

農用機関における運転条件と筒温特性について

中 馬 豊

Influences of Regulating Operations on the Temperature Characteristics of Farm Engine Cylinder.

Yutaka CHUMA

(Laboratory of Agricultural Machinery)

I 前 言

農用発動機運転技能の適否は、その過半を筒温制御の如何に帰せられる。いま筒温過昇の弊をあげれば、(1) 気筒潤滑の不適正による摩耗促進、(2) 燃焼ガス漏洩による出力の低下、(3) 吸入効率の低下、(4) オイルの劣化促進、炭煤堆積、(5) 異状燃焼（ノッキング）の促進、(6) 材質の疲労損耗等、いずれも機関の寿命および性能を大きく左右する。

ことに、空冷高速機関が農用原動機として広く普及するにあたり、これらの問題はいよいよ重要な考慮事項となつてくる。

著者はここに、空冷高速機関の運転条件による筒温変化の実態を究明し、併せて、水冷中速並びに低速機関の筒温特性との比較検討を行つた。適正運転による筒温制御への指標を得ようとするものである。

II 気筒温度に關与する諸因子

まず気筒内の燃焼ガスから気筒壁への熱伝達に關しては、テイラーが一次元解析により次式を導いている。

$$H = K \Delta T C_P (\gamma l)^n \left(\frac{D}{\nu g} \right)^{n-1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

H : 単位時間に単位面積の気筒壁から放散する熱量 [K cal/m²hr]

K : 常数

$$\Delta T: \quad \Delta T = T_g - T_w = \psi (T_a, \epsilon, S, A) \quad \dots\dots\dots (2)$$

T_g : 平均瓦斯温度 °C. T_w : 平均気筒温度 °C.

T_a : 大気温度 °C. ϵ : 圧縮比. S : 発火角度.

A : 混合比

C_P : 燃焼ガスの平均比熱 [K cal/kg °C]

γ : 燃焼ガスの平均密度 [kg/m³]

l : 平均ピストン速度 $l = 2 LN$ L : 衝程 N : クランク軸回転数

ν : 燃焼ガスの粘性係数 [kg s/m²] D : 気筒径 (m)

(1) 式より気筒内壁の熱伝達率 α_i は

$$\alpha_i = K C_P (\gamma l)^n \left(\frac{D}{\nu g} \right)^{n-1} \quad \dots\dots\dots (3)$$

つぎに T_w なる気筒壁から冷却流体への伝熱は、ニュートンの冷却法則によつて

$$T_w - T_a = H/U \quad \dots\dots\dots (4)$$

T_a : 冷却流体温度 [°C]

U : シリンダーの基礎面における熱伝達率 [Kcal/m²hr °C]

(4) 式の U はまた次の函数形で表わされる.

$$U = f(\alpha, R) \quad \dots\dots\dots (5)$$

R : 冷却フィン, 気筒冷却装備状況により定まる常数

α : 冷却フィン表面の熱伝達率 [Kcal/m²hr °C]

またシリンダ外の強制流動に対する気筒の冷却に関しては, α はレイノルズ数の函数であらわされる.

$$\alpha = C' \frac{\lambda}{D} \left(\frac{\rho v D}{\mu} \right)^n \quad \dots\dots\dots (6)$$

C' : 定数, v : 空気流速 [m/sec], λ : 冷却空気の熱伝達率 [Kcal/m²hr °C], ρ : 冷却空気密度 [kg s²/m⁴], μ : 冷却空気の粘性係数 [kg s/m²]

なお地上において λ 及び μ は冷却空気温度のみで定まり, その変化は少いから除外し, 一定型式の発動機では (D, R が定まるから)

$$U = C(\rho v)^m \quad \dots\dots\dots (7)$$

(1) (2) (4) および (7) から

$$\frac{T_w - T_a}{T_g - T_w} = \frac{K C_R (\gamma l)^n D^{n-1}}{C(\rho v)^m (\nu g)^{n-1}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

低速回転以外では C_R, ν の変化を僅少とみなすと

$$\frac{T_w - T_a}{T_g - T_w} = K' \frac{(\gamma N)^n}{(\rho v)^m} \quad \dots\dots\dots (9)$$

すなわち, 気筒温度は一般に次の函数形で表わされる.

$$T_w = \psi(\gamma, N, \rho, v, T_a, \epsilon, S, A) + T_a \quad \dots\dots\dots (10)$$

このうち, (2) (3) 式の因子は運転条件の影響をうけ, (5) 式の因子は外方冷却条件によつて変化するものである. さきに外方冷却条件と筒温について発表したが¹⁾, 本稿においては“運転条件に応ずる筒温変化”について報告する.

III 実験機関および測定方法

(1) 実験機関

Table 1. Details of engines

	Air-Cooled high speed, Meiki-NE 23 type	Water-cooled medium speed, Akitsu	Water-cooled low speed, Shibata
Maximum H. P	2.5 Hp, 1700 <i>r.p.m.</i>		
Nominal H. P	2.0 Hp, 1500 <i>r.p.m.</i>	3.0 Hp, 900 <i>r.p.m.</i>	2.0 Hp, 700 <i>r.p.m.</i>
Bore × Stroke	57 × 58 mm	90 × 105	85 × 105
Stroke volume	148 cc	667.6 cc	585.5 cc
Compression ratio	4.2	4.5	4.0
Spark plug	A.C.K. B 34 14 mm	N.G.K. GA-30 1/2"	N.G.K. GB-20A 20 mm
Point clearance	0.3 mm	0.8 mm	0.5 mm
Ignition	25° B.T.D.C.	10° B.T.D.C.	30° B.T.D.C.

(2) 使用燃料脂油. 主燃料: スタンダードバキューム白灯油 (反応: 中性, 引火点: 30°C 以上, 95% 溜出温度: 280°C 以下). 潤滑油: 同上モビール 30 番 (反応: 中性, 引火点: 185°C 以上, 粘度: $50^{\circ}\text{C}-280\pm 20, 100^{\circ}\text{C}-50$ 以上)

(3) 筒温測定 熱電堆測温計²⁾ (鉄コンスタンタン 0.8ϕ) による.

(4) 負荷装置 入力-出力特性の明らかな直流発電機 ($1,500\text{ r.p.m. } 100\text{ V. } 30\text{ A}$) を用い, 負荷抵抗としてニクロム線, 電灯を併用, 吸入空気量測定はガソメーター³⁾による.

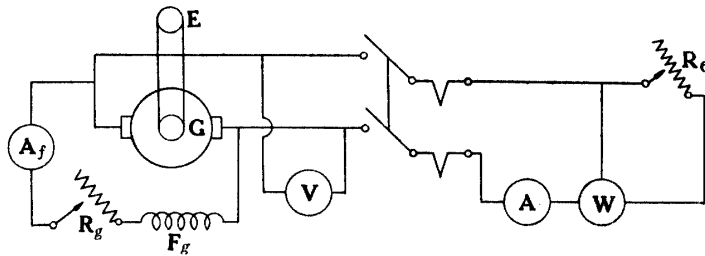


Fig. 1. (1) Measuring apparatus for engine horse power.

E: Farm engine G: D. C. Generator Rg: Field reostat
Re: Load resistance Fg: Field coil A: Current meter
V: Volt meter W: Watt meter.

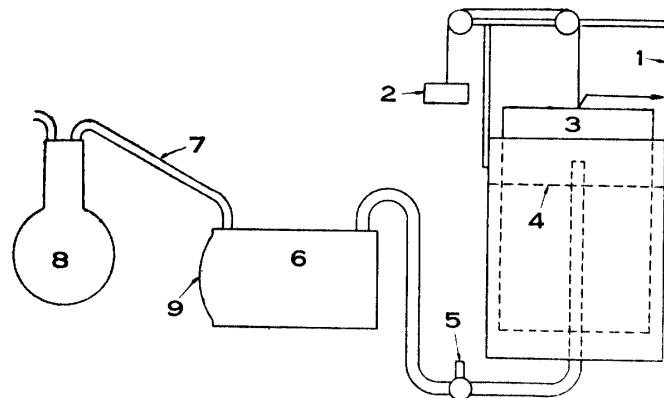


Fig. 1. (2) Apparatus for measuring the amount of inlet-air.

1: Scale reading 2: Balance weights 3: Gasometer
4: Water level 5: Two-way cock 6: Expansion tank
7: Feed pipe 8: Engine 9: Rubber sheet

(5) 測温位置. 気筒上の測温位置を第2図に示す.

IV 実験結果並びに考察

(1) クランク軸回転数による筒温変化 第3図は空冷高速機関につき諸調整および混合比を標準一定とし, クランク軸回転数の変化 ($1,700, 1,500, 1,300\text{ r.p.m.}$) に伴う筒温変化を極座標で示したものである. 温度を軸方向にとり, 測温点は気筒上の位置に従つて円周上に配置した (第2図参照). 室温は 22°C , 負荷は 1.5 HP に一定とした.

図によれば回転数の増加に応じて各部温度は上昇し, 温度分布状態は相似的である. すなわち, 混合比一定なれば回転数につれて平均気筒温度はほぼ直線的に上昇する. この実験は各回転毎に部分負荷の値が異なり ($1,300\text{ r.p.m.}$ では全負荷, $1,500\text{ r.p.m.}$ で $3/4$ 負荷, $1,700\text{ r.p.m.}$ で略 $2.4/4$ 負荷に相当する). 高回転数ほど低い部分負荷となつたに拘らず, 回転に応ずる温度差が明瞭に表われたもので, 回転毎に同一部分負荷をとればさらに著しい開きをみることは明らかである.

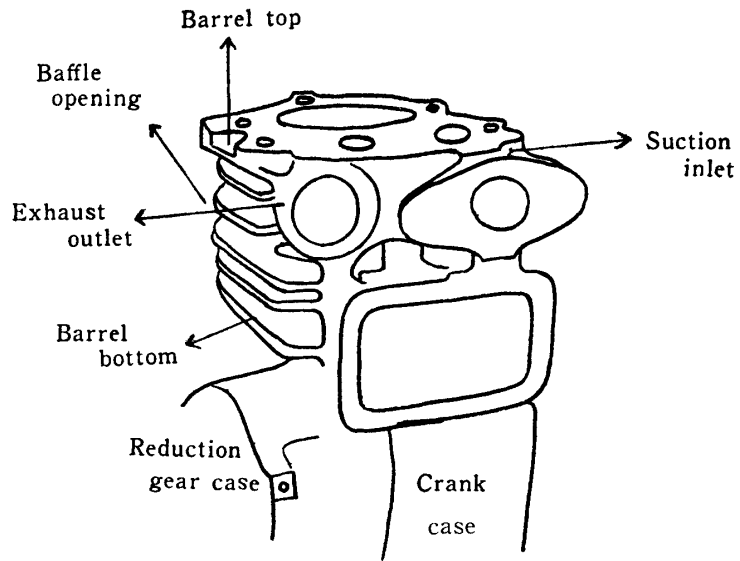


Fig. 2. General scheme showing the points of the cylinder wall inserted with thermo-couple.

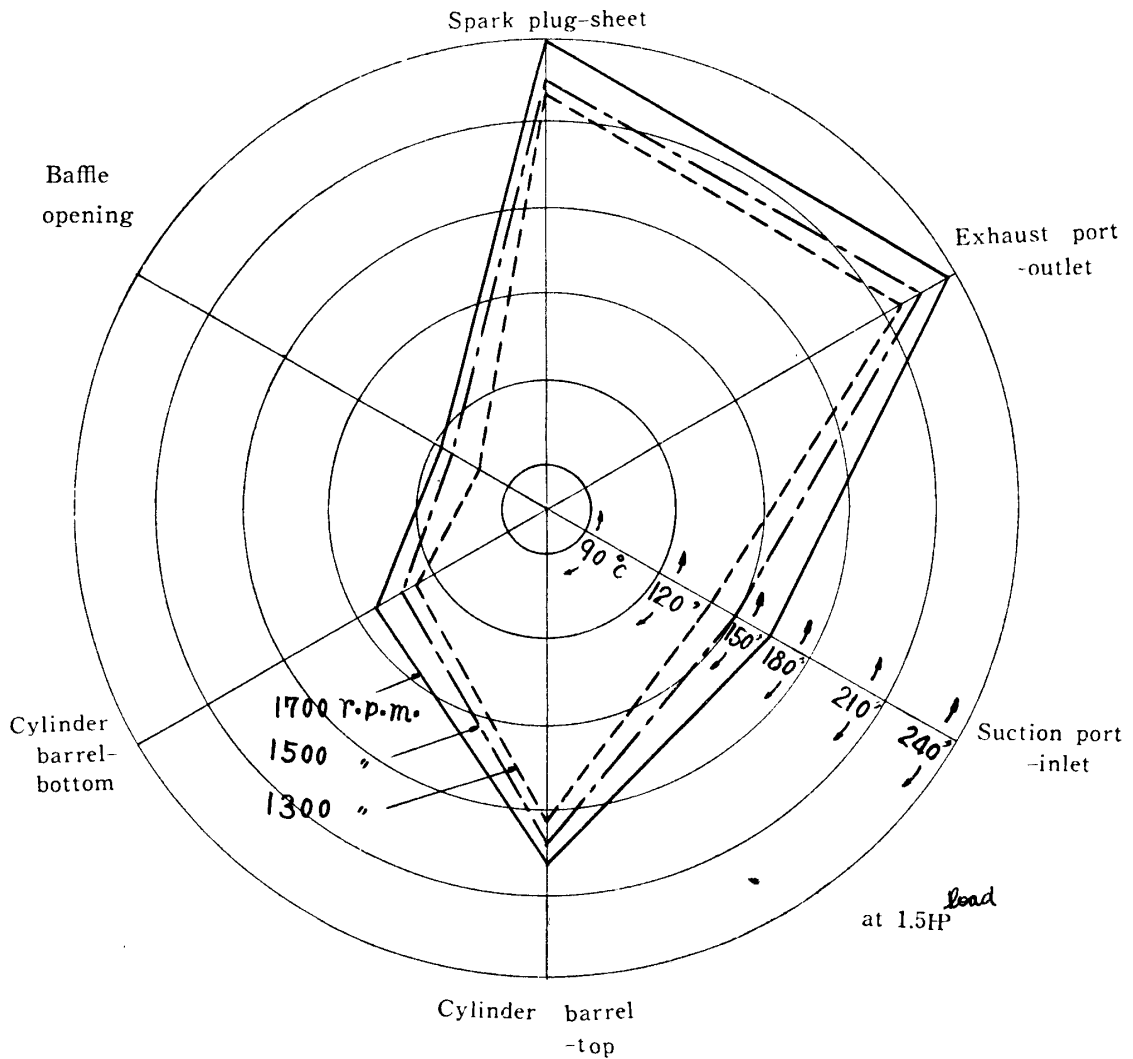


Fig. 3. Variation of cylinder temperature due to the increase of r. p. m. (Meiki NE-23 type engine)

(2) 負荷の増加による筒温変化 第4図は同じ機関につき、空燃比を標準一定とし、1,700 r.p.m. において負荷を 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 HP と漸増したときの筒温上昇を示す。室温 24~22°C.

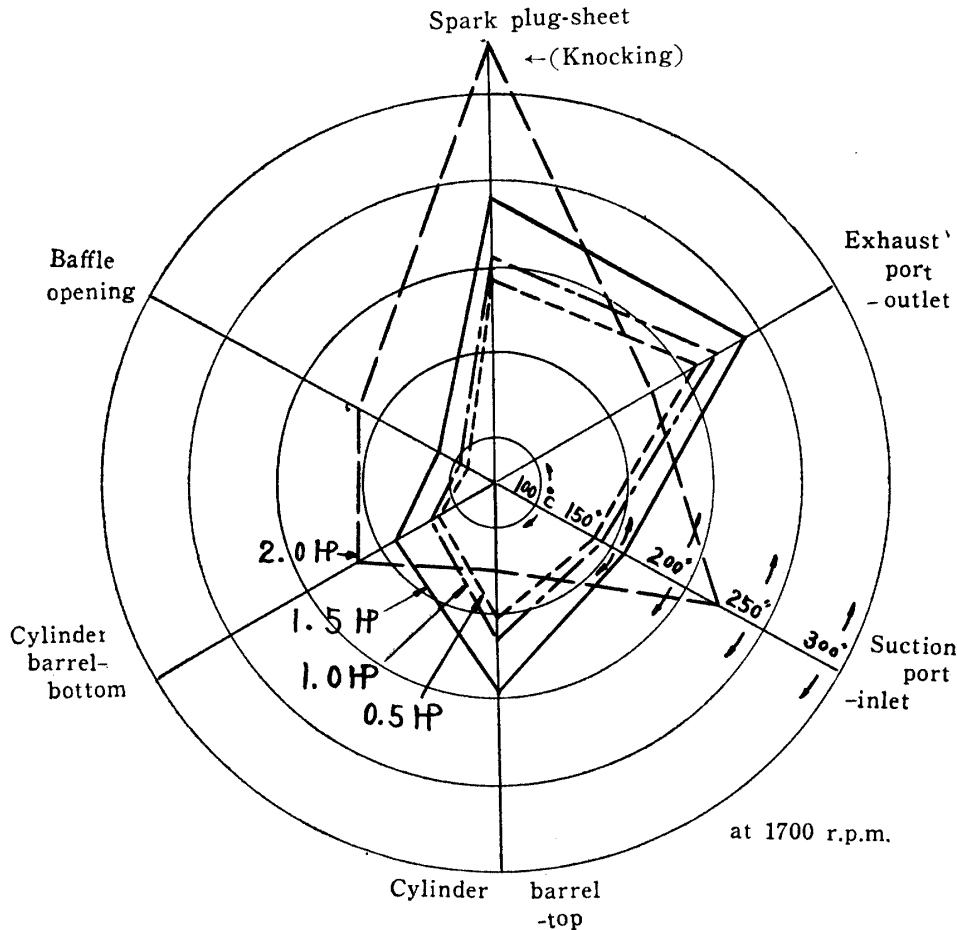


Fig. 4. Variation of cylinder temperature due to the increase of load. (Meiki NE-23 type engine)

すなわち負荷の増加に応じて各部の筒温は漸次上昇するが、重負荷側において筒温上昇率は大である。2.0 HP においては激しいノッキングを発生したため異常筒温分布を示し、排気ガス温と気筒胴の一部は急激に低下したが、他は急上昇を示した。このノッキングによる筒温上昇は後に詳述するが、すでに 260°C の限界を突破し、運転継続を不可能ならしめ、あるいはピストン破壊に至るまで昇温を継続する。

全般的に気筒の高温部分は、点火栓座、排気孔出口および気筒胴風下側の上端すなわち冷却風の淀み側にあたる。これら筒温分布が著しく偏在するに至れば、熱歪によるガス漏洩、部分過熱等を来し、諸種の不都合に導くことは論をまたない。

(3) 空燃比に伴う筒温変化 第5図は空冷高速機関につき、空燃比のみを変化させ、他の運転諸条件を一定に保つたときの温度変化である。図に明らかなように気筒温度は、全般的に燃料を薄くすると次第に上昇し、正規混合比の附近 (15 : 1) で最高となる。燃料割合をさらに薄くすると (空燃比の大なるほど) 気筒温度は次第に降下する。ただし、排気ガス温度の最高示度の点は正規混合比よりやややすい点にある。

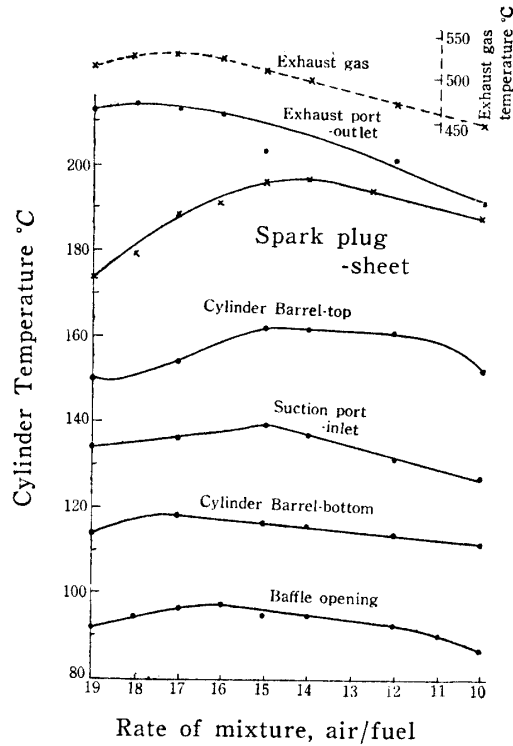


Fig. 5. Variation of cylinder temperature due to the rate of mixture.
Meiki engine 1500 r.p.m. 2/4 load, Ignition 25° B T.D.C.

(4) 許容最高筒温について 第2表は空冷高速機関につき運転中の許容最高筒温を知るため、各回転毎に最大負荷及び部分負荷をかけたときの筒温成績である。

Table 2. Variation of cylinder temperature due to the increase of r.p.m. and load (Meiki-NE 23 type)

Load	r.p.m.	H.p	Fuel Consumption gm/Hph	Spark plug-sheet	Exhaust gas	Exhaust hole-outlet	Suction hole-inlet	Barrel top	Barrel bottom	Baffle opening	Crank-case oil	Atm.	Degree of Knock
3/4	1,300	1.5	372	225	536	232	146	186	128	99	77	24	A-B
	1,500	2.0	432	249	567	250	170	215	147	121	79	26	
	1,700	2.3	399	268	571	255	173	255	157	122	89	24	
3/4	1,300	1.1	412	202	547	218	135	161	120	95	72	24	
	1,500	1.5	382	218	560	236	140	180	127	109	85	26	
	1,700	1.9	455	245	565	233	153	205	143	116	86	26	
3/4	1,300	0.8	573	178	526	210	130	151	111	87	70	24	
	1,500	1.0	465	180	545	224	131	157	115	89	75	25.6	
	1,700	1.3	502	194	563	235	149	186	128	108	77	27	
1/4	1,300	0.4	1,152	167	520	280	124	139	107	84	69	24.1	
	1,500	0.5	789	173	540	217	131	145	109	87	77	24.6	
	1,700	0.6	789	190	550	227	141	163	115	94	85	26.8	
0	1,300	0	—	159	510	205	119	129	101	82	69	24.5	
	1,500	0	—	165	524	221	120	146	103	82	72	25.0	
	1,700	0	—	175	425	220	134	154	114	90	75	26.7	

およそ機関の最高効率の点はノッキングの一步手前、あるいは軽微なノッキング開始の時期とされているが、農用機関はその使用特性上、重負荷連続性が要求されることが多いから、ノッキングの一步手前をとるのが安全と考えられる。

かかる点よりすれば、重負荷連続運轉に安全な最高筒温は、第2表における全負荷、3/4負荷の欄を考慮して第3表のようにきめられる。

Table 3. Cylinder temperature durable for the continuous heavy load (°C)

Spark plug-sheet	Exhaust port-outlet	Suction port-inlet	Barrel-top	Baffle opening	Barrel-bottom
245~249	233~250	153~170	205~215	116~121	143~147

Crank case oil 79~86°C, Atm. 26°C

なお第2表全負荷の欄より、点火栓座 268°C、排気孔出口 255°C、吸気孔入口 173°C、気筒胴風下側上端 255°C、冷却風出口 122°Cの値は、中程度のノッキング状態であるから実用的にはやや無理を伴い、極く短時間の使用にのみ耐えうる限界筒温と考へべきである。ただし、これらの筒温は機

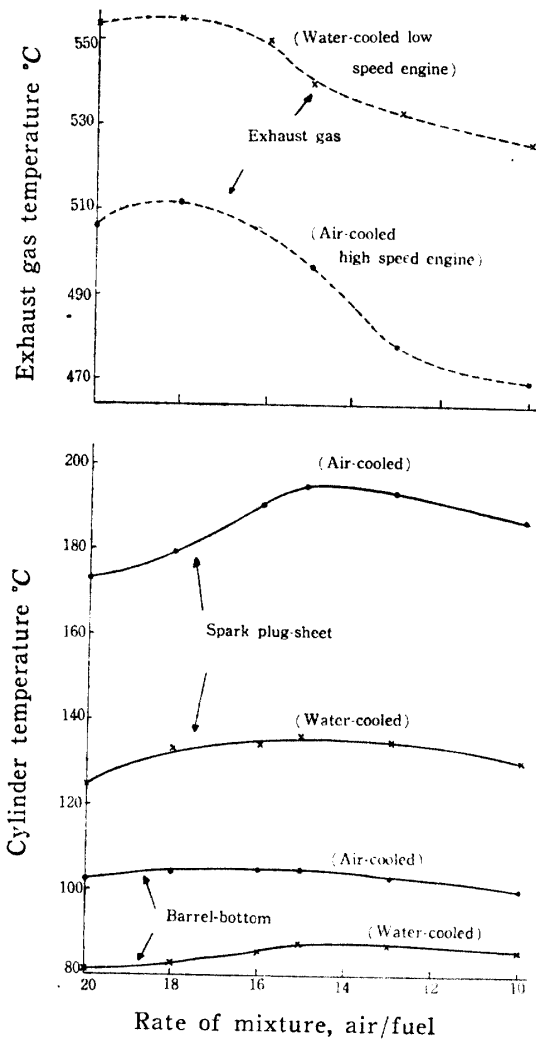


Fig. 6. Comparison on the variation of cylinder temperature at 1 B. HP between the air-cooled (Meiki) : 1500 r.p.m., and the water-cooled (Shibata) : 700 r.p.m., due to the rate of mixture.

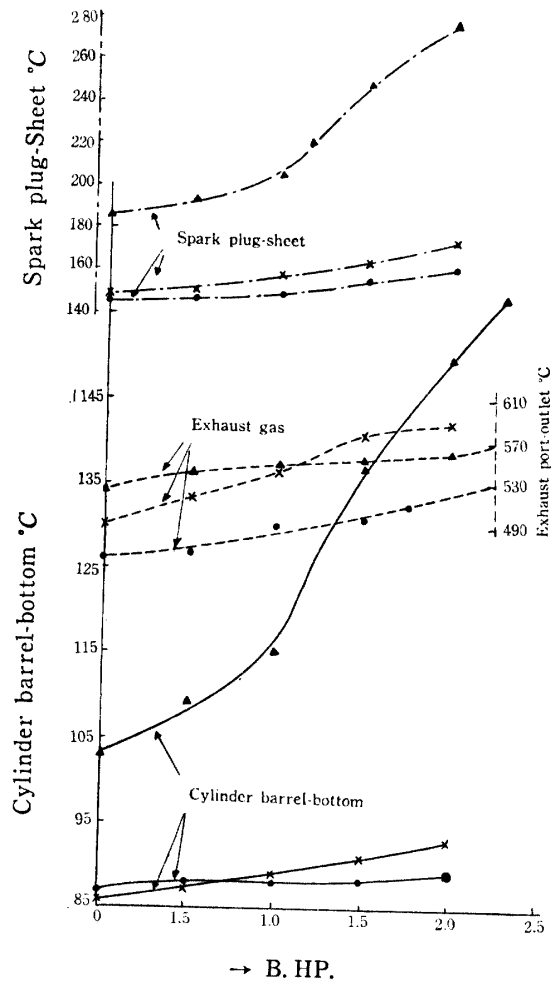


Fig. 7. Variation of cylinder temperature due to the increase of load on high, medium and low speed engines.

- ▲ : High speed (Meiki) 1,700 r.p.m.
- : Medium speed (Akitsu) 900 r.p.m.
- × : Low speed (Shibata) 700 r.p.m.

種、諸条件により多少の変動あるを免れない。たとえば同一指示出力の場合、気筒温度は外気温度の差の70~80%変化する⁴⁾。

(5) 空冷、水冷機関の筒温比較

i. 空燃比と筒温 空冷高速、水冷低速機関の各標準回転数(高速: 1,500 *r.p.m.* 低速 700 *r.p.m.*)について、空燃比に対する筒温変化の状況を示したものが第6図である(いずれも 2/4 部分負荷の 1 B.H.P., 室温 27°C の成績である)。

空燃比に対する筒温変化の傾向は空水冷ともに同様であるが、最大の温度差は点火栓座で 56°C, 最少は気筒胴下部の 19.4°C であつた。排気ガスは水冷が高温を示した。

ii. 負荷と筒温 第7図は高速、中速、低速機関の標準回転数(高速: 1,700 *r.p.m.*, 中速: 900 ", 低速: 700 ")において、負荷の変化に伴う筒温比較である。

針弁開度は終始一定、全負荷時の燃費率は高速: 369 *gr/IP h*, 中速: 358 ", 低速: 416 " で、低速機関はやや過濃の憾みがあつた。

一般に農業用機関は、使用条件によつて負荷の変動が甚しく、固定針弁位置において全負荷から低負荷間の急激な変動をも生じ易く、この間における運転性能、就中、筒温特性の良好なことが望ましい。

第7図によれば、空冷高速機関は点火栓座、気筒胴共に負荷の増加に伴つて急上昇を示し、しかも高負荷側ではその差が大となる。これは空冷高速機関における筒温特性の苛酷さ、換言すれば運転取扱の困難さを示すものである。

同じく水冷式に属する中速機関と低速機関を比較するに中速がむしろ低温を示している。本来は中速機関が高温になるものと思われるが、上述の理由は、加えた負荷が供試低速機関に対しては全負荷であるが、中速機関にとっては 2.7/4 部分負荷にすぎないためである(供試中速機関の全負荷は 3 BHP)。

従つて第7図より、両者を同じ部分負荷の値について比較すれば、極めて接近した筒温曲線をえられる。このことは反面、当該中速機関の優れた冷却性能を示すものとみることが出来る。

iii. 回転数と筒温変化 第8図は一定負荷(2 BHP)において、高速、中速、低速機関の回転数変化に伴う筒温を比較したものである。前項と同様中速機関についてはやや軽易な条件である。

図によれば回転数についても前項とほぼ同様のことが認められる。ただし高速機関について

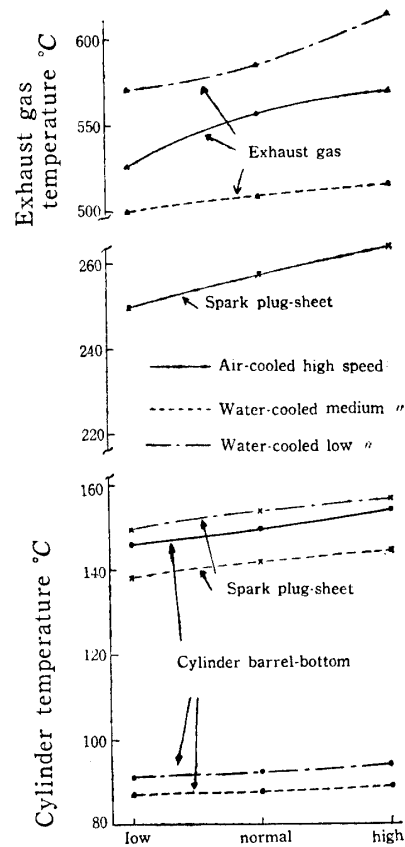


Fig. 8. Variation of cylinder temperature due to the increase of *r.p.m.* at the full load on high, medium and low speed engines. The supplied *r.p.m.* are shown in the following table.

<i>r. p. m.</i>	low	normal	high
high speed engine	1,300	1,500	1,700
medium speed engine	800	900	1,050
low speed engine	650	700	800

も、回転数の増加に伴う筒温上昇は負荷の影響に比すれば僅少である。

(6) ノッキングと危険筒温 許容範囲内の筒温については既述した。本項では、運轉取扱上留意すべき危険筒温について論ずる。

気筒内の異状高温は異状燃焼(ノッキング、プリイグニション)の誘因となるが、ノッキング発生はさらに筒温の急上昇、排気ガス温の急低下、燃費増加を伴う。ここに最低危険筒温の目安としては、急激な継続的昇温を伴うノッキングの発生瞬間を抑えることにした。厳密にはノッキングの発生は、気筒内指圧線図によらなければならないが、小型単筒機関においては明瞭な叩音によつて識別するので、筒温の急昇および排気温の急降等を併せ考え、マクロ的に抑える方法をとつた。

i. 第4表は、ガス濃度の稀薄化を動機として発生したノッキング時の筒温である。

Table 4. "Knocking" induced by door mixture. (Meike) Atm 31°C

	r.p.m. B.H.P.	Degree of "knock"	Needle valve opening	Fuel Consumption gm/Hp.h.	Spark plug -sheet	Exhaust gas	Exhaust port- outlet	Suction port- inlet	Barrel -top	Baffle opening	Crank case- oil
Before "Knocking"	1,490 1.4	—	378°	422	210	550	249	152	150	96	82
Midst of "Knocking"	1,350 1.4~	B	360°	509	219	538	246	169	161	110	93
Variation	0	—	-18°	+87	+9	-12	-3	+17	+11	+14	+11

すなわち、クランク軸回転数は 1,490→1,350 と急低下し、燃費率は本来ならば増加すべき所、ここでは針弁を絞つたため減少した。

点火栓座は 210°C→219°C と上昇、排気ガスは 550°C→538°C と低下した。

由来、空冷機関の気筒温度は代表的に点火栓座で計測され、最高 240°C~250°C、稀には 280°C と規格するむきもあるが⁵⁾、この試験の結果、条件によつては最高温以内の 210~219°C ですでにノッキング状態に入りうることは注目すべきである。

潤滑油も短時間内に急激な昇温をみせ、93°C に達したがなお上昇を継続する。オイルの適温は 80°C 前後とされ、95°C 以上では老化が促進されて⁴⁾不適当であるが、すでにこの限界の直前にまで達している。

ii. 第5表は負荷の増加によるノック時の筒温であり、点火栓座、排気ガスの変化が著しい。

i 項と比較すれば負荷増加によるノッキングの方が激しい様相を呈した。実際の運轉操作面において、このことは一般的傾向と考えられる。

Table 5. "Knocking" induced by increase of load, (Meiki) Atm. 35°C

	r.p.m. B.H.P.	Degree of "knock"	Needle valve opening	Fuel Consumption gm/Hp.h.	Spark plug -sheet	Exhaust gas	Exhaust port- outlet	Suction port- inlet	Barrel -top	Baffle opening	Crank case- oil
Before "Knocking"	1,300 0.94	—	315°	393	256	540	238	144	185	135	85
Midst of "Knocking"	1,300 1.5	B	315°	493	286	520	218	157	189	140	93+α
Variation	+0.56	—	—	+100	+30	-20	-20	+13	+4	+5	+8+α

iii. 第6表は試験期間を通じて、空冷高速機関におけるノック時の筒温測定値数例を示す。

Table 6. Several examples of "Knocking" observed through a cylinder temperature ($^{\circ}\text{C}$) on Air-cooled engine (Meiki)

No.	Degree of "knocking"	r.p.m. B.H.P.	Fuel Consumption $\text{gm}/\text{H p.h.}$	Spark plug- sheet	Exhaust gas	Exhaust port- outlet	Suction port- inlet	Barrel -top	Barrel bottom	Baffle openig	Atm temp
1	D*	$\frac{1,700}{2}$	420	268 $^{\circ}\text{C}$	576	250	171	224	166	127	26
2	D	$\frac{1,500}{2}$	432	249	567	251	152	215	157	121	27.6
3	D	$\frac{1,300}{2}$	339	251	529	269	196	254	178	116	30.0
4	C	$\frac{1,700}{2.3}$	399	264	571	255	173	255	159	112	25.9
5	B.C	$\frac{1,250}{2}$	516	280	567	221	124	215	147	121	25.7

* Degree of "Knocking" is denoted by the letters, A. B. C. D. E and F. A is the weakest and F is the strongest.

第7表は同じく水冷低速機関における測定値である。

Table 7. Several examples of "Knocking" observed through a cylinder temperature ($^{\circ}\text{C}$) on Water-cooled engine (Shibata)

No.	Degree of "Knocking"	r. p. m.	B.H.P.	Fuel consumption $\text{gm}/\text{H p.h.}$	Spark plug -sheet	Exhaust gas	Atm. temp.
1	C. D	700	1.46	513	147 $^{\circ}\text{C}$	570 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$
2	E	700	1.50	455	139	570	28
3	E. F	700	2.0	396	154	588	25
4	E. F	650	1.65	323	150	573	25
5	C	800	1.9	455	150	615	24

iv. およそノッキング開始時の筒温は、燃料、発動機型式、出力、気筒容積、運転条件によつて異なるが、以上のべた成績より第8表をうる。すなわち、ノッキング突入時（突入を確認したときで、この後も昇温を継続する）の点火栓座温度は、第4表のように219 $^{\circ}\text{C}$ のこともあれば、第5表のように286 $^{\circ}\text{C}$ のこともあり、大なる開きを示すが、これは取扱上示唆する所が極めて大きい。

Table 8. The highest and lowest cylinder temperature ($^{\circ}\text{C}$) bringing about "Knocking"

Class	Cooling type	Spark plug- sheet	Exhaust gas	Exhaust port- output	Suction port- inlet	Barrel -top	Barrel -bottom	Baffle Opening	Atm. temp.
Highest	Air cooled	286	571	269	196	255	178	140	35
	Water cooled	154	615	—	—	—	—	—	31
Lowest	Air cooled	219	520	218	152	161	136	110	31
	Water cooled	139	570	—	—	—	—	—	31

気筒筒の高温限界値は、ピストン摺動部の潤滑を円滑ならしめるため170 $^{\circ}\text{C}$ と称せられているが、第8表では178 $^{\circ}\text{C}$ に達した。

また著者は同一条件下で実測中、筒温のみ 1°C 上昇したとき、ノッキング状態に突入するのを度々経験したが、その境界温度の明確さには一驚を吃した次第である。

V 摘 要

筒温因子により命数、性能を大きく左右される空冷高速機関につき、運轉条件に伴う筒温特性を検討し、次の結果を得た。

- (1) 混合比一定なれば筒温はクランク軸の回転数に応じてほぼ直線的に上昇する。
- (2) 筒温は負荷の増加に応じて上昇するが、筒温上昇率は重負荷側において大である。
- (3) 筒温の最高値は正規混合比附近にあり、排気ガスの最高値はやや過薄側にある。
- (4) 重負荷連続運轉に耐えうる筒温、短時間の使用にのみ許容される限界筒温を示した。
- (5) 空、水冷機関の筒温を比較した。空燃比に対する傾向は類似し、正規混合比附近で最高となる。負荷の増加に伴う筒温上昇は空冷が大で、重負荷側においては温度差を増大する。
- (6) ノッキング発生時の筒温経過数例について検討した。

ガスの稀薄化によるノッキング発生は筒温 219°C (点火栓座)であつたに拘らず、負荷の増加によるノッキング突入は 286°C を示した。このように運轉条件によつて大差を生ずることは取扱上示唆する所が大きい。

通常運轉下において負荷の増加によるノッキングは特に激しい様相を呈し易い。

文 献

- 1) 中馬 豊：農業機械学会誌, 18(2), (1956).
- 2) 宮内鮎也：温度測定, (1949).
- 3) 熊谷清一郎, 酒井忠美：内燃機関測定法, (1953). 真島正市, 磯部孝：計測法概論下巻 (1950).
- 4) 陸用内燃機関協会：陸用内燃機関 第61号, 37 (1949).
- 5) 日本機械学会：機械工学便覧, 第14編, 45 (昭和26年版).

R é s u m é

The relation between the variation of cylinder temperature and that of regulating operations on the air cooled farm engine whose durability and faculty are much influenced by the temperature of cylinder, is studied.

The results obtained are summarized as follows:

(1) The degree of average cylinder temperature rises with the increase of r.p.m. so far as the constant rate of mixture is concerned (Fig. 3).

(2) The degree of cylinder temperature rises with the increase of burdened load, and the degree of rising per unit is greater on the side of heavy load (Fig. 4).

(3) The maximum temperature of cylinder wall and exhaust gas lies on the normal ratio of mixture and on the slightly poor ratio, respectively (Fig. 5).

(4) Both the degree of cylinder temperature permitted for the heavy and continuous burdened load, and the highest critical temperature endurable only for the temporal use because of its severity, are stated (Table 3, etc.).

(5) The variation of cylinder temperature was compared between the air-cooled and the water cooled engine due to the rate of mixture, the load and r.p.m. (Fig. 6, 7, 8).

(6) The temperature of the air-cooled cylinder rises higher than the water-cooled one with the increase of load and r.p. m., especially on the side of heavy load (Fig. 7, 8).

(7) "Knocking" induced by poor mixture and the increase of load is stated (Table 4, 5).

(8) Several examples of "knocking" observed through a cylinder temperature on air-cooled and water-cooled engines are listed (Table 6, 7).

(9) It should be noted that the starting degree of cylinder temperature accompanied with "knocking" recorded as much difference as 76°C, from 219°C to 286°C, due to the variation of regulating operation (Table 8).

The heavy load brings about more violent "knocking" than the poor ratio of mixture.