CME による高付加価値機関室の設計に関する調査研究

報　告　書

平成２７年３月３１日

神戸大学海事科学研究科

一般社団法人日本海事検定協会
（NKKK 総合研究所）

目　　次

１．目的　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　１

２．事業計画の概要　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　２

３．“コンカレントマリンエンジニアリング”　の実施に向けたアンケート結果のまとめ　３
　３．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３
　３．２　相互の影響が高い機関・機器・部品類　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３
　３．３　回答者から提案された相互影響係数の高い機器　・・・・・・・・・・・・・・・　４
　３．４　CME 実現に向けた戦略　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４

４．“コンカレントマリンエンジニアリング”の実現に向けた研究　・・・・・・・・・・　６
　４．１　プロペラ軸系のミスアライメントの影響を考慮した剛性及び強度評価　・・・　６
　　４．１．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　６
　　４．１．２　軸力のばらつきの影響　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　６
　　４．１．３　ミスアライメントの影響　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　８
　　４．１．４　まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　１０
　４．２　計算力学的手法による中速ディーゼル機関の連接棒まわりの疲労強度評価　１２
　　４．２．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　１２
　　４．２．２　ねじ谷底に発生する応力振幅と外力の関係　・・・・・・・・・・・・・　１２
　　４．２．３　応力振幅に対する初期ボルト軸応力の影響　・・・・・・・・・・・・・　１３
　　４．２．４　めねじ谷底における最大応力振幅の発生メカニズム　・・・・・・・・　１４
　　４．２．５　ねじ谷底の塑性変形の影響　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　１４
　　４．２．６　クランピンボルト応力振幅の高精度評価用らせんモデル　・・・・・　１６
　　４．２．７　まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　１６
　４．３　高効率熱交換器の導入による機関室の総合熱効率の改善に関する研究　・・　１８
　　４．３．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　１８
　　４．３．２　実験方法　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　１８
　　４．３．３　実験結果および考察　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　２１
　　４．３．４　まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　２５
　４．４　舶用ディーゼル機関に対するバイオ燃料と DME の高度な利用方法
　　に関する研究　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　２７
　　４．４．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　２７
　　４．４．２　実験装置および方法　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　２７
　　４．４．３　実験結果および考察　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　２８
　　４．４．４　おわりに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３２

４．５　最新パワーエレクトロニクス技術の応用による機関室電気システム
の効率改善　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３３
４．５．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３３
４．５．２　単相交流周波数ダイレクト変換回路の実機検証　・・・・・・・・・・　３３
４．５．３　三相交流周波数ダイレクト変換回路の検討　・・・・・・・・・・・・　３３
４．５．４　まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３６
４．６　安全な機関室のための画像認識技術の開発　・・・・・・・・・・・・・・・　３８
４．６．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３８
４．６．２　太陽光・ディーゼルハイブリッド発電システムの制御　・・・・・・・　３８
４．６．３　太陽光発電電力の予測方法　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　３９
４．６．４　シミュレーションによる有効性の検討　・・・・・・・・・・・・・・　４０
４．６．５　まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４２
４．７　新材料を利用した機関室における熱回収に関する研究　・・・・・・・・・・　４３
４．７．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４３
４．７．２　酸化物熱電変換材料の特性改善手法　・・・・・・・・・・・・・・・　４３
４．７．３　試料の合成方法と物性評価方法　・・・・・・・・・・・・・・・・・　４４
４．７．４　実験結果と考察　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４５
４．７．５　まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４７
４．８　液体水素輸送技術に関する基礎研究　・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４８
４．８．１　はじめに　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４８
４．８．２　実験装置と実験方法　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　４８
４．８．３　実験結果と考察　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　５０
４．８．４　まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　５２

５．まとめ　・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・　５４

はじめに

“コンカレントエンジニアリング(Concurrent Engineering 略称 CE)”という概念は機械，電気，自動車を始めとする様々な製造業に適用されて大きな成果を上げており，以下に示すような同時並行型問題解決手法である。

（1）製品開発における各工程のエンジニアが協力し合い，同時進行でその作業を行う製品開発手法

（2）製品企画，設計，製造，販売，サービス，使用済後処理の一連の流れをすべて考慮して，開発の各段階でそれぞれの技術者たちが協力し合いながら開発

この CE の概念を適用することにより，付加価値の高い船舶機関室の設計を目指すのが“コンカレントマリンエンジニアリング(Concurrent Marine Engineering 略称CME)″である。船舶機関室の性能は，機関室を構成する多くの機械・機器類の個別の性能だけでなく，それらをシステムとしてとらえた場合の総合性能によって評価すべきである。すなわち，個々の機器類の単独性能が高くても，システムとして考えた場合、総合性能を向上させるためには相互のマッチングがキーポイントとなる。

CME は、機関室全体の総合性能を高め、機関室あるいは船舶全体として高い付加価値を有する製品を開発するための概念であり，CME の設計概念を確立することによって，「エンジンの効率性」，「安全性」，「低環境負荷」を同時に実現できる機関室の構築を図り，船舶の CO2 排出削減に資することが期待される。

１．目的

本事業は､船舶のCO2 排出削減を研究目的としてCME という新しい設計概念の実現に向けた調査とCME に関連した研究を神戸大学と日本海事検定協会が共同で実施し，その成果を報告書としてまとめて公表するものである。実施期間は 3 年間であり，本報告書は最終年度の成果をまとめたものである。

船舶の温室効果ガス削減対策において，気候変動枠組条約・京都議定書は国際海運には適用されておらず，同議定書第2 条第2 項に，IMO においてCO_2 排出量の抑制対策を検討することとしている。国際海運から排出されるCO_2 は2007 年で約8.7 億トンであるが，発展途上国の海上貿易量の増加に伴い，将来的に大幅に増加していくことが予想されており，CO_2 排出抑制の国際的枠組みの確立が急務となっている状況である。

このような船舶のCO_2 排出量削減が求められている状況にあって，本事業は船舶のCO_2 排出削減を研究目的として，「エンジンの効率性」及び「低環境負荷」を同時に実現するために必要な機関室の設計概念を調査研究することにより，地球環境の保全又は自然環境の保護に貢献するものである。

参考文献

(1)福岡俊道,野村昌孝,“コンカレントマリンエンジニアリング″による高付加価値機関室の設計″,日本マリンエンジニアリング学会誌,(2008),43-2,pp241-244.

(2)有泉徹,“コンカレントエンジニアリングによる設計の改革術″,(2000),日刊工業新聞社.

２．事業計画の概要

(1) “コンカレントマリンエンジニアリング”の実施に向けた調査

船舶機関室のトラブル事例の収集と分析及び機関室を構成する機器類の間の相互依存性を定量的に評価することにより，CMEの対象となる機器と，CMEの導入によって得られる具体的な効果について検討する．導入効果の高い機械・機器・装置類の選定は，自動車設計等において使用されている「性能項目と構成要素の関連相関図」等と類似の図表を用いて，下記の要領で実施する．

1）機関室内の機械・機器・装置類をリストアップし相互関係図を作成する．

2）機器間の関連の強さを「相互影響係数」を導入して定量的に評価する．ここではマトリクス形式の表を使用し，相互の影響の大きさを４段階（０～３）で評価する．「相互影響係数」を示した表は，アンケート等の形で関連企業の協力を得ることにより，各分野の専門家であるメンバーが分担して作成する．

(2) “コンカレントマリンエンジニアリング”の実現に向けた研究

メンバーの各専門分野のうち，CMEの実現に対して関連の深い研究を実施する．具体的な研究テーマは以下の通りである．

1）プロペラ軸系のミスアライメントの影響を考慮した剛性及び強度評価

2）計算力学的手法による中速ディーゼル機関の連接棒まわりの疲労強度評価

3）高効率熱交換器の導入による機関室の総合熱効率の改善に関する研究

4）舶用ディーゼル機関に対するバイオ燃料とDMEの高度な利用方法に関する研究

5）最新パワーエレクトロニクス技術の応用による機関室電気システムの効率改善

6）安全な機関室のための画像認識技術の開発

7）新材料を利用した機関室における熱回収に関する研究

8）液体水素輸送技術に関する基礎研究

(3) 調査研究メンバー

神戸大学大学院海事科学研究科

福岡俊道（研究代表者，担当：強度・剛性および振動）

野村昌孝（担当：強度・剛性および振動）

福田勝哉，劉 秋生，段 智久（担当：熱および燃焼）

山本茂広，三島智和（担当：電気，パワーエレクトロニクス）

佐俣博章（担当：新材料）

武田 実（担当：低温輸送）

一般社団法人 日本海事検定協会 NKKK総合研究所

寺田 耕一（担当：研究の総括とコーディネート）

３．“コンカレントマリンエンジニアリング”の実施に向けたアンケート結果のまとめ

３．１ はじめに

昨年度は，初年度に実施したアンケート結果を分析することにより，コンカレントマリンエンジニアリング(CME)の対象となる機関，機器，部品を抽出するための基礎データを提供した．具体的には，対象となる「機器相互の影響の度合い」を定量的に評価するために“相互影響係数”という量を導入し，影響の度合いを０から３までの整数で表した．そのうち「３」は相互の影響がかなり大きい，あるいは非常に大きいと回答者が判断した場合の結果である．昨年度は，基本的にすべてのアンケート結果を示した．本年度は本事業の最終年度である点を考慮して，CME の実現に向けてより具体的なデータを提供するために，とくに影響が大きいと思われる対象機関・機器・部品類，その他 CME の対象となる事象をピックアップして紹介する．

３．２ 相互の影響が高い機関・機器・部品類

(1) ディーゼル主機関

(1－1) ディーゼル主機関と関連の深い主要機器

・大多数の回答として，プロペラ・軸系と「相互の影響がかなり（非常に）大きい」

・主発電機システムとは「ある程度大きい」という判断であった．

・その他主機関に影響を与える機器類：

主機のリモコン／ガバナ，機関電子制御装置，燃料油，潤滑油，冷却水系統の補機，
SCR／EGR，NOｘ，SOx 軽減装置など

(1－2) ディーゼル主機関と関係が深い構成機器類

排気弁，ピストン，シリンダライナ，ピストンリング，軸受材料 ，内部注油器，ガバナ，燃料噴射弁，
ピストンロッド など

(1－3) 相互に関係が深い本体を構成する機器，付属品，部品等

燃料油の性状－燃料油清浄機 ，シリンダライナー－内部注油器

潤滑油の性状－内部注油器，ピストンリングーピストン

ピストンリングーシリンダライナ，ピストンリング－内部注油器

（２）主発電機システム

(2－1) 主発電機と相互に関係が深い主要構成機器・装置

主発電機－ディーゼル原動機，主発電機－配電盤，配電盤－遮断器

(2－2) 電動機と関係が深いポンプ

潤滑油ポンプ，冷却清水ポンプ，冷却海水ポンプ

（３）主発電機用ディーゼル原動機

(3－1) 主発電機用ディーゼル原動機と関連の深い主要機器，装置等

排気弁，ピストン，シリンダライナ，ピストンリング，ガバナ

軸受材料，燃料噴射弁，排気ガスタービン，燃料油の性状，電子制御関係ポンプ類 ほか

(3－2) ディーゼル原動機を構成する主要な機器類で相互に関連が深いもの
燃料油の性状－燃料油清浄機 ，ピストンリングーピストン，
ピストンリングーシリンダライナ，潤滑油の性状－潤滑油清浄機など

（４）プロペラ・軸系

(4－1) プロペラ・軸系を構成する主要な機器類で相互に関連が深いもの
中間軸－中間軸受，プロペラープロペラ軸，プロペラ軸－船尾管軸受，
プロペラ軸－中間軸，中間軸受－軸受材料，船尾管軸受－軸受材料ほか

３．３ 回答者から提案された相互影響係数の高い機器

ディーゼル主機関－燃料供給ポンプ，ディーゼル主機関－燃料循環ポンプ
主空気槽－主空気圧縮機，シリンダの性状－シリンダライナ
シリンダの性状－ピストンリング ，シリンダの性状－燃料油の性状
燃料－ディーゼル原動機，冷却方式（清水or海水）－ディーゼル原動機
制振装置－ディーゼル原動機，制振装置－可撓管，主発電機－その冷却装置
主発電機－軸受，主発電機－軸受潤滑油性状，配電盤－その配置場所
配電盤－その冷却装置，ディーゼル原動機－機関室ファン（冷却用）
以下は「ディーゼル原動機」と関連が深いもの
パワーマネージメント装置，制御空気ｺﾝﾃﾞｨｼｮﾅ，清水温度調節弁，潤滑油温度調節弁
吸気弁，燃料加熱器，モニターと警報装置，圧力・温度スイッチ／センサ，エンジン速度検出器，燃料噴射ポンプ，燃料供給装置，燃料供給ポンプ，燃料循環ポンプ
Pre-heater，始動弁，エアモーター，ビスコレーター
遠隔操縦装置－主配電盤，補助空気槽－ディーゼル原動機，ディーゼル原動機－発電機回転子，発電機関共通台床－発電機など.

３．４ CME 実現に向けた戦略

CME の概念については，専門学会誌に調査研究メンバーの一人が寄稿している．しかしながら，その学会員ではない技術者や研究者の目に触れることは少ないが，昨今の技術者はインターネットを通じてさまざまな情報を収集している．ここで，本事業の「CME の実現に向けたアンケート調査」ならびに「CME の実現に関連が深い個別研究」の成果は，インターネットで閲覧が可能なことから，本事業の成果に目を通した「関連産業分野で働く技術者」の数は相当数にのぼると推察される．以下に，今後 CME をさらに飛躍させ，実現するために考えられる戦略を列挙する．

1) 調査研究メンバーによる情報の発信
調査研究メンバー（神戸大学海事科学研究科，日本海事検定協会）が学会，委員会，その他研究報告の場において発表を行うとき，今回の事業（CME による高付加価値機関室の設計に関する調査研究）の一環であることを紹介して，関連分野の技術者，研究者に対し，CME という概念の情報を発信する．

2) 海事産業関連団体への発信

海事産業関連団体の中に設置されている当該事業と関係の深い事項を扱う「部会」や「委員会」に対して，本報告書（3 年分）の存在を紹介することにより，CME の実現に向けた情報の発信を行う．

3）関連学会への発信

関連学会の中に設置されている当該事業と関係の深い事項を扱う「部会」や「委員会」に対して，本報告書（3 年分）の存在を紹介することにより，CME の実現に向けた発信を行う．

４．“コンカレントマリンエンジニアリング”の実現に向けた研究

４．１　プロペラ軸系のミスアライメントの影響を考慮した剛性及び強度評価

４．１．１　はじめに

大きなトルクを伝達するフランジ形軸継手の締結にはリーマボルトが用いられている．リーマボルトは，軸部の直径がボルト穴の直径に等しいボルトであり，軸部を穴表面に密着させることにより，締結体にかかるせん断荷重を軸部表面で受け持つことができる．そのために駆動軸側に与えられたトルクは，リーマボルト軸部表面の垂直力とフランジ界面等の摩擦力によって被動軸側に伝達される．

昨年度は，フランジ形軸継手を実機に近い形状で解析して，同時に計算効率も考慮するために，はめあいねじ部をせん断荷重に対して等価な円柱に置き換えることにより，ボルト・ナットを丸棒の両端に 2 個の円柱が付いた簡単な構造物に置き換えて解析を実施した．そのモデルを用いて求めたせん断荷重分担率は，リーマボルトの力学的特性を完全に再現できる“ねじ山をモデル化した周期対称モデル”と一致した．さらに，有効性を確認したフランジ形軸継手の全体モデルを用いて，リーマボルトに作用する曲げ応力に対する接触面摩擦係数，軸トルク，初期軸応力の大きさを明らかにしている．

本年度は，締め付け作業の段階で問題となるボルト軸力のばらつきと，軸系のミスアライメントがフランジ形軸継手の強度に及ぼす影響を評価する．舶用のプロペラ軸系は，フランジ形固定軸継手の中でもとくに大型であることから，締め付けボルトをできる限り均一に締め付けることが望まれる．しかしながら，締め付け方法の特性に起因してある程度のばらつきが発生することは避けられない．そこで，実機で想定されるレベルの軸力のばらつきがリーマボルトの強度に及ぼす影響を定量的に明らかにする．プロペラ軸を設置する場合，軸，軸継手および軸受は，基本的にミスアライメントが発生しないように、細心の注意を払って設置される．しかしながら，軸系のサイズと重量が大きいことから，小型の軸系では見られないようなミスアライメントが発生する．そこで，実機で発生しうる典型的なミスアライメントを対象として，その大きさがリーマボルトの強度に及ぼす影響を定量的に明らかにする．

４．１．２　軸力のばらつきの影響

（１）解析条件

ボルト軸力がばらつく原因として，トルク法など締め付け方法に起因する目標軸力の誤差や運転中に発生するゆるみが考えられる．ここでは，目標軸応力 100 MPa に対して 50 MPa～150 MPa の範囲でばらつくと仮定して，乱数を用いて各ボルトの軸応力を決定する．表 4.1 に乱数により求めた 8 本のボルト軸応力を示す．さらに極端な場合として，1 本のボルトの軸力が完全に消失したケースを扱う．

表 4.1　ボルト軸応力のばらつき

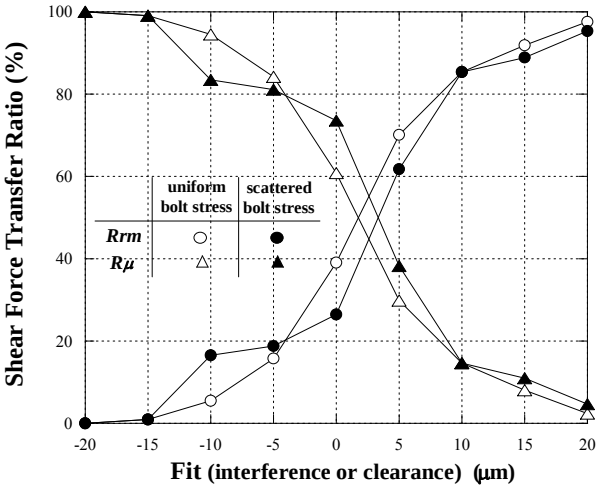
Bolt No.	1	2	3	4	5	6	7	8
Initial bolt stress (MPa)	108	104	136	106	107	102	84	92

（２）解析結果

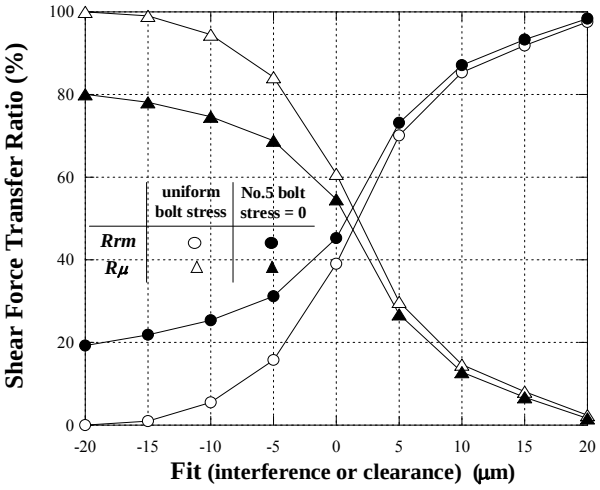
図 4.1(a) は，ボルト軸力がばらついた場合のせん断力分担率を示しており，図中にすべてのボルト軸応力が 100MPa の場合の結果も示している．なお同図(a)，(b) 中の R_{rm}，R_{μ} は，いずれも 8 本のボル

トがそれぞれ受け持つせん断力分担率の合計である．また図 9(a) において，例えばはめあいδ が 0mm の場合，ボルト軸力がばらついたときの R_{rm}は約 26%となっている．この R_{rm} は，No.1～No.8 のボルトがそれぞれ 2%，3%，1%，3%，3%，3%，6%，5%ずつ受け持っている． 図より，軸力のばらつきが表 4.1 に示した程度の場合，せん断力分担率に及ぼす影響は小さいといえる．また図は示していないが，ボルトに発生する曲げ応力についても両者の差は小さい．以上の結果より，通常発生する程度の軸力のばらつきであれば，軸継手の力学挙動に及ぼす影響は小さいといえる．

図 4.1(b)は，No.5 のボルト軸力が完全に消失した場合のせん断力分担率を示している．軸応力が一様な場合と比較すると，はめあいδがマイナスとなる“ すきまばめ”の領域において軸力消失の影響が現れている．例えばδが-20μm の場合，一様軸応力の場合の R_{rm} が零に対して 20%弱となっており，R_{rm} は No.5 のボルトがほとんど受け持っていることがわかる．すなわち，軸トルクの作用によってフランジ界面に微小な円周方向のすべりが発生し，軸部がボルト穴表面に押しつけられた No.5 のボルトに大部分のせん断荷重が作用したと考えられる．δがマイナスからプラス側に移行すると，初期締め付け状態においてボルト軸部がボルト穴表面に押しつけられ

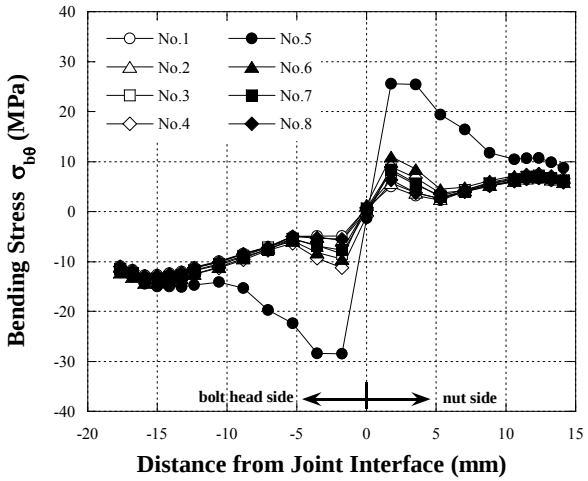


(a)

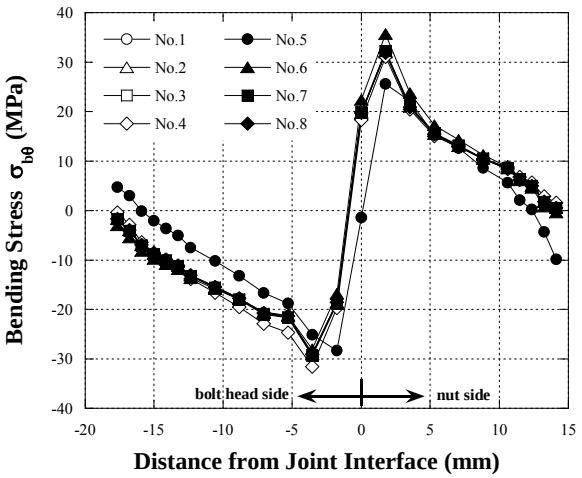


(b)

図 4.1　せん断荷重分担率



(a) δ = - 10 (μm)



(b) δ = + 10 (μm)

図 4.2　リーマボルトに作用する円周方向曲げ応力

ているために，1 本のボルト軸力が消失した影響はほとんど見られなくなる．図 4.2(a),(b)は，No.5 のボルト軸力が零の場合について，はめあいδが-10 μm，+10 μm の場合，各ボルトに発生する円周方向曲げ応力$\sigma_{b\theta}$ の解析結果を示している．半径方向曲げ応力σ_{br} は値が小さいので省略した．δ=-10 μm の場合, No.5 のボルトに大きな曲げ応力が発生しているが, δ= +10 μm では 8 本のボルト間の差は小さい．応力の絶対値については，せん断力分担率 R_{rm} が大きくなるために後者の方が高くなっている．δ=±0mm の場合は両者の中間の結果が得られた．

作業性がとくに問題にならない場合，例えば d δ=+5mm などやや“しまりばめ”の状態で使用されるケースが多いことから，上記の解析結果はその有効性を支持するものである．

４．１．３　ミスアライメントの影響

（1）軸継手のミスアライメント

フランジ形固定軸継手を用いて軸を締結する場合，2 枚のフランジを密着させて，原動軸と従動軸の軸心を完全に一致させることは事実上不可能である．実際の継手では，程度の差はあるが図 4.3(a),(b),(c)に示すようなミスアライメントが発生する．それぞれ平行誤差，軸方向誤差，角度誤差，あるいは偏心，エンドプレイ，偏角と呼ばれている．軸継手の力学挙動は，締結部全体の剛性の影響を受けるために，ミスアライメントの大きさだけでなく，継手から軸受までの長さとボルト軸応力によっても変化する．平行誤差と角度誤差については，運転時に軸系に曲げ応力が作用する原因となるので，両軸の軸心が完全に一致するように細心の注意を払って設置される．しかしながら，船舶のプロペラ軸継手のように軸系の全体重量が大きい場合，軸の自重や軸受の基礎部分のたわみなどにより，ある程度の平行誤差や角度誤差が発生することは避けられないと推察される．一方，軸方向誤差については，実際の継手で問題となることは比較的少ないようであるが，どの程度の大きさになると継手の挙動に影響するのか，その限界値を明らかにしておくことは重要である．ミスアライメントの影響を評価するために，図 4.4 の軸継手の両側に軸を装着したモデルにより解析を実施する．詳細な解析手順は省略する．

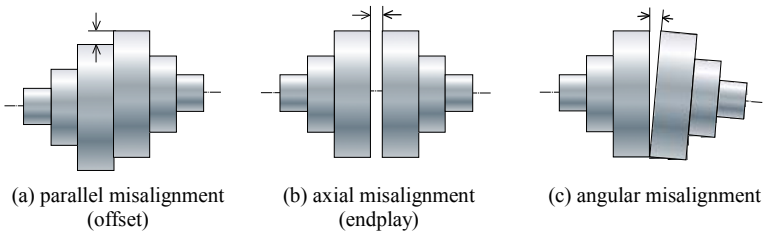


図 4.3　軸のミスアライメント

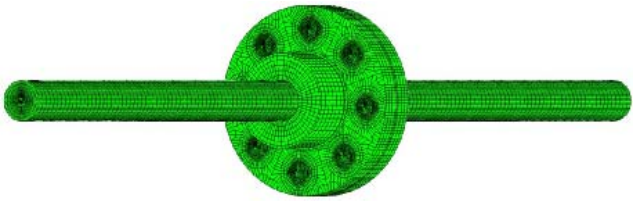


図 4.4　軸を装着した軸継手モデル

（2）偏心の影響

図には示していないが，偏心についてはせん断力分担率に対する偏心の影響は小さいといえる．それに対応して，8 本のボルト間で発生する曲げ応力のばらつきは，ボルト頭部側に比べてはめあいねじ部側でやや大きく現れるが，両者の差はさほど大きなものではない．以上の結果より，本研究で設定した軸受間距離が比較的長い軸継手では，偏心の影響は重大なものではないと考えられる．

（4）エンドプレイの影響

ここ設定した 0.2μm，0.6 μm，1 μm という値は，初期締め付け状態において“フランジ界面が確実に

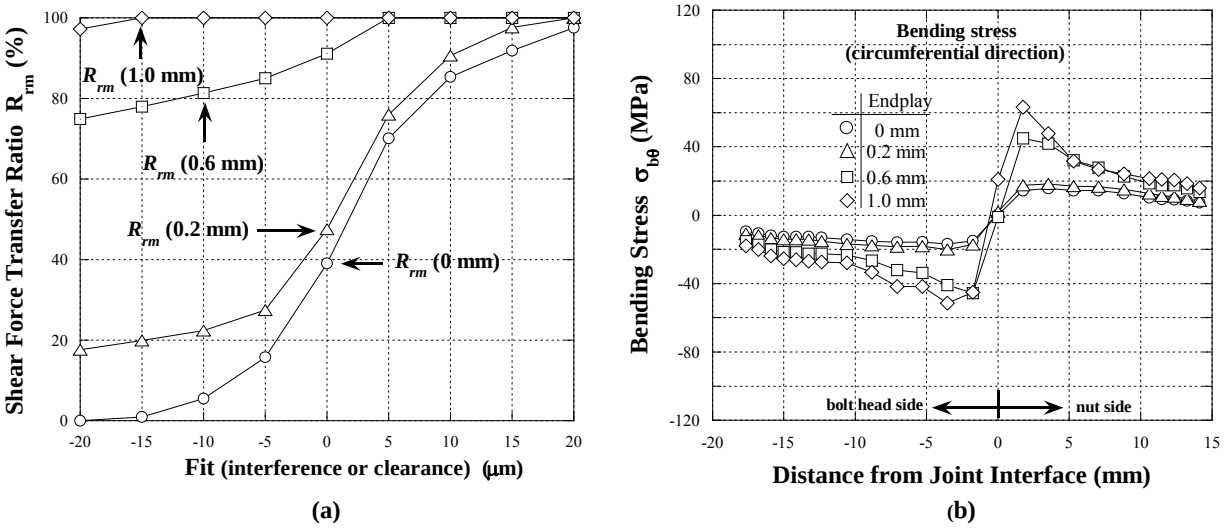


図 4.5　エンドプレイの影響

接触”，“接触と離隔の中間的な状態”，“完全に離隔”に対応している．したがって，0.2 μm 以外のエンドプレイは，正常ではない締結状態における力学挙動を考察するために設定した条件である．図 4.5(a)はせん断力分担率の解析結果である．括弧内の数値はエンドプレイの値であり，0 μm はミスアライメントがない場合の結果である．図を見やすくするために，ボルト軸部で受け持つ割合の R_{rm} のみを示している．エンドプレイが 0.2mm の場合，ミスアライメントが存在しない場合に比べて，全体に R_{rm} が大きくなっている．エンドプレイが大きくなると，フランジ界面周辺の接触が失われるために R_{rm} が急激に大きくなっている．図 4.5(b)は，はめあい δ が 0μm の場合の円周方向曲げ応力 $\sigma_{b\theta}$ の解析結果である．エンドプレイが大きくなると，曲げ応力も大きくなっている．以上の結果は，エンドプレイが大きく離隔状態にあるフランジ界面を，ボルトの締め付け力によって強制的に接触させることが極めて危険であることを示唆している．一方，わずかなエンドプレイの影響は初期ボルト軸応力を高くすることにより緩和される．

（5）偏角の影響

2 つの軸をフランジ形固定軸継手で接合する場合，両者の軸心をあわせることは極めて重要である．しかしながら，継手で結合する各機器や軸受が設置された基礎の剛性が低く，その変形の影響により“偏心”に相当する状態となるケースがある．図 4.6 は，偏角 α の大きさがせん断力分担率に及ぼす影響を示している．α＝0°は偏角が存在しない場合の結果である．α が 0.03°を超えると，急激に偏角の影響が大きく現れている．曲げ応力についても，せん断力分担率に対応して α が 0.03°を

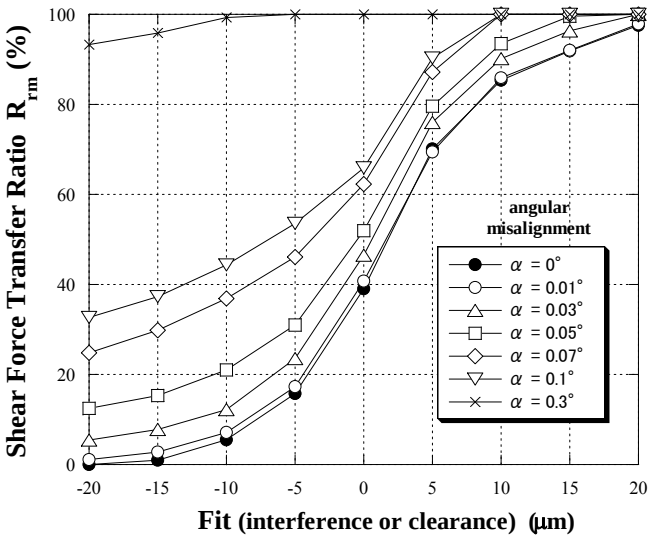


図 4.6　せん断力分担率に対する偏角の影響

越えると大きくなる．図 4.7(a),(b)は，それぞれ α が 0.03° と 0.07° の場合の円周方向曲げ応力 $\sigma_{b\theta}$ の解析結果である．はめあいは+5μm である．偏角が存在すると，ボルトの位置によって $\sigma_{b\theta}$ の値が大きく変

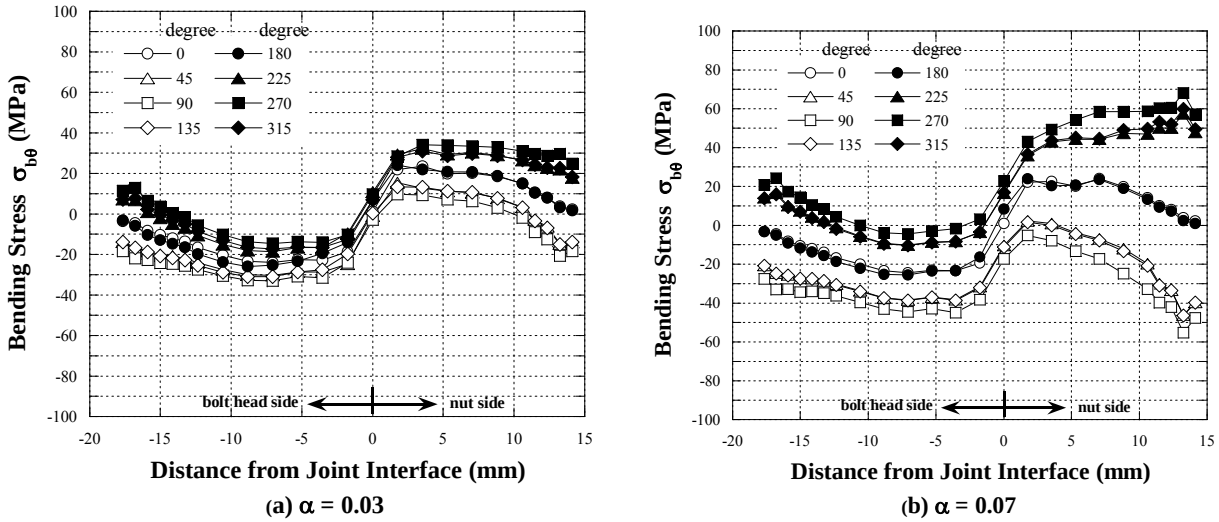


図 4.7　曲げ応力に対する偏角の影響

化することがわかる．図 4.7 の(a)と(b)を比較すると，偏角が大きくなるにしたがって，0° から 135° のボルトの応力はマイナス側，180° から 315° のボルトの曲げ応力はプラス側に移動している．

図 4.8 は α が 0.07° ，はめあいが+5μm，軸応力を 300 MPa の条件に対する $\sigma_{b\theta}$ の解析結果である．図 4.7 (b)に比べて全体に応力が低めとなっているが，エンドプレイの場合のような効果は見られない．なお，偏角の影響と軸長の関係を考察するために，α が 0.03° と 0.05° について，軸長を半分の 500mm とした場合のせん断力分担率を比較した結果，R_{rm} の値の差は最大で 2～3%であった．以上の結果より，軸応力を高くする効果が小さく，軸長の影響をあまり受けないことから，偏角は軸継手の強度に対して重大な影響を持つ危険なミスアライメントであるといえる．

４．１．４　まとめ

フランジ形固定軸継手の負荷性能と強度に対して，ボルト軸力のばらつきと軸のミスアライメントが及ぼす影響評価を目的として，三次元有限要素法によりリーマボルトに作用する曲げ応力とせん断力分担率を解析した結果，以下の結論を得た．

(1) フランジ形固定軸継手の締め付け作業において，通常起こりうる程度のボルト軸力のばらつきが，せん断力分担率とリーマボルトに作用する曲げ応力に及ぼす影響は小さい．

(2) １本のボルトの軸力が完全に消失し

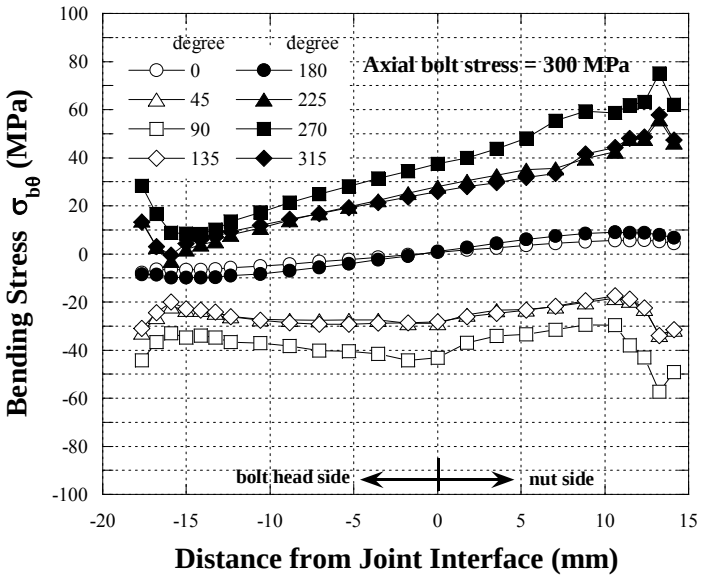


図 4.8　軸応力が高い場合の偏角の影響

た場合，“すきまばめ”の状態では，与えられたせん断荷重の大部分をボルト軸部で受け持つが，“しまりばめ”の状態では軸力消失の影響は限定的である．

（3）軸のミスアライメントについて，軸長の 1/100 程度の平行誤差であれば，せん断力分担率と曲げ応力に及ぼす影響は小さい．

（4）リーマボルトの初期締め付け状態において，仮にフランジ界面が完全に接触しないようなエンドプレイが存在すると，ボルト軸部の円周方向と半径方向に大きな曲げ応力が発生する．その影響は，ボルト軸応力を高く設定することにより緩和できる．

（5）原動軸と従動軸の間に角度誤差が存在する場合，リーマボルトの円周方向と半径方向に大きな曲げ応力が発生し，その現象はボルト軸応力を高くしてもほとんど緩和できない．

以上の結果より，フランジ形固定軸継手をリーマボルトで締結する場合，可能な範囲において初期ボルト軸応力を高めに設定することが望ましい．また，角度誤差は軸継手の負荷性能と強度に大きく影響するミスアライメントであり，軸応力を高くしても緩和効果が少ないため，偏角の大きさをできる限り小さく押さえるような締め付け作業が望まれる．本研究で得られた成果は，舶用のプロペラ軸系の安全性を向上し，効率的な設計に寄与できるものと考えられる．

４．２　計算力学的手法による中速ディーゼル機関の連接棒まわりの疲労強度評価

４．２．１　はじめに

機械構造物が繰り返し外力を受ける場合，疲労破壊が発生しやすい箇所としてねじ部品を用いた締結部が挙げられる．ねじ部品の中でもっとも使用頻度が高いのはボルト・ナットである．一方，エンジンブロックや圧力容器をはじめとして，大型の機械構造物では本体側にめねじを加工して締結するケースが数多く見受けられる．このような本体側はめあいねじ部は，剛性が高いためにボルト・ナットを使用した場合とかなり異なった力学特性を示す．前年度は本体側めねじに疲労き裂が発生するメカニズムを解明するために，ねじ山らせんモデルを用いてボルト谷底と本体側めねじの谷底に沿った応力振幅を求めた．その結果，本体側の一番奥のめねじ谷底に発生する応力振幅は，ボルト側のねじ谷底の応力振幅に比べて明らかに高いことを明らかにした．また，大きな外力が作用して被締結体の界面が完全に分離した場合は，ボルト・ナット締結体と同じく，ボルト側の応力振幅の方が大きくなることを示した．

本年度は，本体側はめあいねじ部のおねじ側とめねじ側に発生する最大応力振幅を比較する．また，最大応力振幅に及ぼす外力と初期ボルト軸力の大きさの影響を評価し，めねじの一番奥の谷底に最大応力振幅が発生するメカニズムを力学的な観点から解説する．あわせて，ねじ谷底に発生する塑性変形が応力振幅に及ぼす影響も明らかにする．また，ディーゼル機関においてもっとも破壊・破損が発生しやすいクランクピンボルトを対象として，そのねじ谷底の応力振幅を精度よく求めることができるねじ山らせんモデルを用いた解析手法を提案する．

４．２．２　ねじ谷底に発生する応力振幅と外力の関係

図 4.2.1(a),(b)は，おねじとめねじにおいて，疲労破壊が発生する可能性のある箇所の応力振幅と外力 W の関係を示している．解析はすべて標準条件で実施した．外力 W はボルト軸力 F_b で除して無次元化している．図 4.2.1(a)中の破線は，ボルト・ナット締結体が外力を受けた時のボルト第１ねじ谷底の値を

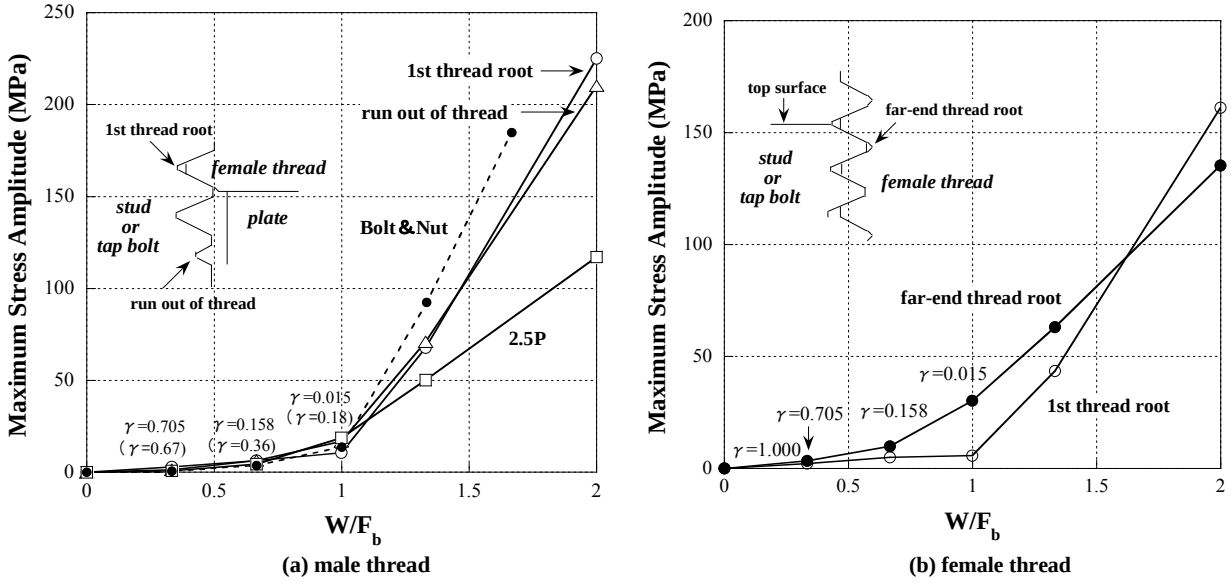


図 4.2.1　おねじとめねじの谷底に発生する最大応力振幅と外力の関係

示している．また 2.5P は，最大応力振幅が発生した plate と block の界面からねじ山 2.5 ピッチ分の 5mm 離れたおねじ谷底における値を表している．γは被締結体界面の接触長さの比を示しており，括弧内はボルト・ナット締結体に対する値である．図 4.2.1(a)のおねじ側について，2.5P における応力振幅は外力 W とともに比較的緩やかに増加しており，界面が接触している間はもっとも高い応力振幅が発生している．W/F_b が 1 を越えて界面が完全分離した後は，第 1 ねじ谷底とねじ切り上げ部の方が高くなっている．このことは，おねじ側の疲労破壊が第 1 ねじ谷底以外で発生する可能性を示唆するものである．また破線で示したボルト・ナット締結体の場合，界面が完全分離すると，本体側はめあいねじ部に比べて応力振幅の増加が顕著である．このことは，疲労破壊の多くがナット座面に近いボルト第 1 ねじ谷底付近で発生することを裏付けるものである．

図 4.2.1(b)はめねじ側の解析結果であり，一番奥のねじ谷底の応力振幅は，界面が一部接触している状態から完全分離した後の W/F_b＝1.6 付近まで，常に第 1 ねじ谷底より高い値を示している．一番奥のめねじ側谷底の応力振幅は，界面が一部接触している状態でもおねじ側の最大値より大きく，界面が完全分離後も高い応力振幅が発生している．さらに，めねじを加工する本体側の block には，おねじに比べて強度の低い材料を使用することが多い点から，ねじ穴奥のめねじ側谷底は疲労破壊が発生する可能性が非常に高い箇所といえる．

４．２．３　応力振幅に対する初期ボルト軸応力の影響

前節までの解析では，ボルト軸応力σ$_b$を 100MPa として外力 W とボルト軸力 F_b の比率がねじ谷底の応力振幅に及ぼす影響を示した．前年度の解析結果によると，最大応力振幅は一番奥のめねじ側谷底で発生しているが，その値は 30MPa を少し越える程度であり，ただちに破壊・破損を引き起こすような値ではない．そこで本節では，強度の高いボルトを使用する場合を想定して，σ$_b$を 100MPa から 500MPa まで変化させた場合の応力振幅を求める．解析では図 4.2.1 の場合と同様，外力 W とボルト軸力 F_b の比率を変化させる．摩擦係数は 0.15，外力の着力点の半径 r_W は 16mm とする．解析の結果，最大応力振幅はボルト軸応力σ$_b$に関係なく，σ$_b$が 100MPa の場合と同様にねじ穴奥のめねじ側谷底で発生した．図 4.2.2 は，ボルト軸応力σ$_b$をパラメータとして，図 4.2.1(b)と同じ表示方法で一番奥のめねじ側谷底に発生した最大応力振幅と外力とボルト軸力の比率 W/F_b の関係を示している．図中に示した接触長さの比γは，σ$_b$に関係なくほぼ同じ値となったので，σ$_b$＝500MPa の場合の値のみ示している．図 4.2.2 より，W/F_b が同じ場合，最大応力振幅はボルト軸応力σ$_b$にほぼ比例して増加することがわかる．この結果は，疲労強度は引張強さに比例して高くならないことから，高い軸力で締め付けることを目的として強度の高いねじを使用する場

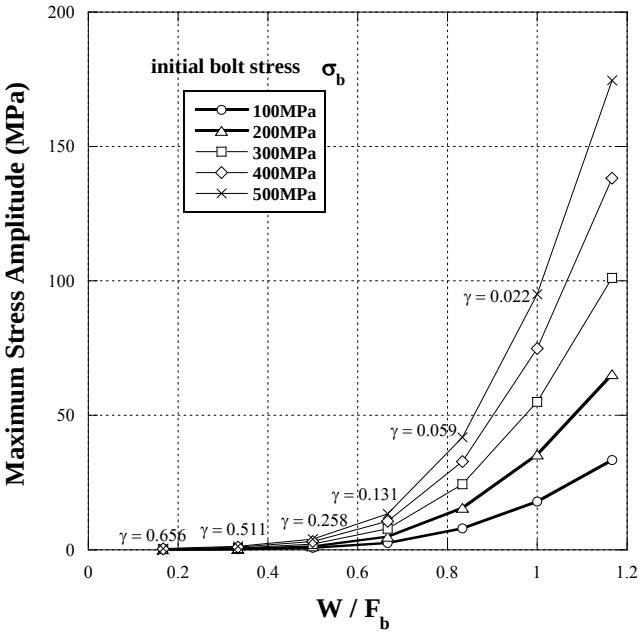
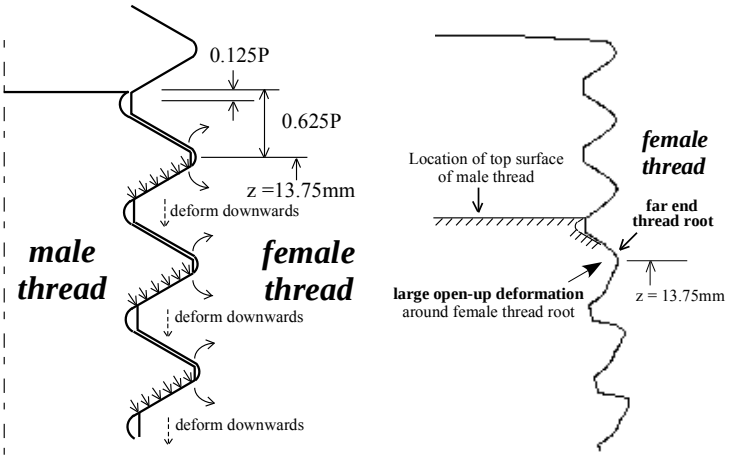


図 4.2.2　最大応力振幅に対する軸応力の影響

合，外力とボルト軸力の比 W/F_b に注意して締結部を設計すべきであることを示している．

４．２．４　めねじ谷底における最大応力振幅の発生メカニズム

前節までの解析において，本体側はめあいねじ部が繰り返し外力を受けた時，応力振幅の最大値が一番奥のめねじ側谷底で発生することを示した．本節では最大応力振幅の発生メカニズムを検討する．例として外力 W の大きさが 20.1kN の場合について考察する．応力振幅の最大値は 30MPa を少し越えており，ねじ穴の奥に近い z=13.75mm で発生している．昨年度の結果より，この位置において締め付け時の相当応力 σ_{eq} は小さなピークを示しており，その主成分である軸方向応力 σ_z も同じような分布パターンとなる．この状態から外力を受けると σ_z の値が大きく変化して応力振幅が高くなるのは，ボルト・ナット締結体に比べてはめあいねじ部の剛性が高いことが原因と考えられる．以下に，高い応力振幅が発生するメカニズムをはめあいねじ部の剛性と変形パターンから考察する．



(a) open-up deformation around thread root　　**(b) numerical result of female thread deformation**

図 4.2.3　めねじ奥の谷底における高応力振幅発生メカニズム

図 4.2.3(a)はねじ穴奥付近のはめあい状態を模式的に示したものである．前述の z＝13.75mm は，はめあいねじ部の先端から 0.625P の位置に相当し，これよりおねじの先端側では，おねじとめねじが接触しなくなる境目の位置である．図に示したように，接触面の面圧はめねじの各山を上側から押し下げるように作用するため，めねじの谷底周辺は隣接するねじ山の間が開くように変形する．ここで，奥から 2 番目より下側のめねじ谷底については，すぐ上のめねじが接触面の面圧により下向きに変形するため，口開き変形が緩和される．これに対して一番奥のめねじ谷底では，おねじとめねじの接触が消失して，単純な口開き変形となるために σ_z が大きくなり，結果的に大きな応力振幅が発生すると考えられる．この考え方を検証するために，図 4.2.3(b)にボルト軸応力 σ_b＝100MPa，外力 W＝20.1kN の場合のねじ穴奥周辺の変形パターンを示している．変形は 1000 倍に拡大している．図より，z＝13.75mm の一番奥のめねじ側谷底周辺において，顕著に“口開き変形”していることがわかる．

４．２．５　ねじ谷底の塑性変形の影響

近年，締結部の小型軽量化を目的として，ボルト軸応力を高く設定した“塑性域締め付け”が広く用いられるようになった．塑性域まで締め付けられたボルトは，外力の振幅が一定の場合，最初に外力が負荷された時は塑性変形が進行するが，２回目以降は弾性域と同様の挙動を示すことが知られている．一方，ボルト軸応力を降伏応力より低い値に設定した“弾性域締め付け”でも，高い応力集中のために，ねじ谷底では初期締め付け状態において局部的に塑性変形が発生していると考えられる．その状態から外力を受けると，塑性域締め付けの場合と同様，2 回目以降の外力負荷状態では弾性的な挙動を示すと考

えられる．しかしながら，塑性変形を考慮して応力振幅と外力の関係を扱った従来の研究では，ボルト軸部の応力振幅を対象としている．そこで本節では，実際に破壊・破損が発生するねじ谷底の応力振幅を弾塑性解析により求めることによって，前節までの弾性解析の結果と比較する．弾塑性解析を実施するにあたり，塑性域における締結部材料の構成式として以下に示す Swift の式を用いる．

$$\sigma = 839.48\left(0.0002 + \varepsilon^{p}\right)^{0.0743} \qquad (1)$$

上式において，σ は真応力，ε^{p} は対数塑性ひずみであり，各定数の値は炭素鋼を対象とした引張試験から決定したものである．上式より降伏応力 σ_{Y} は約 446MPa となる．ここでボルト軸応力 σ_b は，降伏応力の大きさを考慮して 100MPa から 400MPa まで 100MPa 刻みで変化させる．解析では外力 W がボルト軸力 F_b と等しい場合を対象として，W と F_b を σ_b に対応して 20.1kN から 80.4kN まで 20.1kN 刻みで変化させる．解析の結果，σ_b が 200MPa までの範囲では弾性解析と弾塑性解析の間にほとんど差が見られなかった．そこで図 4.2.4(a),(b)では，σ_b が 300MPa と 400MPa の場合について，弾性解析と弾塑性解析で求めためねじ谷底に沿った応力振幅を比較している．弾塑性解析では，外力を零と W の間でくり返し 3 回与えた．図より，σ_b が 400MPa で 1 回目の負荷時に塑性変形の影響が顕著に現れている．しかしながら，2 回目以降は σ_b が 300MPa，400MPa のいずれの場合も，弾性解析と近い値となっている．この現象を説明するために，図 4.2.5 にねじ谷底の応力変化を模式的に示している．1 回目の負荷時は，初期締め付け状態からさらに塑性変形が進行するが，2 回目以降負荷・除荷をくり返した場合は弾性的な挙動を示すために，ほぼ弾性解析と近い応力振幅が得られたと考えられる．

以上の結果より，外力 W の大きさが変化しない場合，ねじ谷底の応力振幅は弾性解析によって有効な解が得られるといえる．

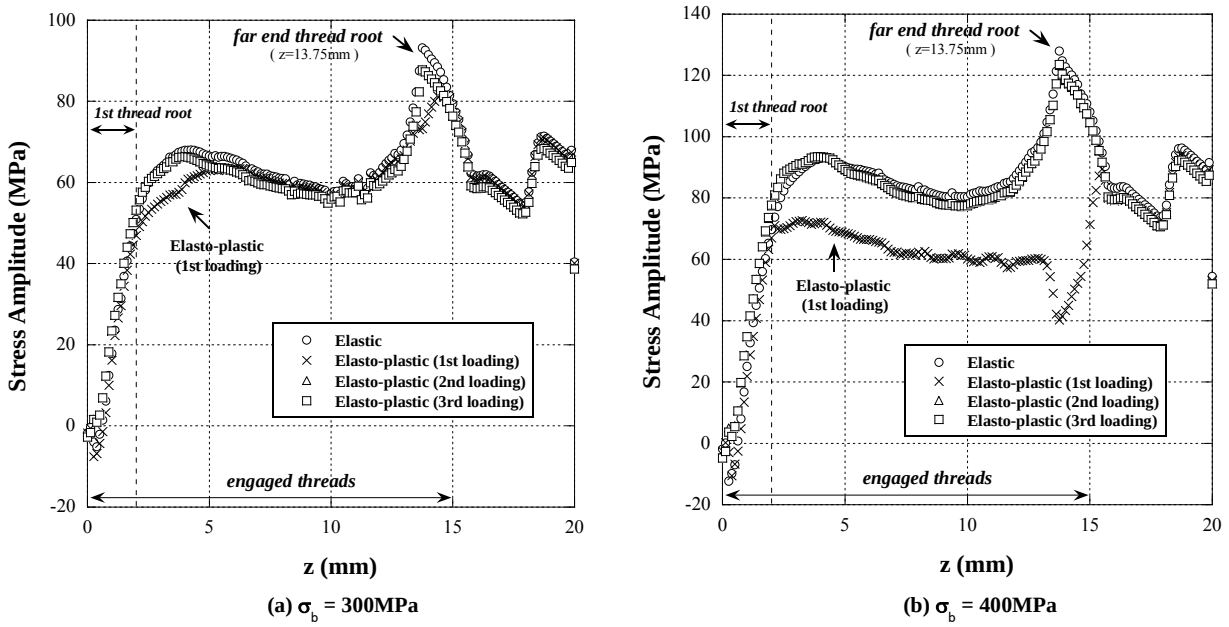


図 4.2.4　弾性解析と弾塑性解析によるめねじ谷底の応力振幅

４．２．６　クランピンボルト応力振幅の高精度評価用らせんモデル

ねじ山らせんモデルを用いると，外力が作用したときのねじ谷底に沿った応力振幅の評価が可能となるため，ボルトの疲労強度を高い精度で評価できる．一方，ねじ山の形状を忠実に再現したらせんモデルの作成にはかなりの時間と労力が必要となることも事実である．そこで，細い円筒をねじ山のらせん形状を忠実に再現したボルトで締め付けた有限要素モデルを作成し，それをねじ谷底の応力，応力振幅を高い精度で求めたい複雑な構造物の対応部分に嵌めこむという手法を提案する．図 4.2.5 に、フランジ形軸継手を対象としてそのイメージを示す．その場合，らせんモデルと本体モデルの間で図 4.2.6 に示すような節点の不一致が発生する．簡単なはりを用いた計算，中空円筒を締め付けるボルト締結体モデルによる解析結果より，界面における対応表面を構成する要素の長さの比を 1:2 以下とすると，一体として作成したらせんモデルに対して，2～3%以内の数値誤差で解析できることを明らかにした．図 4.2.7 はねじ山らせんモデルを嵌めこんだ連接棒モデルを示している．

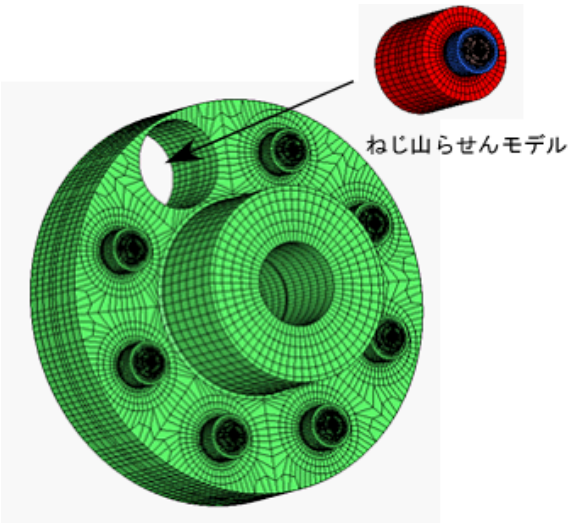


図 4.2.5　ねじ山らせんモデルのはめ込み

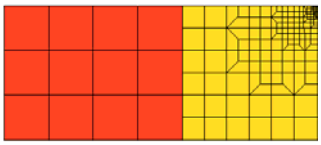


図 4.2.6　節点の不一致

図では連接棒の形状をかなり簡略化しているが，本節で提案した手法を用いると，複雑な荷重を受けるクランクピンボルトに作用する応力振幅を高い精度で評価することが可能となる．

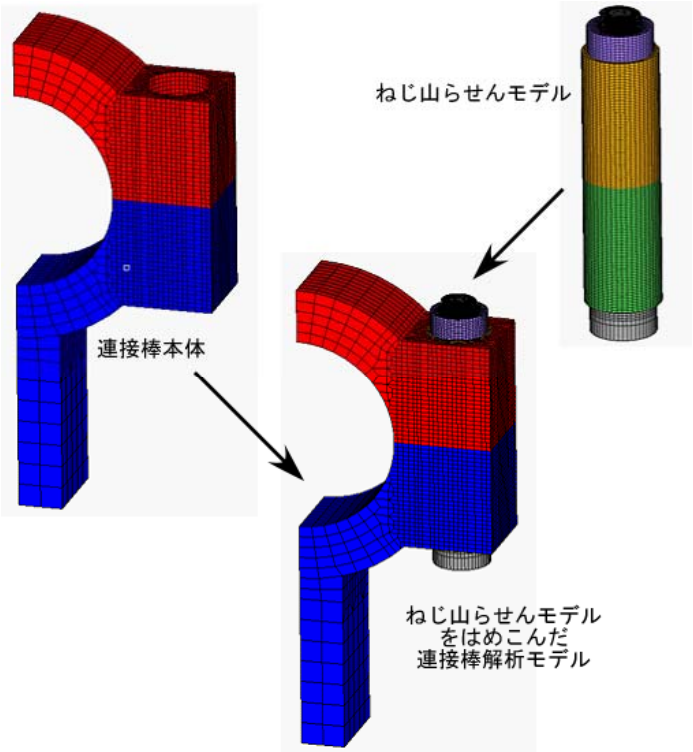


図 4.2.7　ねじ山らせんモデルを用いた連接棒モデル

４．２．７　まとめ

本年度はディーゼル機関の連接棒大端部をはじめ，本体側にめねじを加工した“本体側はめあいねじ部”を対象として，その特有の力学特性をねじ山のらせん形状を忠実に再現した有限要素モデルにより解析した．以下に得られた結果をまとめている．

(1) ねじ山のらせん形状を忠実に再現した有限要素モデルを用いて，軸力のみが作用した場合，トルクを与えて締め付けた場合について，本体側ねじ部のおねじとめねじの谷底に沿って発生する応力分布を求めた．

(2) ねじ谷底に発生する応力集中を通常のボルト・ナットと本体側ねじ部と比較し，接触面の摩擦係数

の変化に対して本体側ねじ部の方が全体に低くなることを示した.

(3) 本体側ねじ部が繰り返し外力を受けた場合，応力振幅の最大値はボルト・ナットと異なりめねじの一番奥のねじ谷底で発生することを定量的に明らかにした．本研究で設定した解析モデルでは，その値はボルトの第 1 ねじ谷底に比べて 1.7 倍程度大きい.

(4) 被締結体の接触面が完全に離隔すると，ねじ谷底の応力振幅が急激に増加し，疲労破壊につながるような応力振幅が発生する.

(5) 連接棒のクランクピンボルトに作用する応力と応力振幅を対象として，ねじ山らせんモデルを用いて高い精度で求めることができる有限要素モデリング手法を提案した.

本研究で得られた成果は，舶用ディーゼル機関においてもっともトラブルが発生しやすい大端部まわりの強度を高い精度で評価できる手法を提供することにより，船舶の安全性向上に寄与できるものと考えられる.

４．３ 高効率熱交換器の導入による機関室の総合熱効率の改善に関する研究

４．３．１　はじめに

近代のパワーエレクトロニクスの発達の中で，電子機器の高性能化，省電力化に伴う発熱密度の増加が懸念されており，高効率な熱交換器の開発が望まれている．そのためには，相変化を用いたシステムの適用が有効であり，その一つとしてヒートパイプサーモサイフォンが挙げられる．これまでには，電子機器のなかでもコンピュータなどにおける CPU(Central Processing Unit)の冷却に関する研究が数多く行われてきた(1)~(6)．一方，パワーエレクトロニクスに使用される大電力半導体（たとえば Insulated Gate Bipolar Transistor,　IGBT)は，大容量化，装置の小型化に伴い発生する熱損失は増大する傾向にある(7)．　現在，最大の発熱密度は素子レベルで約 1.0 MW/m² と言われており，次世代半導体素子である SiC 半導体や GaN 半導体などを使用した機器の場合，小型化の要求により冷却条件はさらに厳しくなるとされる (8)．このような状況に対応するためには除去可能な熱流束を大幅に向上させた冷却システムが必要であり，その一つとしてミニチャンネルあるいはマイクロチャンネルを使用した沸騰流が有望である(9)．これに関連して，近年，マイクロチャンネル内の二相流に関する研究が盛んになってきている(10)~(14)．

本研究では，昨年度に引き続き船舶搭載の各種機器冷却が可能なシステムの開発を目標として，蒸発部に多数のミニチャンネルを有する二相閉ループサーモサイフォンを用い，伝熱促進を目的に封入水に界面活性剤（オレイン酸カリウム 19%溶液）を添加し，熱入力を変化させて熱輸送特性評価実験を行った．オレイン酸カリウムは，天然にきわめて多く存在するオレイン酸のカリウム塩であり，殺虫剤として米国で開発されたものであるが，土壌残留性や作物残留性は極めて低く，魚毒性も低いなど環境に及ぼす影響が少ない．また，化粧品，一般洗浄用及び石けん素地としても利用されている．

４．３．２ 実験方法

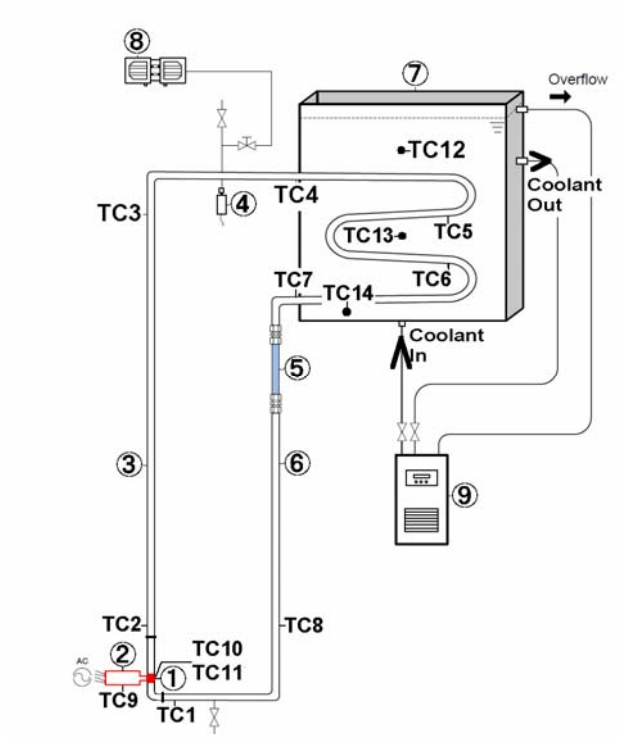
（１）実験装置

Fig.1 に装置概略図を示す(15)．ループは蒸発部，上昇管，凝縮部，降水管で構成され，高さは 600 mm，全長は 2233 mm，内容積は 194 ml である．作動流体にはイオン交換水を使用した．メインループは内径 10.7 mm の銅管で構成されている．　Fig.2 は蒸発部の詳細を示したもので，可視部を除きすべて銅製である．流路部には，内径 1.01 mm の鉛直ミニチャンネルが 19 個設けてあり，AC100V 電源に接続された 4 つのカートリッジヒーター(ラマロッド社，400W/本)により，蒸発器の片側から加熱される．

放熱部である凝縮器は間接水冷式であり，Fig.1 に示すように，内面を冷却器から循環する冷却水によって一定温度に保持された厚さ 12 mm，300 mm×250 mm の表面積を持つ鋼板に，蛇行した溝を設けその中に沿うように流路管である銅管を伝導セメントで固定埋設してある．

流路各部の温度計測にはシース直径 1.0 mm の K タイプ熱電対を使用した．設置個所は流路内に沿って 8 か所，凝縮部放熱面表面に 3 か所の計 11 か所で Fig.1 中に記号（TC 番号）で示した．さらに，Fig.2 に示すように，蒸発部には，感温部が入熱流束に沿って水平に同一軸上になるように配置した．入熱の上流側から TC9，TC10 及び TC11 とし，蒸発部ネックの TC9 は，シース直径 1.0 mm の K タイプ熱電対を，TC10 及び TC11 は，シース直径 0.5 mm の K タイプ熱電対が埋設してある．系圧力は，凝縮器付近の上昇管に設置した歪式圧力変換器で計測した．

装置からの放熱を最小限にするため，蒸発器およびヒーター部の外側，流路管及び凝縮器の全面を保



①蒸発部　②加熱銅ブロック③上昇部④圧力変換器 ⑤可視部⑥下降部
⑦凝縮部⑧真空ポンプ ⑨冷却水循環装置

Fig.1 二相閉ループサーモサイフォンの概略

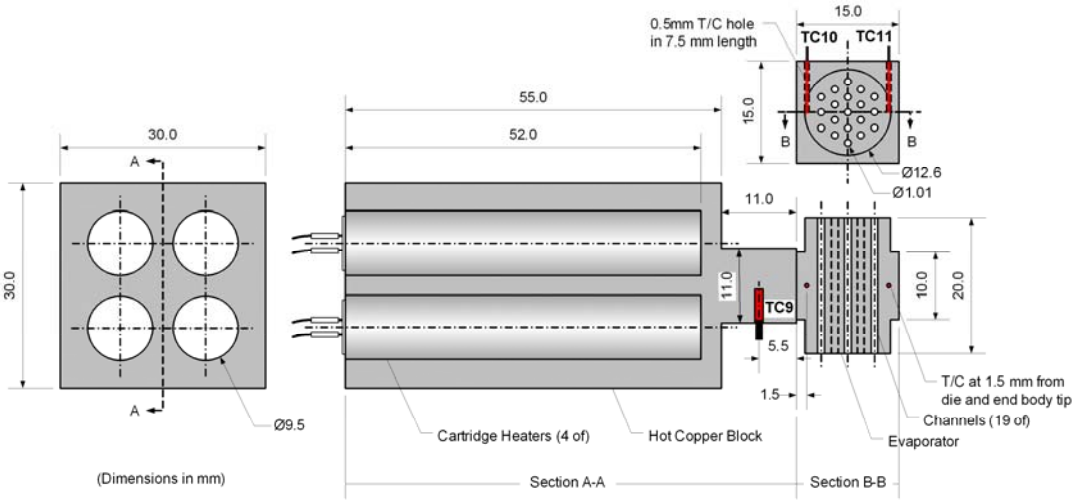


Fig.2 入熱部及び蒸発部の詳細

温材で被覆してある．

（２）放熱損失

Fig.3 は，昨年度の放熱量実験結果を示したものである．同図からわかるように熱入力に対する放熱量の割合は 0.5%程度であり，今回もデータ処理の際には，放熱量による寄与を考慮していない．

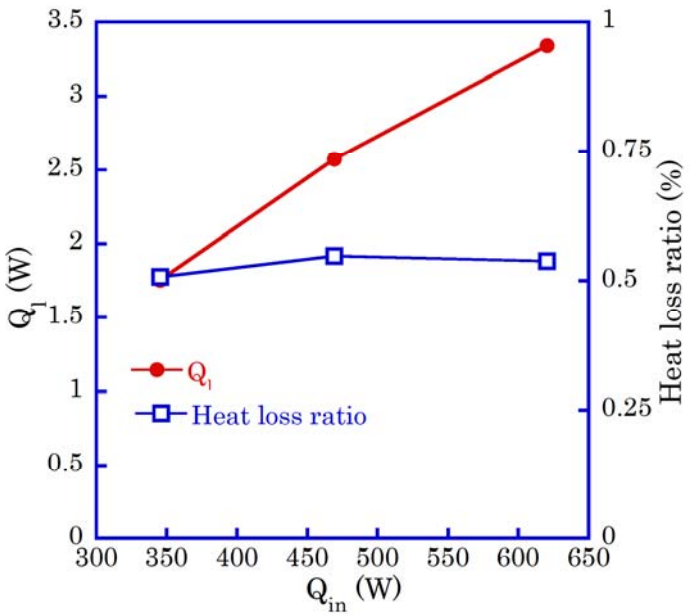


Fig. 3 放熱損失の評価

Table 1 各条件における熱入力(W)

封入水量(%)	40			50		
界面活性剤（ml）	0	0.5	1.0	0	1.0	2.0
条件 1	83	82	83	83	82	83
条件 2	165	166	167	168	167	165
条件 3	239	238	240	240	239	237
条件 4	346	346	346	346	345	346
条件 5	471	469	469	470	468	471
条件 6	621	621	620	620	620	621

Table 2 各条件における系圧力(kPa)

封入水量(%)	40			50		
界面活性剤（ml）	0	0.5	1.0	0	1.0	2.0
条件 1	14.5	14.2	19.1	18.4	13.0	15.5
条件 2	17.6	16.1	22.4	32.8	15.3	19.0
条件 3	20.7	17.6	24.6	24.0	17.7	22.0
条件 4	24.9	24.7	27.9	27.8	22.9	25.4
条件 5	29.9	31.9	36.8	33.9	27.2	32.1
条件 6	36.9	39.4	45.0	43.6	35.9	35.9

（３）実験条件

実験は，熱入力，封入水量を様々に変化させて行った．各封入率及び界面活性剤添加量に対する熱入力を Table1 に示す．Table 2 は，圧力変換器により計測された系圧力を示す．

実験において，所定の封入率，圧力に設定した後，熱入力を与え，各温度が定常状態になったことを確認した後, PC に接続されたデータロガーによってサンプリング周期 1 分毎に約 30 分間計測記録した．

４．３．３ 実験結果および考察

（１）温度分布の時間変化

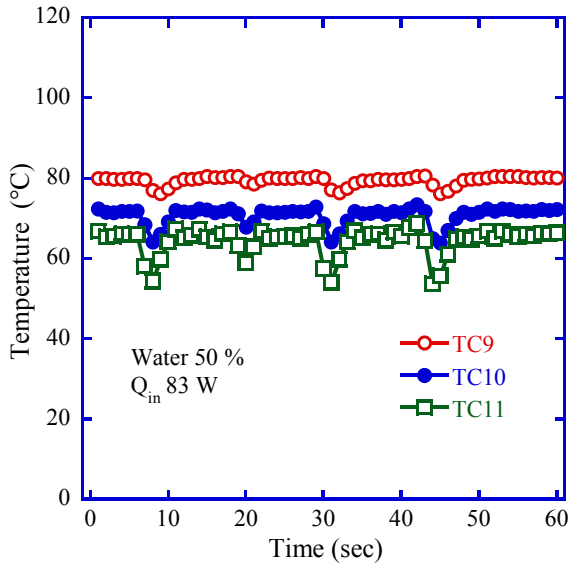


Fig.4(a) 封入率 50%, 界面活性剤無添加の蒸発部温度時間変化（入熱量　83W）

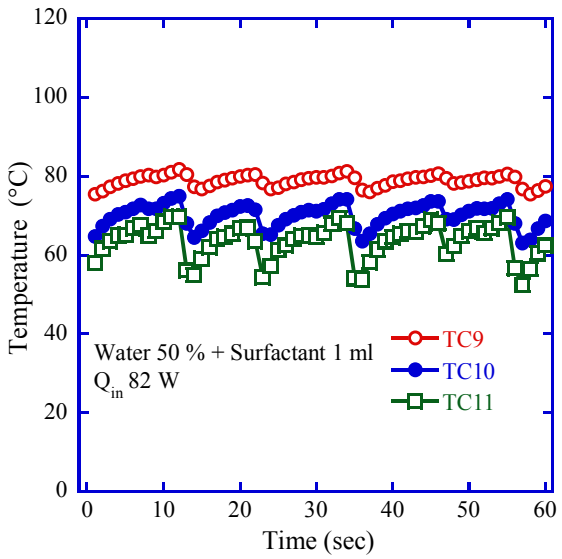


Fig.4(b) 封入率 50%，界面活性剤 1ml の蒸発部温度時間変化（入熱量　83W）

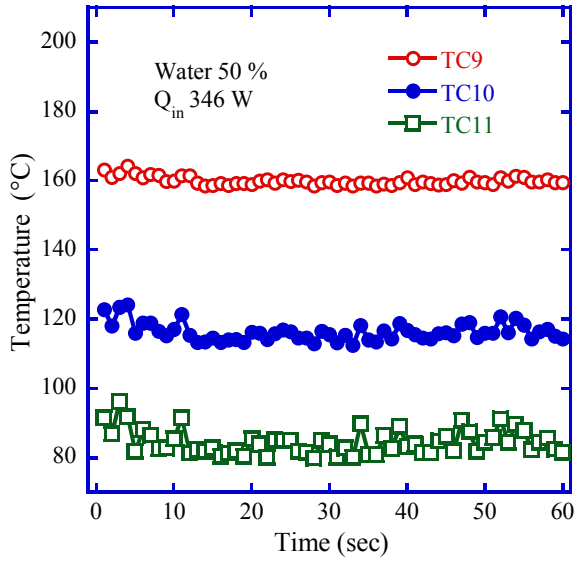


Fig.5(a) 封入率 50%, 界面活性剤無添加の蒸発部温度時間変化（入熱量　346W）

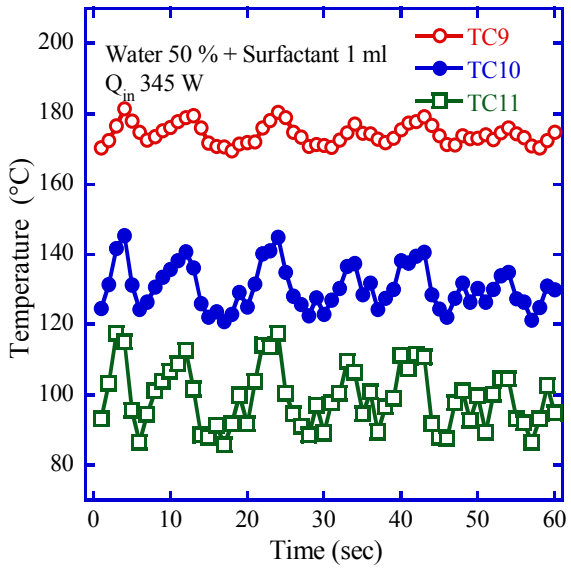


Fig.5(b) 封入率 50%，界面活性剤 1ml の蒸発部温度時間変化（入熱量　345W）

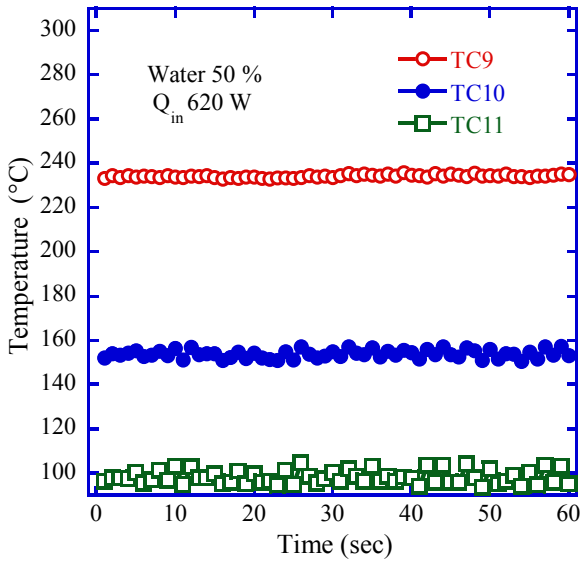


Fig.6(a) 封入率 50%，界面活性剤無添加の蒸発部温度時間変化（入熱量　620W）

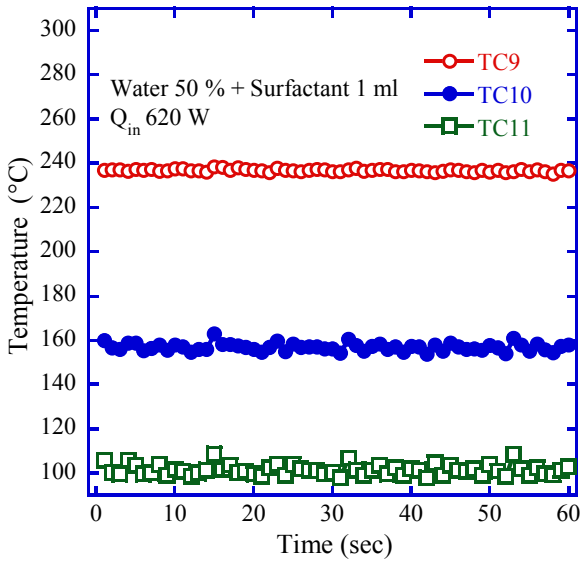


Fig.6(b) 封入率 50%，界面活性剤 1ml の蒸発部温度時間変化（入熱量　620W）

Fig.4 に，封入率 50%，入熱量 83W の場合で，蒸発部に設置された 3 つの熱電対(TC9，10，11)によって計測された温度の時間変化を示した．Fig.4(a)は，界面活性剤無添加の場合であり，Fig. 4 (b)は，界面活性剤 1ml 添加の場合の蒸発部の温度変化を示したものである．Fig.3 詳細図に示したように，TC9 はカートリッジヒータに最も近く点の温度で，次いで TC10 は，ミニチャンネルネック部及び TC11 はミニチャンネル外側で，ヒータから最も離れた点の温度を示している．なお，1 秒毎の瞬時値である．図からわかるように，温度の時間変化は周期的であるが，安定していることがわかる．

Fig.5 は，封入率 50%，入熱量 346W の場合で，蒸発部に設置された 3 つの熱電対(TC9，10，11)によって計測された温度の時間変化を示したものである．Fig.5(a)は，界面活性剤無添加の場合であり，Fig.5(b)は，界面活性剤 1ml 添加の場合の蒸発部の温度変化を示したものである．図からわかるように，界面活性剤を添加することに温度変動幅が大きくなり沸騰が激しくなっている．

Fig.6 は，封入率 50%は同じで，入熱量を最高の 620W に設定した場合の蒸発部温度の時間変化を示したものである．Fig.6(a)は，界面活性剤無添加の場合であり，Fig.6(b)は，界面活性剤 1ml 添加の場合の蒸発部の温度変化を示したものである．図からわかるように，界面活性剤を添加しても温度変動には影響がない．

（２）流路に沿った温度分布

Fig.7，8 及び 9 にそれぞれ，封入率 50%一定で，入熱量が，83W，346W 及び 620W において，界面活性剤無添加及び 1ml 添加の場合についての作動流体の流れに沿った温度分布を示す．横軸は蒸発器入口(TC1) を始点として循環方向に沿った各温度計測点を示している．各温度は，定常状態で 1 秒毎に計測された値の 30 分間の時間平均値を示した．

入熱量が大きくなると，上昇管，降水管における流体の温度変化は小さくなることがわかる．低入熱

量では，降水管内で蒸発器に向かうにつれて温度上昇が見られる．この原因として，蒸発部から降水管への逆流が生じていることが考えられる．Fig.8(b)より，入熱量が 325W の場合では，界面活性剤を添加することにより，改善されているようである．

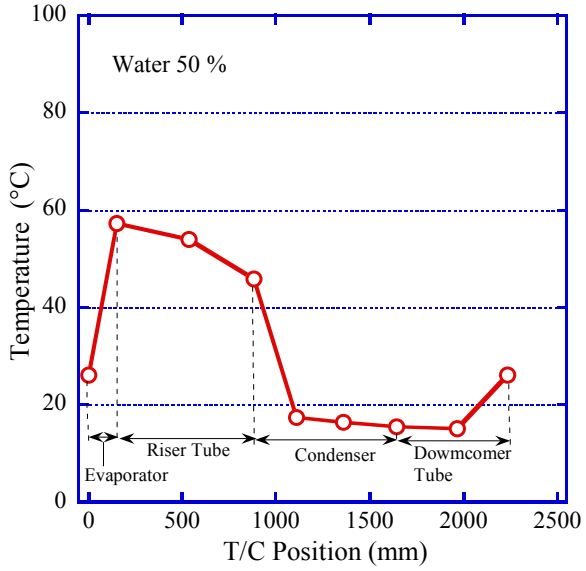


Fig.7(a) 封入率 50%，界面活性剤無添加の流路に沿った温度分布（入熱量　82W）

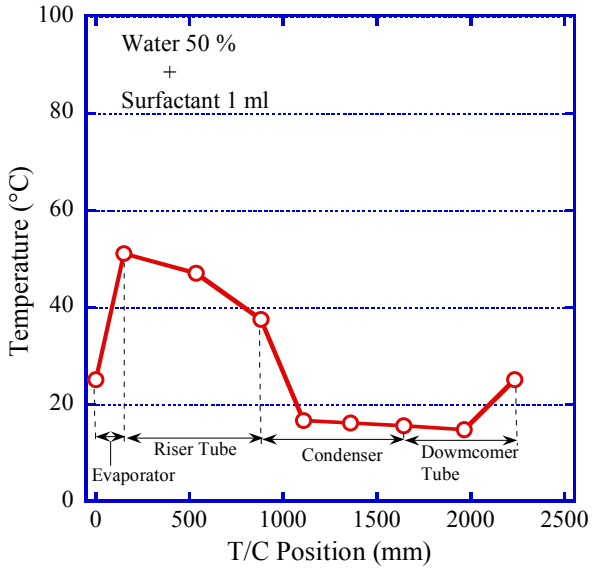


Fig.7(b) 封入率 50%，界面活性剤 1ml の流路に沿った温度分布（入熱量　82W）

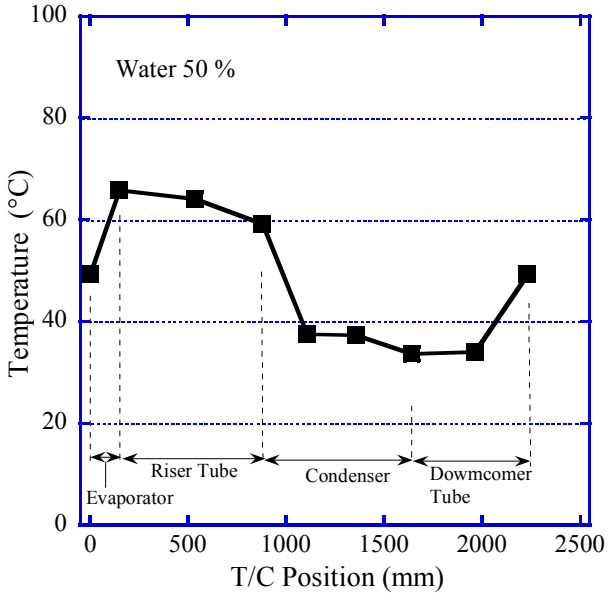


Fig.8(a) 封入率 50%，界面活性剤無添加の流路に沿った温度分布（入熱量　346W）

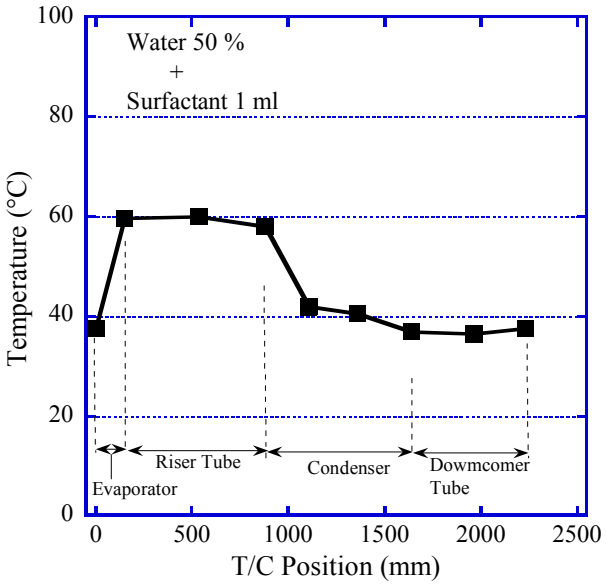


Fig.8(b) 封入率 50%，界面活性剤 1ml の流路に沿った温度分布（入熱量　345W）

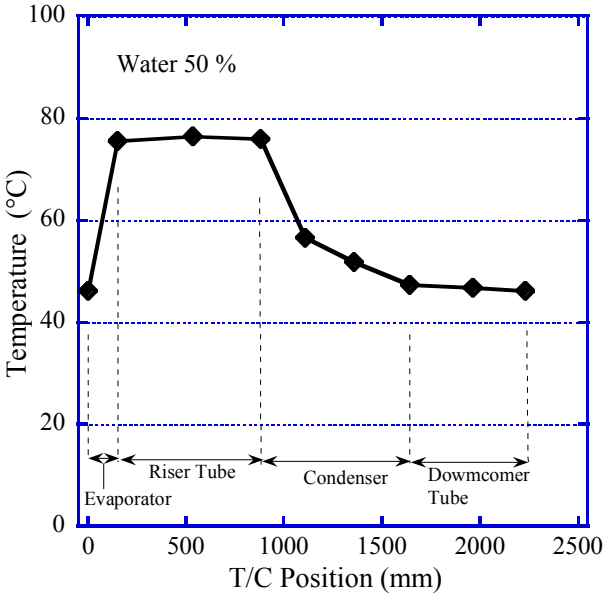


Fig.9(a) 封入率 50%, 界面活性剤無添加の流路に沿った温度分布（入熱量　620W）

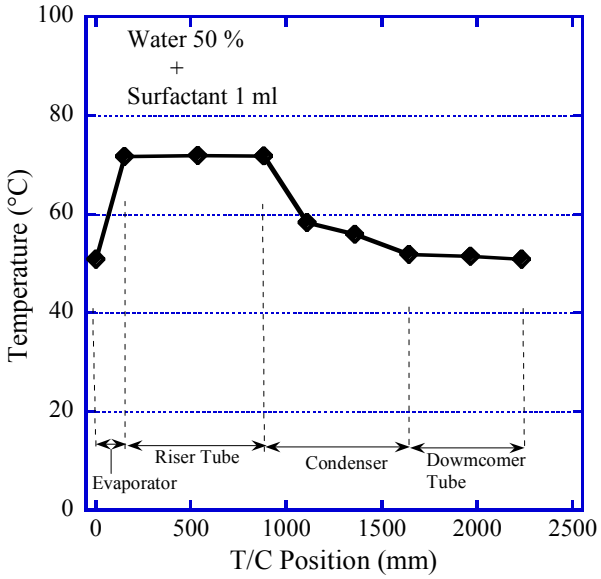


Fig.9(b) 封入率 50%, 界面活性剤 1ml の流路に沿った温度分布（入熱量　620W）

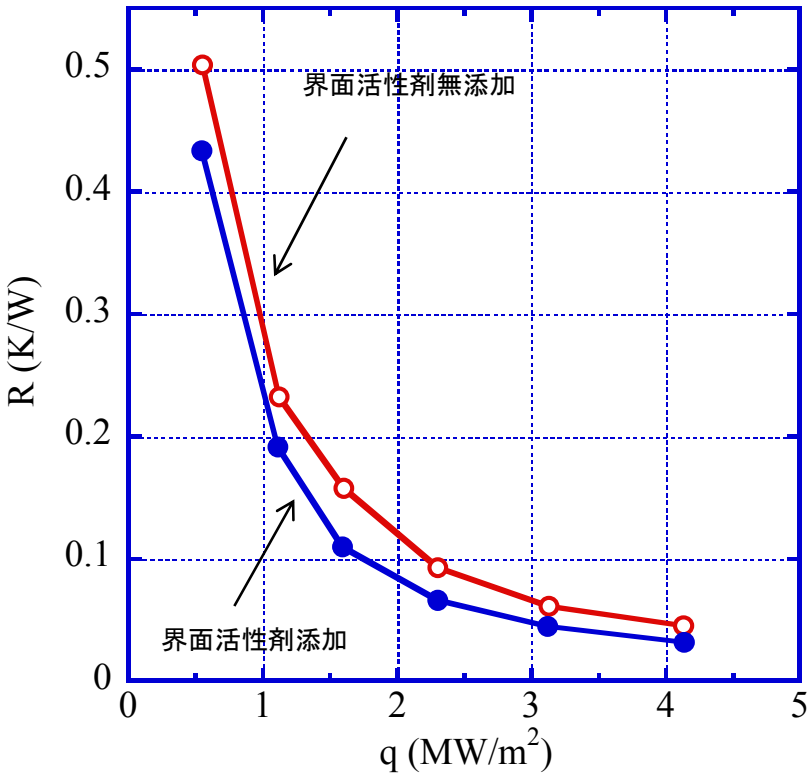


Fig.10 熱流束と熱抵抗の関係（界面活性剤の影響）

（３）熱流束と熱抵抗との関係

入熱量を Q_{in} (W)，作動流体の蒸発部出口温度を T_e (°C)，凝縮部出口温度を T_c (°C)とするとき，熱輸送におけるサーモサイフォンの熱抵抗 R (K/W)を次式で定義した．

$$R = \left(T_c - T_e\right) / Q_{in}$$

Fig.10 は，同一封入率において，界面活性剤の有無による流入熱流束に対する熱抵抗の変化を示したものである．図からわかるように，熱流束が増加するとともに，熱抵抗は低下する．また，界面活性剤を添加することにより熱抵抗は改善されることが分かった．

４．３．４ まとめ

水を作動流体とする二相閉ループサーモサイフォンのモデルシステムを使用し，界面活性剤を添加することによる熱輸送促進効果について実験的に検討し，以下の結論を得た．

前年度までの結果，装置の熱抵抗は，沸騰熱伝達が持続する限り，封入率に依存しないことが分かっている．

さらに，封入率 30%を除き，本装置は熱負荷 4.0 MW/m² までの除熱能力を有していることを確認し，ミニチャンネル供試蒸発器は，高熱流束除熱性能を有することが分かっている．また，前年度までの実験の結果，封入率 50%で最も高い熱伝達率が達成できることを明らかにできたので，本年度は，界面活性剤を添加することによりさらに熱輸送促進達成を確認した．その結果，界面活性剤を添加することによって，さらに熱抵抗は低くなり熱輸送特性が改善されることが分かった．受熱部である蒸発部の構造も需要な因子であり，試作装置のミニチャンネル構造の蒸発部の特性を把握するために実験を行ったものである．

本研究によって，二相閉ループサーモサイフォンは，通常の熱交換器で採用されている顕熱冷却よりも格段にすぐれた特性を有し，炭酸ガス排出削減のための熱効率の改善に寄与することが示された．将来，凝縮部を船体内殻やバラストとしても利用される船体二重殻構造空間部分に設置し，熱交換器の損傷事故等における海洋への汚染物質の漏洩低減を図ることも可能になり，将来の船舶機器の冷却効率が改善されることにより機関効率の向上が見込まれ，炭酸ガス排出削減も可能となる．環境適合性・安全性の上でも、非常に有益な技術となる．また，本システムの応用については，すでに提案[15]を行っているが，規模が大きくなった場合でも，並列ループにすることで除熱能力を向上させることができ，対応が可能であると考えている．しかし，実用化のためにはさらに研究成果を積み重ねていく必要がある．

最後に，本研究の遂行に大学院生　樋口慶明君及び学部生　渡邊　翔君の協力を得た．ここに謝意を表する．

参考文献

(1)儀間ほか３名，日本機械学会論文集　B 編 70-694(2004)，1504-1509.
(2)望月，熱工学コンファレンス講演論文集３(2003)，79-80.

(3)高松ほか 3 名，熱工学コンファレンス講演論文集 3(2003)，81-82.
(4)近藤，熱工学コンファレンス講演論文集 3(2003)，101-104.
(5)今坂ほか 4 名，日本機械学会関西支部，定時総会講演会，講演論文集，(2005)，No.054-1，12-9.
(6)豊田ほか 4 名，日本機械学会論文集 B 編，78-795(2005)，2030-2045.
(7)鈴木ほか 4 名，日本機械学会論文集 B 編，62-595(1996)，1172-1177.
(8)新エネルギー・産業技術総合開発機構，エネルギー使用合理化技術戦略的開発エネルギー有効利用基盤技術先導研究開発次世代パワー素子の超高熱流束冷却システムの基盤研究開発，平 16-3.
(9)新エネルギー・産業技術総合開発機構，マイクロスケールボイリングによる高効率除熱デバイスの開発，平 13-3.
(10)Weilin Qu， Issam Mudawar，Measurement and correlation of critical heat flux in two-phase micro-channel heat sinks， International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.47(2004)，2045–2059.
(11)川原ほか 2 名，日本機械学会論文集 B 編，74-742(2008)，1232-1238.
(12)松尾ほか 5 名，日本混相流学会，23-5(2010)，579-587.
(13)井出ほか 3 名，日本混相流学会，24-5(2011)，619-626.
(14)川原ほか 4 名，混相流研究の進展 4，(2008)，37-44.
(15)ストポほか 2 名，日本マリンエンジニアリング学会第 80 回講演会，No.319， 2010.

４．４　舶用ディーゼル機関に対するバイオ燃料と DME の高度な利用方法に関する研究

４．４．１　はじめに

C 重油が精製される原油の炭素含有率は一般に 84～88%とされている．一方ジメチルエーテル（DME: Dimethyl Ether）の炭素含有率は約 52%であることから，DME を C 重油などに混合することで燃料中の炭素含有率は減少する．ここで C 重油を $C_{16}H_{34}$ の炭化水素（含有炭素重量割合 85%）で発熱量を 40.8MJ/kg と仮定する．また DME は C_2H_6O で発熱量は 28.9MJ/kg である．各燃料の分子量は C 重油が 226，DME が 46 であるから，1kg 当たりの炭素数は C 重油が約 71，DME が約 44 であり，C 重油 70%DME30%の混合燃料では約 63 となる．各燃料で所定のエンジン出力を得るのに同一発熱量分の燃料量を要した場合，C 重油 1kg の発熱量に相当する燃料量は C 重油 70%DME30%の燃料では約 1.1kg となる．この燃料量での炭素数は C 重油 70%DME30%で約 69 と計算される．そこで燃料中の炭素がすべて二酸化炭素（CO_2）に変化すると仮定すると，燃料中の炭素数の違いがそのまま CO_2 排出量の違いとなるため，C 重油 100%の場合に対して C 重油 70%DME30%で約 2.7%の CO_2 排出濃度低減が望めることになる．

本研究では，これまでの研究で使用してきたエンジンよりは大型のディーゼルエンジンを用いて，C 重油 DME 混合燃料の燃焼特性を解析した．上述した CO_2 の変化とともに，他の排気成分の変化を検証した．あわせて，A 重油に DME を混合した燃料も参照のために燃焼解析を行った．以下に実験結果の詳細を述べる．

４．４．２　実験装置および方法

本研究では，予燃焼室式ディーゼルエンジンを用いて各燃料で運転を行い，その燃焼状態を解析した．使用したエンジンの諸元を Table 4.1.1 に，エンジンならびに測定機器の構成を示した機関計測系統図を Fig.4.4.1 に示す．

C 重油 100%，A 重油 100%燃料で運転を行う場合には，燃料タンク内の燃料を加熱できるようにした系統に切り替えて実験を行った．これは DME 混合燃料と同等の燃料動粘度となるように，各燃料の温度を制御するためである．本実験では A 重油を 60.8℃，C 重油を 77.1℃に加熱して使用した．

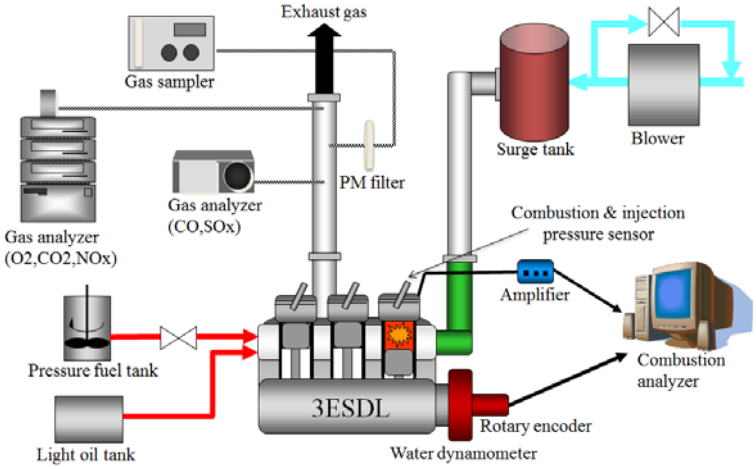


Fig.4.4.1 Experimental setup for engine combustion

DME 混合燃料での運転の場合，DME の気化を防ぐために燃料タンク内で混合燃料を窒素ガスで加圧した（加圧力 2.3MPa）．この燃料をそのまま燃料配管に流すため，外周を金属メッシュで保護した耐圧テフロンチューブ（豊中ホット研究所製）を燃料配管に使用した．混合燃料を加熱した場合，燃料配管中で DME が気化する恐れがあるため，機関からの伝熱を受けて温度が上昇するだけにとどめた（燃料噴射直前で約 50℃）．

燃焼性能試験では，機関回転速度は 1500rpm 一定とし，負荷は最大負荷 30.0 kgf の 25，50，75，100%

とした（それぞれ Load1，Load2，Load3，Load4 とする）．過給圧力は大気圧+21 kPa とした．

燃焼解析装置では筒内燃焼圧力，燃料噴射管圧力，高圧管内燃料温度を 1 回の計測あたり 50 サイクル分の平均値を計測した．排気ガス濃度の計測は排気管断面の中心にプローブを挿入し，一部の排気ガスをポンプで吸引しつつ各排気ガス分析器に取り込み計測した．同一条件で 4 回計測（排ガス濃度は 8 回）を行い，その平均をとった．

Table 4.4.1 Specification of test engine

Engine	YANMAR 3ESDL-A
Type	Single action, 4 stroke Pre-combustion chamber type
Cylinder number	3
Bore	120[mm]
Stroke	135[mm]
Displacement	1526×3[cm^3]
Compression ratio	18.7
Fuel injection	Before T.D.C. 10°
Fuel pump	YANMAR Bosch PF
Nozzle type	Pintle type
Nozzle opening pressure	15.7[MPa]

粒子状物質（PM: Particulate Matter）は吸引プローブを直線排気管路の終端部分に挿入し，形成が十分に行われた PM を吸引できるようにした．ガスサンプラーで吸引した排気ガスはフィルター直前での温度をサーモスタット及び保温材で 42~52℃になるように調整し，粉塵濃度測定用複合繊維濾紙（ADVANTEC，PG-60，ϕ47mm）上に採集した．PM の採取は 1 条件当たりフィルター3 枚行い，吸引流速は 10L/min で 10L 分吸引した．PM 採取前にフィルターは 50℃で 2hours 乾燥させ，1 枚ずつ重量を秤量し記録した．PM 採取後のフィルターも同様に 50℃で 2hours 乾燥させ，再度重量を秤量し PM 質量を計測した．さらに，PM 質量を計測したフィルターをジクロロメタン 15mL に 12 hours 浸し，可溶性有機化合物（SOF: Soluble Organic Fraction）の抽出を行った．SOF 抽出を行ったフィルターをさらに 50℃で 2hours 乾燥させ，秤量することで SOF，不可溶性有機化合物（ISF: Insoluble Organic Fraction）の質量を計測した．ここで測定される PM は JIS Z 8808-1995 で定義される排気ガス中のダストに相当し，厳密な意味での JIS B 8008-1 で定義される希釈サンプリング法で採取される PM とは一致しない．

４．４．３　実験結果および考察

（１）着火遅れ期間

Fig.4.4.2 に着火遅れ期間の算出結果のグラフを示す．グラフは横軸にエンジン出力 kW，縦軸に着火遅れ期間 msec.としている．

着火遅れは燃料噴射開始から燃料自着火に至るまでの期間と定義され，具体的には，物理的着火遅れと化学的着火遅れの和で表現される．物理的着火遅れは燃料の液滴への微粒化，温度上昇，蒸発および周囲空気との混合気形成を支配する因子であり，化学的着火遅れは混合気の部分酸化反応を支配する因子をそれぞれ指す．

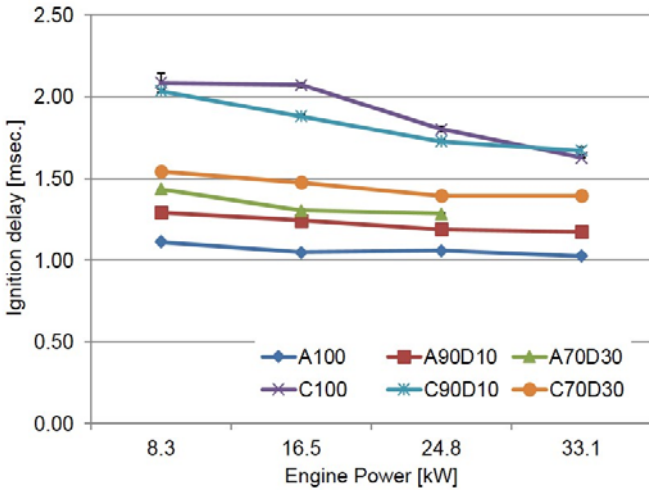


Fig.4.4.2 Change in ignition delay with fuel type

A 重油や C 重油に比べて，DME は自着火性の指標であるセタン価（セタン指数）が大きいため，DME を混合することで着火時期が早期化し，着火遅れが短縮されると予想された．しかしながら，本供試機

関における燃焼解析結果では，A 重油と C 重油では異なる傾向となった．

A 重油はDME を混合することでいずれのエンジン出力条件でも着火遅れ期間が長期化する傾向となった．DME は低沸点成分であることから，混合燃料では噴霧角拡大作用等により微粒化特性は良くなることが推測され，それによって着火性に優れるはずである．その一方で JIS の A 重油は軽質油（軽油などが 90%程度）に残渣油（10%程度）を混合したものであるため，性状が軽油に類似しており，自着火性がC 重油などの難燃燃料に比べて良い. そこでDME 混合による着火性の改善効果は相対的に小さくなり，DME の持つ高い蒸発潜熱が影響して燃料および燃焼室雰囲気の温度上昇に時間がかかり，物理的着火遅れが長期化したと考えられる．

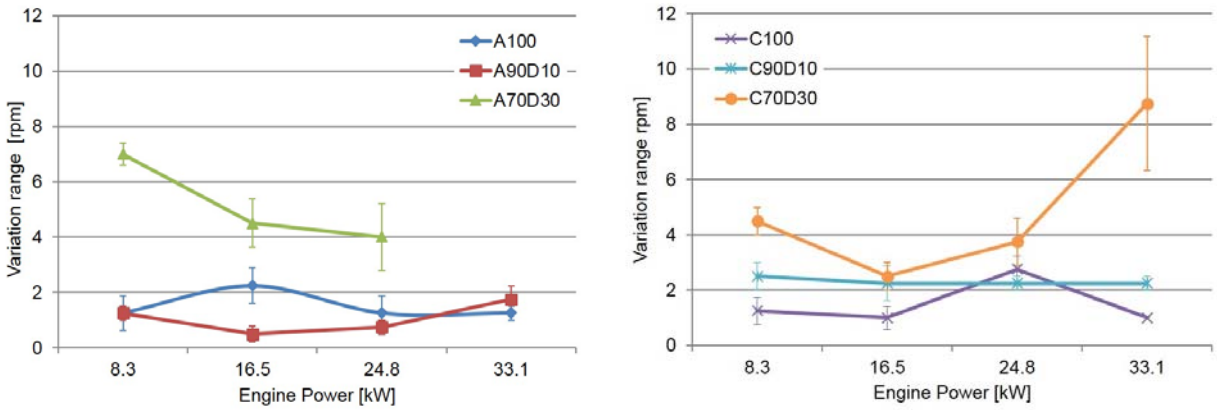
一方，C 重油は DME を混合することで着火遅れ期間が短縮され，その効果は DME の混合割合に比例しているといえる．これは前述のように，DME の高いセタン価の影響により，着火性の改善効果が表れていると考えられる．

（２）定常運転安定性

Fig.4.4.3 に各種燃料を使用した際の機関回転速度の変動幅を示す．グラフは横軸にエンジン出力 kW，縦軸に回転数変動幅 rpm をとった．

本実験では A70D30 条件での 33.1 kW 出力（最大出力条件）で運転することができなかった．この原因について次のように考えている．運転状況として，負荷設定時に回転数が急激に落たため，ガバナによって燃料ポンプの燃料噴射設定を最大まで変化させたが，機関回転速度は設定回転速度（1500rpm）まで上がらず計測不可となった．この原因は，DME 混合による発熱量不足および燃料噴射圧力低下による燃料微粒化の悪化などが挙げられるが，最も大きな原因は燃料の動粘度であると考えられる．DME は粘度が非常に小さく，潤滑性に乏しいという短所を持つ．そのため，使用機関の燃料圧送ポンプのような作動流体の粘性で摺動部の潤滑を行う性質の機械は DME に対して相性が悪い．そのため，DME を混合した A 重油のように動粘度が著しく低下している場合，燃料をポンプが圧送できていなかった可能性が高い．今後の実験では潤滑性向上剤の添加などの対策をとり，原因の調査をする必要がある．

A 重油，C 重油いずれも DME 混合率 30 %の場合に回転数の変動が大きくなっている．原因としては前述の発熱量不足，燃料噴射圧力，A 重油の場合には潤滑性の低下などが挙げられるが，C 重油の場合は DME 混合による発熱量低下の影響下であっても運転は可能であった．また，C 重油+DME 混合燃料は A



(a) Marine diesel oil (A heavy oil) case　　(b) Bunker-C (C heavy oil) case

Fig.4.4.3 Variation range of engine speed with fuel type

重油より高粘度であるため，動粘度の影響も小さいと考えられる．よって，燃料噴射圧力低下による影響，特に燃料噴霧液滴の粒径が大きくなり，燃焼速度の低下が原因であると考えられる．

（３）排ガス特性

Fig.4.4.4 に一酸化炭素（CO）排出濃度のグラフを示す. グラフは横軸にエンジン出力 kW, 縦軸に CO 排出濃度 volppm とした.

CO は一般に C(炭素)を燃焼させた際の不完全燃焼により生じることが知られている. 機関燃焼においては噴霧燃料の燃焼状態の良否や空間的な燃焼の偏りを評価するための重要なパラメータである.

まず, すべての燃料種において, 出力が増大すると CO 排出量は減少する傾向にある. これは出力増大に対して投入される燃料消費量の多くを完全燃焼できているためであると考えられる．特に C 重油の場合にこの減少傾向は顕著である.

次に, 同一出力で燃料種ごとの違いを比較すると，A 重油は DME を混合することで CO 排出量が増加している．DME は低位発熱量が低いため，DME 混合率の増加に伴い，燃料噴射期間が長期化したことで当量比が 1 より大きいリッチバーンとなり, 不完全燃焼割合が増加したと考えられる． A70D30 の排出量が A90D10 のそれより改善されたのは DME の早期分散によって空気との混合が促進され，A90D10 の場合と比較してリーンバーン寄りの燃焼が行われたからだと考えられる.

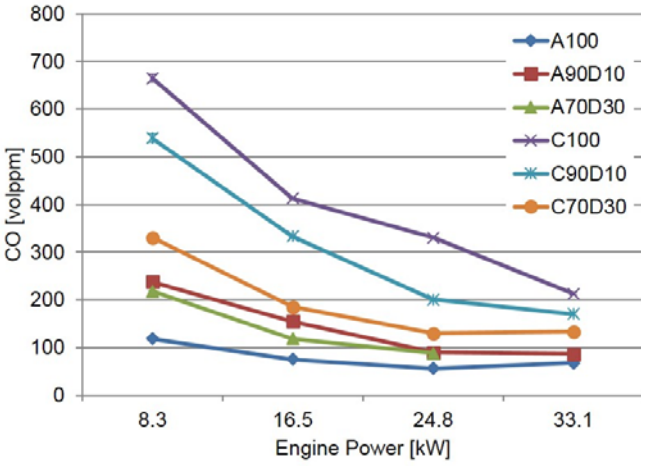


Fig.4.4.4 Change in CO emission with fuel type

Table 4.4.2 Oxygen ratio in fuel (Bunker-C case)

	DME mixing ratio [wt%]	O_2 ratio [wt%]
Bunker-C	0	0
	10	3.45
	30	10.43

Table 4.4.3 Reduction rate of CO (Bunker-C case)

	8.3[kW]	16.5[kW]	24.8[kW]	33.1[kW]
C90D10	-18.9	-19.4	-39.2	-19.8
C70D30	-50.3	-55.2	-60.8	-37.6

一方，Table 4.4.2，4.4.3 からも分かるように，C 重油は DME 混合による酸素含有率を大きく上回る割合で CO 排出量を低減できている．これは DME が含酸素燃料であることに加え，C 重油の高い難燃性を DME 混合による燃料噴霧の微粒化促進効果や高セタン価による着火性向上効果で酸素含有率以上の低減効果を発揮できたと考えられる.

Fig.4.4.5 に CO_2 排出濃度のグラフを示す. グラフは横軸に出力 kW, 縦軸に CO_2 排出濃度 vol%とした.

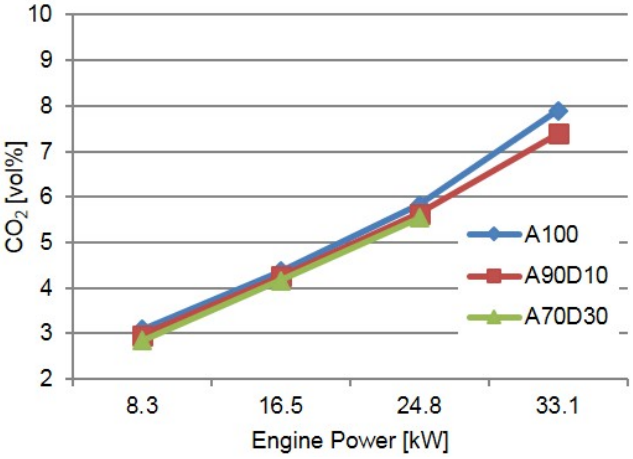
まず，すべての燃料種において出力が増大することで CO_2 排出量は増加した．出力増加要求に対して燃料消費量が増加するため，それに対応した酸素（O_2）が反応し，CO_2 排出量が増加したと考えられる.

次に，同一出力で燃料種ごとの違いを比較すると，A 重油は DME 混合により若干 CO_2 排出量低減が確認でき，その低減幅は出力増大につれて大きくなっている．これは燃料噴霧直後の DME の早期分散効果により，燃料液滴との空気混合が良好になったため，リーンバーンが促進されたからだと考えられる．このことから，予燃焼室式機関への A 重油は DME 混合によって若干の熱効率改善可能性があると予想できる．

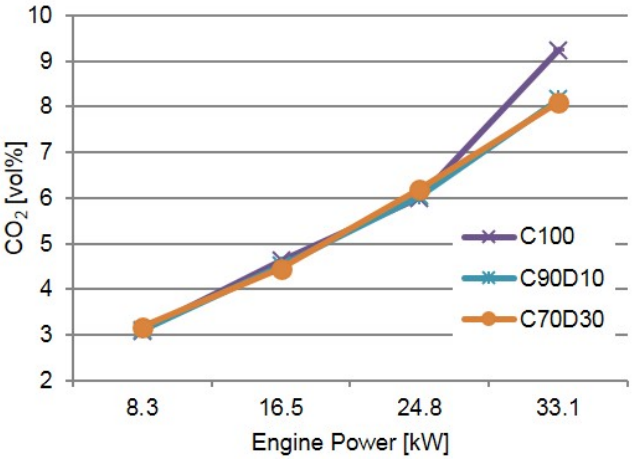
C 重油も DME 混合により，若干 CO_2 排出量低減が確認できた．4.4.1 で述べたように，燃料種が異なる条件で所定のエンジン出力を得るのに同一発熱量となる燃料量を消費し，燃料中の炭素が全て CO_2 として排出される仮定すると，C 重油 100%に対して C70D30 では約 3%の CO_2 排出濃度低減が望める．しかし，実際には発熱量差などの影響をうけて燃料噴射期間が長期化し，炭素含有量差を打ち消していると考えられる．C90D10 および C70D30 で排出量差が現れないのはこのためである．

Fig.4.4.6 に C 重油の場合の PM 排出量の変化を示す．グラフは横軸に出力 kW，縦軸に排出量 mg/m^3 とした．

PM は不可溶性有機化合物（ISF: Insoluble Organic Fraction）と可溶性有機化合物（SOF: Soluble Organic Fraction）に大別される．ISF は Dry Soot（DS）と硫酸塩（Sulfate）からなる．DS はいわゆる「すす」のことを指し，不完全燃焼が原因で生じ，燃えにくい性質を持つ．Sulfate は燃焼で生じる硫黄酸化物（SO_x）の一部が排気中の水分と反応して硫酸塩となり DS に付着する．SOF は燃料や潤滑油の燃え残りが原因で生じる物質で，高温では蒸気であるが低温（42~52℃）では DS に付着して DS を太らせる．



(a) Marine diesel oil (A heavy oil) case



(b) Bunker-C (C heavy oil) case

Fig.4.4.5 Change in CO_2 emission with fuel type

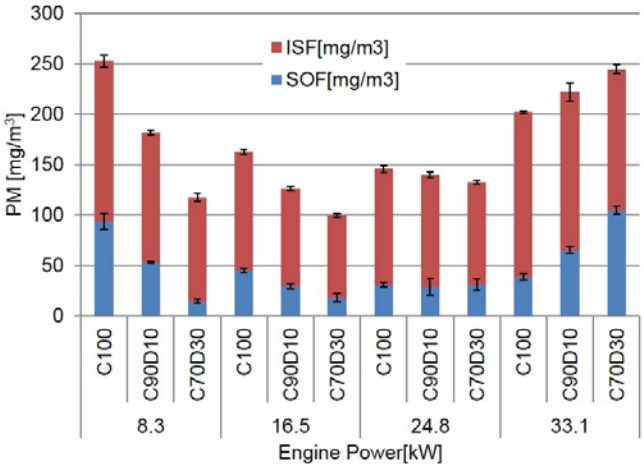


Fig.4.4.6 Change in PM with fuel type (Bunker-C case)

まず，C 重油，C 重油+DME 混合燃料は低出力時には不完全燃焼成分が発生しやすく，気化した未燃料がススに付着し，SOF および ISF の値は高くなる．中出力になることで燃焼が活性化しその影響は収束し，PM 量は減少するが，高出力時には再び PM が増加する．

次に, 出力一定で燃料ごとに比較すると, C 重油に DME を混合することで低から中出力運転で 9 ～54%の PM 低減効果があらわれている．低出力時では DME によってススの前駆物質の酸化が促進され SOF の低減効果が顕著になり，着火遅れ期間の短縮化によって DS 生成量が減少し，全体で低減効果が現れている．しかし，高出力運転時に近づくと，DME による燃料中の硫黄含有量差分 Sulfate が低減されるが, DME 混合により燃料噴霧角が広がり，燃料の壁面付着が起こり，燃料の過濃領域が発生した結果 SOF が増加し，PM 全量では増加していると考えられる．

４．４．４　まとめ

本研究では，本研究室で使用していた小型直接噴射式のディーゼル機関よりも大型の予燃焼室式ディーゼル機関に対し，A 重油および C 重油燃料を DME に混合・適応し，安定した定常運転の可否，さら排気ガス規制への適応の可能性, 石油燃料の消費低減や従来のエンジンシステムを利用した DME 燃料の普及に向けた可能性を検討した．その結果以下の知見を得た．

(1) 着火遅れ期間は A 重油 DME 混合燃料で長期化し，C 重油 DME 混合燃料では短縮された．
(2) A 重油に対する DME 混合率 30%の最大エンジン出力（33.1kW）条件で運転できなかった．原因としては，DME 混合率増加による発熱量不足，燃料噴射圧力低下による燃料噴霧状態の悪化，動粘度の急激な低下による燃料ポンプでの燃料圧送不良などが挙げられる．
(3) 上記以外のエンジン出力条件では，すべての燃料において安定した定常運転が可能である．
(4) CO 排出濃度は A 重油 DME 混合燃料では増加した．これは DME の発熱量不足により燃料噴射期間の増大し，リッチバーンをしたためである．C 重油 DME 混合燃料では DME 混合率以上に低減効果が得られた．
(5) CO_2 排出濃度は DME 混合による変化は殆どなかったが, C 重油の場合に最大エンジン出力（33.1kW）条件で改善効果が認められた．
(6) PM 排出量は C 重油 DME 混合燃料においては, 低から中出力運転で 9%～54%の低減効果が得られ，高出力運転では SOF の影響により，PM 排出量が増加した．

これまで行ってきた研究の結果，舶用燃料に液化 DME を直接混合する手法は，ススなどの微粒子排出量を低減し（H24，H26 年度），一部の条件だが CO_2 排出量を低減でき（H26 年度），効率的な燃料改善を達成できることを示した．一方，バイオ燃料は京都議定書で CO_2 排出源と見なさないことが規定されている．そこでストレート（未処理）のバイオ燃料を効率的に燃焼させることができれば，CO_2 削減のために有用な対策となる．本研究では過酸化水素によるエマルジョン手法の効果を検証し，HC の排出量は多少増加するものの，NOx や CO_2 に排出量を低減できる条件を明らかにした（H25 年度）．これにより，CO_2 削減となるバイオ燃料の利活用方法を示すことができた．

本年度の研究に関連した公表論文

1. Katsuya Yoshida, Yasuhiro Nishimura, Tomohisa Dan, Ichiro Asano, Combustion Analysis of Bunker Oil DME Mixed Fuel in Pre-combustion Chamber Type Diesel Engine, 10th International Symposium on Marine Engineering (ISME 2014 Harbin), PID105, pp.1-6, (2014.9).
2. 段　智久，吉田勝哉，浅野一朗，予燃焼室式ディーゼル機関への C 重油 DME 混合燃料適用，日本マリンエンジニアリング学会, 第 84 回マリンエンジニアリング学術講演会　講演論文集, pp.83-84, (2014.11.20).

４．５ 最新パワーエレクトロニクス技術の応用による機関室電気システムの効率改善

４．５．１　はじめに

発電機からの低周波交流を任意の交流周波数へと直接変換できるシングルステージ AC-AC コンバータを検討している．２４年度，２５年度にて理論検証とシミュレーション解析により提案回路の特性を示し、実験によりその有用性を実証した.

今年度は，昨年度の実証評価に加えて回路の内部の非平滑直流キャパシタの特性を考慮した実動作をさらに詳細に検討するとともに，回路設計指針についても明らかにしている．さらに，大容量舶用電気設備への効果的な適用を実現すべく，提案回路の三相方式への拡張について計算機シミュレーションにより検討し，その有効性について明らかにする.

４．５．２　単相交流周波数ダイレクト変換回路の実機検証

提案シングルステージ AC-AC コンバータの回路構成を図 4.5.1 に示す．低周波電源側の力率と高調波を軽減するため, C1, C2 には小容量のフィルムキャパシタを適用し，電源周波数の２倍で脈動をもつ非平滑 DC リンク(NSDC)部を形成する．この２つの NSDC リンクキャパシの値により，パワー半導体スイッチ Q1, Q2 の電圧ストレス、電源力率および電源電流高調波の低減効果に差異が現れる.

本実験において，Cd=C1=C2=２μF および１０μF の２種類を設定し，検討を行った．図 4.5.2 および図 4.5.3 に電源周期とスイッチング周期における回路動作波形をそれぞれ示す．これより，スイッチの電圧ストレスは NSDC リンクキャパシタが小容量になるほど増加するが，その平均値については図 4.5.4 に明示するように NSDC リンクキャパシタによらずほぼ同一の特性を示す.

さらに，提案 AC-AC コンバータの有用性を示すため，先行する２段式 AC-AC コンバータ(DBR-BHB)との実測効率比較を，図 4.5.5 に示す。この結果から，ダイオード整流回路を除去した提案回路方式の効率が全負荷領域に渡り１％～２％向上しており，提案回路の優れた特性が明確に実証されている。

４．５．３　三相交流周波数ダイレクト変換回路の検討

次に，提案単相回路の三相−単相変換回路への拡張を検討する．その三相拡張回路構成を図 4.5.6 に示す．単相システム同様に，各相電源電圧に応じて，内部のハイサイド／ローサイドスイッチの非対称 PWM 制御により, 図 4.5.7 に示すように例として定格出力 8kW から３kW 程度まで連続的電力制御できることが分かる。さらに，三相システムにおける各部動作波形を，図 4.5.8 に表す．単相システム同様に，電源電圧の昇圧と同時に電源電流の力率を改善しており，歪み成分の少ない良好なシングルスレージ電力変換が可能であることが分かる．なお，三相システムではパワー半導体スイッチに電圧ストレスを軽減するためその駆動パルスは電源電圧との同期が必要であるが，小容量キャパシタを適用可能であるメリットは同様に得られることとなる。

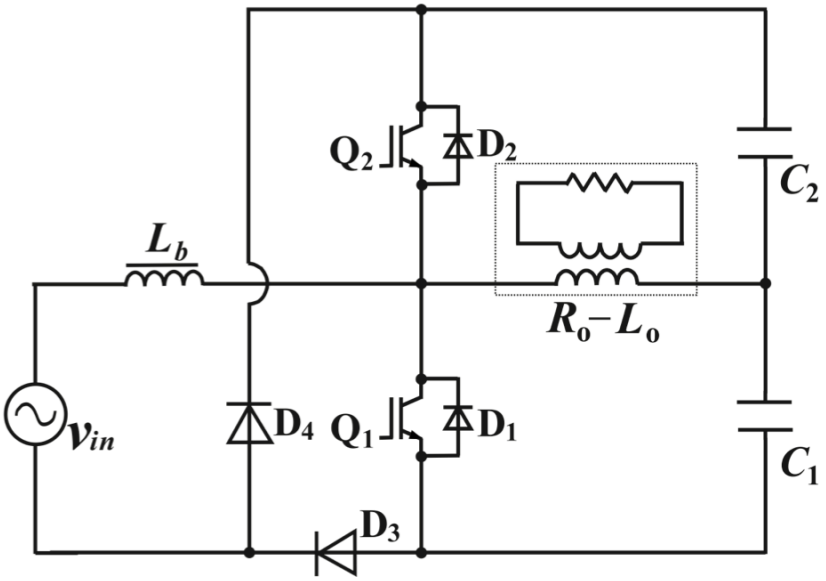
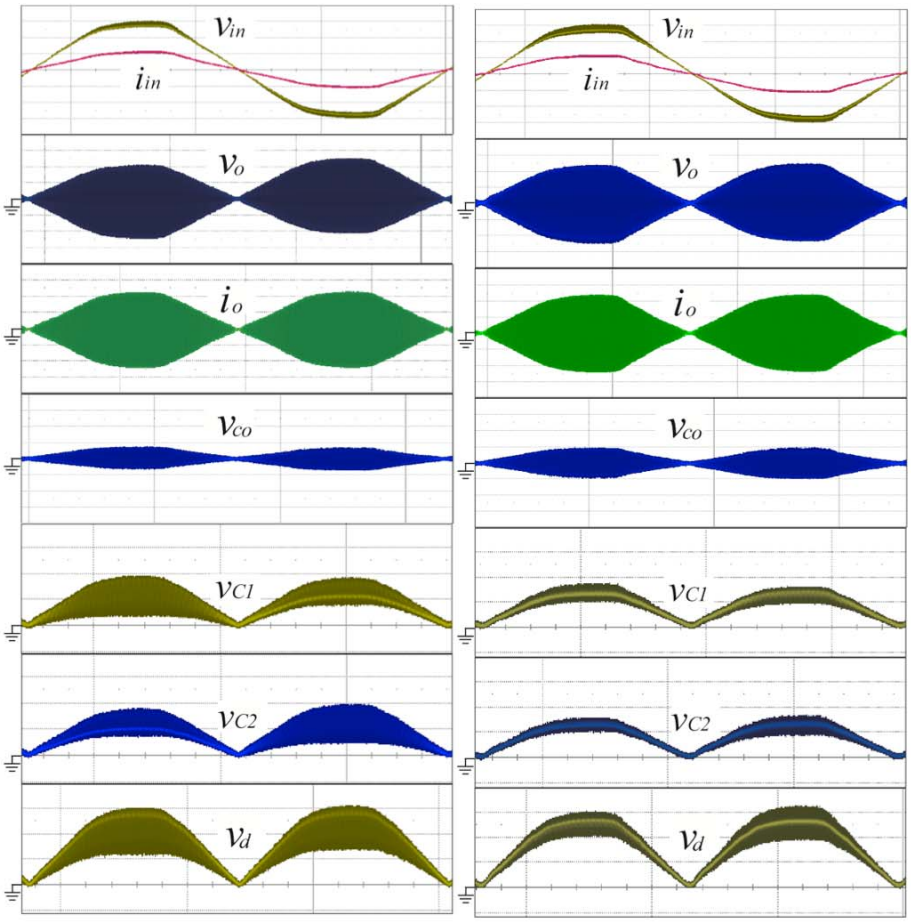
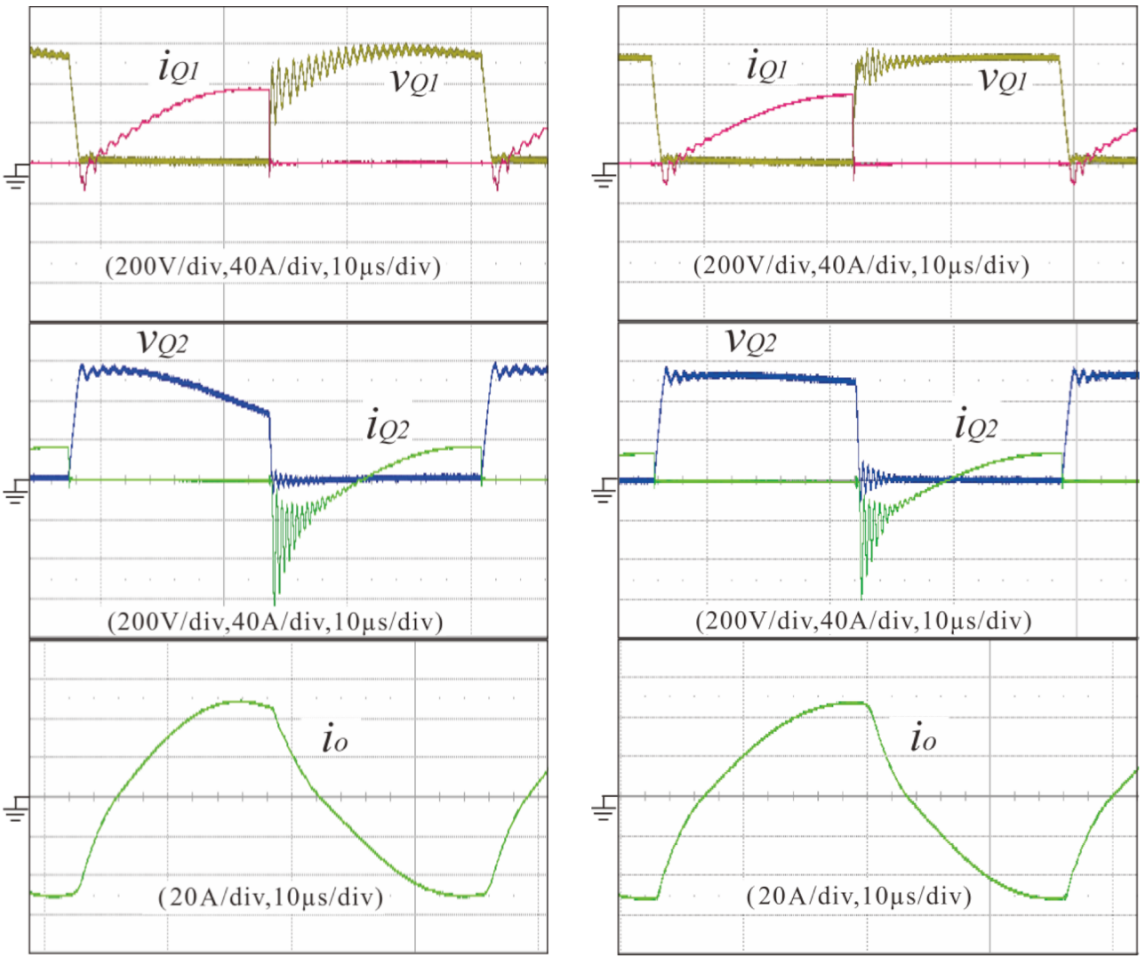


図 4.5.1　シングルステージ単相 AC-AC コンバータ



(a) C1=C2=2μF　　(b) C1=C2=10μF

図 4.5.2　非平滑 DC リンクキャパシタ設定値に対する回路動作実測波形の比較



(a) C1=C2=2μF　　(b) C1=C2=10μF

図 4.5.3　　高周波出力周期におけるスイッチング実測波形

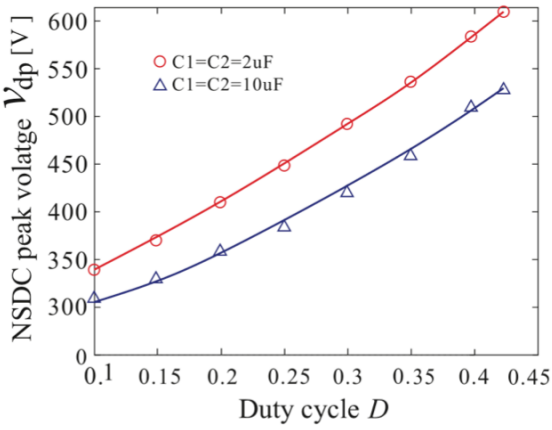


図 4.5.4　入出力電圧比特性

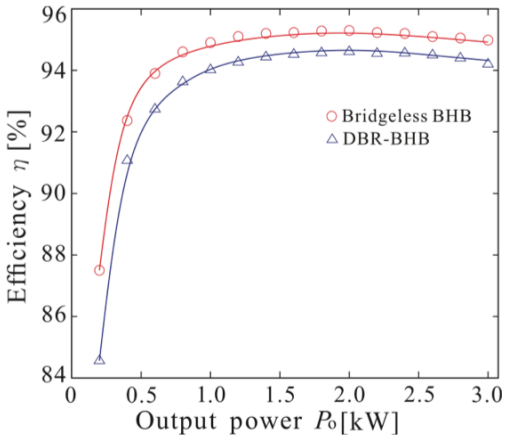


図 4.5.5　電力変換効率比較

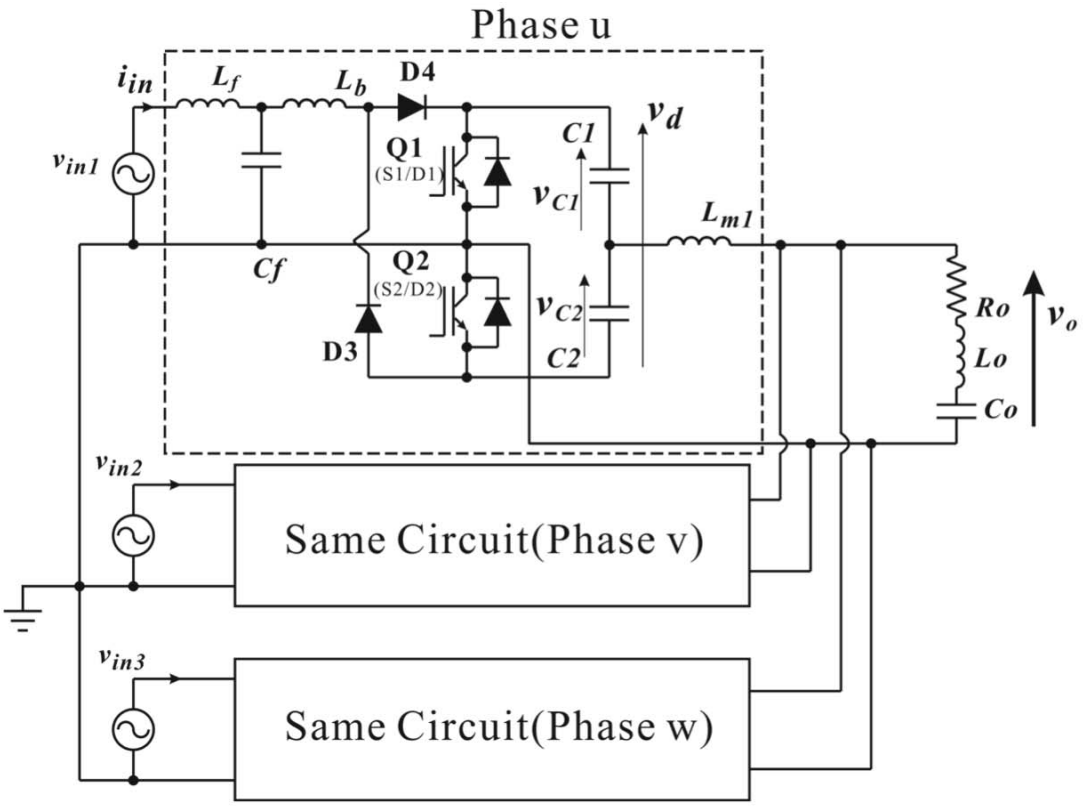


図 4.5.6 シングルステージ三相−単相周波数変換回路図

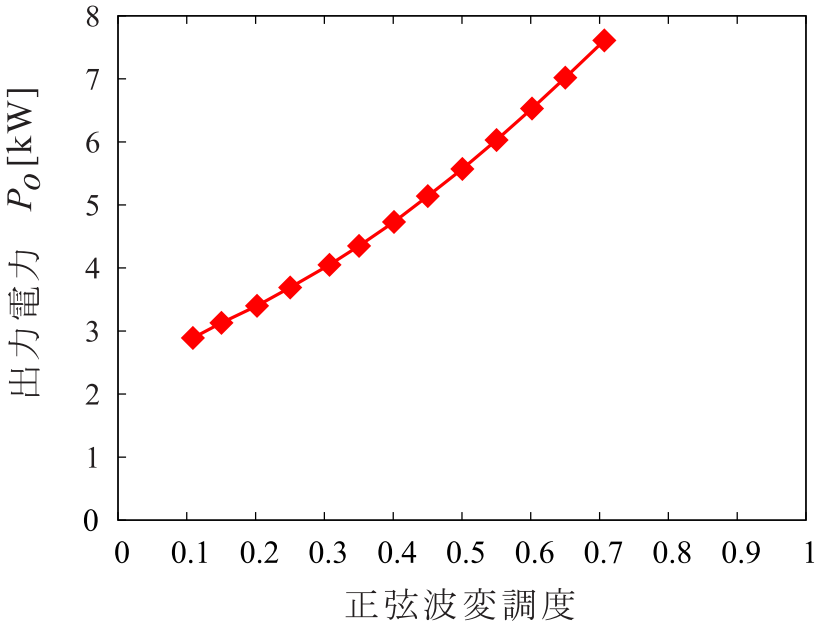


図 4.5.7　電力制御特性

４．５．４　まとめ

電力変換段数の削減による高効率パワーエレクトロニクス装置として，単相システムに加えて三相システムについて検討を加えた．三相化の場合に必要な電力制御制御手法を明らかにし，２０kHz 以上の高周波変換にも対応し得ることをシミュレーションにより示した．理

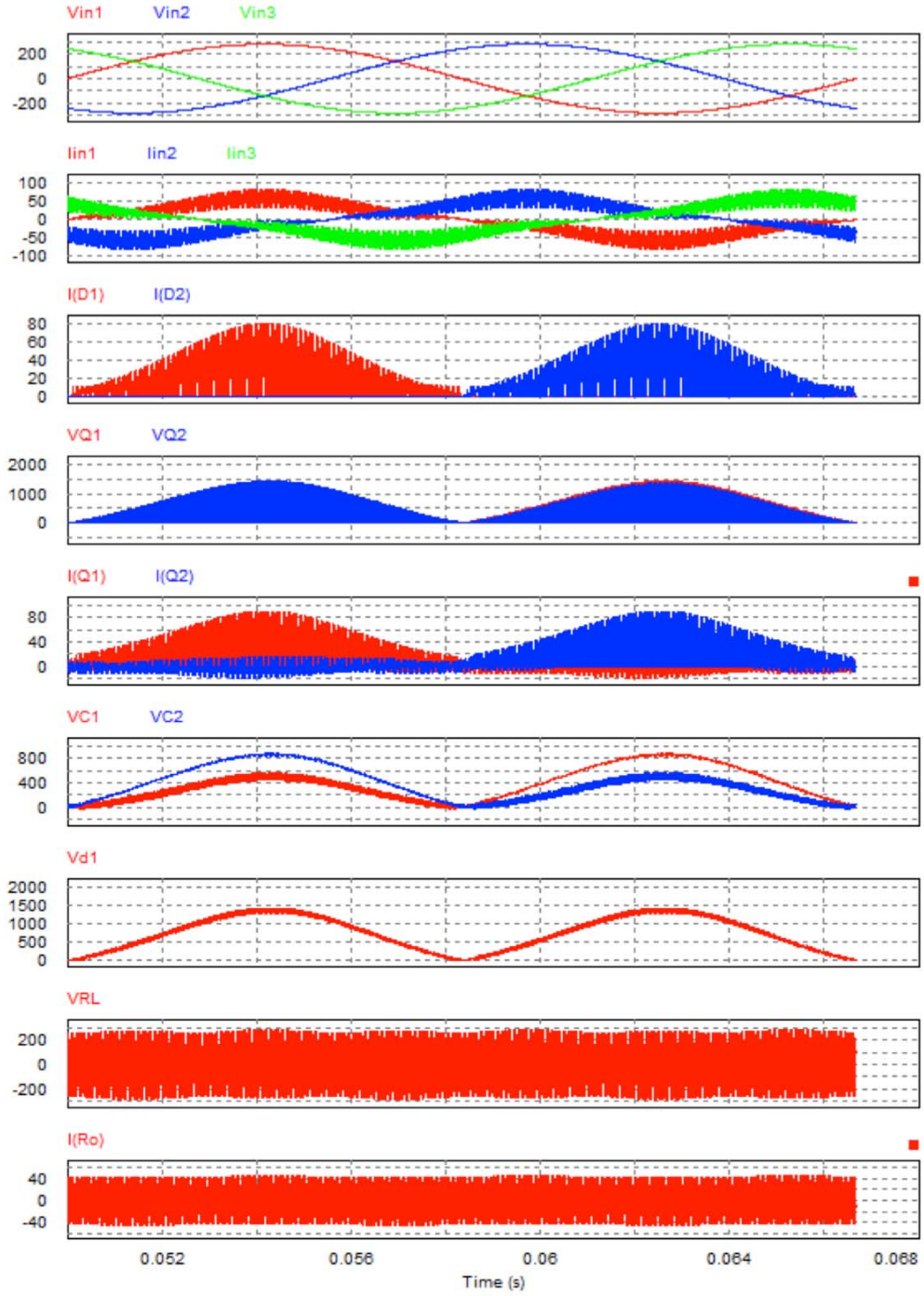


図 4.5.8 回路動作波形

論と回路設計に力点を置いたため，実機による詳細な検証は残されたが、その実用性を有効性は明らかにした．単相システムについても従来と比較し数%の効率改善を達成した．

以上のように，三ヵ年の研究取り組みよる成果を通して，発電機等の電源周波数を任意の交流周波数に変換することのできる電力変換器を提案し，機関室内における電気機器の高効率運転の実現とともに，電気エネルギー素消費量および燃料消費量の削減も期待できる最新技術であることを実証した。

４．６ 安全な機関室のための画像認識技術の開発

４．６．１　はじめに

海上を航行する船舶においては，独立したエネルギーシステムが必要不可欠であり，その一部として安定した電力供給は重要な課題である．一方で，環境に配慮することも求められ，電力の一部を賄うために太陽光発電システムを搭載する船も現れている．しかし，太陽光発電は発電時に排気ガスを出さないクリーンなシステムである反面，安定性という観点では天候任せの不安定なシステムと言わざるを得ない．電力系統にそのような不安定なシステムが入ると電力系統に動揺が起こり電圧や周波数の変動を引き起し得る．そこで，船舶の電源システムの一部に太陽光発電システムが接続されることを想定して，この不安定さに対処するため，太陽光発電電力あるいはその変動を予測することで電力系統を安定化させることを提案した．まず，平成 24 年度は，全天カメラで撮影した空の画像を解析することにより雲の移動方向と速度を求め，日射量の変動が起こる時間を予測する手法を開発した．つづいて平成 25 年度は，その予測結果を用いて太陽光発電のインバータの出力を事前に制御することにより，主電源システムに与える動揺を抑制する手法を検討した．しかし，この方法は，太陽光発電の急激な出力変動を避けるために，変動が予測された時点で太陽光発電電力の利用を緩やかに制限していくものであるので，電力系統の動揺抑制には効果があるものの，太陽エネルギーの利用率では不利になる．そこで，研究の最終年度である平成 26 年度は，少量の蓄電池を用いることで太陽エネルギーの利用率を挙げることを検討した．

４．６．２　太陽光・ディーゼルハイブリッド発電システムの制御

前述のとおり，太陽光発電は非常に不安定であり，夜間はもちろん曇天時や雨天時も十分な電力が得られないため，他の電源，船舶においては従来のディーゼル発電機などと併用することが不可欠である．したがって，太陽光とディーゼルのハイブリッド発電システムを前提として考える．このようなシステムで，太陽光発電側の電力が急激に変化するとディーゼル発電機が追従できず電力系統が不安定になる，すなわち，電圧変動や周波数変動を引き起こす．また，仮に晴天時には太陽光発電のみで負荷電力をまかなうことができるとしても，いつ曇ってきて電力供給不足に陥るか分からないとすると，ディーゼル発電機は例えアイドリング状態でも常に運転状態を保つ必要がある．したがって，この間の燃料消費量が無駄となる．

そこで，太陽光発電電力の変動を予測し，図 4.6.1 に示すような制御を行うことを考えた．まず，太陽光発電で発電できる潜在的な電力（PV 可能量）が，負荷電力を上回るとき，太陽光発電のみで負荷電力を供給し，ディーゼル発電機は完全に停止しておく．つぎに，一定時間後に太陽光発電電力が不足すると予測された場合，ディーゼル発電機を起動して徐々に出力を上げていき，逆に太陽光発電電力を故意に低下させることにより，ゆっくりと負荷電力の供給分担割合を逆転させていく．最後に，再び PV 可能量が負荷電力を上回ると，先ほどとは逆にディーゼル発電機の出力を徐々に低下させ，太陽光発電の割合を増やしていく．このような制御をすることで電力系統に動揺を与えることなく，安定して電力を供給できる．

しかし，上述のような制御を行うと，PV 可能量よりも常に低い太陽光発電電力しか利用できないため，図 4.6.1 の斜線に示した部分の面積に相当する太陽光エネルギーが未利用で終わってしまう．そこで，蓄電池を用いてそのエネルギーを充電し，太陽光エネルギーの未利用分をなるべく少なくすることを考える．

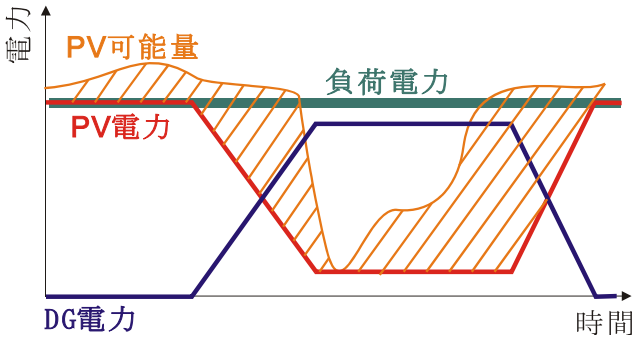


図 4.6.1 太陽光発電電力の変動予測によるハイブリッドシステムの制御の例

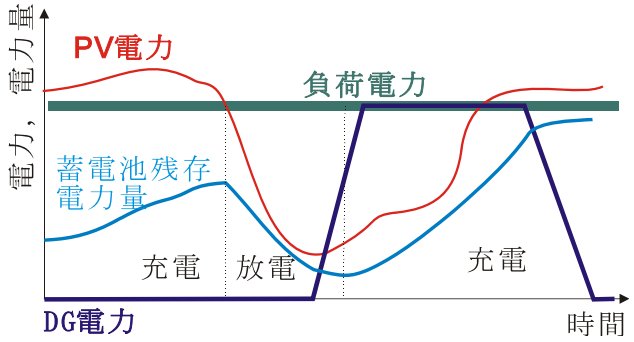


図 4.6.2 蓄電池を用いた場合のハイブリッドシステムの制御の例

蓄電池を用いたシステムの場合，システムの効率を上げるために，(1) 蓄電池の容量は小さい方がよいことと，充放電時の喪失を減らす目的から，蓄電池の充放電の電力量をなるべく少なくする，(2) ディーゼル発電機はできる限り効率の良い高負荷率の状態で運転する，という 2 点を考慮する必要がある．これらの観点から，図 4.6.2 に示すように蓄電池の残存電力量（SOC：State Of Charge）に応じて以下のようにハイブリットシステムを制御する．

１．SOC が設定したしきい値以下になれば，ディーゼル発電機を起動して定格出力で運転する．このとき余った電力は蓄電池に充電する．

２．SOC がもう一つのしきい閾値以上になれば，ディーゼル発電機は停止する．負荷へは太陽光発電と（必要があれば）蓄電池から電力を供給する．

３．ただし，1. の途中でも太陽光発電のみで負荷電力をしばらく供給できると予測できる場合は，ディーゼル発電機を停止し，太陽光発電で負荷電力を供給する．

４．６．３　太陽光発電電力の予測手法

前節で述べたようにハイブリッドシステムを制御するには，太陽光発電で負荷電力をしばらく供給できるか否かを予測する必要がある．この手法として，前年度までの太陽光発電電力変動の予測方法を用いることができる．その概略は以下の通りである．まず，魚眼レンズ付きのカメラを用いて全天画像を時間的に連続して撮影する．次に得られた時系列画像のうち 2 枚を比較して雲の移動方向を調べる．移動している雲のうち，太陽の方向に向かっている雲を抽出する．そして，その雲の画像上での移動量と

太陽までの画像上での距離から，その雲が太陽の位置まで到達する時間を計算する．その時間が十分に長い場合，あるいは，元から雲が検出されない場合は，しばらくの間，晴れている，すなわち，太陽光発電で負荷電力を供給できると判断できる．

４．６．４　シミュレーションによる有効性の検討

実測の全天日射量および全天画像データを用いてシミュレーションを行った．用いたデータは 2003 年のうち計測装置の都合で記録できなかった日を除く 350 日分のデータで，全天日射量および全天画像とも 6 時から 18 時まで 10 秒間隔で取得している．

ハイブリッドシステムは，提案手法を効果的に適用できることを考慮して以下のように仮定した．まず，簡単化のため負荷は 6 時から 18 時まで 5kW で一定とする．それに合わせて定格出力 5kW のディーゼル発電機を用意する．太陽電池は効率 15%（インバータの効率を含む）で面積を 67m^2 と仮定する．これにより晴天時は 10kW 程度の発電を見込め，十分に太陽光発電システムのみで負荷電力を供給できる時間帯がある．なお，1 日の平均的な日照時間は３時間程度であるため，1 日の発電電力量は平均 30kWh 程度になる．これは 1 日の負荷電力量の半分に当たる．足りない分は，当然，ディーゼル発電機から供給される．蓄電池の容量は 5kWh とした．満充電であれば，蓄電池のみで 1 時間，負荷電力をまかなえる容量である．また，充放電の間で 10%の損失があるとした．

ディーゼル発電機の燃料消費量は，実測データを基に作成した以下の式によって計算する．

$$c=0.72p+0.28$$

ここで，c はディーゼル発電機を定格出力で 1 時間運転した場合の燃料消費量を 1 として正規化した燃料消費量，p はディーゼル発電機の出力を定格出力で正規化した値である．この式は，出力が 0 でもアイドリング状態であれば 0.28，すなわち，定格出力で運転した場合の 28%の燃料を消費することを意味する．

以上のような条件でシミュレーションを行った結果，年間の燃料消費量は，まず，蓄電池を用いず，何の制御もしない場合が 2716（ディーゼル発電機を定格で 2716 時間運転した燃料消費量に相当）であった．これは単に，太陽光発電の不足分をディーゼル発電機で供給しているだけであって，太陽光発電のみで負荷電力を供給できる場合もディーゼル発電機はアイドリング状態で起動している．また，太陽光発電で負荷電力を越える発電が潜在的に可能な状況であっても，越える分の電力は利用できない．

次に昨年度の成果である，太陽光発電の変動予測を取り入れた場合，年間の燃料消費量は 2898 となる．燃料消費量は，変動予測を用いない場合に比べて増えてしまうが，これは 4.6.2 節で示した理由によるもので，その分，電力系統の安定性は向上している．ちなみに，想定システムで太陽光発電を全く用いずにディーゼル発電機だけで負荷電力を供給する場合の燃料消費量は 4200（12 時間/日×350 日）である．潜在的な太陽光発電の発電電力量は年間 12,455kWh であり，これを理想的に利用できた場合の，燃料消費量は，1717 になる．

蓄電池を用いた場合については，まず，太陽光発電電力の予測を行わず，SOC が 1kWh（容量の 20%）以下になった場合にディーゼル発電機を起動して充電を開始し，4kWh（容量の 80%）に達するとディーゼル発電機を停止するという単純な方法を用いた場合は 2062 であった．これに対して提案する太陽光発電電力を予測してディーゼル発電機を停止した場合は 2045 と，若干であるが燃料消費量を改善することができた．

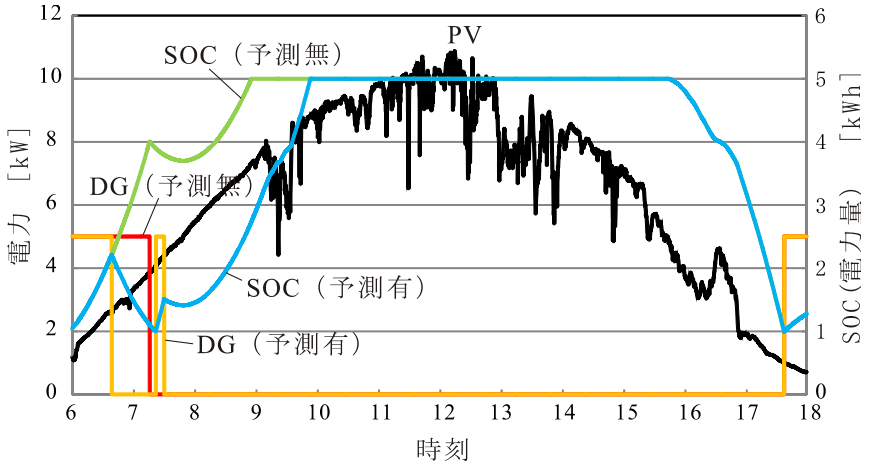


図 4.6.3 シミュレーション結果の例

図 4.6.3 にシミュレーションの例を示す．この図は，2003 年 6 月 3 日の例で，図中の黒い線が太陽光発電の潜在的な発電電力，赤と橙の線がディーゼル発電機の発電電力で，それぞれ，予測が有る場合と無い場合，緑と水色の線が蓄電池の SOC（残存電力量）で，それぞれ，予測が有る場合と無い場合である．この日，SOC が低い状態であったため，まず，ディ-ゼル発電機を起動し，太陽光発電電力は蓄電池の充電に当てられるところから始まっている．その後，予測をしない場合では，SOC がしきい値の 4kWh になるまでディーゼル発電機を運転し続け，4kWh に達した 7 時 15 分頃に停止した．この日は晴天であったため，以降はディーゼル発電機を夕方まで起動することなく済んでいるが，9 時頃には蓄電池が満充電状態になり，日射量からすると 10kW 程度まで発電する能力がある太陽光発電も，負荷電力である 5kw までしか利用されていない．これに対して，予測を取り入れると，6 時 40 分頃と早めにディーゼル発電機を停止することに成功している．その後，SOC が低下したため，7 時 20 分頃から 30 分頃にかけてもう一度ディーゼル発電機を起動しているが，予測なしと比較するとディーゼル発電機の起動時間を短く抑えることができている．また，午前中の SOC も低めに抑えているため，満充電になる時間も 9 時 55 分頃と遅くなっており，その分，太陽エネルギーを有効に利用できていることが分かる．

蓄電池の容量を 50kWh と 10 倍に増やしてシミュレーションすると，予測なしの場合の燃料消費量が 1751，予測ありの場合のそれが 1750 と，両者の差がほとんど無くなると同時に，前述の理想的な場合の 1717 にかなり近づくことが分かる．以上，まとめると表 4.6.1 のようになる．ディーゼル発電機のみで電力供給する場合に対して，太陽光発電システムを導入すると，今回想定したシステムでは，最大で約 60%の燃料消費量の削減が期待できる．ただし，単に太陽光発電を導入しただけでは，太陽光発電電力の急激な変動により電力系統を不安定にする恐れがあり，電力変動を予測して太陽光発電の出力電力を制御する必要がある．この場合の燃料消費量の削減は約 30%と理想に対して約半分程度となる．蓄電池を導入すると理想の状態にかなり近づけることができるが，蓄電池は初期導入費用および保守費用が掛かることもあり，導入するにしてもなるべく小容量ですませることが望ましい．そのような場合に，太陽光発電電力を予測して適切なタイミングでディーゼル発電機の起動・停止を制御することで，わずかではあるが燃料消費量を減らせることが分かる．

表 4.6.1　ハイブリッドシステムの各制御方式による燃料消費量の違い

制御方法	燃料消費量	燃料削減率	備考
ディーゼル発電機のみ	4200	―	
理想状態	1717	59.1%	太陽エネルギーを完全に利用し，ディーゼル発電機を最高効率のみで動かした場合
蓄電池なし，制御なし	2716	35.3%	電力系統が不安定になる恐れあり
蓄電池なし，予測あり	2898	31.0%	
蓄電池あり(5kWh)，予測なし	2062	50.9%	
蓄電池あり(5kWh)，予測あり	2045	51.3%	
蓄電池あり(50kWh)，予測なし	1751	58.3%	
蓄電池あり(50kWh)，予測あり	1750	58.3%	

４．６．５　まとめ

船舶のエネルギー問題の一助として太陽光発電システムを導入する場合を想定し，ディーゼル発電機と太陽光発電のハイブリッド発電システムについて検討を行った．このとき，蓄電池を用いない場合は，太陽発電の不安定さに対処するため，全天画像の解析から雲の移動速度を算出し，日射量が変動する時刻を予測することを提案した．その予測結果を用いてシステムを適切に制御することにより，電力系統の安定を保てる可能性があることを試した．

一方で，太陽エネルギーをできる限り有効に利用するためには，蓄電池の使用が必要となる．このとき，エネルギーの有効利用の観点からは，できるだけ大容量の蓄電池を搭載することが望ましいが，コストの問題や，特に船舶という限られた空間内では，設置場所や重量，あるいは，安全性といった問題から，できるだけ容量を減らす方が望ましい．この場合も，太陽光発電の発電電力をあらかじめ予測することで，適切なタイミングでディーゼル発電機の起動・停止を制御し，それにより，比較的小容量の蓄電池の場合でも，太陽エネルギーの利用率を少しでも上げ，燃料消費量を削減できる可能性があることを示せた．このことより，船舶に太陽光発電システムを搭載した場合に問題となる電力系統の不安定化の問題を解決して舶用機器の安全性を保つと同時に発電システムの効率を高め，CO_2の排出削減に効果のある手法の開発に一定の道筋をつけることができた．

今後は，太陽光発電の予測方法や，ハイブリッドシステムの制御方法を改善するとともに，費用対効果やその他制約を考慮した上で，蓄電池の必要性の有無，蓄電池を搭載する場合にはその最適な容量などを検討し，安全で高効率な船舶電源システムの総合的な設計をしていきたい．

４．７ 新材料を利用した機関室における熱回収に関する研究

４．７．１ はじめに

熱電発電は，熱エネルギーを直接電気エネルギーに変換できる発電方式であり，廃熱を再利用することによりシステム全体のエネルギーの高効率利用が可能になる．一般にはまだあまり普及していない発電方式で，利用がごく限られた範囲に留まっている理由は，後述するようにデバイスで使用する材料の開発が困難なことである．今後，より優れた特性を有する材料が開発され，将来的に熱電発電を船舶の機関室に導入できれば，廃熱を電気エネルギーとして再利用することで，燃料消費量の低下による CO_2 排出量の削減が可能になると考える[1)].

一般的な熱電発電デバイスは，p 型と n 型半導体を組み合せて構成され，可動部分のない単純な構造をしているため，その発電効率はそこで使用される材料の特性によって決まってしまう．現在市販されている熱電発電モジュールでは，金属系材料であるビスマスーテルルが使用されているが，その使用可能温度の上限は 280℃と比較的低く，300℃を超えて大気に晒されると酸化による変質で特性が大きく低下してしまう．舶用ディーゼルエンジンの廃熱回収を熱電発電によって行うためには，500℃以上の高温でも変質が起こらない化学的に安定な材料が必要となる．その候補の一つに酸化物があるが，酸化物材料は金属系材料に比べてその熱電特性が大きく劣っている．

熱電変換材料の特性を評価する際には，無次元性能指数 ZT がよく利用され，この値が大きいほど優れた材料となる．この ZT を構成する要素であり，熱電変換材料の特性を比較する際の一つの指標にパワーファクター（$P.F.$）があり，次式で与えられる．

$$P.F. = \sigma S^2 \tag{4.7.1}$$

ここで，σ は電気伝導率，S はゼーベック係数である．ゼーベック係数とは物質の両端に温度差を与えた際に，両端に発生する単位温度差当たりの起電力のことである．この $P.F.$ が大きいほど優れた材料となる．一般に電気伝導率 σ は次式で与えられる．

$$\sigma = en\mu \tag{4.7.2}$$

ここで，e は電気素量，n はキャリア濃度，μ は移動度である．また，ヨッフェの古典近似を用いると，ゼーベック係数 S は次式にて与えられる．

$$S = \pm\frac{k_B}{e}\left[r + 2 + \ln\frac{2(2\pi m^* k_B T)^{3/2}}{h^3 n}\right] \tag{4.7.3}$$

ここで，k_B はボルツマン定数，r は散乱因子，m^* は有効質量，h はプランク定数である．$P.F.$を向上させるためには，電気伝導率 σ とゼーベック係数 S が共に大きいことが望まれるが，キャリア濃度 n に対し，両者が逆の相関を持っているため，優れた熱電特性を有する材料の開発が困難となっている．

４．７．２ 酸化物熱電変換材料の特性改善手法

化学的に安定で比較的高温まで使用可能な酸化物を熱電変換材料として利用するためには，前述のとおりその熱電特性の改善が必要となる．そのための手法として，今年度は，「元素置換による材料の熱電特性の改善」と「単結晶の利用により，材料の特性を最大限に引き出すこと」に着目して研究を推進し

た．以下にこれら 2 つの手法について述べる．

・元素置換による材料の熱電特性の改善

酸化物は，元素置換によってその特性が劇的に変化し，絶縁体が超伝導や巨大磁気抵抗効果を示すようになることも知られている．熱電特性においても，元素置換によってその特性が大きく改善することが報告されている．例えば，ナトリウム（Na）とコバルト（Co）からなる酸化物 $NaCo_2O_4$ では，Co サイトを銅（Cu）で置き換えることにより，大幅な *P.F.*の改善が報告されている [2]．また，熱電発電モジュールは, 前述のとおり p 型と n 型の材料を組み合せて構成する必要があるため両方の材料が必要となるが，元素置換を適切に行うと，同一母体において p 型と n 型の材料の創生が可能になる場合があり，応用上有利となる．

・単結晶の利用による熱電特性の改善

一般に物質は，結晶学的方向によってその性質が異なる異方性を持つ．異方性が大きな材料の場合には，熱電特性が優れた結晶学的方向を利用することで材料の持つ特性を最大限に引き出すことが可能になる．そのためには，結晶の方位がランダムになっている多結晶ではなく，単結晶の利用が必要となる．例えば，前述の酸化物 $NaCo_2O_4$ においても，単結晶を利用することによって大幅な熱電特性の改善が報告されている [3]．

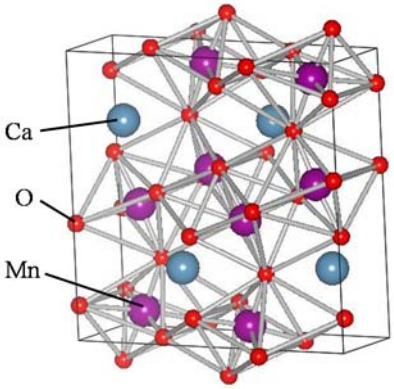


図 4.7.1　$CaMn_2O_4$ の結晶構造図

以上の 2 つの特性改善方法を踏まえて，本研究では，カルシウム（Ca），マンガン（Mn），酸素（O）からなる酸化物 $CaMn_2O_4$ を対象として実験を行った．$CaMn_2O_4$ は，図 4.7.1 に示す結晶構造を持ち，1100℃以上の大気中でも安定な化合物であり，高温での利用が可能となる酸化物母体である．

４．７．３ 試料の合成方法と物性評価方法

母体となる $CaMn_2O_4$ の多結晶試料は，原料に $CaCO_3$, MnO_2 を用いた固相反応法により合成した．この母体の Mn サイトに Cu やルテニウム（Ru）などの遷移金属元素を置換した試料を合成する際には，各元素の酸化物原料を使用した．目的の組成比となるように電子天秤により秤量した原料は，メノウ乳鉢を使用して 1 時間混合した．混合した粉末は，電気炉を用いて 1000～1150℃の温度範囲で，20 時間大気中で熱処理した．熱処理後の粉末は，再度 15 分間混合し，20 MPa の圧力で直径 10 mm のペレット状に加圧成型した後，再度大気中で熱処理することにより焼結体とした．

単結晶は，図 4.7.2 に装置の概略図を示した電気化学的手法によって合成した．電気化学的手法とは，原料を溶かし込んだ溶媒中に電極を挿入し，その電極間に外部から直流電圧を印加することで，電極表面で物質を合成する手法である．本手法では，液相中のイオンを利用して結晶を成長させるため，自然成長面に囲まれた自形を有する結晶の合成が可能になる場合が多い．

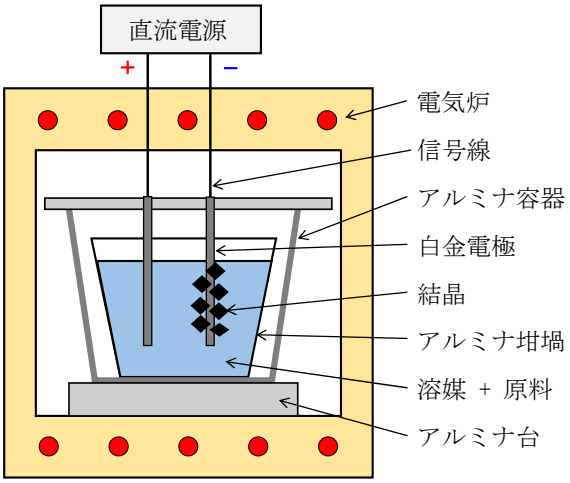


図 4.7.2　結晶合成装置の概略図

また，通常の単結晶合成法では育成が困難となる多元系酸化物の結晶合成に有利な手法である．さらに，固相反応法に比べて固溶限界が大きくなる場合がある点も応用上有利となる．本研究では，原料と溶媒を入れる坩堝にアルミナ製を使用し，溶媒には塩化カルシウム，電極には直径 0.5 mm の白金線を使用した．

以上の手法により合成した試料に対し，粉末 X 線回折による相の同定を行った．また，粉末 X 線回折のデータを使用した Rietveld 解析により結晶構造を精密化した [4, 5]．粉末 X 線回折により，不純物相の析出が確認されずに単相であると判断した多結晶試料については，電気伝導率とゼーベック係数を測定することで，前述の *P.F.* の温度依存性を評価した．なお，ゼーベック係数は定常法により [6]，電気伝導率は直流法により評価した．

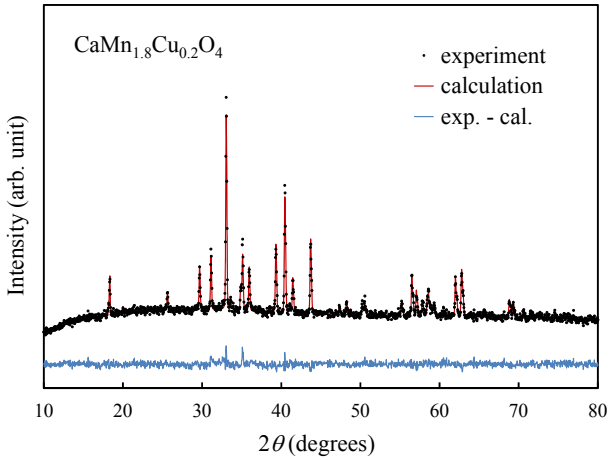


図 4.7.3　$CaMn_{1.8}Cu_{0.2}O_4$ の Rietveld 解析結果

表 4.7.1　$CaMn_{1.8}Cu_{0.2}O_4$ の結晶構造パラメータ

Crystal system : orthorhombic,　Space group : *Pbcm*

Lattice parameter : a = 0.3151 nm, b = 0.9976 nm, c = 0.9664 nm

$\alpha = \beta = \gamma = 90°$

Atomic coordinates

site	g	x	y	z
Ca	1.000	0.679	0.150	0.750
Mn	0.900	0.207	0.114	0.070
Cu	0.100	0.207	0.114	0.070
O_1	1.000	0.599	0.250	0.000
O_2	1.000	0.190	0.186	0.250
O_3	1.000	0.795	0.974	0.109

４．７．４　実験結果と考察

・多結晶試料の合成結果と特性評価結果

結晶構造解析の一例として，$CaMn_{1.8}Cu_{0.2}O_4$ の Rietveld 解析結果を図 4.7.3 に示す．図中の黒点は実験値，赤の実線は表 4.7.1 に示した結晶構造パラメータを仮定して計算した計算値，青の実線は実験値と計算値の差を示している．本解析結果において，解析の確からしさを表す S 値は 1.168 となり，目安となる 1.3 を下回ったことと，実験値と計算値の差がほぼ平らであることから，得られた試料は不純物を含まない単相であると結論した．同様の解析を異なる全ての組成の試料に対して行うことで得られた単位格子体積の Cu 含有量依存性を図 4.7.4 に示す．単位格子体積が Cu の含有量の増加に伴い直線的に変化していることと，不純物相が見られないことから，Mn サイトに対して Cu が置換されていると判断した．ここで，置換によって単位格子体積が増加したのは，Mn^{3+} のイオン半径が 0.066 nm であるのに対し，Cu^{2+} のイオン半径が 0.072 nm と大きいためと考えられる．また，Mn サイトに対し Ru の置換を行った系においても同様の結果が得られ，単位格子体積は Ru 含有量の増加に伴い直線的に増加した．

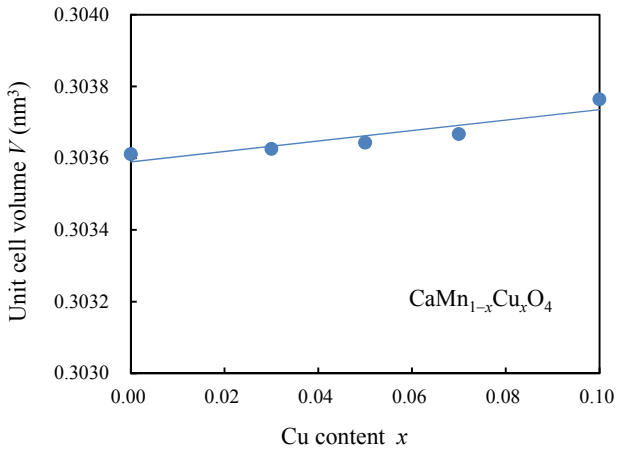


図 4.7.4　単位格子体積の Cu 含有量依存性

図 4.7.5 と図 4.7.6 は，$CaMn_{2-x}Cu_xO_4$ の電気伝導率とゼーベック係数の温度依存性である．母体（$x = 0$）に対して Cu を置換することで，測定した全温度範囲で電気伝導率，ゼーベック係数ともに大幅に向上した．電気伝導率は置換量 x が 0.10 の時，ゼーベック係数は x が 0.14 の時にそれぞれ最大となり，その値より置換量を増やすと改善効果は小さくなった．図 4.7.7 は，電気伝導率とゼーベック係数の実験値から算出した *P.F.* の温度依存性である．Cu の置換効果は高温側で顕著となり，エンジンからの廃熱を利用する際の現実的な温度である 500℃では，母体に比べて 3 桁の特性改善が見られる結果となった．同様の特性改善効果は Co の置換でも起こり，$CaMn_2O_4$ の Mn サイトに対して他の遷移金属元素を置換することが本系の熱電特性の改善に有効であることがわかった．また，$CaMn_2O_4$ の Ca サイトに対して，Ca^{2+} よりも価数が小さくイオン半径の近い銀イオン（Ag^+）を置換すると，その置換量がわずか 3% 程度でも高温側の特性に改善が見られることもわかった．

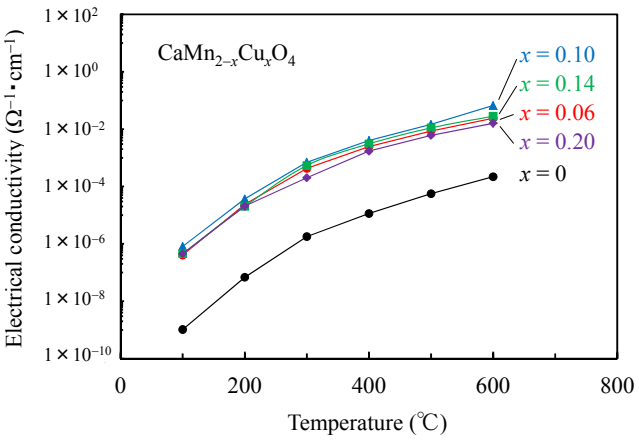


図 4.7.5　電気伝導率の温度依存性

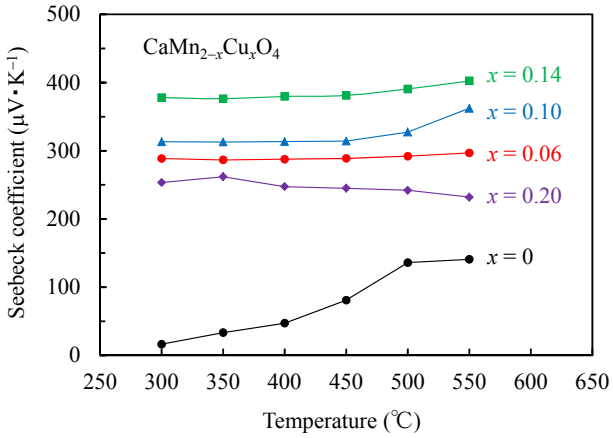


図 4.7.6　ゼーベック係数の温度依存性

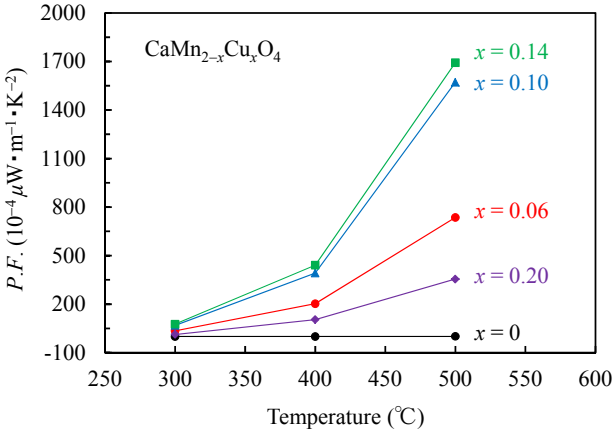


図 4.7.7　パワーファクターの温度依存性

Mn サイトに対して Cu や Co を置換して得られる化合物は，母体（$x = 0$）と同じ p 型である一方，Ru を置換すると n 型となり，p 型と n 型が切り替わる組成領域では一旦特性が悪化するものの，Ru の置換量が $x = 0.2$ になると，500℃における *P.F.* は母体の 16 倍となった．よって，本系では，Mn サイトに置換する元素の種類を変えることで p 型と n 型の制御が可能であることがわかった．

・単結晶の合成結果

多結晶試料の合成と評価において特性改善が見られた $CaMn_{2-x}Cu_xO_4$ と $CaMn_{2-x}Ru_xO_4$ については，電気化学的手法によってその単結晶の合成を試みた．図 4.7.8 に本手法で合成した結晶の写真の例を示す．白金電極の表面に，自然成長面に囲まれた最大で 1 mm 程度の大きさを有する結晶が成長した．本手法では，液相中のイオンを原料として結晶を成長させるため，結晶の成長点と電極の間で電荷の受け渡しが必要になる．そのため，元素置換によってより電気伝導率が高くなった Cu 置換系の方が，Ru 置換系よりも大きな結晶が成長したものと考えられる．通常，このような多元系酸化物の結晶合成は困難な場合が多いが，本手法はこれらの系の単結晶合成に

有効であることがわかった．また，市販の熱電発電モジュールでは，通常 1 mm 程度の大きさのバルク材料が使用されているため，今回合成した p 型と n 型の結晶を組み合わせれば，単結晶のままモジュールの形成が可能になると考える．

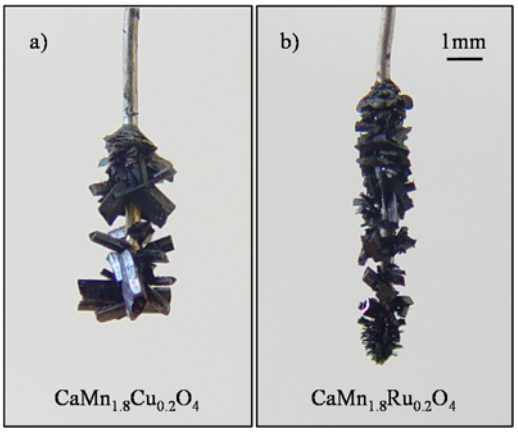


図 4.7.8　電極表面に成長した結晶の様子

４．７．５ まとめ

本研究では，熱電発電を利用した機関室における廃熱回収の実現を目指した新材料の開発を３年間に渡って実施した．初年度は，新しい熱電変換材料の開発のために必要となる熱起電力測定装置を作製し，その装置性能を評価するとともに，熱電変換材料の特性改善のための一つの手法として，熱伝導率の低減に着目し，ペロブスカイト型酸化物 $SrVO_3$ におけるラットリング発現のための基礎研究を行った[6]．２年目は，組織制御による熱電特性の改善を念頭に，デラフォサイト型酸化物 $CuAlO_2$ における鉄添加効果について検討し，特性改善が元素置換によるものであるとの結論を得た[5]．最終年度は，それまでの研究成果を基に，$CaMn_2O_4$ を母体とし，元素置換による特性の改善効果と p 型／n 型の制御について検討を行うとともに，それらの材料を単結晶のままモジュールに利用するための取り組みを行った．

熱電発電モジュールを船舶用ディーゼル原動機の排気管に設置すれば，廃熱を電気エネルギーとして回収することが可能になることは実証されているが，現時点で入手可能な熱電発電モジュールの利用では，まだ実用化レベルとは言えない[1]．機関室への熱電発電の導入のためには，より優れた熱電特性を有する新材料の開発が重要であるとともに，コスト面の問題もクリアしなければならない．将来的には，新材料の開発などによる発電効率の向上とともに，量産効果による熱電発電モジュールの低価格化が実現されるものと思われる．熱電発電を船舶の機関室に導入できれば，燃料消費量の低下による CO_2 排出量の削減が可能になる．本研究では，そのために必要となる新材料の設計指針を得るための有益なデータが示せたものと考える．

参考文献

1) 谷所宏司（2013）『船舶排熱回収に向けた熱発電モジュール性能に関する基礎研究』神戸大学海事科学研究科推進システム工学研究室修士論文.
2) K. Park, K.U. Jang, H.-C. Kwon, J.-G. Kim, W.-S. Cho, J. Alloys Compd, 419 (2006) 213.
3) K. Fujita, T. Mochida, K. Nakamura, Jpn. J. Appl. Phys., 40 (2001) 4644.
4) F. Izumi, T. Ikeda, Mater. Sci. Forum 321-324 (2000) 198.
5) 神戸大学海事科学研究科，一般社団法人日本海事検定協会（2013）『CME による高付加価値機関室の設計に関する調査研究報告書』51.
6) 神戸大学海事科学研究科，一般社団法人日本海事検定協会（2012）『CME による高付加価値機関室の設計に関する調査研究報告書』51.

４．８　液体水素輸送技術に関する基礎研究

４．８．１　はじめに

化石燃料の消費に伴う大気汚染や酸性雨の問題，更には地球温暖化の問題等が深刻化している．これらの問題について，1990 年比で 2020 年までに温室効果ガスを 25%削減する先導的目標が日本から提唱されたが，その実現が危ぶまれている．このような状況下で，2011 年 3 月に起こった東日本大震災及び福島第一原発事故により，日本のエネルギー問題がクローズアップされている．今まさに，日本のエネルギー・環境問題の解決が喫緊の課題となってきた．

原発離れが進む中，代替エネルギー源として太陽光・風力等の再生可能エネルギーが注目されている．これらのエネルギーは，温室効果ガス削減の切り札として近年大いに期待されている．しかし，広く地球規模で分布しているので，これらを水素に変換して，液体水素（LH_2 : 沸点 20 K）の極低温状態で海外から日本へ海上輸送する計画(1)が再び脚光を浴びている．

現在，原発の定期検査・停止に伴う電力不足を補うために，液化天然ガス（LNG : 沸点 112 K）の輸入量が急増している．LNG と比べて，LH_2 の比重は約 1/6，また粘性係数は約 1/7 なので，タンク内部での非常に複雑なスロッシング（液面揺動）が予想される．しかし，安全及び技術上の問題から，LH_2 のスロッシング状態は実験的に詳しく調べられていなかった．

一方我々は，LH_2 タンク用の高精度・高信頼性の液面計の開発を目指して，超伝導 MgB_2（二ホウ化マグネシウム）線材をベースとした電気抵抗式の液面センサーを創製した(2)．これは，同時期にドレスデン工科大学(3),(4)及び九州大学(5),(6)で提案された自己（内部）加熱型と異なり，外部加熱型を採用しており，優れた静的液面検知特性（直線性 99.9 %以上，精度 1 %以下）を有している．ごく最近の研究(7),(8),(9),(10)により，動的液面検知特性も優れていることが明らかとなり，この液面センサーを用いた LH_2 のスロッシング状態の解明が喫緊の課題となってきた．

そこで本研究では，舶用 LH_2 タンクを対象として，海上輸送中の LH_2 のスロッシング状態を調べるための基礎研究を開始した．本年度は，1) 外部加熱型 MgB_2 液面センサー（500 mm）の個体差性能評価，2) 同液面センサーの動的液面検知特性，3) 同液面センサーによるスロッシング計測を行った．1)では，5 本の MgB_2 液面センサーを作製し，これらの静的液面検知特性に着目して個体差性能評価試験を行った．2)では，新たに製作した光学クライオスタットおよび高速度カメラを用いて，動的液面検知特性を実験的に調べた．3)では，深江丸船上でのスロッシング計測の前段階として，光学クライオスタット内部の液体水素を揺動させて．3 次元スロッシング計測を試みた．以下にこれらの概要について説明する．

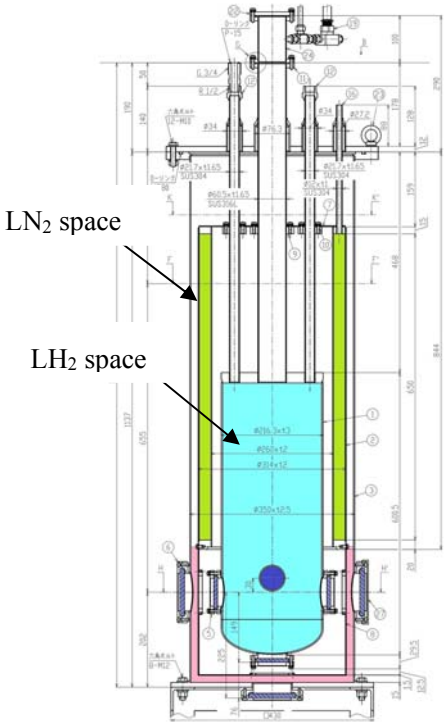


図 4. 8. 1　光学クライオスタットの断面図

４．８．２　実験装置と実験方法

(1) クライオスタット

図 4.8.1 に新たに製作した光学クライオスタットの断面図を，また図 4.8.2 に同クライオスタットの写真を示す．クライオスタットの全長は約 1300 mm，外径は約 470 mm である．このクライオスタットは SUS304 製であり，主に断熱真空槽，液体窒素槽（15 L），LH_2 槽（20 L）で構成されている．最も大きな特徴は，前後左右および底に光学観測窓（有効径 60 mm）があり，LH_2 槽の内部を直接観測できることである．また，クライオスタットの上部には MgB_2 液面センサーを装着できる複数のポートがあることも特徴のひとつである．これらの MgB_2 液面センサーの出力と LH_2 液面の画像を比べることにより，液面検知特性を調べることができる．

図 4.8.2　光学クライオスタットの写真

(2) MgB_2 液面センサー

本研究で用いた MgB_2 線材は直径 0.32 mm，Powder-in-tube 法ベースの In-situ 法で作製し，焼成温度 873.15 K（焼成時間 1 h），添加物として SiC を 10% 添加したものである．シース材には，これまでの研究で常伝導状態での電気抵抗値が最も大きかった CuNi（7:3）を使用している．また，外部ヒーターとして線径 0.2 mm のマンガニン線を 2 mm 間隔で螺旋状に巻き付けている．

本研究では，新たに全長 500 mm MgB_2 液面センサーを 5 本作製するために，同じ作製条件下で，新たに 1.7 m の MgB_2 線材を 3 本作製し，それぞれ同じ条件で熱処理を行った．3 本の MgB_2 線材をそれぞれ A、B、C と名付け，それぞれ線材の両端 10 cm を取り除いた．これは，PIT 法で線材を作製しているため，線材の両端は MgB_2 の充填率が低い可能性があるためである．そして，全長 500 mm MgB_2 液面センサーを 5 本作製するために，A の線材から 2 本、B の線材から 2 本，C の線材から 1 本切り出した．次に，それぞれの線材に，2 mm 間隔で螺旋状に外部ヒーターであるマンガニン線を巻きつけ，A の線材から切り出して作製したセンサーを A1，A2，B の線材から切り出して作製したセンサーを B1，B2，C の線材から切り出して作製したセンサーを C とした．

(3) 測定システムと測定方法

図 4.8.3 に本研究の測定システム（クライオスタット内部）の概略図を示す．測定システムは主に，光学クライオスタット，MgB_2 液面センサー×5，センサー測定電流用の定電流電源×5，外部ヒーター用定電流電源×5，高速度カメラ（KEYENCE 社製；VW-9000 High-speed microscope），データロガー（KEYENCE 社製；NR-600）で構成されている．さらに，データロガーと高速度カメラは同期されている．

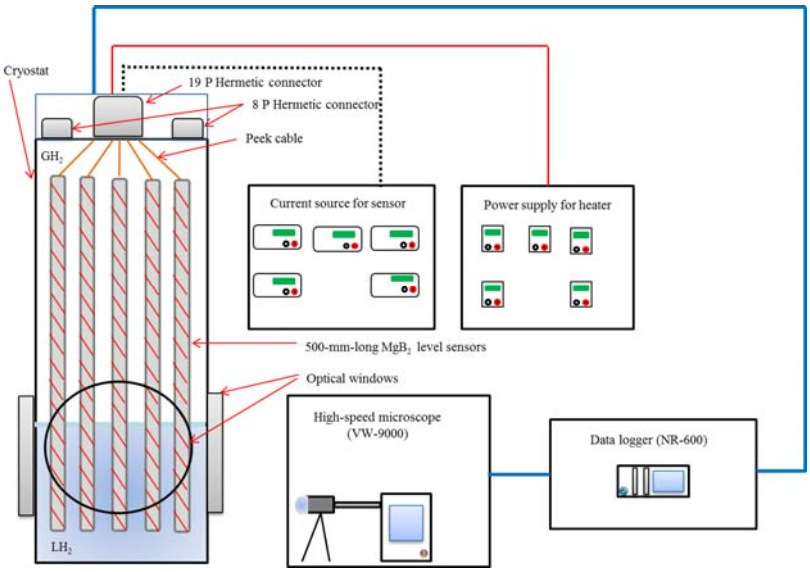


図 4. 8. 3　測定システムの概略図

実験方法について以下に述べる．始めに液面センサーの個体差性能評価を行うために，5 本同時に静的液面検知特性を調べた．まず，5 本の液面センサーに測定電流を 10 mA 流し，大気圧下（1 atm）で，ヒーター入力値が 3 W，6 W，9 W の時に液面が 500 mm から 0 mm になるまで，各液面位置での電圧をデータロガーで記録した．また，各液面位置において，測定電流を反転させてその両方の値を記録している．なお，再現性を見るために，各ヒーター入力値に対して，2 回計測を行った．

次に，液面センサーが示す液面位置と実際の液面位置の比較実験として，中央プローブの 3 本の液面センサー（A2，B1，B2）に測定電流を 10 mA 流し，大気圧下（1 atm）で，ヒーター入力値が 6 W の時に，LH_2 タンクから気体水素または LH_2 を追加で移送し，強制的に液面を揺動させて，液面揺動時に 3 本のセンサーの出力電圧と高速度カメラによる液面位置を記録した．なお，高速度カメラとデータロガーは同期されており，エンドトリガーを使用することで同期を取っている．また，データロガーのサンプリング周期は 10 ms，高速度カメラのフレームレートは 125 fps とした．

続いて, 5 本の液面センサーによるスロッシング計測として, 5 本のセンサーに測定電流 10 mA 流し，ヒーター入力値 6 W と 9 W の時に LH_2 タンクから気体水素または LH_2 を追加で移送し，強制的に液面を揺動させて，5 本のセンサーの出力電圧を同時に記録した．また，データロガーのサンプリング周期は 10 ms とした．なお，このとき X，Y，Z 方向の液面揺動（3 次元液面揺動）を観測できるようにした．

４．８．３　実験結果と考察

(1) 個体差性能評価

得られた個体差性能評価試験結果の概要を以下に述べる. 液面較正試験を兼ねて行った個体差性能評価試験結果の一例として，ヒーター入力値 6 W における各センサーの静的液面検知特性を図 4.8.4 に示す．センサーの直線性を示す直線近似の相関係数においては，5 本のセンサー全てにおいて，ヒーター入力値 3 W から 9 W の範囲で 0.999 以上であり，良好な結果を得た．また，有効液面検知長さの割合とヒーター入力値の関係では，センサーA1 とセンサーA2 の結果が最大で，約 1%程度の違いがあった．

これは，フルスケールに対して，約 5 mm の誤差であった．液面位置が 0 mm における出力電圧より，センサーA1 の出力電圧が他のセンサーに比べて約 0.6 mV 程度大きかった．これは，このセンサーの単位長さ当たりの出力電圧がどのセンサーにおいても平均約 0.06 mV/mm であるので，センサー長に換算すると約 10 mm 程度のずれであった．これは，フルスケールに対して，約 2 % 程度の誤差である．今回，作製した 5 本のセンサーの性能評価試験において，性能のばらつきとしては，センサーA1 の 2%の誤差が最大であった．

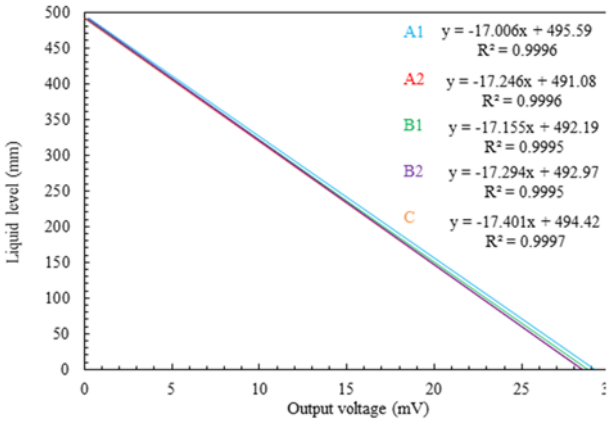


図 4. 8. 4　ヒーター入力値 6W における各センサーの静的液面検知特性

以上より，5 本のセンサーのうち 4 本に関しては，ばらつきが小さかったことから，このセンサーの量産は可能であり，MgB_2 液面センサーは再現性の良いセンサーであることを明らかにすることができた．

（2）動的液面検知特性

図 4.8.5 に液面揺動時に液面センサーの出力電圧から求めた液面位置と高速度カメラによる実際の液面位置との比較結果の一例を示す．データロガーと同期可能な高速度カメラを用いて，液面揺動時において，液面センサーが示す液面位置と実際の液面位置との比較を行った結果，ヒーター入力値 6 W において，液面位置の最大のずれは約 4 mm（フルスケールの約 0.8%）であり，波の最大振幅の位置の時間のずれは約 0.06 秒であった．また，今回実験の都合上，光学クライオスタットを物理的に揺らすことができず，液面を揺動させるために，LH_2 タンクからタンク内部の温かい気体水素を入れて液面を変化させたため，光学クライオスタットの LH_2 槽の温度が上昇し，気相部にあるセンサーの抵抗値が増加したため，実際の液面位置より低い値を示したものであると考えられる．今回のような特殊な条件下において，センサーの測定誤差は，液面位置の差で最大約 4 mm であり，波の最大振幅の位置での時間のずれが最大で約 0.06 秒であったことから，このセンサーの動的液面検知特性は良いと言える．

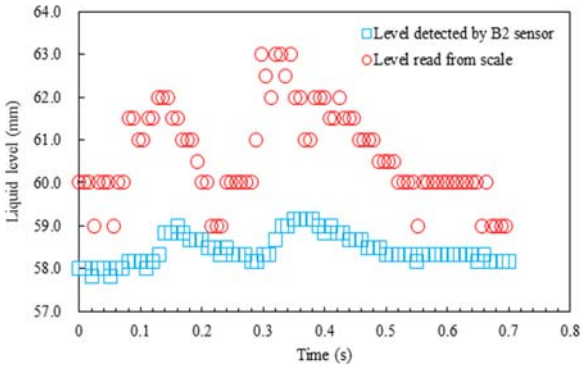


図 4. 8. 5　センサーB2 より求めた液面位置と実際の液面位置の比較

（3）5 本の液面センサーによるスロッシング計測

本研究で用いた外部加熱型 MgB_2 液面センサーは上で述べたように，液面揺動下においても正確に液面位置を示すことが明らかになった．そこで，液面センサー5 本による液面同時計測を行った．なお，本実験においては，光学クライオスタットの LH_2 槽の液面揺動を X，Y，Z 方向すべてにおいて検知できるようにした．図 4.8.6 に示すのは，ヒーター入力値 6 W における LH_2 を充填している際の 30 秒間

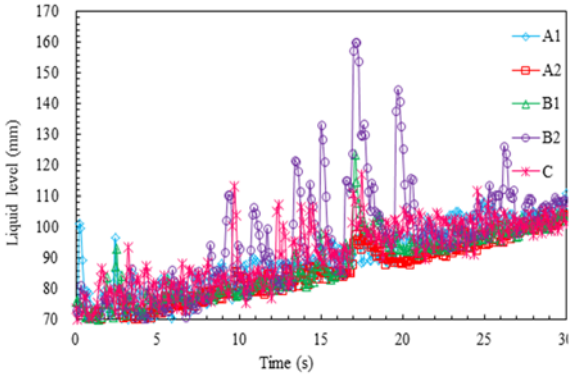


図 4. 8. 6　ヒーター入力値 6W における各センサーが示した液面揺動（液充填中）

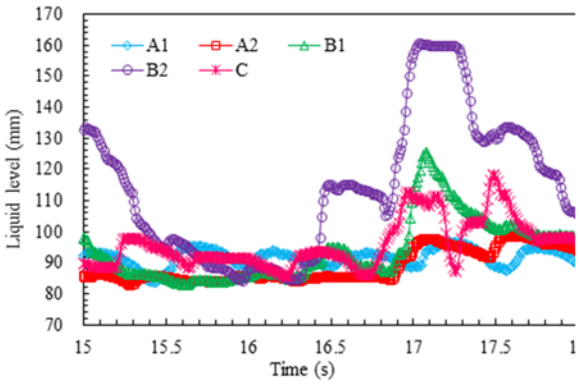


図 4. 8. 7　ヒーター入力値 6W における各センサーが示した液面揺動（液充填中、15-18 s）

の液面揺動の様子である．この図は 30 秒間の液面揺動の様子を見やすくするために，データは間引いており，0.1 秒ごとのデータとなっている．図 4.8.6 より，液面位置は約 70 mm から約 100 mm までほぼ直線的に上昇していることが分かる．液面上昇時において，センサーB2 が示すように，大きな波が観測されており，センサーB2 では最大液面位置約 160 mm の波を検知していることが分かる．さらに，液面揺動を詳細に見るために，図 4.8.6 に示した 30 秒間のデータを 3 秒毎のデータに分割し，データの表示を 0.1 秒から 0.01 秒にしたもので，液面が大きく揺動した 15 秒から 18 秒のデータが図 4.8.7 である．この図が示すように，大きな波と共に，小さな波も検知していることがわかる．これは，ヒーター入力値 9 W においても同様の傾向を示した．

よって，5 本のセンサーで液面を同時に計測することによって，X，Y，Z 方向すべての液面揺動を計測することに成功した．

４．８．４　まとめ

液体水素輸送技術に関する基礎研究として，外部加熱型超伝導 MgB_2 液面センサーを用いた LH_2 スロッシング計測を行った．本年度の主な結果をまとめると次のようになる．

データロガーと同期可能な高速度カメラを用いて，液面揺動時において，液面センサーが示す液面位置と実際の液面位置の比較を行った結果，ヒーター入力値 6 W において，液面位置の最大のずれは約 4 mm（フルスケールの約 0.8%）であり，波の最大振幅の位置の時間のずれは約 0.06 秒であったことから，このセンサーの動的液面検知特性が良いことが明らかになった．

LH_2 タンクから光学クライオスタットの LH_2 槽に LH_2 を充填する際、液面は大きく揺動した．その際，5 本の液面センサーで液面が約 70 mm から約 100 mm に上昇するまでの 30 秒間において X，Y，Z 方向全ての液面揺動を測定することに成功した．

以上より，本研究で開発した外部加熱型超伝導 MgB_2 液面センサーを用いて，今までになかった新手法による LH_2 タンク内部のスロッシング計測への適用が可能であることを明らかにした．このことから，安全な LH_2 海上輸送を目指した本船でのスロッシング計測へ応用できることがわかった．

今後の課題としては，深江丸船上で，LH_2 実験システムを構築し，航海中において，液面・温度・圧力・加速度および船速・気象条件を同時に計測する予定である．

参考文献

(1) WE-NET（World Energy Network; 水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術研究開発）成果報告書（1998）

(2) M. Takeda, Y. Matsuno, I. Kodama, H. Kumakura, and C. Kazama: Application of MgB_2 Wire to Liquid Hydrogen Level Sensor — External-Heating-Type MgB_2 Level Sensor, *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol.19 (2009) pp.764-767.

(3) C. Haberstroh, and G. Zick: A Superconductive MgB_2 Level Sensor for Liquid Hydrogen, *Adv. Cryo. Eng*., Vol. 51A (2006) pp.679-684.

(4) C. Haberstroh, G. Dehn, and D Kirsten: Liquid Hydrogen Level Sensors Based on MgB_2, in *Proc. 21st Int. Cryo. Eng. Conf. / Int. Cryo. Mat. Conf. 2006*, Prague (2007) pp.357-360.

(5) K. Kajikawa, K. Tomachi, N. Maema, M. Matsuo, S. Sato, K. Funaki, H.Kumakura, K. Tanaka, M. Okada, K. Nakamichi, Y. Kihara, T. Kamiya, and I. Aoki: Fundamental investigation of a superconducting level sensor for liquid hydrogen with MgB_2 wire, *J. Phys*.: *Conf. Ser*. 97 (2008) 012140.

(6) K. Kajikawa, K. Tomachi, K. Tanaka, K. Funaki, T. Kamiya, M. Okada, and H. Kumakura: Numerical simulation of a superconducting level sensor for liquid hydrogen with MgB_2 wire, in *Proc. 22nd Int. Cryo. Eng. Conf. / Int. Cryo. Mat. Conf. 2008*, Seoul (2009) pp.425-430.

(7) M.Takeda, S. Yagi, Y. Matsuno, I. Kodama, S. Fujikawa, H. Kumakura, and T. Kuroda: Liquid Hydrogen Experiment Facility with System Enabling Observation under Horizontal Vibration, *Adv. Cryo. Eng.*, Vol.55 (2010) pp. 311-318.

(8) M.Takeda, K. Maekawa, H. Nara, Y. Matsuno, S. Fujikawa, H. Kumakura, and T. Kuroda: Fundamental study on sloshing of liquid hydrogen, in *Proc. 85th Meet. Cryo. Supercond. Soc. Jpn*. (2011) p.44, in Japanese.

(9) M. Takeda, S. Fujikawa, Y. Matsuno, K. Maekawa, T. Kuroda and H. Kumakura: Synchronous measurements of liquid level, temperature and pressure inside a 2000 liter liquid hydrogen tank during a track transportations, in *Proc. ICEC24-ICMC 2012* (2013) pp. 311-314.

(10) M. Takeda, H. Nara, K. Maekawa, S. Fujikawa, Y. Matsuno, T. Kuroda and H. Kumakura: Simulation of liquid level, temperature and pressure inside a 2000 liter liquid hydrogen tank during truck transportation, in *Proc. of ICEC25-ICMC 2014* (2015), in print.

５．まとめ

本事業は，船舶のCO2排出削減を目的として，“コンカレントマリンエンジニアリング（Concurrent Marine Engineering 略称CME）”という新しい設計概念のもとに平成24年度にスタートした研究である．具体的には，アンケートによって機関室を構成する機器類の間の相互依存性を定量的に評価することにより，業種や企業を越えてコンカレントに設計・開発を進めるための調査研究，およびCMEの実現に向けて機械工学，電気工学，極低温工学に基盤をおいた多くの研究テーマから構成されている．

本年度は3年計画の最終年度ということで，報告書冒頭においてCMEの実現に向けてより具体的なデータを提供するために，とくに影響が大きいと思われる対象機関・機器・部品類，その他CMEの対象となる事象をピックアップして紹介した．さらに今後CMEを実現するために、現段階における３つの戦略を提示できる段階まで成果を挙げることができた．

CMEに関する具体的な研究については，機械工学，電気工学，材料，極低温工学を専門とする研究者が8つのテーマを設定し，着実に成果を挙げた．３年間の研究の結果，各個別の研究テーマにおいて，CMEの実現の原動力となる具体的な成果が得られている．本事業で得られた成果はそれぞれ専門の学会でも報告され，また関連分野の技術者に対して有益な情報を提供していることより，船舶のCO_2 排出削減を目的として，「エンジンの効率性」及び「低環境負荷」を同時に実現するために必要な機関室の設計概念の調査研究を実施することができた．

本事業「CME による高付加価値機関室の設計に関する調査研究」は，本年度をもって一応完了するが，CME を実現するため，今後も事業に関わった調査研究メンバーは継続的な努力を実施していく．