

新しい一つの高速ディーゼル 發動機の紹介

所員 田 中 敬 吉

茲に紹介する新しい高速ディーゼル發動機はオーバーヘンスリー發動機 (Oberhänsli-Rohölmotor) と呼ばれる最近製作せられた荷物自動車用のものであつて、獨逸ドレスデン (Dresden) の工科大学のネーゲル教授 (Prof. Nägel) が同会社のもこめに應じてその實驗を引受け、ウキーンの工科大学のリヒター教授 (Prof. Richter) とネーゲル教授の助手ホルヘルダー氏 (Dipl.-Ing. Holfelder) が其の實驗を擔當したものである。私はネーゲル教授及び同会社の勧めを受けてその實驗を見學したのである。

荷物自動車用の高速ディーゼル機は之を直ちに航空機用ディーゼル發動機として應用し得べきものでない。然し荷物自動車用の高速ディーゼル機より乗用自動車用のものに進み、更に航空機用のものに進まんとする傾向にあることは明に認めらるゝ事柄であり、荷物自動車用ディーゼル機は既に實驗の時代を過ぎて製作の時代に入つて居る。最近開催された伯林の萬國自動車博覽會 (2月19日より3月1日まで) に出品された、荷物自動車のディーゼル機は夥しいものであつた。殆んど凡ての荷物自動車會社は其の會社製のディーゼル機を取付けた車を出品して居て、荷物及び乗合用自動車は既にガソリン發動機からディーゼル發動機に移らんとする状態にあると云つても過言でない様に考へられる。

此のオーバーヘンスリー發動機は既に昨年末獨逸ハノーバー (Hannover) の工科大学のノイマン教授 (Prof. Neumann) が同会社のもこめに應じて實驗し、今度ネーゲル教授に依つて更に徹底して實驗された譯である。以下述べる處のものはネーゲル教授の實驗の大要であつて、同教授の希望もあり、茲に紹介する次第である。實驗は今年の1月27日より30日までにわたつてオーストリーのブレゲンツ (Bregenz) 近くの同会社に於てなされたものである。

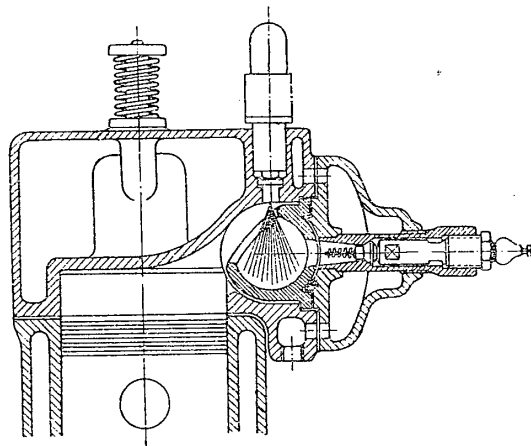
1. 4N 13 型 發 動 機

此の發動機の特徴はその燃焼室の形と位置にある。圖に示す如く燃焼室はレトルト型をして居て、その内に中空の球を入れ、それが運轉中赤熱して燃料の燃焼を都合よく助ける。而してこの焼丸の下方より突出せる部分は、氣筒室と燃焼室との中間を絞つて狭くして居る。

此の絞りの作用に依つて壓縮行程の間燃焼室内に強き空氣の渦動を生ず可く燃料の注入は此の行程の終りに焼丸の下方に向つて行はれる。此の強き空氣の渦動の爲め燃料と空氣は完全に近く一

様に混合して都合よき燃焼が惹起さるものご考へらる。此の發動機に於ては壓縮行程の終りに際して氣筒室は殆んど上端までピストンが來り、壓縮せられた空氣は殆んど全部レトルト型の燃焼室内に集めらるゝこゝなり爲めに燃料の燃焼は全く燃焼室内で行はれるものご考へてよい。

斯くして此の氣筒と燃焼室との間の絞りは上述の如く空氣を燃焼室内に強き渦動状態にて導き入れ、それに依つて燃料との都合よき混合を作る目的を有するが、他の同種の發動機の前室の設計に見るが如く燃料油の粉霧の状態をそれに依つて良くしやうとする第二の目的は有して居らぬ。燃料は比較的廣いこの絞りの内側にて燃焼を始め、更に上に述べたる如く燃焼は殆んど全體この球形



の燃焼室内に於て行はれる。故に此の場合は細き路を中間に置いて燃焼室を二つに分割せる場合は自らその趣を異にする。

燃焼室内に裝備せられたる此の燒丸は、第一に熱の放射と對流の作用に依つて燃焼室内に入り來れる壓縮空氣を強く熱する働きをなす。燃料は普通の燒丸を有する發動機の如く壓縮行程中に入られるゝこゝなく、壓縮行程の終りに於て注入せらるゝが故に燃料の燃焼は燒丸の温度に依らず燃料の注入の時刻に依つて定めらるゝ。此の燒丸は空氣を熱するこゝに依つて間接に燃料を一様に温めるこゝなり油の燃焼作用を常に助ける。而して回轉速度が一樣ならず又注入燃料の粉霧状態が一樣ならず變動する時に於ても、上述の作用より燃料のよき燃焼を起さしめる。

低き壓縮比を以て發動機を動かさうとした初めの試みの後に、高い仕事効率の利益と回轉速度の變化に鈍感ならしむる爲め、壓縮比を約 1:14 に迄上げた。燃焼室に裝置せられた點火栓は、燃料油の最初の燃焼の後、直ちに使用を止め得るこゝなり、之に依つて發動機の始動は大變簡單にせられ又確實にせられた。その後の燃料の燃焼は何等不確實なる危険を有しない。

燒丸は熱膨脹を自由になし得る様に氣筒の上方の片側に弛く取り付けられてある。壓縮せられた空氣の極く僅かの部分は、壓縮行程の際に燒丸の外側の部分に流れ入る。而してその空氣は温めらるゝこゝ共に燒丸の過大に熱せらるゝこゝを防ぐ働きをする。點火栓を保持する燃焼室の蓋は冷却

水で冷され、焼丸と共に容易に取外される。此の燃焼室蓋を取外すここに依つて燃焼室に装置せられたる燃料噴子の粉霧状態を視察し調整するここを得る。此の四気筒四衝程發動機のその他の構造は、附録第2圖に前面及び側面の断面圖として示す。瓣は充分の断面積を有し気筒の頭部に装置せられ搖杆及び突棒に依つて働かされ突棒の運動は気筒の中程の高さの位置に置かれたるカム軸よりその上下運動を受け、なほ突棒は気筒套中に入れられてある。

燃料はポンプ及び噴子はボツシュ (Bosch) の製品を使用して居る。發動機の始動は點火栓のスイッチを入れ、電氣始動機に依つてなされる。此の電氣始動機は、照明用發電機水ポンプ及び通風器と共に普通一般に使用せられて居るものゝ變り無い。此の發動機の外部は多く輕金屬を使用した各々二つ宛の気筒及び気筒頭は一つのブロックよりなり一つの鑄物である。ピストンは五つのリングを有し、鋼を鑄込んだベルゼン (Belsen) 社製の輕金屬のものを用ひて居る。滑油は壓力式回轉ポンプに依つて送られる。此の發動機の全重量は冷却水及び滑油を除き 48 kg のハズミ車の重さ及び 42 kg の照明及び始動装置の重さを加へて 602 kg となり、之を 1 馬力當りに計算すれば 7.5 kg/HP となる。此の發動機の構造部分は充分のゆかりをもつて設計されてあるから、此の 1 馬力當りの重量を 7.0 kg/HP に下ける事は容易である。この發動機の寫眞及び主なる寸法は文末に示す。

2. 實 驗 装 置

發動機は「ユンカー」の水動力計 E4K に直結せられ、動力計の制動力は指示盤の目盛より讀んだ。變動する水道よりの水壓を一様にする爲めに動力計より約 5 米の高さの處に溢水 (Overflow) の附いた水槽を置き之を使用した。

冷却水用ポンプは發動機より取り外し、1450 R.P.M. の一様の廻轉速度を有するモーターにて之を別に動かした。適當にコックを絞り又水槽の位置を適當に定めるここに依つて、冷却水の流入及び流出の温度を任意に調節するここを得た。斯くして自動車運轉の場合に起るこ同様の任意の状態に之を置くここを得た。運轉に際して放熱器に依つて受取らる可き冷却水の熱量を測定する爲に、冷却水を送る水槽の一様なる状態に於て發動機より流出する冷却水を第二の水槽に受け取りて、其の水量を秤り、更に發動機に流入及び流出する冷却水の温度の差を測定した。此の測定は冷却水を送る水管よりの熱の發散を無視せる誤差が相當大きく入つて來た。

發動機の燃料消費量は臺秤の上に置かれたる燃料油槽の目方の測定より之を求めた。即ちストップウォッチ (stop watch) で燃料油 1 kg の消費の間に経過する時間を臺秤の平衡の位置を通じて測定した。而して其の際燃料噴子より漏洩せる燃料は別に測定して之より差引かれ消費量の内に含まれて居ない。

發動機の回轉速度は運轉臺上の廻轉計で調節せられ、個々の消費量の測定に於てはウキーンの工科大學より持ち來れる廻轉計及び廻轉算出計に依つて測定した。

種々の異なる荷及び廻轉速度に於て、發動機の吸入空氣の過剩係數 (Luftüberschusszahl) の從來の算定に對して、更に正確なる價を求めんが爲めに空氣量測定装置を取附けた。即ち發動機に取附ける鑄鐵製の吸氣管を短かき中繼の導管を通して、ゴム製の調節囊を備へたる大きい空氣槽に繼ぎ空氣槽はその調節囊の伸縮によつて、その壓力の變動を小さくする事を得た。調節囊の取附けられない側面に、約2米の長さの空氣槽吸氣管を取附け、その途中に V. D. I. の通風機及び壓縮機用の標準噴子を装置した。噴子の前後に於ける壓力差は U 字管より水柱の高さとして讀み、大氣の状態を考慮に入れて、上の標準噴子の空氣流出表より、實際に吸入せられたる空氣量が決定せられる。上述の空氣槽に装置せられたゴム製の調節囊は、發動機の吸入の經過の一樣ならざる状態を適當に静め、U 字管の水柱は静止し完全にその讀みを取ることを得た。

更に燃焼の完全さの程度及び空氣の過剩係數の検査及び對照の爲めにヘンペル (Hempel) の廢氣瓦斯分析器にて廢氣瓦斯の CO_2 及び O_2 の含有量に對する分析を行つた。

針金の太さ 1.5 mm. のニッケル及びニッケルクロムの接合よりなるサーモエレメント (thermo element) 四個を各々の氣箭の排氣管に一つ宛挿入し、個々の氣箭の廢氣瓦斯の平均温度を測定し、之に依つて各々の氣箭の荷の一樣に分配されて居るか否かの目安とした、このエレメントは各々排氣瓣より一樣に約 120 mm. の位置に置かれた。排氣管は更に 10 米の長さの導管に繼がれ、其の間は内徑を大きくなされた消音管となりて、最後に室外の大氣中に廢氣を送り出す。

照明用發電機 [Scintilla Nr. 57825 (350 W, 24 V)] は實驗中蓄電池に働き、通風機は静止の状態に置かれた。

3. 實驗の項目

實驗は下の五つの項目に就て行つた。

- 1) 第一の實驗は發動機の運轉の一般性能に關するものにして、廣き廻轉速度の範圍にわたつて其の出馬力或は廻轉モーメントを燃料消費量と共に測定せるものである。此の目的に對して、各々の廻轉速度に於ける最大出馬力は、廢氣が煙るこゝ無く完全なる燃焼の範圍に於ける最大の値より求められたるものである。而して此の最大出馬力に對して、なほその $3/4$, $1/2$ 及び $1/4$ の出馬力の際の實驗を行つた。實驗番號は 1—16, 19—26 及び 34。
- 2) 一定の燃料調整杆の位置及び一定の廻轉速度に於て、發動機の出馬力及び燃料消費量の上に冷却水の温度の及ぼす影響の實驗。實驗番號は 17—18。
- 3) 廢氣の煙るこゝを許せる場合 廻轉速度 $n=1350$ /分 及び $n=1500$ /分 に於ける發動機の最大出馬力の測定。更に兩廻轉速度に於ける廢氣に煙の出でざる極限の測定。實驗番號 27—29 及び 19。
- 4) 一定の燃料調整杆の位置及び一定の燃料注入開始位置に於ける廻轉速度の變化に伴ふ發動機の

廻轉モーメントの経過の實驗。廻轉速度の變化はユンカーの動力計に漸次水を滿して行くことに依つて得られる。實驗時間は半時間にして實驗番號は 35。

- 5) 廻轉速度 $n=310, 400, 770$ 及び 1000 /分 に於ける空廻し運轉の實驗を行ひ、その際の燃料消費量を測定した。實驗の繼續時間は 2.75 時間にして實驗番號は 30—33。

以上五つの全般の實驗の繼續時間及び個々の實驗の時間的順序は附圖第 3 圖に示す。

4. 實 驗 結 果

- 1) 第一の實驗にて測定計算せられたる發動機の出馬力及び燃料消費率より、此の發動機の總括的の性能を求め得る。之を説明する爲めに實驗値を附圖 4—7 圖に圖示す。計算値に就ては單に廻轉速度毎分 $n=1350$ 及び $n=1100$ なる主なる實驗に關するもののみを數表 1 に示す。其の他の數値は圖中に指示したる實驗點より讀み取る事を得る。

燃料消費率に關して一寸注意して置き度き事柄は實驗當時常用の比重 $\gamma=0.885$ の燃料油を缺き應急策として比重 $\gamma=0.852$ なる可なり輕き燃料油を使用することを餘儀なくされたことである。此の燃料油は燃焼に關して、ノッキング (knocking) を起す傾向を有し爲めに燃料注入の時刻を常用の燃料油の場合の實驗の場合よりも遅らせる必要があつた。而してその爲めに求め得たところの燃料消費率の値は決して異論なき公式の値と云ふことを得ない。然し乍ら廻轉速度並びに出馬力の相當廣い範圍に涉つて消費率が 200 gr/HP.h. を殆んど越さないことはこの發動機内の燃焼の善さを示すものと云ふことを得る。

圖に示せる廢氣に烟を生ぜざる完全燃焼の場合に達し得る最大出馬力及び烟を生ずる不完全燃焼の場合の最大出馬力も同様にして、此の發動機の公式の値ではない。四個の氣筒の各々の廢氣温度の間斷なき測定検査より發動機の負荷が各々の氣筒に一樣に分配されて居ないことを知つた。此の現象は各々の燃料ポンプの仕事量が一樣でないことに原因することも想像し得る。或は又カム軸の燒入れの際の歪みより起る氣筒内の吸込空氣量の不同の爲めとも想像し得る。此の四個の氣筒の廢氣温度の測定より、其の平均値に對して、第一の氣筒は +11%、第二の氣筒は +8%、第三の氣筒は -16%、第四の氣筒は -3% の温度の變化 (decratation) を殆んど凡ての實驗に際して現した。此の負荷分配に對する變化は決して發動機の燃焼経過の状態にのみその責を歸す可きものでなく、僅かの構造上の改良によつて之を取除き得るのであらう。而して以上述べしところのものは單に測定せし最高出馬力の公式の値ならざる説明に過ぎず。廻轉速度毎分 1350 より 750 までの範圍に於てピストンに働く平均有效壓力は 5.5~6.1 氣壓にして、之を廻轉モーメントとせば 42~47 mkg に當る。更に低き廻轉速度に際しても求め得る廻轉モーメントの値は大して低下せず (第 6 圖参照)。

第 4~7 圖の曲線より此の發動機に對する性能曲線を一つに集め之を第 8 圖に示す。等しき

燃料消費率を有する曲線の経過の状態を見るに、廻轉速度並びに出馬力の相當廣き範圍に涉り、その燃料消費率は可なり小さき値に止まり、従つて常に良き燃焼状態にするここを知り得べく此の發動機が自動車用として適當なることを認め得る。ユンカーの動力計にて、出馬力及び燃料消費量の測定を完全になし得た最低の廻轉速度は毎分 $n=450$ にして、公稱廻轉速度の 33.3% に相當する。然し乍ら自動車運轉の實際の場合には更に此の回轉速度を切り下げ得るものも考へらる。その理由は低き回轉速度に對して、大きい車輪の質量が發動機の廻轉部分の一様なる廻轉に對して都合よくハズミ車の動きをなす爲めである。此の想像は自動車の試運轉に際して確め得られた事柄であつて、更に低き廻轉速度に於てもその燃焼の完全なることを廢氣瓦斯より判定し得た。

- 2) 前述の冷却水の循環装置にて、發動機の出馬力に對して冷却水の流出温度の上昇による影響の實驗を行つた。出來得る限り新しい水を導き入れるここに依つて、先づ冷却水の流出温度を 54°C の状態に保つことを得た。次に冷却水の流入温度を上げて、流出温度を 88°C に高めた。(實驗番號は 17 及び 18 にして數量 1 にその測定値を示す) 等しき廻轉速度並びに等しき燃料消費量に對して發動機の出馬力を 5.2% 上げる事を得て、爲めに燃料消費率は 217 より 206 gr./HP. h. に之を下げることを得た。此の事柄は發動機の温度の上昇の爲めに、その摩擦の状態がよくなるものも考へられる既知の現象である。而して發動機は自動車上に於て特に夏期に於ては一般にその冷却水の温度が高くなるが故に斯かる場合には試運轉臺上の一般の實驗結果より好都合な結果を示すものも考へられる。
- 3) 強い烟が廢氣瓦斯に現はれる燃料の不完全燃焼を許し、回轉速度 $n=1350/\text{分}$ 及び $n=1500/\text{分}$ に於て發動機の出し得る最高馬力は、兩方の廻轉速度共に約 96.5 馬力として求め得た。最大廻轉速度 $n=1500/\text{分}$ に於て烟の出來ない極限に於ける最大の出馬力は、上の値より大して低下せず 89 馬力となり、公稱廻轉速度 $n=1350/\text{分}$ に於ては 86.5 馬力となつた。(數表 1 の實驗番號 17~29 及び 19 を参照)。これ等の實驗より此の發動機は、その公稱廻轉速度に於て繼續して出馬力 80 を出す状態にあることを認め得る。
- 4) 自動車の運轉に際して充分に開かれたる燃料調整杆の位置に於て、而して調整杆の位置を變へないで發動機の廻轉速度と廻轉モーメントとの間の關係を示す曲線を求むることは大切な事柄である。廻轉速度の減少は例へば自動車が先づ平坦なる道を走りて上り坂に差しかゝる場合に惹起される。勿論燃料調整杆の位置を一定に保てる場合である。此の場合發動機に望ましきことは、その上り坂に相應する減少した廻轉速度に於て一定の速度を保つこととなり、且つ發動機が廻轉速度の減少する時先づ出來得る限り増加する廻轉モーメントを與へ、更に廻轉速度が減少する時も廻轉モーメントが餘り減少せざることである。發動機の此の燃料調整杆の一定位置に於ける實驗は、低い廻轉速度となれる時にも廢氣を烟らさない範圍に置く爲めに、廻轉速度毎分 $n=1350$ に於て 70 馬力を出す、調整杆の位置に於て行はれた。測定せられたる廻轉モーメント、或は平

均有效壓力の實驗曲線を第6圖に挿入した。實驗曲線上の15の測定點の各々に對して、其の測定は廻轉速度の一定状態になるのを待つて然る後になされたものである。ユンカーの水動力計の特性は不幸にして動力計中に漸次水を滿して發動機の廻轉速度を落せる場合にそれに對應する廻轉モーメントの増加を與へることが出来なかつた。其故に測定せられた曲線は若し電氣動力計に依つて測定せられた場合に想像せらるゝものよりも、その最高値が低く示されて居る。然し乍ら此の曲線よりこの曲線の一様なる高き廻轉モーメントの經過が、此の發動機の自動車用として適することを示すことを知り得る。更に此の曲線は烟らざる完全燃焼の廢氣の状態に於てその各々の廻轉速度に於て未だ最高の廻轉モーメントを與へて居るものでなきことは注意を要する。

- 5) 荷をかけた實驗に續いて殆んど三時間にわたる發動機の空廻實驗を行ひ側ら廻轉速度に對するその燃料消費量を測定し、此の發動機が數時間の空廻運轉の後、其の一部に故障を生ずるか否か又廢氣瓦斯に烟を生ずるか否かを試験した。此の實驗はこれまでの實驗と異なり廻轉速度調節機を動かして行つた。總ての廻轉速度に於て發動機は全く一様なる燃焼及び適當なる廢氣瓦斯にて運轉した。最低廻轉速度として、毎分 $n=310$ が求められた。然し此の極限值は調速機の状態に條件づけらるゝものであつて、調速機を用ひず、人手に依る調節のみに於て、此の發動機はユンカーの動力計との連絡を除いて、廻轉速度毎分 $n=250$ にて充分圓滑な運轉をした。故に適當なる調節に依つて自動車上に於てはこの最低廻轉速度が得られる譯である。燃料消費量は

毎分廻轉速度	$n=1000$	に對して消費量	3.05	kg/h
"	$n=770$	"	2.57	"
"	$n=400$	"	1.335	"
"	$n=310$	"	1.01	"

を得た。これ等の値は全く低いものであつて、これは空廻運轉に於ても烟の生ぜざる完全燃焼をなす爲めである。而してその完全燃焼は燒丸の適當なる働きに依るものと考へられる。數時間の空廻運轉に對してよい結果を示せる事柄は、この發動機が小型漁業船用として有用なる事をも示す。この空廻運轉の後直ちに荷をかけて運轉したるが發動機はこれまで通り全馬力を出した。

以上の五つの實驗に際して、既に述べたる標準噴子の裝置に依つて、氣筒内に吸込まれた空氣量を測定した。而して大氣壓の状態を考慮に入れて空氣の過剩係數 (Luftüberschusszahl) を計算した。吸込まれた空氣量に對する容量係數 (Volumetric Efficiency) は 71~84% の値を取つた。此の係數は廻轉速度の大なる爲めに良き値をさるものと考へられる。此の容量係數は荷の減少と共に増加する。廢氣瓦斯の分析に依つて以上の標準噴子より測定せる空氣量の檢査對照を行つた。此の分析は避け難き讀み及び測定の誤差を考慮に入れて前述の測定結果とよく一致する。第9圖は毎分廻轉速度 $n=1350$ 及び $n=1100$ の二つの場合に就て、平均有效壓力に對する空氣の過剩係數及び容量係數の値を示し、更に廢氣瓦斯の平均温度をも共に示す。 $n=1350$ に於て廢氣瓦斯分析より求

めた二つの空気過剰係数の値を圖中に括弧を附けて示す。

實驗の大部分に對して、冷却水の分量及び温度の測定を行ひ、冷却水に奪はるゝ熱量を算定した。此の算定値は水槽及び水管に於ける熱の交換に基く避け難き測定誤差の爲めに、撒布して冷却水に依る熱損失の曲線を圖に畫くことが出来なかつた。然し種々調節した二つの實驗の場合に就てその熱量分配を計算し之を第9圖に圖示した。勿論かゝる熱量分配の計算に際しては、摩擦損失の一部分は冷却水に奪はるゝ熱量損失の内に入る可く、輻射熱に依る熱量が求め得られぬ爲めに發動機の機械効率を明示し得ざるこゝ等注意を要する。然し實驗結果として個々の損失の大きさは大體のノーマル (normal) な値を取り、發動機の運轉部分は、各々の實驗に際して完全に近く働けるこゝを此の圖より認知するこゝを得る。

實驗を全部終つて後此の發動機は、實驗中に起り得る各部の磨耗及びコークスの添加の状態を見る爲めに全部分解せられた。四個の燃料噴子及び焼丸は一様に汚れなく綺麗であつて、ピストンの頭部も同様に殆んどコークスの添加物を有して居なかつた。唯だ半圓形の約 1/2 mm の厚土を有する白き灰の外皮が焼丸の内部の燃料の跳返る範圍に置かれてあつた。各々の點火栓は實驗完了の後なほ充分使用可能であつた。ピストン及びピストン環は良く働き、不完全なる氣密及び不完全なる運轉の箇處を何處にも求め得なかつた。單に瓣が特に排氣瓣が長時間高き荷のこゝに運轉せられた印として瓣の面に焼け込みの龜裂を生じて居た。然し之に對する瓣坐の面は完全であつた。排氣瓣は更によき材料を使用するこゝに依つて、この缺點を容易に除き得る。燃料油の残留の爲めに滑油が變ぜられ、又汚されたりした様子は認められなかつた。發動機の分解は一度も運轉不能に落入らなかつた。この實驗の後發動機の各々の部分が總て更に運轉を續けるに差支なきこゝを示した。

5. 實地運轉

實驗臺上の上述の實驗に引續き5噸積みのホーマグ (Vormag) 荷物自動車に他の同種の發動機を裝備して實地運轉を行つた。上述の實驗に用ひた發動機より 10 mm 行程が小さく、廻轉速度毎分 $n=1400$ に於て 70 馬力の公稱馬力を有する點を離れて考ふれば、此の發動機は上述の發動機と全く同様である。此の發動機の主要寸法は同文末に示す。

實地運轉の實驗は大體運轉性能即ち運轉に際して自動車に加速度を與へ得る能力及びその運轉調整の能力の状態等、單に一般の問題に關するものに過ぎぬ。而してこれ等の性能は實驗臺に於ては求め得られぬこゝのものである。

車には5噸の荷物を積み、車全體の重量は實驗者の重量を含めて 10.2 噸に達した。車の操縱能力は優秀であつて、殊に甚だ狭き且つ都合悪く置かれてある。ブレゲンツ市の臺秤の上にこの自動車を運轉して行つた場合にその事實が示された。この實地運轉に際しても長時間の空廻及び荷重運轉のこゝに常に完全燃焼の烟及び臭氣のない廢氣瓦斯の状態であつて、他の輕ディーゼル機に於て

なほ達せられない。自動車用として必要なる要求を或る程度まで、この發動機は既に充して居るもののみ考へられる。

此の發動機に依る自動車の操縦は一般のガソリン發動機に依る操縦と同様に簡單である。ガソリン發動機に於て一般に甚だ感じの鋭敏な手に依る吸氣量の調節が、ディーゼル發動機には無くて済されるが故に寧ろ其の點は更に簡單である。冷き状態よりの始動は數秒間、點火栓にスイッチを入れることによつて、何等の困難なく常に完全に惹起される。暖き状態に於ては、點火栓にスイッチを入れることなく直ちに始動せしむることを得る。

ガソリン發動機よりも燃料消費率が少なく、且つ安價なる重油を使用し得ること云ふ。ディーゼル發動機の一般の特徴以外に、更に實驗臺上の實驗に於て測定せられたる廻轉モーメントの曲線より待ち設けられる通り實地操縦に際して非常に圓滑なる運轉をなし、殊に速度を減ずる上り坂に差しかゝれる時にも同様なることを認め得た。かゝる場合ガソリン發動機に於ては、エンジンストップ(engine stop)の懼があるが此の發動機にはその心配なきことを知つた。

燃料消費量を同時に測定して、發動機の自動車牽引の能力及びそれに與へる加速度運動に關する更に進んだ實驗は、實驗當日の數日間、降雪ひさく且つ道路は軟にされて、乾ける道路の場合との比較を不可能とした爲めに行ひ得なかつた。其故にストップウオッチに依る、加速度運動の僅かの實驗を行つたに過ぎぬ。此の際自動車の速度は車に取りつけられた廻轉計より讀み取り、其の道路の距離は前以て杆の指示石に就て測定して置いた。廻轉計の速度指示は實際よりも10%大きく出た。斯くして求めたる速度及びそれより計算して出せる加速度の時間に關する曲線を第10圖に示す。比較實驗に都合よき平坦なる道路上の第一の實驗に於て、車の全荷重の状態にて、平均加速度として 0.25 m/s^2 なる値を得た。此の値は70馬力の發動機として、その全荷重の状態に於て、よき成績を考へ得る。第二の實驗は約2%の緩なる勾配を上れる場合の實驗にして、その勾配が正確に測定せられざる故に求め得た加速度の値は、大して興味ある値では無い。第二の實驗は寧ろ發動機の弾力性を示すもののみ考へ得べく、クラッチの切りかへを行ふことなく、上り勾配に於ても同様に圓滑に加速度を與へ得ることを示す。

實地運轉として走れる距離は約38kmとなり、單に平坦なる道路上のみならず、かなりの急勾配上に於ても之を試みた。此の實地運轉に際しても、發動機には僅かの故障も生じなかつた。

6. 發動機の批評

オーバーヘンズリー發動機の個々の特質及び優秀なる點は、既に實驗結果の節に於て述べた。總括して此の發動機の有用なることに關しては、ノイマン教授が彼の實驗結果より述べたる批評に對して之を裏書きし得る。ディーゼル發動機として、此の發動機はその燃焼室の特別の形より完全なる燃焼を得べく各々の廻轉速度及び出馬力に對して煙らない廢氣瓦斯であることがそれを確めて居

る。此の焼丸の使用による燃焼室の設計は、比較的低下燃料油注入圧力の使用を可能とし、之に依つて發動機空廻及び出馬力運轉に於ける圓滑なる運轉が得らるゝものご考へらる。燃料の燃焼及び廢氣瓦斯に依つて生ずる騒音は、ディーゼル發動機にして可なり低いものであるご云ひ得る。發動機の運動部分も特別の音を立てるごなく實驗發動機にして待設けられる程度充分に靜肅に運動した。實驗臺上にて認められた騒音は、發動機取付けが騒音止めに対して都合悪く出来て居た爲めである（大きい部屋で、基礎が絶縁されて無く、廢氣瓦斯貯めが固定せられず、低下廻轉速度に際して發動機ご動力計ごの間に在るカップリングの打音等）。發動機の靜な運轉は、之を荷物自動車上に取付けた實地運轉の場合に特に然りであつた。之に対してはゴムの挿入なく強きネヂにて四つの支點で發動機を自動車に取付ける様になつて居るごを注意するを要する。荷重のものごの運轉の騒音は同馬力のガソリン發動機のそれより大ならざるごを認め得た。空廻運轉に際しては此のディーゼル發動機は、ガソリン發動機の場合より、幾分高き廻轉速度の爲め、その運動は幾分圓滑さに於て劣る。實驗の範圍の廻轉速度に際しては、有害なる振動は認められなかつた。

達し得らるゝ最高出馬力は既に(4節3)に充分述べた。同時に求められたる空氣過剩係數が示す如く、此の發動機は80馬力の公稱馬力に於て約43%の空氣過剩を以て働き、90馬力を出さしむる時は約35%に減少する。瓣及びカム機構の改造を施さぬ以上は、空氣の容量係數を更に上げるごは望み得られないごであつて現在に於ては、廻轉速度毎分 $n=1350$ に對しての出馬力の極限は90馬力で、又 $n=1500$ に對しては95馬力であらう。故に發動機のリットル馬力は、9.42及び9.94 HP/ltr として與へらる。

全般の實驗結果よりオーバーヘンズリー發動機に使用せられた燃焼室の設計は、自動車運轉用としてのディーゼル發動機の使用に對して考へられて居た困難を可なり除去し得たものご考へていゝ而してその構造は總て運轉に適するごを示した。其の設計より來る優秀なる特徴は、この發動機をして、既に今日までになされた改良を以て、ガソリン發動機及び他の自動車用發動機ご成功の見込ある競争をなし得るものである考へしめる。

附 録

實驗結果の數値の計算は、下述の發動機の寸法及び計算式より求められたるものである。

(1) 試驗臺上で實驗に使用せられたる發動機の主なる寸法

氣 筒 の 直 徑	d	= 130 mm
ピ ス ト ン の 行 程	S	= 180 mm
氣 筒 數	i	= 4
公 稱 馬 力	N_e	= 80 HP
最 大 馬 力	N_{max}	= 90 HP

公稱廻轉速度	$n = 1350/\text{分}$
最大廻轉速度	$n = 1500/\text{分}$
行程比	$s/d = 1.385$
總行程容積	$\Sigma V_h = 9.56 \text{ ltr}$
平均ピストン速度	$v_p = 8.1 \text{ m/Sec } (n=1350/\text{分} \text{ に対して})$
壓縮比	$\epsilon = \frac{V_k + V_h}{V_k} = \frac{2.5735}{0.1833} = 14.04$

(2) 荷物自動車の實地運轉に使用せられたる發動機の主なる寸法。

氣筒の直徑	$d = 130 \text{ mm}$
ピストンの行程	$s = 170 \text{ mm}$
氣筒數	$i = 4$
公稱馬力	$Ne = 70 \text{ HP}$
公稱廻轉速度	$n = 1400/\text{分}$
行程比	$s/d = 1.3075$
總行程容積	$\Sigma V_h = 9.03 \text{ ltr}$
壓縮比	$\epsilon = 14.3$

以上の發動機に用ひたる燃料は原油よりされる比重 $\gamma=0.852 \text{ kg/ltr.}$ のものにして、其の含有熱量 (Unterer Heizwert) は $H_u=9923 \text{ Kcal/kg}$ である。

(3) 計算式

1) 有效出馬力

$$N_e = \frac{Pl}{75} \cdot \frac{\pi n}{30} = 0.433 P n 10^{-3} \text{ HP}$$

但し P は動力計にかけられた重量 kg

l はその腕の長さ m にして、この場合 $l=0.310 \text{ m}$

n は毎分廻轉速度

2) 平均有効壓力

$$P_e = 94.3 \frac{Ne}{n} \text{ at.}$$

3) リットル馬力

$$\frac{Ne}{\Sigma V_h} = \frac{Ne}{9.56} \text{ HP/ltr}$$

4) 廻轉速度 $n=1350/\text{分}$ に於ける仕事率

$$\alpha = \frac{Ne}{80} \cdot 100 \text{ (公稱馬力の \% として示す)}$$

5) 燃料消費量及び消費率

$$\begin{aligned} \text{總消費量} & B \text{ kg/h} \\ \text{消費率} & B_e \text{ kg/HP}\cdot\text{h} \end{aligned}$$

6) 經濟效率 (Wirtschaftlicher Wirkungsgrad)

$$\eta_W = \frac{632}{B_e H_u} 100 \text{ (\% として示す)}$$

7) 廻轉モーメント

$$Md = 716 \frac{Ne}{n} \text{ mkg.}$$

8) 動力計の重錘の重量

$$P = \frac{716}{l} \frac{Ne}{n} = 231 \frac{Ne}{n} \text{ kg.}$$

9) 理論上の吸入空氣量

$$L_{th} = \frac{\sum V_h n 60}{2} \text{ m}^3/\text{h}$$

10) 實際に吸入せらるゝ空氣量

$$L_e = L \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} \text{ m}^3/\text{h} \text{ (1 氣壓 } 15^\circ\text{C に於て)}$$

但し L = 標準噴子の壓力差及び流出量表より求めたる空氣量 m^3/h

$p_0 = 737.4 \text{ mm}$ の水銀柱の高さ

$T_0 = 288^\circ$

p = 水銀柱にて測定したる氣壓計の高さ mm

實驗中の平均値として $p = 720 \text{ mm}$

T = 吸入空氣の温度 $= 273 + t^\circ$

11) 容量係數

$$\eta_c = \frac{L_e}{L_{th}}$$

12) 吸入空氣量の過剩係數 (Luftüberschusszahl)

a) 吸入空氣量の測定よりの計算

$$\lambda = \frac{L_e}{B L'_{min}}$$

但し $L'_{min} = 1 \text{ kg}$ の燃料の燃焼に對する空氣の最小必要量を m^3 にして示せるものにして

$$= 3.33 \cdot (2.67 c + 8h - o + s) \text{ m}^3$$

$$= 10.73 \text{ m}^3 \text{ (但し } 0^\circ, 760 \text{ mm の水銀柱の高さに於て)}$$

$$L_{min} = L_{min} \frac{760}{737.4} \frac{288}{273} m^3$$

=11.68 m³ (但し 15°, 1 気圧に於て)

B は 5), L_e は 10) を参照。

b) 廢氣瓦斯分析に依る計算

$$\lambda = \frac{21}{21 - 79 \frac{0}{n}}$$

但し 0 = 瓦斯分析より容積%として表はされたる酸素量

n = 同様に表はされたる窒素量

$$= 100 - (CO_2 + O)$$

CO₂ = 同様にして表はされたる炭酸瓦斯の量

13) リットル熱量, 即ち作用行程に於ける位の行程容積に對する燃料の熱量分配を Kcal で示せるものにして

$$Q_0 = \frac{B H_u}{\sum V_h 30 n} \text{ Kcal/ltr}$$

14) 冷却水の持ち去る熱量

$$Q_k = \frac{V(t_a - t_c)}{N_e} \text{ Kcal/lph}$$

但し V = 所要水量 kg/h

t_a - t_c = 冷却水の流出温度と流入温度との差

15) 廢氣瓦斯の持ち去る熱量

$$Q_A = \frac{V c_p (t_a - t_1)}{N_e} \text{ Kcal/lph}$$

但し V = 吸入空氣量にして 10) の L に等し

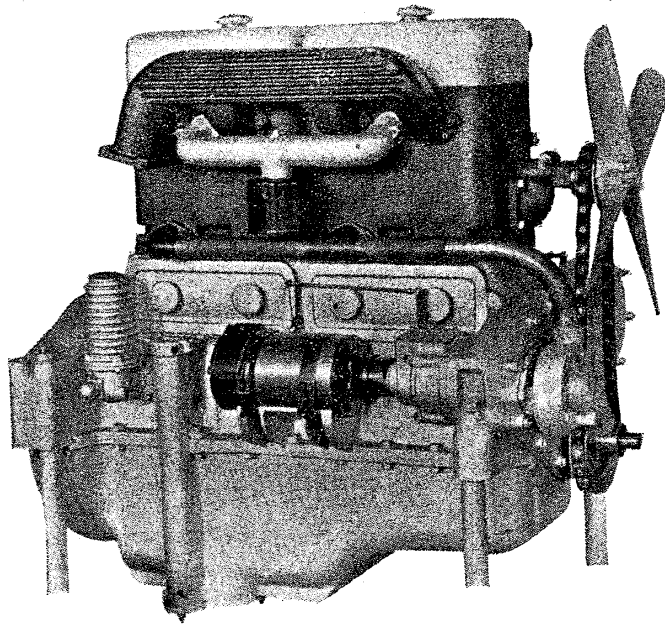
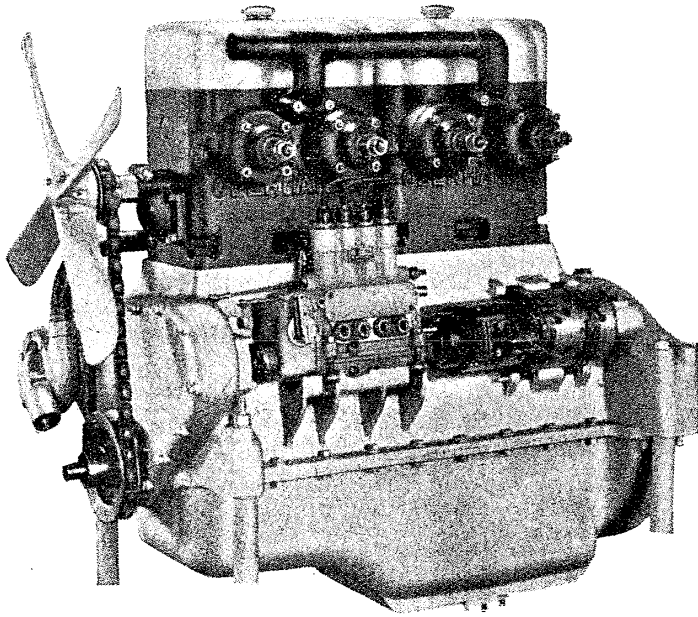
c_p = 廢氣瓦斯の平均比熱にして = 0.313 Kcal/m³

t_a = 廢氣瓦斯の温度 °C

t₁ = 吸入空氣の温度 °C

表 I
主なる實驗の數値の表

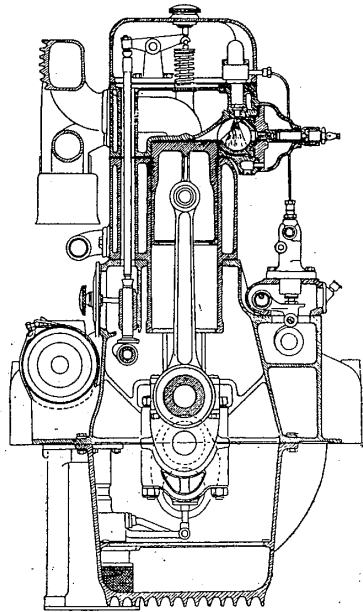
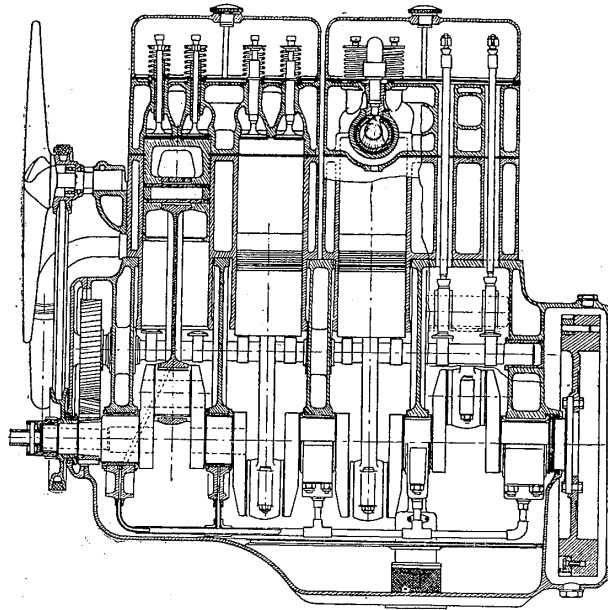
實驗項目	實驗番號	1.) 性能回線に關する實驗										2.) 冷却水溫度の影響			3.) 最大馬力の實驗		
		19	1	2	3	22	5	6	7	8	17	18	27	28	29		
		1875	1357	1365	1370	1345	1110	1105	1100	1105	1360	1360	1350	1506	1525		
廻轉速度	n	45	42	33	20	11	46	36	21	12	38	42	46	42			
廻轉モーメント	M_d	86.4	79.4	62.6	39.1	20.9	70.7	55.0	32.9	19.2	71.8	75.6	96.6	89.2			
有効出力	N_c	19.18	16.70	13.60	9.46	7.01	14.28	11.16	7.67	5.95	15.74	15.74	23.03	19.25			
燃料消費量	B	0.222	0.210	0.217	0.242	0.334	0.202	0.203	0.233	0.310	0.217	0.206	0.257	0.217			
燃料消費率	B_c	5.9	5.5	4.3	2.7	1.5	6.0	4.7	2.8	1.6	5.0	5.5	6.7	5.5			
平均有効壓力	p_e	1.08	0.99	0.78	0.49	0.26	—	—	—	—	0.90	0.94	1.20	—			
仕事率	α	28.5	30.0	29.1	26.1	18.9	31.3	31.1	27.1	20.4	29.1	30.6	26.5	29.7			
經濟效率	η_w	9.0	8.3	6.6	4.1	2.2	7.4	5.8	3.4	2.0	7.5	7.9	10.1	9.3			
リットル馬力	$\frac{N_c}{\Sigma V/h}$	0.486	0.430	0.348	0.241	0.182	0.448	0.352	0.244	0.187	0.408	0.408	0.598	0.440			
リットル熱量	Q_0	71.9	73.8	74.5	75.3	77.4	74.4	75.7	79.6	81.1	73.5	71.9	70.7	70.2			
吸入空氣の容量係數	η_l	1.23	1.43	1.95	2.66	3.62	1.41	1.82	2.78	4.06	1.54	1.47	1.01	1.37			
吸入空氣の過剩係數	λ	617	539	477	395	256	541	421	298	229	519	570	698	>770			
廢氣瓦斯の平均溫度	t_A	53	57	51	46	55	55	55	55	56	8	79	56	50			
冷却水の流入溫度	t_{KE}	64	67	60	54	63	65	63	60	60	54	88	76	72			
冷却水の流出溫度	t_{KA}	596	—	498	—	1865	442	618	898	1212	—	—	—	—			
冷却水の持ち去る熱量	Q_K	623	581	673	908	1070	556	560	685	915	633	630	610	—			
廢氣瓦斯の持ち去る熱量	Q_A	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			



附圖 1

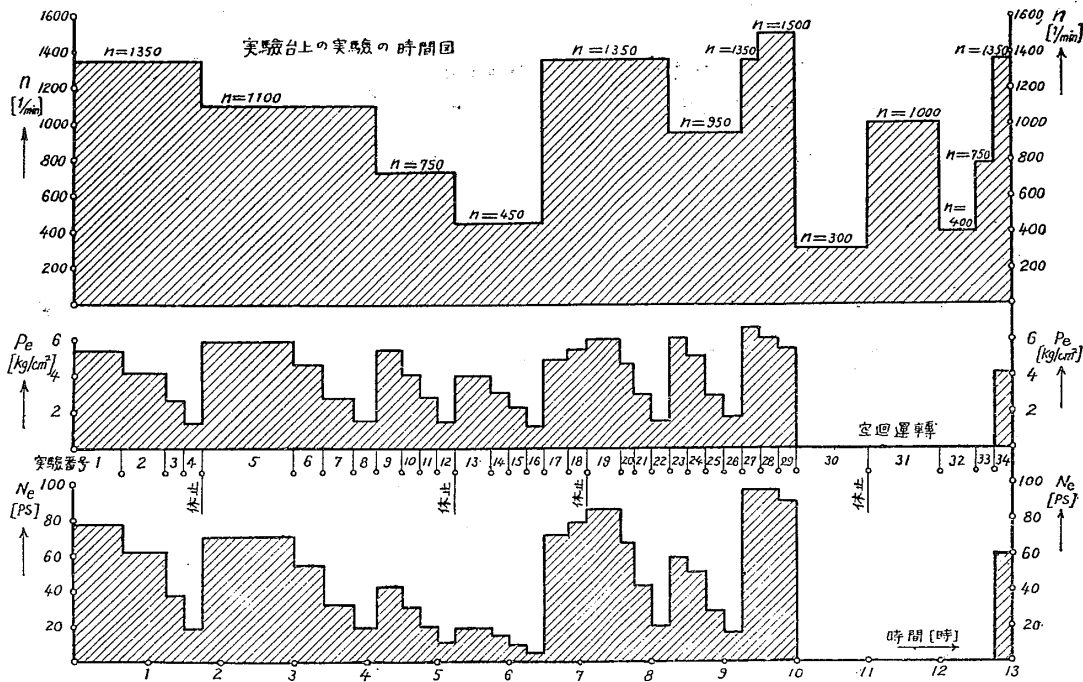
オーバーヘンズリー發動機の寫眞圖

Type 4N 13

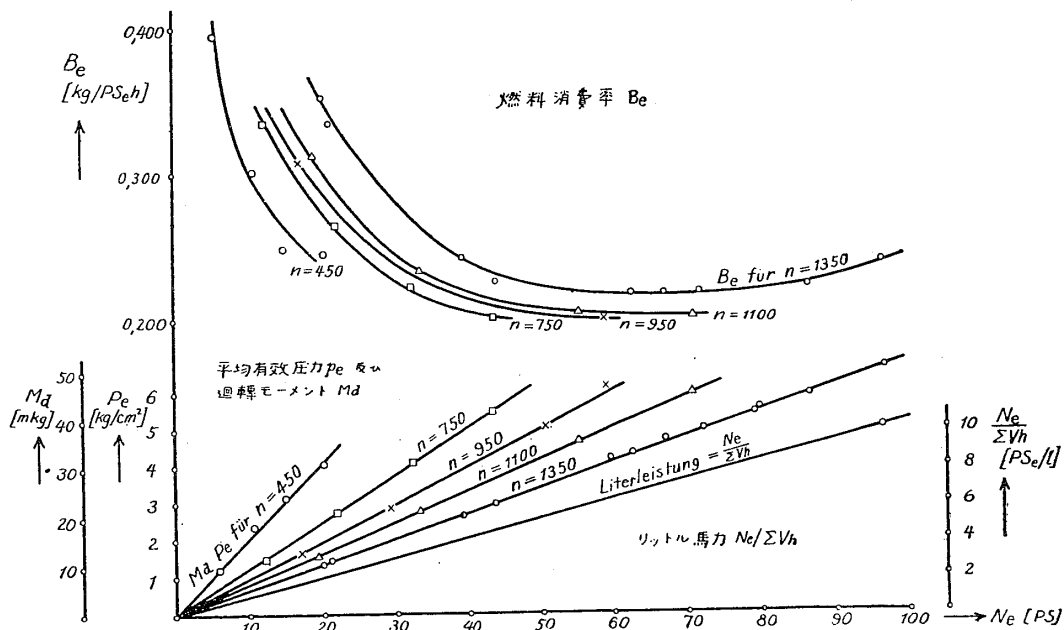


附圖 2

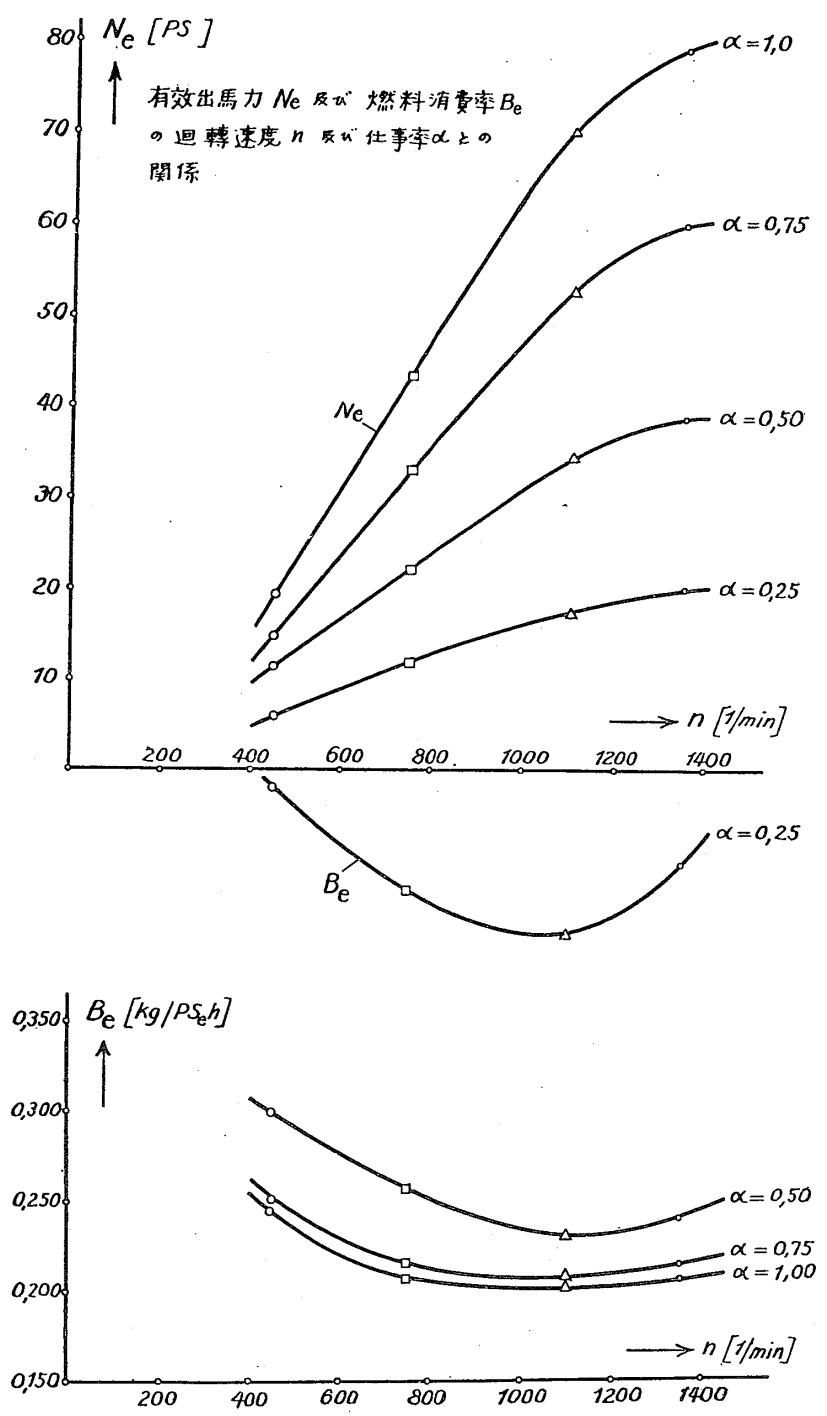
オーバーヘンズリー發動機の
断面圖



附圖 3

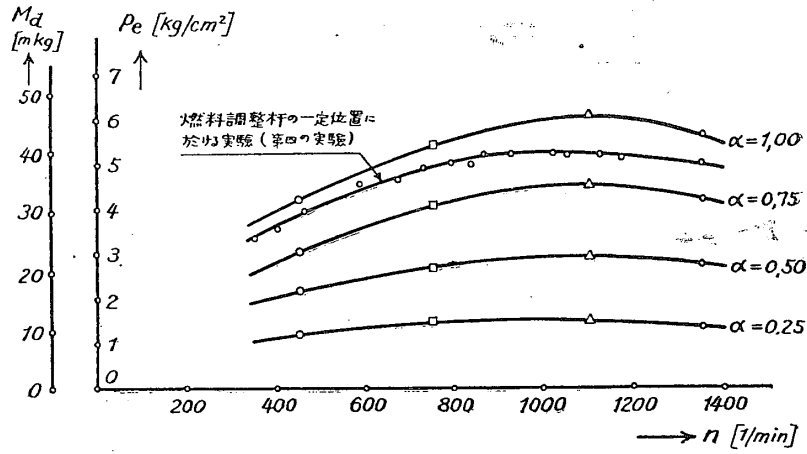


附圖 4

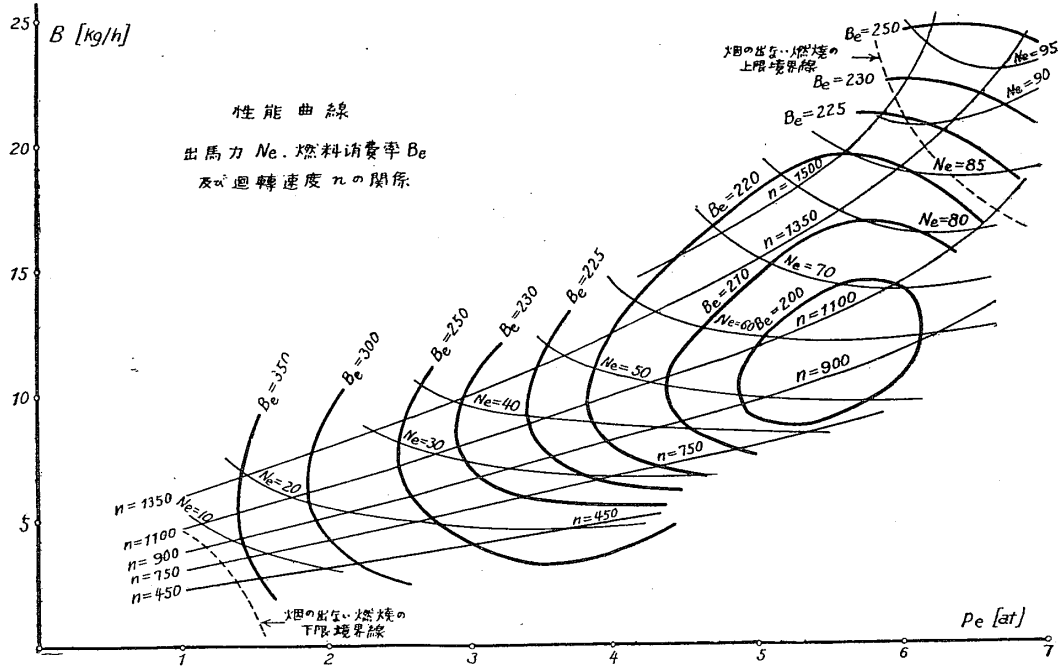


附圖 5

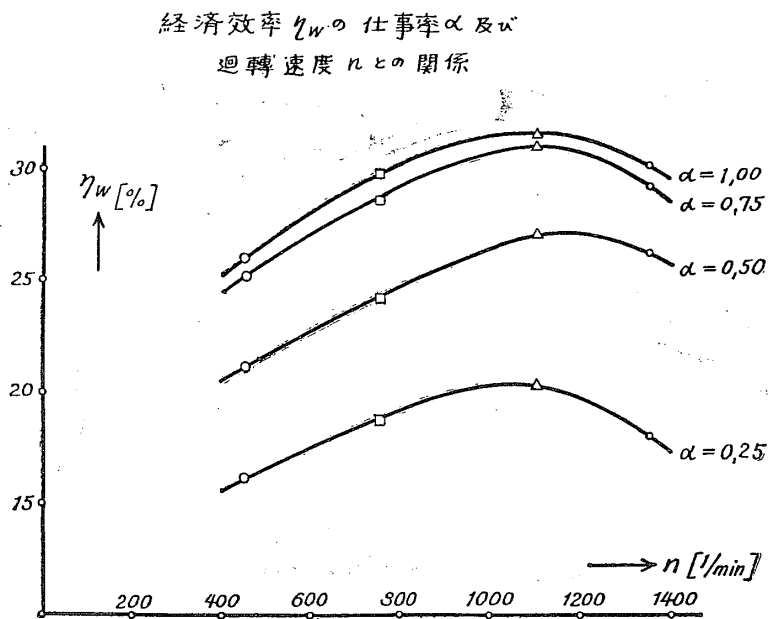
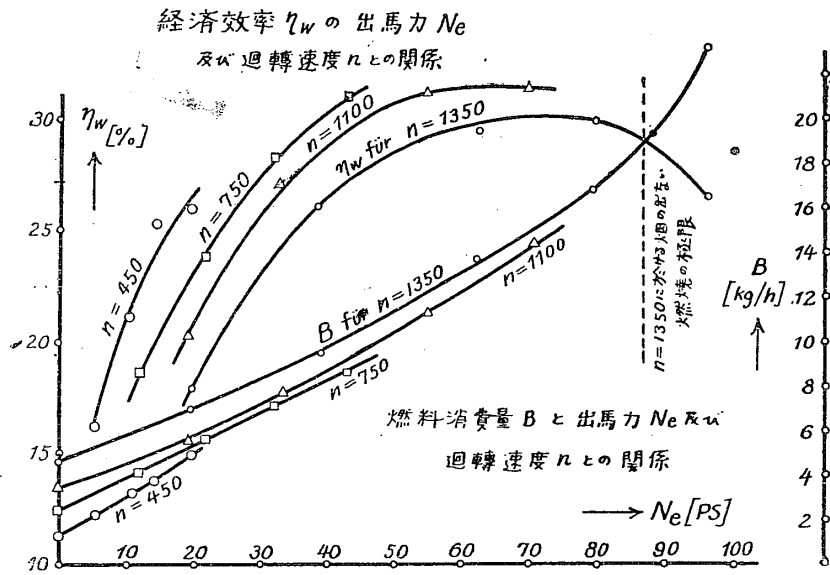
平均有効圧力 P_e 及び 廻轉 モーメントの
廻轉速度 n 及び 仕事率 α との 関係



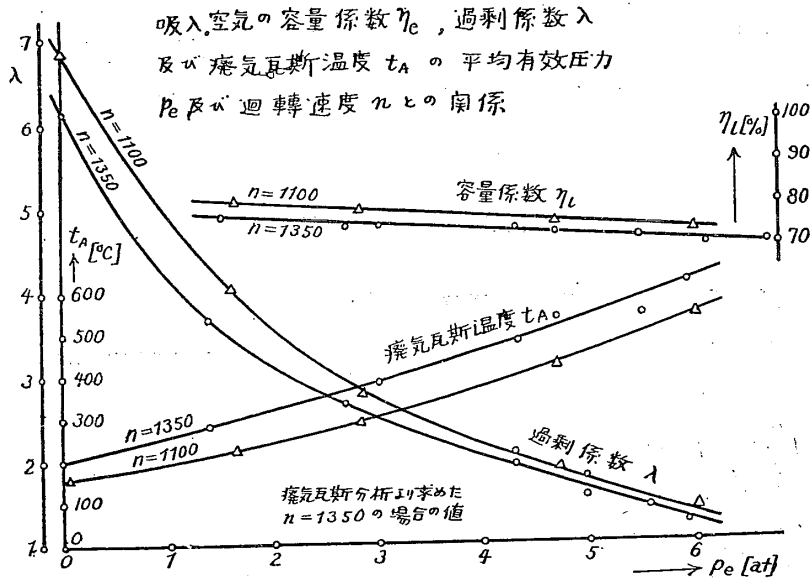
附圖 6



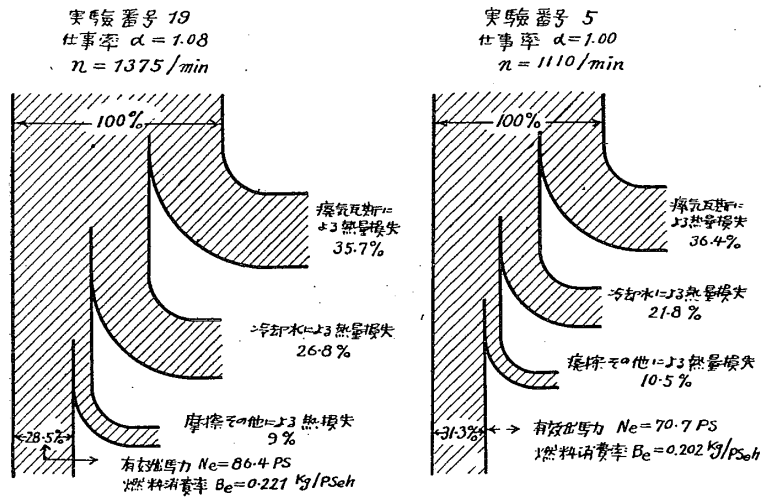
附圖 8



附圖 7



熱量分配



附圖 9

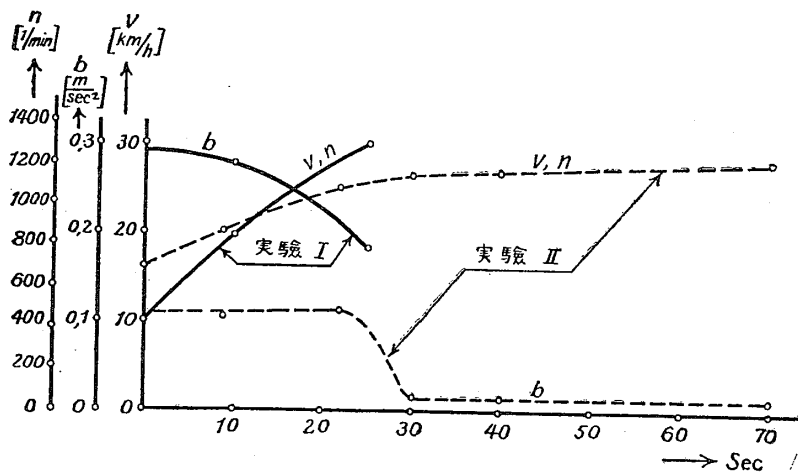
實地運轉

用ひたる發動機は氣筒の内徑 $d=130$ mm, 行程 $s=170$ mm 四氣筒で廻轉速度 $n=1400$ 1/min に於て公稱馬力 $N_e=70$ Ps_e を出す。5 噸積の空氣タイヤのホルマク荷物自動車に積み實驗當時の自動車の全重量は 10.2 噸であつた。

加速度運動の可能性

實驗 I 平坦なる道路上に於て

實驗 II 約 2% の緩な上り勾配の軟にされた道路に於て



附圖 10

v = 車の速度 km/h

b = 車の加速度 m/sec²

n = 發動機の廻轉速度 1/min