小型 舶用디이젤機関의 回転速度에 따른 메인베아링의 荷重變動에 관한 研究

高長權 , 金貴植 , 許鍾哲

A Study on the Variation of Main Bearing Load by Rotation Speed in Small Marine Diesel Engine (on the Rape Seed Oil)

Ko Jang-kwan, Kim Gui-sik, Huh Jong-chul

Summary

The purpose of this paper is to analyze the variation of main bearing load in a marine diesel engine used rape seed oil and diesel fuel oil as the fuel oil, which is carried out the effects of gas pressure in the cylinder, inertia force and rotative speed of the engine on the main bearing loads of the crankshaft in one cylinder marine diesel engine.

The load on the main bearing is calculated by the gas pressure in the cylinder and inetia force with crank angle.

The results of this paper were as follows;

1. The maximum main bearing load is obtained at when the combustion is exploded, it is largely in low rotative speed of the engine and rape seed oil is larger than diesel fuel oil.
2. The main bearing load is larger rape seed oil in compression stroke than diesel fuel oil and diesel fuel oil in expansion stroke than rape seed oil.
3. The effect of inertia force to gas pressure in the cylinder enlarges when the rotative speed of engine is increased.

序　　論

1973年 석유파동이래 全世界的으로 에너지수급대책이 문제시되고 있으며, 1990年代에는 需要가 공급을 앞서게 될 것으로 展望하고 있다. 따라서 에너지절약 및 石油 이외의 에너지개발 즉, 대체에너지개발이 다방면에 걸쳐 研究되고 있다.

多量의 석유소비매체인 壓縮點火式內燃機關의 代替燃料로서 여러가지 動植物性油가 研究되고 있으며 (Robert and K.S. Varde, 1981 ; 竹田, 1979) 필자들 중의 一人은 代替燃料로서 菜種油을 선택하여 디이젤機關燃料油로서의 性狀分析 및 運轉性能을 검토하여 燃料油로서의 使用可能性을 제시한 바 있으며 (*Ko and Jeon*, 1981) 계속 연구중에 있다. 菜種油가 燃料油로서 使用可能性을 보임에따라 이를 燃料로한 機關의 性能 및 效率을 향상시키기위해 壓縮點火式內燃機關의 設計도 菜種油의 特性에 맞춰서 改良되어야 할 것이다.

本研究는 代替燃料를 사용한 壓縮點火式內燃機關의 改良 혹은 設計의 기초단계로서, 菜種油

와 디이젤油의 사용시의 機關의 메인베아링荷重을 조사하였다. 이 二種의 연료사용시 單氣筒小—型 舶用디이젤機關의 全回轉速度에 걸쳐서 慣性力과 실린더內의 壓力이 크랭크角위치에 따라 메인베아링에 어떤 荷重變動을 일으키게 하는가를 硏究하였다.

本硏究를 위해서 對外秘인 機關設計資料를 제공해 주신 中央機械工業社에 감사드린다.

理論解析

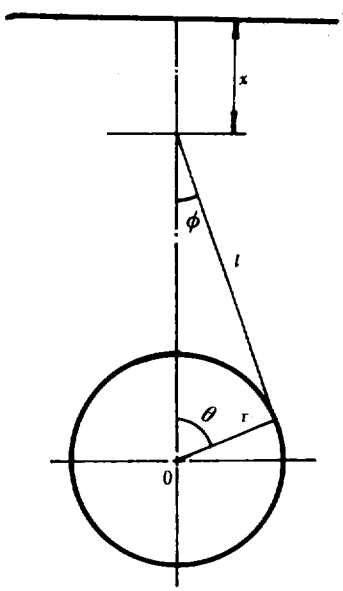

Fig.1. Relation of piston to crank.

피스톤—크랭크機構에서 피스톤變位는 Fig.1에서

$$x = r(1-\cos\theta) + l(1-\cos\phi)$$
$$= r[(1-\cos\theta+\frac{1}{\lambda}(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta})]$$

$\cos\phi$을 이항정리에 의한 급수로 展開하고 λ^3 이하를 무시하여 정리하면,

$$x = r[(1-\cos\theta) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\theta)] \cdots (1)$$

피스톤速度는

$$u = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$
$$= r\,w(\sin\theta + \frac{\lambda}{2}\sin 2\theta) \cdots\cdots (2)$$

피스톤가속도는

$$a = \frac{du}{dt} = \frac{du}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$
$$= r\,w^2(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \cdots\cdots (3)$$

單氣筒 往復機關의 慣性力은 回轉質量에 의한 慣性力과 往復質量에 의한 慣性力으로 고려되고, 回轉質量에 의한 慣性力은 平衡重錘로서 平衡시키며, 往復質量에 의한 慣性力은 平衡裝置의 복잡성때문에 고려하지 않으므로 往復質量에 의한 慣性力이 발생한다. 그리고 往復質量은 피스톤質量(m_p)과 커넥팅로드의 $\frac{1}{3}$質量(m_1)의 合計質量이다.(全, 1979)

$$F = (m_p + m_1)\,a$$
$$= m w^2 r(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \cdots\cdots (4)$$

실린더內의 가스壓力을 P_g라 하면 피스톤을 軸方向으로 미는힘(P)은

$$P = (P_g \times A) - F \cdots\cdots (5)$$

이로부터 커넥팅로드에 걸리는 힘(P')은 Fig. 2에서와 같이

$$P' = \frac{P}{\cos\phi} \cdots\cdots (6)$$

크랭크에 걸리는 힘(P_r)은

$$P_r = P'\cos(\theta+\phi)$$
$$= \frac{P}{\cos\phi}(\cos\theta\cos\phi - \sin\theta\sin\phi)$$
$$= P(\cos\theta - \frac{\sin\theta\sin\phi}{\cos\phi})$$
$$= P(\cos\theta - \frac{\sin^2\theta}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2}-\sin^2\theta}}) \cdots\cdots (7)$$

메인베아링荷重은 Fig.3에서

$$R=\frac{P_r}{2}$$

$$=\frac{P}{2}\left(\cos\theta-\frac{\sin^2\theta}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2}-\sin^2\theta}}\right) \cdots\cdots\cdots (8)$$

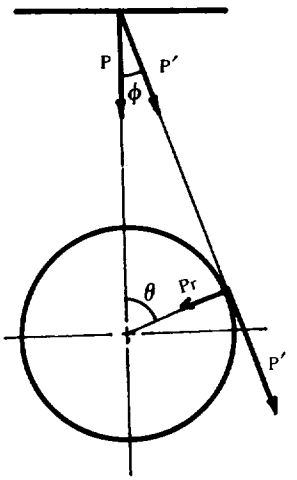

Fig.2. Resolution of forces.

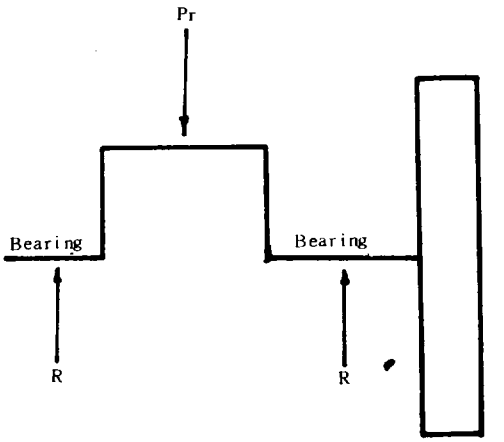

Fig.3. Forces on crank shaft.

實驗裝置 및 方法

本實驗裝置는 Fig.4와 같다. 使用機關은 中央機械工業社의 JAM-10 機關이며 그 제원은 Table 1과 같다.

Table 1. Principal dimensions of test engine.

Name	Symbol	Dimension
Engine type		4 stroke cycle diesel engine
Compression ratio		18.2
Cylinder diameter	d	95.0 mm
Max. r.p.m		1800 *rpm*
Length of main bearing		157.0 mm
Reciprocating mass	m	1.6 *kg*/9.8
Length of connecting rod	l	200 mm
Crank half diameter	r	52.5 mm
Cylinder		1 cylinder

실린더內壓力의 측정은 실린더헤드에 스트레인게이지式 인디케이터 (M_p-100)을 設置하고 增幅器 (*WSM-100M*)을 거쳐 오실로스코프 (*KIKUSUI* 5520)와 오실로그래프(*RMV* 500 *KYOWA*)에서 기록하도록 하며 크랭크回轉角은 플라이휘일에 마그네트를 設置하여 촬취하였고, 回轉速度는 電磁式回轉計와 機械式回轉計를 併用하여 측정하고 負荷로서 30 A容量의 可變

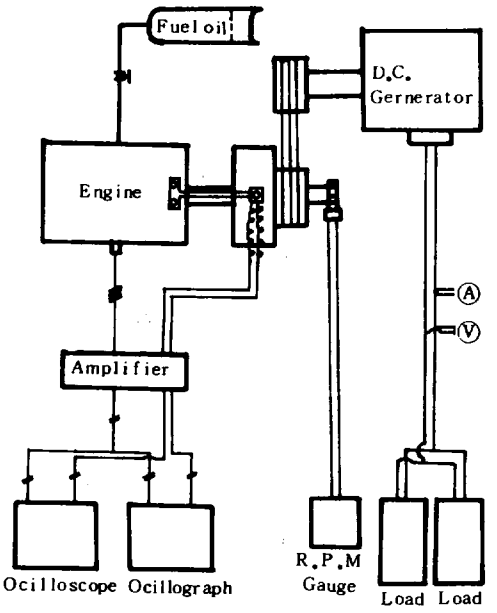

Fig.4. Experimental apparatus.

抵抗器 2台를 병렬연결하였다.

위의 實驗裝置로서 Table 2의 性狀을 가진 디이젤油와 菜種油를 燃料로하여 機關回轉數를 각각 1000*rpm*에서 1700*rpm*까지 100*rpm* 간격으로 위의 負荷에서 3回 반복하여 $P-\theta$ 線圖를 촬취하고, 이 線圖에 의한 실린더內의 壓力計算은 다음의 式으로 하였다. 그리고 補正値는 Table 3과 같다.

$$p_g = k_1 \times \frac{k^2}{H} \times h \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (9)$$

k_1 : 인디케이터 검사성적표의 定格出力 變形率, $\frac{100\ kg/cm^2}{1575\times10^{-6}}$

k_2 : 인디케이터 증폭기의 사용 *Range*, 1000×10^{-6}

H : *Calibration* (cm)

h : 現象高 (cm)

Table 2. Property of test fuel oils.

Property / Fuel oil	Specific gravity (20 ℃)	Flash point (℃)	Viscocity (100°FSUS)	Ash (%)	Pour point (℃)	Low caloritic value (kcal/g)
Diesel oil	0.835	61	37	0.005	-27.5	10,600
Rape seed	0.919	320	220	0.050	-20.0	9,700

Table 3. Calibration value. (cm)

Fuel oil / rpm	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700
Rape seed	2.80	2.80	2.79	2.79	2.78	2.78	2.79	2.78
Diesel	2.81	2.73	2.78	2.80	2.76	2.72	2.78	2.78

結果 및 考察

본실험의 결과를 Table 4와 Table 5에 나타내었다. Table 4 및 5의 陰符號는 運動逆方向의 힘을 나타낸다. 베아링하중에 미치는 慣性力은 Table 4에서와 같이 各行程初에서는 크게, 行程中間에서는 작게 나타나고 있으며, 回轉速度가 클수록 크게됨을 보여준다. 2種의 試驗燃料油의 $P-\theta$ 線圖는 plate에서 보는 바와 같으며,

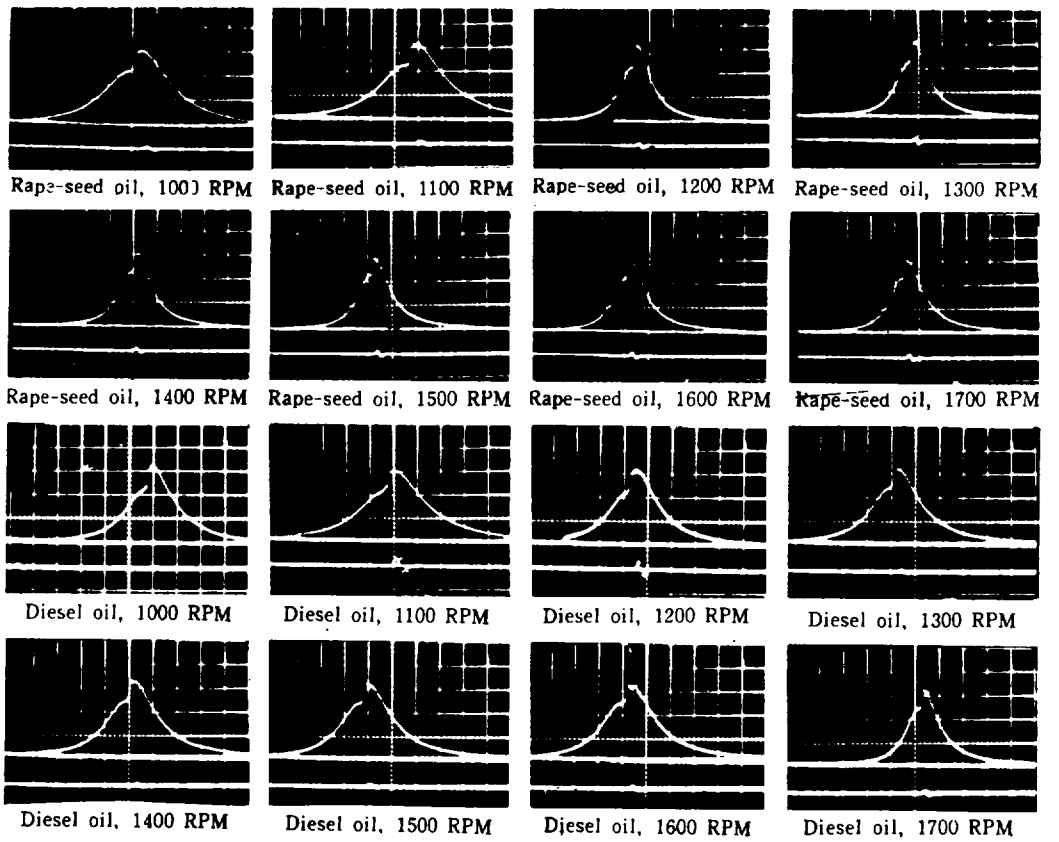

Plate. $P-\theta$ diagram.

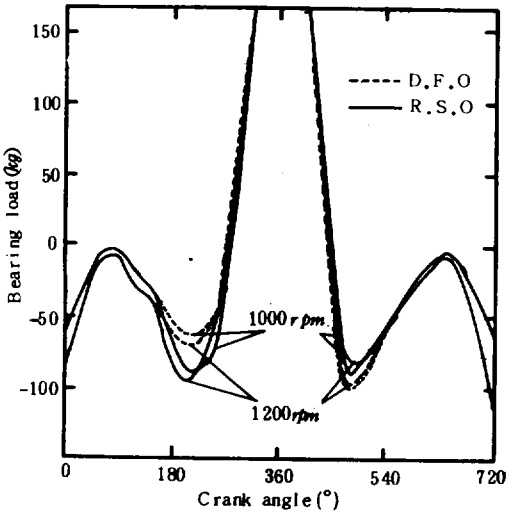

Fig.5. Bearing load vs. crank angle.

이 線圖에서의 크랭크角變位에 따른 現象高를 (9)式에 代入하여 가스壓力을 구하고 (5)~(8)式에 의해 菜種油와 디이젤油를 연료로 사용한 경우의 機關의 메인베아링荷重을 Table 5에 나타내었다. 여기에서 대시(—)의 表示는 左側의 菜種油의 수치와 같으며 慣性力만이 작용하는것을 표사한다.

최대의 메인베아링荷重은 압축행정末과 폭발행정初 즉, 燃燒點부근에서 나타나며, 低回轉速度에서 크게 나타나지만 舶用디이젤機關의 회전수 증가폭이 작으므로 全回轉速度에서 대체로 균일하다. 이는 若林등(1982)의 6氣筒 往復機關의 최초저어널메인베아링의 荷重상태와 같다.

Table 4. Inertia force.

θ				rpm							
Suction stroke	Compression stroke	Expantion stroke	Exhaust stroke	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700
0	360	360	720	119.00	143.99	171.36	201.11	233.24	267.75	304.64	343.91
15	345	375	705	112.00	135.52	161.28	189.28	219.52	252.00	286.72	323.68
30	330	390	690	94.00	113.74	135.36	158.86	184.24	211.50	240.64	271.66
45	315	405	675	67.00	81.07	96.48	113.23	131.32	150.75	171.52	193.63
60	300	420	660	35.00	42.35	50.40	59.15	68.60	78.75	89.60	101.15
75	285	435	645	3.00	3.63	4.32	5.07	5.88	6.75	7.68	8.67
90	270	450	630	-25.00	-30.25	-36.00	-42.25	-49.00	-56.25	-64.00	-72.25
105	255	465	615	-46.00	-55.66	-66.24	-77.74	-90.16	-103.50	-117.76	-132.94
120	240	480	600	-60.00	-72.60	-86.40	-101.40	-117.60	-135.00	-153.60	-173.40
135	225	495	585	-67.00	-81.07	-96.48	-113.23	-131.32	-150.75	-171.52	-193.63
150	210	510	570	-69.00	-83.49	-99.36	-116.61	-135.24	-155.25	-176.64	-199.41
165	195	525	555	-70.00	-84.70	-100.80	-118.30	-137.20	-157.50	-179.20	-202.30
180	180	540	540	-70.00	-84.70	-100.80	-118.30	-137.20	-157.50	-179.20	-202.30

Table 5. Main bearing load (Rape seed oil = R.S.O, Diesel fuel oil = D.F.O)

rpm	1000		1100		1200		1300	
θ	R.S.O	D.F.O	R.S.O	D.F.O	R.S.O	D.F.O	R.S.O	D.F.O
0	-59.50	-	-71.99	-	-85.68	-	-100.50	-
30	-37.60	-	-45.49	-	-54.14	-	-63.54	-
60	-5.26	-	-6.37	-	-7.58	-	-8.90	-
90	-3.40	-	-4.11	-	-4.89	-	-5.74	-
120	-20.97	-	-25.37	-	-30.19	-	-35.43	-
150	-32.15	-31.15	-38.50	38.90	-36.98	-46.30	-54.34	-
180	-70.07	-52.36	-77.42	60.60	-85.47	-58.90	-67.65	-59.15
210	-89.28	-64.84	-96.03	72.25	-95.17	-70.73	-85.03	-70.51
240	-88.58	-57.87	-80.60	-56.82	-73.04	-60.90	-84.47	-59.96
270	-42.47	-34.62	-32.73	-31.90	-28.79	-28.79	-34.36	-24.82
300	97.86	95.94	80.97	-88.54	74.74	-64.29	57.22	43.99
330	890.20	812.45	812.52	674.56	687.09	689.64	592.94	583.58
360	2551.13	2366.18	2595.33	2482.30	2502.30	2341.77	2479.61	2349.92
390	911.58	954.21	777.37	820.18	722.24	760.50	614.20	639.71
420	105.02	138.60	91.53	107.63	85.30	120.28	83.99	70.44
450	-51.20	-61.12	-49.50	-50.66	-43.25	-48.16	-41.69	-44.20
480	-82.39	-101.21	-98.92	-88.26	-91.61	-98.50	-96.86	-84.47
510	-81.02	-89.28	-104.29	-86.84	-72.48	-87.24	-78.77	-70.51
540	-61.22	-52.36	-59.71	-42.35	-58.90	-58.90	-59.15	-
570	-32.15	-	-38.90	-	-36.93	-	-54.34	-
600	-20.97	-	-25.37	-	-30.19	-	-35.43	-
630	-3.40	-	-4.11	-	-4.89	-	-5.74	-
660	-5.26	-	-6.37	-	-7.58	-	-8.90	-
690	-37.60	-	-45.49	-	-54.14	-	-63.54	-
720	-59.50	-	-71.99	-	-85.68	-	-100.50	-

Table 5. Main bearing load (Rape seed oil = R.S.O, Diesel fuel oil = D.F.O)

rpm	1400		1500		1600		1700	
θ	R.S.O	D.F.O	R.S.O	D.F.O	R.S.O	D.F.O	R.S.O	D.F.O
0	-116.62	-	-133.87	-	-152.32	-	-171.95	-
30	-73.69	-	-84.60	-	-96.25	-	-108.69	-
60	-10.32	-	-11.85	-	-14.98	-	-15.22	-
90	-6.69	-	-7.65	-	-8.70	-	-9.82	-
120	-41.10	-	-47.18	-	-53.68	-	-60.60	-
150	-63.02	-	-72.34	-	-81.31	-	-92.92	-
180	-68.60	-	-78.75	-	-89.60	-	-101.15	-
210	-79.20	-79.53	-88.52	-80.59	-98.49	-82.31	-92.92	-
240	-71.81	-59.67	-77.89	-66.00	-90.58	-78.20	-72.73	-103.44
270	-28.15	-48.44	-29.14	-27.31	-32.60	-25.37	-17.22	-31.31
300	45.56	43.32	41.36	39.87	39.73	34.40	33.78	32.66
330	719.69	532.90	496.20	501.87	434.94	470.37	224.11	502.88
360	2456.81	2344.84	2406.96	2363.73	2461.11	2234.74	2215.10	2296.24
390	521.27	530.91	411.16	494.50	392.42	371.16	493.39	351.66
420	56.22	70.19	52.03	54.68	53.06	47.73	48.66	42.72
450	-30.56	-38.94	-36.27	-39.64	-39.92	-37.32	-38.41	-41.05
480	-83.94	-113.66	-84.08	-85.07	-121.54	-91.38	-78.92	-
510	-87.45	-109.24	-72.34	-72.35	-82.31	-	-92.92	-
540	-68.60	-	-78.75	-	-89.60	-	-101.15	-
570	-63.02	-	-72.34	-	-82.31	-	-92.92	-
600	-41.10	-	-47.18	-	-53.68	-	-60.60	-
630	-6.64	-	-7.56	-	-8.70	-	-9.82	-
660	-10.32	-	-11.85	-	-14.98	-	-15.22	-
690	-73.69	-	-84.60	-	-96.20	-	-108.69	-
720	-116.62	-	-133.87	-	-152.32	-	-171.95	-

二種의 燃料油를 비교하면 菜種油가 크고 디이젤油보다 인화점, 점도등이 높아서 燃燒시 최대압력이 큰 때문이라 생각된다. 各行程에서 메인베아링荷重은 回轉速度에 따라 차이가 있지만, 압축행정에서는 菜種油가 크고, 폭발행정시에는 디이젤油가 크다. 이도 역시 菜種油의 性狀차이 때문이라 생각되며, *BHP* 및 토오크 등의 運轉特性도 고려하여 정밀분석해 보아야 할 과제라 생각된다.

Table 5에서 대표적인 수치를 선택하여 크랭크角變位 즉, 各行程에 따른 메인베아링 荷重의 變動양상을 Fig.5에 圖示하였다. 이에 의하면 메인베아링荷重의 變動이 각行程에 따라 큰 변화폭을 보이며, 2種의 燃料油간의 差異를 알 수 다.

機關回轉速度의 증가시 가스壓力과 慣性力이 메인베아링荷重에 미치는 영향은 全回轉速度에 걸쳐서 가스壓力의 영향이 훨씬 크다. 이는 가솔린機關의 熱사이클이용에 의한 메인베아링荷重을 연구한 金등(1979)은 하중이 고속회전이 될수록 가스壓力보다 관성력의 영향이 큼을 제시하고 있으나 본연구에서는 회전수가 증가함에 따라 慣性力이 작용하는 크랭크角의 범위가 확대되고 있지만 慣性力보다는 가스압력이 훨씬 크게 작용한다. 이는 가솔린機關보다 舶用디이젤機關의 回轉數 증가폭이 작기때문이라 생각되며, 小型 舶用디이젤機關의 메인베아링荷重은 가스壓力의 영향이 대부분임을 알 수 있다.

摘 要

以上의 硏究結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 메인베아링의 최대하중은 연소점부근에서 나타나며 低回轉數에서 크나 대체로 균일하며 菜種油가 디이젤油보다 크다.

2. 메인베아링荷重은 압축행정에서 菜種油가 크고, 폭발행정에서는 디이젤油가 크다.

3. 메인베아링荷重은 回轉速度의 증가에 따라 慣性力의 영향을 받는 크랭크角이 증가한다.

參 考 文 獻

全孝重, 1979. 機械力學, pp.124～133, 太和出版社, 釜山.

高長權·全孝重, 1981. 小型舶用디이젤機關用 代替燃料로서의 菜種油에 관한 硏究, 韓國舶用機關學會誌, Vol.5, No.2, 56～61.

金熙苗·金津坤, 1979, 4氣筒가솔린기관에서 負荷와 기관회전속도에 따른 메인베아링하중의 變動에 관한 연구, 仁荷大產業科學技術硏究集, 第6집, 11～20..

Robert Forgiel·K.S. Varde, 1981, Experimental Investigation of vegetable oils Utillzation in the Direct Injection Diesel Engine, ASE Sp-503, 19～22.

竹田策三, 1979. 農用機關における 代替燃料の 開發, 內燃機關, Vol.18, No.11, 46～50.

若林·岩本·中村, 1982. 傳達マトリツクス法による往復內燃機關クランク軸系の振動解析, M.E.S.J., Vol.17, No.12, 966～973.