

Some Aspects of Combustion and Heat Release in Diesel Engines.

by: K.S. KANNAN, M.Sc. (Manchester), C. Eng.,
MI Mech. E, P. Eng., MIEM

ABSTRACT

The author discusses the various stages of combustion in diesel engines — from experiments conducted by himself and also by various other research workers in this field.

He then outlines the technique used in predicting heat released by the fuel during combustion in a diesel engine — a technique on which he has worked during his Master's course at the University of Manchester Institute of Science and Technology.

The technique consists of applying the first Law of Thermodynamics in steps of the period from inlet valve closure to exhaust valve opening. The First Law equation applicable is reformulated so as to be used on the digital computer.

LIST OF PRINCIPAL SYMBOLS:

Symbol	Description
a	— heat transfer coefficient
A	— area exposed to heat transfer
b	— heat transfer coefficient
c	— heat transfer coefficient
C_p	— specific heat at constant pressure of mixture
dm_f	— mass of fuel burnt over step
dQ	— total heat transfer during step
dQ_c	— convective heat transfer during step
dQ_L	— heat loss during step
dQ_R	— radiation heat transfer during step
dW	— work done over step

Beberapa Aspek Pembakaran dan Pengeluaran Haba Dalam Injin-Injin Diesel.

oleh: K.S. Kannan, M.Sc. (Manchester), C. Eng.,
MI Mech. E, P. Eng., MIEM

ABSTREK

Penulis membahas beberapa tahap pembakaran di dalam injin Diesel — dari percubaan-percubaan yang beliau lakukan dan juga beberapa penyelidik lain yang berkecimpung di dalam bidang ini.

Beliau kemudian memberikan secara ringkas cara yang telah dipakai dalam meramalkan jumlah haba yang timbul akibat pembakaran bahanapi di dalam injin Diesel — cara yang telah beliau kerjakan semasa melakukan kursus Sarjana di University of Manchester Institute of Science and Technology.

Cara ini mengandungi penggunaan Hukum Pertama Gerakhaba pada peringkat-peringkat semasa dari injap masuk menutup hingga injap keluar membuka. Persamaan Hukum Pertama yang digunakan akan dirumus semula bagi menyesuaikan untuk diguna dengan komputa digital.

SENARAI SIMBOL-SIMBOL YANG PENTING

Simbol	Keterangan
a	— angkali perpindahan haba
A	— luas yang terbuka pada perpindahan haba
b	— angkali perpindahan haba
c	— angkali perpindahan haba
C_p	— haba tentu pada tekanan tetap dari campuran
dm_f	— jisim bahanapi yang terbakar pada suatu langkah
dQ	— jumlah perpindahan haba, pada suatu langkah
dQc	— perpindahan haba perolakan pada suatu langkah
dQ_L	— haba yang hilang pada suatu langkah
dQ_R	— haba pancaran yang hilang pada suatu langkah
dW	— kerja yang dilakukan pada suatu langkah

$d\alpha$	— step length (degrees)
D	— cylinder bore diameter
E	— total internal energy
k	— thermal conductivity of gas mixture
LCV	— lower calorific value of fuel
M	— number of moles
n	— constant
N	— speed in rpm
Nu	— Nusselt number
p	— pressure
Pr	— Prandtl number
Q	— total heat transfer
R	— Universal gas constant
Re	— Reynolds number
T	— absolute temperature
T_g	— absolute temperature of gas
T_w	— absolute temperature of wall
U	— mean piston speed
v	— volume
x	— carbon fraction infuel
ρ	— density of gas mixture
μ	— absolute viscosity of gas mixture

SUBSCRIPTS:

- 1 denotes beginning of step
- 2 denotes end of step

INTRODUCTION

Over the last two decades the use of thermodynamic cycle calculations to reduce expenditure on experimental work has increased considerably. This is primarily due to the availability of high speed digital computers. Although initially used to speed conventional methods, they also offer the opportunity to investigate more deeply alternative possibilities, at the design stage. Such calculations require knowledge about the various processes in the engine concerned — mainly combustion and heat transfer. This must be available in a form suitable for use in the computer program. At present this knowledge is still incomplete and much of it is empirical. Work has been carried out to develop techniques for predicting all aspects of engine performance from basic design parameters. Part of this research is concerned with the prediction of the rate of heat release in diesel engines. This is the aspect with which the author was involved.

- $d\alpha$ — panjang langkah (darjat)
 D — diameter dalam silinder
 E — jumlah enersi dalam (jumlah tenaga dalam)
 k — angkali kealiran ternis dari campuran gas
 LCV — nilai rendah kalorik bahanapi
 M — jumlah mole
 n — bilangan konstan
 N — putaran dalam., ppm (r.p.m.)
 Nu — bilangan Nusselts
 P — tekanan
 Pr — bilangan Prandtl
 Q — jumlah perpindahan haba
 R — Konstanta umum gas
 Re — bilangan Reynolds
 T — suhu mutlak
 T_g — suhu mutlak gas
 T_w — suhu mutlak dinding
 U — putaran purata piston
 v — isipadu
 x — pecahan karbon dalam bahanapi
 ρ — ketumpatan campuran gas
 μ — viskositas mutlak campuran gas

SUBSKRIP

- 1 menandai permulaan langkah
 2 menandai tamatnya langkah

PENDAHULUAN

Di dalam dua abad kebelakangan ini penggunaan perhitungan kitar gerakbaha untuk mengurangkan perbelanjaan kerja-kerja percubaan telah bertambah dengan pesatnya. Ini terutama dengan adanya komputa digital laju. Walaupun pada mulanya digunakan dengan maksud mempercepat metoda konvensional, ianya juga memberi peluang untuk mempelajari secara mendalam alternatif-alternatif yang mungkin, pada tahap perencanaan. Perhitungan-perhitungan demikian memerlukan pengetahuan tentang berbagai proses di dalam injin tersebut — terutama segi pembakaran dan perpindahan haba. Ini mestilah dihasilkan dalam bentuk yang sesuai untuk program komputa. Pada masa ini pengetahuan ini masih belum sempurna dan masih dalam bentuk empirik. Kerja telah dijalankan untuk mengembangkan cara-cara untuk meramalkan segala aspek kemampuan injin dari parameter-parameter perencanaan dasar. Sebagian dari penyelidikan ini tertumpu pada penentuan kadar pelepasan haba dari injin diesel. Pada aspek inilah penulis melibatkan dirinya.

- f) Enthalpy coefficients
 g) Molecular weights and viscosity coefficients.

2. Assumptions:

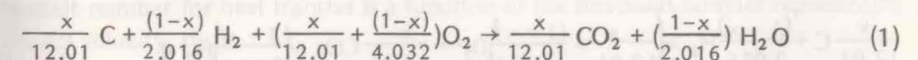
- i) The gas temperature, pressure and composition may be considered uniform throughout the cylinder.
- ii) Ideal gases are assumed with specific heats expressed as a function of temperature alone.
- iii) After 'inlet port closed' no gases are lost from the cylinder by leakage.
- iv) A method is available to estimate the heat loss to the cylinder walls in terms of the mean gas properties.
- v) The heat release which occurs, can be interpreted as being caused by the combustion of a quantity of fuel, appropriate to the given lower calorific value of the fuel.

1 kg of fuel is assumed to consist of x kg. of carbon and (1-x) kg. of hydrogen — other constituents such as waster and sulphur being ignored. Taking the molecular weights of:

Carbon (C) as 12.01 and
 Hydrogen (H_2) as 2.016

The stoichiometric combustion of 1 kg. of fuel produces $x/12.01$ kg. mols of CO_2 and $(1-x)/2.016$ kg — mols of H_2O , using up $[x/12.01 + (1-x)/4.032]$ kg. — mols of O_2 in the process.

The combustion can be represented as



There is an overall increase in the number of kg-moles of gas following combustion, of $(1-x)/4.032$ per kg. of fuel. Thus the change in composition during combustion — and it is assumed that this is the only time during which the composition does change — may be calculated for each step if the incremental mass of fuel is specified.

3. Trapped conditions:

From engine geometry and the crank angle at which the inlet valve closes the volume of the trapped gas can be calculated using simple formula. Since the trapped pressure and temperature are known the number of trapped moles is readily obtained by application of the gas equation. Assuming the purity of the trapped gas, the number of moles of air and the number of moles of residuals are known. The number of moles of each of the four constituents under consideration (oxygen, nitrogen, carbon dioxide and water vapour) can then be obtained. Knowledge of molecular weights and enthalpy coefficients for each constituent enables us to determine the total mass and the total internal energy (evaluated at trapped temperature).

- f) Angkali enthalpi
- g) Berat molikul dan angkali kelikatan.

2. Anggapan-anggapan

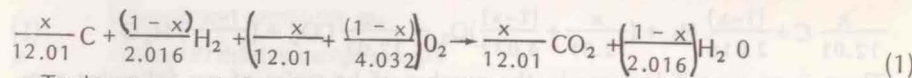
- i) Suhu tekanan dan susunan gas dapat dianggap sekata pada seluruh selinder.
- ii) Gas-gas sempurna dapat dianggap mempunyai haba tentu yang fungsinya tergantung pada suhu saja.
- iii) Sesudah lubang masuk tertutup tidak ada gas yang hilang dari selinder kerana bocor.
- iv) Suatu cara didapatkan untuk menentukan kehilangan haba dari dinding selinder dalam penyataan sifat-sifat purata gas.
- v) Pelepasan haba yang berlaku dapat diterangkan sebagai yang disebabkan oleh pembakaran sejumlah bahanapi tepat pada nilai kalorik rendah bahanapi yang diberikan.

1 kg bahanapi dianggap mengandungi x kg atom dan $(1-x)$ kg. hidrogen-juzuk lain seperti air dan belerang diabaikan. Dengan mengambil berat molikul dari:—

karbon (C) sebagai 12.01 dan
hidrogen (H_2) sebagai 2.016

Pembakaran stiochiometrik dari 1 kg. bahanapi menghasilkan $x/12.01$ kg. molikul CO_2 dan $(1-x)/2.016$ kg. molikul H_2O dengan menggunakan sampai $[x/12.01 + (1-x)/4.032]$ kg. — Molikul O_2 di dalam proses.

Pembakaran dapat dinyatakan seperti berikut:—



Terdapat penambahan keseluruhan bilangan kg-mole dari gas dalam pembakaran sebanyak $(1-x)/4.032$ per kg. bahanapi. Jadi perubahan susunan pada waktu pembakaran — dan dianggap bahwa hanya pada saat ini susunan dapat berubah — mungkin dapat diperhitungkan untuk setiap langkah jika kadar tambah jisim bahanapi dapat ditentukan.

3. Keadaan-keadaan kurungan

Dari bentuk injin dan sudut engkol di mana injap masuk menutup, isipadu gas yang terkurung dapat dicari melalui rumus yang sederhana. Oleh kerana tekanan dan suhu kurungan diketahui, jumlah bilangan mole dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan gas. Dengan menganggap kemurnian gas yang terkurung, jumlah bilangan mole dari udara dan jumlah bilangan mole juzuk sisa boleh ditentukan. Jumlah bilangan mole dari keempat empat juzuk yang diperhatikan (oksijen, nitrogen, karbon dioksida dan uap air) juga dapat dicari. Dengan diketahui berat molikul dan angkali enthalpi bagi setiap juzuk, memperbolehkan kita untuk menentukan jumlah jisim dan tenaga dalam totalnya (dihitung pada suhu kurungan).

4. Calculation of Steps

The pressure-crank angle data are taken at 2 degree intervals from the trapped conditions. The initial conditions of each step are taken as the final conditions of the previous step, except for the first step where the initial conditions are the trapped conditions. The next set of crank angle and pressure are read in and the final volume evaluated. The final mass is taken to be equal to the initial mass plus the mass of any fuel introduced during the step. If there is any fuel introduced then the number of moles of the constituents are varied in accordance with the reaction in equation (1) provided combustion has begun. The final temperature is obtained by application of the gas equation. Hence the final internal energy can be evaluated.

5. Heat Transfer

Many papers have been published by workers in the field of heat transfer in internal combustion engines. Of these correlations the one developed by W.J.D. Annand has been used in this project. The correlation contains empirical coefficients that have to be adjusted according to the type of engine used and experimental conditions.

Annand's equation considers nett heat transfer as the summation of the radiative and convective heat transfers and he has used dimensional analysis to help in the development of an empirical equation. This equation predicts instantaneous heat transfer under turbulent conditions in the heat transfer process, from the hot gases to the walls of an internal combustion engine.

The equation for convective heat transfer is based on the assumption that the Nusselt number for heat transfer is a function of the Reynolds number representing the gas velocity, thus

$$Nu = a (Re)^b \quad (2)$$

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (3)$$

The choice of piston velocity in the Reynolds number was made since it was assumed that in most engines, gas velocities in the cylinder are proportional to piston velocities.

Annand's expression for the absolute viscosity of gas mixture is a function of the number of moles, the molecular weight, the viscosity coefficient and the absolute temperature of each constituent gas. The thermal conductivity of the gas is obtained from,

$$k = \frac{C_p \times \mu}{Pr} \quad (4)$$

where the Prandtl number of the gas is taken as 0.7.

The term for radiant heat transfer is based on the "fourth power law" for temperature. The cylinder average temperature during the step is used since values of local gas temperatures are not available. This term is therefore purely empirical

4. Perhitungan langkah-langkah

Data sudut tekanan engkol diambil pada selang 2 darjat dari keadaan-keadaan kurungan. Keadaan-keadaan awal dari setiap langkah diambil sebagai keadaan-keadaan terakhir bagi langkah sebelumnya, kecuali untuk langkah pertama di mana keadaan-keadaan awalnya adalah keadaan-keadaan kurungan. Set berikutnya dari sudut engkol dan tekanan dibaca dan isipadu terakhir dihitung. Jisim terakhir diambil sama dengan jisim awal ditambah jisim sembarang bahanapi yang dimasukkan pada langkah. Jika terdapat sembarang bahanapi yang dimasukkan maka jumlah bilangan mole jujuk berubah menurut reaksi seperti persamaan (1) seandainya pembakaran sudah berlangsung. Suhu akhir dicari dengan menggunakan persamaan gas. Jadi tenaga dalam akhir dapat ditentukan.

5. Perpindahan haba

Banyak kertaskerja-kertaskerja telah diterbitkan oleh penyelidik-penyelidik di dalam bidang perpindahan haba injin pembakaran dalam. Dari korelasi-korelasi yang ada, korelasi yang dikembangkan oleh W.J.D. Annand telah dipakai dalam projek ini. Korelasi ini mempunyai angkali empirik yang harus disesuaikan menurut jenis injin yang digunakan dan keadaan-keadaan percubaan.

Persamaan Annand menganggap perpindahan haba bersih adalah jumlah dari perpindahan haba perolakan dan perpindahan haba pancaran, dan beliau memakai cerakinan dimensa untuk membantu dalam mendapatkan persamaan empirik. Persamaan ini memperkirakan perpindahan haba sesaat di bawah kondisi bualan di dalam proses perpindahan haba dari gas-gas panas ke dinding-dinding injin pembakaran dalam.

Persamaan perpindahan haba perolakan didasari oleh anggapan bahwa bilangan Nusselts untuk perpindahan haba adalah fungsi dari bilangan Reynolds yang mewakili halaju gas, jadi

$$Nu = a(Re)^b \quad (2)$$

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3)$$

Pemilihan halaju piston untuk bilangan Reynolds adalah kerana dianggap pada kebanyakan injin, halaju gas di dalam selinder berbanding lurus pada halaju piston.

Penyataan Annand untuk kelikatan mutlak gas campuran adalah fungsi dari jumlah mole, berat molikul, angkali kelikatan dan suhu mutlak dari setiap jujuk gas. Kealiran panas gas didapatkan dari,

$$k = \frac{C_p \times \mu}{Pr} \quad (4)$$

di mana bilangan Prandtl gas diambil sama dengan 0.7

Suku perpindahan haba pancaran didasari oleh "hukum pangkat empat" suhu. Suhu purata selinder pada sesuatu langkah digunakan kerana harga suhu gas lokal tidak dapat diperolehi. Suku ini jadinya semata-mata empirik dan tidak dapat

and cannot be expected to accurately represent the radiant heat transfer in the engine. The complete Annand empirical equation is therefore,

$$Q = \frac{ak}{D} (Re)^b (T_g - T_w) + c(T_g^4 - T_w^4) \quad (5)$$

The first term on the right-hand side of the equation represents the turbulent convection component of the instantaneous heat transfer and the second represents the heat transfer by radiation.

For the heat transfer calculations we use Annand's equation in the form:

$$dQ_c = \frac{d\alpha}{6N} \times A \frac{ak}{D} (Re)^b (T_g - T_w) \quad (6)$$

and for convection and

$$dQ_R = \frac{d\alpha}{6N} \times A c (T_g^4 - T_w^4) \quad (7)$$

for radiation.

6. Work Transfer:

Since there is no shaft work the work done over a step is purely pdV work, i.e. displacement work. Over a small change of volume it is possible to approximate the p-v relationship by the equation

$$pv^n = \text{Constant} \quad (8)$$

Then the work transfer in the step is given by

$$dW = \frac{p_2 v_2^{-n} - p_1 v_1^{-n}}{1-n} = \frac{MR (T_2 - T_1)}{1-n} \quad (9)$$

We also have

$$pv = MRT \text{ and} \quad (10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (11)$$

$$\text{or} \quad 1-n = \frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(v_2/v_1)} \quad (12)$$

Substituting equation (12) in equation (9)

$$dW = \frac{MR(T_2 - T_1)}{1-n(T_2/T_1)} \times 1n \left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (13)$$

$$MRT_1 = 1n \frac{v_2}{v_1} \left[\frac{T_1}{T_2 - T_1} - 1n \frac{T_2}{T_1} \right]^{-1} \quad (14)$$

dipastikan untuk menerangkan perpindahan haba pancaran di dalam injin. Persamaan empirik Annand yang lengkap adalah:

$$Q = \frac{ak}{D} (Re)^b (T_g - T_w) + C(T_g^4 - T_w^4) \quad (5)$$

Suku pertama di bahagian kanan persamaan ini mewakili komponen keolakan bualan perpindahan haba sesaat dan suku kedua pula mewakili perpindahan haba oleh pancaran.

Untuk menghitung pelepasan haba kita menggunakan persamaan Annand, dalam bentuk

$$dQ_c = \frac{d\alpha}{6N} A \frac{ak}{D} (Re)^b (T_g - T_w) \quad (6)$$

untuk keolakan, dan

$$dQ_R = \frac{d\alpha}{6N} \times A c (T_g^4 - T_w^4) \quad (7)$$

untuk pancaran.

6 Perpindahan kerja

Oleh kerana tidak ada kerja aci, kerja yang dilakukan pada sesuatu langkah hanyalah kerja pdV, iaitu kerja anjakan. Pada perubahan isipadu yang kecil hubungan p-v dapat dihipotesis dengan persamaan.

$$pv^n = \text{konstant} \quad (8)$$

Jadi perpindahan kerja pada sesuatu langkah diberikan oleh,

$$dW = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1-n} = MR \frac{(T_2 - T_1)}{1-n} \quad (9)$$

Kita juga mempunyai,

$$pv = MRT \text{ dan} \quad (10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{n-1} \quad (11)$$

$$\text{atau } 1-n = \frac{1n(T_2/T_1)}{1n(v_2/v_1)} \quad (12)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (12) ke dalam persamaan (9)

$$dW = \frac{MR(T_2 - T_1)}{1n(T_2/T_1)} \times 1n(v_2/v_1) \quad (13)$$

$$= MRT_1 \frac{1n \frac{v_2}{v_1}}{\left[\frac{T_1}{T_2 - T_1} \frac{1n \frac{T_2}{T_1}}{T_1} \right]^{-1}} \quad (14)$$

However in the case of an isothermal process (when $T_2 = T_1$) it is necessary to use

$$dW = MRT_1 \frac{1n \frac{v_2}{v_1}}{v_1} \quad (15)$$

7. Energy Balance:

Application of the First Law Thermodynamics to a step during the closed period of the cylinder gives

$$dQ = dW = E_2 - E_1 \quad (16)$$

which may be written as

$$0 = E_2 - E_1 - dQ + dW \quad (17)$$

$$\text{we have } dQ = (dm_f \times LCV) - dQ_L \quad (18)$$

$$\text{and } dQ_L = dQ_c + dQ_R \quad (19)$$

Hence equation (17) may be expanded as

$$0 = E_2 - E_1 - (dm_f \times LCV) + dQ_c + dQ_R + dW \quad (20)$$

In this equation all quantities can be evaluated except dm_f , i.e. the mass of fuel injected during the step.

The equation (20) is slightly modified for use in the computer to,

$$\text{ERROR} = E_2 - E_1 - (dm_f \times LCV) + dQ_c + dQ_R + dW \quad (21)$$

The computer then seeks to reduce the size of this 'ERROR' to within specified limits (say 10^{-8}) by corrections applied to dm_f . A sudden increase of the value of dm_f over a step would indicate the beginning of combustion.

CONCLUSION

The above technique based on a single zone model gives reasonably accurate heat release analysis for engines operating under normal conditions, i.e. close to the stoichiometric air/fuel ratio. It also enables to predict the beginning of combustion. However when this technique is applied to cases of rich mixtures there is discrepancy in the amount of fuel injected and the amount of fuel burnt. As a next step, dissociation should be taken into account.

Tetapi di dalam hal proses isothermal (bila $T_2 = T_1$) perlu digunakan

$$dW = MRT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (15)$$

7. Balans Tenaga

Penggunaan akan Hukum Pertama Gerakhaba pada sesuatu langkah pada waktu perioda tertutup dari selinder memberikan

$$dQ = dW = E_2 - E_1 \quad (16)$$

dapat juga ditulis sebagai

$$0 = E_2 - E_1 - dQ + dW \quad (17)$$

$$\text{kita dapatkan } dQ = (dm_f \times LCV) - dQ_L \quad (18)$$

$$\text{dan } dQ_L = dQ_c + dQ_R \quad (19)$$

maka persamaan (17) dapat diurai sebagai

$$0 = E_2 - E_1 - (dm_f \times LCV) + dQ_c + dQ_R + dW \quad (20)$$

Di dalam persamaan ini semua besaran dapat dihitung kecuali dm_f , iaitu jisim bahanapi pada sesuatu langkah.

persamaan (20) diubahsuai sedikit untuk kegunaan komputa seperti,

$$\text{KESALAHAN} = E_2 - E_1 - (dm_f \times LCV) + dQ_c + dQ_R + dW \quad (21)$$

Komputa kemudian berusaha memperkecil 'KESALAHAN' ini kepada suatu limit tertentu (misalnya 10^{+8}) dengan memperbaiki nilai dm_f ini. Suatu penambahan tiba-tiba dari nilai dm_f pada sesuatu langkah menunjukkan bermulanya pembakaran.

KESIMPULAN

Cara yang tersebut di atas yang berdasarkan kepada model 'single zone' memberi analisa pengeluaran haba yang memuaskan bagi injin-injin yang bekerja dalam keadaan biasa iaitu menghampiri nisbah stiochiomatik udara-bahanapi yang tepat. Cara ini juga boleh meramal jangka permulaan pembakaran. Namun bila cara ini digunakan pada campuran-campuran yang kaya akan terdapat perbezaan antara jumlah bahanapi yang dimasukkan dan jumlah bahanapi yang dibakar. Sebagai langkah selanjutnya penguraian hendaklah diambil perhatian.

REFERENCES

1. Alcock, J.F. and Scott, W.M.: 'Some more light on diesel combustion' Proc. I. Mech. E. (A.D.), No. 5, 1962-63.
2. Annand, W.J.D.: 'Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.'
3. Lyn, W.T. et-al: 'Study of burning rate and nature of combustion in diesel engines' 9th International Symposium on Combustion, New York, 1962.
4. Lyn, W.T. and Valdamis, E.: 'The application of high speed Schlieren Photography to diesel combustion research.' Journal of Photographic Science, Vol. 10, 1962.
5. White House, N.D.: 'An investigation into heat release patterns in a Foden two-stroke engine.' Tech. Report No. 1, Dept. of Mech. Eng. (Thermodynamics and Fluid Mechanics Division), UMIST, July 1967.

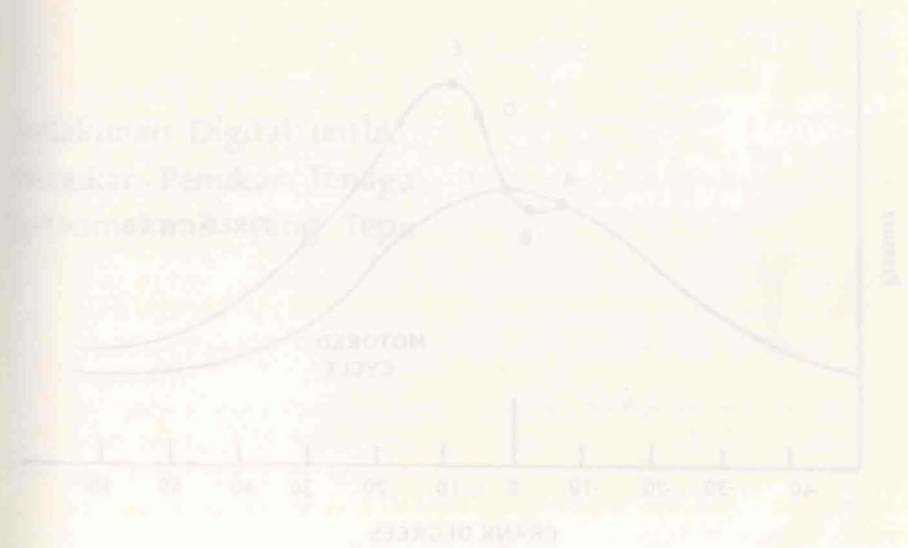


Figure 1: Combustion data for a diesel engine.

PENGHARGAAN

Kertas ini diterjemahkan oleh Ir. Amir Nordin Darus.

RUJUKAN

1. Alcock, J.F. and Scott, W.M.: 'Some more light on diesel combustion' Proc. I. Mech. E. (A.D.), No. 5, 1962-63.
2. Annand, W.J.D.: 'Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.'
3. Lyn, W.T. et-al: 'Study of burning rate and nature of combustion in diesel engines' 9th International Symposium on Combustion, New York, 1962.
4. Lyn, W.T. and Valdamis, E.: 'The application of high speed Schlieren Photography to diesel combustion research'. Journal of Photographic Science, Vol. 10, 1962.
5. White House, N.D.: 'An investigation into heat release patterns in a Foden two-stroke engine.' Tech. Report No. 1, Dept. of Mech. Eng. (Thermodynamics and Fluid Mechanics Division), UMIST, July 1967.

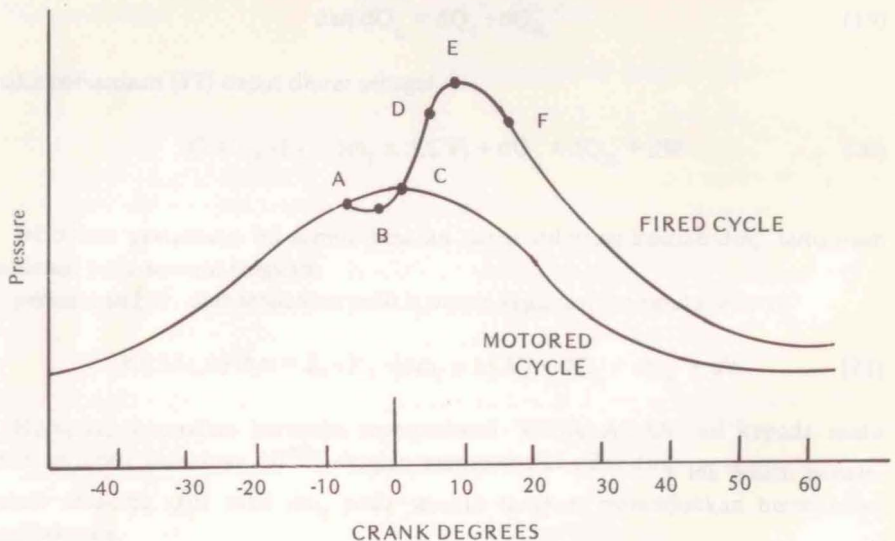


Figure 1: Combustion Stages in C.I. Engine

STAGES OF COMBUSTION IN DIESEL ENGINES

In a compression ignition engine, liquid fuel is introduced in the form of a fine spray into air at a high temperature and pressure, towards the end of the compression stroke. In Fig. 1, 'A' represents the time at which injection starts. The fuel leaves the nozzle initially as a sheet or jet, which ultimately breaks up into droplets of different sizes, varying in diameter from 1 to 50 microns. If air turbulence is high enough, the jet breaks up into droplets a short distance from the nozzle orifice. Owing to the high air density it is very likely that a fully developed spray has a very short break-up distance. A fully developed spray appears to consist of a concentrated core of high-velocity small droplets, surrounded by larger droplets having low velocity relative to air. In the vicinity of the nozzle, fuel is concentrated largely in the centre of the spray at low injection pressures. As the injection pressure and distance from the nozzle increases, fuel spreads more uniformly throughout the spray. Decrease in fuel viscosity also causes more uniform distribution of fuel.

Until jet break-up occurs the vaporisation of the fuel is almost negligible. As soon as the jet breaks up the fuel starts absorbing heat from the air to vaporize. This causes a drop in cylinder pressure. There does not seem to be much difference between fuels in the rate of heat absorption from air provided that the fuel distribution within the spray and the degree of atomization are the same. Investigations show that adiabatic saturation conditions are approached very closely in the spray core. Adiabatic saturation temperatures increase with an increase in air pressure, initial fuel and air temperatures and fuel viscosity and with a decrease in fuel-air ratio and fuel volatility. Also, an increase in turbulence tends to bring fresh air into the spray centre and aids in eliminating adiabatic saturation conditions. Under conditions of adiabatic saturation (since the temperature and partial pressure of fuel vapour in the resulting mixture are fixed, and, therefore, also the vapour-air ratio) a non-volatile fuel has as good, or a better chance, as a volatile fuel to achieve a combination of temperature and vapour-air ratio required for self-ignition and rapid combustion.

As the distance from the spray centre increases the fuel air mixture becomes leaner with consequently higher air-vapour temperatures and, therefore, adiabatic saturation is approached less rapidly. At the extreme edge of the spray there will always be a few single droplets.

As soon as fuel vaporization begins, chemical reactions start between fuel vapour and air. Since no flame has so far appeared, these early chemical reactions may be called pre-flame reactions. In the beginning, when the amount of fuel vapour is small and the reaction rate slow, the energy release rate is less than the rate of heat absorption by fuel. As a result, the pressure drop caused by progressive fuel vaporization continues to increase and the cylinder pressure is lower than what it would have been if no fuel were injected, as can be seen from fig. 1. This pressure

TAHAP-TAHAP PEMBAKARAN PADA INJIN DIESEL

Di dalam injin penyalaan kompresi, bahanapi cecair dimasukkan dalam suatu bentuk semburan halus ke dalam udara pada suhu dan tekanan tinggi, menjelang akhir langkah kompresi. Di dalam Rajah 1, 'A' ditunjukkan waktu mana pemasukan dimulai. Pada mulanya bahanapi meninggalkan nosel (mucung) seperti suatu lambaran atau jet, yang akhirnya berpecah menjadi butir-butir dengan berbagai saiz, mempunyai perbezaan diameter dari 1 hingga 50 microns. Jika bualan udara cukup tinggi, jet berpecah kepada butir-butir pada jarak yang dekat dari mulut nosel. Oleh kerana ketumpatan udara tinggi, maka sangat mungkin bahawa semburan sempurna berpecah pada jarak yang kecil. Suatu semburan sempurna yang mengandungi suatu teras himpunan butir-butir berhalaju tinggi, dikelilingi oleh butir-butir besar berhalaju rendah relatif terhadap udara. Dekat nosel, bahanapi kebanyakannya tertumpu pada bahagian pusat semburan di mana tekanan pemasukannya rendah. Apabila tekanan pemasukan dan jarak dari nosel bertambah, bahanapi menyebar lebih sekata pada seluruh semburan. Turunnya kelikatan bahanapi juga mengakibatkan penyebaran bahanapi yang sekata.

Hanya bila jet berpecah, penguapan bahanapi dapat diabaikan. Sejurus jet berpecah bahanapi mula menyerap haba dari udara untuk menguap. Ini menyebabkan turunnya tekanan selinder.

Ternyata tidak terdapat banyak perbezaan di dalam kadar penyerapan haba dari udara di antara bahanapi-bahanapi, bilamana penyebaran bahanapi di dalam semburan dan darjat atomisasi adalah sama. Penyelidikan-penyelidikan menunjukkan kondisi saturasi adiabatik dapat didekati dalam teras semburan. Suhu saturasi adiabatik bertambah dengan bertambahnya tekanan udara, suhu-suhu awal bahanapi dan udara dan kelikatan bahanapi dan dengan turunnya nisbah bahanapi-udara serta volatilitas bahanapi. Juga penambahan bualan cenderung membawa udara segar ke dalam pusat semburan dan menolong di dalam menghilangkan kondisi saturasi adiabatik. Di bawah kondisi saturasi adiabatik (kerana suhu dan tekanan parsil uap bahanapi di dalam campuran yang terjadi adalah tetap, maka begitu jugalah nisbah uap-udara) bahanapi tak mudah menguap mempunyai kesempatan yang sama, atau yang lebih baik daripada, bahanapi mudah menguap untuk mendapatkan gabungan di antara suhu dan nisbah uap-udara yang diperlukan untuk penyalaan sendiri dan pembakaran segera.

Apabila jarak dari pusat semburan bertambah, campuran bahanapi dan udara menjadi miskin dengan selanjutnya meninggikan suhu uap-udara, jadi saturasi adiabatik tidak segera tercapai. Pada bagian paling hujung dari semburan selalu terdapat beberapa butir.

Sejurus penguapan bermula reaksi kimia pun bertindak di antara uap bahanapi dengan udara. Oleh kerana api belum muncul, reaksi kimia awal ini dapat dipanggil reaksi pra-api. Pada mulanya, bila jumlah uap bahanapi sedikit dan kadar reaksi lambat, kadar pelepasan tenaga adalah kurang dari kadar penyerapan haba oleh bahanapi. Dengan ini, turunnya tekanan yang diakibatkan oleh berlangsungnya penguapan yang bertambah dan tekanan selinder adalah rendah daripada apa yang terjadi bilamana tidak ada bahanapi yang dimasukkan, seperti terlihat pada Rajah 1.

drop attains a maximum value when the rate of energy release due to pre-flame reactions is equal to the rate of heat absorption by fuel (point 'B' in fig. 1).

Now the preflame reactions take place at an ever-increasing rate so that more energy is liberated than that absorbed by fuel, and cylinder pressure starts to rise. This rising pressure intersects the pressure curve with no fuel injection at point 'C'. At this point, the pressure drop caused by fuel vaporization has been completely recovered by energy release due to preflame reactions. From point 'C' onwards the cylinder pressure rises very rapidly indicating that full ignition occurs at or very close to point 'C'. The time interval AC, between the start of fuel injection and the moment of full ignition, is generally called the delay period. The length of this delay period affects greatly the subsequent combustion in the engine.

The ignition takes place in some region (or regions) where the concentration of the fuel is optimum. This is generally in the spray envelope. The fuel-air mixture at the time of inflammation is very heterogeneous, and if we consider a small enough region, the concentration of fuel in this region may range from 0 to 100%. Once ignition has taken place, the flame will propagate through continuous regions in which fuel vapour and air are already mixed. Adjacent regions containing mixtures of fuel and air will ignite either by contact with the advancing flame front, or by accelerated auto-ignition caused by the rapid increase in temperature as radiant heat is transferred from a flaming region.

Since a considerable quantity of fuel has accumulated in the combustion space during the time between start of ignition and the beginning of injection (delay period), this fuel now burns at an extremely rapid rate, causing a steep rise in cylinder pressure and temperature. The longer the delay period, the larger the amount of fuel participating in this rapid burning and the higher the rate of pressure rise. This phase of rapid combustion 'CD' is generally called the period of uncontrolled combustion because it is difficult to positively control the amount of fuel burning during this process. The amount of this fuel depends on the delay period which, in turn, is a function of many variables.

During the period of uncontrolled combustion, almost all the fuel which had accumulated in the cylinder is burnt. The fuel which is subsequently injected then burns at almost the same rate at which it is injected because the vaporization, mixing with air, and inflammation of this fuel take place almost as soon as it leaves the nozzle. This is due to the fact that the cylinder temperature and pressure are now very high and there is enough turbulence generated by the burning gases, thus the delay period for the fuel being injected now is almost zero. Since the rate of burning now can be controlled by controlling the rate of injection, this phase of combustion is called the period of gradual or controlled combustion.

During the period of rapid as well as gradual combustion the thermal decomposition or cracking of the fuel also takes place. The breaking up of C-H and C-C bonds in the molecule shows clearly in the spectographs. The cracking reactions appear to be sufficiently rapid. The cracked fuel molecules contain a smaller num-

Turunnya tekanan ini mencapai nilai maksimum bila kadar pelepasan tenaga akibat reaksi pra-api sama dengan kadar penyerapan haba oleh bahanapi (titik 'B' pada Rajah 1)

Kini reaksi pra-api berlangsung pada kadar yang bertambah supaya lebih banyak tenaga yang dilepaskan daripada yang diserap oleh bahanapi, dan tekanan selinder mula naik. Tekanan meninggi ini memotong lengkung tekanan tiada pemasukan bahanapi pada titik 'C'. Pada titik ini, turunnya tekanan akibat dari penguapan bahanapi dapat diselamatkan seluruhnya dengan pelepasan tenaga kerana reaksi pra-api. Dari titik 'C' dan seterusnya tekanan selinder terus bertambah dengan cepat, menunjukkan bahawa penyalaan sepenuhnya berlangsung pada atau dekat sekali dititik 'C'. Selang waktu AC, di antara mula pemasukan bahanapi dengan saat penyalaan sepenuhnya, lazimnya dipanggil perioda lewat. Kepanjangan perioda lewat ini mempengaruhi sekali pembakaran selanjutnya di dalam injin.

Penyalaan berlangsung pada beberapa daerah di mana himpunan bahanapi adalah optimal. Ini selalunya di dalam rangkuman semburan. Campuran bahanapi-udara pada saat penyalaan terdiri dari berbagai-bagai jenis, dan jika kita pusatkan perhatian kita pada suatu daerah kecil yang tertentu, himpunan bahanapi daerah ini berkisar dari 0 hingga 100%. Apabila penyalaan telahpun berlaku, api akan merebak kesemua daerah-daerah di mana uap bahanapi dan udara telahpun bercampur. Daerah-daerah yang berdekatan yang mengandungi campuran bahanapi dan udara akan menyala samada melalui persentuhan dengan muka api, atau dengan penyalaan sendiri akibat dari naiknya suhu secara cepat oleh pancaran haba dari daerah yang sedang terbakar.

Oleh kerana sejumlah bahanapi telahpun terkumpul di dalam ruang bakar pada waktu di antara mula penyalaan dan awal pemasukan (perioda lewat), bahanapi kini terbakar dengan sangat cepat, menimbulkan kenaikan yang tajam pada tekanan dan suhu selinder. Makin panjang perioda lewat ini semakin banyak bahanapi yang mengambil bagian di dalam proses pembakaran cepat dan makin tinggi kadar kenaikan tekanan. Tahap pembakaran cepat 'CD' ini umumnya dipanggil perioda pembakaran tak terkawal, kerana sangat sulit mengatur jumlah bahanapi yang terbakar pada proses ini. Jumlah bahanapi ini pula bergantung pada perioda lewat yang sebaliknya merupakan fungsi dari beberapa variabel.

Pada perioda pembakaran tak terkawal hampir semua bahanapi yang terkurung di dalam selinder habis terbakar. Bahanapi yang dimasukkan selanjutnya terbakar secepat kadar pemasukannya, kerana penguapan, pencampuran dengan udara dan penyalaan bahanapi berlangsung secepat ianya meninggalkan nosel. Ini adalah kerana tekanan dan suhu selinder telahpun tinggi dan juga terdapat cukup bualan yang ditimbulkan oleh gas-gas yang sedang terbakar, jadi perioda lewat bahanapi yang baru dimasukkan hampir tidak ada. Oleh kerana kadar pembakaran dapat dikawal dengan mengatur kadar pemasukannya, jadi tahap pembakaran ini dipanggil perioda pembakaran beransur-ansur atau terkawal.

Pada waktu pembakaran cepat dan beransur-ansur ini penguraian termis atau pemecahan bahan-api juga berlaku. Penceraian ikatan molikul C-H dan C-C bahanapi ditunjukkan dengan tegas oleh rakam spektera. Reaksi pemecahan kelihatan cukup cepat. Molikul-molikul bahanapi yang telah pecah mengandungi suatu

ber of carbon atoms and exhibit slower reaction rates. Reaction of the cracked products takes place to the extent oxygen is supplied by mixture formation. Some investigators are of the view that complete oxidation of these products cannot occur because of the widening gap between cracking rate and oxygen supply and eventually only pure carbon remains. The result is sluggish after-burning, i.e. burning after the end of injection, and smoky exhaust. It is believed that the principal cause of diesel smoke is the incomplete combustion of the products of thermal decomposition in locally overrich regions. However, it is argued that an improvement in mixture formation can reduce both after-burning as well as smoke in the exhaust.

It has also been observed that locally over lean regions exist in the combustion space and the products of incomplete combustion from these regions are CO, aldehydes, and unburned fuel.

Based on the picture outlined above, the combustion process in a compression-ignition engine is considered to take place in the following more or less distinct states:

1. Delay period (A-C)
2. Period of uncontrolled combustion (C-D)
3. Period of gradual combustion (D-E)
4. After-burning (E-F)

These stages are shown in fig. 1.

DETERMINATION OF HEAT RELEASED BY FUEL DURING COMBUSTION

1. Data required:

- a) Fuel — Lower calorific value
— Carbon fraction
— Mass of fuel per cylinder per cycle
— (obtained experimentally)
- b) Engine parameters — bore diameter
stroke
connecting rod lengths
area at top dead centre
clearance volume
angle at which inlet valve closes
angle at which exhaust valve opens
number of cylinders
number of strokes/cycle
speed in revolutions per minute
- c) Cylinder trapped temperature and purity (estimated)
- d) Cylinder wall temperature and heat transfer coefficients.
- e) Pressure vs crank-angle data — from experimental set-up

jumlah kecil atom-atom karbon dan memberikan kadar reaksi yang lambat. Reaksi hasil-hasil pemecahan berlangsung atas kadar oksigen yang disediakan oleh terjadinya campuran. Setengah penyelidik berpendapat bahwa oksidasi sempurna dari hasil-hasil ini tidak dapat berlaku kerana adanya jarak yang jauh di antara kadar pemecahan dan kadar penyediaan oksigen dan akhirnya hanya karbon murni saja yang tinggal. Hasilnya adalah perlahan sesudah terbakar, iaitu pembakaran kemudian sesudah pemasukan, dan ekzos berasap. Dipercayai bahwa penyebab utama dari asap diesel adalah pembakaran tidak sempurna di daerah-daerah lokal yang kaya akan hasil-hasil penguraian termis bahanapi itu. Namun pernah dibahas bahwa pembaikan di dalam pembentukan campuran akan mengurangi pembakaran kemudian dan ekzos berasap.

Kelihatan juga bahwa daerah-daerah lokal yang miskin terdapat diruang bakar dan hasil-hasil pembakaran tidak sempurna adalah CO, aldehyde dan bahanapi yang tidak terbakar.

Berdasarkan gambaran yang diterangkan di atas, proses pembakaran pada injin penyalaan kompressi dapat dianggap berlangsung pada keadaan-keadaan yang kurang lebih seperti berikut:

1. Perioda lewat (A—C)
2. Perioda pembakaran tidak terkawal (C—D)
3. Perioda pembakaran beransur-ansur (D—E)
4. Pembakaran kemudian (E—F)

Tahap-tahap ini ditunjukkan pada Rajah 1.

PENENTUAN PELEPASAN HABA OLEH BAHANAPI PADA WAKTU PEMBAKARAN

1. Data yang diperlukan

- a) Bahanapi — nilai kalorik rendah,
— pecahan karbon,
— jisim bahanapi per selinder
— per kitar (diperoleh secara percubaan)
- b) Paramater-parameter Injin — diameter lubang
— langkah
— panjang rod rantai
— luas daerah titik mati atas
— celah isipadu
— sudut di mana injab masuk menutup
— sudut di mana injab keluar membuka
— jumlah selinder
— jumlah langkah/kitar
— laju dalam putaran per minit
- c) Suhu kurungan dan kemurnian selinder (diperkira-kirakan).
- d) Suhu dinding selinder dan angkali perpindahan haba
- e) Data tekanan lawan sudut engkol-dari set-up percubaan