

專刊暨經驗交流

船舶碰撞事故的本質分析之二

基隆港引水人 方 信 雄

一. 引言

近年來有關M型社會的發展一直是各種場合的熱門話題，其實，海運社會也不自覺地步上此一趨勢，亦即當前市場上運航船舶的船況與船員素質皆有明顯的M型分布趨勢。在職場上吾人發現船況良好、船員素質優秀者為數不少，但船況惡劣船員水平不堪者更眾。前者多屬客船、貨櫃船、液化天然氣船，後者則以散、雜貨權宜船為主。

不容置疑的，船舶碰撞是所有船東、運航人與船員都關心的議題，但卻也是海運社會一直無法避免的最痛。究竟問題出在何處？筆者有感於即使國際海事組織一再修訂並頒布避碰法規，船東方面則不惜花費鉅資籌建性能優越的新船投入市場，但船舶發生碰撞事故的比率依舊無法降低。可見單靠船新設備好並不能解決問題，反之，船員素質的參差不齊，才是海運社會不容忽視的主要因素。然而，船員素質的每況愈下除了大環境的變遷改變了人們的價值觀，進而造成高素質人上船意願降低之外，最主要的就是船東或運航人為降低營運成本刻意引進開發中國家的廉價船員所致。基本上，「開發中」、「廉價」與「素質」並無必然相關，但對具有高度跨國與專業勞動特質的船員而言，「價廉」與「物美」似乎很難

並存，究竟船公司想要挑選好船員，船員亦會想盡辦法進入待遇高、福利好的公司。不容否認的，確實有「價廉物美」的個案，但從筆者二十年的海上經驗來看，價廉的船員幾乎很難找到讓船東或船上領導幹部稱心如意的。正因為船員的素質與訓練不良，故而導致職場上海事不斷，這也是船東享受低成本船員所必須付出的代價。可以確定的，蓋只要船東一味的熱衷於雇用廉價低素質船員，則船舶碰撞將會是無可避免的常態。又本文主在探討船舶碰撞事故的疏失或不當作為，故而有關船員素質與成本的問題不再贅述。

繼先前發表於本刊之「有關VHF電話不當使用的案例分析」後，筆者特就近年來有關船員不當作為所引發船舶碰撞之趨勢加以探討。

二.有關不當引用避碰規則引發之案例分析

眾所周知，為維護海上航行安全而制定的海上避碰規則施行則已有數百年歷史，但基本上在十九世紀前所施行的避碰規則皆不具法律上的約束力。直至一八四〇年倫敦領港公會（Trinity House）另擬定一避碰章程，並於一八四六年經英國下議院制定法令施行，始產生史上第一部具法律規範的海上避碰章程，但其效力卻也僅止於大英帝國的領域。此後

各傳統海運大國陸續訂出船舶避碰相關規則，直至一九六八年國際海事組織（IMO）鑒於各國制定規則的紊亂不一，乃開始廣徵各會員國之意見，並由IMCO之工作小組著手起草規則條文。最後終於在一九七二年十月在倫敦召開會議制定適用於全世界水域的統一規則，計有四十六國派代表參與，此一國際海上避碰規則公約（Convention on the international regulations for preventing collisions at sea, 1972）於一九七七年七月十五日生效，其後曾針對海上環境的變遷陸續修正，最新修正本於二〇〇一年十一月二十九日為IMO所採納，並於二〇〇三年十一月二十九日生效。基本上，避碰規則是專家累積多年海上碰撞案例經驗與不斷研究修訂，同時以最簡潔的詞句闡明，並為法庭審判碰撞訴訟時所依據的準則。惟海上安全是一種共同行為，仍需所有參與使用者共同維護與信守。

然海上避碰旨在實行，單靠背記枯燥乏味的條文，而未完全領悟條文中有關船舶運航間之權利義務、責任關係、權責變更以及優先與除外條款之應用等程序，實不足以應付各種瞬息萬變的海上情況。

從歷年統計得知，海上碰撞案件之發生，常因疑惑猶豫或採取不當措施，以至形成逼近情勢（close-quarters situation）。或是在瞭望不足、判斷錯誤、逐漸逼近而無充裕時間避讓的狀況下，造成碰撞。凡此

皆可經由訓練、加強規則的認識作有效改善。我們知道海事主管與考試機關多年來一直努力把關確保有意取得證書者的能力。然而或許在訓練與培育上某些課程規劃之偏差，致使船員對於避碰規則的基本知識無法徹底瞭解。究竟單靠通過測驗並不能確保其能力無礙。另一方面，若從僱用與訓練（manning and training）的層面來看，由於海運公司基於成本考量，加諸船員僱用契約的限制，結果常造成過度強調陸基訓練（shore based training），進而造成人人皆適格（qualified）個個無把握的荒謬景象。

毫無疑問的，若從所有相關各造的共同利益著想，則所有船員都要對避碰規則要有充分的瞭解。很顯然的如果沒有經過嚴謹地測試，則有關規則的知識極可能變成片段的（patchy），而且規則的基本架構的整體性（integrity）更可能遭致不可原諒的妥協。故而談及人人遵循的避碰規則，我們就要找出所有可能導致誤解的模糊區域，進而採取適當的主動作為，以避免困難局面。例如我們發現許多船員不知是否要避讓他船的窘況皆存在於目標出現在舷燈的前方與後方邊緣地帶，即目標看似迎艏正遇，卻又類屬交叉相遇。事實上，避碰規則中有關分道航行制與能見度受限的規定亦都是極易造成類似判斷模糊的主因。

我們也同時發現船長與船副通

常在各種能見度下都採納視線良好下的規則。結果船副們通常會及早採用視線良好下的規則，因此能見度受限下的雙重動作（**dual action**）往往被忽略而成為不實用了。避碰規則第十九條（船舶在能見度受限制時之措施）變為沒有必要了

三.有關過度信賴航海儀器引發之案例分析

有關船員過度信賴航海儀器的議題，我們無意指摘相關各方的努力，只不過我們擔憂的是，為何此一問題無法有效解決。不容否認的，有關航海儀器的職前或在職教育訓練，海運業界最為成功的例子就是對於雷達及其附設避碰功能（**ARPA**）的訓練。此一強制且持續的航儀操作訓練，促使兩世代的船副對於使用其主要避碰航儀（**primary anti-collision aids**）具有相當專精的技術。然而其負面效應卻是造成眼前大多數船副（包括少數船長）過於專注於航儀的使用，而忽略了主動關切週遭海上場景的發展變化，進而身陷危機而不自知。

實務上，當值船副的責任並不僅止於避碰，只不過船舶避碰為當值首務而已，而為使任務輕鬆或分神處理其他雜務，時下航行系統已變成自動的，並藉由**GPS**及**ECDIS**導航（**Track-keeping**），或是自動導航

系統（**autopilot**）劃定航路。一般普遍認為事故的發生與航行員竭盡可能的貼近劃定航線行駛有密切關係。

因為當他們轉向後，即可啟動其系統至預期航路上。一般此等系統都可以不同的方法展現此一功能，即會快速的顯現預期航路，或模擬至下一轉向點的航路。不論如何，此二種模式的航行優先排序都會凌駕避碰的優良船藝，究竟冷漠的航儀不可能在瞬息萬變的環境下主導如何避碰，因為如何操縱船舶趨吉避兇乃是操船者的職責。安全通過距離必需被控制，而且小心監視直到他船通過為止。

展望未來，所有新世代的雷達都將附設**AIS**訊息，故而瞭望者可以得到三個不同系統的交插比對；即目視景象（**Visual scene**）、雷達映像（**radar picture**）與**AIS**。

四.船舶操縱專業不足引發之案例

眾所周知，無論在狹窄、限制或寬闊水域，為了確保航行安全，航海者必須選擇在其船舶可以操控的能力範圍內的運轉。尤其大型船舶通常要較小型船舶更需運轉空間，故而船長與船副對其船舶的實質大小所造成的限制因素要有充分的瞭解。此特別適用於採取避碰措施的最關鍵時刻，例如避讓一艘依照避碰規則原本應讓路予本船的他船舶之緊急情況下。因此保有對限制因素的感覺乃是訓練船副與瞭望者的最重要部份。

船長應敦促所屬重視他人面臨的問題的重要性，唯有及早採取行動才能享受置身於“舒服區”的感覺。但必須強調的是，只有當值者確實知道本身船舶所受的限制之船副才會較早採取動作。

五. 船長與船副的互動關係

船長通常會在其值班守則寫下：「**When in doubt, call me.**」。現在船長或許會知道當值船副會在何時呼請他，但是如此一個平凡（**non-specific**）的指令，通常需要一個有經驗的船副去評估可疑的局面（**to assess a doubtful situation**）。因此我們鼓勵船長定下有關如何呼請他們的明智指南儘可能包括明確數值的敘述。

有些事情是不證自明的，但重點必需加強，例如眾所周知疏於保持適當瞭望（**failure to keep a proper lookout**）將會留下大後果的風險。但仍應強調船舶安全是當值船副的責任。如果他（她）忽略了此一基本需求則船舶將變成易受傷害的（**vulnerable**）。保持有效的瞭望是自律問題，如果此一實務被全球採行，則碰撞案例將可減少**50%**，這應是可以達致的目標而且值得力爭的。

六. 船員疲憊不堪

船員的過度疲勞亦是涉及船舶碰撞的另一嚴肅主題，需知每一個人對

抗壓力、工作負荷、長時間工作的能力不同，但許多事故的發生主因卻是休息或睡眠不足所累積的。主要考量是要認清問題的所在，並不容藉由曲解去規避，然後再找出最有效率的處理工作的方法與休息時間。

七. 結語

人們常從已然發生的事故中去探討分析問題的所在，進而得到結論，並企圖將其移植到其他的情況上（**situation**）適用之。已碰撞事故為例，如果能夠將整個避碰過程切割成各行動組成區塊來看，則將很容易看到我們在處理一個走向變壞的情勢，但卻未能及時有效制止。事實上，眼前船上的避碰設施與知識已相當完備，而且重大撞船事件亦甚為稀少，難道是我們對安全的認知過度憂慮了嗎？可以確定的是，硬體設備大都沒有問題，關鍵在於軟體，也就是「人」的問題，例如，回顧近年來發生的幾起撞船事件都是在**VHF**上已經建立聯絡的情況下發生的，而且多數案例更是在視線良好的「互相看見」（**in sight**）的情況下。基本上，無法聯絡通不上話尚且有些微推諉的託辭，但能夠搭上線也看得到卻又撞上，著實令人不解與扼腕。究其原因不外當值者的專業信心不足優柔寡斷，更未體認到本身未盡職責所衍生的後果將是無可彌補的。

從理論上增大柴油機出力在實務上配置之探討(一)

文/ 田 文 國

摘要：雙燃循環(Dual Combustion Cycle)柴油機於20世紀末後30年間獲得了突飛猛進的進展，值此新世紀之初，低速船舶柴油機更將以壓倒性的氣勢橫掃蒸汽渦輪機取而代之，並以海洋船舶動力的龍頭進入21世紀。本文綜合雙燃循環柴油機的理論循環及於實際工作上，由新機出廠的廠試、裝船後的海上公試之運轉參數記錄完整保持，當燃油質量及機器使用日久後，各參數的日趨改變及海上氣象狀況變化，如何在現有的科學及技術配合理論基礎，以達到最經濟、安全及有效的出力。

關鍵字：雙燃循環、絕熱壓縮、定壓燃燒、絕熱膨脹

於20世紀後期中，經過激烈競爭，大型低速柴油機由十餘種廠家淘汰為當今的三種；即MAN B&W、Sulzer (Wartsila NSD)及三菱UEC，其形式已固定在二行程、單流掃氣、液壓驅動排氣閥及定壓增壓系統[1]。本文主要在檢討在內燃機雙燃循環的絕熱壓縮、定容燃燒及定壓燃燒基本過程中，如何在即有的操作技術基礎上，配合日益劣化的重燃油及機器使用日久後性能劣化，達成最高可靠、安全燃燒效率、經濟性及環境保護的要求。

一、雙燃循環的柴油機基本熱效率

柴油機的裝備設計、系統及材料會不斷的推陳出新，出力會不斷加大，但柴油機基本熱效率循環效率仍將以式(1-1)、(1-2)、(1-3)及(1-4)的基礎下進行改良及修正。

$$\eta_{tm} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_v^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} \quad (1-1)$$

$$P_{tm} = \frac{\varepsilon_v^k}{\varepsilon_v - 1} \cdot \frac{P_a}{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)] \cdot \eta_{tm} \quad (1-2)$$

式中 η_{tm} 循環熱效率； P_{tm} 為理論循環平均有效壓力； ε_v 為壓縮比 (Compression ratio)； λ 為壓力升高比 (Pressure ratio)； ρ 為預膨脹比 (Cut off ratio)； k 為比熱比 (Specific heat ratio) 亦稱絕熱理論指數為 $(C_p/C_v) = 1.4$ ； P_a 為壓縮始點壓力[2]。

$$\eta_v = \xi \frac{\varepsilon_v}{\varepsilon_v - 1} \cdot \frac{T_s}{P_s} \cdot \frac{P_a}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma} \quad (1-3)$$

$$\gamma = \frac{\varepsilon_v \rho_r}{\xi \varepsilon_v \rho_a - \rho_r} \quad (1-4)$$

式中 η_v 為充氣效率； γ 為殘餘廢氣系數； ρ_r 為殘餘廢氣密度； ρ_a 、 T_a 、 P_a 為進氣終止氣缸內氣體

密度、溫度和壓力； T_s 、 P_s 為進氣狀態下的溫度和壓力； ξ 為補充進氣比[2,25]。

二、壓縮比(ε_v) 在雙燃循環的柴油機的變化

1、壓縮比其定義： $\varepsilon_v = V_1/V_2$ 為氣缸總容積 V_1 與壓縮容積 V_2 之比，又稱幾何壓縮比。壓縮比是柴油機的一個重要性能參數，壓縮比太大，氣缸內空氣被壓縮後的壓力和溫度就越高，燃油就更容易發火燃燒，機器就容易起動，最高燃燒壓力和熱效率均會增高，但會使柴油機的熱應力相應增大，受製造材料限制[4]。相反，壓縮比小，壓縮終點的壓力和溫度降低，燃油不易發火燃燒，柴油機起動困難。可見，壓縮比對柴油機的燃燒、熱效率、起動性能、熱負荷和機械負荷都有一定的影響。

目前市場上船用低、中速柴油機壓縮比一般範圍如下：

低速柴油機 $\varepsilon_v = 12 \sim 14$ ；中速柴油機 $\varepsilon_v = 13 \sim 15$ [3]。

2、影響壓縮比改變的因素

柴油機於長時間運行後，壓縮比將會發生變化，影響壓縮比變化的因素有：

- (1)連桿大小端軸承受負荷磨損，使活塞組件下沉；
- (2)十字頭軸頸(活塞銷)與曲柄軸頸受負荷磨損，使活塞桿機構

下沉；

- (3)活塞冠(Crown)頂面、氣缸蓋底面被積炭燒蝕，使壓縮容積發生改變；
- (4)排氣閥底面被積炭燒蝕，使壓縮容積發生改變；
- (5)連桿桿身發生彎曲變形。以上因素都會影響原有的壓縮比變化。

實際工作上調整壓縮比的方法，可以透過下列方法來達成：

- (1)增減氣缸頭墊片厚度的大小；
- (2)增減連桿大端凸緣與軸承座之間墊片的厚度；
- (3)增減活塞桿端平面的墊片，使活塞桿上下移動；
- (4)修整或換新燒蝕的活塞、氣缸蓋或排氣閥。

3、壓縮比變小時對機器的影響

- (1)壓縮終點的壓力和溫度降低如公式(2-1、2-2)，起動性與燃燒性均降低；絕熱壓縮壓力與絕熱壓縮溫度在氣缸內變化的關係：

$$(1) P_2 = P_1 (\varepsilon_v)^{1.4} \quad (2) T_2 = T_1 (\varepsilon_v)^{0.4}$$

- (2)柴油機的工作熱效率降低，功率相應降低；
 - (3)由於最高爆發壓力相應降低，使機器的出力相應降低。
- 4、壓縮開始時掃氣溫度高對柴油機的影響
- 壓縮開始掃氣溫度高對柴油機的影響

響有：

- (1)因空氣溫度高使進入氣缸的空氣密度減小，氣缸掃氣質量下降，造成空氣供給不足，使缸內燃燒不完全；
- (2)工作循環的平均溫度升高，燃燒室部件的平均溫度和熱負荷升高，機器工作可靠性降低；
- (3)活塞壓縮終點溫度提前升高，容易引起缸內提前發火。
- (4)值得注意的是掃氣溫度亦不得低於機艙氣溫，以避免因露點溫度造成掃氣含水氣進入氣

缸，造成酸性腐蝕氣缸壁及活塞環。

5、保證壓縮過程正常的主要措施

- (1)保持正確的壓縮比。
- (2)保持燃燒室組件的密封性。
- (3)保持引擎正常的運轉溫度[3]。

6、實際於引擎使用時各壓縮參數的實證

本文參考實際船用主機廠試(Shop trial)及公試(Sea trial)記錄，比照其相對應資料，得到如下表1及表2結果：

表1某貨櫃輪主機規格、廠(陸)試及公(海)試記錄

Engine Specification							
Type		MAN B&W 7S60MC-C		Nominal power		21 490 BHP(PS)	
Nominal speed		105 rpm		Number of cylinder		7	
Cylinder bore		600 mm		Piston stroke		2400 mm	
Shop trial(Barcom. Press 1.013 bar)							
Load	E/rpm	T/C rpm	Scav.p kg/cm ²	Scav. T°C	pcomp kg/cm ²	pmax kg/cm ²	Output(PS)
50%	84	11 600	1.12	34	73.9	102.3	10 895
75%	96.2	14 200	1.99	36	108.1	130.9	16 334
90%	102.1	15 100	2.49	39	127.6	144	19 501
100%-1	105.8	15 800	2.78	40	137.4	149.7	21 753
100%-2	105.8	15 800	2.79	40	137.7	149.7	21 721
Sea trial							
50%	88.3	11 600	1.22	36	77	101	10 700
90%	105.5	15 100	2.52	44	125	144	19 310
100%	108.9	15 650	2.78	47	136	151	21 260

資料來源：某國內航運公司新造船記錄；1kg/cm²=0.980 7 bar=0.098MPa

表2以絕對溫度及絕對壓力在壓縮比 $\epsilon_v=13$ 絕熱壓縮下，其壓縮壓力及壓縮溫度對照表

Shop trial(Barcom. Press 1.013 bar)							
Load	E/rpm	T/C rpm	Scav.p bar	Scav. T° K	pcomp bar	Tcomp° K	Output (PS)
50%	84	11 600	2.11	307	76.5	857	10 895
75%	96.2	14 200	2.96	309	107.5	862	16 334
90%	102.1	15 100	3.45	312	125.3	870	19 501
100%-1	105.8	15 800	3.74	313	135.6	873	21 753
100%-2	105.8	15 800	3.75	313	136	873	21 721
Sea trial							
50%	88.3	11 600	2.21	309	80.2	862	10 700
90%	105.5	15 100	3.48	317	126.2	885	19 310
100%	108.9	15 650	3.74	320	135.6	892	21 260

經過公式(2-1；2-2)套入運算得結果表2，與實際試車比較幾乎完全穩合，為後節點火延遲期的公式運算提供精確的依據。

三、空氣供應在雙燃循環的柴油機的變化

由實驗得知1kg燃油完全燃燒所需的空氣量稱為理論空氣量 L_0 ，理論空氣量約為15.12kg[5]。充入氣缸的實際空氣量 L 與充入氣缸燃油完全燃燒所需的理論空氣量 L_0 之比，稱為過量空氣系數 α ，即 $\alpha = L/L_0$

柴油機在正常特性工作下，過量空氣系數 α 總是大於1。這是因為燃油霧化後在燃燒室內分佈不易均勻，

加上與空氣混合的時間又極短，為了使劣質燃油能及時地全部燃燒，則要求過量空氣系數 α 必須遠大於1，以便讓燃油分子與空氣中氧分子有更多發生化學反應的機會。由最新研發實驗得知最佳的過量空氣系數 α 為3~3.5倍[5]，過量空氣系數大使機器燃料完全燃燒，熱負荷下降，排氣溫度降低，進而使機器運轉的可靠性增加。

實際使用機器數據的證實－掃氣效率為壓縮開始時氣缸內保有之空氣重量與氣缸內所有新鮮氣體之總重量之比。以 $\varepsilon_v=13$ 來計算本機器單氣缸容積，活塞行程容積為：
 $(0.6)^2 \times 0.785 \times 2.4 = 0.678 \text{ 24 m}^3$ ；

間隙容積為 0.056 52 m^3 ，
 由理想氣體公式 $pV = mRT$ ，則單氣缸全負荷每轉耗掃氣質量為：
 $m_a = (3.74 \times (0.678 \text{ 24} + 0.056 \text{ 52})) / (0.286 \text{ 9} \times (40 + 273)) = 3.06 \text{ kg}$ ；

全部 7 缸每天耗空氣為：
 $3.06 \times 105.8 (\text{r/min}) \times 7 \times 60 \times 24 = 3 \text{ 263 379.84 kg/day}$ ；

每日耗油為(本機器公試耗油率為 128.6 g/ps-hr)：
 $0.1286 (\text{kg/ps-hr}) \times 21721 (\text{ps}) \times 24 = 67 \text{ 039.694 kg/day}$ ；

則空氣消耗為燃油消耗： $3 \text{ 263 379.84} / 67 \text{ 039.694} = 48.483$ 倍；
 理想狀態下 1 公斤燃油完全燃燒需空氣 15.12 公斤，則本船實際空/油比為： $48.483 / 15.12 = 3.2$ 倍；完全合乎理論設計要求。圖 1 顯示雙燃循環製造廠設計柴油機燃燒化學反應分析。

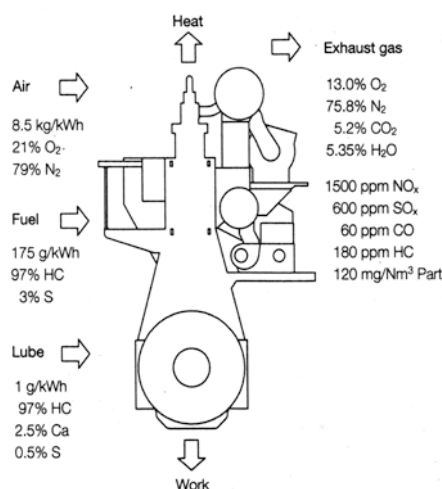


圖 1 柴油機實際燃燒化學變化各參數顯示[5]

理論上從增壓機(Turbo-charger)設計供氣可以達到最佳燃燒要求，實務如何維持增壓機效率及保證機艙過量空氣供應及空氣冷卻等。維持如上述空/油比除保證其燃料完全且快速燃燒達最高燃燒效率外，並可降低排氣溫度以降低機器熱負荷，使機器可靠性(Reliability)提升。

四、燃油噴射在雙燃循環柴油機的變化

柴油機工作過程的經濟性與燃油霧化完善程度有直接關係，實務上經常遇到的後燃時期過長現象大部份原因是噴射霧化不良或燃油與空氣混合不均及燃燒延遲過長有關[6]。

柴油機的燃燒過程對噴油設備的基本要求是：準確的噴油正時、適當的噴油規律、良好的霧化質量及精確

的循環噴油量調節。實務技術上可定為以下三點：

- 1、定時噴射：就是要求柴油機各缸的噴油設備具有準確的噴油提前角，而且能夠根據使用要求予以最有利地調整FQS(Fuel Quality Setting)及VIT(Variable Injection Timing)，以因應機器負荷、速度及燃料品質的變化，以確保最佳燃燒時期。
- 2、定量噴設：柴油機每循環的噴油量取決於柴油機的負荷。噴油設備則應根據負荷的變化調節噴油量。對多缸柴油機還應保證各缸噴油量均勻，以使各缸負荷均勻。
- 3、定質噴射：噴油泵必須具有足夠的噴射壓力和正確的供油規律。噴油器的啓閉壓力應便於調節，其噴油質量必須滿足使用要求，噴射的形狀和分佈應與燃燒室的形狀相適應[7]。

此外，噴油設備還應滿足工作穩定、可靠、無洩漏、能應急停油等一些便於管理的要求。

4、共軌噴射(Common rail injection)

蘇舍(Sulzer)柴油機製造廠於近年新開發並運用於商用船舶的共軌噴射系統，由圖2顯示RT-flex機器省略了各缸單獨高壓噴射泵、凸輪軸、伺服馬達及傳動齒輪系等，改為由曲軸

經齒輪驅動共同噴射泵及共軌管系，經電腦控制器WECS-9000控制以達最佳噴射效果及時期。共軌燃油噴射系統於30年代曾普及一時，這種系統由維克爾[9]發明，並加以發展，他是燃油無氣噴射的先驅，後來由於技術上無法克服的缺陷而沉寂了數十年。由於近年來共軌噴射使用於汽車獲得良好的經濟效益、可靠及低污染性，並大量減輕機器裝備重量及減少機械磨擦，因而近年來柴油機製造廠一直大力朝此方向研發並克服技術上盲點，在試驗台上已獲得良好測試成績，去年首艘共軌噴射柴油機已正式裝船並使用，使理論上達最佳噴射時期、定質、定量經由WECS9000控制器可完全得以實現。此一復古設計使輪機員得到的聯想是，先驅們的智慧絕對不輸於我們，只是科技及材料開發的經驗差，這一點在此得到證明。

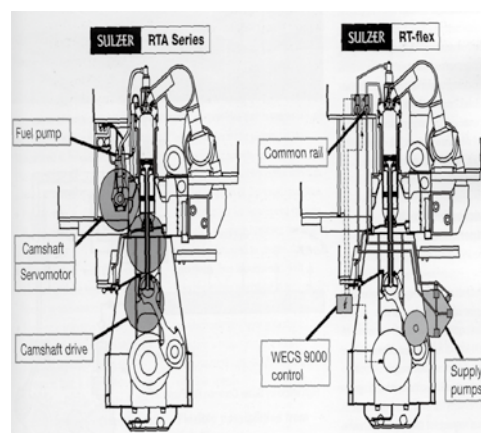


圖2傳統燃油噴射與共軌噴射改進顯示[8]

五、燃料燃燒在雙燃循環柴油機的變化

由於航運競爭的日趨激烈，營運成本的降低乃是各海運公司的最高生存法則，為降低燃料成本因而燃油品質降低為市場競爭的必然結果，燃料品質下降為船東帶來了競爭優勢，但也對輪機技術帶來了空前未有的挑戰。RMG35(3 500s Redwood No.1 100°F)已為現今燃油主要市場及未來RMH35(5 000s Redwood No.1 100°F) [10]的預期將進入市場使用，在在為輪機技術帶來了更進一步的挑戰。

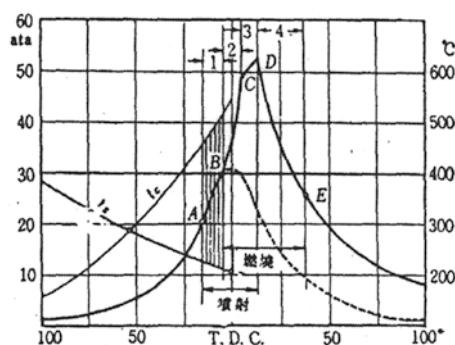


圖3內燃機燃燒過程[12]

(一)燃料燃燒過程：於內燃機燃燒過程可細分為點火延遲期、爆發燃燒期、控制燃燒期及後燃期共有四個階段來進行燃燒，如圖3所示。

表3點火延遲計算公式

	公式提出者(年代)	預測公式
1	H. Wolfer (1938)	$ID=0.44p-1.19\exp(-\frac{4650}{T})$
2	Henein-Bolt (1967)	$ID=0.146 \exp(-\frac{5250}{RT})$
3	J.Shipinski (1970)	$ID=[0.0271/(14.2233P)0.386](\frac{40}{CN})^{0.69} \exp(-\frac{8360}{5/4T+273.2})$
4	Hiroyasu (1975)	$ID=4.0 \times 10^{-3}p-2.5F-1.04 \exp(-\frac{4000}{T})$
5	Fujimoto (1977)	$ID=0.0331 \Phi 0.863 \exp(-\frac{4170}{T})(0.098P)-0.615$
6	Hardenberg (1979)	$ID=(0.36+0.22Cm)\exp[\frac{618840}{CN+25}(\frac{1}{8.314 \times T \varepsilon_v^{C-1}} - \frac{1}{17190}) + (\frac{21.2}{P \times \varepsilon_v^C - 12.4})0.65]$
7	上海內燃機所 (1980)-1	$ID=0.1+0.21p-0.8\exp(-\frac{4650}{T})$
8	上海內燃機所 (1980)-2	$ID=(3.89 \times 10^{-3}d_0 \rho f / \sqrt{(P_f - P)P/T} + 0.98p - 0.87 \exp(-\frac{2200}{T}))$
9	江少軍 (1980)	$ID=0.1+2.672p-0.87\exp(-\frac{1967}{T})$
10	大陸鐵科院 (1985)	$ID=0.5+(0.07p-0.7+2.5p-1.8)\exp[(52620-365CN)/RT]$

～ 未完後續 ～