NIPPON KAIJI KYOKAI (ClassNK)

遊星減速機を直結したディーゼル機関のねじり振動

青　木　秀　男*

1. まえがき

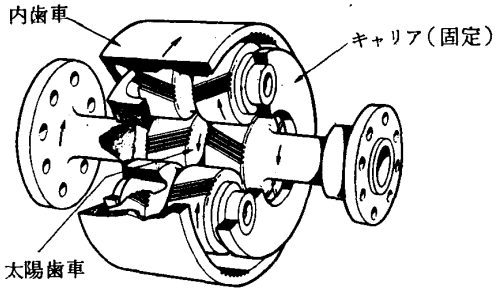
遊星減速機は，古くからよく知られた歯車装置であるが，その産業用，舶用の大出力減速機への本格的適用は意外に新しい．日本での舶用への適用は，昭和 30 年代の終わりであり，中速ディーゼル機関の急激な普及により，応用面の開発が次第に各方面で実施され，現在ではシュテキヒト型を原型とした減速機，IMT 型減速機を合わせて 50 台近くの中速ディーゼル機関用遊星減速機が実船にとう載されて良好な実績をあげている．更に，遊星減速機には構造的に変動トルクを吸収する効果を持たせることが可能であり，機関軸系のねじり振動振幅を小さく押えることができるので，弾性接手等のねじり振動制振装置を軸系内に設ける必要がなくなる可能性があり，この方面の研究開発が（財）日本舶用機器開発協会で進められている．

ここでは，各型の遊星減速機について若干説明するとともに，前記の研究開発における実測値と当会技術研究所のアナログ計算機での解析値とを比較することによって，遊星減速機の変動トルク吸収効果を述べることとする．

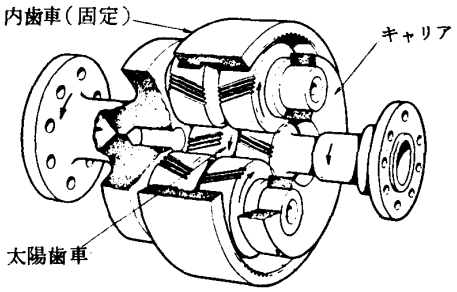
2. 遊星減速機

遊星減速機の機構としては**図 1** に示すように，中心に太陽歯車が位置し，その周囲に等間隔に配置した複数個（3 個以上）の遊星歯車が太陽歯車とかみ合い，遊星歯車の外側には，これとかみ合うリング状の内歯車が設けられている．そして太陽歯車，遊星歯車，内歯車のどの歯車を固定歯車，入力歯車，出力歯車とするかにより，**表 1** に示す 3 型式に分類されるが，通常はスター型とプラネタリー型が減速比の関係で多く使用されている．

図 1 (a), (b) にスター型，プラネタリー型の減速機がそれぞれ示されているが，このように遊星減速機の機構は閉じられた歯車列であるため，製作上の各種誤差により，各遊星歯車の荷重分担に不均等を生じ，これが各部の荷重の増大となる恐れがあり，工作精度を上げること



（a） スター配置



（b） プラネタリー配置

図 1 遊星減速機の機構

表 1 遊星減速機の基本形式

	プラネタリー形	スター形	ソーラー形
固定歯車	R	P	S
入力歯車	S	S	R
出力歯車	P	R	P
減速比	$1+\frac{Z_R}{Z_S}$	$\frac{Z_R}{Z_S}$	$1+\frac{Z_S}{Z_R}$
回転方向	同方向	逆方向	同方向

注） 1. S は太陽，P は遊星，R は内歯車を示す．
2. Z は歯数

が必要となる．しかし現状では，これだけでは不十分であり，更に誤差の影響を回避して，各遊星歯車にかかる荷重を均等化する機構（荷重等配機構）が必要となる．この等配機構としては，シュテキヒト式，レンク式，IMT 式が代表的な実施例である．

シュテキヒト式（**図 2** 参照）は，太陽歯車及び内歯車を歯車接手を介して浮動支持し，特に半径方向拘束を解

* 技術研究所

NII-Electronic Library Service

NIPPON KAIJI KYOKAI (ClassNK)

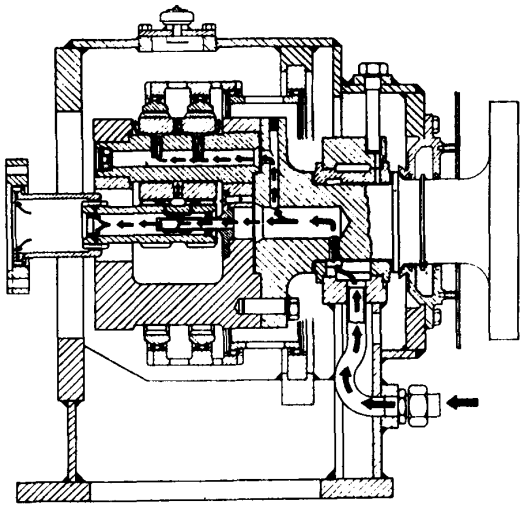


図 2 Stöckicht 式遊星減速機

くことによって得られる内歯車の局部変形は，荷重等配に極めて有効と考えられている．

レンク式（図 3 参照）は，内歯車を弾性的な振動を減衰する構造にし，更にさや状のばね（図 4）で外側のケーシングに固定している．このばねにより振動が減衰されるとともに，衝撃的に荷重が変動するのを防いでいる．更に太陽歯車を軸受により支持するのでなく，遊星歯車のみによって支持することとし，組み立てられる歯車及び遊星歯車支持わくの精度を高くすることによって，荷重の等配を行っている．

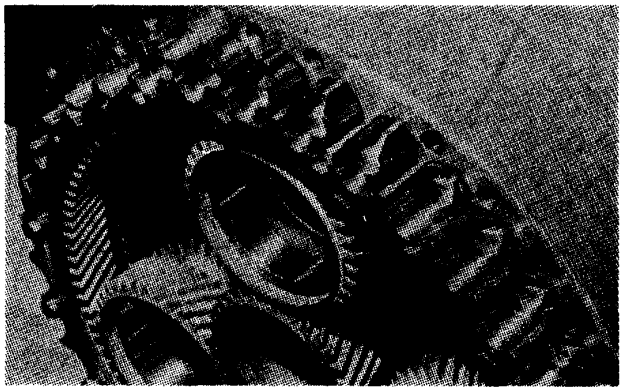


図 3 Renk 式遊星歯車減速機における遊星歯車と内歯車（外輪）．内歯車は，さや状のばねでケーシングに支持されている．

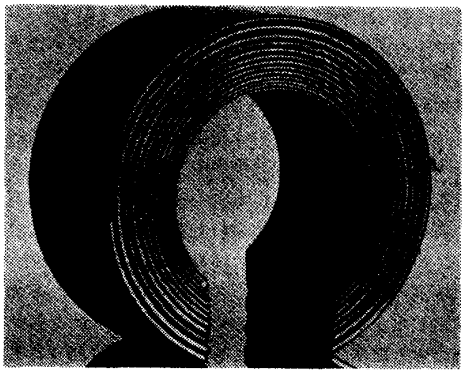


図 4 さや状ばね

IMT 式（図 5）は，遊星歯車を遊星歯車とほぼ等速で回転する遊動仲介輪という特殊浮動ブッシュを介して遊動軸で支える構造としている．この機構により，各遊星歯車は遊動仲介輪内，外周の二重の軸受によって支持されることとなり，そこに発生する油膜のばね作用により，各遊星歯車の変形能が増大し，歯車は個々に自己の適正位置を見付けて浮動することとなり，荷重分担がより均等化される．更にスグバ歯車を採用し，大動力のものに対しては歯幅を２列に分割し，２列の内歯車を中央支点の多数のばね棒（バランスピン）で支持することにより，荷重分担を均等化するとともに，トルク変動吸収効果をも図っている．

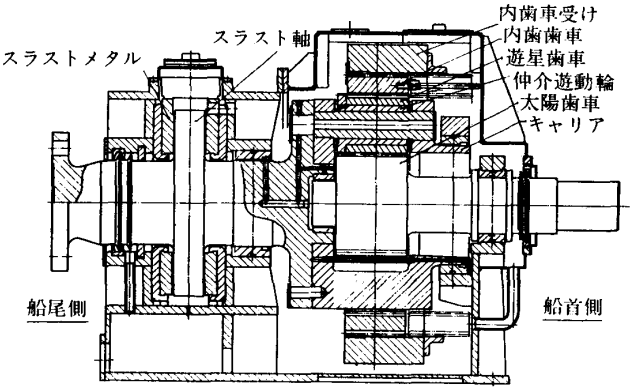


図 5 IMT 式遊星減速機

このように遊星減速機に荷重等配機構を設けることにより，高出力遊星減速機の信頼性が高まるとともに，

1） 同一仕様の他の減速機に比べて小形軽量（図 6 参照）．

2） 軸心の食い違いなく同軸配置が可能であり，かつすえ付け容易．

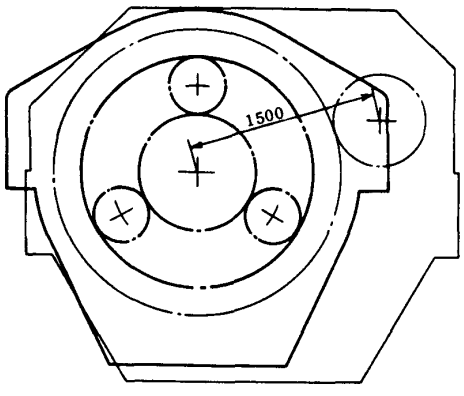


図 6 普通の方式による舶用減速機と舶用遊星歯車減速機の大きさの比較

NII-Electronic Library Service

NIPPON KAIJI KYOKAI (ClassNK)

3) 減速比4前後，かつ出力軸回転数が低いので設計容易．

4) 主要部品の軸心が同心に配置されるので，推力による推力軸受台，ケーシング等のたわみのかみ合い状態に対する悪影響が少なく，推力軸受と一体の減速機が得られる．

等の特徴を有するので，中速ディーゼル主機一機一軸配置用減速機として注目されている．

3. 軸系ねじり振動

遊星歯車を用いたディーゼル機関の軸系については，既に多くの解析，実績が行われているが，ここでは，遊星歯車の制振効果を評価するために実施された，次の実験について若干の考察を述べる．

(財)日本舶用機器開発協会「弾性接手を用いない舶用中速ディーゼル機関用 IMT 遊星減速機装置の開発」事業委員会の事業実施計画案による UBE-IMT 遊星減速機を直結したディーゼル機関の陸上負荷運転試験が，昨年2月に宇部興産（株）宇部鉄工所において実施され，減速機入力軸，出力軸のトルク変動等が計測された．本軸系内のディーゼル機関の主要目，遊星減速機の仕様は**表2**のとおりである．

表 2 ディーゼル機関主要目，減速機仕様

ディーゼル機関	型式	NKK-SEMT 16 PC 2-5 V
	定格出力×回転数	10,400 PS×517 rpm
	サイクル数×シリンダ数	4×16
	シリンダ直径×ピストン行程	400×460 mm
	V 角度	45°
	着火角度	45° 又は 405°
	着火順序	1—9—5—13—7—15—3—11—8—16—4—12—2—10—6—14
遊星減速機	型式	UBE-IMT 舶用遊星減速機（プラネタリー形）MPD-120 型
	定格伝達馬力×入/出力回転数	10,400 PS ×517/180 rpm
	減速比	1：2.874

本軸系をばね質量系とみなして，等価軸系を求めるとき，遊星減速機をどのような系とみなすかについて考えてみる．

まず遊星歯車機構を簡単化するために，複列内歯車は1個の内歯車と同等とし，したがって遊星歯車機構全体も単列であるとする．また各歯車は常に接触していると

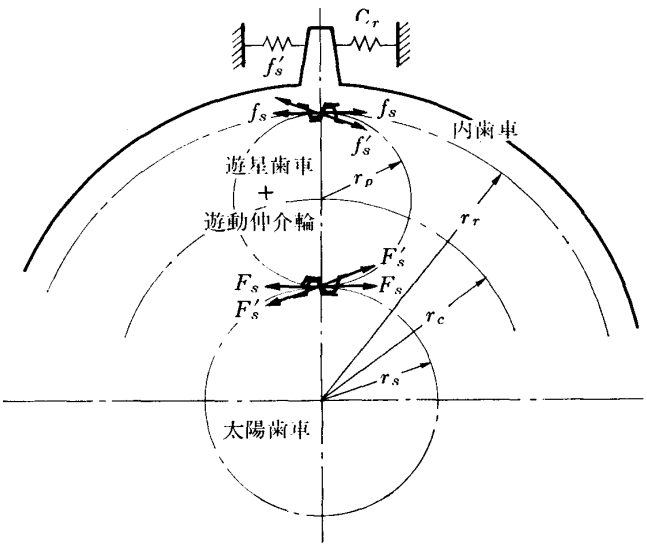


図 7 遊星歯車減速機の簡略機構

考える．このような仮定を与えると減速機にねじり振動が生じている場合の運動方程式は，**図7**を参照すれば次のようになることが分かる．

太陽歯車：

$$C_i(x_s/r_s-\theta_i)+J_s(\ddot{x}_s/r_s)-nr_sF_s=0 \qquad (1)$$

遊星歯車＋遊動伸介輪：

$$(F_s-f_s)r_p+J_p\ddot{\theta}_p=0 \qquad (2)$$

遊星歯車＋遊動伸介輪＋キャリア：

$$nF_sr_s+nf_sr_r+J_c(\ddot{x}_c/r_c)+C_0(x_c/r-\theta_0)=0 \qquad (3)$$

内歯車：

$$nf_sr_r+J_r(\ddot{x}_r/r_r)+C_rx_r/r_r=0 \qquad (4)$$

ただし

C_i＝減速機入力軸のねじり剛性，C_0＝減速機出力軸のねじり剛性，C_r＝バランスピンの全ねじり剛性，θ_i＝機関最終質点のねじれ角，θ_0＝水動力計に相当する質点のねじれ角，n＝遊星歯車の数，J_s＝太陽歯車の慣性モーメント，J_p＝(遊星歯車＋遊動伸介輪）の慣性モーメント，J_c＝(遊星歯車＋遊動伸介輪＋キャリア）の太陽歯車中心囲りの慣性モーメント，J_r＝内歯車の慣性モーメント，x_s＝太陽歯車基礎円周上変位量，x_c＝キャリア上の遊星歯車軸の変位量，x_r＝内歯車基礎円周上変位量，r_s＝太陽歯車の基礎円半径，r_c＝遊星歯車の公転半径，r_p＝遊星歯車の基礎円半径，r_r＝内歯車の基礎円半径，F'_s，f'_s＝各歯車間の伝達力，$F_s=F'_s\cos\alpha$，$f_s=f'_s\cos\alpha$ (α＝歯車の圧力角)

以上の4式より，

NII-Electronic Library Service

NIPPON KAIJI KYOKAI (ClassNK)

$$[C_i(x_s/r_s-\theta_i)+J_s(\ddot{x}_s/r_s)]$$
$$+[J_c(\ddot{x}_c/r_c)+C_0(x_c/r_c-\theta_0)]$$
$$-[J_r(\ddot{x}_r/r_r)+C_r(x_r/r_r)]=0 \qquad (5)$$

が導き出される．

それ故，遊星減速機を直結したディーゼル機関に対する等価軸系は例えば**図 8** のように表すことができる．ホ

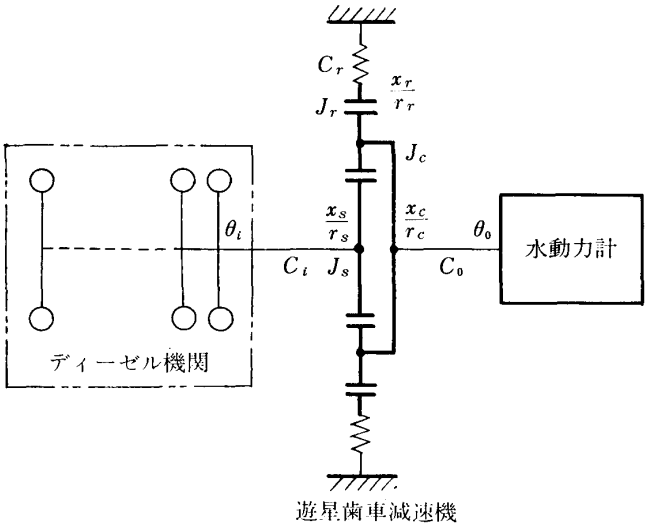


図 8 等価軸系（ダンピングを含まない）

ルツアー法でこの等価軸系の固有振動数を求める際には，従来の平行型減速機による方法，すなわち自由端（本軸系の場合は水動力計）の残留トルクを0とする円振動数の値を固有振動数とする方法でなく，固定端の比振幅を0とする円振動数を固有振動数とする方法である．本等価軸系の特徴的なことは，従来の平行型減速機では減速比が式（5）に相当する式には含まれているが，（5）式にはそれが含まれていないことであり，遊星歯車＋遊動仲介輪の遊星歯車軸囲りの慣性モーメント（J_p）の影響も含まれていないことである．

以上のような特徴を有する等価軸系の応答を考える際にはバランスピン，遊動仲介輪内外周の油膜ばね等による個々の減衰効果を等価軸系に含ませて解析する必要があり，このことは非常に困難である．そこで後述するように遊星減速機の減衰効果を一つのダークボックスとして捕らえる方が便利であるので，式（5）の最終［ ］によるトルク項を減衰機入力軸側に入れた等価軸系とするために，ここでは，バランスピンの等価長さを減速機入力軸等価長さに加えて，バランスピン及び内歯車の慣性モーメントによる影響をなくし，すなわち内歯車を固定とした等価軸系を考えることとする．この場合には，従来の平行型減速機と同様となり，前述の J_p の影響及び減速比も考慮することとなる．そして減衰作用はすべて速

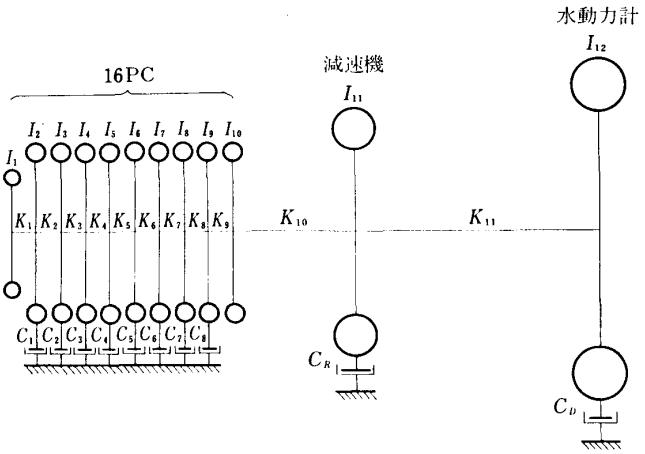


図 9 等価軸系（ダンピングを含む）

度比例形の粘性減衰とし，更に2質点間の相対速度に比例する減衰はなく，絶対速度に比例する減衰のみであると仮定すれば等価軸系は**図 9** のとおりとなる．

この等価軸系の m 番目質点に対する運動方程式は

$$I_m\ddot{\theta}_m+C_m\dot{\theta}_m$$
$$+K_{m-1}(\theta_m-\theta_{m-1})+K_m(\theta_m-\theta_{m+1})=F_m \qquad (6)$$

となる．ただし F_m は，シリンダ圧による接線力トルクであり，クランクスローに相当する質点を除いては0とする．そしてその値は接線力トルクハーモニクスの各次数の値から得られる接線力トルクと，クランク配置，着火順序，解析する次数を考慮した正弦波 $F\sin(\omega t+\varphi)$ で表される．ただし F は接線力トルク振幅，ω は起振周波数，φ は位相である．各クランクスローについて，F, ω は同一の値となるが，φ はクランク配置，着火順序，解析次数により異なった値となる．

（6）式で表される運動方程式を，アナログ計算機で解くとすると，（6）式を**図 10** (a)～(c) で示される各演算素子を用いて**図 11** のようにシミュレートし，これらを質点の数だけタンデムに接続することにより軸系をアナログ計算機上にシミュレートし，外部より接線トルクハーモニクスを発振器により与えることにより軸系ねじり振動応答を求めることができる．

図 12 は，本軸系のねじり振動解析に使用したアナログ計算機（日立 ALS-505），発振器，位相変換器，XY レコーダの機器を示す写真である．

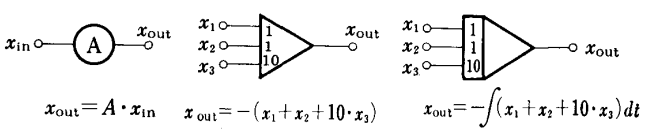


図 10 アナログ計算機演算素子

NII-Electronic Library Service

NIPPON KAIJI KYOKAI (ClassNK)

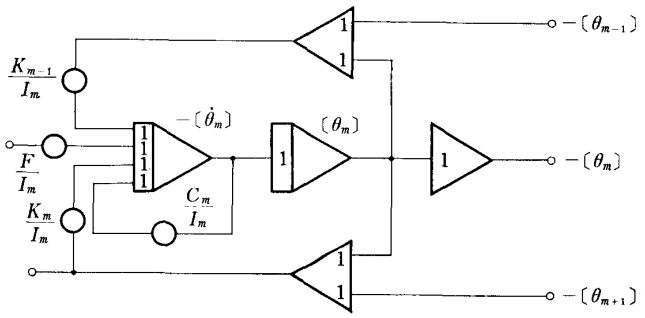


図 11 m 番目質点に対するアナログ計算機ブロックダイアグラム

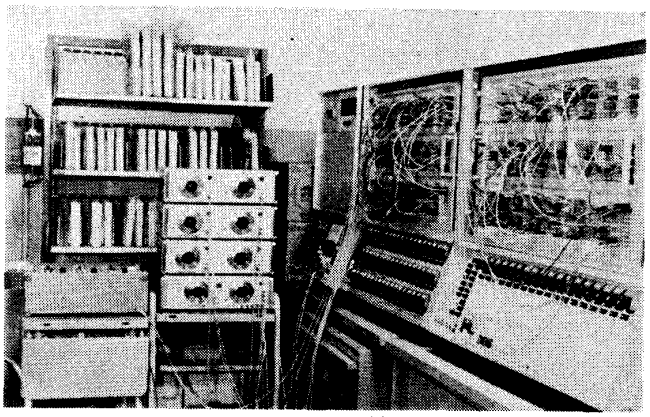
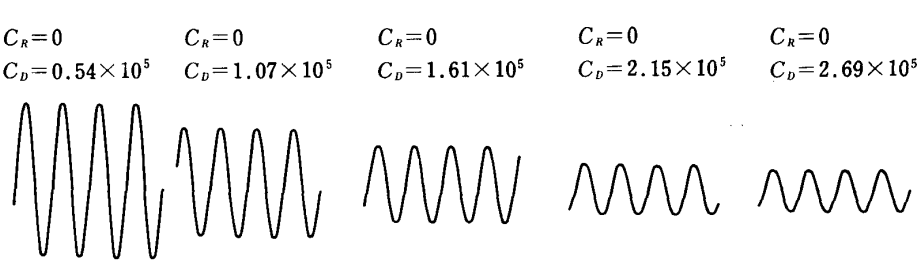


図 12 解析機器



C_R： 遊星減速機減衰係数
C_D： 水動力計減衰計数

図 13 動力計の減衰定数を変化させた場合の演算解例（入力軸変動トルク）

接線力トルクを外部発振器より加えた時のアナログ計算機各部の電圧波形は**図 13** のとおりとなり，これらの波形より，各質点のねじれ角，等価軸に発生する変動トルクを求めることができる．**図 14～図 16** がこのようにして得た図であり，**図 14** は，1 節 2.5 次の危険回転速度において，動力計の減衰係数を種々変化させた時の遊星減速機入力軸，出力軸の変動トルクの変化を示している．1 節振動の場合は，遊星減速機の減衰係数を変化させても遊星減速機の入力軸，出力軸の変動トルクの大きさはほとんど変化せず，この遊星減速機近辺に 1 節振動モードの節がある．したがって**図 14** に記されている減速機入力軸，出力軸の変動トルク実測値と解析解曲線の交点が動力計減衰係数であるとみなせて，その値は図より，$C_D=0.7\times10^5$ kg·cm/rad/sec である．

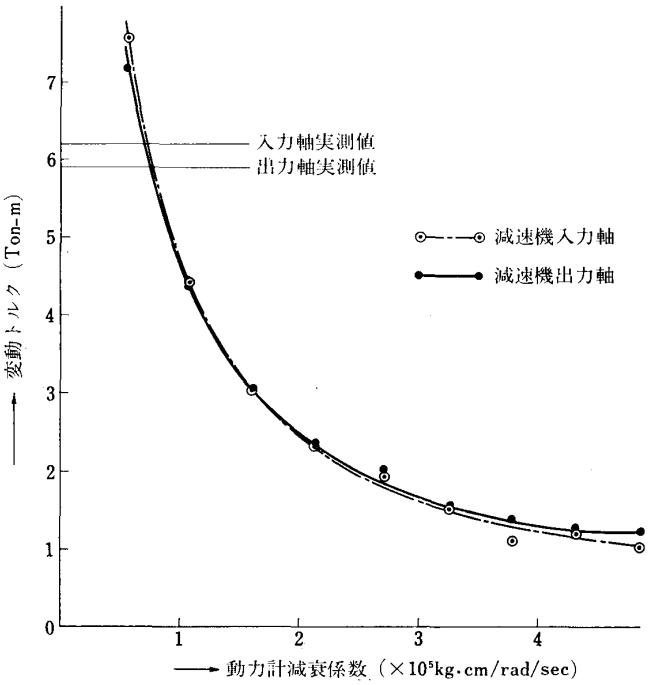


図 14 1 節 2.5 次危険速度における遊星減速機入出力軸の変動トルクと動力減衰係数の関係

図 15，**図 16** は，2 節 6.5 次と 2 節 8 次の危険回転速度において，動力計減衰係数をパラメータとし，遊星減速機減衰係数を種々変化させた時に得られる遊星減速機入力軸，出力軸の変動トルクの値をプロットしたグラフである．これらの図により動力計，遊星減速機の両減衰係数が遊星減速機入力軸，出力軸の変動トルクに影響することが分かる．1 節で求められた動力計減衰係数の値を用い，実測された遊星減速機入力軸，出力軸の変動トルクの値を考えると，**図 15**，**図 16** より遊星減速機の減衰係数 C_R は，$(0.8\sim1.5)\times10^5$ kg·cm/rad/sec となる．

水動力計，遊星減速機の両減衰係数を 0 とした場合，遊星減速機減衰係数は 0 のままで水動力計の減衰係数を 0.7×10^5 kg·cm/rad/sec とした場合及び水動計と遊星減速機の減衰係数をそれぞれ 0.7×10^5 kg·cm/rad/sec，1.0×10^5 kg·cm/rad/sec とした場合の危険回転速度近辺の遊

NII-Electronic Library Service

NIPPON KAIJI KYOKAI (ClassNK)

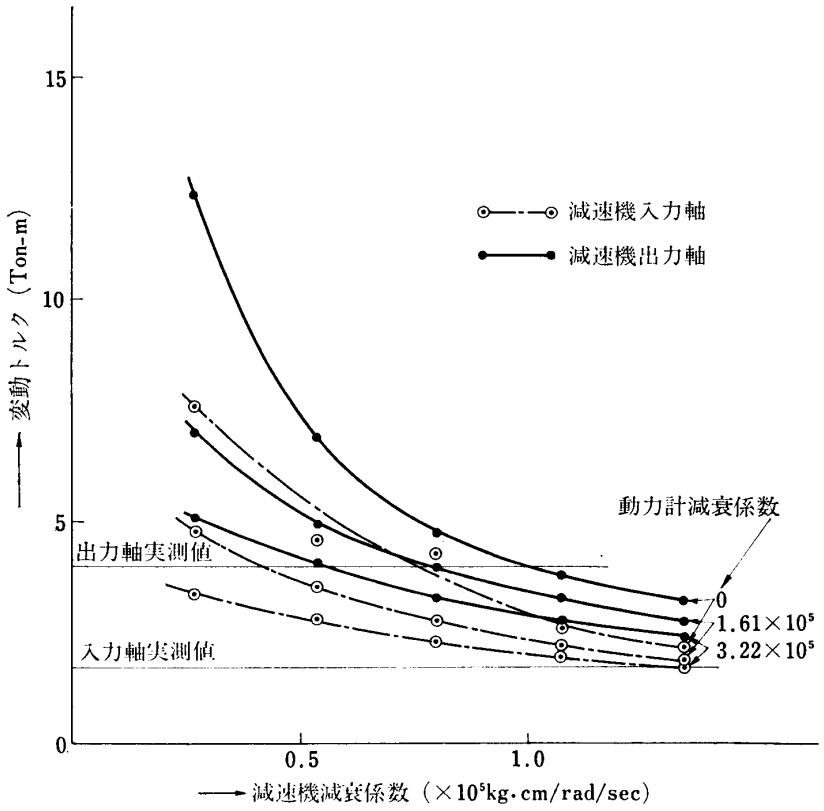


図 15 2節6.5次危険回転速度における遊星減速機入出力軸の変動トルクと減衰係数の関係

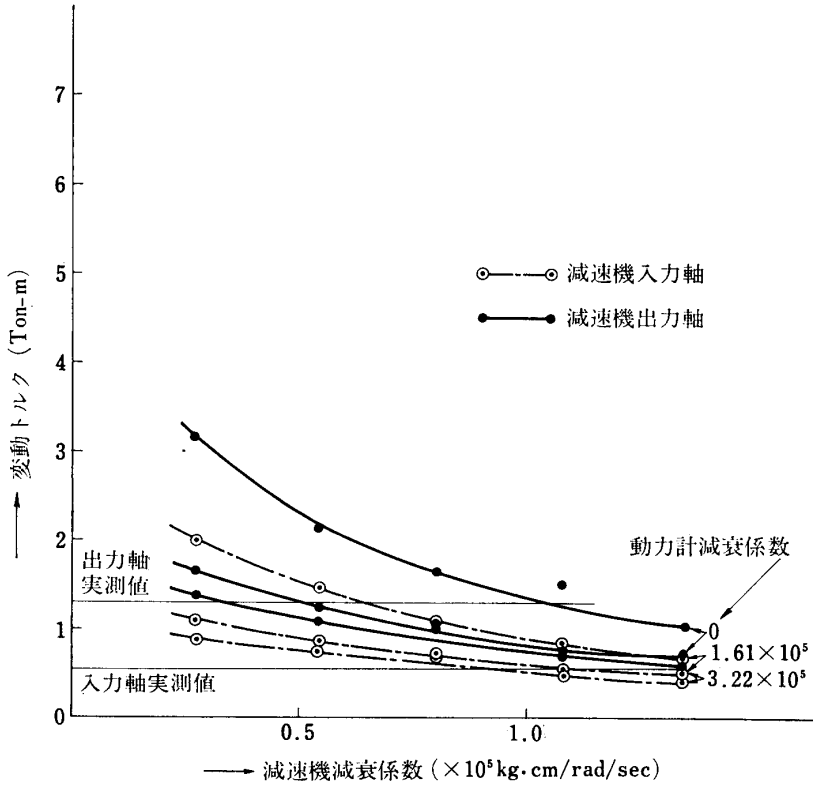


図 16 2節8次危険回転速度における遊星減速機入出力軸の変動トルクと減衰係数の関係

NII-Electronic Library Service

NIPPON KAIJI KYOKAI (ClassNK)

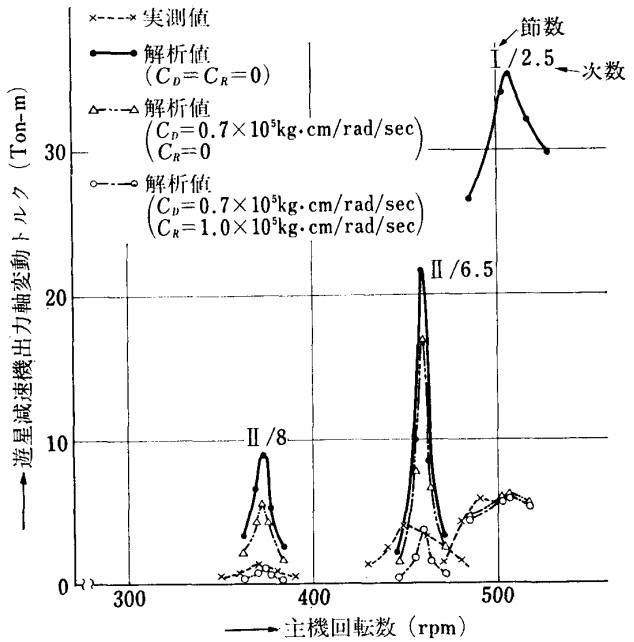


図 17 危険回転数近辺における遊星減速機出力軸の変動トルク

星減速機出力軸の変動トルクを求めると，**図 17** のようになる．この図からは1節振動に対しては遊星減速機は変動トルク吸収効果がうかがえないが，2 節振動に対してはかなりの変動トルク吸収効果を有していることが分かる．1 節振動に対して制振効果がないのは本軸系の場合には減速機の近くに振動の節があるためで，もし振動の節が減速機から遠い位置にあれば1節振動に対しても制振効果はあるものと思われる．

一般に減速装置を有するディーゼル機関のねじり振動応答は，一般の歯車列において変動トルク振幅が平均トルクより小さい場合，すなわち歯の接触が常に保たれている場合には，直結軸に変換して応答計算を行った結果と実測値はほぼ一致するが，変動トルク振幅が平均トルクより大きい場合にはガタのある振動系として特異な応答を示すことが知られている．遊星歯車のようにガタ要素となり得る動力伝達点（かみ合い点，支持点等）が数多く存在する場合には，個々の動力伝達点の力学的特性を理論的に解明することは困難であり，遊星歯車装置を減衰効果についてのダークボックスとみなし，入力軸と出力軸の振動応答から，ダークボックスの等価減衰係数として取り扱う方法が考えられ，前述の実験結果から推定すると $(0.8\sim1.5)\times10^5$ kg·cm/rad/sec が得られている．しかし他方この値が遊星歯車装置についてどの程度普遍性があるかというと若干の疑問がある．すなわちその第1は**図 17** に示されるように，実測された 2.5 次及び 6.5 次の振幅ピークが計算値より若干低下していることであり，その第2は，**図 15**，**図 16** のように入力軸と出力軸でトルク成分振幅が相違する場合，どの振幅を対応させればよいかという点である．特に後者については，入力軸と出力軸が 180° 位相差のある応答を示した場合にどのようになるかが不明である．

したがって本稿に示した方法はあくまで一つの実験結果に対する解釈であり，普遍化するためには今後多くの実験と解析を行う必要がある．

ただここで強調したいことは，ディーゼル機関と遊星歯車減速装置を連結する場合，高弾性接手は絶対に必要なものだろうかという点に関する疑問であり，ねじり振動について，かなりの減衰効果を有する減速装置であれば，高弾性接手は不要と考えられる点である．最近のように船舶の推進機関に対して，価格の低減と機関全長の短縮が強く要求されている現状においては，実現性の高い技術開発として，早急に取り組む必要があるように思われる．

4. むすび

陸上負荷運転試験の際に計測された遊星減速機入力軸，出力軸の変動トルクの実測値及び遊星減速機の減衰効果を一つのダークボックスとした等価軸系に対するアナログ計算機による解析結果により，遊星減速機のねじり振動吸収効果の確認が行われ，供試遊星減速機の減衰係数が求められた．

このようにねじり振動吸収効果をもち，**2.** の遊星減速機の項で述べた 1)～4) の特徴をもつ遊星減速機は，50 台近くの実績にも裏打ちされ，更に大出力の遊星減速機も開発されている現在では，中小型船の建造の増加とも相まって，今後は遊星減速機の採用が大いに伸びることが期待される．

参考文献

1) 山田富稔：“舶用遊星歯車の展望”，日本舶用機関学会誌 Vol. 10, No. 8
2) 高橋 崇：“IMT 遊星減速機について”，舶用機器 No. 36
3) 宇部興産株式会社：“UBE-IMT 舶用遊星減速装置について”，舶用機器 No. 44
4) 川崎重工業株式会社：“18,000 PS 中速ディーゼル主機関用川崎—IMT 遊星減速装置”，舶用機器 No. 55
5) Karl Stölzle（成瀬長太郎訳）：“舶用主機における大形遊星歯車減速装置について”，日本舶用機関学会誌 Vol. 7, No. 3
6) (財) 日本舶用機器開発協会：“遊星歯車減速機の試作事業報告”，昭和 42 年 3 月
7) (財) 日本舶用機器開発協会：“遊星減速装置の開発事業報告書”，昭和 49 年 3 月

NII-Electronic Library Service