

Nutzungslizenz vom Typ „Creative Commons“ – 2017

Dieser Text ist geistiges Eigentum von Jochen Möllmann unter dem Stichwort jmtectrans.com. Die darin enthaltenen Ideen sind großenteils schon 12 Jahre alt. Jedermann ist berechtigt, diese Ideen inhaltlich, zur Veröffentlichung, zu Forschungszwecken und auch kommerziell zu nutzen, sie verstehen sich also als Geschenk an die Öffentlichkeit. Niemand jedoch ist berechtigt, diese Ideen zu seinem eigenen geistigen Eigentum zu erklären oder zu versuchen, eine exklusive Nutzung anzustreben, indem er beispielsweise versucht, sie zu patentieren oder anderweitig als sein eigenes geistiges Eigentum zu deklarieren, oder indem er verschleiert, dass sie nicht von jmtectrans.com stammen. Im Zusammenhang mit jeder Nutzung oder Veröffentlichung, soweit diese Dritte erreicht (das schließt auch die Namensgebung von Produkten ein, die irgendwann Dritte erreichen könnten) ist immer anzugeben, dass die ursprüngliche Idee von jmtectrans.com stammt. Der folgende Text darf zwar nach Belieben unentgeltlich genutzt, kopiert und auch veröffentlicht werden, aber erstens ist immer die Quelle „jmtectrans.com 2017“ mit anzugeben, und zweitens ist durch Anführungsstriche zu kennzeichnen, wo der Originaltext übernommen wurde und wo der Veröffentlichende eigene Kommentare macht. Auch wenn in allgemeinen Veröffentlichungen, die sich zwar auf die Ideen aus diesem Text beziehen, den Text selbst aber nicht reproduzieren oder die darin enthaltenen Ideen nur erklären, kommentieren oder andeuten, ist immer „siehe jmtectrans.com 2017“ als Quelle mit anzugeben. Das bedeutet: Sie dürfen in der Öffentlichkeit die Ideen aus diesem Text immer nur unter Angabe der vorgenannten Quelle erwähnen. Das ist eine unübliche Nutzungsbedingung, denken Sie also daran. Dieser Text kann in seiner Originalfassung im Verlaufe des Jahres 2017 unter www.jmtectrans.com von jedermann heruntergeladen werden.

Die Ideen in diesem Text sind heute absolut noch nicht marktüblich und in keinen Produkten zu finden. Insofern scheinen sie dem Autor auch 12 Jahre nach ihrer Entstehung noch „neu“ zu sein. Das heißt aber nicht, dass man sich bei der Nutzung darauf verlassen kann, keinerlei eventuelle Patentansprüche von Dritten zu verletzen. Diese Verantwortung muss leider jeder Nutzer dieser Ideen selbst tragen, das heißt, er muss wie üblich die patentrechtliche Situation vor der kommerziellen Nutzung auf eigene Verantwortung und Kosten selbst klären. Dies ist eine Vorabversion, die als Hardcopy einer ganzen Reihe von potentiell interessierten Empfängern zugeschickt wird. Insofern darf man annehmen, dass dieser Text im Sinne des Patentrechts als neuheitsschädlich gilt. Dies ist ausdrücklich gewollt. Rückmeldungen, Rezensionen, Fragen, Angebote usw. richten Sie bitte per E-Mail an: engineconcepts@jmtectrans.com. Alle intellektuellen Rechte an den Einsendungen gehen nicht-exklusiv auch auf den oben genannten Autor über.

Achtung: wenn Sie diese Seite umblättern und mit der Lektüre beginnen, bestätigen Sie damit obige Nutzungsbedingungen. Sie sind NICHT der exklusive Nutznießer dieses Textes.

Neue Motorenkonzepte

Zuallererst sei eine Warnung an die gesamte Automobilindustrie ausgesprochen. Anfang Dezember 2016 kündigte Infinity, ein japanischer Autohersteller, einen Motor mit variablem Kolbenhub für das Jahr 2018 an. Aufgrund der offensichtlichen Vorteile dieses Systems wird ab diesem Zeitpunkt niemand mehr einen „starrten“ Verbrennungsmotor haben wollen. Das gilt umso mehr angesichts der Frage, ob die Elektromobilität in naher Zukunft den Verbrennungsmotor ganz ablösen kann und wird. Je nach Energiequelle und Automobilausführung hat sie nämlich nicht unbedingt die bessere Energiebilanz, und von einer Praktikabilität vergleichbar mit dem etablierten Tankstellennetz kann überhaupt keine Rede sein. Infinitys System ist gut und sehr innovativ, aber nicht genial. Daher ist es an der Zeit, grundsätzlich zu überdenken, welche Motorkonzepte bisher in irgendwelchen Schubladen verschwunden sind, weil man der Meinung war, dass sich der Mehraufwand für einen wirklich guten Motor nicht lohnt. Es ist an der Zeit zu überdenken, welche Alternativen sich bieten.

Bei der Untersuchung der Frage, warum sich Kolbenverbrennungsmaschinen so schlecht gleichzeitig auf eine hohe Flexibilität der Leistungsabgabe bei gutem Wirkungsgrad, einen guten maximalen Wirkungsgrad und ein geringes Leistungsgewicht auslegen lassen, fanden sich ganz neue Antworten auf alte Fragen.

Obwohl sich zeigte, dass man unter Verwendung konventioneller Motoren mit mehr technischem Aufwand jeweils zwei der obigen Ziele auch gleichzeitig erreichen kann, ergab sich folgende Überlegung: Die heutige Motortechnik ist schon mehr als kompliziert genug. Mögliche Lösungen sollten also berücksichtigen, welche Techniken heute schon üblich und verfügbar sind, und trotz einer Vereinfachung der Technologie wenigstens zwei der obigen Ziele deutlich besser erreichen. Statt wie bisher Einzelverbesserungen an der Komplexität des dazu notwendigen Aufwandes zu messen, lautete der Ansatz, mit welchen Veränderungen grundsätzliche Probleme umgangen werden können. Die letzte wirklich große Innovation fand schon vor gut 30 Jahren statt und bestand in der Einführung des Turboladers, zunächst nur bei Dieseln. Das war die einzige jüngere Innovation, die das Prädikat "Genial" wirklich verdient. Heute ist der Turbolader überall Standard. Es ist also Zeit für neue Überlegungen.

Die Anfangserkenntnis ist, dass ein Wirkungsgrad von 70% bei der Umwandlung chemischer Energie in mechanische Arbeit nicht nur theoretisch möglich ist, sondern in Kraftwerks-Gasturbinen den Stand der Technik darstellt. Der Verbrennungsmotor macht dagegen heute eine schlechte Figur. Der neue Denkansatz besteht in der Frage, was geschehen muss, damit das Leistungsgewicht nicht nur ein paar magere Prozentpunkte, sondern wirklich ganz drastisch abgesenkt werden kann, und wie man ganz nebenbei auch den Wirkungsgrad zumindest im Durchschnitt deutlich steigern kann.

Aber der Reihe nach.

Teil 1: Die Umdrehungsgeschwindigkeit und die Einventiltechnik.

Damit ein Verbrennungsmotor ein niedrigeres Leistungsgewicht bekommen kann, muss er sich in erster Linie schneller drehen können, denn Leistung ist nach wie vor Arbeit pro Zeit. Das ist heute beim Viertakter deswegen ein Problem, weil dann nicht mehr genug Zeit für den Ansaugtakt bleibt. Es sinkt der absolute Ansaugdruck als Funktion der Drehzahl; das Ergebnis ist eine verringerte Zylinderfüllung und damit eine immer weiter sinkende relative mögliche Leistungsabgabe pro Umdrehung. Auch ein Turbolader löst dieses Problem nicht

prinzipiell und erzeugt gasdynamische Verluste an anderer Stelle, nämlich beim Abgasgegendruck. Das Problem ist also der Füllungsgrad im Zylinder. Eine höhere geometrische Verdichtung bei gleichem Hubraum macht das Manko zwar bei hohen Drehzahlen wett, aber nun muss man sich andere Tricks überlegen, um an dem Wirkungsgradverlust vorbeizukommen, den die unnötige Verdichtung bei kleiner Leistung bedeutet. (Auch wenn Infinity umgekehrt vorgeht, ist das Infinitys Ansatz.) Wenn man starre Motoren mit weniger Hubraum baut (Downsizing, Turboaufladung), müssen diese zur Erzielung der gleichen Leistung sowieso schon schneller laufen. Tricks helfen also nicht wirklich weiter. Das Leistungsgewicht ist eine Funktion des Füllungsgrades. Der ist durch die zu kurzen Ventilzeiten und die zu kleinen Ventile bei hohen Drehzahlen heute zu schlecht.

Wenn man aber einmal zu hohe Gasreibungsverluste im Motor wegen zu kleiner Ventile und zu kurze Ventilzeiten pro Kurbelwellenumdrehung als das eigentliche Problem erkannt hat, sieht man, dass sie bei konventionellen Motorauslegungen schon seit sehr langer Zeit das Ende einer garantiert verschlossenen Entwicklungssackgasse markieren.

Die beste Füllung eines Zylinders ergibt sich, wenn die Ventilfläche so groß ist wie möglich. Das ist dann der Fall, wenn es einfach nur ein Ventil gibt. Genau dann nämlich kann die Fläche dieses einzigen Ventils im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser maximal sein, also im Vergleich mit heutiger Technik riesengroß. Das beste Verhältnis ergibt sich, wenn die Ventilfläche genauso groß ist wie die verbleibende Zylinder-Restquerschnittsfläche. Eigentlich ist gar nicht einzusehen, warum selbst nach Erfindung der Einspritztechnik überhaupt noch jemand zwei Ventile haben will, wo doch die Probleme mit Ansaugdruckverlust und Abgasgegendruck ganze Berge von Fachliteratur füllen. Damit kommt man zur Einventiltechnik mit dem Querströmkrümmer.

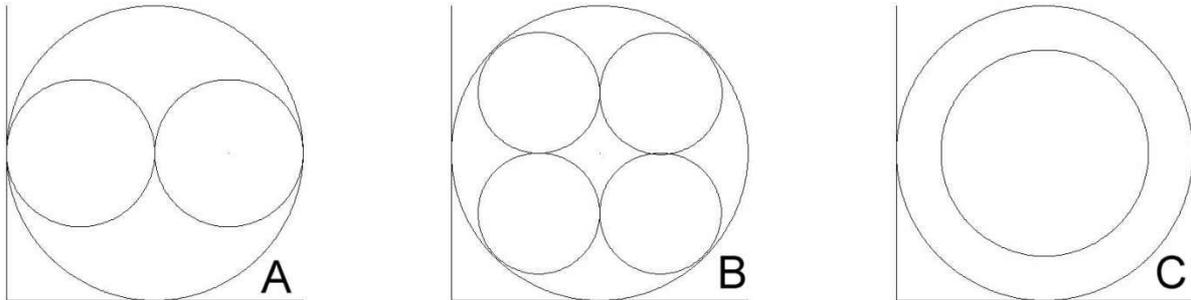
Die Einventiltechnik – das geometrische Problem und die Lösung

Im Wesentlichen ist die maximale Ventilgröße ein geometrisches Problem. Offenbar lassen Ventilteller sich nur kreisrund herstellen und abdichten, also gelten folgende Überlegungen:

Bild A unten zeigt einen großen Kreis, den Zylinder im Querschnitt, und darin die maximale Größe von zwei kleineren eingeschriebenen Kreisen, den Ventilen. Diese können zusammen nicht größer sein als der Zylinder. Problem: ihre Querschnittsfläche kann jeweils nur etwa **25%** der Zylinderquerschnittsfläche betragen. Das ist einfach zu wenig für einen schnellen Ladungswechsel. Seit 25 Jahren werden daher fast nur noch Motoren mit 4 Ventilen pro Zylinder gebaut, was kompliziert und teuer ist. Dies ist in **Bild B** unten zu sehen. Wiederum müssen alle Ventile (kleine Kreise) in den Zylinder (großer Kreis) passen, aber diesmal ist die Gesamtfläche von zwei Ventilen zusammen schon etwas größer: etwa $0,41^2 \cdot 2 = \mathbf{34\%}$ (wohlgemerkt das theoretisch mögliche Maximum). Das ist der heutige Stand der Technik, immer noch sehr wenig und zugleich der wichtigste begrenzende Faktor für den Ladungswechsel. Zylinder mit 5 Ventilen sind auch schon häufig anzutreffen und der verzweifelte Versuch, diese Situation noch um ein paar Prozentpunkte zu verbessern.

Die Geometrie gibt aber mehr her: erst wenn die Zylindertellerfläche (kleiner Kreis) und die Fläche des verbleibenden Ringspalts bis zur Zylinderwand (großer Kreis) gleich groß sind, ist das prinzipielle Maximum erreicht. Das ist in **Bild C** zu sehen und dann der Fall, wenn das Ventil **Wurzel-2-mal** den Durchmesser des Zylinders hat (beziehungsweise geringfügig mehr, z.B. 0,8-mal den Zylinderdurchmesser, da von der Ventiltellerfläche ja noch die Fläche des Ventilschafts abzuziehen wäre). Dann beträgt die Ventilfläche bzw. Flussquerschnittsfläche **50%** des Zylinderquerschnitts, also satte 50% mehr als heute üblich.

Man möge sich nicht täuschen lassen, dass 4 konventionelle Ventile - wenn sie denn gleichzeitig betätigt würden - ja sogar 68% der Zylinderfläche ergeben könnten: hier liegen die Ventile ungünstig aneinander und am Zylinderrand und behindern den Gasfluss gegenseitig, außerdem sind wieder die Schaftquerschnitte abzuziehen. Allerdings wäre die Variante, in einem ersten Schritt das alte Design eines konventionellen Zylinderkopfs der Einfachheit halber zu übernehmen und die beiden sowieso schon vorhandenen Nockenwellen einfach synchron laufen zu lassen, schon sehr nahe am Maximum dran, das sich mit einem Riesenventil ergibt (wobei aber das Design des Zylinderkopfes ein wenig abgeändert werden müsste, damit sich kleinere Inertgasvolumina ergeben, die heute ja noch keine Rolle spielen – siehe unten).

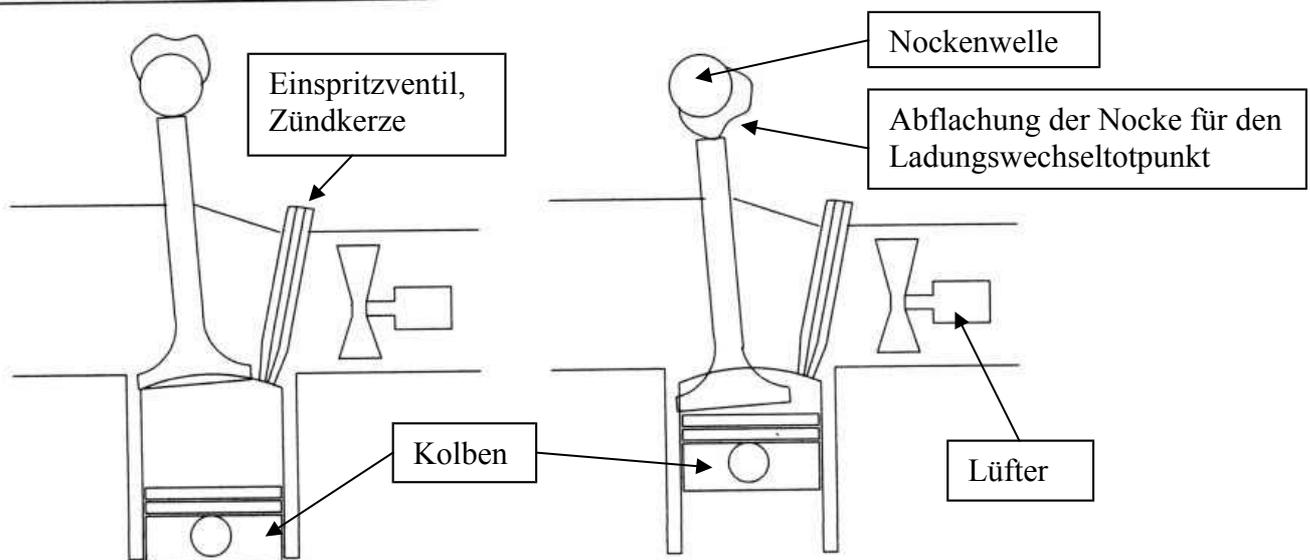


Querströmkrümmer und Einventiltechnik: Verringerung der Pumparbeit beim Ladungswechsel

Kurzbeschreibung der Erfindung:

Verbrennungsmotoren mit geänderter Krümmeranordnung, dem sogenannten Querströmkrümmer, der zwar den Ventil Sitz ganz umschließt, aber quer zum Ventil und außerhalb des Zylindervolumens verläuft und zu keiner Zeit durch das Ventil oder die Ventile verschlossen wird; stattdessen schiebt eine relativ langsame, erzwungene Querströmung aus Frischgas das vom Kolben ausgeschobene Abgas in Richtung Auspuff weiter, so dass beim folgenden Ansaugtakt wieder Frischgas vor dem Ventil liegt. So lassen sich bei Verbrennungskraftmaschinen eine Steigerung des Füllungsgrads im Zylinder durch vergrößerte Ventilquerschnittsfläche, eine Senkung des Leistungsgewichts sowie eine Vereinfachung des Zylinderkopfes durch Weglassen einer der heute erforderlichen zwei Nockenwellen erreichen.

Schematische zeichnerische Darstellung der Erfindung
(Strömungsrichtung von rechts nach links)



Feld der Erfindung

Verbrennungsmotore nach dem Stand der Technik leiden bei hohen Drehzahlen an einem schlechten Füllungsgrad und daher an einem hohen Leistungsgewicht. Großer technischer Aufwand wird betrieben, um den Füllungsgrad des Motors zu steigern, beispielsweise mit Turboladern und Kompressoren. Weil die Einlassventilgruppe und die Auslassventilgruppe verschiedene Betätigungszeiträume haben, steht jeweils einem Ventil oder einer Ventilgruppe im Zylinderkopf nur die halbe mögliche Querschnittsfläche zur Verfügung, denn die andere Hälfte der verfügbaren Querschnittsfläche wird im gleichen Zylinder von der jeweils anderen Ventilgruppe zu einer anderen Zeit verwendet. Bei herkömmlichen Motorkonstruktionen beträgt die pro Ventil oder Ventilgruppe nutzbare Fläche in der Praxis jeweils weniger als ein Drittel der Zylinderquerschnittsfläche. Entsprechend hoch sind die erforderlichen Gasflussgeschwindigkeiten durch die Ventile und die Gasreibung an den Rändern der Ventilquerschnittsfläche. Es addieren sich beim Ansaugen und Ausschleiben nicht die Gasflüsse, sondern die Arbeit, die der Kolben an einem Zylindervolumen verrichten muss, um die Gasflüsse der Reihe nach erst in den Zylinder hinein und dann aus dem Zylinder heraus zu erzwingen.

Ein Hauptkennzeichen der Einventiltechnik ist, dass der Gasfluss im kombinierten Ansaug- und Abgaskrümmern nun außerhalb des Zylinders quer zu dem einen Ventil oder der einen gleichzeitig betätigten Ventilgruppe des Motors erfolgt und deshalb zu keiner Zeit durch die Ventile des Zylindersystems verschlossen wird.¹⁾

Ein weiteres Hauptkennzeichen der Einventiltechnik ist, dass alle Ventile zu gleicher Zeit betätigt werden oder dass es nur noch ein besonders großes Ventil mit nur einer Nockenwelle pro Zylinder gibt, welches etwa die halbe Fläche des Zylinderquerschnitts bedeckt, denn dies ist das theoretische Optimum. Bei Reihenmotoren ist überhaupt nur eine Nockenwelle erforderlich. Unter Berücksichtigung des Flächenverlusts durch den Ventilschaft muss dieses ein Ventil etwa das 0,8-fache des Zylinderdurchmessers haben.

Ein weiteres wichtiges Merkmal ist, dass der klassische Turbolader bei der Einventiltechnik nicht funktioniert, weil kein Abgasdruck mehr zur Verfügung steht. Downsizing in dem Sinne, dass man den Motor verkleinert, um ihn dann aufzuladen und bei gleicher Drehzahl trotzdem noch die gleiche Maximalleistung herauszuholen, ist hier also keine Option. Jede Strömungsmaschine, die analog zum Turbolader ergänzend eingesetzt werden soll, muss mechanisch von der Hauptwelle des Motors angetrieben werden oder einen eigenen Antrieb besitzen.

Bei der Einventiltechnik kann stattdessen an der Leistungsschraube im Zeitbereich gedreht werden, indem man die Drehzahl weiter erhöht und so trotzdem aus kleinvolumigeren Motoren wieder mehr Leistung herauskitzelt. Es ist nicht einzusehen, warum die wunderbare Fähigkeit zum verbesserten Ladungswechsel nicht auch bis jenseits von 10.000 Umdrehungen pro Minute funktionieren sollte, womit dann der Motor bei gleicher Maximalleistung ebenfalls ein gutes Drittel kleiner konstruiert werden kann als ein Aggregat mit zwei Ventilgruppen, das bei 6.000 Umdrehungen schon fast erstickt oder dem dabei die Auslassventile wegschmelzen. Damit ist die Einventiltechnik prädestiniert für den Renneinsatz. Allerdings führt Downsizing auch hier wieder zu relativ steigenden gasdynamischen Verlusten, weil natürlich mit dem Motor auch das Ventil wieder kleiner wird.

¹⁾ Eine Überprüfung könnte dadurch erfolgen, dass man zu beliebiger Zeit durch das ganze Ansaugsystem bis zum Auspuff hindurchblasen kann, zum Beispiel bei Motorstillstand. Die Gegenprobe zeigt, ob dies dann nicht mehr möglich ist, sobald man den Auspuff zuhält. Die dritte Probe ergibt, ob der Motor auch dann wie erwartet jedes Mal ausgeht, wenn man den Auspuff im Betrieb zuhält.

Genauere Beschreibung der Erfindung:

Der Zylinderkopf hat nur ein riesiges Ventil, das im Verhältnis zum Zylinderquerschnitt so groß ist wie möglich. Der begrenzende Faktor für die Ventilgröße ist praktisch nur der maximal mögliche Strömungsquerschnitt, der zwischen Zylinderbohrung und Ventiltellerrand noch übrig bleibt, der Ventildurchmesser soll also etwa 1-durch-Wurzel-2-mal ($0,7x$) den Zylinderdurchmesser betragen. Dann nämlich ist die Fläche zwischen Ventiltellerrand und Zylinderwandung ebenso groß wie die Tellerfläche des Ventils; dies ist das Optimum. Wenn man die Fläche des Ventilschaftes berücksichtigt und abzieht, muss das Ventil sogar etwa 0,8-mal so groß sein wie der Zylinderdurchmesser.

Dieses eine Ventil liegt an einem Rand der Zylinderquerschnittsfläche bzw. Zylinderwandung. Zündkerze oder Glühkerze und Einspritzdüse (falls erforderlich) liegen dem Ventilteller gegenüber auf der anderen Seite des Zylinders nebeneinander. Es muss sowieso noch ein ausreichender Strömungsquerschnitt übrig bleiben, und der kann auch ein wenig asymmetrisch liegen. Optimal in der Mitte kann ein großes Ventil ebenfalls liegen, aber dies schränkt die Lage und Größe von Zündquelle und Kraftstoffdüse sehr ein (falls vorhanden).

Es ist also auch nur eine Nockenwelle pro Zylinder erforderlich, beziehungsweise überhaupt nur eine für einen Reihenmotor. Egal wie der Motor ansonsten ausgeführt ist, erfolgt die Sortierung von Frischluft und Abgas nicht dadurch, dass der Gasfluss in getrennte Rohrsysteme aufgrund von Ventilsteuerzeiten erzwungen wird, sondern einzig dadurch, dass der kombinierte Abgas-/Frischluftrücker ein durchgehendes großes Rohr ist, das widerstandsarm von Frischluft durchströmt wird. Dieses Rohr liegt so am oder auf dem Zylinderkopf, dass die ganze Querschnittsfläche des Ventils vom durchgehenden Krümmer bedeckt ist. Der Ventilschaft und auch das Einspritzventil führen einfach mitten durch den Krümmer durch. Wichtig ist nicht die Geschwindigkeit und der Druck dieser Strömung, sondern nur, dass unter den an dieser Stelle herrschenden Bedingungen mindestens ein Zylindervolumen entspanntes Abgas widerstandsarm hindurchgeflossen sein kann, bevor die nächste Frischluftfüllung angesaugt wird. (Diese Bedingung ist, wie die nachfolgenden Berechnungsbeispiele zeigen, sehr leicht erfüllbar.) Die Strömung wird einfach irgendwie erzwungen, zum Beispiel mit einem Lüfter auf der Frischluftseite. Da nun das eine Ventil oder die eine Ventilgruppe vom Beginn des Ausschubtaktes bis zum Ende des Ansaugtaktes offen bleibt, besteht am oberen Kolbentotpunkt die Gefahr einer Kollision zwischen Kolben und Ventilteller. Daher muss die Antriebsnocke gegebenenfalls in der Mitte ein wenig abgeflacht sein, so dass das Ventil zum Zeitpunkt des oberen Kolbentotpunktes auf Kosten des maximalen Durchlassquerschnitts ein wenig zurückweicht.

Es folgen nun zwei überschlägige Rechnungen, die den Vorteil der größeren Ventilfläche darlegen. Der Zylinder in den Beispielen hat 500 ccm² Hubraum, 88mm Durchmesser, eine Querschnittsfläche von etwa 60cm² und der Motor dreht sich mit 6000 UPM oder 100 U/sec. Mit zwei konventionellen Ventilen ist hier Schluss, das ist aber bekanntlich möglich. Der Ausschubtakt dauert also 1/200 Sekunde.

Beispiel Gasflussgeschwindigkeit am Ventil:

An einem einzelnen konventionellen Auslassventil mit 44mm Tellerdurchmesser ergibt sich ein Strömungsquerschnitt von

Zylinderquerschnittsfläche $\pi \cdot R^2 = 3,14 \cdot 44^2 = 60,8 \text{ cm}^2$;

Ventilquerschnitt $\pi \cdot r^2 = 3,14 \cdot 22^2 = 1519 \text{ mm}^2$, rund 15cm²;

die Ventile bedecken also jeweils 15cm² / 60cm² = 1/4 des Zylinderquerschnitts.

Die mittlere Gasflussgeschwindigkeit beträgt nun 500cm³/15cm²/0,05sec = 666cm/sec oder **66m/sec**. (In Wirklichkeit ist sie weit höher, denn das heiße Abgas hat mindestens den doppelten Kompressionsdruck, die Ventilquerschnittsfläche ist deutlich kleiner als 1/4 des Zylinderquerschnitts, und die Kolbengeschwindigkeit ist eine Sinusfunktion der Kurbelwellendrehung; daher kommt die Gasflussgeschwindigkeit tatsächlich in den Bereich der Schallgeschwindigkeit).

Vier konventionelle Ventile können dagegen bis zu 0,68 mal die Fläche des Zylinderquerschnitts aufweisen, also etwas mehr. Das ist der Grund, warum seit 25 Jahren fast nur noch Motoren mit vier oder sogar noch mehr Ventilen gebaut werden. Die Gase müssen sich also beim Ladungswechsel durch die Spalte **zweier Ventile** quälen, die zusammen maximal magere 34% der Zylinderfläche groß sind: 60,8 cm² * 0,34 = 20,6cm². Die mittlere Gasflussgeschwindigkeit beträgt dann 500cm³/20,6cm²/0,005sec = 4 85cm/sec oder **48 m/sec**.

Kommt hingegen ein **Einventiltechnik-Ventil** mit 0,7-mal 60cm² zum Einsatz, also mit 42cm², dann beträgt die mittlere Gasflussgeschwindigkeit 500cm³/42cm²/0,005sec = 2381cm/sec = **24m/s**. Die Gasflussgeschwindigkeit ist also auf ein Drittel bzw. auf die Hälfte reduziert.

Beispiel Gasflussgeschwindigkeit im Krümmer:

Der Krümmer hat die eineinhalbfache Querschnittsfläche wie der Zylinder, im obigen Beispiel also 90cm². Der Durchmesser beträgt damit etwa $\sqrt{90 \text{ cm}^2 \cdot 4 / \pi} = 107 \text{ cm}^2$. Hier müssen nun in erster Näherung 500cm³ Abgas in 1/200 Sekunde beiseite geschoben werden. Die erforderliche Flussgeschwindigkeit liegt bei 500cm³/90cm²/0,05sec = **11,11m/sec** oder etwa 40 km/h. Anderes Beispiel: Wenn das Rohr einen größeren Durchmesser von 16 cm hat, also etwa 200 cm² Querschnittsfläche, dann müssen 10.000cm³/200cm² in einer Sekunde fließen, das sind etwa 5 m/s. Das ist sehr wenig, wenig mehr als bei einem Schreibtischlüfter. Selbst wenn man annimmt, dass der Volumenstrom wegen der thermischen Expansion der Abgase mehr als 15m/Sekunde betragen muss, sind solche Geschwindigkeiten absolut kein energetisches Problem.

Hat man sich für eine immer gleich bleibende Strömungsrichtung im Krümmer entschlossen (was aber nicht mehr zwangsläufig notwendig ist), gelingt der verwirbelungsfreie Ausschub ohne Vermischung von Frischluft und Abgas am besten, wenn sich der Krümmer in Ansaugrichtung ein wenig verjüngt und sich in Abgasrichtung etwas aufweitet, also eine schwach konische Form hat. Der Ventilschaft und das Einspritzventil führen zwar mitten durch den Krümmer durch, aber hier gibt es keine so großen Temperatur- und Druckprobleme wie heute am Auslassventil von Verbrennungsmotoren mit dediziertem Auspuff, weil dasselbe Ventil abwechselnd von heißem Abgas und dann von kalter Frischluft umspült wird.

Es wird nun auch leicht möglich, die Form des Krümmers daraufhin zu optimieren, dass der verbleibende Raum zwischen Kolben und Ventil optimal ausgeräumt wird, indem man einfach beide mit durchsichtigen Plastikrohren simuliert. Statt eines Kolbens setzt man am Totpunkt ein Sieb ein und beobachtet einfach die Strömungen im simulierten Zylinderkopf mit echtem Ventil und echtem Ventilsitz, indem man von den zwei Seiten verschiedenfarbige Aerosole einströmen lässt. Man braucht nur darauf zu achten, dass die gewählten Ventilsitzformen und Krümmerformen bei verschiedenen Fließgeschwindigkeiten eine halbwegs gleiche Durchspülung des Ventilbereichs ermöglichen. Plötzlich einsetzende Turbulenzen stören nämlich die Genauigkeit der weiter unten beschriebenen Inertgassteuerung. Will man die Durchspülung des Ventilsitzbereichs durch Verengungen im Querströmkrümmer erzwingen, dann schleichen sich die energetischen Probleme mit dem Gasfluss an dieser Stelle wieder ein, denn die Gasflussgeschwindigkeit muss dazu immer mehr ansteigen und es entsteht ein Druckabfall. Es ist also sinnvoll, sich mit dem Gedanken anzufreunden, dass ein absolut perfekter Gaswechsel auch mit der Einventiltechnik nur theoretisch möglich ist. Immerhin wird der Füllungsgrad der Maschine erheblich besser und damit das Leistungsgewicht geringer.

Wer eine vorhandene Motorkonstruktion mit 4 Ventilen recyceln will, muss bedenken, dass bisher keine Rücksicht darauf genommen wurde, wie groß das Anschlussvolumen zwischen Ventil und Ansaug-/Abgasverrohrung ist. Dieses Volumen ist aber gleich dem Inertgasanteil, der unweigerlich nicht von der Querströmung verdrängt, sondern gleich beim nächsten Ansaugtakt wieder eingesaugt wird. Das ist das konstruktive Haupthindernis bei der Wiederverwertung alter Zylinderkopfdesigns.

Dies ist also auch ohne weitere Tricks schon eine gute Optimierung für Direkteinspritzer, bei denen die Leistungsverringerung durch eine Mindereinspritzung erzielt wird. Dies sind heute praktisch alle Dieselmotore. Allerdings gibt es nun keine Möglichkeiten zur klassischen Drosselung oder zur Turboaufladung mehr, es ist also wenig gewonnen, wenn man sich nicht auch energetisch günstigere Varianten der

Leistungsverringerung einfallen lässt als heute üblich. Dies gilt gleichermaßen für Otto wie für Diesel, auch beim Diesel bedeutet kleinster Kraftstoffdurchsatz pro Luftdurchsatz größte Verluste.

Eine Klappe funktioniert immer noch zur Flusssteuerung, aber ihr Wirkmechanismus ist nun ein anderer und ist daher auch für Direkteinspritzer geeignet. Wenn der langsame Gasfluss zu einem Zylinder gezielt für einen oder mehrere Arbeitstakte unterbrochen oder gebremst wird, wird das Abgas einfach wieder in den Zylinder eingesogen. Die thermischen Kompressionsverluste im Verlaufe des Kolbenzyklus fallen nun aber geringer aus, weil das Abgas vor dem erneuten Durchlauf noch warm ist, es deswegen also keinen zusätzlichen thermischen Verlust bedeutet, wenn es auch nachher den Zylinder warm wieder verlässt. Eine Leistungssenkung lässt sich nun energetisch günstig als binäres On/Off-Ratio ganzer Zylindertakte, auch mehrerer in Folge, ebenso zuverlässig erreichen wie die Sperrklappe im Krümmer schnell ist. Das entspricht also einer Abgasrückführung direkt am Ventil und kann bei niedrigen Drehzahlen funktionieren.

Schwieriger wird es, ein genau dosiertes Mischungsverhältnis aus Inertgas und Frischgas hinzubekommen, um einen energetisch sinnvollen Teillastbetrieb mit möglichst viel Inertgas kontrolliert ablaufen zu lassen (Stichwort Magermotor). Dazu eignet sich ein gesteuerter Elektrolüfter im Frischluftteil. Seine Drehzahl definiert die Gasflussgeschwindigkeit; diese muss primär proportional zur Motordrehzahl bleiben. Schnellerer Gasfluss bei gleicher Motordrehzahl bedeutet mehr Frischgasfüllung, langsamerer Gasfluss bedeutet einen wachsenden Inertgasanteil, denn wenn ein Teil des Abgases vor dem nächsten Ansaugtakt noch nicht beiseite geschoben wurde, wird er wieder aus dem Krümmer zurück in den Zylinder gesaugt. Es denkbar, einen Ventilator mechanisch an die Kurbelwelle zu koppeln und einen zweiten Ventilator elektrisch hauptsächlich den nichtproportionalen Anteil des Luftstroms regeln zu lassen, so dass der Motor nicht ausfällt, wenn Teile des Lüftungssystems versagen. Allein durch eine gesteuerte Verringerung der Gasflussgeschwindigkeit kann man also den Inertgasanteil deutlich erhöhen und damit die Stickoxidemissionen senken, bis entweder mehr Leistung gebraucht wird und mehr Drehmoment nur noch mit mehr Luftsauerstoff zu erzielen ist, oder bis bei gegebener Leistung das Ventil oder die Ventile wegschmelzen (Bauteilschutz). Das reicht eigentlich schon, weil das System sich mit jedem Ventiltakt selbst neu synchronisiert.

Der Luftfilter muss gegenüber heutigen Dimensionierungen größer ausgeführt werden, damit er keine Gasflussbremse mehr darstellt. Am besten ist ein zweistufiges Filtersystem geeignet. Die erforderliche Luftströmung kann bei Fahrt durch den Winddruck erzeugt werden, oder kann durch einen mechanischen oder elektrischen Lüfter erzwungen werden oder, wenn

sie auch zu anderen Zwecken erzeugt oder benötigt wird, sie kann einfach mitgenutzt werden.

Auch bei diesem Zylinderkopftyp ist es nach wie vor möglich, den Druck vor dem Ventil zu erhöhen, um den Füllungsgrad weiter zu steigern. Allein, dies wird schwieriger. Denn die gasdynamische

Strömungsmaschine, die parallel zum Motor laufen soll („Turbo“), muss nun vom Motor selbst mechanisch angetrieben werden oder einen eigenen Antrieb haben, weil kein Abgasdruck mehr zur Verfügung steht.

Ansprüche der Erfindung

Kolbenkraftmaschine nach dem Stande der Technik, insbesondere Verbrennungsmotor, mit einem Ventil oder mehreren funktional und zeitlich parallel wirkenden Ventilen pro Zylinder,

1) jedoch gekennzeichnet dadurch, dass ein durchgängiges Rohrsystem für Frischluft und Abgas, der sogenannte Querströmkrümmer, außerhalb des Zylinders am Zylinderkopf vorbeiläuft, dabei die gesamte Querschnittsfläche des Ventilsitzes oder der Ventilsitze im Zylinderkopf umschließt, aber zu keiner Zeit durch die Ventile des Zylinders verschlossen wird, und der es auf diese Weise ermöglicht, Gasvolumenströme in der Größenordnung des Hubraums der Maschine in der für einen Kolbenzyklus (Ausschubtakt) benötigten Zeit sehr widerstandsarm am Zylinder vorbeizuschleichen und stromab in Richtung Auspuff zu verdrängen, so dass der Kolben die Zylinderfüllung ebenfalls sehr widerstandsarm in den neuartigen Krümmer verdrängen und aus dem neuartigen Krümmer widerstandsarm Frischgas ansaugen kann;

2) jedoch gekennzeichnet dadurch, dass nur noch ein Ventil pro Zylinder benötigt wird, dessen Tellerdurchmesser mit etwa $1/\sqrt{2}$ (0,7x) des Zylinderdurchmessers (oder sogar etwas mehr) etwa eineinhalb- bis zweimal so groß ist wie in gängigen Motorkonstruktionen und daher weniger Gasreibung verursacht;

3) ferner obige Maschinen, jedoch gekennzeichnet dadurch, dass die erforderliche Zufuhr des

Arbeitsmediums in das Krümmersystem nicht durch eine Saugwirkung des Kolbens erfolgt, sondern auf andere Weise durch erkennbar zu diesem Zweck dienenden Konstruktionselementen des funktionalen Gesamtsystems herbeigeführt wird, darunter insbesondere eine vergrößerte Öffnungsfläche des Rohrsystems zur Nutzung von Winddruck am Bug von Kraftfahrzeugen, aber auch von der Kolbenmaschine selbst mechanisch angetriebene oder elektrisch betriebene Vorrichtungen wie Lüfter, Turbinen oder ähnliches im Frischluftteil des Krümmersystems, die eine Luftströmung durch den Querströmkrümmer erzwingen;

4) ferner obige Maschinen mit mechanischen Elementen, die geeignet sind, den Gasfluss durch das kombinierte Abgas- und Frischluftsystem über den Zylinder hinweg gezielt zu behindern, zu unterbrechen oder zu beschleunigen, insbesondere Klappen, Gasventile und gesteuerte Lüfter;

5) ferner obige Maschinen mit besonders geformten Antriebsnocken für das Ventil oder die Ventile, wobei in der Mitte der Nocke (an der Stelle, die dem oberen Kolbentotpunkt zwischen Ausschub- und Ansaugtakt entspricht) eine Abflachung liegt, die den Ventilteller in Nähe des oberen Kolbentotpunktes ein wenig zurück bewegt, damit der Kolben höher fahren kann;

6) ferner obige Maschinen mit besonders geformtem Kolben, der dem tiefsten Punkt des Ventils durch konkave Formgebung mehr Raum lässt.

Nach der Behandlung der Frage der Ventilgröße kommt die Frage an die Reihe, wie man die Abgasentspannung verbessern kann. Das Problem ist, dass das Abgas noch zu heiß ist. Heißes Abgas bedeutet aber, man ahnt es irgendwie, unnötige Verluste. Ein Griff in die technische Trickkiste wäre der Depletion Turbo für konventionelle Ottomotore. Das Prinzip ist schnell erklärt:

Teil 2: Der Depletion Turbo – verbesserte Abgasentspannung bei Ottomotoren

Der Depletion Turbo - Unterdruckturbo für Benziner: Beschreibung der Erfindung

Ottomotoren sind heute zwar mit Direkteinspritzung, Luftüberschuss und Magerkonzepten fast bis zur Unkenntlichkeit dem Diesel angenähert, aber sie zeichnen sich nach wie vor dadurch aus, dass man den Motor mit einer Drosselklappe mutwillig größtenteils abwürgt. Verzweifelt ringt er nach Luft, der Ansaugdruck kann auf wenige hundert Hektopascal absinken. Was für eine Energieverschwendung! Denn der Motor läuft nur deshalb weiter, weil er das Abgas so stark aufheizt, dass es durch die thermische Expansion den immensen Druckverlust am Drosselventil ausgleicht. Das ist eine ganz erhebliche Pumparbeit und Kraftstoffverschwendung. Der Depletion Turbo ist nun eine strömungsdynamische Maschine, die genau das Gegenteil von einem Turbolader bewirkt. Sie senkt das Druckniveau vor und hinter dem Motor ab und nutzt als Antriebsenergie das Druckgefälle zum Motor hin, statt wie bisher den Abgasüberdruck. Das verringert den Massendurchsatz und damit die Pumparbeit an den Ventilen, aber zugleich wird auch die Pumparbeit an der Stelle, wo heute die Drosselklappe sitzt, sinnvoll nutzbar

gemacht: das Abgas wird mit der vor dem Motor gewonnenen Drehenergie hinter dem Motor gegen den Umgebungsdruck wieder herausgesaugt. Dann muss der Motor das Abgas zur Ausgleichsexpansion nicht so stark aufheizen, was ja mit Kraftstoff geschieht, bis wieder der Umgebungsdruck erreicht ist. Mit weniger Kraftstoff reicht dank des Depletion Turbo auch ein geringerer Abgasdruck deutlich unter dem umgebenden Luftdruck aus. Abgesehen davon ließe sich hier auch der Bordgenerator ansiedeln, da sich die Turbine ja meistens schnell dreht und sowieso Leistungen im Kilowattbereich um den Motor herum transferiert werden. Es ist durchaus sinnvoll, den Depletion Turbo mit einem Turbolader zu kombinieren: zwei Rohrklappen bzw. Umschaltventile, je eine vor und eine hinter dem Motor, führen den Luft- und Abgasstrom bei geringer Last durch das Depletion Turbo-System und bei hoher Last durch das Turbolader-System. Solche Umschaltklappen sind heute technisch ausgereift und werden meist nur zu wirklich weit profaneren Zwecken benutzt, nämlich dem akustischen Tuning im Ansaugtrakt.

Ansprüche der Erfindung:

Gasdynamische Strömungsmaschine aus zwei mechanisch gekoppelten Turbinen vergleichbar einem Turbolader nach den Stand der Technik in Verbindung mit einem Verbrennungsmotor,

- 1) jedoch mit jeweils invertierter Flügelneigung im Vergleich zum Turbolader, gekennzeichnet dadurch, dass die Antriebsturbine nicht hinter, sondern vor dem Verbrennungsmotor liegt und durch den Unterdruck auf der Ansaugseite des Verbrennungsmotors und die Luftströmung zum Motor hin angetrieben wird, und dass die mechanisch gekoppelte Turbine im Abgasstrang eine Saugturbine ist, die das Abgas gegen den höheren Umgebungsdruck aus dem Motor wieder herausaugt.
- 2) Gasdynamische Strömungsmaschine wie ein Turbolader nach dem Stand der Technik, aber gekennzeichnet dadurch, dass die Flügelneigungen sowohl auf der Frischluft- als auch auf der Abgasseite variabel so weit verstellbar sind, dass sich die Wirkungsrichtung der Strömungsmaschine umkehren lässt.
- 3) Umschaltklappen im Ansaug- und Abgaskrümmen, die dazu dienen, den Motor kontrolliert entweder in einen Turbolader (Druckerhöhung) oder einen Depletion Turbo (Druckabsenkung) einzuschleifen.

Der eigentliche gedankliche Sprung führt aber zu einem anderen Ansatz.

Der Vorteil der konventionellen Viertakttechnik gegenüber der Zweitakttechnik ist, dass die Verbrennung – zumindest bei niedrigen Drehzahlen - im Zylinder vollständiger erfolgen kann. Trotz eines drastisch erhöhten Leistungsgewichts ist also die Viertakttechnik wirtschaftlicher. Offensichtlich reicht aber die Zeit für die physikalischen Gasprozesse beim Viertakter nicht aus, um die Drehzahl so weit zu erhöhen, dass erheblich geringere Leistungsgewichte möglich werden als heute. Jeder Ansatz, das trotzdem hinzubekommen, bedeutet bisher einen so tiefen Griff in die technische Trickkiste (Turbolader, Downsizing), dass das Gesamtgewicht wieder ansteigt und den Vorteil nicht nur durch jede Menge Kosten, sondern auch prinzipiell wieder zunichte macht.

Einerseits sinkt der Füllungsgrad bisher ab, wenn die Zeit pro Füllvorgang sinkt (der Motor sich also schneller dreht), weil der Ansaugdruck mit der Fließgeschwindigkeit absinkt. Dazu wurde oben bereits ein Vorschlag unterbreitet (die Einventiltechnik).

Andererseits sinkt aber auch die Zeit für den Brennvorgang mit der Drehzahl ab. Sind mit besserer Fülltechnik höhere Drehzahlen möglich, wird dies immer stärker zum Problem. In heutigen Rennmotoren fließt das Abgas regelmäßig noch brennend in den Auspuff – was für eine Verschwendung! Die einzige Möglichkeit, diese Zeit für den Brennvorgang zu verlängern, besteht erstaunlicherweise darin, noch mehr Arbeitstakte auszuführen. Aus dem Viertakter wird also ein Sechstakter. Dabei ist es für den Prozesswirkungsgrad grundsätzlich egal, wie die sechs Takte ermöglicht werden, also wie viele Ventile pro Zylinder bemüht werden. Wenn man sich aber überlegt, dass die Fülltechnik heute schon die Wirkungsgradgrenze und damit indirekt auch die Leistungsgrenze markiert, ist nicht zu erwarten, dass ein Sechstakter mit zwei, vier oder gar noch mehr Ventilen gleichzeitig ein höheres Leistungsgewicht und auch noch einen besseren Wirkungsgrad erzielen kann. Ansonsten ist erlaubt, was gefällt.

Im ersten Schritt geht es beim Sechstakter zunächst nur um die Verlängerung der möglichen Kraftstoffbrenndauer vom heutigen Viertel der Prozessdauer (einer von vier Takten) auf deren Hälfte (drei von sechs Takten), also um eine Zeitbereichsoptimierung um satte hundert Prozent. Das System Sechstakter bietet aber, wie in Teil 4 noch zu sehen sein wird, auch entscheidende weitere Vorteile.

Teil 3: Der Sechstakter - höherer Wirkungsgrad durch bessere Abgasentspannung und geringeres Leistungsgewicht durch viel höhere mögliche Drehzahlen

Es geht also um den Ansatz, nach den Takten 1 (Ansaugen), 2 (erste Kompression) und 3 (erster Arbeitstakt) nicht sofort wieder einen Auslasstakt folgen zu lassen. Stattdessen folgen ein weiterer Kompressionstakt (4) und ein weiterer Arbeitstakt (5). Erst dann folgt der Ausschubtakt (6).

Nun kann man Sauerstoff nur einmal oxidieren, aber es sind jetzt zwei Arbeitstakte da, für deren Dauer der Zylinder, auch dazwischen, geschlossen bleibt, und in deren Verlauf kein neuer Luftsauerstoff in den Zylinder gelangen kann. Es muss also die Verbrennung in den zwei Arbeitstakten sozusagen langsamer ablaufen als bei einem Viertakter. Das ist möglich, wenn man sich von der absoluten Dauer eines Taktes löst. Läuft die Maschine langsam, erfolgt die Verbrennung in zwei Einspritzintervallen. Es wird in den zwei Arbeitstakten jeweils die Hälfte der verfügbaren Sauerstoffmasse verbrannt. Die Verbrennung hat mehr Zeit, sauber und

vollständig abzulaufen. Das ist ganz entscheidend wichtig, wenn man dem Motor durch eine höhere Drehzahl mehr Leistung entlocken und damit das Leistungsgewicht absenken will. Es entsteht zweimal an den richtigen Stellen, also zur richtigen Zeit im Verlaufe der Kurbelwellendrehung, das gewünschte Drehmoment.

Ein wichtiger Aspekt ist auch, was mit der Kompressionsarbeit passiert. Beim Sechstakter summieren sich (De-)Kompressionsarbeit und Verbrennung zweimal in der Gasmasse. Damit ähnelt das System stärker einer Gasfeder. Die Verluste durch zusätzliche Pumparbeit entstehen aber hauptsächlich beim Ladungswechsel durch ungünstige Ventilsteuerzeiten, besonders bei hohen Drehzahlen, wo bei der Viertakttechnik die Ventilsteuerzeiten in die benachbarten Prozessphasen hineinverlegt werden müssen, damit noch genügend Zeit für die Gasflüsse

bleibt. Beim Sechttakter sind dagegen entweder die Takte 2 und 3 oder die Takte 4 und 5 in jedem Fall hermetisch geschlossen und bieten damit fast idealtypische Bedingungen. Im Durchschnitt verbessern sich damit die Bedingungen des gesamten Zyklus. Zwar muss auch hier angesaugt und ausgeschoben werden, aber wenigstens ist die Zeitverteilung günstiger. Die Kompressionsarbeit ist besser auf den Arbeitszyklus verteilt, und sie kann zweimal durch Verbrennungsphasen "aufgefüllt" werden.

Die absolute Entspannungstrecke für das Gasvolumen hat sich virtuell verdoppelt, denn der Arbeitseintrag (Kraftstoffverbrennung) findet zweimal statt, der Wechsel zwischen Kompressionsarbeitsaufnahme und Dekompressionsarbeitsabgabe dagegen nur einmal. Dazwischen findet energetisch gesehen praktisch nur eine Gasfederschwingung statt.

Ferner läuft der Motor nun ruhiger und lässt sich leichter starten. Dadurch, dass die reinen Arbeitsphasen des Motors 2/6 des Prozesses dauern (33%) und nicht nur 1/4 wie beim Viertakter (25%), eignet sich dieser Motortyp besonders gut für kleine, schnell laufende Dreizylindermotoren. Sinnvollerweise wird man ihn als Reihenmotor auslegen, dann ist nämlich zusammen mit der Einventiltechnik nur eine Nockenwelle nötig. Der Motor wird leichter, billiger und läuft auch mit weniger Zylindern viel runder.

Wenn die Maschine sich langsam dreht, fallen die Kompressionsverluste wegen der anderen Zeit-Druck-Temperaturfunktion geringer aus, weil bei einer langsameren Kompression weniger thermische Energie verloren geht. Ferner ist der Zylinder hier auch gut gefüllt. Die ganze Gasfüllung kann in zwei Schritten in zwei aufeinanderfolgenden Arbeitstakten reagieren, die Temperaturen und damit die thermischen Verluste sowie die Stickoxidbildung bleiben geringer. Es findet eine gute Entspannung statt, weil der Druck zeitlich optimal verteilt werden kann. Der Abgasdruck ist nach der besseren Entspannung durch zwei Hübe gering (die Abgastemperatur ist geringer), also geht auch weniger Hitze beim Ausschieben verloren.

Wenn die Maschine sich aber sehr schnell dreht, taucht wieder das bekannte Problem mit der Zeit auf. Auch der Sechttaktmotor muss sich schließlich schnell drehen, wenn er viel Leistung abgeben soll. Aber da die „heiße“ Phase des Prozesses nun nicht mehr 1/4 (25%) dauert, sondern 3/6 (50%), kann der Motor sich doppelt so schnell drehen, bevor wieder die gleiche kurze Brenndauer erreicht ist wie vergleichsweise beim Viertakter.

Der Hauptvorteil des Sechttakters ist aber die Möglichkeit, dass man das Ventilöffnungsfenster fast beliebig durch den ganzen Prozess verschieben kann (siehe den folgenden Teil 4). Es brauchen nur Einlass- und

Auslasszeitpunkt, die ja im Abstand von zwei Takten bzw. einer Kurbelwellenumdrehung aufeinander folgen, parallel zueinander verschoben werden, was einer ganz banalen Relativverdrehung der Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle entspricht. Siehe hierzu eine einfache Vorrichtung weiter unten. Dabei ist eigentlich egal, ob das Öffnungsfenster nach früh oder spät verschoben wird. Es sinkt dann der Füllungsgrad, und das bei optimal sauberem Frischgas (denn der Kolben räumt das Abgas ja nach wie vor am oberen Totpunkt komplett aus), es entsteht aber kein zusätzlicher Kompressionsverlust, weil die Kompressionsarbeit fast komplett in der Gasfeder stecken bleibt, die das eingeschlossene Zylindervolumen über 4 Takte hinweg bildet. Dies ist die energetisch optimale Lösung zur Senkung der Gasverdichtung, ohne dass man sich die Nachteile der primitiven Drosselung in Form des leidigen fehlenden Abgasdrucks am Ende des Arbeitstaktes wie beim 4-Takt-Ottomotor erkauft. Außerdem funktioniert diese Art der Verdichtungsabsenkung und damit die virtuelle Verringerung des Hubraums nun auch beim Diesel. Beim Sechttakter schadet es gar nichts, wenn ein Arbeitstakt teilweise durch einen hineinwandernden Ventilöffnungszeitpunkt beschnitten wird, weil ja noch ein zweiter vollständiger Arbeitstakt zur Verfügung steht. Einzig die Laufruhe des Motors steigt dann ein wenig an.

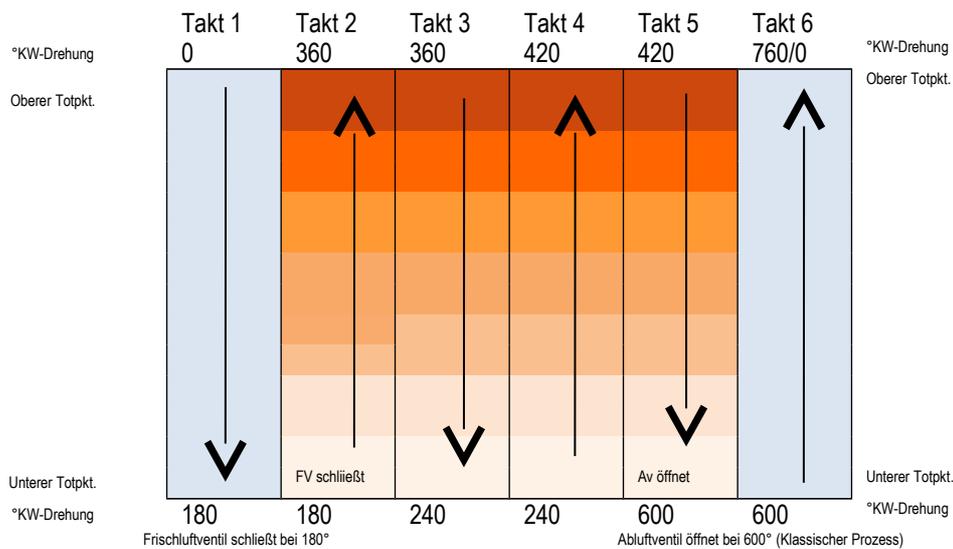
Längere Prozesszyklen als Sechs Takte sind in der Fahrzeugtechnik nicht mehr sinnvoll. Zwar kann man sich auch 8- und 10-Takter noch vorstellen, allerdings nur noch als Ultrasparmotor für Sonderanwendungen. Da mit wachsender Taktzahl, aber gegebener Gasmenge kaum noch Druckdifferenzen durch Kraftstoffeinspritzung und Verbrennung erzielbar sind, wird es mit der Energiezufuhr schwierig. Es hapert einerseits am Gaswechsel, der spätestens ab dem 8-Takter entweder zu selten oder (bei hohen Drehzahlen relativ) zu langsam erfolgt und wieder zu einem Anstieg des Leistungsgewichts führt, wenn man sich mit externer Technik darum kümmert, und es hapert andererseits an der Nockenwelle, die nun immer steilere Nockenflanken haben muss, welche ab dem 8-Takter die Ventile nicht mehr problemlos betätigen können. Ferner sind auch mit dem Sechttakter Inertzyklen möglich, zumindest mit der Einventiltechnik; denn wenn man den Gasfluss im Krümmer hemmt, erhält man praktisch das gleiche Ergebnis wie einen Zwölfakter. Weil nun drei Kurbelwellenumdrehungen vergehen, bis der nächste Gaswechsel entweder stattfinden oder das gleiche Gas wieder eingesaugt werden soll, wird es sogar einfacher, Inertzyklen mit einer Klappe zu erzwingen, denn Klappen sind ja nicht beliebig schnell. Ferner ist das Potential zur Verdichtungssteuerung durch eine Verschiebung des Ventilöffnungsfensters gegenüber den Taktgrenzen bereits mit dem Sechttakter voll nutzbar, daran ändern auch weitere Takte nichts mehr.

Ansprüche der Erfindung:

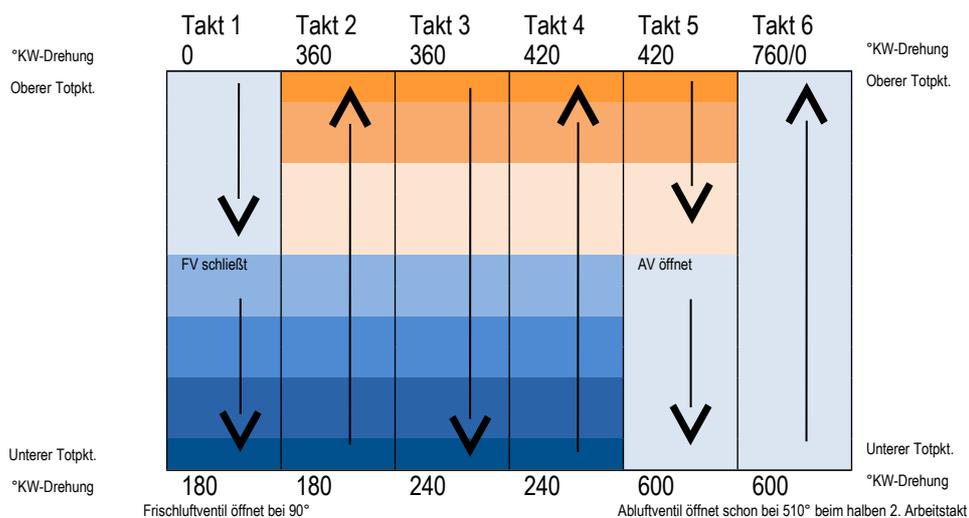
Verbrennungsmotoren nach dem Stand der Technik, jedoch gekennzeichnet dadurch, dass das Antriebszahnrad der Nockenwelle nicht doppelt so viele Zähne hat wie das Abtriebszahnrad an der Kurbelwelle, sondern dreimal so viele, und dass sich die Nockenwelle pro Umdrehung der Kurbelwelle nicht eine halbe Umdrehung weit dreht (Viertakter), sondern nur eine Drittelumdrehung weit (Sechttakter).

Prozessdiagramme

Die Farben deuten die Lufttemperaturänderung aufgrund des Eintrags/Austrags von Kompressionsarbeit / Dekompressionsarbeit an. Blauer bedeutet kälter / dekomprimierter, oranger wärmer / komprimierter. Der Brennprozess läuft zusätzlich und parallel ab und wird hier nicht betrachtet. Eine Drosselung außerhalb des Zylinders ist hier natürlich nicht gemeint, sondern nur das Gassystem im Zylinder selbst.



Beim klassischen Prozess ist der Umgebungsluftdruck der niedrigste mögliche Druck. Der Kolben kann – Ansaugdruckverluste durch die Strömungsdynamik vernachlässigt – den Druck nur erhöhen, indem er das Gas nach Schließen des Ventils komprimiert. Drosselung wird hier wegen der extremen Pumpverluste nicht betrachtet.



Modifizierter Prozess mit verringerter virtueller Verdichtung durch Frühverstellung der Nockenwelle samt Ein- und Auslasspunkt um 90°. Daraus folgt eine Tieferlegung des Druckniveaus im gesamten Prozess ohne Drosselverluste/Pumparbeit, weil alle Druckänderungen in der Gasfeder stecken bleiben und zurückgewonnen werden. Dass der zweite Arbeitstakt halb abgeschnitten wird, ist kein Problem, weil ja der erste noch voll zur Verfügung steht.

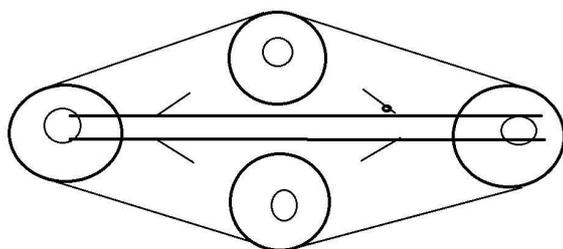
Bis hierher drehte sich alles um das Leistungsgewicht, den Füllungsgrad und die mögliche maximale Motordrehzahl als Bedingung dafür. Der eigentliche gedankliche Sprung führt aber zu anderen Ansätzen. Die Königsdisziplin im Motorenbau ist nämlich, den Hubraum zu beeinflussen – im Teil 4 zunächst einmal nur virtuell in Form der effektiven Gasverdichtung. Der Schlüssel dazu ist das Sechstaktprinzip, das eine Verschiebung des Öffnungsfensters des Kreisprozesses in extrem weiten Grenzen möglich macht, ohne dass man dafür auf mindestens einen vollständigen, hermetisch geschlossenen Arbeitstakt verzichten muss. Dazu gab es oben schon einige Ausführungen. Durch eine Verschiebung des Öffnungsfensters als Ganzes – egal ob nach früh oder spät – ergibt sich eine virtuelle Verringerung von Verdichtung und angesaugter Gasmasse, und wenn man zusätzlich die Einlass- und Auslasszeitpunkte passend einzeln und separat verschiebt, kann man das Druckniveau im Zylinder insgesamt fast nach Belieben absenken, ohne dass man dafür externe Technik wie einen Turbolader bemühen oder zusätzliche Pumparbeitsverluste in Kauf nehmen muss. Das verringert die Verluste im Teillastbetrieb.

Teil 4: Virtuelle Änderung der Verdichtung durch Nockenwellenverstellung

Um den virtuellen Hubraum und damit den Füllungsgrad des Zylinders zu ändern, reicht es, die eine noch nötige Nockenwelle (bei Einventiltechnik, oder beide vorhandenen Nockenwellen) mechanisch gegenüber der Kurbelwelle zu verdrehen.

Bevor der Sinn dieser Übung erklärt wird, hier zunächst das Wie.

Dazu reicht eine Querstange mit zwei Zahnrädern an den Enden, die so zwischen Kurbelwellenzahnrad und Nockenwellenzahnrad angeordnet ist, dass der Umfang der Steuerkette oder des Steuerriemens eine Raute ergibt. Siehe die Abbildung:



Anmerkung: Anpassung Zahnradgröße

Nun kann man die Stange hin- und herschieben, dabei verdreht sich die Nockenwelle relativ gegenüber der Kurbelwelle, während beide weiterrotieren können. Das Ganze ist so primitiv, dass es nicht einmal wirklich eine erfinderische Höhe hat. Zusätzliche mechanische Reibung am Nockenwellenriemen im Vergleich zu heutigen Motorkonstruktionen muss dabei nicht entstehen, denn der Riemen hat auch heute üblicherweise schon zwei Spann- oder Umlenkrollen. Wenn man die Raute flach genug macht, also die Querstange lang im Vergleich zum Abstand zwischen Nockenwelle und Kurbelwelle, dann sind auch keine großen Steuerkräfte oder Abweichungen zu befürchten, obwohl die Diagonale einer Raute (siehe oben den waagerechten Balken) und die Höhe eines Dreiecks (der maximale Auslenkungszustand, dann liegt eine der beweglichen Rollen genau zwischen Abtriebszahnrad an der Kurbelwelle und Antriebszahnrad an der Nockenwelle und diese drei Räder bilden dann die Basis des Dreiecks, während die andere der beweglichen Rollen am anderen Ende der verschiebbaren Stange die Spitze des Dreiecks bildet) nicht ganz genau gleich lang im Verhältnis zu ihrem jeweiligen Umfang sind (und deswegen bei einer Verschiebung der obigen Querstange das kürzer werdende Ende in seinem Umfang nicht

ganz genau der Umfangsverlängerung der länger werdenden Seite entspricht, aber das ist in einem gewissen Bereich vernachlässigbar). Alternativ zu obiger Anordnung sind als Abfallprodukt der Zweiventil-Technik heute auch luxuriösere Nockenwellenversteller verfügbar, zum Beispiel hydraulische Ringkolbenaktoren.

Was passiert, wenn man die Nockenwelle und damit die Ventilsteuerzeiten sehr weit gegen die Kurbelwelle verdreht (siehe die obigen Prozessdiagramme)?

Nun wandern die Öffnungs- und Schließzeiten des einen Ventils so, dass der Ansaugtakt genauso viel kürzer wird wie der (zweite) Arbeitstakt. Entscheidend ist, dass zwar die Ventilöffnungszeiten wandern, die Totpunkte der Kolben aber an der gleichen Stelle bleiben. Es verschiebt sich also das Öffnungsfenster der Ventilzeiten gegenüber den Grenzen der Prozessphasen (Takte). Wenn das Ventil schon auf halbem Weg des Kolbens nach unten während des Ansaugtaktes schließt, sich aber dafür auch schon zur Hälfte des (zweiten) Arbeitstaktes wieder öffnet, dann stellt sich etwas Ähnliches ein wie ein virtueller Hubraum von Null, obwohl ein halber Gasladungswechsel im Zylinder stattfindet und obwohl der Motor weiterlaufen kann, weil der Arbeitstakt ja zumindest halb tatsächlich stattfindet. Der Grund ist, dass sich im Zylinder eine Gasfeder bildet, die an beiden "Enden" (repräsentiert durch die Gasdrücke im Zylinder zu den gerade beschriebenen Ventilöffnungs- und Schließzeiten) gleich stark gespannt ist, wenn man von der Druckänderung durch die Verbrennung absieht. Dies funktioniert naturgemäß beim Sechttakter sehr viel besser als beim Viertakter, weil beim Viertakter ja der Brennvorgang meist zur Hälfte des Arbeitstaktes noch gar nicht beendet ist, beim Sechttakter jedoch trotz dieser massiven Öffnungsfensterverschiebung noch ein ganzer Arbeitstakt mit geschlossenem Zylinder zur Verfügung steht, in dem man sehr wohl auch den ganzen Kraftstoff auf einmal verbrennen kann, wenn man will. Entscheidend ist, dass eine solche Parallelverschiebung des Prozessöffnungsfensters in eine Richtung einer deutlichen **Absenkung der (Gasdruck-) Verdichtung entspricht**, wie sie beim Ottomotor heute nur durch Drosselung erreicht werden kann, dass aber zugleich die **negative (De-)Kompressionsarbeit tatsächlich wieder zurück zur Kurbelwelle fließt, das heißt, ein Großteil der Pumparbeit geht bei dieser Art der Gasdruckniveauabsenkung nicht verloren**. Dies funktioniert bei Otto- und Dieselmotor gleich gut. Man braucht sich bei Nutzung der Einventiltechnik auch überhaupt nicht um Abgasrückführung, Turboaufladung, Sekundärlufteinblasung usw. kümmern, um einen Magermotoreffekt mit Inertgasfüllung zu erzielen, weil das energetisch perfekte Inertgas gleich beim nächsten Ansaugtakt wieder mit eingesaugt werden kann: ganz frisches Abgas. Das wärmt auch einem Dieselmotor selbst dann noch das Herz, wenn die relative Verdichtung (und der damit einhergehende heterobare Temperaturanstieg) durch starkes Verstellen der Nockenwelle eigentlich schon viel zu weit abgesunken wäre. Probleme durch einen Abgasgedruck entstehen auf diese Weise mit der Einventiltechnik nicht.

Ein Sechttakter mit Einventiltechnik und Nockenwellenverstellung, die einen halben Prozesstakt überbrücken kann, ist die praktisch sofort machbare Variante eines Verbrennungsmotors mit virtuell variablem Hubraum mit allen entsprechenden energetischen Vorteilen. Er ist mit Einventiltechnik sogar zugleich noch billiger als ein herkömmlicher Viertaktmotor.

Zusätzlich kann eine Nockenwelle auch axial verschiebbar gebaut und die Nocken mit einer komplexen Formgebung versehen werden. Das heißt, dass die Umfangsform der Nocke, die an einer bestimmten Axialstelle jeweils den Ventilschaft antreibt, sich entlang der axialen Erstreckung der Nocke so ändert, dass eine Axialverschiebung der Nockenwelle dazu führt, dass das Ventil bei anderen Drehwinkeln und damit Prozesszeitpunkten betätigt wird. Damit lassen sich, gegebenenfalls in Kombination mit einer Relativverdrehung zwischen

Kurbelwelle und Nockenwelle, Ventilbetätigungszeiten einstellen, die relativ zu den Kolbentotpunkten sehr asymmetrisch liegen und konstruktiv frei gewählt liegen können.

*Es ist aber Geschmacksache, ob man die Nockenwelle überhaupt verstellt. Nötig ist das gar nicht. Den überflüssigen Massendurchsatz des teilweise nur hin- und herfließenden Gases, das erst in den Zylinder hineinströmt und dann wieder hinaus, und der heute nicht nur an den Ventilen alle Probleme verursacht, kann man sich einfach sparen. Der Königsweg der Motorkonstruktion ist nämlich ein Motor mit **geometrisch variablem Hubraum**, bei dem zwei verschiedene Konstruktionskomponenten – die Kolbenhublänge und die Maschinenhöhe – getrennt voneinander einstellbar werden. Der Vorteil, dass die Maschine bei allen Lastzuständen, auch im unteren Teillastbereich, mit wirklich maximalem Wirkungsgrad laufen kann, wiegt den erheblichen konstruktiven Mehraufwand auf, besonders bei großvolumigen Motoren wie etwa für LKWs.*

Leider ist eine solche ideale Maschine nur mit viel Konstruktionsaufwand machbar. Angesichts der möglichen billigen Alternativen – sei es durch einen Einventil-Sechttakter mit verstellbarer Nockenwelle, oder die Elektromobilität – ist zu befürchten, dass er vielleicht nie gebaut werden wird. Es ist aber zumindest die Überlegung wert, wie man das denn anstellen könnte. Infinity hat die Hürde der einstellbaren Hublänge genommen, aber man kann es sogar noch besser machen.

Teil 5: Der Motor mit geometrisch variablem Hubraum

Vorrede – Drehachse und Pleuelstange, das bisherige Dilemma

Schauen wir uns einmal die Kurbelwelle eines normalen Mehrzylinder-Verbrennungsmotors an. Sie ist konzeptionell eine Ingenieursleistung des 19. Jahrhunderts und entstammt der Dampfmaschine. Als für Schiffsantriebe mehrzylindrige Dampfmaschinen gebaut werden sollten, die ihre Kraft auf eine einzige Abtriebswelle übertragen sollten, da reichte das Konzept des Schwungrades mit einem daran montierten Drehgelenk als Exzenterpunkt nicht mehr aus, denn hier kann nur an einer Seite des Schwungrades eine Pleuelstange befestigt werden. Auf der anderen Seite liegt die gerade verlaufende Abtriebswelle jeder Pleuelstange im Weg. Das Konstruktionsproblem damals lautete also: die Pleuelstange kommt an der Stelle, wo die Zylinderachse die Drehachse der Kurbelanordnung kreuzt, der Drehachse der Abtriebswelle in die Quere.

Die gedankliche Meisterleistung des 19. Jahrhunderts besteht nun bei einer Kurbelwelle darin, dem Ansatzpunkt des unteren Pleuellagers die physikalische Verkörperung der Drehachse der Kurbelmechanik aus dem Weg zu nehmen, damit die Pleuelstange diese Drehachse auch bei mehreren Zylindern in Reihe bei jeder Drehung zweimal durchstreichen kann, ohne physikalisch auf ein Hindernis zu stoßen. (**Unteres Pleuellager: so will ich den Exzenterpunkt an der Kurbelmechanik nennen; das obere Pleuellager ist demnach die Verbindung zwischen Pleuelstange und Kolben.**) Diese "Drehachse" wird dazu aufs Komplizierteste verbogen, bis eben eine Kurbelwelle dabei herauskommt. Eine nähere Beschreibung erübrigt sich, die Form wird als bekannt vorausgesetzt. Eine solche Kurbelwelle ist äußerst schwierig herzustellen, denn sie muss präzise, torsions- und biegesteif sein. Sie muss dazu geschmiedet werden. Nur dann kann sie alle Kolbenkräfte aufnehmen und übertragen, ohne zu Bruch zu gehen, was anfangs übrigens häufiger vorkam.

Nun hat eine Kurbelwelle bekanntlich eine bestimmte Form, die bei der Herstellung endgültig festgelegt wird. Der radiale Abstand der Kröpfungen - also der Exzenterpunkte für die unteren Pleuellager - von der Drehachse der Anordnung ist damit für immer festgelegt. Und mit dieser festen Geometrie ist auch die Länge des Kolbenhubs für immer festgelegt.

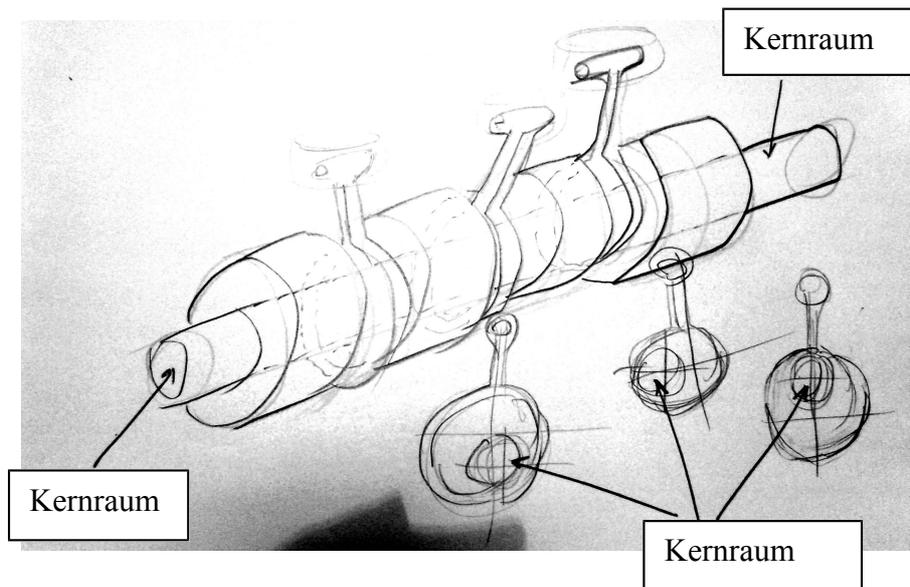
Wenn man also den Kolbenhub variabel gestalten will, dann muss der Exzenterpunkt der Drehanordnung, also das untere Pleuellager, ebenfalls verstellbar sein. Bevor ich auf Möglichkeiten zu sprechen komme, wie eine solche Kurbelmechanik mit variablem Exzenterpunkt ausgeführt werden kann – und das ist tatsächlich nicht unmöglich –, ist zunächst einmal die gedankliche Hürde zu nehmen, wo denn bitte die Drehachse bleiben soll. Ist sie nicht der Pleuelstange im Weg, die doch – so der bisherige Denkansatz – die Drehachse der Kurbelmechanik bei jeder Umdrehung zweimal durchqueren muss?

Nach etwa hundertsechzig Jahren starrer Kurbelwellen ist es an der Zeit, mit diesem paradigmatischen Denkmuster aufzuräumen. Man muss ja nicht unbedingt der Pleuelstange die Verkörperung der Drehachse aus dem Weg nehmen und dazu die Drehwelle kompliziert zur Kurbelwelle verkrümmen, es geht ja auch umgekehrt: Man nimmt der Drehachse einfach die Verkörperung des unteren Pleuellagers aus dem Weg.

Teil 5a: Der neue Denkansatz für das untere Pleuellager als großer Ring

Dazu wird das untere Pleuellager nicht so klein wie möglich ausgeführt (Stand der Technik), sondern im Vergleich dazu riesig groß - nämlich als Ring mit einem Durchmesser, der

(deutlich) größer ist als die doppelte (maximale) Exzenterdistanz der Drehanordnung, sprich größer als die maximale Hublänge des Kolbens, mit dem es verbunden ist. Das untere Pleuellager "eiert" dann sozusagen als großer Ring um die Drehachse, **aber es schneidet sie an keinem Punkt mehr**, sondern die Drehachse bleibt immer unberührt **innerhalb** des ringförmigen unteren Pleuellagers. Der Clou ist, dass bei ausreichender Ringgröße entlang der Drehachse der Kurbelmechanik ein zylindrischer Raum (**den ich Kernraum nennen will**) frei bleibt, der eben nicht von der physikalischen Verkörperung des unteren Pleuellagers überstrichen wird, obwohl der geometrische Mittelpunkt dieses Lagers nach wie vor exzentrisch zur Drehachse der Kurbelmechanik liegt, sich auf einer mehr oder weniger großen, einstellbaren Kreisbahn um sie bewegt, und obwohl er sich genau da befindet, wo entlang der Drehachse im Kernraum andere Bauteile physisch vorhanden sind.



In diesem Kernraum kann ein stabiler Träger entlang der gesamten Motordrehachse längs durch die gesamte Kurbelmechanik verlaufen, ganz schnurgerade, und er kann alle Zylinderkräfte aufnehmen. Außerdem lassen sich hier beliebige Steuerelemente ebenfalls entlang der Drehachse des Motors verlegen, zum Beispiel Gewindestangen, Kabel, Ölleitungen, Ketten - was immer das Herz begehrt. Entscheidend ist nur, dass die gesamte Kurbelmechanik, egal wie sie konkret ausgeführt ist, sich mit all ihren Elementen zur Verstellung der Exzenterposition des unteren Pleuellagers entlang ihrer eigenen Drehachse mit voller Motordrehzahl mitdreht. Aus diesem Grund sind dann außer der Kurbelmechanik selbst – genau wie bisher bei einer Kurbelwelle – keine zusätzlichen drehenden Wellen notwendig, und damit fällt auch im Vergleich zu einer starren Kurbelwelle keine zusätzliche Drehreibung an. Das war immer der Hauptkritikpunkt an phantasiereichen Konstruktionsvorschlägen mit Hebeln oder ähnlichem, die es schon sehr lange gibt. Es reichen genau wie bei einer herkömmlichen Kurbelwelle zwei Lagerpunkte für solch eine Kurbelmechanik.

Ansprüche der Erfindung

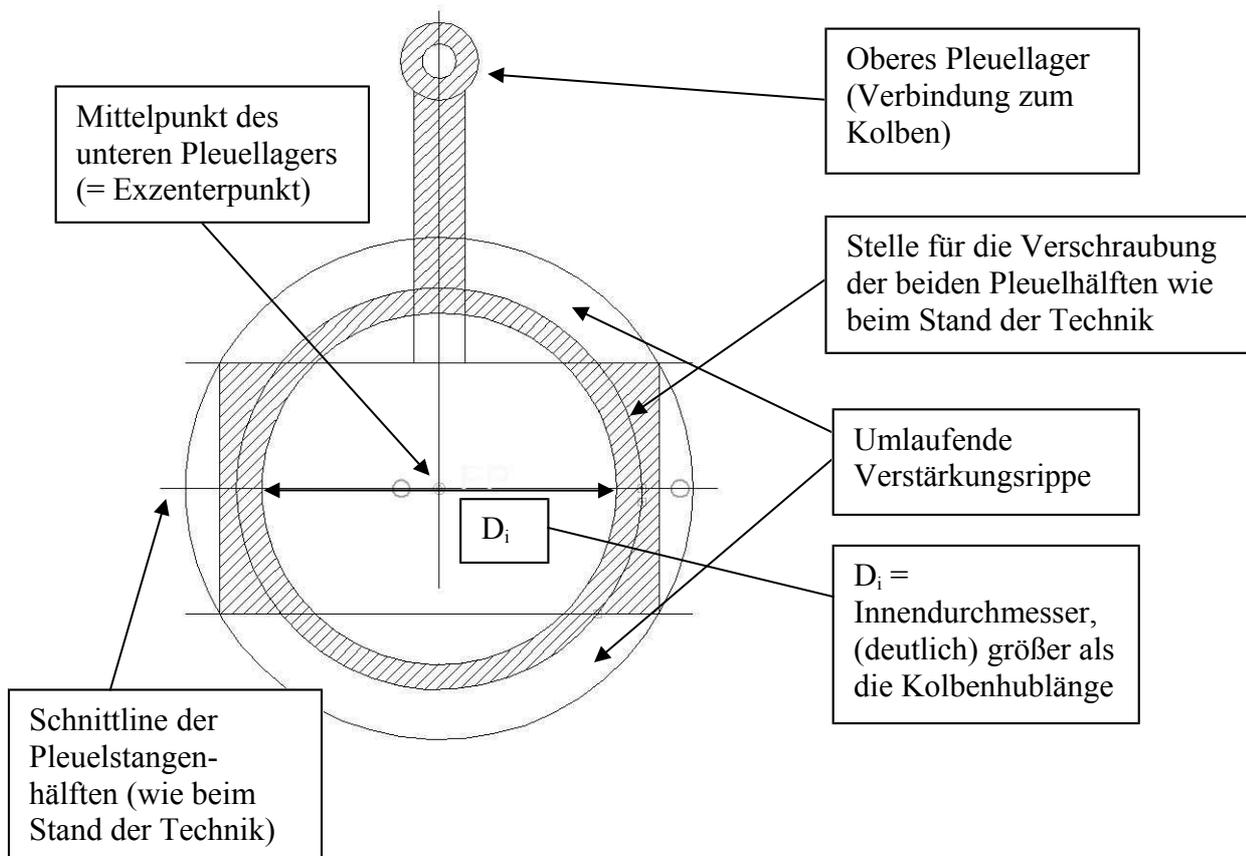
Pleuelstange für Kolbenkraftmaschinen nach dem Stande der Technik, insbesondere für Verbrennungsmotoren,

1) jedoch gekennzeichnet dadurch, dass das kurbelmechanikseitige Pleuellager, das konventionell auch als „unteres Pleuellager“ bezeichnet wird, als großer Ring mit einem Innendurchmesser größer als die Hublänge des mit ihm verbundenen Kolbens ausgeführt

wird, also größer als zweimal die radiale Exzenterlänge der Kurbelmechanik;

2) jedoch gekennzeichnet dadurch, dass zur massearmen Versteifung des unteren Pleuellagerrings eine umlaufende Rippe so angebracht wird, dass der Ring sich auch bei Zugbelastung möglichst nicht eiförmig verbiegt.

Schematische zeichnerische Darstellung der Erfindung



Diese ganz entscheidend veränderte Anordnung und Ausführung des unteren Pleuellagers unterscheidet sich offensichtlich vom Ansatz, den Infinity gewählt hat. Welche Folgen hat nun ein riesiges unteres Pleuellager?

Theoretische Änderungen durch drastisch vergrößerte untere Pleuellager

Erstens gibt es bei einer Kurbelanordnung den sogenannten "Kniewinkel", der sich zwischen Kurbelwellenkröpfung (genauer gesagt ihrem Radius zur Kurbelmechanikachse) und der Pleuelstange einstellt. Wenn die Kurbelwelle möglichst nah am Zylinder liegt, also die Pleuelstange schön kurz ist, dann wird die Pleuelstange bei jeder Umdrehung stark quer zur Drehachse der Kurbelanordnung ausgelenkt und besagter Kniewinkel wird möglichst lange etwa 90 Grad groß. Die Pleuelstange drückt dann das untere Pleuellager - also traditionell die Kurbelwellenkröpfung - tangential entlang dem Umfang der Exzenterpunktkreisbahn, das heißt, die Pleuelstange steht im Optimalfall einen gewissen Teil der Kurbelwellendrehung lang etwa senkrecht zum Radius der Exzenterstelle der Kurbelwelle. Das ist wunderbar, weil dies eine optimale Drehmomentübertragung auf die Kurbelwelle bedeutet, denn eine Kraft in Umfangsrichtung einer Drehanordnung stellt ohne weitere Wandlung bereits das gewünschte Drehmoment dar. Wird nun der Abstand zwischen Drehachse der Kurbelmechanik und Kolben größer, zum Beispiel absolut, weil man das untere Pleuellager drastisch vergrößert und damit der Radius der Kurbelmechanik gegenüber der reinen Exzentertrität einer Kurbelwelle ansteigt, oder relativ, weil man die Exzenterdistanz und damit den Kolbenhub trotz gleich langer Pleuelstange verringert, dann verringert sich auch dieser Kniewinkel. Die Pleuelstange wird dann weniger weit ausgelenkt. Ein tendenziell größerer Teil der Kolbenkräfte wirkt nun über einen tendenziell größeren Teil der Kurbelmechanikdrehung hinweg tendenziell senkrecht auf die Drehachse der Kurbelmechanik, anstatt in Umfangsrichtung der Exzenteranordnung. Dies gilt im Motorenbau als unelegant, weil dies zu Linearschwingungen der Kurbelwelle und zu erhöhten Lagergeegenkräften (Drehreibung) führt. Man sollte aber nicht vergessen, dass sowieso ein immer gleich großer Teil der Kräfte, genauer gesagt der Sinus des Drehwinkels, irgendwo nutzlos in Quer- und Gegenkräfte umgewandelt werden muss. Bei einem heute üblichen großen Kniewinkel überträgt eben der Kolben selbst die Querkräfte direkt auf die Zylinderwand – die gleiche Reibung entsteht hierbei aber auch. Ferner sei auch daran erinnert, dass in Großmotoren für Schiffe dieses Problem dadurch gelöst wird, dass nicht der Kolben selbst die Seitenkräfte der schiefstehenden Pleuelstange aufnimmt und auf die Zylinderwände überträgt, sondern die Lagerung eines Kreuzgelenks, das die Pleuelstange unter dem Zylinder zweiteilt. Diese Anordnung wird hier als bekannt vorausgesetzt. So lassen sich auch bei großen Abständen zwischen Kurbelanordnung und Zylinderblock noch große Kniewinkel erzielen.

Zweitens ist die Reibung im unteren Pleuellager selbst zu betrachten. Reibung hängt theoretisch nicht von der Größe der Reibfläche ab, sondern nur von den Reibpartnern, sprich dem Reibkoeffizienten der beteiligten Materialpaarung, und der Größe der senkrecht zur bewegten Fläche wirkenden Kraft (der sogenannten Normalkraft). Daher führt eine Vergrößerung des unteren Pleuellagers zu einem großen Ring nicht di per se zu größeren Reibkräften. Erst wenn die Masse des pleuelseitigen Teils dieses Lagers ansteigt, steigen bei dessen Drehung die Fliehkräfte und damit die Reibung zwischen äußerem Ring (Pleuelstange) und innerem Ring (kurbelseitige Lagerschale). Die Masse der Pleuelstange sollte also so gering wie möglich bleiben, an diesem Grundsatz ändert sich nichts. Viel größer aber ist die Gefahr, dass der äußere Lagerring an der Pleuelstange sich verbiegt, wenn der Kolben im Ansaugtakt nach unten gezogen wird, und dass er sozusagen eiförmig verformt wird. Dann drückt die engste Stelle dieses "Eis" zusätzlich auf die innere

Exzenterpunktlagerschale, was tendenziell einer Klemmung entspricht. Beim Arbeitstakt besteht diese Gefahr nicht, weil die Pleuelstange direkt auf die innere Lagerschale des Exzenterpunktes drückt, ohne dass sich der Pleuellagerring verformt. Bei einer traditionellen Pleuelstange ist wegen der zwei seitlichen Schrauben an dieser Stelle so viel Material präsent, dass eine eiförmige Verformung des unteren (äußeren) Pleuellagerteils nicht zu befürchten ist. Wird das Lager aber groß und ringförmig, dann muss man an dieser Stelle etwas dagegen tun: hier eignet sich eine materialsparende und leichte Rippe, die so weit wie nötig um den (äußeren, pleulseitigen) Lagerring herumläuft. Sie steht wie die Rückenflosse eines Fisches senkrecht auf dem (äußeren) Pleuellagerring, der damit einen T-förmigen Querschnitt erhält. Innen, kurbelseitig, kann das untere Pleuellager beliebig verstärkt werden, es muss nur das Loch für den Kernraum freibleiben. Daher kann es an dieser Stelle viel leichter biegesteif ausgeführt werden.

Drittens hat eine tonnenförmige Kurbelmechanik mit vielen massiven mechanischen Elementen, die auch noch weiter außen liegen als bei einer traditionellen Kurbelwelle, einen viel größeren Drehimpuls. So ein Motor ist absolut nicht drehfreudig. Er eignet sich bevorzugt für Automatikgetriebe mit vielen Schaltstufen, bei denen der Gang schneller gewechselt werden kann, als der Motor hochdreht. Ferner dauern die mechanischen Einstellprozesse am Motor ihre Zeit. Eine Lösung dafür ist eine Logik, die den Leistungsbedarf des Fahrzeugs durch Identifizierung bekannter Fahrmuster, bekannter Strecken und allgemeingültiger Regeln vorhersieht. Siehe hierzu den Beitrag weiter hinten. Im Übrigen lohnt sich der Aufwand besonders für LKWs, die lange Zeit mit den gleichen Drehzahlen fahren, aber dabei bergauf und bergab, voll und leer höchst unterschiedliche Leistungen benötigen.

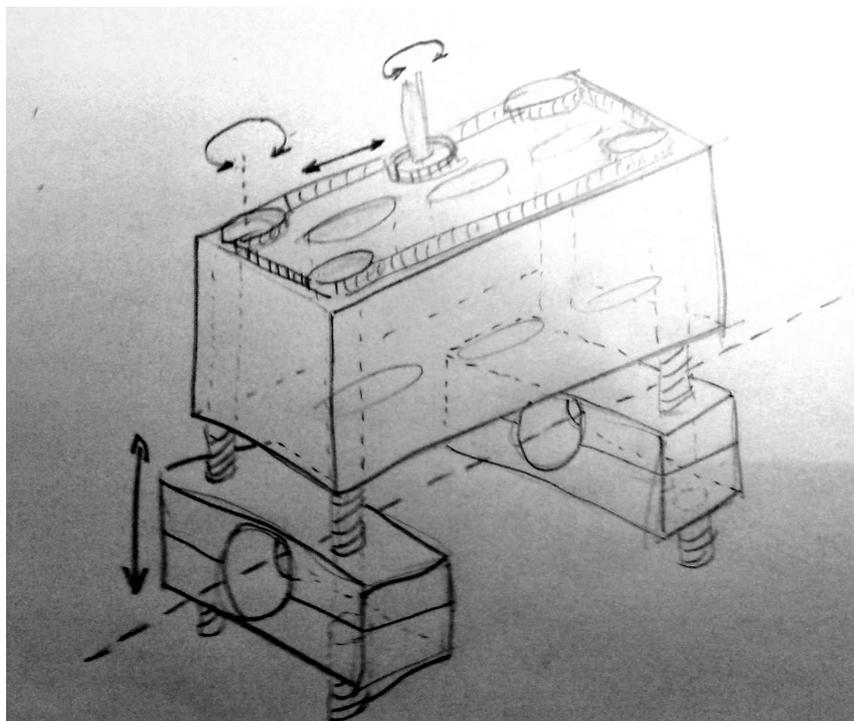
Teil 5b – Die einstellbare Maschinenhöhe

Vor den Beiträgen zum Wie der Kurbelmechanikkonstruktion sind aber noch andere Dinge zu bedenken. Ein variabler Kolbenhub beutet auch eine variable Kompression. Nun kann man, wie Infinity dies tut, auch ohne weitere konstruktive Maßnahmen einen Turbolader nehmen, um in den Betriebsbereichen mit geringem geometrischem Verdichtungsverhältnis den notwendigen Kompressionsdruck aufzubauen. Der Königsweg ist das aber nicht. Erst, wenn auch der Abstand zwischen Kurbelmechanik und Zylinderblock variabel konstruiert wird (ich will ihn als Maschinenhöhe bezeichnen), und wenn man damit trotz eines geänderten geometrischen Verdichtungsverhältnisses (= geänderter Kurbelexzentrizität, = geänderter Kolbenhublänge) wieder den gewünschten Kompressionsdruck geometrisch einstellen kann, kommt der perfekte Motor mit variablem Hubraum heraus. Ein solcher Motor hat vielerlei neue und spannende Eigenschaften. Zullererst ist er der perfekte Allstoffmotor, weil man für jede Leistung einen gewünschten maximalen Verdichtungsdruck einstellen kann. Er kann ohne bauliche Änderungen sowohl nach dem Otto- als auch dem Dieselprinzip betrieben werden, man muss nur eine Zündkerze mit verbauen. Und schließlich eignet er sich optimal zur Integration mit einem Elektromotor/Generator, denn wenn man eine Hublänge von Null baulich möglich macht und einstellt, entsteht fast gar kein Drehreibungsverlust mehr, da die Kolben trotz Drehung der Kurbelmechanik still stehen. Man kann also an der gewohnten zentralen Stelle im Fahrzeug noch vor dem Getriebe elektrische Leistung zuführen (Beschleunigen) oder entnehmen (Bremsenergieerückgewinnung) und kommt damit zum optimalen vollintegrierten Hybridantrieb. Ob eine mögliche einstellbare Hublänge von Null wirklich sinnvoll ist, hängt von der Gestaltung des Zylinderkopfes ab. Die Ventile ragen nämlich, wenn sie offen sind, ein Stück weit in den Zylinderinnenraum hinein und legen fest, wo zu einem bestimmten Zeitpunkt die oberste mögliche Kolbenstellung ist. Es bleibt ein Volumen übrig, das nicht vom Kolben überstrichen werden kann, weil er sonst mit den Ventilen kollidieren würde, oder mit der Zündkerze, oder mit den Einspritzventilen, oder weil das Oberende des Verbrennungsraumes (also die Innenseite des Zylinderkopfes) nicht genau parallel zur Kolbenoberfläche ist (ich nenne dieses nicht vom Kolben überstrichene Volumen Zylinderrestvolumen; wenn Kolbenhublänge und Maschinenhöhe einstellbar sind, definiert es den Kompressionsdruck der Maschine und wird zu einem zentralen Betriebsparameter; es definiert nämlich zusammen mit dem momentanen Kolbenhub und damit dem Hubraum der Maschine deren geometrisches Verdichtungsverhältnis, das nun ebenfalls einstellbar wird).

Die Vorteile eines Motors mit variabler Maschinenhöhe liegen auf der Hand, besonders natürlich in Verbindung mit einem variablen Kolbenhub. Aber auch ohne letzteren kann man damit schon viel erreichen, nämlich - wie Infinity es vormacht - in Verbindung mit einem Turbolader. Statt das geometrische Verdichtungsverhältnis über einen variablen Kolbenhub einzustellen, kann man auch einfach nur die Maschinenhöhe ausreichend ändern und kommt durchaus zu vergleichbaren Ergebnissen, weil letztlich fast egal ist, an welchem der heute starren Maschinenparameter man dreht. Die Frage lautet nun: wie macht man das?

Wie konstruiert man eine variable Maschinenhöhe?

Eine Antwort ist schon fast fünfzig Jahre alt. Anfang der 70er Jahre schlug ein Ingenieur eine Kompressionskorrektur zum Höhen- und Luftdruckausgleich oder zur Anpassung des Motors an die Oktanzahl des Benzins vor. Es handelt sich einfach um vier Gewindestangen, die senkrecht durch den Motorblock in Nähe seiner Ecken verlaufen. Oben haben sie flach liegende Zahnräder, die fest auf die Gewindestangen aufgeflanscht sind. Darum herum läuft eine geschlossene Kette. Die Kette folgt also in etwa den Außenkanten des Zylinderblocks. Entscheidend ist, dass wenn man die Kette in eine Richtung bewegt, sich alle vier Gewindestangen synchron ebenfalls in eine Richtung drehen. Im Zylinderblock sind diese Stangen nur gelagert, sie bewegen sich also nicht entlang ihrer Achse relativ zum Zylinderblock. Sie drehen sich darin nur. Anders sieht das in der unteren Motoreinheit aus, im konkreten Vorschlag aus den siebziger Jahren also in den Kurbelwellenlagern. Die Gewindestangen ragen nämlich unten aus dem Zylinderblock heraus und führen nach einem kurzen Spalt in die Kurbelwellenlager hinein. Die Kurbelwellenlager sind so gestaltet, dass jeweils zwei Gewindestangen in einem Lagerblock enden, und dass an beiden Enden der Kurbelwelle jeweils ein Lagerblock vorhanden ist. In den Lagerblöcken sind die Gewindestangen wie Schrauben oder Gewindestangen in einem Gewinde geführt. Wenn sich also die Kette und damit die Gewindestangen in eine Richtung drehen, dann wandern die Lagerblöcke und damit die Kurbelwelle samt Pleuelstangen und Kolben weiter vom Zylinderkopf weg; die Maschinenhöhe wird größer und das geometrische Verdichtungsverhältnis sinkt, da die Kolbenhublänge ja ansonsten gleich bleibt. Wenn sich die Kette und damit die Gewindestangen in die andere Richtung drehen, dann kommen Kurbelwellenlager, Kurbelwelle und Kolben näher an den Zylinderblock heran. Die Maschinenhöhe verringert sich und die Verdichtung steigt. Das mögliche Maximum an Kompression ist gegeben, wenn die Kolben am oberen Totpunkt gerade noch nirgends anstoßen.



Als diese Erfindung vorgestellt wurde, bestand kein Interesse daran. Der Aufwand war im Verhältnis zum Nutzen viel zu groß. Zudem wurde bald darauf der Turbolader erfunden, der die Gasdynamik des Verbrennungsmotors viel stärker beeinflusst und zugleich viel billiger ist

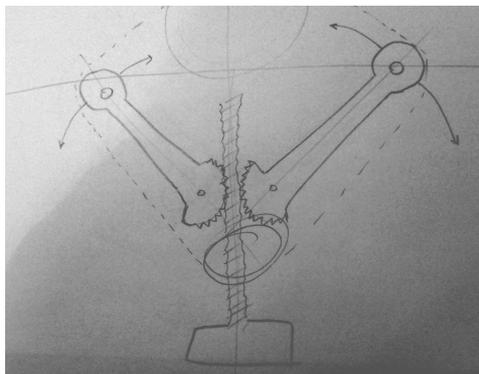
als ein komplizierter Motor. Außerdem wirft diese Konstruktionsart einige Komplikationen auf, nämlich Probleme bei den bewegten Verbindungen zwischen Kurbelmechanik und Zylinderblock, wie etwa die Zahnriemen, mit denen die Kurbelmechanik die Nockenwellen antreibt; schließlich müssen diese die Abstandsänderung mitmachen, ohne dabei an Präzision und Winkeltreue zu verlieren, aber hierzu machte der Erfinder damals keine Angaben. Beim Motor mit echtem variablem Hubraum ist das dagegen sehr wohl zu bedenken, Beiträge hierzu finden sich weiter unten.

Eine andere Antwort auf das Wie einer verstellbaren Maschinenhöhe ist ein Ansatz mit Hydraulik. Im Prinzip ist die Funktionsweise gleich wie oben. Die Lager der Kurbelmechanik sind an vier Kolbenstangen befestigt, die an den vier Ecken in den Zylinderblock führen. Dort befindet sich jeweils das Plenum der Hydraulikzylinder, in denen diese Kolbenstangen mit geeigneten beidseitig beaufschlagbaren Kolben nach oben oder nach unten gedrückt werden. Solch eine Anordnung wäre viel reaktionsschneller als die oben dargestellte mechanische Variante, aber sie wirft das Problem des Gleichlaufs aller vier Hydraulikzylinder auf. Eine hydraulische Lösung kommt eigentlich nur in Betracht, wenn man lediglich zwischen zwei bestimmten, jeweils festen Maschinenhöhenpunkten schnell hin- und herschalten will. Aber das kann auch schon eine sinnvolle Option sein, nämlich dann, wenn man auch die Kurbelmechanik nur als 2-Punkt-Ölhydraulik mit zwei festen, aber unterschiedlichen Kolbenhublängen auslegt oder wenn man bei einem Elektro-Hybridmotor schnell in die Null-Kolbenhub-Stellung schalten will.

Nachdem nun Motoren mit Verstellmechanik definitiv in Mode kommen werden, sollte man dieses Konzept der variablen Maschinenhöhe aus der Schublade hervorholen. Denn schon bei einer Maschinenhöhenänderung in der Größenordnung von nur einer dritten Kolbenhublänge sind zusammen mit einem Turbolader beachtliche Effizienzgewinne bis weit hinunter in den niedrigen Teillastbereich möglich. Ganz zu schweigen vom Potential für das Downsizing, das ja heute ach so modern ist.

Und wie kann man nun mechanisch die Länge der Zahnriemen oder Steuerketten beeinflussen? Diese müssen ja mit der Maschinenhöhe mitwandern?

Im Prinzip muss eine Armanordnung her, wie man sie vom Doppelhebelkorkenzieher her kennt. Die Kettenspannerarme haben an den festen Lagerpunkten halbe Zahnräder, mit denen die Arme ineinander verzahnt sind. Sie können sich dann nur symmetrisch zu einer senkrechten Achse bewegen und verhindern damit jeden Offset der Winkellagen von Kurbel- und Nockenwelle. Sie spannen also die Ketten oder Riemen weit nach außen, wenn die Maschinenhöhe sinken soll.



Teil 5c: Kurbelmechaniken mit variablem Kolbenhub

Infinity hat es schon geschafft. Unmöglich ist das also nicht.

Grundsätzlich sind viele Wege denkbar und auch bekannt, um einen Lagerpunkt linear zu verschieben. Das ist im Kern die Aufgabe, und sie muss für jeden Zylinder mit einer anderen Winkellage gleich ausgeführt werden. Die Verschiebung soll radial zur Drehachse der Kurbelmechanik erfolgen. Die Verstellmechanik muss die maximal möglichen Kolbenkräfte aufnehmen können. Diese können radial anstehen und wirken dann auf die Drehachse der Kurbelmechanik, produzieren also kein Drehmoment, und sie können tangential anstehen, dann erzeugen sie hauptsächlich Drehmoment. Da im Kernraum Platz für stabile Tragelemente ist, ist die Übertragung von Kräften auf die Drehachse kein großes grundsätzliches Problem. Zusätzlich sind bewegliche Gegengewichte erforderlich, denn mit der einstellbaren Exzentrizität des Pleuellagers ändert sich auch dessen Unwucht. Wünschenswert ist es zudem, dass die Mechanik aus möglichst wenigen Teilen bestehen soll, damit sie leicht zusammengebaut werden kann.

Grundsätzliche Vorabüberlegungen betreffen die Schnittstelle, mit der die benötigte Leistung zur Kolbenhubverstellung in die Drehmechanik kommen soll. Es kommen drei Varianten in Frage. Heute denkt man wahrscheinlich zuerst an einen hydraulischen Drehverbinder. So eine Vorrichtung leitet Öl unter Druck aus dem ruhenden Teil des Motors (Ölpumpe, Zuleitung) in die rotierende Kurbelmechanik. Vergleichbare Anordnungen gibt es bereits für ölhydraulisch verstellbare Nockenwellen. Eine zweite Möglichkeit wäre die Übertragung elektrischer Energie in die Kurbelmechanik. Dies ist völlig berührungslos mit einem Erregerfeld möglich, aber auch Schleifringe zur direkten Stromübertragung sind technisch ausgereift und bringen nur sehr wenig Reibung mit sich. Die dritte Möglichkeit ist eine rein mechanische Kraftübertragung. Da sich keine zusätzlichen Wellen und Getriebe außerhalb der Kurbelmechanik mitdrehen sollen, kommt nur die Drehachse selbst als Ansatzpunkt für Kräfte in Frage. Man kann hier entweder mit einem Spitzenlager Druck ausüben und übertragen, oder man kann z.B. eine Kugellkette durch den Kernraum ziehen. Da aber jeder mechanische Druck oder Zug entlang der Motordrehachse zu genauso großen Lagergeegenkräften führt, bedeuten große Steuerkräfte auch starke zusätzliche Reibung. Eine mechanische Ansteuerung der Kolbenhubverstellung von außen scheidet also aus. Sie muss von innen kommen. Der Platz dafür ist mit den großen Pleuellagern gewonnen.

In jedem Fall muss das Pleuellager an der Kurbelmechanik radial zur Motorachse verschoben werden. Dazu erhält es Linearführungen in den Seitenteilen. Die Seitenteile sind fest mit dem Längsträger verbunden. Neben den Pleuellagern besteht schließlich keinerlei Beschränkung für den Durchmesser der Kurbelmechanik auf den Kernraum.

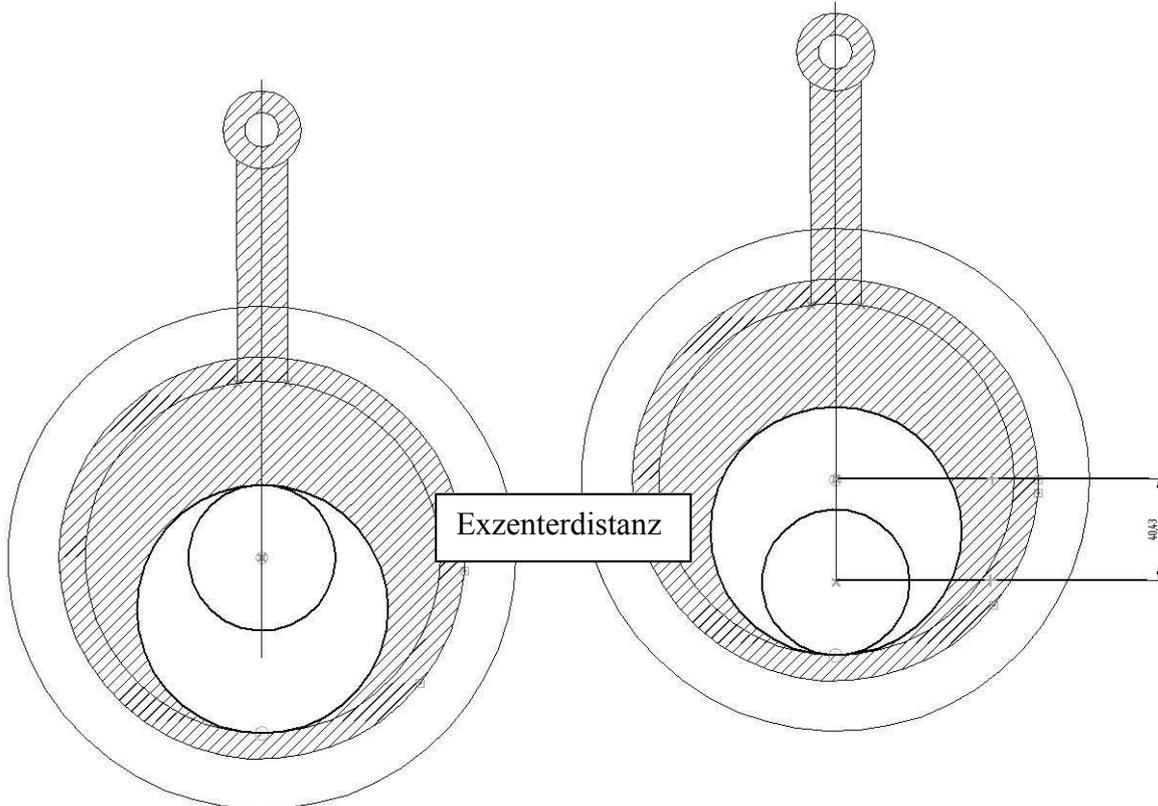
Der wichtigste und neue Ansatz ist, dass entlang der Motorachse, also der Drehachse der Kurbelmechanik, ein sogenannter Kernraum freibleibt, wenn man das untere Pleuellager als großen Ring ausführt.

Prinzipbild variable Kurbelmechanik

Exzenterringe

Teil 5c1: 1 Exzenterring: Totpunkt wandert um 180 Grad um die Kurbelmechanik

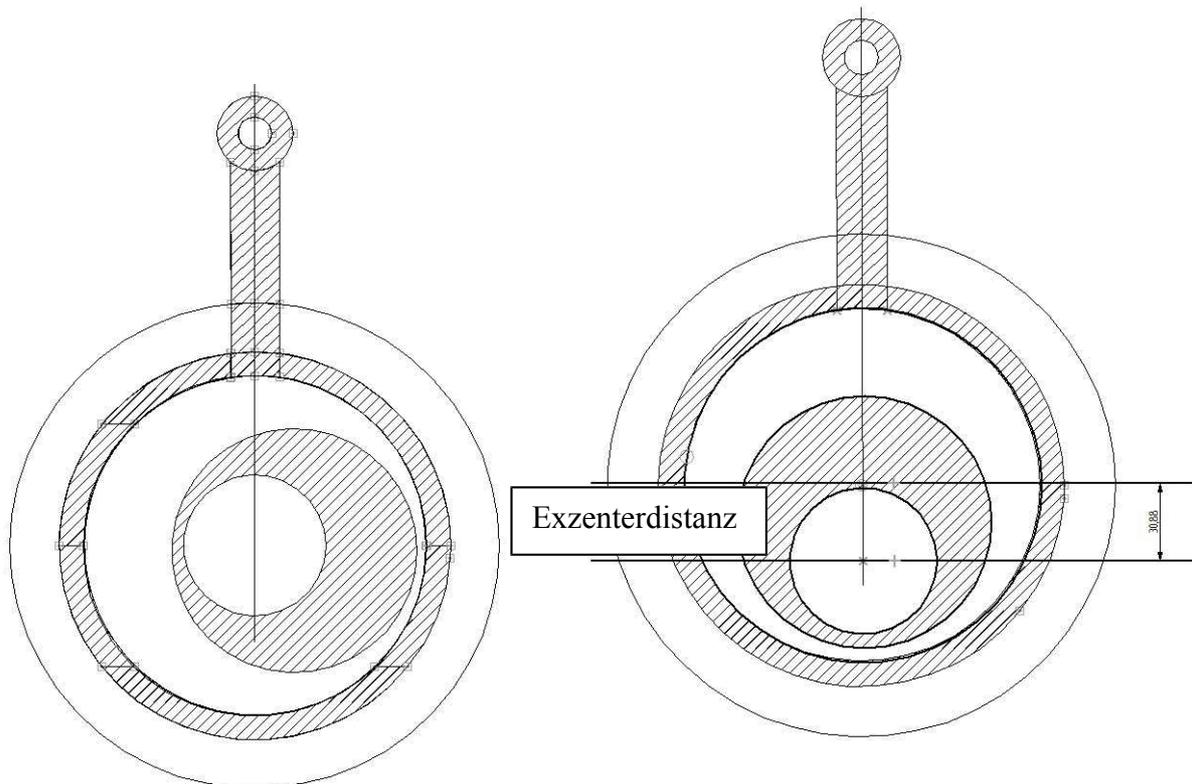
Die Exzenterringe liegen so zwischen Kernraum und Innenfläche des unteren Pleuellagers, dass sich bei einer Drehung des Exzenterrings die Mittelpunkte von Drehachse der Kurbelmechanik und unterem Pleuellager gegeneinander verschieben. Ein Vorteil dieses Ansatzes besteht darin, dass bei maximal exzentrischer Stellung keine Verdrehkräfte auf den Exzenterring wirken. Das ist deswegen günstig, weil diese Einstellungsposition ja gerade für maximale Leistung gedacht ist, wo auch die größten Kolbenkräfte wirken. (Alle tangentialen Kolbenkräfte, die kurbelmechanikseitig auf das innere untere Pleuellager wirken, werden durch dessen äußersten Lagerring an die Radialführungen abgegeben, in denen er neben der Kolbenachse geführt ist und die ihn mit dem starren Teil der Kurbelmechanik verzahnen, die neben der Zylinderachse kaum noch Durchmesserbeschränkungen unterliegt; diese radiale Lagerung spielt sich also ober und unter der Bildebene statt und ist deswegen nicht dargestellt; die Bildebene entspricht der Zylinderachse; auch der äußerste Lagerring der unteren (inneren) Lagerschale fehlt oder ist z.T. nicht konsistent dargestellt).



Das untere äußere Pleuellager ist schraffiert dargestellt. Um den Kernraum liegt ein Exzenterring, allerdings exzentrisch im Pleuellagerring. Je nach Drehung um den Kernraum subtrahieren sich die zwei Exzenterdistanzen....

... oder sie addieren sich, wie oben zu sehen. Der Nachteil bei nur einem Exzenterring ist aber erheblich: der Exzenterpunkt der Kurbelmechanik wandert zusammen mit dem Exzenterring um 180° um die Drehachse, was eine Relativverdrehung der Nockenwelle(n) zum Ausgleich der Wanderung der Totpunkte erforderlich macht.

Teil 5c2: 2 Exzenterringe: Totpunkt bleibt fest, aber Ringe müssen gegeneinander verdreht werden



In der Mitte ist der Kernraum zu sehen. Die beiden Exzenterringe (der innere schraffiert) sind gegeneinander verdreht. Mittelpunkt des Pleuellagers (schraffiert) und Mittelpunkt des Kernraums (Drehachse der Pleuelmechanik) fallen zusammen. Die Teilsexzentrizitäten liegen quer zur Zylinderachse und subtrahieren sich, die eingestellte Hublänge beträgt Null.

Die beiden Exzenterringe sind nun so gedreht, dass der Kernraum im Pleuellager so asymmetrisch wie möglich liegt, zugleich aber auch auf der Achse des Zylinders (das lässt sich mit nur einem Exzenterring nicht erreichen). Die beiden Teilsexzentrizitäten summieren sich. Die resultierende Exzenterdistanz ist gleich dem halben Kolbenhub. Es ergibt sich keine Wanderung der Totpunkte um die Drehachse.

Teil 5d: Gewindestange und Schenkel (einstellbare Dreiecksform)

Teil 5e: Hydraulik plus Gegenfeder - nur für 2 Punkte geeignet

Teil 6 – Prädiktionslogik für den Leistungsbedarf des Motors