船舶の省エネ・環境技術の評価に関する研究

春海 一佳*,安達 雅樹*,高橋 千織*,村田 裕幸* 安藤 裕友*,山口 良隆*,宮田 修*,一ノ瀬康雄**

Study on Evaluation of Energy-Saving and Environmental Technologies for Ships

by

Kazuyoshi HARUMI, Masaki ADACHI, Chiori TAKAHASHI, Hiroyuki MURATA, Hirotomo ANDO, Yoshitaka YAMAGUCHI, Osamu MIYATA and Yasuo ICHINOSE

Abstract

In recent years, IMO's emission controls on NOx, SOx and GHG (CO_2) for ships are strengthened. These trends would prompt the introduction of the post-treatment system of exhaust gas consisting of more than one unit such as a heat recovery system for the energy saving, SCR for NOx reduction, seawater scrubber for SOx reduction and so on. In the design of the system, many trade-off problems are found. For example, the relationship between the quantity of recovered heat and the pressure drop of the exhaust gas economizer. Therefore, a kind of design tool which can evaluate the performance of such system is needed. Authors propose to use the process simulator which is widely used in chemical engineering to simulate characteristics of chemical plants to estimate the performance of the marine exhaust gas post-treatment system. In this study, a process simulator "COCO" is used as a basic simulation platform with newly developed software modules. In this study, performance analyses of a simplified exhaust heat recovery system, SCR system, etc are conducted. It is found that process simulations are useful for the performance optimization of the marine exhaust gas post-treatment system. In addition, the economical evaluation of deSOx devices, which draw attention widely, are conducted for domestic vessels.

^{*}環境・動力系, ** EEDI プロジェクトチーム 原稿受付 平成27年5月29日

審 査 日 平成27年7月1日

目 次

1. まえがき・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・37
2.排ガス規制と対応技術・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.1 排ガス規制・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.1.1 NOx 規制・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.1.2 SOx 規制·······38
2.1.3 GHG 規制・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.2 規制対応技術・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.2.1 NOx 規制への対応技術・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.2.2 SOx 規制への対応技術・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.2.3 GHG 規制への対応技術・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3. 排ガス後処理系シミュレータ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.1 プロセスシミュレータ(PS) ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.2 プラント構成要素のモデル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.2.1 COCO 組み込みモデル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.2.2 熱交換器モデル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.2.3 タービンモデル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.2.4 SCR モデル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.3 排ガス後処理システムの解析事例・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.3.1 解析条件の設定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.3.2 排熱回収システムの解析と結果・・・・・・67
3.3.3 SCR モデルの解析と結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.3.4 排熱回収システムと SCR の直列配置・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.4 排ガス後処理シミュレータのまとめと今後の課題・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4. 脱硫の経済性評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.1 概要····································
4.2 経済性評価法の概説・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.3 内航船の条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.4 各脱硫法のコスト評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.4.1 湿式脱硫法••••••••••••••••••••••••••••••••••••
4.4.2 固定層乾式脱硫法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.4.3 流動層彭式脱硫法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.4.4 コスト評価の結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.5 船上脱硫法の経済性評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.5.1 LSFO の既存油からの単価増加額と各脱硫法の投資回収期間・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.5.2 LSFO 単価を固定した場合の投資回収期間の比較・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.5.3 投資回収期間を固定した場合の LSFO 単価の条件値・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.5.4 経済性評価のまとめと今後の課題・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
5. \$20
参考文献······

1. まえがき

近年,船舶の排ガスに関する環境規制が強化されつつある.規制対象物質は窒素酸化物 (NOx),硫黄酸化物 (SOx),および二酸化炭素 (CO₂)等の温室効果ガス (GHG:Green House Gas)である.なお,NOx については 直接的な排出量規制になっているが,SOx 排出についてはその起源である燃料油中の硫黄分の濃度の,GHG についてはエネルギー効率設計指標 (Energy Efficiency Design Index: EEDI)の規制となっている.

現在,これらに対応すべく例えば NOx については SCR (Selective Catalytic Reduction, 選択式触媒還元脱硝装置) あるいは EGR (Exhaust Gas Recirculation, 排ガス再循環) システムが実用に供せられている.また,SOx であれ ば,基準を満足する硫黄含有量の新たな燃料が現れつつあると共に,規制に適合するための代替手段である湿式 の船上脱硫装置が市場に広まりつつある.さらに,GHG,特に CO₂については船体側での摩擦抵抗低減や推進効 率の向上の試みに加え,エンジンサイドでは排熱回収による省エネが有力な対応策として注目されている.

一方、これらの規制への対応は相互に関連している場合がある。例えば NOx 規制への対応方法としてエンジン 側の燃料噴射タイミングの変更があるが、これは一般に燃費の悪化をもたらす。すなわち CO₂の排出を増加させ る.また、SOx は NOx 除去技術である SCR の触媒劣化の要因となる。また、もうひとつの NOx 除去技術である EGR システムでは、エンジン内に排ガスを戻すことからその排ガス中の SOx 除去は不可欠である。さらに、CO₂ 削減には排熱回収が有効だが、SOx は排熱回収用熱交換器(排ガスエコノマイザ)で発生するスートファイアと 呼ばれる火災事故(熱交換器に付着したすす等が燃える事故)の要因でもある。あるいは、排熱回収量を増加さ せ排ガス温度が低下した場合には、SOx は硫酸として結露するが、この結露硫酸は機器に損傷を与えるため、排 熱回収量を無制限に増やすことができず、排熱回収による CO₂削減の阻害要因となる。一方で、NOx、CO₂規制 への対応にとってハードルとなっている SOx 排出を抑制する方法として湿式スクラバがあるが、これは水により 排ガスを洗浄するものであり排ガス温度が下がる。したがって、NOx 低減方法として SCR を採用し、さらに排 熱回収用の熱交換器も設置する場合には、湿式スクラバはこれらの装置の後流側に設置される必要がある。燃料 側で SOx 規制に対応する場合、特にガス燃料を選択した場合は NOx 規制や EEDI 規制への対応において大きな メリットがあるが、一方で動力システムそのものの導入コストの増加等の懸念、あるいは燃料供給インフラに対 する懸念は残っている。

このように環境規制の強化と共に、燃料選択も含めたエンジン+排ガス後処理系の構成は多様化していくと考 えられ、船種や航路、あるいは船の大きさに応じてシステム構成を決める必要があるだろう.

本報告では、総合的な排ガス後処理を想定し、そのシステム構成の検討、あるいはシステム内で使用される要 素機器(例えば、SCRや排熱回収用熱交換器等)間の性能バランスの検討を容易にするための後処理システムの 性能解析シミュレータについて解説すると共に、同シミュレータを活用した排熱回収システムの性能解析につい て報告する.さらに、排ガス後処理システム要素技術の一つであり、SOx 規制への対応策として注目され、一部 ですでに実用に供せられつつある湿式スクラバについて、乾式脱硫と比較しながら、その内航船への適用可能性 を経済性評価により検討したので報告する.

排ガス規制と対応技術

2.1 排ガス規制

国際海事機関(IMO: International Maritime Organization)の MARPOL 条約(船舶による汚染の防止のための国際条約)の ANNEX VI(附属書 VI:船舶からの大気汚染防止のための規則)では,船舶からの硫黄酸化物(SOx) と窒素酸化物(NOx)等の排出を規制しているが, CO₂等の規制対象物質の拡大および規制値の強化が進みつつある.本章では, NOx, SOx, CO₂に関する規制とそれへの対応方法について概説する.

2.1.1 NOx 規制

NOx については、3 段階(1次~3次規制: Tier I ~ III)で規制強化が進んでおり、2011 年から Tier II による 規制が適用されている.本規制については、すでにエンジン単体で対応済みである.さらに、Tier III が 2016 年 1 月 1 日より有効となり、既に指定されている北米及び米国カリブ海の ECA では 2016 年 1 月 1 日以後に建造され る船舶においては一次規制値の80%減の排出量となる(ECA以外の一般海域では,Tier IIの規制値が適用される) ことが2014年3月31日から4月4日にかけて開催されたIMOの第66回海洋環境保護委員会(MEPC66, MEPC: Maritime Environment Protection Committee)で採択された.つまり,Tier IIIは新造船に対して有効ということになる.また,将来設定されるECAではECA設定日以後の指定する日以後に建造される船舶にTier III規制値が適用 される.なお,24m未満のレクリエーションボートと,推進出力の合計が750kW未満で旗国政府より適用除外を 認められた船舶はTier III適用除外となっている.また,24メートル以上の大型ヨットについては2021年までTier IIIの適用が猶予されている.図2.1に各エンジン回転数におけるNOx規制値を示す.エンジン回転数が高いほど, 厳しい規制値となっている.



2.1.2 SOx 規制

船舶で使用する燃料は自動車に比し硫黄分の高い重油であり、その燃料油中の硫黄分は燃料燃焼後、排ガス中に SOx として形を変え存在する. SOx は酸性雨の原因となる大気汚染物質であるとともに、NOx、CO₂を対象とした排出規制への対応についても以下のような問題を引き起こす.

- NOx3 次規制(Tier III)に対応するための装置として期待される SCR(Selective Catalytic Reduction, 選択式触 媒還元脱硝装置)の劣化をもたらす.
- ・ NOx3 次規制に対応するための手法として検討されている EGR(排ガス再循環, Exhaust Gas Recirculation) に おいても, SOx に起因する結露硫酸等によるエンジン部品の損傷等への懸念が存在する.
- ・ EEDI に見られる CO₂削減規制に対応するひとつの技術的方法である排熱回収においては, SOx 起源の硫酸結 露を防止するため,排熱回収量に上限が存在する.
- ・ SOx は排ガス中で凝集して PM としても生成する. これは直接 PM 排出量の増大に結びつくだけでなく,付着による排熱回収機器(排エコ)や SCR の圧損増大や性能低下をもたらす.

すなわち, Tier III 施行に対応した NOx 排出低減と CO₂削減をより効果的・効率的なものとするためには,低硫 黄燃料の使用あるいは排ガス処理システムの中への脱硫処理の導入が望ましいと考えられる.

一方,この SOx に対する規制は NOx 排出規制同様 IMO により強化されつつある.ただし,NOx 規制とは異なり,SOx 排出量に対する直接的な規制ではなく,船が使用する燃料油中の硫黄分に対する規制である.また,燃料油中の硫黄分にかかる規制であることから,船が燃料を使用して運航する限り,その起工日にかかわらず全ての船が規制への対応を迫られる点において,前節の NOx 規制とは本質的に異なる.図 2.2 に示すように,ECA においては 2015 年現在,すでに 0.1%硫黄分(質量%)という規制が発効している.一方,一般海域における規制値 0.5%の発効時期は 2020 年となっているが,2018 年までに行われる燃料供給に関するレビューの結果によっては 2025 年に延期される可能性もある.この一般海域規制(グローバルキャップとも呼ばれる)は,ECA を設定

していなくてもかかってくるものであり、舶用燃料の供給そのものが変更される可能性がある.その場合、日本の内航船も、必然的に一般海域規制以下の硫黄分の燃料を使用することになるものと予想される.また、IMOでの議論の如何にかかわらず、EUにおいてはEU指令²⁰により2020年から燃料油中の硫黄分は0.5%以下に規制される.なお、この規制をクリアするための代替手段として、主管する官庁によって承認された排ガス処理装置による排ガスからの脱硫(規制に対応した燃料を使用した場合の排ガス中SOx濃度と同レベルまで後処理により削減)も認められている.

なお、2015年に始まった ECA における 0.1%硫黄分規制への対応としては、低硫黄燃料である MGO (Marine Gas Oil)利用が多数を占め、次いで代替手段として認められている湿式脱硫装置であるスクラバによる排ガス脱硫、そして LNG 利用となっている³.



図 2.2 燃料油中の硫黄分規制値

2.1.3 GHG 規制^{4),5)}

各産業分野において、地球温暖化対策が求められているが、貨物輸送トンマイル当たりのエネルギー消費が最 も少ない輸送機関である船舶についても例外ではない. 国連気候変動枠組条約(UNFCCC: United Nations Framework Convention on Climate Change)の京都議定書では、温室効果ガス(GHG)排出削減義務を附属書 I に 掲げる先進国のみに課しているが、国際海運からの GHG 排出抑制策については IMO において検討することとさ れている. 2011 年 7 月に開催された IMO の MEPC62 において、船舶の燃費改善を促進するための技術的指標で あるエネルギー効率設計指標(EEDI: Energy Efficiency Design Index)の規制値への適合を新造船に対し強制化す るとともに、運航的手法により GHG を削減すべく二酸化炭素放出抑制航行手引書(SEEMP: Ship Energy Efficiency Management Plan,船舶エネルギー効率管理計画書とも言う)の保持を全ての船に対し強制化する MARPOL 条約 附属書 VI の改正が採択された. さらに、2012 年 2~3 月に開催された MEPC63 において、この改正 MAROL 条 約の実施に不可欠なガイドライン(EEDI の計算方法を記載した「EEDI 計算ガイドライン」、EEDI の検査・認 証方法を記載した「EEDI 検査・認証ガイドライン」、SEEMP を作成するための「SEEMP 策定ガイドライン」) の3つのガイドラインが採択された.

「EEDI 計算ガイドライン」において詳細な計算式が示されているが、EEDI は1トンの貨物を1マイル輸送する際に排出する CO₂の量であり、その算出式の概要は、

EEDI=(燃費 x エンジン出力 x 燃料 lg の消費当たりに排出される CO₂の量)/(船速 x 容量) と表される.

なお、容量は船種に依存するがバルクキャリア、タンカー、一般貨物船等、多くの船種において、積載重量トンである.新造船については、この値を基準値以下にする必要があるが、その基準値は船の大きさ、船種に応じ

て定められている.そして,基準値は段階的に強化される.図 2.3 に基準値を表すリファレンス・ラインと規制 値の例を示す.リファレンス・ラインをベースにして,2025年には 30%の削減が求められている.



図 2.3 EEDI 規制値の例

2.2 規制対応技術

2.2.1 NOx 規制への対応技術^{6),7)}

TierII についてはエンジン側の技術的対応により規制値をクリアしている.一方,2016年から有効となる Tier III を達成するには現状のディーゼルエンジンを前提とした場合排ガス後処理装置の導入等,大がかりな対応が求められている.現在,Tier III への対応方法としては主に2つの方法がある.ひとつが発生する NOx を後処理により化学的に還元する SCR (Selective Catalytic Reduction,選択式触媒還元脱硝装置)であり,もうひとつがエンジンの燃焼用の空気にエンジン排ガスを一部混入する EGR (Exhaust Gas Recirculation, 排ガス再循環)である.

SCR システムの概要を図 2.4 に示す. エンジン排ガス中に尿素水を噴霧し,高温環境下で尿素がアンモニアに 変換され,触媒において NOx がアンモニアと反応することで,窒素と水に還元される.アンモニアを直接使用し ないのは,アンモニアが劇物であり船内のような閉鎖空間で取り扱うことに危険を伴うからである.また,触媒 は微小な流路から構成されるハニカム構造であり,反応させるための表面積を増加させている.



EGR システムは、図 2.5 に示すように排ガスの一部を分流し、エンジンが取り込む燃焼用空気に混合させる. 酸素濃度を低下させ化学反応速度を押さえることで NOx 生成を抑制する方法である. 舶用エンジンの場合, 硫黄 分の高い燃料を使用することから、 EGR スクラバにより SOx, スートを除去すると共に吸気の酸素濃度を効率 良く低下させるために排ガス温度を低下させる必要がある. なお, 図では過給機で膨張する前の高圧条件におい て分流しているが, 過給機通過後の低圧条件で分流する方法もある.

上記の方法の他,燃料と水を混合させたエマルション燃料の使用と上記の方法との組み合わせ^{8,9},あるいは ガス燃料をあらかじめ燃料/空気が過不足なく反応するよりも多い空気量と混合させてエンジン内で燃焼させる 予混合方式リーンバーンガスエンジンへの切り替え,といった対応方法がある.



図 2.5 EGR システム概念図

2.2.2 S0x 規制への対応技術

2.1.2 で述べたように、SOx 規制は燃料油中の硫黄分に対する規制であり、この規制に適合するためには以下の4つの方法がある.

- ① 従来からある規制値以下の硫黄分の燃料(留出油: MGO等)を使用する
- ② 規制値に適合した新規開発された燃料を使用する
- ③ LNG やバイオ燃料等, 硫黄分を含まない燃料を使用する
- ④ 規制値を超える燃料(例えばC重油)を使用し、主管する官庁によって承認された排ガス処理装置により 排ガスから脱硫する

①~③は低硫黄の燃料を使用するという意味において等価な方法であるが、④は燃焼後の排ガスから脱硫する方法であり本質的にそれらとは異なる.2.1.2節で記載したように、2015年から0.1%硫黄分規制がかかっている ECA では、対応方法として①が選択され、次いで④、③という状況のようである。②については、十分な実績が挙がっているとは言い難い.一方、2020年あるいは 2025年から全海域を対象として有効となる 0.5%硫黄分規制への対応を考えたとき、現在の ECA 対応と同様な対応状況になるかは不明である。まず MGO 等留出油の供給量確保の先行きが不透明である。また、仮にある程度確保されたとしても、需要増に伴う価格の上昇が予想され、経済的視点から異なる対応方法の選択が行われる可能性がある。当然②、③の選択においても燃料価格が重要な役割を果たし、現時点でどの方法が経済的に有利かを判断することは難しい。

個々の対応方法について技術的観点から述べるならば、まず①はもっとも直接的な規制への対応方法である. 従来同様にディーゼルエンジンを使用し、規制をクリアすることが可能である.一方で、ECA および一般海域 の双方を航行する場合は、燃料の切り替えが必要となり、その場合急激な燃料温度の変化(一般に残渣油は加熱 して用いられる)や粘性の変化に注意が必要となる^{10,11,12}.また、硫黄分が少ない燃料を使用する場合、アル カリ価(BN: Base Number,塩基価とも呼ばれる)の異なる潤滑油に変更する必要もある.②については、ECA 対応燃料が市場に出回っているものの、燃料性状およびそれに伴う排ガス性状等に関する実績が十分に挙がって いない.さらに、0.5%硫黄分規制に対応した燃料はまだ市場にでておらず、性状、価格ともに未知数である.③ については、すでにECA対応においてLNG燃料が採用されているように、実績も上がっていると共にリーンバー ンガスエンジンを採用するならば、NOxのTierIIIもクリアでき、さらにLNGが炭素分の少ない燃料であること から EEDI低減にも結びつく.さらに燃料価格そのものも、油に対し十分な価格競争力を有する.しかし、その 導入に際しては、LNGの単位体積当たりの発熱量は油に比し少ないためタンク容量が増大すると共に、断熱性 能を有するタンクやガスエンジン及び燃料供給系統そのもののコストも検討に含める必要がある.さらに、③に 挙がっている燃料の使用に際しては燃料供給インフラの整備が必要になる.④は従来使用している燃料を使用し 続けられることから、エンジン側における変更は必要ない.

現在,市場に供されている排ガスからの脱硫装置は湿式スクラバである.湿式スクラバの概要を図2.6に,海 上技術安全研究所の実験用湿式スクラバ(257kW 中速エンジン用,高さ4.3m,直径0.55m)を図2.7に示す.湿 式スクラバは水(海水/清水)により硫黄分(硫酸/硫酸塩)を除去する装置であり,まず水を排ガス中に噴霧 することで(図中,左から斜めにスクラバに接続されている排ガス管内でも水を噴霧する場合がある),排ガス を冷却する.冷却され液相あるいは固相になった硫黄分は水との衝突により捕獲され,さらに気相成分も水との 反応あるいは吸収により除去される.海水はアルカリ性だが清水を使う場合は図に示すように処理した水を NaOH等により中和する必要がある.一般に,海水を使用する場合はそのまま洋上で投棄される.一方,清水を 使用する場合は循環して繰り返し排ガス洗浄に使用する.エンジン排ガス中に含まれる様々な物質が除去される ため,遠心分離器やフィルター等により固形分を除去する必要がある.除去された固形分(スラッジ)は、タン クに保存され港で下ろされる.湿式スクラバは、安価な残渣油を使用し続けることを可能とするため、注目を集 めると共に広く市場においても受け入れられつつあるが、排水、あるいはスラッジ処理が問題となる可能性があ る.また、図2.7からわかるように、エンジン出力に対し装置がかなり大きく、内航船のような比較的小型の船 にレトロフィットでスクラバを搭載しようとする場合は、特にその高さが設置を難しくする可能性がある.



図 2.6 湿式スクラバ概念図



図 2.7 実験用湿式スクラバ

陸上では上記の排ガス脱硫方法以外に様々な方法があるが,設置スペースが限られる船上において湿式スクラ バ以外の装置により脱硫されている事例はほとんど無い. その数少ない方法が乾式脱硫である.

乾式脱硫は脱硫を担う固体(脱硫剤)と排ガスを接触させることにより脱硫する方法で、上記の湿式脱硫法と 比べると廃水処理設備が必要なく小型化が可能な上コスト的には優位とされている.さらに排ガス温度をほとん ど変化させることなく脱硫が可能であるため、脱硫後に SCR システムや排熱回収システムを置くことが可能と いう利点を有する.一般に、脱硫剤は固気接触面積を増大させるため粒子状である.固気接触の方法としては、 粒子群が詰まった状態で固体の運動もない状態において固体粒子間の空隙を気体が流れる「固定層」(「固定床」

「充填層」とも呼ばれる)と、気体の流動により固体も運動し一種の固気混相状態を形成する「流動層」(「流動 床」とも呼ばれる)がある.図 2.8 に固定層の概念図を示す.2 枚の分散板の間に充填された粒子群の中を気体 は通過する.



図 2.8 固定層概念図

一方,流動層は図2.8の上方の分散板が無く,ある流速以上で気体が通過している状態である.気体流速が大きいほど,粒子は気体からの抗力故に気体と共に飛翔やすくなり流動状態は変化する(図2.9).図中のフリーボードは粒子が存在しない領域であり装置内に同領域が無くなるほど流速が大きくなると,粒子は装置の外に排出されてしまう.



図2.9 気体流速の変化による流動層の状態変化

そのような状態であっても装置として機能させる方法として、粒子を循環させる循環流動層という方式がある. 図 2.10 に循環流動層の概念図を示す.



図 2.10 循環流動層概念図

循環流動層は内部が固気二相流となっているライザー,固気分離を行うサイクロン,ダウンカマー,ダウンカ マーからライザーへ粒子を供給するループシールバルブからなる.ライザー内部の底には分散板が設けられてお り、ここから気体を吹き出すことで内部に滞留している粒子を均質に流動化させる役割を果たしている.ダウン カマーはサイクロンで分離した粒子を蓄積する粒子槽であり、ここの容量がライザーへの粒子供給量(循環量) に大きな影響を与える.ループシールバルブは非機械式のバルブであり、その内部で粒子が圧縮空気等の吹きつ けにより流動化しバルブの開状態に相当する挙動を示す.ループシールバルブには、形状や空気の吹きつけ方向 によりいくつかの種類がある.

乾式脱硫においては、脱硫剤の種類と固気接触の形式が脱硫性能・装置の大きさ等を決める重要なファクターとなる. 乾式脱硫はコスト低減および小形化の可能性が高い点で有力な候補となり得るとともに、陸上での実績も十分あるが、実船搭載事例としては Couple Systems (2015 年現在 ENVAIRTEC が事業を引き継ぐ)の dryEGCS (固定層)があるだけであり市場に普及しているとは言い難い¹³.

2.2.3 GHG 規制への対応技術

2.1.3 節で述べた GHG 規制のうち,本節では EEDI 規制への対応技術について簡単に述べる. EEDI は,

EEDI=(燃費×エンジン出力 × 燃料 lgの消費当たりに排出される CO₂の量)/(船速 × 容量)

のように表現できるが、その低減のためには船速と容量(貨物積載量)を保ちながらエンジン出力を小さくする、 あるいはエンジン出力を維持しながら船速あるいは容量を増大させるといった方法がある.これらは基本的には 船の抵抗の低減や推進効率の向上等、船体側で対応する技術的方策である.一方、エンジン側から見た場合、「燃 費」と「燃料 1g の消費当たりに排出される CO₂の量」(無次元の換算係数)が改善の対象となる.このうち、「燃 費」はエンジンの熱効率の改善、あるいは排熱回収により低減することが可能である(厳密に言えば、排熱回収 は EEDI 算定式の負荷項によりその効果が考慮されるが、概念的には「エンジン+廃熱回収」という動力システ ムトータルとして燃費が改善したと見ることができる).また、「燃料 1g の消費当たりに排出される CO₂の量」 を示す換算係数は燃料の転換により低減することができる.例えば、参考文献 5)の 2.1 項の表によれば重油(HFO) の場合、同換算係数は 3,114 であり、LNG の場合は 2.750 である.燃料単位重量当たりの発熱量の違い(LNG は HFO より大きい)やエンジンの熱効率の違いを考慮すると、LNG を燃料とすることでおよそ 20~25%程度 CO₂ 排出を削減できる.また、同表には示されていないが、将来、燃料として水素を使用する場合は、燃焼に伴う CO₂排出量はゼロであることから換算係数もゼロとなり, EEDI もゼロとなるはずである. NOx あるいは SOx 規制への対応においてもガス燃料使用は有効であり, 規制強化が進むにつれ導入メリットが増大する可能性がある.

3. 排ガス後処理系シミュレータ

記号

 A_V : 触媒ブロックの比表面積 $[m^2/m^3]$

- *B₁*: SCR 内幅方向の触媒ブロック数[個]*B₂*: SCR 内高さ方向触媒ブロック数[個]
- *B*₃: SCR 内長さ方向触媒ブロック数[個]
- *B*_s: SCR の触媒ブロック必要個数[個]
- C: Chishom のパラメータ[-]
- D: タービン羽根車の直径[m]
- FN:水管の単位長さ当たりのフィン数[1/m]
- *G_g*: 排ガス流量[kg/h]
- G_w : 蒸気(給水)流量[kg/h]
- *H_{g,in}*: 排ガス入口エンタルピー[kJ/kg]
- H_{g.out}: 排ガス出口エンタルピー[kJ/kg]
- *H_{g,out}*': 排ガス出口エンタルピーの修正値[kJ/kg]
- *H_{w,in}*:蒸気(水)入口エンタルピー[kJ/kg]
- *H_{w,out}*:蒸気(水)出口エンタルピー[kJ/kg]
- *H_{w,out}*: 蒸気(水) 出口エンタルピーの修正値[kJ/kg]
- *H_{wsl}*: 飽和水エンタルピー[kJ/kg]
- $H_{w,sv}$: 飽和蒸気エンタルピー[kJ/kg]
- K:フィンチューブの形状係数[-]
- K_0 :総括反応速度係数 [Nm³/(m²h)]
- *L*_l: SCR 内の前流部長さ[m]
- L₂: SCR 内の触媒ブロック充填区間長さ[m]
- *L*₃: SCR 内の後流部長さ[m]
- *M*₁: SCR 内方形断面の幅[m]
- *M*₂: SCR 内方形断面の高さ[m]
- N: タービン羽根車の回転数[rpm]
- N_{tb,h}:水管の管束部の列数[列]
- Ntb,v:水管の管束部の段数[段]
- PF:水管長さ方向のフィンピッチ[m]
- *PH*:管束部の水平方向ピッチ[m]
- PV:管束部の垂直方向ピッチ[m]
- *P_{ein}*: 排ガス入口圧力[Pa]
- P_{s.out}: 排ガス出口圧力[Pa]
- *P_{win}*:蒸気(水)入口圧力[Pa]
- *P_{wout}*:蒸気(水)出口圧力[Pa]
- Q: 熱交換器の回収熱量[kW]
- Re1:水管内液単相流のレイノルズ数[-]

Res2:前流部におけるレイノルズ数[-] Rest: 触媒ブロック充填区間のレイノルズ数[-] Res4:後流部におけるレイノルズ数[-] Re_v:水管内蒸気単相流のレイノルズ数[-] S: 熱交換器の伝熱面積[m²] S': 熱交換器管列部の伝熱面積[m²] SNF:フィンを除く,水管の単位長さ当たりの伝熱面積[m²/m] SOF: 水管の単位長さ当たりのフィン伝熱面積[m²/m] SV : SV 值, 空間速度 [1/h] She: 熱交換器の設置面積[m²] S_{p,in}:入口側の排ガス管断面積[m²] Sp.out: 出口側の排ガス管断面積[m²] T.m: 排ガス入口温度[K] Tg,out: 排ガス出口温度[K] Twin: 蒸気(水)入口温度[K] *T_{w,out}*: 蒸気(水) 出口温度[K] U:熱交換器の総括伝熱係数[W/m²K] *V_b*: 触媒ブロック体積[m³] *W_e*: タービン電気出力[kW] *W_m*: タービン動力出力[kW] X: Lockhart-Martinelli パラメータ[-] as1: 代表長さについての補正係数[-] $a_{s,l}: \Delta P_{s,3}$ についての補正係数[-] as1: SCR 内部圧力損失の安全率[-] b1: 触媒ブロックの幅方向セル数[個] b2: 触媒ブロックの高さ方向セル数[個] c1: カーチス式タービン第1回転羽根の蒸気絶対流出流速[m/s] c₁': カーチス式タービン第2回転羽根の蒸気絶対流出流速[m/s] c2: カーチス式タービン案内羽根の蒸気絶対流出流速[m/s] c2': カーチス式タービン第2回転羽根出口の蒸気絶対流出流速[m/s] d_e:フィンチューブの相当径[m] ds2:前流部及び後流部における代表長さ[m] d_{s3}: 触媒ブロック充填区間における代表長さ[m] *d_{wi}*:フィンチューブ内径[m] *dwo*:フィンチューブ外径[m] f.: フィンチューブ外回りの摩擦係数[-] fi:水管内液単相流の管摩擦係数[-] f.2: 前流部及び後流部の摩擦係数[-] fs3:触媒ブロック充填区間の摩擦係数[-] f.: 水管内蒸気単相流の管摩擦係数[-] g1:触媒ブロックのセル幅[m] g2: 触媒ブロックのセル高さ[m] *i*₁: 触媒ブロック幅[m]</sub> *j*₂:触媒ブロック高さ[m] *i*₃:触媒ブロック長さ[m]

- *k*_{s.2}: SCR 流路内面の表面粗さ[m]
- *k*_{s.3}: セル内部の表面粗さ[m]
- l:熱交換器内のフィンチューブ管長[m]
- n₁:繰り返し計算の回数の最大値[-]
- n2: 管列内水管の計算区間の分割数[-]
- u1:カーチス式タービン第1回転羽根(羽根車)の回転速度[m/s]
- u₁': カーチス式タービン第2回転羽根の回転速度[m/s]
- u2:カーチス式タービン案内羽根の回転速度[m/s]
- u2':カーチス式タービン第2回転羽根出口の回転速度[m/s]
- vs: SCRの前流部から後流部にいたる区間における排ガス流速[m/s]
- w₁:カーチス式タービン第1回転羽根の蒸気相対流出流速[m/s]
- w1':カーチス式タービン第2回転羽根の蒸気相対流出流速[m/s]
- w2:カーチス式タービン案内羽根の蒸気相対流出流速[m/s]
- w2':カーチス式タービン第2回転羽根出口の蒸気相対流出流速[m/s]
- *x*:乾き度[-]
- xin: 熱交換器入口の乾き度[-]
- △Pg: 熱交換器管束部の排ガス側圧力損失[Pa]
- △P_s: SCR 全体の内部圧力損失[Pa]
- *△P*_s': SCR 流路のその他考慮すべき圧力損失[Pa]
- △P_{s1}: SCR 流路の断面拡大部における圧力損失[Pa]
- △P_{s.2}: SCR 流路の前流部における圧力損失[Pa]
- △P_{s3}: SCR 流路の触媒ブロック充填区間における圧力損失[Pa]
- △P_{s4}: SCR 流路の後流部における圧力損失[Pa]
- △P_{s.5}: SCR 流路の断面縮小部における圧力損失[Pa]
- △Psd:SCR 全体の内部圧力損失の設計値[Pa]
- △P_w:熱交換器管束部の水管側圧力損失[Pa]
- △T_{gw}:熱交換器の気液温度差[K]
- △Tin:熱交換器入口側の温度差[K]
- △Tout:熱交換器出口側の温度差
- *∆l*:計算区間[m]
- Ⅱ:気相についての二相摩擦係数[-]
- Π_ν:気相についての二相摩擦係数[-]
- Ψ1:(3.39)にて定義される係数[-]
- Ψ2:(3.40) にて定義される係数[-]
- α₁: カーチス式タービンのノズル出口角(第1回転羽根流入角) [rad]
- α₁': カーチス式タービンの第2回転羽根流入角[rad]
- α2: カーチス式タービンの第1回転羽根流出角[rad]
- α₂': カーチス式タービンの第2回転羽根流出角[rad]
- β₁: カーチス式タービンの第1回転羽根入口角
- β₁': カーチス式タービンの第2回転羽根入口角
- β₂: カーチス式タービンの第1回転羽根出口角
- β₂': カーチス式タービンの第2回転羽根出口角
- γ: 蒸気タービン膨張比[-]
- ε: 誤差の最小値[-]

48

η_m: タービンの機械効率[-] η_e: タービンの発電機効率[-] n_d: タービンの線図効率[-] η_{d.max}: タービンの最大線図効率[-] n: タービンの総合効率[-] θ: タービンノズルの速度係数[-] κ:脱硝率[-] λ:水管の90度ベンド部の損失係数[-] μ_e: 排ガスの粘性係数[Ps-s] μw1:水の液単相の粘性係数[Ps-s] μ_{wv}:水の蒸気単相の粘性係数[Ps-s] ξ: タービンノズルにおける絶対蒸気速度と羽根車回転速度との比[-] ξ_{ont}: タービンにおける最適速度比[-] *ρ_g*: 排ガス密度[kg/m³] ρ_{w1}: 水の液単相の密度[kg/m³] *ρ_{wv}*: 水の蒸気単相の密度[kg/m³] τ: 蒸気の比熱比[-] *v_w*:水管内の質量流束[kg/m²s] φ:カーチス式タービン第1回転羽根の速度係数[-] ω': カーチス式タービン案内羽根の速度係数[-] φ_f: カーチス式タービン第2回転羽根の速度係数[-]

∇P_w:水管内の圧力勾配[Pa/m]

VP_{wl0}:水管内液単相流の圧力勾配[Pa/m]

∇P_{wv0}:水管内蒸気単相流の圧力勾配[Pa/m]

3.1 プロセスシミュレータ(PS)

第2章で解説したように、各種排ガス規制が強化されつつある状況においてそれらの規制に対応する方法の選択肢は多岐にわたる.例えば排ガス後処理にてすべての規制をクリアすることを考えた場合、図3.1に示すように排ガスを処理する機器や排熱回収用の熱交換器などをエンジン系統に組み込むことになる.その結果、それらは船内に搭載できるように小型化した化学工学プラントとなる可能性がある.

化学工学ではこうした化学プラントを設計・検討するためにプロセスシミュレータ (PS, プラントシミュレー タとも)と呼ばれるソフトウェアを使っている. PS は以下に挙げる機能が組み込まれている.

・物質の物性(密度,粘性,比熱など)の導出

物質の物性(密度,粘性,比熱など)の導出が,データベースや状態方程式により可能である.例えばある気体の温度と圧力から密度を求める場合,PSでは理想気体や Van deer Waalsの状態方程式に加えてより実際の状態が推定可能な Peng Robinson や Soave Redich Kwongの状態式¹⁴⁾なども組み込まれている.

・化学反応の計算

さまざまなプロセスで使用される化学反応のモデルや、平衡状態における化学反応のモデルが、パッケージ化 されている.

・プラントの要素機器に関する物理・化学的変化に関する計算

PS にはプラントを構成する要素機器(例えば,分離器,反応器,ポンプ,熱交換器など)内での物理変化や化 学変化を計算するための数理モデルが組み込まれている.

PS には大きく定常状態を模擬する定常シミュレータと非定常状態を模擬するダイナミックシミュレータに分けられる.前者で代表的なものには HYSIS¹⁵⁾や Aspen Plus¹⁶⁾,後者で代表的なものには gPROMS¹⁷⁾や Visual Modeler



図 3.1 舶用排ガス後処理系システムの概念図

¹⁵⁾などがあるが、前者に比べて後者は計算量が膨大になるためより高性能なコンピュータ上での使用が不可欠である.

排ガス後処理系シミュレータを構築するプラットフォームとして、本研究では無償で提供されている定常シ ミュレータ型 PS である COCO (CAPE-OPEN to CAPE-OPEN)¹⁹⁾を活用した. COCO は以下のような特徴を有す

- る.
- ① GUI (グラフィックユーザーインターフェース)を有し、プラント構成要素(熱交換器、反応器、ポンプ等) を画面上で結び併せ、簡単にシステムモデルを構築できる.
- ② COCOの語源である CAPE-OPEN (CAPE: Computer-Aided Process Engineering)²⁰と呼ばれるオープンなソフトウェア間のインターフェース標準規格に準拠しており、同標準に準拠した他のソフトウェアとの連携が容易である.
- ③ ②により他のソフトウェア上で CAPE-OPEN に準拠したモデルを作成することで、COCO 内装のモデルから 置き換えて、より高度な解析を行うことが可能である.

COCO の特徴を図 3.2 に示す. COCO 内のワークシート上で化学プラントのモデルは主に物質の流れを示す "Stream"と物理的・化学的処理行程を示す"Unit Operation"から構成されており, "Unit Operation"はプラント構成要 素を数理モデル化したものである. COCO にも物性の状態方程式やデータベース, "Unit Operation"の数理モデル は用意されているが, COCO 内にない物質を扱う場合やより複雑な"Unit Operation"の数理モデルを使いたい場合 は, Excel や OpenOffice の Calc, プログラミング原語である Python あるいは Matlab²¹⁾や Scilab²²⁾などを使ってデー タベースや"Unit Operation"の数理モデルを作成し, CAPE-OPEN で作成したインターフェースソフト²³⁾ ("Scilab Unit Operation"など)を介してこれらを COCO 上で使うことが可能になっている. さらに, プログラム言語で使 用できる機能がそのまま活用できるため, 作成したモデル中でネットワークを介して別途用意されたデータベー スサーバにアクセスし, データを取得すると行ったことも可能である. この機能により, 例えば, エンジン排ガ ス流量や温度等をあらかじめデータベース化しておき, それを参照すると行ったことも可能である.



図 3.2 COCO 上で構築したプラントモデルと CAPE-OPEN を介したソフトの連携

3.2 プラント構成要素のモデル

3.2.1 COCO 組み込みモデル

排ガス後処理系シミュレータを構築する際にはまず要素機器をモデル化する必要があるが、本章では排ガスを 熱源として動力を回収する排熱回収システム内の排熱回収熱交換器と蒸気タービン、及び排ガスから NOx を除去 する SCR,の3機器のモデル化とテストケースの解析結果について報告する. COCO でもタービンと熱交換器の "Unit Operation"モデルは内装しているものの仕様が単純で、かつ COCO 内では SCR に相当する数理モデルは内 装していない.このことからこれら3者の機器モデルを前述のインターフェースソフトを使って作成した.

COCO における Steam と Unit Operation の関係を図 3.3 に示す. Stream と Unit Operation は Port を介して接続 されてデータをやりとりしている. Unit Operation へ入力する側の Stream は Feed Stream, 出力する側の Stream は Product Stream と呼ばれ,各 Stream 内では圧力,温度,流量,Stream 内を流れる各成分の比率が設定されている 上,PS の特性上 Unit operation 内の計算で必要な物性値も入出力することもできる. なお系内で使用する成分物 質及び想定される化学反応は COCO 上で事前に選択・設定する必要がある. Unit Operation ではプログラム計算 に必要な変数である Input Parameter 一式及び算定された変数である Output parameter 一式が定義されており, Unit Operation 内で構築されたプログラムを使って Input Parameter の入力値と Feed Stream 上の設定値から,Output parameter 一式の数値及び Product Stream 上での状態を示す物性値がそれぞれ計算される.

3.2.2 熱交換器モデル

熱交換器モデルを構築するためにまず排熱回収熱交換器の形式を検討した. その条件を以下に挙げる.

・主機排気圧の許容範囲内で排ガスが内部を貫流する形式にしなければならない.すなわち排ガス流路は可能 な限り形状変化,曲げや断面積の変化など,が少ない構造にするのが有効である.

・船内に収まるよう小型化が容易な形式でなければならない. すなわち前述の条件を満たしつつ伝熱面密度(= 伝熱面積/熱交換器体積)を上げられる形式にするのが有効である.

これを現在使用されている熱交換器の主な形式に照らし合わせてみると、



図 3.3 COCO における Stream と Unit Operation の関係

・シェルアンドチューブ熱交換器は最も普及しているが、伝熱面密度が100m²/m³と低めで小型化に難がある.また流路構造から胴側に排ガスを、管側に水を流すが、排ガスは管束を支持するバッフルに沿って曲がりくねって流れることからその圧力損失が主機の燃費に影響を与える程高くなることが予想される.

・プレート式熱交換器は伝熱面密度が200m²/m³とシェルアンドチューブより高い一方,排ガス側と給水側が同じ 断面積形状の流路になることから,排ガス側圧力損失が過大になりやすい.同じ理由で二重管式(100~400 m²/m³) やプレートフィン式(500~3000 m²/m³)なども熱交換器の小型化と排ガス側圧力損失の抑制とのバランスが取り にくい形式である.

・渦巻管式も伝熱面密度が200m²/m³程度であるが、中に水が流れる伝熱管が互いに接してらせん状に巻かれているためその外側を流れる排ガス側流路の圧力損失が高くなりやすい.

これらの検討の結果,排ガスエコノマイザと同じく管外壁に管長方向に対し垂直にフィンを敷設した水管(ハ イフィンチューブ)を排ガスの流れ方向と垂直な方向に管列として配置し,フィン間には排ガスが,水管内には 水がそれぞれ流れるハイフィンチューブ熱交換器とした.その理由は,構造上排ガス側流路の形状変化を抑えら れる上隣り合うフィンの間隔(フィンピッチ)や管列内の隣り合う水管間の間隔(管列ピッチ)などを調整する ことで内部圧力損失を調整できること,伝熱面密度は同じくフィンピッチや管列ピッチを調整することでシェル アンドチューブ熱交換器やプレート式よりも高く設定でき上記の条件をクリアしつつ熱交換器の小型化を図れる こと,及び予熱器,過熱器,蒸発器という3つの熱交換器から構成されるシステム全体としての小型化がそれら の一体化により可能となること,である.

以降はハイフィンチューブ熱交換器を前提に熱交換器モデルを解説する.排熱回収熱交換器内では排ガスと水 (蒸気)との間の熱伝達と各媒体におけるエンタルピー変化について以下の関係が成立する.

排ガス側エンタ

回収熱量
$$Q = US\Delta T_{gw}$$
 (3.1)

ルピーの変化
$$H_{g,out} = H_{g,in} - \frac{Q}{G_g}$$
 (3.2)

(51)

給水側エンタルピーの変化
$$H_{w,out} = H_{w,in} + \frac{Q}{G_w}$$
 (3.3)

ここでQは回収熱量,Uは総括伝熱係数,Sは伝熱面積, ΔT_{gw} は排ガスと給水の代表温度差, $H_{g,in}$ と $H_{g,out}$ はそれ ぞれ熱交換器の排ガス流路の入口側エンタルピーと出口側エンタルピー, $H_{w,in}$ と $H_{w,out}$ はそれぞれ熱交換器の給水 流路の入口側エンタルピーと出口側エンタルピー, G_{g} は排ガスの質量流量, G_{w} は給水の質量流量,である.

(3.1)~(3.3)を連立させて解くのに問題なのは、エンタルピーは圧力と温度の関数でありかつ排ガス側と給水側ともに内部圧力損失があることから、エンタルピーから温度を計算する場合は内部圧力損失に起因する出口側の 圧力低下を考慮しなければならない.すなわち給水側では蒸発に伴い飽和状態の区間が生じ温度は一定でも蒸気の比率及び圧力勾配が増加することで蒸気圧および飽和温度も低下することから、これらに係わる物性値の変化 を考慮しなければならない.

熱交換器を設計する場合はまず熱源の流体(排ガス)とそこから熱を伝える熱媒体(水及び蒸気)の流れに着 目し、流れの方向が平行と見なせる場合に使う並流型と流れ方向が向かい合っていると見なせる場合に使う向流 型のいずれかを想定した上で伝熱面積や各部寸法などを計算している²⁴⁾.熱交換器モデルではこの二つのモデル を基に(3.1)~(3.3)を解くために、後述する排ガス側と給水側それぞれの圧力損失の評価法を盛り込んで以下の二 つの計算法のいずれかを使うことにした.

① 繰り返し計算法(並流型&向流型)

② 逐次計算法(並流型)

図 3.4 に①に基づく熱交換器モデルを示す. 図 3.4 では排ガスの流路方向にハイフィンチューブを4段配置した 熱交換器を想定している.この時排ガス側の入口温度 $T_{g,in}$ と給水側の入口温度 $T_{w,in}$ は既知であることから①では まず $H_{g,out}$ と $H_{w,out}$ の仮値を設定し、そこから COCO 上で排ガス側の出口温度 $T_{g,out}$ と給水側の出口温度 $T_{w,out}$ を求 めて(3.1)を計算する.この時 ΔT_{gw} は以下に示す対数温度差とする.

$$\Delta T_{gw} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\Delta T_{in}\right) - \ln\left(\Delta T_{out}\right)} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)}$$
(3.4)

排ガス側の流れを基準にすると、並流型では入口側の温度差 ΔT_{in} と出口側の温度差 ΔT_{out} は以下のように定義される.

$$\Delta T_{in} = T_{g,in} - T_{w,in} \qquad \Delta T_{out} = T_{g,out} - T_{w,out} \tag{3.5}$$

一方向流型では $\Delta T_{in} \ge \Delta T_{out}$ は以下のように定義される.

$$\Delta T_{in} = T_{g,in} - T_{w,out} \qquad \Delta T_{out} = T_{g,out} - T_{w,in}$$
(3.6)

Qが求まれば以下の(3.7)と(3.8)より出口条件の修正値 $H_{g,out}$ と $H_{w,out}$ を求める.

$$H_{g,out} = H_{g,in} - \frac{Q}{G_g}$$
(3.7)

$$H_{w,out} = H_{w,in} + \frac{Q}{G_w}$$
(3.8)

(52)



図3.4 熱交換器モデル,繰り返し計算法(並流型&向流型)

そこで仮値の出口条件と(3.7)及び(3.8)で求めた出口条件を以下のように比較評価する. ε は許容誤差の最大値である.

$$\frac{\left|H_{g,out} - H_{g,out}\right|}{H_{g,out}} \leq \varepsilon$$

$$\frac{\left|H_{w,out} - H_{w,out}\right|}{H_{w,out}} \leq \varepsilon$$
(3.9)
(3.10)

(3.9)及び(3.10)が成立すれば計算は終了し、どちらかが成立しない場合は $H_{g,out}$ と $H_{g,out}$ の中間値、及び $H_{w,out}$ と $H_{w,out}$ の中間値、を新しい仮値として引き続き計算を進める.

次に図 3.5 に②に基づく熱交換器モデルを示す. 図 3.5 も同じく排ガスの流路方向にハイフィンチューブを 4 段配置した熱交換器を想定している. 逐次計算では各段の管長 lを等間隔に分割した区間,計算区間 Δl (図 3.5 では $\Delta l = l/4$)において(3.1)~(3.3)が成立するようにする. すなわち, Δl 入口において ΔT_{gw} を以下のように定義 する.

$$\Delta T_{gw} = T_{g,in} - T_{w,in} \tag{3.11}$$

この値を使って *Δ1*における Q を(3.1)で求めた後, *Δ1*の出口条件を(3.2)と(3.3)で求める.以降計算区間毎に熱 収支を求めて,最終的に水管の段毎および熱交換器全体における熱収支を評価する.この方法は並流型とみなせ る形式,例えば内部で給水が飽和乾き蒸気になるまで蒸発するボイラー,に適用可能である.

次に管列部における排ガス側と給水側それぞれの圧力損失の評価について解説する.排ガス側の圧力損失はその構造の類似性から空冷式熱交換器の圧力損失の評価モデル²⁴⁾を使うことにした.フィンの仕様(図 3.6)よりフィンチューブの相当径 *d* を以下の式で定義する.



図3.5 熱交換器モデル,逐次計算法(並流型)

$$d_{e} = \frac{SNF \times d_{wo} + SOF \sqrt{SOF/(2FN)}}{SNF + SOF}$$
(3.12)

ここで*d_{wo}*は水管の外径, *SNF*はフィンチューブのフィンを除いた単位長さ当たりの伝熱面積, *SOF*は単位長さ 当たりのフィンの伝熱面積, *FN*は単位長さ当たりのフィン枚数, である.次にフィンチューブの形状係数 *K*を 以下のように定義する.

$$K = \left(\frac{PH - d_{wo}}{d_e}\right)^{-0.9} \left(\frac{PH - d_{wo}}{PF} + 1\right)^{0.7} \left(\frac{d_e}{d_{wo}}\right)^{0.9}$$
(3.13)

ここで PH は管列の水平方向のピッチ, PF は管長方向のフィンピッチである (図 3.6). これよりハイフィンチューブ管列部の外回りにおける摩擦係数 fg は

$$f_g = 1.463 \left(\frac{d_e G_g}{\mu_g}\right)^{-0.245} K$$
(3.14)

ここで μ_g は排ガスの粘性係数である.よって管束部の排ガス側における圧力損失 $\Delta P_{g,b}$ は

$$\Delta P_{g,tb} = N_{tb,v} f_g \frac{\rho_g v_g^2}{2}$$
(3.15)



ここで*N*_{thv}は管列の流路方向の段数, *ρ*,は排ガス密度, *v*,は排ガス流速である.

一方水管内の気液二相流における圧力損失を求めるには、気液が均等に混ざった均質流モデルに基づく方法と 気液が完全分離した分離流モデルに基づく方法に分かれており、過去の研究より、質量流量が高い場合は均質流 モデル,低い場合は分離流モデルが実験結果を精度よく予測しているといわれている²⁵⁾.各方法を比較検討した 結果、管内圧が大気圧程度の場合に水平蒸発管の二相流圧力損失を精度よく予測できる、分離流モデルの一つで ある Lockhart- Martinelli 相関²⁰を採ることにした.この相関の特徴として

・液相における圧力勾配の評価を基準とし、管内の気液存在割合を考慮した管摩擦係数の変化分を係数とする. なお,この管内の気液存在割合は乾き度xを使って示されている.

例えば熱交換器入口が飽和状態としその乾き度をxinとすると、エンタルピーについて以下の相関がなりたつ.

$$H_{w,in} = x_{in}H_{w,sv} + (1 - x_{in})H_{w,sl}$$
(3.16)

これよりxinは

$$x_{in} = \frac{H_{w,in} - H_{w,sl}}{H_{w,sv} - H_{w,sl}}$$
(3.17)

・管摩擦係数は液単相流のそれをブラジウスの式で評価し、二相流の場合はこれに液相の圧力勾配と二相流の圧 力勾配との比率,二相摩擦係数IIの二乗である二相摩擦乗数II²,との積を管摩擦係数とする.

・ Π_1 はLockhart-Martinelli パラメータ X^2 のみについての関数として定義する.

以下に計算の手順を示す.まず水管内の質量流束 vwは

$$\nu_{w} = \frac{G_{w}}{N_{tb,h} \frac{\pi}{4} d_{wi}^{2}}$$
(3.18)

ここで N_{th}は管列の水平方向の列数, d_{wi}は水管の内径である.これより管内が水単相流である場合のレイノルズ 数 Rel は水単相の粘性係数を μwl とすると

$$\operatorname{Re}_{l} = \frac{\nu_{w} \times d_{wi}}{\mu_{w,l}}$$
(3.19)

よって液単相流での管摩擦係数fiは

$$f_l = \begin{cases} 64/\text{Re}_l \\ 0.3164\,\text{Re}_l^{-0.25} \end{cases}$$
(3.20)

右辺の上が層流の場合,下が乱流についてのブラジウスの式である.同様に管内が蒸気単相流である場合のレイノルズ数 *Re*, は蒸気単相の粘性係数を μ_{wy} とすると

$$\operatorname{Re}_{v} = \frac{\nu_{w} \times d_{wi}}{\mu_{w,v}}$$
(3.21)

より管内が蒸気単相流である場合の管摩擦係数 ƒ,は

$$f_{\nu} = \begin{cases} 64/\text{Re}_{\nu} \\ 0.3164\,\text{Re}_{\nu}^{-0.25} \end{cases}$$
(3.22)

水の密度を ρ_{wb} 蒸気の密度を ρ_{wv} とすると Lockhart-Martinelli パラメータ X^2 は以下のように定義される.

$$X^{2} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1.8} \left(\frac{\rho_{w,v}}{\rho_{w,l}}\right) \left(\frac{\mu_{w,l}}{\mu_{w,v}}\right)^{0.2}$$
(3.23)

これより液相についての二相摩擦乗数*П*²は

$$\Pi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$$
(3.24)

Cは Chisholm のパラメータ²⁷⁾とよばれている. 一方気相についての二相摩擦乗数 Π_v^2 は

$$\Pi_{\nu}^{2} = X^{2} \Pi_{l}^{2} = X^{2} + CX + 1$$
(3.25)

これより給水側の圧力勾配 VPwについて、まず水単相である場合の圧力勾配 VPwlo は

$$\nabla P_{w,l0} = \frac{f_l v_l^2}{2\rho_{w,l}} \tag{3.26}$$

一方蒸気単相である場合の圧力勾配 VPw,v0は

(56)

$$\nabla P_{w,v0} = \frac{f_v v_v^2}{2\rho_{w,v}}$$
(3.27)

よって水管内が気液二相流の場合の圧力勾配は, x が 0.5 未満の場合は

$$\nabla P_{w} = \Pi_{l}^{2} \nabla P_{w \, l0} \tag{3.28}$$

xが0.5以上の場合は

$$\nabla P_w = \Pi_v^2 \nabla P_{w,v0} \tag{3.29}$$

これらを踏まえた熱交換器モデルの計算手順を解説する。繰り返し計算法を使った熱交換器モデルの計算手順を図 3.7(a)に示す。まず S の入力値から必要なフィンチューブの管長を求める。併せて熱交換器断面を正方形と 仮定して熱交換器の設置面積 S_{he}の平方根を管列部の幅及び奥行きとする。管列部の幅がわかれば、必要なフィンチューブの管長と PH の入力値より熱交換器内部に配置する管列部の管長および列数が確定するため、管列部 の伝熱面積 S'について S'≧S となるようにすれば管列部の段数が推算できる。

次に排ガス側と給水側の定圧比熱と飽和条件に係わる物性値を求めた後,圧力損失がないと仮定して(3.1)~ (3.3)の繰り返し計算で熱交換器全体の熱収支及び出口側の状態を評価する.この繰り返し計算が収束したら給水 側について管束部の管長方向のエンタルピー変化は線形と仮定して給水側の温度,圧力,相状態(サブクール水, 飽和状態,過熱蒸気のいずれか)を段毎に計算する.それが済むと段毎に排ガス側の圧力損失と水管側の圧力勾 配及び圧力損失を計算する.後者については隣り合う段の水管をつなぐ曲管を貫流している間は水管の内部状態 は変わらないとして段入口のxと段出口のxの中間値を,各段を代表するxとする.これらを出口まで計算した 後に,最後に圧力損失があるとして給水側出口条件を再度評価する.排ガス側の圧力損失は,管列部の圧力損失 に加えて入口側の流路断面積の増加及び出口側の流路断面積の減少の影響を*Spin*と*Spout*の入力値を使って評価²⁷⁾, 加算する.以上の計算で必要な物理量は随時 COCO 内の物性計算に関するプログラムから計算する.

次に逐次計算法を使った熱交換器モデルの解析手順を図3.7(b)に示す.管列部の仕様を求めるまでの手順は前述と同じだが,(3.1)~(3.3)及び給水側の圧力損失は水管の管長方向の計算区間 *Δl=l/n*₂ ごとに行う.段での計算が 終了したら段における回収熱力の総和と排ガス側の段当たりの圧力損失を計算して次の段に移る.すべての段で の計算が終了したら熱交換器全体における回収熱量と排ガス側と給水側双方の圧力損失を積算して出口条件を求 める.こちらでも排ガス側の圧力損失は排ガス側入口及び出口の流路断面積の変化の影響も考慮する.

前述のように熱交換器モデルについて向流型は①繰り返し計算法のみであるのに対して,並流型は①繰り返し 計算法と②逐次計算法の双方にしている.これは後者には蒸発器やボイラーのモデル化も含まれているためであ り、この時伝熱管内の蒸発により管内の圧力勾配が増加し,飽和状態での蒸気圧が低下するという現象が生じる. 並列型の各計算法を検証したところ、管内で相変化が生じない場合は全体の熱収支を考慮すると①が有用である 一方,相変化が生じる場合は上記の複雑な挙動を模擬するためには②が有用という結果が出た.

各熱交換器モデルのプログラムは、並流型は当初は"Excel Unit Operation"上で繰り返し計算法により作成したが、 前述の事情と計算の高速化のため後に"Scilab Unit Operation"上で逐次計算法により作成した. 向流型も同じく "Scilab Unit Operation"上で繰り返し計算法により作成した. 作成した熱交換器モデルを検証するために排ガス エコノマイザの実機を使った比較解析を行った. 対象としたのは VLCC に搭載した排ガスエコノマイザでその主 要目および解析結果をまとめたものを表 3.1 に示す. この排ガスエコノマイザは煙突に直結する形で垂直に設置 されており、その内部は排ガスの流れに沿って下から上に過熱器、高圧蒸発器、低圧蒸発器の順で配置されてい



図 3.7(a) 熱交換器モデルの解析手順(繰り返し計算法)

る.過熱器と高圧蒸発器は蒸気タービンに供給する過熱蒸気を生成して,低圧蒸発器は船内の各種熱源となる飽 和蒸気を生成する.表 3.1 にて提示した性能値はエンジン負荷 85%時のものであり,給水は外部にある給水加熱 器により 135℃まで昇温された後に高圧蒸発器と低圧蒸発器に供給される.

解析では U=50W/m²K とし過熱器,高圧蒸発器,低圧蒸発器をすべて図 3.7(b)にて示される並流型としてモデル化して排ガスエコノマイザの主要目と運転条件を入力して計算した.それぞれの伝熱面積及び出口条件について提示したデータと計算値を比較したところ,高い精度で計算値は提示したデータを予測しており,このモデルの妥当性が示されていることがわかる.



図 3.7(b) 熱交換器モデルの解析手順(逐次計算法)

各部	主要目	単位	提示データ (一部は入 力値として 利用)	計算値	誤差
	幅	m	4	-	-
바바고 ㅋ ㅋ ㅋ	奥行き	m	2.7	-	-
排刀スエコノ マイザ本体	断面積	m^2	8.6	-	-
V 1 9 4 m	配管内径	m	2	-	-
	配管断面積	m^2	3.142	-	-
	入口圧	MPa	0.1043	-	-
	入口温度	°C	242	-	-
	流量	kg/h	209,160	-	-
排ガス系	出口圧	MPa	-	0.1038	-
	出口温度	°C	167.7	168.4	0.39%
	圧力損失	kPa	-	0.496	-
		mmAq	-	50.6	-
	高さ	m	-	2.257	-
	伝熱面積	m^2	390	391.4	0.35%
	管列、列	列	_	27	-
	管列、段	段	-	3	-
	流量	kg/h	5,520	-	-
、屈赤加思	入口圧	MPa	_	0.760	-
迎恐奋	入口温度	°C	_	172.7	_
	出口圧	MPa	0.731	0.731	0.06%
	出口温度	⊃°	229.0	229.4	0.19%
	[[] 书 揭 件	kPa	_	9.072	_
	エカ損失	mmAq	_	925.1	_
	回収熱量	kW	_	212.5	-

各部	主要目	単位	提示データ (一部は入 力値として 利用)	計算値	誤差
	高さ	m	—	17.6	-
	伝熱面積	m^2	3,043	3122.8	2.62%
	管列、列	列	-	27	
	管列、段	段	-	32	
	流量	kg/h	5,520	-	—
宣正恭杂哭	入口圧	MPa	-	0.8	
同止公元研	入口温度	°C	135	-	-
	出口圧	Mpa	0.751	0.7	2.73%
	出口温度	°C	167.49	172.7	3.14%
	圧力損失	kPa	-	50.4	-
		mmAq	-	5139.2	—
	回収熱量	kW	-	3517.3	-
	高さ	m	-	4.6	-
	伝熱面積	m^2	792	848.0	7.07%
	管列、列	列	-	27	—
	管列、段	段	-	13	—
	流量	kg/h	1,380	-	-
任正恭祭婴	入口圧	Mpa	-	0.4	-
也仁杰光奋	入口温度	°C	135	-	-
	出口圧	MPa	0.401	0.407	1.51%
	出口温度	°C	143.7	160.0	11.36%
	压力提供	kPa	-	2.963	—
	圧力損失	mmAq	-	302.1	—
	回収熱量	kW	_	875.6	-
回口林무수락	高圧系	kW	-	3729.8	-
凹収熟重合計	低圧系	kW	-	875.6	_

3.2.3 タービンモデル

タービンモデルを作成する際にその形式について既存の機器の中から以下の仕様を満たすものを選択した.作動流体に水を使用して既存の機器を使って排熱回収システムを構築する場合,蒸気原動機の中で使用可能なのは 軸流蒸気タービンのみである.舶用エンジンの出力範囲を踏まえてタービンモデルにて想定する出力規模を10~



図3.8 カーチス式単段蒸気タービンの概念



図 3.9 カーチス式単段の速度三角形²⁷⁾

5000kWとすると、この範囲で市販されている軸流蒸気タービンの仕様はカーチス式単段のみが該当する.これ よりタービンモデルではカーチス単段式を想定してモデル化することにした.

図 3.8 にカーチス式単段の軸流蒸気タービンの概念図を示す.通常軸流蒸気タービンには衝動式と反動式があるが,カーチス(速度複式衝動)式は一体化した衝動式の回転羽根が二つ配置され(以下羽根車と呼称)その間に固定された案内羽根が挿入されている.図 3.9 の速度三角形で示される²⁸⁾ように,ノズルにて断熱膨張した蒸気はまず第1回転羽根に衝突して流出すると,案内羽根にて流れの方向を変えられ,第2回転羽根にて再度衝突したのちに流出する.そして各回転羽根と固定羽根での蒸気の衝突により羽根車は回転する.

以下,タービンモデルでの計算を概説する.まず出口蒸気圧 $P_{w,out}$ を以下の式で求める.ここで $P_{w,in}$ は入口蒸気 圧, γ は膨張比である.

$$P_{w,out} = \frac{P_{w,in}}{\gamma} \tag{3.30}$$

次に断熱膨張を想定して COCO 上で計算した比熱比 τ を入力すると、タービン入口温度 T_{win} に対して断熱膨張後の T_{wout} は

$$T_{w,out} = T_{w,in} \gamma^{-\frac{\tau-1.0}{\tau}}$$
(3.31)

となることでこれらより断熱膨張後のエンタルピー H_{wout} を計算する. タービン入口エンタルピー H_{win} よりノズルにおける蒸気速度 c_1 はノズルの速度係数を θ とすると

$$c_1 = \theta \sqrt{2 \left(H_{w,in} - H_{w,out} \right)} \tag{3.32}$$

一方タービン回転数N及び羽根の直径Dより回転羽根の回転速度ulは

$$u_1 = \frac{\pi DN}{120} \tag{3.33}$$

よってタービンの線図効率 η_dと相関関係にある速度比 ξは

$$\xi = \frac{c_1}{u_1} \tag{3.34}$$

次に図 3.9 より羽根における反動度を0とすると蒸気の相対速度と絶対速度は以下の相関にある. このとき w_1 , w_2 , w_1' , w_2' , はそれぞれ第1回転羽根入口,同出口,第2回回転羽根入口,同出口,それぞれにおける蒸気相対流出流速である. c_2 , c_1' , c_2' , はそれぞれ第1回転羽根出口,第2回回転羽根入口,同出口,それぞれにおける蒸気絶対流出流速である. φ , φ_r , φ' は,第1回転羽根,案内羽根,第2回転羽根,それぞれにおける速度係数である.

$$w_2 = \phi w_1$$
 $c_1' = \phi_r c_2$ $w_2' = \phi' w_1'$ (3.35)

加えて羽根の仕様についてすべて等角羽根とすると以下の相関が成立する.この時 α_1 , α_2 , α_1 , α_2 , α_2 , α_1 , α_2 , α_2 , α_1 , α_2 , α_2 , α_1 , α_2 , α_1 , α_2 , α_1 , α_2

$$\beta_2 = \beta_1$$
 $\alpha_2 = \alpha_1'$ $\beta_2' = \beta_1'$

(3.36)

これより η_d は

$$\eta_d = 2\theta^2 \xi \left(\Psi_1 \cos \alpha_1 - \Psi_2 \xi \right) \tag{3.37}$$

このとき

$$\Psi_1 = 1 + \varphi + \varphi_f \varphi + \varphi \varphi_f \varphi \tag{3.38}$$

$$\Psi_2 = 2 + \varphi + \varphi_f \varphi + \varphi' + \varphi_f \varphi + \varphi' \varphi_f + \varphi' \varphi_f \varphi$$
(3.39)

一方で最大線図効率 nd= ndmax となる最適速度比 *ξopt* は以下のようになる.

$$\xi_{opt} = \frac{\Psi_1}{\Psi_2} \frac{\cos \alpha_1}{2} \tag{3.40}$$

これより フ d,max は

$$\eta_{d,\max} = 2\theta^2 \xi_{opt} \left(\Psi_1 \cos \alpha_1 - \Psi_2 \xi_{opt} \right)$$
(3.41)

よってタービンの機械効率を η_m ,発電機効率を η_e とすると熱エネルギーから電気エネルギーへ変換する際の総合 効率 η_t は

$$\eta_t = \eta_d \times \eta_m \times \eta_e \tag{3.42}$$

この蒸気タービンの動力出力 Wmは

$$W_m = \eta_d \eta_m \left(\frac{G_w}{3600}\right) \left(H_{w,in} - H_{w,out}\right)$$
(3.43)

また発電機を介しての電気出力 Weは

$$W_e = \eta_t \left(\frac{G_w}{3600}\right) \left(H_{w,in} - H_{w,out}\right)$$
(3.44)

これよりタービン貫流後の蒸気の出口条件は以下のように修正される.

$$H_{w,out} = H_{w,in} - \left(\frac{3600W_m}{G_w}\right) \tag{3.45}$$

以上を計算するプログラムは" Scilab Unit Operation"を使って作成した.

3.2.4 SCR モデル

SCR のモデルを図 3.10 に示すが、図において排ガス流路に平行な方向を"長さ方向"、排ガス流路断面の水平方向を"幅方向"、排ガス流路断面の垂直方向を"高さ方向"と定義して解説する. SCR は通常内部圧力損失を抑えるために、排ガス主管の断面積を広くした方形断面(幅 M_1 ,高さ M_2)にした上で必要な触媒ブロックを内部に配置している. SCR 上流側の断面積が変化する区間は断面拡大部、下流側の断面積が変化する区間は断面縮小部とし、触媒ブロックが配置された区間(以下、ブロック充填区間)においては上流側の間隙区間を前流部(L_1)、触媒ブロック充填区間(L_2)、下流側の間隙区間を後流部(L_3)とする.ブロック充填区間におけるブロック総数は幅方向 B_1 ×高さ方向 B_2 ×長さ方向 B_3 個である。触媒ブロック単体(幅 j_1 ×高さ j_2 ×長さ j_3)は長さ方向に方形断面のセル(多孔とも、個数は幅 b_1 ×高さ b_2 、セル内流路寸法は幅 g_1 ×高さ g_2)が空けられており尿素を添加し



た排ガスがこのセルを貫流することで脱硝反応がおきる. SCR モデルではこの構造を踏まえての内部圧力損失を 計算するが,その際に過去の実験において図 3.10 にて示した触媒前後に設置した圧力計で計測した圧力損失を参 考にする. 触媒ブロックの必要数を求めるための脱硝反応の反応式を以下に示す.

$$\ln\left(1-\kappa\right) = -K_0 \frac{A_\nu}{SV} \tag{3.46}$$

ここで κ は脱硝率, K_0 は脱硝反応における総括反応速度係数, A_ν は触媒ブロックの比表面積, SV は SV 値もしく は空間速度でこの場合排ガスの体積流量と触媒ブロック全体の体積との比を表す.

SCR モデルでは触媒ブロックの配置は事前に計算した上で入力する. SV 値の定義より κ と K₀ が確定したとき の触媒ブロックの必要数は以下で求める. このとき V_b は触媒ブロック単体の体積である.

$$B_s = \frac{G_g}{\rho_g V_b SV} \tag{3.47}$$

触媒ブロックの各方向の個数について事前計算では B₃を設定してから他を求めるが,このときκを設定値以上に することと脱硝反応が断面方向に均質に働くようにすることを考慮して以下の条件を課してブロック配置を計算, 入力する.

主要目		記号	単位	数值
セルナ注	幅	<i>g</i> 1	mm	2.8
已化引法	高さ	<i>g</i> 2	mm	2.8
ブロック内	幅方向	b_1	個	45
セル数	高さ方向	<i>b</i> ₂	個	45
61 Ith 8	幅	j 1	mm	150
触媒フロッ ク寸法	高さ	j 2	mm	150
114	長さ	j 3	mm	300
比表面	面積	A_{ν}	m ² /m ³	1008

表3.2 触媒ブロックの仕様例



$$B_1 = B_2$$
 stat $B_1 = B_2 + 1$ (3.48)

$$B_1 \times B_2 \times B_3 \ge B_s \tag{3.49}$$

このとき SCR 全体の内部圧力損失 ΔP_sの構成は以下のようになると考えられる.

$$\Delta P_s = \Delta P_{s,1} + \Delta P_{s,2} + \Delta P_{s,3} + \Delta P_{s,4} + \Delta P_{s,5} + \Delta P_s$$
(3.50)

この時(3.50)右辺の各項について、 $\Delta P_{s,l}$ は上流側の断面積拡大部における圧力損失、 $\Delta P_{s,2}$ は前流部における圧力 損失、 $\Delta P_{s,3}$ はブロック充填区間における圧力損失、 $\Delta P_{s,4}$ は後流部における圧力損失、 $\Delta P_{s,5}$ は下流側の断面積縮 小部における圧力損失である。また図 3.9 よりこのうち $\Delta P_{s'}$ はこの場合は主管の上流側圧力計から断面拡大部ま での区間及び断面縮小部から下流側圧力計までの区間における圧力損失にあたり、実験との比較のため追加する 項である。この中で $\Delta P_{s,l} \ge \Delta P_{s,5}$ は排熱回収熱交換器排ガス側の断面拡大部及び断面縮小部における圧力損失と 同じ評価法が適用できる²⁷⁾から詳細は省略する。また実際の COCO 上のモデル化において $\Delta P_{s'}$ は省略する。

まず SCR 内の前流部からブロック充填区間を経て後流部にいたる区間における排ガス流速 vg は以下の式で求める.ブロックのセル内を貫流する排ガス流速も構造上近似的に vg と等しいとする.

$$v_s = \frac{G_g}{\rho_g M_1 M_2} \tag{3.51}$$

これより前流部におけるレイノルズ数 *Re*_{s,2},触媒ブロック充填区間におけるレイノルズ数 *Re*_{s,3},後流部における レイノルズ数 *Re*_{s,4},は SCR 内部流れの状態からそれぞれ以下のように定義できる.

$$\operatorname{Re}_{s,2} = \operatorname{Re}_{s,4} = \frac{\rho_g v_s d_{s,2}}{\mu_g}$$
(3.52)

$$\mu_g$$

$$\operatorname{Re}_{s,3} = \frac{\rho_g v_s d_{s,3}}{\mu_g}$$
(3.53)

このときは前流部及び後流部における代表長さ*d*_{s2}とブロック充填区間における代表長さ*d*_{s3}はそれぞれ以下のように定義する.

$$d_{s,2} = 2\sqrt{\frac{M_1 M_2}{\pi}}$$
(3.54)

$$d_{s,3} = a_{s,1} \times 2\sqrt{\frac{g_1 g_2}{\pi}}$$
(3.55)

 $a_{s,l}$ は代表長さについての補正係数である.これは海技研にて行った SCR の試験における圧力損失のデータを整理した時に確認したデータのばらつきと、設計上の観点から内部圧力損失の計算結果を実験結果より高めに評価するために追加したもので、データの分析から $a_{s,l}=1.5$ とした.

これより前流部及び後流部の摩擦係数fs2とブロック充填区間の摩擦係数fs3はそれぞれ以下のように評価する.

$$f_{s,2} = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_{s,2}} \\ 0.0055 \left\{ 1 + \left(20000 \frac{k_{s,2}}{d_{s,2}} + \frac{10^6}{\text{Re}_{s,2}} \right)^{\frac{1}{3}} \right\}$$
(3.56)
$$f_{s,3} = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_{s,3}} \\ 0.0055 \left\{ 1 + \left(20000 \frac{k_{s,3}}{d_{s,3}} + \frac{10^6}{\text{Re}_{s,3}} \right)^{\frac{1}{3}} \right\}$$
(3.57)

(3.56)と(3.57)は共に上が層流の場合、下が乱流の場合で、後者はムーディー線図を使った計算式²⁷⁾を使用する. $k_{s,2}$ は前流部及び後流部の内壁粗さ, $k_{s,3}$ は前流部及び後流部の内壁粗さである.このとき SCR の内部構造より $d_{s,3}$ は $d_{s,2}$ の1/50~1/100以下になることから、排ガス流れが前流部にて $Re_{s,2}$ から乱流と見なせても、セル内部では $Re_{s,3}$ から層流とみなされ、後流部に流出すると $Re_{s,4}$ により再び乱流に見なされることが想定され、こうした流れ 状態の遷移は内部圧力損失の増加に寄与すると考えられる.加えてセル内部の寸法のばらつきや状態のばらつき も内部圧力損失の増加に寄与していると考えられる.

これらの事を踏まえて各部の圧力損失を以下のように評価する.

$$\Delta P_{s,2} + \Delta P_{s,4} = f_{s,2} \frac{L_1}{2d_{s,2}} \rho_s v_s^2 + f_{s,2} \frac{L_3}{2d_{s,2}} \rho_s v_s^2 = f_{s,2} \frac{L_1 + L_3}{2d_{s,2}} \rho_s v_s^2$$
(3.58)
$$\Delta P_{s,3} = a_{s,2} f_{s,3} \frac{L_2}{2d_{s,3}} \rho_s v_s^2$$
(3.59)

 $a_{s,2}$ は $\Delta P_{s,3}$ についての補正係数で前述の内部構造に起因する流れ状態の遷移などを考慮した定数であり、この数値はデータの分析より3とした.

以上の評価結果を実験結果と比較したものを図 3.12 に示す.この時実験での圧力損失は図 3.10 にて示した圧力 計で計測した圧力差であり、実験条件から解析での排ガス温度は 380℃に固定した.単純に実験結果と解析結果 を比較すると(3.50)~(3.59)にて評価した結果は実験結果を十分な精度で評価できる.

ただし今回は排ガス後処理系シミュレータの要素機器の一つとしてのモデル化であり、そのためには運転時の 内部状態も考慮しなければならない. 触媒ブロックの主要寸法のばらつきや長時間運転による PM の堆積などに 起因する過大な内部圧力損失は主機ディーゼルの燃費悪化ひいては主機自体の機能不全を招くことが考えられる. 加えて SCR のメンテナンス (触媒ブロックの交換や内部清掃など) は基本的に停泊中である. これらのことを踏 まえるとシミュレータの解析結果を詳細設計に反映させるためには余裕を持たせる形で SCR の圧力損失を評価 する必要がある. そこで同じ流量におけるデータのばらつきから十分な余裕を持った形で圧力損失の設計値 ΔP_{sd} を提示するために ΔP_{sd} は ΔP_s に安全率 $a_{s,3}$ をかけた数値とする. すなわち

$$\Delta P_{s,d} = a_{s,3} \Delta P_s = a_{s,3} \left(\Delta P_{s,1} + \Delta P_{s,2} + \Delta P_{s,3} + \Delta P_{s,4} + \Delta P_{s,5} \right)$$
(3.60)



図 3.12 SCR 圧力損失評価結果の比較

図 3.11 より *a_{s,3}=*1.5 とするとデータのばらつきを十分考慮していることがわかる.よってこの結果を踏まえて "Scilab Unit Operarion"を使って SCR 内部圧力損失を評価するモデルを構築した.

3.3 排ガス後処理システムの解析事例

3.3.1 解析条件の設定

前項にて解説した各モデルを使って,排ガス後処理システムの解析事例を報告する.まず主機ディーゼルエンジンの運転条件を表 3.3 に示す. 主機は出力 1390kW の中型4 サイクルエンジンとしており,その排ガスの特徴として 75% 負荷での温度が最も高い 436℃であり,それより負荷を上げても下げても排ガス温度が低下する傾向を示す.それ以外の性能値は負荷の増加に伴い増える傾向にある.

負荷率	[-]	50%	75%	85%	100%
エンジン出力	[kW]	695	1,043	1,182	1,400
$T_{g,in}$	[°C]	428	436	420	396
P	[kPa,g]	0.853	1.961	2.560	3.383
I g,in	[Mpa,a]	0.102178	0.103286	0.103885	0.104708
G_{g}	[kg/h]	5,021	7,909	9,200	10,215

表3.3 解析用エンジンの運転条件

次に表 3.4 にこの時の排ガスの組成を空気の組成と比較する形で示す. 燃焼に伴い O₂の濃度が空気より低く なっている一方で H₂O と CO₂の濃度が高くなっており,これが空気と比較した場合の物性の違いに出てくると考 えられ,このような気体を直接扱えるのも PS の長所と言える.なお排ガスの組成はエンジン負荷によって変わ りうるが,今回行う全ての解析においては変更しないとした.それは,解析に用いられる排ガスの物性値(密度, 粘性係数など)の組成の変化による影響が大きくないからであり,例えば密度については,負荷 50%と 100%の 時の差異は約 1%程度しかなかった.また NOx と SOx は双方とも ppm のオーダーであり排ガス物性への影響が ほとんどないことから表 3.3 における組成の対象外としている.

表 3.4 舶用排ガスの組成

流体	N_2	O ₂	H ₂ O	CO ₂	その他
舶用排ガス	75.0%	9.0%	8.5%	7.5%	0.0%
空気	78.1%	20.9%	0.0%	0.039%	0.961%

3.3.2 排熱回収システムの解析と結果

排熱回収システムの解析事例ではエンジン負荷の変更やシステムの運転条件の影響を評価する.図3.13 に COCO上の構築した排熱回収システムのモデルを示す.タービン用の過熱蒸気を生成することから排熱回収熱交 換器のモデルは逐次計算法を使った並流型の一体型構成とし、蒸気タービンタービンは単段としている.その他 復水器などシステムに必要な要素はCOCOの既存モデルを使って構成している.なお繰り返し計算法の向流型モ デルと逐次計算法を使った並流型モデルからなる排熱回収システムの解析は別紙にて報告している²⁹.

表 3.5 に排熱回収熱交換器モデルの入力条件を示すが,これらは既存の排ガスエコノマイザ用フィンチューブ や既存の同規模エンジンの仕様を参考に設定した.また表 3.6 に蒸気タービンモデルの入力条件も既存の蒸気ター ビンを参考に設定しているが,効率を向上させるために N は既存の機器より高くかつ減速機のみで回転数を変更 して発電機にて 60Hz 交流が出力できるように設定している.



図 3.13 COCO 上の排熱回収システムモデル

表 3.5 排熱回収熱交換器モデルの入力条件

変数	単位	入力値
$S_{p,in}$	m ²	0.153
S p,out	m ²	0.153
U	W/m ² K	30
$d_{w,i}$	m	0.0302
$d_{w,o}$	m	0.0382
FN	1/m	87.812
SNF	m²/m	0.09684
SOF	m²/m	1.217
PF	m	0.0114
PH	m	0.1016
PV	m	0.092
λ	-	0.3
<i>n</i> ₂	-	10
S_{he}	m ²	1

表 3.6 蒸気タービンモデルの入力条件

変数	単位	入力値
γ	-	1.9
Ν	rpm	7200
D	m	0.3
α1	deg	17
θ	-	0.95
φ	-	0.82
φ_f	-	0.82
φ'	-	0.82
η_m	-	0.9
η_e	-	0.95

排熱回収システムの解析条件を表 3.7 に示す.解析ではエンジン負荷に起因する $P_{g,in}$, $T_{g,in}$, G_g , 及び G_w , N, S'を変更した合計 9 ケースを行う.なお 50% 負荷で G_w =680kg/h では出口が飽和状態でタービンでの動力回収が不可能であったことから外した.また熱交換器の給水側入口圧について全ケース $P_{w,in}$ =0.5MPa とした.

	エンジン負荷	G_w	Ν	S'	/# *
解析ケース	—	kg/h	rpm	m ²	備考
CASE 1-1	100%	680	7200	115.6	基準
CASE 1-2	100%	500	7200	115.6	G_w のみ変更
CASE 1-3	100%	680	3600	115.6	Nのみ変更
CASE 1-4	100%	680	7200	126.1	S'のみ変更
CASE 1-5	85%	680	7200	115.6	負荷変更
CASE 1-6	85%	500	7200	115.6	負荷とGw変更
CASE 1-7	75%	680	7200	115.6	負荷変更
CASE 1-8	75%	500	7200	115.6	負荷とGw変更
CASE 1-9	50%	500	7200	115.6	負荷とGw変更

表 3.7 解析条件

解析結果の内, Qを比較したものを図 3.14 に示す. $S_{he} = 1.0 \text{ m}^2$ に固定した場合,表 3.5 での入力条件では S'=115.6m²では管列は $N_{tb,h}=8$, $N_{tb,v}=11$ で, S'=126.1m²では $N_{tb,v}=12$ となる. CASE1-1 の 517.5kW を基準にすると, CASE1-2 では G_w の低下に起因して Q も 411.3kW と低下する一方, $T_{w,out}$ は CASE1-1 の 171.1℃から 262.7℃と上 がっており, $P_{w,out}$ は 0.498MPa である. CASE1-4 では S'の拡大により Q は 530.5kW と微増, $T_{w,out}$ は 199.6℃と上 がっている. 負荷を 85%に減らすと CASE1-5 でも Q は 530.9kW と微増, $T_{w,out}$ は 200.4℃と上がっているがこれは 負荷変更による $T_{g,in}$ の上昇の影響が大きいためと考えられる. それでもさらに負荷を下げると CASE1-7 では 513.8kW と G_g の減少の影響の方が大きくなり, CASE1-6 では 414.3kW, CASE1-8 では 409.6kW と CASE1-1 より Q は大幅に下がり, $T_{w,out}$ は CASE1-6 では 271.8℃, CASE1-8 では 257.7℃と上昇するものの, 共に $T_{g,out}$ との差は 少なくなる.

 W_e を比較したものを図 3.15 に示す.同じく CASE1-1 の 11.62kW を基準にすると、CASE1-2 の 10.72kW は明らかに G_w 低下の影響が反映されている. CASE1-3 の 9.097kW も CASE1-1 より低下しているが、この原因を説明するために各解析ケースにおける η_d をプロットしたものを図 3.16 に示す. CASE1-3 以外は η_{dmax} = 0.6015 近傍にプロットされているが、CASE1-3 は N の低下に伴い ξ が大きく低下したことで η_d が下がり、これにより W_e が大きく低下したと考えられる. また CASE1-6 は 10.92kW、CASE1-8 と CASE1-9 は共に 8.462kW とよりこの系では W_e の G_w 減少の影響の方が、 T_{word} 上昇の影響を上回っていることがわかる.

全ケースの解析結果の中で W_e が最も大きいのはCASE1-4の12.57kWではあるがこれはS'を増やした事に起因するものである. S'=115.6m²に固定した条件で最も大きいのはCASE1-5の12.11kWとなり、この時 η_d =0.60047と η_{dmax} に近いことから設計上の最高効率に近い条件下で電力として回収していることがわかる.





3.3.3 SCR モデルの解析と結果

前項での解析結果を踏まえて、85%負荷での運転を前提に SCR モデルを使った解析を行う.この時の内部圧力 損失の許容上限を1.961kPa とする.まず現状の SCR の設計方針,触媒ブロックの数を十分確保して尿素の噴出 量により実際の脱硝率を調整する、を踏まえて、表 3.2 に示す触媒ブロックを配置するとして、解析ケースを以 下のように定義する. CASE2-1 では $\kappa \ge 80\%$ として必要なブロック数を求める.以下 CASE2-2 では $\kappa \ge 90\%$, CASE2-3 では $\kappa \ge 95\%$, CASE2-4 では $\kappa \ge 99\%$, とする.

図 3.17 に COCO 上の構築した SCR モデルを示す.



図 3.17 COCO 上の SCR モデル

解析では触媒ブロックを配置するときに、 $B_3=1$ とした時の配置、 $B_3=2$ とした時の配置、…の順で(3.49)と(3.50)の規則に基づき順次 B_1 と B_2 を求める.参考までに 85%負荷に対するこの時の B_s は、 $\kappa = 80%$ では 64、 $\kappa = 90%$ で は 87、 $\kappa = 95\%$ では 114、 $\kappa = 99\%$ では 175 である.触媒ブロックの配置が確定したら(3.50)~(3.59)からモデルにて ΔP_{sd} を求める.この時前流部と後流部の区間長については以下のようにする.

$$L_1 + L_3 = 0.1L_2 \tag{3.62}$$

図 3.18 に L_2 に対する SCR 流路断面積と主管流路入口側断面積の比, $M_1M_2/S_{p,in}$ のプロットを示す. プロットの 点は B_3 の個数に相当する. κ を大きく設定すると B_s が増加する上, (3.49)と(3.50)の規則より必要数のブロックを 制限した長さの範囲内に収めるとなると必然的に流路断面積は増加する. 例えば $B_3=1$ とすると CASE2-1 では断 面積比は 11 倍になるが, CASE2-4 では 30 倍近くになる. このとき SCR 流路断面積の拡大により v_s が低下し Δ P_s が抑えられる一方, 尿素の濃度分布に起因する脱硝反応が断面方向に偏りを起こす懸念がある.

図 3.19 に L_2 に対する ΔP_s のプロットを示すが、明らかに B_3 が増加すると ΔP_s が増える. これより例えば CASE2-1 の条件で SCR を設計する場合、単体でも $B_3 \ge 3$ で ΔP_s が許容値を上回り他の要素機器も配置する余裕 がないため、他の機器も配置できるようにするには触媒ブロックの仕様を見直す必要がある事がわかる.

一方で CASE2-4 の条件で SCR を設計する場合は $B_3 \ge 4$ で ΔP_s が許容値を上回ることから他の要素機器も配置 する圧力損失に関する余裕が CASE2-1 に比べて確保されていることがわかる. ただし前述の脱硝反応が断面方向 の偏りとの両立を図るには断面積比は一定の範囲内に収めるのが有効であると考えている.

3.3.4 排熱回収システムと SCR の直列配置

事例の最後として, 排気系に排熱回収システムと SCR を直列に配置させるケースを検討した. この場合脱硝反応が排ガス温度に依存することを踏まえて, 図 3.1 に倣い上流側に SCR, 下流側に排熱回収熱交換器を配置させることにする.

この時に排熱回収熱交換器の排ガス側圧力損失の傾向を評価する必要があるが、図 3.20 に S_{he} を 0.25~2m²に変化させた際の ΔP_g を解析した結果を示す. S_{he} を 0.25m²にすると ΔP_g は許容上限を上回るが、 0.4m²以上にする



図 3.18 触媒ブロック全長と流路断面積比



図 3.19 触媒ブロック全長と SCR 内部圧力損失

と単体でも十分余裕を持って排気系に設置することは可能である.なお図 3.20 にて *ΔP_g*が一定値以上に収まって いるのは, *S_{he}*の拡大に伴い管列部の圧力損失が低下する一方で排ガス入口側の断面拡大及び出口側の断面縮小に 起因する圧力損失が相対的に上昇するためである.

図 3.19 と図 3.20 を踏まえて、図 3.21 に SCR と排熱回収システムから成る排ガス後処理系シミュレータを示すが、この時の直列配置に必要なパラメータの例は以下の通りで、圧力損失は SCR が 1.502kPa、排熱回収熱交換器が 0.344kPa で合計 1.846kPa となり許容上限 1.961kPa を下回る.

• SCR ; $\kappa = 99.4\%$, $B_1 = 3$, $B_2 = 8$, $B_3 = 8$

・排熱回収熱交換器; S'=115.6 m², S_{he}=1.0m²



図 3.20 排熱回収熱交換器における設置面積と排ガス側圧力損失



図 3.21 COCO 上の排ガス後処理系シミュレータの例 (SCR+排熱回収システム)

3.4 排ガス後処理系シミュレータのまとめと今後の課題

本章では排ガス内物質の排出量低減を目的に船舶に搭載する排ガス後処理系システムの設計・検討に使うシ ミュレータを提案,その例として排熱回収熱交換器,カーチス単段蒸気タービン,及び脱硝 SCR,のそれぞれを モデル化して組み合わせた排ガス後処理系システムを解析・検討した.これ以外にも湿式スクラバ,脱硫などの 各種反応を目的とする固定層や流動層,PMを吸着するセラミック製 DPF (Diesel Particulate Filter,ディーゼル微 粒子捕集フィルター)などのモデル化も進めている.

その中で今後排ガス後処理系シミュレータを構築,運用していくための課題をいくつか挙げる.一つ目はディー ゼルを始めとする舶用機関の詳細データの整備である.上記の各要素機器のモデル化を進めるにはまず熱源であ る排ガスのデータ,すなわち100%負荷だけではなく部分負荷における排ガスの流量や温度,排気圧や排気系の 圧力損失の許容値,が必要になる.特に各負荷における排気系の圧力損失の許容値は,燃費悪化など主機への影 響をできるだけ抑える目的で SCR における触媒ブロックや排熱回収熱交換器におけるフィンチューブなどの配 置や,部分負荷におけるシステムの運転条件の変更(機器の一部を停止する,排ガスの一部をバイパスする,な ど),などを決めるための重要な指標となる.実際のところはこうした詳細なデータがそろっているエンジンはま だ少ないため,現時点ではデータのそろった既存機種や経験則を参考にシミュレータの整備を進めている.

二つ目の課題はそうしたエンジン排ガスなどに関するデータなどを踏まえてのシミュレータの解析精度の向上 で,解析結果をシステムの詳細設計に反映させるためには必須であることから,引き続きこれらを収集分析する ことで解析精度の向上を図る.

三つ目は排ガス後処理系システムにおける要素機器の組み合わせと配置である。例えばシステムにて脱硫を想 定する際に選択可能な要素機器として湿式スクラバ、固定層、流動層が挙げられるが、現段階で最も普及してい る湿式スクラバを選択した場合、その配置はシステムの最も下流にあたる位置のみとなる。湿式スクラバ処理後 の排ガスは常温になっているため、SCRによる脱硝処理と熱交換器による排熱回収が不可能なためである。した がって SCR や排熱回収熱交換器も配置させるとすればこれらは湿式スクラバの上流側に設置するが,過去の検討 と同じく硫酸の影響を考慮しなければならない。従って硫酸の影響を軽減した要素機器を配置させるには、上流 側に乾式脱硫装置(固定層又は流動層)を配置して排ガス自体の硫黄分を減らすか,次善策として上流側に DPF を配置させて少なくとも PM 内の硫黄分を除去するか,のいずれかになる。また脱硝反応は(3.46)より排ガスが高 温の方が反応速度は速くかつ触媒の必要体積を減らせることから,図 3.21 に示すように SCR は排熱回収熱交換器 より上流側に配置するのが有効である。

四つ目は排ガス後処理系システムの最適条件の検討である. 排ガス後処理系システムの性能に関するパラメー タとして脱硝率(SCR),脱硫率(湿式スクラバなど),PM 捕集率(DPF),回収熱量(排熱回収システム),回収 動力・電力(同)などが挙げられるが,どの性能を最優先させるかは船舶の運航海域や船種などによって決める事 になる.そしてシステムにて設定した性能が最大限発揮するという目的で組み込む要素機器を取捨選択し,それら 要素機器の主要目をシミュレータによるパラメータサーベイを行うことで確定させる必要がある.

4. 脱硫の経済性評価

記号

 F_h : 内航船における重油の年間費[¥/year]

F_l:内航船における LSFO の年間費[¥/year] *M_b*:船上脱硫装置の年間利益相当[¥/year]

M_t:船上脱硫装置の年間運用コスト[¥/year]

N:船上脱硫装置の運用期間[year]

NPV:正味現在価値(Net Present Value)[¥]

P:船上脱硫装置の初期コスト[¥]

 P_0 :装置の主要目の基準値における初期コスト[¥]

P_i:検討対象となる装置の主要目と初期コスト[¥]

S:船上脱硫装置の残余価値[¥]
 T_{pb}:船上脱硫装置の投資回収期間[year]
 X_i:検討対象となる装置の主要目
 X_o:装置の主要目の基準値

i:割引率[-]
 k:船上脱硫装置の運転開始からの経過年[year]
 n:スケール則の乗数[-]

 ΔF : 内航船の年間燃料費の差[¥/year]

 Δf : LSFO と重油の単価差[¥/ton]

4.1 概要

日本の内航船を排ガス規制の対象に設定する場合,2015年現在日本沿岸域の排出規制海域(ECA)への指定が 見送られている³⁰⁾ことを踏まえると,最も優先すべきは第1章で解説した燃料内の硫黄分0.5%規制(グローバル キャップ)への対応と予想される.このときの選択肢として,LSFO(Low Sulfur Fuel Oil,低硫黄燃料油)を使 う,LNG(Liquefied Natural Gas,液化天然ガス)を代替燃料として使う,内航船に船上脱硫装置を設置する,が あるが,LNG燃料船は研究開発の途上である上LNGのバンカリングに必要なインフラ整備はこれからであるこ とから,現実的な選択肢はLSFO切り替えか船上脱硫装置の設置に絞られる.その際最も重要になる議論はどち らが経済上有利になるかという点である.

本章ではLSFO 単価を主要パラメータとして船上脱硫法との経済性の比較評価を試みる. グローバルキャップ 開始後のLSFO の船舶への供給については IMO や IEA が調査中³¹⁾であり, LSFO 精製施設の更新や増設に伴うコ スト増に関する石油業界の対応によっては LSFO の供給が追いつかず LSFO 価格が現在のそれより高くなるシナ リオが想定され,そのような場合は船上脱硫装置を設置する方が経済上有利になることが考えられる. 解析では 船上脱硫装置として,普及が始まっている湿式, DryEGCS に代表される乾式固定層,海技研で研究中の乾式流動 層,の三種を選択し,現存のデータを基にまず船上脱硫装置の初期コスト P と年間の運用コスト M_iを試算した. P には船上脱硫に係わる設備の設計,製造,設置などが含まれる.設置については新造船の建造時に組み込むケー ス(以下,新造)と既存船のドック入構時に組み込むケース(以下,改装)の2ケースを設定し,それぞれにお ける P を試算する.一方 M_iには装置の点検・修理に係わる費用,装置の運転用動力に係わる費用が含まれてい る.加えて,乾式脱硫の場合は脱硫剤の調達費,脱硫反応で生じた生成物の処理費用,湿式脱硫の場合は使用す るアルカリの調達費用,がそれぞれ含まれ,通常は年単位で算定される.

以降コスト評価はすべて日本円表記とし、その際の為替をUS\$1=¥93.68、€=¥125.1284(2013年2月現在)とする.

4.2 経済性評価法の概説

経済性評価には DCF(Discount Cash Flow)法を使う. DCF法とは不動産や企業の価値を評価するために多用 されている方法の一つであり,現在価値すなわち将来におけるキャッシュ(現金)を現在の価値に換算したもの を評価している³²⁾.今回の事例では,ある船上脱硫装置が将来大きな利益を生む投資対象であれば,現在の投資 はどの程度許容できるかを見積もるために,その船上脱硫法についての現在価値に基準化することにより,投資 価値とキャッシュフロー(手元に残る現金の流れ)を評価するということを意味している.

本解析にて想定するシナリオを図 4.1 にて示すが、内航船が既存の重油で運航している状態をコストの基準とし、この内航船がグローバルキャップをクリアするためには2つのオプションがありそれぞれについてコストがかかるとする. Option A は LSFO 切り替えで、それを選んだ場合の P は¥0 とする. M_tについては、装備の維持管理及び潤滑油に係わる運用コストを無視できるとし、大半は LSFO の年間費用 F_t と従来燃料の年間費用 F_hの差額 ΔF が大半を占めるとする. Option B は船上脱硫装置の設置で、前述のようにまず P を要する上、年ごとに M_t



がかかるが、これらを回収するための年間利益 M_b に ΔF を充てる. $M_b > M_t$ であれば年月が経過すると P から減額しk年目で投資が終了する事でOption A にて船が運航中の間 ΔF がかかることと比べると経済性上有利になる. このシナリオに基づく DCF 法の評価式を以下に示す.

$$NPV = -P + \sum_{k=1}^{N} \frac{M_b - M_t}{(1+i)^k} + \frac{S}{(1+i)^N}$$
(4.1)

$$M_b = \Delta F = F_l - F_h \tag{4.2}$$

このとき NPV は正味現在価値で DCF 法における指標である. i は割引率で将来の価値を現在の価値に換算する際の割合を指す. N は舶用脱硫装置の運用期間を示す. S は残余価値で,この場合舶用脱硫装置の運用期間終了後の価値を表す.

(4.1)より NPV は投資当初(この場合は船上脱硫装置の運用開始年)こそ負の値となるが、 $M_b > M_t$ であれば年 月が経過するに伴い NPV は増加すなわち投資の現在価値が増加して、NPV=0 となった時点で投資の回収は終了 するが、投資開始からここまでの期間を投資回収期間 T_{pb} と呼称する.以降も $M_b > M_t$ を維持しつつ投資を継続す ると、NPV は正の値を取り投資の現在価値は増加しつづける.ただし NPV は初期投資である -P も含むため、今 回の事例での T_{pb} は船舶の寿命である 15~20 年以下 ³³になることが現実的である.

過去の関連文献などを踏まえて各パラメータを以下のように設定する.

・*i*=6%:文献³⁴⁾などより.

・S=¥0 :運用期間終了後の船上脱硫装置の残余価値はないとする.

したがってこのコスト評価で重要な指標になるのは M_b (= ΔF) と,各船上脱硫法の T_{pb} であり, M_b はLSFOの従 来燃料との単価差額 Δf と相関があることから,(4.1) と(4.2) を使って各内航船における Δf と T_{pb} の相関を評 価する.

4.3 内航船の条件

導入対象とする内航船のリストを表 4.1 に示す.内航船 199GT, 499GT, 749GT, の三種で, 主機の仕様と出

カはそれぞれ、中速 735kW,低速 1,300kW,低速 1,617kW である.往復の航海日数はそれぞれ1日,3日,3日 とした.主機に使用する燃料について、199GT はA重油、それ以外はC重油とし、いずれも航行時の負荷は75%、 燃料消費率(燃費)は195g/kWhとした.これを基に試算した片道分の燃料消費量は、199GT で 1,290kg、499GT で 6,845kg、799GT で 8,514kg、となる.

船型		199G/T	499G/T	749G/T	
主機仕様	-	中速	速		
主機出力	kW	735	1,300	1,617	
主機負荷	-	75%			
燃料消費率	g/kWh	195			
往復航海日数	B	1	3	3	
使用燃料	-	A重油(S分1%以 下)	C重油/A重油(S 分1%以下)	C重油/A重油(S 分1%以下)	
片道燃料消費量	kg	1,290	6,845	8,514	

表 4.1 コスト評価の対象内航船

運用コスト算定に必要な年間の航海日数については、170日、4,080時間とした.これより、年間の燃料消費量は、199G/Tは438.6 ton、499G/Tは775.7 ton、749G/Tは964.9 ton となる.一方基準となる各燃料の単価については、近年の動向を踏まえてC重油は¥60,000/kL、A重油は¥75,000/kLとした.重油の比重を0.9として単位重量当たりの価格に換算すると、それぞれ¥54,000/ton、¥67,500/ton となる.よって ΔF は199G/Tは¥2,960万、499G/Tは¥4,189万、799G/Tは¥5,210万となった.以上の結果を表4.2に示す.

船型		199G/T	499G/T	749G/T
航行用重油	-	A重油	C重油	C重油
年間燃料消費量	ton	438.6	775.7	964.9
重油単価	¥/ton	67,500	54,000	54,000
F_h	¥/year	29,603,205	41,888,340	52,102,620

表 4.2 対象内航船の年間燃料消費量と年間燃料コスト

各内航船についての $\Delta f \ge M_b$ についてのグラフを図 4.2 に示す. $\Delta f=0$ である基準値は、199GT 船では A 重油 単価¥67,500/ton, 499GT 船と 749GT 船では C 重油単価¥54,000/ton としている. プロットでは Δf の上限を¥30,000/ton としており、各対象内航船における $\Delta f \ge M_b$ との相関式も併せて提示している.

4.4 各脱硫法のコスト評価

4.4.1 湿式脱硫法

湿式の P の評価法については Entec UK の調査報告³⁵⁾が広く知られており,多くの文献にて引用されている. 併せてこの報告では単位出力当たりの P について既存船の¥21,022/kW に対して新造船の¥14,765/kW はこの 30% 割引としている.この数値を使って各内航船に導入する際の P を求めた.

*M*_tについては処理後の排水規制に関わる問題から吸収剤に清水(淡水)とアルカリを使用する閉ループ式を想定する.これについてはデンマーク環境省の環境保護庁が出した 2012 年の報告書 ³⁶にて 2.7%S の舶用燃料の排ガス処理に対して¥468.4/MWh を提示している.これには装置の運転に要する電力消費に係わる費用,吸収剤である水酸化ナトリウム(NaOH)や凝集剤の調達費,装置の整備や管理に係わる費用が含まれているとのことで1年 360 日の運転から求めている.解析ではこれを基にエンジン負荷 75%として年間運航時間より *M*_tを求めた.



図 4.2 LSF0 の単価差額と LSF0 切り替えの運用コスト

4.4.2 固定層乾式脱硫法

固定層乾式の P の評価については前述のデンマーク環境省の報告書³⁶にて示されている,主機出力 1000kW の DryEGCS 単価¥46,840/kW を基にするが,スペースの問題から内航船に DryEGCS をそのまま設置することは困難 であることから,片航海に必要な脱硫剤を装荷した固定層脱硫システムを想定,このときの脱硫剤の必要量及び 体積を求めて,スケール則に基づいて固定層の P を推定した.すなわち,同一の機能を有し,機器寸法などが異 なる 2 つの装置の間には,経験則として以下の累乗則の相関が成立する³⁸⁾.

$$\frac{P_i}{P_0} = \left(\frac{X_i}{X_0}\right)^n \tag{4.3}$$

この時 P_0 は基準となる機器の初期コスト, X_0 はその機器のコスト評価の指標となる主要目, P_i は評価対象の機器の初期コスト, Xiはその機器の X_0 と同じ主要目の数値である.この時の指数nの数値は装置によって異なるが, 化学プラントではn=0.6として評価することが多いことから(4.3)は通称0.6乗則と呼ばれている.解析では基準となる装置を前述の1,000kW エンジン用の DryEGCS とし,主要目 X_0 を機器体積とした上で P_i を求め,これに安全率2.0をかけたものを改装におけるPとした.そして湿式と同じく新造におけるPはこの金額の30%割り引いたものととした.

*M*_tについてもデンマーク環境省の報告書³⁶⁾ に記された1,000kWエンジン用DryEGCSの運用コストを参照に, 運用コストの大半は脱硫粒子の調達費及び処理費用で占められると単純化した上で,主機負荷75%での運転を想 定して対象内航船についての*M*_tを試算した.

4.4.3 流動層乾式脱硫法

2015年現在,流動層を使った乾式脱硫法の船上実証試験は行われておらずそれに関するコストデータは不足しているため,片航海に要する量の粒子を積むとして前述の固定層のケースを参考に試算する.

流動層乾式脱硫装置の構成は固定層脱硫システムとほぼ同じであり、内部で脱硫粒子による排ガスの脱硫反応 が進む流動層本体,脱硫粒子の供給系,計装系を含む関連機器などから構成され,そのうち流動層本体がシステ ム全体の容積の大半を占めると考えられる.したがって流動層のPは,固定層のPと同程度であり,その評価に は式(4.3)で示される 0.6 乗則が適用できると考えられる. そこで *P*を求めるために固定層の場合と同じく,基準を 1000kW 主機用 DryEGCS として主要目は流動層の体積とした.流動層における脱硫反応と排ガス内の硫黄分から内航船に設置する流動層の体積を試算し,固定層の場合と同様,初期コストを安全側に見積もるため,式(4.3)の 0.6 乗則で求めた値に安全率 2.0 をかけたものを改装時の *P* とした.そして同じく新造における *P* はこの金額の 30%割り引いたものととした.補足として,流動層には下部に排ガスを断面全体に分散させるための分散板が設置されているものの,それ以外の内部構造物は存在せず内部構造は簡素であることから,実際の初期コストは今回算定した金額よりも低くなると予想される.

M,についても同じく DryEGCS のデータを分析考察の上で試算した. 公表データより DryEGCS の脱硫粒子消費 量は排ガスの硫黄分 2.7%を前提に試算しており,主機出力及び時間当たりの脱硫粒子消費率は 25kg/MWh である. 基本的に脱硫粒子消費率は主機出力及び燃料中の硫黄分に比例することから,排ガス排出量が同じでも重油内の 硫黄分により脱硫粒子の消費率は増減する. 加えて流動層では粒子同士の接触により反応物に被膜された粒子表 面が削られて未反応の粒子表面が露出する形で反応が継続することから,粒子の消費量は固定層よりも燃料中の 硫黄分の影響が大きいと考えられる. この考察に基づき 75% 主機負荷での運転と排ガスの硫黄分を考慮して各内 航船の流動層の*M*,を推定した.

4.4.4 コスト評価の結果

各脱硫法の P を比較したグラフを図 4.3 に示す. すべての対象内航船にて共通して, P が最も低いのは固定層, それに続いて流動層,最も高いのは湿式,となっている.たとえば 199GT 船に新造にて搭載するケースで比較す ると,固定層脱硫は¥241万,流動層脱硫は¥697万,湿式は¥1,085万の順であり,固定層脱硫の P を 1 とすると, 流動層脱硫は 2.89,湿式は 4.5 となる.一方改装での P は固定層:¥344万,流動層:¥996万,湿式:¥1,545万で, P の相対比率は新造のケースとほぼ同じである.ただし船体が大型化するとそれぞれの方式における P の差は縮 まる傾向にある.499GT 船の新造にて設置する条件で比較すると,固定層:¥1,195万,流動層:¥1,331万(2.5%S) もしくは¥1,529万(3.5%S),湿式:¥1,914万,となり,固定層を1とすると流動層は 1.11(2.5%S)もしくは 1.28(3.5%S),湿式は1.60と,199GT船の場合と比べると湿式の P が相対的に低下していることがわかる(改 装でも同じ結果).さらに 749GT 船の新造では固定層:¥1,360万,流動層:¥1,525万(2.5%S)もしくは¥1,715 万(3.5%S),湿式:¥2,388万,となり,固定層を1とすると流動層は 1.12(2.5%S)もしくは1.26(3.5%S)湿 式は1.75で,湿式の相対的な P は 499GT より若干上がっているものの,相対的な初期コスト全体の傾向は 499GT 船のケースと類似している.

各脱硫法の M_t を比較した結果を図 4.4 に示す. 乾式脱硫の M_t は燃料中の硫黄分の影響を受けるため, 199G/T 船のケースでは、A 重油を使用する流動層乾式の M_t を1とすると湿式脱硫は 1.27、S 分 2.7%の C 重油を使用する固定層乾式は 2.7 となっている.また C 重油を使う 499G/T 船と 749G/T では、硫黄分 2.5%では湿式、流動層、固定層の順で、3.5%では湿式、固定層、流動層の順で、それぞれ M_t が高くなる.初期コストと同様に船体の大型化により湿式の M_t が相対的に低下する傾向が現れている.





4.5 船上脱硫法の経済性評価

4.5.1 LSF0の既存油からの単価増加額と各脱硫法の投資回収期間

解析結果の例として, 2.5%S 分の C 重油を使用している 749GT 船で新造にて流動層乾式脱硫法を搭載, 運用する場合の NPV プロットを図 4.5 に示す. このとき *P*=¥15,251,101, *M*_t=¥4,575,975 である. 図 4.5 において横軸は 乾式流動層脱硫についての *k*, 縦軸は *NPV* で, 運用開始時は *NPV*=-*P* である. パラメータは Δ*f* でこの場合 LSFO 単価の C 重油の基準単価(¥54,000/ton) からの増額分である.

図 4.5 より、LSFO の C 重油からの単価の増額分が¥5,940/ton で *F*₁は¥57,833,908/year、 *ΔF* すなわち *M*_b = ¥5,738,288/year となる. これより *M*_i と *M*_b の差額は¥1,155,313/year となり、図 4.5 より Option B のシナリオでは この金額が投資された初期コストの回収に毎年充てられる. このときのプロットより *NPV* は 26 年目で−¥228,374, 27 年目で¥11,201 となることから、27 年目で流動層乾式脱硫法への投資の回収が終了し以降は *NPV*>0、すなわ



80

ち同じ条件下にて Option A に比べると 27 年目以降は流動層乾式を使った Option B の方がコスト的に有利になる ことを示している.このとき(4.1)から NPV は年単位の離散的な数値をとるが, T_{pb} と Δf との相関を評価する理由 から,本解析では NPV のプロットを連続的に扱うことにする.したがって前述にて定義した投資回収期間は横軸 (NPV=0) と NPV プロットとの交点とし,その位置は横軸と交差するプロットの区間(この場合は 26 年目と 27 年目の間)において直線補間で推定する.この場合は前述の条件より T_{pb}=27.0 年となる.

DCF 法では時間の経過に伴う価値の低下を考慮することから、 $M_t \ge M_b$ の差額が少ないと NPV=0 になるまでの期間すなわち T_{pb} は急激に長くなる。逆に $M_t \ge M_b$ の差額が増加すると T_{pb} は急激に短縮され、流動層乾式を導入する方が LSFO 切り替えより費用対効果は急激に高くなる。 Δf が¥5,940/ton から¥7,020/ton に上がると T_{pb} は 9.3 年となり、¥8,100/ton では 5.7 年と、 Δf が大きくなると T_{pb} とは短縮される。ただし T_{pb} が 2~3 年以下になると、 Δf の変化幅に対して T_{pb} の変化幅は低下する傾向になる。例えば Δf が¥10,800/ton から¥16,200/ton に変化すると T_{pb} は 2.9 年から 1.5 年に短縮される。先ほど示した Δf が¥5,940/ton から¥7,020/ton と¥1,080/ton 変化すると T_{pb} が 17.7 年短縮するのに対して、この場合 Δf が¥5,400/ton 変化しても T_{pb} の短縮分は 1.4 年となり、実質的には NPV が正の値になるのが 1 年ずれるのみである。このことから図 4.1 にて示した Option B のシナリオにおける T_{pb} の最小値は 2~3 年程度と考えることが妥当である。

図 4.5 を含む対象内航船についての各船上脱硫法に関する DCF 法の解析結果から、 $\Delta f \ge T_{pb}$ のデータを抽出、 再構成したプロットを図 4.6~4.8 に示す.図 4.6 は 199GT 船、図 4.7 は 499GT 船、図 4.8 は 749GT 船についての もので、図 4.7 と図 4.8 で流動層は硫黄分 2.5%のケースのみプロットしている.横軸は Δf で、199GT 船は A 重 油、499GT 船と 749GT 船は C 重油単価からの増額分である.縦軸は T_{pb} となっており(a) では上限 20 年、(b) では上限を 8 年としている.実線のプロットは新造にて設置するケース,点線のプロットは改装にて設置するケー ス、をそれぞれ示している.図 4.6~4.8 では実線(新造)同士および点線(改装)同士が交差する箇所があるが、 これはこの交点より LSFO の単価が上がると下に位置する線に対応する方法がコスト上優位(より短期間で投資 を回収できる)であることを示している.





4.5.2 LSF0 単価を固定した場合の投資回収期間の比較

図 4.6~4.8 よりまず LSFO 単価を固定した場合の各脱硫法の T_{pb} を比較する. なお流動層乾式については硫黄 分 2.5%のケースのみ扱うことにする.

199GT 船の場合

使用している燃料が A 重油(基準単価:¥67,500/ton)でありその単価は C 重油の 1.25 倍であることから, LSFO 単価が A 重油単価の 1.2 倍以下では船上脱硫のコストメリットは生じない. 1.3 倍の場合も図 4.6 より船上脱硫の

低硫黄燃料単価						
C重油基準単 価との倍率	A重油との差 額	実額	設置方法	湿式	固定層	流動層 (2.5%S分)
-	¥/	ton	-	year		
1.4	8,100	75,600	新造	5.9	☆2	2.85
			改装	8.3	☆3	4.3
1.5	13,500	81.000	新造 2.6 ☆	☆0.75	1.55	
		81,000	改装	3.8	☆1.05	2.25

表 4.3 199GT 船用脱硫装置の投資回収期間

コストメリットが生じないことは明らかである. 逆に船上脱硫法の方がコスト上有利になるのは LSFO 単価が 1.4 倍以上である.

そこで、LSFO 単価が C 重油の 1.4 倍および 1.5 倍の場合の T_{pb} をそれぞれの船上脱硫方法について求めた(表 4.3).表中の☆は最も費用対効果が高い船上脱硫法である(以下同じ).表より本解析条件下では新造と改装いずれの場合でも、固定層が最も費用対効果が高く、次に流動層となり、湿式は三者の中では費用対効果が最も低いこととなる.

・499GT 船の場合

図 4.7 より、LSFO 単価が 1.1 倍以下では船上脱硫のコストメリットは生じない.船上脱硫法の方がコスト上有 利になるのは LSFO 単価が 1.2 倍の場合以上である.LSFO 単価が C 重油の 1.2 倍、1.3 倍、1.4 倍および 1.5 倍の 場合の各船上脱硫法の投資回収期間を求めた結果を表 4.4 に示す.表より 199GT 船の場合と同じく新造と改装い ずれの場合でも、固定層が最も費用対効果が高く、次に流動層となり、湿式は三者の中では費用対効果が最も低 いこととなる.

低硫黄燃料単価						
C重油基準単 価との倍率	C重油との差 額	実額	設置方法	湿式	固定層	流動層 (2.5%S分)
-	¥/ton		-	year		
1.2	10,800	64 800	新造	3.35	☆3.05	3.2
		04,000	改装	5	☆4.55	4.8
1.3	16,200	70,200	新造	1.95	☆1.5	1.6
			改装	2.85	☆2.2	2.35
1.4	21,600	75,600	新造	1.4	☆1	1.1
			改装	2	☆1.45	1.6
1.5	27,000	81,000	新造	1.05	☆0.75	0.8
			改装	1.55	☆1.05	1.2

表 4.4 499GT 船用脱硫装置の投資回収期間

ただし最も費用対効果が高い固定層と最も費用対効果が低い湿式との*T_{pb}*の差を比較すると、例えば新造についてはLSFO単価がC重油の1.2倍で0.3年、1.3倍で0.45年、1.4倍で0.4年、1.5年で0.3年といずれも1年以内である.これは(4.1)より、固定層において*NPV<*0から*NPV>*0へ遷移する時期と湿式において*NPV<*0から*NPV>*0へ遷移する時期が同じもしくは1年ずれる程度の差であることを示しており、199GT船のケースと比べると船上脱硫の方法による差は小さくなっている.このことから、実質上は三者の費用対効果はほぼ同じと見なすことができる.

749GT 船の場合

図 4.8 より 499GT 船と同じく LSFO 単価が 1.1 倍以下では船上脱硫のコストメリットは生じす,コスト上有利 になるのは LSFO 単価が 1.2 倍の場合以上である. LSFO 単価が C 重油の 1.2 倍~1.5 倍の場合の各船上脱硫法の

*T_{pb}*を求めた結果を表 4.5 に示す.他の場合と同じく新造と改装いずれの場合でも、固定層が最も費用対効果が高く、次に流動層となり、湿式は三者の中では費用対効果が最も低いこととなる.ただし同じく最も費用対効果が高い固定層と最も費用対効果が低い湿式との投資回収期間の差を比較すると、例えば新造については LSFO 単価が C 重油の 1.2 倍で 0.6 年、1.3 倍で 0.6 年、1.4 倍で 0.5 年、1.5 年で 0.4 年といずれも 1 年以内である.このことから、499GT 船のケースと同様に実質上は三者の費用対効果はほぼ同じと見なすことができる.

低硫黄燃料単価						
C重油基準単 価との倍率	C重油との差 額	実額	設置方法	湿式	固定層	流動層 (2.5%S分)
-	¥/ton		-	year		
1.2	10,800	64,800	新造	3.35	☆2.75	2.9
			改装	5	☆4.1	4.35
1.3	16,200	70,200	新造	1.95	☆1.35	1.5
			改装	2.85	☆2	2.15
1.4	21,600	75,600	新造	1.4	☆0.9	1
			改装	2	☆1.3	1.45
1.5	27,000	81,000	新造	1.1	☆0.7	0.75
			改装	1.55	☆1	1.1

表 4.5 749GT 船用脱硫装置の投資回収期間

4.5.3 投資回収期間を固定した場合の LSF0 単価の条件値

次に *T_{pb}*を5年に固定した場合の LSFO 単価について評価する.船舶の寿命が 15~20 年程度であることを踏ま えると5年は長めではあるものの妥当な期間である.そしてこれに対応する LSFO 単価が低いほどその船上脱硫 法がコスト上有利になる.

・199GT 船の場合

新造では流動層が最も費用対効果が高く、次に固定層、湿式が三者の中では最も費用対効果が低いことがわかる.一方改装では、固定層が最も費用対効果が高く、次に流動層、湿式が三者の中では最も費用対効果が低いことがわかる.ただし改装において固定層における単価と流動層における単価の差が¥300/ton であることから、実質的には乾式である両者の費用対効果は同程度であると見なすことができる.

・499GT 船の場合

こちらは新造では湿式が最も費用対効果が高く、固定層と流動層がその次に費用対効果が高いことがわかる. 一方改装では、固定層が最も費用対効果が高く、次に流動層、湿式が三者の中では最も費用対効果が低いことが わかる.三者それぞれの船上脱硫法に対応する LSFO 単価の差を比較すると、新造における湿式と固定層(及び 流動層)の差は¥550/ton である.改装における固定層と流動層の差は¥150/ton、固定層と湿式の差は¥350/ton であ る.このことから実質的には新造と改装の如何に依らず、三者の費用対効果は同程度であると見なすことができ る.

・749GT 船の場合

499GT 船と同じく新造では湿式が最も費用対効果が高く、その次に固定層、流動層が最も費用対効果が低いことがわかる.一方改装では、固定層が最も費用対効果が高く、次に流動層、湿式が三者の中では最も費用対効果が低いことがわかる.三者それぞれの船上脱硫法に対応する LSFO 単価の差を比較すると、新造における湿式と固定層の差は¥100/ton,湿式と流動層の差は¥200/ton,である.改装における固定層と流動層の差は¥200/ton,固定層と湿式の差は¥850/tonである.このことから新造では実質的に三者の費用対効果は同程度、改装では乾式(固定層と流動層)の方が湿式より若干費用対効果が高いと見なすことがいえる.

これらの結果をまとめたものを表 4.6 に示す.

创任	設置方法	湿式		固定層		流動層(2.5%S)	
加加		-	¥/ton	-	¥/ton	-	¥/ton
199GT	新造	1.40	75,800	1.37	73,950	1.35	73,150
	改装	1.47	79,250	1.38	74,500	1.39	74,800
499GT •	新造	1.15	62,250	1.16	62,800	1.16	62,800
	改装	1.20	64,800	1.19	64,450	1.20	64,600
749GT	新造	1.15	62,300	1.16	62,400	1.16	62,500
	改装	1.20	64,750	1.18	63,900	1.19	64,100

表 4.6 各内航船用脱硫装置の投資回収期間5年に対するLSF0単価
 (C重油基準単価¥54,000/tonからの倍率も併記)

4.5.4 経済性評価のまとめと今後の課題

各内航船のLSFO 切り替えと船上脱硫法設置の経済性評価の結果を以下にまとめる.

199GT 船については、LSFO 単価が C 重油基準単価の 1.3 倍以下では LSFO 切り替えの方が船上脱硫より費用 対効果が高い. 1.3~1.4 倍では LSFO 切り替えと船上脱硫の費用対効果の優位性が遷移し、1.4 倍以上では船上脱 硫の方が費用対効果は高い. 船上脱硫の種別について投資回収期間を5年に固定すると、新造と改装いずれも乾 式(固定層、流動層)の方が費用対効果は高い.

499GT 船については、LSFO 単価が C 重油基準単価の 1.1 倍以下では LSFO 切り替えの方が船上脱硫より費用 対効果が高い. 1.1~1.15 倍では LSFO 切り替えと船上脱硫法の費用対効果の優位性が遷移し、1.15 倍以上では船 上脱硫の方が費用対効果は高い. 船上脱硫の種別について投資回収期間を5年に固定すると、新造と改装いずれ も三者の費用対効果はほぼ同程度である.

749GT 船については、LSFO 単価が C 重油基準単価の 1.1 倍以下では LSFO 切り替えの方が船上脱硫より費用 対効果が高い. 1.1~1.15 倍では LSFO 切り替えと船上脱硫の費用対効果の優位性が遷移し、1.15 倍以上では船上 脱硫の方が費用対効果は高い. 船上脱硫の種別について投資回収期間を5年に固定すると、新造では実質的に三 者の費用対効果は同程度でその条件は 499GT 船とほぼ同じ、改装では乾式(固定層と流動層)の方が湿式より費 用対効果が若干高い.

最後に船上脱硫法のコスト評価における今後の課題を以下にまとめる.

1) 脱硫装置の配置の詳細検討

コスト評価の精度を上げるためには各脱硫法に必要な機器の配置を検討する必要がある.新造においては積載 貨物量を維持する前提での主要目や一般配置の再検討が必要になり、これが初期コストに反映されると予想され る.また改装においては一般配置の見直しや脱硫装置の搭載に伴う船体重量の増加、積載貨物量の削減への対処 などが検討材料になり、これが初期コストに反映されると予想される.

この課題は船上脱硫だけではなくLSFO切り替えを選択した場合にも当てはまると考えられる.

2) 排水処理及び残渣物処理の湿式の運用コストへの影響

今回使用した湿式の運用コストでは排水処理や残渣物処理に関するコストが含まれていない.外航船と比べて 内航船ではスクラバ排水の水質基準が厳しくなることなどを踏まえると、今後は SOx 吸収後の排水処理及び残渣 物処理に係わるコストを湿式の運用コストに上乗せするべきであると考えている.

3) 流動層乾式の船上試験と初期コストの精査

前述のように同一体積であれば必要とする内部構造が簡素な分,固定層より流動層の方が初期コストは低くなることが予想される.そうしたことも含めて他の方式と同様に単独でのコスト評価を行えるようにするには,まず船上での流動層の脱硫実証試験を行うことでコストを含めてのデータの精査を行うべきである.

5. まとめ

今後さらに船舶に対する環境規制は強化されると考えられるが、本研究ではそれら規制強化に対応するための 排ガス後処理装置の評価のためのツールを作成すると共に、IMOによる燃料油中硫黄分規制への対応手段として 注目を集めている船上脱硫装置について経済性評価を行った.実施した内容は以下の通りである.

- プロセスシミュレータを活用した排ガス後処理系シミュレータを構築した.同シミュレータは、複数言語による機能拡張が可能であり、その機能を活用し排ガス後処理系を構成する各種機器のモデルを作成、組み込みを行った.構築したシミュレータを活用し、SCR単体、あるいは廃熱回収システムや廃熱回収システムとSCRの組み合わせに関する解析を行い、シミュレータの自由度の高さを確認した.
- 2) 内航船舶3種類(199GT, 499GT, 749GT)を対象として,燃料油中硫黄分規制への対応手段としての,湿 式スクラバ,乾式脱硫(流動層,固定層),燃料切替の3種類について経済性評価を行った.その結果,燃 料油価格と後処理装置の投資回収期間の関係等を明らかにした.

参考文献

- 村岡英一: IMO における大気環境規制の動向,海上技術安全研究所報告, 第8巻,第2号(2008), pp.57-63 https://www.nmri.go.jp/main/publications/paper/pdf/23/08/02/PNM23080204-00.pdf
- 2) http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32012L0033
- 3) 半澤彰:船舶用燃料硫黄分規制の動向とその影響,燃料油中硫黄分規制を受けた機関技術に関する国際ワークショップ資料(2015)

http://www.nmri.go.jp/images/ws20150306_1.pdf

4) 辻本勝,村岡英一,黒田麻利子,宇都 正太郎:国際海運からの温室効果ガス排出削減 —エネルギー効率 指標(EEDI, SEEMP)に対する当所の取り組み—,海上技術安全研究所報告,第12巻,第4号(2012), pp.11-21

https://www.nmri.go.jp/main/publications/paper/pdf/21/12/04/PNM21120403-00.pdf

- 5) 2012 GUIDELINES ON THE METHOD OF CALCULATION OF THE ATTAINED ENERGY EFFICIENCY DESIGN INDEX (EEDI) FOR NEW SHIPS (2012) http://www.imo.org/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Documents/MEPC%20-%20Marine%20Environment %20Protection/212%2863%29.pdf
- 6) 平田宏一他:海上技術安全研究所における船舶用 SCR システムに関する研究,海上技術安全研究所報告, 第11巻,第2号(2011), pp.1-19
 - https://www.nmri.go.jp/main/publications/paper/pdf/21/11/02/PNM21110202-00.pdf
- 7) 田島博士:外部 EGR システムによる舶用機関の NOx 低減,日本マリンエンジニアリング学会誌,第48巻, 第6号(2013), pp.11-17
- 8) 東田正憲 他: EGR と水エマルジョン燃料の組み合わせによる NOx 低減技術,日本マリンエンジニアリング 学会誌,第48巻,第6号(2008), pp.24-29
- 9) 西尾澄人,柳東勲:ディーゼル機関の燃焼に及ぼすエマルション燃料,EGR,燃料噴射制御の効果,海上技術安全研究所第14回研究発表会(2014)

http://www.nmri.go.jp/main/publications/paper/pdf/2B/14/00/PNM2B140020-00.pdf

- CIMAC : Guideline for the Operation of Marine Engines on Low Sulphur Distillate Diesel, (2013) http://www.cimac.com/cms/upload/workinggroups/WG7/CIMAC_SG1_Guideline_Low_Sulphur_Diesel.pdf
- MAN Diesel & Turbo : Operation on Low-Sulphur Fuels MAN B&W Two-stroke Engines (2014) http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/operation-on-low-sulphur-fuels.pdf?sfvrsn=20

- 12) United States Coast Guard : Marine Safty Alert Ultra Low Sulfur Fuel Oil & Compliance with MARPOL Requirements -Before entering and while operating within Emission Control Areas- (2015) http://www.uscg.mil/hq/cg5/cg545/alerts/0215.pdf
- 13) http://www.motorship.com/news101/fuels-and-oils/successful-marine-trial-for-dry-scrubber
- 14) 大江修造,物性推算法,データブック出版社(2002)
- 15) http://www.aspentech.co.jp/product/pdf/HYSYS_SS.pdf
- 16) http://www.aspentech.co.jp/product/pdf/AspenPlus.pdf
- 17) http://www.psenterprise.com/gproms.html
- 18) http://www.omegasim.co.jp/product/vm/
- 19) van Baten, J.M., Kooijman, H. and Taylor, R. : Flowsheeting for Free with COCO, CACHE News, winter 2007 (2007)
- Jean-Pierre Belaud: Open Software Architecture For Process Simulation: The Current Status of CAPE-OPEN Standard, Computer Aided Chemical Engineering, Vol. 10, pp. 847-852 (2002)
- 21) 例えば, 芦野隆一: はやわかり MATLAB 第2版, 共立出版 (2010)
- 22) 例えば、上坂吉則: Scilab プログラミング入門、牧野書店(星雲社) (2010)
- Jasper van Baten, Ross Taylor and Harry Kooijman, Using ChemSep, COCO and other modeling tools for versatility in custom process modeling, AIChE Annual Meeting 2010 (2010)
- 24) 尾花英朗:熱交換機設計ハンドブック,工学図書(2007)
- 25) 日本機械学会:改訂気液二相流ハンドブック,コロナ社 (2006)
- R. W. Lockart and R. C. Martinelli : Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, Chemical Engineering Progress, Vol.45, No.1, pp.39-48 (1949)
- 27) 千葉孝男:改訂蒸気・高温水システム,省エネルギーセンター(2009)
- 28) 八田桂三,山之上寬二:蒸気原動機 SI版,森北出版(2007)
- 29) 安達雅樹, 岸武行, 樽井真一: 舶用 GT コンバインドサイクルのシステム検討, 第84 回マリンエンジニア リング学術講演会論文集, pp.195-200 (2014)
- 30) 国土交通省:船舶からの大気汚染物質放出規制海域(ECA)に関する技術検討委員会取りまとめ(2013)
- 31) 須藤繁:船舶燃料の硫黄分規制と石油市場、日本船主協会環境セミナー(2015)
- 32) Myers : Finance Theory and Financial Strategy, Interfaces, Vol.14, No.1, pp.126-137 (1984)
- 33) 町田進他:船舶の寿命に関する基礎考察,日本造船学会論文集, Vol. 168, No.12, pp. 605-614 (1990)
- 34) (一財) 日本船舶技術研究協会, 2.2 LNG 燃料船の経済運航実現に関する課題の検討, 国際海運における エネルギー効率化に向けた枠組み作り(フェーズ2), http://fields.canpan.info/report/detail/16303, pp. 34-156 (2012)
- 35) Entec UK Limited : Task 2C- SO2 Abatement, Service Contract on Ship Emissions: Assignment and Market-based Instruments, European Commission Directorate General Environment (2005)
- 36) Danish Ministry of the Environment : Assessment of possible impact of scrubber water discharges on the marine environment, Environment Project No. 1431 (2012)
- William E. Siegfriedt, et al. : Flue Gas Desulfurization Technology Evaluation, Dry Lime vs. Wet Limestone FGD, Project No. 11311-011, Sergent & Lindy (2007)
- 38) Max S.Peters, et al. : Chapter 5 Cost Estimation, Plant Design and Economics for Chemical Engineers 4th Edition, McGraw-Hill, pp.150-215 (1991)