

船舶의 에너지節約 對策에 關한 小考

安 時 榮

造船工業科

(1980. 12. 8 접수)

〈要 約〉

1973年 오일쇼크이후의 지속적인 유가 상승에 기인한 船舶의 運航費를 節減하기 위하여 여러가지 에너지節約對策이 研究되어왔다. 이에 關하여 最近 船舶에서 고려되는 一般的인 에너지節約對策을 檢討하고 이러한 對策中에서 特別히 船舶推進裝置와 關聯된 推進器와 主機關시스템, 그리고 排氣에코노마이자와 터보發電機시스템에 依한 에너지節約對策을 조사검토한다. 이러한 에너지節約對策의 一部를 適用한 經濟船과 그렇지 않은 從來船과의 比較를 實船의 例를 들어 解説하고 또 主機關의 出力에 對한 最近의 에너지節約시스템을 檢討한다.

On the Methods of Saving Energy for the Ship

Si Young, Ahn

Dept. of Naval Architecture & Shipbuilding

(Received December 8, 1980)

〈Abstract〉

Various methods of saving energy for merchant ships have been investigated in order to reduce the costs of operating the ship, which has been influenced by increasing oil prices since the oil crisis of 1973.

In this connection, the methods of saving energy to be considered for merchant ships are introduced, and some of such methods by the propeller and main diesel engine systems of main propulsion system, and by the exhaust gas economizer and turbo-generating system, are specially investigated.

A comparison table between a conventional ship and a economic ship, to which some of such methods were applied, is shown as an example of existing ships. Some systems for saving energy in relation to the main diesel engine output are also shown in a table.

I. 緒 論

船舶의 에너지 절약의 主要對策으로서는 船型改良에 依한 船體抵抗의 減少, 推進効率的의 向上 및 機關部시스템의 効率向上이 있다. 機關部시스템은 推進部시스템, 荷役시스템 및 居住區저미시스템등으로 構成되어있다.

船舶의 Total system의 綜合에너지向上을 위하여 一般的으로 고려되는 對策은 다음과 같다.

1. 推進効率的의 向上
2. 船體抵抗의 減少
3. 主機關의 効率改善
4. 廢熱의 利用
5. 全効率이 높은 驅動方式의 利用
6. 外部에너지의 利用

上記 各項目에 對한 具體的인 에너지節約對策은 Table.1에 나타나고 있다.

前述한 에너지節約對策中에서 推進效率의 向上과 主機關 시스템 및 主機關의 排氣熱에너지를 利用한 排氣에코노마이저(Exhaust gas economizer)와 이의 功키를 利用한 터보發電機(Turbo generator)에 의한 에너지節約對策은 分析檢討하며 또 主機關 出力의 다른 에너지節約시스템은 檢討한다.

이러한 에너지節約對策의 一부를 適用한 實船의 例를 들어 從來船과 比較하여 그 效果를 分析한다.

Table.1. 船舶의 一般的인 에너지절약對策

一般的인 項目	에너지절약對策
1. 推進效率의 向上	低回轉數 propeller Mariner stern Stern bulb C.P.P. Reaction 型舵
2. 船體抵抗의 減少	CUT-UP 型型 船體塗裝의 改善 船體形狀의 改善
3. 主機關의 效率 向上	Diesel engine, Steam turbine, Gas turbine 등, 效率 向上
4. 廢熱의 利用	Exhaust gas economizer, Turbo-generator, 推進機 boost-turbine, 排氣 jacket cooling-water의 回收 利用, 吸收冷凍機 냉房 system.
5. 主機關에 附屬한 主機驅動發電機, 補機의 主機驅動方式의 利用	動方式, 主機驅動荷油 pump.
6. 外來 에너지 利用	風力 利用

II. 에너지절약대책

1. 大直徑低回轉 propeller

一般的으로 propeller의 直徑을 크게하고 回轉數를 低下시키면 推進效率가 向上된다. 大直徑 propeller를 裝備하는것은 船體의 形狀, 船尾의 寸수에 依한 寸法制限, propeller 起振力에 依한 船體振動, propeller cavitation 등의 問題들의 야기된다. 이러한 問題들의 解決의爲 船體내에서 propeller의 直

徑을 크게하고 推進效率를 向上시키기위하여 低回轉數를 擇하면 同一船速을 얻기위한 必要機關出力이 減少되어 燃料消費量의 節減效果가 있다.

例로서 航海速度 14.7Knot의 68,000DWT 유조선(Tanker)의 船型에 對하여 propeller의 直徑을 6m에서 7.4m로 增加시키고 回轉數를 118rpm에서 77rpm로 低下시키면 船速은 14.4Knots가되며 主機出力은 약 13.2% 減少된다.

2. 主機關

從來의 低速디젤機關은 船體에 大適性, 高速化에 대응하여 機關의 大口徑化, 高出力化하며 또 機關의 經濟性을 고려하여 機關의 回轉數를 높이므로서 最速 propeller回轉數를 妥當히 擇하는 方法이었다.

그러나 1973년 石油의 價値가 急激히 上昇한 後에 開發 方向은 燃料消費節約型으로 變하여 또 propeller 效率 向上을 위한 回轉數의 低下와 機關本身의 燃料消費率 低下를 위하여 開發되었다. 最近의 開發된 long-stroke 低速機關과 Twin bank engine 등은 그 例이며 最近에 開發된 低速디젤機關의 燃料消費率은 138gr/ps·h(B&W-LUGFCA 型機關)까지 改善되었다. [2]

最近 中速기어드라이브機關의 開發은 에너지節約 型機關으로 많이 사용되고있다. 燃料消費率은 低回轉數 디젤機關의 比에 相當의 低價의 燃料油의 사용이 가능하며 信賴性도 確保되어있다. 最速 最速에 依하여 船體의 許容한 propeller 回轉數를 自由로 選擇할수있어 推進效率 向上은 期待할 수 있다. 또한 中速디젤機關은 發電機, 補機, 荷油 pump 등의 驅動이 可能하므로 省略率 向上은 期待 수 있다. 最近에 開發된 中速기어드라이브機關의 燃料消費率은 139gr/ps·h(S.E.M.T-PIELSTICK PC2-6型 機關)까지 改善되었다.

最近의 기어드라이브(geared steam turbine)은 再熱 cycle를 利用하여 에너지節約機關化되고 있다. 이는 現在 中速기어드라이브 中速 디젤機關보다 有利한 可能性이 있고 低速기어드라이브보다 propeller回轉數의 自由選擇이 容易하고 또 推進效率 向上을 期待할수있다. 現在는 中速기어드라이브는 燃料消費率面에서 터보기어드라이브 디젤機關보다 대體히 劣하며 사용되지 않고 있으며 또 초대형원판(VLCC 및 ULCC) 및 Container船이 이미 裝備된 기어드라이브기어드라이브 中速기어드라이브機關으로 換裝(conversion)되고 있는 實情이므로써 [3], 開發

의 여지가 많다. 最近의 증기터어빈의 燃料消費率은 161~170gr/ps·h(GE社. MST-23型)이다.

다음은 船舶에서 가장 많이 使用되고 있는 機關中에서 B&W社 및 Sulzer社의 低速다이젤主機關과 SEMT-PIESTICK社의 中速다이젤主機關에 適用된 에너지節約對策과 效果를 分析한것이다.

(1) Sulzer RLA型 低速다이젤機關

Sulzer社의 RLA機關은 基本的으로 實績이 많고 信賴性이 높은 RND 및 RND-M型 機關을 基準으로 開發된 single acting, 2 stroke, crosshead, reversible, loop scavenging, constant pressure turbo-charging system의 long stroke의 船舶用主機關이다. 이 機關은 機關으로서 行程內徑比의 增加로 因하여 掃氣効率의 向上과 熱効率의 向上이 있어 燃料節約의 改善이 있으며 또 機關回轉數의 低下로 推進効率의 向上이 있다. 다음은 RLA型機關에 適用된 燃料節約對策의 概要이다.

a. 有効行程의 增大

실린더內的 폭발압력은 膨창행정중에는 피스톤을 밀어 有効한 일을 하지만 排氣孔이 열리면 그렇지 않기때문에 有效行정을 가능한 길게하는 것이 Fig 1에 나타난 것처럼 直接的인 熱効率向上을 준다.

이는 실린더라이너(cylinder liner)의 吸排氣孔들의 位置를 修正함으로써 從來機關의 liner보다 긴 有効行程을 얻을수있으며 掃氣効率向上등으로 熱効率을 增加시켜서 燃料消費率을 節約시킨다. 約 2gr/ps·h 정도의 省減이 가능하다.

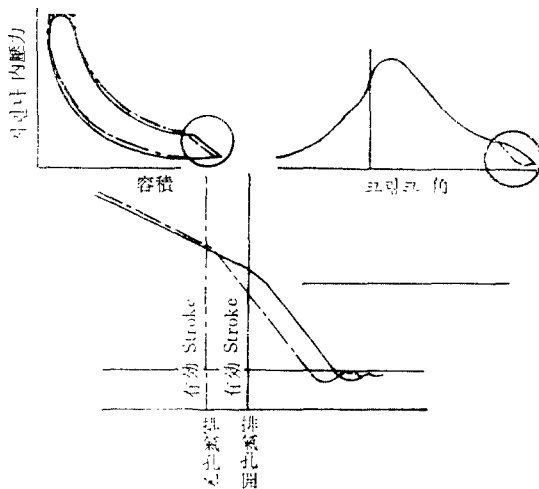


Fig. 1. 有勁 stroke의 증대

b. Pup cancelation system

Sulzer型機關은 起動性 및 低負荷時의 性能向上을 위하여 Piston underside pumping(Pup-system)을 利用하지만 常用負荷時는 過給機만으로 充分한 掃氣가 可能하다. 따라서 常用負荷(約 65%負荷以上)時는 이 Pup를 cancel하여 Pup에 소비된 일을 機關有効出力으로 利用할수있다. 이것은 air cylinder로 作動하는 flap valve를 Fig.2와 같이 總래의 掃氣瓣位置에 設置함으로써 可能하다. 掃氣壓을 入力信號로하여 自動적으로 開閉되도록함으로써 低負荷時 Pup가 作動토록한다. 이 system을 適用함으로써 約 2~3gr/ps·h의 燃料소비율省減이 가능하다.

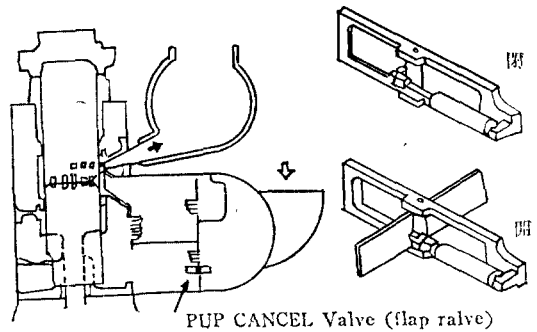


Fig. 2. Pup cancel valve.

c. 燃料高噴射化

基本的인 方法은 Fig.3에 나타난것과 같이 實際의 기관실린더내의 사이클을 가능한 이상적인 사이클이 되도록 분사모드를 조정한다. 이를 위해서 總래의 것보다 큰 직경의 분사필드노즐차(injection-

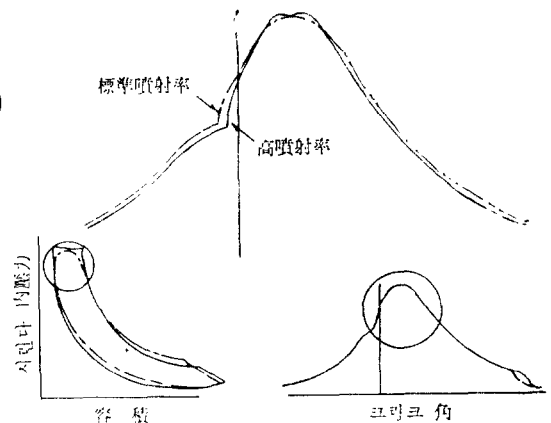


Fig. 3. 高噴射率化의 效果

pump plunger)와 연료분사변으로 구성되는 고분 사용의 연료분사계가 필요하다.

상기와 같은 연료절감대책이 적용되는 기관은 반듯이 turbo-charger matching test를 시행하여 blower의 surging현상을 檢査하고 surging이 일어날경우 이를 防止해야한다. [4]

다음 Table.2 및 3은 Sulzer RLA 型機關 및 RLA 型의 改良型인 RLB型機關의 重要要目을 나타내고 있다.

Table.2. Sulzer RLA 機關要目

機 種	RLA 90	RLA 66	RLA 56				
Cylinder 徑(mm)	900	660	560				
Piston 行程(mm)	1,900	1,400	1,150				
連續最大出力時	cylinder당 出力 ps/cyl	3600	3400	1975	1850	1340	1265
	機關回轉數 rpm	98	90	135	124	170	155
	正時平均有効壓力 kg/cm ²	13.7	14.0	13.6	14.0	12.5	13.0
	平均 Piston 速度 m/s	6.21	5.70	6.35	5.79	6.52	5.64
	cylinder內 최고압력 kg/cm ²	108	110	112	114	106	108
	燃料消費率 g/ps·h	142	144	144			

Table.3. Sulzer RLB 機關要目

種 類	RLB 90	RLB 76	RLB 66	RLB 56	
cylinder徑 mm	900	760	600	560	
Piston行程 mm	1,900	1,600	1,400	1,150	
連續最大出力時	cylinder당 出力 ps/cyl	4,000	2,880	2,175	1,500
	機關回轉數 rpm	102	122	140	170
	正時平均有効壓力 kg/cm ²	14.6	14.6	14.6	14.0
	平均 piston 速度 m/s	6.46	6.51	6.53	6.52
	燃料消費率 g/ps·h	142	143	144	144

註: 연료소비율은 sulzer社의 標準條件上의 値임

예로서 Sulzer RND-90M型 機關은 122rpm에서 의 MCR에서 연료소비율이 146g/ps·h, 시린다당타 력은 3,350ps/cyl이며, RLA 90型 機關은 98rpm에서 의 MCR에서 각각 142g/ps·h, 3,600ps/cyl 이 되고, RLB90型 機關은 102rpm에서 각각 142g/ps·h, 4,000ps/cyl의 改善이 있음을 알수있다.

(2) B&W K/L-GFCA低速디젤기관

B&W K-GFCA 및 L-GFCA機關은 基本的으로

信賴性이 높은 K-GF 및 L-GF(long stroke 기관) 型機關을 基礎로하여 開發되고있는 single acting, 2-stroke, crosshead, reversible, uniflow scavenging, turbo charging system의 船用디젤主機 關으로서 K-GF 및 L-GF型的 動壓過給 system 대신에 靜壓過給 system이 적용되어 연료소비율이 대폭 감소되고 있다.

B&W機關의 연료소비율 改善대책은 다음과 같다.

a. Long stroke 化

long stroke로 機關回轉數를 低下하여 propeller 効率을 增加시키고 uniflow scavenging system의 이점을 이용하여 排氣効率의 增加에 의한 熱効率을 增加시켜 연료소비율을 改善하고 있다. 피스톤行程을 21%增加시키고 回轉數를 18%低下시키면 約 5%의 propeller 効率向上 즉 5%의 연료소비량의 改善 效果가 있다.

b. Constant pressure turbocharging system.

掃氣率이 우수하고 흐름의 抵抗이 적은 uniflow system과 高効率의 靜壓 turbo-charger를 利用한 靜壓過給 system을 조합하여 사용하면 연료소비율을 대폭 減小할수있다. 약 5%정도의 減小과 12~15%出力增加效果가 있다.

c. 排氣 valve의 最適 timing.

最適타이밍하여 掃氣効率을 向上시키며 熱効率을 向上시킨다.

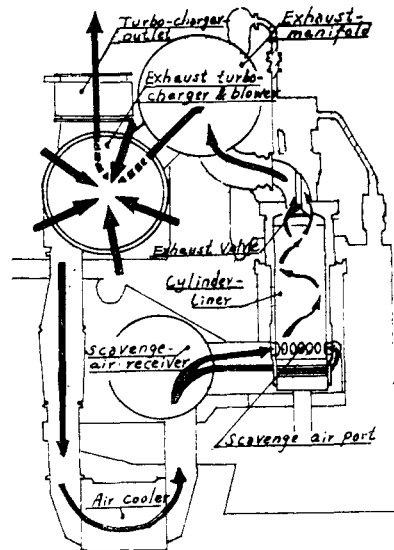


Fig.4. Uniflow scavenging system with const. pressure turbocharging.

Table 4. B&W K/L-GFCA 機關主要目

機 種	K90GFCA	L90GFCA	K80GFCA	L80-GFCA	K67-FGCA	L55-GFCA	L67-GFCA	K45-GFCA	L45-GFCA	
cyliner內徑 mm	900	900	800	800	670	670	550	450	450	
piston內徑 mm	1,800	2,180	1,600	1,950	1,400	1,700	1,330	900	1,200	
連續最大出力時	cyliner당出力 ps/cyl	3,950	3,950	3,060	3,060	2,180	2,180	1,500	985	986
	機關回轉數 rpm	117	97	130	106	150	123	155	234	175
	正時平均有効壓力 kg/cm ²	13.0	13.2	13.2	13.3	13.3	13.3	13.3	13.3	13.3
	平均piston 速度 m/s	7.02	7.05	6.93	6.90	7.00	7.00	7.13	7.02	7.00
	cyliner內 最高 압력 kg/cm ²	91	91	91	91	91	91	100	95	95
	연료소비율 98/ps·h	141	138	142	139	143	140	138	145	141

註：연료소비율은 B&W社의 標準條件上의 값임

d. Uniflow scavenging system

Uniflow scavenging system로 된 B&W 機關은 long stroke化 및 constant pressure turbocharging system 과 조화하여 使用하면 絶倫한 바와같이 연료절감효과가 크다. Fig.4는 이러한 system 들을 나타내고있다.

e. Derating

Fig.5는 P_{max} (시린다내 최고압력) 調整에 의한 減速運航으로 연료소비율을 절감시키기 위한 layout diagram 이다. 平均有効壓力은 100%~85%, 主機關回轉數는 103.5%~85%의 범위내에 두어 이 범위 내에서 P_{max} 을 MCR 時의 P_{max} 와 一致시켜 운전함으로써 연료소비율을 절감시킨다.

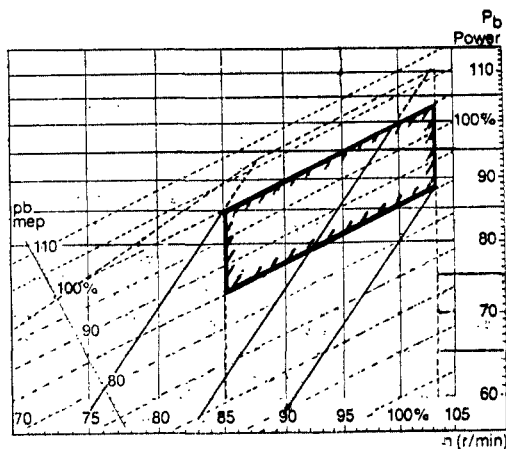


Fig.5. P_{max} . 調整에 의한 Layout Diagram.

Table.4는 B&W K/L-GFCA型機關의 主要目을

나타내고 있다. L90GFCA 型機關은 97rpm의 MCR 에서 연료소비율이 138gr/ps·h, 시린다당마력은 3,950ps/cyl을 가진다.

(3) SEMT-PIELSTICK PC2-6型 中速기어트-디젤機關

PC2-6 型機關은 基本的으로 PC2-5型機關을 기초로 開發된 single acting, 4 stroke, V-type, turbocharging system 을 가진 中速디젤機關으로서 低速디젤機關과 거의 같은 수준의 연료소비율을 가지고있고 減速機에 의한 最適 propeller 回轉數를 自由로이 얻을수 있어 推進效率向上을 기할수있으며

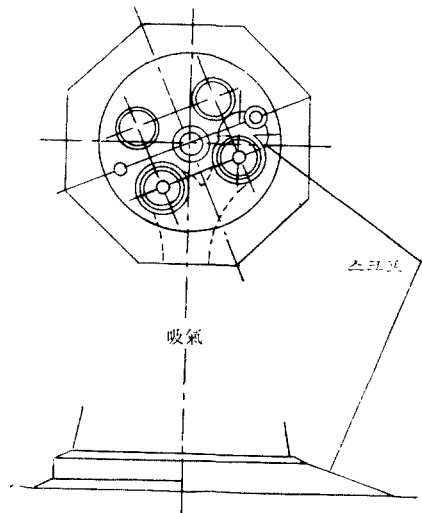


Fig.6. Scoop付 cylinder cover

로 近間 에너지 절약형기관으로 사용되고있다. 이 기관의 연료소비율의 低減對策은 다음과 같다.

a. Scoop付 cylinder cover.

Fig.6에서 알수있듯이 吸氣瓣座의 一部를 scoop 시켜 시린다내에 흡입되는 吸氣를 渦流시켜 燃燒效率을 向上시킨다. 따라서 약 2g/ps·h의 연료소비율의 개선이 있다.

b. 燃料噴射系의 改善

燃料펌프의 프란자의 直徑을 크게하여 분사시기를 단축함으로써 분사압력을 높여 噴霧粉子徑을 적게하여 연소율을 向上시키고 연료소비율을 개선시킨다.

c. MPC 過給方式

各시린다의 배기가스를 小口徑의 배기관에 모아서 過給機에 보낸다. 靜壓方式처럼 큰 배기관이 必要없어 배기가스의 운동에너지損失을 막고, 시린다出口에 에젝터部를 設置하여 pulse에너지를 속도로 變換시켜서 시린다의 反射波를 防止하고 또 blow-down을 抑制하여 배기가스 배출을 위한 피스톤일을 減少시켜 연료소비율을 減小한다. Fig.7은 이러한 MPC 방식에 의한 配管配置와 pulse 방식에 의한 配管配置를 나타내고 있다.

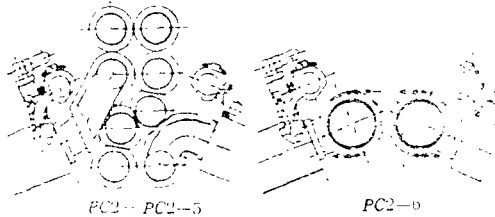


Fig. 7. High pulse와 MPC과급방식의 배기관 배치

Table.5는 PC2-5型, PC2-5BTC 型, 및PC2-6 型

Table.5. PC2-5, PC2-5 BTC PC2-6 要目

目 機	pc2-5	PC2-5BTC	PC2-6
cylinder徑 mm	400	400	400
piston行程 mm	460	460	460
cylinder당 出力 pg/cyl	650	850	747
運轉回轉數 rpm	520	520	520
正時平均有効壓力 kg/cm ²	19.5	25.5	22.5
연속最大出力時 인스트로고압력 kg/cm ²	130	130	135
압 속 비	11.5	9.5	11.1
연료소비율 g/ps·h	143	148	139

註: 연료소비율은 ISO 標準條件上의 値임.

기관的主要要目を 나타내고 있다. PC2-6型機關은 燃料消費率이 139gr/ps·h이며 시린다당마력은 747ps/cyl이다.

(4) 主機換裝에 依한 燃料節減方法 [3], [5]

60年후반기부터 70年 초반기까지 高出力, 초대형 유조선(VLCC 및 ULCC)과 高速 container 船이 많이 建造되었으며 그 主機들은 30,000SHP 以上の 기어드증기터어빈(g geared steam turbine)이 主였다. 油價급등으로 운항비가 增加함에 따라 各船社는 이를 삭감하기 위하여 연료소비율이 적은 디젤機關으로 換裝하고 있다. 이러한 換裝의 결정은 감가년수에 대한 투자비와 소득에 關하여 환율변동, 투자액, 연료비, 기관출력, 금리, 간속율등의 要素들의 투자채산성에 미치는 영향을 충분히 검토후 결정하게 된다. 이러한 換裝으로 대폭적인 연료소비량이 減少되고있으며 機關으로는 中速기어드디젤機關이 使用되고 있다.

3. 主機排氣에너지의 利用

主機的 排氣는 高溫의 熱에너지를 保有하고있으므로 이 排氣의 活用に 依한 에너지節約對策은 二 効果가 크다.

排氣의 熱에너지량과 蒸氣發生이 必要한 熱에너지량의 算出方法과 이를 사용한 排氣에코노마이자와 터어보 發電機시스템에 對하여 論한다.

(1) 排氣의 熱에너지量(Exhaust gas heat)

排氣의 에너지의 有効熱은 다음의 (1) 式으로부터 求한다.

$$Q_n = (E_1 - E_0) \cdot G_e \cdot C \dots\dots\dots(1)$$

여기서

Q_nnet available waste heat from exhaust gases (kcal/BHP·h)

E_1specific enthalphy of the gas at the boiler inlet (kcal/BHP·h)

E_0specific enthalphy of the gas at the boiler outlet (kcal/BHP·h)

G_eexhaust gas quantity (kg/BHP·h)

Closses due lo boiler heat radiation, C 는0.97

上記 排氣의 Enthalphy는 Fig.8로 부터 排氣溫度와 gas concentration, 에 對하여 求할 수 있다. 여기서 排氣量, G_e 의 排氣터어빈 出口의 排氣溫度는 各機關에 따라 다르므로 그것은 各 기관회사의 기술자료에서 알수가 있다. 보일러 入口의 溫度는

터어린出口溫度보다 約 10°C程度 낮으며 이는 터어린과 보일러사이의 손실, 및 배기압과 배기속도의 변화등에 기인된다. 또 보일러 및 파이핑(piping)의 부식을 방지하기 위하여 排氣溫度를 보일러出口에서 約 180°C 以下가 되지않도록 하는 것이 通例인데 이는 유황분(sulphur)이 많은 연료에서는 특히 중요하다.

Fig. 8에서 gas concentration, σ 는 다음과 같이 定義된다.

$$\sigma = \frac{G_m}{G_e} = \frac{A_m - F}{G_e} = \frac{A_0 \cdot F + E}{G_e} = \frac{(A_0 + 1) \cdot F}{G_e} \quad (2)$$

여기서

Feffective fuel consumption (kg/BHP·h)

A_0min. combustion air required (kg/kg·fuel oil)

A_mmin. combustion air required kg/BHP·h(= $A_0 \cdot F$)

A_eeff. combustion air intake (kg/BHP·h)

G_mmin. exhaust gas quantity kg/BHP·h(= $A_m + F$)

G_eeff. exhaust gas quantity kg/BHP·h(= $A_e + F$)

炭素가 85%, 水素가 13%인 평균 연료를 使用하면 min. combustion air; $A_0=14.2$ kg/kg·fuel oil 이고 gas concentration σ 는 다음 식 (3)으로 구한다.

$$\sigma = \frac{(A_0 + 1) \cdot F}{G_e} = \frac{14.2F + F}{G_e} = \frac{15.2F}{G_e} \quad (3)$$

또 combustion air excess ratio, $\lambda = \frac{A_0}{A_m}$ 를 알

면 gas concentration, σ 는 다음식 (4)로 구한다.

$$\sigma = \frac{15.2}{14.2\lambda + 1} \quad (4)$$

(2) 蒸氣發生量(steam production)

보일러의 증기발생량은 다음식 (5)로부터 구한다.

$$q_s = \frac{Q_n}{E_s - E_w} \quad (5)$$

여기서

q_samount of steam production (kg/BHP·h)

Q_nnet available waste heat (kcal/BHP·h)

E_sspecific enthalpy of steam (kcal/BHP·h)

E_wspecific enthalpy of feed water

(kcal/BHP·h)

上記 specific enthalpy는 蒸氣表(steam table) 및 蒸氣線圖(steam chart)로 부터 구한다.

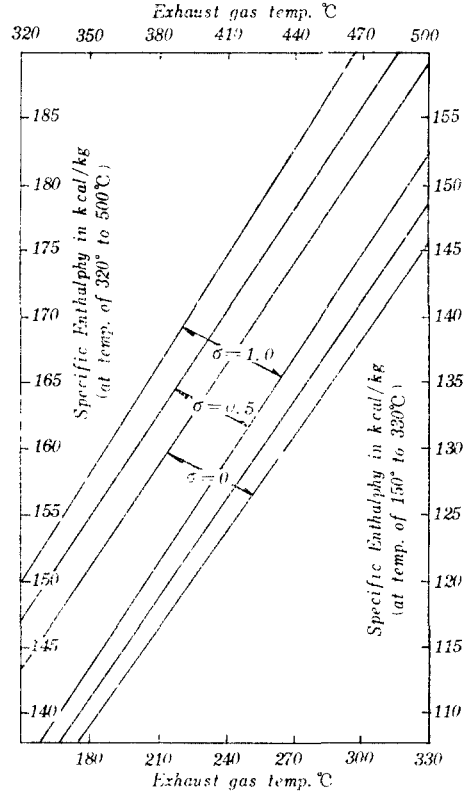


Fig. 8. The specific enthalpy of exhaust-gases in relation to temp. & gas concentration, σ

Table. 6은 Sulzer社의 8 RND-90M 型 機關의 排氣量과 溫度를 表示하고 있다.

Table. 6. 8RND-90M 機用の 排氣 에너지量과 溫度

주위 온도	排氣溫度	100% LOAD	330°C
45°C	"	85% LOAD	325°C
	排氣量	100% LOAD	7kg/ps·h
27°C	"	85% LOAD	7.25kg/ps·h
	排氣量	100% LOAD	7.3kg/ps·h
	"	85% LOAD	7.55kg/ps·h
	"	85% LOAD	7.55kg/ps·h

이러한 排氣에너지의 活用的 典型的인 것이 排氣에코노마이저(Exhaust gas economizer)와 터어린 發電機시스템(Turbo-generator system)이다.

(3) Exhaust gas economizer에 의한 증기공급, 一般적으로 디젤발전기의 船內必要한 탱크加熱用 및

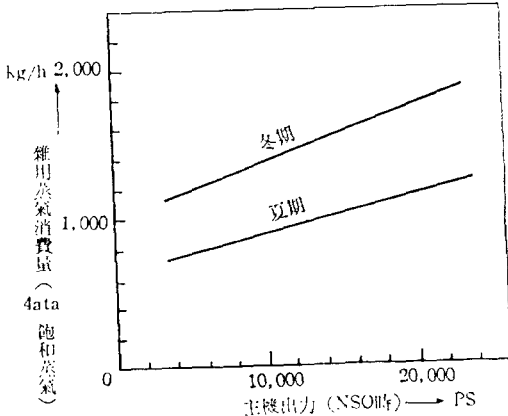


Fig. 9. 船內雜用蒸氣消費量

난방용 증기량과 機關出力과의 關係는 Fig.9에 表示된 것과 같다.

冬期에 16,000ps의 主機에 對하여 1,600kg/h 정도 的 蒸기가 必要하며 증기발생에 必要한 에너지는 1.03×10^6 kcal/h로 重油로 換算하면 100kg/h의 에너지 절약 효과가 있다.

(4) Exhaust gas economizer와 turbo-generator system

Fig.10는 主機出力과 發電電氣量과의 關係를 表示하고 있다. 그림에서 P점이 下의 出力에서는 터어보발전기를 設置해도 必要電力을 發生하지 못하여 補助보일러의 증기를 공급받던가 또는 디젤발전기를 구동하여 부족량을 공급해야 한다. P점이 下의 出力에서 실린더자켓(cylinder jacket) 冷水却의 폐열을 난방과 연료유가열에 이용하면 그만큼 증기분이 남아서 터어보. 발전기에 의한 전력발생이 증가하게 되며 또 軸驅動潤滑油펌프, 可變量펌프를 사용하여 所要電力을 減少시키면 터어보발전기 시스템의 利用範圍가 P점이 하로 확대된다. 따라서 증전에 디젤발전기에 의하여 전력을 공급받던 것을 터어보발전기에 의함으로 그만큼 연료절감이 된다. 에너지 회수에 의한 에너지 절약 대책은 연료의 사용량을 감소시킬뿐만 아니라 필요증기량을 감소하므로 Exhaust gas economizer나 補助보일러의 容量을 감소하여 원가절감을 할 수 있다.

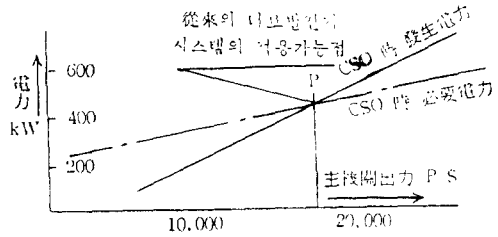


Fig. 10. 主機出力과 電力量

(5) 主機出力과 에너지節約對策
에너지節約效果의 判斷을 簡單히 할 수 없지만

Table 7. 主機出力의 에너지節約對策

主機出力(ps)	에너지節約 시스템
— 26,000	Exhaust gas economizer (E.G.E) Turbo generator (T/G) 低回轉 Propeller
— 12,000	E.G.E., T/G (or S/G) 低回轉 Propeller
— 9,000	E.G.E., T/G (or S/G) 吸收式 冷凍機 可變量 pump system 船外吸氣 system Jacket 廢水利用 (造水裝置, 暖房, F.O. 加熱) 低回轉 propeller
雜用蒸氣는 補助 boiler	E.G.E., T/G. Jacket 廢水利用 (造水裝置) 低回轉 propeller
— 7,000	E.G.E. (雜用蒸氣用), S/G. Jacket 廢水利用 (造水裝置) 低回轉 propeller
— 4,500	E.G.E.

NPV(Net Present Value)에 依하여 各各의 시스템을 評價할 경우에는 主機出力과의 關係로부터 그 效果를 判斷할 수 있으며 그 效果가 크다고 判斷되는 領域은 Table.7에 나타나고 있다. NSR 時의 機關出力이 約 7,000ps 以上의 에너지節約시스템에서는 터어보發電機의 使用이 可能하나 이 중에서 比較的 出力이 적은 範圍(7,000~9,000ps)에서는 雜用蒸氣專用의 補助보일러를 設置運轉하는 것이 効

果가 좋고 9,000~12,000ps의 範圍에서는 表中의 시스템을 適用함으로써 必要電力의 減少와 發生電力의 增加를 도모하여 디젤 發電機의 設置運轉이 不必要하게 되어 效果가 크게된다.

Ⅲ. 에너지節約船의 例 [5]

Table. 8은 68,500DWT의 유조선에 대한 從來船과 에너지 절약형船과의 비교를 나타내고 있다. 主

機를 低速디젤로부터 中速기어3디젤主機로 바꾸고 propeller의 직경을 증가시키고 회전수를 감소시켜 推進效率向上을기하여 所要機關出力을 減少시켰다. 배기에코노마이자에 의한 증기를 이용한 더 어보발전기를 구동하여 디젤발전기용 연료를 절감시켰다. 또 主機의 冷却水의 폐열을 이용하여 보일러급수를 가열하고 급수가열에 필요한 연료를 절약시켰으며 減速裝置用 潤滑펌프를 主機驅動시켜 전력의 절약과 主機의 全效率向上을 기하였다.

Table. 8. 68,500DWT Tanker 船의 에너지 절약 대책

項 目	從 來 型	經 濟 型
1. 船 型	船首樓付平甲板型	船首樓付平甲板型
2. LDp×B×D×d	213×38.6×16.3×12.16	213×38.6×16.3×12.16
3. D. W. T\G. T.	68,100LT/33,500	68,500LT/35,000
4. 船體方形係數(C _b)	0.810	0.810
5. 船 速 V _r (MCR) V _s (SCR)	15.6 14.7(15%의 sea margin)	15.3 14.4(15%의 sea margin)
6. 船首 및 船尾形狀	球狀船首 通常型船尾	球狀船首 Mariner型船尾
7. 主機, 型式×台數 MCR (ps×rpm) CSR(ps×rpm)	低速 2사이클디젤 17,400ps×122rpm 15,660ps×118rpm	中速 4사이클디젤 15,000ps×400rpm 13,500ps×386rpm
8. 減速裝置의 減速比 및 段	—	5 : 1, 1段減速
9. 디젤發電機		420kw×2台
10. 터어보 " (증기조건 3kg/cm ² g×255°C)		630kw×1台
프로펠러, 型式×個數	FPP×1	FPP×1
回轉數(rpm)	122(at MCR)	80(at MCR)
翼數(Z)×直徑(D)	5×6.0m	5×7.4m
뫼치(P)×뫼치比(P/D)	4.38m×0.730	5.52m×0.746
効 率(η)	0.486	0.571
材 料	Ni-Al-Br	Ni-Al-Br
11. 主機冷却水폐열利用		給水加熱器
12. 減速裝置用 L. O. Pump의 主機구동		主機구동
13. 燃料절감량(%)		14%

Ⅳ. 結 論

上記와 같이 最近고려되고 있는 에너지節約對策中에서 몇가지 對策에 대하여 檢討하였다. 그러나 船舶의 에너지對策은 Table. 1에 明示되어 있듯이 多樣하므로 어느 對策을 선택하여 適用 할때는 船舶의 種類, 寸法, 航路 및 主機出力 등을 고려해서 決定해야하며 total system의 종합에너지節約效果

가 크도록 해야 한다. 上記對策外에도 新型機關(複合사이클 機關의 開發 및 高效率機關의 開發)의 開發 등의 動力源의 高性能化 그리고 代替燃料의 利用 및 新에너지의 利用 등의 에너지源의 多樣化에 依한 에너지節約對策이 절실히 要求되고 있다. 이러한 에너지對策을 適用 할 시는 반드시 다음의 세가지 前提조건이 만족되어야 한다. 즉 시스템全體의 信賴性確保, 메인テナンス(maintenance)의 容易性 및 初期投資에 對한 利益이 클것 等이다.

参 考 文 献

1. 野村 寛外, “日立 B&W 2×K45GTCA型ツインバンク機関” 内燃機関 19巻 3號 1980.3.
2. 野村 寛, “日立造船の低燃費低速 Дизель機” 内燃機関 19巻 4號 1980.4.
3. “Steam-to-diesel decision factors,” The Motor Ship, p.28—p.29, 1980.4.
4. 全考重 “船用燃機関講義” 1975.
5. 運輸省造船局, “主機換裝—そのエネルギー, —節約効果と船主經濟”, (財)日本造船振興財團, 1979 12.
6. 造船研究委員會, “船舶機関部の省エネルギーについて”, 日本造船學會誌 第604號, (1979.10), 第606號(1979.12), 第607號 (1980. 1).