Steuer- oder Lagerflaechen am anderen Ende des Aggregates zugeordnet. Dadurch wird das Heisslaufen der Steuerflaechen vermieden.

10 Erfindungsgemaess ist von den betreffenden Druckkammern 403 aus jeweils ein Kanal 409 zu einer Nebendruckkammer 410 angeordnet, wobei die Nebendruckkammer 410 in entgegengesetzter Richtung aus dem Rotor heraus offen ist, wie die Druckkammer 403. Entsprechend ist der Druckkammer 402 ein Kanal 413 zugeordnet, der in die Nebendruckkammer 412 fuehrt, die wieder
15 in entgegen gesetzter Richtung aus dem Mittelteil 401 heraus offen ist, wie die Druckkammer 402. In den Nebendruckkammern 410 und 412 sind die Nebendruckkolben 611 oder 411 angeordnet, mit einer Durchleitung versehen und sie druecken auf den jeweils benachbarten Rotor 441, bzw. 442, dichten diesem gegenueber ab und muenden in den betreffenden Rotornebenkanal 433 bzw. 618, der axial durch den betreffenden Rotor 441, oder 442 hindurchgeht und am
20 jenseitigem Ende des betreffenden Rotors 441 oder 442 in die betreffende Druckfluidtasche 432, 420, 434, oder 435 der betreffende stationaeren Steuerflaechen des Aggregates muendet. Dadurch wird Druckfluid aus Kammer 403 in die Tasche 432 oder 420 geleitet, jenachdem welche Lage im Rotorumlauf die betreffende Druckkammer 403 gerade hat. Entsprechend wird Druckfluid aus der betreffenden Anpresskammer 402 in die betreffende Druckfluidtasche 435 oder 434 der jenseitigen Steuerflaechen des Aggregates geleitet. Erreicht ist durch diese erfindungsgemaesse Anordnung, dass der jeweilige Rotor 441 oder 442 zwischen dem eigenem Rotorkanal 421, 424, der eigenen Steuermuendung 423, 426
25 mit dem eigenem Zylinderdruck beaufschlagt ist und gleichzeitig aber auch mit dem Druck aus der Anpresskammer des anderen Rotors axial beaufschlagt ist und zwar aus der betreffenden Druckfluidtasche 432, 420, 434 oder 435. Es wird daduech verhindert, dass einer der Rotoren oder beide Rotoren 441 oder 442 durch starken Druck in einer der Kammergruppen 402 oder 403 und niedriger
30 Druck in der anderen der Arbeitskammergruppen zu stark angepresst wird und die Steuerflaechen heisslaufen. Zum Beispiel haben die Kannele 421 und Steuertasche 423 den Druck aus Kammer 439, waehrend die Druckfluidtasche 432 zu dieser Zeit den Druck aus der anderen Arbeitskammer 440 hat.

Entsprechendes gilt gleichzeitig fuer die Raeume 424, 427, 440, 420, sowie fuer 424, 426, 440, 432 und 439, 421, 423, 434 oder 424, 427, 440, 420 undsoweiter.

Das bisherige Heisslaufen der Steuerflaechen insbesondere bei unterschiedlichen Drucken in den Arbeitskammern 439 oder 440 ist dadurch vermieden worden und das Aggregat arbeitet jetzt, bei richtiger Bemessung und Lage der beschriebenen Teile bei entsprechenden Relativgeschwindigkeiten und Drucken einwandfrei.

Ebenfalls aus Gruenden der Betriebssicherheit ist erfindungsgemaess die Lagerung des Mittelteiles neu gestaltet worden. So umgibt das Mittelteil 401 eng um dieses eingepasst, der innere Laufring 460, der im Gleitlager Ring 461 des Gehaeuses 462 umlaeuft. Zwischen dem innerem Laufring 460 und dem Mittelteil 401 befinden sich jeweils um 180 Grad um den Mittelteil 401 herum die Halsspiralkanaele 406, bzw. 408, die in der Abwicklung in Figur 35 gezeigt sind. Dort findet man auch die Muendungen 414, die von einem Nebenkammern - kanal 409 durch den inneren Laufring 460 in die betreffende Druckfluidtasche 407 radial aussen im innerem Laufring 460 erstreckt ist. Aus der jeweiligen Nebendruckkammer 412 oder dem Nebekanal 413 wird der Druck daraus durch den Radialkanal 414 in die betreffende Druckfluidtasche in der radialen Aussenflaeche des inneren Laufringes 460 geleitet. Wie man in Figur 35 erkennt, ist jeweils eine Druckfluid Lagertasche 407 mittels Kanal 415 ueber Kanal 406 mit einer Andruck-Kammer 403 und einer Arbeitskammer 440 verbunden, waehrend die jeweilige beachbarte Druckfluid Lagertasche 477 ueber einen Kanal 414 oder 415 und einen Halbspiralkanal 406 mit einer Andruck - Kammer 402 und einem Zylinder 439 verbunden ist. Dadurch wird der Druck aus dem betreffenden Zylinder 439 oder 440 um 180 Grad um den Mittelteil 401 herum geleitet in eine diametral gegenueber liegende Druckfluidtasche 407 oder 477 hinein. In der Laufflaeche des inneren Laufringes 460, die im Lagerring 461 umlaeuft, hat man also abwechseln eine Druckfluid Lager Tragtasche mit Druck aus einem diametral gegenueberliegendem Zylinder 439 und jeweils eine benachbarte mit Druck aus einem diamteral gegenueber liegendem Zylinder 440. Der Rotor, bzw. das Mittelteil 401 schwimmt daher radial zwischen den Kraefte aus den Zylindern 439 und 440 auf die Welle und den entgegengesetzt gerichteten Kraefte aus den Druckfluidttaschen 407 und 477 auf den Mittelteil 401. Die Radiallasten an Welle, Rotoren und Mittelstueck heben sich dadurch gegenseitig auf und die Lager 444, 445 koennen schwache sein. Das Aggregat aber laesst sehr hohe Drucke zu, ohne dass die Lager 444, 445 unter Drucklast ausfallen. Das erfindungsgemaesse Ziel ist also erreicht.

Figur 36 zeigt noch die wichtige Erfindungserkenntnis, dass die Anpresskammern 402, 403 auf dem Radius r_{gc} liegen muessen, der nach der in der Figur gezeigten Formel berechnet und gefunden sein muss. Sonst laufen die

Steuerflaechen des Aggregates trotzdem heiss. Und entsprechend muss der Durchmesser der Anpress - Kammern 402, bzw. 403 der Gleichung fuer "dth" nach der Figur 36 entsprechen, wenn die Steuerflaechen nicht heisslaufen sollen. Diese Gleichungen sind also wichtige und neue Bedingungen und Erkenntnisse im Rahmen der Erfindung nach den Figuren 34 bis 36. In der rechten Haelfte der Figur 36 sieht man die Steuertasche 422 sowie die Druckfluidtasche 420, die Entlastungsnut 458 zwischen den Steuerspiegeln um 422 und 420, sowie die fuer die Berechnung nach den Gleichungen wichtigen Radien "Ro" und "Ri". Von Wichtigkeit ist noch, dass fuer die meisten Anwendungen die Steuerspiegel um 422 und um 420 gleiche Druckkrafte geben sollen und die Nebenanpresskammern auf dem "Rgc" Radius des Aussensteuerspiegels um 420 liegen sollen. Die anderen drei Steuerspiegelhaelften-paare um 423, 432-424, 435-426, 434 sind entsprechend ausgebildet. Aus Figur 35 ist noch ersichtlich, dass es manchmal zweckdienlich ist, die Druckfluidtaschen und ihre sie umgebenden Dichtflaechen, also die Druckfluidtaschenzonen 407 und 477 durch Abfluss- oder Trenn-Kanaele oder Nuten 453 voneinander zu trennen, um eine einfachere und genauere Berechnung der Lagerkrafte und Druckfluidtaschen 407, 477 mit ihren Dichtflaechen 452, die sie umgeben, zu ermoeeglichen.

Weitere Einzelheiten zu den Figuren der Patentanmeldung findet man in zum Teil sehr umfangreichen und zum Teil auch teueren Rotary Engine Kenkyusho Berichten, den RER- Reports.

Fuer den genannten Radius "r_{gc}" gilt die Berechnungsformel :

$$R_{gc} = (2/3) (R_o^3 - R_i^3) / (R_o^2 - R_i^2)$$

und fuer das Aussenmaß d_{ta} gilt der Durchmesser "d_{ta}" nach der folgenden Berechnung :

$$d_{ta} = \sqrt{(pi/4) (R_o^2 - R_i^2) pi \times G \times f_b / (z/2) ;}$$

mit : f_b = Balanzierungs-Faktor ; $pi = 3,14$; z = Druckzone .

(Warum das "G" in der Gleichung ist, hat der Erfinder z.Zt. vergessen.)

Die Nummern 459, 480, 482 und 483 zeigen die Umsteuerboegen zwischen den betreffenden Steuertaschen des betreffenden Steuerspiegels.

Fuer die Auswertung der Figur 24 beim praktischen Bau des
Aggregates sind folgende Berechnungen zu beachten :

IN DER FIGUR 24 GELTEN :

$R_m = (R+r)/2 =$ ARITHMETISCHE MITTE.

$S =$ SCHWERPUNKT.

$R_{gc} =$ RADIUS, AUF DEM DER SCHWERPUNKT LIEGT.

MIT $R_{gc} = (2/3)(R^2 - r^2)/(R^2 + r^2)$.

$R_{mc} =$ RADIUS GLEICHER DRUCKFLUID BIEGEMOMENTE.

$$M_{do} = M_{di} = \frac{r}{2}(R_{mc}-r)^2 + \frac{1}{3}(R_{mc}-r)^3 = \frac{R}{2}(R-R_{mc})^2 - \frac{1}{3}(R-R_{mc})^3$$

$$M_{od} = M_{id} = \frac{r}{2}(R_{mc}-r)^2 + \frac{1}{3}(R_{mc}-r)^3 = \frac{R}{2}(R-R_{mc})^2 - \frac{1}{3}(R-R_{mc})^3$$

= INNEN-UND AUSSEN-MOMENTE UM "R_{cm}" UND "R_{mc}".

R_{mc}R UND R_{mc}H GEBEN GLEICHE FLAECHEN-MOMENTE
UND GLEICHE INNERE SPANNUNGEN UM DIE HALTERUNGEN "H".

$$\frac{R_{mc}}{2}(R_{mc}-r)^3 + \frac{R_{mc}}{3r}(R_{mc}-r)^4 = \frac{R_{mc}}{2}(R-R_{mc})^3 - \frac{R_{mc}}{3}(R-R_{mc})^4 \text{ UND}$$

$$\frac{R_{mc}}{2}(R_{mc}-r)^3 + \frac{R_{mc}}{3r}(R_{mc}-r)^4 = \frac{R_{mc}}{2}(R-R_{mc})^3 - \frac{R_{mc}}{3R}(R-R_{mc})^4.$$

DIE MOMENTE UM DIE MITTELACHSE "O" SIND :

$$dM_{dc} = q B R dR \quad \text{MIT: } B = (\varphi\pi/180) R$$

$$dM_{dc} = q (\varphi\pi/180) R R dR$$

$$M_{dc} = q \frac{\varphi\pi}{180} \int R^2 dR ; \quad M_{dc} = q \frac{\varphi\pi}{540} (R^3 - r^3)$$

$$\text{oder: } M_{dc} = [R_{gc}(R^2 - r^2)\varphi\pi/360] q$$

MIT $q =$ Flaechen-Fluiddruck, z.B.: $\frac{kg}{mm^2}$.

Fuer die praktische Ausfuehrung des Aggregates der Erfindung sind fuer die Figur 29 folgende Berechnungen von Bedeutung und zu beachten :

BERECHNUNG DER SPANNUNGEN :

δ = Spannungen infolge Durchdrueckens:

$$\delta = \frac{E\varphi}{(1-\nu^2)(C-\eta)} \left[\eta \left(\beta - \frac{\varphi}{2} \right) + \gamma \right] \text{ NACH ALMEN UND LASCIO, 1935 (14)}$$

MIT: E = Elastizitaetsmodul ;
 $\nu = 0,3$; $(1-\nu^2) = 0,91$;
 $C = (R-r)/\log.e (R/r)$
 $\beta = h/(R-r)$
 $\alpha = R/r$ und:
 $\varphi = f/(R-r)$.

FUER δ bei (1) SIND: $\eta = C-r$ und: $\gamma = (t/2)$
 " " " (2) " $\eta = C-r$ " $\gamma = -(t/2)$
 " " " (3) " $\eta = C-R$ " $\gamma = -(t/2)$.

$$dA = (1/2) dR dy \quad (16)$$

$$= 0,5 dR \cdot \text{tg} \alpha \cdot dR$$

$$dV = dA \cdot T = dA \cdot 2R \bar{\sigma} \quad (17)$$

$$= 2RT dA$$

$$= 2RT \cdot 0,5 \text{tg} \alpha \cdot dR dR$$

$$= RT \text{tg} \alpha \cdot dR dR \quad (18)$$

$$V = \int RT \text{tg} \alpha \cdot R dR dR \quad (19)$$

$$= T \text{tg} \alpha \int R dR dR$$

$$= T \text{tg} \alpha \left(\frac{1}{2} R^2 \right) dR$$

$$= \pi \text{tg} \alpha \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} R^3 \Big|_r^R$$

$$V = \left(\frac{\pi}{6} \right) \text{tg} \alpha (R^3 - r^3) \quad (20)$$

$$\text{tg} \alpha = f/(R-r) \quad (21)$$

$$V = \left(\frac{\pi}{6} \right) \left(f/(R-r) \right) (R^3 - r^3) \quad (22)$$

$$S = e - e \cos \alpha \quad (23)$$

$$V_s = -\omega e \sin \alpha \quad (24)$$

$$b_s = \omega^2 e \cos \alpha \quad (25)$$

$$Q = \left(\frac{\pi}{6} \right) (S/R-r) (R^3 - r^3) + S r^2 T \quad (26)$$

$$Q = \left(\frac{\pi}{6} \right) (R^3 - r^3) \left[f/(R-r) \right] (e - e \cos \alpha) + r^2 T (e - e \cos \alpha) \quad (27)$$

NACH EICKMANN, 1981 - 1982.

MIT: V = VOLUMEN; Q = FOERDERMENGE ALS PUMPELEMENT;
 S = HUB; V_s = HUBGESCHWINDIGKEIT } UEBER UMLAUF =
 UND b_s = HUB-BESCHLEUNIGUNG } WINKEL " α " .

BERECHNUNG DER
FOERDERMENGE:

In den Figuren 37 bis 40 ist der Kolbenschuh 502 in aehnlicher Weise mit dem Kolben 501 verbunden, wie in den Figuren 31 bis 33. Die Bezugszeichen 501, 502, 504, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 511, 513, 515, 516 und 517 zeigen prinzipiell gleiche Teile, wie in den Figuren 31 bis 33, naemlich den Kolben, den Kolbenschuh, die Kolbenachse, die Schwenkbettachse, den Querbolzen, die Querbohrung, die beiden Radien, die Schwenklagerbettflaeche, die Schwenkflaeche, die Aussenflaeche des Kolbenschuhes, die Druckfluidtaschen und die Kanale durch den Kolben zu den Druckfluidtaschen, wobei diese Teile gegenueber denen der Figuren 31 bis 33 konstruktive Veraenderungen haben moegen, wenn das erforderlich ist.

Waehrend in den Figuren 31 bis 33 die Halteanordnung fuer den Kolben und den Kolbenschuh mittels am Rotor angeordneter Teile moeglich war, zeigen die Figuren 37 bis 40 eine selbsthaltende derartige Verbindung vom Kolbenschuh zum Kolben. Dafuer sind die Zwischenhalterstuecke 519 der Figuren 31 bis 33 durch die Halterstuecke 619 in den Figuren 37 bis 38 ersetzt. Doch erfuellen die Stuecke 519 und 619 gleichen Zweck, naemlich den Kolben 501 und den Kolbenschuh 502 schwenkfaehig relativ zueinander zu verbinden. Lediglich ist das Auge 520 in der Ausnehmung 518, wobei die Teile 518 und 520 praktisch identisch zu denen der Figuren 31 bis 33 sind, so an dem Querbolzen 506 befestigt, dass die Schwenkbewegung nicht verhindert werden kann, die Mittelstuecke oder Zwischenstuecke 619 aber trotzdem fest am Querbolzen 506 gehalten sind und damit die Verbindung zwischen Kolben 501 und Kolben 502 gesichert bleibt. Entsprechend umgreifen die Augen 520 innerhalb der Ausnehmungen 518 endwaerts von Bunden die im Durchmesser kleiner gehaltenen Enden 606 des Bolzens 506, am dickerem Mittelteil des Bolzen 506 gehalten und an ihren axial aeusseren Enden mittels Halterungen 570 fest zum Bolzen 506 verbunden. Ist diese Anordnung ausgefuehrt, dann bedarf die Verbindung und dauernd schwaenkfaehige Halterung und Lagerung des schwenkfaehigen Kolbenschuhes auf dem Kolben keiner weiteren Hilfsmittel mehr. Anstatt den Kolbenschuh so zu umgreifen, wie in den Figuren 31 bis 33, kann die Umgreifung auch ausgefuehrt sein, wie in den Figuren 37 bis 40, indem die Mittelteile 685 der Stuecke 619 radial aussen mit Bunden 574 versehen sind, die in Ausnehmungen 573 des Kolbenschuhes 502 eingreifen und vorteilhafterweise Bunde 574 benutzen, die mit einer Halteflaeche 572 vom Radius 571 um die Schwenkachse 505 versehen sind, um auf einer dazu komplementaer ausgebildeten Flaeche am Kolbenschuh 502 zu lagern und diese zu halten.

che am Kolbenschuh 502 zu lagern und diesen zu halten.
 Im Vergleich zum Ausfuehrungsbeispiel der Figuren 31 bis 33 ist in
 der Figur 37 noch sichtbar, dass der Kolben 501 mit dem Kreuz =
 kopf 575 versehen sein kann. Die Lagerbettflaeche 510 erstreckt
 5 sich in Figur 37 ueber die ganze Laenge des Kreuzkopfes. Der
 Kreuzkopf kann dabei mit dem Radius 508 um die Schwenkachse 505
 so weit parallel zur Schwenkachse 505 ausgebildet werden, dass
 die Achsialenden des Kreuzkopfes 575 zusammen mit den achsia =
 len Endteilen der Lagerbettflaeche 510 ueber den Aussendurchmesser
 10 533 des Kolbens 501 herausragen. Bei einer derartigen Anordnung
 erhaelt man einen groesseren Flaechentragteil der Lagerbetetflaeche
 510, sodass der koemplementaer auf ihr gelagerte Kolbenschuh 502 ent=
 sprechend hohe radiale Kraefte uebertragen kann, ohne beim Schwenken
 der Schwenkflaeche 511 auf der Lagerbettflaeche 510.

15 Die Figuren 37 bis 40 zeigen ferner eine weitere Erkennt=
 nis der Erfindung und eine Lo sung zu den dabei erkannten Problemen.
 Beim Umlauf des Rotors einer Pumpe oder eines Motors unterliegen
 die in den radial angeordneten Zylindern 503 gleitenden Kolben 501 und
 Kolbenschuhe 502 der Fliehkraft. Die Fliehkraft ist :

$$20 \quad K_f = \left[\left(\frac{\gamma}{g} \right) d_p^2 \left(\frac{\pi}{4} \right) (R_2 - R_1) + S R_s \right] \omega^2 \quad (27)$$

mit "Kf = Fliehkraft in Kg; die betreffenden Radien (R₂ = aeusserer
 und R₁ = innerer) der innersten und aeussersten Teile des Kolbens 501
 in Metern, wenn dieser durchgehend gleichen Durchmesser von ra =
 diql innen bis aussen haette; " γ " = spezifisches Gewicht des Materials
 25 des Kolbens; " S " = (γ_s/g) = Masse des Kolbenschuhes mit "R_s"
 = Schwerpunkt des Kolbenschuhes und "γ_s" sein spezifisches Gewicht;
 ferner mit pi = "π" = 3,14 'd_p' = Aussendurchmesser des Kolbens
 501 (siehe Figur 51) und " ω " = die Winkelgeschwindigkeit = 0,1047x Upm.

Dabei sind die Radien aber keine Konstanten, sondern, sie
 30 veraendern sich mit Umlaufwinkel " α " des Rotors 608 und zwar wird
 der Radius des Abstandes der Schwenkachse "R_c" von der Rotorachse
 nach der Eickmann Technik aus aelteren Eickmann Patenten :

$$R_c = R_{c0} + e \cos \alpha - \left(\frac{e^2}{2R_{c0}} \right) \sin^2 \alpha \quad (28)$$

mit " e " = Exzentrizitaet = Abstand der Achse des Rotors von der
 35 Achse der Kolbenhubfuehrungsflaeche, z.B. 513, siehe zum Beispiel
 der Wert "e" auch aus der europaeischen Patentanmeldung 0 064 563.

Fuer die Berechnung der Fliehkraefte einzelner Abschnitte des betreffenden Kolbens 501 kann man auch die Werte "R3", "R4", "Rc" usw. aus der Figur 38 verwenden. Diese sind dann zu summieren, um die gesamte wirksame Fliehkraft zu erhalten.

5 Aus der eben genannten europaeischen Patentanmeldung des Anmelders und Erfinders geht hervor, dass fuer eine hohe Leistung auf kleinem Raume, also bei geringer Aussenabmessung des Aggregates, der Kolbenhub "S" im Vergleich zum Radius oder Innendurchmesser "da" der Kolbenhubfuehrungsflaeche 513 so gross, wie moeglich sein
10 muss. Da der Kolbenhub "S" = "2e" ist, muss also die geschriebene Exzentritzaet der Gleichung (28) so gross, wie moeglich sein, um grosse Leistung bei geringem Gewicht und geringer Aussenabmessung des betreffenden Aggregates zu erhalten. Die Folge davon ist eine hohe Schwankung mit hoher Ausschankhoehe des aktuellen Wertes des betreffenden Radius "R" um den Nullwert (Mittelwert bei $e=0$) "Ro" des betreffenden Radius. Die Folge davon ist eine grosse Schwankung der Fliehkraft um den Mittelwert der Fliehkraft "Kfo". In bisherigen Radialkolbenaggregaten war diese Schwankung zwar auch vorhanden, aber nur in den Eickmann-schen Aggregaten so hoch. In der Verwendung anderer, nicht
15 nicht Eickmann-scher Aggregate spielte der Wert der Winkelgeschwindigkeit " ω " keine grosse Rolle, da diese Aggregate meistens mit Elektromotoren mit gleicher Drehzahl getrieben wurden. Denn als Motoren mit veraenderlicher Drehzahl sind Aggregate ohne die tieftauchenden Kolbenschuhe des Eickmann Systems nicht rationell und daher kaum verwendet.
20 Bei den gegenwaertigen Aggregate der Erfindung aber werden die Aggregate oft durch Hydromotoren getrieben und die Drehzahl ueber stiftenlos regelbare Pumpen geregelt. Daher koennen in den jetzigen Radialkolben Aggregaten Drehzahlunterschiede von 0 Upm bis 10 000 Upm auftreten. Sieht man nun die Gleichungen (27) und (28) an, dann findet man, dass zum Beispiel bei 10 000 Upm die Winkelgeschwindigkeit 1000 mal so hoch
25 ist, wie bei 10 Upm und folglich das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit und folglich nach den genannten Gleichungen auch die Fliehkraft des Kolbens 501 mit dem Kolbenschuh 502 bei 10 000 Upm eine Million mal so gross sein muss, wie bei 10 Upm.

35 Fuer Fliehkraftschwankungen von dem Millionenfachen und Amplitudenschwankungen von ueber 20 Prozent aber sind die bisherigen Aussenflaechen der Kolbenschuhe zum Beispiel nach dem Patent DE - PS 2 500 779 nicht mehr ausreichend. Es muessen neue Mittel angewendet werden, um die Laufflaechen 512 des betreffenden Kolbenschu-

hes 502 fuer einen ausreichend grossen Drehzahlbereich benutzbar zu machen, ohne dass die Flaechen 512 und 513 unter zu hohen Kraefteschwankungen heisslaufen. Zwar ist es generell nicht moeglich, den Kolbenschuh der Radialkolbenmaschine fuer alle Drehzahlen von 0 bis 20 000 Upm verwendbar zu machen, doch ist es moeglich, mit Anwendung der Massnahmen der gegenwaertigen Erfindungsmerkmale den Bereich zwischen einer hoechsten und einer geringsten Drehzahl des Anwendungsbereiches aus zu weiten.

Das erreicht man gemaess der Erfindung der Figuren 39 bis 40 und der Figuren 54 bis 56 dadurch, dass entweder in die Druckfluidtasche 515 der Aussenflaeche 512 des Kolbenschuhes 502 die Tragflaechenstege 579 in die Drucktasche 515 hineingearbeitet werden, oder der Vorderteil und Rueckteil 580 der betreffenden Aussenflaeche 512 des Kolbenschuhes 502 jenseits der Abflussnuten 577 mit Mitteln zur Ermoeglichung grosserer Drehzahlbereiche versehen werden, oder beide Massnahmen gleichzeitig angeordnet werden.

Die Anordnung der Tragstegflaechen 579 in der Figur 40 hat den Vorteil, dass diese Flaechen von beiden Enden der Lufrichtung mit Druck aus den jeweiligen benachbarten Druckfluidtaschenteilen 515 geschmiert werden. Dadurch erhalten diese Flaechen 579 eine hoehere Tragfaehigkeit pro Flaechenquerschnitt, als die Abdichtflaechen (Sealing lands) 578. Denn die sealing lands 578 sind nur einendig mit Druckfluid beaufschlagt und daher schlechter geschmiert, sodass sie auch weniger Tragkraft pro Flaechenquerschnitt haben, als die Flaechenteile 579. Es ist zweckdienlich, die Stege 579 in der Lufrichtung sehr kurz zu machen, zum Beispiel 1 bis 5 mm und dafuer viele Stege 579 anzuordnen, weil die Zwangsschmierung aus den Taschenteilen 515 nur wenige Millimeter tief wirkt. Wuerden die Stege 579 in Laufrichtung zu weit, dann wuerde die Zwangsschmierung versagen und die Laufflaeche 512 wuerde heisslaufen, wenn die Drehzahl hoch wird.

Fuer die genaue Berechnung nimmt man den Bereich "L x B" der Figur 40 als Hochdruckzone an und macht diesen der Erfindung nach grosser, als der Kolberquerschnitt $d^2\pi/4$ des Kolbens 501 ist. Die Abmessung "L x B" ist in der Praxis annaeherd der Summe aus der Fliehkraft K_f geteilt durch die Differenz zwischen "L x B" und $d^2\pi/4$ und der genannten Differenz multipliziert mit dem Fluiddruck in der Druckfluidtasche 515 und dem betreffenden Zylinder 502 aus dem dieser Druck auf den Kolbenboden 533 wirkt.

Das entsprechende Merkmal der Figur 40 besteht also darin, die Abmessung "LxB" groesser, als den Kolbenquerschnitt $d^2\pi/4$ zu machen, wenn das Aggregat mit entsprechend hoher Drehzahl laufen soll, die Trgstegflaechen 579 innerhalb der Druckfluidtasche 512 quer zur Lufrichtung anzuordnen, die Dichtflaechen = sealing lands 578 mittels der Abflussnuten 6 klar zu begrenzen und die in Laufrichtung gesehen vor und hinter der betreffenden Abflussnut 577 angeordneten Stabilisierungsflaechenteile 580 in Layfrichtung und gegenueberfalls in der Richtung quer zur Laufrichtung entsprechend ausgedehnt anzuordnen. Die Flaechenteile 580 werden dann, wie anhand der Figuren 54-56 beschrieben werden wird, aus einer Stuetzflaechen in eine tragende Flaechen umgewandelt, damit sie an der Aufnahme der Fliehkraft des Kolbens 501 und des Kolbenschuhs 502 mitwirken kann.

Die eben beschriebenen Figuren zeigen noch den wichtigen Radius "da" als Halbmesser der Laefflaechen=Kolbenhubfuehrungsflaechendurchmesser "da" als Nummer 901, sowie den Schwenkgelenk-abstand von der Rotorachse als Radius "Rc" = 902 und die Laufrichtung 903 des Kolbenschuhs relativ zur Kolbenhubfuehrungsflaechen 514.

In den Figuren 41 und 42 zeigen Teile mit aus den anderen Figuren bereits bekannten Referentials, Bezugszeichen - Nummern Teile mit gleichen Funktionen oder gleiche Teile, wie in den anderen Figuren, in denen die gleichen Nummern erscheinen. Die Figuren 43 bis 48 zeigen die Teile der Figuren 41 und 42 in Einzelteil-separierter Darstellung, um die betreffe den Radien und Flaechen, sowie die Formgebung der betreffenden Teile besser sehen zu koennen.

Die Besonderheiten der Figuren 41 bis 48 sind, dass der Kolbenschuh 502 mittels an ihm befestigter Halterungen 581 am Kopfe des Kolbens 501 schwenkbar gehalten ist. Die Halterungen 581 koennen mit Befestigungen 582 am Kolbenschuh 502 befestigt sein. Zur Halterung des Kolbenschuhs 502 am Kolben 501 ist am Kolbenkopf eine Halteflaechen 583 ausgebildet und die Halterung 581 hat einen Bund 584, dessen Halteflaechen 586 an die Halteflaechen 583 des Kolbens 501 gelegt wird, um diese teilweise zu umgreifen. Diese Anordnungen erfolgen an jedem achsialen Ende des Kolbenkopfes und parallel zur Schwenkachse 505. Die Flaechen 583 und 586 erhalten die nur schwach unterschiedlichen Radien 587 um die Schwenkachse 505.

Eine weitere Besonderheit dieser Figuren ist, dass der Kolben 501 an seinem Kopfe in Achsialrichtung parallel zur Schwenkachse 505 ueber die Aussenflaechen 637 = Kolbendurchmesser "dp" hinaus ver-

laengere Kolbenquerkoepe 588, ueber die die Schwenkflaeche 510 verlaengert ist, also eine durchgehende Auflageflaeche = Schwenk-
bettflaeche 510 ueber den ganzen aus Kolbenquerschnitt und Kolbenquer-
kopf gebildeten Kolbenkopf des Kolbens 501.

5 Die Tragflaechenstege 579 koennen auch an einer der
Flaechen 510 oder 511 zwischen dem Kolben 501 und dem Kolbenschuh
502 angeordnet sein. Entsprechende Kanaele 716 koennen Fluid aus
der betreffenden Druckfluidtasche 515 in solche zwischen den Flae-
chen 583 und 586 leiten, sowie die Kanaele 616 Druckfluidtaschen 515
10 durch den Kolbenschuh hindurch oder durch den Kolben 501 hindurch
mit dem betreffenden Zylinder 503 des Aggregates verbinden. Die
beschriebenen Flaechen 583 und 586 haben etwa gleiche Radien 589 um
die Schwenkachse 505. Wenn die Befestigung 582 eine Schraube ist,
werden die Gewinde 590 im Kolbenschuh 502 angeordnet und ausserdem
15 koennen entweder der Kolbenschuh 502 oder die Halterungen 581 die
Zugflaechen 531 mit den Radien 592 um die Achse 592 der Fuehrungs-
flaeche 513 der Kolbenhubfuehrung 514 angeordnet werden.

20 Auch in den Figuren 49 bis 63 haben die bereits beschrie-
benen Bezugsnummern, referentials gleiche Bedeutung und zeigen glei-
che Funktionen oder singemaesse Teile wie in den Figuren, in denen
die Bezugszeichennummern bereits beschrieben wurden.

Die Besonderheit nach der Erfindung besteht in den Figuren
49 und 50 darin, dass der Kolben 501 nahe dessen oebere[n] Endes mit
25 einer Querbohrung 594 versehen ist, deren Achse 505 die Schwenkach-
se bildet, durch die Achse 504 des Kolbens 501 geht und, wie auch in
den anderen betreffenden Figuren, zu dieser senkrecht steht. In die
Querbohrung 594 ist der Querbolzen 595 eingesetzt und traegt an dessen
ssen achsialen Enden die Kolbenschuhe 1102 und 1202. Diese sind mit
30 einer Bohrung versehen, in die die Enden des Querbolzens 595 passen
eingesetzt sind, sodass die Kolbenschuhe um die Achse 505 des Bol-
sens 595 schwenken koennen, oder der Bolzen 595 mit den Kolbenschu-
hen 1102 und 1202 um die Achse 505 schwenken, wobei dann der Mittel-
stueck des Bolzens 595 in der Querbohrung 594 des Kolbens 501 schw-
35 schwenkt. Die Kolbenschuhe haben dann die bereits bekannten Aussen-
flaechen 512 mit den Druckfluidtaschen 515 und dem sonstigem bereits
aus den anderen Figuren bekanntem Zubehoer. Die Figuren 49 und 50
benutzen also zwei Kolbenschuhe 1102 und 1202 statt des bisherigen ei-

nem Kolbenschuhes 502. Die Herstellung solchen Kolbenschuhes 1102 oder 1202 ist eine besonders einfache, weil er aus Ringen gedreht und die Querbohrung zur Aufnahme der Enden des Querbolzens 595 gebohrt werden kann. Soll die Ausbildung jedoch besonders hohe Radial -

5 Kraefte aufnehmen oder besonders hohe Drehzahlen zulassen, dann ist es zweckdienlich, ferner erfindungsgemaess noch den Kolbenkopf mit zum radialem Tragen von Kolbenschuhteilen mit zu benutzen. Dann erhaelt der Kolbenkopf des Kolbens 501 ausser der Querbohrung 594 noch die Lagerbettflaeche 510, wie bekannt mit dem Radius 509 um die Schwenk-
10 achse 505. Die Kolbenschuhe 1102 und 1202 erhalten dann aufeinander - zugerichtet die Kolbenschuhe - Achsialverlaengerungen 1302 und 1402, die mit den Schwenkflaechen 511 versehen sind und auf den Schwenk - bettflaechen 510 des Kolbens 501 lagern und schwenken. Entsprechende Druckfluiddaschen und Verbindungsleitungen 515 und 515 in Teilen des
15 Kolbenschuhes, des Kolbenkopfes und / oder des Querbolzens 595 koennen angeordnet werden und sind in den Zeichnungen an beispielsweise Plaetzen eingezeichnet. Die Figur 50 zeigt Teilschnitte entlang einem oder mehreren der Pfeile A, B oder C der Figur 49, wobei die Schnitte so gelegt und die Querschnittsteile in Figur 50 so dargestellt sind,
20 dass man die wichtigen Anordnungen sehen kann. Teile, die hier nicht besonders beschrieben werden, sind solche mit Bezugszeichennummern, die bereits aus der Beschreibung anderer Figuren bekannt sind.

Es koennen Zugringe 731 unter die Zugflaechen 531 gelegt werden, um die Kolbenschuhe beim Saubhube zum Beispiel in Baggerpumpen radial
25 nach aussen zu ziehen und dadurch die zu den Kolbenschuhen verbundenen Kolben 501 ebenfalls in den Zylindern 503 radial nach aussen zu ziehen.

Die Schwenkflaechen 511 der Kolbenschuhe - Achsialverlaengerungen 1302 und 1402 koennen in ausgewinkelte Flaechenteile 597 uebergehen, um um die Herstellung zu vereinfachen und einwandfreies Schwenken der be -
30 treffenden Kolbenschuhteile auf der Lagerbettflaeche 510 des Kolbens 501 zu ermoeeglichen. Die Zugflaechen 531 laufen auf den Leitflaechen 931 der Zugringe 731.

Der Kolbenschuh 502 der Figuren 51 bis 53 entspricht in seinem Prinzip dem aus dem deutschen Patent 2 500 779 bekanntem und in Aggregaten der Deutschen Patentschrift 1 302 469, dem Grundpatent fuer tieftauchende Kolbenschuhe, verwendbar sind.

5 Doch sind die Kolbenschuhe der Deutschen Patentschrift 2 500 779 nicht fuer Drehzahlen geeignet, die viele tausend Umdrehungen pro Minute verlangen. Ausserdem mangelt es ihnen an Stabilitaet. Erfindungsgemaess werden daher neue Anordnungen getroffen, um den tieftauchenden Kolbenschuh noch stabiler zu machen, damit er praee-

10 ziser mit seiner Laufflaeche 512 an der Kolbenhubfuehrungsflaeche 513 der betreffenden Kolbenhubfuehrung 514 anliegt, dadurch seine Aussenflaechenteile besser zur Wirkung kommen und geringere Leckage und Reibung erzielen, sowie, damit der Kolbenschuh auch fuer noch hoehe-

15 re Drehzahlen verwendbar wird ohne heiss zu laufen. Die neuen Anordnungen bestehen einmal darin, dass die Kolbenschuhfuehrungstelle 1502 in peripheraler, also in Umlaufrichtung so lang, wie moeglich ausgefuehrt werden, damit eine lange Auflageflaeche hoher Anlagen = stabilitaet und mit grossem Querschnitt entsteht. Ausserdem wird ein

20 Abstand "B" beachtet, der von der Innenkante der Fuehrungstelle 1502 ab zur Schwenkachse gerechnet ist und der auch den Abstand "G" der Schwenkachse 505 von der Aussenflaeche = Laufflaeche = Gleitflaeche 512 des Kolbenschuhes bestimmt. Diese beiden Abstaende "B" und "G" werden jetzt zu kurz, wie moeglich gehalten. Im Kolbenschuh fuer etwa 40 cc bei 7 Kolben, zum Beispiel "B=circa 2 mm" und

25 "G = circa 8 mm". Die peripheriale Laenge ist "L". Diese Daten, naemlich "B", "S", "Rs", "G", "L" werden in den Figuren gezeigt, damit dem Leser der Patentanmeldungen auf Rueckfragen fuer entsprechende Kolbenschuhgroessen praezise Antworten gegeben werden koennen. Ferner muss entsprechend der Erfindung die Gleichung fuer die

30 Druckfluidtaschen beachtet werden, naemlich Gleichung (29), die auch in der Figur 53 erscheint :

$$L > 2dp \quad \text{und:} \quad fp_1 + fp_2 > d^2 \sqrt{4} \quad (29)$$

Die Druckfluidtaschen 515 liegen nun teilweise radial oberhalb des Querschnittes des Kolbens 501 und die Schlitze 702 zwischen den

35 Flaechen oder Gleitstuecken bzw. Schenkeln des "H" des tieftauchenden Kolbenschuhes, also den Teilen 602 und 602 sind jetzt erfindungsgemaess achsial kuerzer, als in dem deutschen Patent 2 500 779.

Am Kolbenschuhzentralteil 302 befinden sich also die Kolbenschuh =
 fuehrungsteile 602, die durch die Schlitze 702 beiderends des Kol=
 benschuhzentralteiles voneinander getrennt sind, damit die Kolben=
 arme der Kolben 502 und die Radialstege des Rotors in sie eintreten
 5 koennen. Die Kolbenarme und die Radialstege sind aus den genannten
 Patentschriften bekannt. Die Laufrichtung der Kolbenschuh = Aussen=
 flaeche 512 ist bezeichnet mit : " Directions "Mf" and "Mo" of for =
 ward and oppositional movements" in Figur 53. Die Breite des Schlit =
 zes 702 ist mit "S" bezeichnet und die Druckfluidtaschen 515 haben
 10 die Querschnitte "fp1" und "fp2" zusammen mit der Haelfte der Flae=
 chen ihrer sealing lands, also ihrer Abdichtflaechen 578. Das Zen=
 tralteil 302 des Kolbenschuhs traegt die Schwenkwalze 902 mit der
 Schwenkflaeche 911, die ueber die ganze Schwenkwalze 902 erstreckt
 ist und in dem Schwenkbett 510 des betreffenden Kolbens 501 schwenkt
 15 und lagert. Die Schwenkwalze 902 erstreckt sich *axial*, also para =
 llel zur Schwenkachse 505 ueber das Mittelstueck 302 hinaus und ist
 dort mit den Gleitstuecken 602 einteilig und stuetzt diese ab.
 Infolge der grossen Laenge "L" des neuen Kolbenschuhs, sind jen =
 seits der Abflussnuten 577 eine groessere Anzahl von Stuetzflaechen =
 20 teilen 999 angeordnet, die durch Abfluss-Schlitze 577 voneinander ge =
 trennt sind. Die groessere Zahl der Abflussnuten foerdert die Trag=
 faehigkeit der mehreren Stuetzflaechenstege 999. Durch aktuelle
 25 Teste sind die Tragfaehigkeiten der Kolbenschuhe fuer verschiedene
 Drehzahlbereiche gefunden worden und daraus ist auch ersichtlich, wel=
 che Radialkraefte die Flaechen 999, 578 oder 579 bei welchen Drucken
 und Drehzahlen tragen.

In den Figuren 54 bis 56 wird insbesondere erkluert, welche
 erfindungsgemaessen Massnahmen angeordnet werden koennen, um den
 Kolbenschuh der einen oder der anderen Art dieser Patentanmeldung
 30 oder auch den generellen Kolbenschuh fuer ausgedehntere Drehzahlberei=
 che einsatzfaehig zu machen. Die Figur 54 zeigt die Anordnung einer
 Vielzahl von Tragstuetzflaechen 999 jenseits der inneren Abflussnuten
 577 und deren Unterbrechung durch weitere Abflussnuten 577. Dabei ist
 fue gute Fuehlung der Nuten 577 mit Schmierfluid zu sorgen, wenn das
 35 Aggregat gur arbeiten soll. Dafuer ist es oft zweckmaessig, die Stuetz=
 teilflaechen 999 mit Schmierfluid-Einflussnuten 1577 zu versehen, die
 den Einfluss von Schmierfluid in Laufrichtung des Kolbenschuhs foer=
 dern. Diese werden in unterschiedlichen, benachbarten Stuecken 999
 vorteilhafter seitlich zueinander versetzt, damit die Nuten 577

gut gefuellt werden.

Demgegenueber ist in den Figuren 55 und 56 gezeigt, wie Stuetzflaechenfelder 580 auch in anderer Weise zweckdienlich ausgebildet werden koennen, um das Ziel der Erfindung zu erreichen. Dies wird

5 verstaendlich durch die Betrachtung der Figur 55 zusammen mit der Schnittfigur 56. Der Teil der Aussnflaechen des Kolbenschuhes zwischen den Abflussnuten 577 der Figur 55 hat den Radius, der der Halbmesser des Durchmessers "da" = 513 der Kolbenhubfuehrung 514 ist.

Danach erhaelt die Stuetzflaechen (erhalten die Stuetzflaechen) 580 eine

10 andere Kruemmung nach der Erfindung und zwar eine solche, durch die die Stuetzflaechen 580 in Tragflaechen 580 verwandelt werden, also in hydrodynamisch tragende Flaechen verwandelt werden. Um ein hydrodynamisches Tragfeld ausbilden zu koennen, darf die Flaechen 580 naemlich nicht den gleichen Radius haben, wie das Mittelteil zwischen den

15 Abflussnuten 577. Sondern der Spalt zwischen der Fuehrungsflaechen 513 der Kolbenhubfuehrung 514 und der Stuetzflaechen 580 muss sich in der Laufrichtung in einem bestimmtem Verhaeltnisse verengen. Daher erhaelt die betreffende Stuetzflaechen, die jetzt Tragflaechen 580 wird, einen Radius 913 statt des bisherigen Radius 513. In erster Naehung findet man den richtigen Radius 913 und dessen von der Rotor- oder Hubringachse des Hybringes 514 unterschiedlichen Mittelpunkt (Mittelachse), indem man die Laenge "LL" der betreffenden Flaechen 580 als die halbe Umfangsflaechen einer runden zylindrischen Welle ansieht. Naemlich nur fuer die Berechnung. Man rechnet also :

$$(LL / pi) fv = dv \quad (30)$$

um den Durchmesser der gedachten Welle zu erjalten. In der Gleichung (30) bedeuten : "fv" = Berichtigungsfaktot, "pi" = " " und "dv" = den Durchmesser der gedachten Welle. Der Berichtigungsfaktor "fv" liegt zwischen 1 und 2, naeher an 2. Hat man so den Durchmesser der Welle,

30 dann kann man, wenn man die Relativgeschwindigkeit zwischen den Flaechen 513 und 580 gleich der Umfangsgeschwindigkeit der Welle mit dem Durchmesser "dv" gleichsetzt, die hydrodynamische Tragkraft des Passungsspalttes zwischen den Flaechenteilen 513 und 580 zum Beispiel nach der Huette oder nach dem Buche : "Die Grundlagen der Lagerschmierung" von Werner H.Kara (Erdoelbuecherei) berechnen. Daraus

35 laesst sich der notwendige Abstand zwischen den Flaechen 513 und 580 vom Beginn an der Nut 577 zu berechnen und wenn man fuer jeden Platz der Flaechen 580 diesen Abstand hat, dann kann man die Kruemmung der Flaechen 580 berechnen und damit ihren Radius oder ihre Radien und ih-

re Mittelachse oder ihre Mittelachsen. Wird das richtig ausgeführt, dann kann die betreffende Fläche 580 so ausgebildet werden, dass sie eine maximale Tragkraft fuer den gewünschten Drehzahlbereich erhaelt. Man hat also beim Kolbenschuh der Figuren 55-56 einen hydrostatischen
 5 Tragteil zwischen den Nuten 577, der den Hauptteil der Radiallast traegt und der vom Fluiddruck im betreffendem Zylinder 503 abhaengig ist, waehrend man perpherial ausserhalb der Abflusnuten 577 mindestens ein hydrodynamisches Tragfaeld erhaelt, das nicht vom Fluiddruck im
 10 Zylinder 503 abhaengig ist, sondern von der Drehzhal des Aggregates abhaengt. Bei richtiger Bemessung und Ausbildung ergaenzen sich beide Flaechen-Tragteile so, dass der erreeichbare Drehzahlbereich mit gu = tem Wirkungsgrade ausgedehnter wird und eine Maximalausdehnung si = chert.

Die Figur 57 dient der Ueberwindung einer anderen Schwie =
 15 rigkeit, die die Erfindung erkennt und die sich auch aus den besonders hohen Drucken im Fluid ergibt, die die Aggregate und Elemente, sowie die Kolbenschuhe der Erfindung ermoeglichen oder sichern. Bei so hohen Drucken weiten sich naemlich die Waende der Zylinder unter dem hohem Fluiddruck von innen her sehr fuehlbar aus, wenn die Wandstaerken nicht
 20 sehr dick sind. Die Ausdehnung des Zylinders unter Innendruck ist zum Beispiel nach einer von Herrn Igarashi von der Firma Riken Seiki (Ojia, Japan) erhaltenen Formel :

$$\delta = \frac{1,3 n^2 + 0,7}{E(n^2 - 1)} p d \quad \text{und:} \quad \sigma = \frac{1,3 n^2 + 0,7}{n^2 - 1} P \quad (31).$$

Bei so hoher Radialausdehnung des Innendurchmessers des Zylinders
 25 kommt es vor, dass der Kolben oder dessen Dichtung nicht mehr ein = wandfrei dichten kann. Auch bei Verbrennungsmotoren mit hohem Innen = druck im Zylinder kann diese Erscheinung auftreten. Ausserdem ver = schlingen dicke Waende viel Material, machen teuer und schwer. Daher wird nach der Erfindung um den Zylinder 102 eine mit Druckfluid ge =
 30 fuellte Kammer 103 herum angeordnet, die durch die Aussenwand 104 gebildet und verschlossen ist. Der Druck in der Kammer 103 kann jetzt so bemessen werden, dass jede Radialausdehnung der Zylinderwand 102 verhindert wird, oder deren Radialausweitung unter Druck im Zylinder 100 auf ein ertraegliches Mass verringert wird. Da die Ausdehnung
 35 der Aussenwand 104 nicht schaedlich ist, koennen nach der Erfindung duennere Waende 102 und 104 verwendet werden, sodass das Aggregat leichter, billiger und betriebssicherer wird.

Da der Druck in der Kammer 103 dem Drucke im Zylinder 100 entgegenwirkt, kann sich die Zylinderwand 102 nicht mehr beliebig weit radial ausdehnen. Die Zuleitung des Fluids und Druckes in die Kammer 103 herein kann durch den Einlass 106 erfolgen. Einlass 107 leitet den
 5 betreffenden Druck oder das betreffende Fluid in die Kammer 108. Der Kanal 119 zeigt den Einlass zum Zylinder 100, der auch als Auslass wirken mag. Die Figur zeigt ausserdem noch, dass ein Pumpaggregat direkt mit dem Zylinder 100 und der Anordnung nach Figur 57 zusammen-
 10 gebaut werden kann. Man sieht in der Figur 57 das Pumpgehäuse 109, den Rotor 11, die Zylindergruppen 112 und 116 mit den Kolbengruppen 113 und 117, sowie den Kolbenschuhgruppen 114 und 118. Sendet man zum Beispiel Druckfluid durch Einlass 110 in die Zylinder 112 des
 15 Aggregates, dann wirkt die Gruppe 112, 113, 114 als Motor und treibt die Gruppe 116, 117, 118 als Motor, sodass der Motor durch die Leitung 119 in den Zylinder 100 foerdert. Man kann so eine Druckuebersetzung erzeugen, indem man der Gruppe mit den Zylindern 112 ein grosseres
 20 Schluckvolumen, als der Gruppe 116, 117, 118 Foerdervolumen zu geben. Dann kann aus einem Nieder- oder Mitteldruck - Aggregat der gewünschte Hochdruck im Zylinder 100 und / oder in der Kammer 103 erzeugt werden. Die Zeichnung zeigt daher einen Kanal 120, der den Druck aus Lei-
 25 tung 119 in die Aussenkammer 103 (ueber Anschluss 106) leiten mag, um gleichen Druck im Zylinder 100 und der Aussenkammer 103 zu haben, sodass die Radialausdehnung der Zylinderwand 102 null wird, selbst dann, wenn diese Wand nur eine geringe Wandstaerke hat. In der Gleichung (31) gelten folgende Werte :

" δ " = Radialaufweitung

n = D / d

D = Aussendurchmesser des Zylinders

d = Innendurchmesser des Zylinders

30 E = Elektrizitaetsmodul

P = Druck und

" σ " = Spannung,

- 74 -

Die Figuren 58 bis 60 zeigen Schnitte und Ansichten durch einen tieftauchenden Hochdruck Kolbensschuh fuer Radialkolben Aggregate der Erfindung. Diese sind besonders fuer die Pumpen und Motoren

dieser Patentanmeldung geeignet, doch kann man sie auch
5 generell in den Hochleistungs Radialkolbenaggregaten des Anmelders und Erfinders verwenden, die insbesondere durch die Patentschrift von Anmelde- und Erfinder, DB-PS 1,302,469 entstanden sind.

Nach dieser hat der Rotor 608 die Radialstege 708 zur Fuehrung des langen Kolbenhubes und der Kolbensschuh hat von oben gesehen, die
10 "H-Form", wie sei beim deutschen Patentamt genannt wird.

Diese "H-Form" kennzeichnet den "tieftauchenden Kolbensschuh" des Anmelders und Erfinders, der den grossen Kolbenhub auf kleinem Raum und dadurch fuer Pumpen und Motoren fuer die Erfindung ermoeoglicht. Denn die hohe Leistung bei geringem Gewicht kommt
5 durch die das "Tieftauchen" ermoeoglichende H-Form zusammen mit der Ausbildung der Kolbenhubfuehrung und des Rotors 608.

Der Kolbensschuh der Erfindung nach den Figuren 58 bis 60 bleibt ein tieftauchender Kolbensschuh im obigem Sinne soll aber gressere-
10 ren Widerstand gegen Durchbiegung unter hoher Last leisten und daher nicht nur fuer Luftfahrzeuge, sondern auch fuer Pressen und Baggerpumpen verwendbar sein. Es ist hier noch eine Erkenntnis des Erfinders, dass herkoemmliche Kolbenschuhe eine Tendenz zum Kippen zeigen, weil sie zu lange Kolbensschuhfuesse innerhalb des Kolbens gelagert benoetigen und daher zu weit von der aeusseren Gleitflaeche 512 des Kolbenschuhes
15 entfernt sind. So muss selbst bezweifelt werden, ob die um 1970 in der BRD aufgetauchten Kolbenschuhe fuer grosse Drehzahlen jemals diese vom Erfinder jetzt erkannte Tipptendenz, die zu Leckagen fuehren muss, jemals ueberwinden koennen. Denn der Abstand des Schwenkgelenk-Zentrum ist bei ihnen zu weit von der Aussenflaeche entfernt. Das
20 kann bei nicht tieftauchenden Kolbenschuhen nicht verhindert werden. Beim tieftauchendem Kolbensschuh der durch den Anmelder und Erfinder anfang der sechz ger Jahre eingefuehrt wurde, kann hingegen der Winkel zwischen dem Schwenkzentrum (Achse) in 505 der Figur 59 von der Aussenkante (den Aussenkanten) des Gleitflaeche 512 derart spitz
25 sein (siehe Figur 59), das eine solche Tipptendenz mit Leckage niemals auftreten kann.

Andererseits hat der tieftauchende Kolbensschuh eine Tendenz, sich durchzubiegen, das heisst die seitlichen Fuehrungsteile werden unter hoher Last und dauernden Lastwechseln von der Kolbenhubfuehrung
30 weggebogen. Keine Millimeter, sondern in der Groessenordnung von tausendstel millimeter und in Abhaengigkeit der Zahl der Lastwechsel und der Lastwechselgeschwindigkeiten. Diese Maengel soll der Kolbensschuh der Figuren 58 bis 60 ueberwinden oder einschraenken, insbesondere die Durchbiegung der Seitentelle des tieftauchenden Kolbenschuhes
35 einschraenken oder verhindern. Dazu erhaelt der Rotor 608 erfindungsgemaess bevorzugterweise die weiteren Ausnehmungen 752 zur Aufnahme der Stuetzte 751 des neuen Kolbenschuhes der Erfindung. Die neue Kennzeichnung des Kolbenschuhes der Erfindung besteht darin,

dass die Schlitze zwischen den seitlichen Schenkeln der "H-Form" nicht mehr in der Laufrichtung des Kolbenschuhes offen sind, sondern durch eine Bruecke verschlossen werden, die die aeusseren Enden der Schenkel des "H" miteinander verbinden. Der tieftauchende Kolbenschuh der "H-Form" hat also an seinen vorderen und hinteren Enden der seitlichen Fuehrungsteile 602 die sie verbindenden und meistens mit ihnen einteiligen Bruecken 751. Die Schlitze des "H" zwischen den Schenkeln des "H" sind also durch die radial den Kolbenschuh durchdringenden beiden Fenster 750 ersetzt. Sie befinden sich beiderseits des Kolbenschuh-Zentralteiles 302 und somit zwischen dem Zentralteil 302 ;
Jeweils einer der Bruecke 751 und den Seitenteilen 602. In diese Fenster taucht beim Rotorumlauf jeweils einer der Rotor-Radialstege 708 ein, je einer in eines der Fenster 750. Werden, wie in Figur 59, Kolben nach unserer DE OS 30 41 367 verwendet, dann greifen, wie in Figur 59 sichtbar, auch die Kolbenfinger 741, 742 in diese Fenster 750 ein. Die Finger 741, 742 und die Stege 708 treten beim Tiftauchen, also beim langem Kolbenhub auch teilweise und zeitweise voellig durch die Fenster 750 hindurch. Die Kolben 501 gleiten in den Zylindern 503 des Rotors 608. Im Kolben-Schwenkbett, das heute meistens eine teilzylindrische Flaechе eines Hohlzylinders ist, ist das Zentralteil des Kolbenschuhes mittels des Schwenkgelenk 302 gelagert, das eine zur Flaechе 510 komplementaere und passende Zylinderteilflaechе hat. Kolbenbett 510 und Kolbenschuh-Schwenkwalze (am Zentragsteg) 302 bilden also aneinander gleitende Flaechen mit Schwenkradius 509 um Schwenkachse oder Schwenkpunkt 505.
Die Kolbenschuhe werden in dieser Form heute meistens fein gegossen und sind meistens aus einer bestimmten Bronze. Die Kolbenschuh-Betten werden in Serie mit Formschleifscheiben geschliffen, wobei eine Anzahl von Kolben mit achsgleich gerichteten Betten in einer Vorrichtung auf der Flaechenschleifmaschine gespannt sind. In den Figuren hat der neue Kolbenschuh auch noch die seitlichen Radial-Einwaertsverlaengerungen 951 die in die Rotorausdrehungen 952 hereingreifen koennen und die mit den Ausnehmungen 952 versehen sein koennen zur Anordnung von Zugringen fuer den Saughub fuer deren Gleiten an den inneren Zugflaechen. Im Uebrigen hat der Kolbenschuh 302 in der Aussenflaechе, also in der Gleitflaechе 312 die Abflussnuten 577 unseres DE-Patentes 25 00 779 zwischen den sie umgebenden Dichtflaechen der Druckfluid-Taschen 515 und den vorderen und hinteren Kolbenschuh-Stuetzflaechenteilen 580. Sie sind durch die Kanaele 616 durch Kolben und Schuh aus dem Zylinder 503 mit Druckfluid gespeist. Doch benoetigen sie im neuem

Kolbenschuh der gegenwaertigen Erfindung nicht mehr die laengere Ausdehnung in Umlaufrichtung des Patentes 25 00 779 des Erfinders, da der neue Kolbenschuh in der Richtung der Schwenkachse 505 durch die erfindungsgemaessen Bruecken 751 ganz betraechtlich gestaerkt ist.

5 Die Stuetzflaechen 580 koennen jetzt entweder mit weiteren Abfluss - nuten versehen werden, um interstatische Lager nach den Systemen des Erfinders zu schaffen, oder es koennen jetzt hydrodynamische Laufflaechenteile ueber den Stuetzflaechen 580 ausgebildet werden, die dann im Sinne der Figuren 55, 56 dieser Patentanmeldung wirken

10 und ausgebildet sind. Der Zentralsteg als Oberteil des Schwenkgelenkes 302 hat Abschraegungen 740, die das Schwenken zwischen den Radialstegen 708 des Rotors oder den Fingern 741, 742 des Kolbens 503 ermoeglichen, ohne an diese anzustossen. Man sieht sie auch in Figur 60-B. Diese Figur zeigt auch, dass der neue Kolbenschuh, wenn das so gewuenscht

15 ist in Achsialrichtung, also parallel zur Achse des Rotors 608 und des Schenk gelenkes 50 oder der Schwenkachse 505 so lang ausgedehnt werden kann, dass sehr grosse und tragfaehige Gleitflaechenteile der Gleitflaechen 602 verbleiben. Sie koennen derartig weit in der genannten Achsialrichtung sein, dass die Fenster 750 der Erfindung dazu geradezu

20 kurz erscheinen. Zu kurz duerfen die Fenster 750 der Erfindung aber nicht gemacht werden, damit eine ausreichende Umfassung der Kolben und deren Arme 741, 742 durch die Wand des Radialsteges 708 des Rotors 608 umgriffen bleiben, um seitliches Abkippen oder eine Tendenz dazu zu vermeiden, denn die wuerde Klammen der Kolbenfinger bzw. Kolbenarme 741, 742

25 des Kolbens 503 an den Radialstegen 708 des Rotors und im Zylinder 103 bewirken.

Die Figuren 61 A bis C bringen eine weitere Ausfuehrung einer Kolben-Kolbenschuh-Anordnung nach der Erfindung. Hier ist der Kolbenschuh der Figuren 1 und 2 unserer Europa-05 0 064 563

30 derart veraendert, dass das Zentralteil 12 der E-05, das in der Figur 61 die Nummer 302 hat eine voellig volle zylindrische Walze im Radius 509 um die Schwenkachse 505 ist. Der Schuh ist hier durch den in die Kolben - arme hereingreifenden Stift 762 gegen Herausfallen aus dem Kolbenbette gesichert, auf dem die Schwenkwalze 302 mit ihrer Schwenkflaechen 511

35 aufliegt und schwingt. Oberhalb des Zentralteils 302, das hier die Schwenkwalze voellig zylindrischen Querschnittes bildet, hat die Oberflaechen 511 einen Abstand von dem Stift 762 oder sie beruehrt ihn

nur in einem Punkte. Diese Anordnung ist fuer den normalen Motorbe-
 trieb meistens ausreichend. Sie ist auch billig und verhindert Verkleben
 in bei der Produktion zu eng gewordenen Passungen. Andererseits
 aber werden gelegentlich selbstansaugende Pumpen benoetigt und fuer die =
 5 se, sowohl als auch fuer Motoren bei deren Einsatz in besonderen
 Maschinen oder Fahrzeugen ploetzliche Ueber-Drehzahlen auftreten, ist
 es daher besser, die Schwenkwalze 302 fester im Kolbenbette zu halten.
 Daher ist in Figur 61 -C der Halteblock 761 angeordnet und mit dem
 Stift 761 in den Kolbenfingern, die in der genannten unserer Offenlegungs =
 10 schriften auch Kolbenarme, genannt sind. Es ist dann zweckmaessig,
 die radial innere Flaechen des Blockes 761 mit dem Radius der Schwenk =
 flaechen und Lagerbettflaechen, also mit dem Radius 509 bzw. 508 der Walze 302 und
 des Lagerbettes 510 zu versehen. Diese Innenflaechen hat nun die Bezugsnu =
 15 mmer 710 und an ihr gleitet die Flaechen 511.

In Figur 62 ist gezeigt, dass die Schwenkachse 505 auch einen
 groesseren Abstand, als den des Radius 509 von dem Blocke 761 haben kann.
 Dann erhaelt die Innenflaechen 910 des Blockes 961 einen groesseren Radius,
 als den Radius der Schwenkwalzenunterflaechen, naemlich den Radi =
 20 us 909. Das Oberteil der Schwenkwalze beziehungsweise des Zentralste =
 ges des Kolbenschuhs erhaelt dann den dazu passenden, also mit dem
 Radius 909 fast gleichen Radius 908, der die obere Aussenflaechen 911 formt, die
 an der Innenflaechen 910 gleitet, wenn der Kolbenschuh im Kolben schwenkt.
 Damit keine Teile gegeneinanderstossen koennen der Block 961 und die
 25 Kolbenschuh-Schwenkwalze 302 jenseits der Einpass-Flaechen 910 und 911, mit
 den Radien 908 und 909 Abschraegungen oder Ausnehmungen 963 und/ oder 964, 965
 erhalten.

In den Figuren 63 A und 63 B ist eine weitere Ausbildungs =
 moeglichkeit der Verbindung des Kolbens mit einem Kolbenschuh gezeigt.
 30 Sie kann auch fuer nicht "H-foermige" Kolbenschuhe verwendet werden.
 Erfindungsgemaess erhaelt der Kolben die in Radialrichtung etwas
 weiter, als die Radialausdehnung des Stiftes 966 ausgedehnte/n Ausnehmun =
 gen 967. Nachdem die Schwenkwalze 302 des Kolbenschuhs in das Kolbens 501
 hereingelegt worden ist, wird der Stift 966 durch die Schwenkwalze 302
 35 hindurchragend, in die Ausnehmungen 967 hereinragend, eingesetzt. Da
 er laenger, als die Schwenkwalze ist, die Ausnehmungen aber radial
 nach oben geschlossen sind, verhindert der Stift 966 das Herausfallen
 des Kolbenschuhs aus dem Lagerbett 510 des Kolbens 501. Die Enden des

Stiftes 966 koennen sich in den Ausnehmungen 967 frei bewegen, wenn der Kolbenschuh 502 mit der Schwenkwalze 302 im Lagerbett 510 des Kolbens 501 schwingt. Es ist bevorzugt, die Leitungskanaele 516, 517 vom betreffendem Zylinder durch den Kolben und die Schwenkwalze, sowie das Zentral =
5 teil des Kolbenschuhes hindurch dann nicht in der Kolbenachse, sondern seitlich davon anzuordnen, zum Beispiel so, wie in den Figuren gezeigt. Die Druckfluidtaschen 968 in der Schwenkwalze 302 werden dann so platziert, dass sie bei der Schwenkung des Kolbenschuhes die Kanaele 516, 517 durch den Kolben 501 und den Kolbenschuh 502 treffen. Die Unterseite des Kolben =
10 schuh - Führungsteils kann Ausnehmungen 969 erhalten, damit Kolben - Radialfinger in sie eingreifen oder eintauchen koennen und Zusammenstoess von Kolben- und Kolbenschuh - Teilen vermieden wird.

Die Figur 64 ist ein Ausschnitt aus der Figur 17.

15 Die Figur 64 ist deshalb geliefert, damit sie als die zur Zusammenfassung bei der Offenlegungsschrift verwendet werden kann, weil die Figur 17 den Masstab bzw. den Platz in der Offenlegungsschrift ueberschreiten wuerde. Die Beschreibung der Figur 17 gilt daher auch fuer die Figur 64.

PATENTANSPRUECHE :

- 1.) Aggregat mit mindestens einem konischem Ring - Element, das zwischen seinem radial innerem und aeußerem Teile ein konisches Teil (a tapered portion between radial outer and inner portions) mit einem innerem Hohlraum radial innerhalb des genannten konischen Teil enthaelt (wobei der Hohlraum auch Kammer = chamber genannt sein mag), dadurch gekennzeichnet, dass dem genannten Element (1, 2, 5, 6, 11, 12, 307) eine Zentrierung (15, 19, 20, 21, 23, 41, 42, 43, 48, 56, 57) und mindestens eine Auflage (7, 8, 10, 41, 42, 48, 52, 94, 305, 315) zugeordnet sind.

- 2.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass dem genannten Element (1, 5, 11) mindestens ein weiteres Element (2, 6, 12) zugeordnet ist und die beiden Elemente mindestens einen Sitz (34, 48, 57) zur Ausbildung eines axialen Abstand bestimmenden Distanzteiles (8, 32, 34) bilden und ein Dichtraum (7, 31) zur Aufnahme eines Dichtringes (7, 75) fuer die Abdichtung des genannten inneren Hohlraumes (14, 32, 51, 61, 311) angeordnet ist.

- 3.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zwei Elemente (z.B.: 1, 2) mit ihren inneren Hohlräumen (6, 14, 311) einander zugekehrt angeordnet sind, wobei mindestens ein Aussenring (8, 320) zwischen die beiden genannten Elemente gelegt ist, dessen Innenraum (z.B.: 7) einen Dichtring (7, 75, 317) zur Abdichtung der beiden genannten inneren Hohlräume der genannten Elemente aufnimmt.

- 4.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Elemente (z.B.: 1, 2) an ihren radial aeußeren Teilen (z.B.: 59) in axialer Richtung unnachgiebig zusammen befestigt sind, wobei die Befestigung (9, 89, 90, 91, 318) zur Zusammenhaltung der radialen Aussenteile (z.B.: 59) der genannten beiden Elemente der eventuellen Radialausdehnung der genannten Aussenteile der genannten Elemente folgend angeordnet und ausreichend stark ausgebildet ist, um Innendruck von ueber 100 Bar in den genannten Innenräumen zuzulassen, ohne dass die Befestigung nachgibt.

- 5.) Aggregat nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet,
dass die genannte Befestigung (9,89,90,91,318,320,321) in mehrere Teile
radial geteilt ist, zum Beispiel in Segmente (32-A, B, C, D, E, F usw.),
sodass die Teile der Befestigung der Radialausdehnung der
5 Elemente (1,2,307, usw.) folgen koennen.
- 6.) Aggregat nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet,
dass der Aussenring (8,48,56,57,320) als Teile eines oder mehrerer
Elemente (1,2,5,6,11,12) ausgebildet ist, also mit dem betreffendem
10 Element (den Elementen) einteilig ist.
- 7.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
dass die genannte Auflage (z.B.: 8) als Hubkolben (8,52,36,94,305)
ausgebildet ist und der genannte Hubkolben mittels einer mechani =
schen Vorrichtung, bevorzugterweise mittels einem Exzenter =
15 teil (55,99) an einer Umlaufwelle (55-97) zum Beispiel
ueber einen Kolbenschuh (52,21,9) zum Pumphube angetrie =
ben wird und, wenn erforderlich, Mittel angeordnet sind, wie zum
Beispiel Anpresskolben (95,96,115), Leitungen (69,72)
20 und ein Druckfluiderzeuger, durch die Gleitflaechen des genann =
ten Kolbenschuhes und dessen Nachbarflaechen geschmiert werden,
gegebenenfalls unter zeitlicher Veranderung des Schmierfluid -
Druckes parallel zum Druck in der Pumpkammer (z.B.: 14,61)
und / oder parallel zur Widerstandskraft des betreffenden Element =
25 tes gegen seine Kompression. (Figur 17).
- 8.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
dass die genannte Auflage (305,315) ein in einem Zweitzylin =
der (304) reziprokierbarer Zweitkolben (305) ist, das
Aggregat ausserdem einen Erstzylinder (301) mit einem darin re
30 ziprokierbarem Erstkolben (302) enthaelt, der genannte Erstzy =
linder mit dem genannten Zweitzylinder durch eine Leitung (303)
verbunden ist, Mittel zur Reziprokation des genannten Erstkol =
bens (55,334,336,345 usw.) angeordnet sind und Fluessigkeit in der genann =
ten Leitung und den genannten Zylindern vorhanden ist, sodass
35 die Bewegung des genannten Erstkolbens mittels des genannten
Fluids auf den genannten Zweitkolben uebertragen und dadurch
der genannte innere Hohlraum (14,61) des genannten Element =

tes (1,2,307 usw.) periodisch vergrößert und verkleinert wird. (Figur 22)

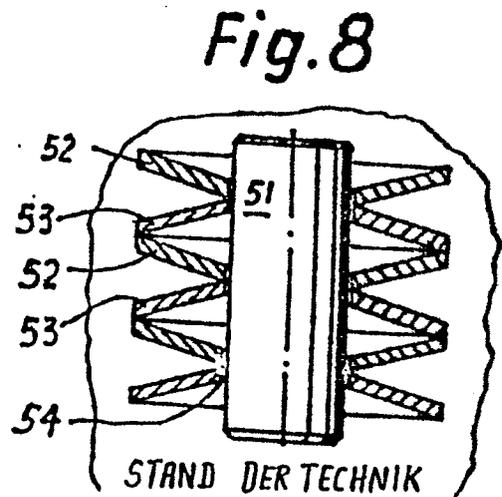
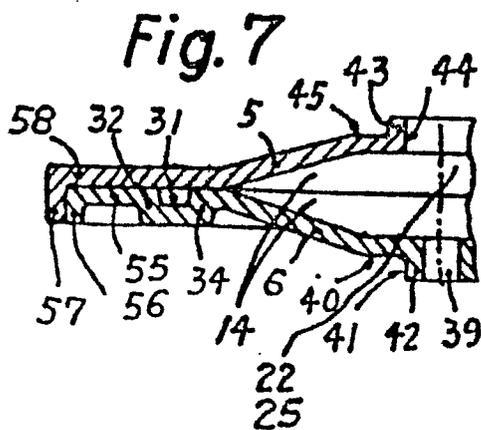
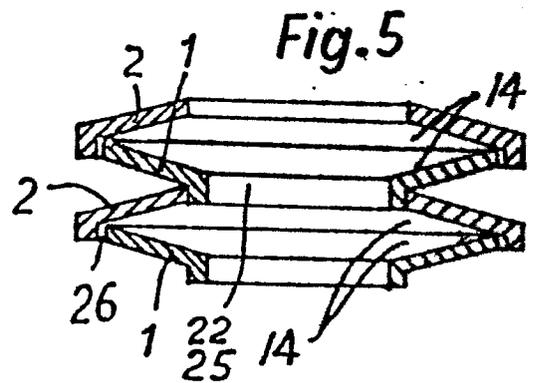
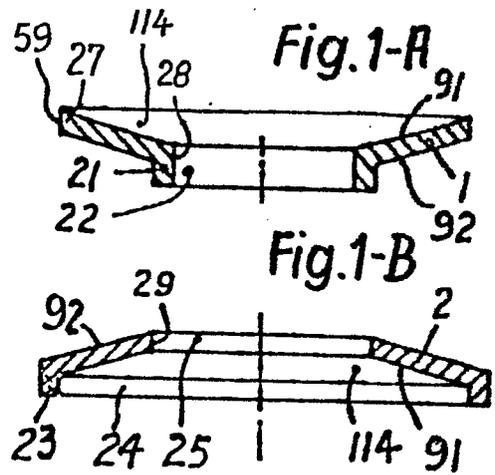
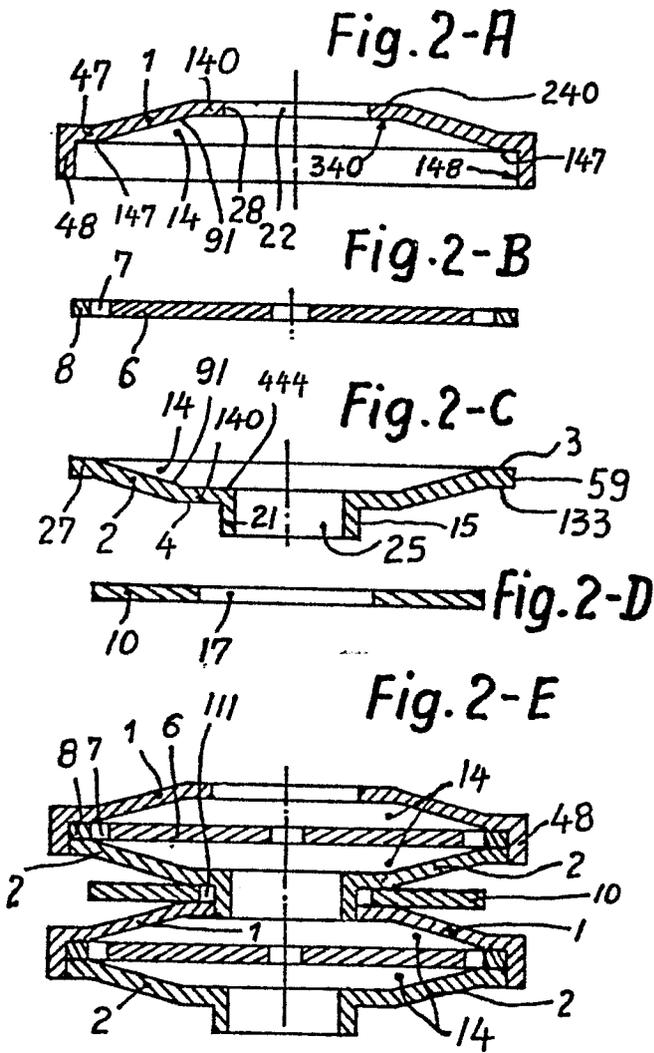
- 9.) Aggregat nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet,
 5 dass der genannte Erstkolben (302) und der genannte Erstzylinder (301) kleinere Durchmesser, als der genannte Zweitkolben (305) und der genannte Zweitzylinder (304) haben, das Fluid in der genannten Leitung (303) und den genannten Zylindern (301,304) eine Flüssigkeit ist, der genannte Erstkolben über einen Kolben-
 10 schuh (18,9,21,52) mittels eines Antriebs, zum Beispiel mittels einer mit einer umlaufenden Welle (97,11) mit Exzentrerscheibe (55,10) periodisch rezipriert wird, die genannte Flüssigkeit die Rezipro-
 15 kation des Erstkolbens im Verhältnis der genannten Durchmesser auf den Zweitkolben überträgt, dadurch den Zweitkolben periodisch rezipriert und der Zweitkolben auf das betreffende Element (307) wirkend, dessen genannten Innenraum (14,311) und damit die genannte Pumpkammer (14,311) periodisch vergrößert und ver-
 20 10.) Aggregat nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass eine Mehrzahl der Elemente (1,2,307) dem genannten Antrieb (10,11,55,98,99,52,36,336,345 usw.) zugeordnet ist und die genannten Innen-
 25 räume (14,61,311) oder Kammern zu einer gemeinsamen Lieferung (314) für die Lieferung von Druckfluid verbunden sind, und/oder in dem Aggregat des Anspruchs 9 automatisch wirkende Aufwärmittel (zum Beispiel (326 bis 329)) zugeordnet sind, die automatisch dafür sorgen, dass immer eine ausreichende Menge der
 30 Flüssigkeit in der genannten Leitung und den genannten Zylindern für den präzisen Betrieb des Übertragens der genannten Rezipro-
 35 kation des Erstkolbens auf den Zweitkolben vorhanden ist, und/oder in den Aggregaten des Anspruchs 8 oder 9 Sicherheitsventile zur Verhinderung von Brüchen angeordnet sind, und/oder dass im Aggregat des Anspruchs 9 die genannte Flüssigkeit eine schmierende Flüssigkeit, zum Beispiel Öl ist, während die
 genannte Innenraum oder die genannte Kammer mit nicht schmierendem Fluid, zum Beispiel Wasser, gefüllt ist und der genannte Innenraum bzw. die genannte Kammer (14,61,311) dadurch als Pumpe einer nicht schmierenden Flüssigkeit oder Slurry verwendet ist.

- 11.) Aggregat nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet,
dass die genannten Elemente aus Faserstoffen mit Verbindemitteln bestehen, zum Beispiel aus Carbonfibre und die radial
aeusseren Teile der genannten Elemente (1,2) nach der Figur 9
zum Beispiel mittels Epoxy Resin miteinander verklebt sind.
- 12.) Aggregat zum Beispiel nach Anspruch 1 oder ohne das Element
des Anspruchs 1, dadurch gekennzeichnet,
dass zwei Kolben (59,60 oder 58,59 der Figuren 12 oder 14)
radial frei beweglich aufeinander aufliegen und Mittel (z.B. 83,84
oder 64,70,72,71) zur Zusammenhaltung der genannten beiden
Kolben beim drucklosem Saughube angeordnet sind.
- 13.) Aggregat nach Anspruch 12 oder Aggregat mit einem Pumpkolben ,
zum Beispiel 58, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (58)
beiderends mit unterschiedlichen Fluids beaufschlagt ist, wobei
mindestens ein Fluid eine nicht schmierende Fluessigkeit sein kann
und etwa in Kolbenmitte eine Ringnut zum Beispiel 65 mit einer
Abflussleitung (66) angeordnet ist (Figur 12) die als Sammelan-
ordnung fuer die Sammlung von Leakage des einen, des anderen,
oder beiden Fluids dient.
- 14.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
dass eine Mehrzahl von Elementen (1,2) eine Mehrzahl von
achsial hintereinander angeordneten Innenraeumen, Kammern (14)
61) bilden, eine der genannten Auflage ein Kolben (36) mit Kolben =
schuh (21) ist und eine weitere Auflage ein Sitz (107,98) ist, der
Kolbenschuh an einer Laufflaeche 156 einer Koobenhufuehrung (99)
gleitet, vom Kolben aus eine Fuehrung, zum Beispiel ein Hohl =
rohr (74,108) durch die Kammern oder Innenraeume der Elemente
erstreckt und gegebenenfalls in einer Bohrung (161) gefuehrt ist,
die Kolbenschuhe (21) ausgedehnte Auflageflaechen zur Fuehrung
an der Kolbenhubfuehrung haben, Druckfluid in Lagertaschen 112
des Kolbenschuhes geleitet sein mag und eine der Auflage einer
periodischen Bewegung oder einer staendigen Rotation unterliegt,
sodass die genannten Innenraeume, bzw. Kammern (14,61) eine
Pumpe oder einen Motor bilden und als solches Aggregat wirken,
ohne dass eine Kolbenabdichtung oder eine Elementenfuehrung ange-
ordnet sein muss.

- 15.) Aggregat nach mindestens einem der Patentansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass das Aggregat zur Erzeugung
eines Fluidstromes (802) eingesetzt ist und der genannte Fluid-
strom zwecks Schneiden oder Zerstäuben auf einen Körper
5 oder einen Strahl auf Fluid oder Pulver, bzw. Festmaterial
(801) gerichtet ist. (Figur 26.)
- 16.) Aggregat nach mindestens einem der Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass das Aggregat die Bedingen
10 einer oder mehrerer der Berechnungsformeln dieser Patentanmel-
dung oder eine Definition oder Bedingung der Beschreibung der
Ausführungsbeispiele dieser Patentanmeldung entspricht.
- 17.) Aggregat mit einem Kolben, einem Kolbenschuh und einer Kolben-
15 hubführung, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolbenschuh (2,
502) zwischen dem Kolben (5, 501) und der Kolbenhubführung (514)
angeordnet ist und mit seiner Aussenfläche (512) an der Kolbenhub=
führungsfäche (513) der genannten Kolbenhubführung gleitet,
der genannte Kolben einen Kopf als Lagerbett (510) mit Radius (508)
20 um die Schwenkachse (505) des Kolbenschuhs auf dem Kolben (501)
bildet, auf dem die Schwenkfläche (511) mit gleichem Radius (509)
aufliegt und schwenkt, im Aggregat oder am Kolbenschuh ein Halte=
fläche (513, 531, 532, 523, 524, 572) vorhanden ist, der Kolben (501)
zu seiner Achse (504) senkrecht und zur Schwenkachse (505) para=
25 llele Ausnehmungen (518) bildet, in die in seiner Querbohrung (506)
angeordnete Stifte (507) hereinragen und Halterungen (529, 619)
angeordnet sind, die mit einem Tile (574, 537, 538) die genannte
Haltefläche beruehren und die genannte Halterung mit einem
in die genannte Ausnehmung (518) eintauchbarem Auge (520) verse=
30 hen ist, das das betreffende Ende des genannten Stiftes (507) um=
greift, wobei infolge der Anordnung des Auges innerhalb der
Ausnehmung ermöglicht ist, dass das genannte Auge in den Zylin=
der (503) einer Pumpe oder eines Motors mit Rotor oder Körper (608)
zeitweise oder dauernd eintreten kann.

- 18.) Aggregat, dadurch gekennzeichnet,
dass ein Rotor (401, Figur 34) ein Aussenlager (461, 462) mit
Druckfluidtaschen (407, 477) bildet, die mit unterschiedlichen
Drucken aus unterschiedlichen Arbeitskammern (439, 440)
5 beaufschlagbar sind und /oder im genannten Rotor Anpress=
kammern (402, 403) mit Anpresskolben (404, 405, Figur 34)
angeordnet sind, denen Hilfs-Anpresskolben (411, 611) in achsial
diametralen oder gegenueberliegenden Hilfs-Anpresskammern
(410, 412) zugeordnet sind und/oder nach der Figur 36 ausgebil=
10 dete Doppelsteuerspiegel mit Druckfluidzonen um 422 und um 420
angeordnet sind.
- 19.) Aggregat mit einer Kolbenhubfuehrung und einem Kolbenschuh
an einem Kolben, dadurch gekennzeichnet (Figuren 37 bis 40, 52 bis
15 56), dass in der Aussenflaeche (512) des Kolbenschuhs (502)
eine Druckfluidtasche (515) mit umgebender Dichtflaeche (578) ange=
ordnet ist, deren Druckfluidzone einen groesseren Querschnitt pa=
rallel zur genannten Kolbenhubfuehrung (514) hat, als der Quer=
schnitt durch den Kolben (501) senkrecht zu dessen Achse (504) ist.
- 20 20.) Aggregat mit einem Kolben und einem Kolbenschuh nach den
Figuren 41 bis 48, dadurch gekennzeichnet,
dass der Kolben einen Kopf als Lagerbett mit der Bettflaeche 510
mit dem Radius 508 um die Schwenkachse 505 bildet, auf der die
Schwenkflaeche 511 des Kolbenschuhs 502 mit Radius 509 schwenk=
25 bar aufliegt und / oder der Kolbenkopf Achsialfortsaetze 588 bil=
det, die ueber den Durchmesser 637 des Kolbens 501 herausragen
und/oder Halteflaechen 583 angeordnet sind und ausserdem der
Kolben 501 und der Kolbenschuh 502 mittels Halterungen 584
schwenkbar miteinander verbunden sind.
- 30 21.) Aggregat mit einer Kolbenhubfuehrung und einem Kolbenschuh
zwischen dieser und einem Kolben nach Figuren 49, 50, dadurch
gekennzeichnet, dass im Kolben ein Querbolzen 595 angeordnet
ist, dessen Enden Kolbenschuhe 1102, 1202 schwenkbar tragen
und Druckfluidtaschen 515 dem Kolbenschuh zugeordnet sind, die
35 mit Druckfluid aus dem betreffendem Zylinder 503 periodisch oder
dauernd gespeist sind und die Gleitbewegung oder die Schwenkbe=
wegung des Kolbenschuhs schmieren und dessen Reibung verringern.

- 22.) Aggregat mit einem in einem Zylinder (100) reziprokierbarem Kolben (101) dadurch gekennzeichnet, dass die Zylinderwand (102) von einer mit Druck gefüllten Kammer (103) umgeben ist (Figur 57), wodurch die Kammer mit dem in ihr befindlichen Druck eine Radialablenkung oder Bruch der Zylinderwand (102) unter Innendruck im Zylinder (100) verhindert.
- 23.) Aggregat mit einem Rotor, einem Kolben und einem Kolbenschuh zum Beispiel nach den Figuren 58 bis 60, dadurch gekennzeichnet, dass der Rotor 608 mit Radialstegen 708 versehen ist, die in Fenster 750 des Kolbenschuhs eintauchfähig sind und der genannte Kolbenschuh in Laufrichtung vor und hinter den genannten und angeordneten Fenstern 750 die Schenkel 602 des tieftauchenden, H-förmigen, Kolbenschuhs verbindende und dessen Steifigkeit und Unnachgiebigkeit verstärkende Brücken 751 angeordnet sind, die in im Rotor 608 angeordnete Ausnehmungen 752, oder 752 und 952 eintauchen können.
- 24.) Aggregat nach mindestens einer der Figuren dieser Patentanmeldung, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine Ausbildung, die in mindestens einer der Figuren oder in der Beschreibung gezeigt oder beschrieben ist, angeordnet ist,



2/21

Fig. 3

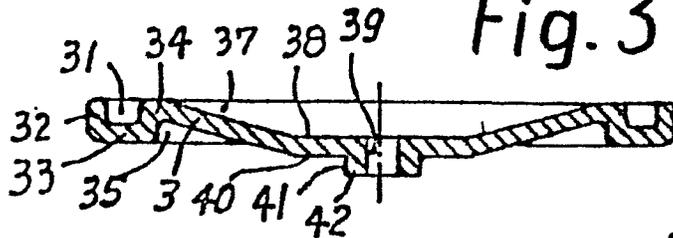


Fig. 4

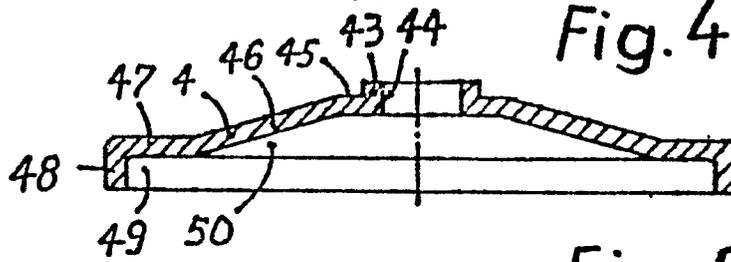
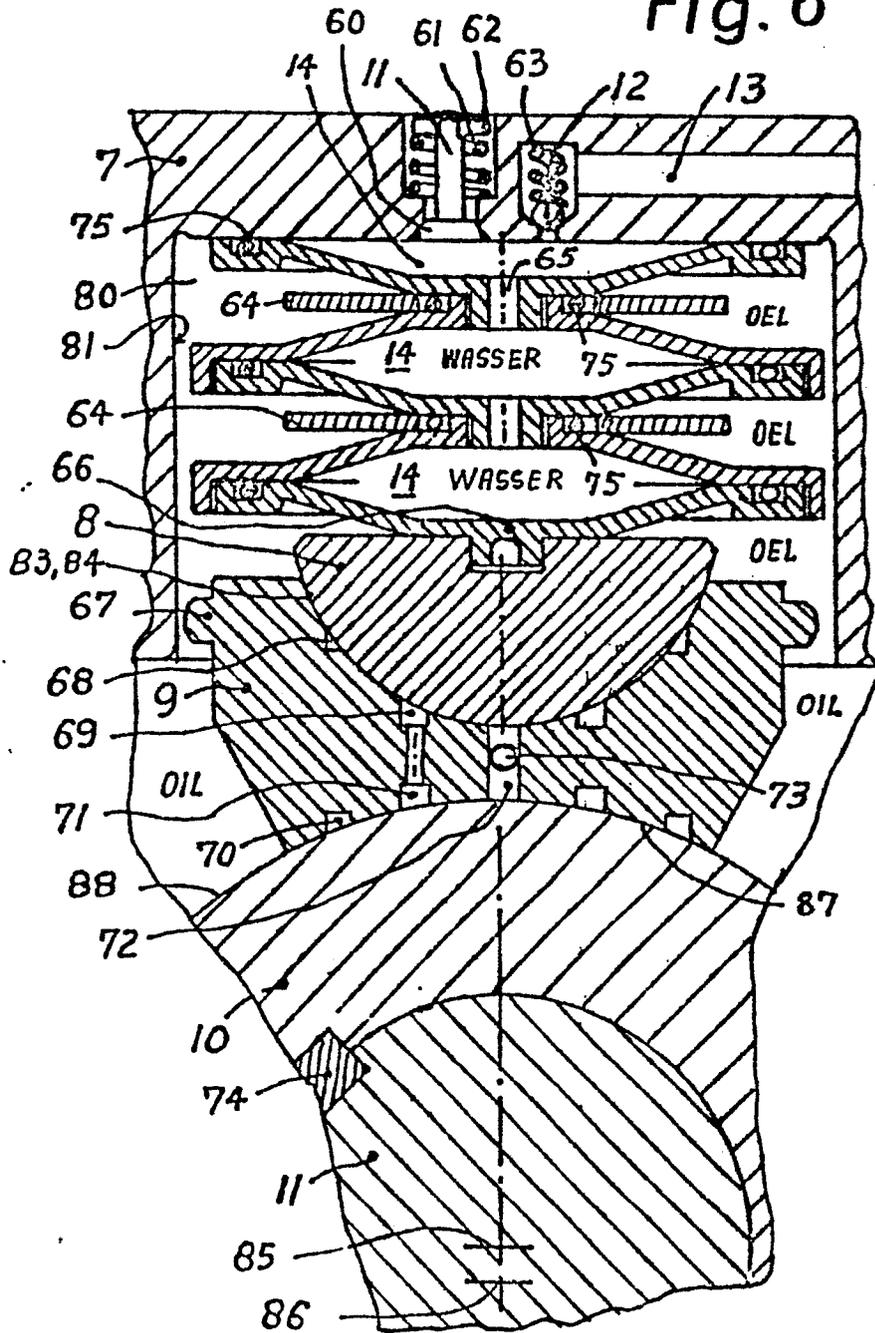


Fig. 6



3/21

Fig. 10

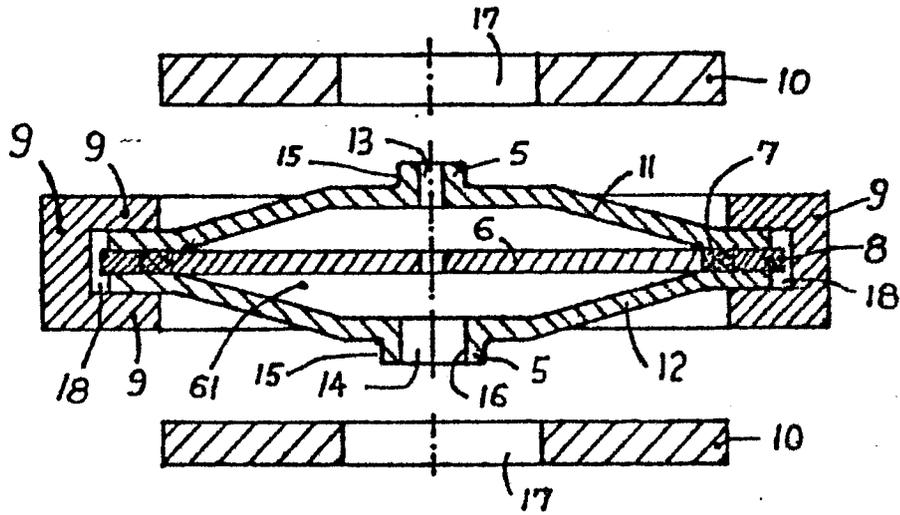


Fig. 11

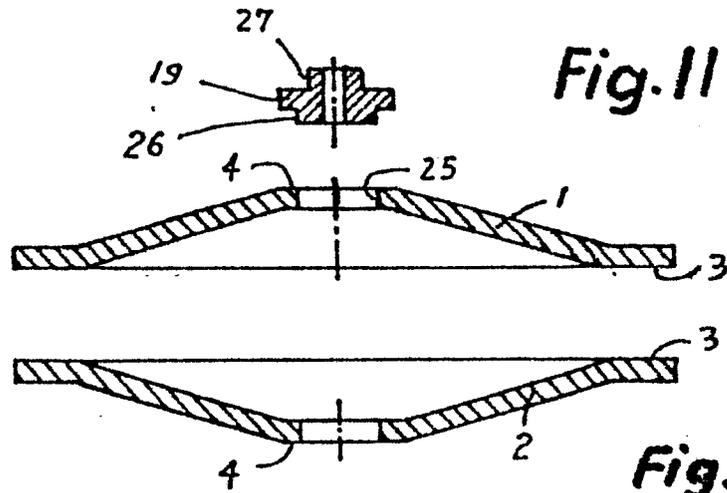
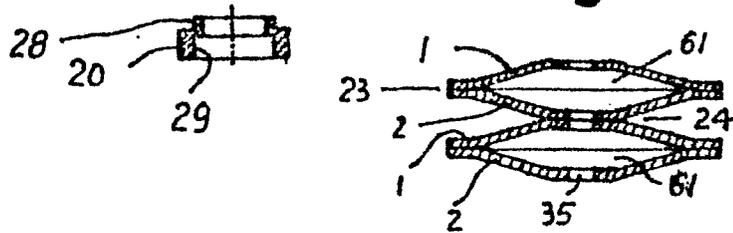


Fig. 9



4/21

Fig. 13

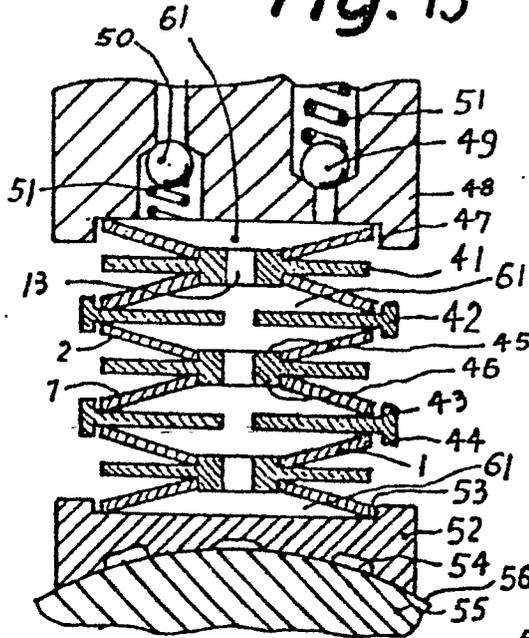


Fig. 12

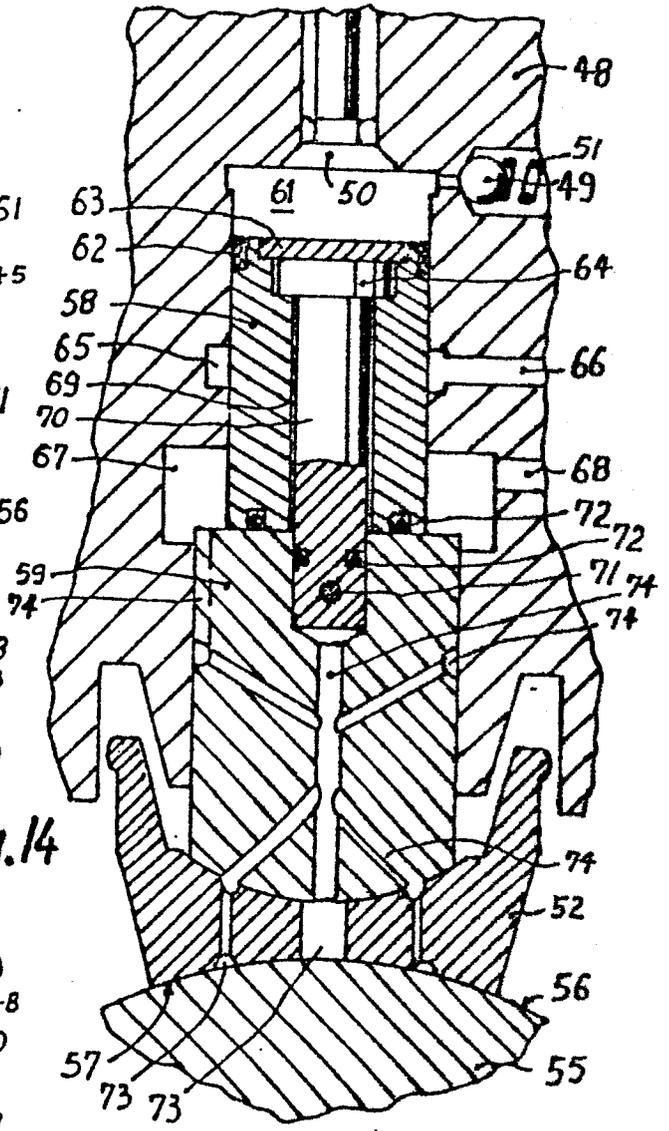


Fig. 14

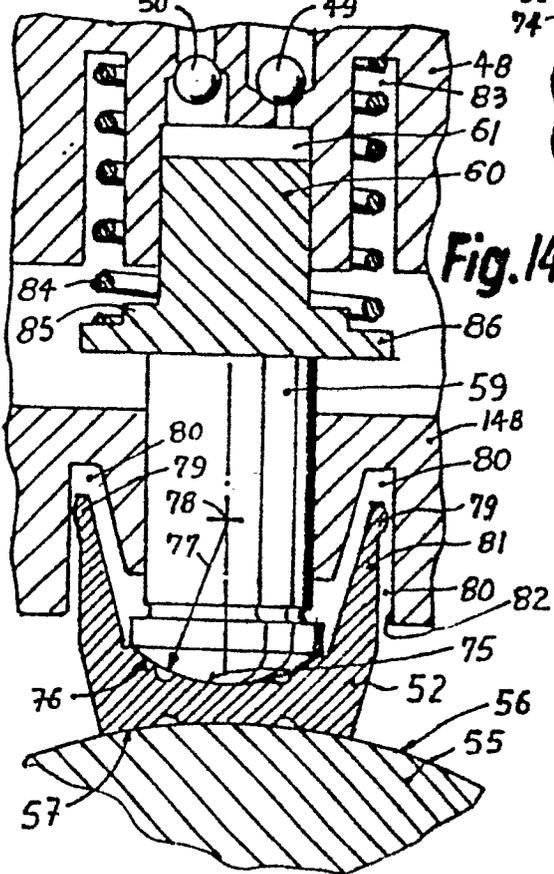
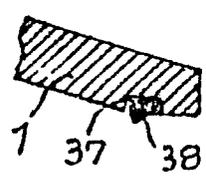


Fig. 15

Fig. 16



5/21

Fig. 17

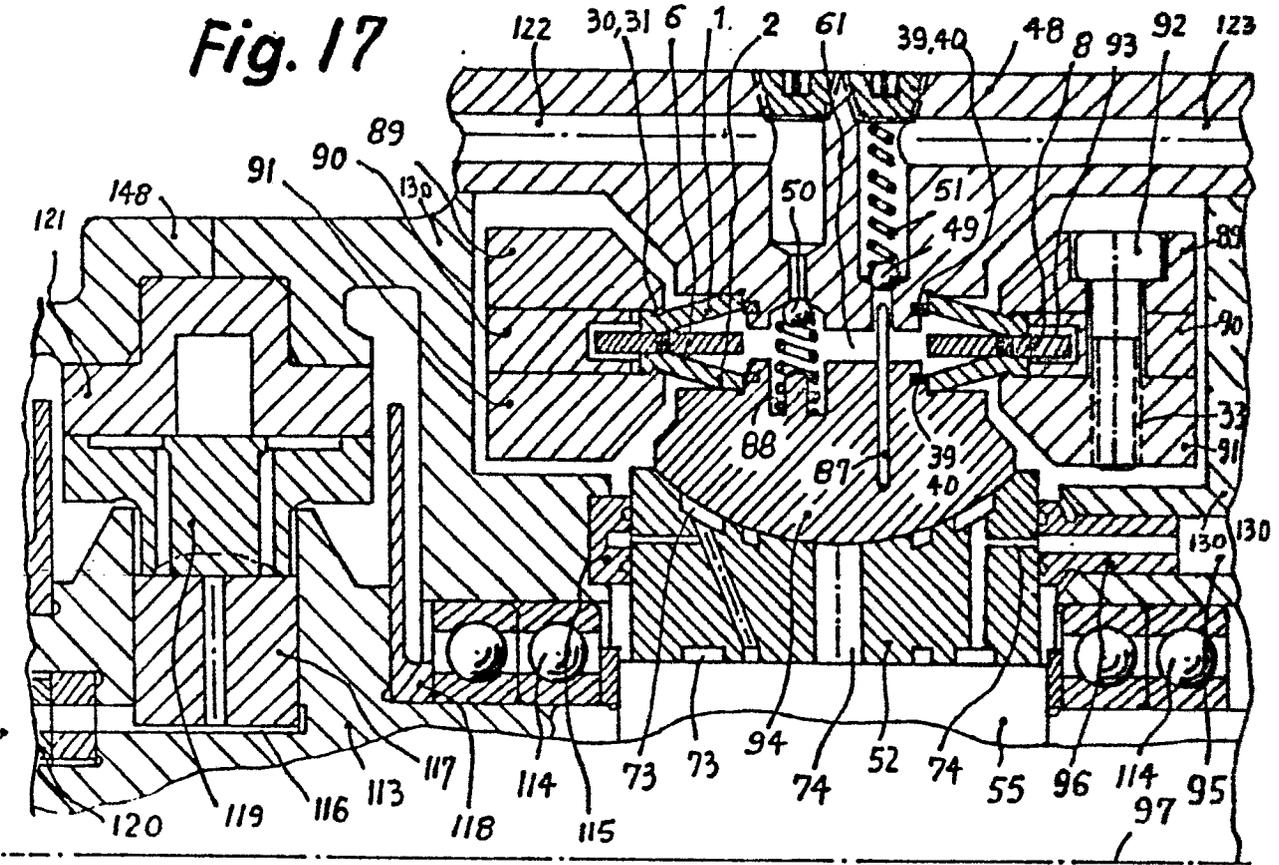


Fig. 18

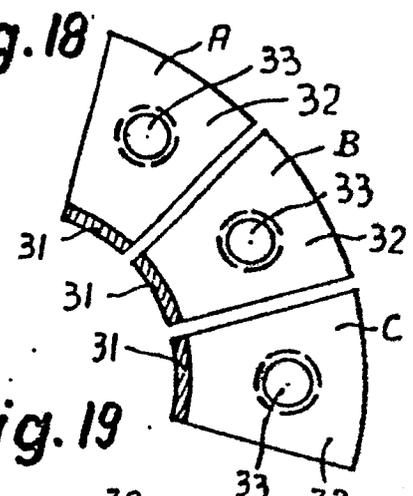


Fig. 19

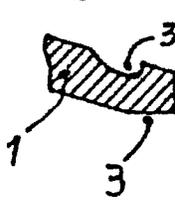


Fig. 20

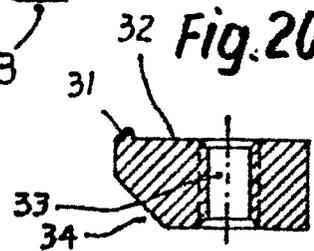
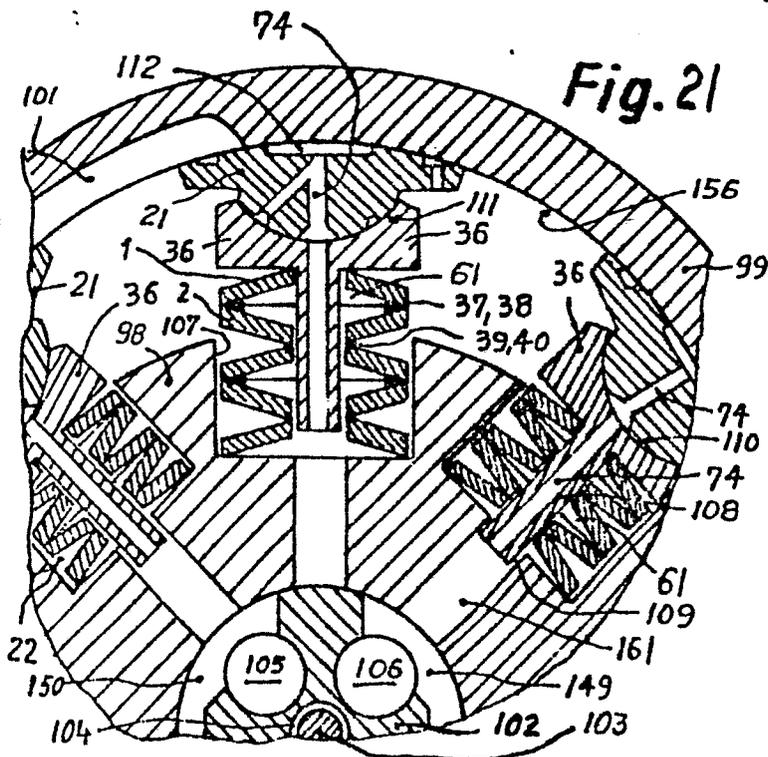


Fig. 21



6/21

Fig. 22

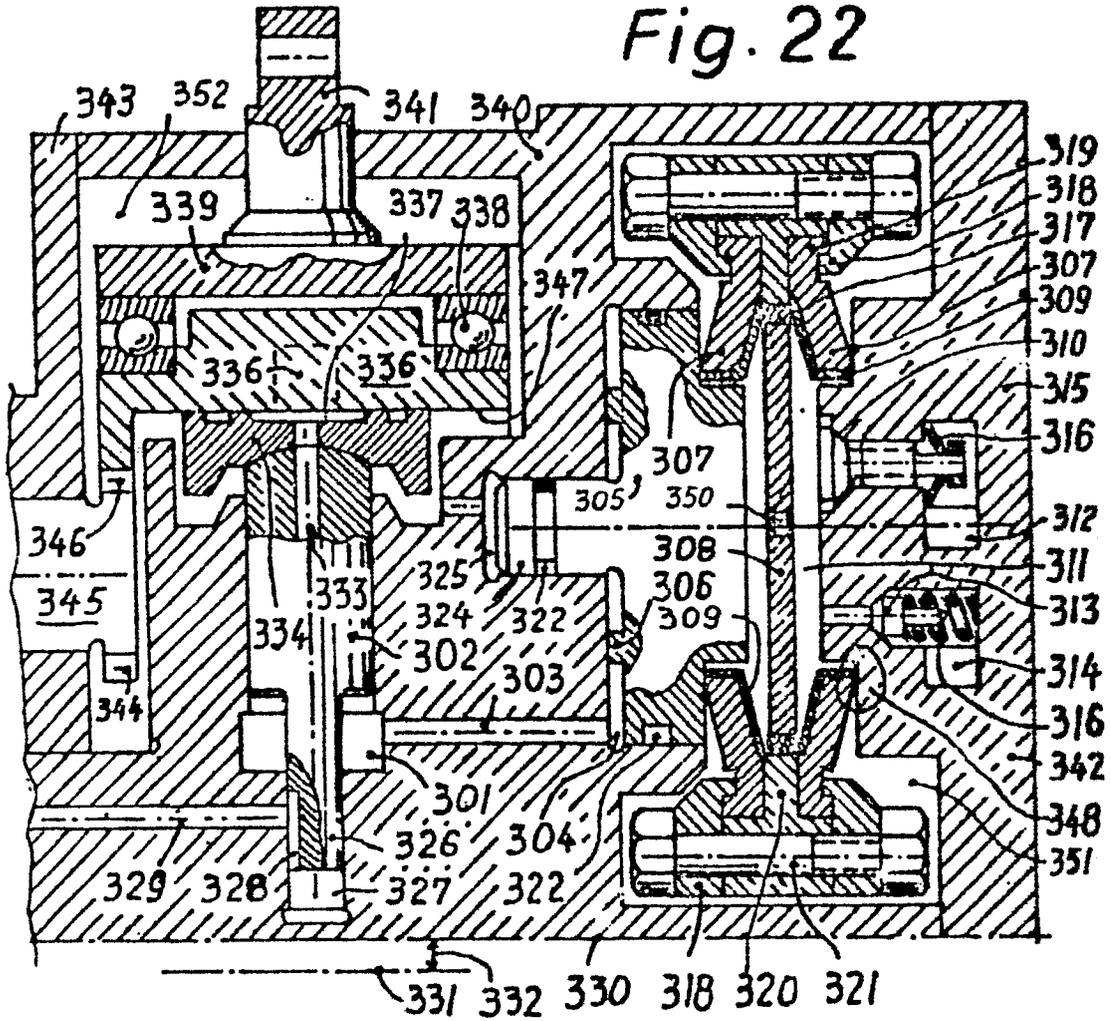


Fig. 27

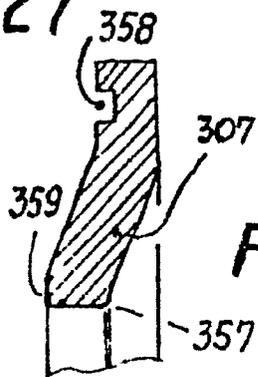
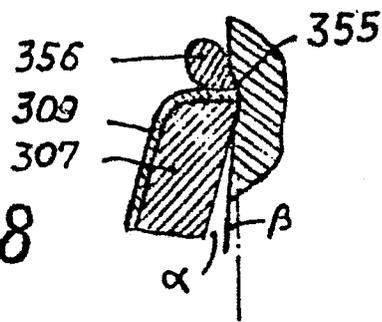


Fig. 28



7/21

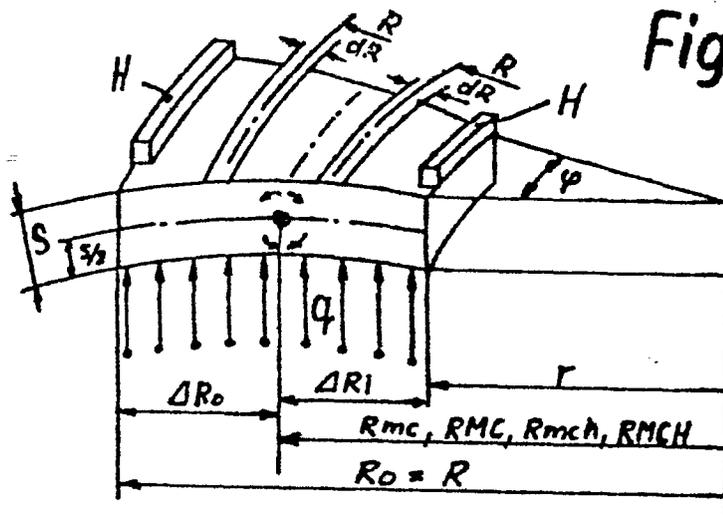


Fig. 23

BERECHNUNG DER BIEGEMOMENTE UND SPANNUNGEN IM DURCH DIE HALTERUNGEN "H" NACH FIGUR 23 GELAGERTEM ELEMENTEN-SEGMENT UNTER FLUID-DRUCK "q" VON UNTEN, ENTGEGENGESETZT ZU DEN LAGERUNGEN "H".

$$dMd = q \cdot B \cdot \Delta R \cdot d\Delta R \quad (1) \quad \text{MIT } B = \frac{\varphi \pi}{180} (r + \Delta R) \text{ ODER } B = \frac{\varphi \pi}{180} (R_0 - \Delta R). \quad (2)$$

$$\text{FOLGLICH: } dM_{di} = q \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) (r + \Delta R) \Delta R d\Delta R \quad (3) \quad \text{MIT } i = \text{Innen (MOMENT)}$$

$$\text{UND: } M_d = q \int \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) f(\Delta R) d\Delta R \quad (4) \quad \text{a = AUSSEN (MOMENT)}$$

WORANS SICH FOLGENDE ENTWICKLUNG ERGIBT:

$$M_{di} = q \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) \left[\frac{r}{2} (\Delta R_i)^2 + \frac{1}{3} (\Delta R_i)^3 \right] \quad (5) \quad \text{UND: } M_{do} = q \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) \left[\frac{R_0}{2} (\Delta R_o)^2 - \frac{1}{3} (\Delta R_o)^3 \right] \quad (6)$$

$$\delta_B = \frac{M_d}{J} \left(\frac{S}{2} \right) \quad (7) \quad \text{MIT: } J = \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) R_{CM} \cdot S^3 / 12 \quad (8) \quad \text{UND: } M = M_d(\Delta R) / (S/2) \quad (9)$$

$$\delta_{Bi} = q \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) \left[\frac{r}{2} (\Delta R_i)^2 + \frac{1}{3} (\Delta R_i)^3 \right] \left[\Delta R_i / (S/2) \right] (S/2) / \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) S^3 / 12 \quad (10)$$

$$\delta_{Bo} = q \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) \left[\frac{R_0}{2} (\Delta R_o)^2 - \frac{1}{3} (\Delta R_o)^3 \right] \left[\Delta R_o / (S/2) \right] (S/2) / \left(\frac{\varphi \pi}{180} \right) S^3 / 12 \quad (11)$$

$$\text{ODER: } \delta_{Bi} = 12q \left[\frac{r}{2} (R_{CM} - r)^2 + \frac{1}{3} (R_{CM} - r)^3 \right] (R_{CM} - r) / R_{CM} \cdot S^3 \quad (12)$$

$$\text{UND: } \delta_{Bo} = 12q \left[\frac{R_0}{2} (R_0 - R_{CM})^2 + \frac{1}{3} (R_0 - R_{CM})^3 \right] (R_0 - R_{CM}) / R_{CM} \cdot S^3 \quad (13)$$

NACH EICKMANN, 1982.

8/21

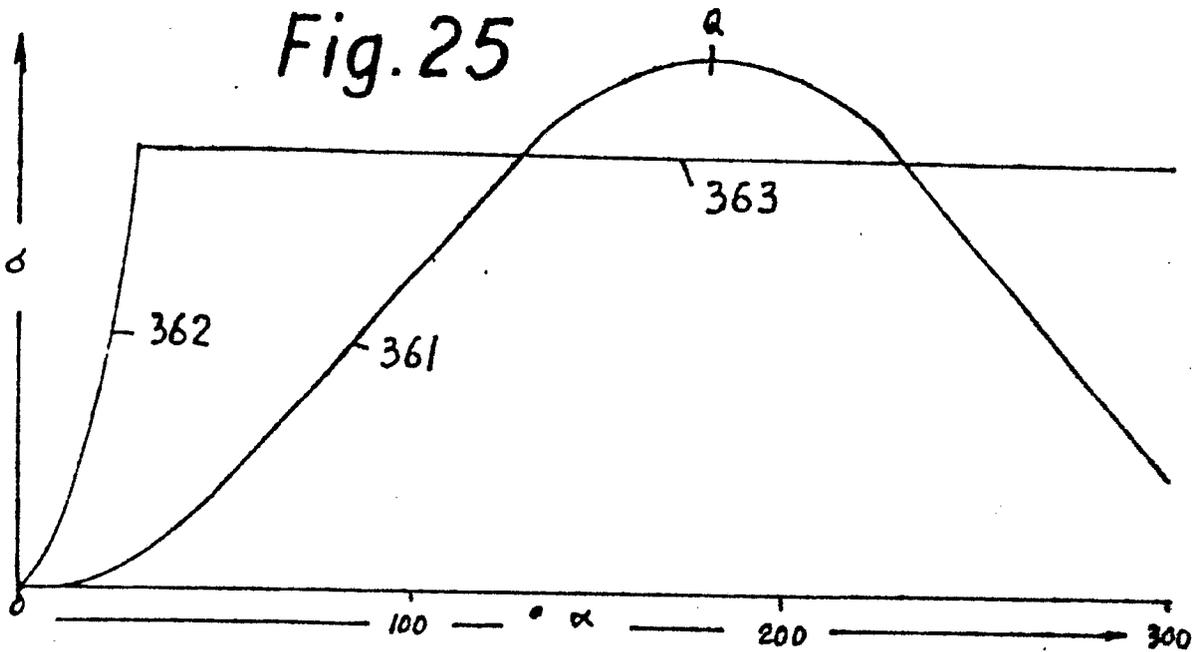
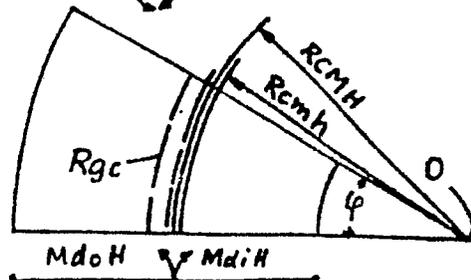
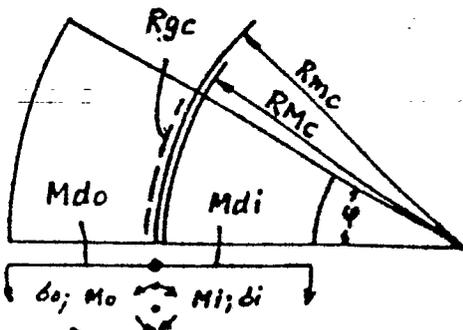
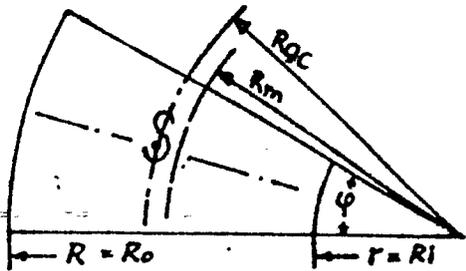


Fig. 24



IN DER FIGUR 24 GELTEN:

$R_m = (R+r)/2 =$ ARITHMETISCHE MITTE.

$S =$ SCHWERPUNKT.

$R_{gc} =$ RADIUS, AUF DEM DER SCHWERPUNKT LIEGT.
MIT $R_{gc} = (2/3)(R^2 - r^2) / (R^2 + r^2)$.

$R_{mc} =$ RADIUS GLEICHER DRUCKFLUID BIEGEMOMENTE.

$$M_{do} = M_{di} = \frac{r}{2}(R_{mc} - r)^2 + \frac{1}{3}(R_{mc} - r)^3 = \frac{R}{2}(R - R_{mc})^2 - \frac{1}{3}(R - R_{mc})^3$$

$$M_{od} = M_{id} = \frac{R}{2}(R_{mc} - r)^2 + \frac{2}{3}(R_{mc} - r)^3 = \frac{R}{2}(R - R_{mc})^2 - \frac{1}{3}(R - R_{mc})^3$$

= INNEN- UND AUSSEN-MOMENTE UM "Rcm" UND "RMC".

R_{mcH} UND R_{mH} GEBEN GLEICHE FLAECHEEN-MOMENTE UND GLEICHE INNERE SPANNUNGEN UM DIE MITTELACHSEN "H".

$$\frac{R_{mc}}{2}(R_{mc} - r)^3 + \frac{R_{mc}}{3r}(R_{mc} - r)^4 = \frac{R_{mc}}{2}(R - R_{mc})^3 - \frac{R_{mc}}{3}(R - R_{mc})^4 \text{ UND}$$

$$\frac{R_{mc}}{2}(R_{mc} - r)^3 + \frac{R_{mc}}{3r}(R_{mc} - r)^4 = \frac{R_{mc}}{2}(R - R_{mc})^3 - \frac{R_{mc}}{3R}(R - R_{mc})^4.$$

DIE MOMENTE UM DIE MITTELACHSE "O" SIND:

$$dM_{dc} = q B R dR \quad \text{MIT: } B = (\varphi^\pi / 180) R$$

$$dM_{dc} = q (\varphi^\pi / 180) R R dR$$

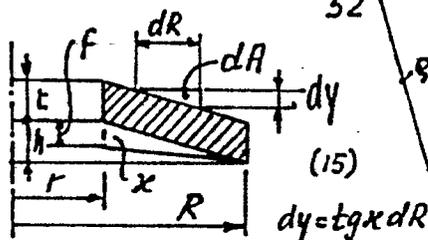
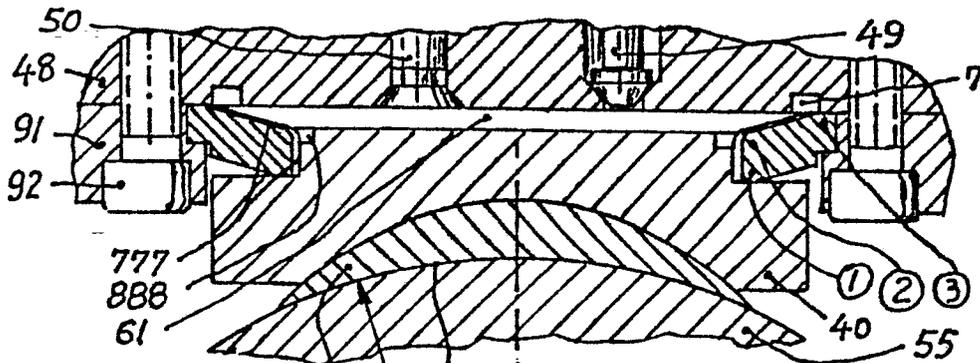
$$M_{dc} = q \frac{\varphi^\pi}{180} \int R^2 dR; \quad M_{dc} = q \frac{\varphi^\pi}{540} (R^3 - r^3)$$

$$\text{oder: } M_{dc} = [R_{gc}(R^2 - r^2) \varphi^\pi / 360] q$$

MIT $q =$ Flaechen-Fluiddruck, z.B.: $\frac{kg}{mm^2}$.

10/21

Fig. 29-A



$$dA = (1/2) dR dy \quad (16)$$

$$= 0,5 dR \times tg x dR$$

$$dV = dA \cdot \pi R = dA \cdot 2R \quad (17)$$

$$= 2R \cdot dA$$

$$= 2R \cdot 0,5 tg x dR$$

$$= R tg x dR \quad (18)$$

$$V = \int R tg x dR \quad (19)$$

$$= \pi tg x \int R dR$$

$$= \pi tg x (\frac{1}{2} R^2) \Big|_r^R$$

$$= \pi tg x \frac{1}{2} (R^2 - r^2) \quad (20)$$

$$tg x = f / (R - r) \quad (21)$$

$$V = (\pi/6) (f / (R - r)) (R^3 - r^3) \quad (22)$$

$$S = e - e \cos \alpha \quad (23)$$

$$V_s = -\omega e \sin \alpha \quad (24)$$

$$b_s = \omega^2 e \cos \alpha \quad (25)$$

$$Q = (\pi/6) (S / (R - r)) (R^3 - r^3) + S r^2 \omega \quad (26)$$

$$Q = (\pi/6) (R^3 - r^3) [1 / (R - r)] (e - e \cos \alpha) + r^2 \omega (e - e \cos \alpha) \quad (27)$$

NACH EICKMANN, 1981 - 1982.

MIT: V = VOLUMEN; Q = FÖRDERMENGE ALS PUMPELEMENT;
 S = HUB; V_s = HUBGESCHWINDIGKEIT } UEBER UMLAUF =
 UND b_s = HUB-BESCHLEUNIGUNG } WINKEL "α".

BERECHNUNG DER SPANNUNGEN:

b = Spannungen infolge Durchdrueckens:

$$\sigma = \frac{E \varphi}{(1 - \nu^2)(c - \eta)} \left[\eta \left(\beta - \frac{\varphi}{2} \right) + \gamma \right] \text{ NACH ALMEN (14) UND LASCIO, 1935}$$

MIT: E = Elastizitaetsmodul;
 ν = 0,3; (1 - ν²) = 0,91;
 c = (R - r) / log.e (R/r)
 β = h / (R - r)
 α = R/r und:
 φ = f / (R - r).

FUER σ bei ① SIND: η = c - r und: γ = (t/2)
 " " " ② " η = c - r " γ = -(t/2)
 " " " ③ " η = c - r " γ = -(t/2).

BERECHNUNG DER FÖRDERMENGE:

11/21

Fig. 29

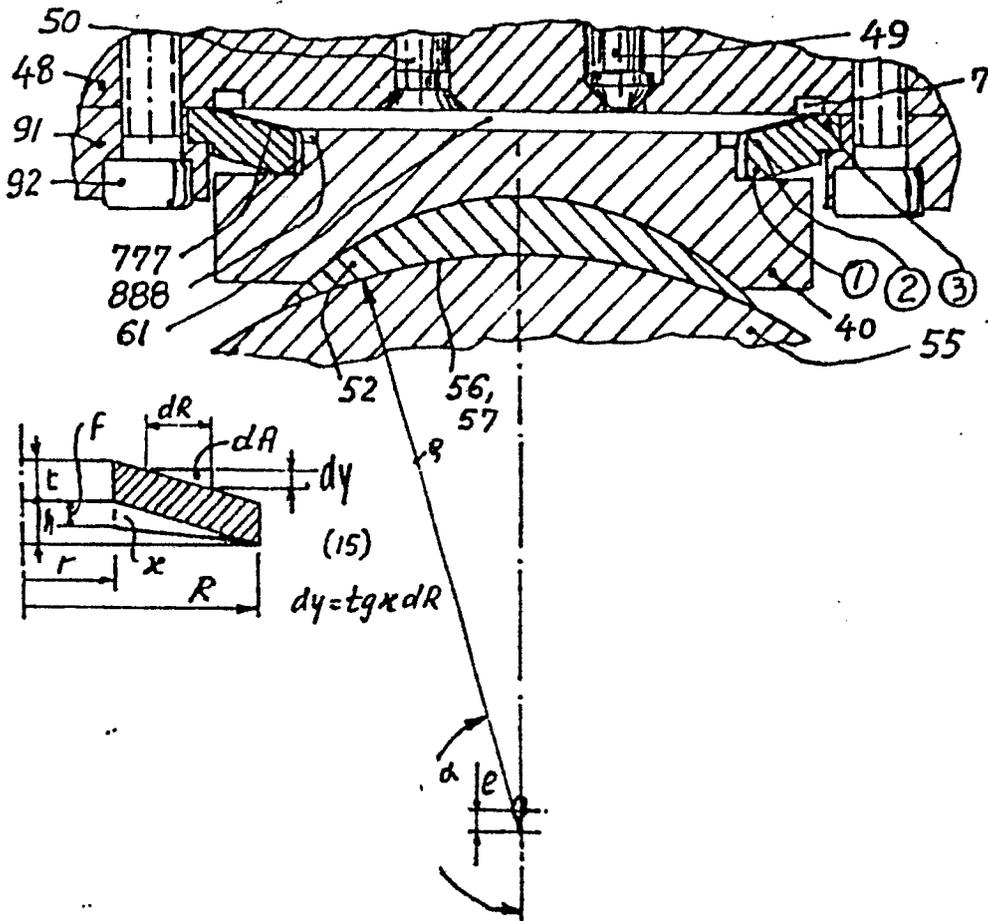
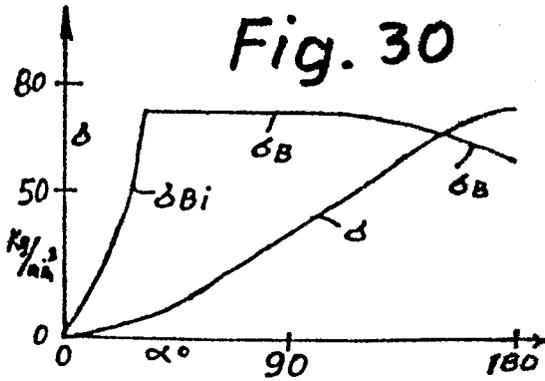


Fig. 30



18/21

Fig. 31

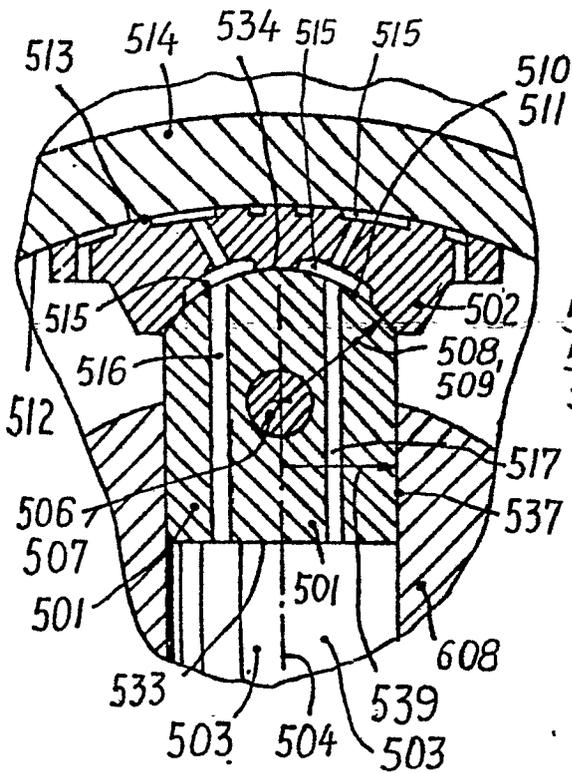


Fig. 32

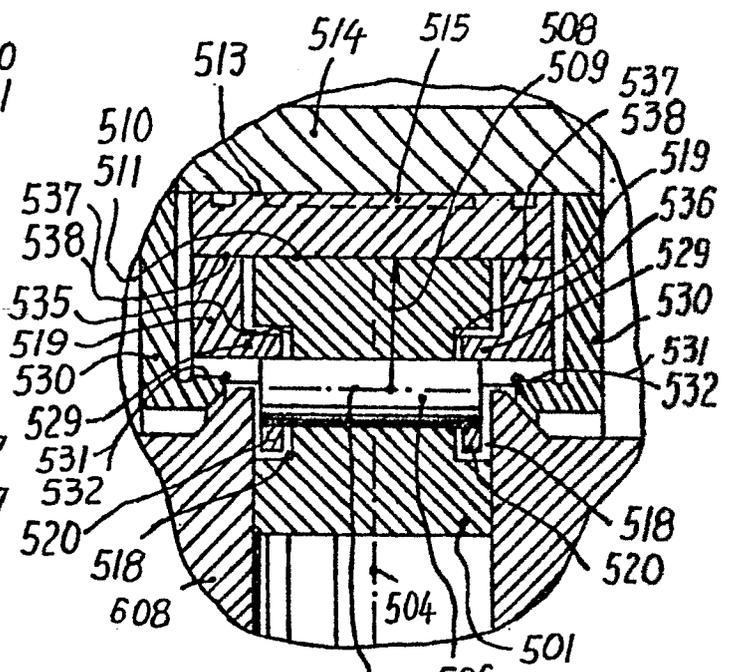
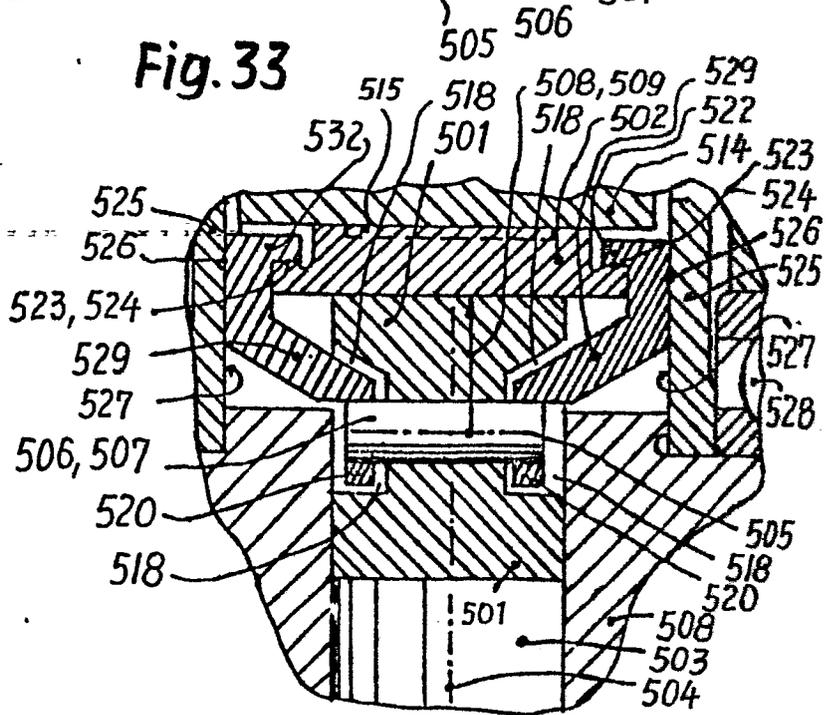
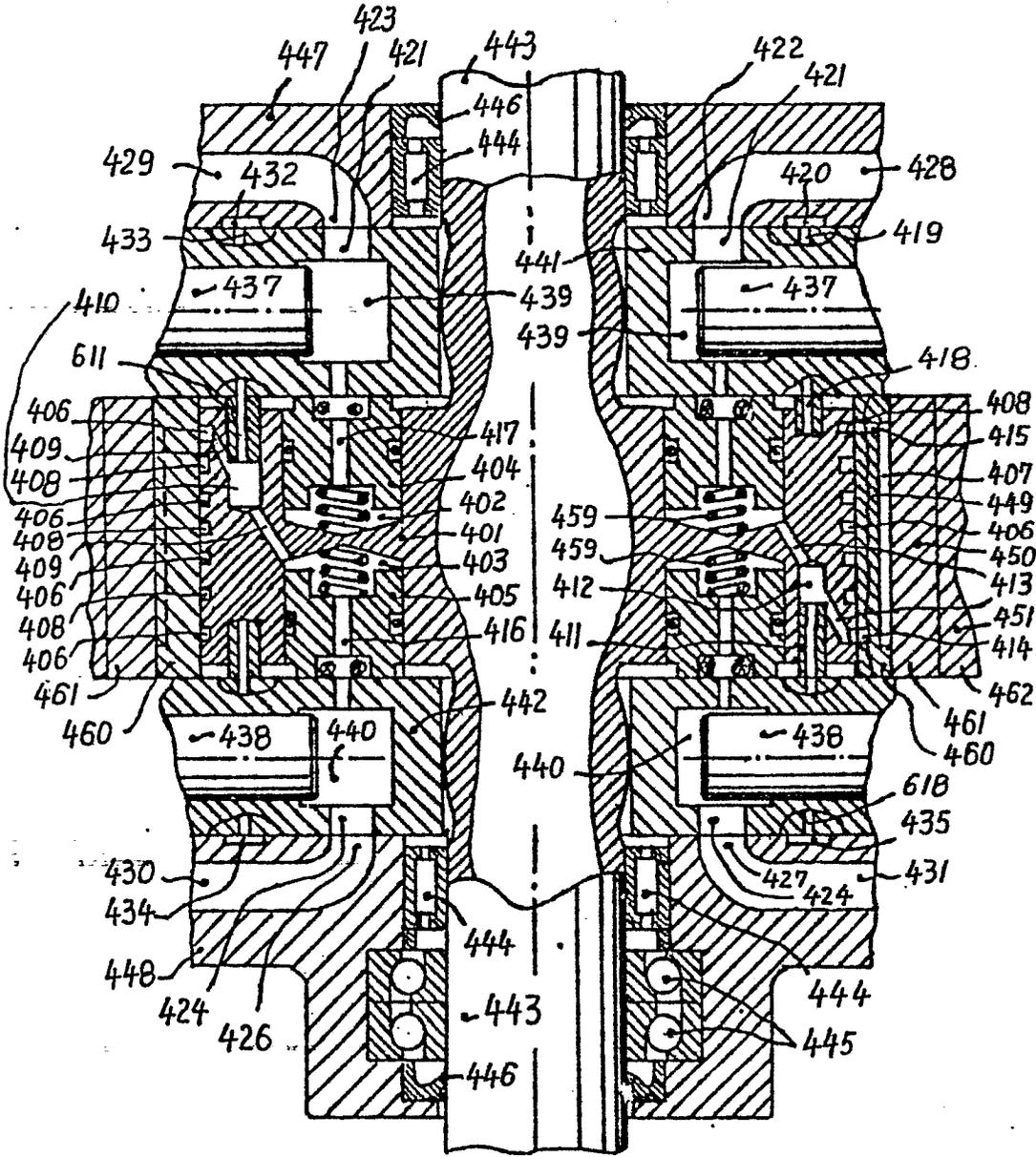


Fig. 33



13/21

Fig. 34



15/21

Fig. 38

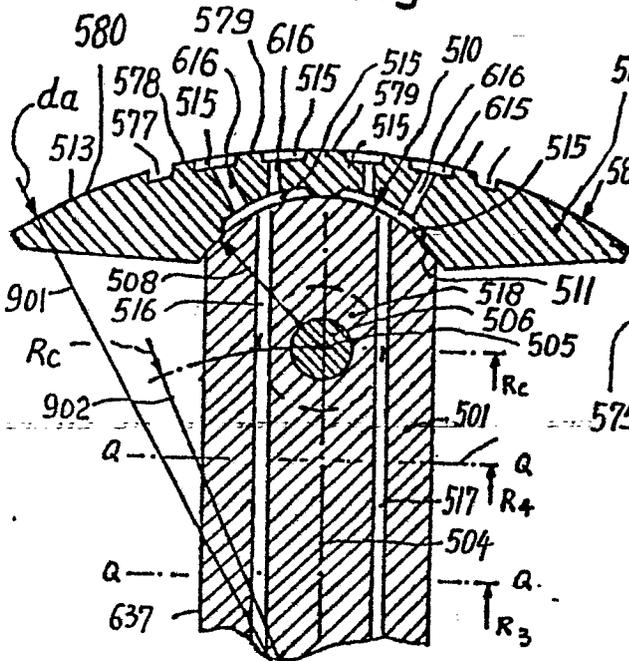


Fig. 37

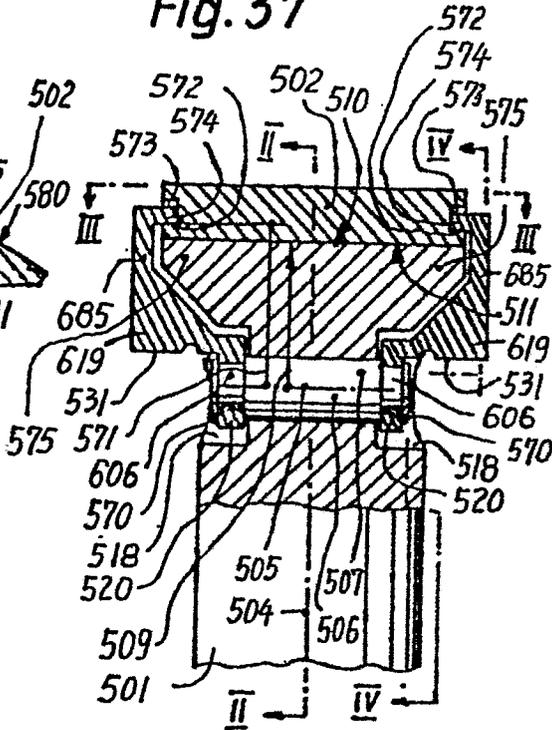


Fig. 39

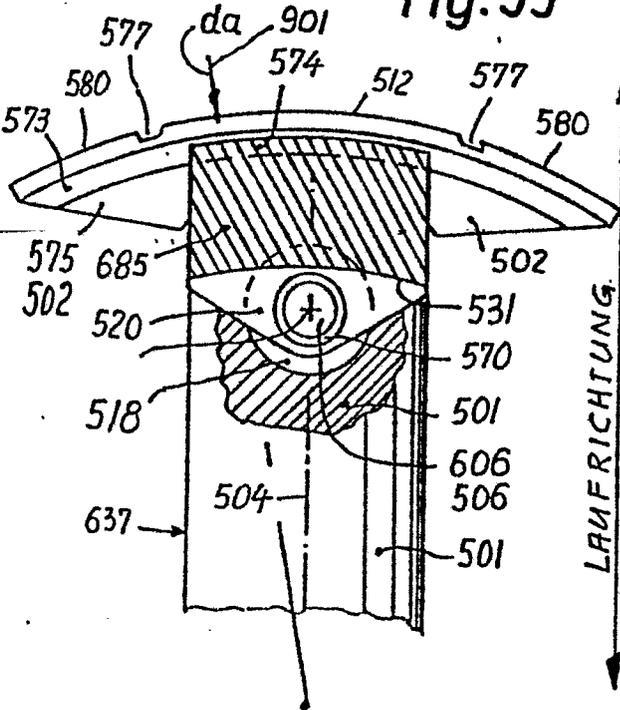
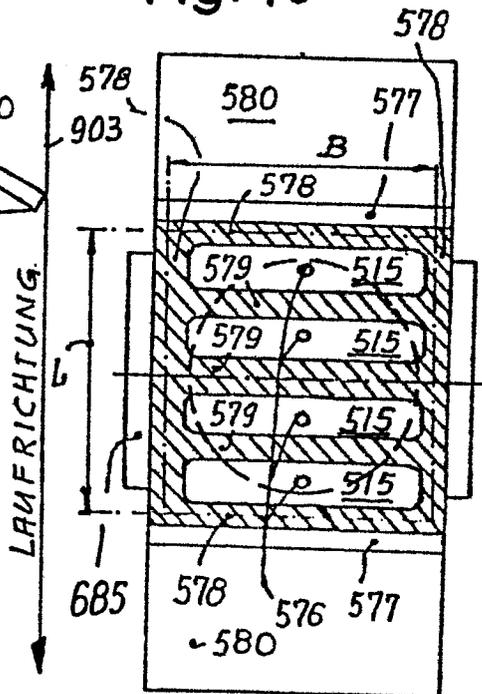
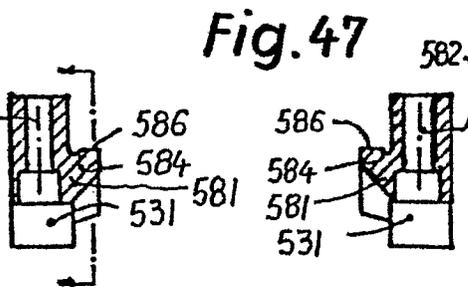
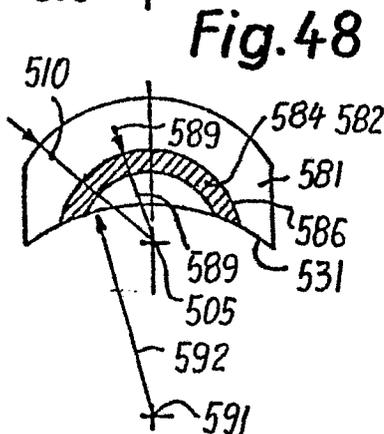
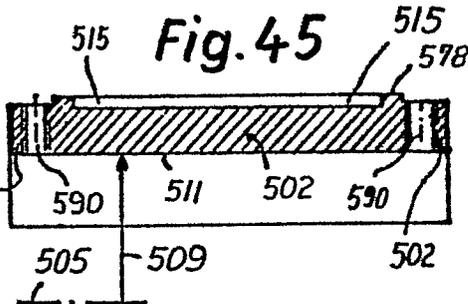
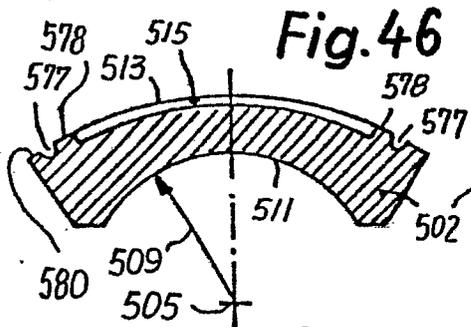
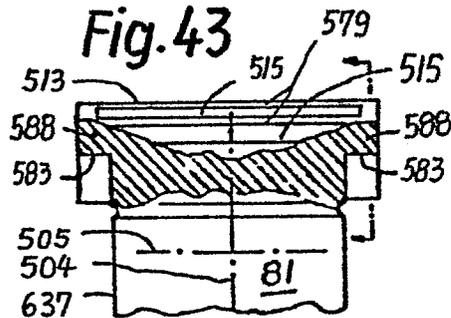
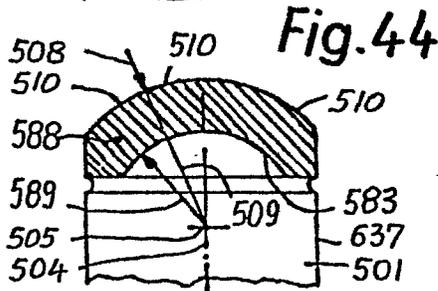
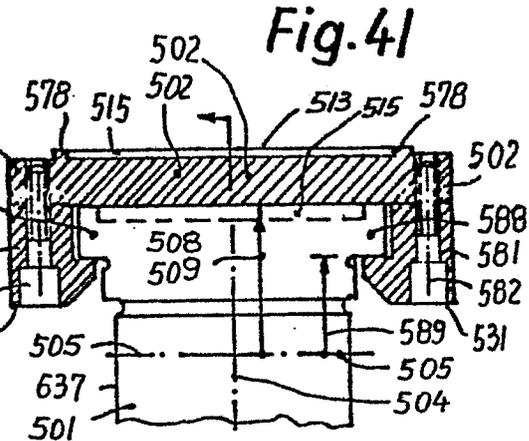
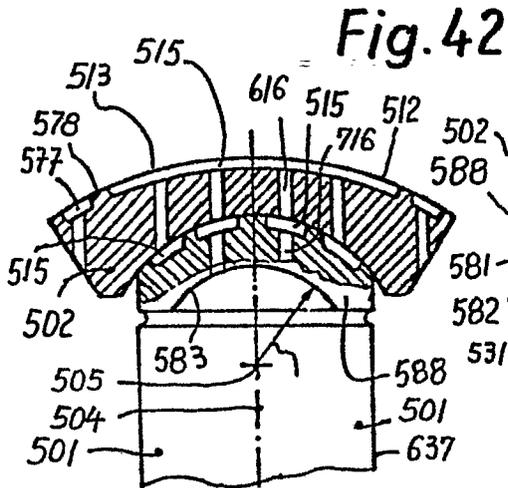


Fig. 40



16/21



17/21

Fig. 50

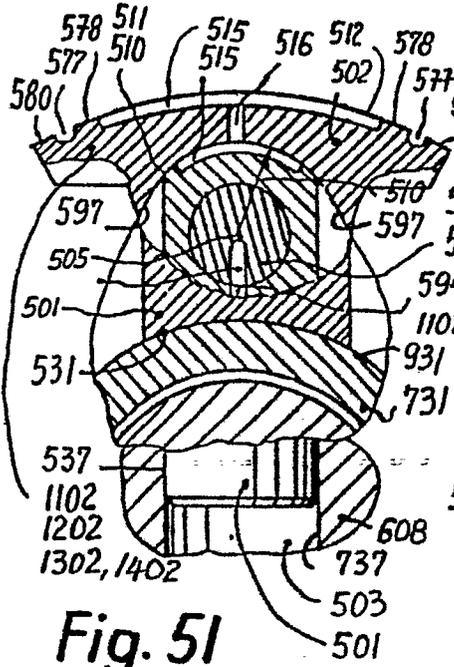


Fig. 49

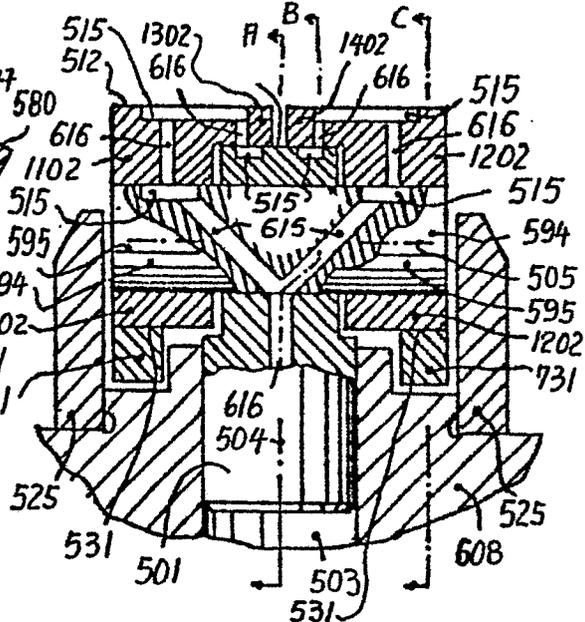


Fig. 51

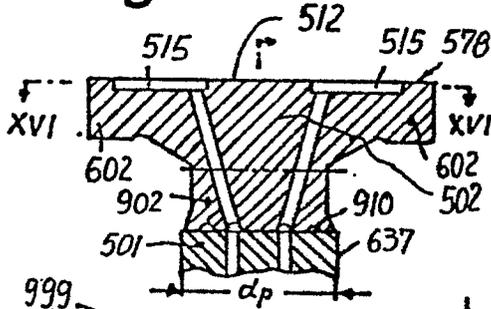


Fig. 52

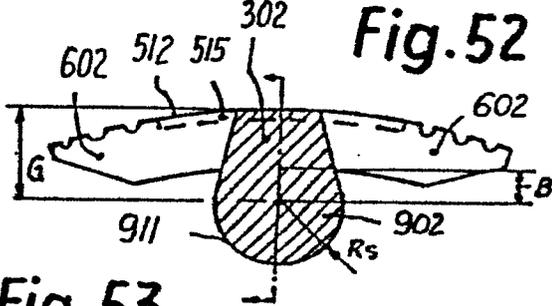
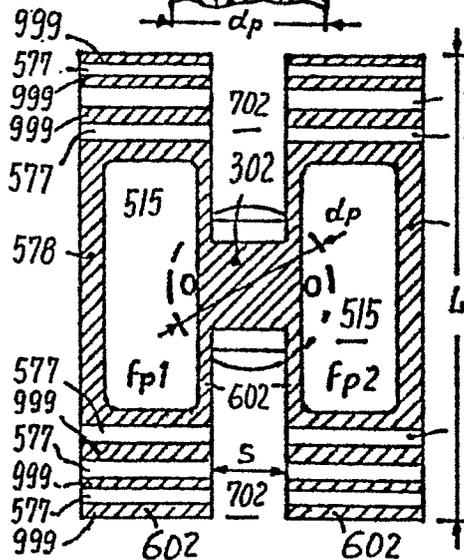


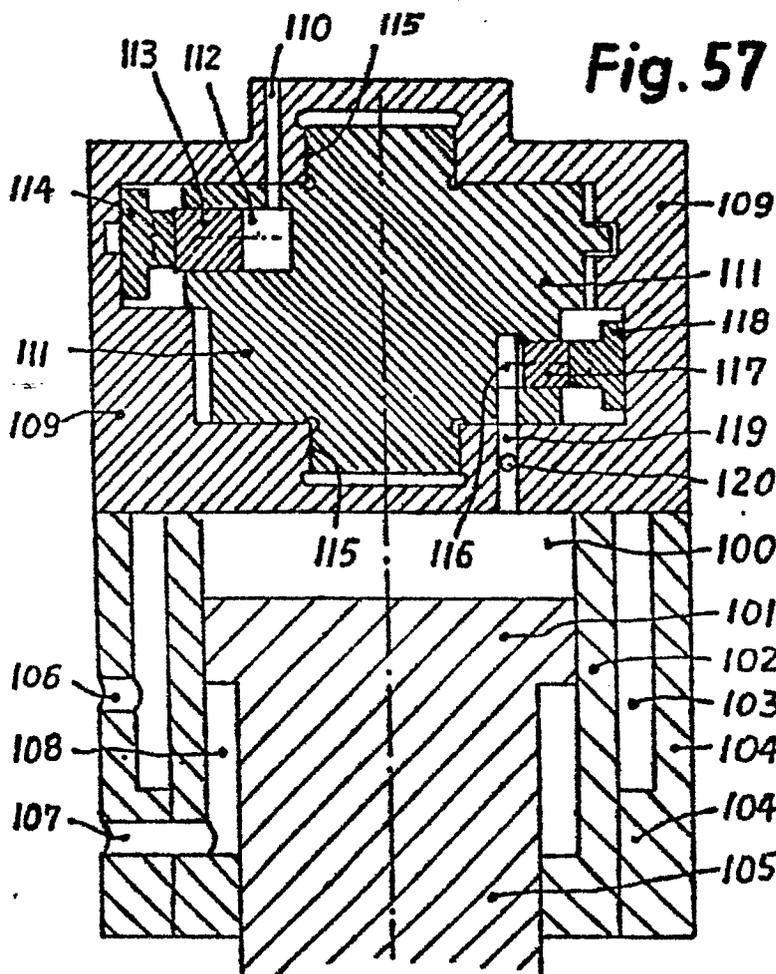
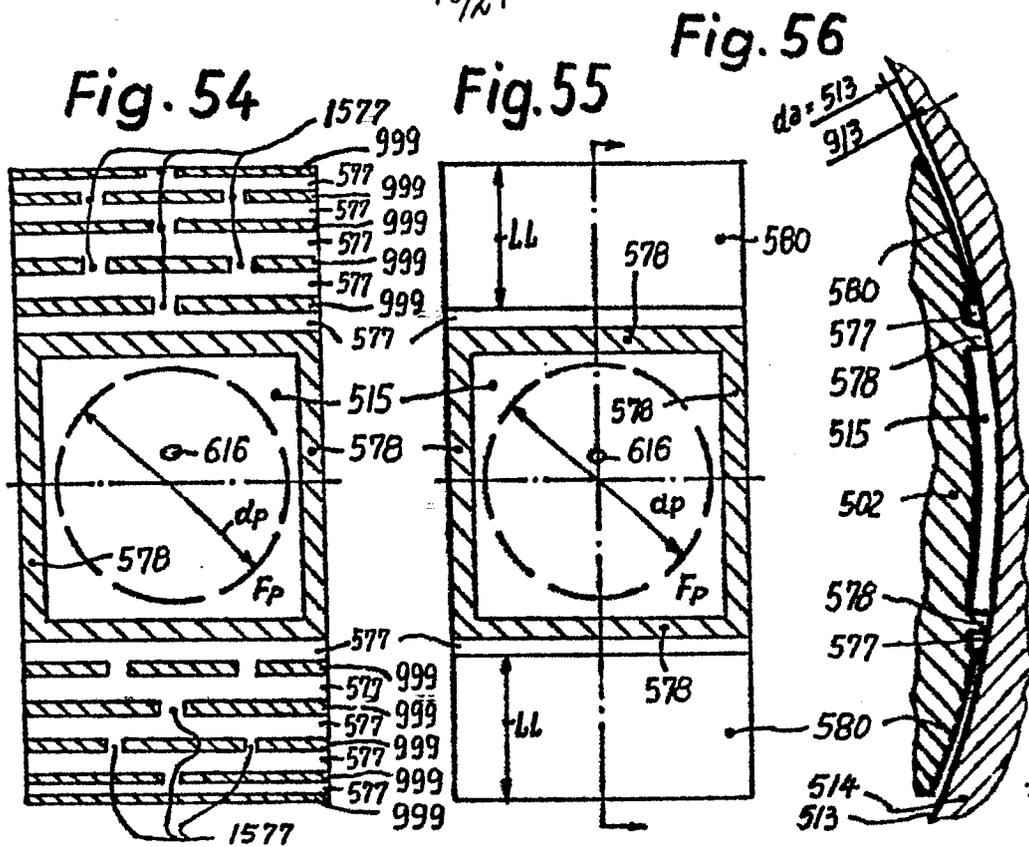
Fig. 53



$S \approx 0.4 \sim 0.5 dp$
 $R_s \approx 0.4 dp$
 $B \approx 0.3 R_s$
 $G \approx 0.5 \sim 0.8 dp$
 $L > 2 dp$
 $f_{p1} + f_{p2} > dp^2 \pi/4$

DIRECTIONS "Hf" AND "Hb" OF FORWARD AND OPPOSITIONAL MOVEMENTS

18/21



19/81

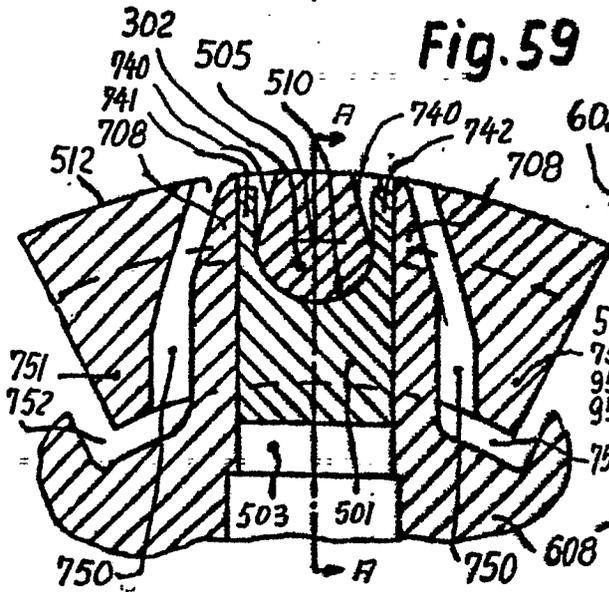


Fig. 59

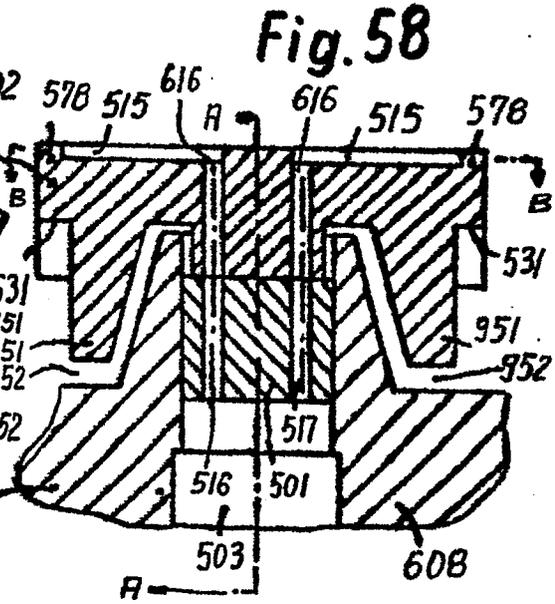


Fig. 58

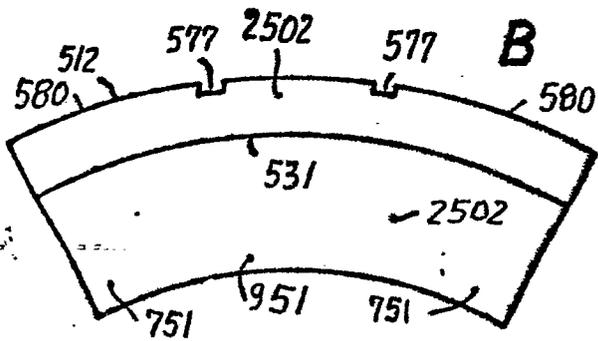
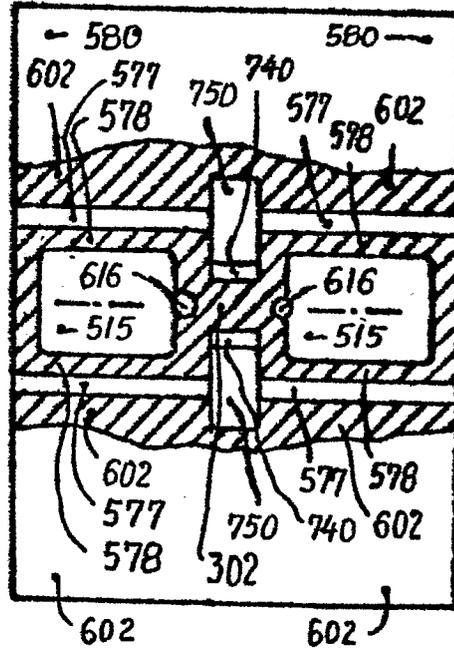
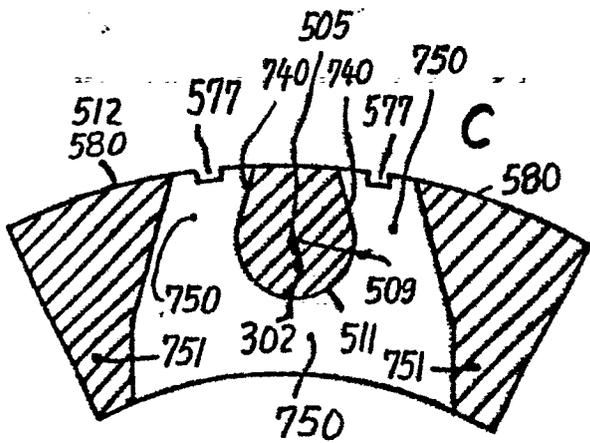
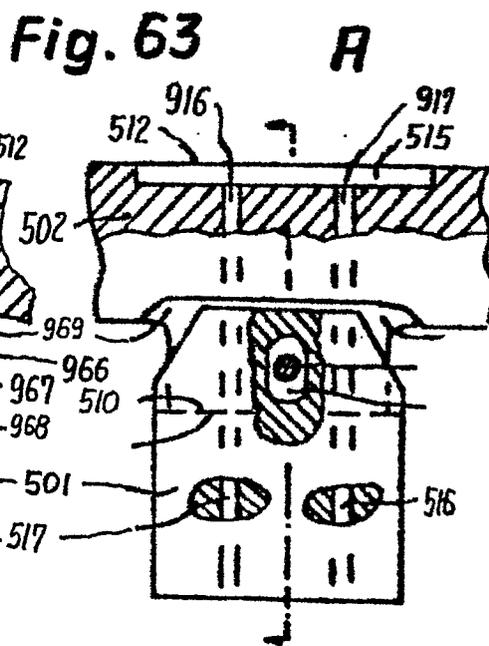
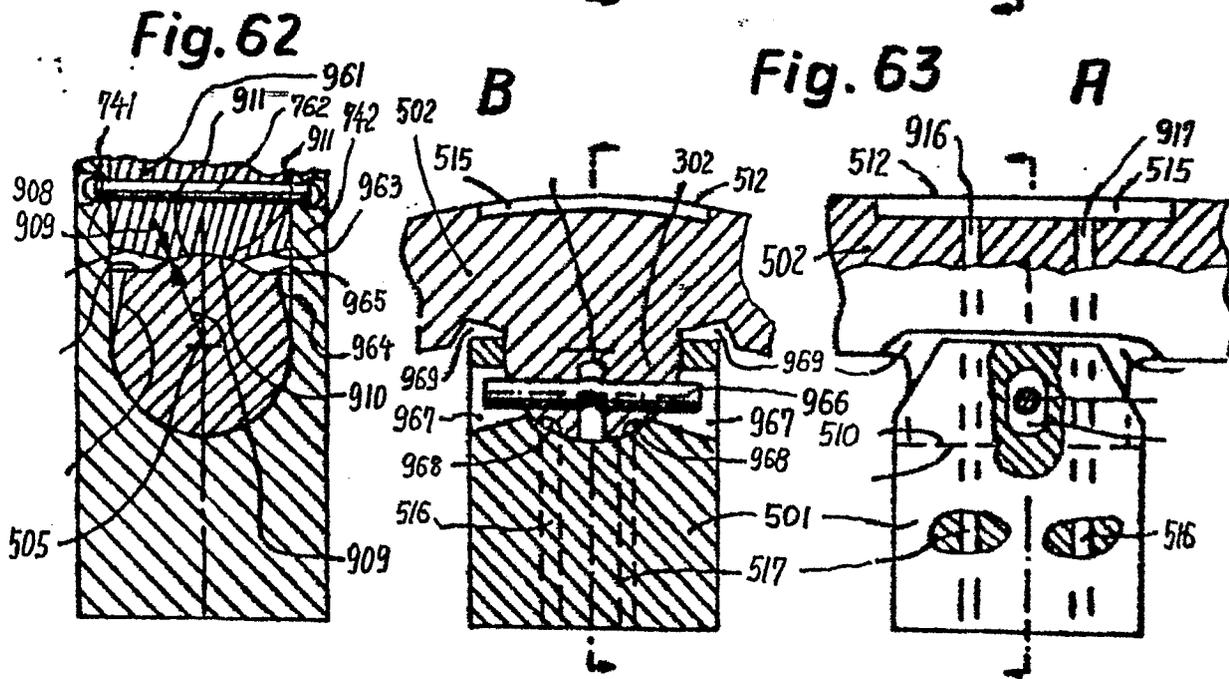
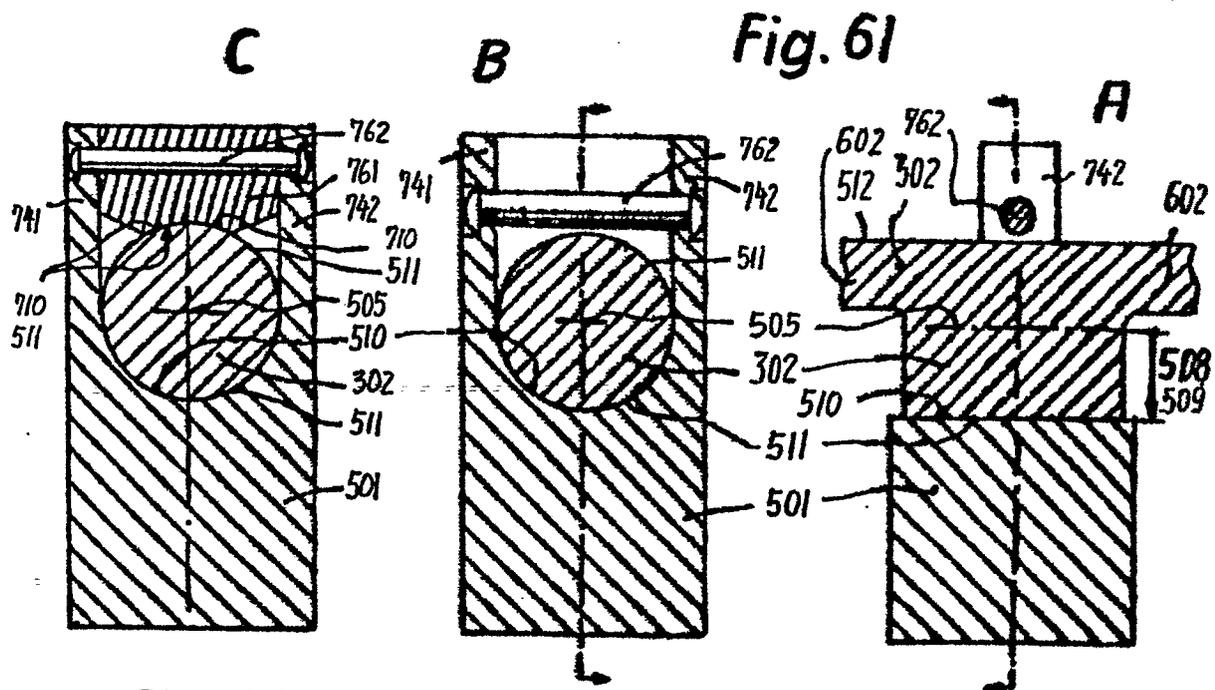


Fig. 60

A



2c/21



21/21

Fig. 64

