

クラッチ付日立船舶用減速機

Hitachi Marine Gear with Oil Cooled Clutch

この減速機は、船舶のクラッシュ アスターン性能の向上を目的とした大容量の湿式多板クラッチを内蔵している。歯車には日立製作所の多年の実績により開発した浸炭歯車を使用し、従来の調質歯車を用いた減速機に比べ、軸間距離で40%、重量で25%の大幅な小形軽量化に成功した。また、船舶の主動力系統に使用されるため、特に高い信頼性と良好な保全性を考慮した。日立造船株式会社製の日立-B&W中速ディーゼル機関にカップルされたこの減速機は、太平洋沿海フェリー株式会社の新造大形カーフェリー「あるかす」での実船試験により、船速13kt(巡航速度の60%)からのクラッシュ アスターンになんら支障なく使用可能ことが確認され、所期の停船性能が得られた。

渡部 富治* Tomiji Watabe
大沢 矩美和** Kimikazu Ôsawa
吉田 眞二*** Shinji Yoshida
森本 雅昭*** Masaaki Morimoto

1 緒 言

最近、船舶の主機関として高出力の中速ギヤード ディーゼル機関が多用されるようになった。日立製作所は昭和43年よりこの用途に使用する船舶用減速機の製作を開始し、累計で50万PS以上の製作実績を持つに至っている。この中速ディーゼル機関を備えた船舶が、後進あるいは停止するには、(1)機関に自己逆転機能を持たせる(各種クラッチを緩衝器として使用する場合もある)。(2)逆転ギヤを備える。(3)可変ピッチプロペラを使用するなど各種の方法がある。(1)の方法は、最も價格的に有利であるが、大形のクラッチが実用化しておらず、これまで短距離停船性能を強く要求される船舶にあっては他の方法を採らざるを得なかった。

今回、日立製作所はこの用途に適合した大形の湿式多板クラッチの開発に成功し、これを内蔵した1万PS級の減速機を太平洋沿海フェリー株式会社の大形カーフェリー用として、日立造船株式会社へ4台(2隻分)納入した。本機搭載の第1船「あるかす」(図1、2)は、昭和47年10月より就航している。

以下、本減速機の概要と湿式多板クラッチの特性につき述べる。

2 クラッチ付船舶用減速機の特性

中速ギヤード ディーゼル機関は種々長所⁽¹⁾を有する反面、大形低速ディーゼル機関に比較し、逆転起動性能が多少劣ると言われている。

この対策として、クラッシュ アスターン(緊急停船)時に、動力のかん脱クラッチを機関とプロペラとの間に設け、機関を無負荷起動して逆転起動後クラッチを再投入する方法がある。このときの各部の運動は図3に示すようになり機関とプロペラの回転速度が異なっている間(クラッチが滑っている)クラッチは多大なエネルギーを吸収している。

このクラッチ付船舶用減速機の構造は図4に示すとおりである。

機関の動力は高弾性継手を介して減速機入力軸に入り、小



図1 太平洋沿海フェリー株式会社所属「あるかす」 湿式多板クラッチを内蔵した船舶用減速機を搭載した中速ディーゼル機関船(9,800総トン)である。

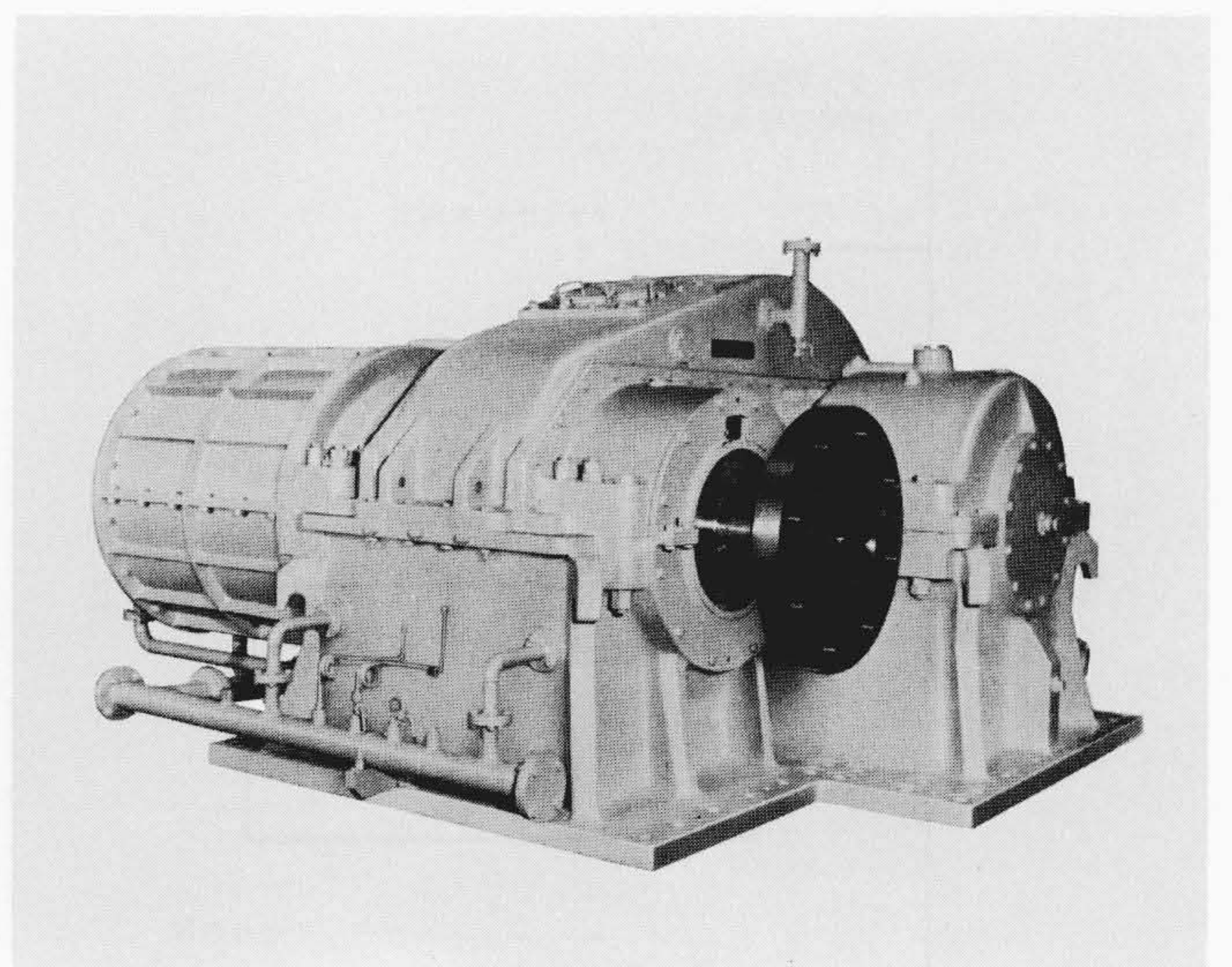


図2 9,680PSクラッチ付日立船舶用減速機 高精度の歯車を使用し、小形軽量化に成功した。左後方がクラッチ収容部である。

* 日立製作所機械研究所 工学博士 ** 日立製作所技術管理部 *** 日立製作所土浦工場

歯車の内側を通り湿式多板クラッチを経て折返し、小歯車、大歯車及び出力軸へと伝達される。

2.1 クラッチ付減速機

今回製作したクラッチ付船舶用減速機の仕様は表1に示すとおりである。

中速ディーゼル機関と結合される船舶用減速機は、小形軽量化の努力によって、いっそうの効果を発揮することができる。それには第一に、従来この種の減速機に用いられた調質歯車に変えて、高硬度歯車を使用することにより可能となる。

しかしこの前提として、歯車の精度向上が達成されなければ単位歯幅当たりの耐荷重性の飛躍的向上は不可能である。しかも、船舶の主動力システムの装置として十二分の信頼性の確保は何よりも優先する事項である。更に地上と異なり船舶という狭い個所での良好な保守性や整備性は、運用面において前述の信頼性の向上と同様に重要である。本クラッチ付減速機は、このような要求をふまえて設計製作されている。以下、その各部につき述べる。

2.2 減速歯車

主機関の動力を所要の回転速度に減速して、プロペラに伝達する大小一對の歯車は減速機の心臓部であり、その強度及び信頼性が減速機全体の大きさを決定する最大のポイントである。

日立製作所は十数年前から、ニッケルクロームはだ焼鋼に浸炭焼入れを施した高負荷荷重用歯車を開発し、歯車変速機の小形軽量化を進めてきた。この結果、今回の減速機では同容量の調質歯車を用いた減速機に比べ、重量で25%、軸間距離で40%の低減が可能となり大幅な小形軽量化が達成されている。

2.3 湿式多板クラッチ

今回の湿式多板クラッチは国産最大容量の製品である。従って、特に実物大の摩擦板を試作し焼付きに対する十分な実験を行なった。すなわち、湿式多板クラッチに関する理論的

表1 クラッチ付船舶用減速機の主仕様 運輸省海運局(JG)規格に基づいて製作した船舶用減速機の主仕様を示す。

項 目	仕 様
形 式 名 称	日立CS-1060Hクラッチ付船舶用減速機
減 速 方 式	はすば歯車
伝 達 馬 力	9,680PS (連続定格)
入力回転速度	465rpm
出力回転速度	180rpm
回 転 方 向	両回転
組 合 せ 機 関	日立造船株式会社製 日立B&W I6U45HU 4 サイクルランク ピストンV形 ディーゼル機関

研究、大形慣性式試験機及び大形連続引きづり試験機による実験的研究により、摩擦板の寸法、潤滑油及び油量、クラッチ操作油圧などの諸元を決定した。

構造の特長として、船尾側にクラッチをオーバハングし、これによって減速歯車に関係なく、クラッチ部のみを単独に分解組立可能とした。

クラッチ「脱」時に発生する空転トルクを減少させるため、潤滑油の特性、クラッチの操作性などを検討し、油種、クラッチ レリーズ スプリングなどの選定を行なった。

- 主機関用クラッチとして具備すべき条件は、
- (1) 滑りがなく、トルク伝達が行なえること。
 - (2) クラッシュ アスターン時のクラッチ発熱に耐え得ること。
 - (3) クラッチかん脱の際、ショックや振動を伴わないこと。
 - (4) 動作遅れが少なく、操作が容易であること。
- などである。

表2は最近、摩擦材料の進歩、改良により過酷な使用に耐え得るものが製作可能になった湿式多板クラッチと、流体継

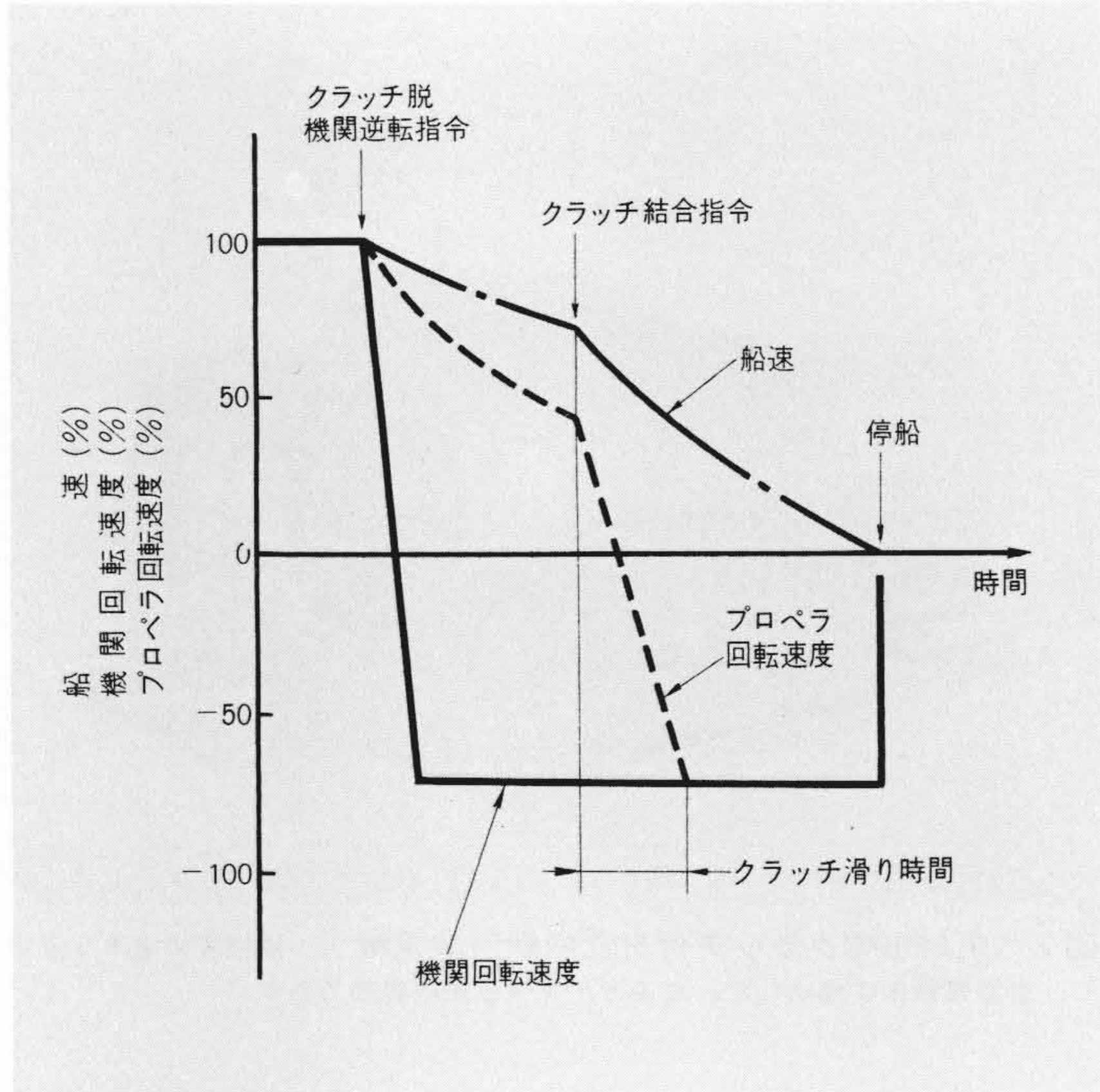


図3 緊急停船(クラッシュ アスターン)時の各部の運動 機関逆転起動後所定の船速になったとき、クラッチ結合とし、プロペラを逆転駆動する。

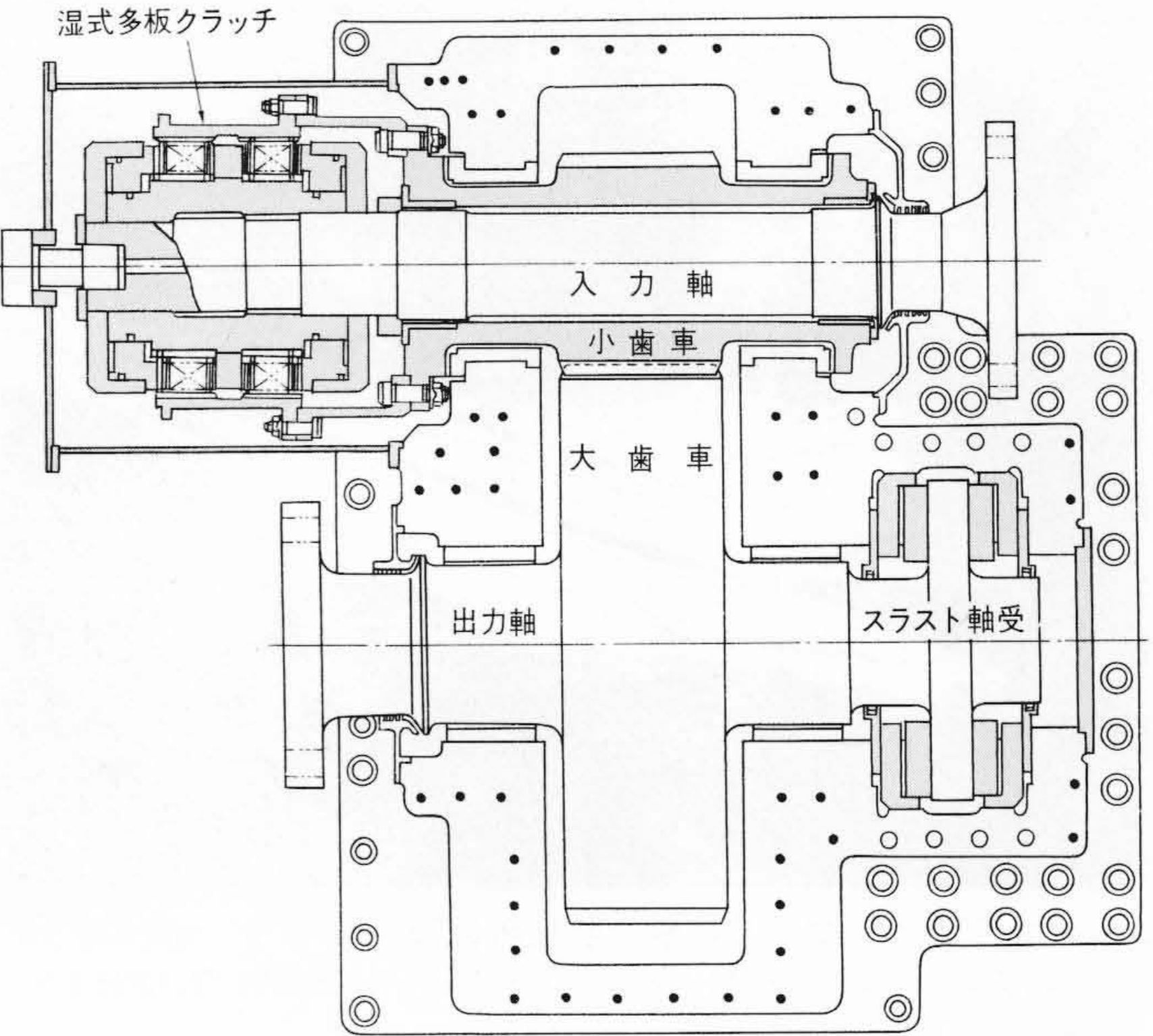


図4 クラッチ付日立船舶用減速機CS-1060H断面図 クラッシュアスターン用の湿式多板クラッチを入力軸側に、船舶の推進反力を受けるスラスト軸受を出力軸側に配した。

手、乾式クラッチとの比較を示すものである。

2.4 補機類

補機の回路図は図5に示すとおりである。

補機は、減速機の軸受、歯車の潤滑を行なう潤滑装置及びクラッチのかん脱を行なう制御装置から成る。これらについては、船舶特有の使用条件や環境を考慮した機器を使用している。例えば、潤滑油やクラッチの作動油源の油ポンプとしては、船舶での使用実績が多く、信頼性の高いものを選定したほか、予備ポンプを置く待機冗長系とし、より高い信頼性を得ている。またフィルタとしては、保全性を考慮して二連切換式とし、運転中の清掃を可能にしている。

クラッチの制御装置は、ブリッジと機関制御室からの遠隔操作を考慮して電気信号方式とし、クラッチ操作時の油圧制御には、温度変化が少なく安定している空気パイロット方式を用いている。

3 クラッシュ アスターン性能の検討

クラッチを採用する第一の目的は、クラッシュ アスターン性能の改善であるが、このときクラッチの負荷が最も過酷になるので、その数値の把握とそれに対する十分な対策を検討しておく必要がある。

表2 湿式多板クラッチと他の継手との比較 湿式多板クラッチは、他の船舶用クラッチに比較し、すべての面で優れている。

項 目	湿式多板クラッチ	流 体 継 手	乾式クラッチ
重量、容積	小	大	中
滑り伝達性能	良	優	良
大容量化	適	不適	適
寿 命	長	長	短

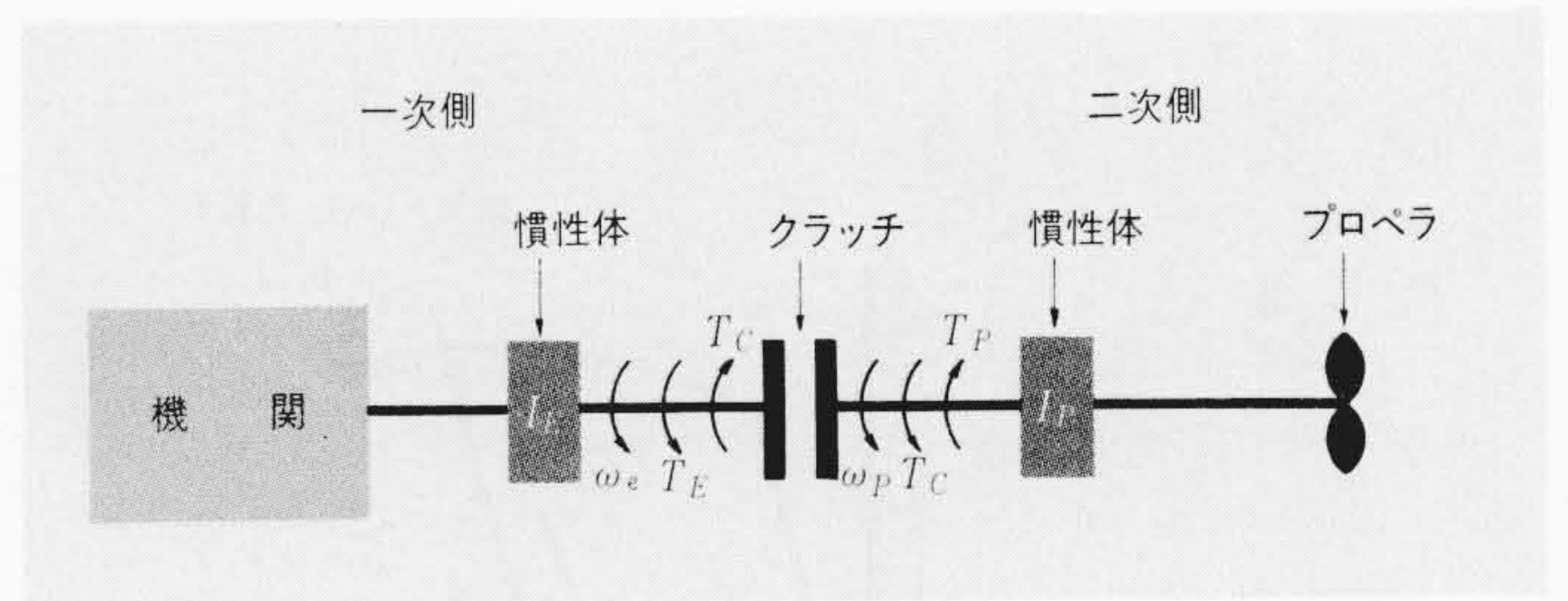


図6 クラッチ系の運動系 機関、プロペラによる外部力を考えたクラッチ部分の運動系を示す。

船舶のクラッシュ アスターンは、短時間且つ短距離でなければならない。従って、できるだけ高速領域からのクラッシュ アスターン操作ができるように要求される。これを解析するため、図6に示した運動系で、クラッシュ アスターン時の各部の運動を検討する。

図6において、一次側、二次側の運動は、それぞれ(1)、(2)式で示される。

$$I_E \frac{d\omega_e}{dt} = T_E - T_C \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$I_P \frac{d\omega_P}{dt} = T_C - T_P \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 I_E ：機関側等価慣性モーメント

I_P ：プロペラ側等価慣性モーメント

ω_e ：機関回転速度

ω_P ：プロペラ回転速度

T_E ：機関トルク

T_C ：クラッチ伝達トルク

T_P ：プロペラトルク

プロペラトルク T_P は、一般に図7のロビンソン曲線(Robinson's Curve)で示される。これは、横軸にプロペラ回転速度

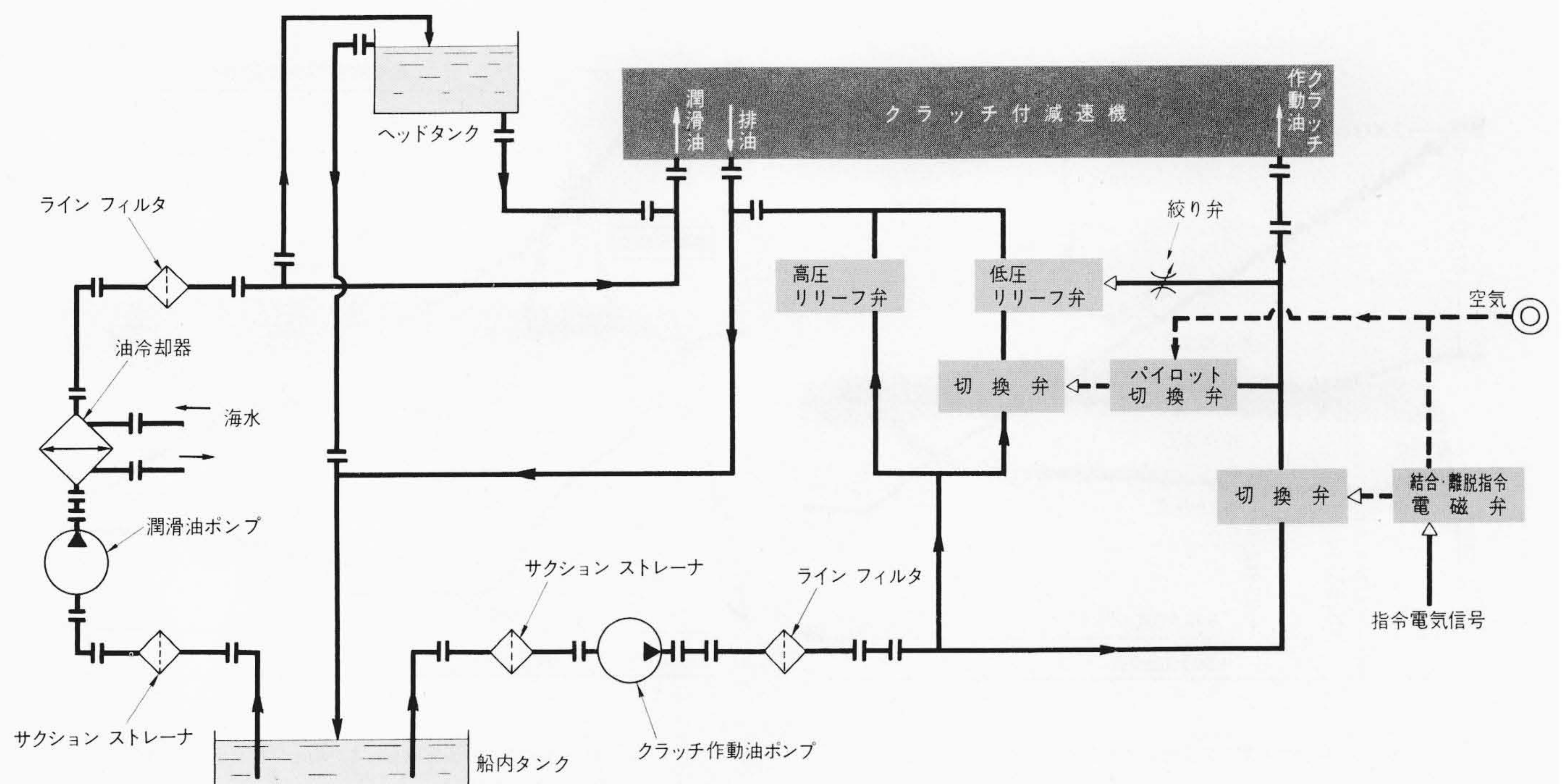


図5 補機回路図 湿式多板クラッチのコントロール系統には、信頼性を考慮した空気→油圧方式を採用した。

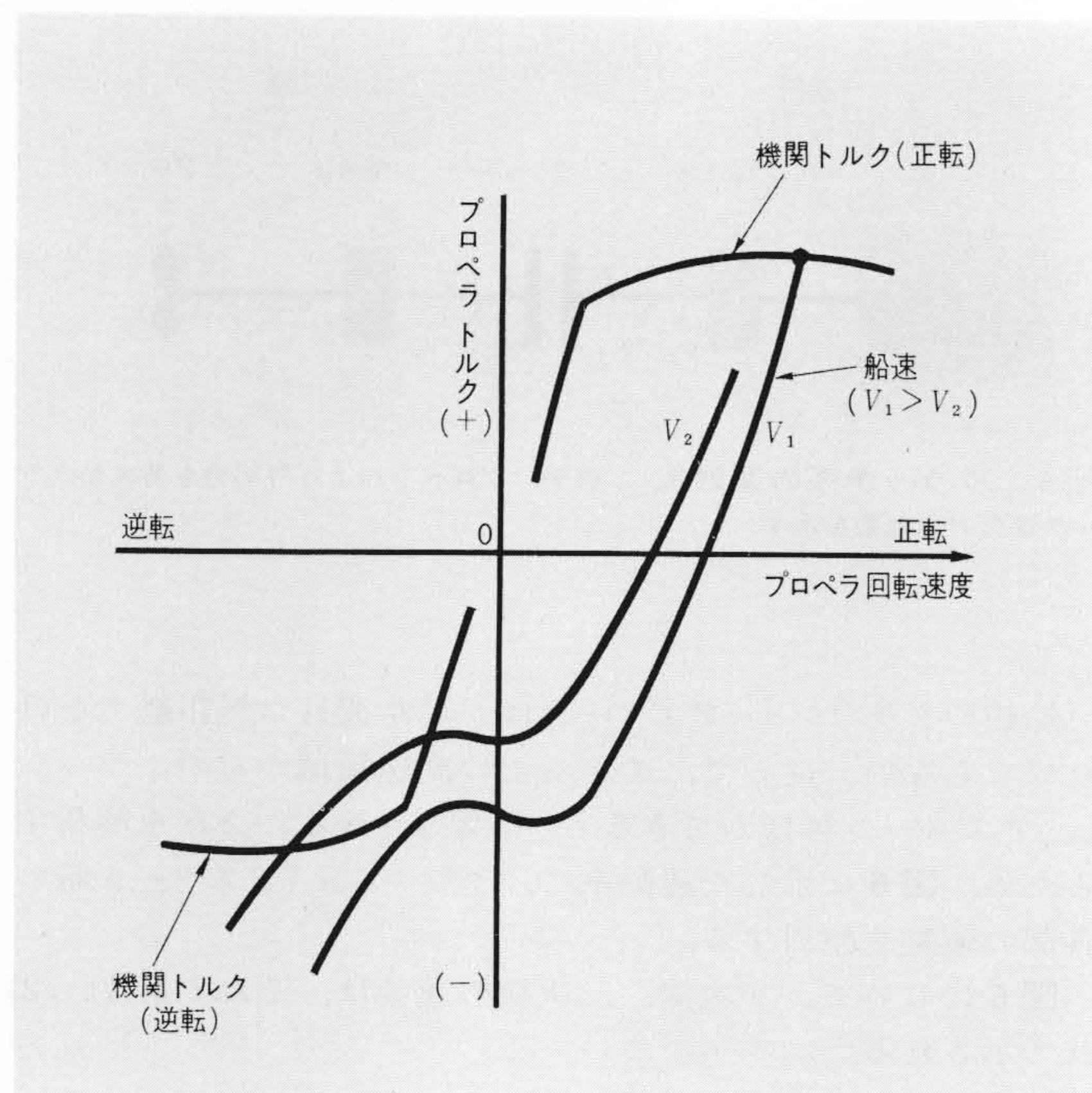


図7 ロビンソン曲線 船速をパラメータとしたとき、プロペラ駆動トルクとプロペラ回転速度には図のような関係があり、逆転式ではプロペラ駆動トルクが機関トルクを超える(Engine Stall)。

ω_P 、縦軸にプロペラトルク T_P をとり、船速をパラメータとして ω_P と T_P の関係を示したものである。同図から分かるように高速領域ではプロペラ逆転トルクが機関トルクを上回るので、この場合機関とプロペラとを直結すると機関は停止する。しかし、機関の出力トルク以下に、クラッチの伝達トルクを制御すれば、停止が避けられる。この間、機関は逆転しており、船体はその慣性力により前進を続け、プロペラは流体力によ

り一種の水車となり正転を続ける。従って、一次側と二次側の速度の差がクラッチの滑りとなり、(3)式で表わす発熱がクラッチ内で起こる。

$$W = \int T_c (\omega_e - \omega_p) dt \quad \dots\dots\dots (3)$$

この(3)式に(1)、(2)式をそれぞれ積分して代入すると、

$$W = \int T_c \left\{ \frac{1}{I_E} \int (T_E - T_c) dt - \frac{1}{I_P} \int (T_c - T_P) dt + \omega_{e0} - \omega_{p0} \right\} dt \quad \dots\dots\dots (4)$$

が得られる。 ω_{e0} 、 ω_{p0} は機関、プロペラの初期条件である。

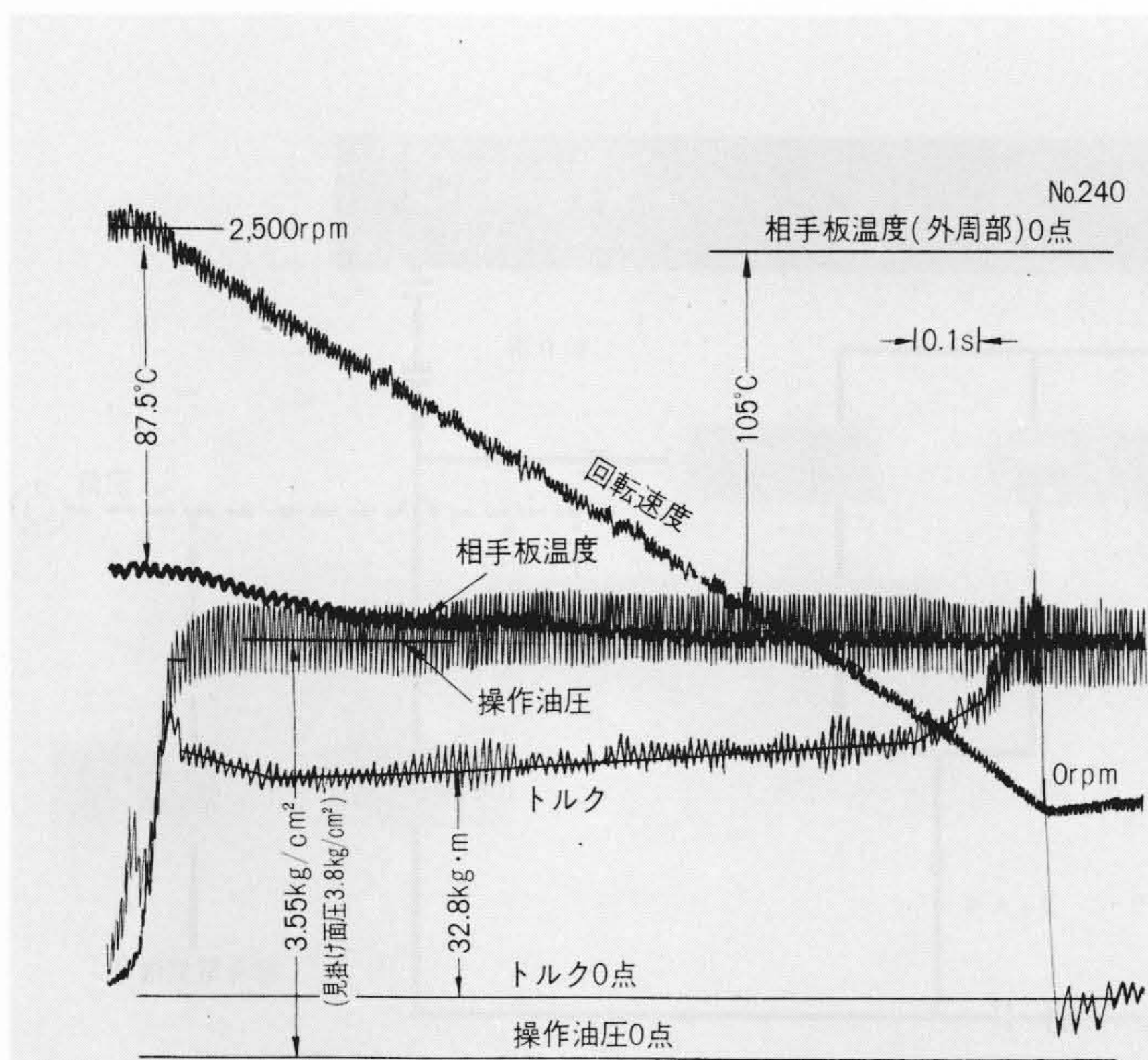
クラッチの焼付きに関しては、摩擦板、相手板の材質やその組合せ、押付け面圧、結合時の両板間の相対速度、潤滑油の種類、油量、摩擦板の溝形状、クラッチの結合前の温度条件などが複雑に作用する。中でも(4)式の吸収仕事 W の値は、焼付きを左右する大きな要素である。我々は、十数年前よりクラッチの焼付きについて研究を続けており、更に本機に関しては、実物大摩擦板の慣性式実験装置で実験を行なった。

図8(a)は正常時、(b)は焼付き発生時の実験結果を示すものである。(a)ではトルクが滑らかに変化しているが、同図(b)では激しく変動している。前者では相手板の温度は、慣性体の速度が初期の約半に下がったとき最高となり、その後徐々に低下する。トルクが停止点近くで上昇する原因は、摩擦係数が増加するためである。

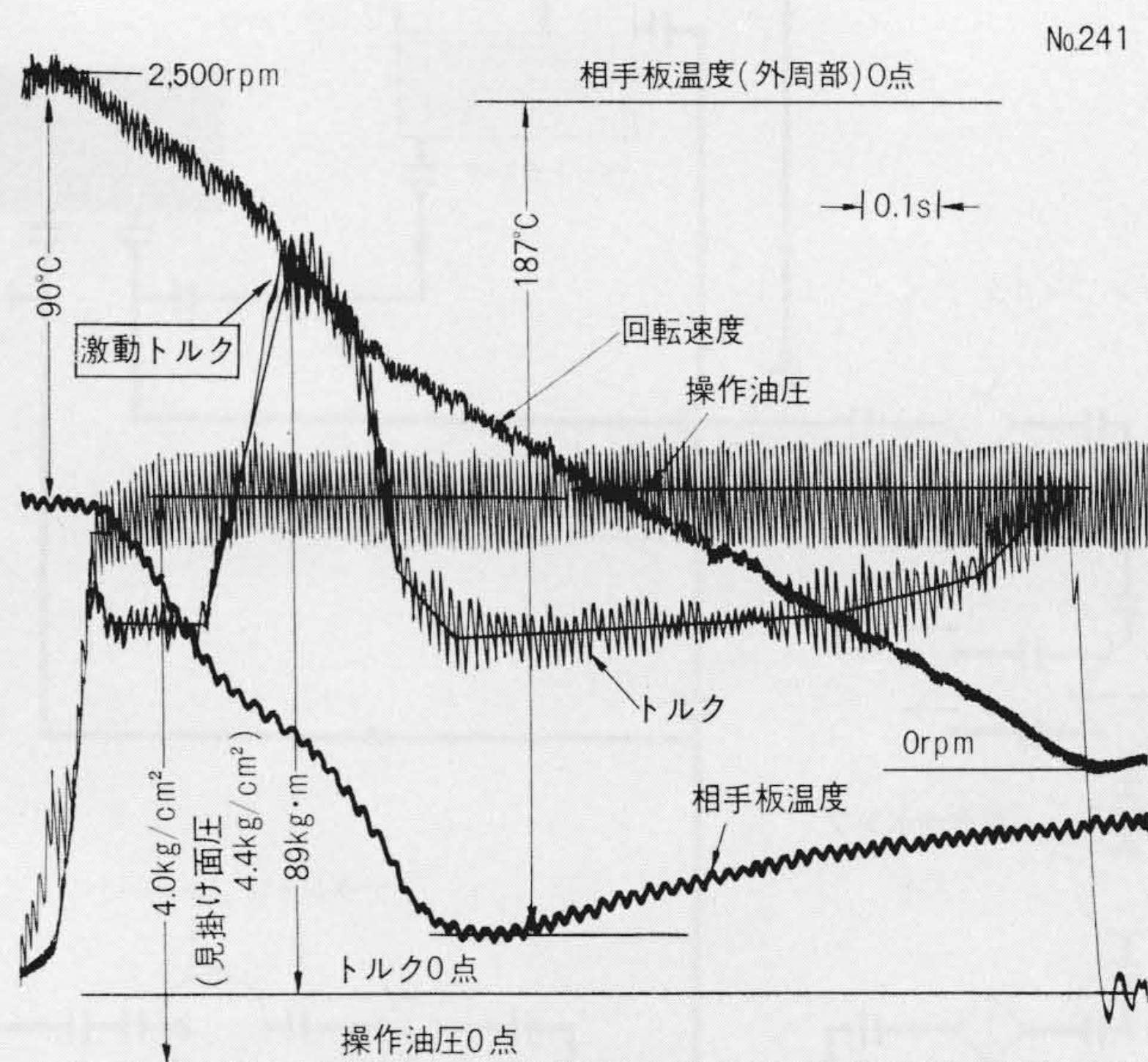
本実験から、同一条件で試験された摩擦板の焼付き限界は、主として吸収仕事 W と W の時間微分最大値 $\dot{W}_{\max}$ とによって左右されることが分かった。図9はこの関係を示したもので、限界線の下側が安全使用領域である。従って、この領域内で使用するためには、(4)式で求めた W と $\dot{W}_{\max}$ とを同時に考える必要がある。この $\dot{W}_{\max}$ は(5)式で示される。

$$\dot{W}_{\max} = [T_c (\omega_e - \omega_p)]_{\max} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで図10より、 $\dot{W}_{\max}$ が小さいほど W は大きくても焼き付



(a) トルクが安定して変化したときのオシログラムの一例



(b) トルクが激しく変動したときのオシログラムの一例

図8 トルク変化オシログラム例 トルクが不安定(b)の時クラッチ表面は焼付状態にある。

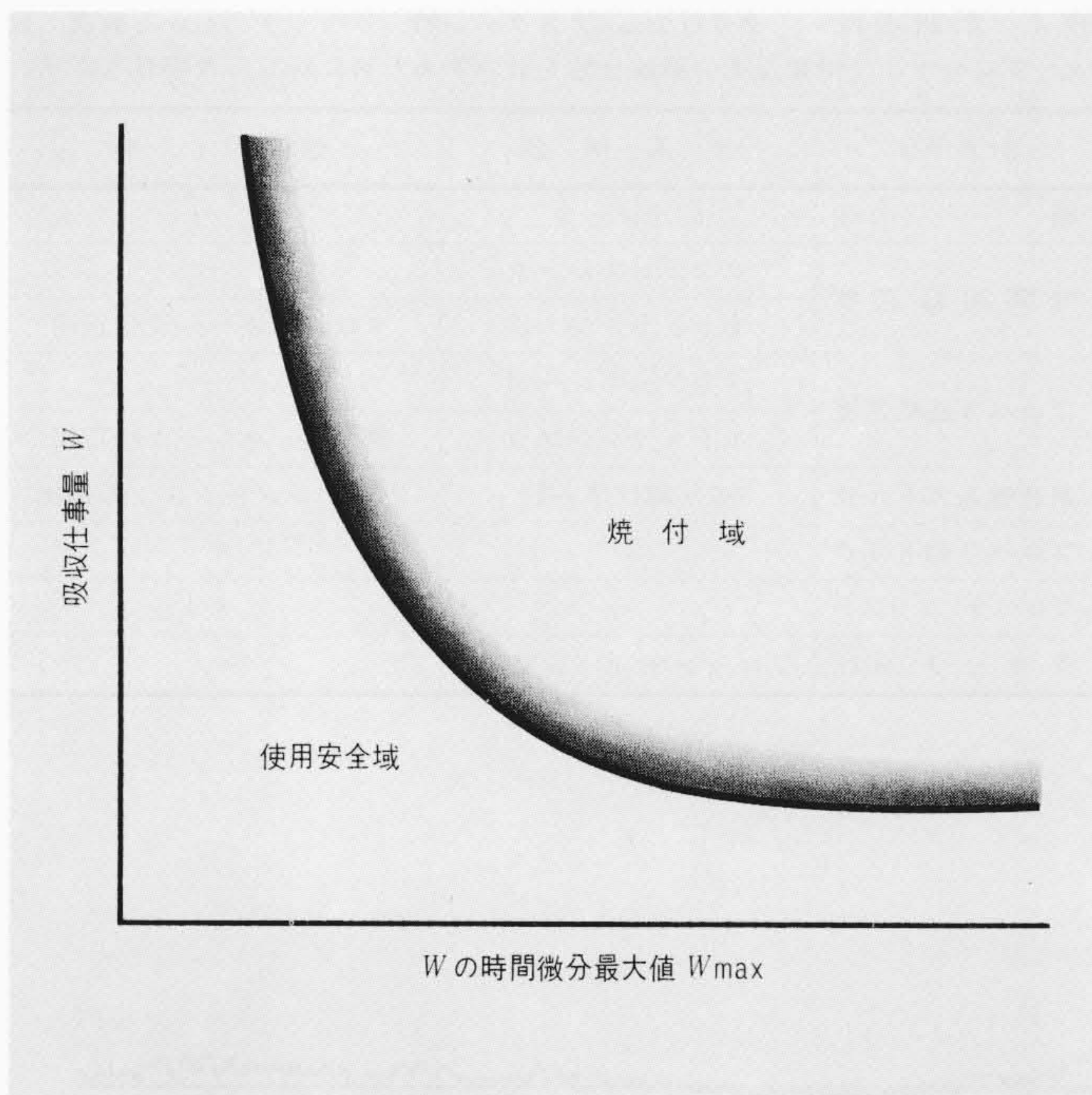


図9 クラッチの焼付き限界 クラッチの焼付きは吸収仕事量とその時間微分値により左右され、常に使用安全式での使用が必要である。

かないことが分かる。この $\dot{W}_{\max}$ を小さくするには、 T_c 又は $(\omega_e - \omega_p)$ を小さくする必要がある。しかし $\omega_e - \omega_p$ (機関とプロペラの相対回転速度) は、クラッチの結合開始時で最大となり、この値が大きいくほど高船速からのクラッシュ アスターン操作が可能となる。従ってクラッシュ アスターン性能を下げずに $\dot{W}_{\max}$ を小さくするには、結合初期において、 T_c を小さくする必要がある。

今回はこのようにクラッチ伝達トルク T_c を、結合初期、定常滑り時及び連続運転時の各状態に応じて制御する必要があるため、図10に示す油圧パターンを採用した。このパターンのそれぞれの区間は以下の効果を持っている。

区間(1) 結合初期の $\dot{W}_{\max}$ を小さくし、焼付きに対する感度を弱め、同時にショックを防止する。

区間(2) クラッシュ アスターン時機関が停止するのを防止するため、クラッチの伝達トルクを機関出力トルク以下に制御する。

区間(3) 機関とプロペラの回転速度が一致したときこの状態となり、最大トルクに対して滑りが生じないように、十分な安全率をクラッチに与える。

4 確認試験

試験は、陸上で制御装置などの動作試験、空転トルク試験、機関と組み合わせた全負荷試験(負荷は水動力計による)などを経て引き続き海上で総合試験を実施した。本項では、海上試験時のクラッシュ アスターン試験を中心に述べる。

海上試験は、昭和47年8月20日、21日の両日にわたって瀬戸内海において日立造船株式会社及び内海造船株式会社の協力を得て行なわれた。この試験船の諸元については表3に示すとおりである。

4.1 計測方法

クラッシュ アスターン時の計測方法は、次の順序によった。

(1) 前進常用船速(22kn)で航行中に機関を停止し、クラッチ

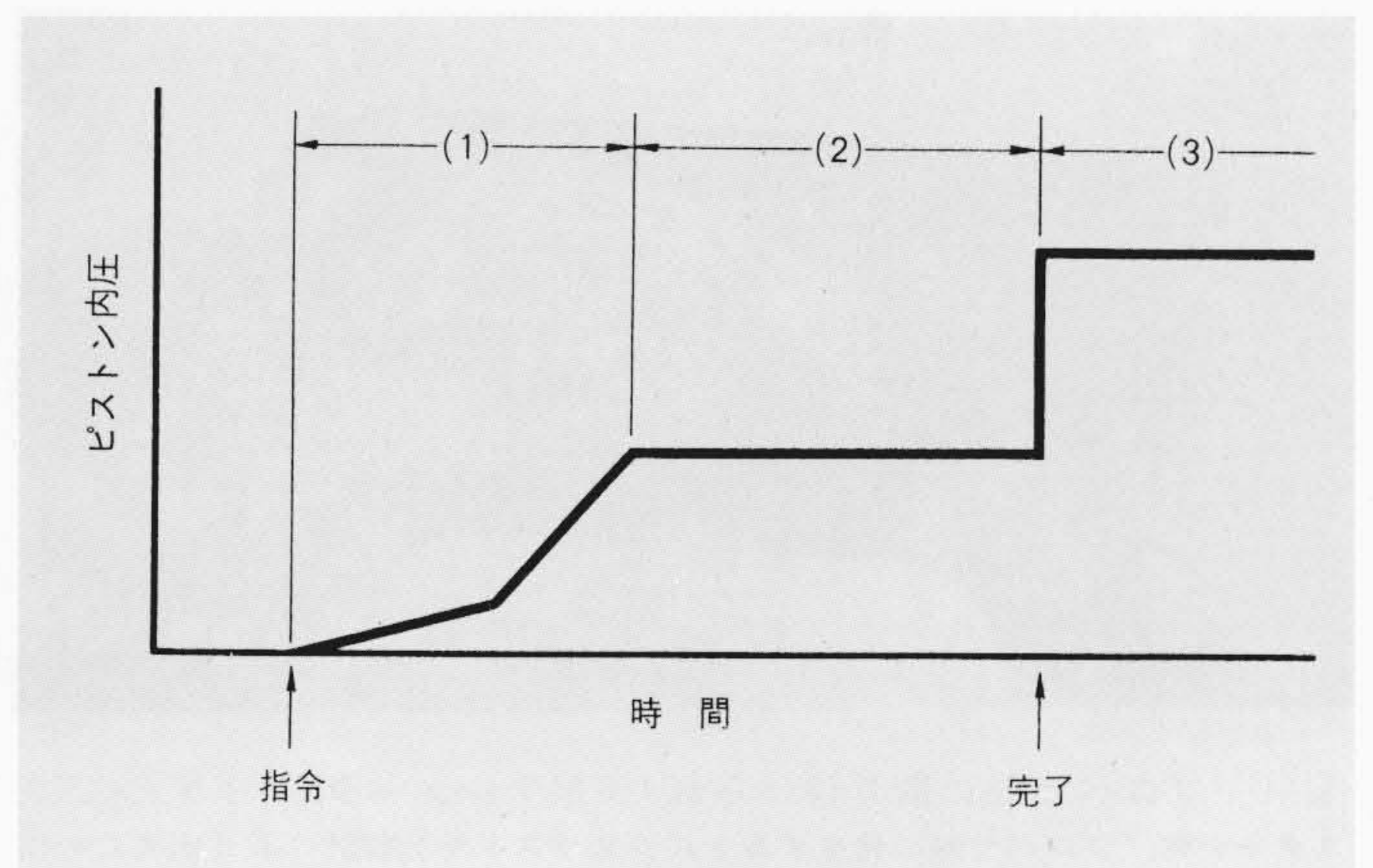


図10 クラッチピストン内圧制御パターン 指令後クラッチ油圧は徐々に上昇し、クラッチの滑り時間を過ぎた後、トルク伝達に十分な油圧に上昇する。

表3 試験船諸元 クラッチ付減速機の実験を行なった大形カーフェリーの諸元を示す。

項	目	諸	元
船	種	自動車航送旅客船	
船	名	「あるかす」	
船	主	太平洋沿海フェリー株式会社	
総	トン数	9,800(t)	
試	験時排水量	7,800(t)	
連	続最大主機出力	9,400(PS)×2	
機	関回転速度	465(rpm)	
プロ	ペラ回転速度	180(rpm)	
建	造所	内海造船株式会社	

を脱とする。

(2) 機関を逆転起動して設定回転速度にセットする。

(3) 慣性により前進を続ける船体は、造波抵抗、摩擦抵抗などにより漸次減速する。

(4) (3)に伴い遊転を続けるプロペラの回転速度も減少する。

(5) 船速、プロペラ回転速度が設定値まで下がったとき、クラッチを結合する。

表4は計測項目を示すものである。これらの記録は、すべて電磁オシログラムによった。一例として、プロペラ軸に付けられたトルク、スラスト検出用のFMテレメータの取付状態は図11に示すとおりである。

4.2 計測結果と検討

図12は、クラッチが結合するときのオシログラムを示すものである。

試験の結果、船速60%でクラッシュ アスターン操作をしても、なんら支障なく初期の性能が得られることが確認された。以下、試験結果について要約する。

(1) 全停船距離は、低速ディーゼル機関を備えた船舶と同等か、若しくはそれ以下である。

(2) クラッシュ アスターン時のクラッチの吸収仕事は、計算値より小さかった。

(3) クラッシュ アスターン時の減速機にかかるピークトルクは、定常状態の約1.3倍であり、歯車歯元の曲げ応力は基準値内である。

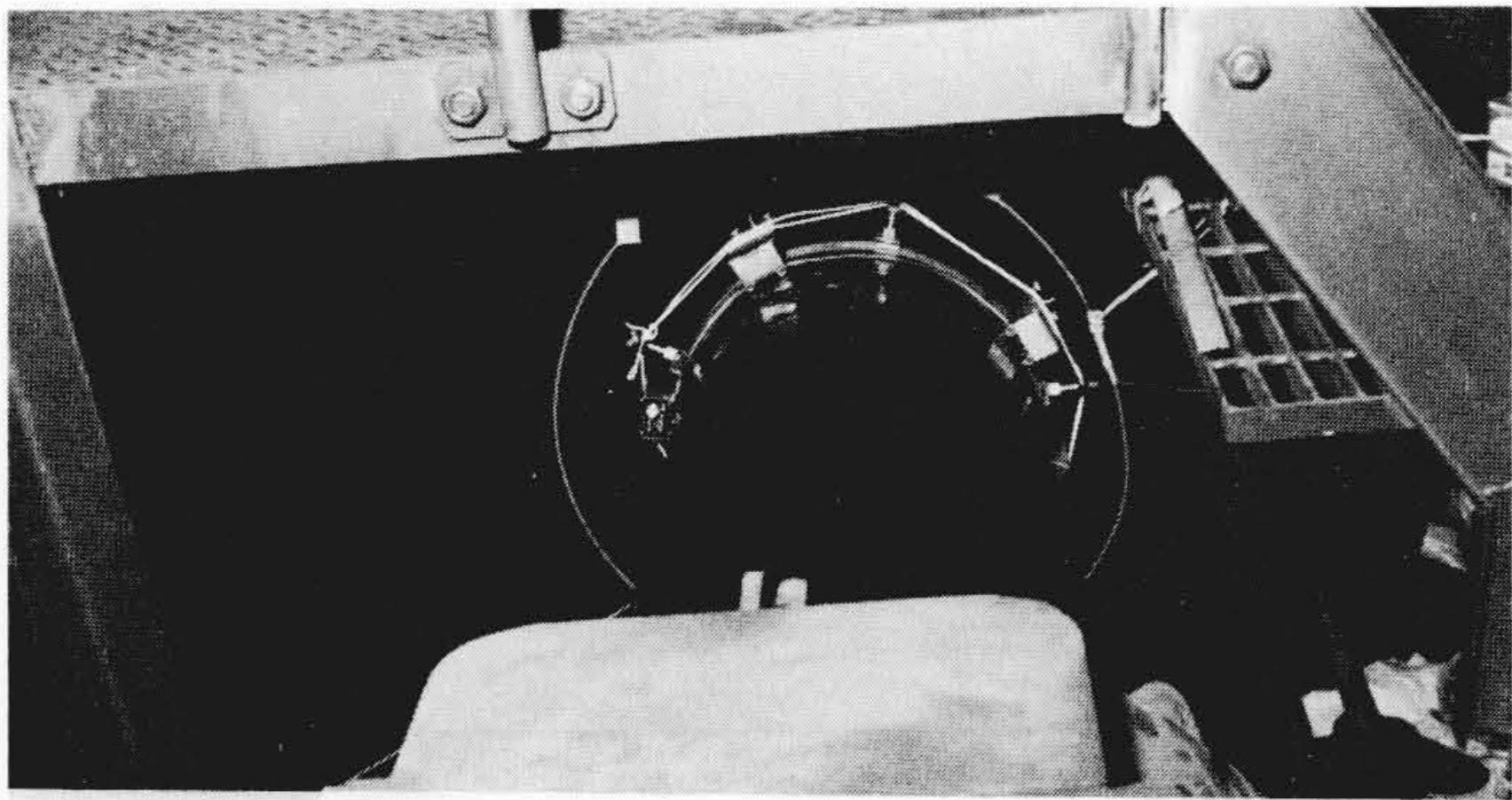


図11 プロペラ軸に取り付けられたFMテレメータ クラッシュ アスターン時、プロペラ軸に発生するトルクスラストを記録計に取り出すためにFMテレメータを使用した。

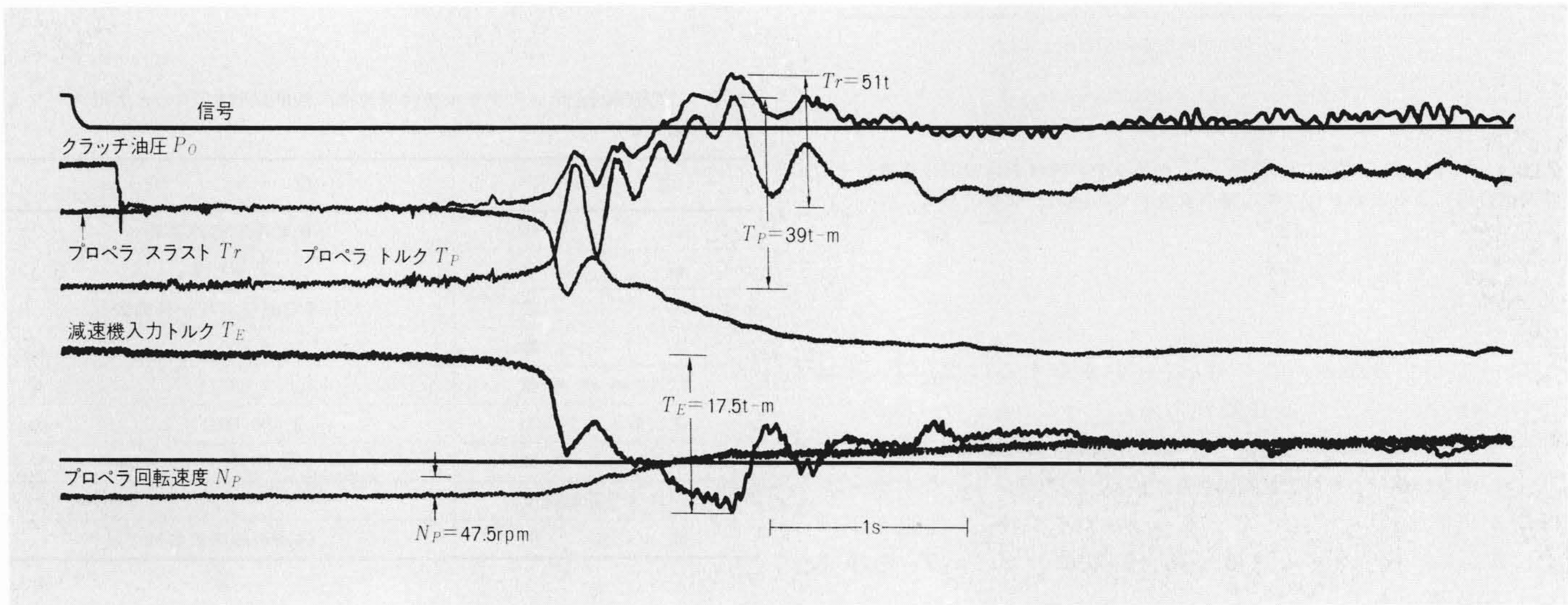


図12 実船による計測結果 クラッシュ アスターン時のプロペラトルク、減速機入力トルクは、クラッチ油圧の変化とともに急激に変化している。

- (4) このとき、プロペラスラストは、約1.7倍でありスラスト軸受の許容荷重内である。
- (5) クラッシュ アスターン時の船体振動は、特に増大することはない静粛であった。
- (6) クラッチを設けたため機関の無負荷起動が可能となり、機関の起動空気の使用量が、直結の場合と比較して1回当たり1/3以下になった。

次に(3)で述べた計算値との差異については次のように考えられる。

流体力学によるプロペラ荷重特性(図8)は、プロペラ及び船体回りの流れが安定状態の場合に成立するものである。実際のクラッシュ アスターン時は、プロペラが正転から逆転に短時間に变化し、プロペラ回りの流れの乱れが激しく変化し不安定となる。

更にこのときにプロペラのキャビテーション、エアブローイング(海面上の空気のプロペラによる巻込み)などが起き、一般的にその駆動トルクが減少する⁽²⁾。従ってプロペラの回転速度が機関のそれと一致するまでの時間(クラッチが滑っている時間)が短くなり、結果として吸収仕事 W が小さくなる原因の一つとなるであろう。

表4 計測項目 クラッシュ アスターン時、クラッチにかかる負荷、船体、プロペラ及び機関速度の過渡状態を計測するために行なった項目を示す。

計測項目	使用機器	備考
船速	船速メータ	—
機関回転速度	タコジェネレータ	—
	ホトランジスタ	タコジェネレータ校正用
プロペラ回転速度	タコジェネレータ	—
	ホトランジスタ	タコジェネレータ校正用
減速機入力トルク	抵抗線ひずみ計	F Mテレメータにより検出
プロペラ軸トルク	"	"
プロペラ スラスト	"	"
クラッチ油圧	プレッシャ ピックアップ	—

5 結 言

以上、クラッチ付船舶用減速機の湿式多板クラッチを中心として述べた。

本機の開発により、中速ディーゼル機関搭載船のクラッシュ アスターン性能の向上に成功した。今後この種のクラッチ付減速機は広く使用されるようになると思われるが、本稿が造船の計画、設計などに対し参考となれば幸いである。

終わりに本機の開発に当たって、御教授いただいた東京商船大学教授工学博士谷初蔵氏、運輸省船舶技術研究所海洋開発工学部長伊藤達郎氏、並びに日本造船技術センター船型部長工学博士矢崎敦生氏、また実機の設計、製作及び試験の段階で、御指導、御協力された日立造船株式会社並びに内海造船株式会社の関係各位に対し厚く御礼申し上げる次第である。

参考文献

- (1) 大橋：「超大出力中速ディーゼル機関の開発」 機械学会誌 75, 637 (昭47-2)
- (2) 矢崎：「極端なプロペラの荷重状態における伴流係数およびスラスト減少係数」 日本造船学会誌 471 (昭43-9)