

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
16. März 2006 (16.03.2006)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2006/026960 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F02B 75/22 (2006.01) *F02B 61/02* (2006.01)
F02F 7/00 (2006.01)

(71) Anmelder und

(72) Erfinder: NEESE, Clemens [DE/DE]; Kemnatenstrasse
66, 80639 München (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2005/001534

(22) Internationales Anmeldedatum:
1. September 2005 (01.09.2005)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2004 042 765.8
5. September 2004 (05.09.2004) DE

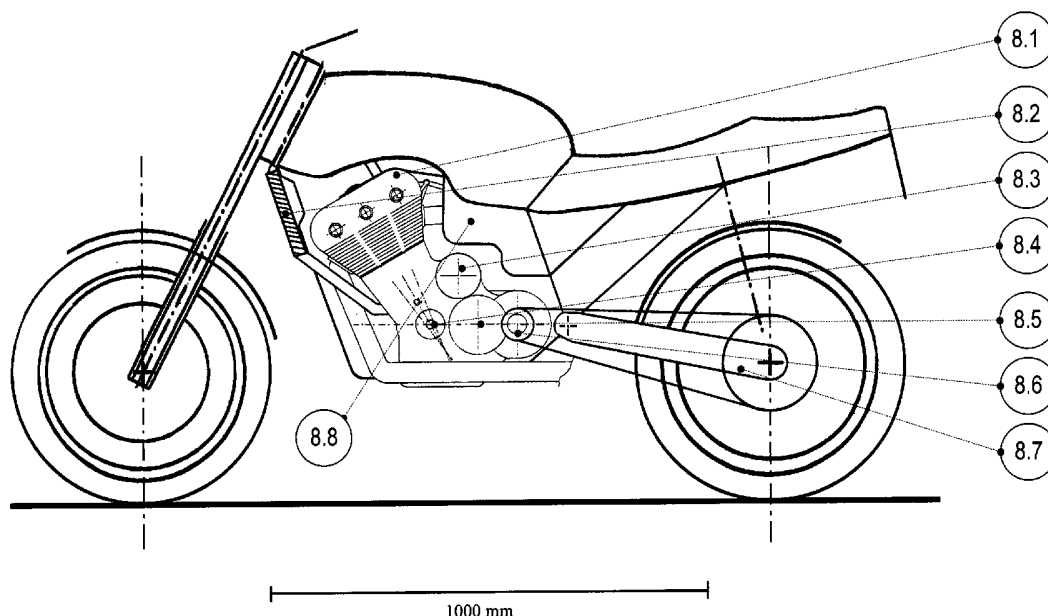
(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI,
GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,
KG, KM, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA,
MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC,
VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: MOTORCYCLE COMPRISING A COMPACT INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung: KRAFTRAD MIT KOMPAKTER VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: The invention relates to a motorcycle comprising a space-saving, lightweight motor assembly. The use of a compact W or VR-type internal combustion engine permits the motorcycle to have reduced dimensions and a low weight. Internal combustion engines comprising six to twelve cylinders can thus be used for motorcycles. The compact dimensions of the motor enable the production of motorcycles with sleek lines and an advantageous aerodynamic shape.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Kraftrad mit einer platz- und gewichtsparenden Motoranordnung. Durch Verwendung einer kompakten Verbrennungskraftmaschine nach dem VR- und WPrinzip werden sehr geringe Abmessungen und Gewichte des Kraftrades erzielt. Auch Verbrennungskraftmaschinen mit sechs- bis zwölf Zylindern können dadurch für Krafträder eingesetzt werden. Durch die kompakten Abmessungen des Motors werden trotz hoher Zylinderzahl Krafträder mit schlanker Form und günstiger Aerodynamik realisiert.



WO 2006/026960 A1



ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

Krafttrad mit kompakter Verbrennungskraftmaschine

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Krafttrad mit einer platz- und gewichtsparenden Motoranordnung gemäß den aufgeführten Patentansprüchen. Insbesondere wird eine kompakte Verbrennungskraftmaschine nach dem VR- und W-Prinzip verwendet, welche sich im Verhältnis zu Hubraum und/oder Zylinderzahl durch sehr geringe Abmessungen und geringes Gewicht auszeichnet.

Als Antrieb haben Krafträder hauptsächlich Verbrennungskraftmaschinen. Üblicherweise werden luft- oder flüssigkeitsgekühlte Ottomotoren eingesetzt, die nach dem Zwei- oder Viertaktprinzip arbeiten. Auch Dieselantriebe bzw. Wankelmotoren sind bekannt. Als Zylinderanordnung werden Boxer-, Reihen oder V-Anordnungen mit querliegender oder längsliegender Kurbelwelle eingesetzt. Bekannt sind Einzylinder und - bei mehrzylindriger Anordnung - Zwei- bis Sechszylindermotoren. Mangels Platz wurden bisher keine Motoren mit größerer Zylinderanzahl in der Großserie verbaut, auch sechs Zylinder sind aufgrund ihrer Baugröße bis heute nur vereinzelt aufgetreten.

Krafträder sind nach heutigem Stand der Technik mit Motoreineinbauten versehen, die man in zwei grundsätzliche Geometrien einteilen kann: In ersten Fall liegt die Kurbelwelle längs zur Fahrtrichtung und ermöglicht somit eine Kraftübertragung über das Getriebe bis zur Hinterradachse über einen längsliegenden Wellenzug (Kardantrieb). Zum Antrieb des Hinterrades ist nur eine Wellenrichtungsänderung (90 Grad) direkt am Hinterrad nötig und somit wird ein relativ verlustarmer, leichter und wartungsarmer Antrieb gewährleistet. Im zweiten Fall liegt die Kurbelwelle quer zur Fahrtrichtung. Dies bedeutet eine Kraftübertragung zum Hinterrad mit querliegenden Wellen, sowie zumeist eine Kettenübertragung zwischen Getriebeabtrieb und Hinterrad. Diese Bauart erzielt den höchsten Wirkungsgrad in der Kraftübertragung, ermöglicht niedriges Gewicht und niedrige Herstellungskosten, ist aber wartungsintensiver. Bauausführungen, bei denen eine

niedrige Herstellungskosten, ist aber wartungsintensiver. Bauausführungen, bei denen eine Kraftübertragung ausschließlich mit Wellen ohne Verwendung einer Kettenübertragung zum Hinterrad bei quer zur Fahrtrichtung liegender Kurbelwelle stattfindet, benötigen zwei Wellenrichtungsänderungen in der Wellenübertragungssequenz, zunächst eine Richtungsänderung (90 Grad) am Getriebeausgang von quer nach längs (bezogen auf die Fahrtrichtung) zur Entfernungsüberbrückung zum Hinterrad und dort wieder von längs nach quer (90 Grad) zur Übertragung des Antriebsmomentes auf die Hinterachse. Dies hat einen schlechteren Wirkungsgrad des Antriebes zur Folge, erfordert mehr Gewicht und Bauraum und ist teurer in der Herstellung. Diese Bauausführung kommt dennoch wegen der größeren Wartungsarmut gegenüber Kettenantrieben ebenfalls zum Einsatz. Beispiele von Kettenantrieben bei längs liegender Kurbelwelle sind in der Großserie nicht bekannt.

Bei längs liegenden Kurbelwellen und mehrzylindriger Motorenausführung ist von Nachteil, daß übliche Anordnungen entweder zu großer Baubreite führen (Boxermotoren, traditionelle V Motoren) oder zu großer Baulänge (z.B. Einbau eines mehrzylindrigen Reihenmotors in Längsrichtung). Zudem sind bei Boxer- oder V-Motoren die Zylinderköpfe mehrfach vorhanden. Bauausführungen dieser Art sind schon seit den 1920er Jahren bekannt, wie auch die damit zusammenhängende Problematik von Abmessungen und Gewichten.

Querliegende Kurbelwellen sind nicht zweckmäßig zur Realisierung eines leichten, einfachen und effektiven Kardanantriebes. Sie liefern aber unter Verwendung einer Kettenübertragung zu Hinterrad ein günstiges Gewicht und den besten Wirkungsgrad im Antriebsstrang. Nachteilig ist beim Quereinbau von Reihenmotoren die breite Stirnfläche, die mit wachsender Zylinderzahl der gewünschten Stromlinienform und der Wendigkeit eines Kraftrades durch große seitliche Abstände zum Fahrzeugschwerpunkt zuwiderläuft. Daher sind z.B. Modelle mit querliegenden, sechszylindrigen Reihenmotoren von 750 bis 1300 ccm Hubraum aus den 1980er Jahren von verschiedenen Herstellern ohne größeren Erfolg wieder vom Markt verschwunden. Die heute maximal übliche Zylinderzahl bei querliegenden Reihenmotoren für Krafträder liegt bei vier.

Bei existierenden Ausführungen von Krafrad- V- Motoren mit querliegender Kurbelwelle und großem V- Winkel erweisen sich die Baulänge in Fahrtrichtung sowie die Notwendigkeit mehrfacher Zylinderköpfe als nachteilig. Serienausführungen dieser Art sind mit zwei bis fünf Zylindern bekannt.

Krafräder haben keine Karosserie wie ein PKW, dessen Motor großflächig von dieser umgeben wird. Anders als im PKW beeinflusst die äußere Form und Größe eines Krafradmotors die Aerodynamik und Wendigkeit eines Krafrades ganz unmittelbar als maßgeblicher Bestandteil der äußeren Kontur. Verbesserungen im Bereich der Motorabmessungen und -gewichte für Krafräder sind daher von besonders großer Bedeutung.

Der Erfindung liegt die deshalb die Aufgabe zugrunde, ein Krafrad mit einem kompakteren, mehrzylindrigen Motor anzugeben.

Die Lösung der Aufgabe ist gelenkt durch ein Krafrad nach den Merkmalen des Patentanspruches 1. Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den weiteren, abhängigen Ansprüchen angegeben.

Durch eine VR-Anordnung oder W-Anordnung der Zylinder ergibt sich eine besonders kompakte Bauweise des Motors. Egal ob z.B. als Dreizylindermotor oder als Zwölfzylinder erhält man dadurch deutlich kompaktere Abmessungen als bei bekannten Krafradmotorkonzepten.

Dies ermöglicht bei (bezogen auf die Fahrtrichtung) längs- oder querliegenden Kurbelwellen größere Zylinderzahlen und/oder Hubräume bei geringeren Baumaßen und Gewichten sowie bessere Aerodynamik und Wendigkeit.

Insbesondere erhält man durch die VR-Anordnung bei querliegender Kurbelwelle eine sehr kleine Stirnfläche der Zylinderanordnung (dies gilt auch für querliegende W-Anordnungen). Von Vorteil ist dabei die aerodynamisch günstige Form des

Kraftmotors, die zudem die Bodenfreiheit für große Kurvenschräglagen des Krafttrades erhöht. Es lassen sich viele Zylinder anordnen, ohne daß eine breite, unharmonische Stirnfläche des Motors entsteht. Ferner wird der Motor erheblich leichter, so daß auch vielzylindrige Motoren mit Hubräumen über 750 - 1000 ccm für fahrdynamisch leistungsfähig ausgelegte Krafträder eingesetzt werden können.

Bei einem querliegenden VR5 oder VR6-Motor ergeben sich beispielsweise derart kompakte Abmessungen, daß der Motor sich trotz Quereinbau sehr schlank in die Linie des Krafttrades einfügt, anders als die sehr breiten, bekannten Sechszylinderreihenmotoren. Damit wird neben den obengenannten Aspekten eine deutlich größere Akzeptanz beim Kunden erzielt. Ferner ist denkbar, daß sich auch ein VR8-Motor einbauen läßt, der sich bei angepaßtem Hubraum auch quer gut in die Linie eines Krafttrades einfügt und nicht durch klobige Abmessungen stört.

Im folgenden wird eine *VR-Zylinderbank* als die Summe zweier *VR Zylinderreihen* in einem gemeinsamen Zylindergehäuse bezeichnet. Ein VR- Motor besteht somit aus einer Zylinderbank mit zwei auf Lücke angeordneten Zylinderreihen. Durch V-förmige Koppelung zweier VR-Zylinderbänke, die alle auf eine Kurbelwelle wirken, erhält man eine W-Anordnung. Dadurch kann ein Vier-, Sechs-, Acht-, Zehn- oder Zwölfzylindermotor derart kompakt gebaut werden, daß er sich für den Einbau in ein Krafttrad eignet. Ein W- Motor besteht somit aus der Koppelung von zwei VR-Zylinderbänken mit jeweils zwei, also insgesamt vier Zylinderreihen

Bei längs liegender Kurbelwelle lassen sich somit über eine W-Anordnung (wie auch über eine VR- Anordnung) mehrzylindrige Motoren mit für Krafträder typischen oder sogar größeren Hubräumen realisieren, bei gleichzeitiger Erzielung von sehr kompakten Längen- und Breitenmaßen des Krafttrades. Zudem kommt die Form eines W- oder VR- Motors mit längs liegender Kurbelwelle der Bodenfreiheit eines Krafttrades entgegen und ermöglicht vergleichsweise starke Schräglagen bei Kurvenfahrt sowie einen günstigen Kardantrieb mit nur einer Wellenrichtungsänderung.

In bevorzugter Ausgestaltung der Erfindung gemäß Anspruch 2 ist vorgesehen, daß der Kurbeltrieb der Krafradmotoren geschränkt ausgeführt ist. Bei einem VR- Krafradmotor schneiden sich dabei die beiden Ebenen, die durch die Zylinderachsen jeder Zylinderreihe gebildet werden, unterhalb der Kurbelwellenachse. Unter der Annahme einer lotrechten Mittelebene (die die Kurbelwellenmittelachse beinhaltet) bei einem W- Motor schneiden sich die jeweiligen zwei Ebenen der beiden VR- Zylinderbänke (mit je zwei Zylinderreihen) unterhalb der Kurbelwellenachse und auf der gegenüberliegenden Seite der Mittelebene.

In weiterer, bevorzugter Ausführung ist gemäß Anspruch 3 vorgesehen, daß bei VR- und W- Krafradmotoren die VR- Zylinderbänke mit zwei Zylinderreihen jeweils zu einem zusammenhängenden Zylinderblock zusammengefaßt sind, welcher von einem diesen beiden Reihen gemeinsamen Zylinderkopf abgedeckt ist.

In vorteilhafter Ausführung ist gemäß Anspruch 5 und 17 vorgesehen, VR - und W - Krafradmotoren in Blockmotorbauweise einzusetzen. Motor und Getriebe bilden dabei eine platz- und gewichtsparende Einheit, indem sie ein gemeinsames Gehäuse und ein gemeinsames Ölreservoir nutzen. Dies ist im Krafradbau insbesondere bei quereingebauten Motoren mit querliegenden Wellen bis zum Getriebeabtrieb üblich und somit werden die Platzvorteile, die sich aus der VR- oder W- Anordnung der Zylinder und aus der Blockmotorbauweise ergeben, in günstiger Weise kombiniert.

In weiterer vorteilhafter Ausführung ist gemäß Anspruch 6 vorgesehen, daß bei quereingebauten VR- Krafradmotoren mit ungerader Zylinderzahl eine strömungsgünstige, in Fahrtrichtung nach vorne eingeschnürte Form von Zylinderblock und Zylinderkopf vorgesehen wird. Dabei beträgt die Anzahl der Zylinder in der vorderen Zylinderreihe n , in der hinteren Zylinderreihe $n+1$, mit n größer oder gleich 1.

Als günstig erweist sich auch die Möglichkeit, Krafradmotoren nach dem VR- und W- Prinzip gemäß Anspruch 20 und 21 in wahlweise langhubiger oder kurzhubiger Bauweise zu gestalten. Je nach Krafradart werden dabei in langhubiger Bauweise ein günstigerer

Drehmomentverlauf, bei kurzhubiger Bauweise höhere Drehzahlen und eine höhere Spitzenleistung erzielt.

Weitere Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den nachfolgend anhand von Zeichnungen näher erläuterten Ausführungsbeispielen.

Es zeigen:

Fig. 1: Vorteilhafte Nutzung eines geschränkten Kurbeltriebes

Fig 2: Günstige Zylinderkopfgestaltung für VR Motoren mit ungerader Zylinderzahl für Quereinbau in Krafträder, Gasführung, Draufsicht

Fig 3: Günstige Zylinderkopfgestaltung für VR Motoren mit ungerader Zylinderzahl für Quereinbau in Krafträder, Nockenwellenantrieb, Draufsicht

Fig. 4: Platzsparende Zylinderkopfgestaltung für hohe Drehzahlen bei Krafträdern

Fig 5: Schematische Darstellung, einer platz- und gewichtsparenden VR-Kraftradmotorausführung in Blockmotorbauweise, Ansicht 1

Fig 6: Schematische Darstellung, einer platz- und gewichtsparenden VR-Kraftradmotorausführung in Blockmotorbauweise, Ansicht 2

Fig 7: Schematische Darstellung, einer platz- und gewichtsparenden W-Kraftradmotorausführung

Fig 8: Ausführungsbeispiel für ein VR - 6 Kraftrad, Ansicht 1

Fig 9: Ausführungsbeispiel für ein VR - 6 Kraftrad, Ansicht 2

Fig 10: Ausführungsbeispiel für ein W - 8 Kraftrad, Ansicht 1

Fig 11: Ausführungsbeispiel für ein W - 8 Kraftrad, Ansicht 2.

Bei herkömmlichen Ottomotoren ist der Kurbeltrieb so gestaltet, daß die Mittelachse der Kolbenlaufbahn die Drehachse der Kurbelwelle und die Drehachse des Kolbenbolzens schneidet, abgesehen von der üblichen Desachsierung des Kolbenbolzens zur Beeinflussung der Umklappdynamik durch das Kolbenspiel. Dies ergibt eine symmetrische

Kurbelgeometrie und -dynamik zwischen OT und UT, die bei einem Kurbelwinkel ϕ von 0° bzw. 180° zu liegen kommen. Bei einem ausgeprägt geschränkten Kurbeltrieb ist die Mittelachse der Kolbenlaufbahn um das Schränkungsmaß $\pm b$ (Fig. 1) gegenüber der Kurbelachse verschoben. Bei Kombination zweier, spiegelbildlich geschränkter Kurbeltriebe in einer V-Motor Konfiguration (Fig. 1) führt dies zu einer Höhenreduzierung der Motormaße um das Maß d , welches sich aus dem Abstand zwischen der gedachten Mittelachse eines ungeschränkten Kurbelkreises 1.2 und der Mittelachse des durch die Schränkung verschobenen Kurbelkreises 1.1 mit dem Radius h und dem Kurbelwinkel ϕ ergibt. Dies ist speziell bei einem engen V-Winkel α von Vorteil, da die Laufbüchsen der Zylinder durch die Schränkung sehr eng und auf Lücke zusammengerückt werden können, ohne daß sich eine zu große Höhe der Zylinder über der Kurbelachse ergibt. So wird eine sehr kompakte Motorkonfiguration erzielt, in der die Zylinderabstände in Kurbelwellenrichtung minimiert werden, ohne daß sich eine wesentliche Vergrößerung der Baumaße in Richtung der Linie 1.5 ergibt. Gegenüber einem Reihenmotor mit gleicher Zylinderanzahl und gleichem Hubvolumen kann so eine Verkürzung des Kurbelgehäuses von ca. 20-35% erreicht werden. Der Grad der Verkürzung hat folgende wichtigste Einflußgrößen:

- Höhe der Zylinder über der Kurbelwelle
- V-Winkel
- Grad der Schränkung
- Kurbelwellenfestigkeit (Lagerbreite)
- Dimensionierung der Gaswechselkanäle im Zylinderkopf

Weiterhin trägt zur Kompaktheit bei, daß sich der Hub bei einem gegebenen Kurbelkreis 1.1 mit dem Radius h und gegebener Bohrung mit dem Radius r sowie mit einem Pleuel 1.4 der Länge l durch die Schränkung um das Maß b leicht erhöht, es ergibt sich aus Fig. 1 gemäß Pythagoras folgender Hubraum V_s pro Zylinder

$$V_s = \left\{ \sqrt{(l+h)^2 - b^2} - \sqrt{(l-h)^2 - b^2} \right\} * \pi * r^2$$

Der Hubraum V_n des Zylinders eines ungeschränkten Kurbeltriebes mit Bohrungsradius r und Kurbelkreisradius h ergibt sich hingegen durch $b = 0$ zu:

$$V_n = \pi * r^2 * 2h \quad (< V_s)$$

Somit erhöht sich der Hubraum um das Volumen $V_s - V_n$

Ferner führt eine Schränkung b zu einer unsymmetrischen Winkeldifferenz zwischen OT und UT mit einer Abweichung von symmetrischen 180° um den Winkel $\varphi_2 - \varphi_1$ (Fig. 1). Dies muß zum einen beim Kräfte- und Momentenausgleich für gegebene Zylinderkonfigurationen berücksichtigt werden, zum anderen auch für die Auslegung der Ventilsteuerzeiten.

Maßgebend für den Kolbenweg bei einem geschränkten Kurbeltrieb sind das Kurbelstangenverhältnis $\lambda = h / l$ sowie das Verhältnis von Schränkungsmaß zu Pleuellänge: $\beta = b / l$.

Eine beliebige Kolbenposition x_k ergibt sich somit als Funktion vom Kurbelwinkel ϕ gemäß der Gleichung:

$$x_k = h * \left\{ (\lambda^{-1} * \sqrt{(1+\lambda)^2 - \beta^2}) - (\cos\phi + \lambda^{-1} * \sqrt{1 - (\lambda * \sin\phi \pm \beta)^2}) \right\}$$

In dieser Gleichung ist das Vorzeichen für β gemäß Fig. 1 zu wählen. Wird in der Gleichung die Schränkung b und somit β zu Null gesetzt, ergibt sich die bekannte Gleichung für den einfachen Kurbeltrieb.

Bei der Wahl eines engen V-Winkels α erhält man zum einen bei einem gegebenen Schränkungsmaß b eine erhebliche Längenreduktion d (Fig. 1) durch die Hochverlegung der Kurbelachse vom Punkt 1.2 auf den Punkt 1.1, zum anderen eröffnet dies die Möglichkeit, für beide Zylinderreihen einen gemeinsam genutzten Zylinderkopf an der Teilungslinie 1.5 plan aufzusetzen, wobei die Zylinder gegenüber der Teilungsliniensenkrechten um jeweils $\alpha/2$ nach außen geneigt sind. Dies erlaubt, beide Zylinderbänke durch einen gemeinsamen Zylinderkopf zu steuern statt der Verwendung zweier, separater Zylinderköpfe, was sich als vorteilhaft für Baumaße und Gewicht eines Krafradmotors erweist. Der maximal sinnvolle V-Winkel α , der den Einsatz eines gemeinsamen Zylinderkopfes erlaubt, wird dabei durch den Anstieg der Kolbenseitenkräfte durch den Verbrennungsdruck und durch die Ventilgeometrie begrenzt.

Traditionelle V Motoren nutzen einen gemeinsamen Kurbelzapfen für einander gegenüberliegende Kolbenpaare. Für einen ruhigen Motorlauf bedingt dies V-Winkel, die bei gegebener Zylinderzahl eine gleichmäßige Zündverteilung über einen 720° Kurbelwinkel 4-Takt-Zyklus ermöglichen. So hat beispielsweise ein traditioneller V8 Motor für eine gleichmäßige Zündverteilung einen fest definierten V Winkel von $\alpha = 90^\circ$, was sich aus der Division eines 4 Takt Zyklus von 720° durch die Anzahl von Zylindern ergibt ($720^\circ / 8 = 90^\circ$). Dies ist bei einem - wie oben beschrieben - engen Zylinderwinkel und üblichen Zylinderzahlen und paarweise gemeinsamen Kurbelzapfen ungünstig, denn ein traditioneller V Motor würde beispielsweise bei einem V Winkel von 15° 48 Zylinder benötigen ($48 * 15^\circ = 720^\circ$) um eine gleichmäßige Zündverteilung zu erreichen. Um dies auch mit weniger Zylindern zu ermöglichen, besitzt die Kurbelwelle von VR Motoren einen Kurbelzapfen für jeden Zylinder. Die durch die enge Zylinderanordnung reduzierte Breite von Hauptlagern, Pleuellagern und Kurbelwangen kann durch größere Lagerdurchmesser und Überdeckungen ausgeglichen werden. Durch den V-Winkel und die

Unsymmetrie der Hubwege und -winkel müssen die Hubzapfen mit anderen Winkeldifferenzen untereinander angeordnet werden als bei einem Reihenmotor. So muß zum Beispiel bei einem VR6 Motor der bei einem R6 Reihenmotor gegebene Winkelversatz der Hubzapfen von 120^0 ($6 * 120^0 = 720^0$) so korrigiert werden, daß eine gleichmäßige Zündverteilung von 120^0 beibehalten wird. Dazu wird jeder Hubzapfen um den halben V-Winkel $\alpha/2$ und um den OT Winkel φ_1 (Fig. 1) in Richtung der jeweiligen Zylindermitte verdreht.

Zylinderköpfe für VR- Motoren zeichnen sich durch unterschiedlich lange Einlaß- und Auslaßkanäle aus, was dazu führt, daß elektronische Motorsteuerungssysteme Parameter wie Zündwinkel, Einspritzzeitpunkte u.a.m. zylinderindividuell berücksichtigen müssen. Auch müssen Saugrohrsysteme und Auspuffanlagen auf diese Gegebenheiten abgestimmt sein. Ein VR- Motor mit ungerader Zylinderzahl (z.B. 3,5,7) hat naturgemäß eine kurze und eine lange Zylinderreihe. Diese geometrische Eigenschaft läßt sich für einen Krafteradmotor nutzen, dessen äußere Form erheblichen Einfluss auf die Aerodynamik eines Krafterades nimmt. Die VR- Zylinderanordnung eines VR5 Motors kann somit in nach vorne eingeschnürter Form ausgeführt werden (Fig. 2). Dabei ist der Zylinderkopf mit der Nockenwellenmitte über der hinteren Zylinderreihe 2.2 und der Nockenwellenmitte über der vorderen Zylinderreihe 2.1 über der Kurbelwellenmitte 2.3 angeordnet. Die Gasführung läßt sich so vorteilhaft anordnen, daß Zylinder und Zylinderkopf nach vorne schmaler gestaltet sind und somit ein besonders strömungsgünstiger Quereinbau des Motors in ein Krafterad möglich wird. Die unterschiedlichen geometrischen Eigenschaften der Ein- und Auslaßkanäle über den beiden Zylinderreihen werden durch angepaßte Anordnung von Saugrohr- und Auspuffanlage sowie durch obengenannte, elektronische Motorsteuerungssysteme berücksichtigt.

Die vorteilhafte Einschnürung von VR- Krafteradmotoren mit ungerader Zylinderzahl in Fahrtrichtung bedingt zusätzlich, daß eine darauf angepaßte Nockenwellenausführung gewählt wird (Fig. 3). Dabei sind zwei Nockenwellen mit den Mitteln 3.2 und 3.3 über der Kurbelwelle mit der Mittelachse 3.1 angeordnet. Die hintere Nockenwelle 3.4 für die lange Zylinderbank wird direkt von der Kurbelwelle über eine Kette 3.6 angetrieben,

während die vordere Nockenwelle 3.5 in einer anderen, senkrecht zur den Nockenwellenachsen stehenden Ebene innerhalb der Einschnürung durch eine zweite Kette oder Verzahnung 3.9 von der hinteren Nockenwelle 3.4 angetrieben wird. Dadurch kann die vordere Nockenwelle 3.5 in der Länge an die strömungsgünstige Einschnürung des Zylinderkopfes angepaßt werden. Bei Verwendung von zwei Nockenwellen für vier Ventilreihen werden dabei diagonale Kipphebel (3.8) verwendet, die die Ventilschäfte 3.7 der vier Ventilreihen betätigen. Der Primärtrieb zum Getriebe befindet sich auf der dem Nockenwellenantrieb gegenüberliegenden Seite der Kurbelwelle 3.10.

Für VR- Krafradmotoren mit gerader Zylinderzahl oder bei Verzicht auf die oben erwähnte Einschnürung bei VR-Krafradmotoren mit beliebiger Zylinderzahl läßt sich ein sehr steifer, drehzahlfester Querstromventiltrieb mit Tassenstößeln realisieren, der die geometrischen Vorteile eines gemeinsamen Zylinderkopfes für die zwei VR-Zylinderreihen in platz- und gewichtsparender Weise vorteilhaft nutzt (Fig. 4). Hierbei ist ein gemeinsamer Zylinderkopf an der Teilungslinie 4.4 auf einen VR-Zylinderblock mit dem V- Winkel α und den Zylinderreihen R1 und R2 aufgesetzt. Die VR-Zylinderreihe R1 besitzt kurze Einlaßkanäle, die über die Nockenwelle 4.3 und deren Ventile gesteuert werden. Analog dazu besitzt die VR-Zylinderreihe R2 kurze Auslaßkanäle, die durch die Nockenwelle 4.1 und deren Ventile beaufschlagt sind. Die beiden Ventilreihen für die langen Auslaßkanäle von R1 sowie für die langen Einlaßkanäle von R2 werden über die Nockenwelle 4.2 betätigt. Dabei sind diese zwei Ventilreihen so angeordnet, daß sich ihre Mittelachsen mit der Mittelachse der Nockenwelle 4.2 schneiden und diese gemeinsam nutzen können. Somit ergibt sich für vier Ventilreihen eine steife, drehzahlfeste und platzsparende Tassenstößelanordnung mit nur drei Nockenwellen. Diese Anordnung ist auch für Zylinderköpfe mit mehr als 2 Ventilen pro Zylinder anwendbar und eignet sich insbesondere für den Einsatz in hochtourigen Krafradmotoren.

Als VR-Krafradmotorbeispiel ist ein quereinbaubarer VR6 Krafradmotor in prinzipiellen Seitenrissen skizziert (Fig. 5/6). Der Hubraum von 1005 ccm ergibt sich aus 6 Zylindern mit 57,6 mm Bohrung, 64,4 mm Hub, einem Schränkungsmaß b von +/- 8,9 mm sowie einem Zylinderabstand von 46,2 mm in Kurbelwellenrichtung, wobei jeweils 3 Zylinder in

einer VR Reihe angeordnet sind. Der V-Winkel α in diesem Ausführungsbeispiel beträgt 15° . Die daraus erzielbare Motorbreite liegt im Bereich vergleichbarer gängiger Krafrad-Vierzylindermotoren mit ähnlichem Hubraum.

Das im Krafradbau allgemein bekannte und platzsparende Prinzip des Krafrad-Blockmotors wird hier mit den Vorteilen des VR- Prinzips kombiniert. Ein Blockmotor in der Krafradtechnik zeichnet sich dadurch aus, daß Motor und Getriebe eine platz- und gewichtsparende Einheit bilden, indem sie ein gemeinsames Gehäuse und ein gemeinsames Ölreservoir nutzen. Kurbelwelle und Getriebewellen bis zum Getriebeabtrieb sind dabei parallel zueinander angeordnet. Üblich ist ein Primärtrieb von der Kurbelwelle über Zahnräder oder Kette zur Getriebevorgelegewelle, auf der sich auch die Kupplung befindet. Die daran anschließende Getriebehauptwelle dient gleichzeitig als Abtrieb auf einen Sekundärtrieb (Kette oder Kardanwelle) zum Hinterrad.

Durch den geschränkten Kurbeltrieb (Schränkungskreis 5.8, 6.9 mit Radius +/-b) wird die Länge und Höhe des Motors um das Maß d reduziert. Die VR- Zylinderbank ist um 30° aus der Senkrechten nach vorne geneigt, um eine günstige Einbaugeometrie für Krafräder zu erzielen. Bei dieser Zylinderneigung bewirkt die Kurbelschränkung das Abstandsmaß d und damit eine Längeneinsparung von 34 mm und eine senkrechte Einsparung von 59 mm, während sich die Motorbreite in Kurbelwellenrichtung durch die beiden auf Lücke zusammengedrängten Zylinderreihen 6.1, 6.2 mit den Pleuelstangen 6.7) mit einem Zylinderabstand von 46,2 mm (bei einer Bohrung von 57,6 mm) gegenüber einem Reihenmotor deutlich vermindert ohne dabei nennenswert an Länge in Fahrtrichtung zu gewinnen. Der Antrieb 5.7 der beiden Nockenwellen 5.1 und 5.2 liegt seitlich in einer Ebene ohne Einschnürung nach vorne. Die Nockenwellenkette treibt zusätzlich eine Hilfswelle 5.3 an, die zum Antrieb von Nebenaggregaten wie Anlasser Generator und Pumpen dient. Dadurch bleiben die Kurbelwellenenden frei von Aggregaten, die zu größerer Breite führen würden und nehmen nur den Primärtrieb 6.10 und den Nockenwellenkettentrieb 5.7 auf.

Der von beiden VR- Reihen gemeinsam genutzte Zylinderkopf 5.6 bzw. 6.6 ist in diesem Ausführungsbeispiel mit einem OHC Ventiltrieb mit zwei Nockenwellen und Kipphebeln ausgeführt, um die Betätigung von 4 Ventilreihen mit zwei Nockenwellen zu ermöglichen.

Über den Primärantrieb 6.10 und Vorgelegewelle 5.4, auf der die Ölbadlamellenkupplung 6.4 angeordnet ist, wird das Drehmoment über die Getriebehauptwelle 5.5 bzw. 6.5, auf das Kettenritzel 6.11 für die Hinterradantriebskette 5.9 bzw. 6.12 geführt. Nicht dargestellte Baugruppen wie Gemischbildung und Abgasführung ähneln in Ihrer physischen Ausführung denen traditioneller Reihenmotoren mit der Einschränkung, daß Ein- und Auslaßkanäle innerhalb des Zylinderkopfes in ihrer Länge zwischen den beiden Zylinderbänken differieren.

Krafttradausführungen mit VR- Motor und längs eingebauter Kurbelwelle zeichnen sich durch senkrecht stehende, ungeneigte Zylinder (horizontaler Längswellenzug mit Kardantrieb zur Hinterachse) und ein angeblocktes, separates Getriebe anstelle eines Blockmotorgehäuses aus. Die für Krafräder günstigen Breiten-, Längen- und Höhenmaße lassen dabei viel Spielraum für die Wahl von Zylinderanzahl und Hubraum.

Als Ausführungsbeispiel für eine Krafrad- W-Motorausführung ist in Fig.7 ein längseinbaubarer W8 Krafradmotor mit Saugrohreinspritzung im Frontriß skizziert. Der Hubraum von 1500 ccm ergibt sich aus 8 Zylindern mit 60,6 mm Bohrung, 65 mm Hub, den beiden Schränkungsmaßen b von jeweils ± 9 mm sowie einem Zylinderabstand in jeder Bank in Kurbelwellenrichtung von 46,9 mm. In jeder der vier Zylinderreihen sind dabei 2 Zylinder angeordnet. Der V- Winkel α innerhalb der zwei VR- Zylinderreihen in diesem Ausführungsbeispiel beträgt 15° . Durch Zusammenfügen der zwei VR- Zylinderbänke unter einem Winkel β von 72° ergibt sich ein Gesamtmotorblock mit einem Außenwinkel von 87° und einer Außenbreite von 500 mm. Dies ist eine günstige Breite für Krafradmotoren, insbesondere durch die nach oben geöffnete V-Form, mit der ein großer Schräglagenwinkel bei Kurvenfahrt erzielt wird. Um eine möglichst kompakte Baulänge zu ermöglichen, werden beim W-Krafradmotor jeweils zwei Zylinder einem Kurbelzapfen zugeordnet. Jeweils zwei gegenüberliegende Kolbenpaare der Zylinderreihen

7.10 und 7.5 sowie die Zylinderreihen 7.6 und 7.7 wirken dabei auf einen gemeinsamen Kurbelzapfen unter einem jeweils inneren Winkel von 72^0 , so daß sich ein Kurbelstern mit 4 Kröpfungen ergibt. Die dadurch entstehende Zündverteilung wäre für einen Zehnzyylinder gleichmäßig gemäß dem Quotienten aus $720^0 / 10$. Bei einem Achtzyylinder jedoch ergibt sich ein notwendiger V-Winkel von 90^0 gemäß dem Quotienten $720^0/8$. Daraus erwächst für diesen Achtzyylinder W-Motor innerhalb der Zylinderpaare, die gemeinsame Hubzapfen nutzen, eine Abweichung von $90^0 - 72^0 = 18^0$ von der gleichmäßigen Zündverteilung, die bei einem analogen Zehnzyldermotor vorherrscht. Diese Abweichung kann gemäß Fig. 7 durch einen Versatz der beiden zugehörigen Pleuel innerhalb eines Hubzapfens um den Winkel $\varepsilon = 18^0$ erreicht werden („Split-Pin“). Hierzu werden die beiden Kreisquerschnitte 7.8 der beiden Hubzapfenlager innerhalb eines Hubzapfens um 18^0 auf dem Kurbelkreis gegeneinander verschoben. Bei ausreichendem Lagerdurchmesser ist hierbei die Überdeckung groß genug, um eine genügende Festigkeit sicherzustellen.

Auf diese Weise können durch geschickte Kombination von VR-Winkel α , Bankwinkel β und Split-Pin-Winkel ε verschiedene Zylinderanzahlen und Bauformen bei gleichmäßiger Zündverteilung und für individuelle Abmessungen realisiert werden. Dabei sind insbesondere Acht-, Zehn- und Zwölfzylinderanordnungen vorteilhaft, bei denen durch die Wahl eines geeigneten Pleuelversatzwinkels ε eine gleichmäßige Zündverteilung erzielt werden kann. Bei einem Zwölfzylinder mit $\alpha = 15^0$ und $\beta = 72^0$ kann dies beispielsweise (analog zur Berechnung für einen Achtzyylinder) durch einen Pleuelversatzwinkel $\varepsilon = -12^0$ (gemäß $60^0 - 72^0 = -12^0$) erreicht werden. Darüberhinaus sind auch W-Krafttradmotoranordnungen denkbar, bei denen auf die Einhaltung einer gleichmäßigen Zündverteilung über einen 720^0 Kurbelwinkelzyklus verzichtet wird, da bei Kraftträdern das Ziel maximaler Laufruhe nicht immer im Vordergrund steht. Ausführungen mit dieser Eigenschaft sind im Krafttradbau beispielsweise bei traditionellen V2 Motoren bekannt. Neben einer besonders kurzen Kurbelwelle erweist sich für das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 7 als vorteilhaft, daß durch die gemeinsame Nutzung der Kurbelzapfen durch jeweils zwei Zylinder ein geringer Versatz zwischen den beiden VR Bänken ermöglicht wird, der der Dicke der unteren Pleuelaugen entspricht (Ausführungsbeispiel Fig. 7: 10mm).

Fig.7 zeigt zudem einen OHC Ventiltrieb, bei dem die jeweils äußere Nockenwelle 7.12 jeder VR-Bank beide Auslaßventile über Schlepphebel steuert, während die jeweils innere Nockenwelle 7.13 jeder VR-Bank beide Einlaßventile betätigt. Durch die dabei entstehende Geometrie sind Ein- und Auslaßventile verschiedener Länge nötig. In dieser Ausführung ist eine Steuerzeitänderung durch Verdrehen der Nockenwellen möglich, da pro Nockenwelle ausschließlich Ein- bzw. Auslaßventile betätigt werden. Die unterschiedliche Geometrie von Ein- und Auslaßkanälen erfordert zwei verschiedene Positionierungen der Einspritzdüsen. Während die Einspritzdüse 7.2. den langen Ansaugkanal der linken, ersten Zylinderreihe 7.10 versorgt, zeigt die Einspritzdüse 7.1. die Positionierung für einen kurzen Ansaugkanal. Die Längenunterschiede der Auslaßkanäle sind jeweils umgekehrt zu denen der dazugehörigen Einlaßkanäle. Neben der bereits erwähnten zylinderindividuellen Anpassung durch eine elektronische Motorsteuerung für die verschiedenen Formen von Ansaug- und Abgasführung kann eine optimale Abstimmung zusätzlich über angepaßte Öffnungszeiten der Ventile je nach Gaswechselgeometrie erreicht werden.

Die jeweils zwei Zylinderreihen in den beiden VR- Zylinderbänken sind um das Schränkungsmaß b geschränkt, welches ± 9 mm beträgt und dem Radius des Kreises 7.9 entspricht. Der Motor gewinnt so an Kompaktheit, indem die beiden VR- Zylinderbänke durch die Schränkung ineinandergeschoben werden. Bei einem VR- Winkel α von 15° und einem Bankwinkel β von 72° ergibt sich eine Höhenreduktion d_v von 55,8 mm und eine Breitenreduktion von $2 \cdot d_h = 81$ mm.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen für einen W- Krafteradmotor ergeben sich durch den Einbau mit querliegender Kurbelwelle und die dadurch mögliche Verwendung eines Blockmotorgehäuses (gemeinsames Gehäuse für Motor und Getriebe). Die günstigen Breiten-, Längen-, und Höhenmaße erlauben auch hier viel Spielraum für die Wahl von Zylinderanzahl und Hubraum, die sich harmonisch in die Linien eines Krafterades einfügen.

Die vorteilhaften Eigenschaften von VR-Motoren für Krafteräder ergeben sich aus der Eignung eines großvolumigen, mehrzylindrigen VR-Motors für ein kleines Fahrzeug wie in Fig. 8,9 dargestellt. Bei einem vergleichsweise geringen Radstand von 1440 mm läßt sich

ein VR- Blockmotor mit 6 Zylindern und 1005 ccm bei einem VR- Winkel α von 15^0 , 57,6 mm Bohrung, 64,4 mm Hub, einem Schränkungsmaß von $\pm 8,9$ mm sowie einem Zylinderabstand von 46,2 mm mit harmonischer Kontur einbauen. Trotz des geringen Radstandes kann ein langes Abstandsmaß von 575 mm zwischen Abtriebsritzel und Hinterachse erzielt werden, wodurch eine fahrdynamisch günstige, lange Hinterradschwinge 8.7 ermöglicht wird. Weiterhin kann ein drehzahlfester Zylinderkopf 8.1 mit drei Nockenwellen und Tassenstößeln realisiert werden. Die Wasserkühlung 8.2 ist erforderlich, um eine ausreichende Kühlung der dem Wind abgewandten, hinteren VR Zylinderreihe mit 3 Zylindern sicherzustellen. Diese Anordnung erlaubt es trotz des kurzen Radstandes, bei üblichem Vordergabelwinkel, -nachlauf und Raddurchmesser einen Teleskopgabelfederweg von größer 120 mm einzuhalten. Um die Breite des Motors zu minimieren, sind Hilfsaggregate 8.3 wie Anlasser, Lichtmaschine und Pumpen separat und oberhalb der Kurbelwelle 8.4, der Vorgelegewelle mit Kupplung 8.5 und der Abtriebswelle 8.6 platzsparend angeordnet. Die beiden Kurbelwellenenden sind somit nur mit Nockenwellen-, und Primärtrieb beaufschlagt, dadurch weist der Motor insgesamt eine vorteilhafte Breite auf Kurbelwellenhöhe von 371 mm auf (Fig. 9). Übliche, quereingebaute Kraffradreihenmotoren mit nur vier Zylindern in dieser Hubraumklasse weisen eine Breite von ca 400 mm auf.

Elemente wie Luftfilter, Zündanlage, Saugrohreinspritzung sowie der Ansaugtrakt mit Luftmengenmesser, Drosselklappe und Luftfilter sind in dem Volumen 8.8 bzw. unter der Sitzbank angeordnet und an den Zylinderkopf 8.1. angeschlossen.

Die vorteilhaften Eigenschaften von W - Motoren für Kraffräder lassen sich durch die Eignung eines großvolumigen Motors in einem Kraffrad durchschnittlicher Größe aufzeigen (Fig. 10,11). Der Hubraum von 1500 ccm ergibt sich aus 8 Zylindern mit 60,6 mm Bohrung, 65 mm Hub, den beiden Schränkungsmaßen b von ± 9 mm in beiden VR Bänken sowie einem Zylinderabstand innerhalb jeder VR-Bank von 46,9 mm. Der VR- Winkel α innerhalb der Zylinderreihen beider Zylinderbänke in diesem Ausführungsbeispiel beträgt 15^0 . Die Mittelachsen der zwei VR- Zylinderbänke bilden zueinander einen Winkel β von 72^0 . Die maximale Außenbreite von 500 mm in Fig.11

ergibt sich an dem am Motor hinten angeordneten Nockenwellenantriebsgehäuse 10.1 in dem sich ein dreistufiger Antrieb befindet. Dieser verläuft zunächst über eine Hauptkette von der Kurbelwelle 10.2 an eine Zwischenwelle 10.3 und von dort über zwei Nebenketten an die zwei Nockenwellenpaare 10.4 bzw. 11.2 der beiden VR-Bänke. Der Antriebsstrang orientiert sich an bekannten Konzepten für Krafradkardanantriebe bei längs liegender Kurbelwelle mit einer an diese anschließenden Schwungscheibe mit Trockenkupplung 10.5 und einem angeflanschten Schaltgetriebe 10.6 mit eigenem Ölreservoir. Besonders zweckmäßig erweist sich bei dieser Ausführung die kurze Baulänge des Motors von nur 320 mm (einschließlich der Kupplung am hinteren- und Ölpumpenantrieb am vorderen Kurbelwellenende) bis zum Getriebeeingang, sowie eine maximale Höhe von 450 mm zwischen Ölwanne und der Oberkante des Ansaugtraktes. Bei einem vergleichsweise kurzen Radstand von 1520 mm ermöglichen die kompakten Abmessungen dieser W8 Anordnung eine Schwingenlänge von 447 mm ausgehend vom Schwingenlager/Kardangelenk 10.7 bis zur Hinterachse mit Winkelgetriebe 10.8. Durch die vorteilhafte Baulänge des Motors kann die Wasserkühlung 10.9 so angeordnet werden, daß sich für die Teleskopvordergabel ein Federweg von größer 150 mm ergibt. Die hohe Lage der Zylinderköpfe mit jeweils zwei Nockenwellen (mit Schlepphebeln für 4 Ventilreihen; 10.4 bzw. 11.2) und die Führung der Auspuffkrümmer 10.10 bzw. 11.1) in diesem Ausführungsbeispiel ermöglichen große Schräglagen bei Kurvenfahrt.

Nebenaggregate 10.11 wie Lichtmaschine und Anlasser sind am Umfang der Schwungscheibe 10.5 angeordnet und über den Zahnkranz der Schwungscheibe mit dem Motor verbunden.

Elemente wie Luftfilter, Zündanlage, Saugrohreinspritzung sowie der Ansaugtrakt mit Luftmengenmesser, Drosselklappe und Luftfilter sind in dem V-Zwischenraum 10.12 zwischen den zwei VR Zylinderbänken und dahinter über dem Getriebe 10.6 angeordnet.

Patentansprüche

- 1) Kraftrad mit mehrzylindriger Verbrennungskraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, daß deren Zylinderanordnung eine VR-Zylinderanordnung ist.
- 2) Kraftrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet daß die VR-Zylinderreihen einen geschränkten Kurbeltrieb besitzen.
- 3) Kraftrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein gemeinsamer Zylinderkopf für zwei VR-Zylinderreihen vorhanden ist.
- 4) Kraftrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor mit querliegender Kurbelwelle eingebaut ist.
- 5) Kraftrad nach Anspruch 1-4, dadurch gekennzeichnet, daß Motor und Getriebe in einem gemeinsamen Gehäuseblock mit gemeinsamer Ölversorgung, also als Kraftrad-Blockmotor angeordnet sind.
- 6) Kraftrad nach Anspruch 1-4, dadurch gekennzeichnet, daß Zylinder - und Zylinderkopfanordnung bei ungerader Zylinderzahl nach vorne eingeschnürt sind.
- 7) Kraftrad nach Anspruch 1-3, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor mit längsliegender Kurbelwelle eingebaut ist.
- 8) Kraftrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor ein VR3-Motor ist.
- 9) Kraftrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor ein VR4-Motor ist.
- 10) Kraftrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor ein VR5-Motor ist.
- 11) Kraftrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor ein VR6-Motor ist.
- 12) Kraftrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor ein VR7-Motor ist.
- 13) Kraftrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor ein VR8-Motor ist.

- 14) Krafterad nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine W-Anordnung der Zylinder, also zwei VR-Zylinderbänke vorhanden sind, die auf eine gemeinsame Kurbelwelle wirken.
- 15) Krafterad nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor mit längsligender Kurbelwelle eingebaut ist.
- 16) Krafterad nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor mit querligender Kurbelwelle eingebaut ist.
- 17) Krafterad nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß Motor und Getriebe in einem gemeinsamen Gehäuseblock mit gemeinsamer Ölversorgung, also als Krafterad-Blockmotor angeordnet sind.
- 18) Krafterad nach einem oder mehreren der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kurbelwelle einen Zylinder pro Kurbelzapfen hat.
- 19) Krafterad nach einem oder mehreren der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kurbelwelle zwei Zylinder pro Kurbelzapfen hat.
- 20) Krafterad nach einem oder mehreren der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis von Zylinderbohrungsdurchmesser zu Kolbenhubweg größer als 1 ist (Kurzhuber).
- 21) Krafterad nach einem oder mehreren der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis von Zylinderbohrungsdurchmesser zu Kolbenhubweg kleiner oder gleich 1 ist (Langhuber).

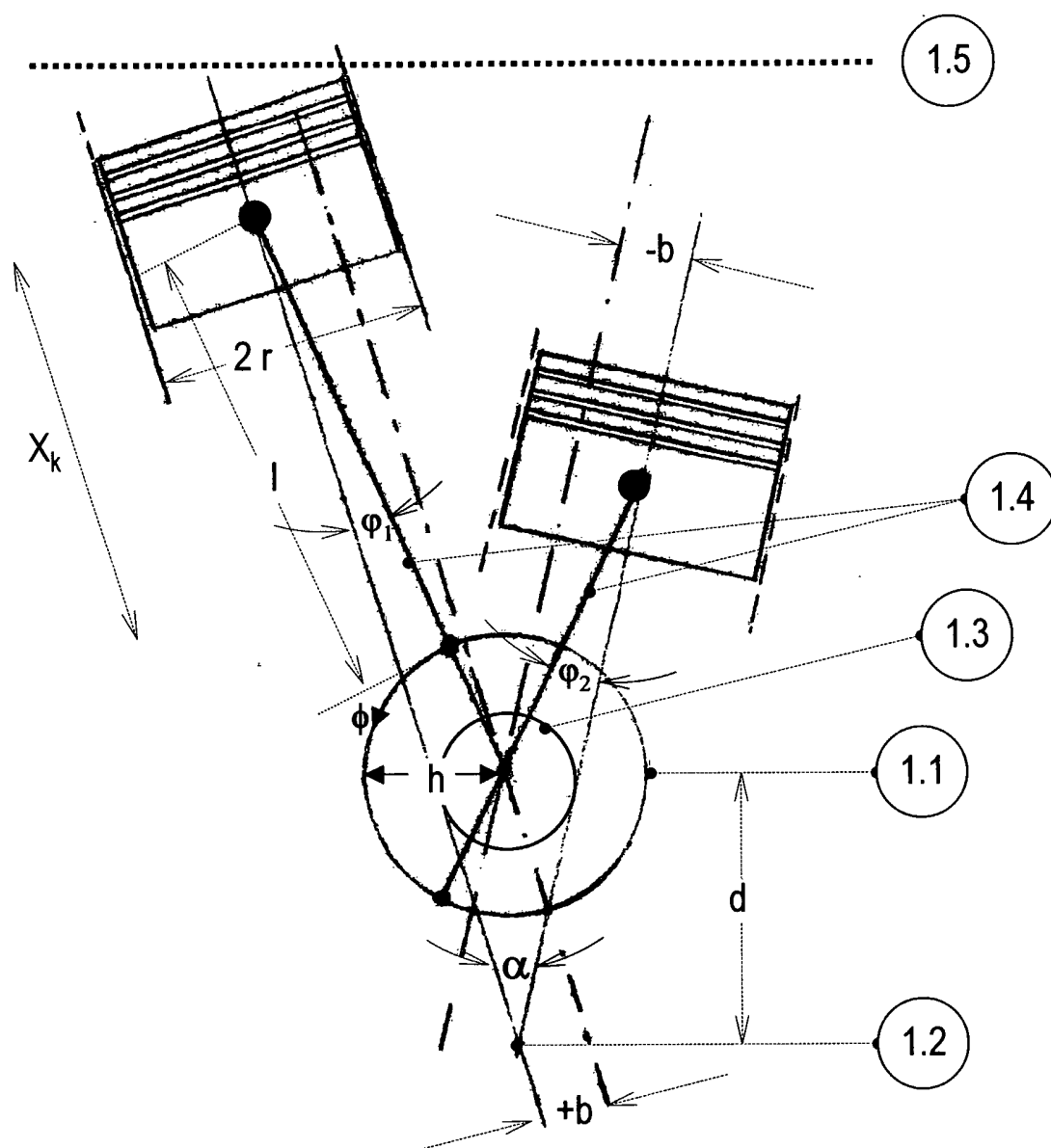


Fig. 1

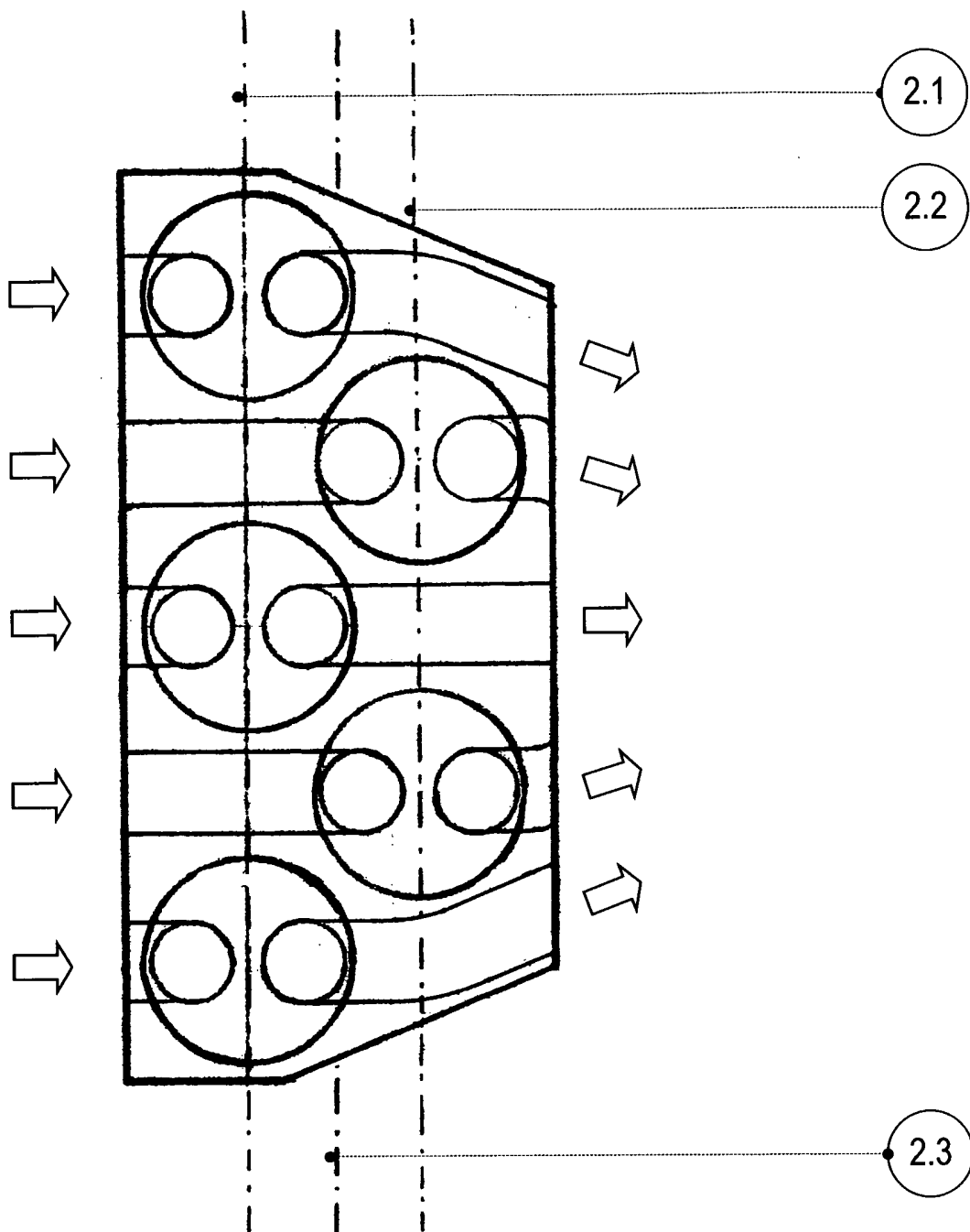


Fig. 2

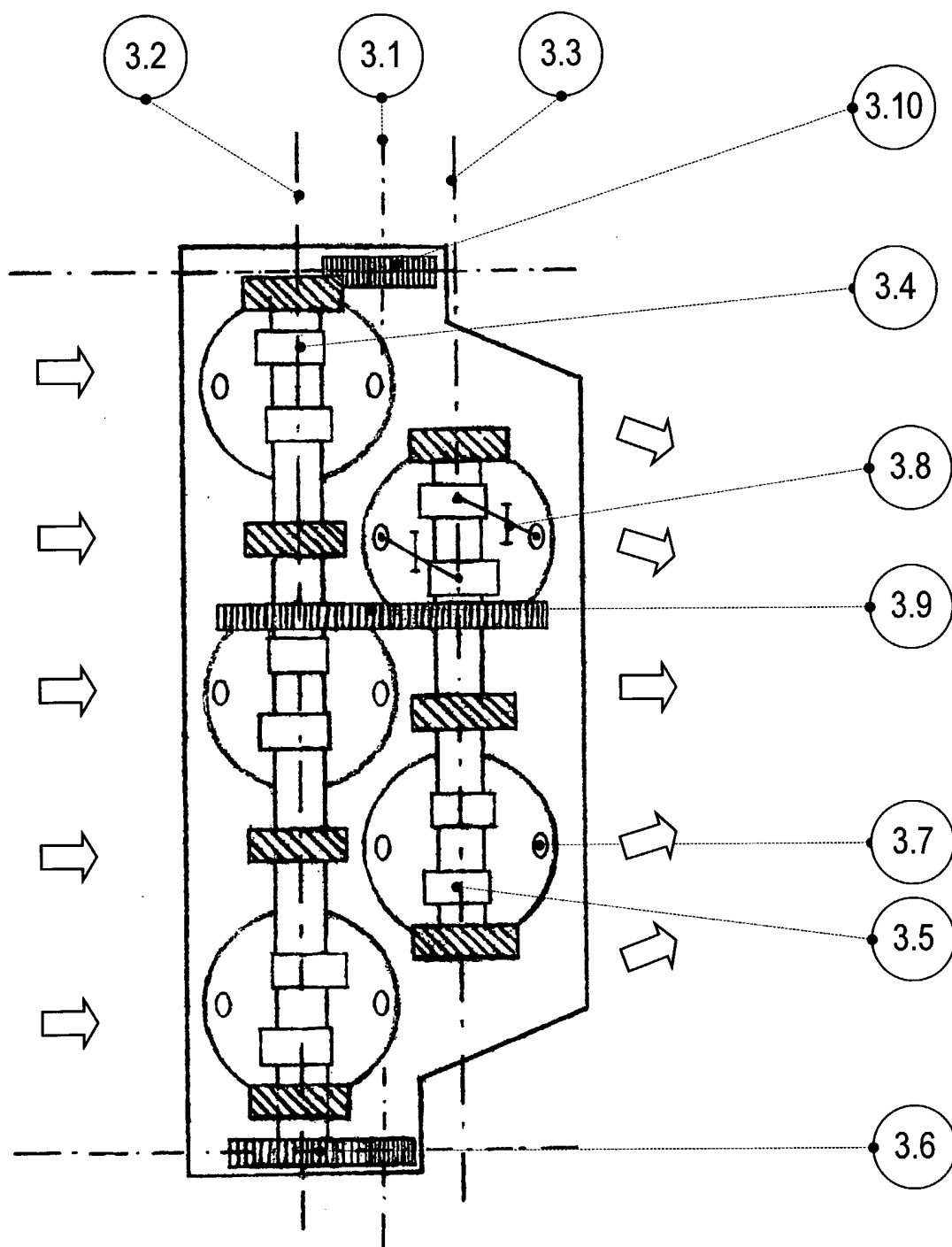


Fig. 3

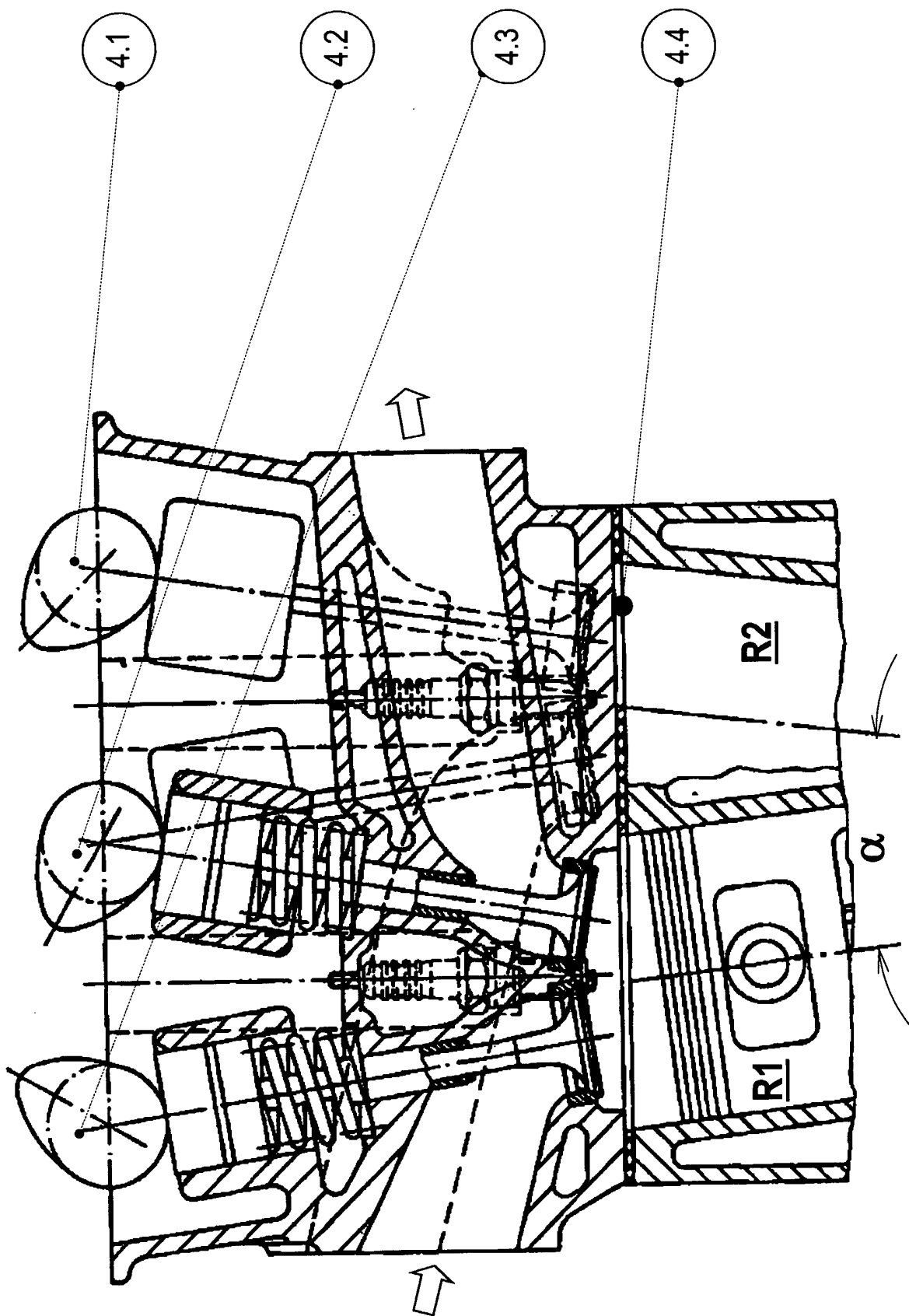
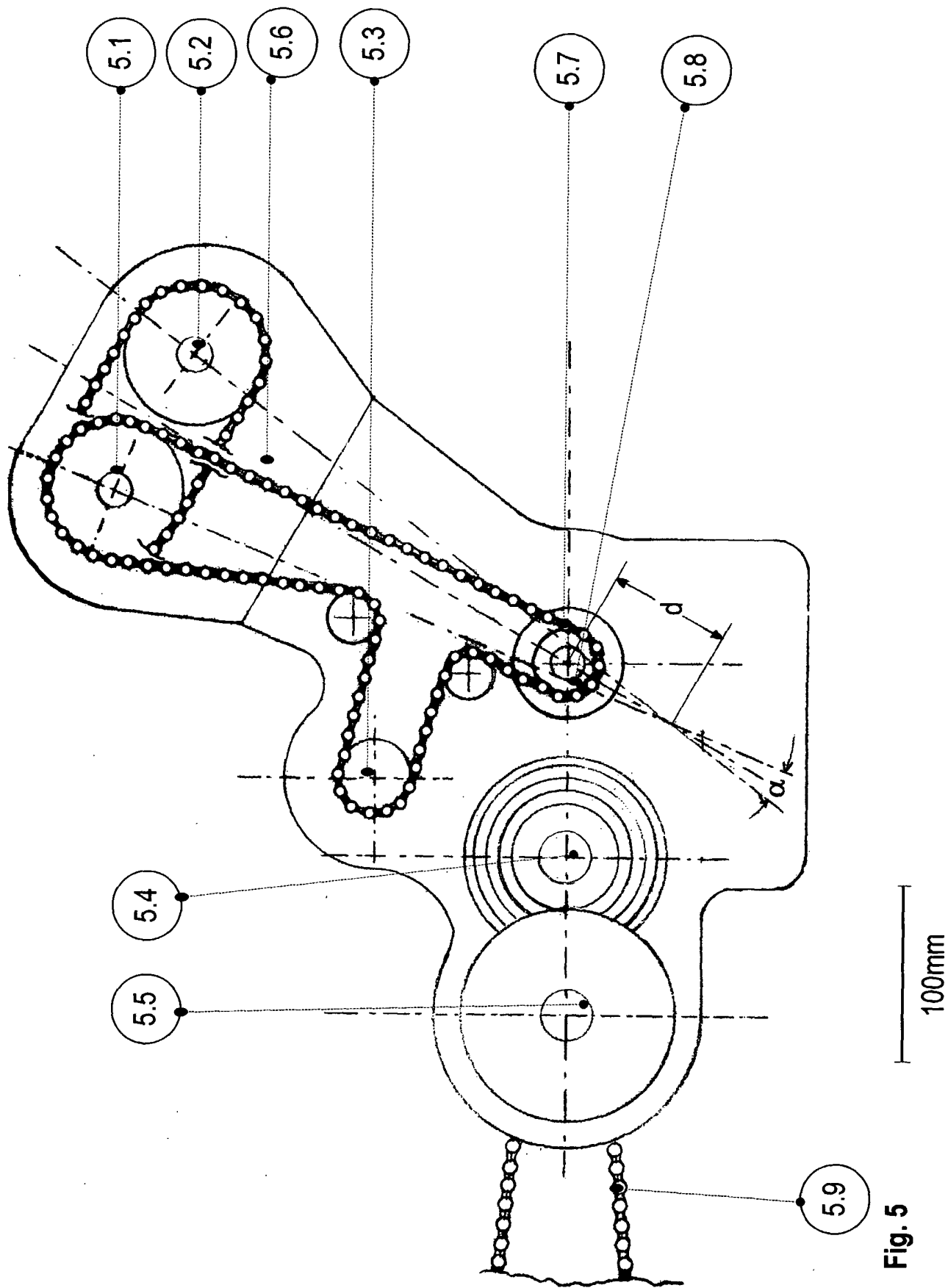
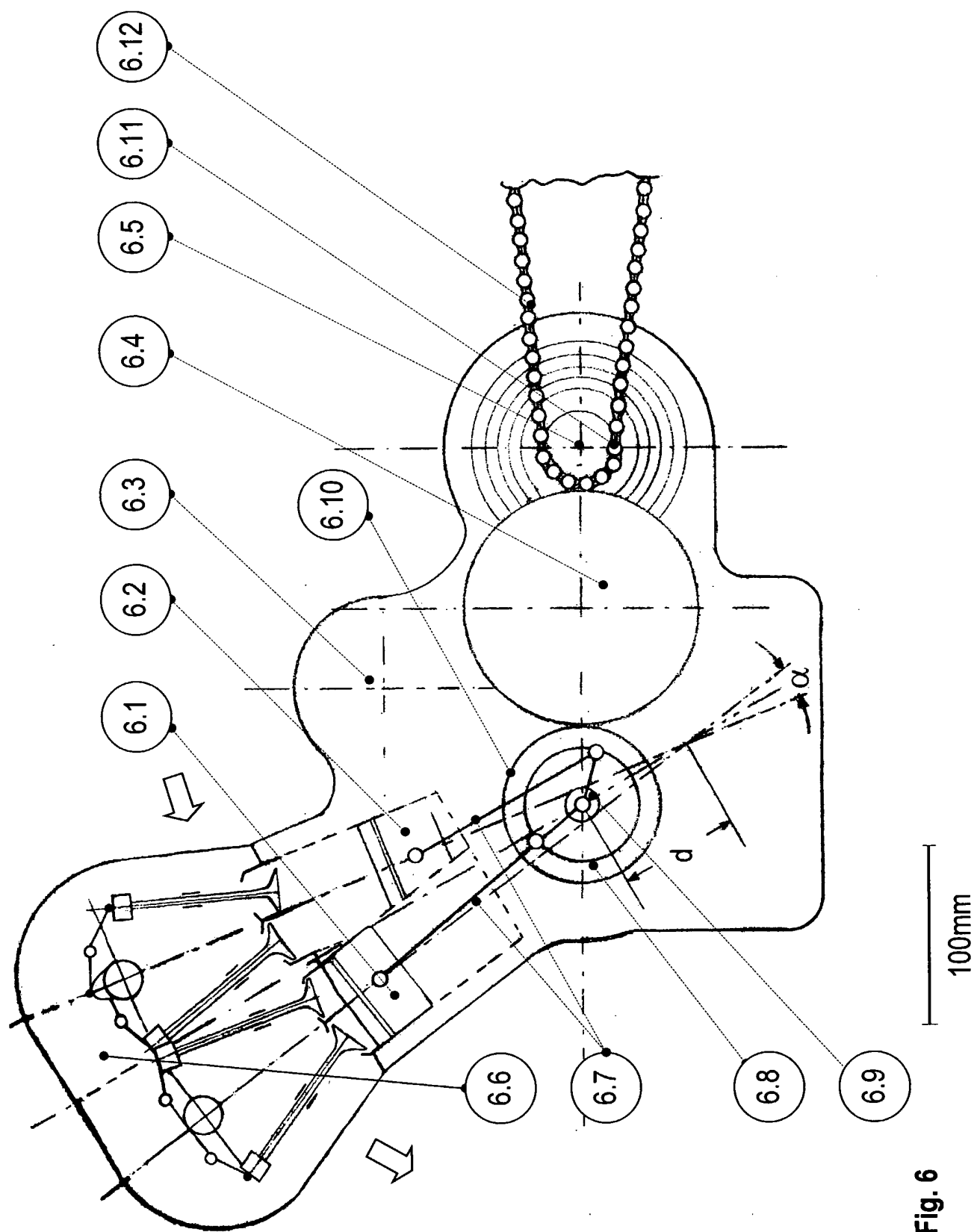
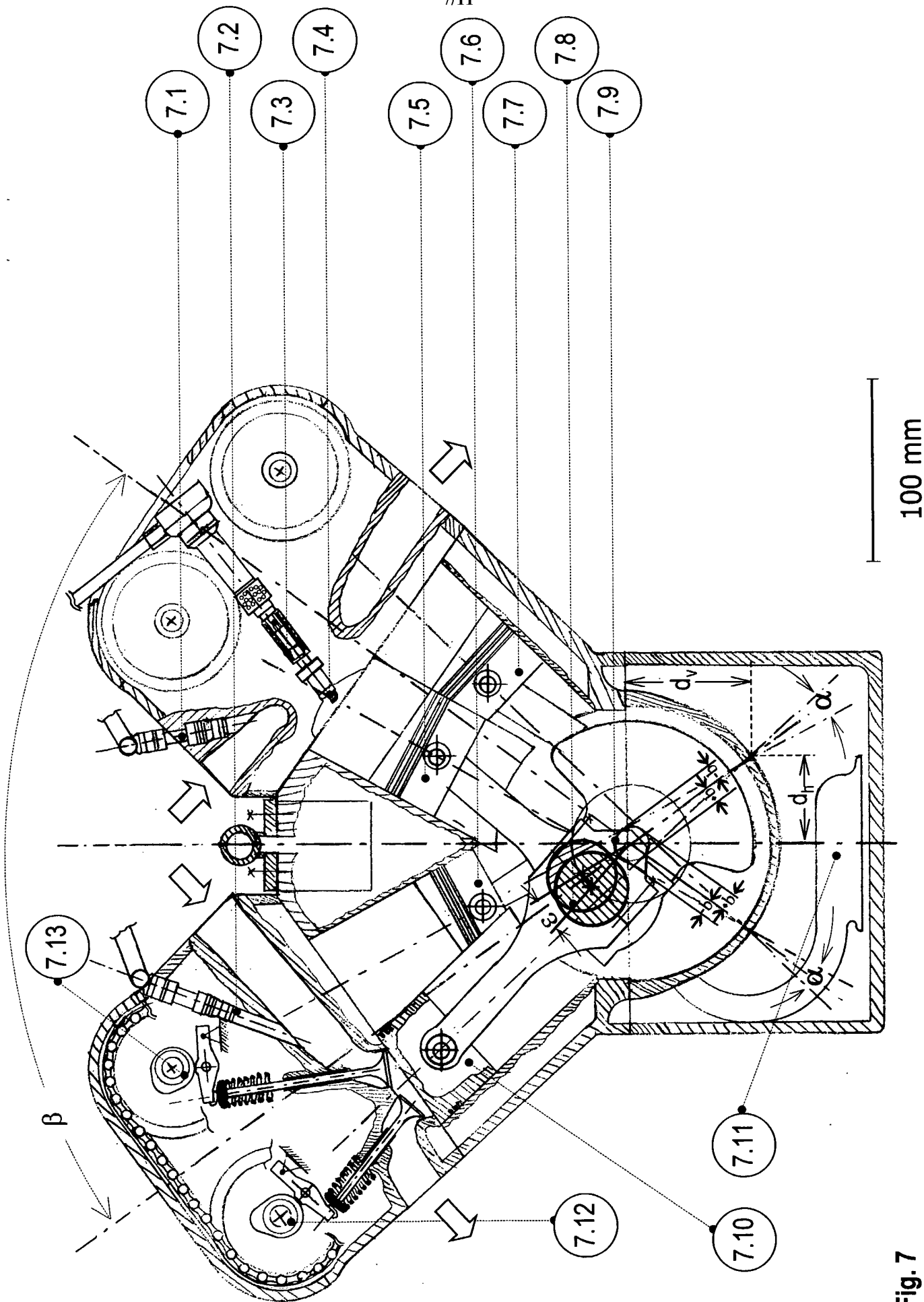


Fig. 4





7/11



ERSATZBLATT (REGEL 26)

Fig. 7

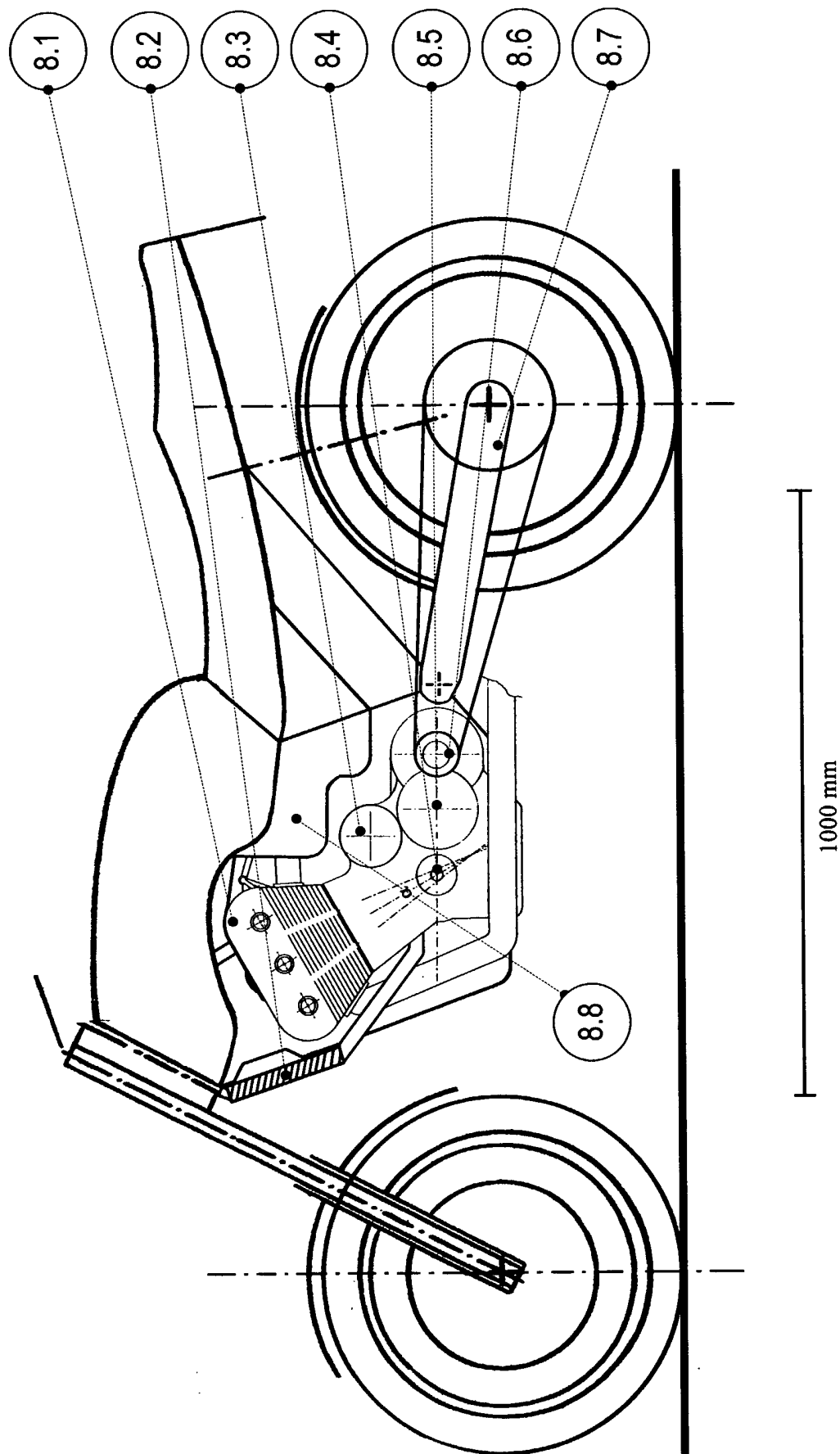


Fig. 8

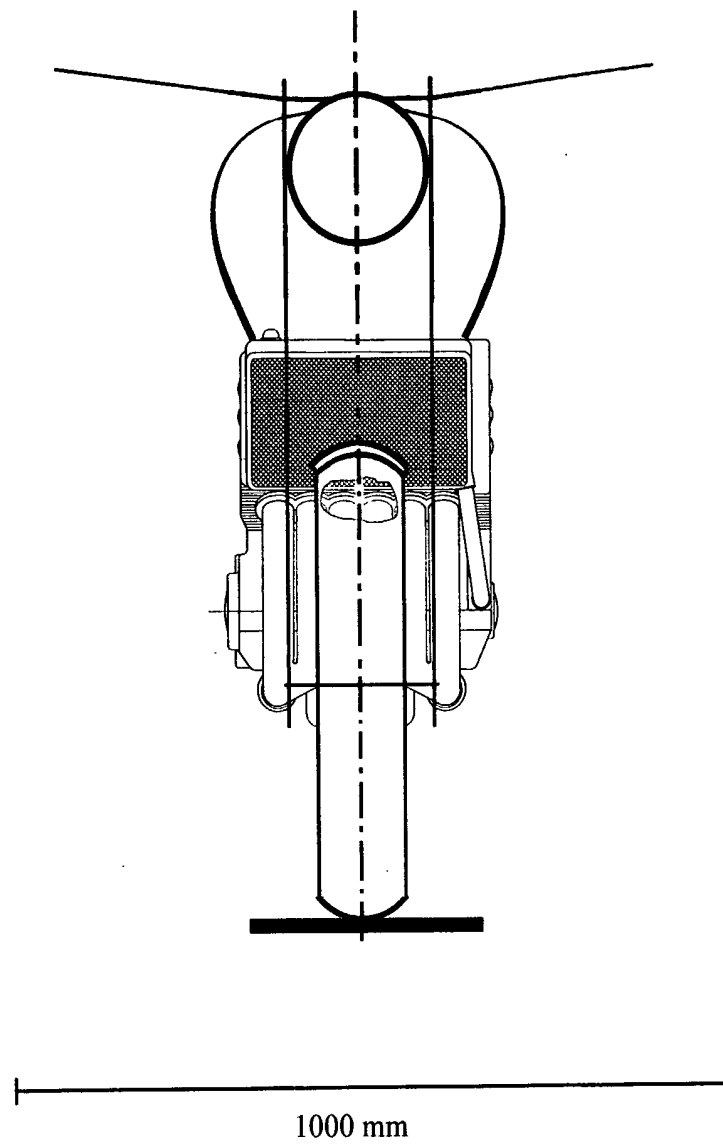


Fig. 9

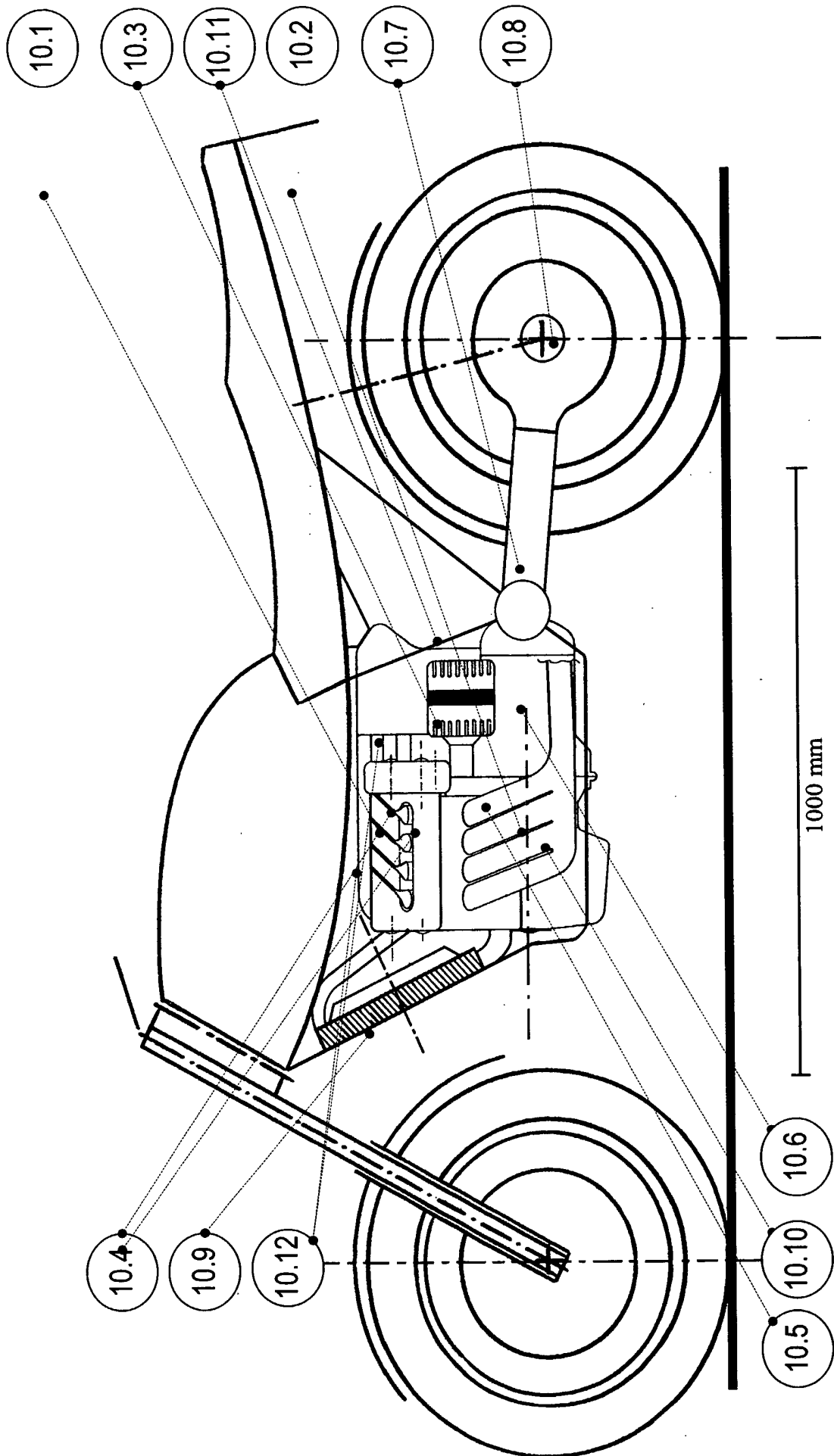
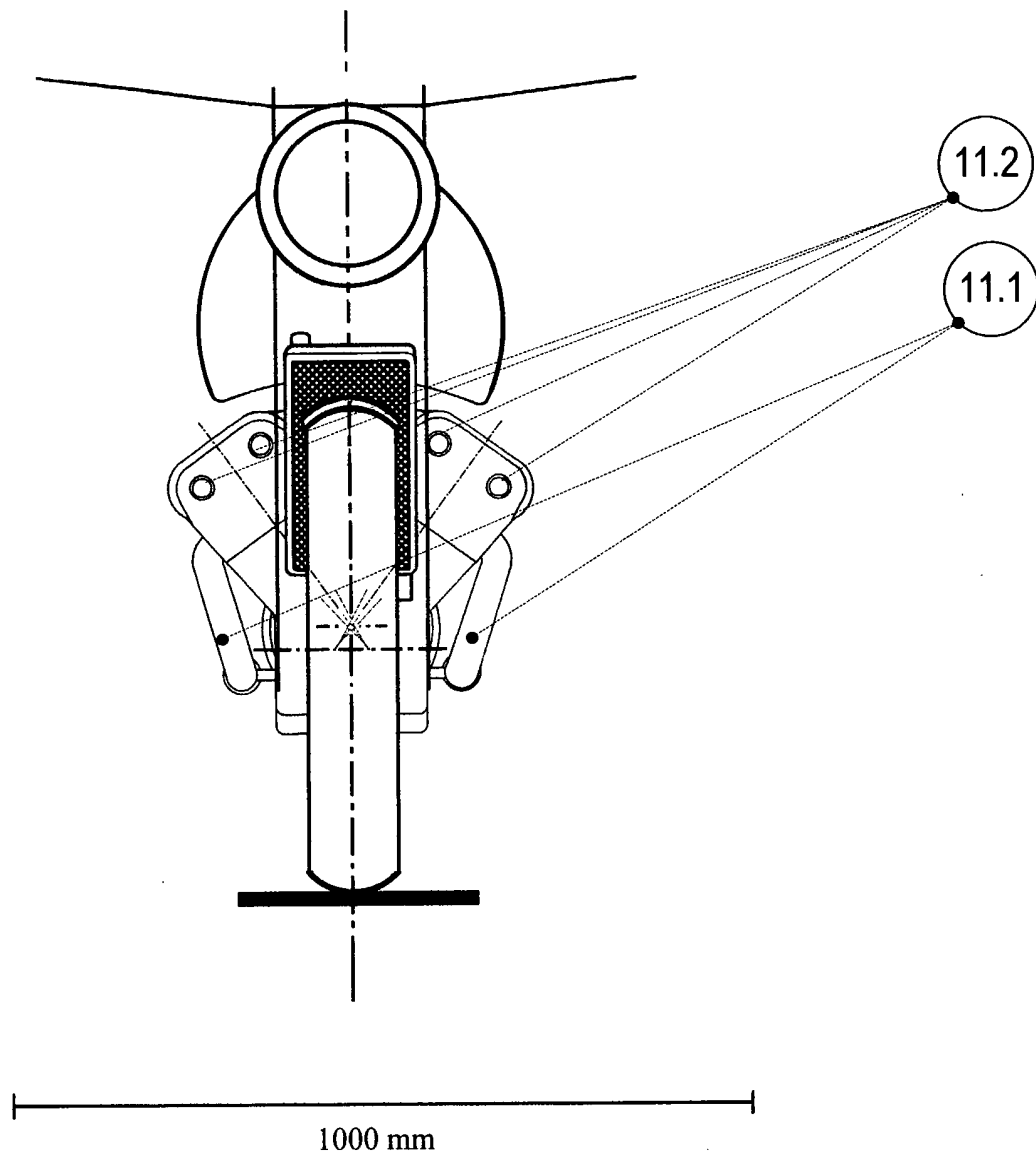


Fig. 10

**Fig. 11**

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/DE2005/001534

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02B75/22 F02F7/00 F02B61/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F02B F02F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 27 46 669 A1 (BUCHALT, BENNO, PROF. DIPL.-ING.; BUCHALT, BENNO, PROF. DIPL.-ING., KLAGEN) 19 April 1979 (1979-04-19) page 6, paragraph 2	1, 4, 5, 7, 19, 21
Y	page 10, last paragraph - page 11, paragraph 3; figures	2, 3, 8-18, 20
Y	----- WO 2004/033883 A (YGK CO., LTD; YAMAZAKI, MASAHIRO) 22 April 2004 (2004-04-22)	2, 3, 8-18, 20
A		1, 19
P, Y	& EP 1 553 280 A (YGK CO., LTD) 13 July 2005 (2005-07-13)	2, 3, 8-18, 20
A	paragraph '0010!; figures 1, 2 paragraph '0039! ----- -/-	1, 19

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

A document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

E earlier document but published on or after the international filing date

L document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

O document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

P document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

& document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

19 December 2005

Date of mailing of the international search report

28/12/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

von Arx, H

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/DE2005/001534

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 544 145 C (NEW-HUDSON, LIMITED ST. GEORGE'S WORKS; ARTHUR CYRIL WOODMAN) 13 February 1932 (1932-02-13) the whole document -----	1,3,14, 18,19,21
X	GB 149 550 A (GEORGE WILLIS DUNHAM) 19 August 1920 (1920-08-19) page 1, line 62 - page 2, line 103; figures -----	1,3,19, 21
X	GB 125 425 A (SUNBEAM MOTOR CAR COMPANY, LIMITED; LOUIS COATALEN) 24 April 1919 (1919-04-24) page 1, line 28 - line 29 page 3, line 11 - line 12; figure -----	1,3
X	DE 29 46 148 A1 (VOLKSWAGENWERK AG) 21 May 1981 (1981-05-21) page 7, paragraph 1; claim 1; figure 2 -----	1,2
X	GB 206 287 A (ALFRED HUBERT WILDE; SOCIETE ANONYME DES ANCIENS ETABLISSEMENTS HOTCHK) 8 November 1923 (1923-11-08) page 2, line 7 - line 48; figures -----	1,3,9,21
Y	AT 3 397 U1 (AVL LIST GMBH) 25 February 2000 (2000-02-25) the whole document -----	4,5,14, 16,17,19 21
A	DE 197 16 274 A1 (VOLKSWAGEN AG, 38440 WOLFSBURG, DE) 30 October 1997 (1997-10-30) the whole document -----	1-3,14, 18,20
A	US 4 319 548 A (KRUEGER ET AL) 16 March 1982 (1982-03-16) column 2, line 12 - line 39; figure -----	1-3,20
A	GB 1 425 399 A (CELLI A) 18 February 1976 (1976-02-18) page 1, line 13 - line 21; figures -----	1,2,18, 20
A	DE 346 269 C (LANCIA & CO) 29 December 1921 (1921-12-29) the whole document -----	1,2,19, 21
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 014, no. 499 (M-1042), 31 October 1990 (1990-10-31) & JP 02 204632 A (MAZDA MOTOR CORP), 14 August 1990 (1990-08-14) abstract -----	1,14
	-/--	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/DE2005/001534

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4 427 088 A (TSUBOI ET AL) 24 January 1984 (1984-01-24) column 1, line 8 - line 10 -----	1,4,5
A	US 4 637 354 A (TOMINAGA ET AL) 20 January 1987 (1987-01-20) column 2, line 30 - line 60; claim 1; figures -----	1,4,5, 16,17

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/DE2005/001534

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 2746669	A1	19-04-1979	NONE	
WO 2004033883	A	22-04-2004	CN 1488846 A EP 1553280 A1 JP 2004132296 A	14-04-2004 13-07-2005 30-04-2004
EP 1553280	A	13-07-2005	CN 1488846 A WO 2004033883 A1 JP 2004132296 A	14-04-2004 22-04-2004 30-04-2004
DE 544145	C	13-02-1932	NONE	
GB 149550	A	19-08-1920	NONE	
GB 125425	A	24-04-1919	NONE	
DE 2946148	A1	21-05-1981	NONE	
GB 206287	A	08-11-1923	NONE	
AT 3397	U1	25-02-2000	CN 1270897 A TW 482249 Y	25-10-2000 01-04-2002
DE 19716274	A1	30-10-1997	WO 9740267 A1 EP 0895563 A1 ES 2140224 T3 JP 2000508736 T KR 2000010581 A PT 895563 T	30-10-1997 10-02-1999 16-02-2000 11-07-2000 15-02-2000 28-04-2000
US 4319548	A	16-03-1982	DE 2836833 A1	10-04-1980
GB 1425399	A	18-02-1976	DE 2320489 A1 FR 2183455 A5 IT 955205 B JP 49054714 A	15-11-1973 14-12-1973 29-09-1973 28-05-1974
DE 346269	C	29-12-1921	NONE	
JP 02204632	A	14-08-1990	NONE	
US 4427088	A	24-01-1984	FR 2504192 A1 JP 57168734 U JP 61045297 Y2	22-10-1982 23-10-1982 19-12-1986
US 4637354	A	20-01-1987	JP 1016326 B JP 56118522 A	23-03-1989 17-09-1981

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE2005/001534

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES F02B75/22 F02F7/00 F02B61/02		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE		
Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) F02B F02F		
Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, PAJ		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 27 46 669 A1 (BUCHELT, BENNO, PROF. DIPL.-ING.; BUCHELT, BENNO, PROF. DIPL.-ING., KLAGEN) 19. April 1979 (1979-04-19) Seite 6, Absatz 2	1, 4, 5, 7, 19, 21
Y	Seite 10, letzter Absatz - Seite 11, Absatz 3; Abbildungen	2, 3, 8-18, 20
Y	-----	
A	WO 2004/033883 A (YGK CO., LTD; YAMAZAKI, MASAHIRO) 22. April 2004 (2004-04-22)	2, 3, 8-18, 20
P, Y	& EP 1 553 280 A (YGK CO., LTD) 13. Juli 2005 (2005-07-13)	1, 19 2, 3, 8-18, 20
A	Absatz '0010!; Abbildungen 1, 2 Absatz '0039!	1, 19
	----- -/--	
☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen		
☒ Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist *G* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche 19. Dezember 2005		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts 28/12/2005
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter von Arx, H

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 544 145 C (NEW-HUDSON, LIMITED ST. GEORGE'S WORKS; ARTHUR CYRIL WOODMAN) 13. Februar 1932 (1932-02-13) das ganze Dokument	1,3,14, 18,19,21
X	GB 149 550 A (GEORGE WILLIS DUNHAM) 19. August 1920 (1920-08-19) Seite 1, Zeile 62 - Seite 2, Zeile 103; Abbildungen	1,3,19, 21
X	GB 125 425 A (SUNBEAM MOTOR CAR COMPANY, LIMITED; LOUIS COATALEN) 24. April 1919 (1919-04-24) Seite 1, Zeile 28 - Zeile 29 Seite 3, Zeile 11 - Zeile 12; Abbildung	1,3
X	DE 29 46 148 A1 (VOLKSWAGENWERK AG) 21. Mai 1981 (1981-05-21) Seite 7, Absatz 1; Anspruch 1; Abbildung 2	1,2
X	GB 206 287 A (ALFRED HUBERT WILDE; SOCIETE ANONYME DES ANCIENS ETABLISSEMENTS HOTCHK) 8. November 1923 (1923-11-08)	1,3,9,21
Y	Seite 2, Zeile 7 - Zeile 48; Abbildungen	4,5,14, 16,17,19
Y	AT 3 397 U1 (AVL LIST GMBH) 25. Februar 2000 (2000-02-25)	4,5,14, 16,17,19
A	das ganze Dokument	21
A	DE 197 16 274 A1 (VOLKSWAGEN AG, 38440 WOLFSBURG, DE) 30. Oktober 1997 (1997-10-30) das ganze Dokument	1-3,14, 18,20
A	US 4 319 548 A (KRUEGER ET AL) 16. März 1982 (1982-03-16) Spalte 2, Zeile 12 - Zeile 39; Abbildung	1-3,20
A	GB 1 425 399 A (CELLI A) 18. Februar 1976 (1976-02-18) Seite 1, Zeile 13 - Zeile 21; Abbildungen	1,2,18, 20
A	DE 346 269 C (LANCIA & CO) 29. Dezember 1921 (1921-12-29) das ganze Dokument	1,2,19, 21
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 014, Nr. 499 (M-1042), 31. Oktober 1990 (1990-10-31) & JP 02 204632 A (MAZDA MOTOR CORP), 14. August 1990 (1990-08-14) Zusammenfassung	1,14
	----- -/--	

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie ^a	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 4 427 088 A (TSUBOI ET AL) 24. Januar 1984 (1984-01-24) Spalte 1, Zeile 8 - Zeile 10 -----	1,4,5
A	US 4 637 354 A (TOMINAGA ET AL) 20. Januar 1987 (1987-01-20) Spalte 2, Zeile 30 - Zeile 60; Anspruch 1; Abbildungen -----	1,4,5, 16,17

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2005/001534

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 2746669	A1	19-04-1979	KEINE	
WO 2004033883	A	22-04-2004	CN 1488846 A EP 1553280 A1 JP 2004132296 A	14-04-2004 13-07-2005 30-04-2004
EP 1553280	A	13-07-2005	CN 1488846 A WO 2004033883 A1 JP 2004132296 A	14-04-2004 22-04-2004 30-04-2004
DE 544145	C	13-02-1932	KEINE	
GB 149550	A	19-08-1920	KEINE	
GB 125425	A	24-04-1919	KEINE	
DE 2946148	A1	21-05-1981	KEINE	
GB 206287	A	08-11-1923	KEINE	
AT 3397	U1	25-02-2000	CN 1270897 A TW 482249 Y	25-10-2000 01-04-2002
DE 19716274	A1	30-10-1997	WO 9740267 A1 EP 0895563 A1 ES 2140224 T3 JP 2000508736 T KR 2000010581 A PT 895563 T	30-10-1997 10-02-1999 16-02-2000 11-07-2000 15-02-2000 28-04-2000
US 4319548	A	16-03-1982	DE 2836833 A1	10-04-1980
GB 1425399	A	18-02-1976	DE 2320489 A1 FR 2183455 A5 IT 955205 B JP 49054714 A	15-11-1973 14-12-1973 29-09-1973 28-05-1974
DE 346269	C	29-12-1921	KEINE	
JP 02204632	A	14-08-1990	KEINE	
US 4427088	A	24-01-1984	FR 2504192 A1 JP 57168734 U JP 61045297 Y2	22-10-1982 23-10-1982 19-12-1986
US 4637354	A	20-01-1987	JP 1016326 B JP 56118522 A	23-03-1989 17-09-1981