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26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)

 目的 事業計画の概要 "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 1 はじめに 2 アンケート結果の分析 3 むすび 	
 2.事業計画の概要 3. "コンカレントマリンエンジニアリング"の実施に向けた調査 3. 1 はじめに 3. 2 アンケート結果の分析 3. 3 むすび 	1
 3. "コンカレントマリンエンジニアリング"の実施に向けた調査 3. 1 はじめに 3. 2 アンケート結果の分析 3. 3 むすび 	2
3. 1 はじめに ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	З
3. 2 アンケート結果の分析 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	З
3.3 むすび ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	З
	7
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 ・・・・・・・・	8
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 ・・・	8
4. 1. 1 はじめに ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	8
4. 1. 2 せん断荷重に対する等価モデルを設定 ・・・・・・・・・・・・・	8
4.1.3 フランジ軸継手の全体モデルの作成 ・・・・・・・・・・・・・・	9
4. 1. 4 解析方法と解析条件 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	9
4. 1. 5 せん断荷重分担率 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	0
4. 1. 6 リーマボルトに発生する曲げ応力 ・・・・・・・・・・・・・・ 1	0
4. 1. 7 接触面摩擦係数の影響 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	1
4. 1. 8 軸トルクの影響 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	1
4. 1. 9 リーマボルトの初期軸応力の影響 ・・・・・・・・・・・・・・ 1	2
4. 1. 10 まとめ ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	З
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 1	4
4. 2. 1 はじめに ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	4
4.2.2 本体側はめあいねじ部の有限要素モデル ・・・・・・・・・・・ 1	4
4. 2. 3 ねじ谷底に発生する応力集中 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	5
4. 2. 4 接触面の面圧分布 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	7
4.2.5 ねじ谷底に発生する応力振幅 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1	7
$4. 2. 6 \pm 200 + 100 \pm 1000 \pm 10000 \pm 10000 \pm 10000 \pm 10000 \pm 10000 \pm 10000 \pm 100000000$	9
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・・2	0
4. 3. 1 はじめに ····································	0
4.3.2 高熱流束ニ相閉ループサーモサイフォンの熱輸送特性実験・・・・・2	1
4 3 3 教輸送特性に及ぼす封入量の影響 ・・・・・・・・・・・・・・・ 2	4
	5
4. 3. 5 ± 2 ± 2 2 2	_
4.4 船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	7

目 次

に関す	する研究 ・・・					•••		29
4.4.1	緒言 ・・・・					• • •	• • •	29
4.4.2	実験装置および	が方法・				• • •		29
4.4.3	結果および考察	ξ				• • •		31
4.4.4	結言・・・・							38
4.5 最新/	パワーエレクトロ	コニクス技術	析の応用によ	る機関室電気	シスラ	FЬ		
の効率	率改善・・・・							4 0
4.5.1	はじめに ・・							4 0
4.5.2	回路構成と動作	₣原理 ・						4 0
4.5.3	実験結果と評価	6						43
4.5.4	総括・・・・							43
4.6 安全な	な機関室のための)画像認識推	支術の開発					46
4.6.1	緒言・・・・					• • •		46
4.6.2	太陽光・ディー	-ゼルハイこ	ブリッド発電	システムの制	御・	• • •		46
4.6.3	太陽光発電電力	」変動の予測	則方法・・			• • •		47
4.6.4	シミュレーショ	レ ン に よ る 有	有効性の検討	+ • • • • •		• • •		48
4.6.5	ディーゼル発電	『機の燃料》	肖費量の検討	+ • • • • •		• • •		49
4.6.6	結言・・・・							50
4.7 新材料	料を利用した機関	国室における	る熱回収に関	する研究・				51
4.7.1	はじめに ・・							51
4.7.2	熱電変換材料と	:してのデ	ラフォサイト	·型酸化物 ·				52
4.7.3	試料の合成方法	と物性評価	西方法 ・・					53
4.7.4	実験結果と考察	ξ						53
4.7.5	まとめ ・・・							55
4.8 液体2	水素輸送技術に関	する基礎の	研究 ・・・					56
4.8.1	はじめに ・・							56
4.8.2	実験装置と実験	ううしょう うちょう うちょう うちょう しんしょう しんしゅう たんしゅう しんしゅう しんしゅ しんしゅ						57
4.8.3	実験結果と考察	ξ						59
4.8.4	まとめ ・・・							60
5. まとめ ・								62
-								

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2年目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CO2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CO2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、CO2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 CO2 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 CO2 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分析

3.1 はじめに

昨年度実施したアンケートには18の企業・研究機関等から回答があり、その結果はエクセルシート の形ですでに報告済みである.本年度は、コンカレントマリンエンジニアリングの対象となる機関、機 器および部品類を抽出するための基礎データの提供を目的として、アンケート結果の分析を実施した.

3.2 アンケート結果の分析

アンケートの分析において、「非常に関係が深い」、「関係が深い」の判断は、<影響係数=3>の回答数に基づいている. 結果は回答数の多い順にまとめており、括弧[]内の数字は回答数を示している. なお、「非常に関係が深い」と「関係が深い」を区別する基準については、各設問に対する回答数を考慮している.

(1) ディーゼル主機関(主要機器1)

(1-1) ディーゼル主機関と関連の深い主要機器との関係

・プロペラ・軸系との関係については、「相互の影響がかなり(非常に)大きい」という回答([3])が ほとんどであった.

・主発電機システムとの関係について,選択数は [2]→[1]→[3]の順序であり,「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として、主機のリモコン/ガバナ、機関電子制御装置、および燃料油、潤滑油、冷却水系統の補機、さらに昨今の環境問題を反映して、SCR/EGR、NOx, Sox 軽減装置が挙げられていた.

(1-2) ディーゼル主機関と本体を構成する機器、付属品、部品等との関係

- ・非常に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 [17] 内部注油器, ガバナ, 燃料噴射弁, ピストンロッド [16]
- ・関連が深い構成機器 コンロッド,電子制御関係ポンプ類 [15] 排気ガスタービン,燃料油の性状,潤滑油の性状 [14] 補助ブロアー,空気冷却器 [13]
- ・その他,追加で回答があった関連の深い機器
 燃料供給ポンプ [3],燃料循環ポンプ [3]

(1-3)本体を構成する機器,付属品,部品等の相互の関係

 ・非常に相互に関係が深い機器、付属品、部品等 燃料油の性状-燃料油清浄機 [15] シリンダライアン-内部注油器 [15] 潤滑油の性状-内部注油器 [13] ピストンリングーピストン [13] ピストンリングーシリンダライナ [13] ピストンリングー内部注油器 [13] 潤滑油の性状ー潤滑油清浄機 [12] 燃料油の性状-ストレーナ [11] ・相互に関係が深い機器、付属品、部品等 燃料油の性状-シリンダライナ [10] 潤滑油の性状ー軸受材料 [10] ピストンー内部注油器 [10] 燃料油の性状ーピストンリング [9] 潤滑油の性状-ストレーナ [9] ガバナー遠隔操縦装置 [9] 潤滑油の性状-シリンダライナ [8] ピストンーシリンダライナ [8] 排気ガスタービン-補助ブロアー [8] 潤滑油の性状ーピストンリング [7] 清水の性状-清水冷却器 [7] 潤滑油の性状-内部注油器 [7] コンロッドーシリンダライナ [7] ピストンロッドーピストン [7] 空気冷却器-排気ガスタービン [7]

・その他,追加で回答があった関連の深い機器(影響係数=3)
 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

(2) 主発電機システム(主要機器2)

(2-1) 主発電機を構成する主要な機器・装置間の関係

- ・非常に相互に関係が深い主要機器、装置等
 - 主発電機-ディーゼル原動機 [14]
 - 主発電機-配電盤 [13]

配電盤-遮断器 [13]

- 主発電機一遮断器 [11]
- ・相互に関係が深い主要機器、装置等

主発電機一軸継手 [9]

ディーゼル原動機一軸継手 [9]

- ・その他,追加で回答があった関連の深い機器(影響係数=3)
 燃料ーディーゼル原動機,冷却方式(清水 or 海水)ーディーゼル原動機
 制振装置ーディーゼル原動機,制振装置ー可撓官,主発電機ーその冷却装置
 主発電機ー軸受,主発電機ー軸受潤滑油性状,配電盤ーその配置場所
 配電盤ーその冷却装置,ディーゼル原動機ー機関室ファン(冷却用)
- (2-2) 主発電機と電動機の関係
- ・主発電機と誘導電動機の関係

影響係数=3という回答は 6/13 で半分弱であった.

(2-3) 電動機とポンプ等の関係

・誘導電動機とポンプの関係

潤滑油ポンプ[12],冷却清水ポンプ[11],冷却海水ポンプ[11]ともかなり相互に関連が深いという回答であった.

・軸継手との関係 影響係数=3という回答は 7/14 で 50%であった.

(3) 主発電機用ディーゼル原動機(主要機器3)

(3-1) ディーゼル原動機と本体を構成する機器,付属品,部品等との関係

- ・非常に関係が深い主要機器、装置等
- 排気弁 [15] ピストン [15] シリンダライナ [15] ピストンリング [14] ガバナ [15] 軸受材料 [14] 燃料噴射弁 [14] 排気ガスタービン [13] 燃料油の性状 [13] 電子制御関係ポンプ類 [13] 潤滑油の性状 [12] ピストンロッド [11] コンロッド [11] ・関係が深い主要機器,装置等 空気冷却器 [10]

潤滑油ポンプ [10] 遠隔操縦装置 [9] 清水冷却器 [9] 潤滑油冷却器 [9] 潤滑油清浄機 [8] 冷却清水ポンプ [7]

・その他,追加で回答があった関連の深い機器(影響係数=3)
 パワーマネージメント装置,制御空気コンディショナ,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

(3-2) ディーゼル原動機を構成する機器,付属品,部品等の相互の関係

本項目は(1-3)と趣旨は同じであるが、回答数がやや少ない.

- ・非常に相互に関係が深い機器、付属品、部品等
 - 燃料油の性状-燃料油清浄機 [12]
 - ピストンリングーピストン [11]
 - ピストンリングーシリンダライナ [11]
 - 潤滑油の性状ー潤滑油清浄機 [10]
- 燃料油の性状-ストレーナ [10]
- ・相互に関係が深い機器、付属品、部品等
- 潤滑油の性状-ストレーナ [9]
- 潤滑油の性状-軸受材料 [9]
- 燃料油の性状-シリンダライナ [8]
- 潤滑油の性状-シリンダライナ [8]
- ピストンーシリンダライナ [8]
- ガバナー遠隔操縦装置 [8]
- 排気ガスタービン-空気冷却器 [8]
- 燃料油の性状-ピストンリング [6]
- ピストンロッドーピストン [6]
- 潤滑油ポンプー潤滑油冷却器
- ・その他,追加で回答があった関連の深い機器(影響係数=3)
 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
 3

(4) プロペラ・軸系(主要機器4)

(4-1) プロペラ・軸系を構成する主要機器・部品間等の相互の影響

- ・非常に相互に関係が深い機器、付属品、部品等
- 中間軸-中間軸受 [14]
- プロペラープロペラ軸 [13]
- プロペラ軸-船尾管軸受 [13]
- プロペラ軸-中間軸 [12]
- 中間軸受一軸受材料 [11]
- 船尾管軸受一軸受材料 [11]
- プロペラ軸-軸継手 [10]
- 中間軸-軸継手 [10]
- ・相互に関係が深い機器、付属品、部品等
 - プロペラー船尾管軸受 [9]
 - プロペラー中間軸受 [8]
 - プロペラ軸-中間軸受 [8]
 - プロペラ軸-軸受材料 [8]
 - プロペラー中間軸 [7]
 - 中間軸一軸受材料 [7]
- ・その他,追加で回答があった関連の深い機器(影響係数=3)
 船尾管シール装置-プロペラ軸,船尾管シール装置-船尾管軸受,中間軸-主機クランク軸
 プロペラ軸-船尾管オイルシール,プロペラ軸-アース装置,プロペラ軸-船尾管軸封装置
 船尾管軸受-船尾シール装置,全軸受-潤滑油性状,各軸受-分散荷重
 軸受継手フランジ-フランジの平行度,軸継手ボルト-締め付けトルク,軸継手ボルト-その材質
 プロペラーその材質,プロペラーその表面粗度,プロペラー形状精度
 プロペラー翼の重量バランス

(5) その他

(5-1) アンケートで依頼した以外の項目以外で相互に関連が深い機器類 冷却清水 pH 添加剤ー非鉄金属(クーラチューブ),空気圧縮機-空気槽,主機関-SCR 主機関-EGR,主機カムローラーーその材質,主機軸受-その材質と形状 主機排気弁座,シートーその材質

3.3 むすび

本年度は CME を実施する上で対象となりうる機器について,前年度実施したアンケート結果に基づい て分析した.影響係数の高い機械・機器類の組み合わせについては、マリンエンジニアリング分野の技 術者にとって当然と思われるものから、これまで見逃していた組み合わせもあると思われる.実現性、 実施した時の効果等を考慮して、さらに対象となる機械・機器類の選定を進めたい.

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、フランジ形軸継手の基本的な力学特性の解明を目的として、2枚の厚板を1本のリーマボル トで締結した直方体形状の解析モデルを用いて、継手がせん断荷重を受けた時の基本的な力学挙動を明 らかにした.そこでは、継手に作用するせん断荷重がリーマボルトのボルト軸部と接触面の摩擦力で受 け持つ割合を"せん断荷重分担率"と定義し、リーマボルトに作用する曲げ応力との関係を含めて明ら かにした.さらに、解析結果に基づいて実際のプロペラ軸系で発生しているリーマボルトの疲労破壊の メカニズムを明らかにした.

本年度は、フランジ形軸継手を実機に近い形状でモデル化して解析を実施した. 軸継手が n 本のリー マボルトで締結されている場合、周期対称モデルの考え方を導入すると、フランジ全体の 1/n をモデル 化すればよい. 一方、軸力のばらつき等の影響を考慮するためにはフランジ全体をモデル化しなければ ならない. しかしながら、軸継手全体をモデル化すると、解析モデルの自由度が大きくなるために計算 効率が悪くなる. また、複雑な接触問題であるために収束しない可能性がある. そこで、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る.

4. 1. 2 せん断荷重に対する等価モデルを設定

一般的なフランジ形軸継手は、2枚のフランジ と、複数本のリーマボルト・ナットの組み合わせ で構成される.このようなボルト締結体の有限要 素解析では、ボルトのはめあいねじ部の複雑な構 造が解析効率低下の大きな原因となる.一方、本 研究の対象はボルト軸部に作用するせん断応力、 接触界面に生じる摩擦力であるため、ねじ部の応 力解析は必ずしも重要ではない.

そこで図 4.1.1 に示したように, ボルトのはめ あいねじ部をボルト頭部と類似の形状を有する モデルに置き換え, ボルト・ナットを接触面を持



たない単一の弾性体に置き換える.図4.1.2は、ボルト・ナットの等価モデルの高さを決定するために用いた"周期対称モデル"である.ボルトの呼びは M16 である.円柱の高さ Hthを種々変化させた結果、呼び径 dの 0.31 倍とすると、はめあいねじ部をモデル化した場合とほぼ同じ解析結果が得られる.

4.1.3 フランジ軸継手の全体モデルの作成

図 4.1.3 は,以上の点を考慮して作成したフランジ形軸継 手の全体モデルである.要素数は 195200,節点数は 222680 であり,2枚のフランジとはめあいねじ部を簡略化した8本 のリーマボルト・ナットモデルから構成されている.作成に あたって〈JIS B 1451 フランジ形軸継手〉と〈JEM 1295 リーマボルト〉を参照した.各部の寸法は、フランジ厚さ: 24mm、フランジ外径:224mm、フランジ軸部内直径:48mm、 リーマボルト:M16 である.なお、解析モデルはすべて線 形弾性体と仮定し、ヤング率とポアソン比は 200GPa, 0.3 とした.



図 4.1.2 周期対称モデル



図 4.1.3 フランジ形固定軸継手(全体モデル)

4.1.4 解析方法と解析条件

解析は以下の2ステップで構成する.

ステップ1:リーマボルト・ナットでフランジを締め付ける. ステップ2:フランジにトルクを与える.

図 4.1.4 に境界条件を示す.フランジ右端部を全ての方向につい て拘束する.ボルト頭部とフランジの接触面に不整量を与えるこ とにより,各リーマボルトに軸力を発生させる.つぎに,フラン ジ左端部内側の節点に円周方向の力を与えることにより,トルク を発生させる.その結果,継手左側に動力軸,右側に被動軸が装 着された場合に対応させる.

つづいて初期軸力,負荷トルク等の値を設定する. (JIS B 1451



図 4.1.4 境界条件

フランジ形軸継手〉によると、対象としたフランジ形軸継手の最大トルクは 980Nm、リーマボルトの許容 せん断応力は 20MPa である. その点を考慮し、本章の解析における標準条件は、ボルト軸部のはめあい ±0µm、ボルト初期軸力 100MPa、接触面摩擦係数 0.2 とする. トルクについては、負荷した全トルクを ボルト軸部のせん断力で受け持つと仮定した場合のボルト軸部平均せん断応力が 20MPa となるように設 定する. 標準条件に対して、ボルト軸部のはめあい、ボルト初期軸応力、接触面摩擦係数、負荷トルク がせん断荷重分担率、ボルト軸部の曲げ応力分布に与える影響を評価するため、各因子を次のように変 化させる.

はめあい -20µm~+20µm (5µm 刻み)

ボルト初期軸応力 σ=100MPa, 200MPa, 300MPa

接触面摩擦係数 µ=0.1, 0.2, 0.3

ボルト軸部平均せん断応力 τ=10MPa, 20MPa, 30MPa, 40MPa 標準条件:はめあい±0μm,初期軸応力100MPa,摩擦係数0.2,平均せん断応力20MPa

4.1.5 せん断荷重分担率

せん断荷重分担率の定義は昨年度の報告書に示 しているので省略する.周期対称モデルによる解析 結果とボルト・ナットの等価モデルを用いたフラン ジ形軸継手のリーマボルトにおけるせん断荷重分 担率は,数値誤差の範囲で一致した.図4.1.5は全 体モデルの用いて求めたせん断荷重分担率の解析 結果である.

4.1.6 リーマボルトに発生する曲げ応力

フランジ形軸継手を締結しているリーマボルト は,継手が伝達するトルクにより曲げ荷重を受ける. 回転方向に対して.ボルト軸部の左右の表面に発生 する軸方向応力の差を 2 で除した値を曲げ応力と



図 4.1.5 せん断荷重分担率 (全体モデル)

する. 図 4.1.6(a),(b),(c)は, はめあいが-15,0,15μm の場合の結果を示している. すきまばめからしまり ばめに変化するにしたがって曲げ応力が大きくなっている. とくにフランジ界面近傍でその傾向が顕著 に表れている. すきまばめからしまりばめに移行するにしたがって, フランジとリーマボルトで構成さ





れる締結部の剛性が高くなることが原因と考えられる.

4. 1. 7 接触面摩擦係数の影響

接触面の摩擦係数が大きくなると、界面における 相対すべりが発生しにくくなるために継手全体の剛 性が高くなる.本節では、摩擦係数がせん断荷重分 担率とボルトに発生する曲げ応力に及ぼす影響を評 価する.摩擦係数以外の因子は 4.1.4 で設定した標 準条件とする.図 4.1.7 は、摩擦係数が変化すると、 せん断荷重をリーマ部で持つ割合 R_{rm} と摩擦で持つ 割合 R_{μ} がどのように変化するか示している.当然の ことながら、摩擦係数が大きくなると R_{μ} の割合が増 加している.



図 4.1.7 せん断荷重分担率(摩擦係数の影響)

ボルトに発生する曲げ応力に対する摩擦係数の影響を図 4.1.8(a),(b),(c)に示す. それぞれ µ=0.1, 0.2, 0.3 の結果である. フランジ界面に対してほぼ対称に曲げ応力が発生しており,予想された結果であるが 摩擦係数が小さいほど曲げ応力の絶対値が大きくなっている. このことは,摩擦係数の増加に伴って継 手全体の剛性が上昇したことによると考えられる. フランジ形軸継手において,接触面の摩擦係数を人 為的に大きくすることは必ずしも容易ではないが,リーマボルトに発生する曲げ応力を低く抑えるとい う観点からは有効である.





4.1.8 軸トルク(ボルト平均せん断応力)の影響

軸の伝達トルクが大きくなると、継手を締結している リーマボルトに作用するせん断荷重は比例的に大きくな る.軸トルクの大きさは、1本のリーマボルトの軸部に 作用するせん断応力の大きさで評価する.ここでは JIS の考え方を参照して $\tau = 20$ MPa を標準としている.図 4.1.9 は、せん断応力が変化すると、せん断荷重をリーマ 部で持つ割合 R_{rm} と摩擦で持つ割合 R_{μ} がどのように変化 するか示している.せん断応力が増加、すなわち大きな



図 4.1.9 せん断荷重分担率(トルクの影響)

トルクが作用すると、リーマ部で持つ割合 R_{rm} が増加していることがわかる.本研究で設定した解析条件では、 τ の大きさが 30MPa 付近で R_{rm} と R_{u} がほぼ等しくなっている.

図 4.1.10(a),(b),(c)は、ボルトに発生する曲げ応力に対するせん断応力τの影響を示している. それぞ れτ=20, 30, 40MPa の場合の結果である. せん断応力の増加に伴って、急激にフランジ界面に発生する 曲げ応力が増加している. 曲げ応力の値を押さえるためには、次節で扱うボルト軸応力の値を高く設定 しなければならない.



図 4.1.10 リーマボルトの曲げ応力(トルクの影響)

4.1.9 リーマボルトの初期軸応力の影響

本研究で設定したリーマボルトの標準軸応 力は 100MPa であり, 軸継手のリーマボルト としては低めの値となっている. そこで, 軸応 力を 200MPa, 300MPa と変化させて場合の挙 動を解析した. 図 4.1.11 はせん断荷重分担率に 対するボルト軸応力の影響を示している. 軸応 力が 200MPa 以上になると, せん断荷重はす べて接触面の摩擦力で受け持っていることが わかる.

ボルトの初期軸応力の影響は、ボルトに発生 する曲げ応力にも顕著に表れている. 図 4.1.12(a),(b),(c)は、ボルトの初期軸応力を100, 200, 300MPa と変化させた場合の曲げ応力の 解析結果を示している. 図 4.1.11の結果に対応



して,200MPa 以上になるとフランジ界面に特徴的な応力分布が発生しなくなっている.このことは, リーマボルトの締め付け力を高めに設定することがフランジ形軸継手の強度向上に有効であることを示 唆している.すなわち,発生する曲げ応力の大きさは,ボルトに作用するせん断力(軸トルク)とボル トの初期軸応力の関係で決まるといえる.いいかえれば,設計上可能であればリーマボルトの軸力は高 めに設定することが望ましい.このことは,ボルト締結体の疲労強度向上を目的とする場合,初期軸力 を高くすると,外力を受けた時のボルトの軸力増加が小さくなるという考え方と合致している.



4. 1. 10 まとめ

本年度はフランジ形軸継手の力学挙動について,継手全体をモデル化して解析するために,ボルト・ ナットのはめあいねじ部をせん断荷重に対して等価な剛性を持つ簡単な単一弾性体に置き換えて解析を 実施した.以下に得られた結果をまとめている.

(1) ボルト・ナットのはめあいねじ部をせん断荷重に対して等価な剛性を有する円柱形状に置き換える 場合,円柱の高さは呼び径の約 0.31 倍となる.

(2) 簡易モデルを用いて求めたせん断荷重分担率は、はめあいねじ部の形状を考慮した周期軸対称モデルによる解析結果と数値誤差の範囲で一致する.

(3) リーマボルトのせん断荷重分担率と曲げ応力に対する接触面摩擦係数,軸トルク,ボルトの初期軸 応力の大きさの影響を体系的に明らかにした.その結果,曲げ応力を低く抑えるためには,リーマボル トの初期軸応力を高めに設定し.可能であれば接触面摩擦係数も高めとすることが望ましいといえる.

次年度は、実際の軸継手の組立、締め付け作業で不可避である「ボルト軸力のばらつき」および偏心、 偏角、エンドプレイなど2軸間の「ミスアライメント」の影響を定量的に明らかにする予定である.

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・ナットであるが,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ことが知られている.例えば,ボルト・ナット締結体の金属疲労 による破断は,ナット座面にもっとも近いボルトの第1ねじ谷底周辺で発生することが多い.一方,本 体側に加工しためねじに対して,植込みボルトあるいは六角ボルトの頭部にトルクを与えて"ねじ込み ボルト"として締め付けた場合,ねじ穴奥のめねじ側谷底から疲労破壊することがあり,同様の事故は 近年でも報告されている.図4.2.1は,通常のボルト・ナット,本体側めねじ,および本体側めねじを有 する代表的な構造物であるディーゼル機関の大端部に発生する疲労破壊パターンを示している.



図 4.2.1 ねじの疲労破壊の発生パターン

本章では、繰り返し外力を受けた時にねじ谷底に発生する応力振幅と締め付け時のねじ谷底の応力集 中に関して、本体側はめあいねじ部に固有の力学特性を有限要素解析により明らかにすることを目的と する.本体側に加工しためねじは、力学的には無限に大きなナットと考えることができる.そのために、 締め付け時に発生するねじ谷底の応力集中、繰り返し外力を受けた時にねじ谷底に沿って発生する応力 振幅の分布パターンは、ボルト・ナット締結体と異なった特性を示すと考えられる.ここでは前年度の 解析と同様、ねじ山のらせん形状を忠実に再現した三次元有限要素モデルを用いる.

4.2.2 本体側はめあいねじ部の有限要素モデル

図 4.2.2(a)は解析モデルの寸法形状を模式的に示している.解析の対象は,1 本のボルトで厚さ 48mm の 中空円筒形状の plate を block に締め付けた締結体とする.ボルトは M16 の並目ねじでピッチ P=2mm, 植込みボルトあるいはねじ込みボルトで締め付けた場合を扱う.外力 W は,ボルト軸中心に対称な環状



図 4.2.2 解析条件の設定とねじ山のらせんを忠実に再現した有限要素モデル

引張り荷重として与える.図 4.2.2(b),(c)は解析に使用した有限要素モデルを示しており,総節点数と総 要素数はそれぞれ 176279, 164144 である.また実際の締結部では,本体側はめあいねじ部の反対側は, 植込みボルトの場合はボルトとナットのはめあいねじ部,ねじ込みボルトの場合はボルト頭部となる. しかしながら,反対側の形状が本体側はめあいねじ部の力学特性に及ぼす影響は小さいと考えられる. そこで,解析効率を考慮して植込みボルト,ねじ込みボルトのいずれの場合についても,六角ボルト頭 部の平均直径を有する円柱としてモデル化する.

締め付け過程については、油圧テンショナ等を使用して直接張力を与える場合とボルト頭部にトルク を与えて締め付ける場合を扱う. ボルト軸応力は 100MPa から 500MPa まで変化させる. ここで、100MPa の場合のボルト軸力 Fb は約 20.1kN である. 応力振幅を計算する場合、初期締め付け状態は直接張力を 与えた場合を対象とする. 外力 W は Fb を基準として、W/Fb = 1/3、2/3、1、4/3、2 と変化させる. ま た、ボルト軸中心から外力 W の着力点までの距離 r_w は 16mm と 64mm の 2 通りとした. 締結部材料は全 て弾性体と仮定し、ヤング率は 200GPa、ポアソン比は 0.3 とする. 接触面の摩擦係数 μ は 0.05、0.10、 0.15、0.2 と変化させる. 標準解析条件は、ボルト軸応力= 100MPa、摩擦係数= 0.15、r_w = 16mm とする.

4.2.3 ねじ谷底に発生する応力集中

図 4.2.3(a),(b)は、ボルト軸力のみが作用した場合のおねじ側とめねじ側のねじ谷底に沿ったミーゼス 応力の分布を示している.おねじ側の応力は第1 ねじ谷底で最大応力が発生している.摩擦係数の影響 は小さい.めねじ側についても block と plate の界面に近い第1 ねじ谷底付近で最大となり、その後ね じ穴の奥に向かって減少し、はめあいねじ部の先端近くでわずかに上昇している.

図 4.2.4(a),(b)は、ねじ込みボルトの締め付けに対応して、軸応力が 100MPa となるようにトルクを与 えて締め付けた時、おねじとめねじの谷底に発生した応力分布を軸力のみが作用した場合と比較したも のである.摩擦係数は 0.15 としている.おねじ側では、ねじりモーメントにより発生したせん断応力の 影響により、トルクを与えた場合の応力の方が全体に高くなっている.一方、めねじ側については逆の



図 4.2.3 おねじとめねじのねじ谷底に沿ったミーゼス応力分布



図 4.2.4 軸力のみを受ける場合とトルクを与えて締め付けた場合の比較

傾向を示している.後者の場合、ミーゼス応力の主成分で ある軸方向応力について、トルクを与えた時の方が低くな ることを確認しており、その影響が応力分布に現れたと考 えられる.

図 4.2.5 は、軸力のみを受けた場合とトルクを与えた場 合について、おねじの谷底に発生する最大応力と摩擦係数 の関係を示している.縦軸はミーゼス応力の最大値をボル ト軸応力で除して正規化した値である.図中にボルト・ナ ット締結体の解析結果も示している.軸力のみを受ける場 合、摩擦係数の増加に伴ってミーゼス応力の最大値はわず かに増加しているが、本体側はめあいねじ部の場合、その 傾向はボルト・ナット締結体に比べてさらに小さい.一方、 トルクを与えた場合の最大応力は、摩擦係数の増加ととも



図 4.2.5 ねじ谷底の応力集中の比較

に 2 次曲線的に増加している.本体側はめあいねじ部とボルト・ナットを比較すると,はめあいねじ部 の応力集中の方が全体に低くなっている.さらに,本体側はめあいねじ部における最大応力は,摩擦係 数が低い領域において,トルクを与えた場合の方が軸力のみを受けた時よりわずかに低くなっている. その原因は,前述の図 4.2.4 (b)の分布特性と同様の理由によると推察される.

4.2.4 接触面の面圧分布

図 4.2.6(a)は、block と plate の界面における面圧の円周方向の変化を示している.面圧に対する摩擦 係数の影響は小さいので 0.15 とした.図中の r はボルト軸中心からの距離、横軸は円周方向の位置を 表している.ここで r=8.75mm はボルト穴に沿った円周上の面圧を示している.また θ = 0 ° は、block と plate の界面に接触しているめねじが完全な 1 ピッチの高さとなっている断面を示しており、 θ = 90 ° ではその下部に 1/4 ピッチのねじ山が追加される.図より、面圧はボルト穴周辺では円周方向にか なり変化しているが、r が大きくなると円周方向の変化はほとんど見られない.図 4.2.6(b)は θ をパラメ ータとして半径方向の面圧分布を示している.接触面圧は、ボルト穴周辺から半径方向に向かって双曲 線状に減少しており、"影響円すい"の角度は約 42 度となっている.



図 4.2.6 被締結体界面の面圧分布

4.2.5 ねじ谷底に発生する応力振幅

図 4.2.7(a)(b)は、外力 W の大きさをパラメータとして、繰り返し外力を受けた場合におねじとめねじ の谷底に沿って発生する応力振幅を示している.ここで、block と plate の界面は部分的に接触してお り、図中のγは接触長さの比であり、外力負荷後の被締結体界面の接触長さを負荷前の接触長さで除し た値である.おねじ側では、外力 W が小さい時は第1 ねじ谷底で応力振幅が最大となっているが、W の 増加に伴って が小さくなると、2 山程度おねじの先端寄りで最大となっている.また、y の値が零に近 づくと急激に応力振幅が大きくなっている.めねじ側における応力振幅の分布パターンはさらに特徴的 である.一番奥のねじ谷底では、おねじ側より高い約 30MPa の最大応力振幅が発生している.図 4.2.8 は、ボルト・ナット締結体が外力を受けた場合、ナット側のねじ谷底に発生した応力振幅を示している. ボルト側に比べて応力振幅はかなり低くなっている.したがって、図 4.2.7 (b)に示した結果は本体側は めあいねじ部に固有の力学特性であり、ねじ穴奥のめねじ側谷底から破壊・破損が発生することがある という実機の疲労破壊現象を裏付けるものである. 図 4.2.9 は、外力の着力点半径 r_w が 64mm の場合の おねじ谷底に沿った応力振幅を示している. $r_w = 16mm$ の場合と比較すると、応力振幅がわずかに小さく なっているが、外力 W の小さい段階から最大応力振幅が第1 ねじ谷底以外で発生している点を除いてほ ぼ同じ傾向を示している.

図 4.2.10(a)(b)は、外力の着力点を r_w = 16mm として、さらに大きな外力 W を与えた結果、界面が完全 に分離した時の応力振幅を示している.おねじとめねじのいずれについても、応力振幅は疲労破壊につ ながるような大きな値となっている.おねじ側では、第1 ねじ谷底で最大値が発生しており、ねじの切 り上げ部の応力振幅も大きい.めねじ側では、ねじ穴の奥に加えて第1 ねじ谷底の値も高くなっている.



図 4.2.7 おねじとめねじの谷底に沿った応力振幅の分布



図 4.2.8 ナットねじ谷底の応力振幅図



図 4.2.9 外力の着力点 (r=64mm) の影響



図 4.2.10 界面が完全分離した場合の応力振幅の分布

4.2.6 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.

次年度は本体側ねじ部の疲労のメカニズムをさらに深く検討し、あわせて実機に近い形状の解析モデルを作成するための手法を検討する予定である.

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)}。

サーモサイフォンは、蒸発部と凝縮部からなり、潜熱輸送を行うもので、小型のものはすでに陸用各技術分 野でも応用されている。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する。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ものであり、未来の高性能高出力船舶機器の環境適合性・安全性を考え る上で、非常に有益な技術となる。Fig.1 は、サーマルマネジメント(TM)の対象の一つである船舶電気推 進装置の電力変換モジュール冷却システムの応用例を示したものである。通常の空冷熱交換器で採用されてい る顕熱冷却より格段にすぐれた特性を有する沸騰冷却方式の一つであるサーモサイフォン熱交換器である。

本研究では、Table 1 に示す実験計画に基づき、喫水以下の船体を放熱面とすることにより、船内に冷却用海水を取り込むことなく船舶搭載の各種機器が冷却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製作し、封入水量および熱入力を変化させて熱輸送特性評価実験を行った。



Fig.1 応用例

年月		25年							26年	-				
項目	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
実験計画・発注						装置 ▶ 消	・設計 耗品	十 発注						
実験装置製作						装置	呈製作	・手i	≣ ►					
予備実験					予備	実験	• 装置	置手直						
」 「備天談 太宝驗					_		7	ち 実験 ひんしんしん しんしょう しんしょう しんしょう しんしょう しんしょう しんしょう しんしゅう しょう しんしゅう しんしゅ しゅう しゅう しゅう しゅう しゅう しゅう しゅう しゅう しゅう し	1-1			▼報台	占書作	成
数值解析							A S	汝 値解	浙					

Table 1 平成 25 年度研究計画

4.3.2 実験方法

(1) 実験装置

Fig.2 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.3 は蒸発部の詳細を示したもので、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により、 蒸発部の片側から加熱される。



①蒸発部②ヒータ③上昇管④冷却管⑤下降管⑥可視部⑦冷却タンク⑧補 給水タンク⑨真空ポンプ⑩圧力変換器⑪差圧変換器⑫PC⑬データロガー ⑭冷却水循環装置

Fig.2 モデル実験装置概要



Fig.3 蒸発部詳細

放熱部である凝縮部は間接水冷式であり、Fig.2 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 13 箇所で、Fig.2 に 記号(TC 番号)で示した。蒸発部の 3 箇所に温度計測のためのシース直径 0.5 mmの K タイプ熱電対が埋設 してある。系圧力は、凝縮部付近の上昇管に設置した歪式圧力変換器で計測した。

	P _s (kPa)			
Fill charge rate (%)		30	40	50
	0.6	9.7	10.1	11.0
q (MW/m²)	1.1	14.8	10.8	13.9
	1.6	17.5	12.6	16.9
	2.3		14.7	25.5
	3.1		17.1	30.7
	4.1		25.2	36.5

Table 2 実験条件(系圧力)

Table	3	実験条件	(飽和温度)
-------	---	------	--------

		T _s (°C)			
Fill charge rate (%)		30	40	50	
	0.6	45.1	46.0	47.4	
q (MW/m ²)	1.1	53.6	47.1	52.2	
	1.6	57.0	50.0	56.3	
	2.3		53.5	65.4	
	3.1		56.5	70.0	
	4.1		65.1	77.9	

装置からの放熱を最小限にするため、蒸発部およびヒーター部の外側、流路管及び凝縮部の全面を保温材で 被覆してある。

(2) 放熱損失

実験に際し、設定入力熱量に対して、放熱による損失熱量を評価しておく必要がある。そのために、赤外線 サーモグラフィ(testo890)を用い、蒸発部その他の表面温度を測定し、簡易的ではあるが放熱損失量を評価する ことにした。表面温度を測定するために、測定対象表面の放射率を一定にしておく必要がある。そこで、放射 率 0.94 の黒体塗料をスプレー塗布することにした。蒸発部保温材表面からの放熱量は、自然対流熱伝達及び放 射伝熱によるものである。なお、全体表面温度を測定した結果、蒸発部保温材表面(最大 45℃)を除けばそれ らの表面温度と周囲温度との差はほとんどなかった。放射伝熱による放熱量は、自然対流によるものより小さ いと見積もられるので、ここでは、自然対流による放熱量のみ考慮することにした。すなわち、次式で表され る簡易式⁽¹⁶⁾から自然対流熱伝達率を推定し、放熱量 *Q*₁を評価した。

$$h = 1.32 \left(\frac{\Delta T}{d}\right)^{1/4}$$
(1a)
$$Q_l = hA(T_s - T_b)$$
(1b)



Fig.4 試験部からの熱損失割合

ここで、dは直径、 ΔT は平均表面温度 T_s と周囲温度 T_b の差であり、Aは放熱部表面積である。

熱入力 *Q_{in}*に対する放熱量 *Q_l*と、*Q_{in}*に対する *Q_l*の割合を Fig.4 に示す。同図からわかるように熱入力に対す る放熱量の割合は 1%以下となり、無視できることが分かった。したがってデータ処理の際には、放熱量によ る影響を考慮していない。



Fig. 5 蒸発部入口・出口温度及び凝縮部入口・出口温度変化の時間経過

(3)実験条件

実験は、熱入力及び封入水量を種々に変化させて行った。各熱流束及び封入率における系圧力を Table 1 に 示す。系圧力は、圧力変換器により計測された値である。Table 3 は、系圧力から求められた作動流体の飽和温 度である。封入率 30%において、熱流束が 1.6 MW/m²以上の熱入力を与えると、蒸発部の温度が急上昇した。 おそらく蒸発部ミニチャンネルでドライアウトが生じたためと考えられる。そのため、封入率 30%における それ以上の高熱流束実験データは得られなかった。

各実験において、所定の封入率及び圧力に設定した後、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、約30分間のデータ採取を行った。

4.3.3 実験結果

(1) 温度分布の時間変化

Fig.5 に蒸発部入口および出口(TC1、2)、凝縮部入 口および出口(TC4、7)における作動流体の温度分布 の時間変化を示した。また、Fig.6 に蒸発部に設置さ れた3本の熱電対(TC9、10、11)により計測された温 度の時間変化を示した。これらは、封入率40%、熱 流束1.6 MW/m²の条件でのデータである。図からわ かるように、温度分布は安定していることがわかる。

(2) 流路に沿った温度分布

図 7、8、9 にそれぞれ、封入率 30%、40%、50% における作動流体の温度分布を示す。横軸は蒸発部 入口(TC1)を始点として循環方向に沿った各温度計



Fig.6 封入量 40% における蒸発部各部の温度変化

測点を示している。各温度は、定常状態で計測された 30 分間の平均値を採用している。熱流束が大きくなる 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。低熱流束では、降水管内で蒸発部に 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。

4.3.4 考察

(1) 二次元定常熱伝導解析

市販の二次元熱伝導解析ソフト「Therm2D」⁽¹⁷⁾を用 いて、蒸発部のミニチャンネル部の熱伝導解析を行っ た。Fig.10 は、解析モデルを示したものである。基礎 方程式は下記の2次元熱伝導方程式で与えられる。

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$
(2)

同図に示すように、熱は左側から流入し、周囲への 放熱は小さく、熱流束境界には実験で得られた流入熱 流束 q を適用する。ミニチャンネル内は沸騰熱伝達境 界であり、沸騰熱伝達率はすべてのチャンネルで同じ 値を仮定し、チャンネル内の流体温度は飽和温度であ ると仮定している。その他の境界は断熱境界である。

解析の結果、流入熱流束が増加するにつれ、入熱部 の温度は高くなるが、ミニチャンネル部の温度分布に は大きな差異はなく、最も大きい流入熱流束において



Fig.8 封入量 40%における流路に沿った



Fig. 7 封入量 30%における流路に沿った温度分布



Fig.9 封入量 50%における流路に沿った温度分布



も、沸騰熱伝達によって、ほぼ一様な温度分布が得られた。

(2) 沸騰熱伝達率

蒸発部における沸騰熱伝達率は、ミニチャンネル部に設 置した2本の熱電対(TC10、11)により計測した温度と、数 値計算結果で得られた熱伝達位置における計算温度と一 致するように繰り返し計算を行うことにより算出した。 Fig.11に各封入率における流入熱流束q(W/m²)と沸騰熱伝 達率h(W/m²K)の関係を示す。同図からわかるように、封 入率30%の場合、低流入熱流束で冷却限界に達している。 封入率40%では、入熱熱流束2.0 MW/m²付近で、沸騰熱 伝達率が32000 W/m²K程度で最大値となり、封入率50% では、熱流束の増加に伴い沸騰熱伝達率も増加し、4.0 MW/m²の高熱流束まで冷却が行われていることがわかる。

(3)沸騰曲線

Fig.12 は、蒸発部ミニチャンネルの流入熱流束 q (W/m²) と表面過熱度 ΔT_{sat} (K)との関係を示したものである。表面 過熱度 ΔT_{sat} (K)は、次式から算出した。

$$q = h\Delta T_{sat} \tag{3}$$

同図からわかるように、いずれの封入率でも伝熱面過熱 度が 80 K までは、過熱度の増加とともに熱流束が増加し



ている。しかし、封入率40%においては、過熱度80K以降は、過熱度増加割合に対する熱流束増加割合が減少している。

(4) 熱抵抗

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。

$$R = \left(T_e - T_c\right) / Q_{in} \tag{4}$$

Fig.13 は、各封入率において、流入熱流束に対する熱抵抗の変化を示したものである。同図からわかるよう に、流入熱流束が増加するとともに、熱抵抗は低下するが、封入率における熱流束の上限値はあるものの封入 率による傾向に大きな差異は見られなく、ミニチャンネル内での沸騰熱伝達が持続する限りこの傾向は変わら ないと考えられる。

4.3.5 結論

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製作し、熱輸送特性を実験的に検討 し、以下の結論を得た。

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 蒸発部は、高熱流束除熱性能を有することが分かった。封入率 30%においては、1.6 MW/m²程度の熱流束で熱 輸送に限界があることが確認された。二次元熱伝導解析により、蒸発部における熱伝達特性を求めた結果、封 入率 40%では、熱伝達率に最大値があり、封入率 50%で最も高い熱伝達率を有していることが分かった。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た。

謝辞

本研究は、大学院学生 樋口慶明君の修士論文研究の一部として実施しました。多大な貢献に対して謝意を 表します。

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.
- (16)J. P. ホールマン 伝熱工学、上巻、(1982)、238、 ブレイン図書出版.
- (17)黒田英夫、基礎からの数値計算、工学社、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(過酸化水素水 エマルジョン化を利用したジャトロファ油の燃焼改善)

4.4.1 緒 言

近年,ディーゼルエンジンの使用は,化石燃料枯渇や大気汚染などの課題に面している.窒素酸化物 (NOx)や粒子状物質(PM)の排気物質は,ディーゼルエンジン使用において多く排出され,それらを 同時に低減することはディーゼルエンジンにおける燃料燃焼の原理によって困難な課題となっている. 加えて,化石燃料の燃焼によって生じる二酸化炭素(CO₂)は,地球温暖化の一要因となっている.その 中で植物油は,含有する芳香族炭化水素や硫黄分が少なく,近い将来のクリーンな代替燃料として注目 を浴びている.短期間のエンジン試験では,植物油を直接エンジン燃料に使用することが可能であると いう知見が多い.しかしながら長期間のエンジン試験からは,ピストンリングの固着,インジェクター の詰まり,エンジン内の付着物,ガム状物質の生成あるいは潤滑油の希釈など,多くの問題が生じるこ とが示されている[1]-[3].これらの問題は,植物油の物性に由来しており,その分子量が大きいことから 動粘度が高く,揮発性に乏しいという性質が原因となっている.これらの物性は,不十分な微粒化,空 気との混合気形成の遅れなどを招き,燃焼性が悪化する.その結果,PMや一酸化炭素(CO),未燃炭化 水素(HC)の排気濃度が増加する[4]-[8].

植物油の中でジャトロファ油は、食用として用いられないので食糧と燃料の相反問題がなく、最近代 替燃料として注目されている.ジャトロファは、やせた土地で、また肥料をさほど多く必要としないこ とから、育成しやすい耕作物として認識されている.このジャトロファ油には、他の植物油と同様に多 くの研究例がある.Kumar らは[7]、ジャトロファ油をエンジン燃料として試験した結果からスモーク、 CO、HC そして NOx 濃度が高くなることを得ている.Chauhan らは[9]、ジャトロファ油が高粘度で低 揮発性であることから NOx と熱効率が低くなり、CO、HC 濃度が高くなることを示している.また Agarwal らは[10]、ジャトロファ油の試験で高いスモーク、CO、HC 濃度を同様に示している.

一方,過酸化水素水(H₂O₂)は、Franz ら[11]および Born ら[12]の研究報告に見られるように、燃焼 過程で OH ラジカルを生成するため燃焼が活性化し、すす酸化(すすの再燃焼)の促進に有効である. Nagaprasad らは[13],H₂O₂ 濃度に比例して機関熱効率が向上することを示しており、Ting らは[14], H₂O₂の添加により着火遅れ期間が短縮するという結果を報告している.メタン燃料の燃焼速度は、OH, O,H ラジカルが存在するとより早くなることが知られており、その結果 CO 濃度が減少する[14][15]. Mulenga らは[16],サイクルの平均温度が低下することにより、NOx 濃度が低下することを報告してい る.

以上のように、燃焼室内に H₂O₂ を添加すると、燃焼室内部での燃料燃焼が向上し、排気性能が改善する.しかしながら、植物油に H₂O₂ を添加した研究例はなく、その効果は未知である.そこで、本研究では、H₂O₂ をエマルジョン状態でジャトロファ油に混合し、その燃焼特性を解析した.

4. 4. 2 実験装置および方法

本研究の供試燃料には、ジャトロファ油 100% (JO) と、過酸化水素でエマルジョン燃料化したジャトロファ油 (JHE) を用いた.過酸化水素水には濃度 30%のものを使用した.供試燃料の性状を表1に示す.エマルジョン燃料の調製は、タンクを有する循環路にスタティックミキサーを配置して、界面活

Parameter	Light oil	JO	JHE5%	JHE10%	JHE15%
Density (kg/m ³) at 30 deg. C	821.45	895.4	897.1	898.2	900.1
Heating value (kJ/kg)	42490	39774	-	-	-
Viscosity (cSt) at 30 deg. C	19.1	44.7	30	27.1	23.2
Cetane number	45-55	40-45	-	-	-
Flash point (°C)	50	240	-	-	-

Table 1 Properties of test fuels

Table 2 Specification of test engine

	Specification
Model	YANMAR NFD 13-ME
Engine type	Horizontal, 1-cylinder, 4-stroke engine
Combustion type	Direct injection
Bore × Stroke	$92 \times 96 \text{ mm}$
Displacement	0.638 liter
Compression ratio	17.7
Rated output	8.1 kW @ 2400 rpm
Injection nozzle	4-hole nozzle
Nozzle opening pressure	19MPa



Figure 1 Schematic diagram of (a) mixing system, and (b) experimental set-up

性剤を添加した混合液を循環させて行った. 図1aにエマルジョン調製装置を示す. エマルジョン燃料は, 過酸化水素水を重量割合で5%,10%および15%(以下,JHE5%,JHE10%およびJHE15%と呼称)混 合したものを使用した.

実験は単気筒4サイクル高速度直接噴射式ディーゼルエンジン(ヤンマー製,NFD-13ME)を使用し て燃焼解析を行った.エンジンの諸元を表 2 に示す.このエンジンはピエゾ式圧力変換器とロータリー エンコーダが装着してあり,燃焼室圧力の時間履歴が解析できるようになっている.エンジンの負荷は, クランク軸に締結された水制動力計によって測定を行った.エンジンは最初に軽油によって起動し,十 分に暖機を行った後,各種試験燃料に切り替えて燃焼試験を行った.エンジンの負荷は1.55 kW, 3.02 kW, 4.67 kW および 6.20 kW の 4 段階で 2000rpm 一定の機関回転速度で実験を行った. 図 1 b に実験装置の 概略図を示す.

燃焼室圧力の時間履歴および燃焼室容積の時間変化から,次式により熱発生の時間履歴(熱発生率) を求めた.

$$\frac{\mathrm{d} \mathrm{Q}_{\mathrm{n}}}{\mathrm{d} \theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \mathrm{P} \frac{\mathrm{d} \mathrm{V}}{\mathrm{d} \theta} + \frac{1}{\gamma - 1} \mathrm{V} \frac{\mathrm{d} \mathrm{P}}{\mathrm{d} \theta}$$

ここで、 γ は比熱比、P は瞬間の燃焼室圧力(Pa)、V は燃焼室容積(m³). γ の値は温度によって変化するので、次式の関係式[17]で求めた.

$$\gamma = 1.338 - 6.0 * 10^{-5} * T + 1.0 * 10^{-8} * T^2$$

4. 4. 3 結果および考察

4.4.3.1 燃焼特性

ディーゼルエンジンの燃焼過程は,燃料と空気の混合過程や燃料動粘度や揮発性などの燃料性状,燃料噴射装置そのものなどに依存する.本研究では,燃焼過程を燃焼圧力,着火遅れ,燃焼期間および熱 発生の履歴で評価した.

燃焼室圧力履歴の計測結果一例を図 2 に示す. 図より, JHE の最高燃焼圧力は, JO や軽油の場合に 比べて大きくなっていることが明らかである.また,エンジン負荷 1.55kW の JHE15%の場合を除いて, JHE の燃焼圧力の立ち上がりが JO や軽油に比較して早期化していることがわかる.このことは, JHE の圧縮率が低いこと,また燃焼における H₂O₂の特性によると考えられる.エンジン負荷が小さい場合,



Figure 2 In-cylinder pressures at power of (a) 1.55 kW, (b) 3.02 kW, (c) 4.67 kW, and (d) 6.20 kW

燃焼は上死点より遅延して起こり,負荷が上昇するとともに上死点に近づいていく.これはエンジン負荷が大きい場合,燃料噴射時期が若干早期化することと,燃料噴射開始時期の燃焼室温度が高くなることに起因している.

燃焼開始時期と着火遅れ期間を図3aと図3bにそれぞれ示す.エンジン負荷が小さい場合,燃焼室内部の温度(圧縮端温度)が低いために着火遅れ期間が大きくなる傾向にある.しかしながら,過酸化水素水でエマルジョン化した燃料JHE5%の場合,着火遅れ期間は小さくなり,燃焼は早期に起きる傾向にある.エンジン負荷が大きい場合,JHE5%とJHE15%燃料の場合はJOや軽油に比較して着火遅れ期間が短縮し,燃焼が早期に発生する.これは過酸化水素水の存在が燃焼を促進した結果であると考えられる.

燃焼の重心,熱発生の積算値が総熱発生率の50%に達するクランク時期,を図4aに,燃焼期間を図4 bに示す. 過酸化水素水でエマルジョン化した燃料は,燃焼開始時期が早期化するにも関わらず,燃焼の 重心は後期の方にシフトしている. この傾向は特に JHE5%と JHE15%燃料の場合に顕著である. これ は図4bに示した燃焼期間が増大していることからも裏付けられる. これは燃焼後期において,過酸化水



Figure 3 (a) Start of combustion, and (b) ignition delay at different engine powers



Figure 4 (a) Combustion center, and (b) combustion duration at different engine powers



Figure 5 Heat release rate at engine power of (a) 1.55 kW, (b) 3.02 kW, (c) 4.67 kW, and (d) 6.20 kW



Figure 6 Heat release at engine power of (a) 1.55 kW, (b) 3.02 kW, (c) 4.67 kW, and (d) 6.20 kW

素水から発生した OH ラジカルがすすの再燃焼に関与し、燃焼期間自体が増大したものと考えられる.

エンジンの燃焼室における熱発生率(HRR)の結果を図5に示す.図より,軽油の場合には熱発生が 急激に起こり,最高値も高くなる.この軽油の早期燃焼は,軽油が低粘度で揮発性が高く,微粒化から 燃焼反応が良好に進む結果である.エマルジョン燃料の場合,熱発生は早期に起こるが,熱発生の最高 値はJOや軽油に比べて小さくなる.1.55 kW, 3.02 kW, 4.67 kW および 6.20 kW のそれぞれの場合, HRR の最高値は軽油の場合 62.4,66.2,71.2 および 69 であり,JHE15%の場合にはそれぞれ 28.4%, 25.2%,39.3%および 33%低減する.その他のエマルジョン燃料の場合,HRR の最大値は 44.1 から 56.3 の範囲にある.この結果は,エマルジョンにおける冷却効果と低い発熱量によると考えられる.拡散燃 焼時期には,JHE5%および JHE15%燃料の場合には熱発生の振動がみられ,熱発生がより長く続くこと がわかる.これは前述のようにすすの再燃焼によるものと考えられる.

熱発生の積算値 (HR) を図 6 に示す. 積算熱発生は, エマルジョン燃料の場合明らかに大きくなるが, 燃焼が完了する時期も遅延する結果となった. エンジン負荷が 1.55 kW の場合, 積算熱発生の最高値は 軽油の場合は 586.9, JO の場合は 568.4 であったが, JHE5%, JHE10%, JHE15%の場合, それぞれ JO に比較して 23.4%, 15.9%, 22.9%増加する. エンジン負荷が 6.20 kW の場合, JO は 1174 である が, JHE5%, JHE10%, JHE15%の場合には 1274.5, 1288.9, 1322.5 まで増加し, それぞれの増加率 は 8.6%, 9.8%および 12.6%である. この燃焼性の向上は, 先にも述べたように燃焼後期におけるすすの 再燃焼などの燃焼促進効果によるものと考えられる.

4. 4. 3. 2 エンジン性能

本節では、エンジン燃焼室温度、排ガス温度や正味熱効率などのエンジン性能について述べる. 燃焼 室温度は燃焼室圧力の履歴より算出した. 排ガス温度は熱電対によって測定した. 正味熱効率は、正味 出力と燃料消費から求める投入エネルギーの比として求めた.

図7に燃焼室内温度の時間履歴を示す.図より,JOと軽油の温度履歴は非常に似通っていることがわ かる.しかし,JHE の場合は履歴は大きく異なり,特に燃焼後期でその違いが顕著である.JHE5%と JHE15%の場合,いずれも高い温度になっている.エンジン負荷が1.55,3.02,4.67および6.20kWの 時に,JHE5%の場合はJOに比べて112.2,166.4,247.9および204.8℃の温度上昇が見られ,JHE15% の場合には22.5,43.9,131.8および136.5℃の温度上昇となる.これは熱発生率や熱発生の積算値の結 果にも見られた傾向である.すなわち,燃焼後期における熱発生の増加が,燃焼室内温度の上昇を導い ている.

排気ガスの測定結果を図8aに示す. エンジン負荷が低い場合, 排気温度も低くなり, 負荷の増加とともに排気温度も上昇する. これは負荷の増加とともに噴射される燃料量も多くなるためである. JHE の排気温度は JO や軽油に比べて高く, 特にエンジン負荷が大きい場合に JHE5%と JHE15%燃料は顕著に高くなる. エンジン負荷が 1.55 kW の場合, 軽油と JO の排気温度はそれぞれ 239.2, 251.4℃であるが, JHE5%, JHE10%, JHE15%の場合には 269.2, 252.8, 264℃となる. エンジン負荷が 6.20 kW の時, JO は 576.2℃であり, JHE5%, JHE10%, JHE15%の場合はそれぞれ 9.6%, 2.5%, 4.2%増加して 631.6, 590.5, 600.2℃となる. これはエマルジョン燃料の場合に燃焼後期まで燃焼が活性化し, 結果として排気されるガス温度が上昇するためである. そこで, 燃焼がより早く完結する JHE10%の場合, JHE5%や JHE15%.に比較して排気温度が低くなった.



Figure 7 In-cylinder temperatures at power of (a) 1.55 kW, (b) 3.02 kW, (c) 4.67 kW, and (d) 6.20 kW



Figure 8 (a) Exhaust gas temperatures, and (b) break thermal efficiency at different engine powers

図 8 b に正味熱効率(BTE)の算出結果を示す.熱効率は,燃焼性のよい軽油の場合がもっとも高い 値になっている.JOの場合,エンジン負荷1.55 kWの時に18.7%であり,エンジン負荷が大きくなると 約 26%程度まで上昇する.エンジン負荷が1.55 kWおよび3.02 kWの時,JOと比較して,JHE10%の 7.7%および13.7%減少するが,JHE15%の場合には26.7%および2.7%上昇する.エンジン負荷が大き い場合,エマルジョン燃料のBTEは上昇し,特にJHE15%の場合にはJOと比較して15.7%上昇する. 低負荷条件でJHE10%のBTEが減少する理由は,エンジンの冷却損失と過酸化水素が燃焼を活性化する までに十分な反応をしていないことである.

4.4.3.3 排気特性

図9に本研究で測定した排気成分, CO₂, CO, HC, NOx, PM およびすすの結果を示す.

図 9 a より、エンジン出力が増加すると CO₂排出量は減少することがわかる. これは高エンジン負荷 で燃料の燃焼性が向上することによる. さらに、JHE5%と JHE15%の場合、JO に比べて CO₂排出量が 減少している. JHE5%の場合、エンジン負荷が 1.55kW から 6.20kW までで、JO に比較してそれぞれ 16.4%、17.2%、11.5%および 8.7%減少する. JHE15%の場合の減少率は 16%、14%、7.4%、6.6%であ る. これは燃焼後期ですすの再燃焼などの燃焼活性化が生じ、燃料の燃焼効率が上昇して、二酸化炭素 の排出量が低減したものと考えられる.

図 9 b に,不完全燃焼によって生じる CO の排出量を示す.低エンジン負荷では,燃焼の不完全性と冷却水損失の影響で JHE10%の場合には JO より 14.5%増加し,JHE5%と JHE15%の場合には同程度であった.中エンジン負荷では,エンジン燃焼室内の温度が上昇し,エマルジョン燃料の燃焼はより完全燃焼に近づく.エンジン負荷 3.02 kW および 4.67 kW の時,JHE5%燃料の場合の削減率は 23.9%および 20.5%であり,JHE15%燃料の場合は 14.9%および 35.6%であった.エンジン負荷が 6.20 kW の時,より多くの燃料が燃焼室に噴射されるため,局所的に燃料過濃状態になって JHE5% の場合に 37%増加する.一方で,JHE10%は局所的な燃料過濃状態を避けることができ,CO の排出量が 4.6%と若干低減する.

図 9 c に HC 排出量を示す. HC の排出量はエンジン負荷が増加するとともに減少する. これはエンジン負荷が大きいほど燃焼性が向上し,結果として燃焼室温度が上昇することからもわかる. エマルジョン燃料の場合はより多くの HC を排出し,エンジン負荷が小さいときにより顕著である. エンジン負荷 が 1.55 kW の場合, JO の場合に比較して HC の排出量が JHE5%の場合は 82%, JHE10%の場合は 116.8%および JHE15%の場合は 102.9%増加する. これはエマルジョン燃料の場合,燃料密度が大きくなり,燃料噴霧の貫通度が高くなってエンジン壁面に衝突,消炎されるためだと考えられる. より大き いエンジン負荷では,JO と JHE の HC 排出量の違いは,燃焼性の向上とともに小さくなる. エンジン 負荷が 6.20 kW の場合, HC 排出量の増加率はJO に比較して JHE5%は 1.8%, JHE10%は 2.2%, JHE15% は 14.3%である.

図9dにNOxの排出量を示す.JHE10%のNOx排出量はほとんどの条件でJOよりも大きくなっている.これは熱発生率が高く、燃焼室温度も高いことから裏付けられる.JOの場合と比較して、JHE10%の場合はエンジン負荷1.55kWで7%増加,4.67kWで4.3%増加,6.20kWで7.2%増加する.NOxの排出量は燃料温度が高い場合により多く排出され、これは熱発生率の最大値と相関を持つ.JHE5%およびJHE15%の場合、熱発生率の最高値が比較的小さく、JOに比較してNOxの排出量が少なくなる.

JHE15%の場合,エンジン負荷が 1.55kW, 3.02kW および 4.67kW の時にそれぞれ 3.7%, 16.5%および 0.8%低減する. NOx の削減効果から見れば, JHE5%の場合が最も良い燃料条件であるといえる.

図9eにPMの排出量を、図9fにすすの排出量を示す.エマルジョン燃料の場合、エンジン負荷の増加とともにPMの排出量は減少している.これはエンジン負荷が小さいとき、燃焼状態が悪くなり、PMの生成が増加するためである.中エンジン負荷の場合、燃焼室内部の温度は上昇し、噴射燃料量も多くなく、OH ラジカルによるすすの酸化が活性化してPM やすすの排出量が減少する.JOと比較して、エンジン負荷 3.02 kW の時、JHE5%および JHE15%の PM 低減率は 19.5%および 28%であり、エンジン負荷 4.67kW の時、それぞれ 20.6%および 22.3%の低減率であった.エンジン負荷が最大の場合、燃料噴射量が増加するため燃料過濃状態になり、すすの生成は若干増加する.しかしながら、JHE10%およ



37

び JHE15%の場合には低減効果が見られた. JHE10%の場合に PM 低減率は 28.6%, JHE15%の場合に 26.6%であった. すすの場合,低減率はそれぞれ 46.4%および 27.6%であった.

4.4.4 結 言

本研究では、過酸化水素水がジャトロファ油の燃焼特性に与える影響を調べるために、直接噴射式ディーゼルエンジンを用いて、ジャトロファ油 100%、過酸化水素をエマルジョン化して混合したジャトロファ油燃料(混合率 5%、10%、15%)の燃焼解析を行った.その結果、以下の知見を得た.

- エンジンは過酸化水素水 15%混合エマルジョン燃料でも十分に運転が行えた.エマルジョン燃料の 燃焼は、より早期にシフトするが、燃焼期間自体も長くなる.
- 2) 熱発生のピーク値は、エマルジョン燃料の場合低下し、拡散燃焼時期に熱発生の振動が見られる. また、燃焼後期の熱発生自体もジャトロファ油 100%や軽油に比べて大きく、積算熱発生も大きくなる.
- 3) 燃焼室内温度や排気ガスは、エマルジョン燃料の場合高くなる.また過酸化水素水 15%混合エマルジョン燃料の場合、正味熱効率が大きくなる.
- 4) 過酸化水素水 5%と 15%混合エマルジョン燃料の場合, CO2 と NOx の排出量が減少する.しかしながら、エマルジョン燃料の場合、HC 排気量が増加した.エンジン中負荷から高負荷にかけて、PM とスートの排出量がエマルジョン燃料の場合には減少した.

参考文献

- Agarwal A. K. and Das L. M., Biodiesel development and characterization for use as a fuel in compression ignition engines, J. Eng. Gas Turbines Power (2000), 123(2), p. 440-447.
- [2] Altın R., Çetinkaya S. and Yücesu H. S., The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines, Energy Conversion and Management (2001), Volume 42, Issue 5, p. 529–538.
- [3] Agarwal A. K., Bijwe J. and Das L. M., Effect of biodiesel utilization of wear of vital parts in compression ignition engine, J. Eng. Gas Turbines Power (2003), 125(2), p. 604-611.
- [4] Hemmerlein N., Korte V., Richter H. and Schröder G., Performance, exhaust emissions and durability of modern diesel engines running on rapeseed oil, SAE Technical Paper 910848, (1991).
- [5] Yu C. W., Bari S., Ameen A., A comparison of combustion characteristics of waste cooking oil with diesel as fuel in a direct injection diesel engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering (2002), Vol. 216, no. 3, p. 237-243.
- [6] Hebbal O.D., Vijayakumar Reddy K., Rajagopal K., Performance characteristics of a diesel engine with deccan hemp oil, Fuel (2006), Volume 85, Issues 14-15, p. 2187-94.
- [7] Kumar M. S., Ramesh A., Nagalingam B., An experimental comparison of methods to use methanol and Jatropha oil in a compression ignition engine, Biomass and Bioenergy (2003), Volume 25, Issue 3, p. 309-318.
- [8] Huzayyin A. S., Bawady A.H., Rady M.A., Dawoo A., Experimental evaluation of diesel engine performance and emission using blends of jojoba oil and diesel fuel, Energy Conversion and

Management (2004), Volume 45, Issues 13-14, p. 2093-2112.

- [9] Chauhan B. S., Kumar N., Jun Y. D., Lee K. B., Performance and emission study of preheated Jatropha oil on medium capacity diesel engine, Energy (2010), Volume 35, Issue 6, p. 2484-2492.
- [10] Agarwal D., Agarwal A. K., Performance and emissions characteristics of Jatropha oil (preheated and blends) in a direct injection compression ignition engine, Applied Thermal Engineering (2007), Volume 27, Issue 13, p. 2314-2323.
- [11] Fanz B., Roth P., Injection of a H₂O₂/water solution into the combustion chamber of a direct injection diesel engine and its effect on soot removal, Proceedings of the Combustion Institute (2000), Volume 28, Issue 1, p. 1219-1225.
- [12] Born C. and Peters N., Reduction of soot emission at a DI diesel engine by additional injection of hydrogen peroxide during combustion, SAE Technical Paper 982676, (1998).
- [13] Nagaprasad K. S., Madhu D., Effect of injecting hydrogen peroxide into diesel engine, International Journal of Engineering Sciences & Emerging Technologies (2012), Volume 2, Issue 1, pp. 24-8.
- [14] Ting D. S.-K., Reader G. T., Hydrogen peroxide for improving premixed methane-air combustion, Energy (2005), Volume 30, Issues 2-4, p. 313-322.
- [15] Chen G. B., Li H., Cheng T. S., Hsu H. W., Chao Y. C., Effects of hydrogen peroxide on combustion enhancement of premixed methane/air flames, International Journal of Hydrogen Energy (2011), Volume 36, Issue 23, p. 15414-15426.
- [16] Mulenga M., Ting D., Reader, G. and Zheng M., The potential for reducing CO and NOx emissions from an HCCI engine using H₂O₂ addition, SAE Technical Paper 2003-01-3204, (2004).
- [17] Brunt M. F. J., Platts K. C., Calculation of heat release in direct injection diesel engines, SAE Technical Paper 1999-01-0187, (1999).

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

今年度の研究課題として、機関室電気システムの電源装置の高効率化に寄与する技術 として、提案する「単相交流商用周波—高周波電力変換器」の実験レベルでの実証評価 を行い、電源周波数を1段にて任意の周波数へ変更可能である動作原理を明らかにする。 ここでは、図 4.5.1 に示すように、電源から負荷へ通常3段の電力変換プロセスを要す るに対して、提案回路では1段にて電力供給を可能とする。これにより、機関内電源シ ステムの高効率化を図ると同時に、小型軽量、低コスト化の実現が期待できる。定格容 量 2.8kW の試作器を用いて、電力制御範囲、電力変換効率、高周波スイッチング動作な どを検証して、本電力変換器の有用性を実証する。



4.5.2 回路構成と動作原理

図 4.5.1 電力変換段数の低減

図 4.5.2 に提案するシングルステージ商用周波 AC(UFAC)—高周波 AC(HFAC) コンバータ の回路構成図を示す。

単相交流電源 Vin からスイッチング周波数成分を除去するフィルタ Lf, Cf を介し, 昇圧 用電源リアクトル Lb を経由してハーブブリッジ回路へ繋ぐ構成である。このため, 交流電 源をダイオードブリッジ回路にて平滑化した直流を生成し, 昇圧および力率改善コンバータ を経た後高周波インバータにより任意の周波数の交流を生成する一般の回路方式と比較し て,回路構成が簡単化される。さらに,電流の導通素子数が,4つから2つへ軽減できるた め,電力変換損失が低減し,その結果装置全体の高効率化に有利となる。



図 4.5.2 ブリッジレス BHB 方式単相商用周波 AC-高周波 AC コンバータ回路図

図 4.5.3 に回路の電源周波数に対する動作波形を示し,また図 4.5.4 に高周波スイッチン グ 1 周期に対する動作波形をそれぞれ表す。直流リンクキャパシタ電圧 Vc1, Vc2 は電源電 圧 Vin と同期して脈動し,その合算である Vd は Vin を昇圧した瞬時値電圧となる。

各スイッチの転流は、ロスレススナバキャパシタ **Cs** をした部分共振ゼロ電圧ソフトスイ ッチング(ZVS)により達成される。そのため、高周波スッチング動作に対しても、高効率か つ低電磁ノイズが実現できる。

提案 AC-AC コンバータは、電源正半サイクルおよび負サイクルともに6つのサブモード 期間から構成される。図 4.5.5 に動作モード遷移等価回路をそれぞれ示す。電源半サイクル ごとに回路動作は対称となるため、正半サイクルのみを以下簡単に説明する。

[Mode1:ローサイドスッチング複流モード]
[Mode2:部分共振 ZVS モード]
[Mode3:ハイサイドスイッチ複流モード]
[Mode4:ハイサイドスイッチ単流モード]
[Mode5:ZVS モード]
[Mode6:ローサイドスイッチ単流モード]



さらに、スイッチング回路のゲート駆動パルスパターンを図 4.5.6 に表す。電源の極性に 応じて主となるスイッチのオン時比率 D=Ton/Ts を調整する非対称パルス幅変調制御(PWM) により電力制御を行う。



4.5.3 実験結果と評価

提案 AC-AC コンバータの有効性を検証するため, 試作器により実証評価する。ここでは, 実験システムの簡単化を図るため, 誘導電動機の代わりとなる負荷として誘導性加熱負荷 (鉄と高周波ワークコイル)を利用して実験を行う。図 4.5.7 に実験装置の外観を示す。

本試作器の主要な回路パラメータとして,電源電圧 200V,電源周波数 60Hz,スイッチング周波数(出力交流周波数) 30kHz,および定格出力 2.8kW である。

各スイッチのアクティブスイッチの高周波オンオフ動作波形を,図4.5.8 に示す。これらの結果から,各スイッチのゼロ電圧・ゼロ電流ソフトスイッチング(ZVZCS)ターンオン,および ZVS ターンオフを達成していることが分かる。さらに、オン時比率 D に応じて高周波電流の実効値が調査されていることから,非対称 PWM に基づく高周波電力制御の原理が実証される。

また、オン時比率 D に対する電力制御特性曲線を図 4.5.9 に示す。これより、D の調整に より広範囲に負荷電力を 2.8kW~0.1kW まで調整されており、本回路の良好な電力制御特 性が明らかとなる。なお、完全な ZVS 動作が得られる領域は 2.8kW から 0.5kW であるが、 それ以降は主スイッチのターンオフ時にその端子電圧が脈動リンク電圧 Vd まで上昇できな い状態となる不完全な ZVS 動作となる。しかしながら、スイッチ周辺の寄生インダクタン スやキャパシタンスに起因してターンオフ時に過大な電圧および電流が発生する通常のハ ードスイッチング動作とは違い、顕著なサージ電圧・電流は発生しないため、准的な ZVS 動 作であると言える。

さらに、本試作器から得られる実測効率特性を図 4.5.10 に示す。これより、広範囲な出 力範囲にわたり、94%以上の高効率な電力変換を達成していることが明らかとなる。

4.5.4 総括

本報告書では、1段にて商用周波 AC-高周波 AC 変換が可能な単相ブリッジレスブースト ハーフブリッジ方式 ZVS-PWM AC-AC コンバータについて述べ、試作器を用いた検証により、94%以上の電力変換効率の達成を実証した。

提案回路の三相電源システムへの拡張とその実証評価については,次年度の研究課題とす る予定である。



図 4.5.7 実験試作器外観



(a) Po=2.8 kW 条件

(b) Po=0.5 kW 条件





図 4.5.10 実測効率特性

4. 6 安全な機関室のための画像認識技術の開発

4.6.1 緒言

陸上から離れて海上を航行する船舶において,安定して電力を供給できることは必須条件である.一 方で,環境に配慮することも重要なことであり,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こすことがある.この不安定 さに対処するため,前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ことを提案した.こ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できると考えられる. 本年度は,シミュレーションにより提案手法の効果を検証した.

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る.まず、太 陽光発電で発電できる電力(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.



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

なお、蓄電池を用いると、ある程度は太陽光発電電力の変動分を吸収することができる.しかし、特 に船舶のように限られた空間では、蓄電池の容量や重量も考慮しなければならない.また、イニシャル コストのみならず保守点検のコストもかかるため、蓄電池容量はなるべく少なくてすむ方がよい.した がって、今回は蓄電池を用いないシステムで検討する.

4.6.3 太陽光発電電力変動の予測手法

太陽光発電電力変動の予測方法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.以下, 詳細を説明する.

図 4.6.2 に取得画像の例を示す.画像は神戸大学深江キャンパス 2 号館屋上に設置した全天カメラに より 10 秒間隔で取得している.画像は 640×480 画素, RGB 各 8bit のカラー画像であるが,処理速度の 都合上 320×240 画素に縮小してから処理している.画像中の長方形の黒い影は,太陽光の直射を遮るた めの遮蔽版で,太陽を自動追尾するようになっている.

📸 img_pro2	
File	
(320x240) (148, 8) R: 91 G: 85 B:111	(320x240) (40, 7) R: 20 G: 21 B: 23
1月1日12時00分20秒,処理間隔20,340秒後に曇る可能性。 はたたい	
	- 単独モード
	<u> ドルハイアイフレッカスと</u>
10本/27/2× 開始 2003 ▼年 01 ▼月 01 ▼日	
2次-ト 中止	

図 4.6.2 全天画像と予測の例

以上のように取得した画像を用いて雲の動きを解析する.図4.6.1の例では、2枚の全天画像は20秒の間を空けて取得されたものであり、この2枚を比較する.なお、この時間間隔は雲の移動速度に合わせて10,20,30秒から自動選択するようにしている.まず、両画像において色を利用して空と雲を分離

する.そして,左の画像(時間的に前の画像)において空と雲の境界部分を小領域に分割し,正規化相 関値を用いて右の画像と相関の最も高い部分を探し出す.このようにして画像上の各部分(雲)がどれ だけ移動したかが分かるので,その中から太陽の方向を向いているものを抽出する.この例を左画像に 赤色で示す.各点の部分が右の画像(20秒後)では線分の先まで移動していることを表している.なお, 太陽の位置は,遮蔽版の位置および太陽高度の理論計算値から求められ,図中では黄色の点で表してい る.続いて,得られた各ベクトルの平均の長さと向きを出す.太陽と得られた点の中で太陽に一番近い 点との距離をこのベクトルの平均長で除し,処理間隔(この例では20秒)を掛けることで,雲が太陽ま で到達する時間,すなわち,太陽光発電電力が低下するまでの時間が予測できる.なお,この例では, 340秒後と出ている.

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.まず、太陽光発電単体での効果を検証する.太陽光発 電のインバータ制御方法としては、今回は、安全性(電力系統への動揺をできる限り抑えること)を最 大限に重視し、4.6.3で述べた予測法を用い、近いうちに少しでも曇る可能性があると判定された場合は、 太陽光発電システムの設備容量に対して10秒間に10%ずつインバータの出力を最大30%まで低下させる. 一旦出力に制限を掛けた後は、曇る心配が全くないと5分間続けて判定され続けた場合に10秒間に10% ずつインバータの出力を上昇させる.ただし、測定データの都合上、シミュレーションは日射量ベース で行っている.

結果を図 4.6.3 に示す. 横軸は各月(右端は通年の結果)で棒グラフが太陽光エネルギー(日射量) の利用率を表す. 前述の通り提案手法では,例えば曇りそうだと予測されれば実際に曇る前にインバー タの出力を制限する. したがって,制御されたインバータで電力に変換された分に相当する太陽エネル ギー(日射量積算値)を実際の太陽エネルギー(日射量積算値)で除したものを利用率と定義している. 図 4.6.3 から利用率は 65%(7 月)~82%(11 月)であり,季節的には夏に低く,冬にやや改善される傾向が あることが分かる. 通年では 74%であった.

一方,提案手法の目的は太陽光発電電力の急激な変動を避けることであるから,10秒間の利用日射量 の差を1000W/m²(晴天時の地表面での一般的な日射量の値)で除したものを低下率と定義して検討した. 折れ線グラフが各月の最大低下率(低下率のうち値が負で絶対値が最大のもの)を示している.黒色の 折れ線は何も制御しない場合,すなわち,単なる日射量の変動の大きさを表している.例えば,7月は -90%であるが,これは7月中に10秒間で900W/m²の急激な日射量の低下があったことを示す.これに対 して赤色の折れ線が提案手法により制御した場合で,通年での最大でも-34%と変動を低く抑えることが できていることが分かる.なお,提案手法が完全に機能していれば-10%になるはずであるが(10秒間で 10%の割合で出力制限をかけるため),これを越えているのは予測が外れているケースがあるためである.

出力変動の抑制効果をさらに詳しくみるため、低下率の日最大値の度数分布を求めたものを図 4.6.4 に示す.青色が制御した場合、オレンジが何も制御しない場合である.何も制御しない場合は 30%以上の 変動が生じていた日がかなりあるのに対して、提案手法により制御することでほぼ 30%以内の変動に抑え ていることが分かる.





図 4.6.4 低下率の日最大値の度数分布

4. 6. 5 ディーゼル発電機の燃料消費量の検討

4.6.4の議論は太陽光発電システム単体で考えた場合であった.提案手法は電力の変動を抑制するため にインバータの出力を制限するため,前述の通り太陽エネルギーの有効利用という観点からは不利にな る.ただし,ディーゼル発電機と組み合わせた場合,しばらくの間晴れていると予測されたならディー ゼル発電機を完全に停止できるという利点もある.したがって,ここではディーゼル発電機の燃料消費 量の観点から提案手法の検証を行う.

まず、システムを想定する. 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67m²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が、今回は蓄電池を用いない ため実際に負荷に供給できる電力量はそれより少なくなる. 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. これに対して予測により十分な発電がしばらく行えると分かれば,ディーゼル発電機を完全に停止でき るのでアイドリング時の燃料消費量を抑えることができる.

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制御しない場合が2716であ るのに対して,予測をして制御する場合が2898であった.予測をして制御した場合の方が6.7%増であり, 残念ながら燃料消費量を削減するまでには至らなかったが,4.6.4で述べたとおり太陽エネルギーの利用 率が通年で74%であることに比べると、制御ありとなしの間で太陽エネルギーの有効利用の差が縮まって いると考えられる.なお、1日毎で見ると予測を行って制御する方が燃料消費量を削減できる日が39日 (350日中)あった.また、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である.したがって、単純に太陽光発電を導入した場合の燃料消費

量の削減率が 35%であるのに対して、予測して制御することで燃料消費量の削減率は 31%と劣るものの 安定して電力供給を行えるという結論になる.

4.6.6 結言

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、その際に問題になる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。シミュレーションにより提案手法の検証を行った結果、あらかじめ日射量変動を予測して太陽光発電の出力を緩やかに制限していくことで、電力系統に対する影響はかなり抑えられることが分かった。ただし、太陽エネルギーを十分に利用したい、言い換えればディーゼル発電機など他の発電装置の燃料消費量を減らすという面では、太陽光発電の出力を制限することから不利に働く.

今回は、コストや設置場所の観点から蓄電池を用いないシステムで検討した.次年度は、太陽エネル ギーを最大限に利用することを目標に、少量でも蓄電池を用いた場合を検討する.蓄電池を用いれば、 太陽光発電の不安定さは蓄電池である程度吸収できるため、あまり考慮しなくてもよくなる.したがっ て、今回提案したような日射量変動の予測ではなく、ある一定時間の日射量積算値を予測し、これと蓄 電池の残量からディーゼル発電機の効率的な運転計画を立てる方法を検討していきたい. 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

熱エネルギーを直接電気エネルギーに変換できる熱電発電は、廃熱を再利用することで、システム全体のエネルギー利用効率の改善に役立つ。この発電方式で使用されるデバイスは、通常 p 型と n 型の 半導体を組み合わせて構成される。可動部分などがなく単純な構造のため、発電効率の上限はそこで使 用される熱電変換材料の特性で決定してしまう。本発電方式がまだあまり一般に普及していない大きな 要因は材料開発の遅れにあり、今後のより広範な普及のためには、より優れた特性を有する材料の開発 が最も重要とされている。また、熱電発電を利用した機関室における廃熱回収の実現のためには、新材料開 発による発電効率の向上とともに、量産効果によるモジュールの低価格化が必要とされている¹⁾。

現在デバイスに使用されているビスマス-テルル系熱電変換材料は、その使用可能温度の上限が 280℃ 程度と比較的低い。この材料は 300℃以上で大気に晒されると酸化による変質が生じ、2 度と元の特性を 発現することができない。舶用ディーゼルエンジンの廃熱回収を実現するためには、より高温まで使用 可能な材料の開発が望まれる。高温でも化学的に安定な材料に酸化物があり、高温廃熱の回収には、新 しい酸化物系材料の開発が有効であると考える。また、ビスマス-テルル系材料は、構成元素であるビス マスとテルルがいずれもレアメタルであるため、それらを使用した発電デバイスが高価になるという問 題もある。このため、今後材料開発を行う際には、比較的安価な元素で構成できる材料の開発が望まし い。

以上の前提の基、優れた特性を有する新しい熱電変換材 料の開発方法として、以下に述べる2つのアプローチがあ る。1つ目のアプローチは、優れた特性を有する物質その ものの開発で、新材料探索の研究となる。これらの物質は、 特定の組成比と原子配列を持ち、熱力学的に安定なバルク 材料を構成できる必要がある。第一原理バンド計算による 熱電特性の予測がある程度可能になりつつあるものの、実 際に物質を合成して特性を評価しながら、より優れた材料 を地道に開発していく必要がある。一方、2つ目のアプロ ーチは、既存の材料を利用した組織制御である。この点に ついて、図 4.7.1 を使って考えたい。通常、多結晶体は、 (a) に示すように、粒径や配向(結晶粒の向き)が異なる 粒子により構成されている。物質は、結晶内部の原子の配 列方向によって特性が異なるため(異方性を持つため)、 結晶粒の配向の変化によって、マクロな性質も変化する。 また、粒子の大きさや結晶粒界の状態も性質に大きな影響 を及ぼすため、同じ物質を利用していても、異なる組織構 造を導入することで、特性の改善が可能となる場合がある。 (ただし、多結晶体の場合には、物質そのものの特性と組

(たたし、多結晶体の場合には、物質そのものの特性と組 織変化による特性の変化を完全に分けて理解することは



図 4.7.1 多結晶体における組織制御

困難な場合が多い)そこで、ナノ・ミクロンレベルでの組織の最適化による特性の改善が試みられてい る。また、場合によっては (b) に示すように、結晶粒界に異なる第2相の物質を析出させることによる 特性の改善も試みられている(図中、第2相は「不純物相」と表記してある)。これも既存物質を組み合 せたある種の組織制御とみなすことができる。熱電変換材料には、「高い電気伝導率」と「低い熱伝導率」 が求められるため、異なる相を組み合せて、一つ目の相で高い電気伝導率を確保しつつ、第2相の導入 でフォノンを効率的に散乱させて熱伝導率を低下させることで特性の改善が可能になるなどの例がある。 ((c)と(d)については後述する)

4. 7. 2 熱電変換材料としてのデラフォサイト型酸化物

銅(Cu)、アルミニウム(Al)、酸素(O)から成るデラフォサイ ト型酸化物 CuAlO₂は、図 4.7.2 に示す結晶構造を持ち、Cu と Al というコモンメタルのみから構成され 1000℃ 以上の大気中でも安 定な物質である。よって、前述の「高温利用が可能」と「比較的安 価な原料」という 2 つの条件を満たしている。また、熱電変換材料 の特性を比較する際の一つの指標となる次式で表されるパワーファ クター (P.F.) が比較的高く、高温廃熱回収用の熱電変換材料として 利用できる可能性がある。

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

ここで、*S* はゼーベック係数、σ は電気伝導率である。*S* は物質の 両端に温度差を与えた際にその両端に発生する単位温度差当たりの 起電力である。この *P.F.* が大きいほど優れた材料であり、ゼーベッ ク係数と電気伝導率が大きいことが望まれる。

この $CuAlO_2$ を合成する際に原料として酸化鉄 (Fe_2O_3) を添加す ると特性が改善するという報告がある²⁾。ただし、この報告では、 後で述べる粉末 X 線回折により、CuO、 $CuFeO_2$ 、 Fe_2O_3 などの不純



図 4.7.2 CuAlO₂の結晶構造図

物相の析出が確認されている。このため、Fe₂O₃の添加による特性改善が、図 4.7.1 (b) に示すような不 純物相の析出によるものなのか、図 4.7.1 (c) に示すような化学式 CuAl_{1-x}Fe_xO₂ で表現される元素置換によ る新しい化合物の形成によるものなのか、その本質的な理由が不明である。今後の材料開発における設 計指針を得るためには、これらの化合物において、組織制御の一種と考えることができる「第 2 相の導 入」と「元素置換による新化合物の形成」のどちらが有効であるかを明らかにすることは重要なことと 考える。

そこで本研究では、デラフォサイト型酸化物 $CuAlO_2$ の Al^{3+} サイトに Fe^{3+} を元素置換した $CuAl_{1,x}Fe_xO_2$ の単相試料を合成し、その物性評価を行うことで、これまでに報告されている特性改善の理 由を明らかにすることを目的とした。さらに、同物質において Al^{3+} サイトに対する他の遷移金属元素の 置換の可能性を検討するために、Fe と同じ 3d 遷移元素であるコバルト (Co) とマンガン (Mn) の置換 を試み、それぞれの固溶限界を調べた。

4.7.3 試料の合成方法と物性評価方法

試料の合成は、原料に Cu₂O、Al₂O₃、Fe₂O₃を用いた固相反応法により行った。固相反応法とは、粉末 状の原料を混合し、熱処理によって試料を合成する手法である。焼成前に加圧成型することでバルク試 料の合成が可能となる。目的の組成比となるように秤量した原料は、メノウ乳鉢を用いて 1 時間混合し た後、800℃、10 時間、大気中で熱処理した。熱処理後の粉末は、再度メノウ乳鉢を用いて 15 分間混合 した後、20MPa の圧力で直径 10mm のペレット状に加圧成型した。このペレット状試料を、1150℃、24 時間、大気中で熱処理をすることにより焼結体を得た。なお、固相反応法による試料合成では、原料を 入れる容器としてアルミナボートを使用することが多い。今回合成対象とした CuAl_{1-x}Fe_xO₂ は Al を含む ため、同じ Al を主成分として含むアルミナボートの使用によって組成のズレが生じることを避けるため に、ペレットは白金板の上に置いて熱処理した。Co³⁺と Mn³⁺の置換を試みた試料の合成においては、基 本的な合成手順と条件は Fe³⁺の場合と同じとし、原料として Fe₂O₃の代わりに Co₃O₄ と Mn₂O₃を用いた。

以上の手法で合成した試料の結晶構造は、粉末X線回折によって得られたデータを利用した Rietveld 法により精密化した^{3,4)}。ここで粉末X線回折とは、粉末状の試料にX線を照射し、その回折X線から結晶内部での原子配列等を決定する手法である。また、粉末X線回折のデータを利用した Rietveld 法とは、 各測定点における回折X線強度の実験値を y_i、計算値を f_i(x)、統計的重みを w_i としたとき、次式で表される残差二乗和を最小とする1組の可変パラメータ x を非線形最小二乗法により決定する方法である。

$$S(x) = \sum_{i} w_{i} [y_{i} - f_{i}(x)]^{2}$$
(4.7.2)

実質的に y_i に寄与する強度を合計し、バックグラウンド強度 $y_b(2\theta_i)$ を加えることで、i 番目の測定点における計算値 $f_i(x)$ が次式により与えられる。

$$f_i(x) = sS_{\rm R}(\theta_i)A(\theta_i)\sum_{K} m_K \left|F(h_K)\right|^2 P_K L(\theta_K)G(2\theta_i - 2\theta_K) + y_{\rm b}(2\theta_i)$$

$$\tag{4.7.3}$$

ここで、*s* は尺度因子、*S_R*(θ_i) は試料表面の粗さの補正因子、*A*(θ_i) は吸収因子、*K* は反射の番号、*m_K*は 多重度、*F*(*h_K*) は構造因子、*P_K*は選択配向を補正するための選択配向関数、*L*(θ_K) はローレンツおよび偏 光因子、 θ_K はブラック角、2 θ_i は *i* 番目のステップ回折角、*G*(2 θ_i -2 θ_K) は回折ピークの形を近似するため のプロファイル関数である。全測定点において、*f_i*(*x*) が *y_i*に可能な限り近づくように各パラメータを調 節することで、原子座標や原子の占有率、格子定数などを決定することができる。

粉末 X 線回折のデータを用いた結晶構造解析により、不純物相の析出が確認されずに単相であると判断した試料については、ゼーベック係数と電気伝導率を測定することで、前述の P.F. の温度依存性を評価した。なお、ゼーベック係数の測定には前年度の報告書に詳細を記載した熱起電力測定装置を一部改良して用い、電気伝導率は直流四端子法により評価した⁵⁾。

4.7.4 実験結果と考察

合成した $CuAl_{1-x}Fe_xO_2$ ($x = 0 \sim 0.10$) の粉末 X 線回折結果を図 4.7.3 に示す。x が 0.08 以上の試料では、 わずかではあるが図中に赤丸で示した不純物相 (CuO) の存在が確認された。一方、x が 0.07 以下の試料 では不純物相が確認されなかったため、Rietveld 法による結晶構造の解析を行った。図 4.7.4 は、今回行 った合成条件での固溶限界となった x = 0.07 (鉄含有量 7%)の試料の Rietveld 解析結果である。図中、



図 4.7.3 CuAl₁₋,Fe,O₂の粉末 X 線回折結果

黒点は実験値、赤い実線は表 4.7.1 に示した 結晶構造パラメータを仮定した計算値であ る。青い実線は、実験値と計算値の差で、 これがほぼ平らであることから、得られた 試料が目的とした CuAlO2 と同一構造であ ることがわかった。異なる鉄含有量の試料 に対しても同様の解析を行うことで格子定 数を決定し、その組成依存性を示したのが 図 4.7.5 である。格子定数 a と c は、鉄含有 量の増加に伴い系統的に変化した。元素置 換により a 軸が増加した理由は、図 4.7.2 で見られるように、 c 面内に隣接して並ん だ Al³⁺ サイトに、Al³⁺ よりもイオン半径が 大きい Fe³⁺ が置換されたためと考えられ





表 4.7.1 結晶構造パラメータ

Crystal system : trigonal,	Space group : $R\overline{3}m$
Lattice parameter : $a = 0.2$	8621 nm, <i>c</i> = 1.69076 nm
$\alpha = \gamma$	= 90°. β = 120°

$\alpha = \gamma = 90^{\circ}$,	$\beta =$
----------------------------------	-----------

Atomic coo	ordinates			
site	g	х	у	z
Cu	1.000	0	0	0
Al	1.000	0	0	0.5
0	1.000	0	0	0.11329



図 4.7.5 格子定数の鉄含有量依存性

る。(イオン半径: Al³⁺0.051 nm/Fe³⁺0.064 nm) 不純物相がないことと、格子定数が組成に依存して系統 的に変化していることから、それぞれ目的の組成の試料の合成に成功していると判断した。

図 4.7.6 は、母物質(x=0)とx=0.07の試料について、電気伝導率とゼーベック係数の測定を行い、

式 4.7.1 から求めた P.F.の温度依存性である。 廃熱回収を行う際の現実的な温度である 450℃では、鉄の元素置換により、その特性は 約 2.9 倍に改善された。前述の報告ではこの 比は 2 倍程度であり、特性改善の度合いが大 きくなった。前述の報告では不純物相の存在 がはっきりと確認されており、図 4.7.1 (d) に 示したように、添加した Fe の一部は元素置換 に使われて特性の改善に寄与したものの、残 りが不純物相の析出に利用されていたものと 考えられる。本研究では、合成手法を工夫す ることで、不純物相の析出のない単相試料の 合成に成功した。この単相試料に対する評価



図 4.7.6 パワーファクターの温度依存性

により、 $CuAlO_2$ に対する Fe_2O_3 の添加による特性改善は、置換によって $CuAl_{1-x}Fe_xO_2$ が形成され、この 物質の特性が優れているためと結論した。そこで、同じ Al^{3+} サイトに対して Co^{3+} と Mn^{3+} の元素置換を 試みた結果、それぞれ 1%と 3%まで単相試料が得られた(Fe^{3+} の場合は 7%)。同じ 3d 遷移金属元素によ る元素置換でもその固溶限界が大きく異なる結果となった。

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て新材料の開発を行っている。そのための一つの取り組みとして、今後の材料開発における指針を得るために、デラフォサイト型酸化物 CuAlO₂における鉄添加による *P.F.*の改善が、不純物相の析出によるものなのか、それとも Al³⁺サイトに対する Fe³⁺の元素置換によるものなのかを明らかにすることを目指した。そのために固相反応法を用いて CuAl_{1-x}Fe_xO₂の単相試料を合成し、物性評価を行った。その結果、報告されていた特性改善は基本的に元素置換によるものと結論した。同系の熱電特性改善には元素置換が有効であり、今後他の遷移金属元素の置換により、さらに特性改善ができる可能性があると考える。ただし、置換する元素の選択が重要となる。これらの結果を基にして、今後も引き続き高温廃熱回収に用いるための新材料開発を行っていく予定である。

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.Y. Ko, H.-C. Kwon, S. Nahmc, J. Alloys Compd., 437 (2007) 1.
- 3) F. Izumi, T. Ikeda, Mater. Sci. Forum 321-324 (2000) 198.
- 4) 中井泉,泉富士夫(2002)『粉末X線解析の実際』朝倉書店.
- 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.

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(LH₂: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、LH2の比重は約 1/6、また粘性係数は約 1/8 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、 LH2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。

ー方我々は、LH₂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 MgB₂(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)}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 LH₂ 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LH2タンクを対象として、 海上輸送中の LH2 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 MgB2 液面センサーの測定電流依存性の解明、2) MgB2線材を用いた温度分布計測、3)液面・温度・ 加速度・圧力の同時計測システムの構築を行った。 1)では、MgB2液面センサーの出力信号の増加を目指 して、測定電流を増加させることによりセンサーの 静的液面検知特性が変わるかどうか実験的に調べた。 2)では、液面センサーの部分抵抗を測定することによ り、注目した部分の温度を測定できると考えて、実 際に温度分布計測が可能であるかどうか実験的に調 べた。3)では、液体水素を海上輸送する際の基礎デー タの取得を目指して、液体水素の液面・液体水素タ ンク内部の温度分布・液体水素タンクにかかる加速 度・液体水素タンク内部の圧力計測を同時に行える



図 4.8.1 クライオスタットの断面図

実験システムを構築した。以下にこれらの概要につい て説明する。

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 にクライオスタットの断面図を、また図 4.8.2 に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 1200 mm、外径は 300 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(10 L)、液体水素槽(14 L)、サ ンプル槽(4 L)で構成されている。最も大きな特徴 は、前後左右に光学観測窓(有効径 50 mm)があり、 液体水素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 MgB₂液面センサーを装 着できるポートがあることも特徴のひとつである。こ れらの MgB₂液面センサーの出力と液体水素液面の画 像を比べることにより、液面センサーを簡単に較正す ることができる。

(2) 測定システムと測定方法

図 4.8.3 に本研究の基本的な測定システム(クライ オスタット内部)の概略図を示す。静的液面検知特性 の測定では、クライオスタットについている窓からク ライオスタット内部のスケールを用いて液面位置(0

mm~140 mm)を直接読み取り、4 端子法に基づき、MgB2 液面センサーの測定電流を 10 mA から 10 mA ごと 100 mA まで変化させて、その時の出力電圧をナノボルトメーターで測定した。また、熱起電力の影響をなくすために、測定電流を反転させて平均を取った。



図 4.8.3 クライオスタット内部の測定システム



図 4.8.2 クライオスタットの写真



図 4.8.4 クライオスタット外部の測定システム

温度分布計測では、測定電流 100 mA を MgB₂線材に印加し、クライオスタット内部のプローブに 取り付けられた熱電対温度計と MgB₂線材の出力電圧(熱電対温度計の上下約 5 mm の所にはんだ付 けにて接続した、出力電圧測定用のタップ間の出力電圧)をデータロガーにて測定した。測定では、 クライオスタット内部の温度を変化させた。また、クライオスタット内部を温度変化させるために、 液体水素、液体ヘリウムおよび液体窒素を用いた。

図 4.8.4 にクライオスタット外部の測定システムを示す。同時計測では、液体水素をクライオスタット内部に入れた後、測定電流 100 mA を MgB2 液面センサーに印加し、外部ヒーター入力値を 3 W に 設定した。この時の MgB2 液面センサーの出力電圧と温度分布計測時に用いたタップ間の出力電圧を

データロガーで同時に計測した。また、加速度計 および圧力計の出力電圧もデータロガーにて同時 に計測した。

(3) 深江丸での実験

図 4.8.5 に深江丸後部甲板上における実験装置 の配置図を、また図 4.8.6 および図 4.8.7 に実験の 様子を示す。図 4.8.5 に示すように、後部甲板の右 舷側に 400 L LH₂タンク、クライオスタットを配 置し、蒸発した水素ガスは左舷船尾側に排出され



図 4.8.5 深江丸での実験装置の配置図



図 4.8.6 深江丸での実験の様子(その1)



図 4.8.7 深江丸での実験の様子(その 2)

るようにベントラインを構築した。また、防爆対策に用いる窒素ガスボンベおよびサンプル槽の加圧 に用いるヘリウムガスボンベは、後部甲板中央の柱に紐でくくりつけて固定した。図 4.8.7 に示すよう に、測定機器および PC は、防爆対策として袋で覆い、その中に窒素ガスを供給し続けた。

4.8.3 実験結果と考察

(1)外部加熱型 MgB₂液面センサーの測定電流依存性

図4.8.8に外部ヒーター入力値を3Wに設定した 時の実験結果を示す。いずれの測定電流においても 近似直線の相関係数が0.995以上であり、測定電流 を10 mAから100 mAまで増加させたとしても液 面レベルを正確に検知できることが分かる。また、 同じ液面レベルにおいて各測定点ごとの出力電圧 は測定電流が増加するに従って比例的に増加して いた。このことから、このMgB2液面センサーにお いて測定電流10 mA~100 mAまでの間で自己発 熱の影響はないと考えられる。一方、各測定電流に おける近似直線を液面高さ200 mm へ外挿すると、 出力電圧は0 mVではなく、測定電流の増加ととも に単調に増加する値となった。これは、センサー出 力端子の接触抵抗の影響は少なく、偏流の影響では ないかと考えられる。

(2) MgB₂線材を用いた温度分布系計測

図 4.8.9 に単位長さ当たりの電気抵抗を縦軸に、 熱電対温度計で測定した温度を横軸に取った実験 結果を示す。各タップ間の単位長さ当たりの電気抵



図 4.8.8 液面センサーの出力電圧と液面レ ベルの関係



図 4.8.9 液面センサーのタップ間の抵抗と 温度の関係

抗はほとんど一致していることが読み取れる。また、電気抵抗と温度の関係は直線的に増加していると 考えるより、単調に増加していると考えた方が良い。これは、MgB2線材は一般的な金属と違い1種類 の金属だけでなく、Mg元素、B元素やシース材のCuNiおよび不純物として添加したSiCで形成され ているために、温度依存性が一般的な金属と異なっているからであると考えられる。また、過去に測定 した実験データと比較し、単位長さ当たりの電気抵抗のズレを温度誤差として見ると、温度範囲77 K ~200 Kにおいて、誤差約10 Kであることが分かった。また、この温度範囲における測定感度は、10 ⁻³Ω/m·K オーダーであることが分かった。

(3) 液面・温度・加速度・圧力の同時計測システムの構築

図 4.8.10 に 16:50:47~16:52:26 における停泊中深江丸後部甲板上の加速度と圧力の時間変化のグラフを、また図 4.8.11 に同時刻における液面レベルと各タップ間の出力電圧の時間変化のグラフを示す。 図 4.8.10 および図 4.8.11 を見ると、停泊中のため、加速度、圧力、液面、各タップ間電圧の値の時間 変化はない。ここで、図 4.8.11 において、液面センサーの出力電圧は(1)の実験結果で得られた近似直 線を用いて液面レベルに換算し、タップ間電圧は ソリッドステートタイマーを用いて電流反転させ ているために正負の値になっている。また、図 4.8.11 のタップ間電圧の値を(2)の実験結果から 温度に変換すると、Tap1 では 52.7 K であり、Tap2 では53.9 K であった。この温度は、クライオスタ ット内部の温度分布ではなく、ヒーターによって 暖められた MgB2 センサー自身の温度であるため、 液面・加速度・圧力の同時計測は可能であるが、 クライオスタット内部の温度分布はこれらと同時 には計測できない。しかし、過去の研究からヒー ター入力時間は1 秒以内で良いことが示されてい るので、加速度、圧力の計測に加えて、必要な時に 液面計測を行い、それ以外の時では温度分布計測を 行うシステムが構築できたと言える。

4.8.4 まとめ

MgB2 液面センサーは、近似直線に着目すると 測定電流に依存せず、一方、各測定電流における 近似直線を液面高さ 200 mm へ外挿すると、出力

Time (hour: min: sec) 図 4.8.11 液面センサーのタップ間の出力電

16:51:36 16:52:19

16:53:02

電圧は0mVではなく、測定電流の増加とともに単調に増加する値となった。また、MgB2線材を用い た温度分布計測は77K~200Kにおいて温度誤差約10Kで測定可能であることが分かった。さらに、 同時計測については、加速度、圧力の計測に加えて、必要な時に液面計測を行い、それ以外の時では 温度分布計測を行うシステムが構築できたと言える。

16:50:10

16:50:53

次年度は、LH2タンクを模擬したクライオスタット内へ装着する、長さ 500 mm の MgB2液面セン サーを数本作製する。これらのセンサーの較正を行った上で、先ずはポンド内に停泊中の深江丸後部 甲板上において、LH2 の3Dスロッシング計測の予備実験を行う。予備実験に成功すれば、深江丸に よる航海実験において LH2の3Dスロッシング計測を行い、同時に航海データを収録する予定である。 得られたデータから、LH2のスロッシング状態を解明したいと考えている。

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 MgB₂ Wire to Liquid Hydrogen Level Sensor — External-Heating-Type MgB₂ Level Sensor, *IEEE Trans. Appl.* Supercond. Vol.19 (2009) pp.764-767.

(3) C. Haberstroh, and G. Zick: A Superconductive MgB₂ 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 MgB₂, 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 MgB₂ 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 MgB₂ 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.

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2年目ということで,報告書冒頭において昨年度実施した CME に関するアンケートの分析を実施している.分析した内容から,機関室の中でたがいに関連の深い機械・機器類がかなり明らかになったといえる.

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,着実に成果を挙げている.また,本事業で得られた成果はそれぞれ専門の学 会でも報告されており,関連分野の技術者に対して有益な情報を提供しているものを確信している.

次年度は本事業の最終年度であり、CME を実現するための確かな基盤の形成を目指して、研究メンバー間の連絡、情報交換をさらに緊密にして研究を進める予定である.