

Vrij Technisch Instituut  
Papebrugstraat 8A  
8820 Torhout

Geïntegreerde proef

# Verbrandingsmotoren

**Uitvoering**

Pieter Castelein  
Koen Vanryckeghem  
Filip Vanwynsberghe

**Klas**  
**Richting**

614  
Industriële Wetenschappen

**Begeleidende**  
**Leerkrachten**

Degryse Karin  
Develter Koen  
Verhaeghe Dirk



Vrij Technisch Instituut  
Papebrugstraat 8A  
8820 Torhout

Geïntegreerde proef

# Verbrandingsmotoren

<b>Uitvoering</b>	Pieter Castelein Koen Vanryckeghem Filip Vanwynsberghe
<b>Klas</b>	614
<b>Richting</b>	Industriële Wetenschappen
<b>Begeleidende Leerkrachten</b>	Degryse Karin Develter Koen Verhaeghe Dirk

## *Voorwoord*

Deze geïntegreerde proef werd door ons geschreven in het kader van het behalen van ons diploma van het technisch secundair onderwijs.

In de eerste instantie willen wij onze dank betuigen aan alle mensen die bijgedragen hebben aan de verwezenlijking van dit werk. Wij willen ons speciaal richten tot de begeleiders en de andere leraars die ons hielpen. Zij hebben ons alle hulp en begeleiding gegeven die we nodig hadden.

Wij hopen dat u als lezer dit werk met plezier leest en dat het aan uw interesses voldoet.

## Inhoud

<b>1</b>	<b>Motivatie.....</b>	<b>7</b>
<b>2</b>	<b>Inleiding.....</b>	<b>7</b>
<b>3</b>	<b>Viertaktwerking.....</b>	<b>8</b>
3.1	Thermodynamische begrippen .....	8
3.1.1	Ideaal gas .....	8
3.1.2	Toestandsverandering bij constante druk.....	8
3.1.3	Toestandsverandering bij constant volume.....	9
3.1.4	Toestandsverandering bij constante temperatuur.....	9
3.1.5	Adiabatische toestandsverandering.....	10
3.2	Voorstelling viertaktwerking.....	11
3.3	pV-diagram van de benzinemotor .....	11
3.3.1	Rendement van de benzinemotor.....	13
3.4	pV-diagram van de dieselmotor .....	14
3.4.1	Rendement van de dieselmotor.....	16
3.5	Belang van het pV-diagram.....	17
3.6	Principewerking.....	18
3.7	Onderscheid tussen diesel- en benzinemotoren.....	24
<b>4</b>	<b>De dieselmotor .....</b>	<b>26</b>
4.1	De verbranding .....	26
4.1.1	Inspuitvertraging.....	26
4.1.2	Ontstekingsvertraging.....	26
4.1.3	Mogelijkheden tot het beperken van de dieselklop.....	27
4.1.4	Eisen gesteld aan de motor om optimaal te werken.....	28
4.1.5	Dieselbrandstof.....	32
4.1.6	Dieselvoorverwarmingssystemen .....	35
4.2	Klassificatie van de dieselmotoren.....	37
4.2.1	Directe inspuiting.....	37
4.2.2	Indirecte inspuiting .....	40
<b>5</b>	<b>Afzonderlijke onderdelen .....</b>	<b>44</b>
5.1	Zuigers.....	44
5.1.1	Zuigerfunctie.....	44
5.1.2	De vormgeving van de zuiger .....	45
5.1.3	Constructie .....	46
5.1.4	Materiaal .....	47
5.1.5	Speciale soort zuigers : autothermische zuigers .....	47
5.1.6	Gemiddelde zuigersnelheid.....	47
5.2	Zuigersegmenten .....	48
5.2.1	Materiaal .....	48
5.2.2	Soorten zuigersegmenten.....	49
5.3	Zuigerpen.....	50
5.3.1	Desaxatie.....	50
5.4	Drijfstang.....	51
5.5	Lagers en lagerschalen .....	52

5.6	Vliegwiel .....	55
5.6.1	Beschrijving van het vliegwiel.....	55
5.6.2	Het dubbel vliegwiel.....	56
5.6.3	Werking .....	57
5.7	De balansassen.....	58
5.8	Krukas.....	59
5.8.1	Trilling in de krukas.....	60
5.8.2	Torsietrillingen.....	61
5.8.3	Vervaardiging van krukassen.....	62
5.8.4	Materiaal .....	62
5.9	Motorblok .....	63
5.10	Cilinderkop .....	64
5.11	Kleppen en klepveren .....	66
5.11.1	Beschrijving van de kleppen en klepveren .....	66
5.11.2	Kleppenmechanisme .....	67
5.12	Cilindervoeringen of cilinderbussen. ....	70
5.13	Carburatoren .....	72
5.13.1	Inleiding .....	72
5.13.2	Opbouw.....	72
5.13.3	De mengselvorming bij de principiële carburator .....	73
5.13.4	Soorten carburatoren.....	74
5.13.5	Eisen voor een carburator. ....	75
<b>6</b>	<b>Toepassing : Turbomotoren .....</b>	<b>76</b>
6.1	Vermogen opvoeren .....	76
6.2	Een korte weergave van de evolutie van de drukvulling. ....	77
6.3	Soorten drukvullingen. ....	78
6.4	Wat is drukvulling? .....	79
6.5	Het doel en gevolg van de drukvulling .....	80
6.6	Mechanische drukvulling. ....	82
6.6.1	De voordelen.....	83
6.6.2	De nadelen .....	83
6.7	Uitlaatgasturbo, de meest voorkomende drukvulling. ....	84
6.8	Hoe verloren energie toch benutten?.....	85
6.9	De turbomotor als samengestelde machine .....	86
6.10	De tussenkoeling .....	87
6.11	Het rendement van de turbomotor.....	89
6.12	Het vermogensverloop van de turbomotor.....	90
6.13	Kleine samenvatting van de turbomotor .....	91
	<b>Logboek.....</b>	<b>92</b>
	<b>Bibliografie.....</b>	<b>96</b>

## 1 Motivatie

Als leerlingen van het laatste jaar Industriële Wetenschappen moet men een geïntegreerde proef samen stellen. Dit jaar hadden we geluk dat we het onderwerp van de geïntegreerde proef zelf mochten kiezen. Daarvoor onze dank aan de begeleidende leerkrachten en directie. Onze groep heeft besloten om de verbrandingsmotoren te bestuderen.

Wij hebben de verbrandingsmotor gekozen omdat het een motor is die bijna niet meer weg te denken is uit onze maatschappij en industrie. Het loont dus de moeite om een zo veel voorkomende motor te bespreken. Omdat motorenleer een boeiend vakgebied is, verklaart voor een groot deel waarom we de verbrandingsmotor wilden bestuderen. We vonden deze aangelegenheid een grote kans om onze kennis te verruimen en eventueel onzekerheden te bevestigen.

## 2 Inleiding

In onze geïntegreerde proef worden er de volgende hoofdstukken besproken: eerst gaan we dieper in op het theoretisch gedeelte van de viertaktmotor. In het volgende hoofdstuk nemen we de dieselmotor als verbrandingsmotor onder het vergrootglas, waarna we een bespreking maken van enkele onderdelen die te vinden zijn in en rond het motorblok. Ten slotte bespreken we nog een toepassing op de motor, met name de turbomotor. In dit hoofdstuk wordt uitgeplozen hoe we het vermogen van een gewone verbrandingsmotor kunnen opdrijven.

### 3 Viertaktwerking

#### 3.1 Thermodynamische begrippen

Bij de volgende toestandsveranderingen gaan we er van uit dat we te maken hebben met ideale gassen. In de praktijk is het echter niet mogelijk hiermee te werken. Vandaar dat ideaal gas slechts een theoretisch begrip is.

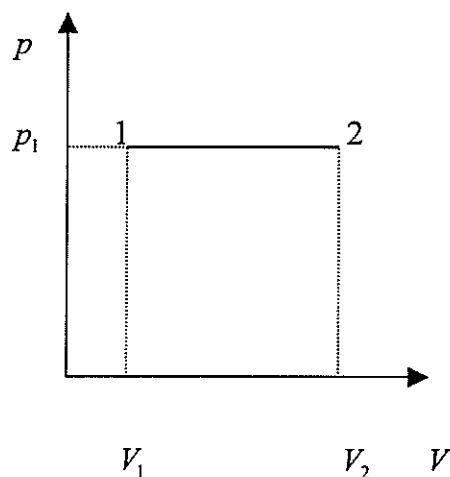
##### 3.1.1 Ideaal gas

In een gesloten ruimte kan slechts een bepaalde hoeveelheid vloeistof verdampt worden, zonder dat er condensatie optreedt. Bij verdere verdamping van de vloeistof, ontstaat er in de damp een even grote hoeveelheid vloeistof door condensatie. Verdamping en condensatie zijn in dynamisch evenwicht. Een dergelijke damp noemen we “verzadigde damp”. Wordt een verzadigde damp bij constante druk verwarmd, dan wordt deze onverzadigd. Een onverzadigde damp noemen we ook wel “oververhitte damp”. Bij sterke oververhitting spreken we van een gas. Theoretisch kunnen we het gas oneindig warm maken. Dergelijk gas in oneindig ver van zijn verzadigingstoestand verwijderd, en noemen we “ideaal gas”. Verzadigde damp, oververhitte damp en gas zijn verschillende toestanden van een stof in de gasfase.

##### 3.1.2 Toestandsverandering bij constante druk

In een cilinder, afgesloten door een zuiger die zich wrijvingsloos kan bewegen, bevindt zich een gas. Op de zuiger werkt een constante uitwendige kracht, de druk in het gas is dus eveneens constant. De begintoestand van het gas wordt weergegeven door  $(p, V_1, T_1)$

Wordt aan het gas warmte toegevoerd, dan zal het volume en de temperatuur toenemen van  $V_1, T_1$  tot  $V_2, T_2$ , terwijl de druk gelijk blijft. De eindtoestand stellen we voor door  $(p, V_2, T_2)$ . In een pV-diagram wordt deze toestandsverandering voorgesteld door een horizontale lijn. Een dergelijke lijn noemen we een isobaar.



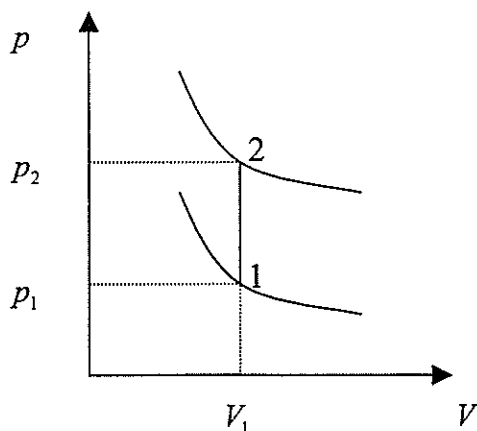
Figuur 3-1



### 3.1.3 Toestandsverandering bij constant volume

In een afgesloten ruimte met inhoud  $V$  bevindt zich een gas met druk  $p_1$  en een temperatuur  $T_1$ . De begintoestand wordt weergegeven door  $(p_1, V, T_1)$

Wordt aan het gas warmte toegevoerd, dan zal de druk en de temperatuur toenemen van  $p_1, T_1$  tot  $p_2, T_2$ , terwijl het volume gelijk blijft. De eindtoestand stellen we voor door  $(p_2, V, T_2)$ . In een  $pV$ -diagram wordt deze toestandsverandering voorgesteld door een verticale. Een dergelijke lijn noemen we een isochoor.

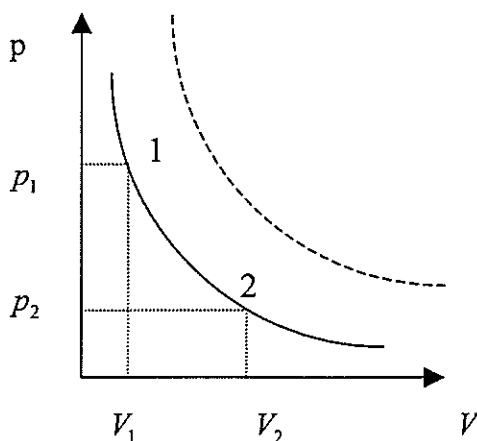


Figuur 3-2

### 3.1.4 Toestandsverandering bij constante temperatuur

In een afgesloten ruimte met inhoud  $V_1$  bevindt zich een gas met druk  $p_1$  en een temperatuur  $T$ . De begintoestand wordt weergegeven door  $(p_1, V_1, T)$

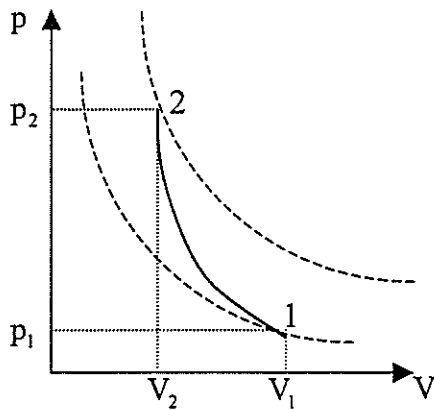
Wordt aan het gas warmte toegevoerd, dan zal de druk en het volume toenemen van  $p_1, V_1$  tot  $p_2, V_2$ , terwijl de temperatuur gelijk blijft. De eindtoestand stellen we voor door  $(p_2, V_2, T)$ . In een  $pV$ -diagram wordt deze toestandsverandering voorgesteld door een hyperbool. Een dergelijke lijn noemen we een isotherm.



Figuur 3-3

### 3.1.5 Adiabatische toestandsverandering

Dit is een toestandsverandering waarbij geen warmte wordt toe- of afgevoerd. Een dergelijk proces kan plaatsvinden in een volmaakt geïsoleerde cilinder. Vele processen in de techniek kunnen nagenoeg adiabatisch worden beschouwd, omdat deze zo snel verlopen dat de beschikbare tijd voor warmte-uitwisseling met de omgeving uiterst klein is. Uit formules blijkt dat bij een adiabatische compressie alle toegevoerde energie in het gas aanwezig blijft, zodat de temperatuur hiervan zal stijgen. Zou men vanuit dezelfde begintoestand het gas isothermisch comprimeren, dan zou warmte moeten worden toegevoerd. Hieruit volgt dat een adiabaat steiler moet verlopen dan een isotherm.



Figuur 3-4

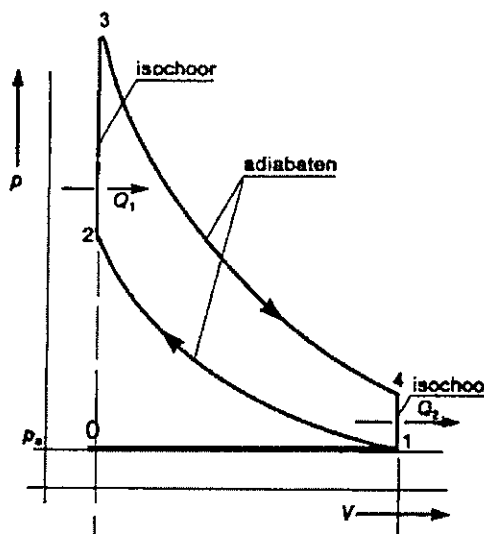
### 3.2 Voorstelling viertaktwerking

We kunnen zowel voor de diesel als de benzinemotor een eigen pV-diagram gebruiken. Het belang van een pV-diagram leggen we uit in één van de volgende puntjes. Maar eerst bespreken we het verloop van zowel de benzine als diesel-motor.

### 3.3 pV-diagram van de benzinemotor

De benzinemotor doorloopt een zogenaamd kringproces dat we het gelijkvolume-proces of Otto-proces noemen.

Theoretisch stellen we het kringproces voor op een pV-diagram en dit ziet er als volgt uit:



0→1: inlaatslag: de zuiger beweegt van het BDP naar het ODP. De inlaatklep staat open, theoretisch verandert de druk niet (isobaar).

1→2: compressieslag: de kleppen staan dicht, de zuiger beweegt van het ODP naar het BDP. Theoretisch verloopt deze slag adiabatisch<sup>1</sup>.

2→3: bij puntje 2 wordt het mengsel ontstoken en verbrandt het mengsel snel, bij een gelijkblijvend volume. Door de verbranding stijgt de druk tot puntje 3.

3→4: arbeidsslag: de zuiger beweegt van het BDP naar het ODP, dit verloop is theoretisch opnieuw adiabatisch.

4→1→0: uitlaatslag: de zuiger beweegt van het ODP naar het BDP (isobaar).

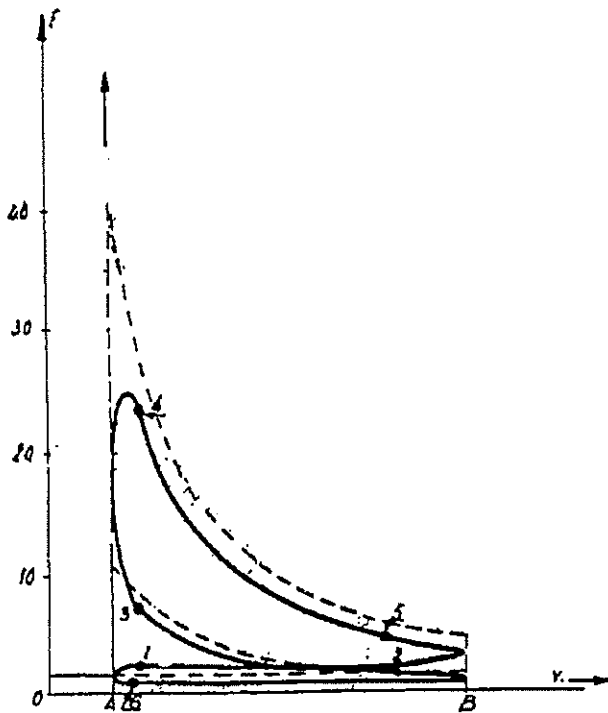
Figuur 3-5

<sup>1</sup> Adiabatisch: zie 3.1.5 Adiabatische toestand

Het werkelijke pV-diagram wijkt af van het theoretische omwille van volgende redenen:

- de verbranding gebeurt niet volledig
- in de cilinder blijft altijd wat restgas over
- de verbranding heeft tijd nodig en verloopt dus niet bij een gelijkblijvend volume
- tijdens de compressie en de expansie treedt warmtewisseling op met de cilinderwanden
- er treedt gasverlies (drukverlies) op via de zuigerveren
- bij de gaswisseling treden stromingsverliezen op
- de kleppen openen en sluiten niet op het BDP en het ODP.

Het pV-diagram ziet er als volgt uit:



Figuur 3-6

### 3.3.1 Rendement van de benzinemotor

Het thermisch rendement van een kringproces is de verhouding van de nuttige arbeid  $W_n$  tot de hoeveelheid toegevoerde warmte, tijdens het beschouwde kringproces.

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{\sum Q^+} \quad \text{met } W_n = \sum W^+ - \sum W^- = \sum Q^+ - \sum Q^-$$

$$\eta_{th} = \frac{\sum Q^+ - \sum Q^-}{\sum Q^+} = 1 - \frac{\sum Q^-}{\sum Q^+}$$

Volgens figuur 3-5 is  $\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$

met  $Q_1 = m \cdot c_v (T_3 - T_2)$  (wet van Joule)

$Q_2 = m \cdot c_v (T_1 - T_4)$  (wet van Joule)

$$\eta_{th} = 1 - \frac{m \cdot c_v (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_2 - 1)}$$

Uit de tweede wet van Poisson volgt :

voor de adiabaat 1-2  $T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \frac{V_2^{k-1}}{V_1^{k-1}}$  (a)

voor de adiabaat 3-4  $T_3 V_3^{k-1} = T_4 V_4^{k-1} \rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \frac{V_4^{k-1}}{V_3^{k-1}}$  (b)

Uit (a) en (b) volgt :

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Hieruit volgt :  $\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$

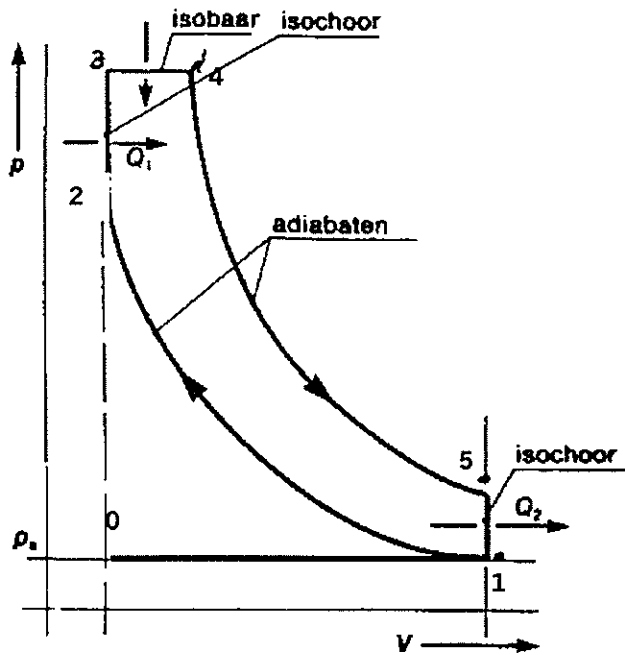
Noemen we  $V_1 / V_2$  de compressie verhouding  $c$  dan kan men schrijven

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{c^{k-1}}$$

Het rendement is afhankelijk van  $k$  en  $c$  en onafhankelijk van de grootte van  $Q_1$  d. w. z. onafhankelijk van de belasting. Een hoge compressieverhouding is gunstig maar een te hoge waarde van  $c$  veroorzaakt zelfontbranding van de brandstof.

Praktisch echter stelt het zogenaamde "kloppen" (detonatie) reeds eerder een grens aan de compressieverhouding dan het zelfontstekingspunt van de brandstof. Door speciale benzine met hoog octaangetal te gebruiken kan men detonatie tegengaan en de compressieverhouding opvoeren. Bij automotoren liggen de waarden van  $c$  in de regel tussen 8 en 10.

### 3.4 pV-diagram van de dieselmotor



Figuur 3-7

0→1: inlaatslag: de zuiger beweegt van het BDP naar het ODP. De inlaatklep staat open, theoretisch verandert de druk niet (isobaar).

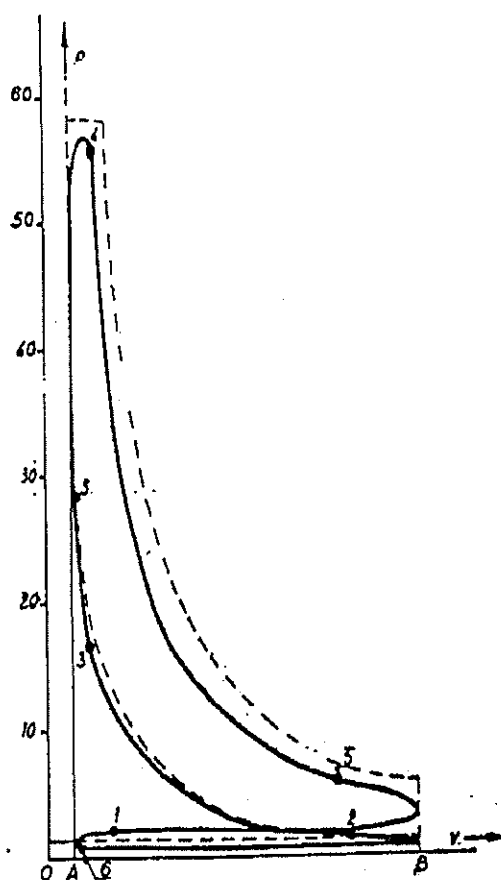
1→2: compressieslag: de kleppen staan dicht, de zuiger beweegt van het ODP naar het BDP. Theoretisch verloopt deze slag adiabatisch.

2→3→4: als gevolg van het in brengen van de brandstof en de zelfontbranding ervan, krijgen we eerst een verbranding bij constant volume en daarna een verbranding bij constante druk.

3→4: arbeidsslag: de zuiger beweegt van het BDP naar het ODP, dit verloop is theoretisch opnieuw adiabatisch.

4→1→0: uitlaatslag: de zuiger beweegt van het ODP naar het BDP (isobaar).

Het werkelijke pV-diagram wijkt opnieuw af van het theoretische omwille van dezelfde redenen:



Figuur 3-8

- de verbranding gebeurt niet volledig
- in de cilinder blijft altijd wat restgas over
- de verbranding heeft tijd nodig en verloopt dus niet bij een gelijkblijvend volume
- tijdens de compressie en de expansie treedt warmtewisseling op met de cilinderwanden
- er treedt gasverlies (drukverlies) op via de zuigerveren
- bij de gaswisseling treden stromingsverliezen op
- de kleppen openen en sluiten niet op het BDP en het ODP.

## 3.4.1 Rendement van de dieselmotor

Volgens figuur 3-7 kunnen we volgende vereenvoudigingen invoeren.

$\alpha = \frac{p_3}{p_2}$ : dit is de verhouding tussen de maximale druk en de compressie-einddruk

$c = \frac{V_1}{V_2}$ : dit is de compressieverhouding

$\rho = \frac{V_4}{V_3}$ : dit is de verhouding na en voor de warmtetoevoer.

$$\text{Algemeen } \eta_{\text{th}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad \begin{array}{l} \text{met } Q_2 = mc_v(T_5 - T_1) \\ Q_1 = mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_4 - T_3) \end{array}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + k(T_4 - T_3)} \quad (\text{a})$$

Het rendement van dit kringproces is gelijk aan:

We schrijven alle temperaturen in functie van  $T_1$ .

$$\text{Voor de adiabaat 1-2 geldt: } T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} \rightarrow T_2 = c^{k-1} T_1$$

$$\text{Voor de isochoor 2-3 geldt: } \frac{p_2 V_2}{T_2} = \frac{p_3 V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = c^{k-1} \alpha T_1$$

$$\text{Voor de isochoor 3-4 geldt: } \frac{p_3 V_3}{T_3} = \frac{p_4 V_4}{T_4} \rightarrow T_4 = c^{k-1} \alpha \rho T_1$$

$$\begin{aligned} \text{Voor de adiabaat 4-5 geldt: } T_4 V_4^{k-1} &= T_5 V_5^{k-1} \rightarrow T_5 = T_4 (V_4 / V_1)^{k-1} \\ &= T_4 \left( \frac{V_4 \cdot V_3}{V_3 \cdot V_1} \right)^{k-1} \\ &= T_4 \rho^{k-1} \frac{1}{c^{k-1} T_1} \end{aligned}$$

Na invullen van alle temperaturen in uitdrukking (a) en uitwerking vinden we

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{c^{k-1}} \frac{\alpha \rho^k - 1}{(\alpha - 1) + k\alpha(\rho - 1)}$$

Het rendement is afhankelijk van de compressieverhouding  $c$ , de verbrandingsverhouding  $\rho$  en de waarde  $\alpha$



### 3.5 Belang van het pV-diagram

Het ingesloten oppervlak van het pV-diagram is gelijk aan de theoretisch geleverde arbeid. Het oppervlak  $= p \cdot V$  ( $\text{N/m}^2 \times \text{m}^3 = \text{J}$ ) van het werkelijke diagram is kleiner dan het theoretische diagram. Hoe dichter het werkelijke (geïndiceerd) diagram het theoretische benadert hoe beter de motor functioneert, hoe hoger dus ook z'n rendement.

### 3.6 Principewerking

#### INLAATSLAG

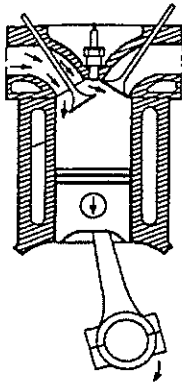
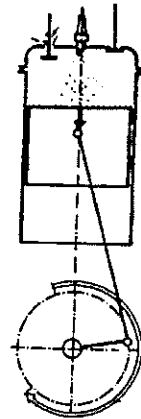


Fig. 3-9



Figuur 3-10

De zuiger beweegt van het bovenste (BDP) naar het onderste dode punt (ODP). De inlaatklep staat open. In de cilinder ontstaat hierdoor een onderdruk van 0.1 tot 0.2 bar. Het lucht-brandstof-mengsel wordt met een snelheid van 100 m/s aangezogen. Het is van belang dat tijdens de inlaatslag een zo groot mogelijke massa van dit mengsel wordt aangezogen. Het vermogen van de motor is namelijk sterk afhankelijk van de zogenaamde “vullingsgraad<sup>1</sup>”.

Theoretisch gezien moet de inlaatklep openen als de zuiger in het BDP staat en sluiten als de zuiger in het ODP staat. Het mengsel wordt aldus in de cilinder gezogen door de neergaande beweging van de zuiger. In werkelijkheid laat men de inlaatklep openen op 10 tot 30 krukasgraden voor de zuiger het BDP bereikt heeft. De zuiger beweegt dan wel nog naar boven, maar toch stroomt het mengsel binnen tengevolge van het hieronder beschreven verschijnsel.

Bij elke inlaatslag bereikt het mengsel in de inlaatkanalen een vrij hoge snelheid: het bezit dus een zekere kinetische energie. Op het ogenblik dat de inlaatklep sluit wordt deze mengselstroom tegengehouden, maar tengevolge van de massastraagheid wil het verder stromen. Het gevolg is dat dit mengsel zich ophoopt juist voor de inlaatklep en dat daar de druk enigszins stijgt. Het is deze restdruk in het inlaatspruitstuk die ervoor zorgt dat het mengsel kan binnenstromen als de inlaatklep de volgende keer opent (voor het BDP). Anderzijds sluit men de inlaatklep 40 tot 60 krukasgraden nadat de zuiger het ODP bereikt heeft. De zuiger beweegt dan wel naar boven, maar toch stroomt het mengsel nog binnen omdat men ook hier gebruik maakt van de bewegingsenergie van het gasmengsel (het mengsel stroomt met een snelheid van 100 m/s binnen).

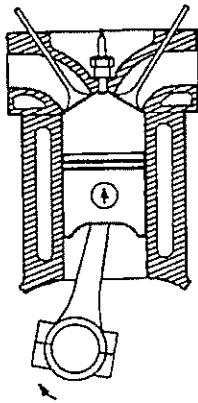
Tijdens de vulling moet men echter ook nog rekening houden met de volgende zaken: door de hoge temperatuur van de verbrandingskamer, zuiger en uitlaatklep stijgt de temperatuur van het inlaatgas. Het mengsel wordt ijler, de vullingsgraad vermindert. De temperatuur van het inlaatmengsel is dus liefst zo laag mogelijk. Anderzijds

<sup>1</sup> Vullingsgraad: zie bijlage: 1 Vullingsgraad

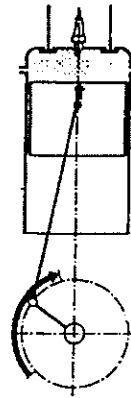
---

ondervindt de binnenstromende lucht een afkoelend effect ten gevolge van de verdamping van de vernevelde benzine.

### COMPRESSIESLAG



Figuur 3-11



Figuur 3-12

De in- en uitlaatkleppen staan dicht. Het mengsel wordt samengeperst tot zowat 1/6 à 1/10 van het oorspronkelijk volume.

De druk stijgt tot 10 à 16 bar bij benzine, en 30 à 50 bar bij diesel terwijl de temperatuur op loopt tot 400 à 500 °C.

Het belangrijkste tijdens deze compressieslag:

- Door de temperatuurstijging zal de brandstof geheel verdampen. (de benzine wordt in de uitlaatkanalen in vernevelde toestand toegevoerd).
- Door de sterke werveling die ontstaat door de opgaande beweging van de zuiger wordt de brandstof nog intenser gemengd met de lucht.
- Doordat het mengsel in zeer compacte toestand wordt gebracht, zal de verbranding sneller verlopen.

Hoe groter de compressieverhouding<sup>1</sup>, hoe groter het motorvermogen, maar de compressieverhouding mag ook niet te groot zijn, omwille van de klopvastheid<sup>2</sup> van de gebruikte brandstof.

Een motor met een grotere compressieverhouding vraagt dan ook een klopvastere benzine (benzine met hoger octaangetal)

Op het einde van de compressieslag wordt het mengsel tot ontbranding gebracht door de vonk aan de bougie (ontsteking). Deze vonk zal eerst een klein gedeelte van het mengsel doen ontbranden. Er ontstaat een vlamfront dat zich vanaf de bougie uitbreidt in de verbrandingsruimte met een snelheid van 10 tot 25 m/s (dit houdt in dat het mengsel ongeveer 2 ms nodig heeft om totaal te verbranden).

De temperatuur loopt op tot 2000°C bij benzine en tot 2500°C bij diesel. De druk stijgt er tot 30 à 70 bar bij benzine en 60 à 100 bar bij diesel.

<sup>1</sup> Compressieverhouding: zie bijlage: 2 Compressieverhouding

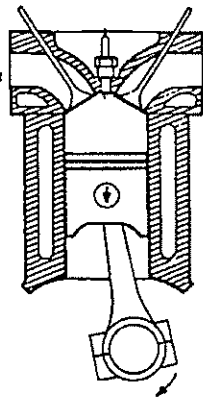
<sup>2</sup> Klopvastheid: een grotere compressie betekent hogere temperaturen. Het gevaar bestaat dan dat het mengsel spontaan en ongecontroleerd (op het verkeerde ogenblik) ontbrandt. Deze ongecontroleerde en intense ontbranding zal de motor zeer sterk belasten ( met motor wordt hier de zuiger, drijfstaang, krukas en lagers bedoeld). De motor gaat dan pingelen (of kloppen)

---

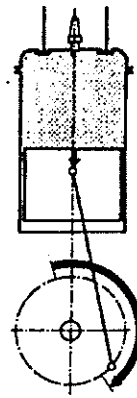
Het ontstekingstijdstip kan variëren tussen 0 en 40 krukasgraden van het BDP, en is vooral afhankelijk van het motortoerental en de belasting.

Het is in ieder geval de bedoeling dat het ontstekingstijdstip zodanig gekozen wordt dat de maximale verbrandingsdruk optreedt, net na het BDP, als de zuiger reeds naar beneden beweegt ( zie arbeidsslag).

## ARBEIDSSLAG



Figuur 3-13



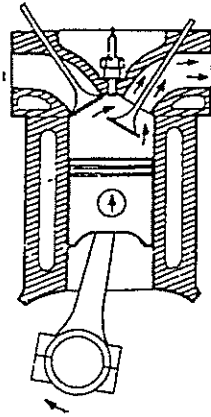
Figuur 3-14

Tengevolge van de drukstijging na de verbranding wordt op de neerwaartse bewegende zuiger een grote kracht ontwikkeld die via de drijfstang werkzaam is op de krukas. Aan de krukas is dan uiteindelijk het motorkoppel beschikbaar.

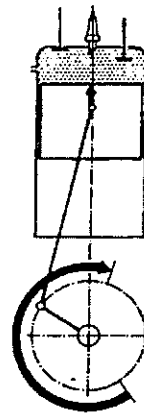
Het motorkoppel is niet constant, aangezien  $F$  en de hoek  $A$  veranderen. Bovendien levert de motor alleen koppel<sup>1</sup> tijdens de arbeidslag. Om toch een zo gelijkmatig mogelijk verloop van het motorkoppel te bekomen, wordt een vliegwiel<sup>2</sup> geplaatst.

1 Koppel: zie bijlage: 6 Draaimoment bij automotoren en bijlage 7 Arbeid en vermogen  
2 Vliegwiel: zie 5. 6 Vliegwiel

## UITLAATSLAG



Figuur 3-15



Figuur 3-16

Theoretisch moet de uitlaatklep openen wanneer de zuiger in het ODP staat en sluiten in het BDP. Het verbrande mengsel wordt dan als gevolg van de opgaande beweging van de zuiger uit de cilinder gedreven. In werkelijkheid opent de uitlaatklep 40 à 60 krukasgraden voor het ODP. De uitlaatgassen verlaten de cilinder toch omdat er nog een aanzienlijke restdruk (4 à 7 bar) aanwezig is na de verbranding. Bovendien wordt de uitlaatklep gesloten op 5 à 30 krukasgraden na het BDP. De zuiger beweegt dan wel naar beneden, maar toch stromen de verbrandingsgassen verder uit de cilinder vanwege de bewegingsenergie die ze nog bezitten (de verbrande gassen kunnen een snelheid van 300 m/s halen). Bemerkt dat de in- en uitlaatklep over een aantal krukasgraden samen open staat. Dit noemt met klepoverlapping<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Klepoverlapping: zie bijlage: 9.2 De klepoverlapping

### 3.7 Onderscheid tussen diesel- en benzinemotoren

Ottomotor	Dieselmotor
Compressieverhouding	
≈ 8:1	≈ 22:1
Brandstof	
Lichtere brandstoffen, zoals benzine, LPG en petroleum	Zwaardere brandstoffen zoals dieselolie (gasolie) en stookolie
Mengselvorming	
<p>Buiten de verbrandingskamer wordt het brandbare mengsel in een carburator gevormd. Ook kan benzine in het uilaatspuitstuk gespoten worden, waar het dan brandbare mengsel wordt gevormd. Het brandstof-luchtmengsel komt tijdens de inlaatperiode in de cilinder, waar het gecomprimeerd wordt.</p> <p>Compressie-einddruk ≈ 10 tot 12 bar. Compressie-eindtemperatuur ≈ 400°C</p>	<p>De brandstof wordt in de verbrandingskamer gespoten. Tijdens de inlaatslag zuigt de motor alleen lucht aan. Aan het eind van de compressieslag wordt een aangepaste hoeveelheid brandstof onder hoge druk (van 80 tot 180 bar) door de verstuiver in de hete samengeperste lucht gespoten.</p> <p>Compressie-einddruk ≈ 25 tot 50 bar. Compressie-eindtemperatuur ≈ 500 tot 700°C</p>
Ontsteking	
<p>In het gecomprimeerde brandstof-luchtmengsel laat men door middel van een bougie een vonk overspringen. Hierdoor begint het samengeperste mengsel te verbranden.</p>	<p>Door de hoge compressie-verhouding van de dieselmotor zal de compressie-einddruk en dus ook de compressie-eindtemperatuur zo hoog zijn, namelijk hoger dan de zelfontstekingstemperatuur, dat de in fijn verdeelde toestand ingespoten brandstof door zelfontsteking gaat verbranden.</p> <p>Vooraf bij koude start is een hoge compressieverhouding noodzakelijk. Bij een direct ingespoten dieselmotor moet men dan ook extra warmte via voorgloeien toevoeren boven de vrijgekomen.</p>



Verbranding	
Het mengsel is in zeer korte tijd verbrand. Gedurende deze korte verbranding zal de ruimte boven de zuiger praktisch niet veranderen.	Nadat enige brandstof is ingespoten, gaat deze na verloop van de verbrandingsvertraging tot ontbranding over. De verbrandingsvertraging is de tijd die nodig is voordat een relatief koude druppel olie gasvormig is geworden en de zelfontstekingstemperatuur heeft bereikt. De hierbij vrijgekomen warmte doet de temperatuur stijgen en zorgt ervoor dat de rest van de in te spuiten brandstof zo snel mogelijk en tijdens het inspuiten verbrandt.
Verbrandingsdruk $\approx 40$ bar Maximale verbrandingstemperatuur $\approx 2000^{\circ}\text{C}$	Verbrandingsdruk $\approx 85$ bar Verbrandingstemperatuur $\approx 2000^{\circ}\text{C}$
Regeling	
De hoeveelheid brandstof-luchtmengsel wordt geregeld door de gasklep in de carburatorvoet. Deze is met het gaspedaal verbonden. Bij het intrappen van het gaspedaal kan de motor meer mengsel binnen krijgen.	Door verdraaiing van de plunjer in de hogedrukinspuitpomp, kan de hoeveelheid ingespoten brandstof geregeld worden, de hoeveelheid lucht niet. Het verdraaien van de plunjer kan via een stangenstelsel gebeuren door het brandstofpedaal in de bestuursruimte. Een mechanische (centrifugaal) reguleur speelt hierbij geen rol: daar gebeurt het rechtstreeks door het brandstofpedaal. De taak van een reguleur bij autodiesels is in de eerste plaats het regelen van het maximale en minimale toerental.
Rendement	
$\approx 25\%$	$\approx 35\%$

Tabel 3-1

## 4 De dieselmotor

### 4.1 De verbranding

#### 4.1.1 Inspuitvertraging

Dit is de korte tijdspanne die verloopt tussen het moment waarop de brandstofpomp begint te leveren en het moment waarop de brandstof begint te spuiten (aan het uiteinde van de injecteur). Men moet ook rekening houden met de zwakke uitzetbaarheid van de toevoerleiding en een zekere samendrukbaarheid van de brandstof.

#### 4.1.2 Ontstekingsvertraging

De tijd die verloopt tussen het inspuiten van de brandstof en de ontvlaming ervan wordt "ontstekingsvertraging" genoemd. Deze vertraging, waarin bepaalde fysische en chemische reacties (verbonden aan de aard van de brandstof) plaats grijpen, laat zich op splitsen in:

- a) Chemische vertraging
- b) Fysische vertraging

##### a Fysische vertraging

De tijdspanne gedurende dewelke fijne druppeltjes diesel opwarmen door contact met de lucht en hun verneveling.

##### b Chemische vertraging

Gedurende de tijd die de ontvlaming voorafgaat, gebeurt de vermenging van de brandstof en de zuurstof. In principe schommelt deze tijdspanne tussen de 0.001 en de 0.002 seconden. Gedurende deze fractie wentelt de krukas met een hoek van 10 à 20 graden, naargelang de snelheid van de motor. Aldus ontbrandt alle brandstof bruusk, die in de cilinder toegelaten was tijdens deze vertraging. Hieruit resulteert een hoge verhoging van de temperatuur en de druk. Tijdens de elkaar opvolgende injecties blijft de brandstof progressief branden zoals in een motor met carburator evenwel met hogere drukken, wat resulteert in een beter rendement.

##### Besluit

Om de beste werkomstandigheden te bekomen is het noodzakelijk brandstof te gebruiken die zo snel mogelijk ontvlamt. Met andere woorden brandstof die gekenmerkt is door een korte ontstekingsvertraging. In tegenstelling met wat gebeurt in een Ottomotor streeft men er naar een zo vlug mogelijke zelfontbranding uit te lokken. Wanneer deze zich met vertraging voordoet, stapelt zich een te grote hoeveelheid brandstof op gedurende de ontstekingsvertraging en veroorzaakt een te grote explosie op het moment van de ontvlaming. Men merkt op dat bij een hoge compressiegraad, het fenomeen van detonatie verzwakt terwijl dit in het geval van een Ottomotor de detonatie zou bevorderen.

#### 4.1.3 Mogelijkheden tot het beperken van de dieselklop

Om de plotse drukstijging, dus de dieselklop, zoveel mogelijk te beperken moet de relatieve hoeveelheid brandstof (% van het totaal) die tijdens het ontstekingsuitstel wordt ingespoten, zoveel mogelijk worden beperkt. De relatieve hoeveelheid hangt af van:

- a) De duur van het ontstekingsuitstel
- b) Snelheid van de injectie tijdens dit uitstel (hoeveelheid geïnjecteerde brandstof)

a Duur van de het ontstekingsuitstel

Dit moet zo klein mogelijk zijn.

De aangewende middelen om het ontstekingsuitstel zo klein mogelijk te houden zijn:

- Fijne verdeling van de brandstof en een goede luchtwerveling
- Hoge compressie-einddruk, vb. : bij een koude start heeft men altijd sterke dieselklop.
- Hoge inlaatdruk en inlaattertemperatuur, vb. : het opladen van een dieselmotor verkleint de duur van het ontstekingsuitstel.
- Een goede ontvlambaarheid van de brandstof (dit wordt weergegeven door het cetaangetal<sup>1</sup>).

b De snelheid van de injectie tijdens dit uitstel

Dit moet zo klein mogelijk zijn. De snelheid van de injectie neemt toe met het toerental. Dit verklaart waarom kleine snellopende dieselmotoren meer neiging vertonen tot kloppen dan grotere motoren. De snelheid van de injectie die tijdens het ontstekingsuitstel moet zo klein mogelijk zijn, dat betekent ook dat het injectiedebiet tijdens dat uitstel klein hoeft te zijn.

Middelen om het injectiedebiet tijdens het ontstekingsuitstel zo klein mogelijk te houden zijn:

- Vorm van de brandstofnok aanpassen
- Het toepassen van speciale verstuivers. Deze speciale verstuivers zijn smootapverstuivers. Tijdens het ontstekingsuitstel laten de smootapverstuivers weinig brandstof door zodat de dieselklop gereduceerd kan worden. Na het ontstekingsuitstel laat deze verstuiver het volle debiet toe.

---

<sup>1</sup> Cetaangetal: zie 4.1.5.2.4 Cetaangetal

#### 4.1.4 Eisen gesteld aan de motor om optimaal te werken

- a) Compressiedruk en eindtemperatuur
- b) Zuurstof voor de verbranding
- c) Atomisatie van de ingespoten brandstof
- d) Penetratie van de brandstof
- e) Swirl of turbulentie
- f) Voldoende starttoerental
- g) Ontbrandingskwaliteit van de brandstof

##### a Compressiedruk en temperatuur

Door het feit dat een diesel alleen lucht aanzuigt, kan de compressieverhouding opgevoerd worden tot gemiddeld 18/1, waardoor de eindtemperatuur automatisch verhoogd wordt met 500 à 700° wat ondenkbaar is voor een benzinemotor (de zelfontstekingtemperatuur)

##### b Zuurstof voor de verbranding

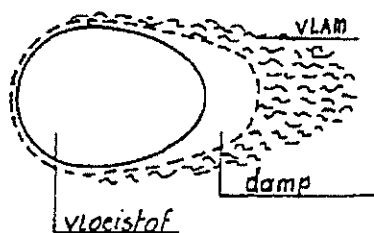
Het vermogen dat een dieselmotor kan leveren wordt niet bepaald door de hoeveelheid brandstof, maar door de hoeveelheid lucht die maximaal in de cilinder kan gebracht worden.

De menging van de brandstof met lucht heeft plaats in de cilinder, de beschikbare tijd voor het tot stand brengen van de ontmoeting brandstof-zuurstof is zeer kort. Om de kans op deze ontmoeting zo groot mogelijk te maken, wordt meer lucht (zuurstof) toegevoerd dan theoretisch nodig is voor de hoeveelheid ingespoten brandstof. Dit overschot kan 100% en meer bedragen, doch bedraagt voor kleine snellopende motoren 30 tot 40%.

##### c Atomisatie van de ingespoten brandstof

Om het mengproces zo snel mogelijk te laten verlopen, dient een zo groot mogelijk contact tussen brandstof en zuurstof tot stand te worden gebracht.

Hiertoe wordt de brandstof met behulp van een verstuiver ingespoten en verstoven.



Figuur 4-1

Indien een brandstofdruppel met diameter van 1mm wordt verdeeld in 1000 druppeltjes van 0.1 diameter, dan wordt het totaal bestreken oppervlak van deze druppels 10 maal zo groot als dat van die ene druppel van 1mm.

Om toch in de gecomprimeerde lucht voldoende ver te kunnen doordringen, moeten de druppeltjes voldoende massa bezitten.

d Penetratie die leidt tot homogene menging

De brandstof wordt onder hoge druk via een verstuiver in de verbrandingskamer gebracht.

Geen verstuiver is in staat de brandstof in fijne druppels gelijkmatig in de gecomprimeerde lucht te verdelen. De brandstof komt als een soliede straal in de verbrandingskamer en eerst door botsing met de luchtmoleculen worden de druppels als het ware afgestroopt waardoor deze overgaat in een kegelvormige pluim. Een verbetering in de verdeling van de brandstof over de gehele verbrandingsruimte kan worden verkregen door de verstuiver met meerdere openingen toe te passen. Bij een meergatsverstuiver echter zal zich tussen de brandstofpluimen nog een grote hoeveelheid lucht bevinden, die niet in contact kan komen met de brandstofdruppels. Dit wordt verbeterd door de zogenaamde "swirl".

e Swirl of turbulentie

Bij het inspuiten van de brandstof in de verbrandingskamers is het onmogelijk de brandstofdeeltjes een andere dan een rechte baan te geven en bijgevolg kunnen deze dus niet naar de zuurstof gebracht worden. Om deze problemen op te lossen gaan we trachten de zuurstof (lucht) naar de brandstof toe te brengen. Dit is mogelijk door aan de lucht een draaiende beweging te geven, waardoor een soort draaikolk (swirl) ontstaat.

Deze draaikolk kan op verschillende manieren ontstaan, namelijk

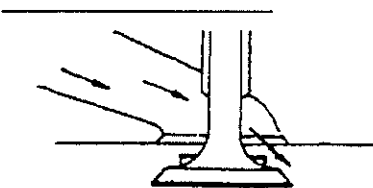
- Tijdens de aanzuigslag
- Tijdens de compressieslag (hangt af van de vorm van de verbrandingskamer)
- Tijdens de verbranding (indirecte inspuiting)

Hierdoor kunnen de verstuiverdrukken relatief laag blijven.

Soorten swirl:

a) Swirl door binnenstromende lucht

Een mogelijkheid bestaat erin de lucht een draaiende beweging te geven door de inlaatklep te voorzien van een schotel. Een nadeel is echter dat de inlaatklep niet kan draaien en dus gemakkelijker kan lekken.



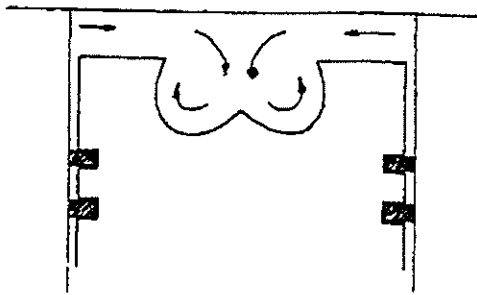
Figuur 4-2



Figuur 4-3

Een andere mogelijkheid is de lucht een draaiende beweging te geven door het inlaatkanaal zo te construeren dat de luchtstroom een draaiende beweging krijgt bij het binnenstromen. Men noemt dit een Drallkanaal.

## b) Swirl door compressie van lucht

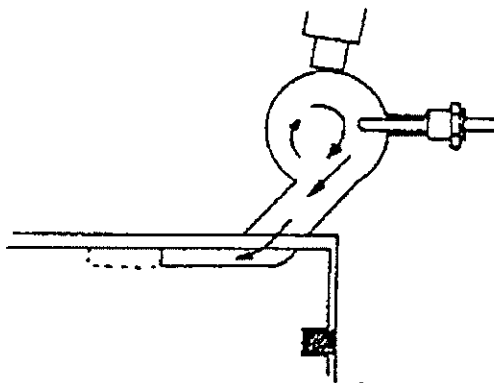


Figuur 4-4

tussen zuiger en cilinderkop zo klein mogelijk gehouden

De roterende snelheid van de luchtmasa kan worden verhoogd door gebruik te maken van een komvormige zuiger, waarvan de zuigerkom een diameter heeft die kleiner is dan die van de cilinder. Bij het stijgen van de zuiger ontstaat in de zuigerkom een zogenaamde toroïdale werveling. De brandstof wordt ingespoten in het hart van de kom. Dit verdringproces wordt met "squish" aangeduid. Teneinde het squish effect zo sterk mogelijk te maken, wordt de ruimte

## c) Swirl door verbranding



Figuur 4-5

Tijdens de compressieslag wordt de lucht in een hulpkamer geperst. De brandstof wordt ingespoten in deze voorkamer en zal daar in contact met de hete wanden grotendeels verdampen en ontsteken.

Door de druk (ontstaan door de verbranding), wordt de brandende gasmasa gemengd met verbrande en onverbrande koolwaterstoffen en in de cilinder geperst waar het verbrandingsproces voltooid wordt.

Een voorbeeld hiervan is de "ricardo comet verbrandingkamer", hiermee wordt een rustige verbranding verkregen, als gevolg van de snelle verbranding van de brandstof en het rijke mengsel.

Een variatie op deze constructie is de voorkamer, toegepast door Daimler-Benz. Bij deze constructie behoeft de brandstof niet zeer fijn te worden verstoven en wordt aan de penetratie van de brandstofstraal geen hoge eis gesteld.

#### f Voldoende starttoerental

Om mogelijk te maken dat de dieselmotor gemakkelijk aanslaat is het wenselijk dat de startmotor de motor voldoende snelheid geeft zodat de zuiger zo weinig mogelijk compressieverlies kan hebben. Als hulpmiddel voor indirecte inspuitingen worden voorgloeï-installaties voorzien die de koude gecompriëerde lucht op voldoende temperatuur brengt.

#### g Gemakkelijk ontbranden van de brandstof

Voor dieselmotoren worden meestal zware brandstoffen gebruikt zoals gasolie en stookolie. Voor snellopende motoren is autogasolie de aangewezen brandstof. Het is een uit aardolie vervaardigd distillaatproduct.

#### h Eisen gesteld aan gasolie

- Een goede ontstekingskwaliteit
- Een lage viscositeit
- Een grote zuiverheid
- Een laag stolpunt

#### Eigenschappen van gasolie

Soortelijk gewicht:	tussen 0.84 en 0.88
Kookgrenzen:	tussen 210 en 380°C
Zelfontbrandingstemperatuur:	350°C
Verbrandingswaarde:	54 KJ/kg
Vlampunt:	boven 65°C
Viscositeit:	1 tot 2,5° Engler
Stolpunt:	moet voldoende laag zijn om te kunnen filteren en verstuiven

#### 4.1.5 Dieselbrandstof

##### 4.1.5.1 Gemakkelijk ontbrandbaar

Wanneer de verstuiver de brandstof in de hete, samengeperste lucht begint te spuiten, moet zo snel mogelijk daarna de verbranding beginnen. De verbranding voltrekt zich dan verder gedurende de inspuiting.

Het is onvermijdelijk dat er kleine ontstekingsvertraging is. Wordt deze vertraging echter te groot, dit wil zeggen begint de verbranding als er reeds een vrij grote hoeveelheid gasolie is ingespoten, dan zal alles van deze verbranding, dat al wel vergast is maar nog niet de zelfontbrandingstemperatuur heeft bereikt, gelijktijdig mee verbranden. Dit gaat gepaard met een kloppend geluid, de zogenaamde dieselklop. Is de gasolie van betere kwaliteit, dit wil zeggen gemakkelijker ontbrandbaar in hete lucht doordat de zelfontstekingstemperatuur lager ligt, dan is de ontstekingsvertraging kleiner en de dieselklop dus ook geringer. Deze kwaliteit van de diesel-brandstof wordt aangeduid met het cetaangetal. Het cetaangetal, dat op gelijksoortige wijze wordt vastgesteld als het octaangetal bij benzine, is ongeveer 60. Hoe hoger het cetaangetal, hoe gemakkelijker ontbrandbaar en hoe vluchtiger de dieselbrandstof dus is. Zware stookolie zal dus een laag cetaangetal hebben.

De brandstof mag echter ook niet te gemakkelijk ontbranden, dit wil zeggen het cetaangetal mag niet te hoog zijn, omdat anders de verbranding zich te dicht bij de verstuiver afspeelt. Een kleine ontstekingsvertraging moet er dus altijd blijven. Overigens is het ook een nadeel dat bij grotere vluchtigheid de zelfontstekingstemperatuur stijgt. Dus een probleem van tegenwerkende factoren, waaruit het optimum moest worden gevonden.

De dieseldetonatie of dieselklop kan bestreden worden door volgende constructieprincipes toe te passen:

- Een hoge temperatuur bij het begin van de inspuiting. Behalve door een compressieverhouding kan dit ook bereikt worden door aanbrenging van speciale ongekoelde ontstekingskernen. Hiervoor wordt de zuigerbodem veelvuldig gebruikt.
- Een zeer fijne inspuiting, waardoor de brandstof goed in de lucht verdeeld wordt.
- Luchtwerveling zal de menging bevorderen. Deze werveling kan op verschillende wijzen verkregen worden, hetzij tijdens de inlaat, hetzij tijdens de compressie.
- De ontstekingsfase kan men doen verlopen in een aparte ruimte, zodat de hoge druk niet direct op de zuiger komt. Dit procédé heeft zelfs het voordeel dat een betrekkelijke eenvoudige verstuiver en een lage inspuitdruk toegepast kunnen worden. Het is dus duidelijk dat motoren met directe inspuiting meer onderhevig zijn aan dieselklop, dan motoren met indirecte inspuiting.

##### 4.1.5.2 Zuiverheid

De filtering van brandstof is vooral nodig met het oog op slijtage in de pomp en de verstuiver waarin zeer hoge drukken heersen. Bovendien verhindert vuil dat de



naalden en de kleppen goed sluiten. De filtering wordt bijna altijd dubbel uitgevoerd: eerst met doek-, vilt-, messing- of kopergaas- filters. Daarna volgt de tweede filtering door de brandstof door gekalibreerde openingen te persen, de metallieke filtering. Voor het in gebruik nemen en na iedere reiniging, moet de filter geheel met gas(olie) gevuld en ontlucht worden.

#### *4.1.5.2.1 Asgehalte van de brandstof – Conradson getal*

Hetgeen als onverbrande producten overblijft na de volledige verbranding van een staal van de brandstof noemt men “as”. Men noemt “asgehalte” de verhouding in percent uitgedrukt tussen de hoeveelheid “as” en de hoeveelheid verbrande brandstof. De “as” is vooral samengesteld uit zand, roest en andere abrasieve stofdeeltjes die aanleiding geven, zo ze in de motor neerslaan, tot sleet op de moteronderdelen (cilinders, kleppen, zuigerringen, injectoren). Over het algemeen moet het asgehalte beperkt blijven tot 0. 01%.

Men noemt “Conradson getal” de hoeveelheid niet distilleerbare stoffen overblijvend bij een distillatie van 375 tot 400°C. Deze hoeveelheid in verhouding tot de totale hoeveelheid brandstof wordt uitgedrukt in “graden Conradson”. Het maximum toelaatbaar Conradson getal is 0. 03%.

#### *4.1.5.2.2 Zwavelgehalte van de brandstof*

Motorbrandstoffen, in het bijzonder deze van Amerikaanse oorsprong, bevatten over het algemeen een hoeveelheid zwavel. Dit product is niet zeer nadelig voor motoren werkend op normale bedrijfstemperatuur gezien de tijdens de verbranding gevormde zwavelanhydrides ( $\text{SO}_2$  en  $\text{SO}_3$ ) regelmatig met de uitlaatgassen ontwijken. Dit is evenwel niet het geval voor motoren werkend op een te lage temperatuur (vb. na het aanzetten of bij geringe belasting). In dit geval vormen de zwavelanhydrides, samen met de waterdamp, zwavelzuur dat zich mengt met de smeerolie die als gevolg daarvan corrosief wordt. De invretende werking van het zwavelzuur tracht men te verminderen of zelfs volledig uit te schakelen door aan de smeerolie neutraliserende producten toe te voegen.

Het maximum toelaatbaar zwavelgehalte is algemeen 1%.

Bij hogere zwavelpercentages is het aan te raden de uitaatleidingen te vervaardigen in gietijzer en te calorifugeren<sup>1</sup>.

#### *4.1.5.2.3 Watergehalte en bezinksels*

Water maakt de brandstof corrosief zodat roestvorming ontstaat in de injectiepompen en injectoren waardoor deze kunnen klemmen of na korte tijd buiten dienst worden

---

<sup>1</sup> Calorifugeren: het vermijden van de afkoeling van de uitlaatgassen en de condensatie van waterdamp en de zwavelanhydrides

gesteld.

Daarom moet het maximum watergehalte in de brandstof algemeen beperkt blijven tot 0,05%. Bij de explosiemotor veroorzaken sporen van water in de brandstof reeds storingen in de carburator waardoor de motor onregelmatig loopt.

#### 4.1.5.2.4 Cetaangetal

Men vertrekt met 2 referentiebrandstoffen

-cetaan: ontsteekt snel, wat betekent een klein ontstekingsuitstel

- $\alpha$ -Metyinaftaleen: ontsteekt zeer moeilijk, wat betekent een groot ontstekingsuitstel

De bepaling gaat als volgt, het cetaan-getal is het getal dat het aantal procenten cetaan aangeeft in een mengsel van cetaan en  $\alpha$ -Metyinaftaleen, welk mengsel onder dezelfde omstandigheden dezelfde klopvastheid heeft als de beschouwde brandstof.

In een proefmotor, volgens een welbepaalde testmethode, worden brandstoffen vergeleken met het mengsel cetaan/ $\alpha$ -Metyinaftaleen.

Voorbeeld: Het cetaangetal 60 betekent dat de onderzochte brandstof een even groot ontstekingsuitstel heeft als een mengsel van 60% cetaan en 40%  $\alpha$ -Metyinaftaleen.

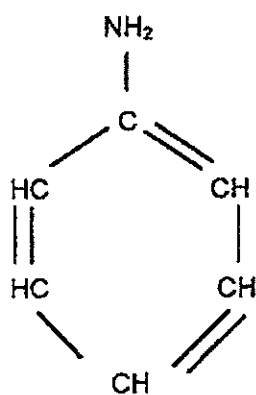
#### 4.1.5.2.5 Dieselindex van de brandstof

De juiste bepaling van het cetaangetal van een brandstof is tamelijk moeilijk en vergt kostelijke toestellen. Daarom vervangt men dikwijls het begrip "cetaangetal" door het begrip "dieselindex" omdat beide waarden bijna aan elkaar gelijk zijn en in een zelfde zin evolueren.

Men noemt "dieselindex" de verhouding:

$$\text{Dieselindex} = \frac{\text{Anilinepunt in graden Fahrenheit} \times \text{Beaumé dichtheid}}{100}$$

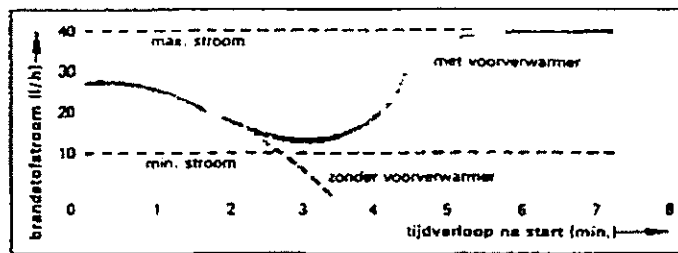
Het anilinepunt bekomt men door een mengsel van gelijke volumes aniline en de te onderzoeken brandstof in een dubbelwandige buis te verwarmen tot het mengsel klaar helder wordt. Vervolgens koelt men het mengsel terug af en men noteert in °F op dewelke het mengsel terug begint troebel te worden.



Figuur 4-6

Animo benzeen  $C_6H_5NH_2$   
Technische benaming: aniline

### 4.1.6 Dieselveerwarmingssystemen



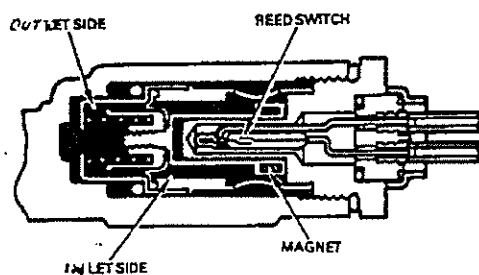
Figuur 4-7

De gestippelde lijn laat zien wat er gebeurt zonder diesellolievoorverwarmer na een extreem koude start. Na  $\pm 2$  à 3 minuten is het filter “dichtgevlokt” en laat geen diesellolie meer door. De doorgetrokken lijn laat de functie van de voorverwarmer zien. Vlokvorming wordt voorkomen, het filter blijft doorlaatbaar.

#### Beschrijving:

De parafine welke zich in opgeloste vorm in de brandstof bevindt, gaat stollen bij een temperatuur beneden de  $0^{\circ}\text{C}$  en zodoende de filter verstopen. Om dit te beletten is er op bepaalde dieselmotors een brandstofverwarmingselement geplaatst. Dit systeem bestaat hoofdzakelijk uit een onderdrukcontact en een verwarmingselement.

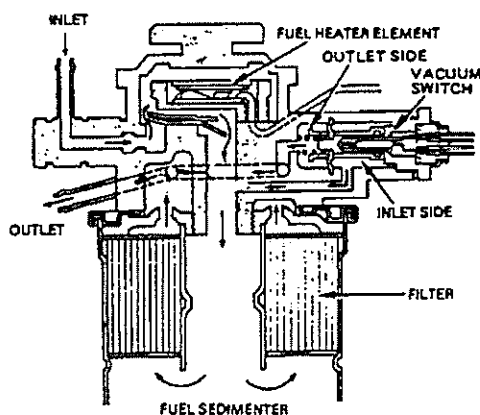
#### 4.1.6.1 Onderdrukcontact



Figuur 4-8

Dit contact bevindt zich boven aan de brandstoffilter en neemt de druk waar aan inlaaten- en uitlaatzijde van de filter. Indien het verschil in druk tussen in- en uitgang groter is dan toegelaten, wordt inwendig een contact gevormd. Hierdoor vloeit een elektrische stroom en wordt de brandstof opgewarmd.

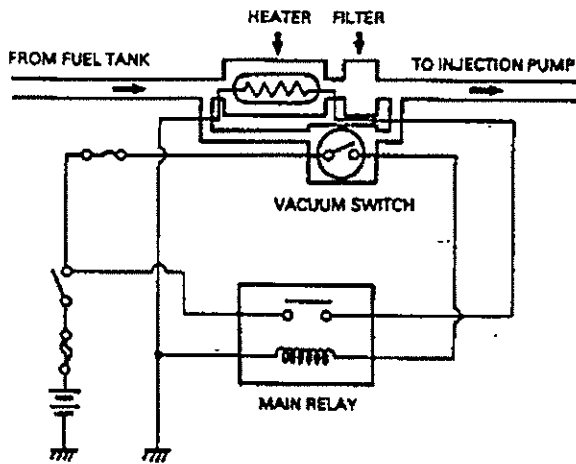
#### 4.1.6.2 Verwarmingselement



Figuur 4-9

Het verwarmingselement bevindt zich in het filterhuis. Dit filterhuis wordt opgewarmd en zodoende ook de brandstof die hierdoor vloeit. Het verwarmingselement zelf is gemaakt uit ceronisch materiaal. De weerstand hiervan verhoogt zeer vlug bij temperatuurstijging. Hierdoor kan dit element ook gebruikt worden als temperatuurgebonden systeem, welke het ook zekerder en veiliger maakt dan alle andere systemen.

## Werking



Figuur 4-10

Wanneer de brandstoftemperatuur laag is, zal de parafine in de brandstof stollen en de filter verstopen. Dit zal een drukverschil teweeg brengen tussen inlaat- en uitlaatzijden van de filter. Wanneer dit verschil boven de 150 mm HG stijgt, wordt hierdoor het vacuümcontact gesloten en wordt er elektrische stroom door het verwarmingselement gestuurd. Hierdoor wordt het stollingseffect van de parafine tegengewerkt. Wanneer een drukverschil een waarde bereikt dat lager is dan 120 mm Hg, opent het vacuümcontact opnieuw en wordt de elektrische stroom afgesloten.

## 4.2 Klassificatie van de dieselmotoren

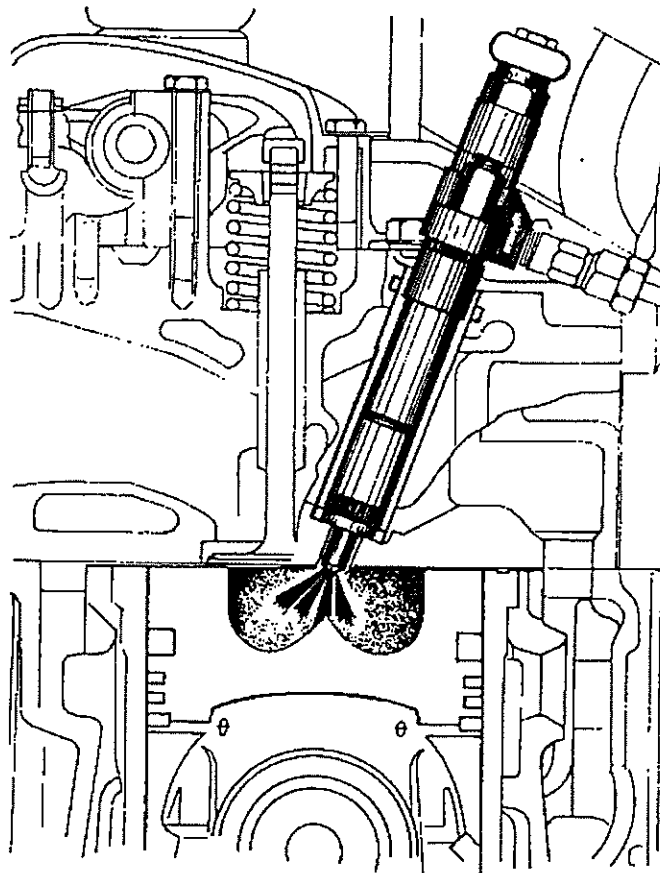
### 4.2.1 Directe inspuiting

Bij dit systeem wordt de brandstof direct in de cilinder gespoten door middel van een centrale meergatsverstuiver die de brandstof met een hoge injectiedruk zo fijn en gelijkmatig mogelijk verdeelt.

Vrijwel altijd is hierbij de verbrandingskamer in de zuiger ondergebracht. De luchtwerveling zorgt ervoor dat de menging van brandstof en lucht zodanig verloopt dat de ontstekingsvertraging niet te groot wordt. Deze luchtwerveling kan men bereiken door het inlaatspuitstuk zo te vormen dat de lucht met grote snelheid wervelend in de zuigerholte komt. Gedurende de compressieslag blijft de lucht een draaiende beweging behouden zodat we bij inspuiting een goede menging krijgen.

#### 4.2.1.1 VOLVO-verbrandingssysteem

De verbranding gebeurt in een toroïdale verbrandingsruimte, waarbij tijdens de verbranding de brandstofaanwezige energie omgezet wordt in mechanische arbeid. Door de effectieve regeling van de inspuiting, de luchtbewegingen, de menging van de brandstof en de verdeling wordt er zoveel mogelijk energie uit de brandstof gehaald.



Figuur 4-11

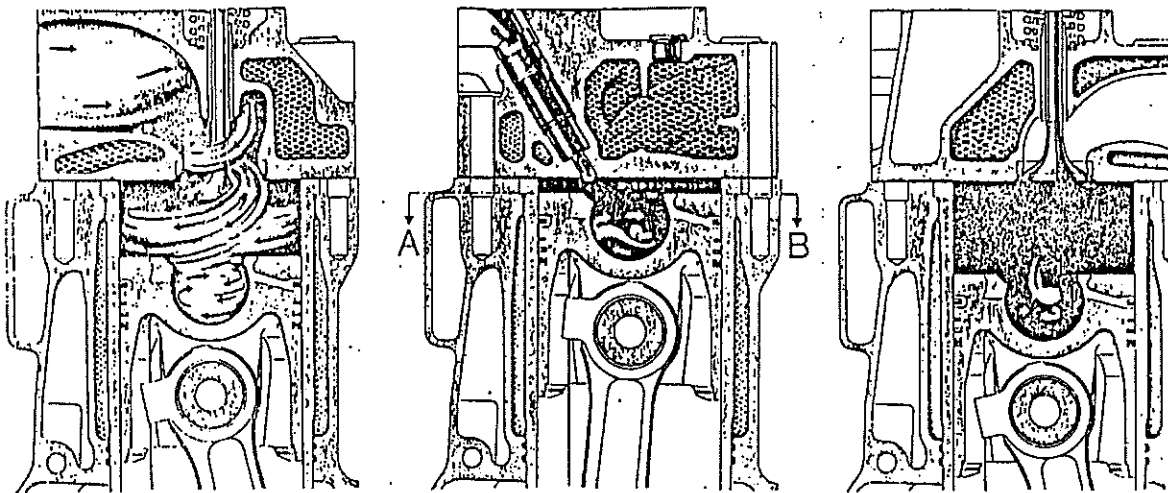
#### 4.2.1.2 Het M. A. N. -verbrandingssysteem

De afkorting M. A. N. staat voor Machinefabriek Ausburg Nuremberg. De gang van zaken bij de verbranding van de M. A. N. -motor wijkt iets af van de normale.

##### 4.2.1.2.1 "M"-procédé

De "M" betekent Mittenkugelbrenraum of bolvormige verbrandingskamer in het midden van de zuigerbodem. Het M-procédé maakt gebruik van brandstofafzetting op de zuigeruitholling; De luchtwerveling wordt bekomen door een speciaal gevormd inlaatkanaal. Door de methode van inspuiting wordt de brandstof niet gemengd met de lucht, maar op een betrekkelijk "koud" gedeelte van de verbrandingskamer gespoten. Om een relatief koude wand te verkrijgen, wordt de oliestraal tegen de onderkant van de zuiger gespoten. Er wordt dan 95% van de brandstof onder de vorm van een natte, dunne film op de wand van de min of meer kogelvormige uitholling in de zuigerbodem gevormd. De overige 5% wordt rechtstreeks in de verbrandingskamer verstoven en verbrandt direct tijdens de inspuiting.

De warmte die aan het begin en tijdens de verdere vooruitschrijdende verbranding vrijkomt, zal de verdamping van de brandstoffilm bewerkstelligen. De nog steeds doorgaande werveling doet een geleidelijke goede menging van brandstof en lucht ontstaan en ook een geleidelijke verbranding. Bij dit inspuitsysteem wordt de mengselvorming door de verdamping en verbranding zelf geregeld met ongevoeligheid voor ontstekingsgewilligheid van verschillende brandstoffen. Men kan hier duidelijk spreken van een geslaagde verbranding.



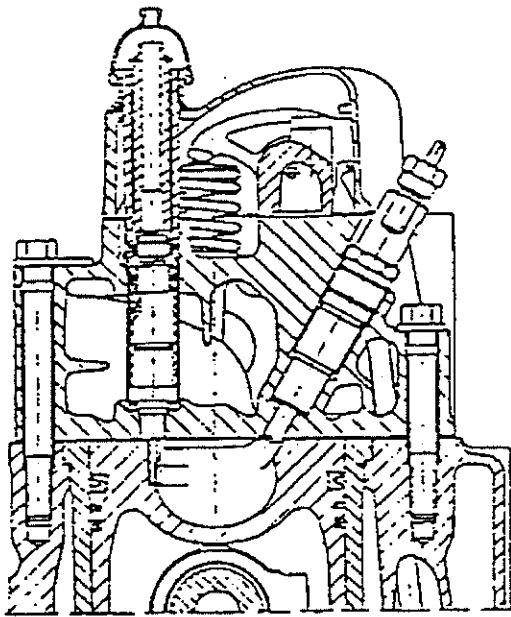
Figuur 4-12

#### 4.2.1.2.2 "HM"-procédé

Het procédé is een combinatie van twee effectsystemen, enerzijds het "M"-procédé en anderzijds het "H"-procédé waardoor het "HM"-procédé recenter is dan het "M"-procédé.

Het effect "H" komt erop neer dat de luchtwerveling meer intenser is door een gunstiger vorm van de inlaatkanalen en een betere afstemming van de inlaatklepbesturing. Zo zorgt de snellere rotatie van de verbrandingslucht voor een betere filmvorming en een betere verdamping. Hierdoor treden hogere verbrandingsdrukken op, wat leidt tot een hoger uitgangsvermogen.

#### 4.2.1.2.3 "FM"-procédé



Figuur 4-13

Dit procédé is een combinatie van twee systemen en is het meest recentste. Het is de combinatie van "M"-procédé met het systeem van uitwendige ontsteking, afgekort "F" van Fremdzündung. Bij het "FM"-systeem wordt een ontstekingshulpbron gebruikt. Als ontstekingshulpbron werden eerst gloeistiften gebruikt, maar deze werden vlug verdrongen omdat ze een te hoog energieverbruik hadden en een onvoldoende lange levensduur.

De gloeistiften werden verdrongen door ontstekingsbougies die bekrachtigd worden door een ontstekingsbobijn met verdeler. Verder is het procédé gelijklopend aan dit van het "M"-procédé. Als groot voordeel biedt het "FM"-procédé ongevoeligheid voor het starten bij zeer lage temperaturen.

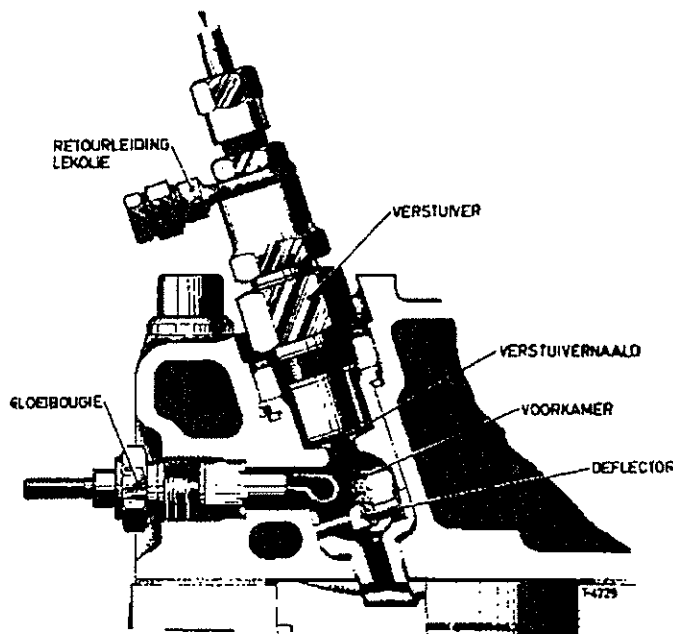
### 4.2.2 Indirecte inspuiting

Bij dit systeem wordt de brandstof indirect in de cilinder gespoten door middel van een ééngatsverstuiver of door een cilindrische-, conische- of smoortapverstuiver. Dieselmotoren met indirecte inspuiting kunnen worden verdeeld in drie typen, namelijk de voorkamer- en wervelkamerdiesels die verschillen qua vorm van de verbrandingsruimte en de luchtkamer motoren, het minst voorkomende type.

#### 4.2.2.1 Voorkamer motor

De verbranding geschiedt in twee stappen. Tijdens de compressieslag wordt er ongeveer  $2/3$  van de aanzuiglucht door de nauwe boring in de voorkamer geperst. Om de verdamping van de brandstof te bevorderen, wordt in sommige gevallen een verstuiverkogel voor de verstuiveropening geplaatst, waarop de brandstof uiteenspat. Slechts een gedeelte van de brandstof zal met de aanwezige zuurstof in de voorkamer tot verbranding komen.

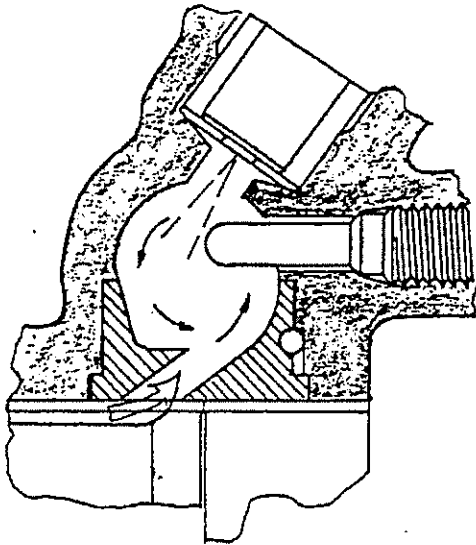
Hierdoor ontstaat een overdruk in deze kamer tegenover de cilinderruimte, waardoor de reeds in gasvorm zijnde brandstof met grote snelheid via deze nauwe opening in de samengeperste lucht boven de zuiger wordt geblazen. Het grootste gedeelte van de verbranding speelt zich in de cilinder af. De voorbereiding in de voorkamer zorgt dus voor een snelle en goede menging van lucht en brandstof in de cilinder. Deze menging geschiedt in uiterst korte tijd, waardoor de motor hoge toeren kan halen. Door het grote warmte-afvoerend oppervlak van de voorkamer heeft de motor een hoog specifiek brandstofverbruik.



Figuur 4-14



## 4.2.2.2 Wervelkamermotoren



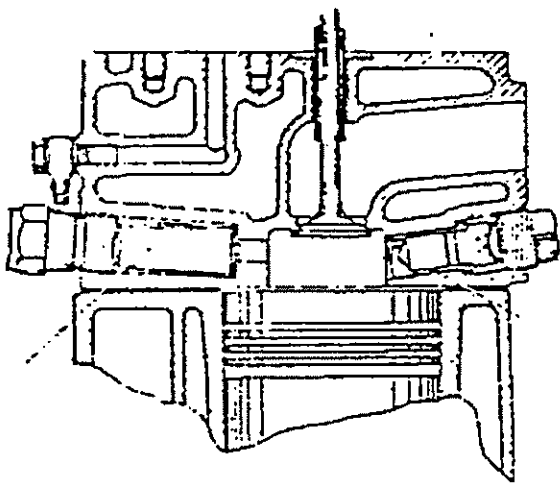
Figuur 4-15

Bij dit inspuitstelsel wordt de lucht bij compressie voor ongeveer de helft in een bolvormige ruimte in de cilinderkop geperst. De luchtwerveling is bij dit stelsel zo groot dat tijdens de insputing de brandstof en de lucht in zeer korte tijd zijn vermengd. Het onderste gedeelte van de wervelkamer is door een luchtmantel van de cilinderkop geïsoleerd en komt dus op hoge temperatuur. Bij insputing komt de brandstof door de sterke werveling en hoge temperaturen snel tot ontbranding. Door deze drukverhoging wordt de gasmassa naar de cilinder geperst, waar deze volledig verbrandt. Vanwege de korte verbrandingstijd is deze motor geschikt voor relatief hoge toerentallen.

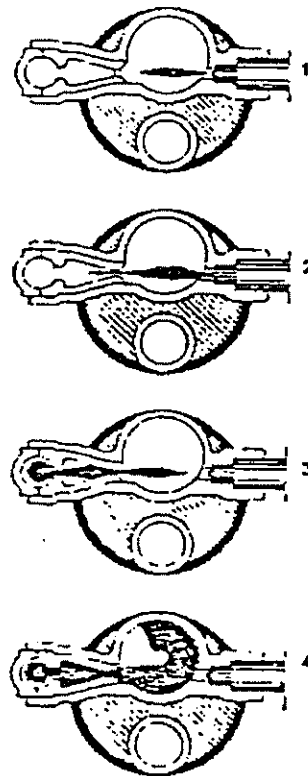
#### 4.2.2.3 Luchtkamer motoren

De luchtkamer heeft het zelfde doel als de voorkamer en wervelkamer, namelijk bij een lage inspuitedruk toch een goede vermenging van brandstof en lucht te verkrijgen. Bij de compressieslag wordt de lucht in de luchtkamer samengeperst. Even voor het B. D. P. wordt ook hier de brandstof ingespoten en dit gedeeltelijk in de mond van de luchtkamer. De brandstof begint in de luchtkamer te verbranden, waardoor in deze ruimte drukverhoging ontstaat. De zuiger beweegt zich inmiddels naar beneden en doet de druk in de cilinder dalen, zodat er een sterke stroming uit de luchtkamer naar de cilinder ontstaat, gepaard gaande met een krachtige werveling en volledige verbranding in de cilinder

Een voordeel van dit systeem is de lage vereiste injectiedruk (80 à 120 bar. )



Figuur 4-16



Figuur 4-17

## Vergelijking van verschillende typen dieselmotoren

**Voordelen****Nadelen**Directe inspuiting

- |  |  |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- Eenvoudige verbrandingsruimte en daardoor een goede spoeling</li> <li>- Lage compressieverhouding(15/1...18/1), doordat er minder warmteverliezen zijn en zo zal het thermisch rendement beter zijn alsook het effectief rendement</li> <li>- Laag brandstofverbruik per kWh.</li> <li>- Motor kan men in koude toestand starten zonder voorverwarming</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Hoge inspuitdruk (<math>\pm 200</math> bar), daardoor hoge eisen aan brandstofpomp en verstuivers.</li> <li>- Zeer gevoelig voor juiste inspuitogenblik</li> <li>- De meest gebruikelijke meergatsverstuivers zijn vlugger verstopt</li> <li>- Heeft een grotere dieselkop door de grotere ontstekingsvertraging en dat vooral bij het stationair draaien en accelereren</li> </ul> |
|--|--|

Indirecte inspuiting

## 1) Voorkamersysteem

- |  |   |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- Lagere inspuitdruk (<math>\pm 100</math> bar), waardoor de eenvoudige tapverstuiver kan worden toegepast en de brandstofpomp minder te lijden heeft.</li> <li>- Lage maximumdruk, vandaar minder slijtage van de lagers</li> <li>- Door de gelijkblijvende temperatuur ook bij lage toerentallen, nog een goede verbranding</li> <li>- Hoog toerental bereikbaar</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Hoge compressieverhouding (18/1...25/1), waardoor men een zware startmotor moet gebruiken</li> <li>- Hoger brandstofverbruik</li> <li>- Voorverwarming bij het koude starten noodzakelijk</li> <li>- Ingewikkelde cilinderkoppen, daardoor slechte spoeling</li> </ul> |
|--|---|

## 2) Wervelkamersysteem

- |   |  |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- Lage inspuitdruk (<math>\pm 120</math> bar)</li> <li>- Hoog toerental bereikbaar</li> <li>- Heeft een kleinere dieselklop door de kleinere ontstekingsvertraging, waardoor de motor ongevoelig is voor de gebruikte brandstof</li> <li>- Brandstofverbruik lager bij voorkamersysteem</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Hoge compressieverhouding</li> <li>- Voorverwarming noodzakelijk</li> <li>- Slechte spoeling</li> <li>- Ingewikkelde cilinderkop</li> <li>- Hoger brandstofverbruik dan bij directe inspuiting</li> </ul> |
|---|--|

## 3) Luchtkamersysteem

- |   |  |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- Lage inspuitdruk</li> <li>- Geen voorverwarming nodig</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Moeilijker starten dan bij directe inspuiting</li> <li>- Groter brandstofverbruik dan bij directe inspuiting</li> <li>- Ingewikkelde cilinderkop</li> </ul> |
|---|--|

## 5 Afzonderlijke onderdelen

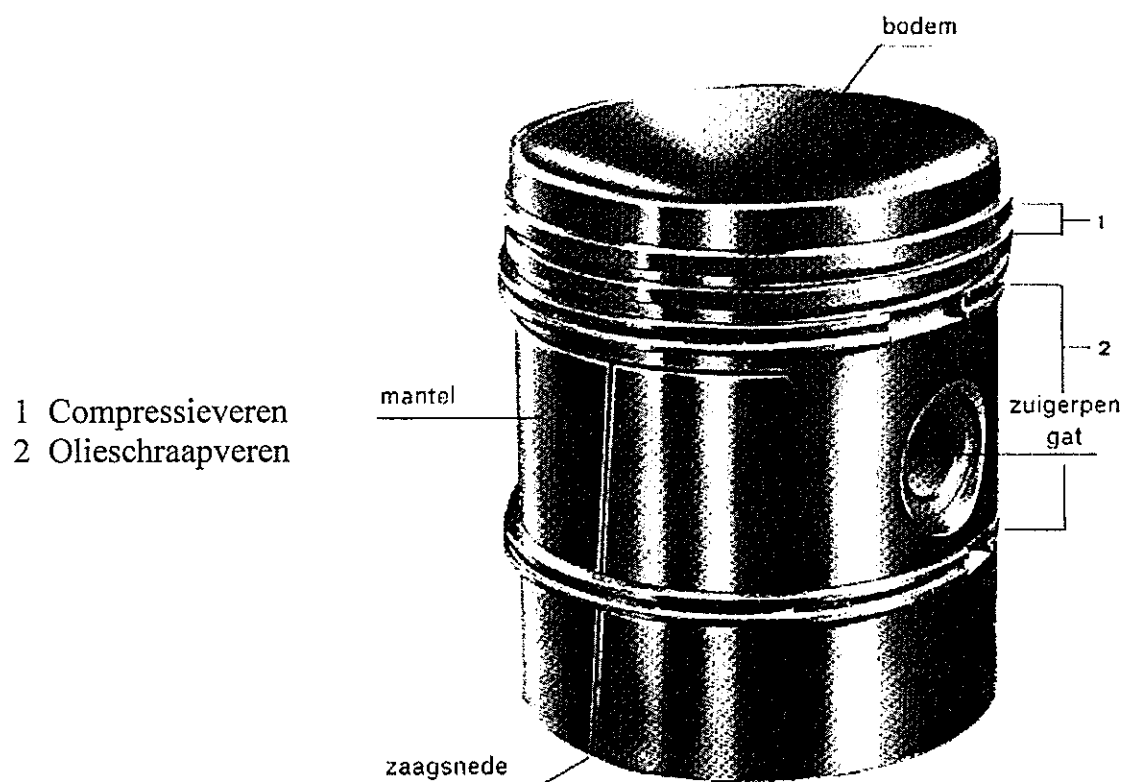
### 5.1 Zuigers

#### 5.1.1 Zuigerfunctie

- De zuiger moet de gasdruk, die is ontstaan tijdens de verbranding van het benzine-luchtmengsel, omzetten in een kracht op de drijfstang en deze langs die weg overdragen aan de krukas; verder moet hij meewerken aan het inlaten en het samenpersen van het verse mengsel en aan het uitdrijven van de verbrandingsproducten.
- De zuiger moet dus de cilinderruimte beweeglijk afdichten tegen het carter.
- Bij tweetaktmotoren regelt de zuiger het uitlaten van de verbrande gassen, het spoelen en het vullen van de cilinder.

Zuigers moeten voldoen aan de volgende voorwaarden:

- Ze moeten zo licht mogelijk zijn om de massakrachten in het BDP en ODP zo laag mogelijk te houden. Kleine massakrachten belasten de lagers minder en laten hogere rotatiefrequenties toe.
- Ze moeten goed de warmte geleiden. De temperatuur van de zuigerkop kan meer dan 400°C bedragen. Om de temperatuur van de zuigerkop niet te hoog te laten oplopen, wordt die soms lang gekoeld door een oliestraal. De lagere thermische belasting geeft minder slijtage en minder olieconsumptie.
- Ze moeten over een voldoende mechanische weerstand beschikken
- Ze moeten een kleine wrijvingscoëfficiënt hebben.



Figuur 5-1

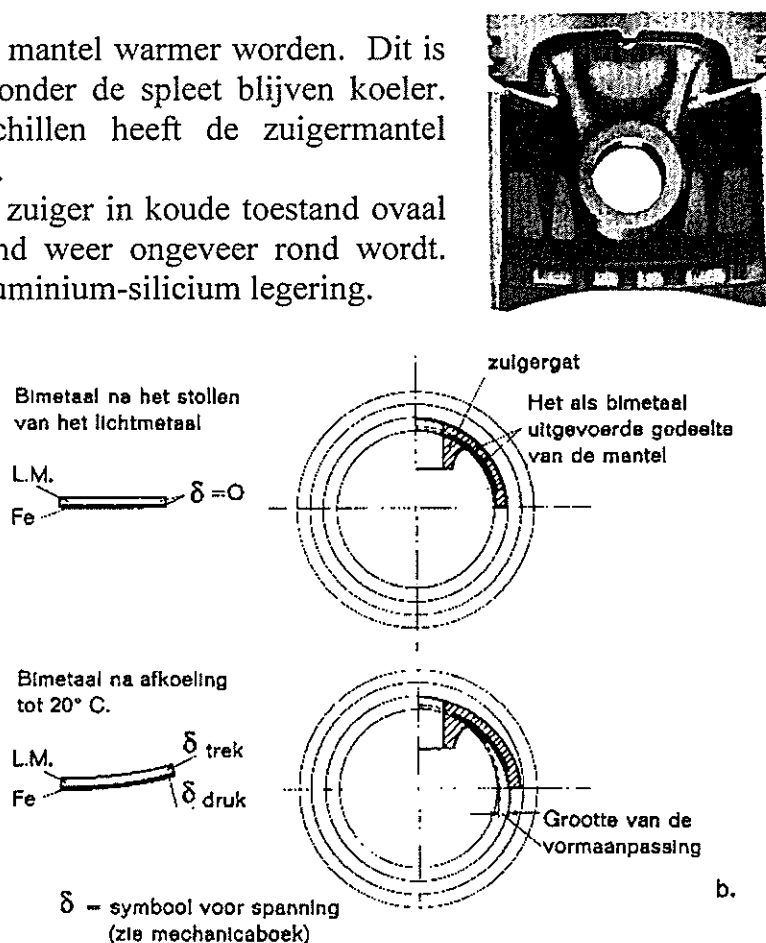
### 5.1.2 De vormgeving van de zuiger

Men weet dat een cilindervormig lichaam, ongeacht een uitholling van welke vorm dan ook, na opwarming nog zuiver cilindrisch zal zijn mits de temperatuurverhoging overal gelijk is. Als we nu een zuiger gaan bekijken dan zien we dat boven de zuigerpengaten het materiaal is onderbroken. Op deze plaats kan de warmte van de zuigerbodem ongehinderd doorgaan naar beneden.

Dus moet dit gedeelte van de mantel warmer worden. Dit is ook zo, de mantelgedeelten onder de spleet blijven koeler. Door deze temperatuurverschillen heeft de zuigermantel neiging om ovaal uit te zetten.

Om deze reden slijpt men de zuiger in koude toestand ovaal opdat deze in warme toestand weer ongeveer rond wordt. Het zuiger materiaal is een aluminium-silicium legering.

Dit zijn 2 materialen die tezamen gebracht zijn met zeer verschillende uitzettingscoëfficiënten. (de lineaire uitzettingscoëfficiënt van een materiaal is het getal dat aangeeft wat de lengtevermeerdering van dat materiaal per meter lengte en per graad Kelvin temperatuurstoename is).



Figuur 5-2

De Al-Si legering heeft een uitzettingscoëfficiënt van  $0.000021 \text{ m/m. } ^\circ\text{k}$ . De staalstrip heeft een uitzettingscoëfficiënt van  $12 \cdot 10^{-6} \text{ m/m. } ^\circ\text{k}$ . De coëfficiënt van de licht metaal-legering is dus bijna 2 maal zo groot als die van staal. Koelt de zuiger af tot bijvoorbeeld  $20^\circ\text{C}$ , dan wil het lichtmetaal veel meer krimpen dan het staal en de stalen strip zal zich hiertegen verzetten. Hierdoor wordt het lichtmetaal op trek en de staalstrip op druk belast. Het geheel zal krom trekken als het gaat om twee rechtse delen.

Om dat te voorkomen moeten de wanddikten zo gekozen worden zodat de erop werkende krachten en momenten kunnen opnemen. Men moet ook kiezen voor een zuiger met dikke bodem en met stevige naden. Op deze manier kan men een goede warmte-afvoer bekomen. Wegens de toenemende compressieverhoudingen en de

strenger wordende emissie-eisen worden er onregelmatig gevormde holle zuigerbodems vervaardigd.

Om de maximale zuigermassa (zonder zuigerpen ) van lichtmetalen zuigers te berekenen wordt gebruik gemaakt van:

$$M = K \cdot D^3 \text{ ( in gram )}$$

met : D = diameter van de zuiger (cm )

K = coëfficiënt ( gram/cm<sup>3</sup> )

= 1,2 voor benzinemotoren,

= 1,6 voor dieselmotoren.

Aluminiumlegeringen hebben echter ook enkele nadelen :

- De thermische uitzettingscoëfficiënt is ongeveer tweemaal zo groot als van gietijzer, waardoor een grotere speling tussen zuiger en cilinder moet voorzien worden om te kunnen voldoen aan de extreme werkingstoestand van hete zuiger en koude cilinder. De speling kan bij het gebruik van aluminium zuigers toch echter binnen aanvaardbare grenzen beperkt worden omdat de warmtegeleidingscoëfficiënt 3 à 4 maal groter is dan die van ijzer, waardoor de maximale temperatuur van een aluminium zuiger tot 175 °C lager kan liggen dan van een gietijzeren of stalen zuiger.
- De mechanische weerstand van de lichte legeringen is tamelijk laag en wordt zelfs nul als de temperatuur de 400 °C overschrijdt.
- De aluminiumlegeringen zijn tamelijk zacht zodat het gevaar bestaat dat plaatselijk beschadiging kan optreden door de harde koostofpartikels, en dat de zuigerveergroeven kunnen vervormd worden door het hameren van de segmenten.

### 5.1.3 Constructie

Het motorblok is samengesteld uit de cilinders en de krukkast. Bij motoren met waterkoeling zijn de cilinders meestal tot één blok gegoten. Motoren met luchtkoeling hebben gewoonlijk afzonderlijke cilinders. De bovenzijde van het blok wordt met een cilinderkop afgesloten. Bij waterkoeling is om de cilinders een watermantel gegoten; bij luchtkoeling vindt men koelribben rond de cilinders. De cilinderboring is ofwel rechtstreeks in het blok ofwel is er een afzonderlijke bus of cilindervoering aangebracht. Men onderscheidt natte en droge voeringen . In de meeste gevallen worden droge bussen in het cilinderblok geperst . Ze komen niet in aanraking met de koelvloeistof en zijn dunwandig. Natte bussen kunnen met de hand op de plaats worden gebracht . Ze komen rechtstreeks met de koelvloeistof in aanraking en hebben een dikkere wand dan droge bussen . Ze moeten uit zichzelf immers voldoende stevig zijn. Om te voorkomen dat er langs de natte cilinderbussen vloeistof in het oliecarter terecht komt , wordt er gebruik gemaakt van pakkingen .

#### 5.1.4 Materiaal

Er ontstaat slijtage door corrosie, als gevolg van het zwavelgehalte in de brandstof, vooral als de motor koud is. Om deze redenen bestaan er motorblokken uit speciaal perlitisch gietijzer (voornaamste element: chroom). De grafietinsluitingen doen zelf dienst als smeerelement.

#### 5.1.5 Speciale soort zuigers : autothermische zuigers

Deze zijn in koude toestand ovaal waardoor men het klapperen van de zuigers in een koude motor tegengaat. Naarmate de zuiger op temperatuur komt, buigt het niet-geleidend gedeelte van de mantel naar buiten en verdwijnt de ovaliteit. Om de warmte - overdracht vanaf de zuigerbodem te bemoeilijken, zijn sommige zuigers voorzien van een ringgroef boven de bovenste zuigerveer of onder de onderste veer

#### 5.1.6 Gemiddelde zuigersnelheid

In het ODP en het BDP staat de zuiger stil. De maximum snelheid ligt iets voor het slagmidden. Dat komt door de standverandering van de drijfstang. In de praktijk heeft men het dan ook altijd over de gemiddelde zuigersnelheid. Gemiddelde zuigersnelheid in m/s:

$$V = \frac{2 \times s \times n}{60} \quad \text{of} \quad \frac{s \times n}{30}$$

met: s = slaglengte [m]  
n = rotatiefrequentie per minuut

## 5.2 Zuigersegmenten

De eerste functie van deze segmenten<sup>1</sup> is natuurlijk een afdichting te verwezenlijken tegen gaslekken (blow-by gassen). Met segmenten en cilindervoering in goede staat is het blow-by debiet steeds kleiner dan:

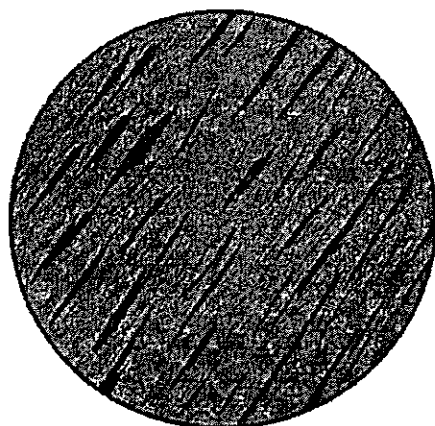
$$V_s \cdot n (\text{cm}^3/\text{min})$$

met :  $V_s = \text{slagvolume (dm}^3\text{)}$   
 $n = \text{omwentelingsnelheid (tr/min)}$




Een te groot debiet blow-by gassen heeft hoge zuigertemperaturen, doorgeblazen oliefilm met cilindersleet en bezoedeling van de carterolie tot gevolg. Het is daarbij bijna uitsluitend het bovenste segment (vuursegment) dat de afdichting verwezenlijkt. Daarnaast moeten de segmenten ook nog een groot deel van de zuigerkopwarmte afvoeren en beletten dat de smeerolie boven het vuursegment geraakt.

### 5.2.1 Materiaal

De zuigerveren worden over het algemeen vervaardigd van een zeer fijnkorrelige gietijzersoort, het perlitisch gietijzer. Dit materiaal bezit zeer goede loopeigenschappen en een wat beperkte elasticiteit. Het bestaat uit een "zachte" grondmassa van zuiver ijzer waarin wij afwisselend plaatjes of lamellen zuivere koolstof en ijzercarbide of cementiet aantreffen. Cementiet is een scheikundige binding van ijzer en koolstof en is zeer hard. Wij zien, dat koolstof- en cementietplaatjes eigenlijk zijn gebed in de zachte grondmassa van zuiver ijzer, die het geheel de elasticiteit en het aanpassingsvermogen geeft. De grafiet lamellen verzorgen de goede loopeigenschappen. Grafiet is in staat het smeermiddel op te nemen, waardoor de oliefilm als het ware wordt verankerd in het materiaal terwijl het zelf ook smerende eigenschappen bezit. De cementiet lamellen geven het materiaal de nodige hardheid en slijtvastheid.



Voorstelling van een oliefilm op poreus materiaal

-  zuiver ijzer
-  grafiet
-  cementiet

Figuur 5-3

<sup>1</sup> zuigersegmenten = zuigerveren



## 5.2.2 Soorten zuigersegmenten

We kunnen de zuigerveren onderscheiden in 2 groepen, namelijk de compressieveren en de olieschraapveren.

### 5.2.2.1 Compressieveren

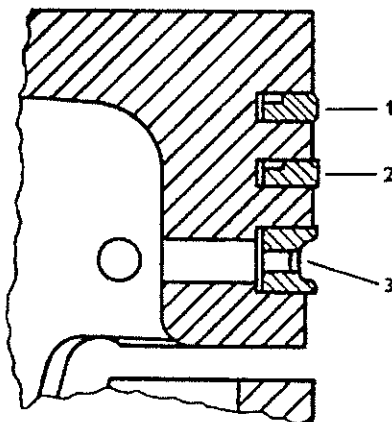
Deze veren verzorgen de afdichting tegen de cilinderwand en tegen de zuigerveergroeven. Ook dragen zij de warmte af aan de cilinderwand; warmte, die de zuigerbodem heeft opgenomen uit de brandende en verbrande gassen. De compressieveren vertonen dikwijls rondom aan de boven- en binnenrand een uitsparing. Dit doet men om twee redenen:

- De hierdoor ontstane ruimte fungeert als expansieruimte voor het tijdens de arbeidsslag onder hoge druk langs de bovenzijde van de veer lekkende gas, dat hierin expandeert tot een veel geringere druk. De kans op verder lekken langs de andere veren wordt hierdoor geringer.
- Hierdoor zal enkel de onderrand langs de cilinderwand lopen. De motor loopt dan sneller in .

### 5.2.2.2 Olieschraapveren

Zoals je al uit het woord kunt afleiden, dienen olieschraapveren om de olie van de cilinder te schrapen. Om de olie afvoer te vergemakkelijken zijn er in de olieschraapveergroeven meestal openingen gemaakt waardoor een deel van de afgeschraapte olie naar het carter kan ontwijken. Een dunne film blijft staan, om te voorkomen, dat de zuiger tijdens zijn opwaartse beweging geen smering zou hebben. Een gering olieverbruik van iedere motor kan dus niet verhinderd worden .

- 1 Compressieveren
- 2 Compressieveren
- 3 Olieschraapveren



Figuur 5-4

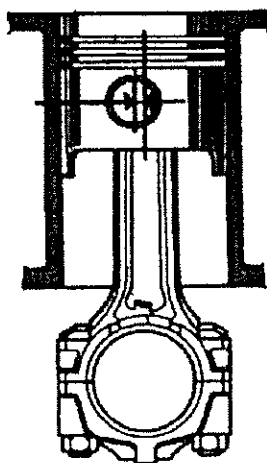
## 5.3 Zuigerpen

Een zuigerpen moet de zuiger scharnierend verbinden met de drijfstang. De krachten op de zuigerpen zijn afhankelijk van de gasdruk en de zuigerdiameter. Bij gebruikelijke motoren is dit tussen de 4000 N en de 30000 N. Zuigerpenen zijn vaak gecementeerd. Dit is nodig omdat zuigerpenen tegen een wisselende en dikwijls een stotende buigbelasting moeten bestand zijn. Cementeren is een warmtebehandeling, waarbij een grote oppervlaktehardheid met behoud van een taaie kern wordt verkregen. Om het gewicht gering te houden wordt de pen hol uitgevoerd. De zuigerpen kan op 3 manieren worden aangebracht.

- Glijdend zowel in zuigerpengaten als in drijfstangkop. De pen is dan tegen axiale verschuiving geborgd (=vastgeklemd) door een seegerring aan weerskanten. Een enkele keer zijn de peneinden voorzien van paddestoelvormige knoppen van lagermateriaal, waarbij de veerringen kunnen vervallen.
- Glijdend in zuigerpengaten, doch geklemd in de drijfstangkop. De drijfstangkop is dan veelal gedeeld uitgevoerd. De pen wordt geklemd door middel vanbout en moer. Deze uitvoering is zwaarder.
- Vast in de zuigerpengaten, doch glijdend in de drijfstangkop

### 5.3.1 Desaxatie

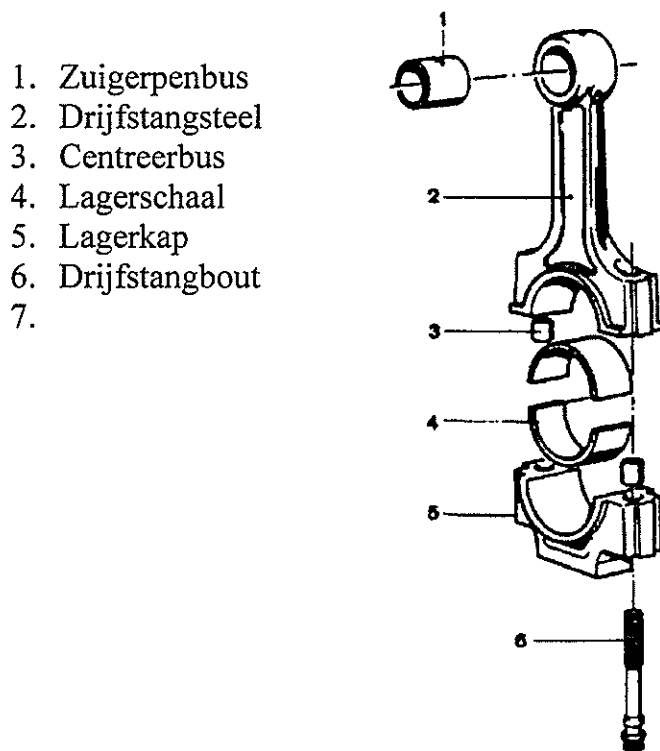
De zuigerpen kan uit het midden van de zuiger aangebracht zijn, zoals weergegeven in figuur 5-5. Men spreekt dan van een gedesaxeerde zuiger. De zuiger wordt voor het BDP van de rechter naar de linkerwand geklapt. Daardoor werkt de motor geruislozer en slijt minder, ondanks de grotere leibaandruk. In plaats van de zuigerpen te verplaatsen, kan men ook de krukas uit de aslijn van de cilinder zetten.



Figuur 5-5

## 5.4 Drijfstang

De drie hoofddelen van de drijfstang zijn: de drijfstangkop met de lagerkap die de articulatie vormt met de krukpen, het drijfstanglichaam en de drijfstangvoet ( kleine kop) die rond de zuigerpen zit. De drijfstang is gewoonlijk gefabriceerd uit zacht gelegeerd smeedstaal. Voor snellopende automotoren wordt uitzonderlijk een aluminiumlegering gebruikt. De sectie van het drijfstanglichaam is bijna steeds I-vormig om een lichte constructie met een grote weerstand te verkrijgen. De drijfstang is onderworpen aan een alternerende trek- en knikbelasting en aan een buigbelasting vanwege de traagheidskrachten. De afmetingen van de drijfstangkop moeten voldoende klein zijn om de zuiger met drijfstang langs de cilinder uit te kunnen nemen. Bij kleine cilinders en bij dieselmotoren is dit niet altijd mogelijk. Daarom wordt de drijfstangkop soms schuin verdeeld.



Figuur 5-6

## 5.5 Lagers en lagerschalen

Een lager bestaat uit een stalen lagerschaal en het anti-frictiemateriaal. Een lager is in twee helften verdeeld. Een lager wordt ingelegd in de lagerstoel en de lagerkap. Stoel en kap moeten een voldoende stijve constructie vormen om geen vervormingen toe te laten. In de auto-industrie worden zogenaamde dunne lagerschalen gebruikt. Als bij de fabricatie de lagerschaal in een ronde vorm geperst wordt, buigt men tegelijkertijd een lip naar buiten. Deze borglip verzekert de lagerschaal tegen meedraaien met de krukas. De eisen die aan het lagermateriaal ( anti-frictiemateriaal ) gesteld worden, zijn:

- Mechanische sterkte: het lagermateriaal wordt onderworpen aan hoge alternerende krachten en zelfs schokken, bij temperaturen die plaatselijk tot 100 °C kunnen oplopen; onder deze belasting mogen geen barsten optreden;
- Plasticiteit: het lagermateriaal moet lichtjes kunnen vervormen, vooral in de rodageperiode, om de as toe te laten zich te centreren;
- Capaciteit tot het opnemen van vreemde partikels: niettegenstaande alle voorzorgen komen toch steeds harde partikels in de olie terecht;
- Weerstand tegen gripperen: het lagermateriaal moet een goede aanhechting van de oliefilm mogelijk maken en bij metallisch contact mogen de microscopische metaallassen die zich vormen, geen aanleiding geven tot vastlopen;
- Corrosiebestendigheid: de microscopische metaallassen die zich vormen, geen aanleiding geven tot vastlopen;
- Aanhechting van het lagermateriaal aan de schaal: een goede aanhechting is niet eenvoudig te verkrijgen wegens de verschillen in thermische uitzetting van het lagermateriaal en de schaal; een slechte aanhechting heeft de vorming van barsten tot gevolg en een slechte warmte afvoer.

Als lagermateriaal wordt voor traag lopende tweetaktmotoren ook voor sommige benzinemotoren witmetaal ( babbitalager ) gebruikt. Wit metaal bestaat uit tin ( 80% Sn ), antimoon en koper. Bij zwaar belaste benzinemotoren wordt echter gebruik gemaakt van koper-lood-lagers. Deze lagers hebben een zeer grote mechanische weerstand tegen gripperen en corroderen. We kunnen dit nog verbeteren door de lagers met een zeer dun laagje witmetaal, lood, indium, ... te bedekken.

De dimensionering van de glijlagers kan berekend worden met de theorie van hydrodynamische smering. De elementen van het lager die moeten bepaald worden, zijn de volgende:

- De lengte (  $l$  )
- De diameter (  $d_1$  ) van de tap,
- De relatieve speling  $s$  ( $s = (d_2 - d_1) / d_1$ )  
met:  $d_2$  = diameter van het lager.

Uit overwegingen van drachten en oliedoorstromingen wordt ook nog een idee verkregen volgens de verhouding  $l/d$  (tussen 0,4 en 1). Daarna wordt  $l/d$  bepaald door een bovengrens vast te leggen voor de vlakke druk  $p$  :

$$p = \frac{F}{l \cdot d}$$

Met :  $F$  = maximale kracht die inwerkt op het lager.

De toegelaten vlaktedruk is afhankelijk van de viscositeit en temperatuur van de olie, de olieverdeling naar het lager, de lagerspeling, de lagerafmetingen, de stijfheid van het lager, enz . . .

Volgende maximale waarden geven een aanduiding van de grootte - orde voor de krukpenlagers:

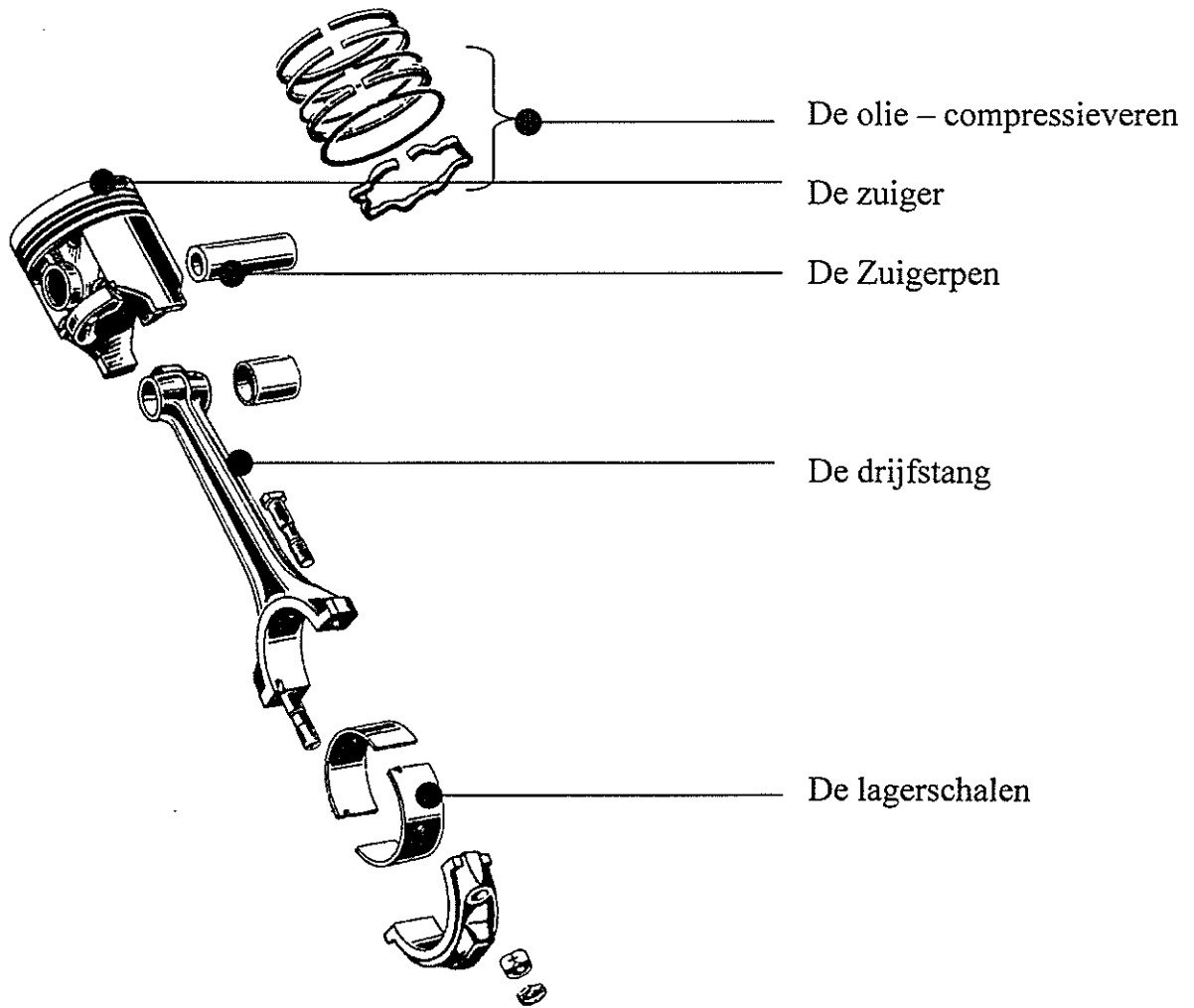
- 150 bar voor lagerschalen met wit metaal op basis van tin als anti-friktiemateriaal,
- 350 bar voor koper-lood-lagers met een tin - lood- of een tin - indium-bovenlaag.

De vlaktedruk van de binnenste lagers moet tot ongeveer een vierde beperkt worden. De lagerspeling wordt hoofdzakelijk bepaald door de gebruikte materialen:

$$\begin{aligned} s &= 0,015 d_1 \text{ bij een koper-lood-lager,} \\ s &= 0,010 d_1 \text{ bij een witmetalen lager.} \end{aligned}$$

Verder wordt ook de relatieve omtreksnelheid beperkt tot :

$$\pi \cdot d_1 \cdot n = 11 \text{ m/s ( } n \text{ in tr/s )}$$



Figuur 5-7

## 5.6 Vliegwiel

### 5.6.1 Beschrijving van het vliegwiel

Zoals bekend, heeft een éencilinder – vierslagmotor maar één arbeidsslag op  $720^\circ$ . Er wordt dus maar gedurende  $180^\circ$  of een halve omwenteling arbeid geleverd. Gedurende de overige  $540^\circ$  of drie halve omwentelingen, wordt er arbeid opgeslorpt en de motor zou aanzienlijk langzamer gaan draaien als op de krukas geen vliegwiel zou zijn gemonteerd. Tijdens de arbeidsslag wordt een gedeelte van de vrijgekomen energie in het vliegwiel opgenomen. Die wordt dan gedurende de uitlaat -, de inlaat- en de compressieslag weer aan de krukas afgegeven. Het vliegwiel dient dus in de eerste plaats om de motor een regelmatiger toerental te geven. Een éencilinder heeft dan ook een zwaar vliegwiel nodig. Als de motor meer cilinders heeft, behoeft het vliegwiel minder zwaar te zijn.

Op de omtrek van het vliegwiel ligt een tandkrans, waarin het rondsel van de startmotor grijpt. Een vliegwiel moet gebalanceerd zijn en wel samen met de krukas. Dus de afmetingen van het vliegwiel zijn meestal een compromis tussen de onregelmatigheid bij vrijloop en de massa van het vliegwiel. De inertie van het vliegwiel wordt dikwijls gekarakteriseerd als:  $G \cdot D^2$  (met  $G$  = gewicht van vliegwiel,  $D$  = diameter ). Men heeft daarbij

$$G \cdot D^2 = 4 g \cdot I$$

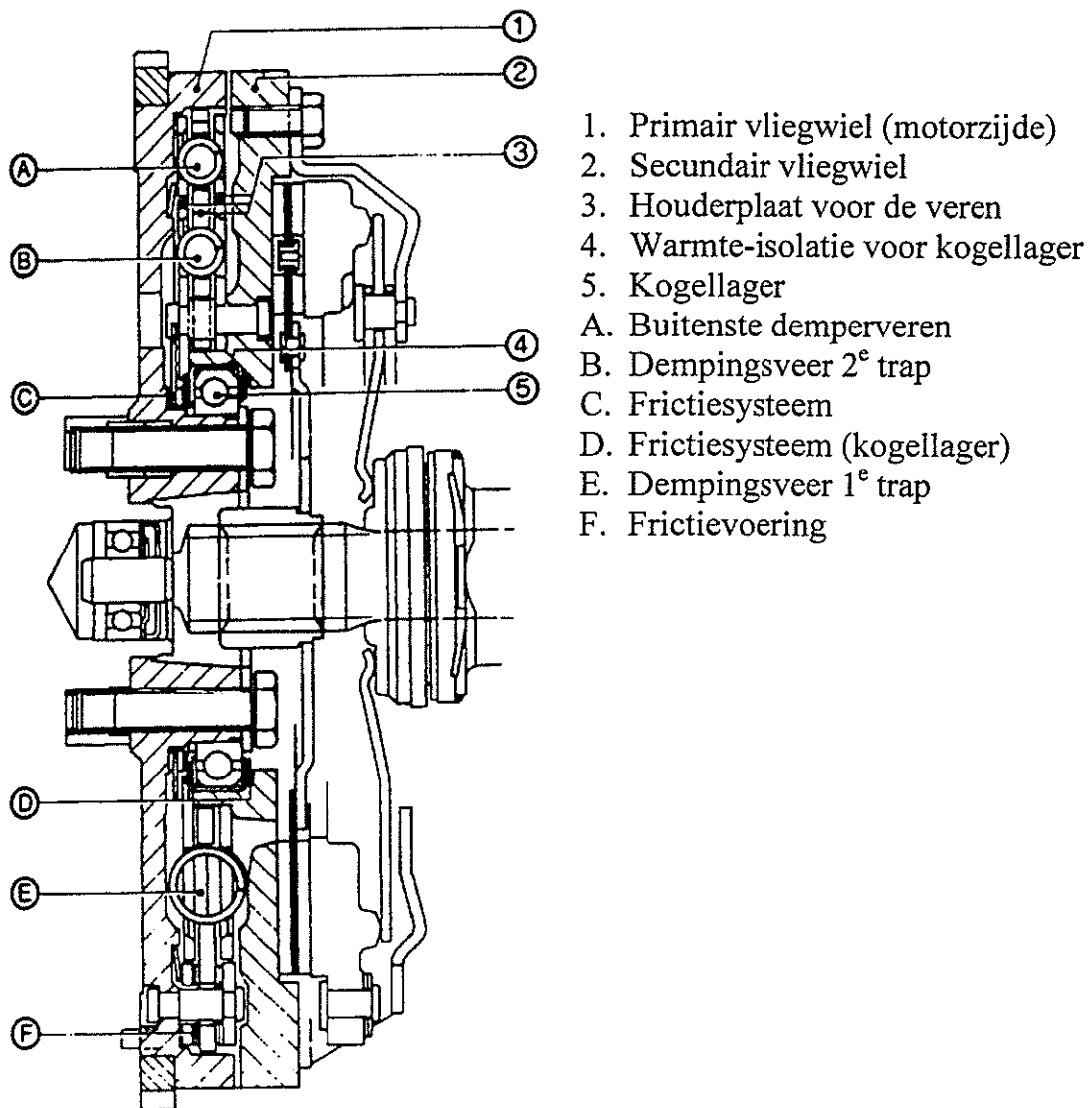
met:  $g$  = gravitatieconstante

$I$  = traagheidsmoment.

### 5.6.2 Het dubbel vliegwiel

Men spreekt ook wel eens over het tweemassavliegwiel. Zoals in afb. 5-8 is te zien, zijn bij deze uitvoering de dempingsveren uit de koppelingsplaat opgenomen in het dubbel vliegwiel. Zo'n vliegwiel heeft de volgende voordelen.

- De koppelingsplaat weegt minder. Door het kleinere traagheidsmoment van de koppelingsplaat is de druk op de tandwielen in de versnellingsbak kleiner, wat het schakelen vergemakkelijkt.
- Vermindering van het ongelijkmatig draaien van de aandrijflijn.
- Er kan op zeer lage toeren worden gereden.
- Er worden minder motortrillingen doorgegeven naar de versnellingsbak en carrosserie, wat een lager geluidsniveau geeft in de passagiersruimte.



Figuur 5-8



### 5.6.3 Werking

Het systeem bestaat voornamelijk uit (afb. 4. 23 moet nog worden ingevoegd) het primaire vliegwiel met starterkrans, het dempingssysteem met veren en het secundaire vliegwiel voorzien van het drukvlak voor de koppelingsplaat. Het dubbele vliegwiel is met het primaire vliegwiel op de krukas bevestigd.

De werking van de veren in het dempingssysteem is te vergelijken met het schroefverensysteem van een traditionele koppelingsplaat. Het schroefverensysteem bestaat uit drie verschillende veergroepen. (afb. 4. 24 moet nog worden ingevoegd) Bij het starten en afzetten van de motor zijn door de grote verdraaiingen tussen het primaire en secundaire vliegwiel, alle frictiesystemen, en vooral de buitenste dempingsveren, in de werking betrokken.

Op nullast zijn naast het frictiesysteem tussen kogellager en primaire vliegwiel, de dempingsveren E van de 1<sup>e</sup> trap in werking.

Tijdens het rijden zijn, afhankelijk van de belasting, de dempingsveren van de 2<sup>e</sup> en 3<sup>e</sup> trap van het frictiesysteem C in werking.

## 5.7 De balansassen

De verplaatsing van de zuiger tussen het BDP en het ODP en omgekeerd bestaat uit een primaire en een secundaire verplaatsing. Tijdens de eerste 90 krukasgraden daalt de zuiger omdat de kruktaap verticaal daalt ( primaire zuiger verplaatsing ) en omdat daarbij de drijfstang steeds schuiner gaat staan wegens de horizontale verplaatsing van de kruktaap (secundaire zuigerverplaatsing) .

De volgende 90 graden neemt de drijfstang terug een rechte stand in, waardoor de zuiger minder snel gaat dalen dan gedurende de eerste 90 krukasgraden. Gedurende een zelfde tijd worden wel dezelfde hoeken doorlopen door de krukappen, maar door de zuiger geen gelijke wegen.

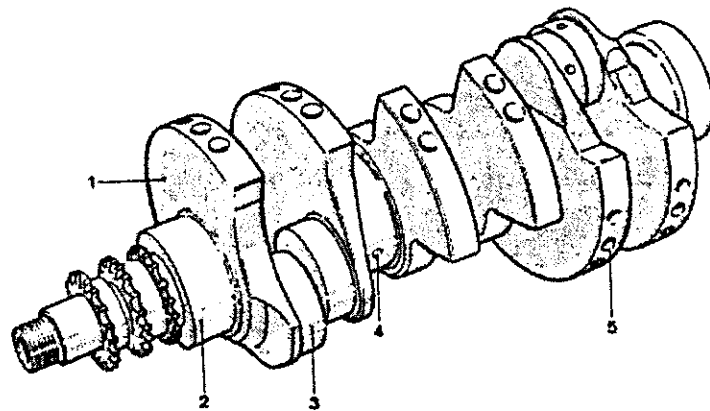
Zetten we bij een viercilinder de krukken zo dat ze horizontaal staan, dan staan alle zuigers even hoog, maar dichterbij het onderste dan bij het bovenste dode punt. Draait de krukas 90° verder dan leggen de zuigers die daarenboven bewegen in dezelfde tijd een grotere afstand af, dan die welke beneden bewegen. In het BDP en ODP staat de zuiger stil. Tussen het BDP en ODP versnelt hij eerst en vertraagt dan. Telkens moet de op-en-neer bewegende massa van de zuiger en een deel van de drijfstang versneld en afgeremd worden. Daarbij ontstaan niet-gewenste en tegenwerkende massakrachten. Massakrachten treden alleen op bij het vertragen of versnellen van massa's. Niet bij een constante snelheid. In het BDP en ODP ontstaan verticale massakrachten. Als gevolg daarvan wil de motor op en neer trillen. De zuigerversnelling of vertraging in het bovenste deel van de cilinder is groter dan in het onderste deel.

Door het verschil in massakrachten ontstaan motortrillingen en geluiden. Die gaat men tegen door op dezelfde hoogte twee balansassen in te bouwen die tegengesteld draaien met een dubbele rotatiefrequentie van de krukas. Balansassen veroorzaken zelf een onbalans, tegengesteld aan de te compenseren onbalans.

Er werken in een motor ook massakrachten door de inclinatie van de drijfstang. Die veroorzaken een kantelmoment dat de motor doet rollen. Ook de leibaandruk heeft daarbij invloed. Dat is duidelijk te zien bij het plotseling gas geven. Het rollen wordt tegengewerkt door twee balansassen op een verschillende hoogte in te bouwen. De hoger gelegen as draait in dezelfde richting als de krukas, de andere in de tegengestelde richting. Beide assen draaien twee keer zo snel als de krukas.

## 5.8 Krukas

Met de krukas wordt de op-en-neergaande beweging van de zuiger omgezet in een roterende. De krukas is onderhevig aan buiging en torsie. De krukwingen vormen de verbinding tussen de hoofd- en de krukappen. Ze vormen tevens de gewichten voor het statisch en dynamisch uitbalanceren. In de krukas zijn oliekanalen geboord.



- |             |                                  |
|-------------|----------------------------------|
| 1) Krukwing | 4) Olieboring                    |
| 2) Hoofdtap | 5) Boring voor het uitbalanceren |
| 3) Kruktap  |                                  |

Figuur 5-9

De ontstekingen volgen elkaar na telkens 120 krukasgraden op. Die regelmatige intervallen verkrijgt men door de krukappen van de cilinders 4, 5 en 6 30° te verplaatsen t. o. v. de krukappen van de cilinders 1, 2 en 3. Opgemerkt dient te worden dat bij iedere cilinder-rij tegelijk een zuiger in het BDP staat. De ontstekingen gebeuren afwisselend in de linker of rechter cilinder-rij om de motor zo trillingsvrij mogelijk te laten draaien. De ontstekingsvolgorde is 1-6-3-5-2-4.

Cil.	0°	60°	120°	180°	240°	300°	360°	420°	480°	540°	600°	660°	720°
1	Inlaat			Compressie			Arbeid					Uitlaat	
2	Comp.		Arbeid				Uitlaat			Inlaat		Comp.	
3	Arb.	Uitlaat			Inlaat			Compressie		Arbeid			
4	Inl.	Compressie			Arbeid			Uitlaat		Inlaat			
5	Arbeid			Uitlaat				Inlaat			Compressie		
6	Uitlaat		Inlaat			Compressie		Arbeid				Uitl.	

Tabel 5-1

### 5.8.1 Trilling in de krukas

De krukas is een onderdeel dat het bijzonder zwaar te verduren krijgt; de as is onderhevig aan drie soorten trillingen, namelijk centrifugale trillingen, buig- en torsietrillingen. Al die trillingen moeten zo goed mogelijk worden onderdrukt. Ze veroorzaken niet alleen een hinderlijk geluid, maar beschadigen de lagers en kunnen zelfs tot breuk van de krukas leiden. De centrifugale krachten worden in evenwicht gebracht door de krukas statisch en dynamisch te balanceren. Door materiaal weg te boren kan een statisch evenwicht worden verkregen. De twee – cilinderkrukas voor lijnmotoren waarbij de krukken onder  $180^\circ$  liggen, zijn in statisch evenwicht. Het dynamisch evenwicht moet worden verkregen door het aanbrengen van contragewichten, waarbij rekening moet worden gehouden met de massa van de drijfstaangvoet en een gedeelte van de drijfstaang.

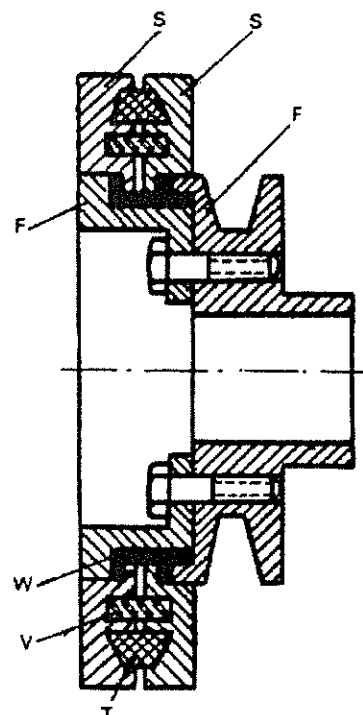
Bij een viercilinderkrukas heffen de koppels elkaar op. Is de krukas maar driemaal ondersteund, dan is deze aan een buiging onderhevig die de lagers abnormaal kan doen uitslijten. De contragewichten dienen hier alleen maar om die buigkrachten op te heffen. Ook tengevolge van de verbrandingsdruk is de krukas onderhevig aan buiging. De gevolgen daarvan kunnen alleen maar worden opgevangen door gebruikt te maken van een steviger krukas en met meer hoofdstappen. We deken hierbij aan de krukassen van korteslag-motoren en vijfmaal gelagerde krukassen.

### 5.8.2 Torsietrillingen

Als we een staaf aan het ene eind vastklemmen in een bandschroef en het andere eind verdraaien en daarna loslaten, zien we dat de staaf terugveert. Deze veert zelfs over zijn oorspronkelijke stand heen, veert weer terug in de andere richting enz. Zo ontstaan torsietrillingen. Het vliegwiel en de weerstand die de aandrijving ondervindt, zijn te vergelijken met de bandschroef. De drukstoten op de kruktappen van de krukas zorgen voor torsie en de daaropvolgende torsietrillingen. Die kunnen tot breuk van de krukas leiden als de trillingen samenvallen met de arbeidsslagen en elkaar zodoende versterken. Dat moet eerder bij een lange, dan bij een korte krukas worden verwacht.

#### 5.8.2.1 Torsietrillingen tegengaan m. b. v. een trillingsdemper

Torsietrillingen worden bestreden met vooraan op de krukas gemonteerde trillingsdempers. De demper in de figuur bestaat uit twee schijven S – S die vrij gemonteerd zijn tussen twee flenzen F – F. Die flenzen zitten vast op de krukas en zijn bekleed met wrijvingsmateriaal W. De veertjes V zorgen ervoor dat de flenzen constant even snel mee ronddraaien en zo vormt het geheel als het ware een vliegwiel. Treden er trillingen op en versnelt het voorste gedeelte van de krukas dan volgen de schijven, vanwege de traagheid, de versnellingen van de torsiebewegingen niet. Ze verschuiven ten opzichte van de flenzen, tegengesteld aan de draairichting van de krukas. De wrijving waarmee dat gepaard gaat, oefent een remmende werking uit, zodat de trillingen worden gedempt.



Figuur 5-10

Blijft het voorste gedeelte van de krukas tengevolge van torsietrillingen achter dan slippen de schijven door in voorwaartse richting, waardoor deze de krukas in voorwaartse richting tracht mee te nemen zodat de trillingen weer worden gedempt. De trapeziumvormige rubberring T tussen de twee schijven dient om de doelmatigheid van de demper bij alle toerentallen te waarborgen. Dat kan omdat bij het toenemen van het roerental de ring door de middelpuntvliedende kracht uitzet en zodoende de wrijving van de schijven verhoogt. We merken nog op dat een trillingsdemper niet in staat is de trillingen uit te schakelen, maar ze wel tot het toelaatbare kan beperken.

### 5.8.3 Vervaardiging van krukassen

- Gesmeed: de assen worden uit één blok gesmeed. De krukken worden, aanvankelijk in één vlak liggend, tenslotte warm in de juiste stand getordeerd. Gesmede assen hebben door het gunstige “vezel” verloop een grotere sterkte.
- Opgebouwd uit losse componenten: hoofdlagertappen, krukwingen en drijfstangetappen worden dan samengesteld tot een complete krukas, waarbij de wangen op de tappen worden gekrompen en dikwijls door een vertanding in een bepaalde stand worden gefixeerd.
- Gegoten: dit wordt in toenemende mate toegepast. Deze assen zijn goedkoper en met de beschikbare gietstalen voldoende betrouwbaar. Er is ook een gewichts- en materiaalbesparing door de as hol te gieten.

### 5.8.4 Materiaal

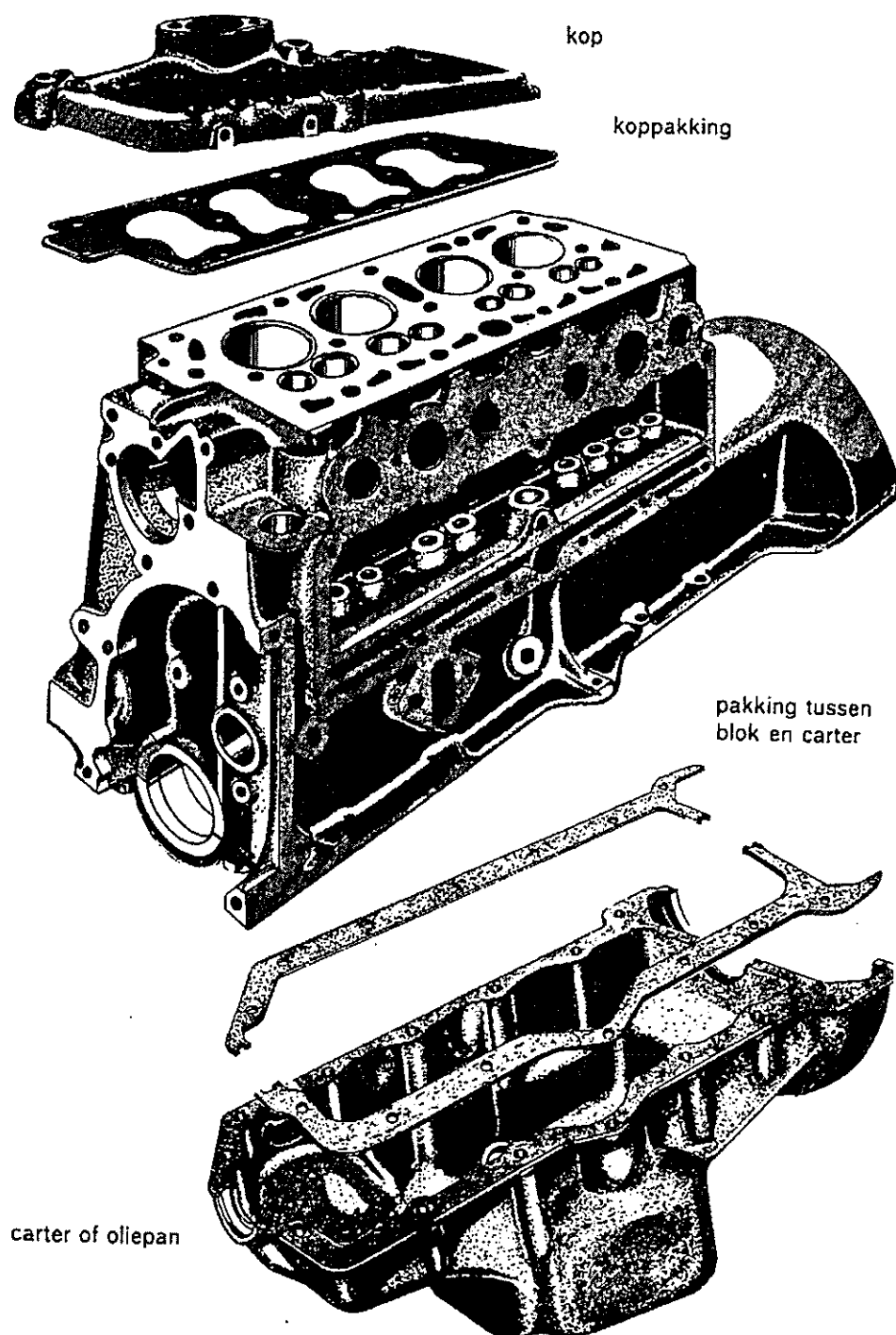
Als materiaal wordt staal met 0,3-0,5% koolstof, gelegeerd met mangaan en chroom, soms bovendien met nikkel en/of molybdeen, toegepast. Een krukas moet taai zijn om de stotende belasting te kunnen weerstaan en de lagers moeten slijtvast en hard zijn. Als er namelijk slijtage optreedt, dan dient deze in de eerste plaats op te treden in de verwisselbare lagerschalen en bij voorkeur niet aan de dure as zelf. Men past dan ook wel het vlamharden of hoogfrequentharden toe. In het eerste geval worden de tappes door gasbranders verhit, in het tweede geval door een snelwisselend veld van een door een hoogfrequente wisselspanning bekrachtigde spoel, die om de trap is aangebracht. Bij het hoogfrequent harden wordt in enkele seconden een temperatuur van ongeveer 800°C bereikt, het vlamverhitten duurt aanzienlijk langer. Als de hardingstemperatuur is bereikt wordt de warmtebron uitgeschakeld en wordt de tap door waterstralen gekoeld.

## 5.9 Motorblok

Het motorblok heeft 3 voornaamste taken:

- Zorgt voor een krachtoverbrengende verbinding te vormen tussen de cilinderkop en het aandrijfmechanisme.
- De lagering van dat mechanisme en de cilindervoeringen te bevatten.
- Die olie respectievelijk water dichte ruimte voor het mechanisme en de koelvloeistof te vormen.

Bovendien wordt de meeste hulpapparatuur aan het blok bevestigd, zoals bijvoorbeeld de carburator.



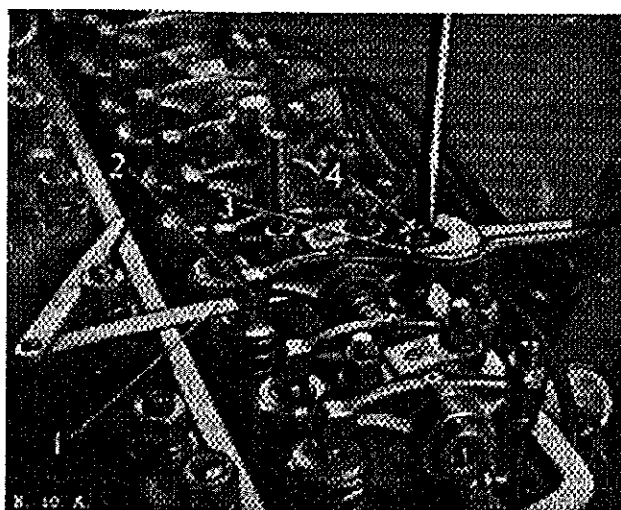
Figuur 5-11

## 5.10 Cilinderkop

De cilinderkop sluit het motorlok respectievelijk de cilinder(s) aan de bovenkant af. Deze bevat de kleppen alsook de bougies en / of de verstuivers als ook meer en meer het klepbedieningsmechanisme zoals bijvoorbeeld bij de moderne personen wagens. Bovendien vormt de cilinderkop samen met de zuiger het gewenste model van de verbrandingskamer.

Er bestaan twee soorten cilinderkoppen:

- Tegenstroom cilinderkop: De in- en uitlaatkanalen zijn aan dezelfde kant van de cilinderkop aangebracht. Deze opstelling beperkt het kanaalverloop voor de verse en afgewerkte gassen; zij heeft echter bij gebruik van drukvulling grote voordelen vanwege de zeer korte leidinglengten.
- Dwarsstroom cilinderkop: De in- en uitlaatkanalen zitten aan tegenovergestelde kanten van de motor, waardoor er een diagonale stromingsrichting voor de verse en afgewerkte gassen ontstaan. Deze opstelling staat en vrije kanaalvorming toe en maakt het afdichten gemakkelijker.



Figuur 5-12

Bij grotere motoren worden aparte cilinderkoppen gebruikt voor iedere cilinder. Dit heeft een aantal bijkomende voordelen namelijk dat het nog een betere koeling geeft en ook afdichtingsdrukverdeling om zo onderhouds- en reparatietechnische redenen. Bij personen wagens (kleinere motoren) wordt een cilinderkop gebruikt voor alle cilinders. De cilinderkop is een ingewikkeld gietstuk, vooral bij kopkleppen. Het staat bloot aan de hoge verbrandingstemperatuur. De watermantel ervan staat via gaten in de pakking met de koelmantel van het blok in verbinding. De cilinderkop mag slechts in koude toestand worden gedemonteerd; anders trekt hij krom. Het losmaken en ook het aanspannen van de moeren moet geleidelijk en aan de hand van een gegeven schema gebeuren. Hierbij begint men steeds in het midden. Het aanspannen moet daarbij met een opgegeven moment gebeuren (momentsleutel), omdat ook de cilinders vervormen. Hierdoor passen de zuigers niet meer precies in de cilinders (groter olieconsumptie). Een moment wordt uitgedrukt door het product van de hefboomlengte met de aangewende kracht.



$$T = F \cdot a$$

met : T = moment [Nm]

F = kracht [N]

a = afstand [m]

De fabrikanten geven meestal de aanhaalmomenten aan in meterkilogram (mkgf) of in voetpond (ft. lb), zodat een omrekening tussen de verschillende stelsels nodig is.

1 kgf = 9,81 N

1 N = 0,102kgf

1 mkgf = 9,81 mN = 0,981 damN

1 ft. lb = 0,1383 mkgf = 1,3567 mN

## 5.11 Kleppen en klepveren

### 5.11.1 Beschrijving van de kleppen en klepveren

We zullen hier enkele constructieve gegevens over de kleppen en de klepveren bespreken.

- De inlaatklep heeft meestal een grotere diameter dan de uitlaatklep. Het binnenstromen van vers gas tengevolge van de aanzuiging gaat met name minder snel dan het uitdrijven van verbrande gassen.
- Uitlaat kleppen waarvan de temperatuur tot 900 °C oploopt, krijgen soms een holle klepsteel die gedeeltelijk met zout of natrium wordt gevuld om de warmte beter af te voeren. Aan de klepzijde zal het zout verdampen door de hoge temperatuur, om aan het uiteinde van de klepsteel deze verdampingswarmte af te staan bij het weer sublimeren. Het zout zorgt dus voor warmtetransport door de klep.

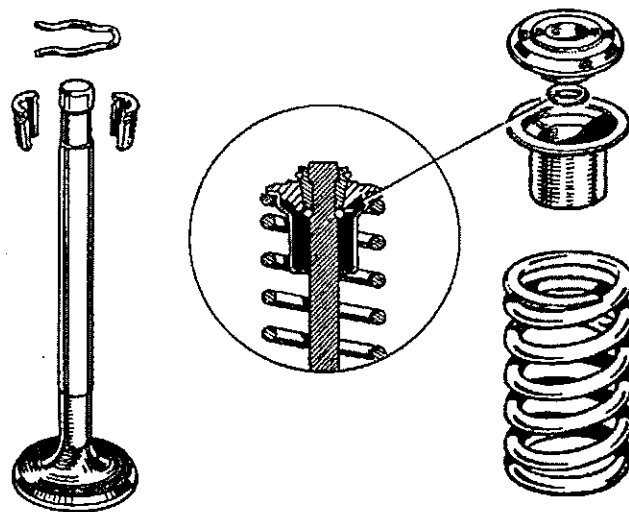
Op het stuikvlak van de kleppen, het uiteinde van de klepsteel en de klepzittingen, wordt ook vaak stelliet aangebracht (hard metaal) wat de levensduur verhoogt.

Een uitlaatklep die wordt aangetast of niet goed meer sluit door een foutieve klepspeling gaat spoedig verbranden doordat ze haar warmte niet meer kan afvoeren langs de klepzitting naar het koelwater in de cilinderkop.

De klepveer wordt op haar plaats gehouden door een veerschotel, een sluitring en twee klepspieën (conische halve maantjes).

Wanneer de eigen frequentie van de klepveer overeenstemt met de trillingen bij een bepaald toerental van de motor, gaat de klep 'zweven', d. w. z. ze sluit niet meer volledig en gaat ook niet helemaal open. Om dat te voorkomen, laat men de spoed van de windingen variëren.

Bij grote motoren worden ook wel twee veren concentrisch in elkaar gebruikt, of veren waarbij de windingsdiameter varieert.



Figuur 5-13

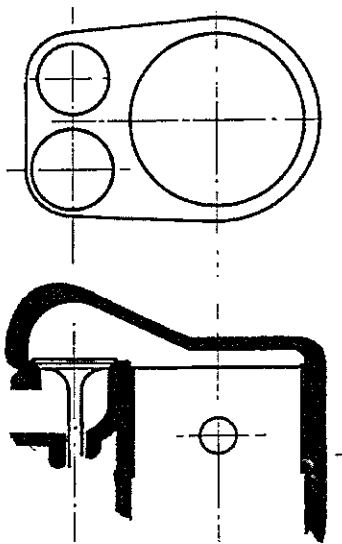
### 5.11.2 Kleppenmechanisme

In een kort overzicht gaan we na hoe het kleppen systeem geëvolueerd is en waarom.

#### 5.11.2.1 Zijklep motor

- De aandrijving van de nokken as gebeurde d. m. v. een tandwieloverbrenging (verhouding 2/1).
- De klepsteel werd rechtstreeks bediend door de nok.
- De vorm van de verbrandingsruimte was allesbehalve gunstig; er ging veel warmte verloren en het rendement was slecht.

We vinden dit nog uitsluitend terug bij kleine goedkope motortjes (bijv. grasmaaiers).



Figuur 5-14

#### 5.11.2.2 Kopklep motor

- De gassen stromen nu gemakkelijker in en uit de cilinder.
- De verbrandingsruimte bevindt zich nu boven de zuiger met een gunstiger vorm.
- Het mechanisme vanaf de nokkenas, met klepstoters, stoterstangen, tuimelaars en tuimelaar-as, is veel complexer dan bij zijkleppen.

De klepspelning dient regelmatig te worden gecontroleerd en afgesteld.

### 5.11.2.3 Kopkleppen en bovenliggende nokkenas

De voordelen van kopkleppen blijven behouden

- Het kleppenmechanisme wordt veel eenvoudiger hoewel regeling van de klepspelings nodig blijft.
- De afstand van de nokkenas tot de krukas wordt zo groot dat een ketting met kettingspanner nodig is, wat lawaai veroorzaakt.
- De hoogte van de motor neemt toe door de nokkenas boven de kleppen te monteren, maar op deze manier hebben we geen tuimelaars nodig.

#### 5.11.2.4 Kopkleppen, bovenliggende nokkenas en tuimelaars en eventueel hydraulische (olie druk) klepstoters

- De regeling van de klepspelings vervalt: een hydraulisch systeem neemt in alle omstandigheden de speling weg.
- Talrijke fabrikanten vervangen de ketting door een getande riem, die minder lawaai veroorzaakt. Een gladde riem is onbruikbaar omdat hierbij slip optreedt, zodat de bediening van de kleppen niet meer synchroon kan lopen met de beweging van de zuigers.

#### 5.11.2.5 Kopkleppen, bovenliggende nokkenas en hydraulische spelingcompensatie

- De nokkenas drukt hier op hefboomen die aan de ene kant de klep bedienen en aan de andere kant worden ondersteund door een hydraulische steun die de klepspelings wegneemt.
- Het onderhoud aan het kleppenmechanisme vervalt nu volledig.
- De motor reageert sneller.
- Omwille van de hoogte kan de motor over een zekere hoek worden gekanteld in plaats van verticaal te blijven.

De levensduur van de getande riem blijft het enige delicate punt.

## 5.12 Cilindervoeringen of cilinderbussen.

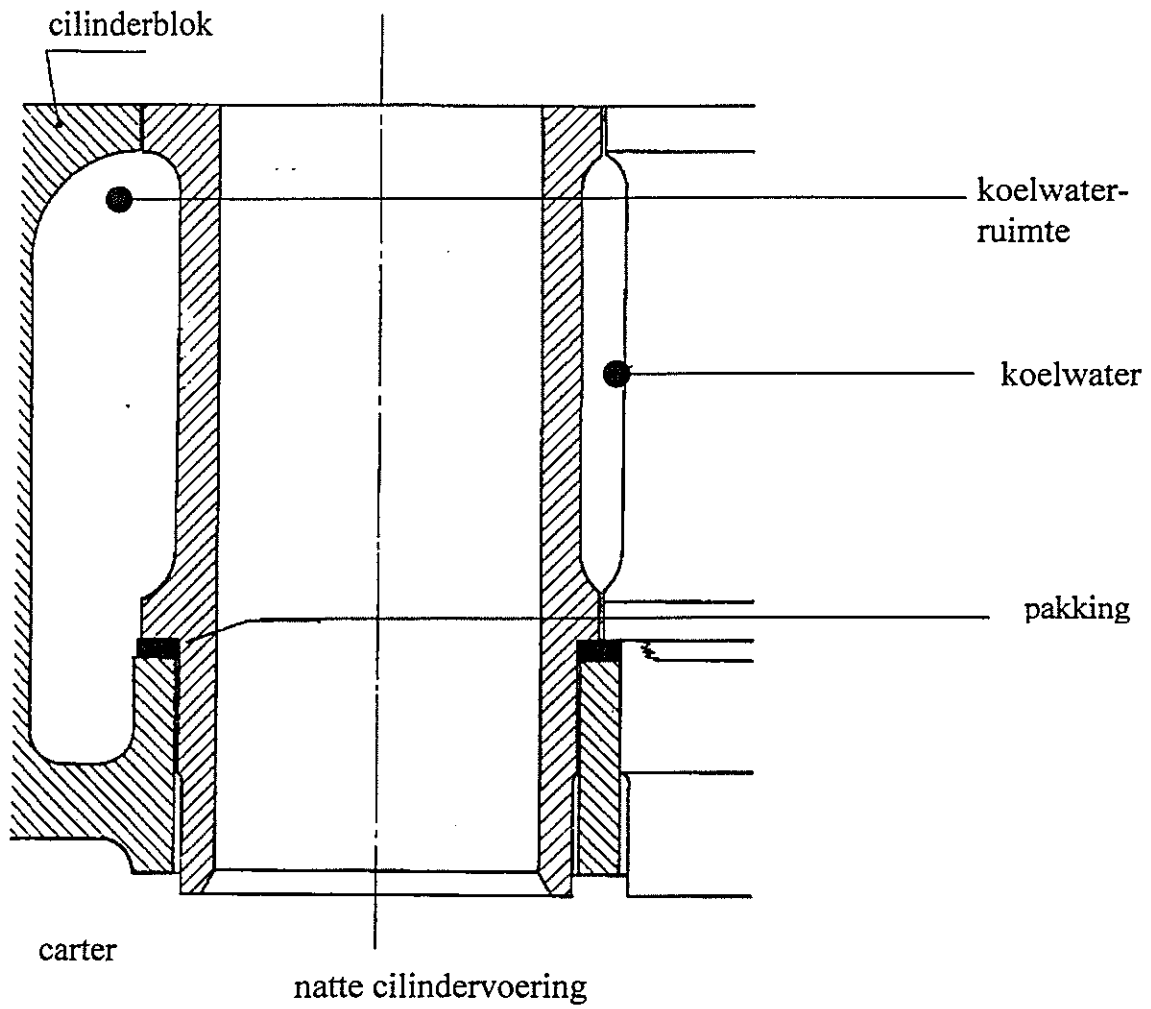
Droge voeringen hebben dunne wanden (1,5-2,5 mm) . Men gebruikt ze bij revisies van gewone blokken, om te beletten dat de boring te groot wordt, bij blokken uit aluminiumlegering en zelfs bij nieuwe motoren. Natte voeringen hebben een dikkere wand om aan de drukken te weerstaan. Bij nieuwe motoren toegepast vergemakkelijken ze de revisie. Natte voeringen staan echter bloot aan invreting van het koelwater. De zuigers behouden de standaardmaat. Bijzondere aandacht vergt de afdichting tussen bus en blok aan de onderkant, die verhindert dat er water in de krukast komt (rubbering) .

Motorblokken waarbij de cilinders in V en boxer liggen verlangen en verkorten de uitvoering. Het zwaartepunt van de wagen verlaagt en het frontoppervlak verkleint. Om dezelfde reden worden sommige motoren ook schuin geplaatst. De cilinders worden na het uitboren of uitkotteren geslepen en gehoond (fijngeslepen) . Daarna moeten de zuigers nog inlopen (roderen) .

Op sommige cilinders past men het chroom-harden toe.

*Voordeel:* langere levensduur en meer bestand tegen corrosie. Blokken uit aluminiumlegering hebben een dubbel doel: lichte constructie en betere warmteafvoer. Doch ze vergen het gebruik van cilinderbussen.

De zogenaamde vriesplaatjes in het motorblok geven aan de motor slechts een kleine kans dat ze niet stuk springen bij eventuele bevroering. Ze stoppen de gaten af waarlangs de ingewikkelde kern van het gietstuk werd verwijderd.

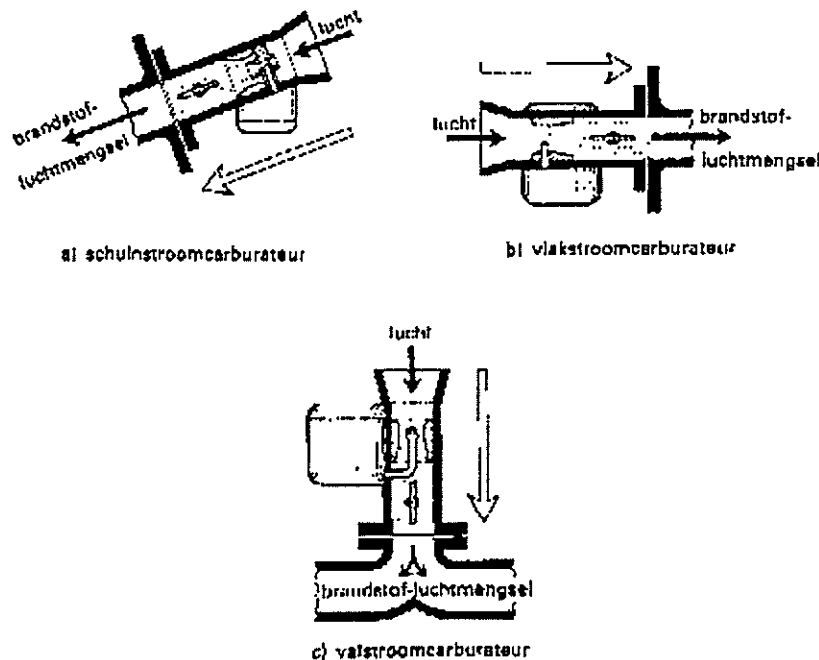


Figuur 5-15

## 5.13 Carburatoren

### 5.13.1 Inleiding

In de meeste oudere benzine voertuigen worden carburatoren gebruikt. Nu wordt vooral benzine inspuiting gebruikt bij de nieuwere benzine voertuigen. Toch blijven carburatoren bestaan, namelijk vooral bij brommers. De carburator zorgt voor een gasmengsel van lucht en benzine die tijdens de inlaatslag wordt aangezogen. Het is noodzakelijk dat de benzine wordt gemengd met lucht. Want uit de chemie weet men dat 'het verbranden van een stof een chemische binding is van deze stof met zuurstof'.



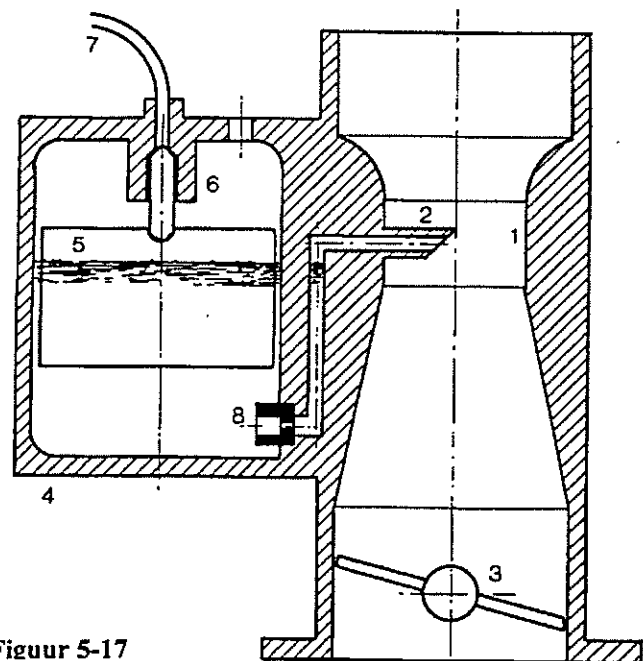
Figuur 5-16

### 5.13.2 Opbouw

Dit is slechts een principe schets van een carburator waar de volgende onderdelen zijn aangeduid.

1. de venturi of verstuiver
2. de sproeier
3. de gasklep
4. de vlotterkamer
5. de vlotter
6. de vlotternaald
7. de benzine- toevoerleiding
8. de doseur

De motor zuigt de lucht in de zuigbuis aan. In de venturi (1) wordt de brandstof uit de sproeier (2) met de lucht vermengd. De gasklep (3) regelt de mengselstroom naar de motor en daarmee het vermogen van de motor. De brandstof komt via de naaldklep (6) (ook vlotternaald) in de vlotterkamer (4). De vlotter (5) regelt het brandstofniveau zodanig, dat er bij stilstaande motor geen benzine uit de sproeier stroomt. De doseur (8) beïnvloedt de samenstelling van het



Figuur 5-17

gas. De motor zuigt de lucht in de zuigbuis aan. In de venturi (1) wordt de brandstof uit de sproeier (2) met de lucht vermengd. De gasklep (3) regelt de mengselstroom naar de motor en daarmee het vermogen van de motor. De brandstof komt via de naaldklep (6) (ook vlotternaald) in de vlotterkamer (4). De vlotter (5) regelt het brandstofniveau zodanig, dat er bij stilstaande motor geen benzine uit de sproeier stroomt. De doseur (8) beïnvloedt de samenstelling van het



mengsel. Voor een goede verstuiving van de brandstof is een hoge lichtsnelheid nodig, die in de keel van de venturi wordt opgewekt. Tegelijkertijd ontstaat er een onderdruk, zodat de brandstof uit de sproeier spuit. Door de luchttoevoer naar de vlotterkamer, heerst daar dezelfde druk als in het begin van de zuigbuis. Om de koude motor te starten wordt de chokeklep gesloten die voor de venturi gemonteerd is. De motor zuigt daardoor weinig lucht, maar veel benzine aan. Dit overrijke mengsel bevat dan voldoende bij lage temperatuur verdampende bestanddelen, zodat een ontsteekbaar mengsel wordt gevormd. Tijdens het warm draaien moet de chokeklep geleidelijk worden geopend.

### 5.13.3 De mengselvorming bij de principiële carburator

Noemen we  $p_b$  de atmosferische druk,  $p_k$  de druk in de keeldoorsnede van de venturi,  $d_l$  de diameter in de keeldoorsnede van de venturi en  $d_b$  de diameter van de hoofddoseur, de specifieke massa van brandstof  $\rho_b$  en van lucht  $\rho_l$ ; dan wordt met behulp van de wet van Bernoulli de snelheid van lucht en brandstof gegeven door volgende uitdrukkingen :

$$V_l = \sqrt{2 \cdot \frac{p_b - p_k}{\rho_l}} \qquad V_b = \sqrt{2 \cdot \frac{p_b - p_k}{\rho_b}}$$

De massadebiten lucht en brandstof worden gegeven door :

$$m_l = \alpha_l \cdot \frac{\pi \cdot d_l^2}{4} \cdot V_l \cdot \rho_l \qquad m_b = \alpha_b \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot V_b \cdot \rho_b$$

In deze formules is  $\alpha$  de doorstromingsfactor, die rekening houdt met de vorm van de vernauwing. Inderdaad afhankelijk van de vorm van de vernauwing ontstaat er een insnoering die ook afhankelijk is van de dynamische druk in de keeldoorsnede van de venturi. Voor wat betreft de luchtstroom kan men  $\alpha$  ongeveer aan 1 gelijk stellen, omdat de vorm van de venturi redelijk goed overeenkomt met de stroomlijn van de lucht. De insnoeringsfactor voor de brandstof is echter sterk verschillend van 1, zodat deze wel in rekening moet gebracht worden. De mengverhouding wordt rekening houdend met deze opmerkingen gegeven door :

$$m = \frac{m_l}{m_b} = \frac{\alpha_l \cdot d_l^2}{\alpha_b \cdot d_b^2} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_b}}$$

Gezien de doorstromingsfactor  $\alpha$  groter wordt naarmate de onderdruk toeneemt, dus naarmate het toerental stijgt bekomt men een kleinere mengverhouding bij toenemend toerental. Het mengsel wordt dus rijker naarmate het toerental stijgt. Gevolg hiervan is dat de mengverhouding slechts bij één enkel toerental exact is, terwijl bij lager toerental het mengsel te arm en bij hoger toerental het mengsel te rijk is.

#### 5.13.4 Soorten carburatoren

Carburatoren kunnen naar verschillende kenmerken worden gerangschikt:

- Doorstroomrichting van het mengsel.
- Regeling van de brandstoftoevoer.
- Aantal en vorm van de zuigbuizen.

Naar de doorstroomrichting kunnen drie soorten worden onderscheiden:

- valstroom-,
- vlakstroom- en
- schuinstroomcarburateur

Naar het aantal en de uitvoering van de zuigbuizen worden drie soorten carburatoren onderscheiden: enkelvoudige carburator, registercarburator en meervoudige carburator.

- De enkelvoudige carburator met gasklep met één zuigkanaal heeft het nadeel dat bij volle belasting en hoge toerentallen de cilindervulling sterk vermindert, waardoor het specifiek vermogen laag is.
- Met de registercarburator wordt over de hele lijn een betere vulling bereikt. Dit type van carburator heeft twee evenwijdige zuigbuizen met apart regelbare gaskleppen. Bij gedeeltelijke belasting stroomt het mengsel maar door één buis, terwijl de andere gesloten blijft. Als de belasting van de motor zo hoog gestegen is, dat de eerste gasklep bijna volledig geopend is, moet om het vermogen te verhogen ook de tweede gasklep worden geopend. De mengselstroom verdeelt zich nu over de twee zuigbuizen en de cilinders krijgen ook bij hoge belasting en hoge toerentallen een goede vulling.
- De meervoudige carburator bestaat uit twee of drie enkelvoudige carburatoren, die met een gemeenschappelijke vlotterkamer (een vlotterkamer zorgt voor de brandstoftoevoer) tot een geheel zijn samengesteld. De zuigbuizen openen niet na elkaar, maar gelijktijdig, want alle gaskleppen zijn aan elkaar gekoppeld. Als bijvoorbeeld een viercilindermotor twee dubbele carburatoren heeft, word elke cilinder door een zuigbuis van mengsel voorzien. Het voordeel van deze constructie is, dat alle cilinders een gelijk hoeveelheid mengsel krijgen en de mengselstroom maar weinig van richting wordt veranderd. Om deze reden zijn meervoudige carburatoren geschikt voor hoog opgevoerde motoren.

### 5.13.5 Eisen voor een carburator.

Aan een carburator worden de volgende eisen gesteld:

- Snel en onberispelijk starten.
- Regelmatig lopen bij stationair toerental.
- Zuinig bij gedeeltelijke belasting.
- Snel regeren bij acceleratie.
- Verrijking van het mengsel om het maximale vermogen te bereiken.
- Dosering van de brandstof en mengselvorming moeten zodanig zijn, dat de schadelijke stoffen in het uitlaatgas onder geen enkele gebruiksomstandigheid de maximaal toelaatbare waarden overschrijden.

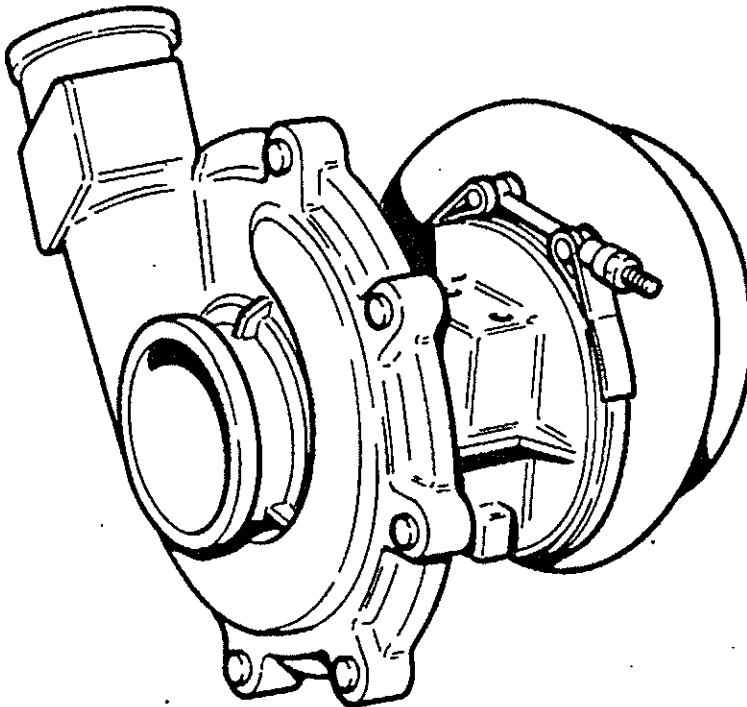
Voor een laag brandstofverbruik moet de luchtvermaat ongeveer 10 % bedragen. Om het maximale vermogen te bereiken is een luchttekort van ongeveer 10 % nodig, omdat de snelheid van het vlamfront in de verbrandingskamer maximaal is. Een carburator die aan al deze eisen voldoet is aanzienlijk gecompliceerder dan de principiële carburator. Aan gezien carburatoren niet meer zoveel gebruikt worden, zullen we er ook niet dieper ingaan. De dag van vandaag wordt benzine vooral ingespoten. Dit tot in tegenstelling met een carburator, daar wordt een gasmengsel aangezogen.

## 6 Toepassing : Turbomotoren

### 6.1 Het nuttig vermogen

Men kan het vermogen van een motor verhogen door het toerental dat de motor levert op te voeren, maar het toerental is beperkt door de traagheidskrachten en bovendien neemt het koppel dan af. Ofwel kan men ook het vermogen verhogen door het slagvolume te vergroten, maar dan neemt het gewicht toe.

Het enige middel om het vermogen te verhogen bij gelijk blijvende afmetingen en een zelfde gewicht is de cilinders te vullen met lucht onder druk: er is dan meer lucht aanwezig waarin ook meer brandstof kan worden verbrand. Hieronder een figuur van een turbomotor.



Figuur 6-1

## 6.2 Een korte weergave van de evolutie van de drukvulling.

De drukvulling van verbrandingsmotoren kent niet alleen een lange, maar ook een turbulente geschiedenis. Want reeds vroeg in de geschiedenis van de verbrandingsmotor kwamen de technici die zich daarmee bezig hielden tot het inzicht dat men door het samenpersen van de lucht buiten de cilinders een hogere vermogensafgifte kon verkrijgen. De kansen om dat te realiseren waren rond de jaren 1885 nog niet te praktisch te realiseren. Het duurde tot het midden van de jaren twintig, dat dieselmotoren voorzien van drukvulling voor het eerste in de praktijk werden gebruikt. Zo werden in 1924 verschillende schepen met dieselmotoren voorzien van drukvulling in bedrijf genomen, zoals de bergingsleepboot 'Seefalke' die de vereiste trekkracht ontleende aan twee M.A.N. – zescilinderdieselmotoren. Het vermogen van de motoren kon door het inschakelen van een elektrische aangedreven compressor van 900 pk (670 kW) tot 1200 pk (895 kW) worden opgevoerd.

De reden dat de drukvulling zich destijds zo langzaam ontwikkelde, hield onder andere verbanden met het feit dat de ingenieurs uit die tijd het er nog niet geheel over eens waren welke manier van drukvulling de juiste was. Men experimenteerde met afzonderlijke mechanische compressoren (bijvoorbeeld de Rootsblower) werden beproefd. Beide methoden waren weliswaar relatief eenvoudig te realiseren, maar hadden het nadeel dat men vermogen aan de motor zelf onttrok. Geen van beide methoden verbeterden uiteindelijk het rendement, integendeel. Toch had de mechanische compressor twee belangrijke voordelen. Hij maakte een aanzienlijk hoger litervermogen mogelijk en was door zijn wijze van functioneren enigszins regelbaar. Zodoende werd de drukvulling met behulp van een mechanische compressor in de daaropvolgende periode van de automobiëlbouw vooral gebruikt in de racerij. Voor mobiel gebruik werden dieselmotoren met turbodruk vulling voor het eerst in 1925 toegepast, en wel op de Duitse motorschepen 'Preussen' en 'Hansastadt'. Scheepsmotoren voorzien van turbo 's, vooral voor het gebruik in duikboten, volgden en in 1935 nam de Duitse Reichsbahn de eerste locomotief met een turbodiesel van 1400 pk (1045kW) in dienst. De Zwitserse machinefabriek Saurer was de eerste firma die de uitlaatgasturbo op vrachtwagenmotoren testte, tot deze ten slotte in 1938 op de serie vrachtwagens werd gemonteerd. Tegenwoordig is de drukvulling door middel van een turbo bij de grotere motoren niet meer weg te denken. Op de zware vrachtwagens in de USA heeft de turbo compressor zich inmiddels een plaats veroverd en in Europa vertoont het aandeel van vrachtwagens die met turbocompressors zijn uitgerust nog steeds een stijgende lijn. Op het gebied van personenwagens duurde het nog wat langer voordat de turbocompressor hier zijn plaats had ingenomen. De dag van vandaag is de turbo niet meer weg te denken. Want afgezien van de hogere vermogenwinst biedt de turbomotor verrassend positieve aspecten met betrekkelijk tot de andere belangrijke criteria van een automobiëlmotor: hij loopt stiller, de uitlaatgassen kunnen beter onder controle gehouden worden en hij kan bij een doordacht consequente constructie zelfs zuiniger lopen dan een normaal aanzuigende motor met hetzelfde vermogen.

### 6.3 Soorten drukvullingen.

Een turbomotor is een motor die men heeft ontwikkeld om het vermogen van de motor op te drijven. De drukmotoren werden gemaakt door middel van het gebruik maken van drukvulling. Dit systeem van drukvulling werd niet louter en alleen bij automotoren gebruikt maar ook bij de scheepsmotoren en vrachtwagen motoren.

Er zijn vijf verschillende mogelijkheden van drukvulling zoals:

- drukvulling met externe aandrijving
- mechanische drukvulling
- drukvulling met behulp van gastrillingen
- drukgolfvulling
- uitlaatgas – drukvulling

Voor toepassing in de auto komt de drukvulling met externe aandrijving logischerwijs niet in aanmerking, omdat hier voor de aandrijving van de compressor een extra krachtbron (bijvoorbeeld een elektromotor) vereist is.

Maar wat is dat fameuze drukvulling systeem?

## 6.4 Wat is drukvulling?

In het algemeen wordt het vermogen van een verbrandingsmotor bepaald door de hoeveelheid 'lading' of 'vulling' die per tijdseenheid wordt verwerkt. Deze lading of vulling is een brandstof – luchtmengsel, dat bij ottomotoren (benzinemotoren) meestal buiten de cilinder, in de carburator of het inlaatspruitstuk wordt gevormd.

Het vermogen van een verbrandingsmotor is evenredig met de van brandstof voorziene hoeveelheid verwerkte lucht. Met andere woorden, hoe meer lucht verwerkt kan worden, des te meer vermogen kan uit een motor worden gehaald.

In technische termen is de hoeveelheid verse vulling  $m_c$  ongeveer recht evenredig met het nuttig vermogen  $p_e$ .

Nu kan men het doel van een verhoogd luchtdebiet bij de zelfaanzuigende motor (de zgn. 'zuigermotor') theoretisch en praktisch langs verschillende wegen bereiken. Op de eerste plaats via de cilinderinhoud als belangrijkste maat voor de verwerkte hoeveelheid lucht. Deze valt bij een gegeven motor slechts beperkt te vergroten, maar ook hier is het verband simpel: meer cilinderinhoud maakte een hoger luchtdebiet mogelijk, en daarmee een hoger vermogen. De tweede belangrijke factor voor de te verwerken luchthoeveelheid is het motortoerental, want hoe vaker een gas wisseling per tijdseenheid plaatsvindt, des te hoger is het vermogen. Maar ook hier heb je boven grenzen, deze bovengrenzen worden in de eerste plaats bepaald door de massakracht. Deze nemen immers toe met het kwadraat van het toerental.

Natuurlijk kan men een bestaande motor nog met allerlei maatregelen (verbetering van de inlaat-en uitlaatkanalen, verandering van de klepbediening enz.) de 'vullingsgraad' verbeteren, zodat ook langs deze weg nog een hoger luchtdebiet bereikt kan worden. De vullingsgraad is de verhouding tussen de werkelijk aangezogen hoeveelheid lucht en de theoretische cilinderinhoud. Maar ook hier zijn er grenzen, want een vullingsgraad van meer dan 100 procent is bij normale gebruiksmotoren nauwelijks te realiseren. Dat zou betekenen, dat de motor per tijdseenheid meer lucht aanzuigt, dan de zuigers in dezelfde tijd verwerken.

Als men nu echter de verbrandingslucht onder een hogere dan de atmosferische druk in de motor perst (we laten om zo te zeggen de motor geforceerd ademen) dan kan de verwerkte luchthoeveelheid of beter de luchtmassa, aanzienlijk worden verhoogd. Onafhankelijk van toerental en cilinderinhoud. De lucht wordt bij de onder druk gevulde motor dus tweemaal gecompriëerd: eerst buiten de cilinders en daarna nog eens in de cilinders zelf.

## 6.5 Het doel en gevolg van de drukvulling

Het primaire doel van de drukvulling van de verbrandingsmotoren was en is nog steeds het verhogen van het vermogen bij een gegeven grootte van de motor. Bij alle drukvulsystemen wordt de verbrandingslucht onder een meer of minder hoge overdruk in de cilinders gebracht. Zo kan bij een gelijktijdig verhoogde brandstoftoevoer het vermogen voor een deel aanzienlijk worden verhoogd. Omdat deze vorm van vermogensvermeerdering meestal niet met een toerentalverhoging gepaard gaat, is de resulterende vermogenstoename uitsluitend te danken aan de hoger gemiddelde verbrandingsdruk. Deze is weer het gevolg van de door de drukvulling bereikte hogere soortelijke massa van de vulling.

Ter verduidelijking, zie hier de formule voor het vermogen:

$$p = v_s \cdot n \cdot p_M \cdot k_1$$

verklaring letters:

$n$  = het toerental

$p$  = de gemiddelde verbrandingsdruk

$k$  = constante (is niet van belang bij de principiële beschouwing)

Evenredig met de verbrandingsdruk stijgt ook het draaimoment of motorkoppel. Zie hier de formule:

$$M = p_M \cdot v_s \cdot k$$

Hierom hebben onder druk gevulde motoren een wezenlijk hoger koppel dan even grote normaal aanzuigende motoren.

Het hogere koppel en het hogere eindvermogen van de motor met drukvulling hebben natuurlijk een hoger rijvermogen van de auto tot gevolg, want dat is het eerste doel van de drukvulling. Omdat een motor met drukvulling slechts weinig zwaarder is (5-10%) resulteert dat in duidelijke voordelen qua gewicht en ruimte, temeer omdat de normaal aanzuigende motor soms zelfs nog een grotere cilinderinhoud nodig heeft.

Was aanvankelijk de vermogensvermeerdering het grote doel van de motorenbouwers, intussen is daar een belangrijk ander criterium bijkomen, wat de drukvulling goede kansen voor de toekomst verschaft: het brandstofverbruik.

Maar hoe kan men nu brandstof besparen door gebruik te maken van drukvulling?

Hiervoor geven de voorstanders van drukvulling verschillende argumenten, die theoretisch beschouwd zeker juist zijn, maar die in de praktijk tot nu toe slechts gedeeltelijk konden worden gerealiseerd.



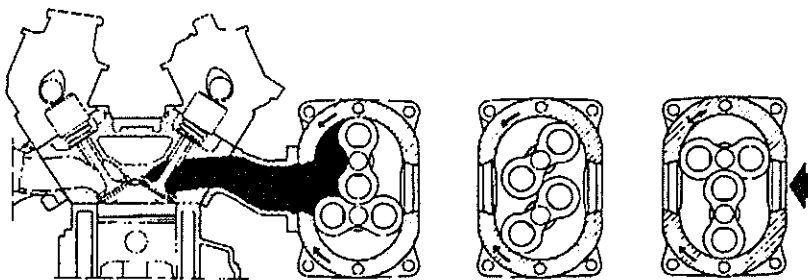
Principieel zijn er vier factoren, die tot brandstofbesparing leiden:

- Het hogere koppel en eindvermogen maken een 'langere' overbrengingsverhouding in de transmissie mogelijk. Hierdoor daalt het toerental en het verbruik.
- Vergeleken met een even sterke, maar grotere normaal aanzuigende motor heeft de kleinere motor met drukvulling minder pomp-en wrijvingsverlies.
- Het lagere motorgewicht en de lagere ruimtebehoefte van de motor met drukvulling resulteren in een verminderd voertuiggewicht, dat duidelijk groter is dan het gewichtsverschil van de beide hier vergeleken motortypen.
- De drukvulling leidt tot een verhoging van het motorrendement. Deze uitspraak geldt vooral voor de uitlaatgas druk vulsystemen (turbo, comprex-druk-golfmachine).

Als verdere gevolgen van de drukvulling worden nog vaak de betere beheersing van de uitlaatgasemissie en van de geluidsproductie genoemd. Zeker kan men beide criteria in speciale gevallen aantonen – vooral de uitlaatgasturbo is een geluiddemper – maar deze voordelen kunnen alleen nooit het inbouwen van een drukvulstelsel rechtvaardigen.

## 6.6 Mechanische drukvulling.

De mechanische drukvulling was jarenlang de enige bruikbare methode om auto-en motorfietsmotoren met voldoende hooggecomprimeerde lucht of mengsel te voeden. Hiervoor werden en worden in de regel compressoren volgens het verdringerprincipe gebruikt, die door de motor zelf worden aangedreven. Van de verschillende soorten verdringerpompen, zoals zuigerpompen, schroefpompen en schottenpompen (zoller-compressor), heeft zich vooral de naar de gebroeders Roots genoemde draaizuigercompressor (de zgn. Roots-blower) in auto 's doorgezet. Bij de Roots – compressor rollen twee draaizuigers over elkaar in een huis, zonder elkaar overigens te raken; zij pompen zo de lucht uit de atmosfeer naar de drukzijde van de motor (zie figuur 6-2).



Figuur 6-2

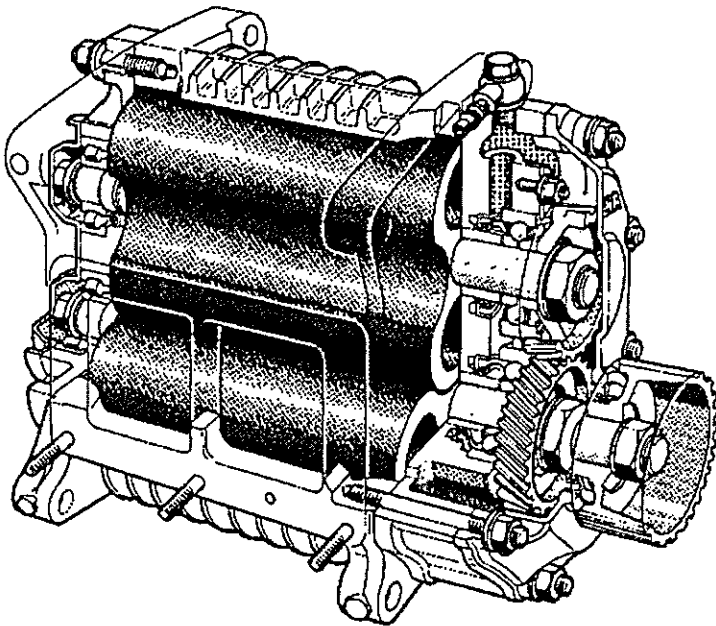
Een tandwielpaar zorgt voor het juiste afrollen van de beide draaizuigers, die met een toerental draaien dat 1,0 tot 2,5 keer zo hoog ligt als dat van de motor. De rootsdrukvuller werkt daarbij zonder inwendige compressie. Dat wil eenvoudig uitgedrukt zeggen, dat de eigenlijke compressie plaatsvindt door het pompen van een te grote luchthoeveelheid in een te klein vat. Het vat is het inlaatsysteem van de motor. Het rendement van de Roots – pomp is wegens de relatief hoge lekverliezen niet al te best. Voor hogere drukverhoudingen, die echter voor normale personenauto 's niet nodig zijn, zijn Roots – compressoren niet geschikt. Door het speciale pomp- en compressieproces van de Roots – compressor ontstaan sterke trillingen in de luchtkolommen, wat zich kenbaar maakt in een behoorlijke lawaaiproductie.

### 6.6.1 De voordelen

De algemene voordelen zijn snel opgesomd. De mechanische drukvulling is technisch eenvoudig uitvoerbaar, relatief goedkoop en levert reeds bij lage toerentallen een voldoende hoge vuldruk. De mechanische koppeling aan de motor leidt verder tot een goed dynamisch gedrag, zodat op deze wijze van drukvulling voorziene motoren goed 'aan het gaspedaal hangen' en al bij lagere toerentallen een hoog koppel ter beschikking hebben.

### 6.6.2 De nadelen

Tegenover de genoemde voordelen staan echter belangrijke nadelen, die de mechanische compressoren bij automotoren tenminste voorlopig in een ondergeschikte positie hebben gedrongen. Op de eerste plaats moet dan het slechte totaalrendement van een mechanisch 'geladen' motor genoemd worden. Omdat het totale mechanische vermogen voor de aandrijving van de compressor aan de motor onttrokken wordt, valt dit vermogensaandeel, dat zo 'n 10% bedragen kan, weg als nuttig vermogen. Extra nadelen zijn de korte levensduur en de grote inbouw ruimte en daarmee samen hangend groot gewicht.



## 6.7 Uitlaatgasturbo, de meest voorkomende drukvulling.

De turbomotor gaat de verloren energie van een gewone motor toch nog gebruiken. Om het gebruik van verloren energie uit te leggen hebben we de thermodynamica nodig (de  $pV$  – diagrammen).

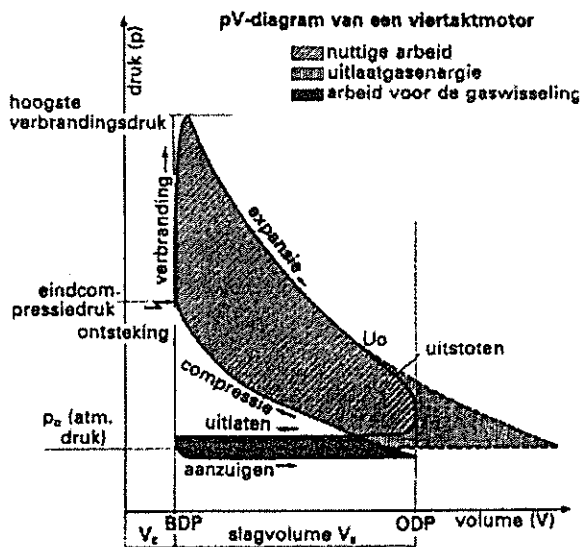
Nog eens een overzicht van een volledig kringproces:

- aanzuigen van het mengsel (eerste slag)
- samenpersen van het mengsel (tweede slag)
- ontsteking en verbranding
- expansie (derde slag)
- uitstoten van het verbrande gas
- het restgas naar buiten duwen (vierde slag)

De vierde en de eerste slag doen dus alleen dienst om de cilinder te ontdoen van het restgas en vervolgens te vullen met nieuw mengsel. Deze beide zuigerslagen of takten produceren bij een normaal aanzuigende motor geen vermogen. Men noemt dit de negatieve arbeid van het gaswisselingsproces van de motor. In  $pV$ -diagrammen verschijnt dit proces als een vlakke lus onder het eigenlijke procesdiagram; zij wordt als ‘negatieve lus’ aangeduid. Bij de theoretische (geïdealiseerde) beschouwing van het kringproces wordt de compressie en expansie van gas in een cilinder als principieel adiabatisch (er is geen warmte wisseling) beschouwd.

In vergelijking met het diagram van een reële motor is dit echter een vereenvoudiging, aangezien daarbij de warmteafgifte van de cilindervulling via de cilinderwand en daarna aan het koelsysteem buiten beschouwing gelaten wordt. Wat de verschillende kringprocessen van elkaar onderscheidt, is de toestandsverandering tijdens de verbranding. Deze kan theoretisch ofwel bij een constant gasvolume (isochoor), ofwel bij een constante druk (isobaar) verlopen.

Alles wat in wijzerzin verloopt is ‘positieve’ arbeid. Wat in tegenwijzerzin verloopt is verlies.



Figuur 6-3

## 6.8 Hoe verloren energie toch benutten?

Bij het bekijken van het kringproces wordt duidelijk dat een aanzienlijk deel van de energie door het 'spoelen' van de cilinder verloren gaat. Hierbij komt nog dat op het moment dat de uitlaatklep opent de gassen in de cilinder nog onder hoge druk staan. Het uitzetten en afkoelen van de gassen tot op het omgevingsniveau, wat voor een gedeelte plaats vindt in het uitlaatsysteem, en voor een deel in de vrije atmosfeer betekent energieverlies dat in het diagram als een driehoekig vlak zichtbaar is. Een deel van deze energie kan men benutten als men de uitlaatgassen eerst door een uitlaatgasturbine stuurt en daarna pas de atmosfeer in. In het pV- diagram (figuur 1-3) ziet men dat het driehoekige vlak met een druk die boven de atmosferische ( $p_0$ ) ligt, en nutteloos in de uitlaat verdwijnt, gebruikt kan worden voor de aandrijving van een gasturbine.

In de gasturbine wordt dan – als een apart thermodynamisch proces – de druk- en temperatuurdaling van de uitlaatgassen in mechanische arbeid omgezet. Een probleem in dit geval is echter de mechanische arbeid van de zeer snel roterende stromingsmachine bruikbaar te maken. Een mechanische koppeling aan de zuigermotor is meestal niet mogelijk vanwege de daarmee verbonden problematiek. De beste mogelijkheid is zonder twijfel om – en dat is het voornaamste idee van Alfred Büchi geweest – een andere turbine, namelijk een turbocompressor, door de uitlaatgasturbine aan te laten drijven. Daarom kan de eigenlijke motor onder druk gevuld worden. Het vermogen voor het aandrijven van deze compressor verkrijgt men zodoende bijna gratis. De combinatie van uitlaatgasturbine en turbocompressor tot een eenheid levert de tegenwoordig gebruikelijke uitlaatgasturbo op.

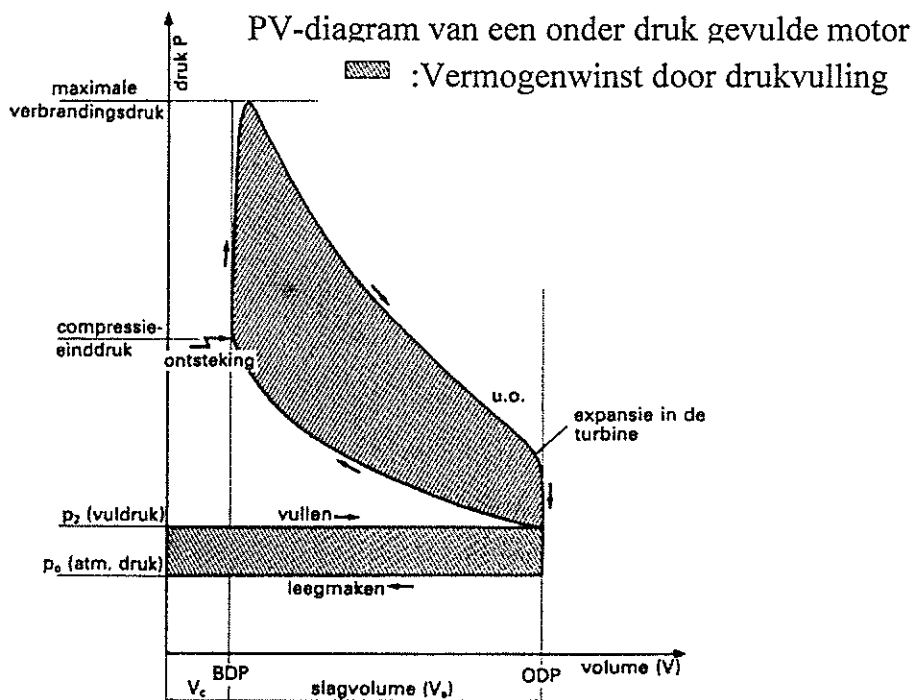
## 6.9 De turbomotor als samengestelde machine

De uitlaatgasturbo als typische stromingsmachine is dus niet mechanisch, maar uitsluitend thermodynamisch aan de eigelijke motor (zuigermotor) gekoppeld. Toch kan men van een ‘samengestelde machine’ spreken. Het arbeidsproces van de zuigermotor wordt namelijk door de koppeling met de uitlaatgasturbo met twee – als hier nog een luchtkoeler bijkomt met drie – belangrijke toestandsveranderingen uitgebreid. Ter vergelijking wordt hier het verloop van de beide arbeidskringlopen van de normale zuigermotor en de zuigermotor met uitlaatgasturbo-drukvlulling en luchtkoeling afzonderlijk beschreven.

Zuigermotor	Zuigermotor met uitlaatgasturbo en tussenkoeling
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Compressieslag</li> <li>- Verbranding</li> <li>- Arbeidsslag</li> <li>- Afkoeling en uitzetting in de atmosfeer</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voorcomprimeren in de - turbocompressor</li> <li>- Afkoeling in de tussenkoeler</li> <li>- Compressieslag</li> <li>- Verbranding</li> <li>- Arbeidsslag</li> <li>- Expansie in de uitlaatgasturbine</li> <li>- Afkoeling en expansie in de atmosfeer</li> </ul>

Tabel 6-1

Het uitgebreide arbeidsproces van de samengestelde machine, in het vervolg kortweg turbo genoemd, kan ook in het geïdealiseerde pV-diagram worden afgebeeld.



Figuur 6-4

## 6.10 De tussenkoeling

De in het voorafgaande deel vermelde tussenkoeling of interkoeling is een belangrijke factor voor de effectiviteit van een turbomotor en wordt ook, nadat deze tot nu toe alleen bij racemotoren en grote stationaire motoren toegepast werd, steeds belangrijker bij seriepersonenauto's. De compressie van de lucht, respectievelijk het mengsel, zorgt op grond van de thermodynamische wetten onvermijdelijk ook voor verhoging van de temperatuur.

Met de wetten heeft iedereen wel eens te maken gehad die zelf zijn fietsband heeft opgepompt. De temperatuurstijging is daarbij evenveel maal groter als de drukverhouding hoger is. Bovendien is de temperatuursverhoging afhankelijk van het rendement van de compressor (slecht rendement betekent grote temperatuursverhoging en omgekeerd) alsook van de warmteafgifte aan de compressorwanden.

Een hoge temperatuur van de lucht, respectievelijk het mengsel, bij het binnenkomen van de motor, is slechter om verschillende redenen nadelig. Ten eerste is de 'dichtheid' of soortelijke massa voor het inlaten een maat voor de hoeveelheid lading in de cilinder. Een hoge temperatuur van het ingelaten mengsel reduceert echter de dichtheid en daarmee de massa van de lucht of het mengsel. Zo is de mate van de verdichting bij hoge temperaturen aanzienlijk geringer dan de drukverhogingen, effect dat nuttig noch wenselijk is. Want voor de vermogenswinst door drukvulling is niet alleen de drukverhouding beslissend, maar uiteindelijk de mate van dichtheid van het vullingsmengsel en daarmee de ter beschikking zijnde hoeveelheid zuurstof. Een hoge luchttemperatuur is echter nog om een andere reden schadelijk. Omdat het totale temperatuurniveau van het kringproces door de compressiebegin-temperatuur, dus overwegend door de temperatuur van de drukvulling bepaald wordt, neemt de thermische belasting van een motor door hoge luchttemperaturen sterk toe. Een hoge vulluchttemperatuur leidt bovendien tot allerlei nadelige gevolgen tijdens het draaien van een opgeladen motor.

De belangrijkste nadelen zijn:

- verminderd vermogen
- hogere thermische belasting
- vergrote neiging tot detonatie (bij ottomotor)
- slechter rendement

Om de grotere neiging tot detonatie bij opgeladen ottomotoren te compenseren, moet de compressieverhouding en het aantal graden voorontsteking bij motoren zonder tussenkoeling vaak sterk worden verminderd. Wegens genoemde redenen is vooral bij motoren met een hoog specifiek vermogen koeling van de vullucht zonder meer aan te bevelen. Bij seriemotoren wordt daarmee gestreefd naar een temperatuurdaling van ongeveer 40 tot 70 graden, die bereikt wordt door een tussen de compressor (drukzijde) en motorinlaat geplaatste koeler. Doorgaans wordt bij personenwagens hiervoor een door de rijwind gekoelde warmtewisselaar gebruikt, die, om effectief te zijn niet alleen goed geplaatst, maar ook de juiste afmetingen moet hebben. Eén heeft de motorbouwer echter: de warmte die door de tussenkoeler afgevoerd wordt, belast het koelsysteem van de motor niet meer. Dit geldt echter alleen zolang het motorvermogen gelijk blijft. Wordt de luchtkoeling echter gebruikt voor het opvoeren van het vermogen, dan wordt het koelsysteem toch nog hoger belast. Dat een goede tussenkoeler ook in de personenwagen boot, is door proeven en de praktijk voldoende bewezen. Zo kan men per tien graden temperatuurdaling bij een zelfde drukverhouding op een verhoging van de luchtdichtheid van ongeveer drie procent rekenen. De vermogenwinst door de bekoelde lucht komt daarbij verregaand overeen met de verhoging van de dichtheid. Bovendien wordt het rendement en daarmee het specifiek verbruik beter.



## 6.11 Het rendement van de turbomotor

In vergelijking met de zuigermotor, die vrij uit de atmosfeer aanzuigt, heeft de turbomotor om verschillende redenen toch al een hoger rendement. Ten eerste stijgt door de hogere arbeidsdruk en het benutten van de uitlaatgasenergie het zogenaamde inwendig rendement van de motor (zonder rekening te houden met mechanische verliezen). Daarbij komt nog dat de motor zijn mengsel niet meer hoeft aan te zuigen waardoor de benodigde gaswisselingsarbeid vervalt en zelf gedeeltelijk door een positieve gaswisselingslus in het diagram vervangen wordt. Bij kleine motoren zijn dit echter zulke kleine waarden dat ze in verhouding tot het totale motorvermogen nauwelijks van belang zijn.

Een grotere rol speelt hier de gunstiger verhouding bij de turbomotor tussen het totale vermogen en de vermogenverliezen (wrijvingsverliezen, pompverliezen, hulpaggregaten, enz.) wat in zijn totaliteit tot een verbetering van het mechanische rendement leidt.

Zo kan door de uitlaatgasturbocompressor onder optimale omstandigheden bij volle belasting een rendementsverbetering tot 5% bereikt worden. Dit is althans de theorie. Deze valt bij grote motoren ook grotendeels in de praktijk om te zetten. Bij zeer kleine zuigermotoren, zoals deze in automobielen worden gebruikt, zorgen enige vervelende omstandigheden vooral bij ottomotoren ervoor (bijvoorbeeld compressieverhouding, ontstekingsstijdstip) dat de rendementsverbetering zich moeilijker realiseert. Bij turbodieselmotoren, zijn de voorwaarden hiervoor veel gunstiger.

## 6.12 Het vermogensverloop van de turbomotor

Dat de turbodrukvlulling zo 'n lange tijd nodig heeft gehad voordat hij bij de personenauto 's een plaats verworven had, heeft op de eerste plaats te maken met zijn zeer specifieke vermogens- en koppelkarakteristiek. Hierbij zijn vooral het zwakke koppel in het lange belasting- en toereengebied en het vertraagd reageren op het gas commando van belang. Bij motoren die stationair gebruikt worden, dus in schepen of krachtinstallaties, maar ook bij overwegend stationair aangedreven voertuigen, zoals diesellocomotieven of vrachtwagens, heeft men van deze eigenaardigheden nauwelijks last. Bij personenwagens echter, waarvan de belastingstoestanden erg vaak wisselen (voornamelijk niet stationair gebruik) zijn deze specifieke nadelen van de turbodrukvlulling bijzonder onaangenaam merkbaar. De oorzaken van dit gedrag zijn velerlei, maar zijn in eerste instantie terug te voeren op de manier waarop men de drukvlulling gerealiseerd heeft. Want het toerental van de turbocompressor dat de drukvlulling bepaalt is afhankelijk van de hoeveelheid gas dat door de motor is gestroomd en van de temperatuur van de uitlaatgassen. Hieruit volgt dat er bij een geringe belasting een voldoende hoeveelheid uitlaatgas voor de aandrijving van de turbocompressor beschikbaar is. Hieruit kan men de fundamentele eigenschap van de turbocompressor afleiden: bij lage toeren een onvoldoende luchtaanvoer en bij hoge belasting en toeren te veel lucht.

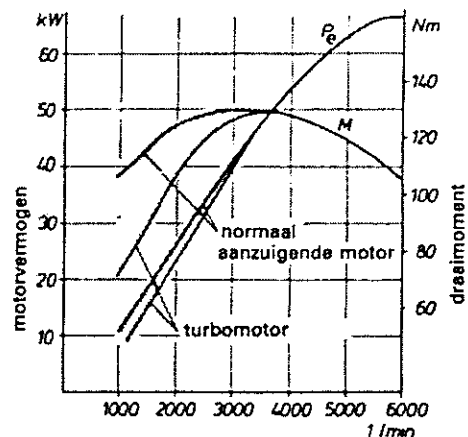
De koppeling aan de motor is uitsluitend thermodynamisch en dit heeft tot gevolg dat bij plotselinge belastingsveranderingen, zoals accelereren, het toerental en de druk van de turbocompressor achterblijven. Dit heeft in principe twee oorzaken.

Ten eerste de normale vertraging tussen het gasgeven en het moment dat er een voldoende grote en hete hoeveelheid uitlaatgas gevormd is, ten tweede moet eerst een aanzienlijk deel van het vermogen dat door het uitlaatgas aan de turbine wordt afgestaan, gebruikt worden voor het versnellen van de turbocompressor zelf (draaiend gedeelte = turbinewiel, as en compressorwiel).

Deze twee specifieke nadelen van de turbodrukvlulling – de lage vuldruk bij gedeeltelijke belasting en het vertraagd reageren – kan men door geschikte constructieve maatregelen verregaand elimineren of op zijn minst verbeteren.

Men kan op vier manieren het dynamisch gedrag van de motor verbeteren:

- Het regelen van de vuldruk
- Kleinere uitlaatgasturbo 's
- Verbeterde in- en uitlaatkanalen
- Verhogen van de compressieverhouding



Figuur 6-5

## 6.13 Kleine samenvatting van de turbomotor

De voor- en nadelen van de turbodrukvlulling kunnen we als volgt samenvatten.

De belangrijkste voordelen:

- een grote vermogenswinst en een hoger koppel bij hetzelfde motortoerental en dezelfde motorafmetingen
- zeer gunstig vermogensgewicht (kg/kW) en een, in absolute zin, gering gewicht van de turbomotor
- de motor neemt weinig ruimte in en kan daarom gemakkelijk ingebouwd worden
- beter totaalrendement en daardoor een gering specifiek brandstofgebruik (vooral bij diesel)
- goede vermogensontplooiing op grote hoogte
- weinig geluidsproductie
- geen bijzonder onderhoud voor de turbocompressor

De belangrijke nadelen:

- hogere thermische en mechanische belasting van de motor
  - ongunstig verloop van het niet – stationaire koppel en vertraagde reactie op gascommando
  - ingewikkelde bouw en relatief hoge kosten voor kleine motoren
  - extra olie- en luchtkoeling (tussenkoeler)
  - vermindering van de compressieverhouding vanwege het gevaar van detonatie waardoor bij ottomotoren het rendement terugloopt
- gecompliceerde regeling van het ontstekingstijdstip.

**Logboek**

Pieter

Nr.	Datum	Titel	Tijd
1	2000-09-02	Keuze onderwerp + Voorlopige inhoudstafel	1 uur
2	2000-09-03	Opzoekingswerk in de bib + ruime selectie	1uur 30
3	2000-09-05	Doornemen van de boeken	2 uur
4	2000-09-06	Schrijven inleiding	1 uur
5	2000-09-09	Lezen van boeken	1 uur
6	2000-09-10	Lezen van boeken	3 uur
7	2000-09-13	Lezen principe wankel / V- motor	2 uur
8	2000-09-16	Lezen boeken principe vierslagmotor	4 uur
9	2000-09-24	Verder lezen boeken principe vierslagmotor	2 uur
10	2000-09-30	Intikken eerste versie vierslagmotor	4 uur
11	2000-09-30	Bespreking verder verloop gip	1 uur 30
12	2000-10-07	Verder afwerken eerste versie vierslagmotor	1 uur
13	2000-10-14	Correctie reeds voltooide werk	2 uur
14	2000-10-20	Invoegen figuren vierslagmotor	3 uur
15	2000-10-21	Lezen boeken viertaktwerking	2 uur
16	2000-10-30	Samen komen + oppunt stellen volgens nieuwe afspraken	2 uur 30
17	2000-11-11	Opmaak eindwerk	5 uur
18	2000-11-12	Opzoekingswerk in de bib	1 uur
19	2000-11-28	Opzoekingswerk in de bib	1 uur
20	2000-12-23	Zoeken + halen cursussen viertaktmotor + dieselmotor	1 uur
21	2000-12-24	Lezen cursussen	3 uur
22	2000-12-25	Lezen cursussen	2 uur
23	2000-12-26	Lezen cursussen	4 uur
24	2000-12-29	Intikken principe-werking	2 uur 30
25	2000-12-29	Opmaken hoofdstuk principewerking	5 uur
26	2000-12-30	Bespreking verder verloop g.i.p.	½ uur
27	2000-12-30	Verdere uitdieping principe-werking viertakt	4 uur
28	2001-01-02	Invoegen figuren viertaktwerking + schrijven motivatie	3 uur
29	2001-01-04	Invoegen figuren hoofdstuk 2	1 uur
30	2001-01-05	Bespreking pV-diagrammen	1 uur ½
31	2001-01-06	Verdere bespreking + invoegen pV-diagram.	1 uur ½
32	2001-01-07	Invoegen + opmaak hoofdstukken Koen en Filip	6 uur ½
33	2001-01-13	Invoegen figuren Koen en Filip	3 uur
34	2001-01-22	Eerste versie powerpoint-presentatie	5 uur
35	2001-01-28	Verbetering opmaak volledige gip	2 uur
36	2001-02-10	Lezen cursussen dieselmotoren	2 uur
37	2001-02-11	Lezen cursussen dieselmotoren	3 uur
38	2001-02-17	Intikken dieselmotor	3 uur

39	2001-02-18	Bespreking dieselmotor	6 uur
40	2001-02-18	Lezen cursus rendement	2 uur
41	2001-02-25	Bespreking verder verloop g.i.p.	2 uur
42	2001-02-26	Intikken rendement	3 ½ uur
43	2001-02-26	Afwerken dieselmotor	1 uur
44	2001-03-04	Samenbrengen van gip + correcties aanbrengen aan volledige gip	2 uur 30
45	2001-03-24	Proefpresentatie opstellen	3 uur
46	2001-03-29	Proefpresentatie opstellen voor Koen en Filip	4 uur
47	2001-03-29	Proefpresentatie instuderen	1 uur
48	2001-04-28	Praktische gedeelte gip	5 uur
49	2001-04-29	Praktisch gedeelte gip	3 uur
50	2001-05-05	Opmaken gip + volledig lezen gip	7 uur
51	200105-30	Invoegen logboeken, voorwoord en bibliografie	4 uur

## Koen

Nr.	Datum	Titel	Tijd
1	2000-08-21	opzoeking	1uur
2	2000-09-02	bespreking	1uur
3	2000-09-03	typwerk	1uur
4	2000-09-04	lezen	½ uur
5	2000-09-05	lezen	½ uur
6	2000-09-06	lezen	½ uur
7	2000-09-10	lezen	1uur
8	2000-09-13	Opzoeking + typen	2uur
9	2000-09-15	Typen	1uur
10	2000-09-18	Opzoeking	1uur
11	2000-09-19	Typwerk	2uur 30
12	2000-09-20	Typwerk	½ uur
13	2000-09-27	Opzoeking via internet	2uur 30
14	2000-09-28	Typwerk	½ uur
15	2000-10-03	Verbeteren thesis	½ uur
16	2000-10-04	Verbeteren thesis	½ uur
17	2000-10-06	Verbeteren thesis	½ uur
18	2000-10-07	Samenkomst	2uur
19	2000-10-08	Opzoeking + typen	1uur
20	2000-10-09	Opzoeking	1uur
21	2000-10-10	Typen	2uur
22	2000-10-21	Opzoeking	½ uur
23	2000-10-30	Samenkomst	1uur
24	2000-11-11	Typen	1uur 30
25	2000-11-12	Typen	½ uur
26	2000-12-20	Opzoeking	1uur
27	2000-12-28	Typen	1uur 30

28	2000-12-29	Typen + bespreking	2uur
29	2000-12-30	Typen	½ uur
30	2001-01-02	Typen + bespreking	2uur
31	2001-01-05	Typen + bespreking	2uur 30
32	2001-01-06	Typen + bespreking	5uur 30
33	2001-01-07	Bespreking	½ uur
34	2001-01-08	Bespreking	½ uur
35	2001-01-25	Typen + bespreking	3uur 30
36	2001-02-27	Verbetering thesis	5uur
37	2001-02-28	Typen	1uur 30
38	2001-03-01	Typen	1uur
39	2001-03-11	Opzoeking	½ uur
40	2001-03-29	Presentatie	4uur 30
41	2001-04-28	Praktische	5uur
42	2001-04-29	Praktische	4uur
43	2001-04-30	Praktische	7uur
44	2001-05-05	Praktische	2uur
45	2001-05-07	Opzoeking	1uur

## Filip

Nr.	Datum	Titel	Tijd
1	2000-09-02	Keuze onderwerp + Voorlopige inhoudstafel	1 uur
2	2000-09-03	Opzoekingswerk in de bib + ruime selectie	1uur 30
3	2000-09-05	Studie in de boeken	½ uur
4	2000-09-06	Studie in de boeken	½ uur
5	2000-09-07	Studie in de boeken	½ uur
6	2000-09-07	Studie in de boeken	½ uur
7	2000-09-11	Typen	2 uur 30
8	2000-09-12	Typen	2 uur 30
9	2000-09-13	Typen	1 uur
10	2000-09-19	Typen	2 uur
11	2000-09-20	In orde zetten van reeds getypte pagina 's	1 uur 30
12	2000-09-21	In orde zetten van reeds getypte pagina 's	1 uur
13	2000-09-21	Figuren inbrengen	2 uur
14	2000-09-23	Figuren inbrengen	2 uur
15	2000-09-23	Inhoudstafel opstellen	1 uur 30
16	2000-09-23	Typen	½ uur
17	2000-09-23	Figuren inbrengen	1 uur
18	2000-09-24	Alles in orde zetten + aanpassen inhoudstafel	1 uur
19	2000-09-24	Typen	½ uur
20	2000-09-24	Typen	1 uur 30
21	2000-09-24	Opsplitsen van gip in partities	2 uur 30
22	2000-09-25	Op halen partities	1 uur
23	2000-09-27	Overlezen document	½ uur

24	2000-09-28	Uitleg vragen van mede leerling	1 uur
25	2000-09-29	Aanpassen document + inhoudstafel aanpassen	1 uur
26	2000-09-30	Titels aanpassen	1 uur 30
27	2000-10-06	Afspreken wat er moet gebeuren	2 uur 30
28	2000-10-06	Deel aanmaken voor Koen, Pieter en me zelf	1 uur
29	2000-10-10	Lezen van het gemaakte deel van koen	½ uur
30	2000-10-11	Lezen in boek over tweetakt motoren	½ uur
31	2000-10-11	Typen	1 uur
32	2000-10-14	Opzoek werk in de bib	½ uur
33	2000-10-21	In orde stellen van het document	4 uur 30
34	2000-10-23	In orde stellen van het document	1 uur 30
35	2000-10-28	Schikken van de documenten + opzoek werk in de bib.	1 uur
36	2000-10-30	Samen komen + oppunt stellen volgens nieuwe afspraken	2 uur 30
37	2000-10-31	Opzoek werk in de bib	½ uur
38	2000-11-01	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	3 uur
39	2000-11-02	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	4 uur
40	2000-11-03	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	½ uur
41	2000-12-20	Op zoek werk in de bib	1 uur
42	2000-12-21	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	4 uur 30
43	2000-12-24	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	1 uur 30
44	2000-12-26	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	3 uur
45	2000-12-27	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	1 uur
46	2000-12-28	Werken aan hoofdstuk turbo motoren	½ uur
47	2000-12-30	Bespreking verder verloop gip.	1 uur
48	2001-01-03	Werken aan hoofdstuk turbomotoren	1 uur 30
49	2001-01-04	Afwerking van het hoofdstuk over turbomotoren	1 uur
50	2001-01-07	Scannen figuren i.v.m. turbomotoren	½ uur
51	2001-02-24	Opnieuw opstellen inleiding van hoofdstuk turbomotor	1 uur
52	2001-02-25	Bespreking verder verloop gip.	1 uur 30
53	2001-02-25	Opnieuw opstellen inleiding van hoofdstuk turbomotor	1 uur
54	2001-02-26	Inleiding turbo afwerken + correcties aanbrengen hoofdstuk 5	2 uur
55	2001-02-27	Opstellen presentatie	1 uur
56	2001-02-28	Afwerken presentatie	3 uur 30
57	2001-03-29	Proefpresentatie opstellen	3 uur 30
58	2001-03-29	Instuderen proefpresentatie	1 uur 30
59	2001-04-04	Opstellen nieuwe presentatie	2 uur 30
60	2001-04-18	Opzoeken moeilijke woorden	1 uur
61	2001-04-18	Opstellen van een nieuwe motivatie	1 uur
62	2001-04-18	Maken van een nieuwe inleiding	½ uur
63	2001-05-24	Lezen volledige gip	4 uur 30
64	2001-05-25	Opstellen nieuwe presentatie	1 uur

***Bibliografie***

Pieter

Hoofdstuk Viertaktwerking:

D. Verhaeghe "Cursus Fysica 5<sup>de</sup> jaar" VTI Torhout 1999-2000

Frans Devolder "Inleiding Verbrandingsmotoren" VHTI Kortrijk 1997-1998

Hoofdstuk Dieselmotor:

F. De Deygere "Voertuigtechniek Diesel" VHTI Kortrijk 1997-1998

Bijlage

Frans Devolder "Inleiding Verbrandingsmotoren" VHTI Kortrijk 1997-1998

F. De Deygere "Voertuigtechniek Diesel" VHTI Kortrijk 1997-1998

Koen

U.W. Vegter "Verbrandingsmotoren 1" Amsterdam 1979

Zuigers : schades en hun oorzaken Overberg Delta 1991

J.Kasedorf "carbureteurs : principe, reparatie, afstelling

(Kluwer Technische Boeken). BV Deventer 1990

Filip

1) H. Groke Benzine en Dieselmotoren 1990  
( Kluwer technische boeken)2) G. Hack Turboauto 's, Turbomotoren 1990  
( Kluwer technische boeken)3) G. Haesendonck Gedifferentieerd leerpakket Antwerpen 1984 & 1997  
Toegepaste mechanica 24) Ir. A.J.M.v. Kimmenaede Warmteleer voor Technici 5<sup>de</sup> druk







