

Supported by  日本 THE NIPPON
財団 FOUNDATION

平成 2 5 年度
高圧高信頼性ロータリーベーン式舵取機の技術開発
成果報告書

平成 2 6 年 3 月

一般社団法人 日本船用工業会

はしがき

本報告書は、BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて、平成 25 年度に社団法人日本舶用工業会が実施した「高圧高信頼性ロータリーベーン式舵取機の技術開発」の成果をとりまとめたものである。

船舶の操舵機の分野において、大舵角が確保でき、据付け面積の少ない、ロータリーベーン式舵取機が注目されているが、シールの性能等もあり、現状の作動油圧は 8.0MPa となっている。これを 15.0MPa に高め、更に装置の小型化を図るため、高圧に対応したシール材や、チャタリングを防止する制御装置等の研究を行い、高圧高信頼性の操舵機の技術開発を行う。

本開発は、平成 24 年度、25 年度の 2 年計画で、ジャパンハムワージ株式会社に委託して実施しており、その成果をここにまとめたものである。

ここに、貴重な開発資金を助成いただいた日本財団、並びに関係者の皆様に厚く御礼申し上げる次第である。

平成 26 年 3 月
(一社)日本舶用工業会

目 次

1. 技術開発の目的	1
2. 事業の目標	2
2.1 本事業の最終目標	2
2.2 平成 24 年度の目標	2
2.3 平成 25 年度の目標	2
3. 実施経過	2
3.1 平成 24 年度の実施項目	2
3.2 平成 25 年度の実施項目	2
3.3 実施期間	2
3.4 実施場所	3
4. 実施内容	3
4.1 平成 24 年度の実施内容	3
4.1.1 基本計画の作成	3
4.1.2 各機器の試設計	12
4.1.3 各機器の試作	17
4.1.4 各機器の単独性能試験	17
5. 平成 25 年度の実施内容	25
5.1 負荷試験の試験方案の作成	25
5.1.1 負荷試験の方案作成のための基礎的な事項	25
5.1.2 負荷試験の方案作成	30

5.2 耐久試験の試験方案作成	30
5.2.1 耐久試験のための基礎的な事項	30
5.2.2 耐久試験の方案作成	33
5.3 負荷試験の実施経過	33
5.3.1 試験機の負荷試験中に発生した問題点と対策	33
5.3.2 負荷制御装置の調整経過、発生した問題点と対策	36
5.3.3 補助機器の作動状況経過	47
5.4 耐久試験の実施経過	49
5.4.1 耐久試験において付加した累積負荷量と使用部品の変遷	53
5.4.2 耐久試験後の開放検査	55
5.4.3 耐久試験中に発生した問題点とその対策	56
6. 目標の達成状況	56
6.1 負荷試験装置の達成状況	56
6.2 試験機の舵取機性能、負荷試験の達成状況	56
6.3 耐久試験の達成状況	57
6.4 技術開発作業の集約、総合評価	57
7. 今後の課題	57

1. 技術開発の目的

世界的な経済社会の発展により、船舶の運航が増大・多様化してきたことに伴い、運航における海難事故の防止、海洋汚染の防止、安全操船が最大課題とされると同時に、近年は特に、省エネルギー、省資源の問題もクローズアップされるようになった。

船舶の操舵機械の分野において、このような背景に適うものとして、ロータリーベーン式舵取機（以下、RVSG と略称）が注目されるようになり、現在、世界の舵取機マーケットは、次世代舵取機として RVSG に向けて変化しているのが実情である。

RVSG のこのような需要の増大に对应しているのは、欧州のメーカーであり、世界の主導的航海・造船国である我が国は、この世界の趨勢に立ち遅れているのではないかと懸念される。

このような状況にあっては、現在のレベルの RVSG に対して更に一步を進めた高性能で高信頼性の RVSG を持って立ち向かうことが必要であり、これによって、立ち遅れを挽回できることになり、また、日本発の技術として世界の主導的地位を確立できることになると考える。

RVSG の高性能化の最大の標的は高圧化であるが、シール性能や高圧油化による制御弁の圧力差により発生するチャタリング等の理由により、作動油圧が 8.0MPa (80kg/cm²) 程度に止まっているのが現状で、欧州の RVSG メーカーでも高圧化が実現されていない。

現状の 8.0MPa の作動油圧をもつ RVSG の重量と据え付け面積は、ラム式舵取機に比し、重量比で 1/2、据え付け面積比で 1/4 である。

作動油圧を 12MPa で試設計した結果、この値を更に約 30%減らすことが可能であることが確認できた。更に作動油圧を 15MPa に高めての設計とテストを行うことにより、RVSG の合理化を可能とする技術思想を確認したい。

そこで、RVSG の高圧高信頼性化を目指し、高油圧化に配慮した最適なアクチュエータの構造や形状の開発、高油圧化であっても漏洩が少なく潤滑性に富んだシールの断面形状や寸法およびシール油圧システムの開発、高油圧下で発生するチャタリング等の不具合の防止を可能とした高信頼性の高油圧制御装置の開発を行う。

更に、今まで不可能であった、工場内での実船に即した負荷試験を行うために、RVSG のアクチュエータを負荷付与側にした新型の負荷試験装置を製作する。

この負荷装置が完成すれば、工場内において実船試験と同等の負荷試験や、今まで実船試験でも取得が困難だった各要素のデータ収集が可能となり、RVSG の更なる信頼性向上に役立てることが可能となる。また、JG、NK から指摘されてきた、RVSG のシールに対する実船相応の試験資料の欠如の問題を解決することも可能となる。

今回、この高圧高信頼性ロータリーベーン式舵取機を開発することにより、舵取機システムとしての省資源、省エネルギーに寄与できるのみならず、配置および寸法面での合理化による船舶のスペースの有効利用などの効果が得られ、更には、艀装の工期、工数の削減に大きく寄与できるものである。また、これ等の合理化により、大舵角操舵システムの採用が可能となり、操船性能の向上と安全性の向上が期待できると考える。

2. 事業の目標

2.1 本事業の最終目標

- (1) 作動油圧の高圧化により、重量及び据え付け面積の30%低減を図る。
- (2) 長期間（目標5年間以上）無開放運転の保証が可能な舵取機械を開発する。

2.2 平成24年度の目標

- (1) 高圧高信頼性ロータリーベーン式舵取機の試作機並びに新型の負荷試験装置を製作する。
- (2) 負荷試験装置を用いて試作機の性能試験を行い所定の性能が出ることを確認する。

2.3 平成25年度の目標

- (1) 負荷試験を詳細に続行し、改良事項を摘出して完成度を高める。
- (2) 耐久試験を行い、長期間無開放で使用できることを実証する。

3. 実施経過

本開発では、以下の項目について実施した。

3.1 平成24年度の実施項目

- (1) 開発の基本計画の作成
- (2) 試験機の設計、及び、製作
- (3) 負荷試験装置の設計、及び、製作
- (4) 総合的に作動し、次年度の試験に入り得ることの確認

3.2 平成25年度の実施項目

- (1) 負荷試験、耐久試験の実施
平成24年度の作業を踏まえて、平成25年度は負荷試験を行いながら改良を織り込み、引き続き耐久試験を推進する。
- (2) 総合評価と報告書の製作

3.3 実施期間

開始 : 平成24年4月1日
終了 : 平成26年2月28日

3.4 実施場所

- 平成 24 年度の実施項目 (1) (2) ジャパンハムワージ(株)本社
- 平成 24 年度の実施項目 (3) (4) ジャパンハムワージ(株)今津工場
- 平成 25 年度の実施項目 (1) ジャパンハムワージ(株)今津工場
- 平成 25 年度の実施項目 (2) ジャパンハムワージ(株)本社および今津工場

4. 実施内容

事業目標を達成するために、ポリマーシール方式の高圧高信頼性のロータリーベーン式舵取機に対して下記平成 24 年度および平成 25 年度分の項目の技術開発を行った。

4.1 平成 24 年度の実施内容

4.1.1 基本計画の作成

高油圧化に配慮した最適なアクチュエータの構造や形状、高油圧下であっても漏洩が少なく潤滑性に富んだシールの断面形状や寸法及びシール油圧システム、高油圧化で発生するチャタリング等の不具合の防止を可能とした高信頼性の高油圧制御装置、工場内でも実船試験に近い負荷試験が可能な新型の負荷試験装置について、構造解析や要素解析を行い、それぞれの機器の基本計画を下記のように作成した。

4.1.1.1 高油圧化に配慮した最適なアクチュエータの構造や形状

アクチュエータは、最大転舵角度は両舷に 70° まで転舵可能な構造とした。

アクチュエータの主要部はハウジング、ロータ（ベーン付）、セグメント（ハウジングに固定）及びカバーから成り、これらの材料はすべてダクタイル鋳鉄を使用した。

ハウジングには回転トルクを伝達するロータを組込み、ロータのベーンとで圧力室を形成するようにセグメントを配置した。

セグメントはハウジング内面に強固に固定し、舵のハードオーバー時の機械的ストoppaとしての機能を持たせた。

アクチュエータの上部と下部には青銅鋳物（BC）製軸受を設け、転舵時のロータのラジアル荷重を受け持たせ、底部にはスラストリングを設けて、舵、軸、ロータの垂直荷重を受け持つ構造とし、別途にラダーキャリヤを設ける必要のないものとした。

ハウジング、ロータ、セグメント等の摺動部シールはシール用溝に特殊シールを装着し、内部間及び外部への油漏れを防止した。

図 4.1.1-1 に、ロータリーベーン式舵取り機の断面構造を示す。

主な開発要素部は、図において赤色着色を施した。

①は本体部分、②はシール、③は油圧制御部品を複合化したバルブブロックを示す。

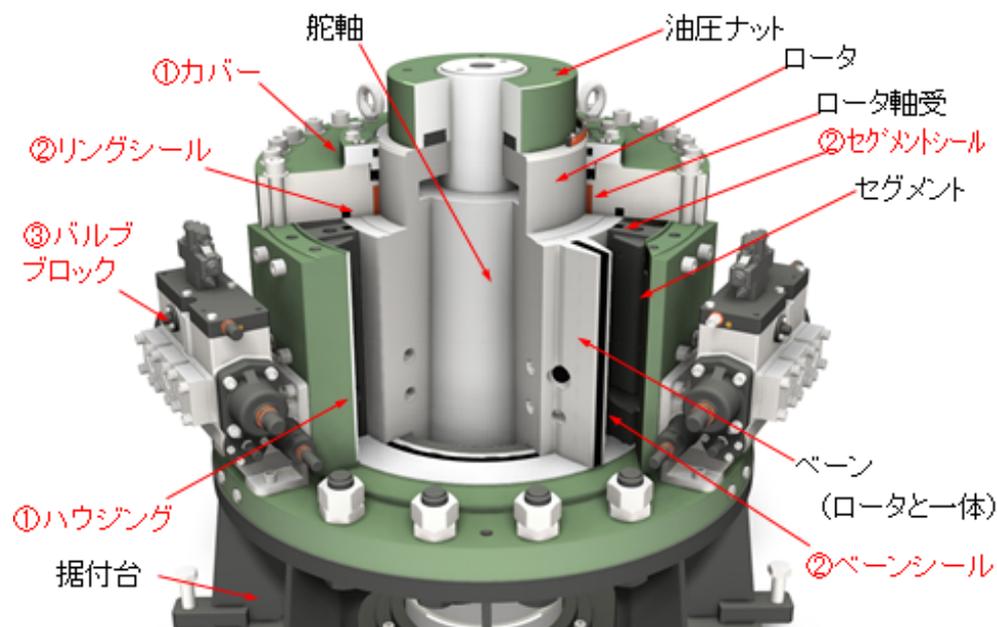


図 4.1.1-1 アクチュエータの主な開発要素部

アクチュエータのハウジング及びカバーについて、必要十分な強度を得る為、従来、降伏点 450 N/mm^2 の材質を使用していたが、これを 600 N/mm^2 のものにすると共に有限要素法（FEM 手法）を用いて強度計算を行い、必要な材料肉厚等を求めた。（4.1.2.1-（2）参照）

4.1.1.2 高油圧下でも漏洩が少なく潤滑性に富んだシールの断面形状や寸法

作動油圧を高圧化すれば、シールに加わる圧力が大きくなり、また、シール面等からの漏洩が大きくなる。よって、十分な硬度を持ちはみ出しにくい材料で圧縮永久歪を配慮して、シール材料を選定した。またシール断面形状は、油切れしにくいような油溝構造とした。なお、これ等材料、構造については、負荷試験を行いその結果を見ながら、見直しを行い、より適切なものを求めていくこととする。

4.1.1.3 高油圧化に配慮したシール油圧システム

負荷試験を行いその結果を見ながら、総合的に判断し、より合理的なシステムの検討を重ねていく。現状のシステムに、グランド部損傷の有無を目視できるシステムを付加した。

4.1.1.4 高信頼性の高油圧装置

ポンプユニットには、油圧ポンプを 2 台装備し転舵速度はポンプ 1 台で片舷 35° から反対舷 30° までを 28 秒以内（船級規則の標準計測方法）で行うように構成した。

油圧制御系は2台のポンプに対応して独立に2系統もうけ、外部の管系及び当該ポンプユニットに故障や損傷等が起こった場合には、下記に装備されているパイロットチェック弁により損傷部から切り離して、他の正常な系統で操舵を行うようにした。

油圧制御弁類は複数の機能の弁（方向切換え弁、パイロットチェック弁、流量調整弁、およびリリーフ弁）を内蔵した一体構造のバルブブロックとした。

流量調整弁の目的は、バランス舵を採用している船の場合、ある舵角に対する転舵方向によっては、負のトルクが発生するが、この力によって、通常より転舵速度が速くなり正の圧力であるべきロータベーンのパンプ押し込み側は負圧状態となり、この正負のバランスが反転すると、舵が流れる現象が起こるが、このような現象を防止する役目を持たせることにある。

図示していないが、アクチュエータに独立の防衝弁を設け外部（舵など）からの過大な力により計画値以上に内圧が上昇した場合に、内部の油圧をバイパスさせ、アクチュエータを保護する構成とした。

油圧ポンプユニットは、その内部を2室に分割した1個の貯油槽を持ち、この上部にポンプ、電動機を2系統組み付け、各系統が独立して機能するように構成した。

4.1.1.5 工場内で実船試験に近い負荷試験が可能な新型の負荷試験装置

(1) 負荷機と試験機とは各ロータを軸で直結し、その負荷は、負荷機側で負荷量及び方向を制御する事によって行う方式を立案した。

(2) 負荷試験装置の構造

図4.1.1-2に示すように、二階構造の架台の一階である下部架台の中に、負荷機のアクチュエータを、ロータ軸心が上下方向になりかつ、従来のアクチュエータとは天地が逆になるように配設して、フランジ部を上部架台下面に取付ける。上部架台の上面には試験機のアクチュエータを試験機台に乗せ、負荷機のアクチュエータと同心に配設する。

試験機と負荷機のアクチュエータの各ロータの中心孔に連結軸の頂端部と底端部を挿入して、それぞれを油圧締付け手段により固定する。これにより、両ロータは、一体となって回転する。

試験機のアクチュエータを駆動する油圧装置および負荷機のアクチュエータの駆動を制御する制御装置は負荷試験台から離して配設し高圧ホースで連結する。

負荷機のアクチュエータの駆動を制御する制御装置は、負荷機のアクチュエータにより実際の舵トルクを模擬した出力トルクを試験機のアクチュエータに与えるようにした構成とする。

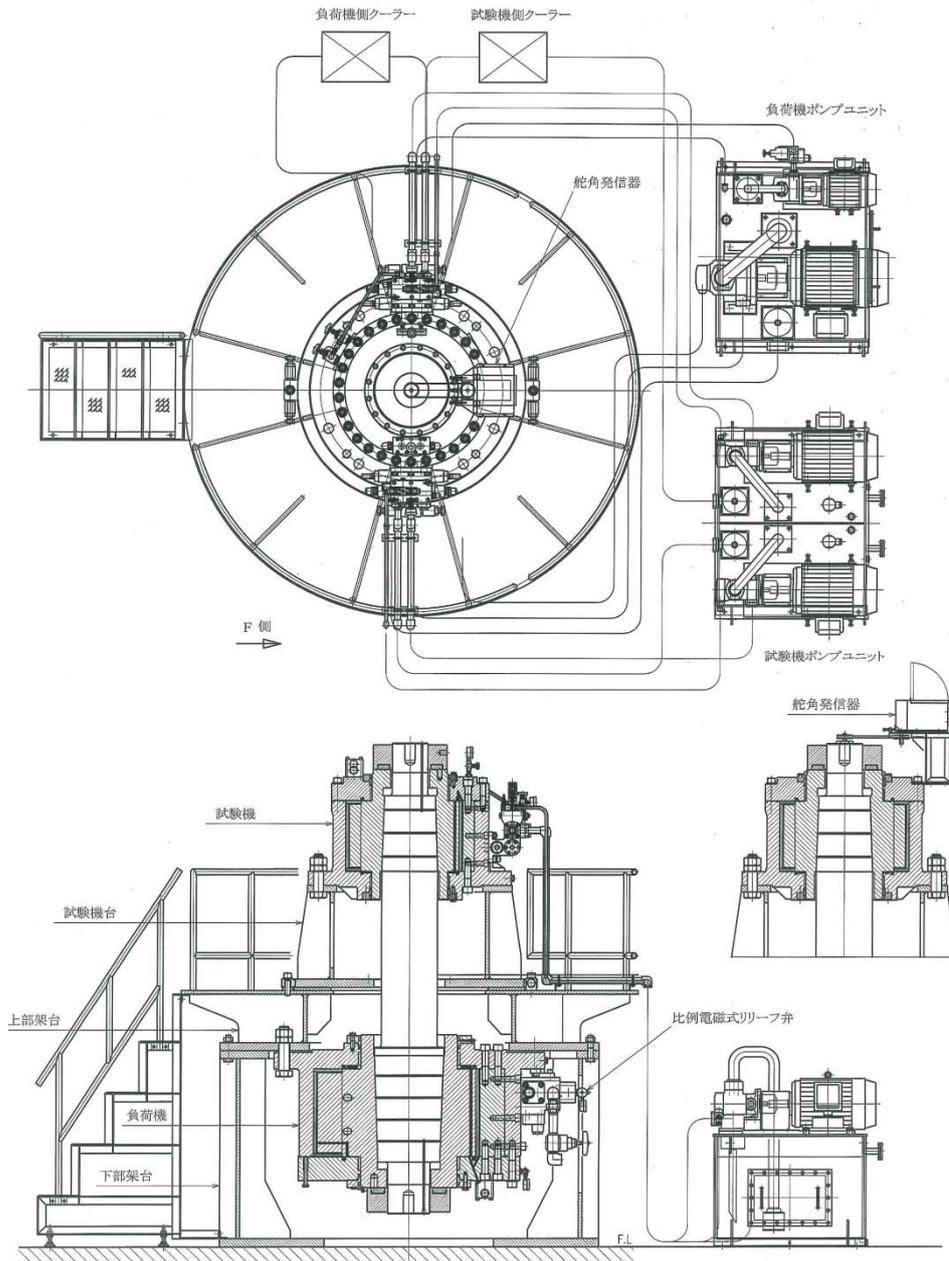


図 4.1.1-2 舵取機負荷試験装置全体組立図

(3) 舵取り機負荷試験装置の油圧回路

図 4.1.1-3 に舵取機負荷試験装置と試験を受ける開発舵取機の油圧回路を示す。試験機に負荷をかける方法は以下の要領による。

試験機を、運転し電磁弁を右舷側へ、また、左舷側へと切り替えて運転する。

試験機のアクチュエータと負荷機のアクチュエータとは軸によって両者は結合されているので、試験機のアクチュエータからの回転力は両者を結合する軸によって負荷試験装置のアクチュエータに伝達される。

負荷機に伝達された回転力により、そのアクチュエータ内のベーンの左右の油室の容積が増減するので、作動油は本機に設けた開孔を通過して、一方の油室から吐き出され他方の油室に帰るように構成する。このとき、比例電磁式リリーフ弁の電流を加減することにより、この弁の開度を制御して通過する作動油を絞り抵抗を与えることによって、作動油圧の大きさを加減し、負荷の大きさを加減するものとする。

負荷試験装置に設けた負荷用ポンプ及び電磁切換弁は、マイナス（負荷機が試験機を回すような）負荷を与えるために設けるもので、電磁切換弁は、開発舵取機の電磁切換弁と同期をとって運転しながら、比例電磁式リリーフ弁の開度を加減することによって、試験機のアクチュエータにマイナス負荷を与え、その負荷量を加減するように構成する。

図 4.1.1-3 の上側に開発した試験機の油圧回路を、下側に負荷機の油圧回路を示す。

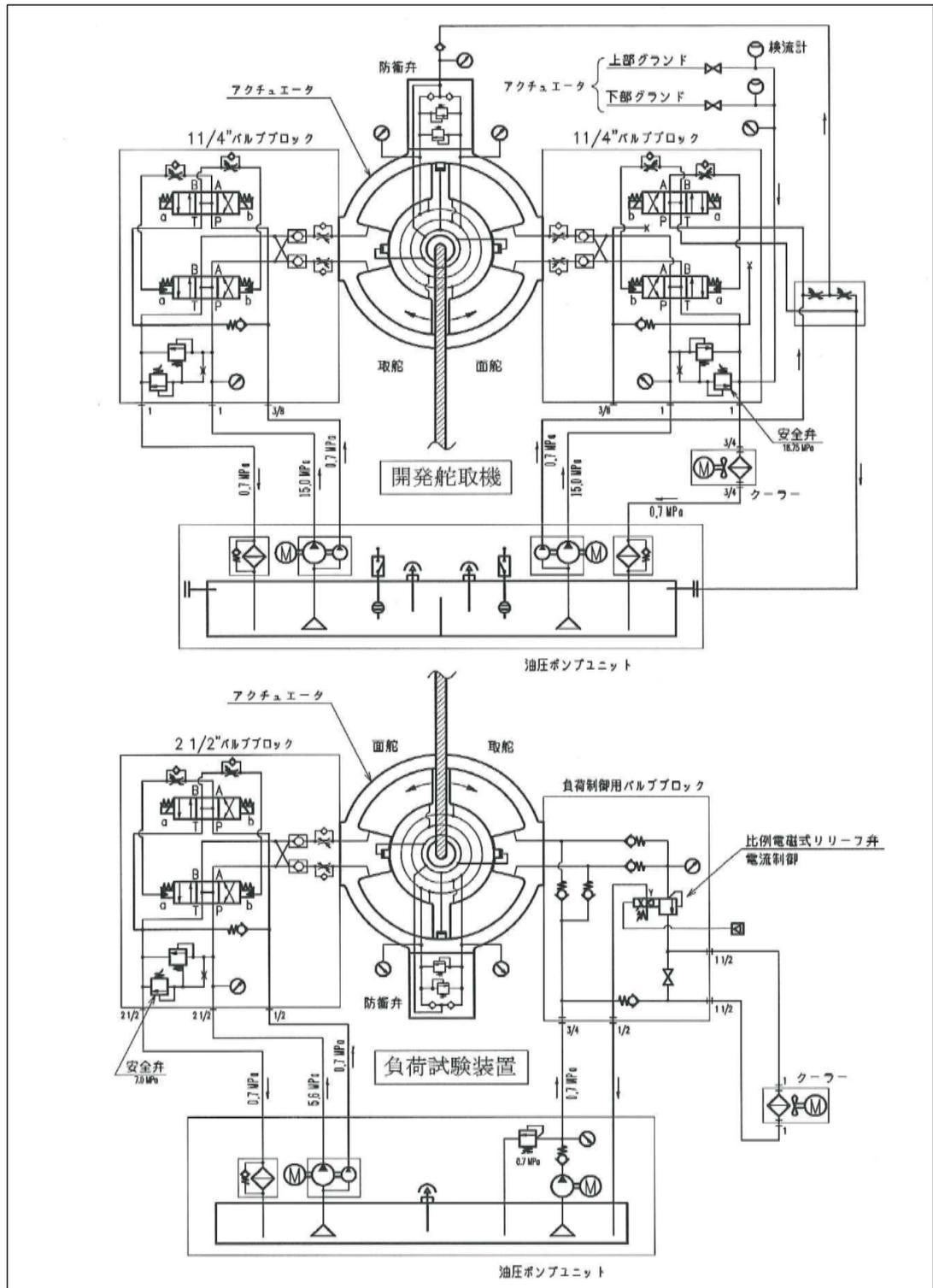


図 4.1.1-3 試験機および負荷試験装置油圧回路

(4) 舵取機負荷試験の制御

(a) 正負荷の制御

負荷試験装置の負荷用ポンプを回しても負荷機自身が舵軸を回す力を発生しないように電磁弁を OFF とし、試験機によって駆動される負荷機から排出された時、作動油管路に設置した電磁比例制御リリーフ弁を制御する電流量を加減して開口度を変えることにより、作動油にかかる抵抗を増減して油圧、即ち負荷量を加減するように構成した。

電磁比例制御リリーフ弁の制御は、電磁比例制御リリーフ弁に電流を印加しその電流値に見合った油圧抵抗を作動油の流路に与えるようにした。この電流の大きさを加減することによって、負荷機に掛かる油圧抵抗を変え、試験機に掛かる目的とする軸回転負荷力を与えるようにした。

(b) 負の負荷の制御

負荷試験装置の負荷用ポンプを運転し、負荷試験装置及び試験機の電磁弁を共に同時に左舷側 (Port) 又は右舷側 (Starboard) に操作し、負荷試験装置回転速度は、試験機より回転速度が大きくなるよう予め定め、負荷用ポンプの吐出量を設定しておいた。

この負荷用ポンプからの吐出量を加減できるよう、その駆動用電動機の回転速度を加減することが出来るようにインバータ (写真 4.1.4-7) を設けた。インバータの周波数を増減することにより、負荷用ポンプからの吐出油量を加減して負荷機のアクチュエータの回転速度を制御するようにする。

このようにしておいて、例えば、比例制御リリーフ弁が完全に遮断している状態であれば、負荷試験装置の速度が試験機の速度を上まわるようにすると、負荷機が試験機を引き回すことになり、被試験機に負トルクを与えることができる。

この状態で、比例制御リリーフ弁をなにかしらか開けば、即ちリリーフさせれば負荷試験装置側の作動油は、それへ分流され、直接タンクに戻るなので、それだけベーンを押す圧力が減じ負荷機の回転力を減ずることになるので、試験機の負トルク量を加減することが可能となる。即ち負トルクの制御が可能となる。

(c) 試験機負荷量の連続可変制御

従って (a) 及び (b) の制御の仕方の組合せを変えることにより、正負荷から負負荷に亘って、任意にかつ連続的に負荷量を制御するシステムが構築することができた。

(d) 放熱装置

このシステム構成は比例電磁リリーフ弁によって油道を絞り油圧を掛けるため、それによって発熱し油温が上昇する。この油温上昇を抑えるため、クーラを設け、発熱量に見合う熱量を奪って、放熱させるように装置を構成した。

(5) 電氣的制御装置

上記の制御機構を織りこんで構成した制御装置の構成図を図 4.1.1-4 に示す。

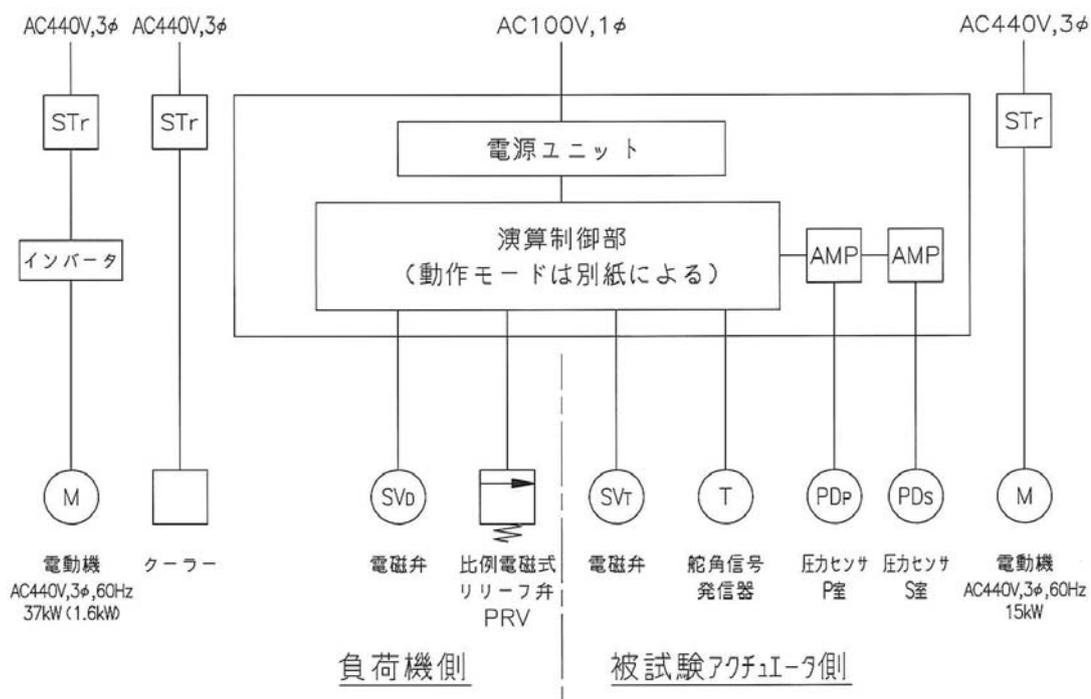


図 4.1.1-4 電氣的制御装置の構成

(6) 総合機器要目表

上記基本設計の結果をまとめた試験機の機器要目表を図 4.1.1-5 に示す。

負荷機の機器要目表を図 4.1.1-6 に示す

ロータリーベーン舵取機試験機要目 N2-30T 型

1. 舵取機 (アクチュエータ)		
型式		N2-30T
舵頭軸径		330 mm
最大舵角		2×70° (メカニカルストップ 2×71.5°)
常用最高油圧		15.0 MPa (153 kgf/cm ²)
設計圧力 (リリーフ設定圧力)		18.75 MPa (191 kgf/cm ²)
常用トルク		379.9 kNm (38.7 t-m)
常用有効トルク (圧損を考慮したトルク)		329.4 kNm (33.6 t-m)
リリーフトルク		474.9 kNm (48.4 t-m)
許容スラスト荷重		350 kN
許容ラジアル荷重		1200 kN
許容上向き荷重 (連続/瞬間最大)		100/1000 kN
転舵時間 (35°-0°-30°) 35°を		
ルール要求:		28 秒以内
試験計画:	ポンプ 1 台運転にて	26.5 秒以内
	ポンプ 2 台運転にて	13.3 秒以内
2. ポンプユニット		
型式		PU2×200-N30
ベーンポンプ		2520VQ12A5F-*-JA
回転速度		1750 min ⁻¹
吐出量 (1750min ⁻¹)		65.0 ℓ/min
リリーフ設定圧力		18.75 MPa (191 kgf/cm ²)
電磁弁供給電源		AC 100V × φ1
3. 電動機		
型式		全閉外扇防滴型
電源		AC 440V × φ3 60Hz
出力		15 kW
回転速度		1750 Min ⁻¹
始動方式		直入 (定格 25.3A/始動 202.5A)
定格		100 % : 1 時間
絶縁		200 % : 30 秒
		B 種
4. 作動油		
粘度グレード		ISO VG46 又は VG68
粘度指数		V1100 以上
最高使用温度		80 °C
5. 舵取機油保有量		
舵取機 (アクチュエータ)		63 ℓ
ポンプユニット	(2×200)	400 ℓ

図 4.1.1-5 試験機要目表 N2-30T 型

ロータリーベーン舵取機負荷機要目 J2-70T 型

1. 舵取機 (アクチュエータ)		
型式		J2-70T
舵頭軸径		330 mm
最大舵角		2×70° (メカニカルストップ 2×71.5°)
常用設定最高油圧		4.5 MPa (45.9kgf/cm ²)
リリーフ設定圧力		5.6 MPa (57.1kgf/cm ²)
常用設定トルク		381.9 kNm (38.9 t-m)
リリーフ設定トルク		477.4 kNm (48.7 t-m)
許容スラスト荷重		700 kN
許容ラジアル荷重		1800 kN
許容上向き荷重 (連続/瞬間最大)		120/1200 kN
転舵時間 (35°-0°-30°) 65°を		
試験計画: ポンプ 1 台運転にて		22.6 秒以内
2. ポンプユニット		
型式		PU2×400-70T
ベーンポンプ		No. 1-SQP41-50-286DD29-18 No. 2-SQP1-5-1B23-15
回転速度		1750 min ⁻¹
吐出量 (1750min ⁻¹)		No. 1-260.0 ℓ/min No. 2- 29.0 ℓ/min
リリーフ設定圧力		5.6 MPa (57.1kgf/cm ²)
電磁弁供給電源		AC 100V × φ1
3. 電動機		
型式		全閉外扇防滴型
電源		AC 440V × φ3 60Hz
出力		No. 1- 30 kW No. 2-3.7 kW
回転速度		1750 min ⁻¹
始動方式		直入
定格		100 % : 1 時間
絶縁		200 % : 30 秒
4. 作動油		
粘度グレード		ISO VG46 又は VG68
粘度指数		V1100 以上
最高使用温度		80 °C
5. 舵取機油保有量		
舵取機 (アクチュエータ)		216 ℓ
ポンプユニット		450 ℓ

図 4.1.1-6 負荷機要目表 J2-70 型

4.1.2 各機器の試設計

基本計画に基づき、高圧高性能アクチュエータ、各種の高圧シール（平面シール、立シール、リングシール、ロータ軸グランドシール）、高油圧制御装置、新型負荷試験装置の試設計を下記の通り行った。

4.1.2.1 高油圧化に配慮した最適なアクチュエータの試設計

(1) アクチュエータの強度計算

計算結果が実際の応力や変形と結びついて評価できる実績のある従来の強度計算式によって各部の強度計算を行った。

(2) 有限要素法（FEM）解析

有限要素法（FEM）解析による開発機アクチュエータの強度解析結果を図 4.1.2-1 および-2 に示す。

a) ハウジング部

応力については、ハウジング部は、底面角の応力が 475N/mm^2 であるので、角は R をとることが必要と考え、R7 とした。その他については、応力的に問題はない。

変形については、第 1 グランドシール部が外側に 0.2mm 変形するが、支障がない範囲と考え、実証試験によって確認することにした。

b) カバー

応力は、解析処理上、ボルト頭の当たり面を拘束面に行っているため、やや大きめ (500N/mm^2) に現れているが、実際にはこれより低くなり問題はない。

変形については、第 1 グランド部 0.2mm 外側に変形するが、支障がない範囲と判断した。

c) ロータ

応力は、テーパ部上下端の平均で降伏点付近の応力に相当する 400N/mm^2 であり、支障はない。

変形については、下部ライナーの当たり面が外側に 0.22mm 膨らむが、構造上に問題はないと判断した。

d) グランド押さえ

応力はシール溝角部で約 100N/mm^2 であり問題はない。

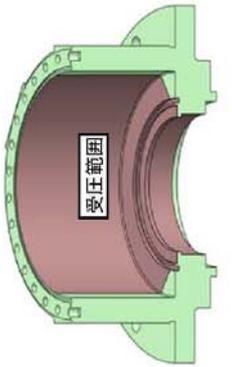
変形は、高さ方向に 0.05mm の変形をするが、構造上に問題はないと考えている。

N2-30T 強度解析結果

2012.04.11

結果:
ハウジング : 応力 : 底面の角の応力が475 N/mm²あるので、角R増加が必要と考え、R7とした。
 (1280 kg) その他は問題になる点はない。
 変形 : 第1グラントシール部が0.2mm 外側に変形するが支障が無い範囲と考え、実証試験を行うことにした。
カバー : 応力 : ポルト頭の当たり面を拘束面にして、やや大き目(500程)に現れているが、実際はこれより低くなり問題はない。
 (420 kg) 変形 : 第1グラントシール部が0.2mm 外側に変形するが、支障が無い範囲と判断する。

N2-30T (ハウジング)
 材質: FCD600
 ・引張強度: 600 N/mm²
 ・降伏応力: 400 N/mm²
 ・伸び: 12%以上
 ・ポアソン比: 0.26
 負荷圧力:
 150 × 1.25 = 187.5kg/cm²
 (18.39 Mpa)



N2-30T (カバー)
 材質: FCD600
 ・引張強度: 600 N/mm²
 ・降伏応力: 400 N/mm²
 ・伸び: 12%以上
 ・ポアソン比: 0.26
 負荷圧力:
 150 × 1.25 = 187.5kg/cm²
 (18.39 Mpa)

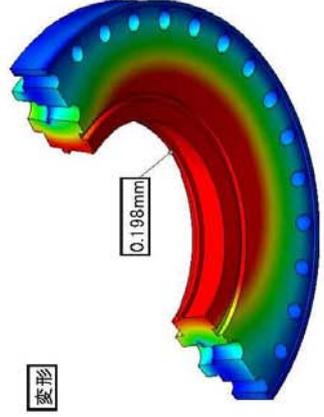
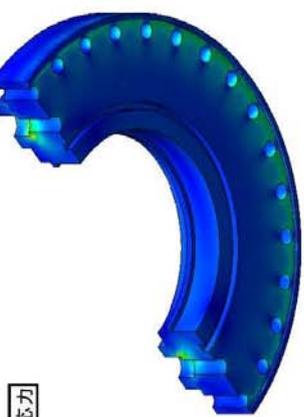
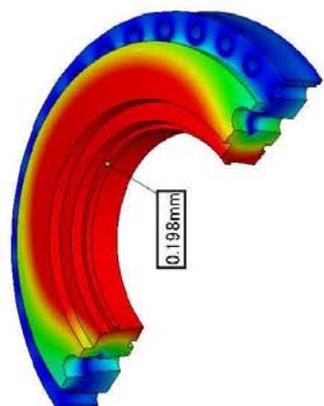
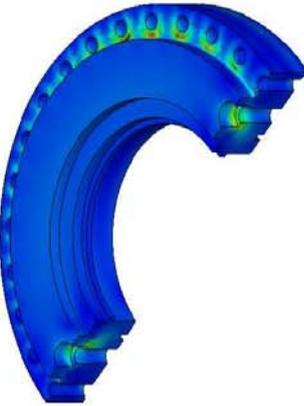
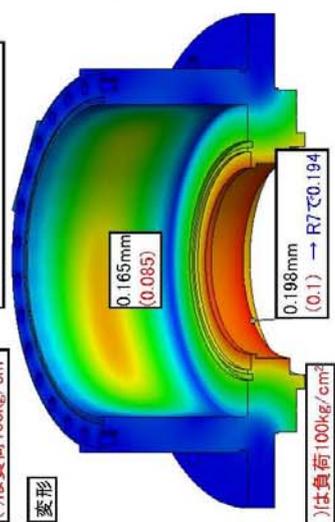
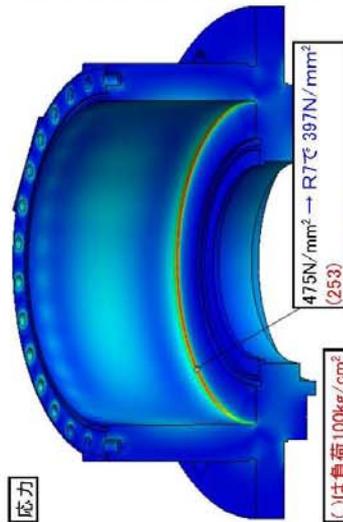
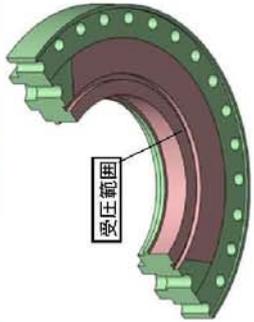
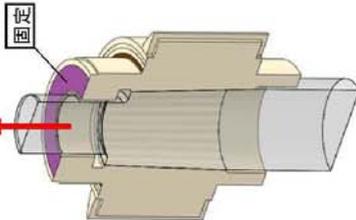


図 4.1.2-1 ハウジングおよびカバーの有限要素法 (FEM) 解析

N2-30T 強度解析結果

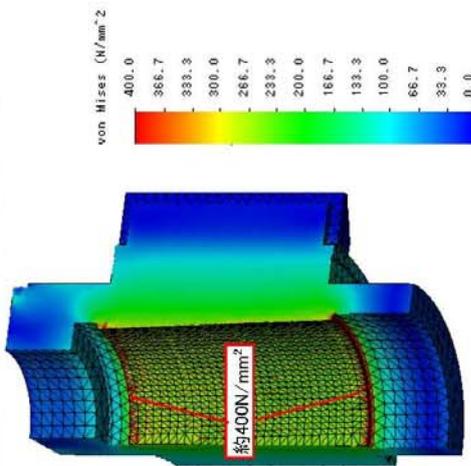
N2-30T (ロータ押込)
 ロータ材質 : FCD600
 ・引張強度 : 600 N/mm²
 ・降伏応力 : 400 N/mm²
 ・伸び : 12%以上
 ・ポアソン比 : 0.26
 舵軸材質 : KSF45
 押込み量 : 8.5 mm

押込み 8.5 mm

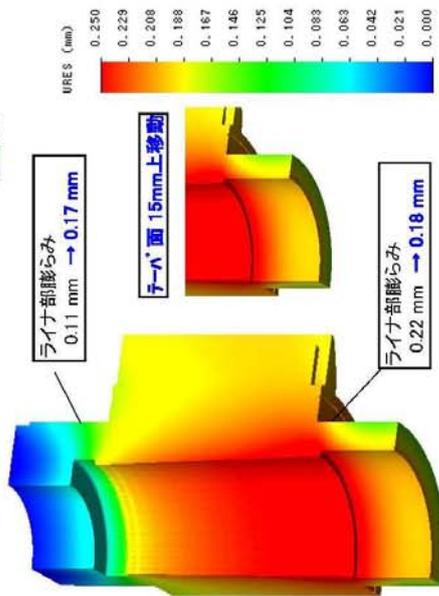


結果:
 ロータ : 応力 : テーパ部上下端 平均 400 N/mm²
 (降伏点付近の応力)
 変形 : 下部ライナの当たり面
 外側に **0.22 mm** 膨らむが、
 構造上には問題はないと判断する。

応力



変形

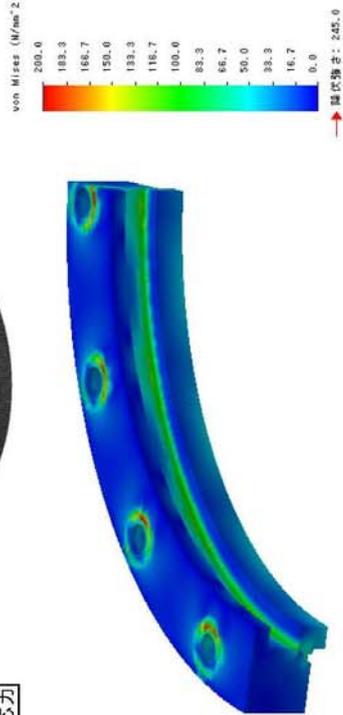


N2-30T (グラント押え)
 ロータ材質 : S45C
 ・引張強度 : 680 N/mm²
 ・降伏応力 : 480 N/mm²
 負荷圧力 : 18.39 Mpa

結果:
 グラント押え : 応力 : シール溝角部で約100 N/mm²
 変形 (高さ方向) : 0.05 mm
 高さ方向に 0.05mm 変化するが、
 構造上問題は無いと判断する。



応力



変形 (高さ方向)

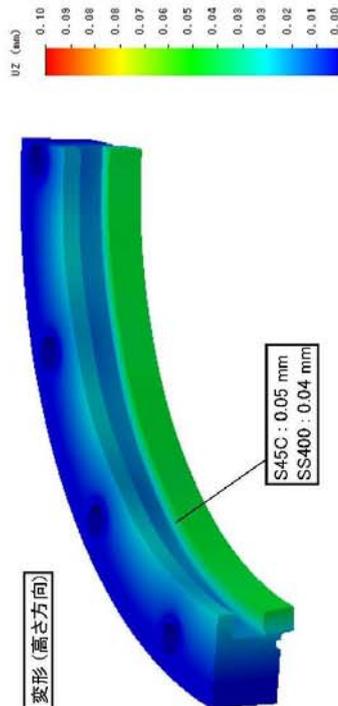


図 4.1.2-2 ロータおよびグラントの有限要素法 (FEM) 解析

4.1.2.2 高油圧下でも漏洩が少なく潤滑性に富んだシールの断面形状や寸法の試設計

(1) アクチュエータ用高油圧シールの開発

ロータリーベーン式舵取機のシールは、平面シール、立シール、リングシールとロータ軸グランドシールからなる。このシール材として 15MPa の圧力に対して耐圧性があり、圧壊しないポリマーシールを採用した。

シールが損傷した場合、リターンフィルタ（ろ過）に詰まった破片の色によって、損傷したシールの使用箇所を知る為に、色付き（赤、青）シールを採用した。

課題は、シールの断面形状及びシール油圧システムを如何にするかにある。即ち、シール界面のシーリング性能と潤滑性能との関係は油膜厚さに依存し、それらは二律背反の関係にあり、漏洩と密着性との妥協を如何にするかということにある。これに関する理論は定性的には求まるが、実際の作動および機能については不明点が多々あり、この課題の解決策を探求し、妥当と考えられる断面形状寸法のシールを設計して、これをテストすることにより、最適のものを見出す。そのシーリング特性と耐久性とは、テストによる実証以外に解明の方法がないので、試験結果に基づき、シール方式の設計に必要とする諸常数を設定する。

以下に示す各シールにつき、アクチュエータの開発と並行して、(a)試設計、(b)製作、(c)試験及び(d)解析の手順を踏み、開発を行う。

これらについては、平成 24 年度にプロトタイプを製作し、負荷試験の結果を踏まえ、平成 25 年度に行う耐久試験によって検証し、製品として完成させた。

4.1.2.3 高油圧化に配慮したシール油圧システムの試設計

ロータ軸グランドシールとシールシステム

ロータリーベーン式舵取機の作動油圧の高圧化は、同時にロータハブ軸受室の油圧を高圧にすることになるので、それに対応できるロータ軸グランドシール構造及びシールシステムを以下の構成にして、工場負荷試験により確認する。

4.1.2.4 高油圧制御回路の試設計

試験機の油圧回路の中で最も重要な制御弁群は特に注意を払って開発した。

制御弁群は試験機アクチュエータに直に取り付けるものとし、電磁方向切換弁、制御油圧調整弁、パイロットチェック弁、流量調整弁、およびリリーフ弁等を一体の弁箱に組み込んだ複合制御弁を新設計し、試作した。その組立図面を図 4.1.2-3 に、外観を写真 4.1.2-1 に示す。

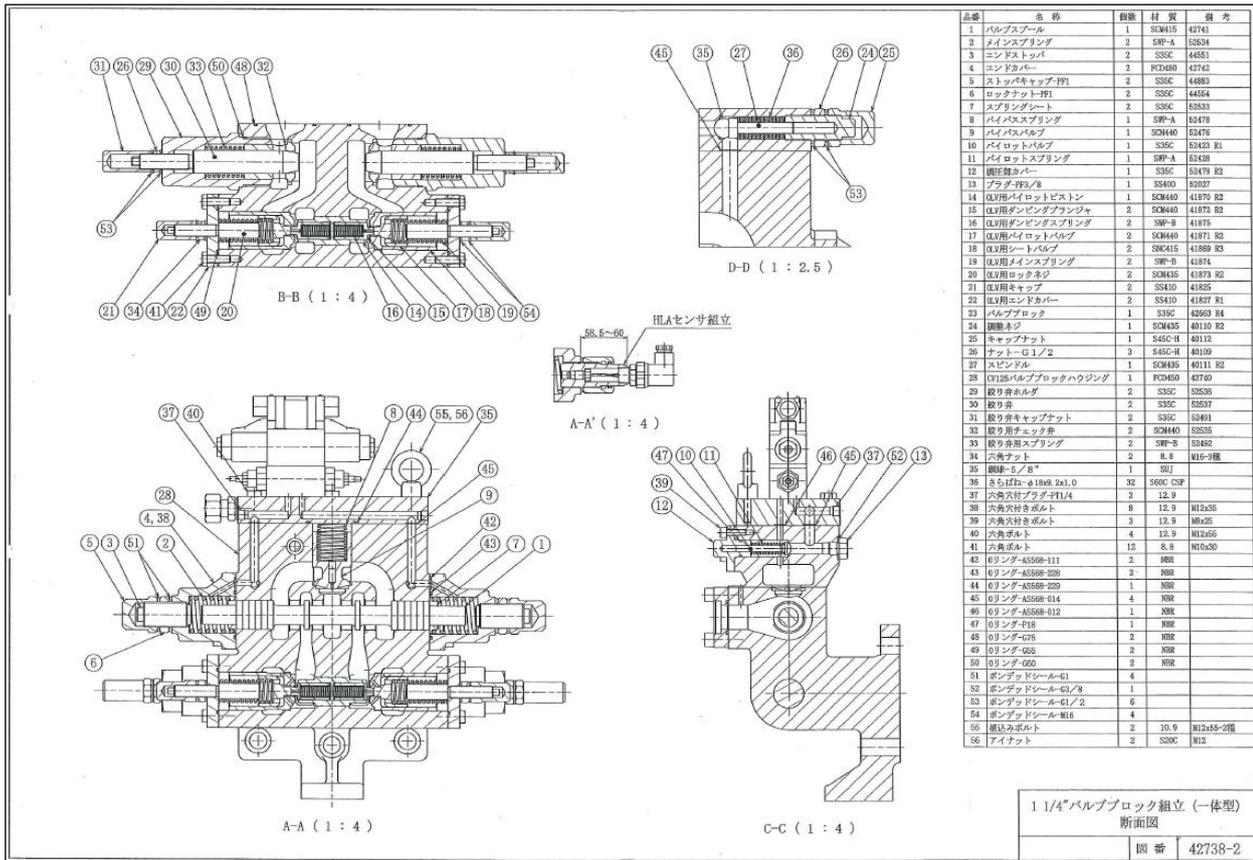


図 4.1.2-3 試験機に装着した複合化したバルブブロック

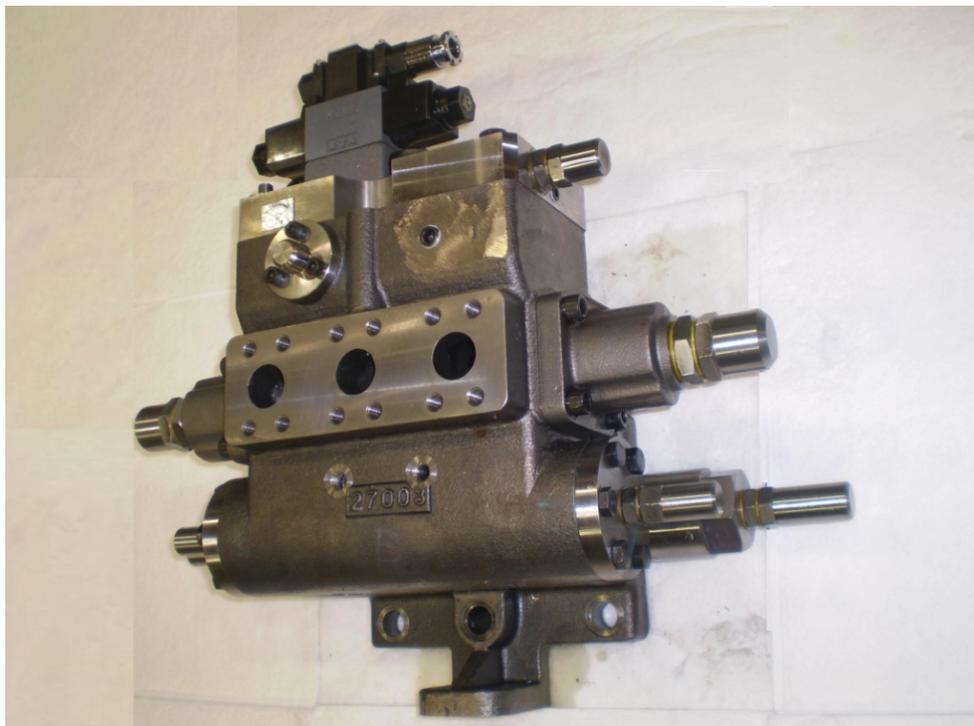


写真 4.1.2-1 バルブブロック外観

4.1.3 各機器の試作

試設計に基づき、試験機、負荷機および負荷試験装置の製作およびサブユニット組み立てを行った。

4.1.4 各機器の単独性能試験

総合組立に先立って、試作した高圧高信頼性ロータリーベーン式舵取機並びに、新型の負荷試験装置の単体性能試験を実施した。

4.1.4.1 試験機の単独試験

(1) 無負荷転舵試験

- ① 試験機のアクチュエータとポンプユニットを高圧ホースで繋ぎ、フラッシングを兼ねたすり合わせ運転を5時間行った。(写真4.1.4-1)
- ② リリーフ弁および防衝弁を常用最大圧力15MPaの1.25倍である18.8MPaに設定した。
- ③ その後転舵速度および各部圧力を計測して無負荷状態では所期の予測値に合致していることを確認した。



写真 4.1.4-1 試験機の単独試験のためのアクチュエータ（左）とポンプユニットの結合作業（蚊帳状に掛けた透明フィルムは耐圧試験時の保護用カバー）

(2) 内部漏れ試験

アクチュエータの静的内部漏れ量計測を行い、おむね妥当であるが高圧域で若干多いことを確認した。この対策については 5.3.1 項でまとめて述べる。

(3) 耐圧試験と歪計測

アクチュエータに耐圧試験用高圧ポンプをつなぎ、リリース圧の 1.5 倍 28.2MPa の圧力をかけて 15 分間保持し、外部漏れや圧力の降下が無いことを確認した。同時にカバーおよびハウジングの変形を計測し、想定に近いことを確認した。(写真 4.1.4-2)



写真 4.1.4-2 試験機耐圧試験時のカバー変形計測用ダイヤルゲージ配置状況

(4) 制御弁類の性能試験

- ① 制御弁の抵抗を計測し、十分低いことを確認した。
- ② リリース弁の調整可能範囲を計測し、図 4.1.4-1 に示すように今回の目的に沿う物であることを確認した。
- ③ フローレギュレータの調整範囲を計測し、図 4.1.4-2 に示すように今回の目的である、チャタリング発生抑制機能として絞り特性が滑らかであることを確認した。
- ④ オートロック弁の作動が円滑であることを確認した。

(5) 開放検査

- ① リターンフィルタを開放し異常な捕捉物が無いことを確認した。
- ② アクチュエータを開放し、異常な内部接触、強い当たり、摩耗などが無いことを確認した。

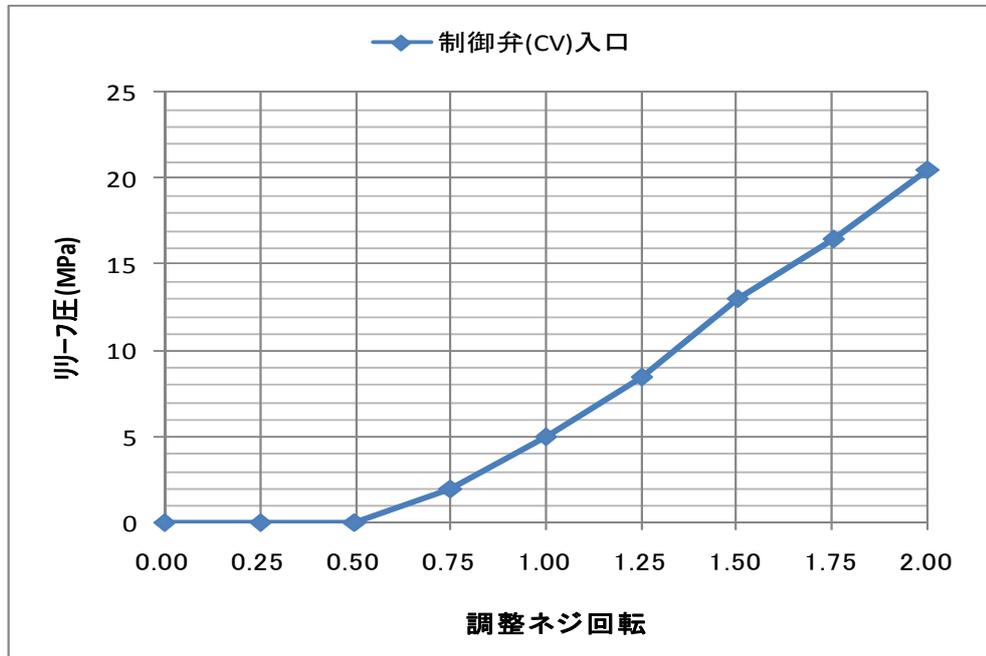


図 4.1.4-1 複合制御弁内臓のリーフ弁の設定可能範囲実測値

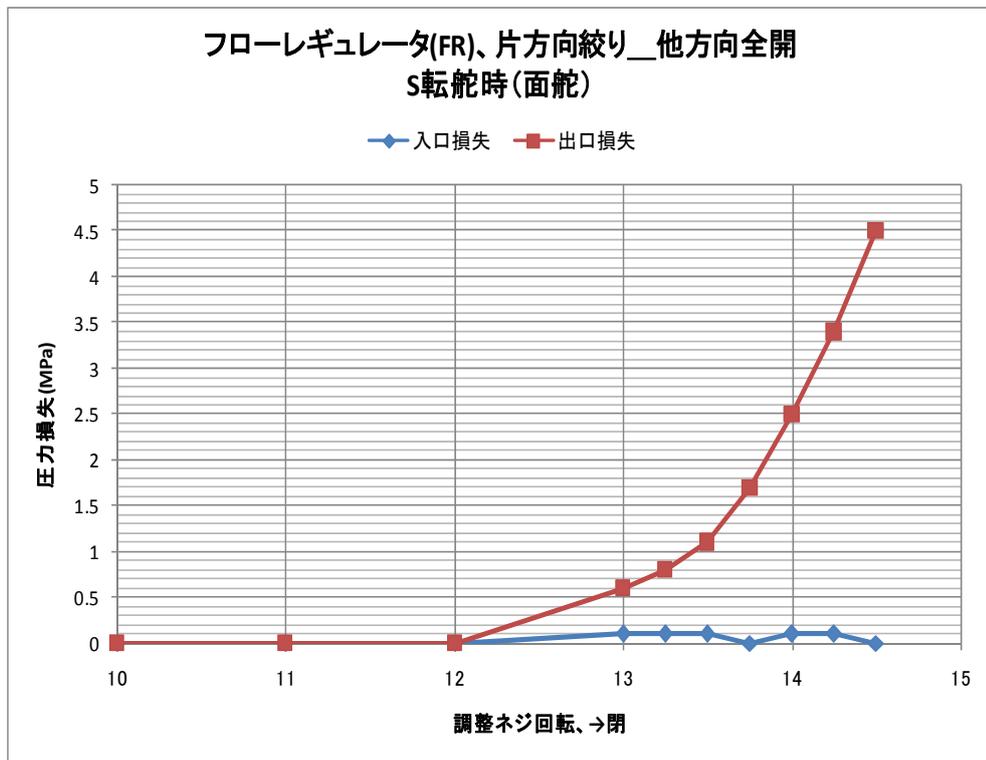


図 4.1.4-2 複合制御弁内臓のフローレギュレータの絞り特性計測結果

4.1.4.2 負荷機の単独試験

(1) 無負荷転舵試験

- ① 負荷機のアクチュエータとポンプユニットを高圧ホースで繋ぎ、フラッシングを兼ねたすり合わせ運転を5時間行った。(写真4.1.4-3)
- ② リリーフ弁および防衝弁を常用最大圧力8MPaの1.25倍である10MPaに設定した。
- ③ その後転舵速度および各部圧力を計測して所期の予測値に合致していることを確認した。



写真 4.1.4-3 負荷機の単独試験のためのアクチュエータ(左)とポンプユニット(右)の結合作業

(2) 内部漏れ試験

負荷機アクチュエータの静的内部漏れ量計測を行い、妥当であることを確認した。

(3) 耐圧試験

負荷機アクチュエータに耐圧試験用高圧ポンプをつなぎ、リリーフ圧の1.5倍15MPaの圧力をかけて15分間保持し、外部漏れや圧力の降下が無いことを確認した。

(4) 負荷機用複合制御弁類の性能試験

- ① 制御弁の抵抗を計測し、十分低いことを確認した。
- ② リリーフ弁の調整可能範囲を計測し、今回の目的に沿う物であることを確認した。
- ③ オートロック弁の作動が円滑であることを確認した。

(5) 開放検査

- ① リターンフィルタを開放し異常な捕捉物が無いことを確認した。
- ② アクチュエータを開放し、異常な内部接触、強い当たり、摩耗などが無いことを確認した。

4.1.4.3 全負荷試験装置の総合組立と試験機と負荷機の結合状態における試験

(1) 負荷試験装置の総合組み立てを下記の手順で行った。

- ① 上部架台を反転しておき、これに負荷機を据付ける。
- ② 下部架台を定位置に置き、上記①を反転して下部架台に乗せる。
- ③ 舵軸を負荷機ロータに圧入。
- ④ 試験機を舵取機台に据え付けて、一体で舵軸上部に搭載し舵軸にロータを圧入。
- ⑤ 負荷機の重量を試験機に移し、負荷機は試験機のラダーキャリアによって支えられ自由に吊り下げられた状態にする。
- ⑥ 制御弁類を取り付け、各ポンプユニットと高圧ホースで結合。
- ⑦ 舵角発信機(平成 22 年度操舵システム作動監視装置の技術開発品、写真 4.1.4-4 の上部にある青色ボックス)、電磁比例制御弁(写真 4.1.4-5)、負荷制御用コントローラ(写真 4.1.4-6)、インバータ(写真 4.1.4-7)、作動油クーラ(写真 4.1.4-8)、油圧センサおよび記録装置(写真 4.1.4-9)等計装品を結合。

上記の要素機器を組み上げた総組後の全景を写真 4.1.4-10、4.1.4-11 に示す。総組後、全体として円滑に動くことを確認した。

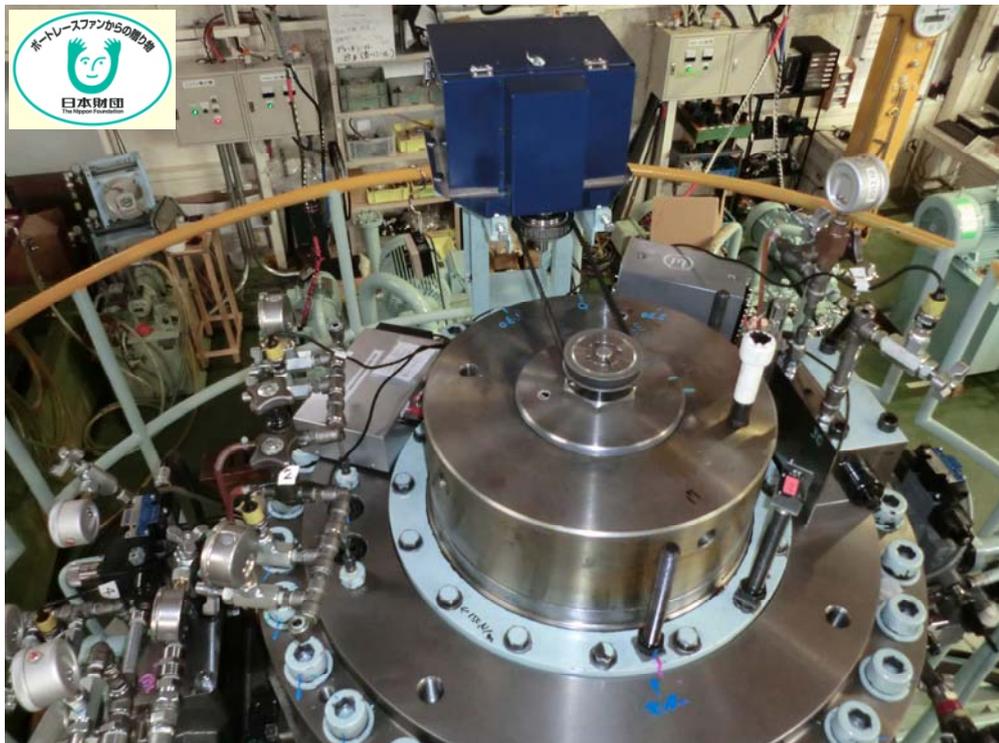


写真 4.1.4-4 試験機の上面

中央上の紺色の箱は舵角発信器(平成 22 年度操舵システム作動監視装置の技術開発の成果品)

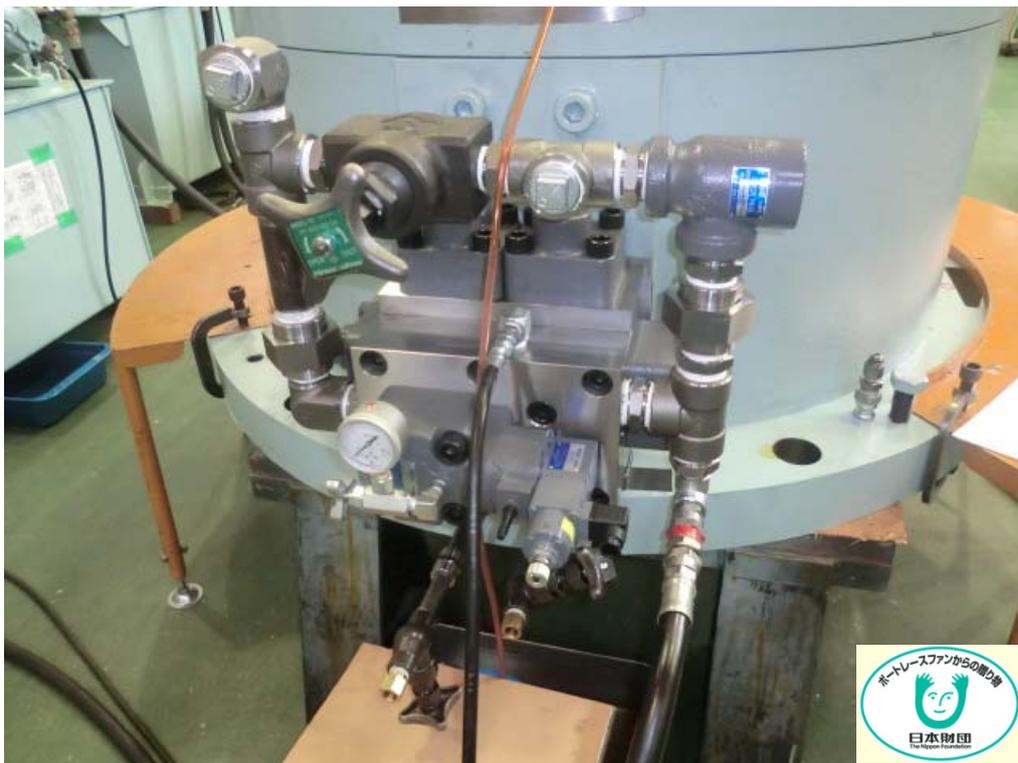


写真 4. 1. 4-5 負荷機への比例電磁制御リリーフ弁ユニットの組付け



写真 4. 1. 4-6 負荷制御用コントローラ、負荷調整ユニットの配置
 上が負荷制御用コントローラ
 下が負荷調整ユニット



写真 4. 1. 4-7 負荷機用インバータ
(これにより負荷機のポンプ回転数を調整する)



写真 4. 1. 4-8 作動油冷却用クーラー



写真 4. 1. 4-9 各部圧力及び舵角の連続記録装置



写真 4. 1. 4-10 試験装置の総合組立状態の全景
(左から、試験装置、負荷機用ポンプユニット、試験機用ポンプユニット)



写真 4. 1. 4-11 写真 4. 1. 4-10 の裏側（負荷弁側）から見た試験装置
(上が試験機、下部架台の中に負荷機が吊り下げられ、負荷制御弁が取り付けられている)

5. 平成25年度の実施内容

平成24年度に組み上げた試験装置を使用して、下記の2項目を行った。

(1) 負荷試験

目標の最大油圧15MPaを含む、実船において出現すると思われる転舵中のトルク変動パターンを試験機にかけて正常な運転ができることの確認試験。

(2) 耐久試験

上記最大トルクを含む、実船において5年間に出現すると思われる様々な大きさの舵トルクとその転舵回数を想定し、それを試験機に掛けてその耐久性を実証する。

このため、まず実船において最大舵トルクが出現した時の舵角と油圧の変化パターンを下記5.1項で定め、さらに5年間の操船中に発生すると思われるトルクの大小の種類とその出現頻度を5.2項で定めた。

5.1 負荷試験の試験方案の作成

5.1.1 負荷試験の方案作成のための基礎的な事項

(1) 負荷試験の定義

下記(2)において定めた舵角と舵トルクの変化曲線に合致する変動トルクを負荷機で作成して試験機に掛けて、試験機の中に所定の油圧が発生することと、転舵時間が想定範囲内にある事を実証すると同時に、作動の円滑性(回転の滑らかさ、振動および騒音の無いこと)を確認する。

(2) 負荷試験で使用する舵角～舵トルクの標準変化曲線

一般に舵取機は低速度、高トルクの機械であるが故に製造工場で負荷をかけようとすると、試験設備が巨大になるという難点があり、通常製造工場において負荷試験を行わず、実船に搭載後海上試運転の操舵試験において初めて高い負荷が掛かる事になっている。

その海上操舵試験は、推進機関の定格出力での航行中に、標準的な転舵スパンである舵角35度から反対舷35度まで合計70度操舵し、転舵時間は出発点の35度から0度を超えて反対舷側の30度までの合計65度の間の所要時間を計測する。油圧の標準的な計測は、この転舵中に何処かで出現した最高圧力のみを記録し、どのような舵角～トルクのパターンで推移したかの連続記録は一般に採取されない。

実船の操舵試験における舵角～舵トルクのデータ例を図5.1.1-1に示す。曲線に付けた①舵角0度→P(左舷)35度、②P35度→S(右舷)35度、③S35度→P35度、④P35度→0度の順に操舵したが、舵の横方向への力によって船体の船尾が横ずれしていくことと、どの位船体の船尾に横ずれの慣性がついてからの切り返しになるか、船速の低下がどの位になるか等によって転舵の度毎に異なるトルク(油圧)の変化曲線が出現することが示されている。

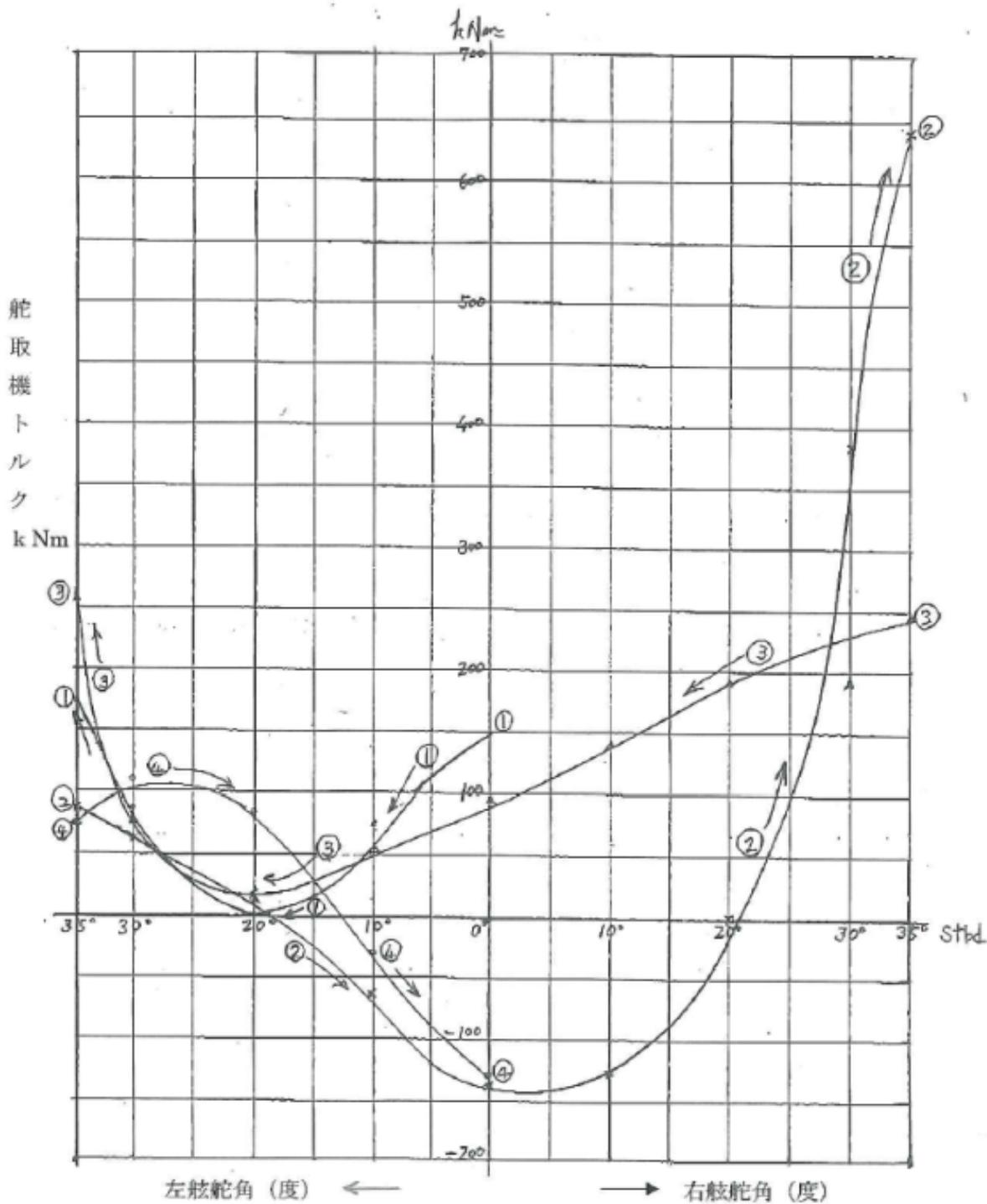


図 5.1.1-1 35度操舵試験中の連続油圧記録から求めた舵取機トルク
 供試船：バラ積み船、 $L_{pp}=203\text{m}$ 、主機出力 4/4、
 舵取機：ロータリーベーン式、常用最大トルク：855 kNm
 操舵順序：①0度→P（左舷）35度、 ②P（左舷）35度→S（右舷）35度
 ③S（右舷）35度→P（左舷）35度、 ④P（左舷）35度→0度

また、舵トルクと舵角の関係曲線は舵の種類、形状、バランス比、などによって異なるので、其の内どの曲線を以って標準パターンと定義し難い。

海上試運転でもこの程度の確認状況であるので、業界に共通的な、舵取機の工場負荷試験用の舵角／トルクの標準の動的負荷パターンは共有されていないと思われる。

便覧などに記載されている舵角とトルクの関係計算式もどのような運動/操縦条件/計測方法のものを基に作成されたか必ずしも明確では無い。

一方、水槽試験などで採取された舵角/舵トルク曲線には下記のようなものがある。

(a) 舵の単独性能試験で得られたトルク曲線

回流水槽のような一様水流中に舵を単独で置き、舵角をある間隔毎に固定した状態で計測したものを連ねた転舵中でない静的なトルク曲線である。

基本的な舵性能を知る上で重要な試験ではあるが、動的なトルク変化を知りたい時にはそのままは使えない。

(b) プロペラ後流に置いた舵の性能試験で得られたトルク曲線

舵の性能試験として回流水槽のような一様水流中で、回転するプロペラの後に舵を置き、舵角をある間隔毎に固定した状態で舵の揚力と抵抗を計測する方法があり、この時に計測した舵トルク曲線がある。プロペラの後の旋回流の影響は含まれるが、プロペラや舵に流入してくる水流の方向は直進時と同じ迎え角のままである。従って実船で船体の旋回が始まり、船尾が横振れしていく運動による水の入射角の増減に伴うトルクの増減と舵軸を回していく間の動的な追加トルク（舵板を水中で回す抵抗および各部軸受け反力による摩擦トルクなど）は入っていない。実船では同じ舵角 35 度でも転舵中の 35 度通過時の動的トルクは 35 度で止めて 35 度維持に入った瞬間の静止トルクより相当大きく、その差は大きい。従ってこのプロペラ後流の水槽試験のトルク曲線も実船並のトルク変化を与えようとの本試験の目的からはずれている。

(c) 自航試験中の舵の性能試験

広い水面で模型船を自航させ、転舵中に連続記録した舵角～トルク曲線があればそのパターンは本試験に使用できると思われる。

ただ、通常自航の操縦性試験では舵トルクまで連続記録するとは限らない様で、そのデータがあってもあまり外部には出てこない為に、我々も手持ちがなく、本試験で使われる形にまで客観的、標準的なテストパターンに出来る見通しがつかなかった。

本研究では、実船の状況に近い舵トルクのパターンを試験機に負荷したい、と思うと転舵中に船体の運動が変化する影響と動的なトルク増加の要素の入っていない各種の水槽試験データは、いずれもそのままでは使えない、との判断に至った。

このため、本研究において使用する標準的な転舵中のトルク波形は当社が実船で転舵中に油圧を連続記録した中から、典型的な高トルクが出現した時のデータを選択することにした。

この内最も高い油圧が出現した図 5. 1. 1-1 の②P35 度から S35 度の波形のようなものだけを取り出し、最大油圧を本研究の最大常用油圧 15MPa に比例換算した相似波形を作る事にした。船型の異なる 3 隻についてこの手法で抽出作成した波形を用いて最大油圧を 15MPa になる様比例計算したものを図 5. 1. 1-2 に示す。

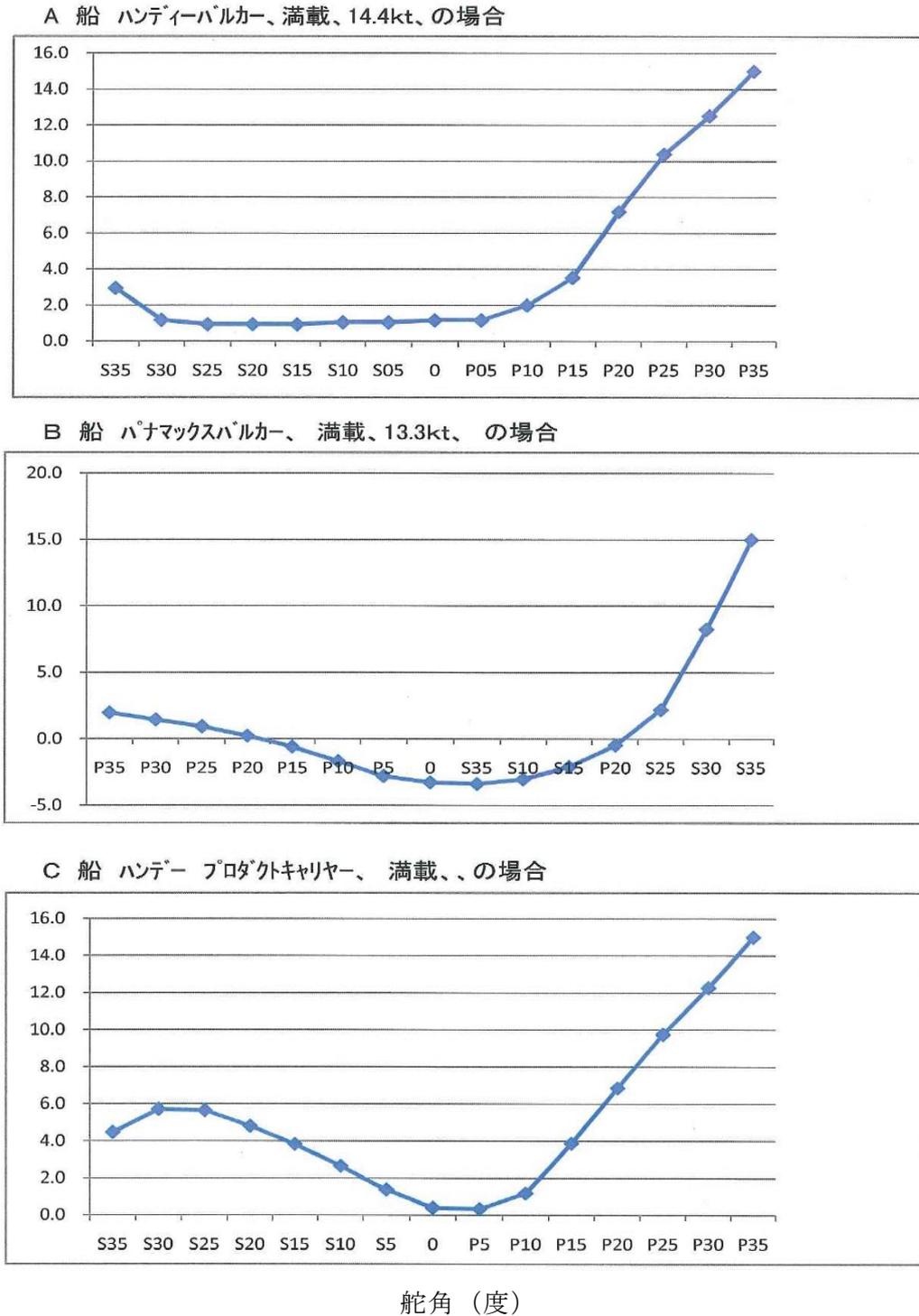


図 5. 1. 1-2 実船の操舵中に高油圧が出現した時の波形 3 例
(いずれも S35 度から P35 度へ操舵し、縦軸は最大油圧を 15MPa に換算したもの)

変動負荷試験に使用する波形はさらにこの 3 隻の平均的な高油圧出現時のパターンを図 5.1.1-3 のように合成し、用いることとした。

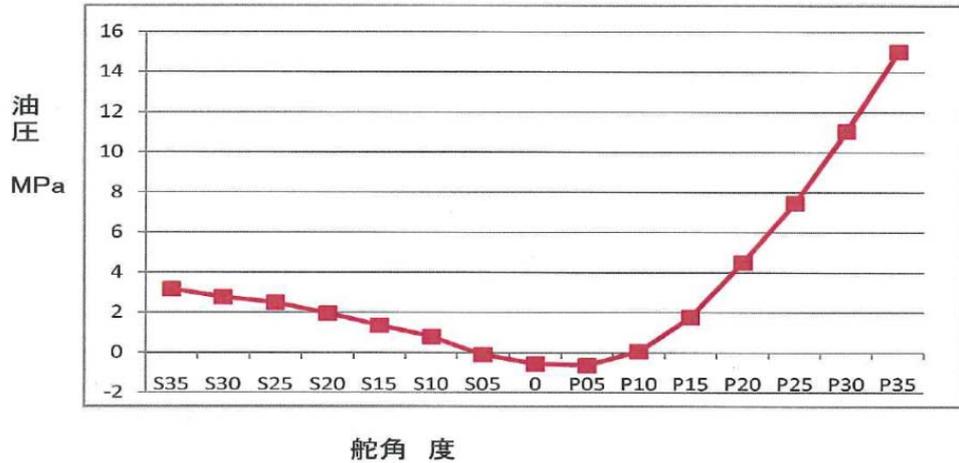


図 5.1.1-3 3 隻の舵角/油圧の平均パターン

そして実際にはこの曲線をさらにシビヤ側の折れ線の形 (図 5.1.1-4) にして変動負荷試験の制御システムを作動させることとした。

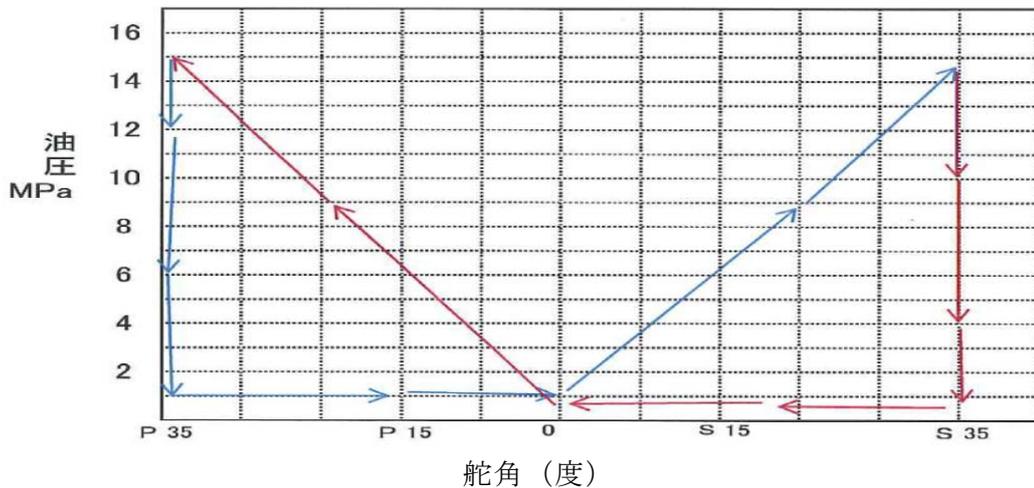


図 5.1.1-4 負荷試験時制御システムにインプットする舵角/油圧の変化指令

5.1.2 負荷試験の方案作成

(1) 負荷試験方案

a) 転舵時間の計測

図 5.1.1-4 の舵角 35 度で 15MPa の転舵パターンを試験機に掛けて、下記の機能確認を行う。

左舷 35 度から 0 度を通過して、右舷 35 度まで合計 70 度の区間の転舵をさせる。

この間に左舷 35 度から右舷 30 度までの 65 度分の転舵時間を計測する。

次に、折り返し右舷 35 度から左舷 35 度まで転舵させる。

この間に右舷 35 度から左舷 30 度までの 65 度分の転舵時間を計測する。

転舵中に、各部圧力の記録、油温の記録を行う。

b) 内部漏れ量計測

舵取機のベーンをメカニカルストッパに当てた状態で、数種の内部圧力差における内部の漏れ量を計測する。

c) 油温の変化による舵取機性能の変化

油温が上昇するに従って作動油の粘度が低下し、各部の漏れ量が増加する。

許容作動油温度 70℃まで舵取機性能が著しく低下しないことを確認する。

5.2 耐久試験の試験方案作成

5.2.1 耐久試験のための基礎的な事項

(1) 耐久試験の定義

一定期間実船で出現した操舵の舵角頻度とその時の最高トルク値を計測した結果を整理して下記 (2) に示す 8 パターンに分類した。この 8 パターンのそれぞれの頻度を年間の出現回数の形に計算し、さらにその 5 年分を試験機に掛けて耐久性の判定をすることとした。

1 転舵の間の負荷の変動波形は上記 5.1.1 の (2) で求めた負荷試験で使用するトルク変動波形のピーク圧の高さを変えた相似形とすることとした。

実船の操舵は間欠的であるが、本試験は短い休止で休みなく転舵し、高、中負荷パターンについては 25 年度の 1 年間で実船の 5 年分を消化し、低負荷パターンは転舵回数も多く、平成 25 年度中に終わらないが、低負荷部分は経験上問題が少ないので、出来るだけ消化出来ればよいとした。

(2) 耐久試験の負荷レベルと 5 年分の出現回数

当社には内航の実船で連続採取した転舵記録があり、これを整理して、転舵角度とその出現頻度を 8 パターンに分類したデータを作成した。(表 5.2.1-1 の①、②欄)

(以後オートパイロットを AP と略す)

通常航海中は、

パターン No. 1 : 平穏な海域で AP オートモードで、舵角 2 度、1 分間に 2 回発生

パターン No. 2 : やや外乱の多い時、オートモードで、舵角 5 度、1 分間に 1 回発生

パターン No. 3 : 転針時ハンドモードで、舵角 10 度、10 分に 1 回発生

パターン No. 4 : 転針時ハンドモードで、舵角 15 度、1 時間に 1 回発生

パターン No. 5 : 避航時ハンドモードで、舵角 35 度、1 日に 1 回発生

出入港時は、

パターン No. 6 : 速い港内船速で、舵角 35 度、10 回/1 時間/1 日

パターン No. 7 : 離着岸時、舵角 70 度、10 回/1 時間/1 日

停船中の作動確認

パターン No. 8 : 安全弁の作動確認、1 回/1 月

表 5.2.1-1 に上記の負荷出現パターンを 1 年間の稼働率 80%とした時の年間出現回数を③欄に、その 5 年分の回数を④欄に、5 年分の累計摺動角度を⑤欄に、工場試験の所要日数を⑦欄に示す。

各パターンに相当する舵取機負荷（定格トルクに対するトルクの比、およびこれを油圧に換算した値は表 5.2.1-1 の⑧および⑨欄に示すとおりである。

各パターン毎の①欄の転舵舵角範囲と⑨欄の最大油圧の波形を図 5.2.1-1 に示す。

表 5.2.1-1 耐久試験の負荷パターン

運航状態	パターン No.	実船での出現データ		耐久試験用の繰り返し回数計算					転舵舵角到達時の負荷	
		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨
		転舵舵角 度	発生頻度 回/時間単位	年間 繰返し 回数 回/年	5年間の 累計回数 回/5年	5年間の 総摺動 角度 度/5年	概算試験 所要時間 秒	概算 所要日 数、 日	舵取機 トルク比 %	舵取機 入口 油圧 MPa
通常航海時	1	2	2回/1分	840,960	4,204,800	16,819,200	7,245,194	251.6	10.7	1.6
	2	5	1回/1分	420,480	2,102,400	21,024,000	9,056,492	314.5	18.7	2.8
	3	10	1回/10分	42,048	210,240	4,204,800	1,811,298	62.9	32	4.8
	4	15	1回/1時間	7,009	35,045	1,051,350	452,889	15.7	46	6.9
	5	35	1回/1日	292	1,460	102,200	44,025	1.5	100 (定格)	15
港内操船	6	35	10回/1時間 /1日	2,400	12,000	840,000	361,846	12.6	28.7	4.3
	7	70	10回/1時間 /1日	2,400	12,000	1,680,000	723,692	25.1	28.7	4.3
作動確認	8	71.5	1回/1月	12	60	8,580	3,696	0.1	125 (安全弁 設定)	18.25
注記				年間80% 稼働と仮 定した		摺動角度は 舵角0度から の往復角度 として計算す る	転舵時間は 切替の停止 時間を入れ て、28秒/65 度として概算 する	1日8時間 試験装置 を運転す るとして 概算する	試験機の 定格トルク が舵角 35度で発 生すると 設定する	定格トルク 時の舵 取機入 口油圧 が 15MPaと した

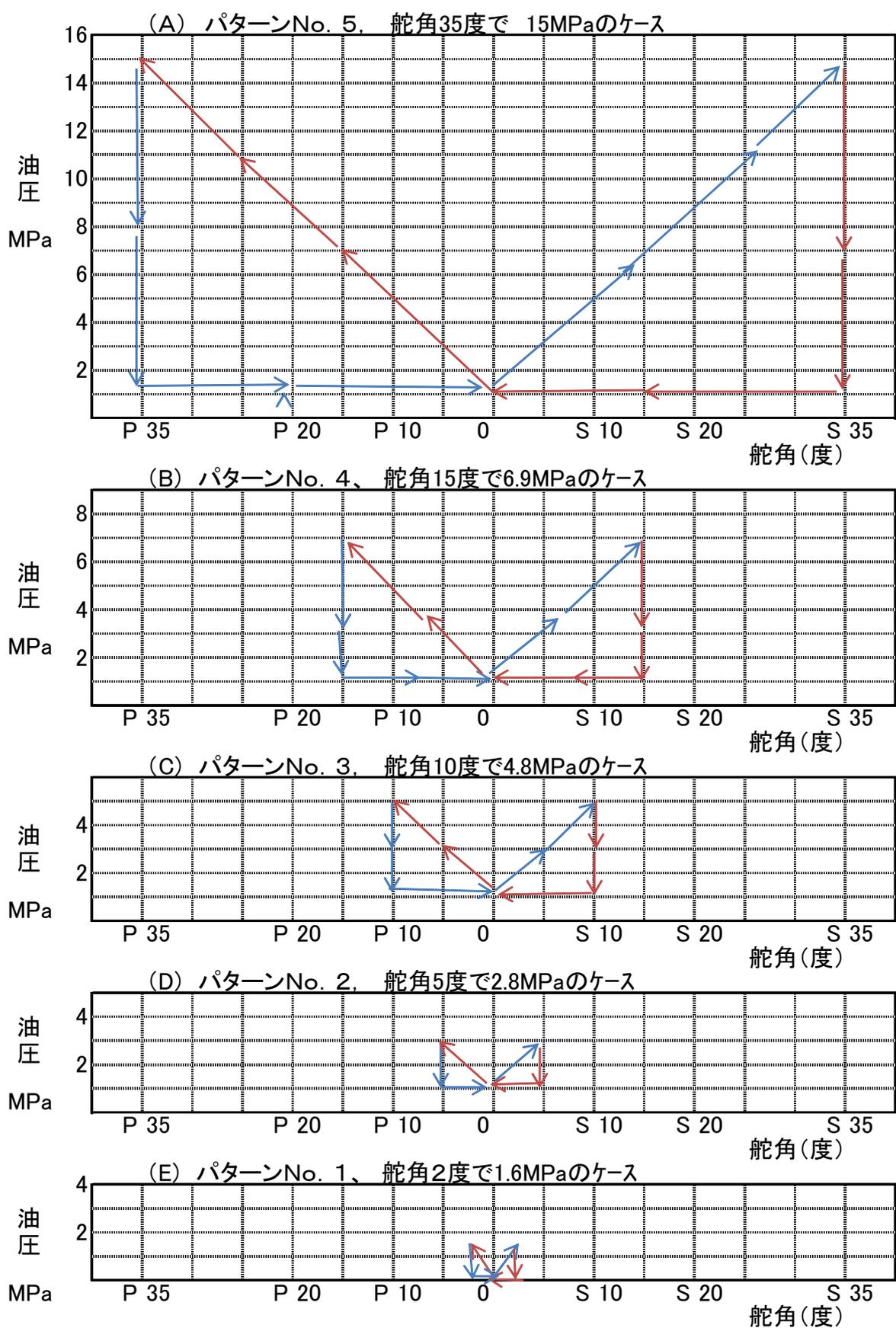


図 5.2. 1-1 耐久試験時制御システムにインプットする舵角／油圧の指令

5.2.2 耐久試験の方案作成

耐久試験は高い負荷のパターンから先に行い問題点の摘出及びその解決に即応し、従来機種の高圧レンジである 8MPa 以下は耐久性について実績的に既知の部分が多いので、時間的に可能な限り行うこととする。

具体的な期初計画試験工程表を表 5.2.2-1 に示す。

計測項目は各部圧力、転舵時間、作動油温度を定時記録し、日毎の累計転舵回数、累計摺動距離を記録する。

毎日、終業前に負荷試験の最大圧力パターンで作動させ、性能の変化を監視し、手直しの必要がある場合には随時改良を行う。

およそ実動 50 日置きに開放点検を行う。

表 5.2.2-1 期初計画試験工程表

	平成25年												平成26年				
	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月					
負荷試験	第2世代機																
耐久試験		15MPa耐久試験	6.9MPa耐久試験	4.8MPa耐久試験	2.8MPa耐久試験												
開放検査		○			○		○				○						
中間報告			○			○				○							
最終報告書																	

5.3 負荷試験の実施経過

平成 24 年度に製作した、高圧高信頼性ロータリーベーン式と新型の負荷試験装置を接続し、実船試験に近い負荷をかけた試験を行い、性能確認を行った。

負荷運転の進展に伴い改良を要すると認められた事項は下記 5.3.1 の通りであり、その都度これらの知見に対して部分的改良を即刻加えた。

5.3.1 試験機の負荷試験中に発生した問題点と対策

(1) 高圧時の転舵速度の低下対策と改良状況

試験装置の作動確認が始まった平成 24 年度終盤の寒冷時には目立たなかったが、平成 25 年度に入り気温の上昇とともに高圧域では転舵時間が長いことが発生した。

一般に油圧機器においては負荷をかけるに従って作動速度は下がりがしき低下するものではあるが、12MPa 以上で改善の必要あり、と認めた。

改めて作動油の温度を変化させて、転舵速度と内部漏れ量を正確に計測して、明らかに油温が上がるにつれて転舵速度が低下し、内部漏れ量が増加することが確認された。

そのような内部漏れがあり得る個所は一つでは無く、図 5.3.1-1 の推定漏れ発生個所欄に示すように複数個所あって、かつ複合している可能性があると思われた。

特に作動油の温度すなわち粘度の変化が漏れ量に影響することから狭い隙間からの内部漏れであり、かつ圧力の上昇による隙間の増大がある個所からの漏れと想定した。

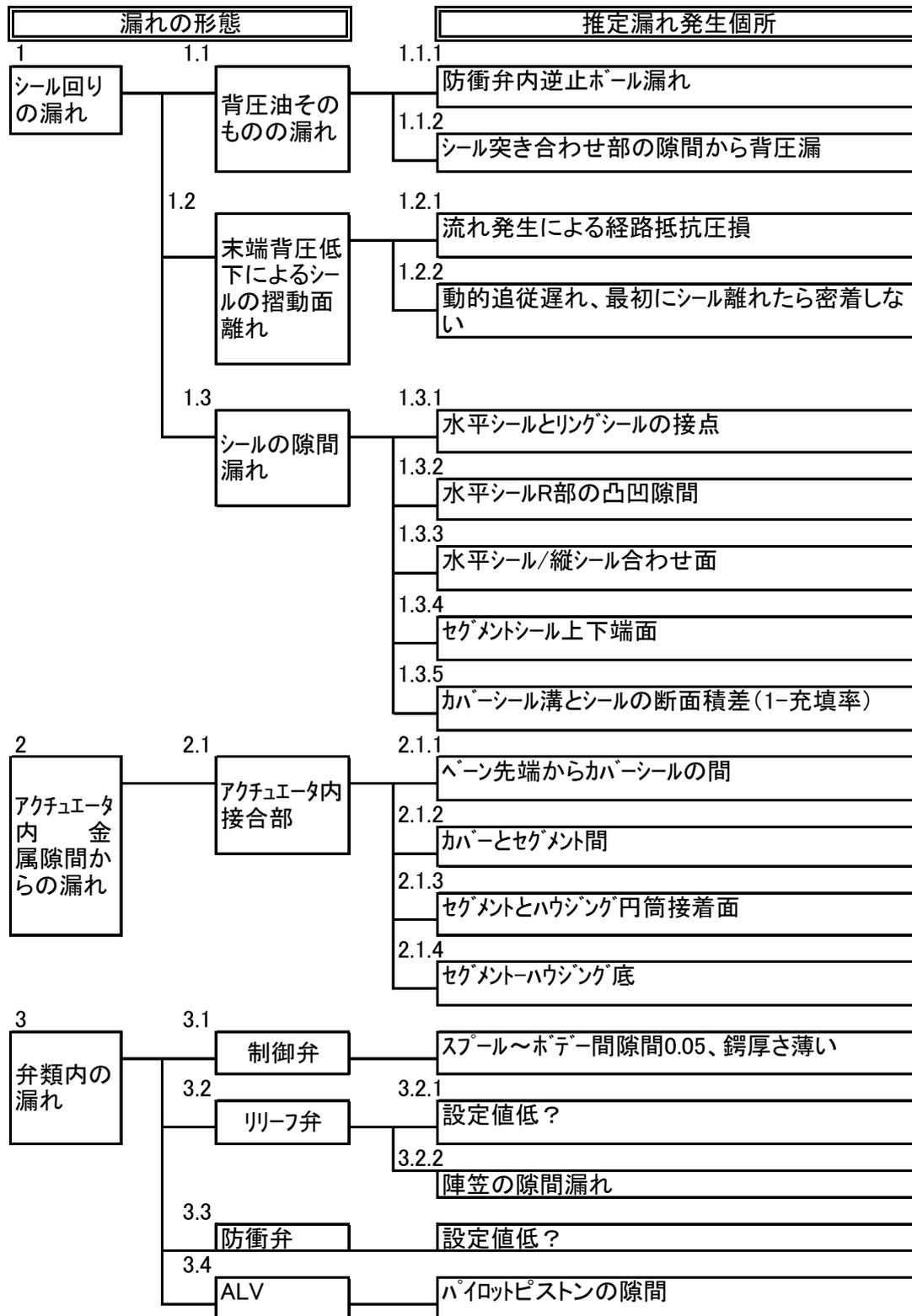


図 5.3.1-1 作動油漏れ個所の推定と対策

対策は下記 (a) 以降のように出来るだけ逐一行い、原因の分離と寄与度の把握に努めた。

(a) 各シール背面から摺動面への給油貫通穴の閉鎖

摺動面の油膜維持のために各シールの背面から摺動面へ数個の給油穴を設けていたが、ここから背面シール圧が漏れて低下し、シールの密着が損なわれる恐れがあるとして一旦給油孔を全て閉鎖した。

その効果は他の個所の漏れが大きいせい、転舵時間の変化として明確に差が認められる程では無かった。

(b) カバーとセグメントのメタルタッチ部における直接漏れの防止 (その1)

カバーとセグメントのメタルタッチ面はカバーの膨らみ変形のために理論計算上僅かな隙間が生じることは把握していたが、通常このわずかなすき間は実用上問題が無い、としてきていた。この洩れを止めるためにメタルタッチ面に薄いシートパッキンの挿入を行ってみたが、効果が出せなかった。

(c) カバーとセグメントのメタルタッチ部における直接漏れの防止 (その2)

セグメント上端面に水平シール1本設置 + セグメントボルト2本に増設隙間の増減に対応して密閉を保つ水平シール方式を採用し、カバー (2代目)、ハウジング (2代目)、セグメント (2代目) を新規に作り換えた。

この効果は認められたが、これだけで全てを解決するには至らず、他の個所になお相当な漏れが残っていることが判明した。

(d) カバーとセグメントのメタルタッチ部における直接漏れの防止 (その3)

セグメント及びセグメント上端面水平シールを2本に増加
上記 (C) の効果を高めるために、セグメント (3代目) を作り換えてセグメントシールと水平シールをもう一組ずつ増設し2段シールとした。

この効果は顕著では無かった。

(e) カバーとセグメントのメタルタッチ部における背面シール圧の漏れ止め (その1)

シールの背面に高圧側の油圧を導いて摺動面へのシールの密着を維持しているが、この背面シール圧が低下するとシールが摺動面から浮き上がり気味になり、漏れが増加すると思われる。この背面シール圧幹線通路がメタルタッチ面を通過しているが、その穴の突き合わせ部を囲う様にOリングを装着しシール圧の低下の防止を試みた。

Oリングの溝は初代のカバーを機械加工して設けた。Oリングの一部がセグメントシール端面に掛かることもあり、顕著な効果が無かった。

(f) カバーとセグメントのメタルタッチ部における背圧シール圧の漏れ止め（その2）

背面シール圧の幹線通路がメタルタッチ面を通過することを取りやめ、セグメント下面から背面シール圧を導入するように変更した。この改造時に背面シール圧計測用圧力計の取り付けが可能であるように加工した。転舵終了後の背面シール圧の維持能力の改善から判断して、メタルタッチ部を通過しないようにしたことは一定の効果があつたと評価している。

(g) ベーン先端の漏れ防止

カバーは油圧により膨らみ、その量は中心に近い部分が多く、外周に向かって隙間は減少していくが、カバーボルトに近いベーン先端とカバーシールの間近辺でもなお僅かな浮上りによる隙間ができることがカバー変形計測から確かめられていた。この部分を遮断したところ効果は大きかった。

(h) リングシールの放射状油溜まり溝の廃止

リングシールには摺動面への潤滑給油のため油溜まり溝を外周エッジ近くまで設けてあつたが、この溝を廃止した。この効果は若干あつた。

(i) 制御弁のスプールの隙間減少

1-1/4 型バルブブロック（写真 4.1.2-1 参照）を用いると 12MPa 以上で笛を吹くような流体の通過音がした。従来使用している 7/8 型集積弁にすると鳴音は解消し、転舵速度も若干改善した。この弁内漏れを止めるためにスプールの隙間を減少させたところ、鳴音改善に若干効果があつたが転舵時間の改善はわずかであつた。

上記各部の漏れ対策の相乗効果で、油圧 16MPa までは転舵時間の大きな増加は無い所まで改良され、所期の 15MPa における性能維持は達成される見通しがついた。

(2) 試験機の最低油圧が約 4MPa と高い

負荷機の駆動ポンプを停止し、試験機だけで負荷機を回す状態（所謂プラストルク域の運転）で、負荷機側の電磁比例制御弁を全開（最低負荷）に設定しても、試験機の入口油圧は約 4MPa 即ち定格 15MPa の約 27% 以下には下がらなかった。このような事態は両者のベーンの面積 X アームの比が 3.35 倍ある事により負荷機の油圧が低くても試験機に生じる現象であり、この為試験機の負荷をゼロ近くまで下げ、さらに負の負荷にまでするために負荷機による試験機の駆動アシスト機能を作つてあつた。

本件は下記の 5.3.2 の負荷域制御装置の調整により解決することが出来た。

5.3.2 負荷制御装置の調整経過、発生した問題点と対策

平成 24 年度は構成機器の単独作動と相互の連結まで行い、作動することを確認した。

本年度はまずその制御性の詳細調整を行い、問題点を修正しながら下記のように修正し、より実用性の高いものに仕上げた。

(a) 試験舵取機自動運転装置

舵取機の舵角が設定舵角(例えば 35°)に達すると、そこで反転し反対方向に回転するように構成した。試験舵取機は同軸で繋がった負荷機とともに転舵し、右舷 35° に達すると転舵し、左舷 35° まで回転し、左舷 35° に達すると再び転舵し右舷方向に回転する。この動作を自動的に繰り返す自動運転装置を構成した。

なお、この設定舵角を変えることが出来るように構成しておけば、目的とする任意の舵角で自動反転し運転を継続できるようになる。

転舵方向の自動反転は、光電センサーから舵取機自動運転装置に、転舵方向反転信号を与えて制御していたが、これを舵取機の舵軸直上に舵角発信器を設け、それからの信号により、たとえば、舵角 35 度、45 度又は 70 度等で反転運転できるように構成することにした。

反転舵角の設定は、舵角発信器からの舵角信号電圧と設定舵角電圧とを比較して、舵角発信器からの舵角信号電圧と設定舵角電圧が一致したときに反転するようにした。電圧設定はボリュームによって行った。

(b) 一定負荷制御

舵角の大きさに関わらず、一定の大きさの負荷を与える制御を行わせる。負荷量の設定は比例制御リリーフ弁の設定圧を加減し、定めた圧力に固定することによって行った。

比例制御リリーフ弁の設定圧は、同用制御装置で電流調整用 VR によって行った。

(c) 変動負荷試験

試験用舵取機によって駆動される負荷機から排出される作動油管路に設置した電磁比例制御リリーフ弁を制御して、任意に設定した最大舵角位置(左右舷各 45 度など)で、任意に設定した最大油圧(15MPa、12MPa など)となるようにし、その中間の 0 度近辺で最低油圧となるような、鍋底状の負荷変動を連続して自動的に繰り返す試験を行った。

図 5.3.2-1 に負荷変動のパターンの基本形を示す。

この負荷変動の様子を計測記録するための自動記録装置の画面を写真 5.1.5-1 に、負荷変動の様子を記録したデータの一部をプリントして、説明を加えたものを図 5.1.5-2 に示す。

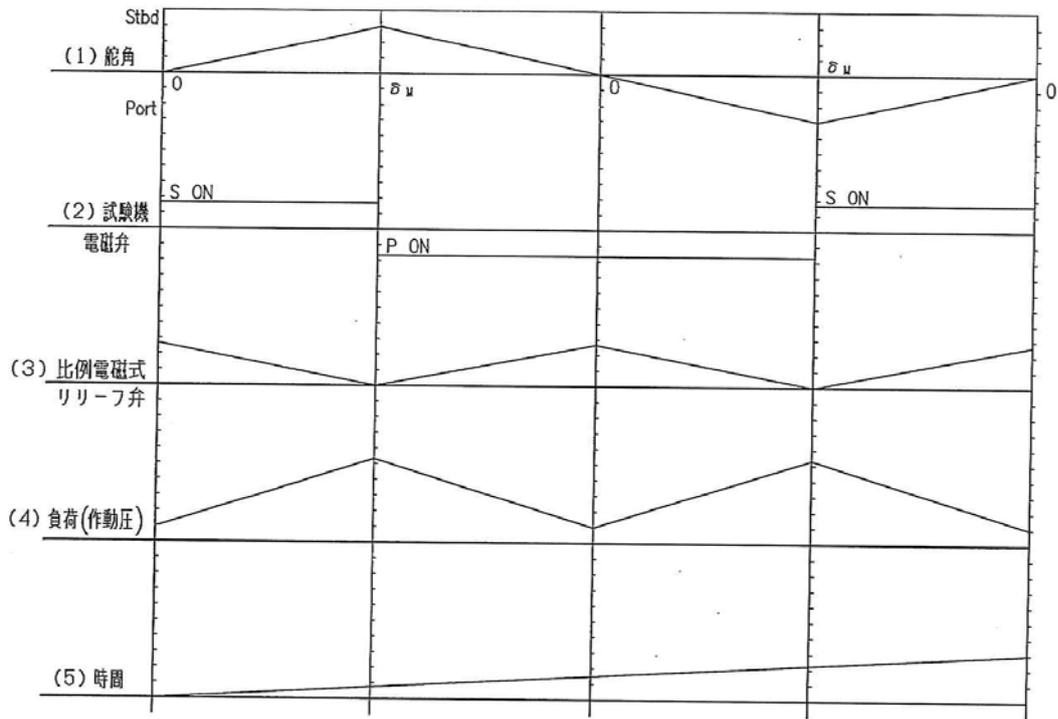


図 5.3.2-1 負荷変化の基本パターン



写真 5.3.2-1 変動負荷連続試験時の記録計画面

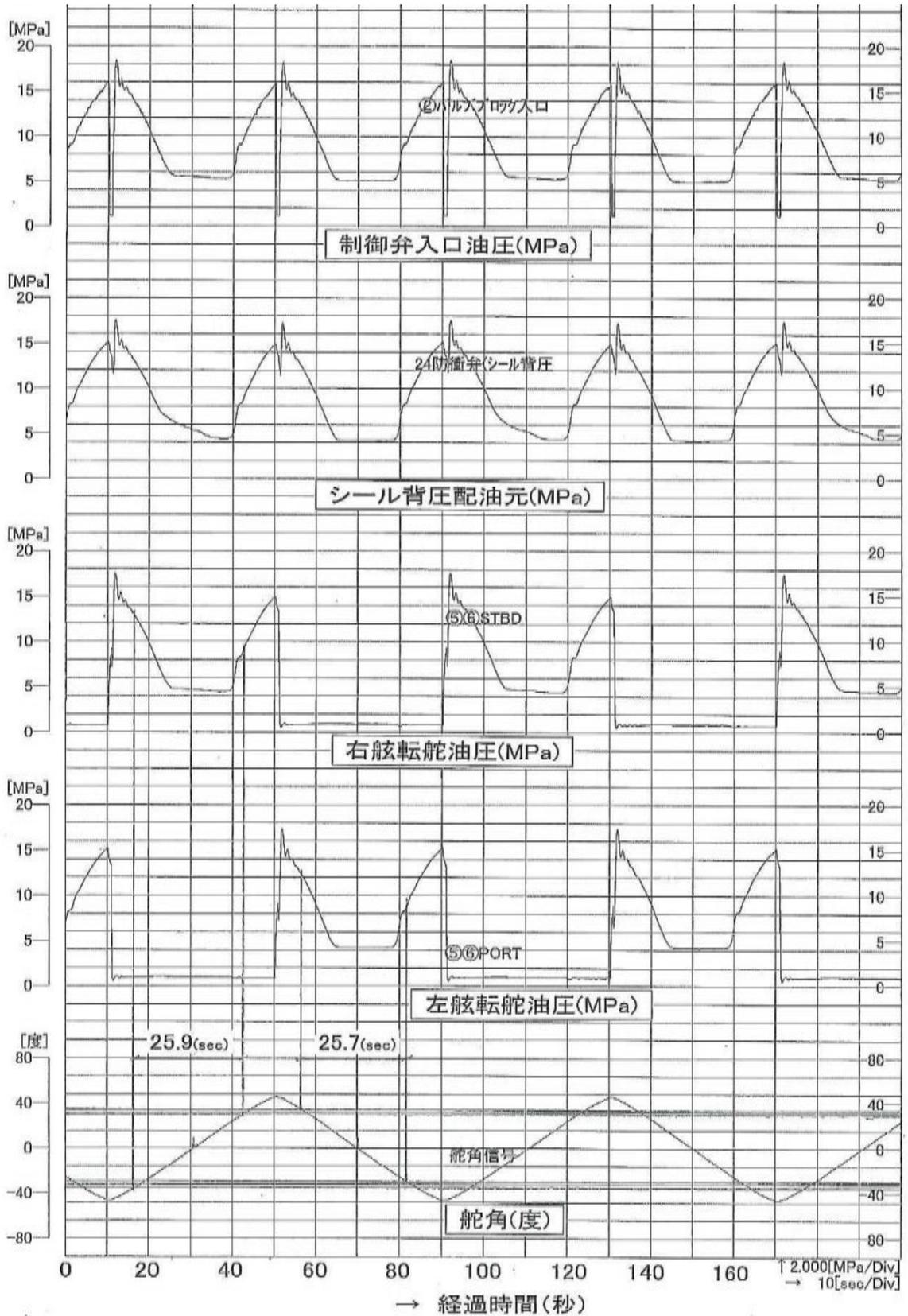
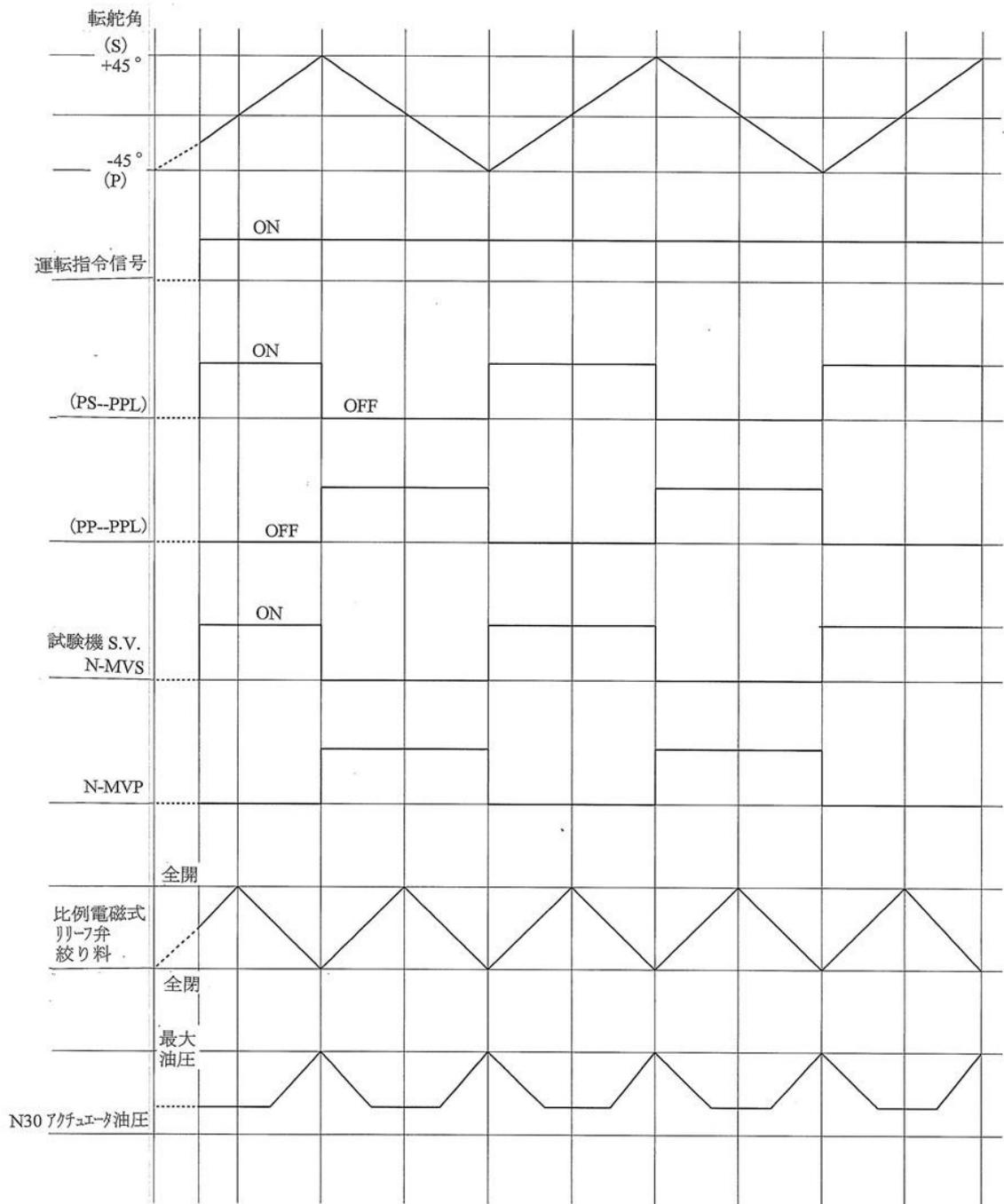


図 5.3.2-2 最高油圧 15MPa における右 45 度—左 45 度の負荷変動の記録例

(d) 負荷試験を行った負荷制御パターン

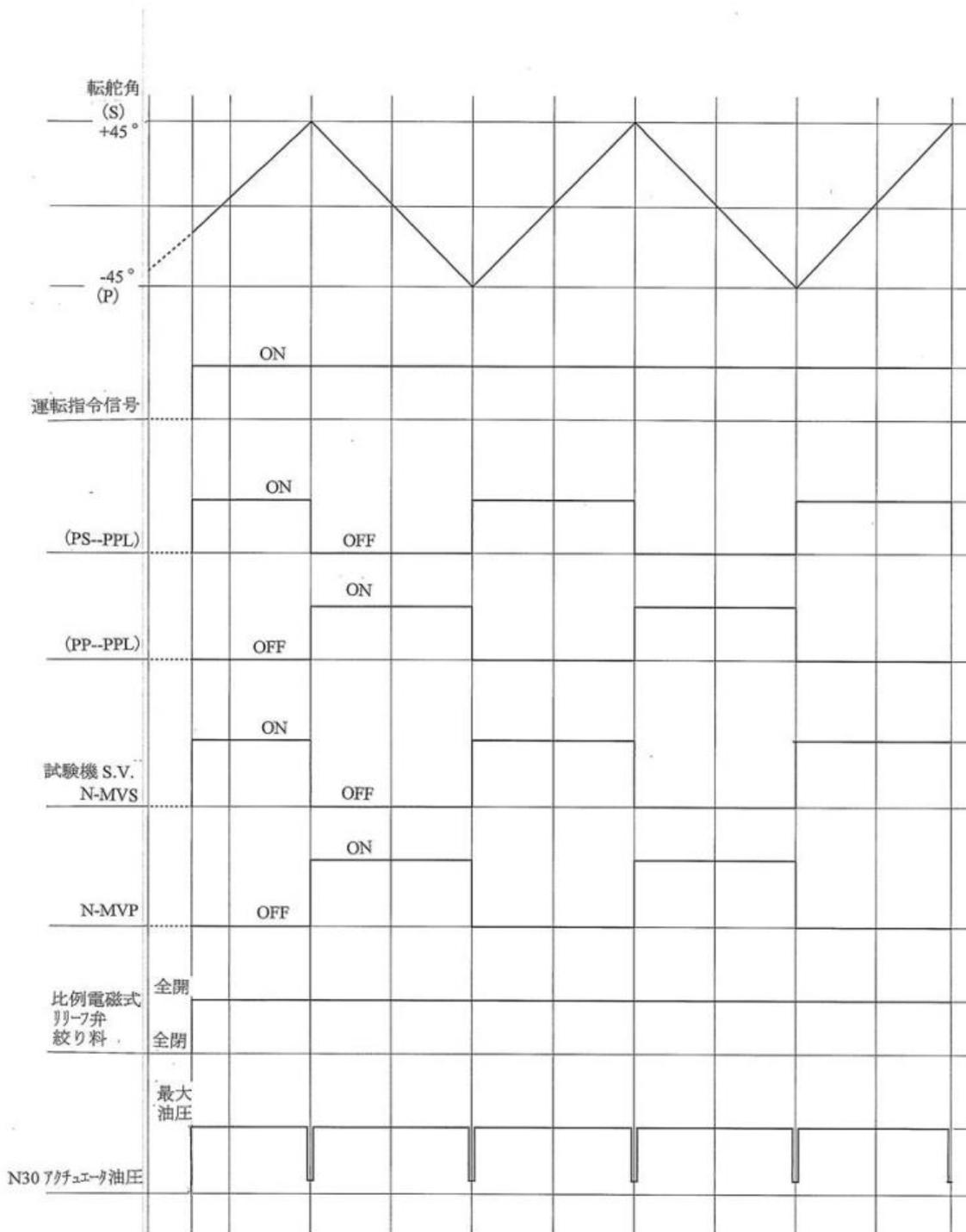
負荷試験を行うに当たって採用した負荷パターン図を、図 5.3.2-3 自動負荷運転装置による制御パターン 1、図 5.3.2-4 自動負荷運転装置による制御パターン 2、図 5.3.2-5 自動負荷運転装置による制御パターン 3、図 5.3.2-6 自動負荷運転装置による制御パターン 4 に示す。

図 5.3.2-3 自動負荷運転装置による制御パターン 1 は、全操舵角範囲に亘って一定負荷を掛ける例を示し、図 5.3.2-4 自動負荷運転装置による制御パターン 2 は小舵角では負荷は小さく、舵角が大きくなるに従って負荷が増加する様にしたパターン、図 5.3.2-5 自動負荷運転装置による制御パターン 3 は小舵角範囲の更に舵角 0 度に近い領域の負荷をより下げるようにしたパターン、及び、図 5.3.2-6 自動負荷運転装置による制御パターン 4 は、船の操舵時の負荷パターンに近似させるため、舵角 0 度から舵角が増加していくときに舵角の増加に応じて負荷が増加し、舵角が減少するときには、一挙に負荷が最低になるようにしたパターンである。



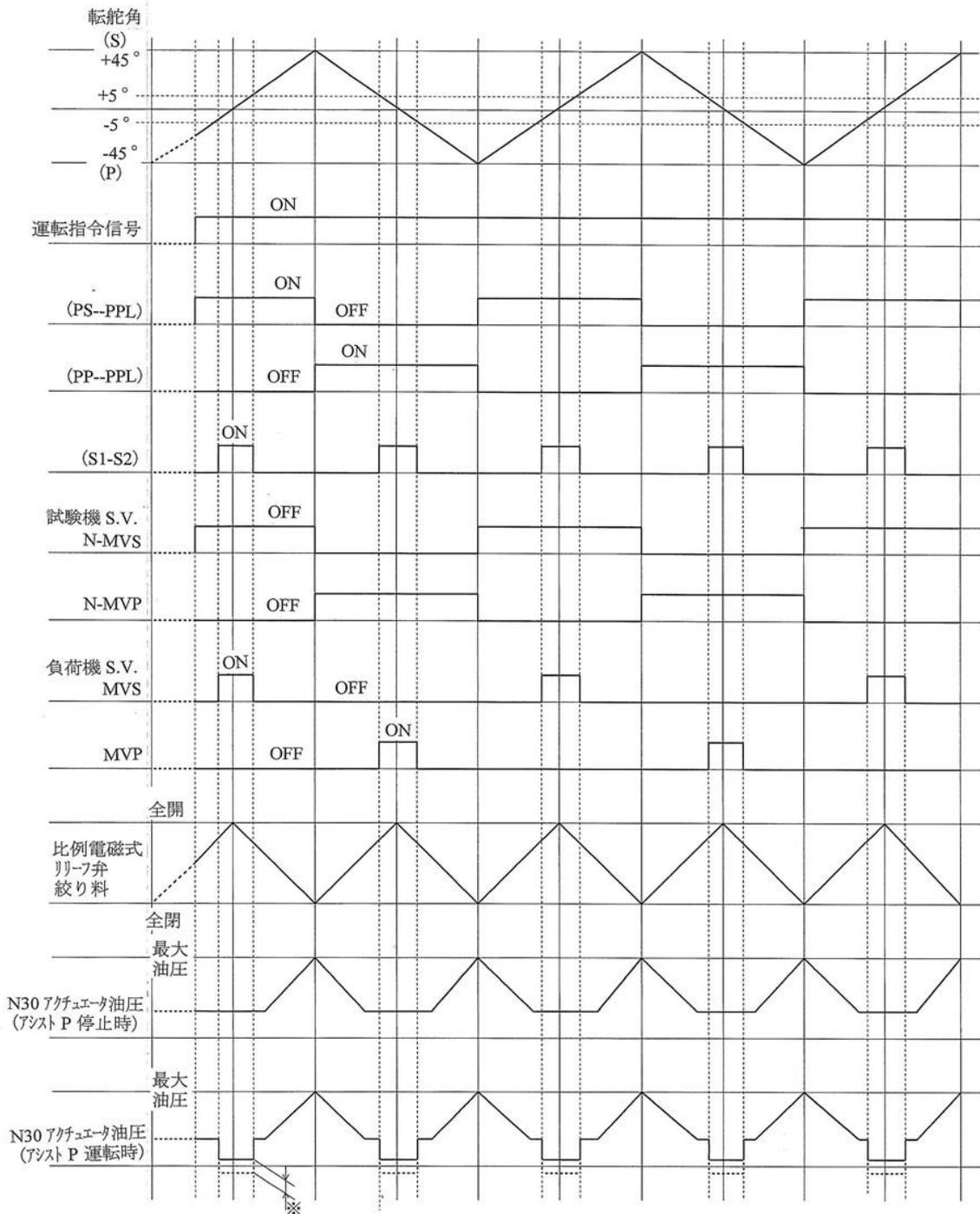
(注) 上に記した舵角は一例で、VRにより調整可能とする。

図 5.3.2-3 自動負荷試験装置による制御パターン1
横軸は時間の経過



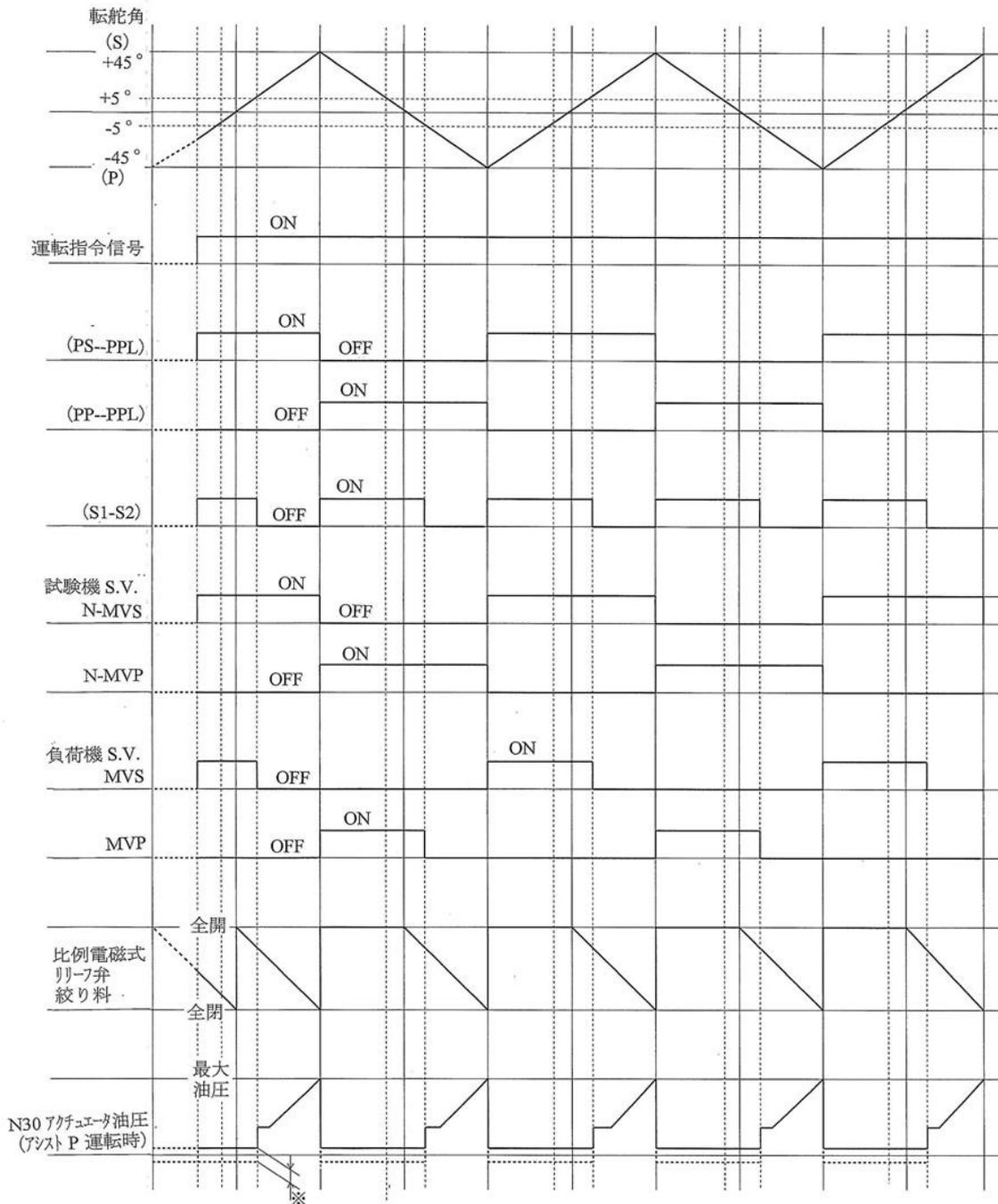
(注) 上に記した舵角は一例で、VRにより調整可能とする。

図 5.3.2-4 自動負荷試験装置による制御パターン2
横軸は時間の経過



(注) 上に記した舵角は一例で、VR により調整可能とする。
 ※ 最低油圧の大きさは、インバータ周波数を加減することによって行う。

図 5.3.2-5 自動負荷試験装置による制御パターン 3
 横軸は時間の経過



(注) 上に記した舵角は一例で、VRにより調整可能とする。
 ※ 最低油圧の大きさは、インバータ周波数を加減することによって行う。

図 5.3.2-6 自動負荷試験装置による制御パターン 4
 横軸は時間の経過

(e) 舵角 0 度付近の負荷最小化パターン制御の構成

図 5.3.2-4 自動負荷運転装置による制御パターン 2 の小舵角範囲の更に舵角 0 度に近い領域の負荷をより下げようとするパターンを得るために制御装置を次のように構成した。

油圧回路の圧損や、負荷試験装置の回転機構部の摩擦等による抵抗によって、転舵角約 $-15^\circ \sim 0^\circ \sim 15^\circ$ の間は、電磁比例圧力調整弁を最大開度にしても試験機には 4MPa 程度の負荷圧がかかることが判った。

この間の負荷を舵角に対応させてなめらかにゼロ負荷圧まで変化するようにさせたいところであるが、インバータの周波数制御の追従性が遅く、周波数を加減するようにしても $15^\circ \rightarrow 0^\circ$ まで転舵する間にポンプ回転数即ち油吐出量を目的とする大きさには追従制御できないことが判った。

そこで、次のような段階制御となるような制御構成とした。

① 負荷機側も試験機側も同方向に転舵させ、インバータはこの状態の時、負荷機側も試験機側も転舵速度が同じとなる周波数に調整しておく。(インバータの周波数は固定とする)

② 舵角 $-5^\circ \sim 0^\circ \sim 5^\circ$ の間：負荷機の電磁弁は、試験機の電磁弁と同方向に励磁する。

この時、負荷機の比例制御リリーフ弁に、試験機の負荷圧がほぼゼロになる電圧を与えるために、判別回路からその接点信号により制御する電圧 ON-OFF 信号をオペアンプに与えるようにシステム構成する。

③ 転舵角が 5 度以上の時：負荷機の電磁弁は OFF とする。

(ここに記した舵角 5 度は基準的な値とし、ボリューム等でこの前後に変えることができるようにする。)

舵角の絶対値が 15 度以上においては、従来どおり、舵角発信器からの信号によって、電磁比例圧力調整弁を制御することによって、舵角に対応した負荷を試験機に与える。このようにして、図 5.1.5-7 のような負荷圧を試験機に与えることとし、図 4.1.5-6 自動負荷運転装置による制御パターン 3 の負荷制御を行うようにした。

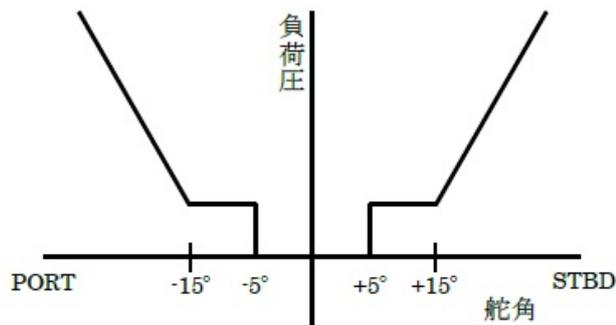


図 5.3.2-7 負荷圧制御パターン図
舵角 0 度付近の負荷最小化パターン制御の構成

(f) 舵取機負荷制御装置の構成の概要

図 5. 3. 2-8 に舵取機負荷制御装置の構成を示す。舵取機舵角を舵角検出器で検出し、その舵角に対する出力(DC 電圧)が出力されるので、その電圧を全波整流し、それをオペアンプに入力して、出力電圧 $E=1/7 \cdot |\delta|$ (V) を比例電磁式リリーフ弁制御回路に与えるように構成する。

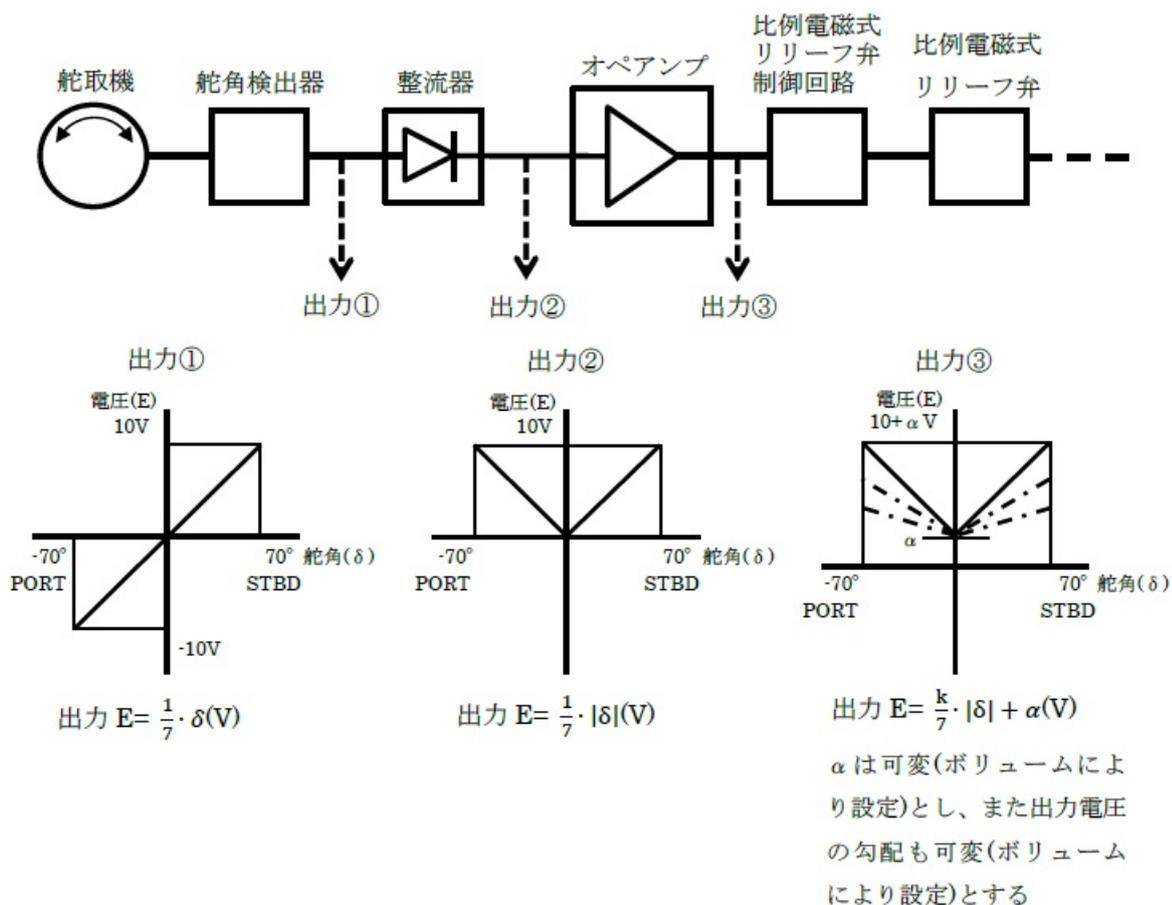


図 5. 3. 2-8 舵取機負荷試験装置構成

(g) 負荷の大きさを自動切換する舵取機負荷制御装置の構成概要

図 5. 3. 2-9 は、負荷の大きさを運転時間によって自動的に変更切換えするように、舵取機負荷制御装置に組み込んだ制御装置の構成の概要である。

制御装置の作動は上図チャートに示すものとする。

システムへの電源投入により、最初に RY-1 が ON になれば、N1 が ON となり、RY-1 が n1 回 ON-OFF を繰り返すと、N1 は OFF となり N2 が ON になる。それから RY-1 が n2 回 ON-OFF を繰り返すと N2 は OFF となり、N3 が ON になる。それから更に RY-1 が n3 回 ON-OFF を繰り返すと N3 は OFF となる。同様に N4 についても n4 の ON-OFF を繰り返すと N4 は OFF となり、第 1 サイクルは終了して、第 2 サイクルに移る。第 2 サイクルも第 1 サイクルと同じパターンとする。以後同一パターンをシステム電源が OFF となるまで繰り返す。

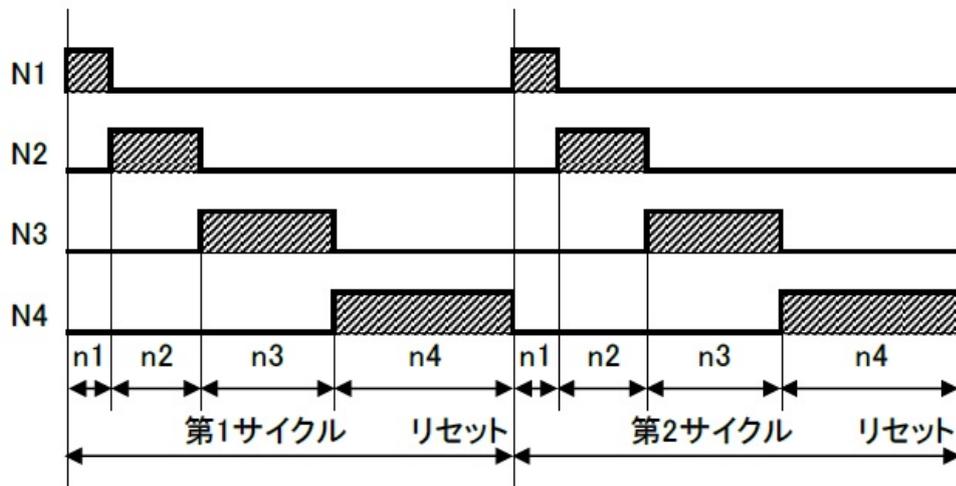
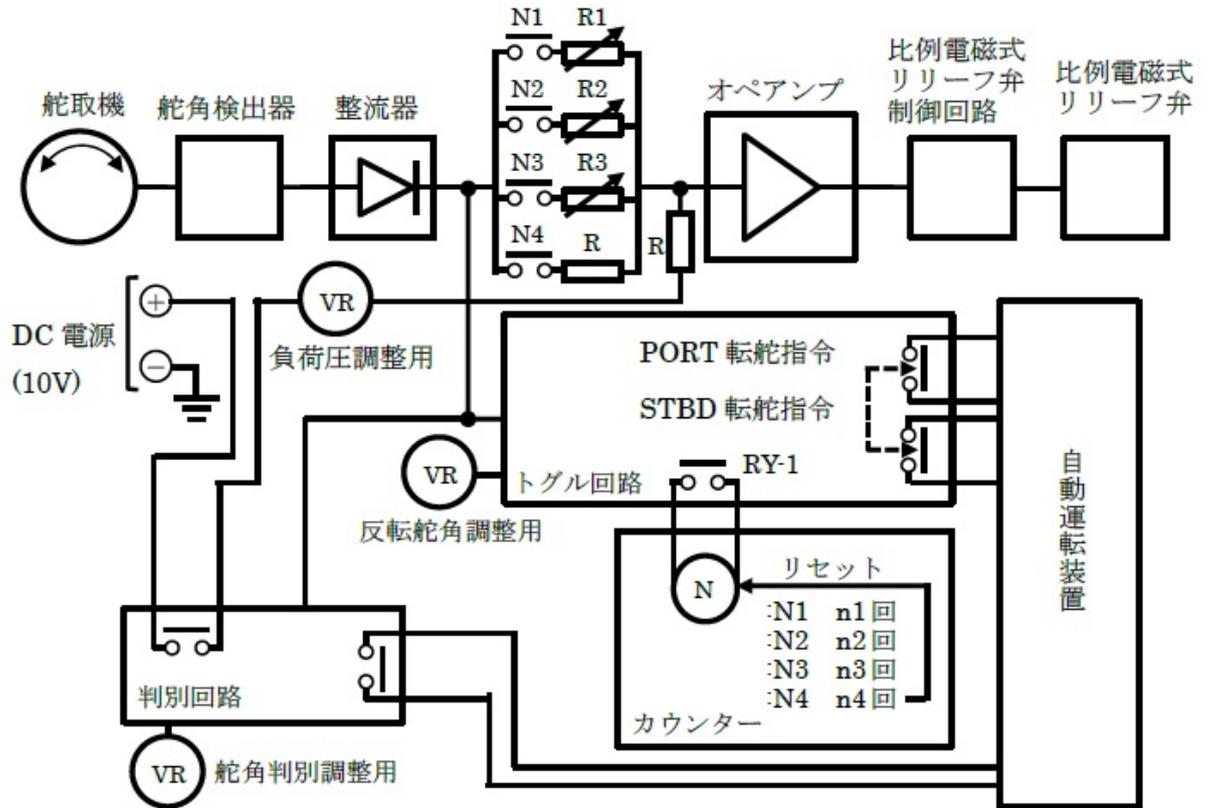


図 5.3.2-9 転舵方向の自動反転及び負荷機の電磁弁信号調整回路

以上の様な制御パターンで運転したそれぞれの、試験結果を 5.4 に後述する。

5.3.3 補助機器の作動状況経過

各弁の調節能力及び使用経過は下記 (a) 以降の通りであった。

(a) 1-1/4 型バルブブロック

全期間を通じて作動は円滑であり、故障もなかった。改良点として下記があった。

(i) 切り替え時の開閉ショック

大きな衝撃音が出る状況は、高圧状態で転舵が目的舵角に達して、制御弁が中立に戻り（この時衝撃は発生しない）、パイロットチェック弁（ALV）によりアクチュエータ内に高圧が閉じ込められていて、次の転舵指令で制御弁が動いた時にアクチュエータの中の高圧作動油が排出管へ噴出し、衝撃波が走り、排出ホースが飛び上がる。この状況下で排出ホースが膨れるのではなく、つぶれるトラブルが発生した。

この状態を緩和するために複合制御弁の排出側にフラッシュチャンバを設けた。

(ii) 高圧時の制御弁の鳴音

作動油圧が 12MPa を超すと、複合制御弁あたりからヒューと言う鳴音が発生することが起きた。

切り替え弁の主スプールの隙間を狭くしたところ鳴音は若干減少した。

漏れ量そのものは性能に大きな影響が無いので、次の機会に設計変更を織り込むことにした。

(b) パイロットチェック弁（別名オートロック弁、ALV と略す）

電磁弁が中立にある時、OC 型の切換え弁は P、T、A、B の全ポートは連なって居てアクチュエータ内に閉じ込めた高圧油は、切換え弁とアクチュエータの間にある ALV の逆止機能によって漏れ出しを阻止し舵角を維持している。

この ALV の主目的である逆止機能についてはテストの全期間を通じて高い密閉性を維持した。

(c) 絞り弁（フローレギュレータ弁）

作動について異常は無かった。

(d) リリーフ弁

作動について異常は無かった。

(e) 背圧バックアップシステム

アクチュエータ内の作動油圧が低くなった時に作動する機能であるが、そのような状態が発生せず、機能は確認できなかった。

(f) フラッシュチャンバ

排出側ホースの飛び上がりとおつぶれを防止するとの目的は一応達成した。

今後はフラッシュチャンバ無しで静粛な運転ができるよう改良したい。

(g) 作動油冷却装置

夏場作動油温度の維持に所定の機能を発揮した。

5.4 耐久試験の実施経過

負荷試験で動作の確認が取れた後、本高圧高信頼性ロータリーベーン式舵取機の要であるシール性能の安定性を長期に確認することと、装置全体の信頼性を確認するために、約10ヶ月間の耐久試験を行った。写真4.1.4.-9に示す各部の圧力計測装置により採取した耐久試験時の、画面上の圧力波形を写真5.4-1に示す。

図5.2.1-1(A)パターンNo.5、ピーク15MPaの場合の圧力連続記録の波形を図5.4-1に示す。

図5.2.1-1(B)パターンNo.4、ピーク6.9MPaの場合の圧力連続記録の波形を図5.4-2に示す。

図5.2.1-1(C)パターンNo.3、ピーク4.8MPaの場合の圧力連続記録の波形を図5.4-3に示す。

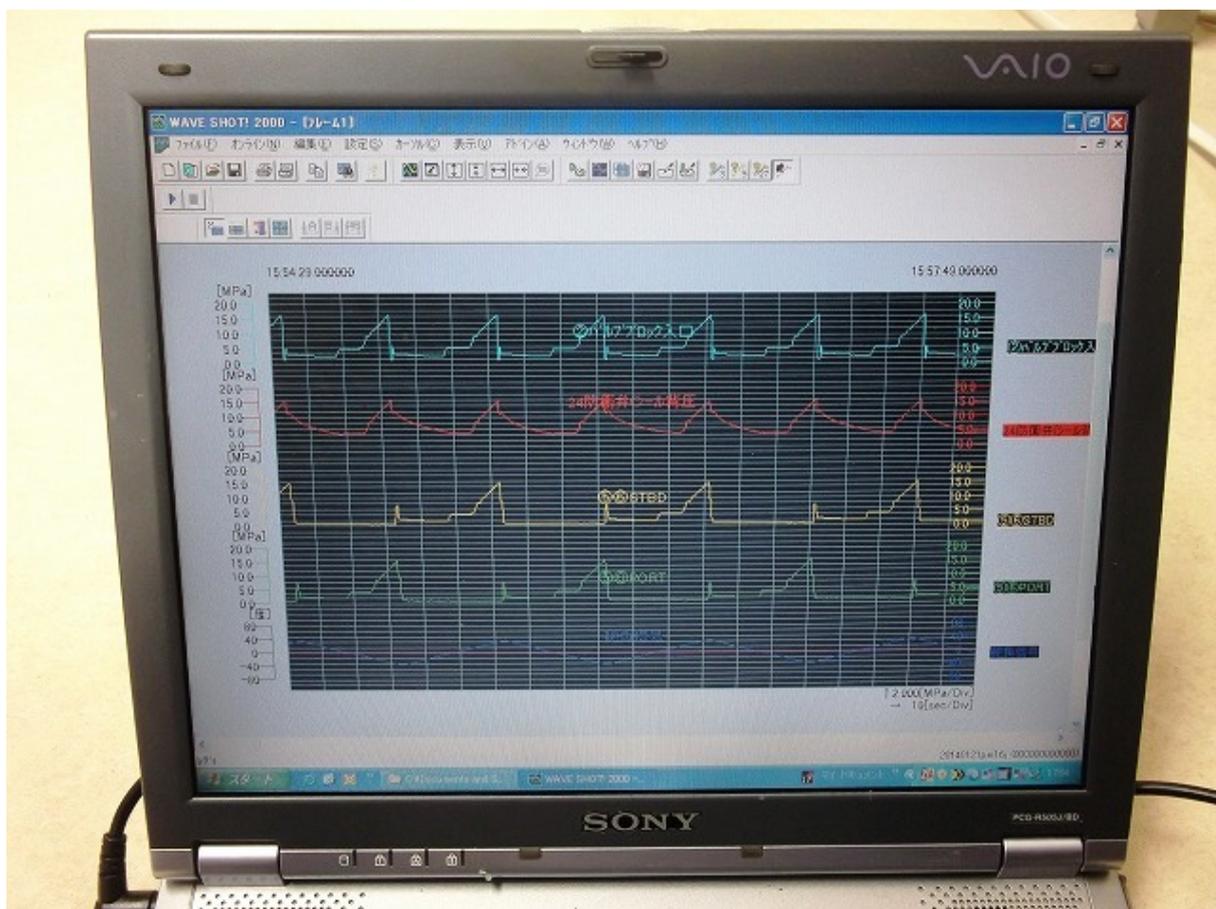


写真5.4-1 耐久試験時（舵角35にて油圧15MPa）の記録計画面

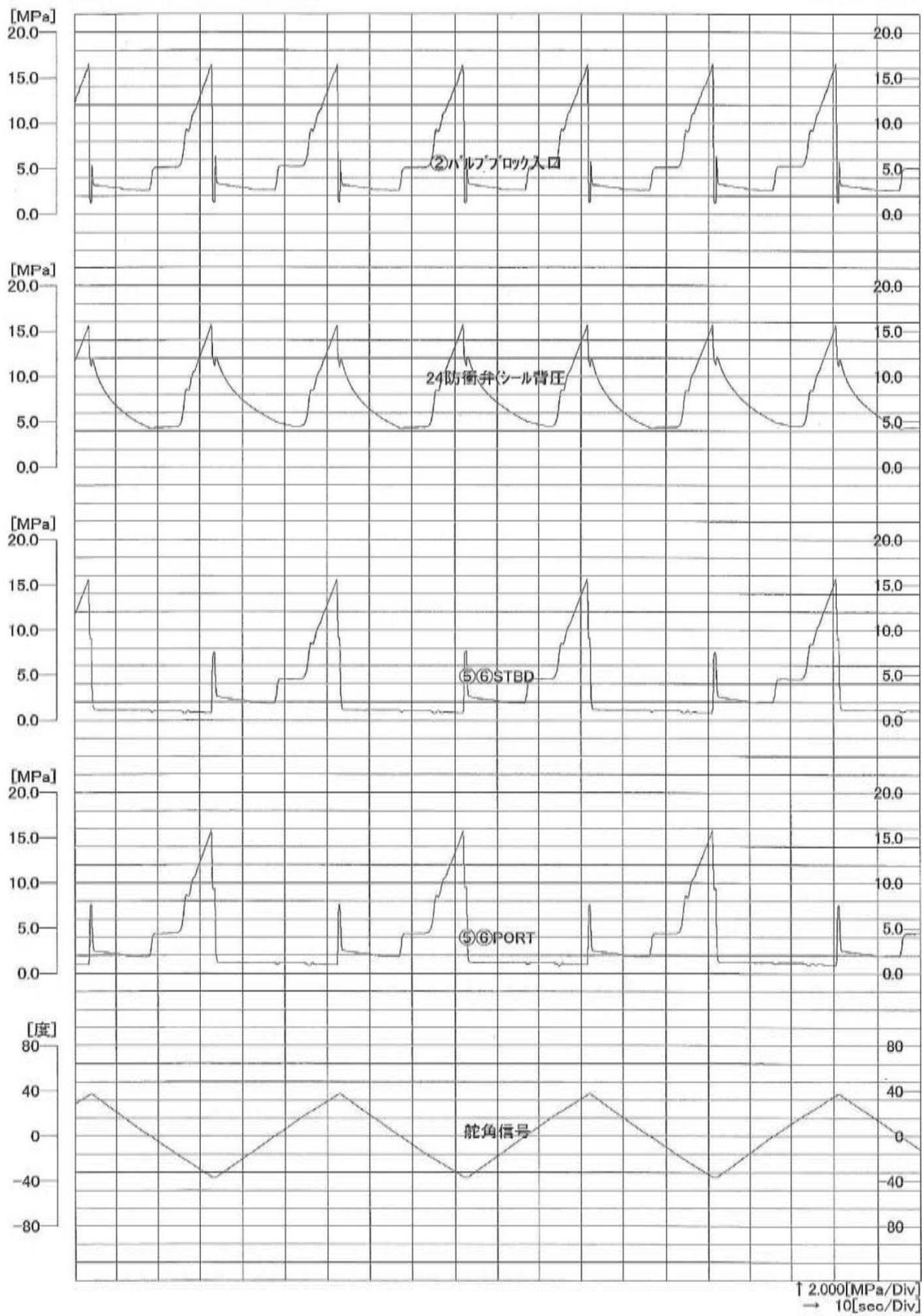


図 5.4-1 耐久試験の圧力波形、舵角 P35 度～S35 度、ピーク油圧 16MPa

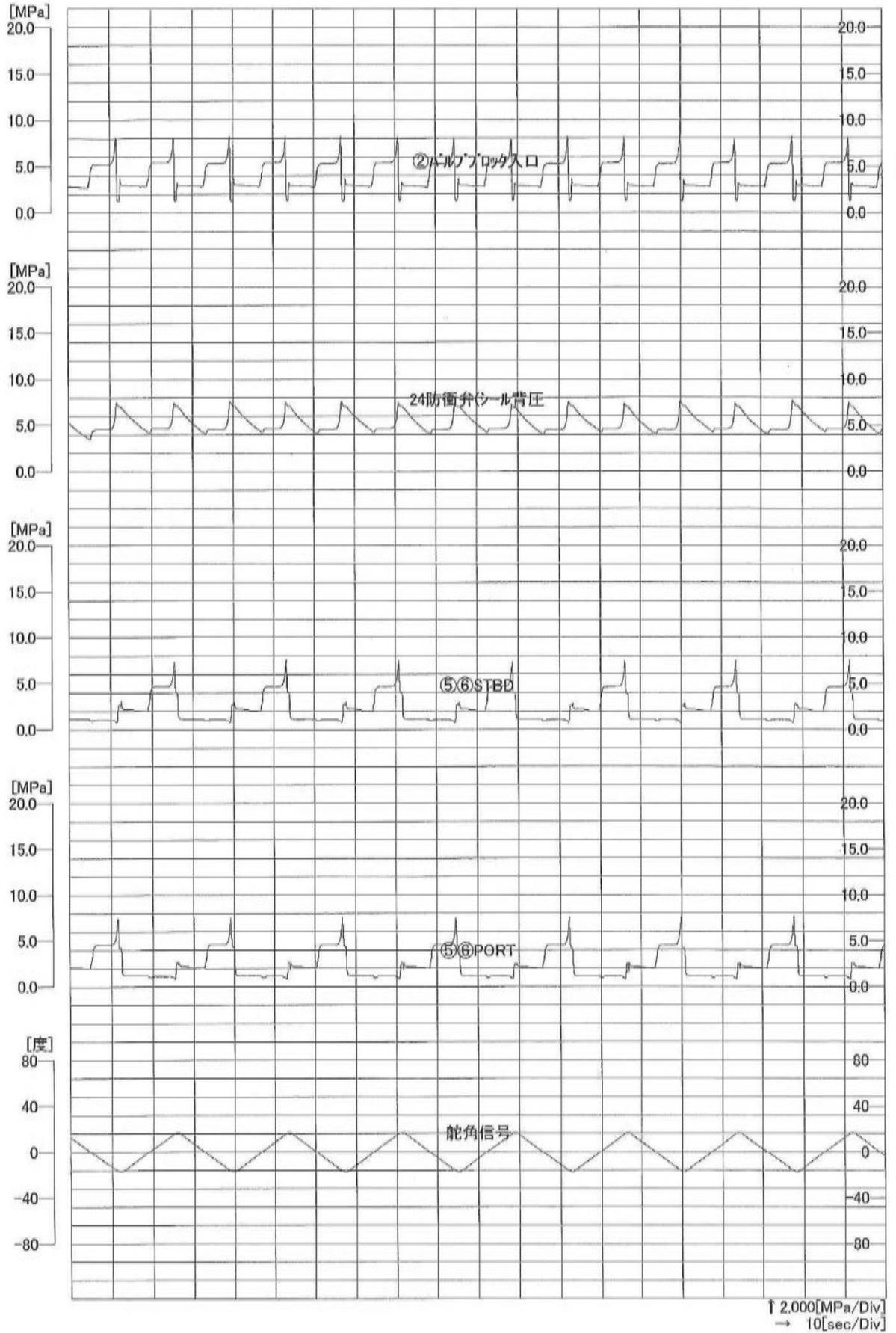


図 5.4-2 耐久試験の圧力波形、舵角 P15 度～S15 度、ピーク油圧 6.9MPa

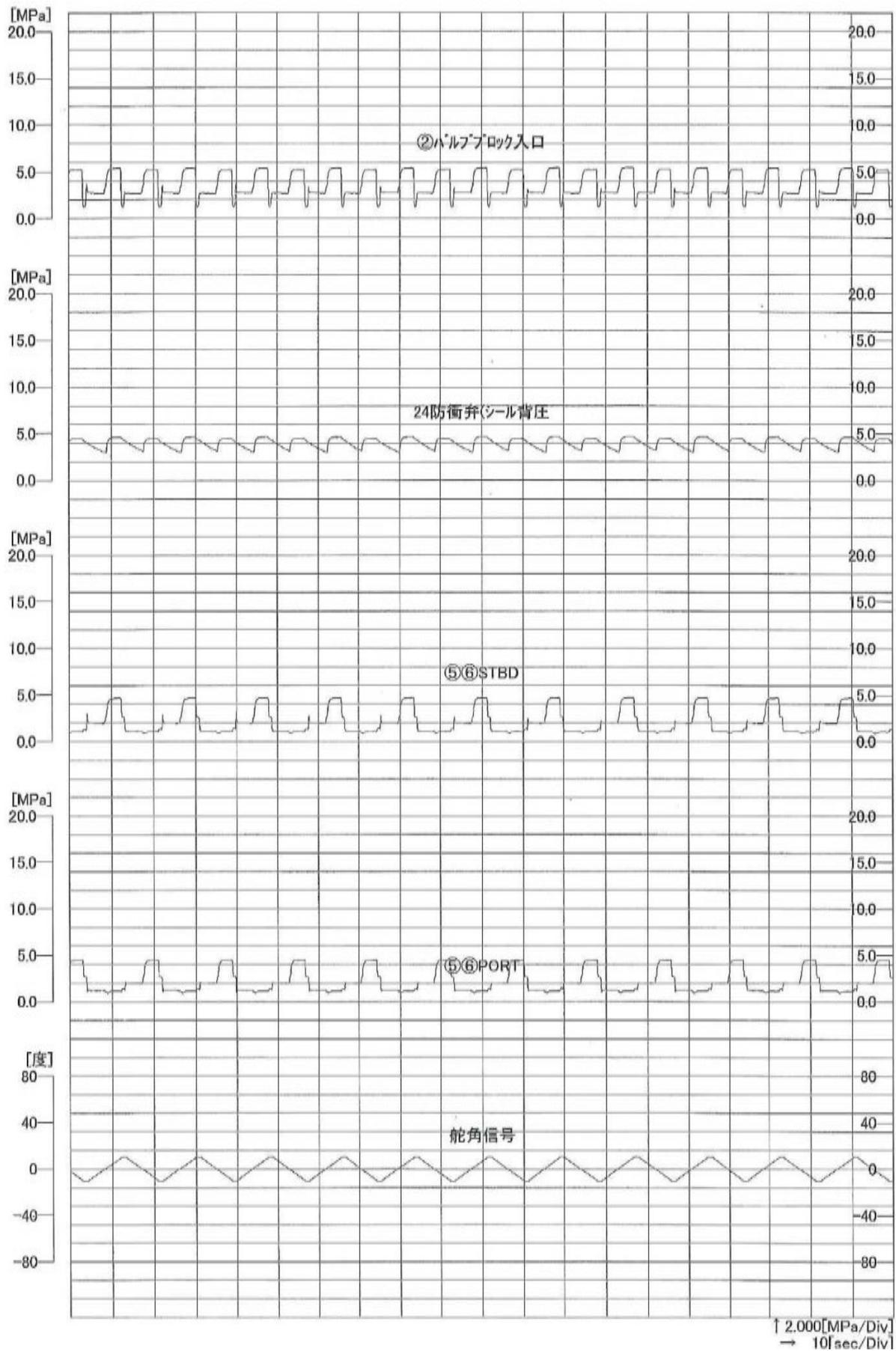


図 5.4-3 耐久試験の圧力波形、舵角 P10 度～S10 度、ピーク油圧 4.8MPa

5.4.1 耐久試験において付加した累積負荷量と使用部品の変遷

(1) 主要部品の使用履歴

設計改良に伴って、主要金属部品は表 5.4.1-1 のように新替えしたり、機械加工を追加したりした。変更は2年度にわたり行われ、本試験終了時点で、ロータ鋳物は初代のまま、ハウジング鋳物は二代目、カバー鋳物は三代目、セグメント鋳物も三代目の構成となった。表内の1、2、3・・・は累計使用月数を示す。

表 5.4.1-1 設計改良、取り換えを行った主要金属部品の使用期間

					H24年度A-0949												H25年度A-1055																							
					2012												2013												2014											
					年	月	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3										
舵取機	部品	改造詳細	開始日	終了日																																				
ロータ	ロータ,1	N30標準ニ*	12/07/31	-									1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	
ハウジング	ハウジング,1	N30標準	12/07/31	13/11/14									1	2	3																									
	ハウジング,2	横セグメントb位置,背圧経路ハウジング下	13/01/25	13/07/29																																				
	ハウジング,2改造	背圧計測穴	13/09/09	-																																				
カバー	カバー,1	N30標準	12/07/31	12/09/24									1	2																										
	カバー,1改造	セグメントbタッチに小リング	12/09/25	13/11/14																																				
	カバー,2	上セグメントb穴4(-2本)	13/01/25	13/07/29																																				
	カバー,3	上セグメントb穴4位置,背圧計測穴	13/09/09	13/12/02																																				
セグメント	セグメント,1	N30標準	12/07/31	13/11/14									1	2	3																									
	セグメント,2	セグメント水平シール1列溝	13/01/25	13/07/29																																				
	セグメント,3	セグメント水平シール2列溝	13/09/09	-																																				
ニックネーム					1号機												2号機												3号機											

(2) 使用した摩耗部品の来歴

上記に伴って摩耗部品も交換されたものがある。どの摩耗部品を何時取り換えたかの履歴を表 5.4.1-2 に示す。表中の1、2、3・・・等の数字は累積使用月数を示す。

表 5.4.1-2 摩耗部品使用月数来歴

					H24年度A-0949												H25年度A-1055																						
					2012												2013												2014										
					年	月	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3									
シール箇所	種類	開始日	終了日																																				
リング 上下	G,1	12/07/31	12/08/27																																				
	A,1	12/08/27	13/05/29																																				
	A,2	13/06/04	13/07/29																																				
	A,3	13/09/09	-																																				
外側リング (カバーシール上)	G,1	13/12/09	-																																				
	-	-	-																																				
ベーン縦 F,A	G,1	12/07/31	12/08/27																																				
	A,1	12/08/27	13/03/26																																				
	A,2	13/04/08	-																																				
ベーン水平上 F,A	G,1	12/07/31	12/08/27																																				
	A,1	12/08/27	13/07/29																																				
	A,2	13/09/09	-																																				
ベーン水平下 F,A	G,1	12/07/31	12/08/27																																				
	A,1	12/08/27	-																																				
セグメント 縦 P,S	G,1	12/07/31	12/08/27																																				
	A,1ニ*	12/08/27	13/07/29																																				
	-	-	-																																				
	A,1ニ*	12/08/27	-																																				
セグメント 水平上 P,S	A,2	13/09/09	-																																				
	G,1	12/12/28	13/04/16																																				
	G,2	13/04/23	13/07/29																																				
スラストリング	raiko,1	12/07/31	13/03/26																																				
	starlite,1	13/03/27	13/10/01																																				
グランドシール	G,3	13/09/09	-																																				
	A,1	12/07/31	-																																				

表 5.4.1-4 耐久試験で付加した累積負荷量

シール箇所	種類	開始日	終了日	最終現装品	回転半径 (m)	片山負荷 15MPa				片山負荷 7MPa				片山負荷 4MPa				
						回転回数 (70degree)	総舵角 (degree)	年分	総摩耗距離 (m)	回転回数 (30degree)	総舵角 (degree)	年分	総摩耗距離 (m)	回転回数 (20degree)	総舵角 (degree)	年分	総摩耗距離 (m)	
リングシール 上x1,下x1	A.1	12/08/27	13/05/29	—	0.282	3,608	252,560	12.4	1,243	12,610	378,300	1.8	1,862	5,336	106,720	0.1	525	
	A.2	13/06/04	13/07/29	—	0.282	15,918	1,114,260	54.5	5,484	2,334	70,020	0.3	345	0	0	0.0	0	
	A.3	13/09/09	14/01/29	○	0.282	3,008	210,560	10.3	1,036	74,112	2,223,360	10.6	10,943	29,608	592,160	0.7	2,915	
ヘーン縦シール Fx1,Ax1	A.2	13/04/08	14/01/29	○	0.380	22,534	1,577,380	77.2	10,462	89,056	2,671,680	12.7	17,719	34,944	698,880	0.8	4,635	
ヘーン水平シール上 Fx1,Ax1	A.1	12/08/27	13/07/29	—	0.335	19,526	1,366,820	66.9	7,992	14,944	448,320	2.1	2,621	5,336	106,720	0.1	624	
	A.2	13/09/09	14/01/29	○	0.335	3,008	210,560	10.3	1,231	74,112	2,223,360	10.6	13,000	29,608	592,160	0.7	3,462	
ヘーン水平シール下 Fx1,Ax1	A.1	12/08/27	14/01/29	○	0.335	22,534	1,577,380	77.2	9,223	89,056	2,671,680	12.7	15,621	34,944	698,880	0.8	4,086	
セグメント縦シール	2列 Px2,Sx2	A.1=* A.2	12/08/27 13/09/09	14/01/29 14/01/29	○ ○	0.290 0.290	22,534 3,008	1,577,380 210,560	77.2 10.3	7,984 1,066	89,056 74,112	2,671,680 2,223,360	12.7 10.6	13,523 11,253	34,944 29,608	698,880 592,160	0.8 0.7	3,537 2,997
	1列 Px1,Sx1	G.1	12/12/28	13/04/16	—	0.290	3,608	252,560	12.4	1,278	0	0	0.0	0	0	0.0	0	
セグメント水平シール 上	2列 Px2,Sx2	G.2	13/04/23	13/07/29	—	0.290	15,918	1,114,260	54.5	5,640	14,944	448,320	2.1	2,269	5,336	106,720	0.1	540
	2列 Px2,Sx2	G3	13/09/09	14/01/29	○	0.290	3,008	210,560	10.3	1,066	74,112	2,223,360	10.6	11,253	29,608	592,160	0.7	2,997
スラストリング	raikko.1	13/10/11	14/01/29	○	0.248	0	0	0.0	0	67,356	2,020,680	9.6	8,746	29,608	592,160	0.7	2,563	
	starlite.1	13/03/27	13/10/01	—	0.248	22,534	1,577,380	77.2	6,828	21,700	651,000	3.1	2,818	5,336	106,720	0.1	462	
グランドシール 上x2,下x2	A.1	12/07/31	14/01/29	○	0.225	22,534	1,577,380	77.2	6,194	89,056	2,671,680	12.7	10,492	34,944	698,880	0.8	2,744	

5.4.2 耐久試験後の開放検査

2014年2月3日、耐久試験中の試験機を開放し、摩耗部品の寸法検査を行った。

写真 5.4.2-1 にカバーを開放してハウジング上部を撮影した状態を示す。金属部品に特に異常な所見は無かった。

シール類の摩耗量はいずれも1%以内で極めて良好であった。

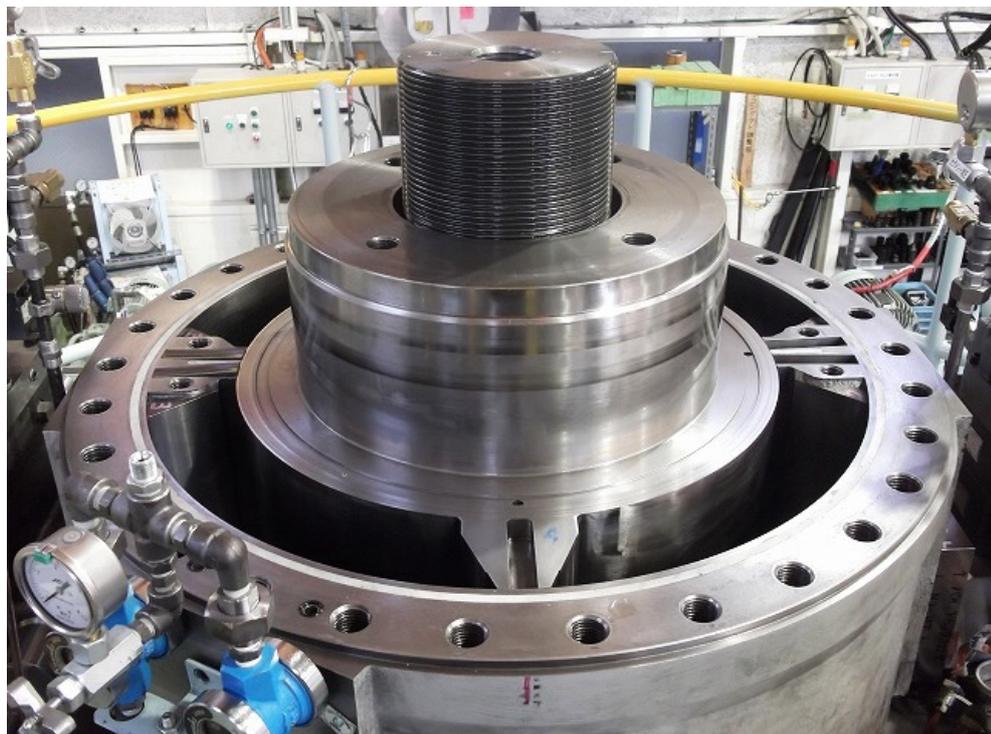


写真 5.4.2-1 カバー開放、ハウジング内部、内部シール

5.4.3 耐久試験中に発生した問題点とその対策

(1) セグメントボルトからの油漏れと折損

本試験中はボルト交換および増し締めによって試験を続行した。現在のセグメントボルトは隙間のあるボルト穴に装着されているが、将来はリーマピン型採用が適切と考える。

(2) カバーの BC ライナの下部（ロータハブ近く）の強当り

損傷では無いがカバーの BC ライナ（ジャーナル軸受け）に強い当たりがあった。

将来の設計見直しではロータ圧入量およびカバーのひずみとの関係を勘案した上で適切な軸受け隙間の見直しを行う。

(3) テスト装置の問題点と改良状況

(a) 負荷機のトルク受けコッタの溶接外れ落下

耐久試験中に負荷機のトルクを上部架台に伝えるコッタが外れて落下するというトラブルが発生した。

原因は全開放の後の再組立時の軸心調整の不十分と、溶接脚長が足りなかったことによると思われる。開放、再組立の際に軸心調整を入念に行い、コッタの溶接脚長を増加させたことで、その後この種の問題は発生していない。

6. 目標の達成状況

6.1 負荷試験装置の達成状況

製造した負荷試験装置は、安定して長時間負荷をかけ続けることが出来、無事に高油圧部分の諸試験を終了した。実船の舵トルク曲線に近似させた負荷の掛かり具合が低負荷領域で若干多めの負荷がかかるようになったが、このことは安全側であると評価している。

6.2 試験機の舵取機性能、負荷試験の達成状況

ジャパンハムワージ株式会社には、小型ロータリーベーン式舵取機において、作動油圧 12MPa の実績があり、その延長上に理論計算結果を織りこんで新設計することによって、作動油圧を上げることができると考えていた。

しかし、試作した試験機の当初のテストにおいて、作動油圧 12.5MPa までは性能を確認できたが、それ以上の作動油圧においては急速に性能が低下した。

その性能改善対策のために、カバーの 4 回、セグメントの 2 回、ハウジングの 2 回、およびバルブブロックの 1 回の改造を行った。これ等の改造作業を行うことによって、ロータリーベーン式舵取機の特長に関する技術諸元を解明し明確にすることができた。その結果、計画作動油圧目標 15MPa に対して 16MPa まで上げることを可能とする技術を開発することができた。

6.3 耐久試験の達成状況

耐久性能上問題となると思われるピーク圧 15MPa および 6.9MPa の高油圧領域では、最近入れ換えたシールでも目標の5年分の負荷回数に対して2倍の10年分相当以上の負荷回数を繰り返し、シールの摩耗は1%以内、かつ変形や傷が無いこと、および金属部分の損傷が無いことを達成した。

現在 4.8MPa における耐久試験を続行中であるが、低負荷における耐久性は現在の商用機で実船実績を以って実証済みなので、それよりシール材料のグレードを上げている開発機では現時点で実質的に耐久性は見通しがついたと言ってよいと判断する。

内部シールの材料を色分けして、フィルターに出てくる摩耗粒子を見るだけでどこのシールに問題が発生しているか判定しようとのアイデアについては、正常な微粉状摩耗粉の混合ペーストは黒色に近くて肉眼で判別が難しい。現在まで本試験では角が欠けて遊離した等の部分破損も無いので実証されていないが、1~2mm 程度以上の大きさの欠片であれば損傷個所の特定に役立つ、むしろフィルターエレメントが黒色の内は心配不要、色が見える時は要注意と言えると考えている。

6.4 技術開発作業の集約、総合評価

- (1) 本事業の最終目標の、重量および据えつけ面積の30%減に対しては、本試験機は同一出力レベルの当社在来機と比較して、重量で38%、据付面積で30%の低減を達成した。

今後は、舵取機室の天井高さが低い船型向けの、高さの低い直径の大きい平型のハウジングにも対応して行くべく、ラインナップを増やしていくよう検討して行くこととしている。

- (2) 本事業の最終目標の、5年間無解放運転の保証を可能とする、については、6.3項でも述べたように、加速度試験の結果、本試験機の耐久性を確認した。

7. 今後の課題

試験機の性能試験、耐久力試験を行った結果、高圧ロータリーベーン式舵取機の設計を可能とする技術と資料を取得することができた。これにより、商品としてのシリーズの設計、及び製造が可能となったので、マーケット向け量産機の開発を進めたいと考える。



「この報告書は BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて作成しました」

(一社)日本舶用工業会

〒105-0001

東京都港区虎ノ門一丁目13番3号(虎ノ門東洋共同ビル)

電話：03-3502-2041 FAX:03-3591-2206

<http://www.jsmea.or.jp>