

宇宙航空研究開発機構研究開発報告

JAXA Research and Development Report

宇宙用波動歯車装置の潤滑機構に関する研究

間庭 和聡, 小原 新吾

2007年3月

宇宙航空研究開発機構
Japan Aerospace Exploration Agency

宇宙航空研究開発機構研究開発報告
JAXA Research and Development Report

宇宙用波動歯車装置の潤滑機構に関する研究

Study on Lubrication Mechanisms of Strain Wave Gearing

間庭 和聡^{*1} 小原 新吾^{*2}

Kazuaki MANIWA^{*1} Shingo OBARA^{*2}

*1：都立科学技術大学 連携大学院生

Graduate school, Tokyo Metropolitan Institute of Technology

*2：総合技術研究本部 部品・材料・機構技術グループ

Electronic, Mechanical Components and Material Engineering Group, Institute of Aerospace Technology

2007年3月

March 2007

宇宙航空研究開発機構
Japan Aerospace Exploration Agency

目 次

第1章 序論	2
1-1 波動歯車装置について	2
1-1-1 構造と作動原理	2
1-1-2 潤滑	3
1-1-3 主な性能	6
1-1-4 波動歯車装置に関する従来の研究	7
1-2 研究背景	8
1-2-1 宇宙用波動歯車装置の特徴	9
1-2-2 課題	9
1-3 研究目的	12
1-4 研究方法	13
1-4-1 ストライベック線図	13
1-4-2 数値解析	14
1-4-3 実験	15
1-5 論文構成	16
1-6 参考文献	17
第2章 WG/F S間の混合潤滑解析	20
2-1 記号	21
2-2 要素モデル	22
2-3 トルク負荷モデル	24
2-4 混合潤滑解析モデル	26
2-4-1 平均流れモデル	26
2-4-2 Greenwood-Williamson モデル	29
2-5 解析方法	31
2-6 表面性状	34
2-6-1 平均レイノルズ方程式に適用する粗さ	34
2-6-2 Greenwood-Williamson モデルに適用する粗さ	34
2-7 参考文献	37
第3章 パラメトリック解析	39
3-1 解析条件	39
3-2 作動条件の影響	41
3-2-1 すきまと接触圧力分布	41
3-2-2 油膜圧力分布	44
3-2-3 接触力, 接触面積の変化	46
3-2-4 潤滑油の流れ特性	47

3-3	潤滑油温度，周囲圧力の影響	49
3-3-1	すきまと接触圧力分布	49
3-3-2	油膜圧力分布	49
3-3-3	接触力，接触面積の変化	52
3-3-4	潤滑油の流れ特性	53
3-4	負荷トルク印加方向の影響	55
3-4-1	すきまと接触圧力分布	55
3-4-2	油膜圧力分布	56
3-4-3	潤滑油の流れ特性	57
3-5	解析結果の応用	58
3-5-1	加速試験の適用方法	58
3-5-2	グリース塗布方法	60
3-6	まとめ	61
3-7	参考文献	63
第4章	実験	64
4-1	供試体および潤滑剤	65
4-1-1	供試体	65
4-1-2	潤滑剤	66
4-2	実験装置	70
4-3	接触電気抵抗の測定	72
4-4	データ計測装置	74
4-5	波動歯車装置の組立て	76
4-6	トルクセンサの校正	77
4-7	温度コントロール	79
4-8	予備実験	81
4-9	参考文献	83
第5章	パラメトリック実験	84
5-1	実験方法	85
5-2	常温真空／大気中実験	87
5-2-1	各しゅう動部の潤滑状態	87
5-2-2	WG／FS間の潤滑機構	94
5-2-3	WG／FS間が他のしゅう動部に与える影響	113
5-3	熱真空実験	127
5-3-1	WG内外輪間の潤滑状態	127
5-3-2	WG／FS間の潤滑状態	127
5-3-3	FS／CS間の潤滑状態	128
5-3-4	まとめ	128

5-4	伝達効率	132
5-4-1	常温真空／大気中実験	132
5-4-2	熱真空実験	132
5-4-3	WG／FS間の潤滑剤欠乏／無潤滑実験	133
5-4-4	まとめ	133
5-5	まとめ	135
5-6	参考文献	137
第6章	寿命評価試験	138
6-1	試験条件	138
6-2	慣らし運転	139
6-2-1	各しゅう動部の潤滑状態	139
6-2-2	グリース分布状態の変化	143
6-2-3	まとめ	145
6-3	寿命試験	146
6-3-1	伝達効率	146
6-3-2	各しゅう動部の潤滑状態	147
6-3-3	グリース状態の変化	151
6-3-4	まとめ	153
6-4	寿命到達メカニズム	154
6-4-1	真空中寿命到達メカニズム	154
6-4-2	大気中寿命到達メカニズム	154
6-4-3	まとめ	154
6-5	まとめ	155
6-6	参考文献	156
第7章	長寿命化・加速試験に対する指針	157
7-1	長寿命化のための指針	157
7-2	加速試験の適用方法	159
7-3	参考文献	161
第8章	結論	162
謝辞		164
付録		A-1
A-1	真空中での寿命到達モードについて	A-1
A-2	真空中でのWG内外輪間の境界潤滑遷移について	A-5

宇宙用波動歯車装置の潤滑機構に関する研究

間庭和聡^{*1}, 小原新吾^{*2}

Study on Lubrication Mechanisms of Strain Wave Gearing

Kazuaki MANIWA^{*1} and Shingo OBARA^{*2}

Abstract

Strain wave gearing (SWG) is a precise gearing mechanism composed of three mechanical elements; the wave generator (WG), the flexspline (FS) and the circular spline (CS). The SWG is widely used for the space applications because of its suitable features, such as lightweight and high precision. In this study, the lubrication mechanisms of SWG lubricated with MAC (Multiply-Alkylated Cyclopentane) or MAC based grease were investigated in vacuum and in air.

To examine the lubricating conditions of SWG, the contact electric resistances between the mechanical elements were measured in different environments. The experimental results showed that in all the contacting interfaces the contact electric resistance measured in vacuum was lower than that measured in air, which means that metal-to-metal contact occurred more easily in vacuum operation.

A mixed lubrication analysis at the WG/FS interface, where the lubricating condition changed most drastically depending on the environment, was conducted. The calculation results revealed that for in-air operation the oil amount inside the WG/FS clearance is preserved by flowing-in by the ambient pressure and flowing-out by the squeeze motion between WG and FS, whereas for in-vacuum operation the lubricant flows out only, leading to lubricant starvation. The drastic change of the lubrication conditions in air and in vacuum is probably caused by this mechanism.

Keywords: Strain wave gearing, Lubrication, Vacuum, MAC

要 旨

波動歯車装置は3つの主要な機械要素、ウエーブジェネレータ (WG)、フレクスプライン (FS) およびサーキュラースプライン (CS) からなる精密歯車装置である。同装置は、軽量かつ高精度などの特長により宇宙用途としても広く使用されてきている。本報では、シクロペンタン油または同油を基油とするグリースで潤滑された波動歯車装置の真空中および大気中での潤滑メカニズムの研究成果を報告する。

波動歯車装置の潤滑状態を明らかにするため、構成要素間の接触電気抵抗を測定した。その結果、全てのしゅう動部において、真空中の接触電気抵抗が大気中よりも低くなり、真空中では容易に金属接触が起こりやすい潤滑状態になることが明らかとなった。

続いて、最も雰囲気依存性が著しいWG/FS間について、混合潤滑解析を行った。その結果、大気中では、大気圧による流入とWG/FS間のスクイズ運動による流出により油の量が保存されるのに対し、真空中では流出のみで潤滑剤不足になることが明らかとなった。大気と真空中に依存した潤滑状態の著しい変化は、このメカニズムによりもたらされる可能性が高い。

平成19年3月20日 受付 (received 20 March, 2007)

*1 都立科学技術大学 連携大学院生 (Graduate school, Tokyo Metropolitan Institute of Technology)

*2 総合技術研究本部 部品・材料・機構技術グループ

(Electronic, Mechanical Components and Material Engineering Group, Institute of Aerospace Technology)

第1章 序論

1-1 波動歯車装置について

1-1-1 構造と作動原理

波動歯車装置 (Strain Wave Gearing; SWG) は、小型軽量、高回転精度、大トルク容量 (トルク／重量比大)、バックラッシュが極めて小さいなど多くの特長を持つ伝導装置であり¹⁻¹⁾、産業用ロボットを始め、半導体製造装置、工作機械、宇宙機器などの減速機として広く使用されている。波動歯車装置は Fig.1-1 に示すように、3 つの特徴的な部品から構成される¹⁻²⁾。

(1) ウェーブジェネレータ [Wave Generator; WG, Fig.1-1 (a)]

楕円カムに取り付けられた薄肉の玉軸受で、外周が楕円形状である。外輪は内輪の回転に伴い玉を介して弾性変形する。一般的に入力軸に取り付けられる。

(2) フレックスプライン [Flexspline; FS, Fig.1-1 (b)]

薄肉円筒で開口部に外歯が刻まれている。内径は、WG の楕円長径よりもわずかに小さい。一般的に出力軸に取り付けられる。

(3) サーキュラースプライン [Circular Spline; CS, Fig.1-1 (c)]

剛体リングで、FS と同一ピッチの内歯が 2 枚多く刻まれている。一般的にハウジングに取り付けられる。

組立図を Fig.1-1 (d) に示す。FS 内部に WG が挿入され、FS の開口部は楕円状に弾性変形する。

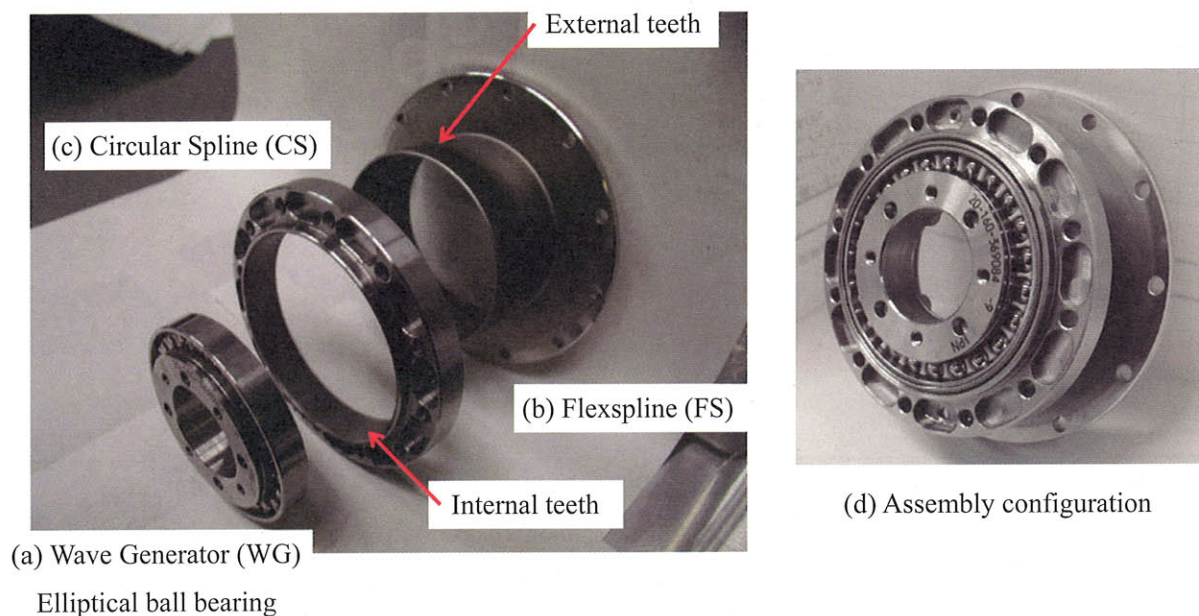


Fig.1-1 Strain Wave Gearing

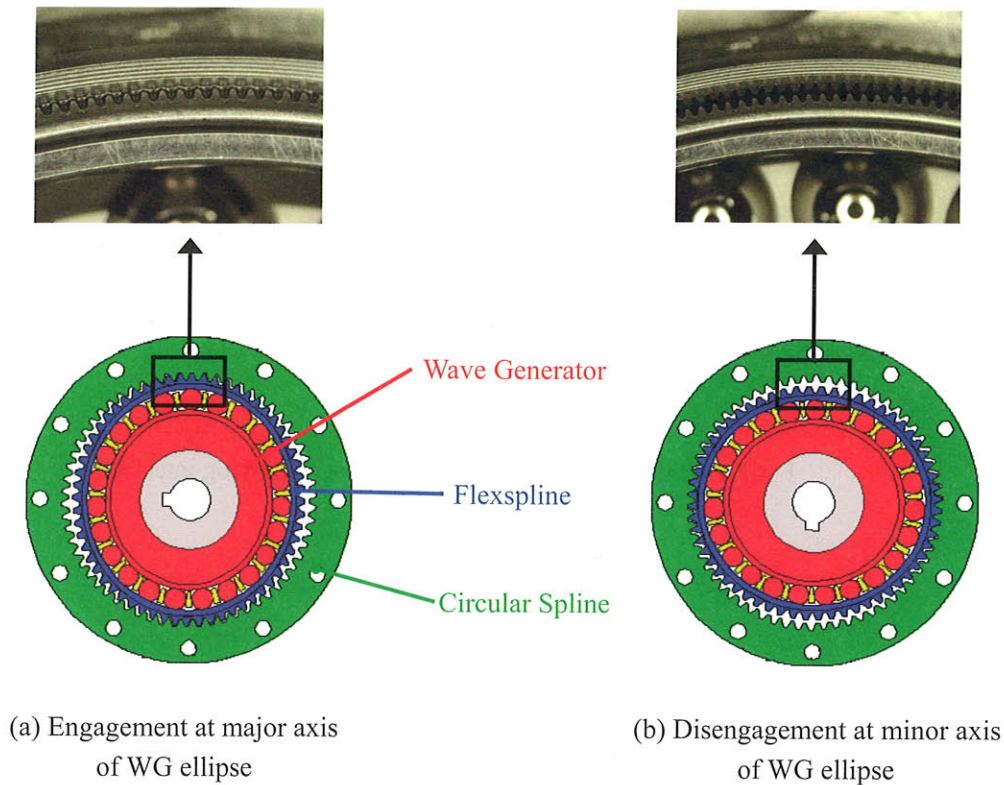


Fig.1-2 Teeth engagement between FS external teeth and CS internal teeth

そして、Fig.1-2 (a) に示すように、楕円に変形した FS の長軸部でその外歯と CS 内歯が噛み合う。短軸部では同図 (b) のように、両歯は分離される。

入力である WG 内輪の回転により FS と CS の歯の噛み合い位置が移動し、入力軸が 1 回転すると FS と CS の歯数差 (通常 FS の歯数が 2 枚少ない) 分だけ出力である FS が入力軸と反対向きに減速されて回転する。減速比は、FS と CS の歯数から以下のように求められる¹⁻³⁾。

$$(\text{減速比}) = (\text{FS の歯数} - \text{CS の歯数}) / (\text{FS の歯数}) \quad (1-1)$$

式 (1-1) において、減速比<0 となるが、これは入力軸と出力軸の回転方向が反対であることを意味する。

1-1-2 潤滑

波動歯車装置には、構造・作動原理上 3 ヶ所のしゅう動部が存在し、一般に油またはグリースによって潤滑される。通常の産業機器に使用される場合の各部の潤滑・摩耗形態については、接触形態やしゅう動速度から Fig.1-3 に示すように推定されている¹⁻⁴⁾。

(1) WG 玉軸受の玉と内外輪 (WG 内外輪)

流体^{注1)}、あるいは弾性流体潤滑^{注2)}領域に含まれる。転がり疲れ^{注3)}が主な摩耗形態となる。

(2) WG 外輪の外周面と FS 内周面 (WG/FS)

境界^{注4)}、あるいは混合潤滑領域^{注5)}に含まれる。凝着摩耗、フレッチング^{注6)}が主な摩耗形態

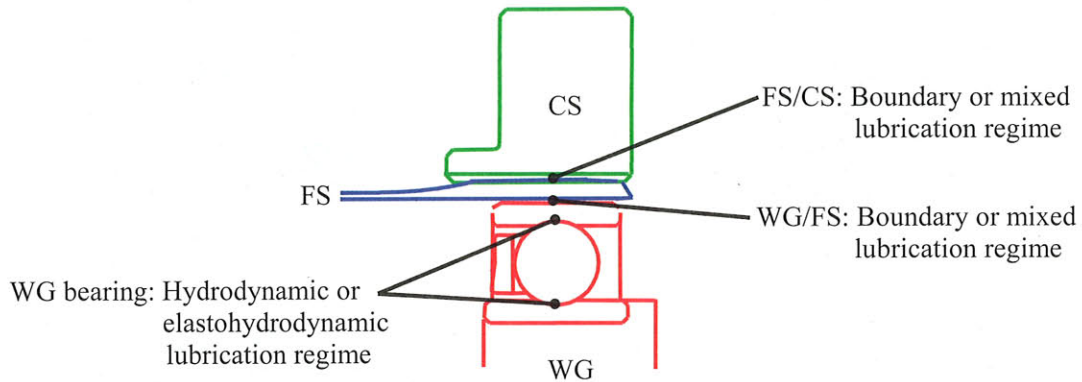


Fig.1-3 Predicted lubrication regime on each moving interface

となる。

(3) FS 外歯と CS 内歯 (FS/CS)

境界，あるいは混合潤滑領域に含まれる．凝着摩耗が主な摩耗形態となる．

注 1) 流体膜によって 2 面が完全に分離している潤滑状態¹⁻⁵⁾。

注 2) 潤滑面の弾性変形と高圧下における潤滑油の粘度増加を考えなければならない流体潤滑状態 (Elastohydrodynamic lubrication; EHL)．歯車や転がり軸受のような外接的接触では，狭い面積に荷重が集中するので EHL の状態になる¹⁻⁵⁾。

注 3) 2 物体が転がり接触をした時に，材料が繰返し応力のために疲労し，表面の一部がはがれ去る現象¹⁻⁵⁾。

注 4) 潤滑面の油膜が薄くなり（例えば表面の粗さ程度以下），油膜を通して局部的に金属接触点が生じているような潤滑状態¹⁻⁵⁾。

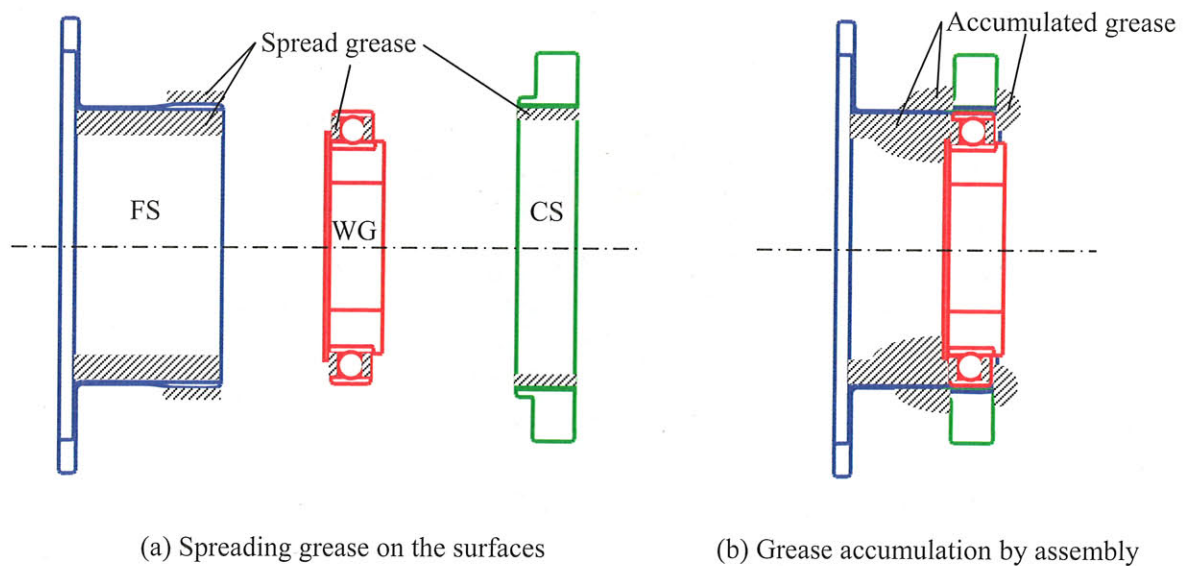
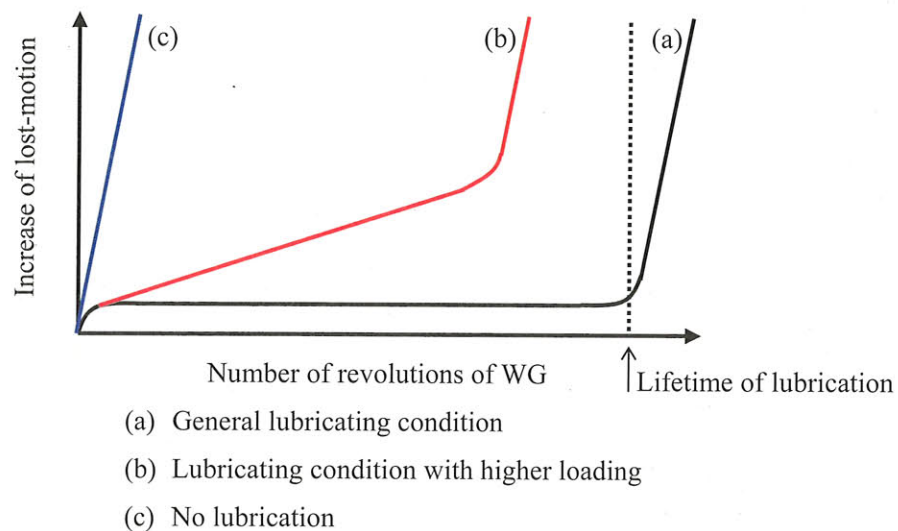
注 5) 潤滑膜の厚さが薄くなり，流体潤滑と表面の凹凸が干渉しあう境界潤滑の部分とが混在する潤滑状態¹⁻⁵⁾。

注 6) 接触する 2 固体間に微小な接線方向の振動が与えられた時に生じる表面損傷¹⁻⁵⁾。

このように，波動歯車装置はまったく異なるしゅう動状態が共存する機械部品である．そのため，WG/FS 間では流入性が良いこと，FS/CS 間では耐摩耗性，耐荷重性が良いことなど，各しゅう動部で潤滑剤に要求される特性も異なる．

グリース潤滑において波動歯車装置の潤滑上重要なのは，FS 内部に充填したグリースがせん断により軟らかくなり WG/FS 間へ供給されることである．このような潤滑剤特性を実現させるため，波動歯車装置の潤滑専用グリースが開発されており，基油としては精製鉱物油や合成炭化水素油，増ちょう剤としてはリチウム石けんやウレアが使用されている¹⁻⁴⁾．また，摩耗低減のためにモリブデンが極圧剤として添加されている¹⁻⁴⁾。

波動歯車装置へのグリース塗布量，塗布方法は経験に基づき決められている¹⁻³⁾．Figure 1-4 (a) に示すように，FS 内周面には WG 玉軸受の玉直径と同程度の厚さの量を，歯面には歯溝を十分に

Fig.1-4 Lubrication of SWG with grease¹⁻³⁾Fig.1-5 Lost-motion change with lubricating condition¹⁻⁴⁾

埋めるほどの量を塗布し、同図 (b) のように組立て時に各しゅう動部の側方へ押し出されたグリースにリザーバの機能を持たせて良好な潤滑状態を維持させる。

波動歯車装置のしゅう動部におけるトータルの摩耗量は、ロストモーション（入力軸を固定し、出力軸に軽負荷トルクを加えた時の出力軸の回転角度で、バックラッシュに対応する物理量）の増加量により推定することができる¹⁻⁴⁾。Figure 1-5 は、潤滑状態とロストモーションの時間変化の関係を模式的に示したもので、横軸は WG の総回転数を、縦軸は試験初期からのロストモーションの増加量を示している。良好な潤滑状態の場合は、同図 (a) のように初期摩耗から極めて摩耗の少ない定常摩耗に移行し、ある作動時間後に油膜が切れて摩耗量が急激に増加して潤滑寿命に至る。それに対して、(b) 負荷トルクが大きい場合や (c) 無潤滑の場合には摩耗の進行が早く、

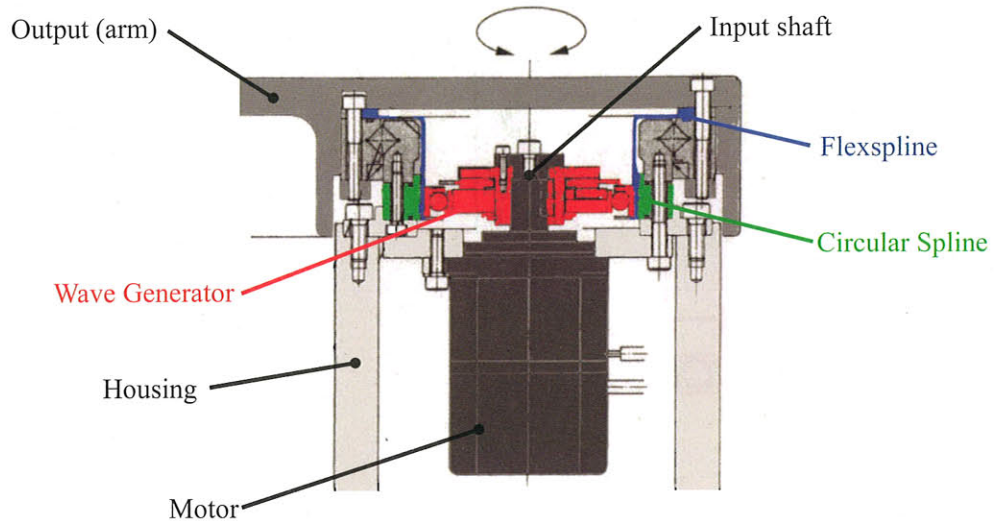


Fig.1-6 Example of mechanical system assembled with SWG¹⁻³⁾

短時間で寿命に至る。波動歯車装置を使用する際には、与えられた作動条件に対し Fig.1-5 の潤滑／摩耗推移を把握し、要求寿命を満足できるように潤滑剤の種類や量を決めなければならない。

1-1-3 主な性能

Figure 1-6 に、波動歯車装置が組み込まれた機械システムの例を示す¹⁻³⁾。WG が入力軸に、FS が出力アームに、そして CS がハウジングに取り付けられており、モータを回転させると出力アームが減速されて回転する構造となっている。FS は、出力アームを回転させるための負荷トルク（ねじり）を受けるため、モータは負荷トルクに応じた入力トルクを発生する必要がある。このような機械システムでは、減速機として主に以下の4つが重要な性能となる¹⁻³⁾。

◆ 伝達効率, %

入力トルクと負荷トルク、減速比から定義される。

$$(\text{伝達効率}) = (\text{負荷トルク}) / (\text{入力トルク} \times 1 / \text{減速比}) \quad (1-2)$$

この値が大きいほど入力される動力を損失することなく出力できることになる。一般に、伝達効率は減速比、入力回転速度、負荷トルク、温度、潤滑剤の種類や量に依存して変化する。

◆ 角度伝達誤差, deg.

任意の回転角を入力に与えた時の、理論上の出力回転角と実際の出力回転角との差で定義される。

$$(\text{角度伝達誤差}) = (\text{実際の出力回転角度}) - (\text{入力回転角度} \times \text{減速比}) \quad (1-3)$$

波動歯車装置では通常数十 arc-sec (1 arc-sec = 1/3600 deg.) 以下の角度伝達誤差が保証されているが、近年では低振動特性が要求される産業用ロボットなどに対応するために、伝達誤差 10 arc-sec 以下の波動歯車装置の開発も行われている¹⁻⁶⁾。

◆ 剛性, $\text{N} \cdot \text{m/rad}$

入力軸を固定し, 出力軸に負荷トルクを加えた時のねじれ量から求められるばね定数である.

◆ 寿命

通常は, WG 玉軸受の転がり疲れ寿命が波動歯車装置の寿命となり, 転がり軸受と同様に回転速度や負荷トルクの大きさから寿命を推定することができる¹⁻³⁾. 転がり疲れにより玉表面や内外輪軌道面のはく離が生じると, WG の回転時の振動増大や抵抗 (入力トルク) の増加による伝達効率の低下が引き起こされる. また, 高剛性が要求されるアプリケーションでは, 歯面の摩耗によるバックラッシの増加を考慮する必要がある, 寿命は WG の転がり疲れ寿命よりも短くなる.

これらの性能の値または計算式については波動歯車装置のカタログに記載されており, 波動歯車装置を使用する場合には与えられた作動条件に対して各性能を満足する型式 (サイズ, 減速比), 潤滑方法を選定することが重要である.

1-1-4 波動歯車装置に関する従来の研究

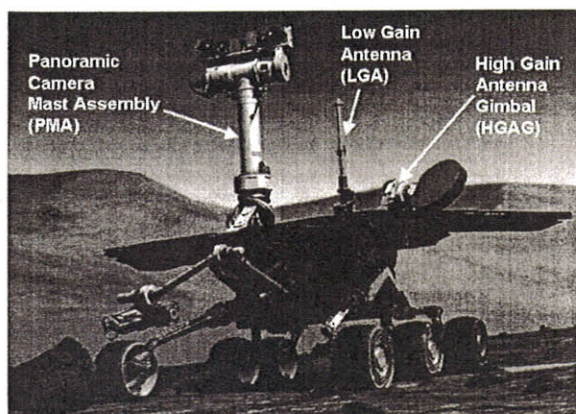
これまでに, 波動歯車装置に関する研究としては, 歯の噛み合いのモデル化^{1-7, 1-8)}, 剛性や振動特性の解析・測定^{1-9~1-13)}, FS の応力解析・測定^{1-14, 1-15)}, 全体構造のモデル化による応力解析^{1-16, 1-17)}, 歯元応力の測定^{1-18~1-20)}など機械的特性が中心に行われてきた. 一方, 波動歯車装置のトライボロジーについては, 1-1-2 項で述べたように経験的に各しゅう動部の潤滑状態が推定されているにとどまり, これを実験・解析的に調べた研究は著者の知る限り見当たらない. この理由としては, 一般 (大気用) の波動歯車装置については経験的に決められた潤滑方法や性能の計算式, 型式の選定方法がカタログに記載されているため, ユーザーは期待する性能を設計によって満足させることができると予測される. さらに, しゅう動部で油膜切れや異物の混入など予測できない潤滑トラブルが生じ, 波動歯車装置が短時間で寿命に到達しても交換が可能であることが一般用の利点であると言える. しかし, 次節で述べるように宇宙で使用される (真空用) 波動歯車装置については一般用と異なる厳しい環境での作動が要求され, 潤滑に起因すると考えられる問題が発生しており, 宇宙用波動歯車装置のトライボロジーに関する研究が望まれている.

1-2 研究背景

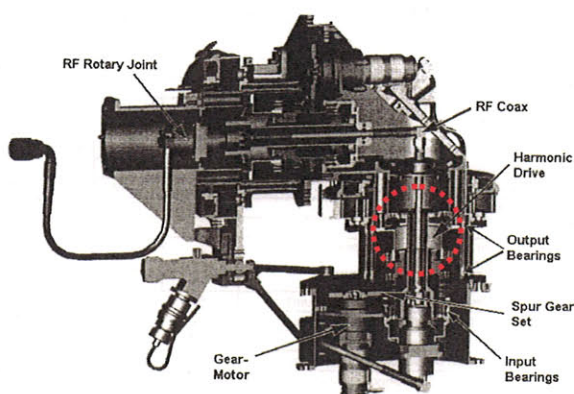
波動歯車装置は、宇宙機器用の減速機としても数多く使用されている^{1-21~1-35}。例として Fig.1-7 に、2003 年に打ち上げられた火星探査機（Mars Exploration Rover; MER）とこれに搭載されているハイゲインアンテナジンバル（High Gain Antenna Gimbal; HGAG）を示す¹⁻²⁸。波動歯車装置は、中空構造が配線に利用できる、コンパクトで高減速比が得られ高精度であるなどの特長を持つことから、HGA の指向転換を行うジンバル内で減速機として採用された。このように、波動歯車装置は宇宙機器に適した多くの利点を持ち、今後もその利用が期待されている。本研究では、これら宇宙用の波動歯車装置を対象とする。

波動歯車装置は既に宇宙用として多くの実績を残しているが、今後の人工衛星ミッションの長寿命化、信頼性向上のために、さらに長寿命で高精度、高効率の波動歯車装置を開発することが必要になってきている。最近では国内においても、波動歯車装置が組み込まれた次世代パドル駆動装置の宇宙実証¹⁻³²や長寿命・軽量化、低コストを目標とした宇宙用波動歯車装置の開発^{1-34, 1-35}が行われている。

本節では、まず宇宙用として使用されている波動歯車装置の主なサイズ、潤滑方法、作動条件について文献調査を行った結果を述べる。そして、今後の人工衛星ミッションの長期化、試験条件の過酷化に対応した宇宙用波動歯車装置の開発において、明らかになってきた課題を挙げる。



(a) Mars Exploration Rover



(b) High Gain Antenna Gimbal

Fig.1-7 Example of application of SWG in space¹⁻²⁸

1-2-1 宇宙用波動歯車装置の特徴

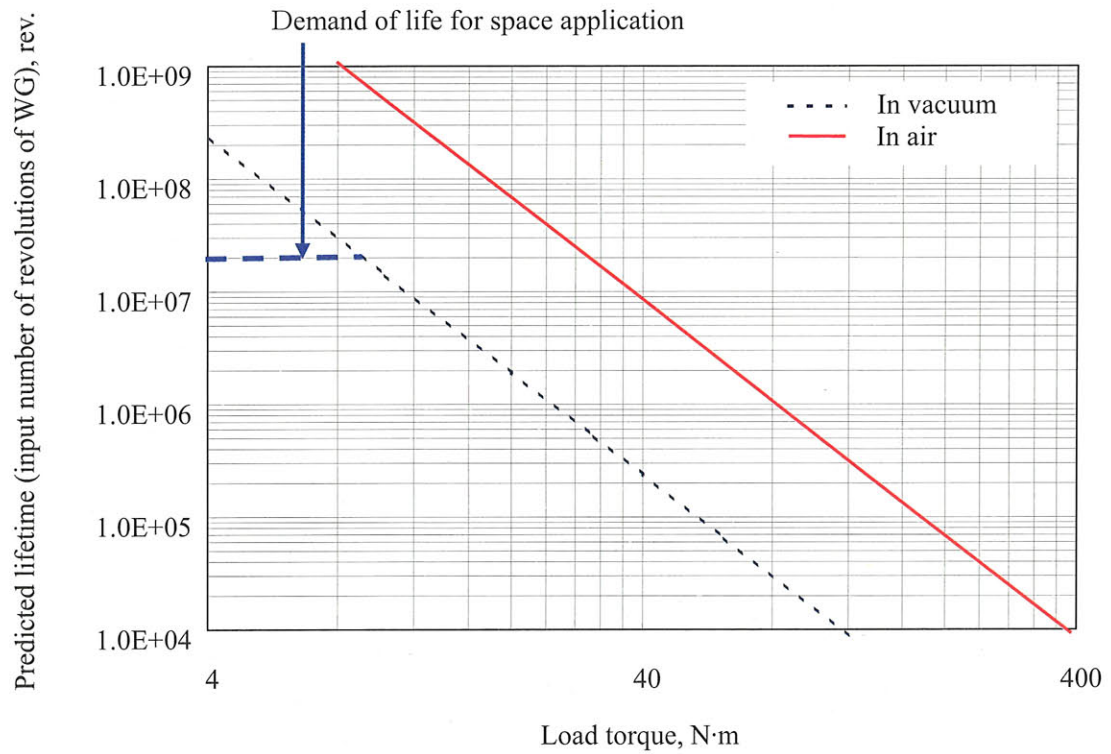
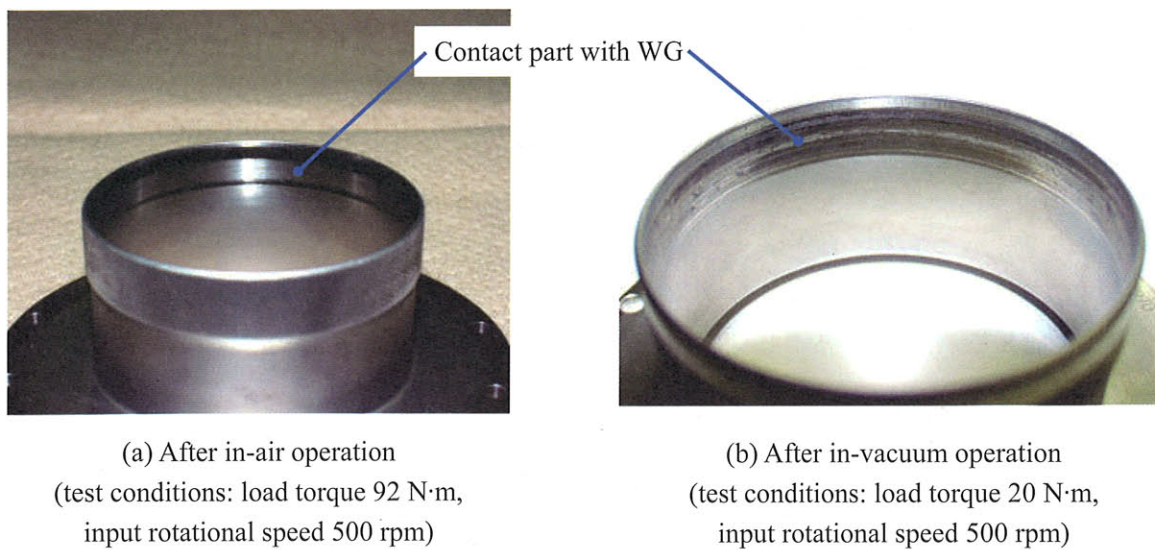
宇宙用として波動歯車装置は、FS のカップ内径が 40～50 mm、減速比が 1/50～1/160 のものが多く使用されている。潤滑には固体潤滑剤の適用例¹⁻³³⁾もあるが、主にグリースが用いられており、最近では合成炭化水素油 MAC (Multiply Alkylated Cyclopentane) を基油とするグリース¹⁻³⁶⁾で潤滑されることが多くなっている¹⁻³⁴⁾。使用条件としては、地上で使用されるものと比較して低回転速度（入力回転速度で数十 rpm 以下）、低負荷トルク（数 N・m 以下）で使用されることが多い¹⁻³⁴⁾。また宇宙用途では、以下のような一般用と異なる厳しい作動条件が課せられる。

- (1) 運用前に大気中、熱真空中、振動などの地上試験を受ける。そして、打上げ時の振動環境にさらされ、軌道もしくは惑星上での運用時に真空中・温度サイクル (-10/+80℃)¹⁻³⁷⁾を受ける。
- (2) 数年～十年以上のメンテナンスフリーでの作動が要求される。すなわち、潤滑剤が摩耗粉の混入などにより劣化しても補給・交換することができない。
- (3) モータの使用電力が制限されるため、入力トルクも制限される。また、外部への潤滑剤の飛散・蒸発による汚染を防ぐために極少量での潤滑を行わなければならない。
- (4) アンテナや太陽電池パドルなどを駆動する機構では、高い指向精度が要求されることから高い角度伝達精度を維持する必要がある。

1-2-2 課題

(1) 真空中における寿命の低下

波動歯車装置の宇宙環境での作動を模擬した真空中試験において、入力トルクの増加（伝達効率の低下）により大気中での作動に比べて短時間で寿命に至る場合が多いことが分かってきている¹⁻³⁴⁾。Figure 1-8 に、真空および大気中における波動歯車装置の推定寿命ラインを示す¹⁻³⁴⁾。図の横軸は出力軸に与える負荷トルクの大きさ、縦軸は WG の入力総回転数（過去の試験結果を元に推定した寿命）である。真空中と大気中における寿命を比較すると、真空中の方が短寿命であり 1/30 以下となることが分かる。この原因については、Fig.1-9 に示すように大気と比較して真空中試験後の FS 内周の WG 外周とのしゅう動面の荒れが著しいことから、この部位の潤滑が厳しくなったためと推定されている^{1-29, 1-35)}。しかし、真空中で WG/FS 間の潤滑状態が厳しくなり、これにより寿命が低下するメカニズムについては明らかとなっていない。宇宙用波動歯車装置の長寿命化を図るためには、特に WG/FS 間の潤滑状態を明らかにし、寿命到達メカニズムを解明することが重要であると考えられる。

Fig.1-8 Predicted lifetime of SWG in air and in vacuum¹⁻³⁴⁾Fig.1-9 Photographs of FS inside surface after in-air and in-vacuum operation^{1-34, 1-35)}

(2) 加速試験適用の妥当性

加速試験は、軸受等の寿命試験において実使用条件よりも高い回転速度を与えて試験期間を短縮させる試験方法であり、数年～十年以上の寿命が要求される宇宙機器の開発試験に適用されてきた¹⁻³⁸⁻¹⁻⁴⁰⁾。油で潤滑された玉軸受の加速試験は、回転速度を高くした時に玉と内外輪の間に形成される油膜厚さが実使用条件の場合と同じになるように軸受温度を高く（潤滑油粘度を低く）コントロールして行われる。具体的には、回転速度を n 、潤滑油粘度を μ とした場合、その積である $n \cdot \mu$ と軸受に負荷される荷重が実使用条件と加速試験条件で一致するように設定する。これにより、実使用条件と加速試験条件とで摩耗率（軸受 1 回転当たりの摩耗量）を同等とさせることができる。

宇宙用波動歯車装置においても開発試験には長期の評価期間が必要となるため、実使用条件よりも高い回転速度・負荷トルクを与える加速試験の適用が検討されている¹⁻³⁴⁾。しかし、作動条件によって波動歯車装置の各しゅう動部の潤滑状態がどのように変化するか分かっていないため、玉軸受と同様の加速試験法が適用できるかについては明らかとなっていない。さらに、波動歯車装置の寿命、伝達効率などこれまでに取得された大気中でのデータが、技術データの少ない真空中へ応用できるかについても分かっていない。作動条件や雰囲気が波動歯車装置の潤滑メカニズムへ与える影響を明らかにし、加速試験適用の妥当性が実証できれば、その結果として機器の開発期間の大幅な短縮化や供試体数の増加による信頼性向上などが可能になると予測される。また、波動歯車装置の真空中作動状態を、大気または不活性ガス中で模擬できれば、開発コストの低減につながると考えられる。

波動歯車装置の潤滑については、1-1-4 項で述べたように宇宙用に限らず、潤滑剤の種類、量、塗布方法など経験に頼ってきた部分が多く、各しゅう動部の潤滑状態を調べた研究は見当たらない。以上のことから、宇宙用波動歯車装置の潤滑に関する課題は、以下の 3 点にまとめることができる。

- ① 様々な作動条件に対して、各しゅう動部の潤滑状態が明らかとなっていない。
- ② 真空中で WG/FS 間の潤滑が厳しくなり、寿命が低下するメカニズムが明らかとなっていない。
- ③ 加速試験適用の妥当性が明らかとなっていない。

これらの課題に着目し解決していくことが、宇宙用波動歯車装置の長寿命化、信頼性向上を得るうえで最も重要であると考えられる。

1-3 研究目的

本研究の目的は、宇宙用波動歯車装置の各しゅう動部における潤滑状態を明らかにし、真空中で寿命が低下するメカニズムを解明することである。そして、宇宙用波動歯車装置の長寿命化と加速試験の適用方法に関する指針を得る。

本研究では、宇宙用として使用頻度が高く、今後も幅広く利用されていくと思われる FS 内径がおよそ 50 mm、減速比が 1/160 で、Fig.1-1 に示した FS がシルクハット形状の波動歯車装置を対象とする。

1-4 研究方法

本研究では、波動歯車装置の各しゅう動部における潤滑状態、真空中での寿命低下メカニズムを明らかにするために、実験および数値解析によるアプローチを試みる。本節では、まず“潤滑状態を明らかにする”ということの意義と、実験・解析それぞれのアプローチ方法について述べていく。

1-4-1 ストライベック線図

ストライベック線図¹⁻⁴¹⁾は Fig.1-10 に示すように、流体によって潤滑された二平面の作動条件と摩擦係数の関係を表したものであり、潤滑状態を調べる際に頻繁に用いられる。横軸の作動条件は、二平面間のすべり速度と潤滑剤粘度の積を荷重で割った形で表されるのが一般的で、原点からこの値が増加するに従い摩擦係数は図のように変化し、潤滑状態は境界～混合～流体へと遷移していくことが知られている。

複雑な構造を持つ波動歯車装置の各しゅう動部において、作動条件と摩擦係数の関係を求めてこのストライベック線図を作成するのは非常に困難であると思われるが、これに対応するものとして作動中に境界、混合あるいは流体のどの潤滑領域に属しているかを表す“潤滑マップ”を作ることができれば加速試験の適用方法の検討や寿命の推定に役立つと考えられる。

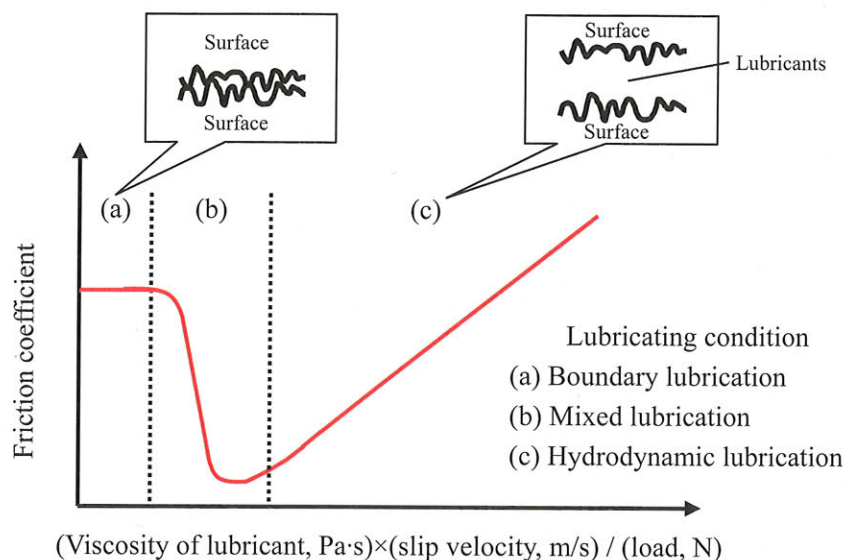


Fig.1-10 Stribeck curve¹⁻⁴¹⁾

1-4-2 数値解析

宇宙用波動歯車装置の寿命低下メカニズムや加速試験の適用方法について検討するためには、真空中での寿命に最も大きな影響を及ぼす WG/FS 間のすきま形状、金属接触／油膜形成状態、潤滑油の流れ分布など、実験では測定が困難な内部の潤滑現象を明らかにする必要がある。それには、しゅう動面の潤滑状態を境界潤滑領域から流体潤滑領域までシミュレーションできる混合潤滑解析が有効なアプローチ手段であると考えられる¹⁻⁴²⁾。混合潤滑解析は、数多くの機構部品のしゅう動部について行われており、内部現象の解明や設計ツールとして役立てられている。解析例として、エンジンのピストンスカートとシリンダーのしゅう動面^{1-43, 1-44)}、ジャーナル軸受^{1-45, 1-46)}などが挙げられ、対象とするしゅう動面間のすきま、金属接触／油膜形成状態を求めるために、主に以下の3つのモデル化が行われている。

- (1) 機構の幾何学形状のモデル化：数学モデル、有限要素法
- (2) 機構の動力学特性のモデル化：運動方程式
- (3) 混合潤滑のモデル化：Greenwood-Williamson モデル¹⁻⁴⁷⁾などによる金属接触圧力の計算、平均レイノルズ方程式¹⁻⁴⁸⁾による流体圧力の計算、エネルギー方程式による摩擦面の温度上昇の計算など

波動歯車装置の WG/FS 間の混合潤滑状態を模擬するためにはすきま形状を求める必要があり、各要素間の接触をモデル化し、特に薄肉である WG 外輪と FS については接触力による弾性変形を考慮する必要があると考えられる。そこで本研究では、WG/FS 間の混合潤滑解析を行うために以下のモデルを作製する。

- (1) 要素モデル：波動歯車装置を構成する要素の幾何形状（巨視的な変形形状）のモデル化
- (2) トルク負荷モデル：CS から FS へ加えられる負荷トルクのモデル化
- (3) 混合潤滑解析モデル：Greenwood-Williamson モデル¹⁻⁴⁷⁾と平均レイノルズ方程式¹⁻⁴⁸⁾の連立による表面粗さレベルの接触とそのすきま内の流体圧力のモデル化

これら3つを組み合わせた WG/FS 間の混合潤滑解析モデルで、作動条件（入力回転速度、負荷トルク）、潤滑油粘度、ならびに周囲圧力をパラメータとした解析を行い、WG/FS 間のすきま形状、金属接触／油膜形成状態、潤滑油の流れ分布を求める。

1-4-3 実験

実験では、波動歯車装置を作動させるための実験装置を設計・製作し、波動歯車装置の各部品形状・材質を変えことなく実機に近い作動状態で各しゅう動部における潤滑状態を調べる。この場合、摩擦面間に微小な電圧を印加するだけで接触／分離状態の測定が可能な接触電気抵抗法が有効であると考えられる¹⁻⁴⁹⁾。接触電気抵抗法は金属表面どうしの接触において、Fig.1-11 (a)に示すように2面間が完全に分離されている場合は等価電気抵抗値が ∞ 、同図 (b) のように部分的に接触している場合は等価電気抵抗値が0もしくはある有限な値をとることを利用して、しゅう動部の金属接触／油膜形成状態を調べる方法である。この方法は、温度による感度変化や零点ドリフトもなく計測方法が簡便であることから複雑な実機械内部の潤滑状態測定にも使用されており¹⁻⁵⁰⁾、波動歯車装置への適用も可能であると考えられる。WG内外輪、WG外輪とFSおよびFSとCSの間の接触電気抵抗を測定することにより、雰囲気や作動条件によって各要素間の潤滑状態（金属接触／油膜形成状態）がどのように変わるかを調べることができると予測される。

潤滑状態を調べる実験のパラメータは、宇宙用波動歯車装置の作動上重要と考えられる以下の項目とする。

- ◆ 雰囲気（真空／大気）
- ◆ 入力回転速度
- ◆ 負荷トルク
- ◆ 温度（熱真空）
- ◆ 潤滑剤（グリース、基油）

さらに、真空および大気中において波動歯車装置の寿命試験を行い、各雰囲気での寿命到達メカニズムを解明する。

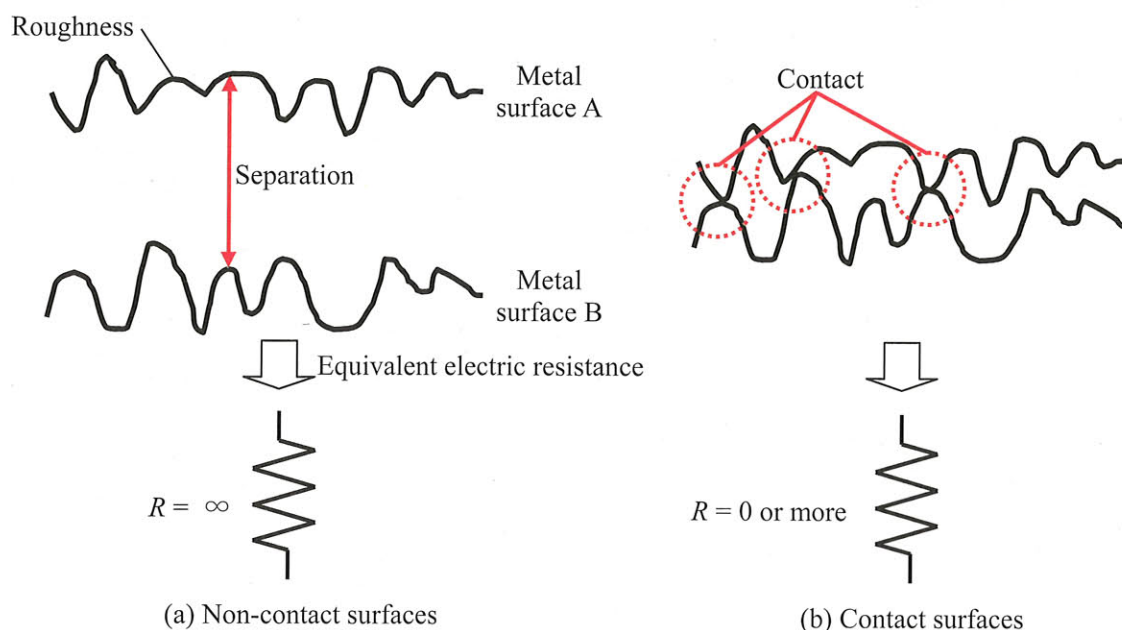


Fig.1-11 Principle of contact electric resistance

1-5 論文構成

本論文は、宇宙用波動歯車装置の潤滑機構に関して、数値解析と実験による研究アプローチを行い、これらの研究結果から長寿命化と加速試験に対する指針を得るという構成になっている。

本章「序論」では、波動歯車装置の作動原理、潤滑および性能に関する一般事項を示し、波動歯車装置の特長が宇宙機器用の減速機として適しており広く使用されてきたことを述べた。そして、宇宙用波動歯車装置の開発における問題点を提示し、本研究でその問題点を解決していくための研究方法を述べた。

第2章「WG/FS 間の混合潤滑解析」では、WG 外周面と FS 内周面の間の混合潤滑解析モデルを考案し、定式化を行う。解析モデルは、1-4-2 項で示した 3 つのモデルに分けて述べる。また、混合潤滑解析において重要なパラメータである WG 外周面と FS 内周面の表面粗さの測定結果についても示す。

第3章「パラメトリック解析」では、第2章で作成した混合潤滑解析プログラムを用いて、入力回転速度、負荷トルク、潤滑油の粘度、ならびに周囲圧力をパラメータとして計算した WG/FS 間の金属接触／油膜形成状態、潤滑油の流れ特性について述べる。また、解析結果を波動歯車装置の加速試験とグリース塗布方法へ応用し、指針を得る。

第4章「実験」では、使用する波動歯車装置の諸元と潤滑方法について示し、真空および大気中で接触電気抵抗を測定するために開発した実験装置について述べる。また、本実験の準備として行った予備実験の内容についても述べる。

第5章「パラメトリック実験」では、波動歯車装置の動作雰囲気、入力回転速度、負荷トルク、温度、ならびに潤滑剤の種類をパラメータとして WG 内外輪、WG/ FS および FS/CS 間の接触電気抵抗を測定し潤滑状態を調べる。宇宙用波動歯車装置の寿命決定要因と推定されている WG/FS 間の潤滑メカニズムについては、別途解析・実験を行い推定したメカニズムの実証を行う。また、第3章で示した混合潤滑解析の結果と接触電気抵抗の測定結果を比較し、作成した解析モデルの実験的検証も行う。

第6章「寿命評価試験」では、2 台の波動歯車装置を使用して、真空および大気中で寿命試験を行い、寿命到達メカニズムを解明する。

第7章「長寿命化・加速試験に対する指針」では、第2～6章の解析・実験結果を元に、宇宙用波動歯車装置の長寿命化のための指針と開発上重要な加速試験の適用方法を提案する。

最後に第8章「結論」で、本論文の総括を行う。

1-6 参考文献

- 1-1) 丸山顕：ハーモニックドライブの最新技術動向，月刊トライボロジ（2003-6）28-29.
- 1-2) 白澤直巳：ハーモニックドライブの市場・技術動向，月刊トライボロジ（2001-5）22-23.
- 1-3) ニューハーモニックドライブ SHF シリーズ SHG シリーズ 高剛性・精密制御用減速機，No.0311-9R-SHF，ハーモニック・ドライブ・システムズ（株）（2003-11）.
- 1-4) 小林優：ハーモニックドライブの市場・技術動向，月刊トライボロジ（2000-5）30-31.
- 1-5) 日本潤滑学会：潤滑用語集，養賢堂（1981）.
- 1-6) 清沢芳秀：波動歯車減速機の振動低減に関する研究，東北大学大学院博士論文（1998）.
- 1-7) 杉本信行，石田武，日高照晃，笹原政勝，谷岡良弘：波動歯車装置のかみあいシミュレーション，日本機械学会論文集（C編）58，551（1992）226-231.
- 1-8) 近藤孝之：波動歯車装置に関する研究－第2報 インボリュート歯型の設計－，日本機械学会論文集（C編）62，603（1996）241-246.
- 1-9) 日高照晃，笹原政勝，谷岡良弘，岡田幸士：産業用ロボットの旋回駆動部における振動特性に関する研究，日本機械学会論文集（C編）52，480（1986）2207-2212.
- 1-10) 矢鍋重夫，石塚真一，山口利明，池田正樹：ハーモニックドライブ装置のねじり剛性，日本機械学会論文集（C編）55，509（1989）216-221.
- 1-11) 日高照晃，石田武，張佑林，専徳博文，笹原政勝，谷岡良弘：波動歯車装置を有するロボット系の振動の理論解析，日本機械学会論文集（C編）55，516（1989）1864-1869.
- 1-12) 杉本信行，日高照晃，石田武，笹原政勝，谷岡良弘，西村太慈万：波動歯車装置のねじり剛性に関する実験的考察，日本機械学会論文集（C編）56，530（1990）206-211.
- 1-13) 伊藤昌彦，賀勢晋司，深田茂生：歯車減速機構の内部励振に基づく回転速度変動の自己補償制御による抑制－第1報 ハーモニックドライブ減速機の強制励振成分の低減－，日本機械学会論文集（C編）62，595（1996）50-57.
- 1-14) 菊池正紀，町田賢司，石橋隆行，遠谷義徳，清沢芳秀：FEM，BEM によるハーモニックドライブの応力解析，日本機械学会論文集（C編）58，556（1992）235-240.
- 1-15) 石田武，日高照晃，張新月，中根正貴，笹原政勝，谷岡良弘：波動歯車装置におけるフレキシブルスプラインの応力，日本機械学会論文集（C編）59，567（1993）292-298.
- 1-16) 菊池正紀，石橋恒路，清沢芳秀，張新月：カップ型波動歯車装置の応力解析，日本機械学会論文集（C編）64，621（1998）128-134.
- 1-17) 菊池正紀，長谷川春彦，清沢芳秀，張新月：有限要素法によるカップ型波動歯車装置の変位・応力解析－第2報 サーキュラスプラインとの接触の影響の評価－，日本機械学会論文集（C編）67，656（2001）4-9.
- 1-18) 黄水平，石田武，日高照晃：波動歯車装置の負荷伝達特性に関する実験的考察，日本機械学会論文集（C編）60，578（1994）294-300.
- 1-19) 張新月，石田武，日高照晃，笹原政勝，清沢芳秀，丸山顕：波動歯車装置におけるフレキシブルスプラインの曲げ応力に及ぼす組立誤差の影響，日本機械学会論文集（C編）62，598（1996）356-363.

- 1-20) 専徳博文, 佐藤崇弘, 清沢芳秀, 張新月: 波動歯車装置の荷重伝達特性に関する研究—第1報 歯面荷重分布の導出—, 日本機械学会論文集 (C 編) 70, 696 (2004) 332-342.
- 1-21) S. Gill, D. J. Forster and R. A. Rowntree: Thermal Vacuum Performance of Cycloid and Harmonic Gearboxes with Solid (MoS₂) and Liquid (Braycote 601) Lubrication, Proceedings 5th European Space Mechanisms and Tribology Symposium (1992) 151-154.
- 1-22) M. Schmid: Development of a Low-Temperature Gear Motor (LOG), Proceedings 5th European Space Mechanisms and Tribology Symposium (1992) 313-316.
- 1-23) Hans Heimerdinger and Manfred Schmid: Life Test Experience on a Harmonic Drive Based Actuator, Proceedings 6th European Space Mechanisms and Tribology Symposium (1995) 363-367.
- 1-24) Yutaka Kaneko, Haruaki Itagaki and Yoshisada Takizawa: The SELENE Project and the following LUNAR Mission, Acta Astronautica, 47 (2000) 467-473.
- 1-25) Yasuharu Kunii, Yoji Kuroda and Takashi Kubota: Development of Micro-Manipulator for Tele-Science by Lunar Rover: Micro5, Acta Astronautica, 52 (2003) 433-439.
- 1-26) Olivier Secheresse, Laurent Cadiergues and Julien Rabin: SARA21-A New Rotary Actuator for Space Applications, Proceedings of the 37th Aerospace Mechanisms Symposium (2004) 153-161.
- 1-27) Boz Sharif and Ed Joscelyn: Development of Mars Exploration Rover Lander Petal Actuators, Proceedings of the 37th Aerospace Mechanisms Symposium (2004) 211-220.
- 1-28) Jeff Sokol, Satish Krishnan and Laoucet Ayari: High Gain Antenna Gimbal for the 2003-2004 Mars Exploration Rover Progra, Proceedings of the 37th Aerospace Mechanisms Symposium (2004) 237-250.
- 1-29) I Schafer, P Bourlier, F Hantschack, E W Roberts, S. D. Lewis, D J Forster and C John: Space Lubrication and Performance of Harmonic Drive Gears, Proceedings 11th European Space Mechanisms and Tribology Symposium (2005) 65-72.
- 1-30) 宮川行雄, 西村允, 橋本英一, 本田登志雄, 大坪康郎, 大橋敏郎: 宇宙用ハーモニックドライブの開発, 第29回宇宙科学技術連合講演会予稿集 (1985) 324-325.
- 1-31) 橋本英一, 久田安正, 伊東康之, 大橋敏郎, 甲斐幸二, 跡部雅敏: ハーモニックドライブの揺動寿命試験, 第31回宇宙科学技術連合講演会予稿集 (1987) 134-135.
- 1-32) 剣持伸朗, 濱井雅裕, 岡田康彦, 川島教嗣, 野口一秀, 中村修治, 濱一守: 次世代パドル駆動装置 (APDM) の開発と宇宙実証結果, 第49回宇宙科学技術連合講演会予稿集 (2005) 1506-1509.
- 1-33) 岩田敏彰: 電子技術総合研究所研究報告 第969号 ロボットマニピュレータの宇宙環境適応技術の研究, (1994) .
- 1-34) 宇宙航空研究開発機構: 平成15年度 減速歯車の開発 (その2) 成果報告書, 宇宙航空研究開発機構 (2004) .
- 1-35) 宇宙航空研究開発機構: 平成16年度 減速歯車の開発 (その3) 成果報告書, 宇宙航空研究開発機構 (2005) .
- 1-36) 木村浩: 宇宙機器用グリースの現状と技術課題, 月刊トライボロジ (2001-8) 50-51.
- 1-37) 宇宙航空研究開発機構: 開発仕様書 減速歯車 (ハーモニックドライブ) 長期使用タイプ 軽量タイプ, (2005) 9.

- 1-38) D. D. Phinney, C. L. Pollard and J. T. Hinricks: Experience with Duplex Bearings in narrow Angle Oscillating Applications, 24th Aerospace Mechanisms Symposium, (1990) 211-226.
- 1-39) S. Frank Murray and Hooshang Heshmat: Accelerated Testing of Space Mechanisms, NASA Contractor Report 198437, MTI Report 95TR29, (1995).
- 1-40) Brian J. Dietz, Steven G. VanDyk and Roamer E. Predmore: Earth Scanner Bearing Accelerated Life Test, 34th Aerospace Mechanisms Symposium, (2000) 303-316.
- 1-41) 山本雄二, 兼田楨宏: トライボロジー, 理工学社, 1998.
- 1-42) 中原綱光: 混合潤滑理論の現状, トライボロジスト, 39, 3 (1994) 220-228.
- 1-43) Dong Zhu, Herbert S. Cheng, Takayuki Arai and Kyugo Hamai: A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication, Part I: Basic Modeling, 114 (1992) 553-562.
- 1-44) Dong Zhu, Yuan-Zhong Hu, Herbert S. Cheng, Takayuki Arai and Kyugo Hamai: A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication, Part II: Deformation Considerations, 115 (1993) 125-133.
- 1-45) Fanghui Shi and Qian (Jane) Wang: A Mixed-TEHD Model for Journal-Bearing Conformal Contacts, Part I: Model Formulation and Approximation of Heat Transfer Considering Asperity Contact, 120 (1998) 198-205.
- 1-46) Fanghui Shi and Qian (Jane) Wang: A Mixed-TEHD Model for Journal-Bearing Conformal Contacts, Part II: Contact, Film Thickness, and Performance Analyses, 120 (1998) 206-213.
- 1-47) J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson: Contact of Nominally Flat Surfaces, Proceedings of the Royal Society, Series A, (1966) 300-319.
- 1-48) Nadir Patir and H. S. Cheng: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 100 (1978) 12-17.
- 1-49) 片渕正: 摩擦面間の潤滑膜の電気特性, トライボロジスト, 36, 6 (1991) 423-428.
- 1-50) 例えば, 前川和彦, 後藤敬造, 松本將, 本村収, 市丸和徳: 電気導通法によるピストンリングとシリンダライナの潤滑状態モニタリング, 日本機械学会論文集 (C 編), 66, 646 (2006) 1996-2001.

第2章 WG/FS間の混合潤滑解析

第1章では、大気中と比較して真空中では波動歯車装置の寿命が著しく低下し、その原因として真空中でのWG/FS間の厳しい潤滑・摩耗状態が挙げられる^{2-1, 2-2)}ことを示した。しかし、このしゅう動部の潤滑状態を調べた研究報告は見当たらず、すきま形状や金属接触/油膜形成状態、潤滑油の流れ特性については明らかとなっていない。真空中での寿命低下メカニズムを解明するためには、実験で測定・観察が困難なWG/FS間の潤滑状態をシミュレートできる解析モデルの構築が必要である。そこで本章では、WG/FS間のすきま、金属接触/油膜圧力分布、潤滑油の流れベクトルを求める混合潤滑解析モデルを考案し、定式化を行う。

本解析モデルの構成をFig.2-1に示す。Figure 2-1の全体構造解析モデルは、(1) WG/FS間のすきまを計算するために各要素形状を弾性体または剛体でモデル化した要素モデル、(2) 負荷トルクによりFSへ働くせん断応力を計算するトルク負荷モデル、(3) WG/FS間の金属接触/油膜圧力を計算する混合潤滑解析モデルの3つから構成される。

本解析モデルでは、作動している波動歯車装置の各要素に働く重力、慣性力は要素の変形や運動に与える影響が小さいため無視し、定常作動状態を解析する。そして、作動状態として一定回転速度、一定負荷トルクを想定する。Figure 2-1 (a)において、 x 軸をWGの短軸方向、 z 軸を長軸方向としている。WG内輪は入力として反時計方向に、WG外輪とFSは減速された速度で時計方向に回転する。負荷トルクはCS内歯からFS外歯へ働くせん断応力として与えられ、時計方向を正とする。

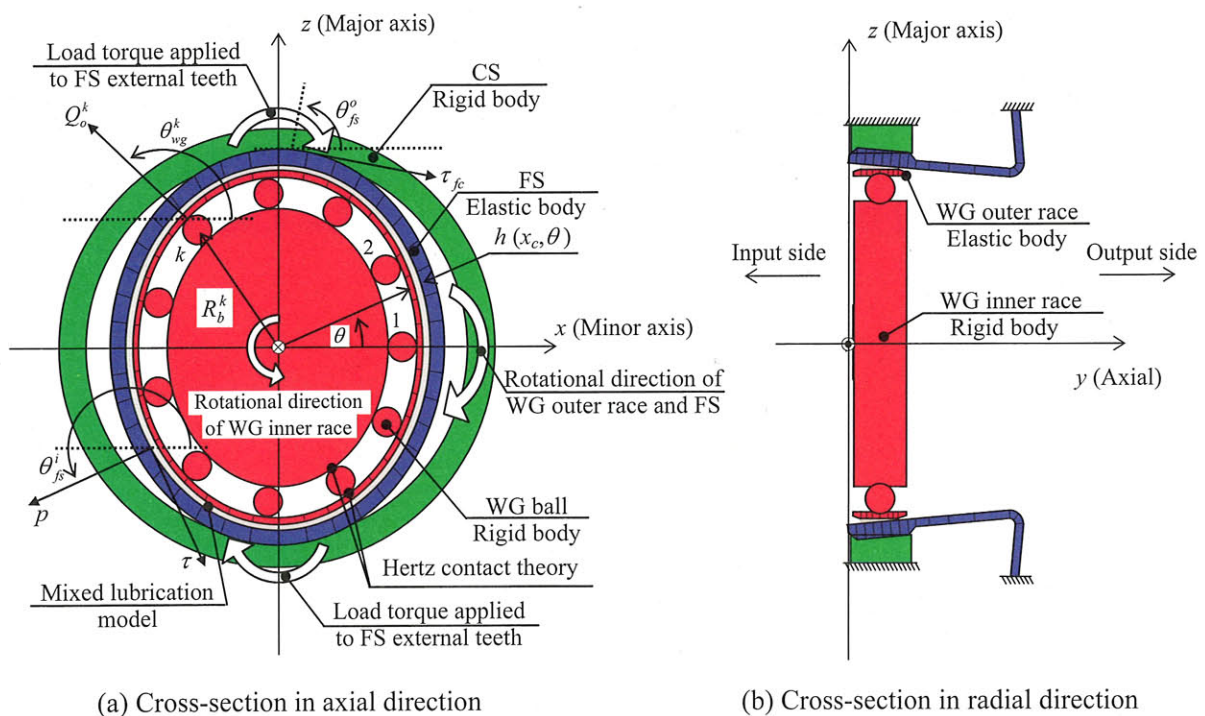


Fig.2-1 Entire structural analysis model

2-1 記号

d	: WG 玉の直径, m
d_m	: WG 玉軸受のピッチ円直径 (楕円変形前), m
h	: WG と FS の間のすきま (油膜厚さ), m
\bar{h}_T	: 平均すきま, m
p_c	: 表面粗さ突起の平均接触圧力, Pa
p_f	: 油膜圧力, Pa
p	: WG/FS 間に働く圧力 ($=p_c + p_f$), Pa
$\{P_{wg}^i\}, \{P_{wg}^o\}$: WG 外輪の FEM モデルの内周および外周に与える等価節点力ベクトル, N
$\{P_{fs}^i\}, \{P_{fs}^o\}$: FS の FEM モデルの内周および外周に与える等価節点力ベクトル, N
Q_i^k, Q_o^k	: k 番目の玉と内輪および外輪の間の接触荷重, N
q_x, q_θ	: 軸方向, 周方向における潤滑油の単位幅当たりの流量, m^2/s
r_i	: 内輪の軌道溝半径, m
R_b^k	: k 番目の玉の軌道半径, m
R_{fs}, R'_{fs}	: 変形前後の FS 内周半径, m
R_o, R'_o	: 変形前後の WG 外輪軌道半径, m
R_{wg}, R'_{wg}	: 変形前後の WG 外周半径, m
T_l	: 負荷トルク, N·m
u_{wg}, u_{fs}	: WG 外周および FS 内周の軸方向の表面速度, m/s
v_{wg}, v_{fs}	: WG 外周および FS 内周の周方向の表面速度, m/s
β	: 表面粗さ突起の曲率半径, m
η	: 表面粗さ突起の数密度, $1/m^2$
μ	: 潤滑油の粘度, Pa·s
σ	: WG 外周面と FS 内周面の合成二乗平均粗さ, m
σ_s	: 表面粗さ突起の高さの標準偏差, m
τ	: WG/FS 間に働くせん断応力, Pa
τ_{fc}	: FS 歯部に働く周方向せん断応力, Pa
τ_{wgx}, τ_{fsx}	: WG 外周および FS 内周に働く軸方向の油膜のせん断応力, Pa
$\tau_{wg\theta}, \tau_{fs\theta}$: WG 外周および FS 内周に働く周方向の油膜のせん断応力, Pa
ω_{fs}	: FS の回転速度, rad/s
$\omega_{wgi}, \omega_{wgo}$: WG 内輪および外輪の回転速度, rad/s

2-2 要素モデル

WG 内輪は、幾何学的に次式²⁻³⁾で決まる楕円の軌道、ピッチ円を持つ剛体とした。

$$r = r_0 - \Delta/2 \cdot \cos(2\theta) \quad (2-1)$$

ここで、 r_0 は真円時の半径、 Δ は直径の楕円変位量である。さらに θ は周方向角度であり、Fig.2-1 (a)に示すように0, 180 deg.で短軸、90, 270 deg.で長軸となる。軌道溝半径は周方向に沿って一定であると仮定した。玉は真球とし、周方向に等間隔配置とした。変形量の大きい外輪はFig.2-2 (a)に示すようにFEMによって形状をモデル化しており、軸方向に8分割、周方向に40分割で要素数320とした。有限要素には20節点のアイソパラメトリック要素を用いており、総節点数は2440である。内輪、外輪と k 番目の玉の相対接近量(くいこみ量) δ_i^k 、 δ_o^k は、要素の形状と玉の半径方向位置 R_b^k を用いて次のように計算できる。

$$\delta_i^k = (R_b^k - R_{ri}) - (r_i - d/2) \quad (2-2)$$

$$\delta_o^k = (R_b^k - R_o') + d/2 \quad (2-3)$$

R_{ri} は内輪溝曲率の中心位置で

$$R_{ri} = d_m/2 + (r_i - d/2) - \Delta/2 \cdot \cos(2\theta) \quad (2-4)$$

となる。さらに、玉と内外輪の相対接近量からヘルツの接触理論により接触荷重を計算すると次式となる。

$$Q^k = K(\delta^k)^{3/2} \quad (2-5)$$

ここで、 K は玉と内外輪の曲率半径、ヤング率、ポアソン比で決まる定数である。FEMによって外輪の変形形状を求めるために、式(2-5)で求めた接触荷重から外輪軌道面に働く等価節点力ベクトル²⁻⁴⁾を求める。

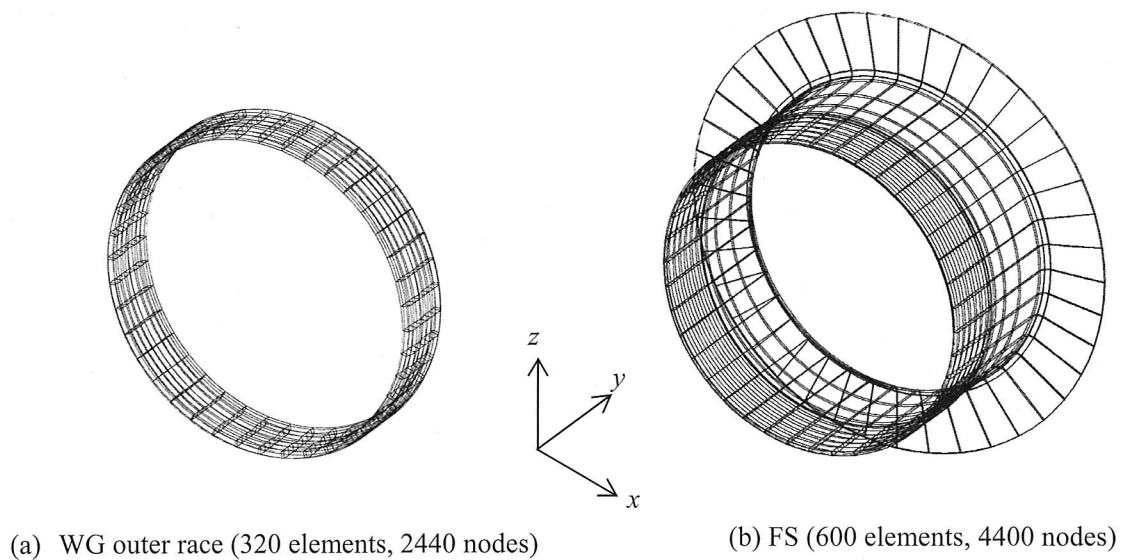


Fig.2-2 FEM models

$$\{P_{wg}^i\} = [N]^T \{Q_o^k\} \quad (2-6)$$

ここで,

$$\{Q_o^k\} = \begin{Bmatrix} Q_o^k \cos \theta_{wg}^k \\ 0 \\ Q_o^k \sin \theta_{wg}^k \end{Bmatrix} \quad (2-7)$$

$[N]$ は FEM における形状関数, θ_{wg}^k は Fig.2-1 (a) に示す玉と外輪の間の接触角である.

FS は WG 外輪と同様に FEM によって形状をモデル化しており, Fig.2-2 (b) に示すように薄肉円筒のシルクハット形状である. 軸方向に 15 分割, 周方向に 40 分割しており, 要素数 600, 総節点数 4400 とした. 内径は軸方向に沿って一定とした. また, 歯の部分は単純化し, 歯がある部分での板厚を歯底円まで厚くして模擬し, それ以外の部分では一定の板厚とした.

WG/FS 間のすきま (油膜厚さ) は, 変形後の WG 外輪と FS の形状から幾何学的に計算することができる.

$$h(x_c, \theta) = R'_f(x_c, \theta) - R'_{wg}(x_c, \theta) \quad (2-8)$$

また, 平均すきまは次式により計算することができる²⁻⁵⁾.

$$\bar{h}_r = \begin{cases} h, & (h \geq 3\sigma) \\ \frac{3\sigma}{256} \left[35 + \frac{h}{3\sigma} \left\{ 128 + \frac{h}{3\sigma} \left(140 + \left(\frac{h}{3\sigma} \right)^2 \left(-70 + \left(\frac{h}{3\sigma} \right)^2 \left(28 - 5 \left(\frac{h}{3\sigma} \right)^2 \right) \right) \right) \right\} \right], & (h < 3\sigma) \end{cases} \quad (2-9)$$

WG/FS 間のすきまが求まると, 混合潤滑解析モデルにより金属接触/油膜圧力分布を計算することができる.

2-3 トルク負荷モデル

負荷トルク印加状態では、FS 外歯と CS 内歯の噛み合いによりトルクを伝達するが、両歯の形状を厳密に FEM によりモデル化して噛み合いを模擬するのは膨大な計算量を要する。そこで本研究では、歯の形状をモデル化することなく噛み合いを模擬できるトルク負荷モデルを考案した。

トルク負荷モデルでは、FS 外歯と CS 内歯の噛み合い領域を定義し、FS 外歯に働く周方向のせん断応力分布を計算する。WG 長軸部における FS 外歯と CS 内歯の噛み合い領域は、負荷トルクに依存するため^{2-6, 2-7)}、本解析モデルでは、負荷トルクに対応した FS の変形形状²⁻⁸⁾から噛み合い領域を求めた。具体的には、Fig.2-3 に示すように、WG により楕円に変形した FS 外歯のピッチ円径が CS 内歯のピッチ円径を超えた時に歯が噛み合うと判定した。なお、本解析モデルでは歯の形状は考慮していないが、Fig.2-3 には説明のためそれらを示している。噛み合い領域は、次式で与えられる。

$$R_{csp} - R_{fsp} - \delta_r < 0 \quad (2-10)$$

噛み合い領域において、せん断応力の大きさは FS 外歯と CS 内歯の歯当たりの強さ、すなわち CS を剛体と仮定した場合、FS 歯部の周方向変位量 δ_θ に依存すると考えられる。そこで、せん断応力が δ_θ に比例すると仮定し、以下のようにせん断応力を与えた。

$$\text{負荷トルクが正の場合：} \tau_{fc} = \begin{cases} K_t(\delta_{\theta\max} - \delta_\theta), & (R_{csp} - R_{fsp} - \delta_r < 0) \\ 0, & (R_{csp} - R_{fsp} - \delta_r \geq 0) \end{cases} \quad (2-11)$$

$$\text{負荷トルクが負の場合：} \tau_{fc} = \begin{cases} K_t(\delta_{\theta\min} - \delta_\theta), & (R_{csp} - R_{fsp} - \delta_r < 0) \\ 0, & (R_{csp} - R_{fsp} - \delta_r \geq 0) \end{cases} \quad (2-12)$$

ここで、 K_t は歯のせん断方向の剛性 (N/m^3) であり次式で与えられる。

$$K_t = T_t / \left\{ \iint_{S_e} (R_{fso} + \delta_r)(\delta_{\theta\max} - \delta_\theta) dS \right\} \quad (2-13)$$

R_{fso} は FS 外周半径、 S_e は歯の噛み合い領域である。Figure 2-4 に、せん断応力分布の計算例を示す。計算条件は、負荷トルク 13 N·m、入力回転速度 0 rpm である。計算した噛み合い領域は、専徳らの歯当たりの測定結果²⁻⁷⁾と比較すると、軸方向は若干大きくなっているものの、周方向はほぼ一致している。また、本解析モデルで計算したせん断応力の分布を FS の歯元応力の測定結果²⁻⁷⁾および菊池らの解析結果²⁻⁹⁾と比較すると、歯元応力のピーク位置が FS 開口部付近で、長軸から WG の回転方向側にずれることと一致している。以上のことから、トルク負荷モデルは、歯の噛み合い領域およびせん断応力分布を模擬できていると考えられる。

FS/CS 間のせん断応力 τ_{fc} から等価節点力への変換²⁻⁴⁾は、

$$\{P_{fs}^o\} = \int_{S_e} [N]^T \{\tau\} dS \quad (2-14)$$

ここで、

$$\{\tau\} = \begin{Bmatrix} \tau_{fc} \sin \theta_{fs}^o \\ 0 \\ -\tau_{fc} \cos \theta_{fs}^o \end{Bmatrix} \quad (2-15)$$

θ_{fs}^o は Fig.2-1 (a) に示した接触角である。

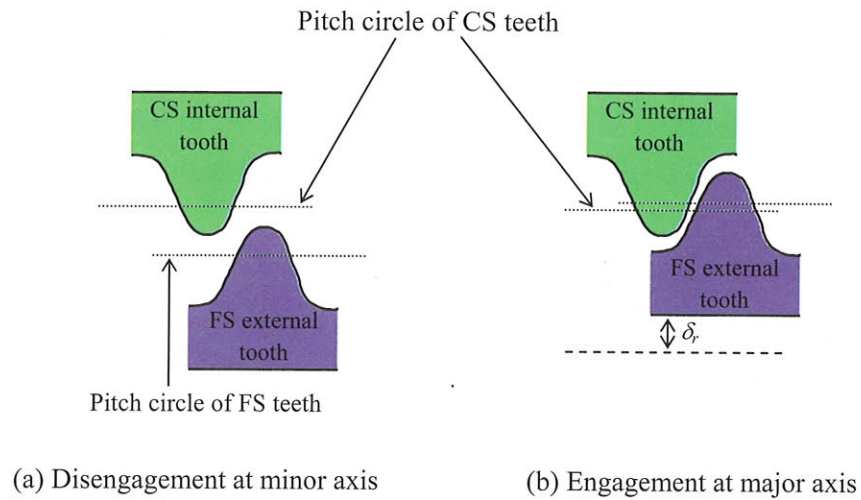


Fig.2-3 Definition of teeth engagement in the torque-applying model

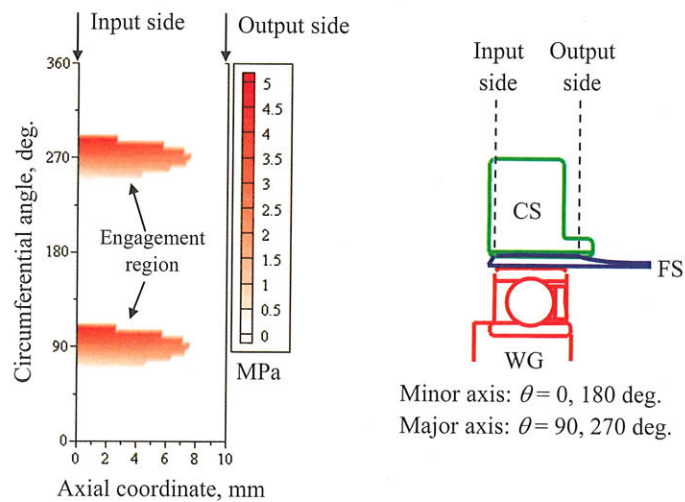


Fig.2-4 Shear stress distribution on the FS external teeth surface at load torque of 13 N·m

2-4 混合潤滑解析モデル

2-4-1 平均流れモデル

油膜圧力は、表面粗さの影響を考慮した平均レイノルズ方程式²⁻¹⁰⁾から計算する。なお、レイノルズ方程式は Navier-Stokes 方程式の体積力および慣性力の項を無視して導かれているが²⁻¹¹⁾、WG/FS 間のすきま内においてもこの仮定が妥当であることを次元解析により確認している。次章で示す解析条件の中で最も低速の入力回転速度 10 rpm において、流れを支配する各項（慣性：圧力：粘性：重力）のオーダーを求めると $(10^1 : 10^9 : 10^6 : 10^3)$ となり、慣性項と重力項は圧力、粘性項と比較して十分小さく無視して問題ないと言える。また、潤滑油の表面張力については考慮していない。

WG 外輪と FS の間の速度差はほとんどないため、すきま内での潤滑油温度（粘度）は一定であると仮定した。すきま内に潤滑油が満たされている場合、平均レイノルズ方程式を波動歯車装置の寸法・作動パラメータを用いて無次元化すると以下ようになる。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial X_c} \left\{ \phi_x A^3 \frac{\partial}{\partial X_c} (P_f A^{-3/2}) \right\} + \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \phi_\theta A^3 \frac{\partial}{\partial \theta} (P_f A^{-3/2}) \right\} \\ & = l \frac{\partial}{\partial X_c} \left(\frac{U_{wg} + U_{fs}}{2} A' \right) + l \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{V_{wg} + V_{fs}}{2} A' \right) + l \frac{\partial}{\partial X_c} \left(\frac{U_{wg} - U_{fs}}{2} \phi_{sx} \right) + l \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{V_{wg} - V_{fs}}{2} \phi_{s\theta} \right) + l \frac{\partial A'}{\partial T} \end{aligned} \quad (2-16)$$

無次元化パラメータは以下の通りである。

$$X_c = x_c / R_{fs}, \quad U = u / (R_{fs} \omega_{fs}), \quad V = v / (R_{fs} \omega_{fs}), \quad T = t \omega_{fs}, \quad \Lambda = h / \sigma, \quad A' = \bar{h}_r / \sigma, \quad l = \sigma / R_{fs}$$

$$P_f = p_f A^{3/2} \sigma^3 / (12 \mu R_{fs}^3 \omega_{fs})$$

ここで、 x_c は Fig.2-5 に示すように WG 外輪表面に固定した軸方向座標であり、 $x_c = 0$ は WG 外輪の入力側端部、 $x_c = l_{wg}$ は出力側端部に対応する。また、 ϕ_x 、 ϕ_θ は圧力流れに対する修正係数、 ϕ_{sx} 、 $\phi_{s\theta}$ はせん断流れに対する修正係数である。本解析では粗さは等方性とし、修正係数は次式で与えられる^{2-5, 2-10)}。

$$\phi_x = \phi_\theta = 1 - 0.90 e^{-0.56 \Lambda} \quad (2-17)$$

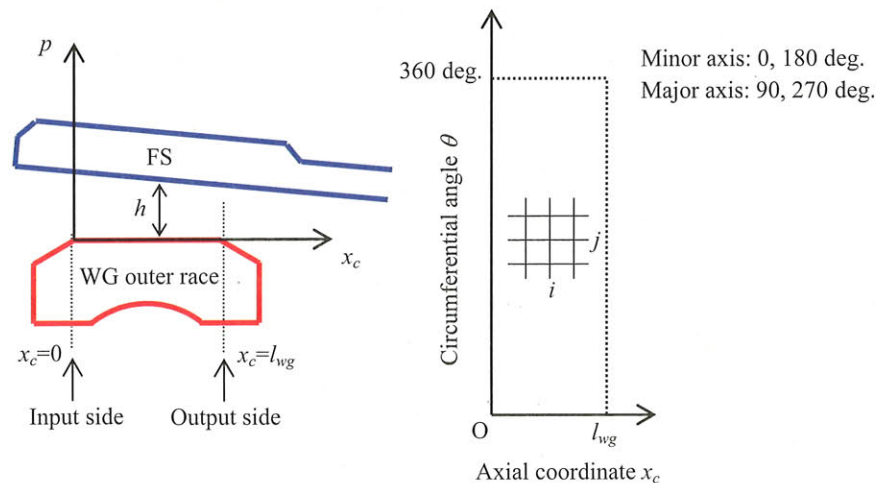


Fig.2-5 Definition of mixed lubrication analysis region

$$\phi_{sx} = \phi_{s\theta} = \frac{\sigma_{wg}^2 - \sigma_{fs}^2}{\sigma^2} \Phi_s \quad (2-18)$$

ここで,

$$\Phi_s = \begin{cases} 1.899\Lambda^{0.98} e^{-0.92\Lambda + 0.05\Lambda^2}, & (\Lambda \leq 5) \\ 1.126e^{-0.25\Lambda}, & (\Lambda > 5) \end{cases} \quad (2-19)$$

平均レイノルズ方程式のスクイーズ項〔式(2-16) 右辺第5項〕は、すきまの形状およびWG内輪の回転速度を用いて計算できる.

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\omega_{wgt} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2-20)$$

平均すきまに対するスクイーズ項は、以下のようになる²⁻¹²⁾.

$$\frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} = \phi_c \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2-21)$$

$$\phi_c = \begin{cases} e^{-0.6912 + 0.782\Lambda - 0.304\Lambda^2 + 0.0401\Lambda^3}, & (0 \leq \Lambda < 3) \\ 1, & (\Lambda \geq 3) \end{cases} \quad (2-22)$$

接触面内における潤滑油の流量は、次式により計算することができる²⁻¹⁰⁾.

$$q_v = -\frac{h^3}{12\mu} \phi_x \frac{\partial p_f}{\partial x_c} + \frac{u_{wg} + u_{fs}}{2} \bar{h}_T + \frac{u_{wg} - u_{fs}}{2} \sigma \phi_{sx} \quad (2-23)$$

$$q_\theta = -\frac{h^3}{12\mu} \phi_\theta \frac{\partial p_f}{R_{fs} \partial \theta} + \frac{v_{wg} + v_{fs}}{2} \bar{h}_T + \frac{v_{wg} - v_{fs}}{2} \sigma \phi_{s\theta} \quad (2-24)$$

接触面に働く油膜のせん断応力は、次式により計算することができる²⁻⁵⁾.

$$\tau_{wgx} = \frac{\mu(u_{fs} - u_{wg})}{h} (\phi_f - \phi_{fsx}) - \phi_{fpx} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x_c} \quad (2-25)$$

$$\tau_{fsx} = -\frac{\mu(u_{fs} - u_{wg})}{h} (\phi_f + \phi_{fsx}) - \phi_{fpx} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x_c} \quad (2-26)$$

$$\tau_{wg\theta} = \frac{\mu(v_{fs} - v_{wg})}{h} (\phi_f - \phi_{fs\theta}) - \phi_{fp\theta} \frac{h}{2R_{fs}} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (2-27)$$

$$\tau_{fs\theta} = -\frac{\mu(v_{fs} - v_{wg})}{h} (\phi_f + \phi_{fs\theta}) - \phi_{fp\theta} \frac{h}{2R_{fs}} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (2-28)$$

ここで、上式の各修正係数は以下のように与えられる.

$$\phi_f = \begin{cases} \left[\frac{35}{32} \frac{h}{3\sigma} \left\{ 1 - \left(\frac{h}{3\sigma} \right)^2 \right\}^3 \ln \frac{h/3\sigma + 1}{1/300} + \frac{1}{60} \left\{ -55 + \frac{h}{3\sigma} \left(132 + \frac{h}{3\sigma} \left(345 + \frac{h}{3\sigma} \left(-160 + \frac{h}{3\sigma} \left(-405 + \frac{h}{3\sigma} \left(60 + 147 \frac{h}{3\sigma} \right) \right) \right) \right) \right) \right) \right\} \right], & (\Lambda \leq 3) \\ \left[\frac{35}{32} \frac{h}{3\sigma} \left\{ 1 - \left(\frac{h}{3\sigma} \right)^2 \right\}^3 \ln \frac{h/3\sigma + 1}{h/3\sigma - 1} + \frac{1}{15} \frac{h}{3\sigma} \left\{ 66 + \left(\frac{h}{3\sigma} \right)^2 \left(30 \left(\frac{h}{3\sigma} \right)^2 - 80 \right) \right\} \right], & (\Lambda > 3) \end{cases} \quad (2-29)$$

$$\phi_{fsx} = \phi_{fs\theta} = \frac{\sigma_{wg}^2 - \sigma_{fs}^2}{\sigma^2} \Phi_{fs} \quad (2-30)$$

$$\Phi_{fs} = 11.1\Lambda^{2.31} e^{-2.38\Lambda + 0.11\Lambda^2} \quad (2-31)$$

$$\phi_{fpx} = \phi_{fp\theta} = 1 - 1.40e^{-0.66\Lambda} \quad (2-32)$$

油膜圧力の境界条件は、以下のように与える。

$$p_f(0, \theta) = p_f(l_{wg}, \theta) = 0 \quad (2-33)$$

$$p_f(x_c, 0) = p_f(x_c, 2\pi) \quad (2-34)$$

式(2-33)の右辺で、0は周囲圧力と等しいことを意味する。すなわち、右辺=0は大気中に相当する計算では絶対圧力 1.013×10^5 Pa、真空中では絶対圧力 0 Pa を示している。

WG/FS間では、負のスクイーズ ($\partial h / \partial t > 0$) により油膜内に周囲圧力より圧力が低くなる領域(負圧領域)が生じると考えられる。大気中でスクイーズ運動するすきま内においては、およそ-1気圧まで油膜圧力が低下し、油膜圧力は潤滑油の蒸気圧に近い値となる場合があることが実験的に確認されている^{2-13, 2-14}。そこで、本解析では負のスクイーズにより負圧領域が生じた場合、油膜圧力として潤滑油の蒸気圧 (≈ 0 Pa) まで許容する。すなわち、周囲が大気の場合には負圧を-1気圧まで許容し、真空の場合には負圧を許容しないで計算を行う。計算方法は、緩和法で式(2-16)を解く際に、繰返し計算の中で油膜圧力が蒸気圧以下となった場合には蒸気圧と等しいと置いた²⁻¹⁵。

本解析では Fig.2-6 (a) に示すように、対象とする WG/FS 間のすきま内に潤滑油が満たされた状態を想定している。この場合、負のスクイーズによりすきま内に負圧が生じた場合、流量の連続性を満足するためにすきま外から潤滑油が流入してくる。これは、実際のグリース潤滑では、Fig.2-6 (b) に示すように組立て時に側方へ押し出されたグリース溜りからの流入に対応する。

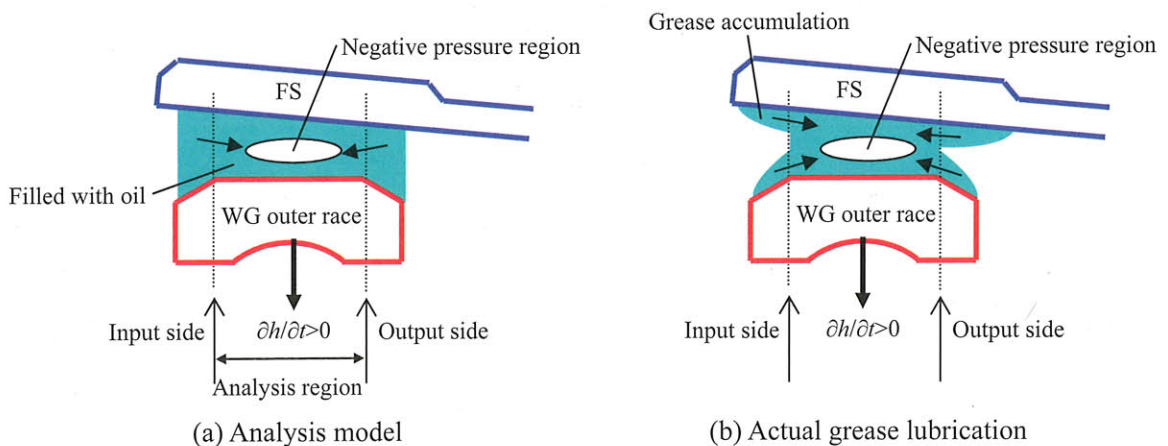


Fig.2-6 Lubricant flow into WG/FS

2-4-2 Greenwood-Williamson モデル

接触面内においてすきまが小さい領域では、表面粗さの突起どうしが接触し圧力が生じる。接触圧力は、Greenwood らによって提案された平面と粗面の弾性接触モデルから求める²⁻¹⁶⁾。

$$p_c = \frac{4}{3} E' \eta \beta^{1/2} \sigma_s^{3/2} \int_{d/\sigma_s}^{\infty} (s - d/\sigma_s)^{3/2} \phi^*(s) ds \quad (2-35)$$

ここで、 $E' = E / \{2(1-\nu^2)\}$ 、 $\phi^*(s)$ は突起の高さの確率密度関数である。本研究では $\phi^*(s)$ は正規分布とした。また、 s は表面粗さ突起の高さを σ_s で無次元化した値、 d は2面間のすきまであり、 $(s-d/\sigma_s)$ は無次元化されたコンプライアンス（くいこみ量）となる。すきま d は h と次のような関係で表される²⁻¹⁷⁾。

$$h = d + \bar{z}_s \quad (2-36)$$

ここで、

$$\bar{z}_s = 4(m_0/\pi\alpha)^{1/2} \quad (2-37)$$

となる。本研究では、直接接触領域の判定に

$$d/\sigma_s < 3 \quad (2-38)$$

を用いた²⁻¹⁸⁾。さらに、WG/FS間の総接触面積は次式で求められる。

$$A_c = R_{fs} \int_0^{2\pi} \int_0^{l_{tg}} \left\{ \pi \eta \beta \sigma_s \int_{d/\sigma_s}^{\infty} (s - d/\sigma_s) \phi^*(s) ds \right\} dx_c d\theta \quad (2-39)$$

σ_s , β , η は表面の性状を表すパラメータであり、以下のようにして求めることができる²⁻¹⁷⁾。

$$\sigma_s = (1 - 0.8968/\alpha)^{1/2} m_0^{1/2} \quad (2-40)$$

$$\beta = 0.375(\pi/m_4)^{1/2} \quad (2-41)$$

$$\eta = (m_4/m_2)/6\pi\sqrt{3} \quad (2-42)$$

ここで、 $\alpha = (m_0 \times m_4)/m_2^2$ 、 m_0 , m_2 , m_4 は表面粗さ曲線 $z(x)$ から求める。

$$m_0 = AVG[z^2] \quad (2-43)$$

$$m_2 = AVG[(dz/dx)^2] \quad (2-44)$$

$$m_4 = AVG[(d^2z/dx^2)^2] \quad (2-45)$$

WG/FS間における油膜圧力および接触圧力の和

$$p = p_f + p_c \quad (2-46)$$

がそれぞれの表面に働くと考える。この表面に分布する圧力をWG外輪、FSのFEMモデルへ適用するために等価節点力へ変換²⁻⁴⁾する。

$$\{P_{fs}^i\} = \int_S [N]^T \{p\} dS \quad (2-47)$$

ここで、 S はFS内周面のWG外周面との接触領域である。圧力ベクトル $\{p\}$ は以下のように表される。

$$\{p\} = \begin{Bmatrix} p \cos \theta_{fs}^i - \tau_{fs\theta} \sin \theta_{fs}^i \\ \tau_{fsx} \\ p \sin \theta_{fs}^i + \tau_{fs\theta} \cos \theta_{fs}^i \end{Bmatrix} \quad (2-48)$$

ここで、 τ_{fs} は油膜によるせん断応力、 θ_{fs}^i は Fig.2-1 (a) に示す WG 外輪と FS の間の接触角である。粗さ突起どうしの接触による摩擦力は無視する。WG 外周面の場合は式 (2-48) の p を $-p$ 、 τ_{fs} を τ_{wg} と置いて計算すればよい。

2-5 解析方法

解析の流れを Fig.2-7 に示す．解析方法は各モデルを解きながら，WG 玉と内外輪の接触荷重，WG/ FS 間の圧力分布および FS 歯部に働くせん断応力について収束計算を行っていく．WG 玉の接触荷重は，玉と内外輪の間の接触荷重が等しくなるように収束計算により求めた．収束判定には，

$$\frac{|Q_i^k - Q_o^k|}{Q_i^k + Q_o^k} < 10^{-6} \quad (2-49)$$

を用いた．接触荷重 Q_o^k から式 (2-6) を用いて WG 外輪の要素モデルに与える等価節点力を求めるが，そのまま Q_o^k の値を用いて等価節点力を求めると数値的な不安定が生じ発散する．そこで，次式により緩和した接触荷重を用いて等価節点力を計算した．

$$\{Q_o^k\}^{\text{new}} = \{Q_o^k\}^{\text{old}} + \gamma_1 [\{Q_o^k\} - \{Q_o^k\}^{\text{old}}] \quad (2-50)$$

ここで，上付文字 old は計算過程における 1 つ前の値を，new は計算結果を示している．何も付いていない変数はヘルツの接触理論により求めた接触荷重である．また， γ_1 は緩和係数である．等価節点力の収束判定には

$$\left| \frac{\{Q_o^k\} - \{Q_o^k\}^{\text{new}}}{\{Q_o^k\}} \right| < 10^{-3} \quad (2-51)$$

を用いた．WG/FS 間の圧力分布は，Fig.2-5 に示した解析領域を 128×128 式のメッシュに分割し式 (2-16)，(2-35) から油膜圧力，接触圧力を求めて，式 (2-50) と同様の緩和計算により求めた．

$$p^{\text{new}} = p^{\text{old}} + \gamma_2 (p - p^{\text{old}}) \quad (2-52)$$

圧力 p の収束判定にはその積分値を用いた．

$$\left| \frac{\iint p dx_c d\theta - \iint p^{\text{new}} dx_c d\theta}{\iint p dx_c d\theta} \right| < 10^{-2} \quad (2-53)$$

また，計算の過程において $h < 0$ となる領域が現れるため，その領域では

$$p = p_c|_{d=0} \quad (2-54)$$

と置いた．さらに，FS 歯部に働くせん断応力 τ_{fc} についても緩和計算により求め，収束判定にはその積分値を用いた．

$$\tau_{fc}^{\text{new}} = \tau_{fc}^{\text{old}} + \gamma_3 (\tau_{fc} - \tau_{fc}^{\text{old}}) \quad (2-55)$$

$$\left| \frac{T_l - \iint (R_{fso} + \delta_r) \tau_{fc} dS}{T_l} \right| < 10^{-3} \quad (2-56)$$

本解析プログラムは，Pentium IV プロセッサ 3 GHz CPU (デュアル CPU)，メモリ 3 GB のパフォーマンスを有する PC を用いて計算を行った．計算時間は解析条件に依存するが，1 条件およそ 1～2 ヶ月と非常に長期間となっている．計算が長期となる主原因は，油膜／接触圧力の緩和式 (2

－52) に用いる緩和係数 γ_2 を $10^{-7} \sim 10^{-4}$ と小さくしなければ収束せず、繰返し計算回数が $10^4 \sim 10^5$ 回かかるためである。そのため、計算の効率化は必須であり、むやみに収束条件を厳しくすることは避けるのが望ましい。本解析では油膜／接触圧力の収束判定には式(2-53)に示した比較的大きい値を用いたが、入力回転速度 0 rpm、負荷トルク 0 N・m の解析条件において式(2-53)の結果と収束判定値を 1 オーダー厳しくした場合の結果とを比較したところ、最小すきまの発生位置はほぼ同じでその値は 0.026 % の誤差となり本解析精度でも問題ないと考えられる。

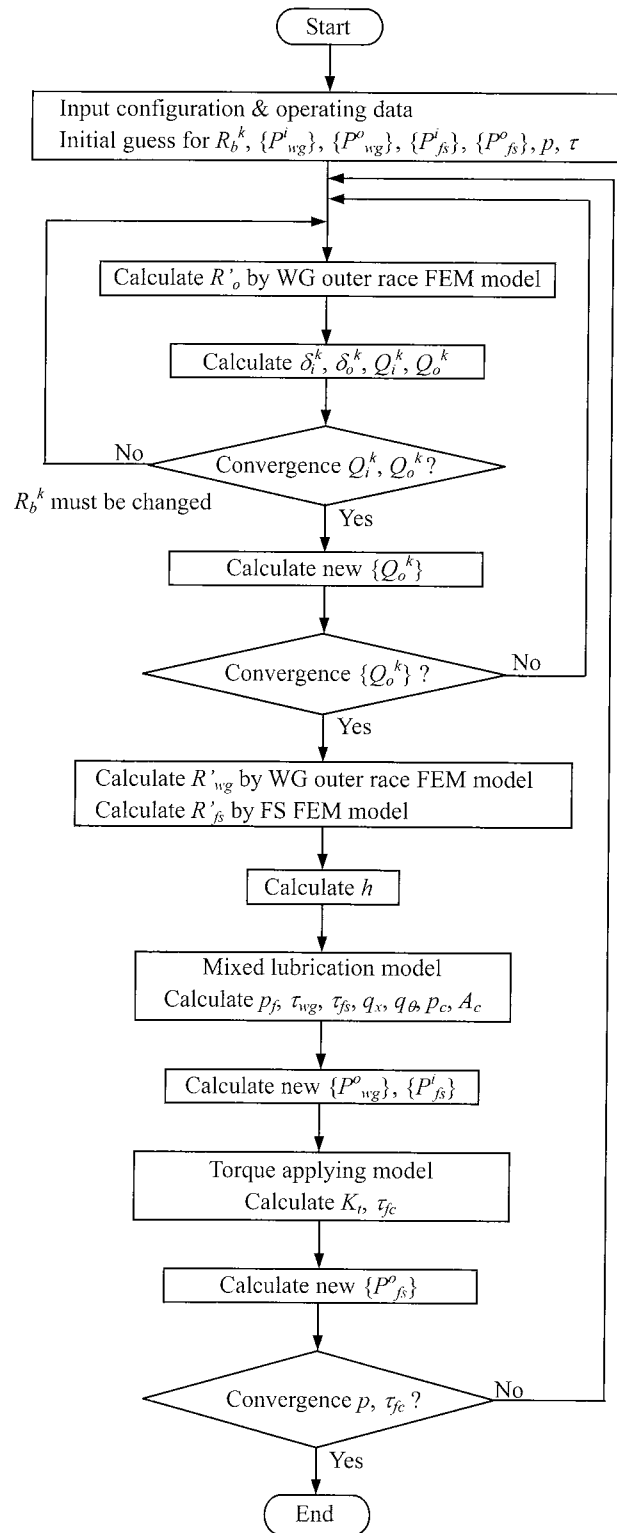


Fig.2-7 Flow chart of numerical analysis

2-6 表面性状

混合潤滑解析では接触する2表面の粗さが最も重要なパラメータであるため、表面粗さ測定器 (SURFCOM 1400D; 東京精密) により対象とするWG外周面とFS内周面の表面粗さを測定した。なお、粗さの測定は各表面の軸方向 (x_c)、周方向 (θ) 両方について求めることが望ましいと考えられるが、FSについてはカップ内周の周方向粗さを測定するのが測定器の原理上困難であるため、本解析では軸方向の粗さのみを求め表面粗さを等方性として扱う。

扱う表面粗さは Fig.2-8 に示すように、平均レイノルズ方程式では粗さ曲線の分布、Greenwood-Williamson モデルでは粗さ突起頂点の高さ分布と2種類あるため²⁻¹¹⁾、それぞれについて作動前後の波動歯車装置のWG、FSの表面プロファイルから求めた。Figure 2-9 に第5章のパラメトリック作動実験前後 (入力軸総回転数およそ 1.0×10^5 rev. 後) に測定したWG外周面とFS内周面の軸方向プロファイルを示す。なお、Fig.2-9 (b), (d) においてFSの中央部が湾曲しているのは、製作時に生じるものである。Figure 2-9 (a), (c) に示すように、WG外周面については作動前後で表面粗さの大きな変化は見られないが、同図 (b), (d) のFS内周面については作動後に2箇所 of 摩耗痕が確認できる。これは、WG外輪 (材質 SUS440C) の硬さがFS (材質 15-5 PH) よりも大きく²⁻¹⁹⁾、FSの方が摩耗しやすいことが原因であると考えられる。

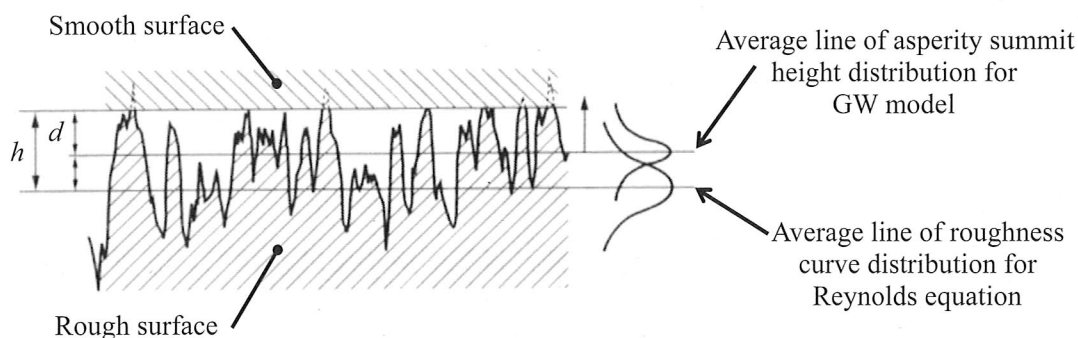


Fig.2-8 Contact between smooth and rough surfaces²⁻¹¹⁾

2-6-1 平均レイノルズ方程式に適用する粗さ

油膜圧力の計算では、WG/FS間のすきま全面を対象とする必要がある。そこで、平均レイノルズ方程式には、FSの摩耗部分 (接触していた部分) は一部であり、これ以外については作動前後で表面粗さの変化がほとんど生じていないことから、Table 2-1 に示す作動前のWG外周、FS内周の二乗平均粗さ [RMS; Root Mean Square, 式 (2-43) の m_0 の平方根] を用いた。

2-6-2 Greenwood-Williamson モデルに適用する粗さ

接触圧力の計算では、金属接触する面を対象とする必要がある。そこで、GWモデルには、FS内周面の接触していた部分が摩擦により“なじみ”が進行し表面粗さが小さくなっているため、Fig.2-10 に示すように粗い表面のWGと滑らかな表面のFSと仮定して、Table 2-1 に示す作動前のWG外周の表面粗さから求めた σ_s , β , η を用いた。

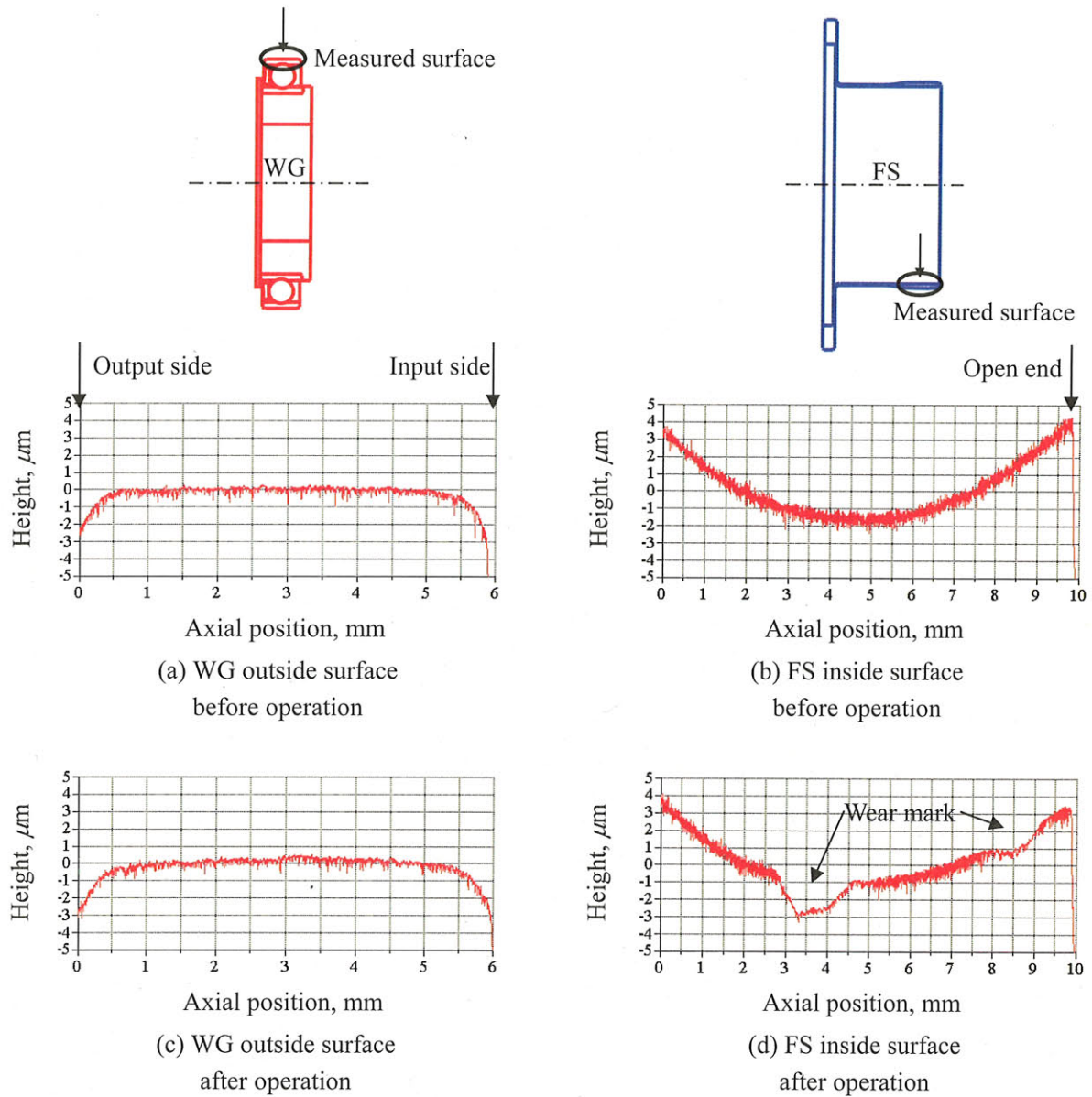


Fig.2-9 Surface roughness profiles before and after operation

Table 2-1 Measured surface roughness properties

For average Reynolds equation	
RMS of WG outside surface σ_{wg} , μm	0.11
RMS of FS inside surface σ_{fs} , μm	0.25
For Greenwood-Williamson model	
Standardized height distribution σ_s , μm	0.082
Asperity radius β , μm	2.54
Asperity densities η , $1/\text{m}^2$	3.95×10^{11}

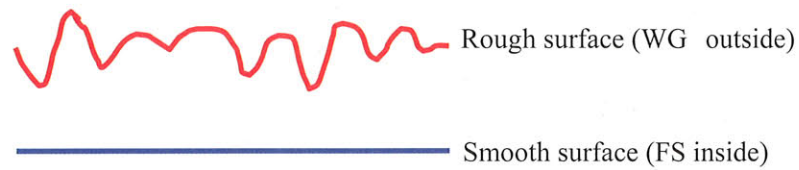


Fig.2-10 Modeled contact surfaces in mixed lubrication analysis

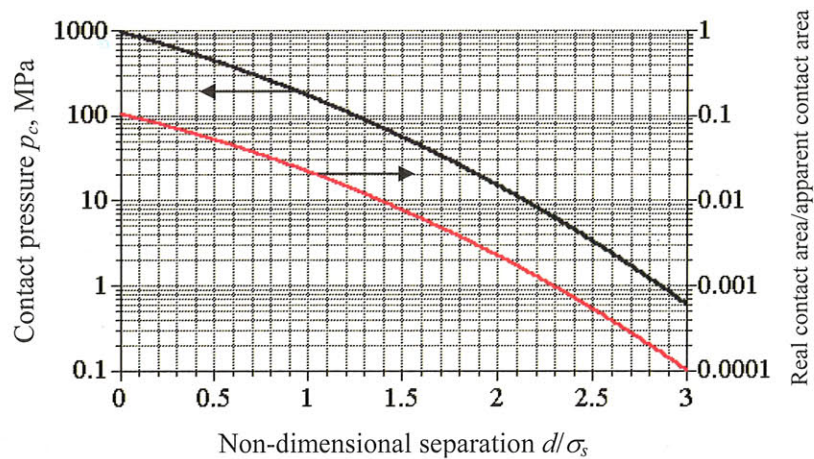
Fig.2-11 Relationship between contact pressure, real contact area and non-dimensional separation calculated by GW model²⁻¹⁶⁾

Figure 2-11 に、GW モデルにより計算した無次元化されたすきまと接触圧力、真実接触面積の関係を示す。真実接触面積は見かけの接触面積との比で表している。直接接触領域 ($d/\sigma_s < 3$) では、接触圧力は 1～1000 MPa、真実接触面積と見かけの接触面積の比は 0.0001～0.1 の値であることが分かる。

2-7 参考文献

- 2-1) 宇宙航空研究開発機構：平成 15 年度 減速歯車の開発（その 2）成果報告書，宇宙航空研究開発機構（2004）．
- 2-2) I Schafer, P Bourlier, F Hantschack, E W Roberts, S. D. Lewis, D J Forster and C John: Space Lubrication and Performance of Harmonic Drive Gears, Proceedings 11th European Space Mechanisms and Tribology Symposium (2005) 65-72.
- 2-3) Xinyue Zhang, Yoshihide Kiyosawa and Syouichi Ishikawa: A Study of a New Shape Wave Generator for Strain Wave Gearing, 4th World Congress on Gearing and Power Transmission (1999) 1129-1134.
- 2-4) 鷺津久一郎，宮本博，山田嘉昭，山本善之，川井忠彦：有限要素法ハンドブック I 基礎編，培風館，（1981）．
- 2-5) Nadir Patir and H. S. Cheng: Application of Average Flow Model to Lubrication between Rough Sliding Surfaces, Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 101 (1979) 220-230.
- 2-6) 黄水平，石田武，日高照晃：波動歯車装置の負荷伝達特性に関する実験的考察，日本機械学会論文集（C 編）60，578（1994）294-300.
- 2-7) 専徳博文，佐藤崇弘，清沢芳秀，張新月：波動歯車装置の荷重伝達特性に関する研究－第 1 報 歯面荷重分布の導出－，日本機械学会論文集（C 編）70，696（2004）332-342.
- 2-8) 菊池正紀，石橋恒路，清沢芳秀，張新月：カップ型波動歯車装置の応力解析，日本機械学会論文集（C 編）64，621（1998）128-134.
- 2-9) 菊池正紀，長谷川春彦，清沢芳秀，張新月：有限要素法によるカップ型波動歯車装置の変位・応力解析－第 2 報 サーキュラスプラインとの接触の影響の評価－，日本機械学会論文集（C 編）67，656（2001）4-9.
- 2-10) Nadir Patir and H. S. Cheng: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 100 (1978) 12-17.
- 2-11) 山本雄二，兼田楨宏：トライボロジー，理工学社，（1998）．
- 2-12) Wu Chengwei and Zheng Linqing: An Average Reynolds Equation for Partial Film Lubrication With a Contact Factor, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 111 (1989) 188-191.
- 2-13) 黒田成昭，堀幸夫：スクイズフィルムの研究－負のスクイズフィルムにおけるキャビテーションと流体内部張力について－，潤滑，23，6（1978）436-442.
- 2-14) D. W. Parkins, R. May-Miller: Cavitation in an Oscillatory Oil Squeeze Film, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 106 (1984) 360-367.
- 2-15) 和泉直志，森田健敬：点接触往復転がり接触下の EHL 解析（第 3 報），日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集，鳥取 2004-11（2004）173-174.
- 2-16) J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson: Contact of Nominally Flat Surfaces, Proceedings of the Royal Society, Series A, (1966) 300-319.
- 2-17) J. I. McCool: Predicting Microfracture in Ceramics Via a Microcontact Model, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 108 (1986) 380-386.

- 2-18) 中原：混合潤滑理論の現状，トライボロジスト，39，3（1994）220-228.
- 2-19) ステンレス協会：ステンレス鋼データブック，日刊工業社，（2000）.

第3章 パラメトリック解析

本章では、前章で定式化した WG/FS 間の混合潤滑解析モデルから C 言語を用いて計算コードを作成し、回転速度、負荷トルク、潤滑油温度（粘度）、ならびに周囲圧力をパラメータとした計算を行う。そして、各パラメータが WG/FS 間の潤滑状態（すきま、接触圧力、油膜圧力分布）および潤滑油の流れ特性（流れベクトル、軸方向流量分布）に与える影響について考察していく。さらに、解析結果から波動歯車装置の加速試験の適用方法とグリース塗布方法を検討する。なお、本解析モデルは WG/FS 間に潤滑油が満たされた状態を模擬している。

3-1 解析条件

解析条件は、広い範囲での傾向を見るときともに、宇宙用波動歯車装置の作動条件（負荷トルク数 $\text{N}\cdot\text{m}$ 、入力回転速度数十 rpm 以下）、使用温度（ $-10\sim+80^{\circ}\text{C}$ ）³⁻¹⁾を考慮して選択する必要がある。そこで、Table 3-1 に示すように負荷トルクは 0, 13 $\text{N}\cdot\text{m}$ 、入力（WG 内輪）回転速度は 0, 10, 100, 1000 rpm とし、出力（WG 外輪および FS）回転速度は入力の $-1/160$ とした。潤滑油の粘度は、MAC の $+30^{\circ}\text{C}$ での値を計算の基準とし、低温 -10°C と高温 $+80^{\circ}\text{C}$ での値も用いた。油膜圧力を計算する際の周囲圧力は、油膜の負圧を許容しない真空（絶対圧力 0 Pa）と負圧を許容する大気（絶対圧力 1.013×10^5 Pa）の 2 種類とした。また、負荷トルクの印加方向は、一定方向回転する太陽電池パドル駆動機構やロボットアームの加速時を想定した場合には出力軸の回転と反対（+：回転を妨げる方向）であるが、ロボットアームを減速する場合や坂道を下る惑星探査機の足回り駆動部では出力軸の回転と同じ（-：回転を加速する方向）となる。この状態を模擬するために、負荷トルク $-13\text{ N}\cdot\text{m}$ の計算を入力回転速度 100 rpm に対して行った。

Table 3-1 Analysis parameters

Strain Wave Gearing	
Reduction ratio	1/160
FS inner diameter, mm	Approximately 50
Number of ball	23
Elastic modulus (WG outer race & FS), Pa	2.06×10^{11}
Poisson ratio (WG outer race & FS)	0.3
Operating conditions	
Input rotational speed, rpm (WG inner race)	0, 10, 100, 1000
Output rotational speed, rpm (WG outer race & FS)	0, -10/160, -100/160, -1000/160
Load torque, N·m	0, ± 13
Lubricant oil (MAC)	
Viscosity, Pa·s (Oil temperature)	2.315 (at -10 °C)
	0.157 (at +30 °C)
	0.0205 (at +80 °C)
Environment	
Ambient pressure (minimum oil film pressure)	Vacuum pressure (0 Pa) Atmospheric pressure (-1.013×10^5 Pa)

3-2 作動条件の影響

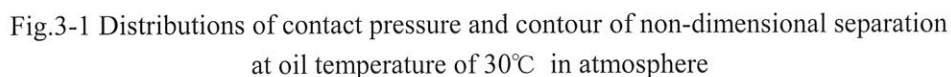
本節では、作動条件が WG/FS 間の金属接触／油膜形成状態、潤滑油の流れ特性に与える影響を調べるために、潤滑油温度を $+30^{\circ}\text{C}$ 、周囲圧力を大気圧として、入力回転速度と負荷トルクを変えて計算を行った。

3-2-1 すきまと接触圧力分布

Figure 3-1 に WG/FS 間の接触圧力分布と表面粗さで無次元化したすきまの等高線を示す。Figure 3-1 (a) ～ (h) に示すように、WG 外周面と FS 内周面の接触領域および接触圧力の大きさは、入力回転速度、負荷トルクに依存して変化する。まず負荷トルク $0\text{ N}\cdot\text{m}$ の場合、入力回転速度 $0\sim 100\text{ rpm}$ では WG の入力側短軸部、出力側長軸部の 2 箇所、 1000 rpm では出力側長軸部のみで接触する。一方負荷トルク $13\text{ N}\cdot\text{m}$ の場合、 0 rpm では入力側短軸部、出力側長軸部に加えて中央部 ($x_c = 3\text{ mm}$, $\theta = 135, 315\text{ deg.}$ 付近) の計 3 箇所、 $10\sim 100\text{ rpm}$ では入力側短軸部と出力側長軸部の 2 箇所、 1000 rpm では出力側長軸部のみで接触する。 $13\text{ N}\cdot\text{m}$, 0 rpm で中央部の接触が生じたのは、負荷トルクを印加することによって FS は CS からせん断応力を受けて WG 外輪に押し付けられ、一方 WG 外輪は玉からの接触力を受けるためと考えられる。

回転速度の増加に対する接触領域の変化が妥当であることを確かめるために、Fig.3-2 に大気中、グリース潤滑、負荷トルク $92\text{ N}\cdot\text{m}$ 、入力回転速度 $5\sim 500\text{ rpm}$ の条件で入力軸を 1.0×10^6 回転させた後の FS 内周面の表面形状を示す³⁻²⁾。Figure 3-2 に示すように、作動後の FS 内周面には WG 外輪との摩擦によって生じた摩耗痕が見られる。これは Fig.3-3 の軸方向すきま分布の計算結果 ($0\text{ N}\cdot\text{m}$, 100 rpm) に示すように、周方向位置で異なる入力側、中央部および出力側の接触によって生じる摩耗を示していると考えられる。低速の入力回転速度 5 rpm では入力側、中央部および出力側の 3 箇所で摩耗痕が見られ、Fig.3-1 (e) の $13\text{ N}\cdot\text{m}$, 0 rpm の場合の接触領域と一致する。一方、 $50\sim 500\text{ rpm}$ においては、入力側と出力側では摩耗痕が見られるが、中央部では摩耗痕が現れず、Fig.3-1 (f), (g) の結果と一致する。さらに、Fig.3-4 は第 5 章の常温真空／大気中実験（入力回転速度 $10\sim 300\text{ rpm}$ 、負荷トルク $0, 7, 13\text{ N}\cdot\text{m}$ ）後に測定した FS 内周面の表面形状を示しており、この作動条件下では接触領域は入力側と出力側の 2 箇所であり、出力側の方が摩耗量が多いことが分かる。これは、本解析結果の接触領域と、入力側よりも出力側の方が接触圧力が高いことと一致する。

以上のことから、本解析により求めた WG/FS 間の接触領域は、FS 内周面の摩耗分布と定性的に一致しており妥当であると言える。なお、Fig.3-2, 3-4 の摩耗幅と Fig.3-3 の接触幅の違いは、表面のなじみによって摩耗幅が大きくなったために生じたと考えられる。



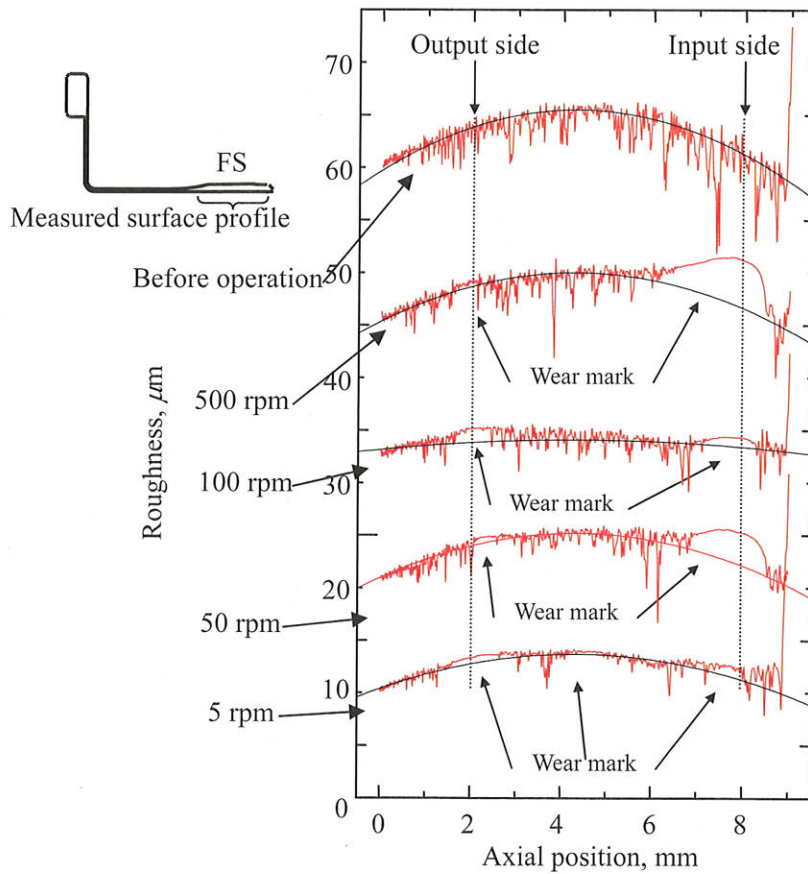


Fig.3-2 FS inside surface profiles measured before and after in-air 1.0×10^6 rev. (grease lubrication, load torque 92 N·m, input rotational speed 5, 50, 100, 500 rpm)³⁻²⁾

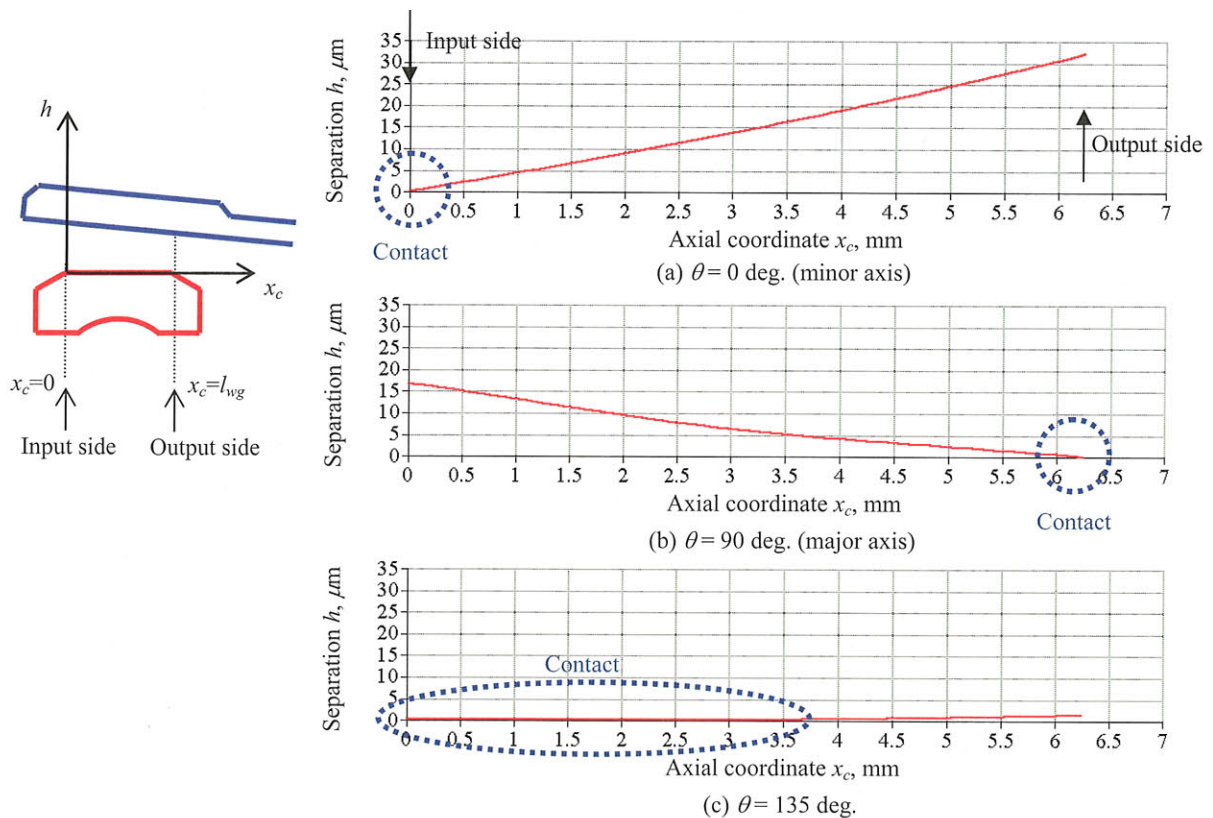


Fig.3-3 Separations between WG and FS in the axial direction (input rotational speed 0 rpm, load torque 13 N·m, oil temperature 30°C, atmospheric pressure)

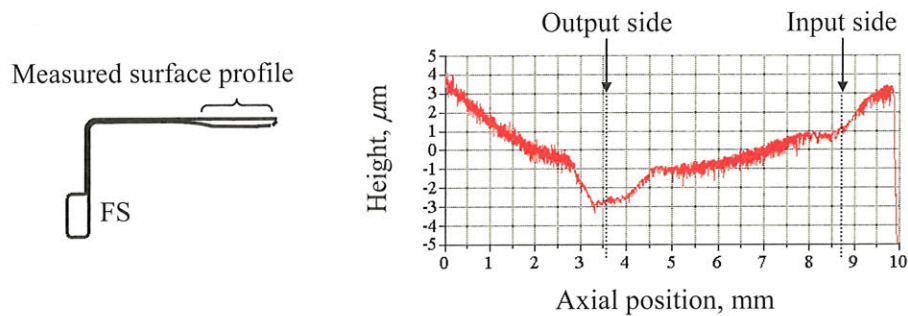


Fig.3-4 FS inside surface profile measured after 1.0×10^5 rev.
(load torque 0, 7, 13 N·m, input rotational speed 10-300 rpm)

3-2-2 油膜圧力分布

Figure 3-5 に WG/FS 間の油膜圧力の分布を示す。Figure 3-5 (a) ～ (f) から油膜圧力は入力側と出力側にピークを持つ分布形状であり、この圧力ピークは回転速度とともに増加する傾向であることが分かる。ピークの周方向の発生位置は、回転速度の増加とともに短・長軸部へ集中していく。負荷トルク 0 と 13 N·m を比較すると、100, 1000 rpm では圧力分布形状はよく似ておりピークの大きさはほぼ同じであるが、10 rpm では 13 N·m の方が中央部でより高い油膜圧力が見られる。前項で述べたような回転速度に依存した接触領域の変化は、この発生した油膜圧力によってすきまが押し広げられて生じたと考えられる。また各作動条件において、負のスクイーズ（すきまが開く運動）による油膜の負圧領域 ($p_f < 0$) が確認できる。

Figure 3-2 に示したように、本解析によって求めた接触領域と大気中試験の摩耗領域が同じ傾向を示したことから、大気中試験下では Fig.3-5 のような回転速度に依存した圧力分布を持つ油膜が形成されていたと考えられる。

Minor axis: 0, 180 deg., Major axis: 90, 270 deg.

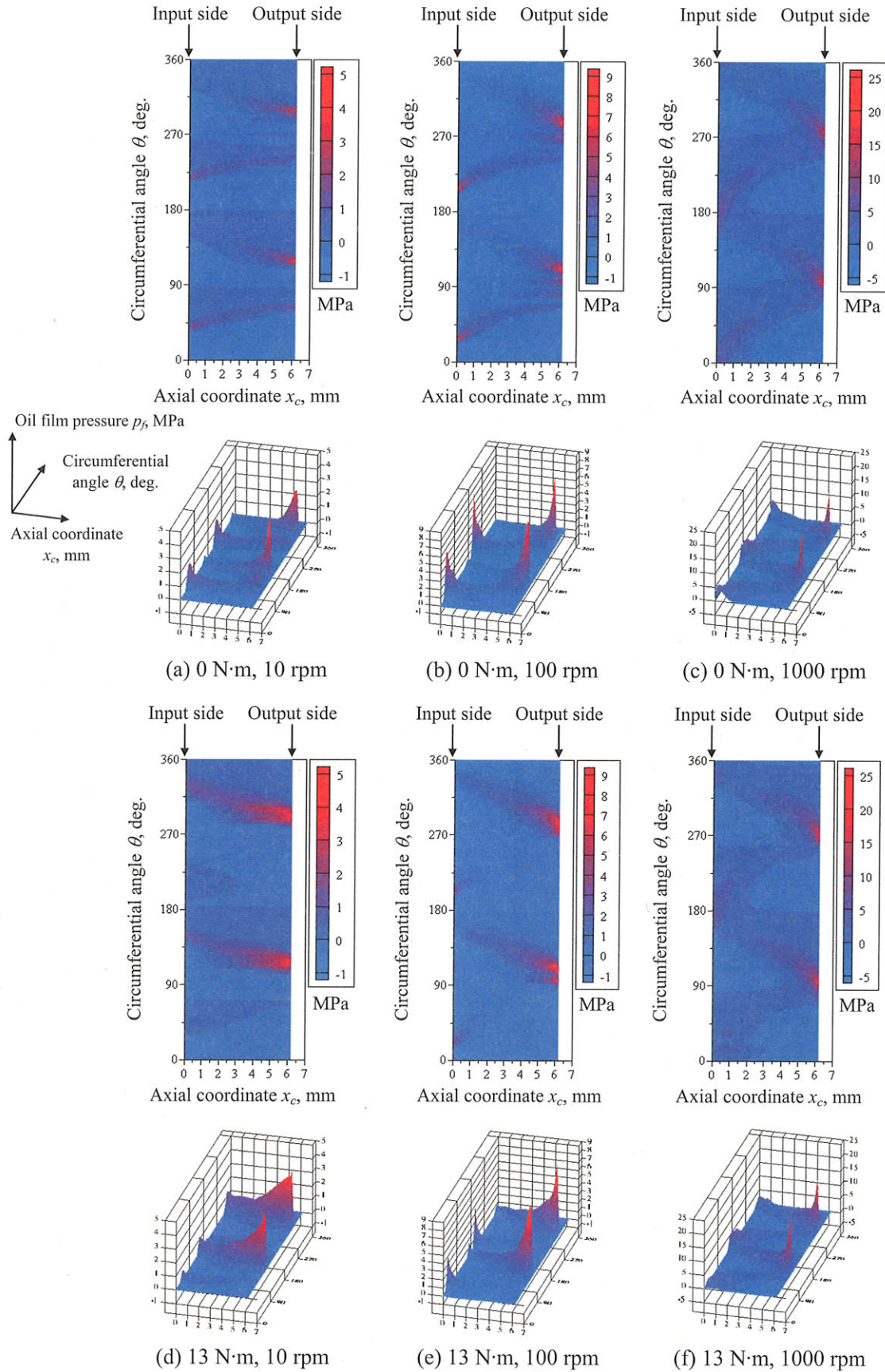


Fig.3-5 Distributions of oil film pressure at oil temperature of 30°C in atmosphere

3-2-3 接触力、接触面積の変化

Figure 3-6 に入力回転速度と WG/FS 間の金属接触力、総接触面積の関係を示す。接触力は、軸方向に見て出力側、入力側、中央部およびこれらのトータルに分けて示している。Figure 3-6 (a), (b) に示すように、WG/FS 間の接触力および総接触面積は、0, 13 N・m のどちらの負荷トルクにおいても油膜の作用により入力回転速度の増加に伴い減少することが分かる。停止時、100, 1000 rpm では負荷トルク 13 N・m の方がトータルの接触力は大きいですが、10 rpm では 0 N・m の方がトータルの接触力は大きくなっている。これは、前述したように負荷トルクの印加は FS を WG 外輪に押し付ける作用があるため、10 rpm では 0 N・m よりも 13 N・m の方が平均的にすきまが狭くなり、トータルとして油膜の負荷容量（支持能力）が大きくなったためと思われる。各接触領域での接触力が大きいほど作動中に生じる摩耗量も多いと考え、負荷トルク 0, 13 N・m、入力回転速度 0~1000 rpm では出力側で最も摩耗量が多くなると予測される。また、トータルの接触力（総接触面積）が大きいほど、その作動条件でのトータルの摩耗量も多くなると考えると、入力回転速度が小さく、負荷トルクが大きいほど摩耗量が増えることが予測することができる。

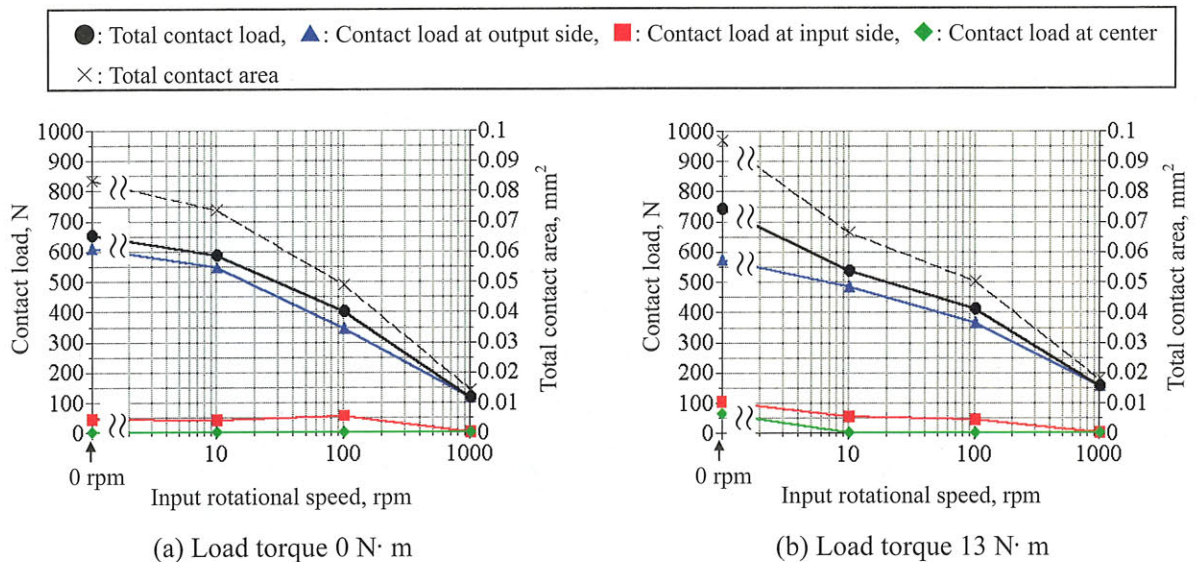


Fig.3-6 Contact load and total contact area versus input rotational speed
at oil temperature of 30°C in atmosphere

3-2-4 潤滑油の流れ特性

Figure 3-7 に WG/FS 間の潤滑油の流れベクトル分布とすきまの等高線（単位は μm ）を示す．矢印の長さは流量に相当する．流れベクトルの分布から，入力側と出力側の両端において負圧領域への潤滑油の流入³⁻³⁾，圧力流れによる潤滑油の流出が確認でき，その流量は入力回転速度とともに増加することが分かる．すきま内の潤滑油の流れは軸方向が主であるが，周方向成分も持っていることが分かる．また，負荷トルク 0 と 13 N·m では，潤滑油の流入出領域はほぼ同様である．

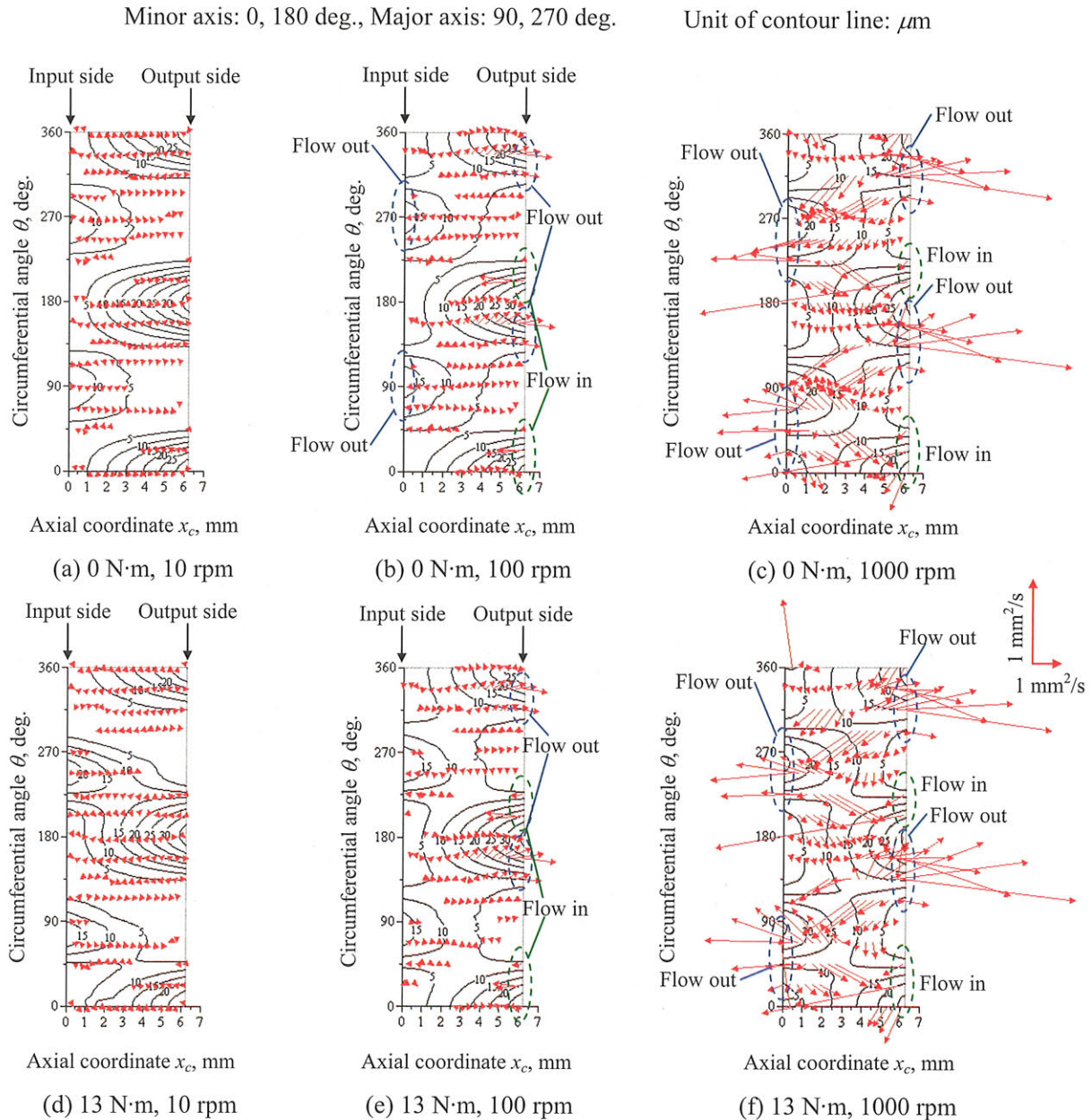


Fig.3-7 Distributions of flow vector and contour of oil film thickness
at oil temperature of 30°C in atmosphere

Figure 3-8 に、Fig.3-7 の流れベクトルの軸方向成分を周方向に積分し、単位時間当たりに軸方向に流れる体積流量を求めた結果を示す。ここで、体積流量が負の場合は入力側方向へ、正の場合は出力側方向へ流れることを意味する。まず入力回転速度 10 rpm の場合、Fig.3-8 (a) に示すように負荷トルク 0 N·m では入力側端で流出、出力側端で流入するのに対し、負荷トルク 13 N·m では入力側から出力側へ向かう流れのみとなる。また、軸方向全体を通して体積流量は負荷トルク 13 N·m の方が多く、流れが活発であると言える。続いて同図 (b)、(c) を見ると、入力回転速度が 100, 1000 rpm と大きくなるほど、体積流量の分布は負荷トルクに依存しなくなり、同様なプロファイルになっていくことが分かる。入出力側端での流入出特性については、100 rpm では負荷トルクに依存して流入出方向が変化し、1000 rpm では入出力側端両方で流出する結果となった。Figure 3-8 (a) ~ (c) において、回転速度が高くなるほど流量分布に与える負荷トルクの影響が小さくなった原因は、低回転速度域では油膜の支持能力が小さいために、負荷トルクによって WG/FS 間のすきま形状が変化しやすいのに対し、高回転速度域では油膜の支持能力が大きいので、負荷トルクが印加されてもすきま形状が容易に変化しないためと考えられる。

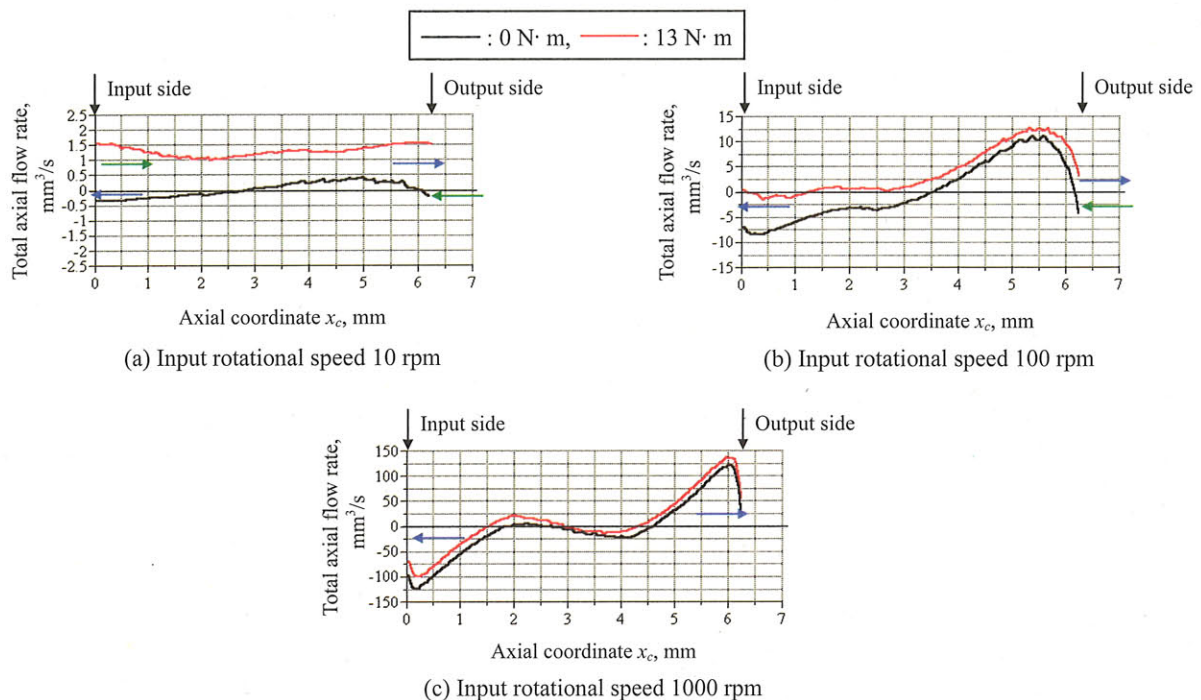


Fig.3-8 Distributions of total axial flow rate at oil temperature of 30°C in atmosphere

3-3 潤滑油温度、周囲圧力の影響

本節では潤滑油温度と周囲圧力の影響について述べる．解析は入力回転速度を 100 rpm, 周囲圧力を真空とし, 潤滑油温度をパラメータとして行った．また, 周囲圧力の影響については, 前節の 100 rpm の結果と比較して考察を行った．

3-3-1 すきまと接触圧力分布

Figure 3-9 に WG/FS 間の接触圧力分布と表面粗さで無次元化したすきまの等高線を示す．同じ作動条件, 潤滑油温度で周囲圧力のみ異なる Fig.3-1 (c), (g) と Fig.3-9 (b), (e) を比較すると, WG/FS 間の接触領域, 接触圧力の大きさは周囲圧力にはほとんど依存しないことが分かる．潤滑油温度の影響については, +30, 80°C では接触領域は WG の入力側短軸部, 出力側長軸部の 2 箇所が生じ潤滑油温度にほとんど依存しないが, -10°C では厚い油膜が形成されて出力側のみでわずかに接触する．

3-3-2 油膜圧力分布

Figure 3-10 に WG/FS 間の油膜圧力の分布を示す．Figure 3-10 では周囲真空圧力のため, 油膜の負圧領域は生じていない．Figure 3-5 (b), (e) と Fig.3-10 (b), (e) を比較すると, 両者の違いは負圧領域の有無だけで, 油膜圧力形状とピーク値はほぼ同じである．このことから周囲圧力が WG/FS 間のすきま形状, 接触領域に与える影響は小さいことが推測できる．一方, 潤滑油温度に対しては油膜圧力の分布形状, ピーク値ともに大きく影響を受ける．これは, 潤滑油温度 -10, +30, +80°C での粘度が相対比率で見た場合, 113 : 8 : 1 と大きく異なることが原因と考えられる．また注目すべき点は, Fig.3-5 (a), (d) の 10 rpm, +30°C と Fig.3-10 (c), (f) の 100 rpm, +80°C の油膜圧力形状が良く似ていることである．これは, 10→100 rpm の入力回転速度の増加に伴うスクイズ (すきまが閉じる) 速度の増加と, +30→+80°C の温度上昇に伴う潤滑油粘度の低下が, 流体力学的に同等の油膜圧力の発生機構を持つためと推定でき, 後述する加速試験の適用方法の考察において重要な役割を持つ．

Minor axis: 0, 180 deg., Major axis: 90, 270 deg. Interval of contour: 5

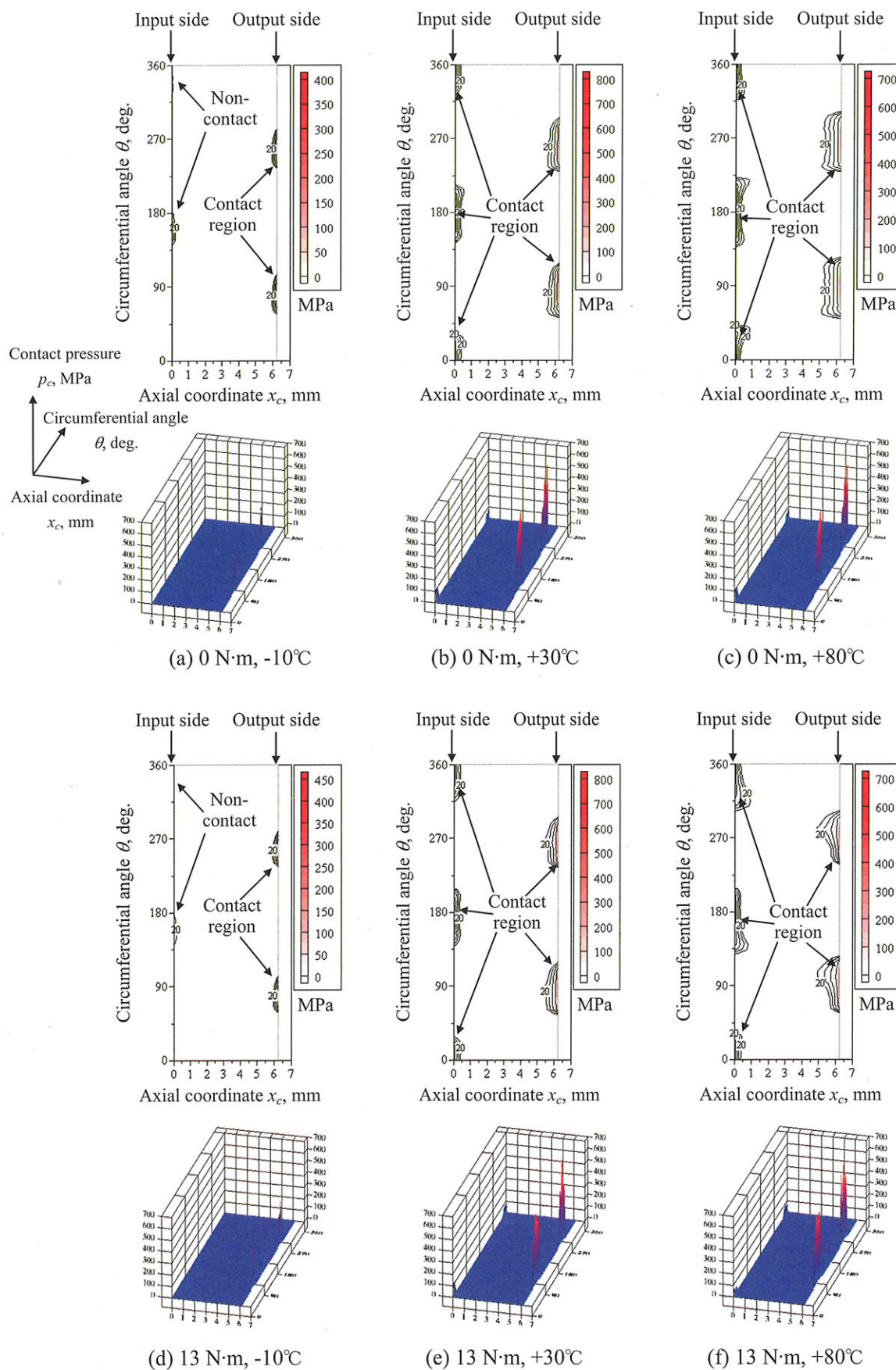


Fig.3-9 Distributions of contact pressure and contour of non-dimensional separation at input rotational speed of 100 rpm in vacuum

Minor axis: 0, 180 deg., Major axis: 90, 270 deg.

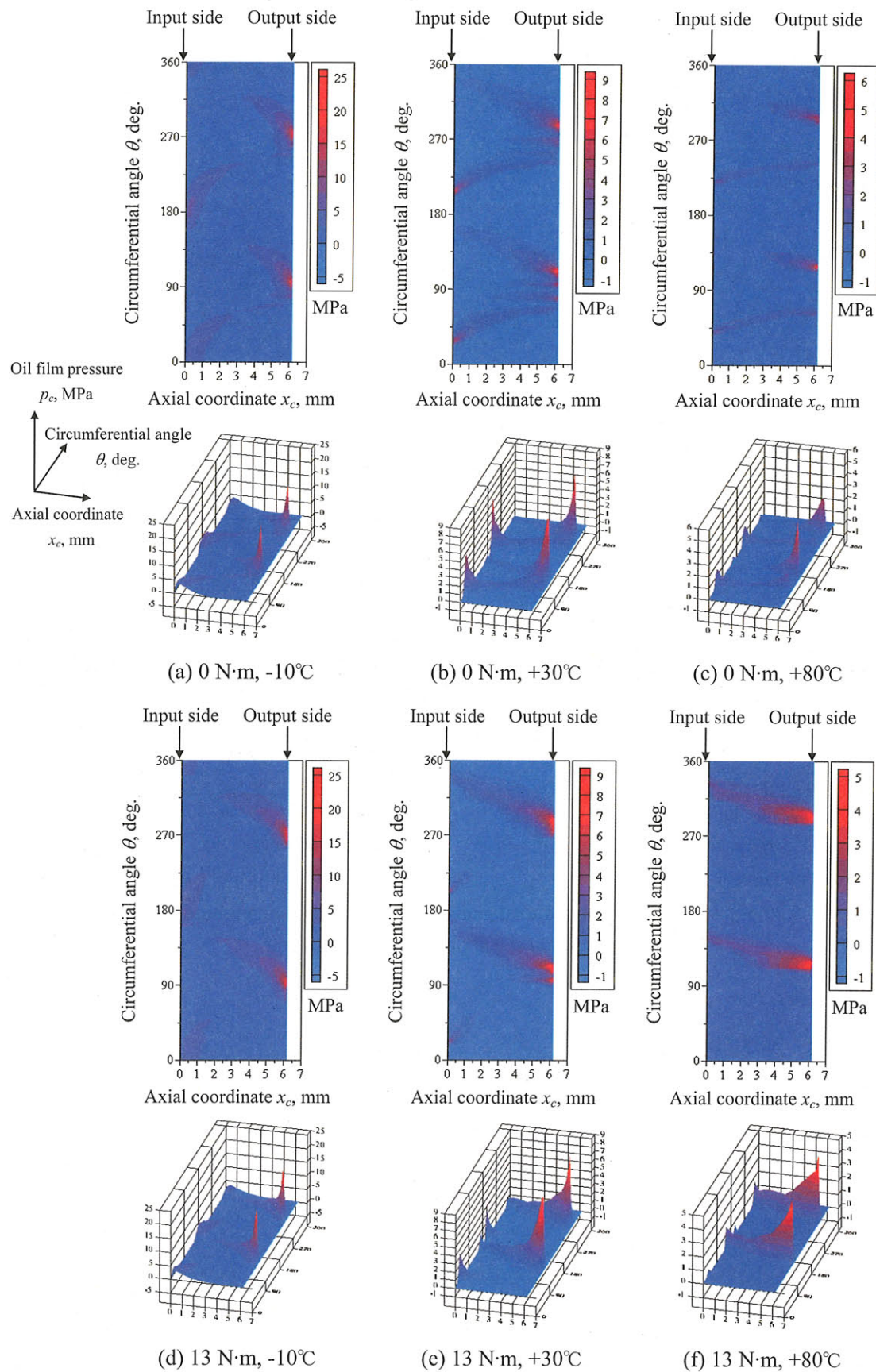


Fig.3-10 Distributions of oil film pressure at input rotational speed of 100 rpm in vacuum

3-3-3 接触力, 接触面積の変化

Figure 3-11 に潤滑油温度と WG/FS 間の各接触領域における接触力, 総接触面積の関係を示す. WG/FS 間の接触力および総接触面積は, 潤滑油温度の増加に伴い増加することが分かる. これは入力回転速度の減少と同様の傾向であり, 温度増加に伴う粘度低下により油膜圧力が小さくなり, 油膜の負荷容量が減少したことが原因と考えられる.

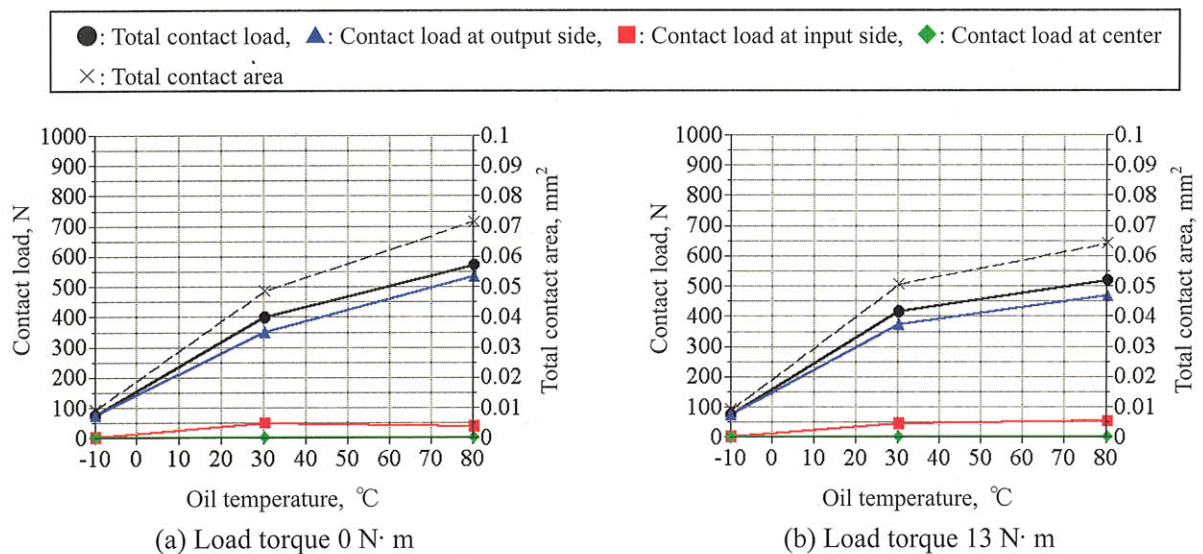


Fig.3-11 Contact load and total contact area versus oil temperature
at input rotational speed of 100 rpm in vacuum

3-3-4 潤滑油の流れ特性

Figure 3-12 に WG/FS 間の潤滑油の流れベクトル分布とすきまの等高線を示す. Figure 3-12 に示すように, 周囲が真空では油膜内に負圧領域が存在しないため, 入出力側端の潤滑油の流入はなく, 流出のみ見られる. また, 流れベクトルの分布はすきまが潤滑油に満たされている場合には, その温度にほとんど依存しないことが分かる.

Figure 3-13 に軸方向に流れる体積流量を示す. Figure 3-8 (b) の周囲大気圧力の場合と比較すると, Fig.3-13 (b) では入出力側端での流入がなく流出のみ見られ, その量は多くなっている. 流れベクトルの分布と同様に軸方向流量の分布も潤滑油温度にはほとんど依存しないことが分かる.

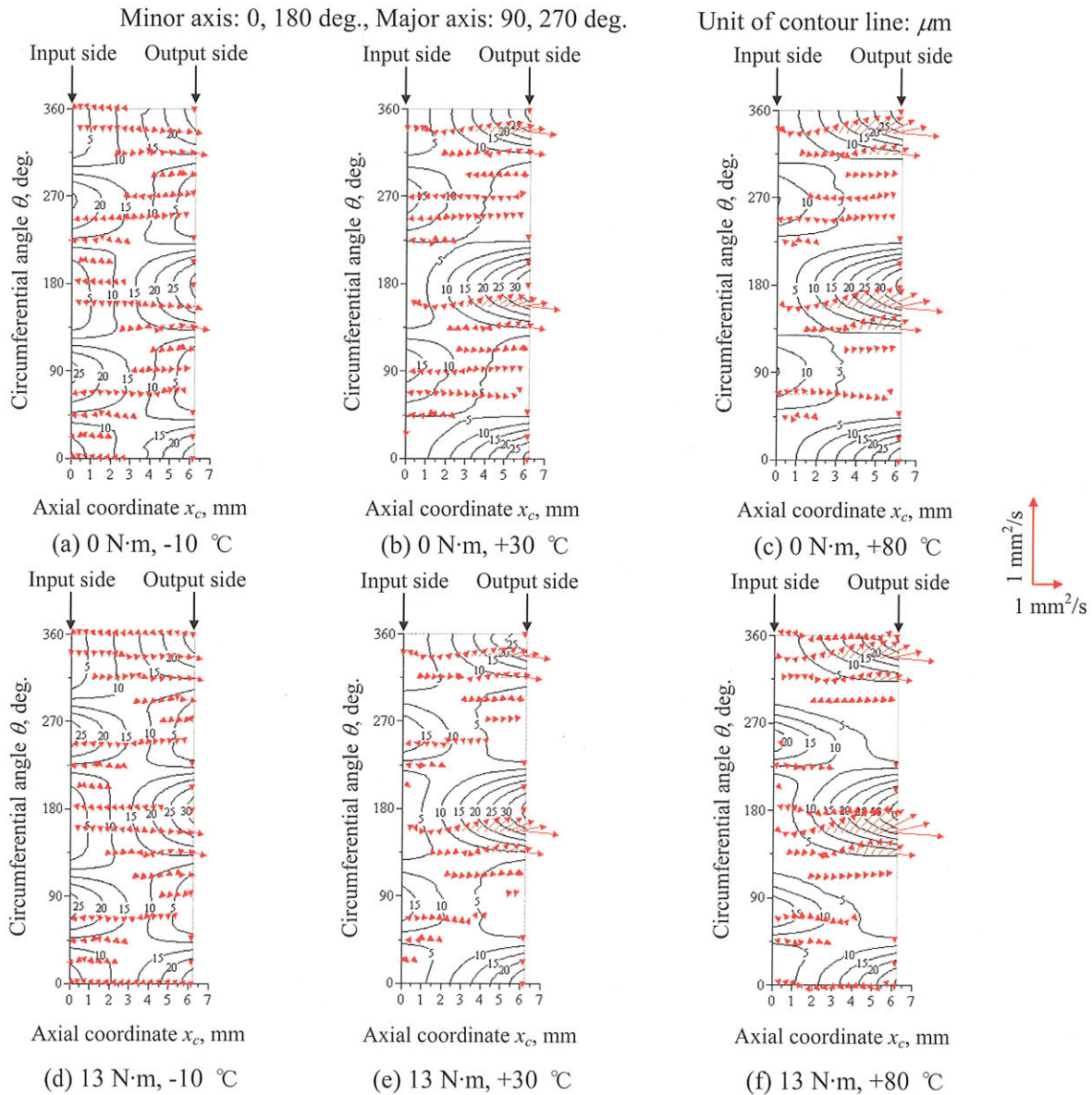


Fig.3-12 Distributions of flow vector and contour of oil film thickness at input rotational speed of 100 rpm in vacuum

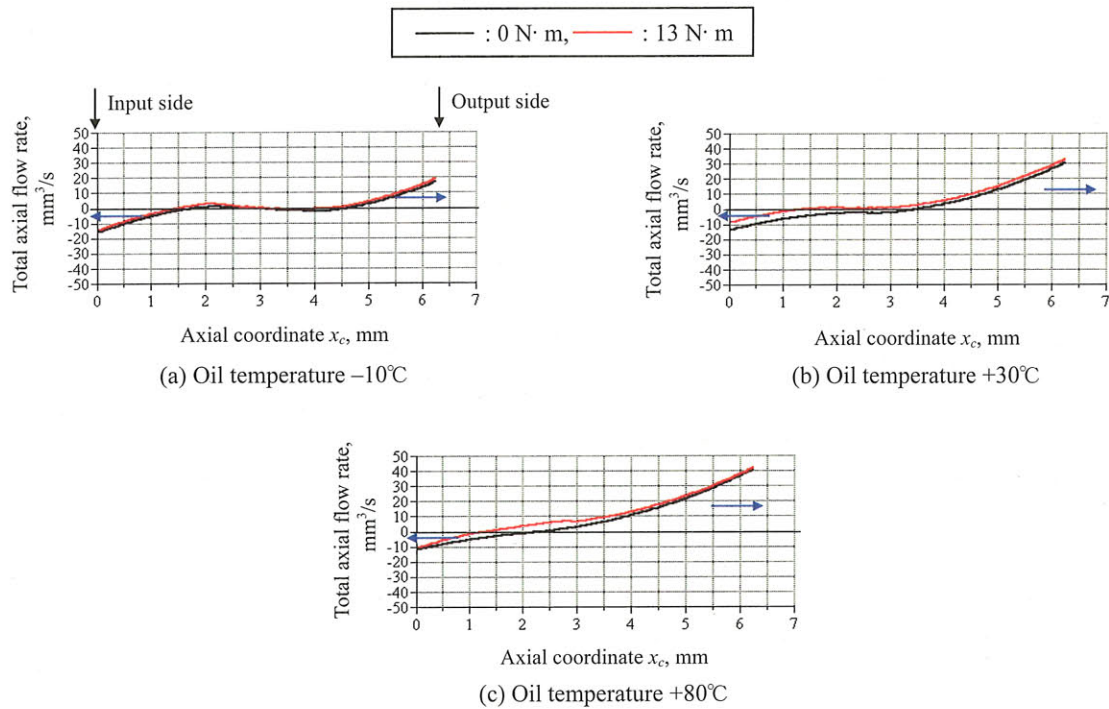


Fig.3-13 Distributions of total axial flow rate at input rotational speed of 100 rpm in vacuum

本節では、入力回転速度 100 rpm の条件に対し、周囲が大気と真空では入出力側端での潤滑油の流入出特性が大きく異なることが分かった。これは、周囲圧力と油膜内に発生する負圧との差によって生じるためであり、他の入力回転速度についても同様の傾向が得られると推測できる。また、周囲が大気よりも真空の方が入出力側端での潤滑油の流出量が多いという結果は、真空中の方が WG/FS 間の潤滑剤が枯渇しやすいことを示していると考えられる。

3-4 負荷トルク印加方向の影響

本節では、負荷トルク印加方向が WG/FS 間の金属接触／油膜形成状態、潤滑油の流れに与える影響を調べる。解析条件は、入力回転速度を 100 rpm、潤滑油温度を+30℃で大気中とし、負荷トルクを+13, -13 N·m の 2 種類とした。なお、+13 N·m の結果についてはすでに 3-2 節で示しているが、比較のためにここでも示す。

3-4-1 すきまと接触圧力分布

Figure 3-14 (a), (b) に、それぞれ負荷トルク+13, -13 N·m における WG/FS 間の接触圧力分布と表面粗さで無次元化したすきまの等高線を示す。どちらの条件においても、金属接触領域は入力側短軸部と出力側長軸部の 2 箇所が生じている。接触圧力の大きさを比較すると、入出力側ともにほぼ同様である。さらに接触圧力を積分して入力、出力側の接触力を求めると、負荷トルク -13 N·m ではそれぞれ 69, 303 N となっており、入力側は+13 N·m とほぼ同様であるが、出力側は+13 N·m よりも 60 N 程度低くなった。トータルの接触力は、負荷トルク -13 N·m の方が小さくなった。

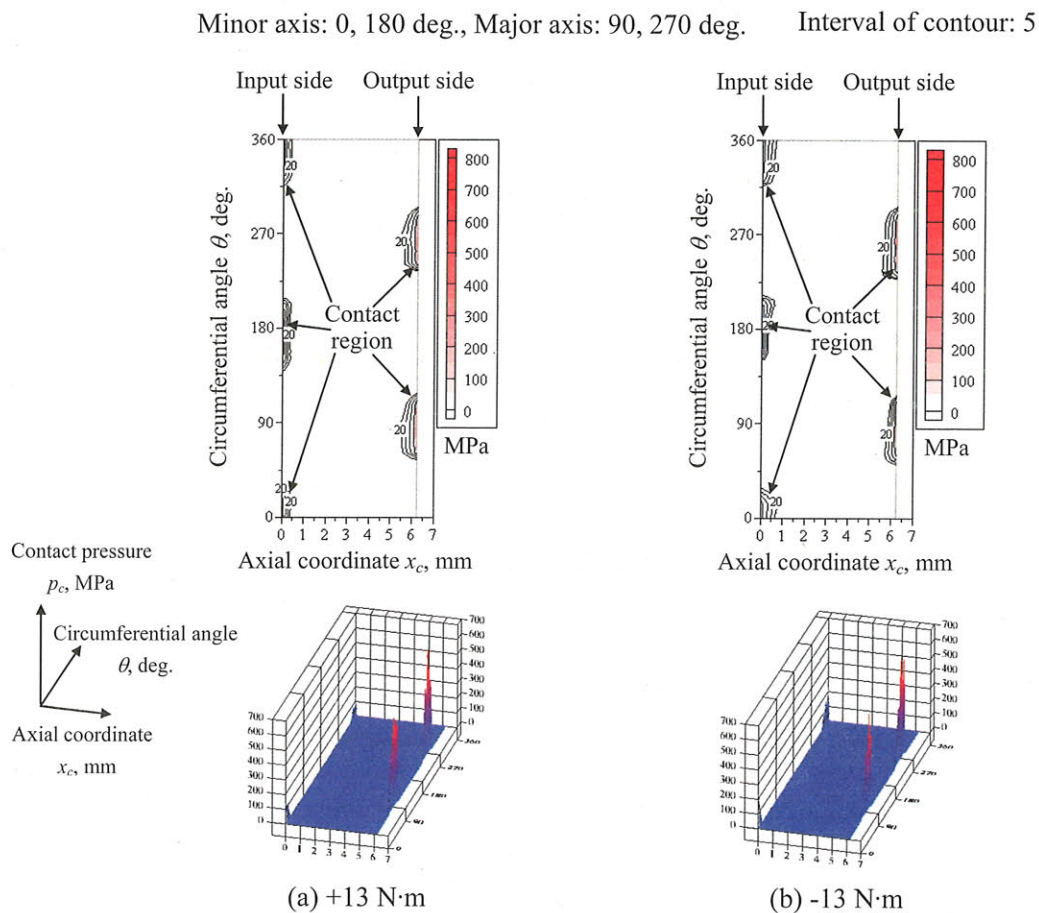


Fig.3-14 Distributions of contact pressure and contour of non-dimensional separation changing with load torque direction at input rotational speed of 100 rpm and oil temperature of 30℃ in atmosphere

3-4-2 油膜圧力分布

Figure 3-15 に油膜圧力の分布を示す. 同図 (a), (b) に示すように, 油膜圧力分布は負荷トルクの印加方向に影響を受ける. まず圧力ピークの発生位置については両者ともにほぼ同じで, 入力側短軸部, 出力側長軸部の近傍である. しかし, 圧力ピークの大きさを見てみると, 負荷トルク $+13 \text{ N}\cdot\text{m}$ では出力側の方が大きい, $-13 \text{ N}\cdot\text{m}$ では入力側の方が大きくなっている. これは, Fig.3-14 (a), (b) に示すように, 負荷トルク $-13 \text{ N}\cdot\text{m}$ の方がすきまが小さくなっている領域が, 入力側接触部の近傍で広く, 反対に出力側接触部の近傍で狭くなっているためと考えられる. この入出力側における圧力ピークの大小の違いが, Fig.3-14 (a), (b) の接触圧力の違いを生じさせたと考えられる.

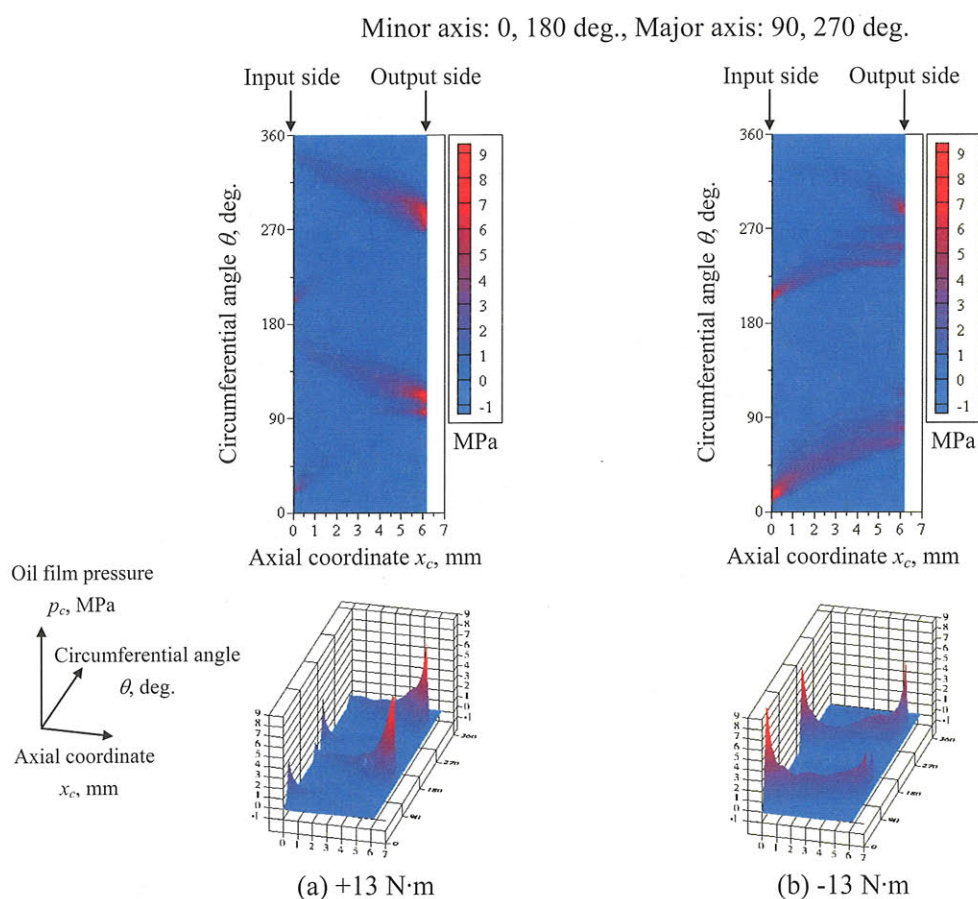


Fig.3-15 Distributions of oil film pressure changing with load torque direction at input rotational speed of 100 rpm and oil temperature of 30°C in atmosphere

3-4-3 潤滑油の流れ特性

Figure 3-16 に潤滑油の流れベクトル分布とすきまの等高線を示す。潤滑油の流れベクトル分布は、油膜圧力分布と同様に負荷トルクの印加方向に影響を受ける。入出力側端での流入出方向を見てみると、出力側については負荷トルクの印加方向にあまり依存しないが、入力側では負荷トルク-13 N·mの方が流出する方向のベクトルが多いことが分かる。

Figure 3-17 に軸方向の体積流量分布を示す。負荷トルク+13 N·m では入力側での流量はほぼ 0, 出力側ではわずかな流出が見られるのに対し、-13 N·m では出力側から流入し、入力側から流出する流れが見られ+13 N·m と比較して流量は多い。負荷トルクの印加方向によって入出力側端での流入出方向が変化するということは、例えばロボットアームのように作動中に負荷トルクの印加方向が変わる場合、一定方向負荷と比較して潤滑油のすきま内への出入りが多く、供給性、摩耗分の排出性が良いことを示していると思われる。

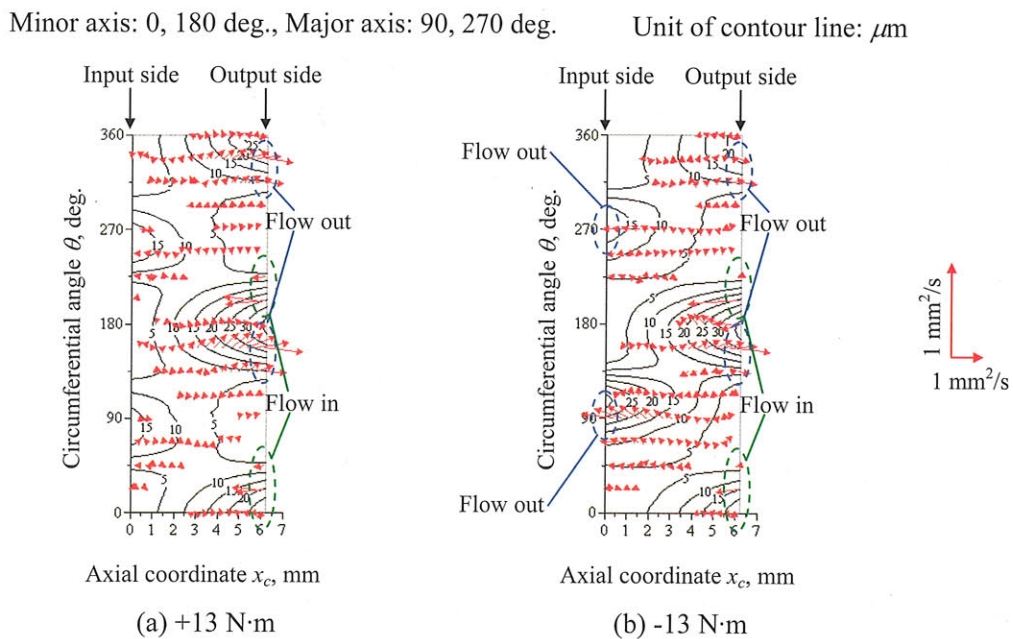


Fig.3-16 Distributions of flow vector and contour of oil film thickness changing with load torque direction at oil temperature of 30°C in atmosphere

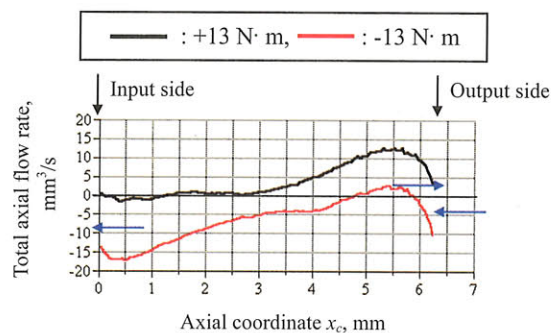


Fig.3-17 Distribution of total axial flow rate changing with load torque direction at input rotational speed of 100 rpm in atmosphere

3-5 解析結果の応用

本節では、WG/FS 間の金属接触／油膜形成状態、潤滑油の流れ特性の解析結果を元に、加速試験の適用方法と潤滑剤の塗布方法について検討していく。

3-5-1 加速試験の適用方法

宇宙用波動歯車装置の開発において加速試験は重要であり、例えば入力回転速度数十 rpm 以下の条件下で入力軸総回転数 2×10^7 rev. 以上の要求寿命を満足することを確認するためには、数年以上の評価期間が必要となってしまう。そこで本項では、宇宙機器用の油潤滑玉軸受に適用されている加速試験法（実使用条件と加速条件で回転速度 $n \times$ 潤滑油粘度 $\mu = \text{const.}$ & 荷重は同じ）³⁻⁴⁻³⁻⁶⁾が、WG/FS 間の潤滑試験にも適用できるかを検討する。

以下では、WG/FS 間の摩耗率（入力軸 1 回転当たりの摩耗量）を決めると考えられる接触力を一定に保つことに着目し、作動パラメータ（負荷トルク，入力回転速度，潤滑油温度）を変えることにより加速試験を適用できるか考察する。

WG/FS 間の加速試験が適用可能であるかの判断基準を以下のように定義する。なお，ここでは，加速試験により入力回転速度を増加させても，接触部の摩耗形態は変化しないと仮定する。

➤ 加速可能であるかの判断基準

実使用条件（低速）と加速試験条件（高速）において，WG/FS 間の各接触領域における接触力が 10 % 以内の誤差で一致すること。

接触力は作動パラメータに依存するため，判断基準を満足する作動パラメータの組合せを見つけ出す必要がある。そこで，本解析によって得られた接触領域と接触力をまとめて Fig.3-18 に示す。Figure 3-18 から，判断基準をほぼ満足する作動条件（負荷トルク，入力回転速度，潤滑油温度）の組合せは，① “0 N·m, 10 rpm, +30°C” と “0 N·m, 100 rpm, +80°C”，② “13 N·m, 10 rpm, +30°C” と “13 N·m, 100 rpm, +80°C” の 2 つであることが分かる。これら①，②は，いずれも $n \cdot \mu$ が 30 % 以下の誤差で一致する組合せであり，WG/FS 間についても転がり軸受の場合と同様に， $n \cdot \mu = \text{const.}$ の条件を満たすことで加速試験を行うことができる可能性がある。

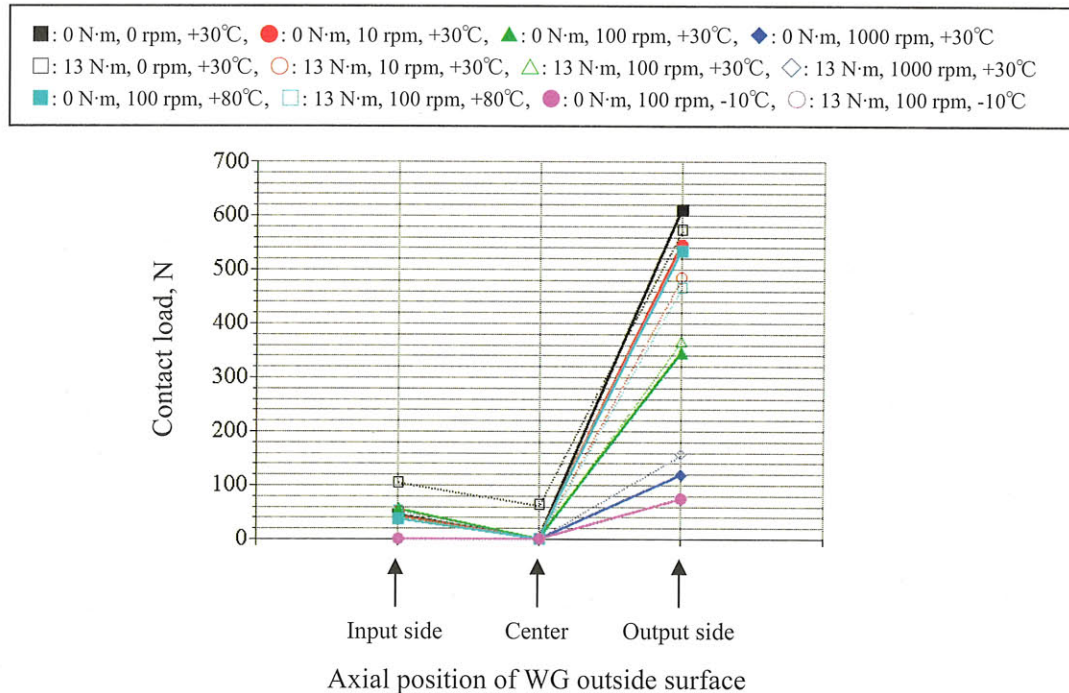
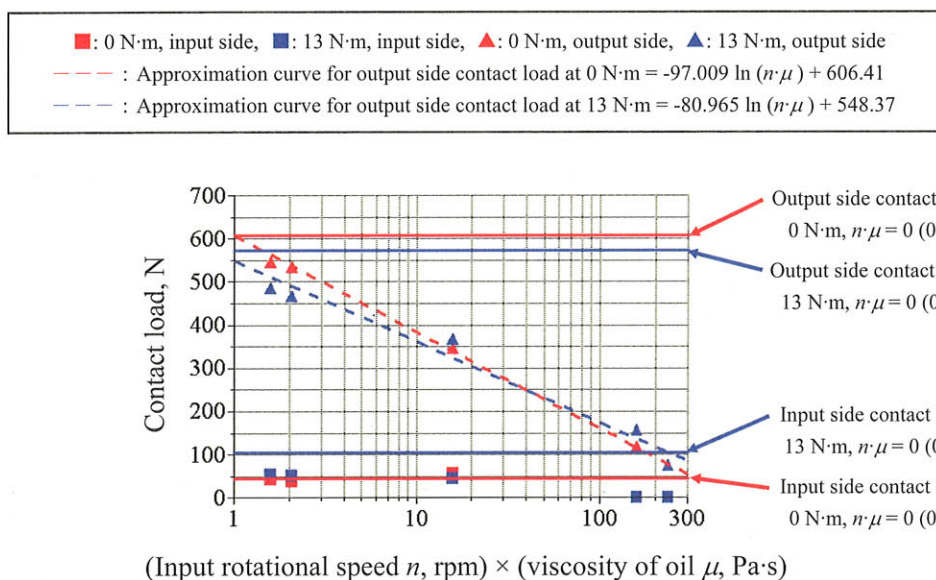


Fig.3-18 Contact load distribution between WG and FS under various operating conditions

さらに、 $n\cdot\mu$ の変化に対する各接触力の変化傾向を詳しく見るために、Fig.3-19に負荷トルクをパラメータとして、 $n\cdot\mu$ を横軸に、接触力を縦軸にプロットして示す。Figure 3-19に示すように、入力側の接触力は負荷トルクの大きさによってわずかに差はあるが、広い $n\cdot\mu$ の範囲でほぼ一定であり、 $n\cdot\mu$ が小さい領域では出力側の接触力の 1/5 程度である。それに対して出力側の接触力は、 $n\cdot\mu$ の増加とともに対数的に減少し、図中の近似曲線（点線）に示すようにグラフ上でほぼ直線となっている。これは、入力回転速度、負荷トルク、潤滑油温度（粘度）から、 $n\cdot\mu$ 用いて接触力を推定できることを示しており、潤滑設計に応用できる可能性がある。例えば、摩耗量が接触力に比例すると仮定すれば、負荷トルク 0 N·m、 $n\cdot\mu = 2 \text{ rpm}\cdot\text{Pa}\cdot\text{s}$ の作動条件において、WG/FS 間のトータルの摩耗量を減らすために接触力を 1/2 としたい場合には、Fig.3-19 から $n\cdot\mu = 33 \text{ rpm}\cdot\text{Pa}\cdot\text{s}$ と設計変更すればよい。

Fig.3-19 Relation between contact load and $n \cdot \mu$

3-5-2 グリース塗布方法

1-1-2項で示したように、組立て時に WG/FS 間の側面へ押し出されたグリースはリザーバとしての機能を持つため、リザーバとなるグリースの量を調節することにより、効果的に接触面内へ潤滑剤を供給できると考えられる。そこで、Fig.3-8、3-13 に示した潤滑油の軸方向流量の解析結果から、グリースの塗布方法について考察していく。

まず、大気中におけるグリース塗布方法を検討する。この場合、Fig.3-8 に示すように、入力回転速度、負荷トルクの大きさによって入出力側端での流入出方向が変化する。入力回転速度 100 rpm 以下の比較的低速領域では、負荷トルクが小さい場合は出力側端への塗布量を多くし、負荷トルクが大きい場合には入力側端への塗布量を多くするのが寿命上有利と考えられる。一方高速領域では、負荷トルクに依存せず入出力両端で潤滑剤が流出するため、押し出されたグリースが (1) 流出してくるグリースをせき止める役割、(2) 表面張力による基油の供給源としての役割の 2 つを果たすように、トータルとしてできる限り多くのグリースを入出力両端に塗布しておくことが望ましいと考えられる。

一方真空中では、作動条件に関係なく油膜内に負圧が発生しないため、圧力差による WG/FS 間への潤滑剤の流入は生じない。そのため、大気中における高速領域と同様にトータルとして多くのグリースを塗布しておくことが望ましいと考えられる。また、Fig.3-13 において入力側と出力側の流出量を比較すると、出力側の方が 2~5 倍程度多いことが分かる。このことから、出力側へより多くのグリースを塗布することが寿命上有利と考えられる。

3-6 まとめ

本章では、波動歯車装置の回転速度、負荷トルク、潤滑油温度、ならびに周囲圧力をパラメータとして MAC で潤滑された WG/FS 間のすきま、接触圧力、油膜圧力、流れベクトルおよび軸方向流量の分布を求めた。解析結果から、以下の知見を得ることができた。

- (1) WG/FS 間は、負荷トルク 0, 13 N·m, 入力回転速度 0~1000 rpm, 潤滑油温度 -10, +30, +80°C の作動条件下では、部分的な接触を伴う混合潤滑状態にある。WG/FS 間の接触領域、接触／油膜圧力分布、潤滑油の流量は、作動条件、潤滑油温度に依存して変化する。
- (2) WG/FS 間の接触は、潤滑油温度 +30°C, 負荷トルク 0 N·m の場合、低速時には WG 外輪の入力側短軸部と出力側長軸部の 2 箇所、高速時には油膜の作用により出力側のみで生じる。負荷トルク 13 N·m の場合は、低速では WG 外輪の入力側短軸部、出力側長軸部および外周面中央部の 3 箇所であり、高速では中央部の接触は生じない。この WG/FS 間の接触領域の入力回転速度に伴う変化は、実験後に測定した FS 内周の摩耗領域の入力回転速度に伴う変化と定性的に一致することを確認した。
- (3) WG/FS 間の接触力は、本解析条件下では出力側の占める割合がほとんどであり、回転速度の増加とともに減少していく。一方、入力側の分担する割合は小さく、回転速度の依存性は小さい。
- (4) 潤滑油温度の増加は、粘度低下による WG/FS 間の油膜厚さの減少を引き起こし、接触力を増加させる。
- (5) WG/FS 間には主に軸方向の潤滑油の流れが存在し、回転速度の増加とともに流量は増加する。WG/FS 間からの潤滑油の流入出特性は、負荷トルク、回転速度に依存し、特に低回転速度では負荷トルクの影響を大きく受ける。周囲が大気圧の場合、低速、低負荷トルクでは潤滑油は出力側から流入して、入力側へ流出し、負荷トルクが作用すると流入出方向は反対になる。一方、周囲が真空では潤滑油は流出するのみである。
- (6) 負荷トルクの印加方向に依存して、WG/FS 間の接触圧力の大きさ、油膜圧力、潤滑油の流れ分布は変化する。本解析条件では、負荷トルクの印加方向が変わると WG の入出力側端での潤滑油の流入出方向も変化するため、変動負荷を受けるアプリケーションでは一定負荷の場合と比較してすきま内への潤滑油の出入りが活発である。

また、解析結果から、WG/FS 間の加速試験の適用方法とグリース塗布に関する指針を得ることができた。

- (1) WG/FS 間の加速試験は、回転速度と潤滑油粘度の積が一定 ($n \cdot \mu = \text{const.}$) である場合、各接触領域における接触力が同等となることから、この油潤滑玉軸受と同様の方法が適用できる可能性がある。さらに、負荷トルク 0～13 N・m の条件では、入力側の接触力は $n \cdot \mu$ にほとんど依存せず一定で、出力側の接触力は $n \cdot \mu$ の増加に伴い対数的に減少する関係があり、 $n \cdot \mu$ の値より接触力を推定することができる。
- (2) 寿命上有利と考えられるグリースの塗布方法は、周囲が大気圧と真空で異なる。大気圧の場合、低速時には負荷トルクに応じて入出力側に塗布する量をコントロールし、高速時には入出力両端にできる限り多くの量を塗布することが望ましい。一方真空の場合は、トルタルとしてできる限り多くの量を入出力両端に塗布しておくことが望ましい。

3-7 参考文献

- 3-1) 宇宙航空研究開発機構：開発仕様書 減速歯車（ハーモニックドライブ） 長期使用タイプ 軽量タイプ, (2005) 9.
- 3-2) 宇宙航空研究開発機構：平成 16 年度 宇宙航空研究開発機構 総合技術研究本部 宇宙領域 宇宙科学研究本部 研究成果報告書, (2005) 6-21.
- 3-3) 堀幸夫：流体潤滑, 養賢堂, (2002) 154.
- 3-4) D. D. Phinney, C. L. Pollard and J. T. Hinricks: Experience with Duplex Bearings in narrow Angle Oscillating Applications, 24th Aerospace Mechanisms Symposium, (1990) 211-226.
- 3-5) S. Frank Murray and Hooshang Heshmat: Accelerated Testing of Space Mechanisms, NASA Contractor Report 198437, MTI Report 95TR29, (1995).
- 3-6) Brian J. Dietz, Steven G. VanDyk and Roamer E. Predmore: Earth Scanner Bearing Accelerated Life Test, 34th Aerospace Mechanisms Symposium, (2000) 303-316.

第4章 実験

第1章では宇宙用波動歯車装置のトライボロジーに関して、各しゅう動部の潤滑状態を明らかにし、大気中と比較して真空中で寿命が低下するメカニズムを解明することが重要であることを述べた。そして第2, 3章では、宇宙用波動歯車装置の最も重要な潤滑部位であると予測されるWG/FS間の混合潤滑解析モデルを構築し、入力回転速度、負荷トルク、潤滑油温度、ならびに周囲圧力をパラメータとして解析を行い、実験で測定・観察することが困難なWG/FS間の接触領域と接触力の大きさ、油膜圧力分布、潤滑油の流量分布を求めた。その結果、WG/FS間の接触領域、接触力が回転速度、負荷トルクに依存して変化すること、周囲圧力の大きさがWG/FS間からの潤滑油の流入出特性に大きく影響を与えることなどが分かった。

本章では、以下のことを行うために開発した接触電気抵抗法を利用した実験装置について述べていく。

- (1) 様々な作動条件下における波動歯車装置の各しゅう動部の潤滑状態（境界～混合～流体）を調べる。
- (2) 作動条件に依存した潤滑状態の変化のメカニズムを解明する。
- (3) WG/FS間の混合潤滑解析モデルの検証を行う。
- (4) 真空および大気中での寿命到達メカニズムを解明する。

本章では、まず使用する波動歯車装置の主要諸元と潤滑剤の性状について示し、この供試体の接触電気抵抗を測定するために設計・製作した装置の構成、データ計測方法、ならびに装置の性能確認やデータ計測条件の設定などをするために行った予備実験について述べる。

4-1 供試体および潤滑剤

4-1-1 供試体

Figure 4-1 に本研究で使用する波動歯車装置の断面図を、Table 4-1 にその諸元を示す。本供試体は FS 内部の空間を利用しやすいという特長を持つことから、その内部空間を接触電気抵抗測定のための配線や接触部近傍の観察に応用した。サイズおよび減速比は、第 1 章で述べたように宇宙用としての使用要求を考慮して、FS 内周直径がおよそ 50 mm、減速比が 1/160 である。各部品の材質は、WG が SUS440C、FS が 15-5PH、そして CS が SUS630 であり、これらの材質の組合せは宇宙でも広く使用されているものである⁴⁻¹⁾。主対象の WG と FS のしゅう動部の表面は、WG 外周が通常の転がり軸受外輪と同様研削加工面、FS 内周がホーニング加工面となっている⁴⁻²⁾。Figure 4-2 はそれぞれの表面の写真と粗さ曲線を示しており、FS 内周のホーニング加工面は周方向に溝を持つような形状となっている。軸方向の表面粗さ (Rq) は実測値で、WG 外周面が $0.11 \mu\text{m}$ 、FS 内周面が $0.25 \mu\text{m}$ である。最も一般的である WG を入力、FS を出力とした減速機として使用する。供試体は 5 台用意し、データ計測条件設定のための予備実験、パラメトリック実験および寿命評価試験に用いた。

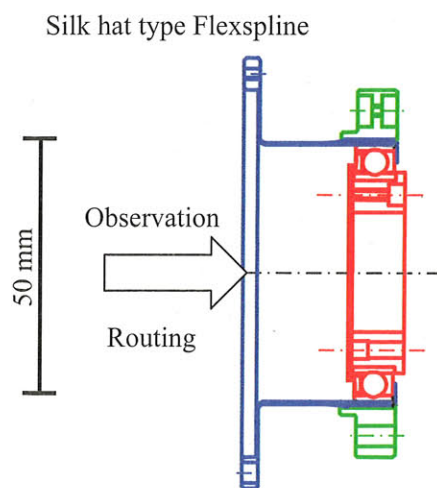


Fig.4-1 Cross-section of SWG for experiment

Table 4-1 Specification of SWG for experiment

FS inner diameter, mm	Approximately 50
Number of teeth	FS: 320 (external) CS: 322 (internal)
Reduction ratio	1/160
Total weight, g	Approximately 220
Materials	WG races and ball: SUS440C WG retainer: nylon or cotton base phenol FS: 15-5PH CS: SUS630

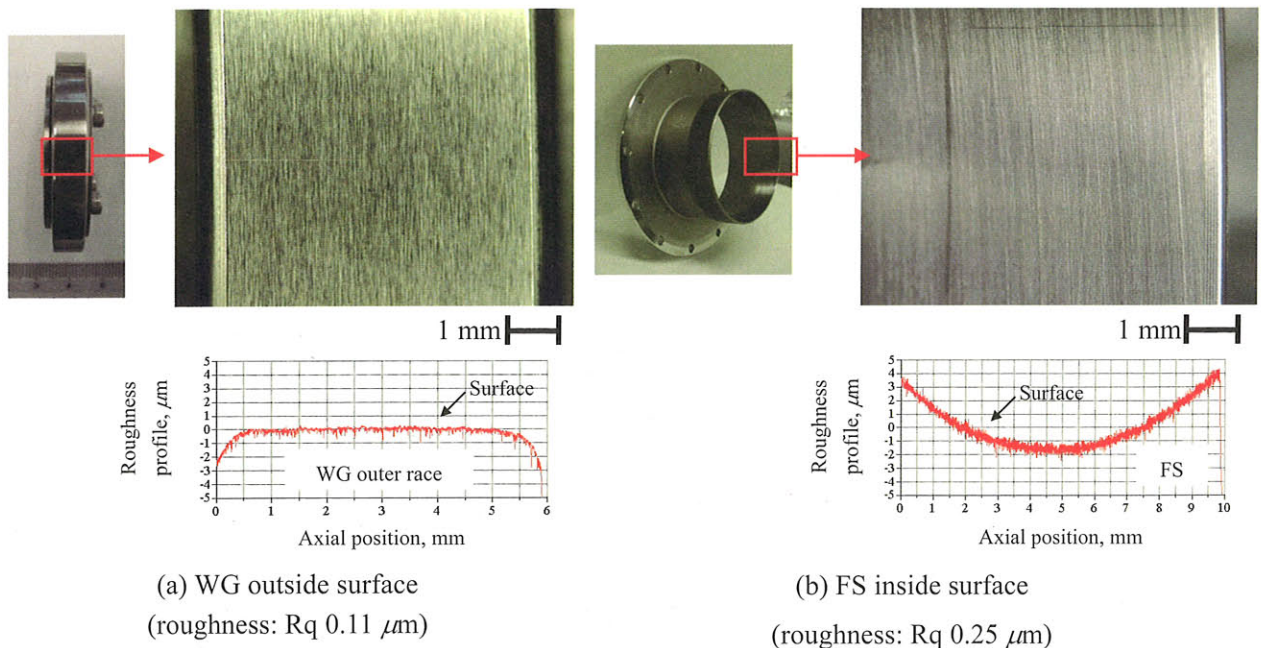


Fig.4-2 WG/FS interface

4-1-2 潤滑剤

波動歯車装置の各しゅう動部の潤滑には、MAC とこれを基油とするグリースの 2 種類を使用した。油とグリースの主な性状を Table 4-2, 4-3 に示す⁴⁻³⁾。MAC は、合成炭化水素 Tris (2-octyldodecyl) Cyclopentane の化学構造を有し、宇宙機器用の潤滑油として従来多用されてきたふっ素油 (Perfluoropolyether; PFPE) と比較して同程度の蒸気圧であり、また、グリース化させやすく、添加剤が使いやすいという利点を持つ。さらに、金属接触割合の大きい境界潤滑下での摩耗量が PFPE と比較して少ないことから、今後は宇宙機器用の潤滑油の主流になると期待されている⁴⁻⁴⁾。グリースは、MAC を基油、ウレアを増ちょう剤としており、PFPE を基油としたグリースよりも良好な摩擦・摩耗特性を示すことが報告されている^{4-5~4-7)}。また、MAC グリースの増ちょう剤として主に用いられているウレアとリチウム石けんを比較すると、ウレアの方が境界潤滑下では低摩擦・低摩耗と優れたトライボロジー特性を有することが報告されており^{4-6, 4-7)}、境界潤滑域と推定されている WG/FS 間の潤滑に適していると考えられる。

以下に補足として用語説明⁴⁻⁸⁾を示す。

Pour point, 流動点：試料油を既定の方法で冷却した時、試料が流動する最低の温度。

Thickener, 増ちょう剤：グリースの成分で油の中に分散し三次元的構造を作り、グリース特有の半固体状の性質を示す。

Worked penetration, 混和ちょう度：グリースを既定の混和器で 25℃に保ってから、60 往復混和した直後のちょう度。

Dropping point, 滴点：グリースが高温のため液化して滴下し始める最低温度。

Oil separation, 離油：グリースから圧力、温度上昇、増ちょう剤構造の変化などによって基油が分離すること。

Table 4-2 Properties of MAC ⁴⁻³⁾

Viscosity, Pa·s	2.315 (at -10 °C)
	0.272 (at +20 °C)
	0.0613 (at +50 °C)
	0.0205 (at +80 °C)
Kinematic viscosity, mm ² /s	77870 (at -40 °C)
	106 (at 40 °C)
	14.4 (at 100 °C)
Viscosity index	139
Pour point, °C	-57
Density, kg/m ³	850
Vapor pressure, Pa	1.3×10^{-10} (at 20 °C)
	5.3×10^{-5} (at 125 °C)
Additive	None

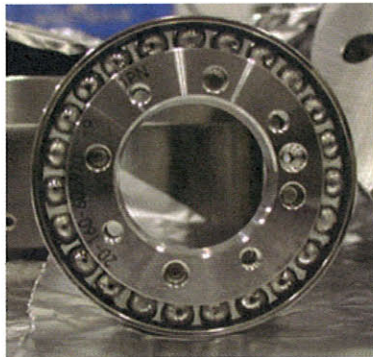
Table 4-3 Properties of grease ⁴⁻³⁾

Base oil	MAC
Thickener	Urea (13.0 mass%)
Worked penetration	300
Dropping point, °C	260<
Oil separation, mass%	1.7 (100 °C, 24 h)
	7.3 (100 °C, 60 min, 2000 rpm)

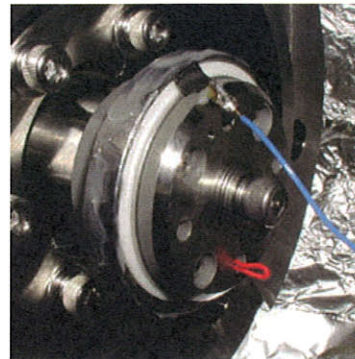
各しゅう動部へのグリース塗布量は、1-1-2 項でも述べたように接触面外へ押し出されたグリースもリザーバとして作用することから多い方が潤滑上有利と考えられる。一方、宇宙用途では入力トルクが制限されるためグリースの粘性抵抗を減らすためには少ない方が望ましい。このように、グリース塗布量は潤滑寿命と入力トルクとの間でトレードオフの関係にある。本研究では、過去に JAXA が行ったグリース塗布量の評価試験結果 ⁴⁻¹⁾を参考にし、波動歯車装置の起動トルクと入力軸を 1.0×10^6 rev.させた後のロストモーションがともに小さくなるグリース塗布量ですべての実験を行った。Table 4-4 にグリース塗布量を、Fig.4-3 に各しゅう動部のグリース塗布状態を示す。WG/FS および FS/CS 間に塗布したグリースの大部分は組立て時に側方へ押し出され、Fig.4-4 に示すようにグリース溜まりを形成する。また、Table 4-4 に油を使用する場合の塗布量を、Fig.4-5 に WG 外周と FS の油塗布状態を示す。Figure 4-5 に示すように、油は表面が潤う程度の塗布量としている。フェノール保持器については、MAC を含浸させて使用した。

Table 4-4 Spreading amount of lubricants

Spreading part	Grease	Oil
WG bearing, g	0.1	0.1
WG outside surface, g	0.2	0.1
FS inside surface, g	0.2	0.1
FS external teeth, g	0.3	0.1
CS internal teeth, g	0.3	0.1



(a) WG bearing (0.1 g)



(b) WG outside (0.2 g)

(c) FS inside (0.2 g)
FS external teeth (0.3 g)

(d) CS internal teeth (0.3 g)

Fig.4-3 Grease spreading condition

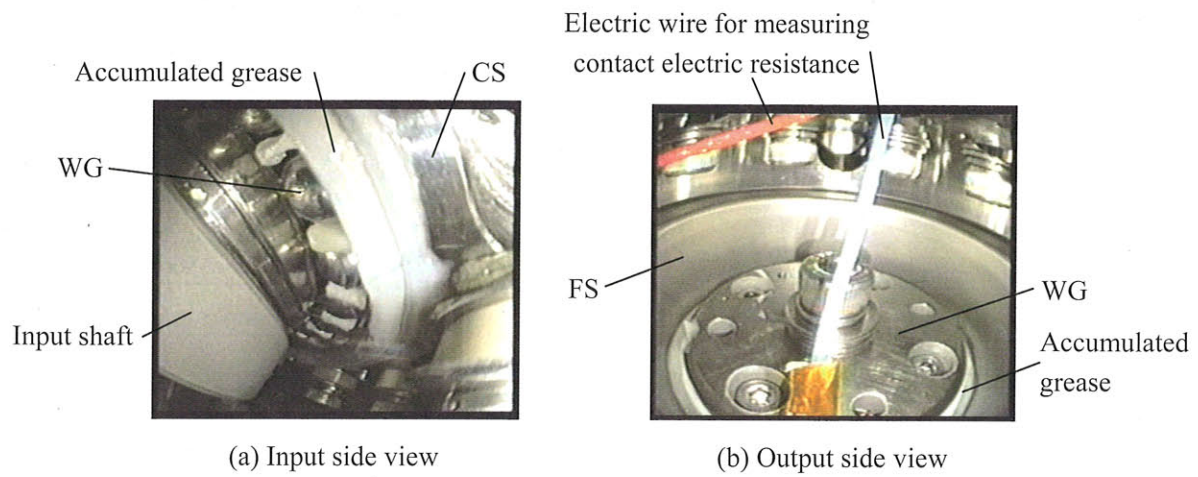


Fig.4-4 Grease distribution after assembly



Fig.4-5 Oil spreading condition

4-2 実験装置

Figure 4-6 に、波動歯車装置の接触電気抵抗を測定するための実験装置の概略と外観写真を示す。実験は、JAXA が所有する真空中温度コントロール試験が可能なチャンバを使用して行う。波動歯車装置は、真空チャンバ内のベースプレート中央のテストハウス内に組み込まれており、テストハウスの入力側と出力側には、それぞれ真空チャンバ内にトルクセンサ、真空チャンバ外にスリップリングを設置している。真空チャンバ内部は、真空、大気および窒素ガス雰囲気とすることができる。トルクセンサは入出力トルクを測定し、伝達効率を算出するために用いる。入力側のスリップリングからは入力トルクと WG 内輪からの接触電気抵抗測定用の電圧を、出力側のスリップリングからは出力トルクと WG 外輪および FS からの電圧を取り出している。入力軸は、サーボモータ (DXMS2020-AA;オリエンタルモータ) により 0~300 rpm の範囲で回転させることができる。また、負荷トルクを加える場合には、出力軸に重りの付いたアームを取り付ける。重

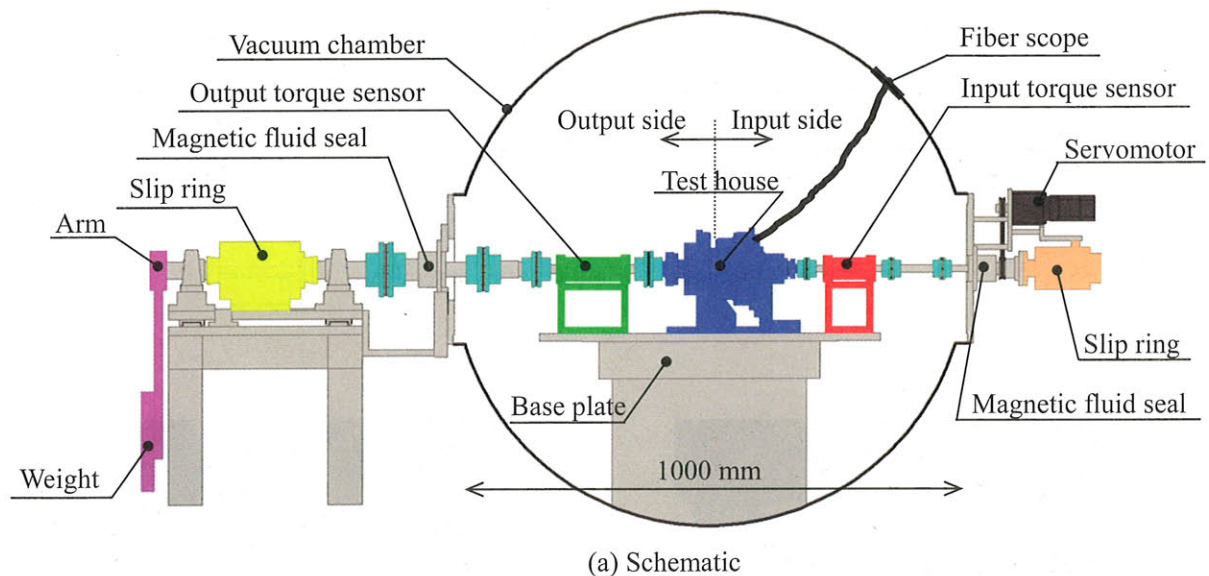


Fig.4-6 Experimental apparatus

りが取り付けられたアームの回転半径は 500 mm を越えるため、Fig.4-6 (c) に示すように安全のため防護フェンスを取り付ける。アームにより負荷トルクを加えた場合、負荷は出力軸 1 回転の間に正弦波状に変化し、それに伴い波動歯車装置の入力トルクも正弦波状に変化する。この負荷トルク印加方式は、ロボットアームなどの変動負荷を受けるアプリケーションの作動を想定している。

Figure 4-7 に、波動歯車装置が組み込まれるテストハウスの外観と断面図を示す。入力軸に WG 内輪、出力軸に FS、テストハウスに CS が取り付けられており、各軸は固体潤滑軸受で支えられている。波動歯車装置の組込み精度は、カタログ推奨値⁴⁻⁹⁾としている。各軸は、波動歯車装置から接触電気抵抗測定用の電圧を取り出すために、中空構造となっている。テストハウス上面および出力軸には観察用の穴が開いており、Fig.4-8 に示すように真空中および大気中においてファイバースコープにより入力側と出力側から波動歯車装置を観察することができる。また、テストハウス内部にギャップセンサを取り付けて、波動歯車装置の各部品の変形や運動を計測可能である。

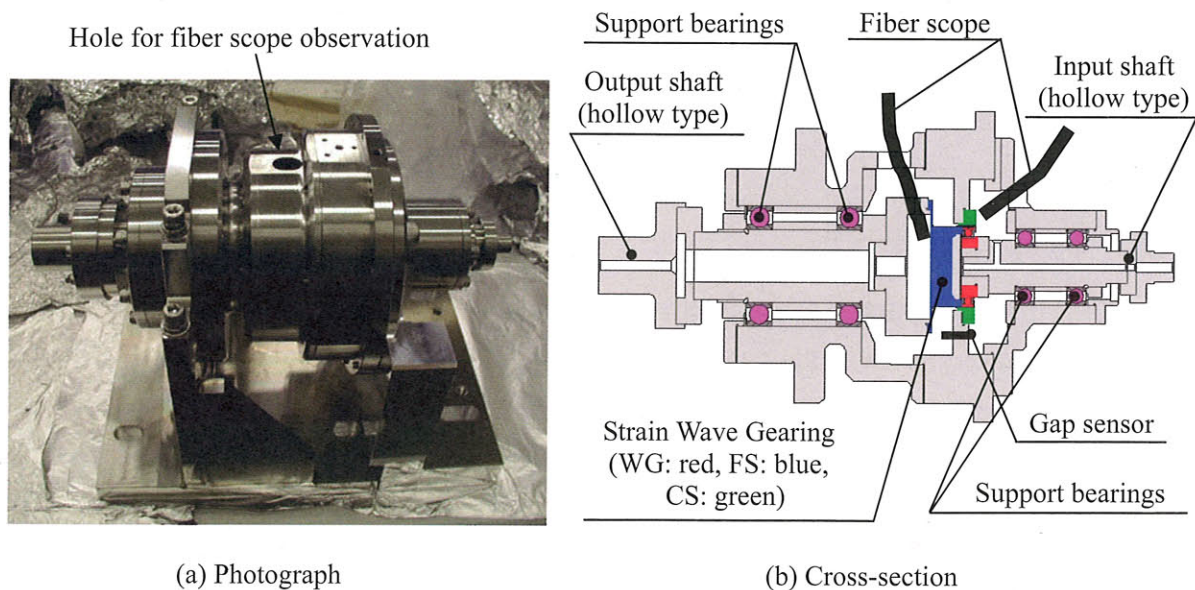


Fig.4-7 Test house

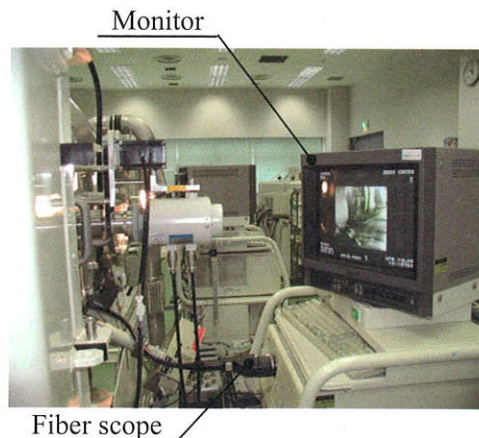


Fig.4-8 Observation by fiber scope

4-3 接触電気抵抗の測定

接触電気抵抗の測定は、テストハウスおよび各軸の波動歯車装置の取付け面に厚さ $10\ \mu\text{m}$ の絶縁被膜を施し、波動歯車装置の各部品に電気線を溶接またはボルトで締結してこれらの間の電圧を計測することにより行った。Figure 4-9 に接触電気抵抗の測定回路を示す。電源は DC 5 V とし、各接触部における接触電気抵抗と直列に $12000\ \Omega$ 、並列に $120\ \Omega$ の抵抗を接続した。WG 外輪と FS からの電圧抽出の様子を Fig.4-10 に示す。WG 外輪には厚さ $50\ \mu\text{m}$ のステンレス板 (SUS304H 製) を溶接し、その板上に電気線をはんだ付けして電圧を取り出した。WG 内外輪, WG/FS, FS/CS 間の接触電気抵抗 R_{io} , R_{of} , R_{fc} は、それぞれ以下のように計算できる。

$$R_{io} = \frac{V_{io}}{(E - V_{io} - V_{of} - V_{fc}) / R_1 - V_{io} / R_2} \quad (4-1)$$

$$R_{of} = \frac{V_{of}}{(E - V_{io} - V_{of} - V_{fc}) / R_1 - V_{of} / R_2} \quad (4-2)$$

$$R_{fc} = \frac{V_{fc}}{(E - V_{io} - V_{of} - V_{fc}) / R_1 - V_{fc} / R_2} \quad (4-3)$$

ここで、 $E = 5\ \text{V}$ 、 $R_1 = 12000\ \Omega$ 、 $R_2 = 120\ \Omega$ である。本研究で特に着目する WG/FS 間の接触電気抵抗 R_{of} は、測定回路上、測定電圧 V_{io} 、 V_{of} 、 V_{fc} に依存するが、 $V_{io} = V_{fc} = 0$ として近似的に次式で計算できる。

$$R_{of} \cong \frac{V_{of}}{(E - V_{of}) / R_1 - V_{of} / R_2} \quad (4-4)$$

式 (4-4) により求めた接触電気抵抗と測定電圧との関係を Fig.4-11 に示す。実測においては回路の内部抵抗が存在するため、Fig.4-11 とわずかに異なる関係となり、本研究では測定電圧が数 mV 以下または接触電気抵抗が数 Ω 以下で境界潤滑状態 (接触)、49 mV 以上または $1000\ \Omega$ 以上で流体潤滑状態 (分離) であると判断した。また、後述の実験結果に示すように、本研究ではこれらの値の中間値も計測されている。中間値の解釈については未だ統一的な整理はなされていないが、種々の接触電気抵抗の測定において中間値が確認されており^{4-10, 4-11)}、中間値の大小によって混合潤滑状態での固体接触率が判断されている。また最近の研究で、ころと平面の静荷重試験において荷重の増加に伴う中間値 (抵抗値) の減少が確認されており、この事実から中間値が金属接触部の分担荷重の程度を示している可能性があるという報告もある⁴⁻¹²⁾。以上のことから、本研究では中間値は混合潤滑状態を示しており、中間値の増加・減少は、それぞれ真実接触面積の減少・増加に対応すると考えた。

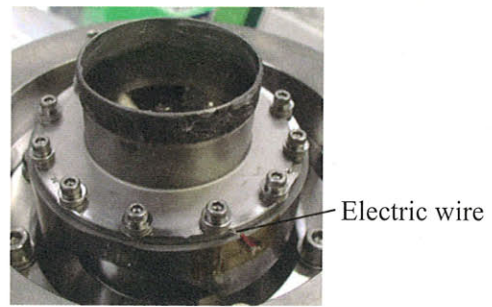
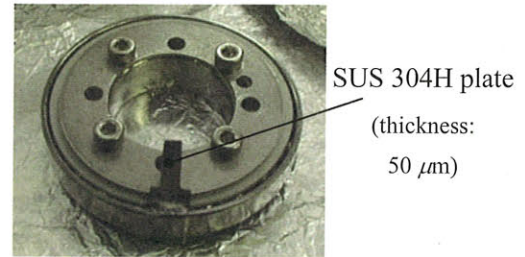
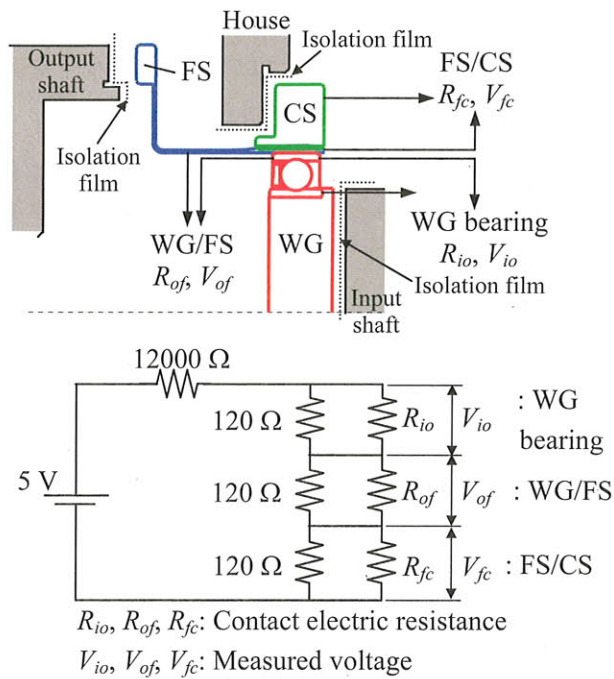


Fig.4-10 Photographs of WG and FS
with voltage extract

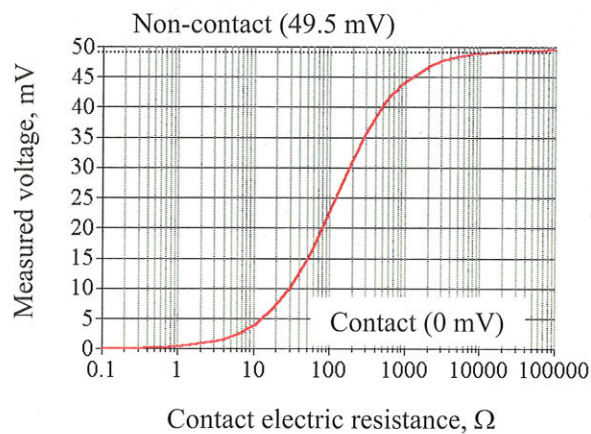


Fig.4-11 Measured voltage versus contact electric resistance (calculation result)

4-4 データ計測装置

Figure 4-12 に、サーボモータのコントロール、データ計測を行うための装置を示す。サーボモータはコントロール用アンプに接続されており、アンプには制御用電源 DC24 V が印加されている。モータのコントロールはパソコンにより行い、回転速度、加速度および回転角度などの運転パターンを設定できる。Figure 4-13 にデータ計測システム図を示す。接触電気抵抗、入出力トルク、CS 温度の各電圧・信号は、真空チャンバ内から磁性流体シールまたはフィードスルーを介して取り出される。波動歯車装置の各部品からの電圧は、接触電気抵抗の測定回路へ入力後、WG 内外輪、WG/FS および FS/CS 間の測定電圧に変換される。入出力トルクセンサのひずみ出力は、動ひずみ計で電圧に増幅・変換される。データの計測は、ペンレコーダとデジタルデータレコーダの両方を用いて行った。

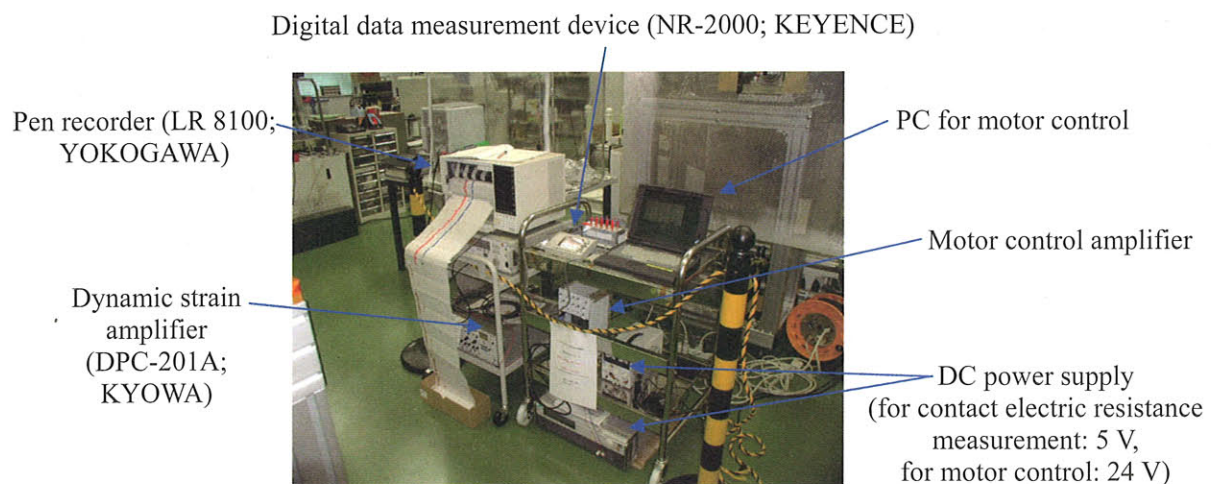


Fig.4-12 Motor control and data measurement unit

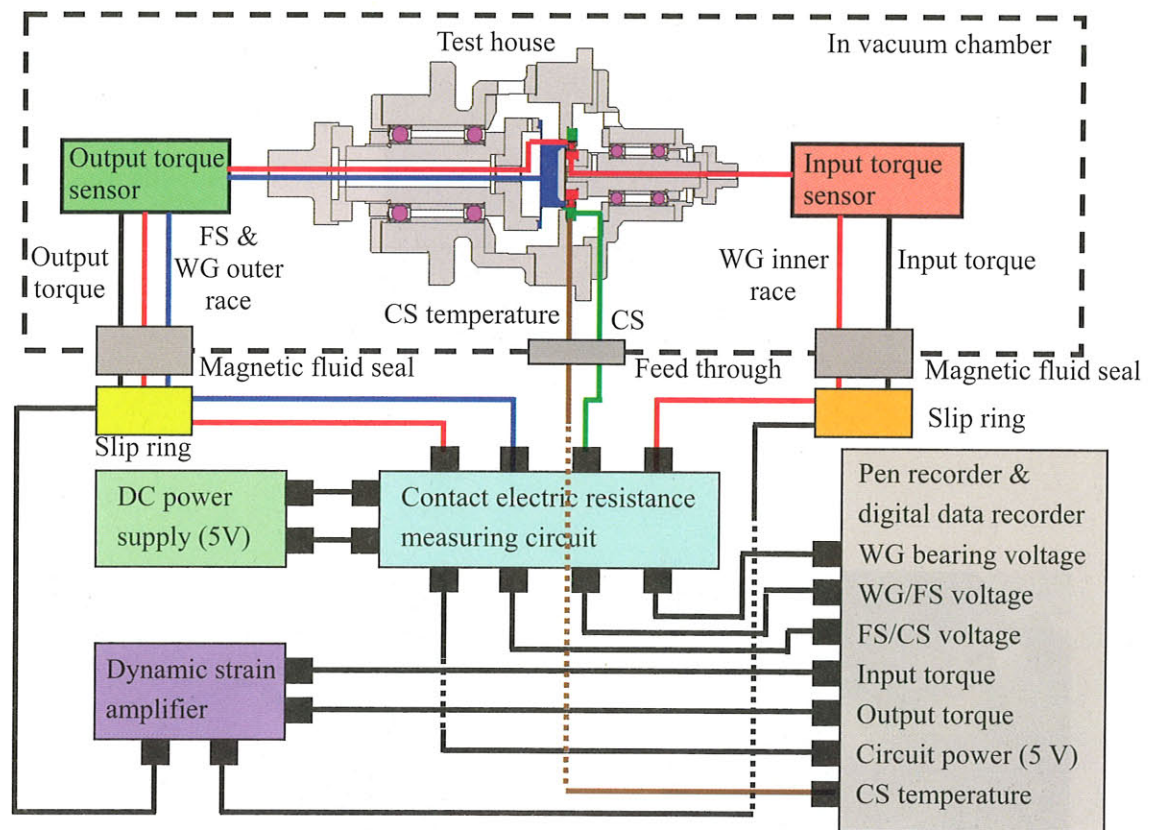


Fig.4-13 Data measurement system diagram

4-5 波動歯車装置の組立て

波動歯車装置の組立ては、Fig.4-14 に示すクリーンブース内で行った。組立て順序は、(1) 各部品に潤滑剤を塗布する、(2) WG, FS, CS をそれぞれ入力軸、出力軸、テストハウスに取り付ける、(3) FS と CS を組み立てる（歯を噛み合わせる）、(4) 最後に WG を FS 内部へ挿入する。Figure 4-15 (a), (b) はそれぞれ、入力軸に WG を取り付けた状態、FS と CS を組み立てた状態を示している。

供試体および潤滑剤は、未使用時には相対湿度 35 %以下のデシケータ内に保管した。



Fig.4-14 Working table

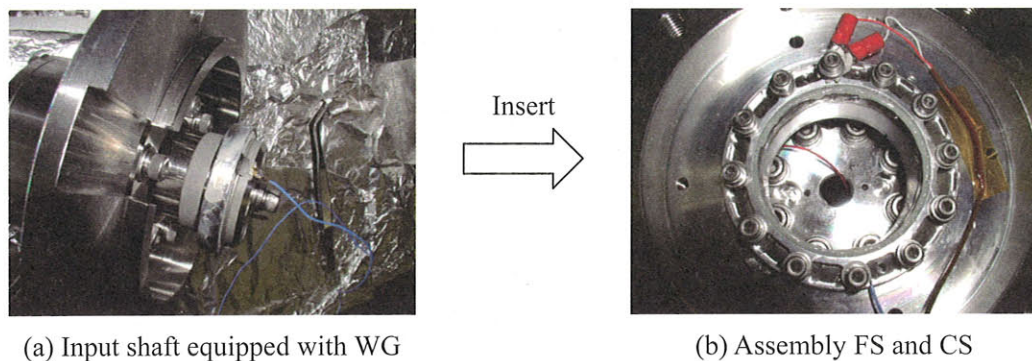


Fig.4-15 Assembly of SWG

4-6 トルクセンサの校正

本節では、入出力トルクセンサの校正方法、校正結果について述べる。トルクの測定原理は、Fig.4-16 に示すように軸の中心に4枚のひずみゲージを貼り付けて、トルクが印加された時のねじれを動ひずみ計により電圧に変換して測定電圧からトルクを算出する。

トルクセンサの校正は、Fig.4-17、4-18 に示すようにトルクセンサに重りを片持ち式に負荷することで既知のトルクを印加し、トルクと測定電圧の関係から校正係数を算出して行う。校正係数が求めれば、トルクは以下のように計算できる。

$$(\text{トルク}) = (\text{校正係数}) \times (\text{測定電圧}) \quad (4-5)$$

Figure 4-19 に校正結果を示す。測定は3回行い、平均値から校正係数を算出すると以下のようになった。

$$(\text{入力トルク, N}\cdot\text{m}) = 1/3703 \times (\text{測定電圧, mV}) \quad (4-6)$$

$$(\text{出力トルク, N}\cdot\text{m}) = 1/222.9 \times (\text{測定電圧, mV}) \quad (4-7)$$

測定した入出力トルクから伝達効率を算出する方法を以下に示す。Figure 4-20 は入力回転速度 10 rpm、負荷トルク 0, 13 N·m の入出力トルクの測定波形（電圧）を示している。入力トルク波形の変動は、テストハウスとトルクセンサの軸心のずれによるもので入力軸の回転と同期している。また、負荷トルク 0 N·m において、出力トルクが 0 でないのは出力側の磁性流体シールとスリップリングの回転抵抗による一定の摩擦トルク（0.3～0.4 N·m）が負荷されるためである。なお、この摩擦による負荷トルクは、人工衛星に搭載される太陽電池パドル駆動機構の定常運用時の負荷トルクレベル（0.2～2 N·m）に相当する。伝達効率の算出式は、Fig.4-20 (a), (b) の負荷トルク 0 N·m の場合は入出力電圧の CW, CCW 波形の平均値から、

$$(\text{伝達効率, \%}) = 3703/222.9 \times 70.6 / \{(63.0 - V_f) \times 160\} \times 100 \quad (4-8)$$

同図 (c), (d) の 13 N·m の場合は、トルクピーク値から、

$$(\text{伝達効率, \%}) = 3703/222.9 \times 2886 / \{(370 - V_f) \times 160\} \times 100 \quad (4-9)$$

となる。なお、 V_f はテストハウス内の入力側サポート軸受の摩擦トルク分の電圧であり、これについては事前に真空、大気中で測定を行った。

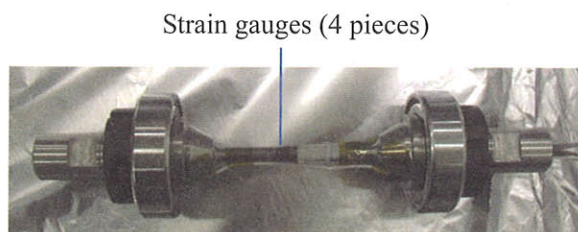


Fig.4-16 Input torque sensor shaft

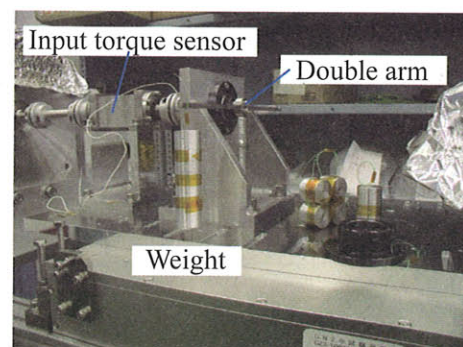
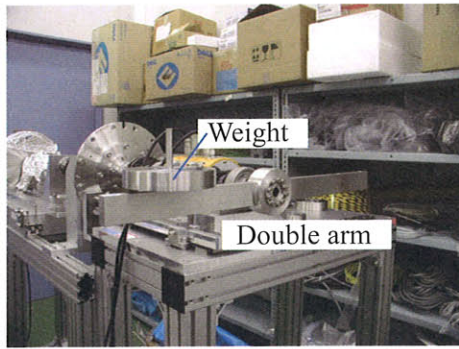
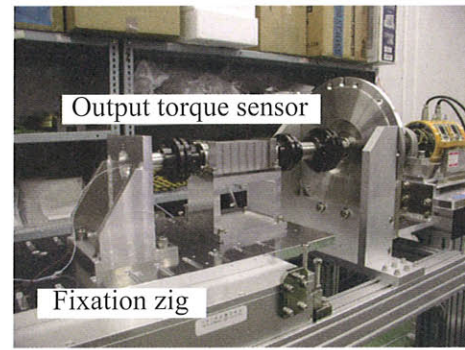


Fig.4-17 Calibration of input torque sensor



(a) Torque loading



(b) Fixation of output shaft

Fig.4-18 Calibration of output torque sensor

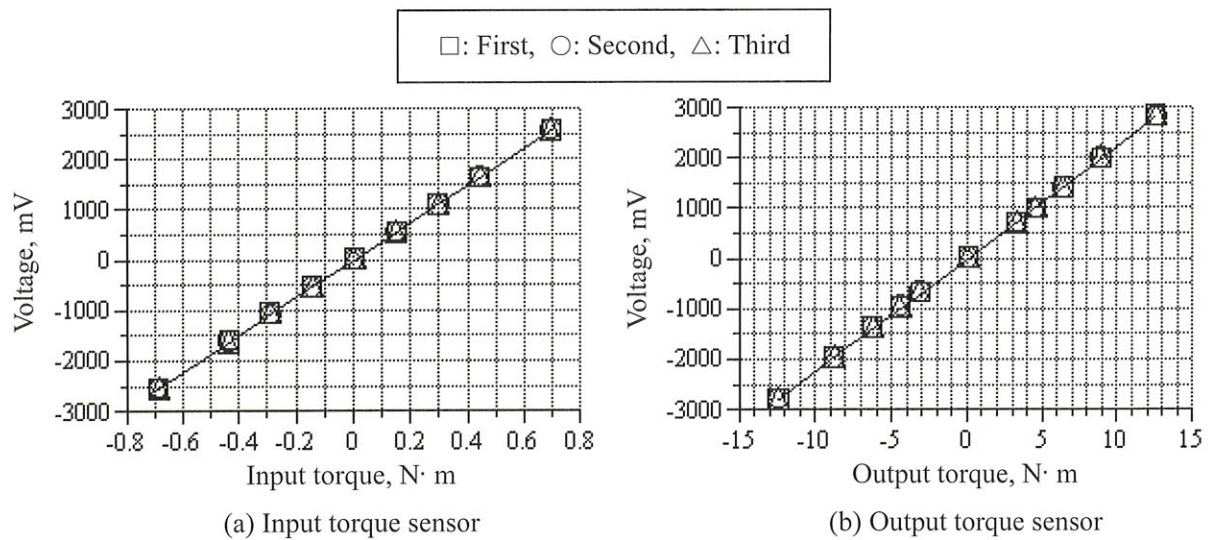


Fig.4-19 Calibration results of torque sensor

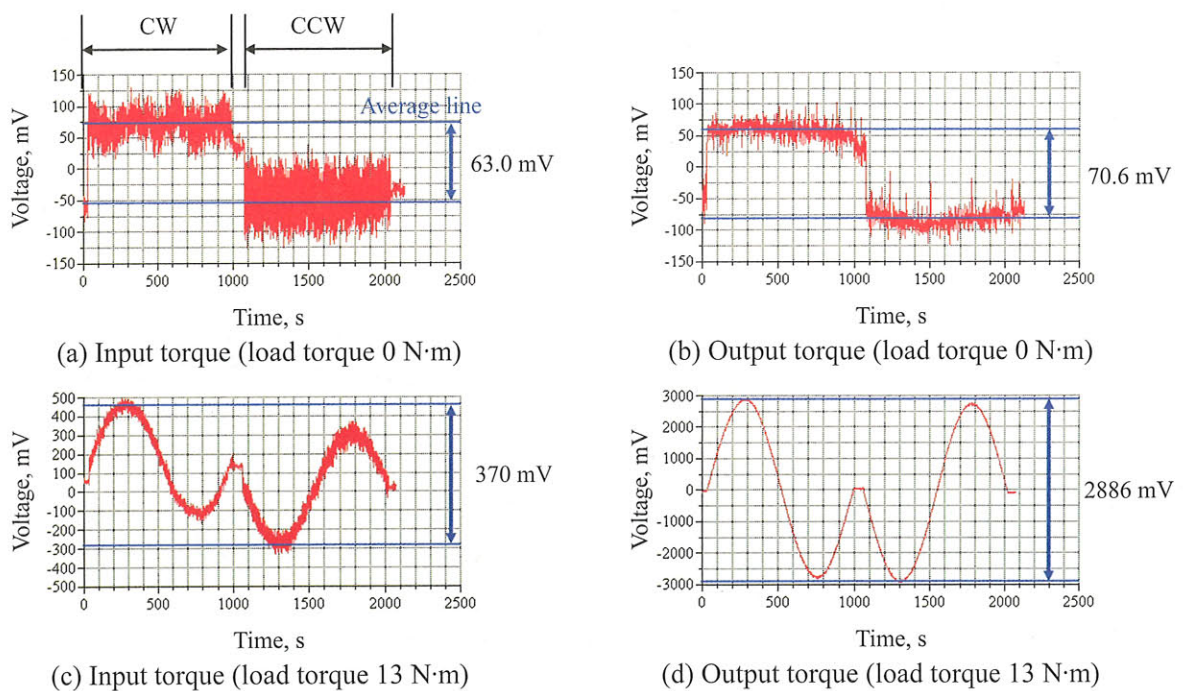


Fig.4-20 Input and output torque profiles at input rotational speed of 10 rpm in air

4-7 温度コントロール

宇宙機の温度は、太陽からの放射、内部機器の発熱と宇宙空間への熱放射のバランスで決まり、日照・日陰で大きく異なる⁴⁻¹³⁾。そこで、波動歯車装置の動作温度によって潤滑状態がどのように変わるかを調べるために、Fig.4-6 の真空チャンバ内ベースプレートを温度コントロールし、熱真空環境での実験を行う。熱真空実験では、Fig.4-21 に示すように供試体 (CS) ならびに試験ジグの 8 箇所、熱電対を貼り付けて各温度をモニタリングする。供試体 (TC 8) が既定の温度となるようにベースプレートの温度をコントロールする。温度は、波動歯車装置が組み込まれた宇宙用アクチュエータの動作温度範囲例 ($-50/+85^{\circ}\text{C}$)⁴⁻¹⁴⁾、JAXA が開発している宇宙用波動歯車装置の仕様 ($-10/+80^{\circ}\text{C}$)⁴⁻¹⁵⁾、ならびに過去に MAC グリースの熱真空環境下における潤滑特性を調べた温度範囲例 ($-10/+80^{\circ}\text{C}$)⁴⁻⁶⁾を参考に、Table 4-5 に示す 3 条件とした。低温側は、 -50°C が MAC の流動点 -57°C に近く油が固化し動作不能となる恐れがあるため、 -10°C とした。また、Figure 4-22 は温度コントロール中の各熱電対温度プロファイルを示しており、およそ 5~8 時間かけて供試体を常温から既定の温度まで変化させている。

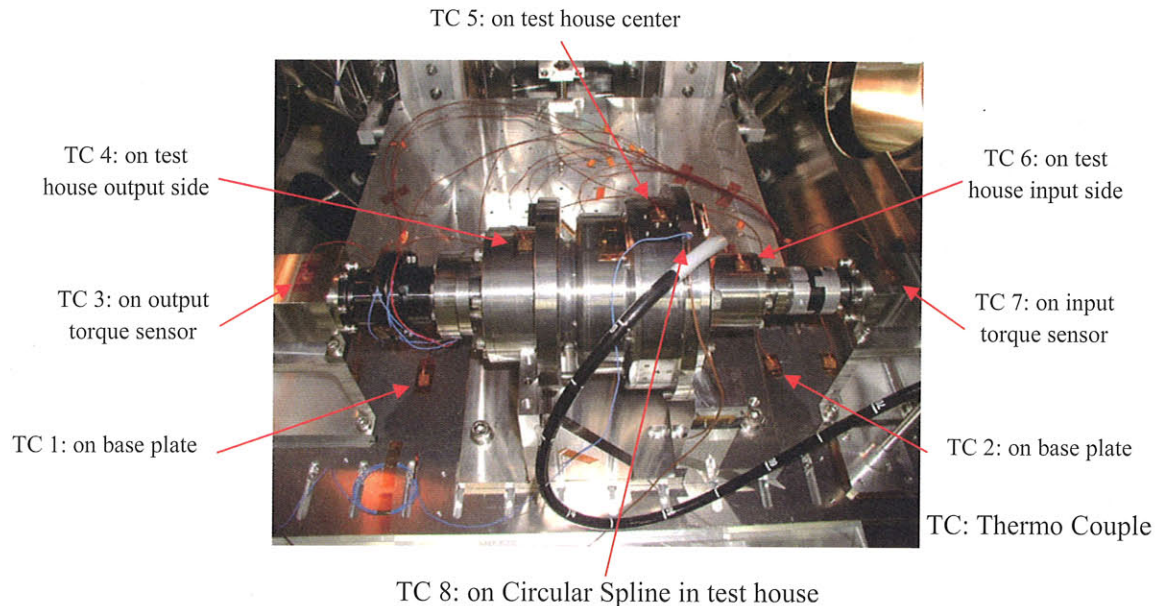


Fig.4-21 Configuration of thermal vacuum experiment

Table 4-5 Conditions of thermal vacuum experiment

Environmental pressure, Pa	less than 10^{-2}
CS temperature, °C	-10±1
	+50±3
	+80±5

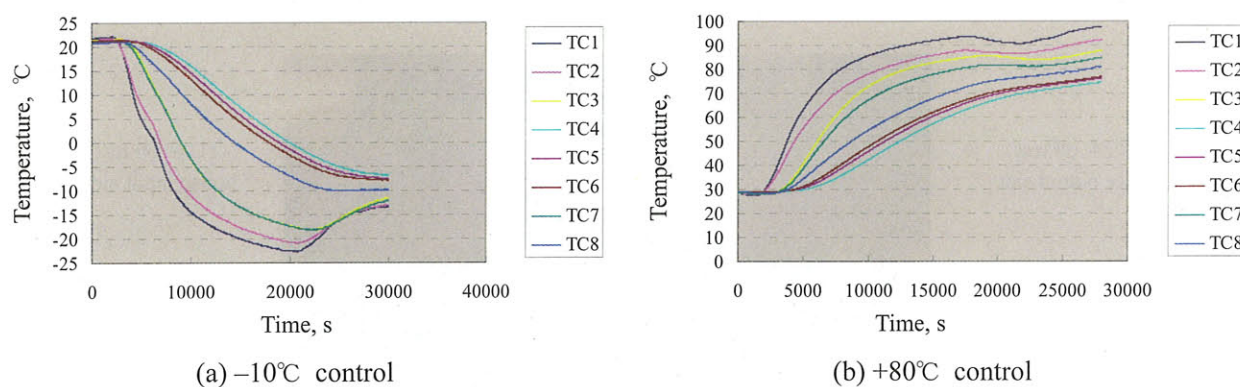


Fig.4-22 Temperature profiles in thermal vacuum control

4-8 予備実験

予備実験項目と結果の概略を以下に示す。

(1) 接触電気抵抗の測定回路の接続、抵抗値の選択など

Figure 4-6 に示すように本実験装置では、電気線の真空／大気のインターフェース、スリップリングへの接続など複雑な配線が必要なため、実験装置の組立て後に導通チェックを行った。また、実際に波動歯車装置をテストハウスに組み込んで接触電気抵抗を測定し、本実験で選択した抵抗値（120 Ω と 12000 Ω の組合せ）により WG/FS 間の潤滑状態が把握できるかを確認した。これについては、次章以降の実験結果に示すように WG/FS 間の潤滑状態（境界～混合～流体）を判断することができ、妥当であると考えている。

(2) 接触電気抵抗のサンプリング条件の設定

デジタルデータレコーダで接触電気抵抗を測定する場合、測定波形はサンプリング速度に依存するため⁴⁻¹¹⁾、しゅう動部の潤滑状態を把握できるようにデータのサンプリング条件を事前に決定しておく必要がある。そこで WG/FS 間に注目し、デジタルデータのサンプリング周期を 1 ms～1 s の範囲で変えて接触電気抵抗の波形を測定し、測定波形のサンプリング周期依存性の調査とペンレコーダにより測定した波形との比較を行った。その結果、測定波形の変動傾向を捉えるにはノイズが少ないペンレコーダが適しており、また、デジタルデータによって算出した出力軸 1 rev. 当たりの測定電圧の平均値は、サンプリング数が 500 点以上であればほとんど変化しないことを確認した。以上のことから、次章のパラメトリック実験では、接触電気抵抗の波形測定にはペンレコーダを、平均値算出にはデジタルデータレコーダ（サンプリング数は各回転速度において出力軸 1 rev. 当たり 500 点以上）を用いている。

(3) 負荷アームの位置による接触部間の導通値変化の確認

本実験では波動歯車装置へアームによる負荷（正弦波状の負荷トルク）を与えるため、アーム位置の変化によって接触部の導通値が変化するかを調べておく必要がある。アーム位置を 45° 刻みに変化・静止させて WG/FS 間の導通値を測定したところ、真空中（10⁻⁵ Pa 台）では 0.05～0.41 mV、大気中では 0.09～0.88 mV となりアーム位置、雰囲気による導通値の変化は 1 mV 以下であり、アーム位置に依存した導通値の変化はほとんど生じないことを確認した。

(4) トルクセンサの校正

校正結果は 4-6 節に示した通りである。

(5) 入力側サポート軸受の摩擦トルク測定

入力回転速度を 10～300 rpm の範囲で変えて真空および大気中で行った。摩擦トルクは入力回転速度にほとんど依存せず、真空中では平均値で 2.83 mN・m、大気中では 3.76 mN・m であった。また、熱真空環境下における摩擦トルクについては、本実験で用いているサポート軸受（MoS₂ 潤滑膜）は摩擦トルクの温度依存性がほとんどないと考えられるため⁴⁻¹⁶⁾、真空中（常温）で測

定した値 (2.83 mN・m) と同じであるとした。

(6) 測定電圧波形の再現性確認

接触電気抵抗の測定電圧波形は、二面間の表面粗さレベルの接触状態、摩耗粉の生成、表面の汚れやなじみによって同じ作動・測定条件においてもばらつきやわずかな差異があると予測される。そこで、測定間で電圧波形がどの程度ばらつくかを、同じ作動条件で 5 回の連続測定を行い調べた。その結果、出力軸 1 rev.において特に電圧(抵抗値)変動の大きい作動条件では、電圧平均値は 30 %以下のばらつきにおさまリ、ペンレコーダ上の波形はほぼ同様になることを確認した。以上のことから、次章のパラメトリック実験では、各作動条件における接触電気抵抗の波形測定は 1 回のみとしている。

(7) 慣らし運転条件の設定

次章においてグリース潤滑実験の場合には、波動歯車装置の組立て後に①グリースをしゅう動部すきま内に均一に払げる、②各実験でグリース塗布・組立て後におけるしゅう動部のグリース分布状態を同一にする、という 2 つの目的で慣らし運転を行った。慣らし運転の作動条件は、入力回転速度 100 rpm, 負荷トルク 0 N・m で、WG 内外輪間の接触電気抵抗が定常に落ち着くまでの総回転数 32000 rev. (正転, 逆転各 16000 rev.) としている。なお、慣らし運転の効果については第 6 章で述べる。

4-9 参考文献

- 4-1) 宇宙航空研究開発機構：平成 15 年度 減速歯車の開発（その 2）成果報告書，宇宙航空研究開発機構（2004）．
- 4-2) 宇宙航空研究開発機構：平成 16 年度 減速歯車の開発（その 3）成果報告書，宇宙航空研究開発機構（2005）．
- 4-3) 木村浩：宇宙機器用グリースの現状と技術課題，月刊トライボロジ（2001-8）50-51.
- 4-4) 小原新吾，市川信一郎，佐々木彰，井澤克彦，益子正文：宇宙用ベアリングおよび潤滑油のトライボロジー特性評価，第 47 回宇宙科学技術連合講演会（2003）478-482.
- 4-5) 吉井保夫，西岡岳，納富良文，川島教嗣，益子正文：境界潤滑下における合成炭化水素系およびフッ素系グリースのすべり摩擦特性，第 44 回宇宙科学技術連合講演会（2000）409-412.
- 4-6) 田中直也，中川潤，川村俊一：宇宙機器用グリースのトライボロジー特性，第 47 回宇宙科学技術連合講演会（2003）483-484.
- 4-7) Yasuo Yoshii and Hitoshi Hattori: Sliding Friction Characteristics of MAC Greases under Vacuum Condition, Tribology Online, 1, 1 (2006) 14-18.
- 4-8) 日本潤滑学会：潤滑用語集，養賢堂（1981）．
- 4-9) ニューハーモニックドライブ SHF シリーズ SHG シリーズ 高剛性・精密制御用減速機，No.0311-9R-SHF，ハーモニック・ドライブ・システムズ（株）（2003-11）．
- 4-10) 田中真二，京極啓史，中原綱光，河原克己：冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性（その 2）ーベーン先端部混合潤滑解析の実験的検証ー，トライボロジスト，45，7（2000）554-561.
- 4-11) 松尾博樹，松本將：電気導通法による潤滑状態評価に及ぼす導通信号処理の影響，日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集，鳥取 2004-11（2004）305-306.
- 4-12) 奥村一樹，水越陽介，松本將：電気導通法による転がり接触面潤滑状態評価に於ける中間導通値の特性，日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集，東京 2005-11（2005）459-460.
- 4-13) 茂原正道：宇宙システム概論ー衛星の設計と開発ー，培風館，（1995）．
- 4-14) Olivier Secheresse, Laurent Cadiergues and Julien Rabin: SARA21-A New Rotary Actuator for Space Applications, Proceedings of the 37th Aerospace Mechanisms Symposium (2004) 153-161.
- 4-15) 宇宙航空研究開発機構：開発仕様書 減速歯車（ハーモニックドライブ） 長期使用タイプ 軽量タイプ，（2005）9.
- 4-16) 小原新吾，後藤賢一，高野晃，西村允，川島教嗣，佐々木彰：民生用真空軸受の宇宙適用性の検討（第 2 報），第 43 回宇宙科学技術連合講演会（1999）．

第5章 パラメトリック実験

本章では、前章で開発した実験装置を使用して、パラメトリックに波動歯車装置の各しゅう動部の接触電気抵抗を測定し、潤滑状態（境界～混合～流体）を特定する。そして、各パラメータに依存した潤滑状態の変化のメカニズムについて考察していく。実験パラメータは Table 5-1 に示すように、雰囲気（真空／大気）、入力回転速度、負荷トルク、温度、ならびに潤滑剤の種類（グリース／油）である。入力回転速度・負荷トルクは、宇宙用途を想定して一般的な波動歯車装置の作動条件と比較して、低速・低負荷としている。真空圧力 10^{-5} Pa 台は、宇宙ステーションの軌道高度（約 400 km）における雰囲気圧力に相当する。

本章の流れを以下に示す。

5-1 実験方法

5-2 常温真空／大気中実験

5-3 熱真空実験

5-4 伝達効率

5-5 まとめ

まず 5-1 節では、メインとなる常温真空／大気中、熱真空実験の方法と流れについて説明する。常温真空／大気中実験は、真空と大気での潤滑状態の違いや真空中での寿命低下メカニズムを解明するために行う。また熱真空実験では、衛星や探査機の日照・日陰に伴う温度変化状態を模擬し、この温度変化により潤滑状態がどのように変化するかを調べる。続いて 5-2 節では、真空中と大気中において、入力回転速度、負荷トルク、潤滑剤を変えて各しゅう動部の潤滑状態を調べて、各パラメータが潤滑状態に与える影響とその変化のメカニズムを考察する。また、宇宙応用上最も重要な真空中と大気中での潤滑メカニズムについては、さらに追加実験・解析を行い、考察したメカニズムの実証を行う。さらに測定した WG/FS 間の接触電気抵抗値から推定した接触力と第 3 章の混合潤滑解析結果とを比較し、解析モデルの検証も行う。5-3 節では熱真空環境での潤滑状態について示す。5-4 節では 5-2、5-3 節で行った実験における伝達効率を示し、各パラメータが伝達効率に与える影響を探る。最後に 5-5 節で本章のまとめを示す。

Table 5-1 Experimental parameters

Environment	Vacuum (less than 10^{-4} Pa at 20-23 °C) Air (laboratory environment: 20-23 °C, 46-51 %RH)
Input rotational speed, rpm	10-300
Load torque, N·m	0, 7, 13 (maximum amplitude of sinusoidal loading by arm)
CS temperature, °C (thermal vacuum environment)	-10±1 +50±3 +80±5 (less than 10^{-2} Pa)
Lubricants	Grease (base oil: MAC, thickener: urea) Oil (MAC)

5-1 実験方法

実験は1台の波動歯車装置を用いて行い、各作動条件において入力軸を正転(CW)、逆転(CCW)各160 rev. (出力軸はCW, CCW各1 rev.) させて各しゅう動部の電圧 (0 mV : 接触, 49.5 mV : 分離), 入出力トルク, CS 温度をペンレコーダ, デジタルデータレコーダにより測定した. 各作動条件におけるしゅう動部の金属接触域の大小を比較するために, 本研究では作動中の平均電圧を用いた. 作動中のしゅう動部の平均電圧 (平均接触電気抵抗) は, デジタルデータを用いて算出した. なお, 各条件での測定は1回のみとしている.

常温真空/大気中実験と熱真空実験の流れを Fig.5-1 に示す. 常温真空/大気中実験は新品の波動歯車装置を用いてグリース潤滑, 油潤滑の順番で行い, それぞれの実験において雰囲気, 入力回転速度, 負荷トルクを変えて潤滑状態を調べた. なお, 波動歯車装置のグリース塗布・組立て後には, 真空中で慣らし運転を行った. グリース潤滑実験後に一度波動歯車装置を分解・洗浄し, 油を塗布した後に再度組み立て直して油潤滑実験を行った.

熱真空実験は, 常温真空/大気中実験後の波動歯車装置を使用して, グリース潤滑の場合のみ行った. 温度コントロールの方法については4-7節に示した通りである. なお, 常温真空/大気中実験以後は慣らし運転を大気中で行っているが, この理由は, 後述するように大気中の方がWG/FS間からの潤滑剤の流入出が活発であり, 初期摩耗粉を排出しやすく慣らし運転の効果が高いと考えたためである.

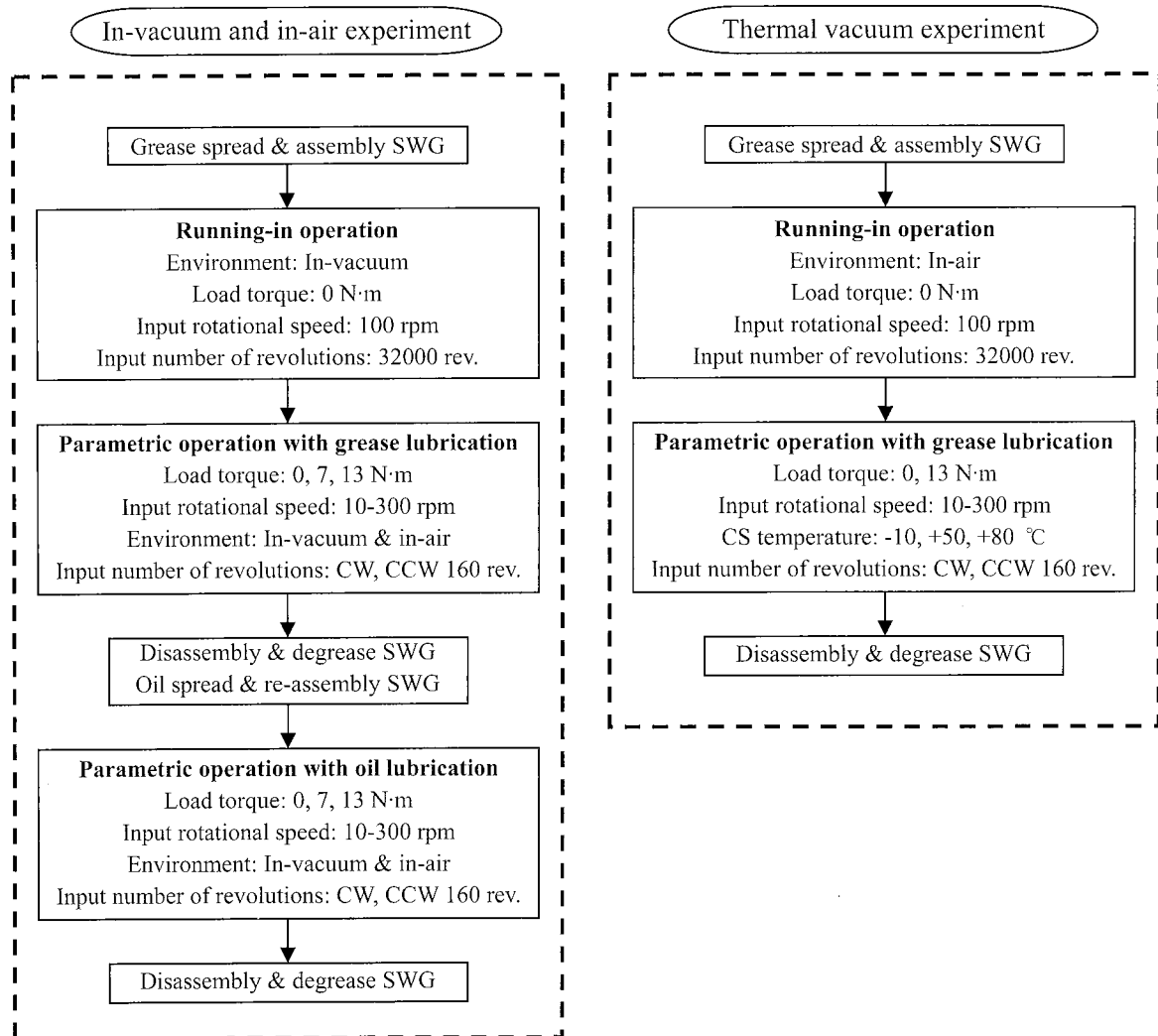


Fig.5-1 Flow charts of main-experiment

5-2 常温真空／大気中実験

5-2-1 各しゅう動部の潤滑状態

(1) WG 内外輪

Figure 5-2 に WG 内外輪間の測定電圧を示す．同図 (a) は雰囲気，負荷トルク，潤滑剤をパラメータとして入力回転速度を横軸に，正逆転を行った時の測定電圧の平均値を縦軸に示している．また，(b) ～ (e) は負荷トルク 0, 13 N・m，入力回転速度 10, 100 rpm における各雰囲気，潤滑剤での CW 作動時の測定電圧の時間変化を示している．なお，測定電圧波形は後述する WG/FS, FS/CS 間も含めて CW, CCW の間に有意差は見られなかった．

Figure 5-2 (a) に示すように，真空中と大気中で WG 内外輪間の平均測定電圧は異なる結果となった．まずグリース潤滑の場合，真空中では WG 内外輪間の測定電圧は負荷トルクにほとんど依存せず，10～50 rpm の範囲で回転速度に伴い上昇する傾向となっており，測定電圧は全作動条件下で 0～30 mV 程度の中間値を示し，混合潤滑状態であった．一方大気中では，真空中と比較して全体的に測定電圧が高くなり，50 rpm 以下の低速では混合潤滑，50 rpm 以上の高回転速度域では流体潤滑状態を示した．平均電圧値は真空中と同様に負荷トルクにはほとんど依存していないが，入力回転速度の増加に伴い増加していくことが分かる．続いて油潤滑の場合，真空中の方が大気中と比較して測定電圧が低いのはグリース潤滑と同様の傾向であるが，グリース潤滑と比較して真空中での測定電圧が高く，厚い油膜が形成されていたと考えられる．

Figure 5-2 (b) ～ (e) を見てみると，作動中に測定電圧は大きく変動しており，入力軸の回転に伴い WG 内外輪間の接触状態が変化していたと考えられる．また負荷トルク 0, 7, 13 N・m の平均電圧値はほとんど同じであるが，7, 13 N・m の場合には負荷アームの位置に依存した電圧変動が見られ，負荷トルクの変動によっても接触状態が変化していたと推定できる．

全体的にグリース潤滑よりも油潤滑の方が測定電圧が高くなった原因としては，①グリースは増ちょう剤の三次元網目構造により流動しにくく EHL しゅう動面への供給能力が低く欠乏しやすいのに対し，油はしゅう動面に入って行き油量が維持されやすいこと⁵⁻¹⁾，②油潤滑実験前にグリース潤滑時の慣らし運転によって生じた摩耗粉を洗浄したこと，の 2 点によって油潤滑の方が玉と内外輪の間の金属接触面積が小さくなったためと考えられる．なお，洗浄後のグリース潤滑における平均測定電圧は，後述する雰囲気圧力実験時に確認しており，Fig.5-2 (a) の真空中では入力回転速度 50 rpm 以上で 15～20 mV となっているのに対し，洗浄後は 30～35 mV と上昇しており金属接触面積は減少していた．

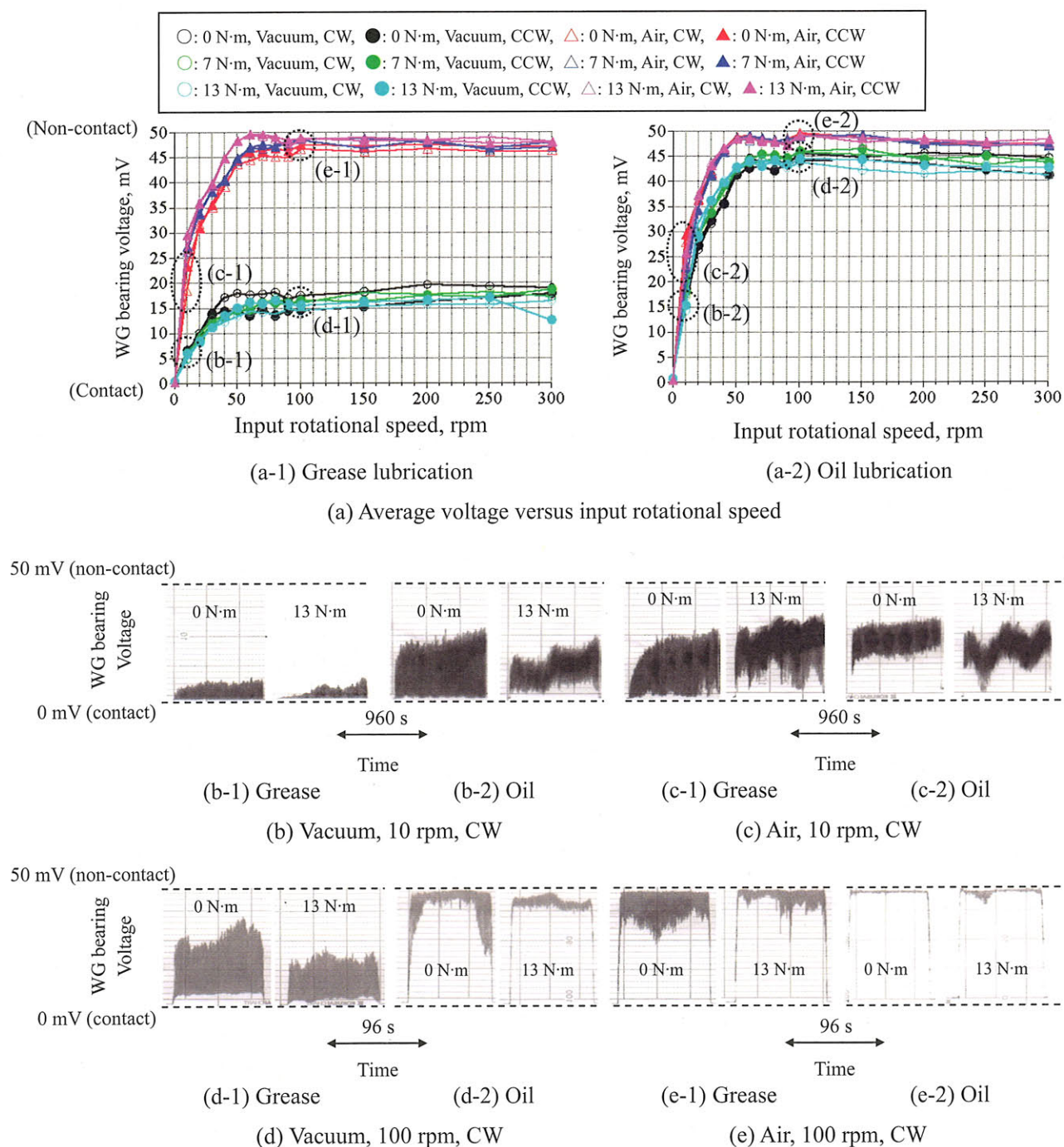


Fig.5-2 Voltage between WG inner and outer races lubricated with grease and oil under in-vacuum and in-air operation

(2) WG/FS

Figure 5-3 に WG/FS 間の測定電圧を示す. 同図 (a) に示すように WG/FS 間の測定電圧は WG 内外輪と同様に, 真空中と大気中で大きく異なる結果となった. まず真空中では, 平均測定電圧は回転速度, 負荷トルク, 潤滑剤の種類に依存せず 1 mV 以下であり, 流体潤滑効果がほとんど働いておらず境界潤滑状態であったと推定できる. それに対して大気中では, 負荷トルク 0 N·m の場合には真空中とほとんど同じ傾向であったが, グリース潤滑で負荷トルク 7, 13 N·m の場合

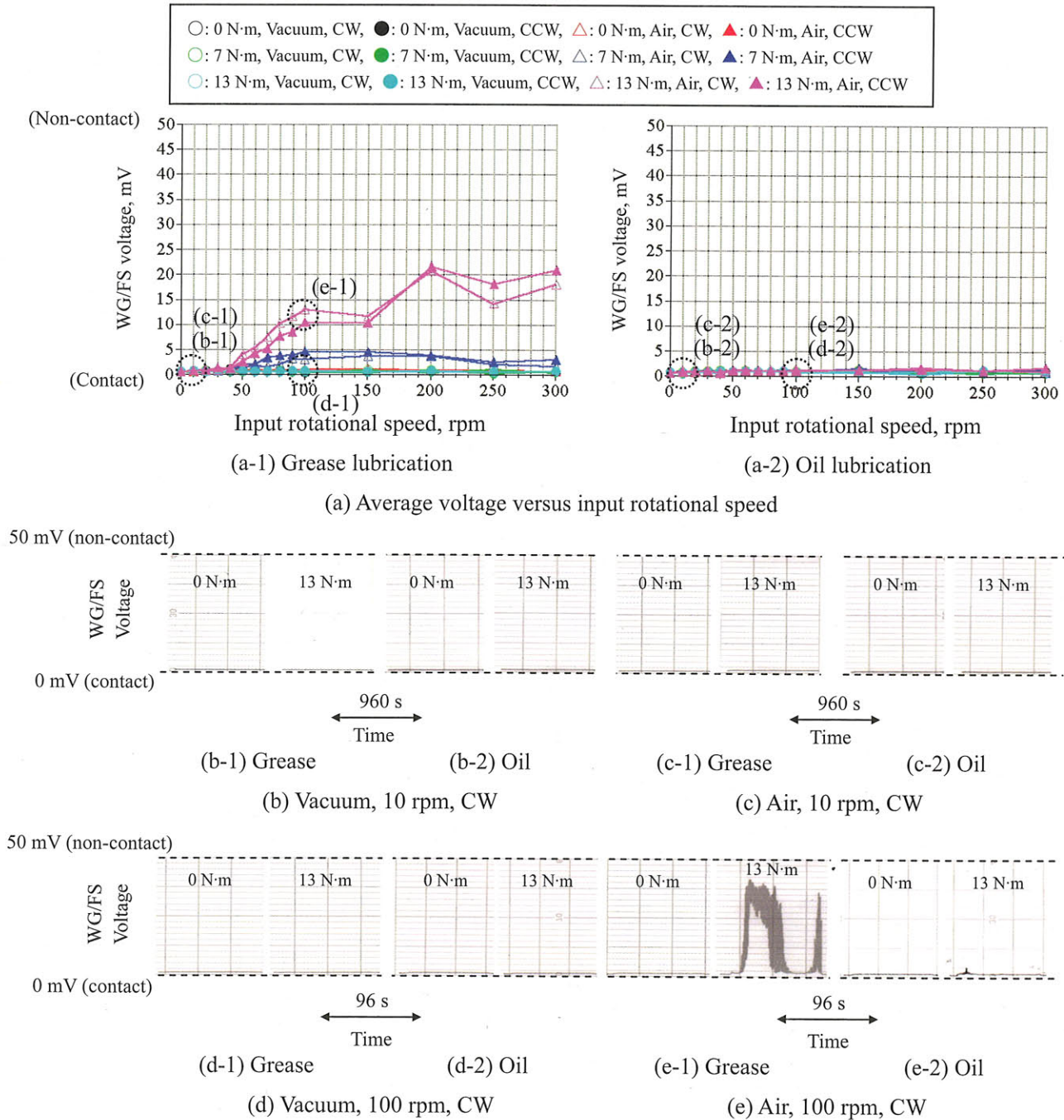


Fig.5-3 Voltage between WG and FS lubricated with grease and oil under in-vacuum and in-air operation

には入力回転速度 30 rpm 以上で大きな電圧値を示した．Figure 5-3 (e-1) に示すように，高回転速度・負荷トルク印加時，WG/FS 間の測定電圧はアームの位置に依存して，数 mV～40 mV 以上まで変化しており，境界潤滑から流体潤滑状態まで変化していたと考えられる．全体的に油潤滑よりもグリース潤滑の方が測定電圧は高くなったが，高速・負荷トルク印加時に測定電圧が上昇するのは両者ともに同じ傾向であった．

油潤滑と比較してグリース潤滑で高い測定電圧を示したのは，グリース潤滑では WG/FS 間のすきまの両側面にグリース溜りが存在するために，油潤滑よりもすきま内部にグリースが十分供給できる状態であり，厚い油膜が形成されたためと考えられる⁵⁻¹⁾．

大気中における WG/FS 間のアーム位置に依存した潤滑状態変化について，負荷アームの位置とファイバースコープによる観察結果を関連づけて考察していく．Figure 5-4 に，グリース潤滑，負荷トルク 13 N・m，入力回転速度 200 rpm における WG/FS 間の測定電圧の時間変化と，負荷トルクを与えるアームの位置と負荷トルク波形の関係を示す．同図に示すように，作動開始から負荷トルクの増加に伴い測定電圧も増加し（アーム位置 A→B），負荷トルクが増加から減少に変わるピーク付近（アーム位置 B）で高い電圧を示した．そして，負荷トルクが変化するにつれて電圧は減少していき（アーム位置 B→D），負荷トルクが 0 N・m に近づくと再度上昇した．

負荷トルクの増加（アーム位置 A→B）に伴い電圧が上昇したのは，WG/FS 間のすきまの変化によるポンプ的な作用により油膜が形成され，接触面積が減少したためと考えられる．このポンプ的な作用の発生メカニズムについては，流体潤滑の基礎であるレイノルズ方程式から説明できる．第 2 章で示したように，油膜圧力発生を表すスクイーズ項は，一定負荷トルクの場合には以下のように計算できる．

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\omega_{wgi} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (5-1)$$

ここで， h は WG/FS 間のすきま， t は時間， θ は周方向角度， ω_{wgi} は入力回転速度であり， $\partial h / \partial \theta$ は周方向角度で決まり時間に依存しない．一方正弦波状の負荷トルクの場合には，

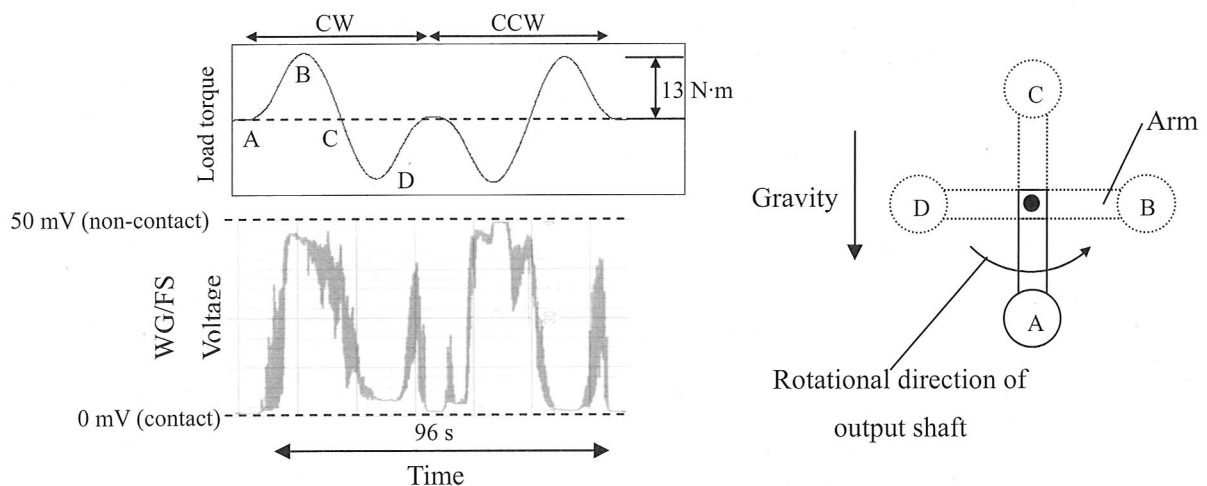


Fig.5-4 Variation of voltage between WG and FS lubricated with grease under in-air operation at load torque of 13 N·m and input rotational speed of 200 rpm

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\omega_{\text{wgi}} \frac{\partial h}{\partial \theta} + T_l \omega_{fs} \cos(\omega_{fs} t) \frac{\partial h}{\partial T} \quad (5-2)$$

となる．ここで、 T は負荷トルク、 T_l は負荷トルクの最大値、 ω_{fs} は出力回転速度である．式 (5-2) に示すように、スクイーズ項が t 、 T_l 、 ω_{fs} に依存するため、それに伴い発生する油膜圧力も変化する．式 (5-2) から、出力（入力）回転速度、負荷トルクが高いほどスクイーズ項が大きくなることから、Fig.5-3 に示した高速・高負荷で油膜が形成されたことと一致する．また、アーム位置 A と C でトルク値が同じであるのに電圧値が異なるのは、これらの位置で FS/CS 歯面間の負荷方向が逆転するため、3-4 節で示したように WG/FS 間のすきま形状が変化し、ポンプ的作用に違いが生じたためと考えられる．

負荷トルクが印加された場合、Fig.5-3 (a) に示すように平均電圧で見ると大気は真空と比較して金属接触面積の小さい作動条件であるが、負荷アームが真横 (D) から真下に振り下ろされる位置では大気でも測定電圧の小さい真空とほとんど差がない金属接触状態であると推定できる．また、負荷トルク $0 \text{ N}\cdot\text{m}$ で測定電圧の変動が生じなかった原因は、 7 、 $13 \text{ N}\cdot\text{m}$ が変動負荷であるのに対し $0 \text{ N}\cdot\text{m}$ は一定負荷（出力側の磁性流体シール等の摩擦トルク、およそ $0.35 \text{ N}\cdot\text{m}$ ）であることから前に述べたポンプ的な作用が生じなかったためと考えられる．これより、例えば一定方向で一定値の負荷トルク 7 、 $13 \text{ N}\cdot\text{m}$ を印加した場合を想定すると、Fig.5-4 のような大気での電圧変動は生じないと予想される．一定負荷の場合における真空と大気の違いについては、後述するように真空中ではすきま内が潤滑剤欠乏状態となることから境界潤滑状態となり、大気中では混合潤滑解析で示したような油膜圧力が発生し混合潤滑状態になると予測される．ポンプ的作用が働く正弦波状負荷トルク印加時ほどの差は生じないが、大気中の方が良好な潤滑状態になると推定できる．

Figure 5-5 にファイバースコープにより観察した WG 外輪の運動の様子を示す。WG/FS 間の測定電圧が低いアーム位置 A, C→D 付近では, Fig.5-5 (a) に示すように WG 外輪は FS にひきずられて動いていた。すなわち, この時 WG/FS 間は金属接触の割合が大きく摩擦によって WG 外輪は FS にひきずられていたと考えられる。一方電圧が上昇したアーム位置 A→B, D→A 付近では, Fig.5-5 (b) に示すように WG 外輪が内輪と同じ方向に回転し, FS に対して周方向の相対速度を持って動いていた。これは, WG 内外輪間の転がり摩擦よりも, WG/FS 間の滑り摩擦が小さくなること, すなわち WG/FS 間の金属接触の割合が小さく流体潤滑に近い状態であったことを示している。このような WG/FS 間の測定電圧増加時における WG 外輪の FS に対する滑りは, 大気中の他の回転速度においても観測されており, 負荷アームの位置による WG/FS 間の接触・潤滑状態の変化を示している。

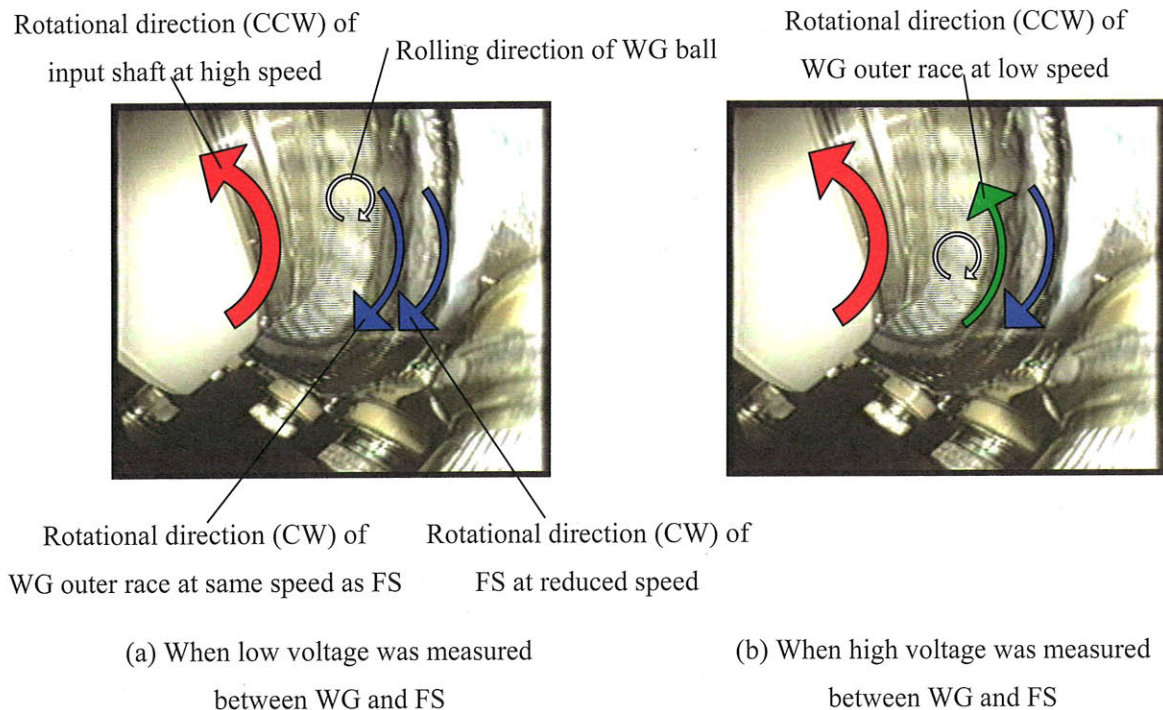


Fig.5-5 Rotational motion of WG outer race under in-air operation observed by fiber scope

(3) FS/CS

Figure 5-6 に FS/CS 間の測定電圧を示す. 同図 (a) に示すように, FS/CS 間の平均測定電圧は雰囲気, 回転速度, 負荷トルク, 潤滑剤の種類にほとんど依存せず数 mV 以下であった. しかし, 同図 (c-1), (e-1) を見てみると, 大気中, グリース潤滑では, わずかではあるが作動中に測定電圧の上昇が見られ, 流体潤滑効果が働いていたと考えられる. また, この測定電圧の上昇現象は負荷トルク 0 よりも 7, 13 N·m の方が顕著であり, アームの位置に依存した変動も見られた. こ

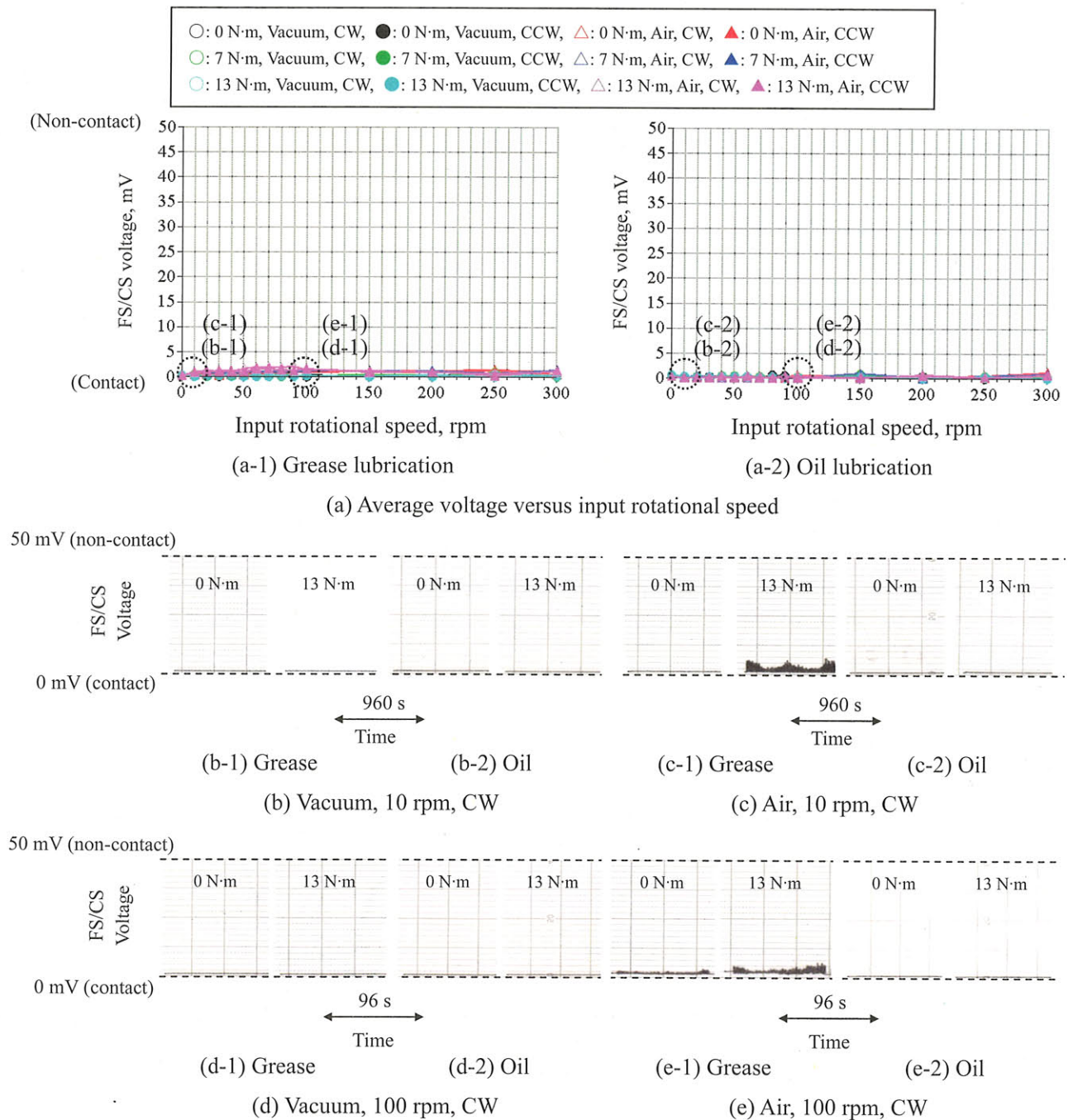


Fig.5-6 Voltage between FS and CS lubricated with grease and oil
 under in-vacuum and in-air operation

これらのことから、FS/CS 間は真空中では境界潤滑、大気中では境界または混合潤滑状態であったと推定できる。

Figure 5-6 (c-1) と (c-2), (e-1) と (e-2) の大気中におけるグリース潤滑と油潤滑の電圧変動の違いについては、WG/FS 間と同様に潤滑剤の供給性の違いにより生じたと思われる。

(4) まとめ

以上に示したように、すべてのしゅう動部において真空中は大気中よりも測定電圧が低く、金属接触割合の大きい厳しい潤滑状態であることが分かった。特に WG/FS 間の潤滑状態は、従来境界または混合潤滑状態であると推定されていたが⁵⁻²⁾、大気中では油膜が形成され流体潤滑状態も確認することができ、真空／大気の雰囲気依存性が最も大きいしゅう動部であることが分かった。このような雰囲気に依存した各しゅう動部の潤滑状態変化のメカニズムについて、次項では特に雰囲気依存性の大きい WG/FS 間に注目し考察していく。

5-2-2 WG／FS間の潤滑機構

本項では、WG/FS 間の潤滑機構を解明していく。まず、WG/FS 間の測定電圧から接触電気抵抗を算出し、抵抗値（潤滑状態）の変化の物理的意味について考察していく。加えて、接触電気抵抗から推定した接触力と第3章の解析結果との比較を行い、解析モデルの検証を行う。そして、WG/FS 間の潤滑状態が雰囲気に依存して変化するメカニズムの仮説を構築し、別途行った解析・実験により、それを実証する。

(1) 接触電気抵抗の物理的意味

まず接触電気抵抗が示す物理的意味について考える。接触する二面間の接触電気抵抗は、粗さレベルの接触面積（集中抵抗）と表面の汚れ、酸化膜や吸着膜（表面被膜抵抗）に依存して決まる⁵⁻³⁾。すなわち、Fig.5-7 に示す二面間に無数に存在する接触点のうち1点のみを考えると、接触電気抵抗は

$$(\text{接触電気抵抗}) = (\text{集中抵抗}) + (\text{表面被膜抵抗}) \quad (5-3)$$

となる。集中抵抗は金属材料の抵抗率に比例し、接触点の半径に反比例する。一方、表面被膜抵

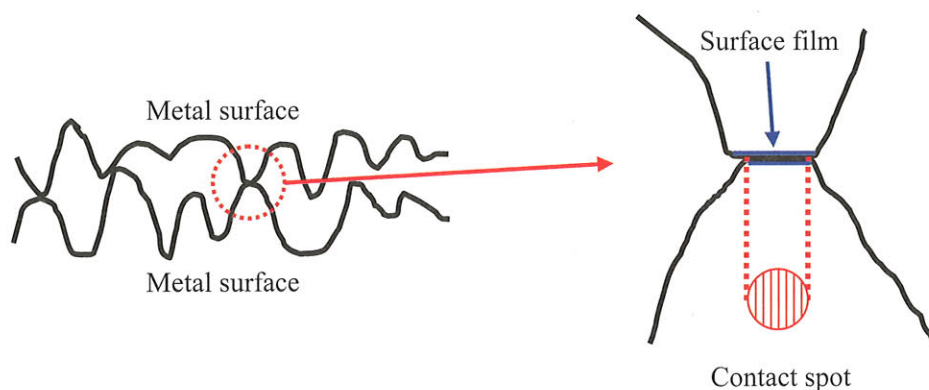


Fig.5-7 Contact spot between rough surfaces

抗は表面被膜の厚さ、固有抵抗値 ($\Omega \cdot m$)、接触面積に依存する。また、潤滑油に含まれる添加剤の種類によって摩擦面反応層の性状が異なり、抵抗値に影響を与える⁵⁻⁴⁾。

波動歯車装置の金属部品の材質であるステンレス鋼の抵抗率〔一般的に $10^{-8} \Omega \cdot m$ のオーダー⁵⁻⁵⁾〕に対して、表面被膜の固有抵抗値がどの程度のオーダーであり、接触電気抵抗における集中抵抗と表面被膜抵抗の割合を精度良く求めることは困難である。また、測定される接触電気抵抗値は、数 Ω の計測系の回路内部抵抗を含んでいることを考慮しなければならない。以下では、接触電気抵抗の変化において集中抵抗と表面被膜抵抗のどちらが支配的であるかを推察していく。

(2) WG/FS 間の接触電気抵抗

Figure 5-8, 5-9 にそれぞれ Fig.5-3 の測定電圧から算出したグリース、油潤滑における WG/FS 間の接触電気抵抗を示す。図中には、雰囲気、負荷トルクをパラメータとして、入力回転速度を横軸に、正逆転を行った時の接触電気抵抗の平均値、最小値および最大値を縦軸に示している。最大・最小抵抗値の振れは、Fig.5-4 に示した正弦波状の負荷トルクに依存する測定電圧の変動により生じている。

まず真空中の場合を見てみると、WG/FS 間の接触電気抵抗値は作動条件、潤滑剤の種類に依存せず数 Ω 以下であり、境界潤滑状態であることを示している。真空中で WG/FS 間が境界潤滑状態となるメカニズムについては次項で考察する。一方、大気中では全体的に真空中よりも接触電気抵抗値は大きいと言える。この原因として、

- ① 大気中では表面に酸化膜が形成され、表面被膜抵抗が高くなる
- ② 大気中では油膜が形成されて接触面積が減少し、集中抵抗が高くなる

の2つが挙げられる。まず①については、Fig.5-3 に示したように作動前後における停止時の抵抗値が真空中と大気中の間で差が見られないことから、表面に形成された酸化膜によって抵抗値の差が生じた可能性は低いと考えられる。一方②については、接触電気抵抗値が作動条件に大きく依存していることから、油膜の流体力学的作用が大きく関与しているものと思われる。第3章で示したように、WG/FS 間の接触面積は入力回転速度の増加に伴い油膜的作用により減少し、また、負荷トルクの印加によってそのすきま形状は変化する。Figure 5-8, 5-9 (c) ~ (f) では入力回転速度の増加に伴い接触電気抵抗値も増加する傾向にあり、これは解析で示した油膜圧力の増加によって接触面積が減少（集中抵抗が増加）したことが原因と推測される。正弦波状の負荷トルクを印加した場合に接触電気抵抗値が高くなったのは、前述したように負荷トルクの連続的な変化に伴うすきま形状の変化が油膜のポンプ的作用を促進させて、接触面積が減少したためと推測される。以上のように、WG/FS 間の接触電気抵抗の変化は集中抵抗の変化によって生じており、抵抗値の増加・減少は接触面積の減少・増加を表していると考えられる。

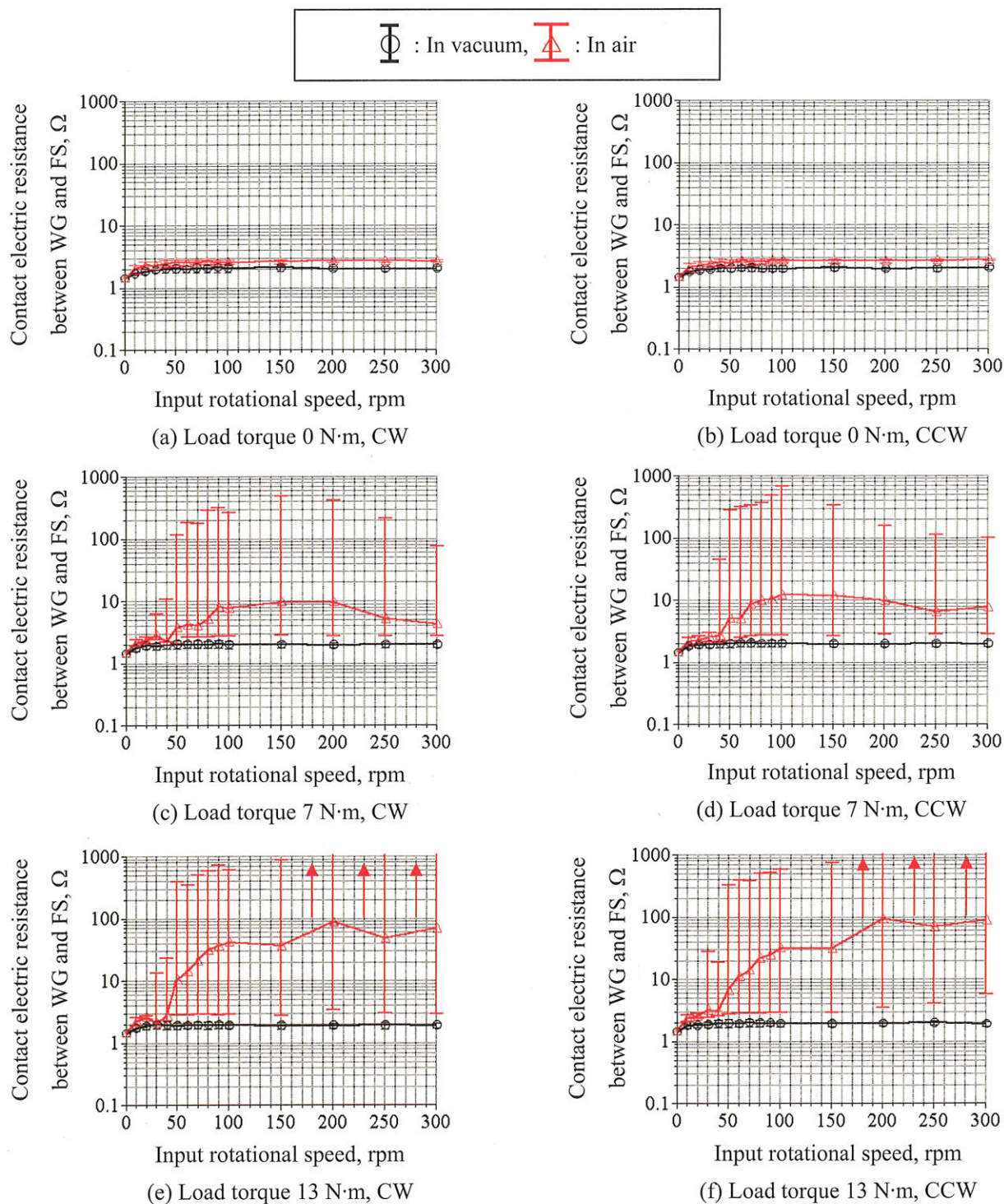


Fig.5-8 Contact electric resistance between WG and FS lubricated with grease
under in-vacuum and in-air operation

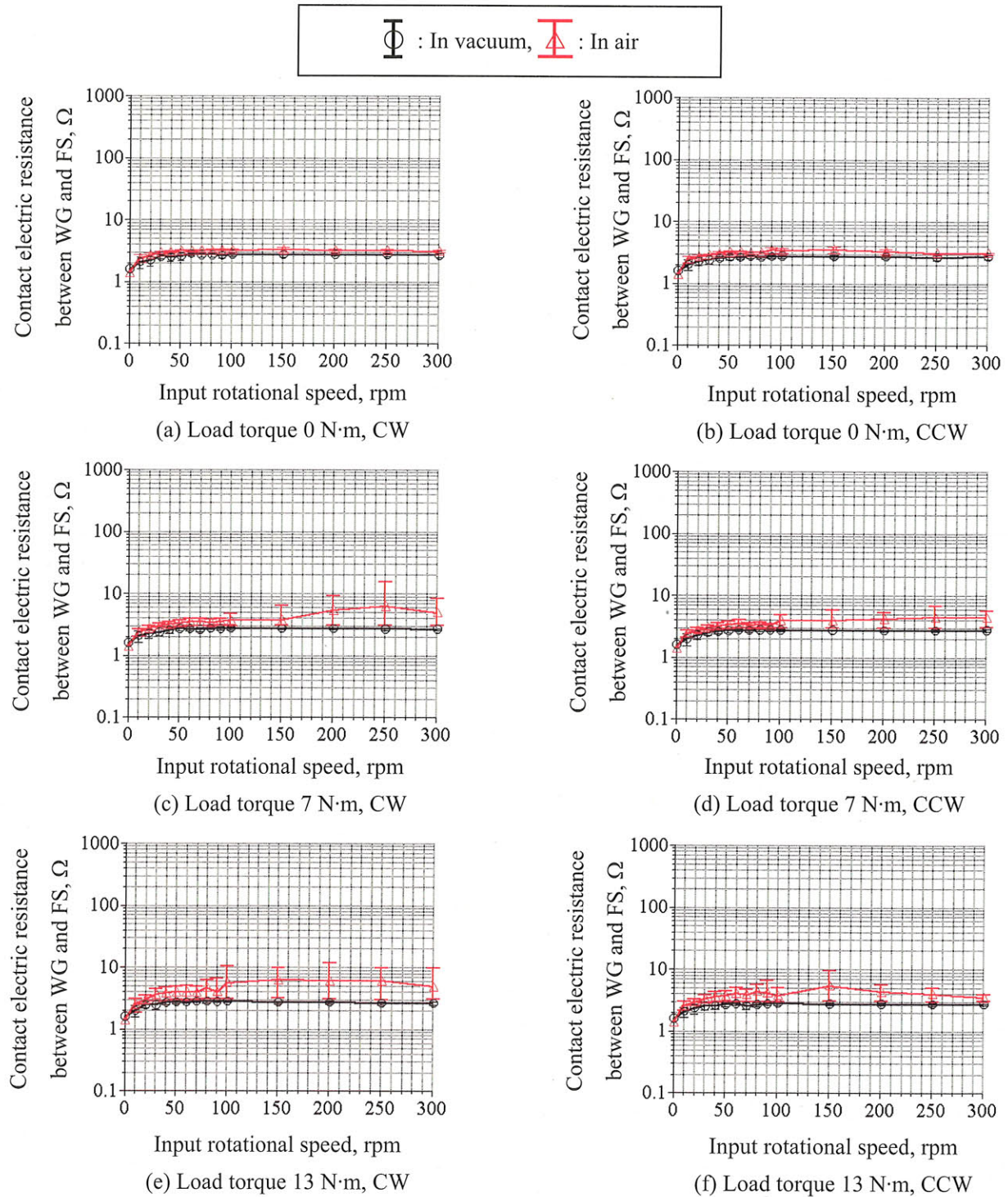


Fig.5-9 Contact electric resistance between WG and FS lubricated with oil
under in-vacuum and in-air operation

(3) 解析モデルとの比較

Figure 5-8, 5-9 に示した入力回転速度、負荷トルクに対する WG/FS 間の接触電気抵抗値の変化は、主に集中抵抗の変化によって生じていることが分かった。ここでは、集中抵抗の理論⁵⁻³⁾を用いて WG/FS 間の接触力の変化を推定し、混合潤滑解析結果との比較を行う。Greenwood らは、平面と粗面の接触電気抵抗を R_c 、接触力を P とすると、集中抵抗の理論から $R_c \propto P^{-0.9}$ の関係となることを導いている⁵⁻⁶⁾。この関係から、実験によって得られた接触電気抵抗 R は以下のように表すことができる。

$$R = A \cdot P^{-0.9} + R_0 \quad (5-4)$$

ここで、 A は定数、 R_0 は測定回路の内部抵抗である。さらに停止時の抵抗値を $R(0 \text{ rpm})$ 、入力回転速度 $n \text{ rpm}$ における抵抗値を $R(n \text{ rpm})$ とし、停止時の接触力を 1 として正規化した無次元接触力 \bar{P} は以下ようになる。

$$\bar{P} = [\{R(n \text{ rpm}) - R(0 \text{ rpm})\} / B + 1]^{-1/0.9} \quad (5-5)$$

ここで、 B は接触力の変化に対する抵抗値の変化の度合いを表す定数である。 B の値は、本研究では 1000Ω 以上を流体潤滑とみなしていることを考慮して、停止時から抵抗値が 1000Ω 増加すると接触力は $1/1000$ になるとし、 $B = 2 \Omega$ とした。

式 (5-5) を用いて、Fig.5-8, 5-9 に示した WG/FS 間の接触電気抵抗の平均値から計算した接触力と混合潤滑解析により求めたトータルの接触力を Fig.5-10 に示す。Figure 5-10 (a), (b) に示すように、実験、解析ともに接触力は入力回転速度の増加に伴い減少する傾向にある。まず実験結果から見ていくと、真空中では負荷トルク 0 と $13 \text{ N}\cdot\text{m}$ でほとんど同じ傾向を示し、境界潤滑が支配的と考えられるが $0 \sim 50 \text{ rpm}$ の範囲でわずかに油膜の作用により接触力が減少している。また、グリースよりも油の方が入力回転速度の増加に伴う接触力の減少量は大きくなっている。一方大気中では、負荷トルク $0 \text{ N}\cdot\text{m}$ の場合は真空中と良く似た接触力の変化傾向であるが、 $13 \text{ N}\cdot\text{m}$ では 30 rpm 以上で大きな接触力の減少が見られる。続いて解析結果を見ると、特に高回転速度域で実験と接触力の変化傾向が異なっている。

解析結果が実験結果と異なる傾向を示した点について、その原因を考察していく。本解析モデルでは、以下の仮定を置いている。

- ① 負荷トルクは一定とする。
- ② 潤滑油はすきま内に満たされている。

まず①は実験のアームによる正弦波状負荷トルクと異なることから、解析では前述したようなアーム変動によるポンプ的作用を模擬できておらず、Fig.5-10 (b) の高回転速度域での違いが生じたと考えられる。一方②については、混合潤滑解析で示したように WG/FS 間からの潤滑油流出量は入力回転速度の増加に伴い増加することから、実験では高回転速度域ですきま内が潤滑剤欠乏状態となりやすく油膜の作用が働かず接触力が一定になったと推定できる。後述するように真空中と大気では潤滑剤残存状態が異なり、またグリースと油で潤滑剤供給性が異なることから⁵⁻¹⁾、特に高回転速度域での本解析モデルの精度を上げるためには WG/FS 間の潤滑剤欠乏状態を模擬する必要がある。本解析モデルでは、WG/FS 間からの潤滑剤流出量が小さい比較的低速領域 (30 rpm 以下) での混合潤滑状態を模擬することができると考えられる。

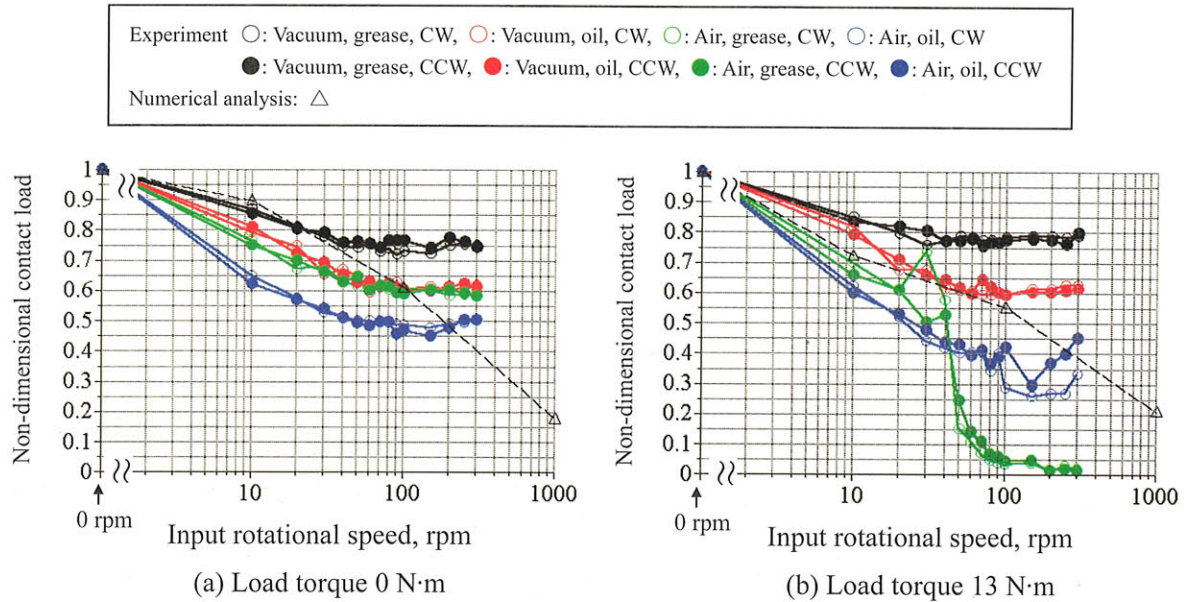


Fig.5-10 Comparison between experimental and numerically-calculated contact load

(4) 潤滑剤の流入出特性

ここでは、WG/FS 間の潤滑剤の流入出特性について、ファイバースコープによる観察結果から真空中で WG/FS 間が境界潤滑状態となるメカニズムを推定し、潤滑剤の表面張力、負圧によるすきま内への流入を模擬した浸透解析により説明していく。Figure 5-11 に、大気作動中に波動歯車装置の入力側からファイバースコープにより接触部近傍を撮影した写真を示す。同図に示すように、大気中では特に高回転速度域で WG/FS 間のすきまから大きさが 1～5 mm 程度の気泡が出力軸 1 回転当たり数個～数十個発生していた。気泡の排出は、ビデオの録画映像から肉眼で確認できる程度の比較的速度の遅い現象であった。一方真空中では、気泡の排出現象は観測されなかった。また、大気中で負荷トルクを印加した場合、真空中と比較して WG/FS 間、FS/CS 間からのグリースの流出量が多いように観察された。これらの現象は、大気が存在が WG/FS 間に存在する潤滑剤の挙動に影響を与えた可能性を示している。

大気中で観測された気泡は、Fig.5-12 に示すようにすきまが閉じる時に正のスクイズによりすきま内の空気と潤滑剤が圧縮されて押し出されて、側方のグリース溜り（油膜）がこれらの排出を押さえきれなくなって形成されたものと思われる。ここで、発生した気泡の体積と空気の体積弾性率 K ($= 1.4 \times 10^5 \text{ Pa}$)⁵⁻⁷⁾ から、WG/FS すきま内に含まれていた空気の量を見積もる。体積 V_0 の流体が V_1 まで膨張した時の圧力変化 Δp は、以下のように与えられる⁵⁻⁷⁾。

$$\Delta p = -K \frac{V_1 - V_0}{V_0} \quad (5-6)$$

すきま内に含まれていた（圧縮された）空気の体積を V_0 、最も排出頻度の高い代表的な気泡の体積 33.5 mm^3 （直径 2 mm の球）を V_1 とし、 Δp については圧縮された空気の圧力を WG/FS 間の混合潤滑解析で求めた入力回転速度 100 rpm での油膜圧力とほぼ同じ 10 MPa（Fig.3-5 参照）としてこれが気泡として排出する時に周囲圧力まで減圧したとすると、 $V_0 = 0.5 \text{ mm}^3$ となる。混合潤滑解

析により求めた WG/FS 間のすきま体積はおよそ 11 mm^3 であり, 含まれていた空気の割合は 4.5 % となる. このことから, 気泡が排出されていた時でもすきまのほとんどは潤滑剤に満たされており, WG/FS 間の混合潤滑解析で示したように大気中では負のスクイズにより負圧が発生する状態であったと推定される.

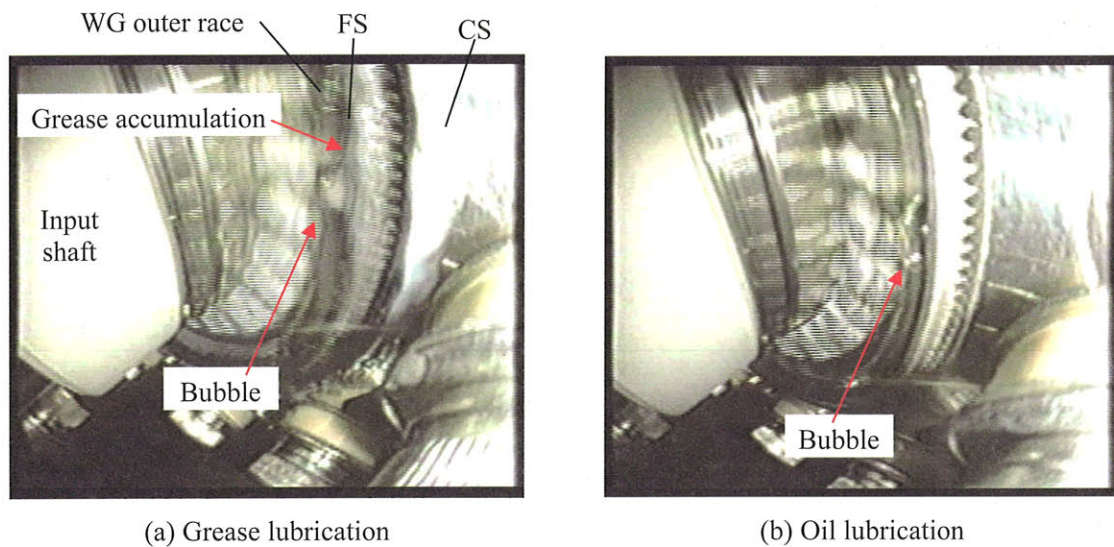


Fig.5-11 Photographs of moving SWG parts at in-air operation
(load torque 13 N·m, input rotational speed 200 rpm)

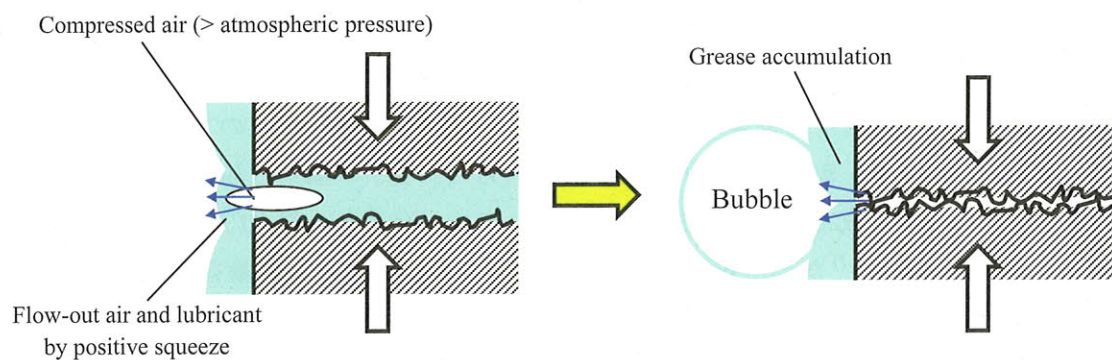


Fig.5-12 Bubble generation mechanism in air

WG/FS 間の混合潤滑解析では、周囲大気圧力ではすきまの正のスクイーズ（すきまが閉じる）運動による潤滑剤の流出だけでなく、負のスクイーズ（すきまが開く）運動によって生じる負圧領域への潤滑剤の流入も生じることを示した。一方真空中では、負のスクイーズ運動が生じてても周囲圧力（絶対圧力 10^{-5} Pa）に対して負圧が生じないため、圧力差による潤滑剤の流入は生じない。したがって、真空中ではすきま内が潤滑剤欠乏状態になりやすいと予測できるが、潤滑剤流入の駆動力として表面張力による毛細管浸透も考慮しなければいけない。そこで、負のスクイーズ運動を行うすきまについて、潤滑剤の表面張力、負圧を考慮した浸透解析を行い、表面張力と負圧のどちらが大きな流入機構を有するか推定する。

Figure 5-13 に潤滑剤浸透の解析モデルを示す。用いる記号の説明を以下に示す。

h	: すきま, m
h_0	: 開いた時のすきま, m
l	: 潤滑剤の浸透距離, m
n	: WG 内輪の相当回転数, rpm
p_0	: 周囲圧力, Pa
p_1	: すきま内圧力, Pa
q_x	: 単位幅当たりの流量, m^2/s
t	: 時間, s
t_0	: すきまが開くまでの時間 ($= 15 / n$), s
x	: 座標, m
Δp	: 圧力差 ($= p_0 - p_1$), Pa
γ_L	: 表面張力, N/m
θ	: 接触角, deg.
μ	: グリース基油の粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
τ_0	: グリースの降伏応力, Pa
ω	: WG 内輪の角速度 ($= 2\pi n/60$), rad/s

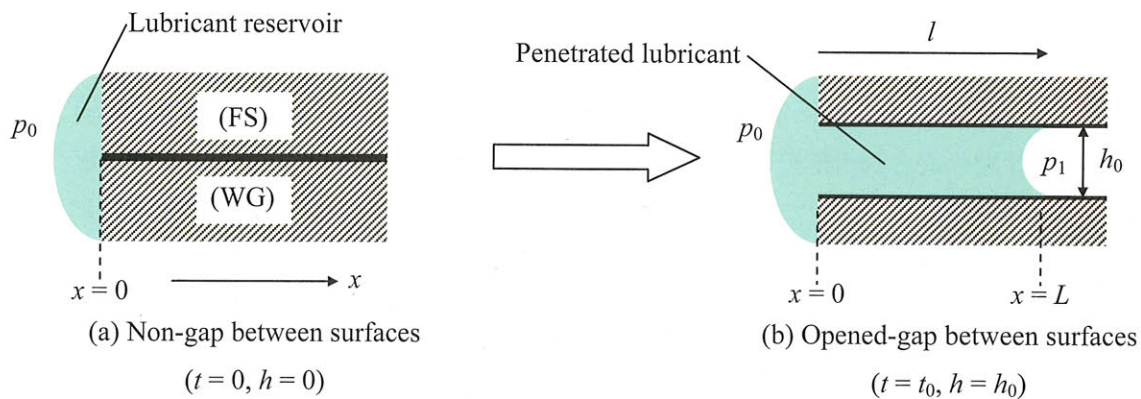


Fig.5-13 Lubricant penetration analysis model

潤滑剤の浸透は一次元のみとし，グリースと油を想定する．Figure 5-13 (a) に示すように潤滑剤の供給源（リザーバ）を持つすきまが閉じた状態（ $t=0$ で $h=0$ ）から，同図（b）に示すようにすきまが開いた状態（ $t=t_0$ で $h=h_0$ ）までに潤滑剤がどれだけ浸透していくかを求める．すきまが開く速度は，WG/FS 間のすきまの運動を想定して，入力軸回転速度 n の 1/4（WG 楕円の短軸から長軸の移動速度に相当）とする．

$$h = h_0 \sin(\omega t) = h_0 \sin\left(2\pi \frac{n}{60} t\right) \quad (5-7)$$

周囲圧力とすきま内の圧力差 Δp と表面張力によって浸透する潤滑剤の単位幅当たりの流量は，以下のようになる^{5-8, 5-9}．

グリース（ビンガム流体）：

$$q_x = h \frac{dl}{dt} = \frac{h^3}{12\mu l} \left\{ \frac{2h_a^2}{h^3} (3h - 2h_a) \Delta p + \frac{2\gamma_L \cos \theta}{h} \right\} \quad (5-8)$$

油（ニュートン流体）：

$$q_x = h \frac{dl}{dt} = \frac{h^3}{12\mu l} \left(\Delta p + \frac{2\gamma_L \cos \theta}{h} \right) \quad (5-9)$$

ここで， h_a はグリースが降伏応力以上のせん断を受けている領域の膜厚さであり，次式で与えられる．

$$h_a = \frac{h}{2} - \frac{\tau_0 l}{\Delta p} \quad (5-10)$$

なお，表面張力による流れ〔式（5-8）と（5-9）の右辺第2項〕はグリースと油で同じとする．式（5-8），（5-9）の両辺を h で割り， $t=0$ で $l=0$ の条件で積分すると潤滑剤浸透距離が求められる．グリースの場合は理論解を求めることができないため，数値積分を行って求めた．一方，油の場合の潤滑剤浸透距離は，以下のように求めることができる．

$$l = \sqrt{\frac{1}{6\mu} \left\{ h_0^2 \frac{\omega t - \sin(2\omega t)/2}{2\omega} \Delta p - \frac{2h_0}{\omega} \gamma_L \cos \theta (\cos \omega t - 1) \right\}} \quad (5-11)$$

$t=t_0$ 後の浸透距離 L は，

$$L = l|_{t=t_0} = \sqrt{\frac{5h_0}{4\mu m} \left(h_0 \Delta p + \frac{8}{\pi} \gamma_L \cos \theta \right)} \quad (5-12)$$

で与えられる．

解析パラメータを Table 5-2 に示す．計算は圧力差，入力回転速度，すきまを変えて行う．すきま値は，WG/FS 間の混合潤滑解析により求めた WG 外周の入力側と出力側の最大すきま値（35 μm と 16 μm ）と同じにしている．また，表面張力は潤滑油 MAC の文献値⁵⁻¹⁰を，接触角については Fig.5-14 に示すように油膜界面を撮影し，およそ 45 deg.と推定した．

Table 5-2 Lubricant penetration analysis parameters

Pressure difference Δp , Pa	$0, 5 \times 10^2, 5 \times 10^3, 5 \times 10^4, 1.013 \times 10^5$
Input rotational speed n , rpm	1, 10, 100, 1000
Gap h_0 , μm	16, 35
Viscosity of oil μ , Pa·s	0.157
Yield stress of grease τ_0 , Pa	300
Surface tension γ_L , N/m	0.02
Contact angle θ , deg.	45

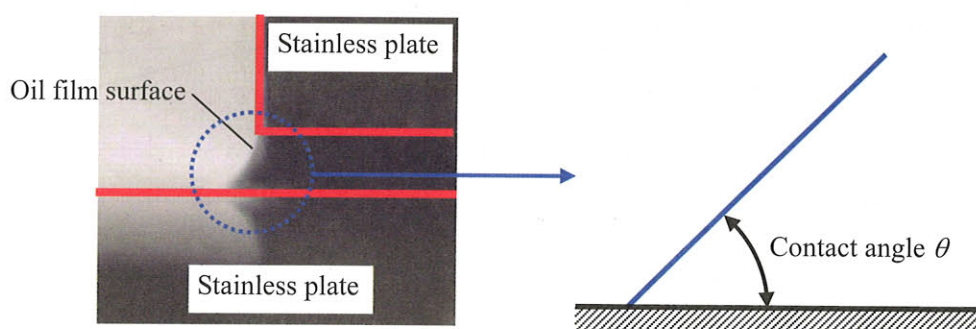


Fig.5-14 Contact angle of oil film rupture between two surfaces

潤滑剤浸透距離の解析結果を Fig.5-15 に示す．結果は圧力差，すきま，潤滑剤をパラメータとして，入力回転速度を横軸，浸透距離を縦軸として両対数軸上に示している．Figure 5-15 に示すように，浸透距離は入力回転速度が小さく，圧力差が大きいほど大きくなる．グリースの場合は圧力差 $0 \sim 5 \times 10^3$ Pa，油の場合は圧力差 0 と 5×10^2 Pa では浸透距離にほとんど差は見られず，この圧力範囲での潤滑剤の流れは表面張力が支配的と考えられる．それに対して，圧力差が大きくなると浸透距離は増加し， 5×10^4 Pa と 1.013×10^5 Pa では差はあまりないことが分かる．このことから，圧力差が大きい条件では潤滑剤の流れの駆動力は表面張力よりも圧力差の方が支配的と考えられる．グリースと油を比較すると，低速ではグリースが浸透しにくい，高速では両者とも浸透距離はほぼ同じである．圧力差 0 と 1.013×10^5 Pa を比較すると， 1.013×10^5 Pa の方が $2 \sim 10$ 倍程浸透距離は大きくなっている．また，すきま値が大きい方が潤滑剤浸透距離は大きくなる．

以上の潤滑剤浸透量の解析結果は，WG/FS 間のすきまが開いた時に潤滑剤がすきま内へ浸透する量は，表面張力のみが働く真空中と差圧も働く大気中とで差が生じることを示している．すなわち，真空中ではすきまが開いても表面張力のみによる潤滑剤浸透量が少なく，潤滑剤欠乏状態に陥りやすいと推測できる．それに対して，大気中では圧力差によってすきま内に潤滑剤が供給されて，真空中よりも油膜が形成されやすいと考えられる．

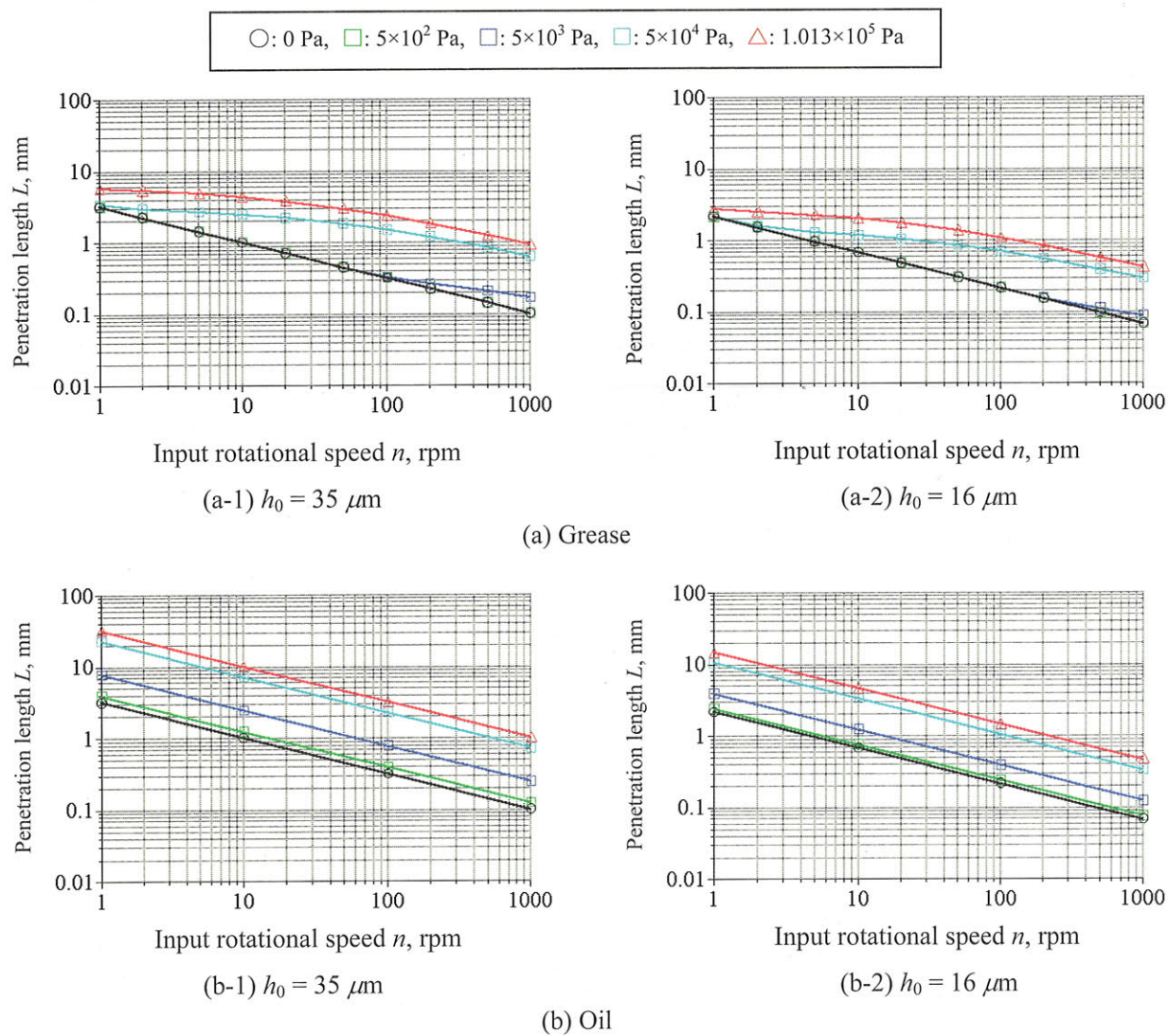
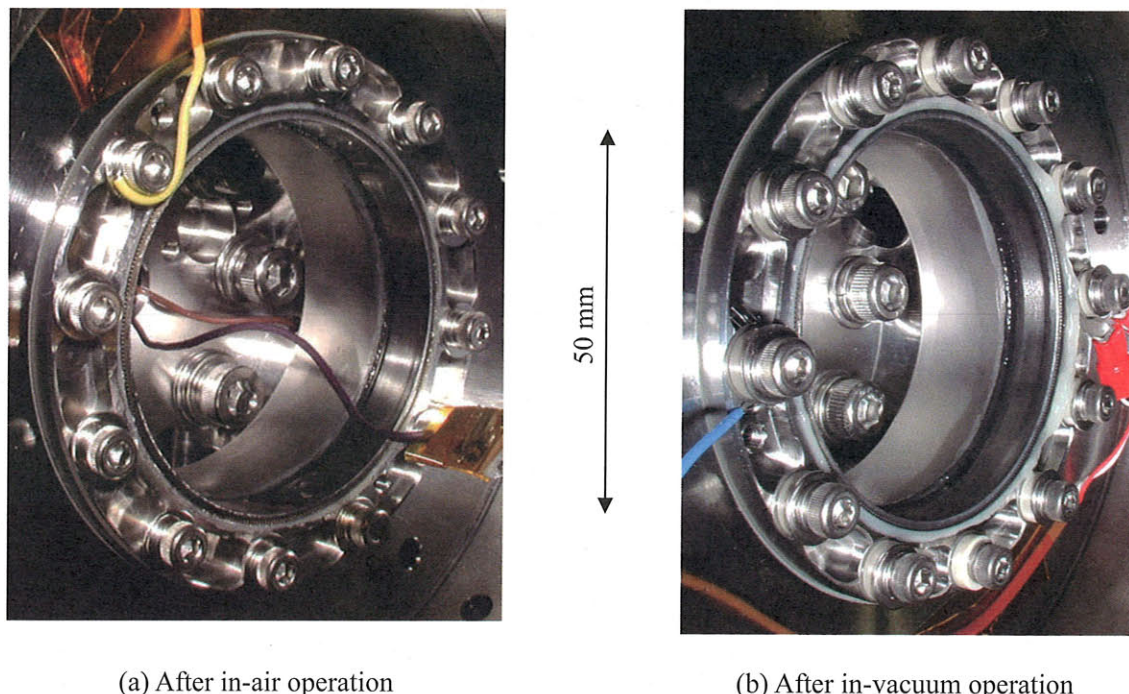


Fig.5-15 Lubricant penetration length versus input rotational speed

真空中と大気中のすきま内の潤滑剤残存状態を比較するために、実験後に分解して WG 外周面および FS 内周面を観察した。Figure 5-16 (a), (b) はそれぞれ、大気中で行った予備実験後（入力軸総回転数 63000 rev.）と本実験の真空中作動後（入力軸総回転数 45000 rev.）に FS 内周を撮影した写真である。大気中実験後では FS 表面に薄い潤滑膜が存在し光沢があり、濡れているように観察された。一方、真空中実験後では、大気中実験後と比較して表面の潤滑剤量が少なく若干乾いているように観察された。これらの観察結果からも、真空は大気と比較して潤滑剤欠乏状態に陥りやすいことが予測できる。



(a) After in-air operation

(b) After in-vacuum operation

Fig.5-16 Photographs of FS inside surface lubricated with grease after operation

(5) 潤滑状態の雰囲気圧力依存性

潤滑剤浸透解析により、WG/FS 間の潤滑剤残存状態はすきま内と周囲との圧力差に大きく依存する可能性が高いことが分かった。このことから、圧力差が WG/FS 間の潤滑状態にも影響を与えることが予測される。そこで、ここでは雰囲気圧力をパラメータとした実験を行い、WG/FS 間の潤滑状態を調べる。

実験パラメータを Table 5-3 に、実験の流れを Fig.5-17 に示す。雰囲気圧力は潤滑剤浸透解析時の圧力差と同様にし、雰囲気ガスの種類は空気と窒素 (GN_2) の 2 種類としている。波動歯車装置は常温真空／大気中実験後のものを洗浄し、グリースを塗布して使用した。実験は窒素、空気の順に行い、それぞれの実験前に大気中での測定も行っている。

Table 5-3 Parameters for environmental pressure experiment

Environmental pressure, Pa	less than 10^{-2} 5×10^2 5×10^3 5×10^4 1×10^5
Input rotational speed, rpm	10-300
Load torque, N·m	0, 13
Ambient gas	N ₂ Air
Lubricant	Grease

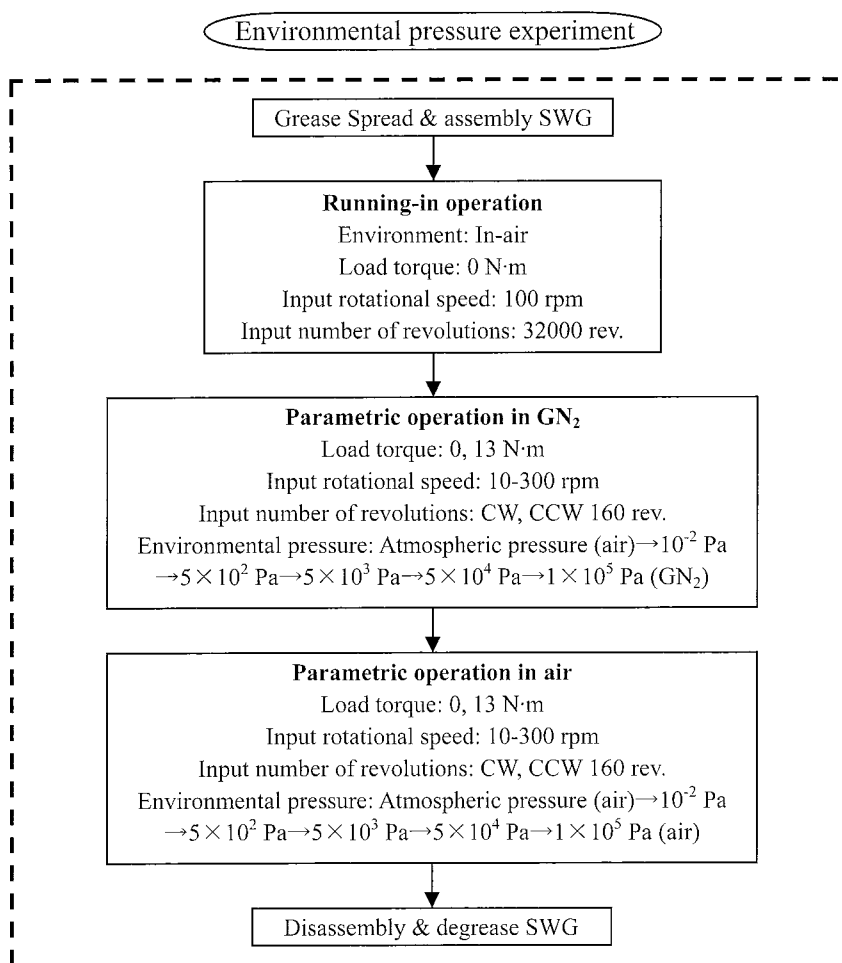


Fig.5-17 Flow chart of environmental pressure experiment

Figure 5-18 と 5-19 に、それぞれ窒素ガスと空気の場合における WG/FS 間の平均測定電圧を示す。まず窒素ガス、空気の両方において言えるのは、雰囲気気圧力の増加に伴い測定電圧も高くなっており、負荷トルク 0 と 13 N·m を比較すると 13 N·m の方が雰囲気気圧力依存性は大きい。測定電圧は、真空、 5×10^2 Pa、 5×10^3 Pa ではあまり大きな差はないが、 5×10^4 Pa 以上では雰囲気気圧力に依存した差が見られる。また、窒素ガスと空気を比較すると、全体的な傾向はよく似ているが、雰囲気気圧力 5×10^4 Pa 以上において空気の方が同じ雰囲気気圧力でも測定電圧は若干大きくなった。

Figure 5-18, 5-19 から、雰囲気気圧力が大きいほど WG/FS 間の金属接触面積は油膜が形成されて小さくなると言える。これは、潤滑剤浸透解析で示したように WG/FS 間への潤滑剤浸透距離が雰囲気気圧力の増加に伴い大きくなることから、雰囲気気圧力が大きい方がすきま内に潤滑剤が多く存在し油膜が形成されやすいことを示していると思われる。また、負荷トルク印加時の方が雰囲気気圧力依存性が大きくなったのは、前述したように正弦波状の負荷トルクによってポンプ的作用が働くことから、すきま内の潤滑剤残存量の影響を受けやすいためと考えられる。

高雰囲気気圧力で窒素ガスと空気の違いが生じた原因については明確には分かっていないが、グリースの持つ特性が関係している可能性がある。グリースの基油である MAC は、境界潤滑下において真空中よりも大気中の方が摩耗量、摩擦係数ともに小さくなる⁵⁻¹¹⁾。特に摩擦係数は、真空中では 0.12 程度であるのに対し、大気中では 0.05 と真空中の半分以下となっている⁵⁻¹¹⁾。これは、大気中で摩擦面に形成される反応膜が真空中に比べて摩耗量と摩擦係数を減少させていると推定され、大気と不活性ガスである窒素においても同様の違いが生じると考えられる。Figure 5-18, 5-19 において WG/FS 間は部分的に金属接触する混合潤滑状態であり、窒素ガス中と空気中で金属接触部での摩擦係数に差があると仮定すると、後述するように摩擦係数の大きさに依存した FS の変形によって WG 外輪と FS の接触状態に差が生じ、結果として測定電圧に違いが表れた可能性がある。また、窒素ガスと空気とで摩擦面に形成される反応膜の性状が異なるとすると、表面被膜抵抗の違いが原因である可能性もある。

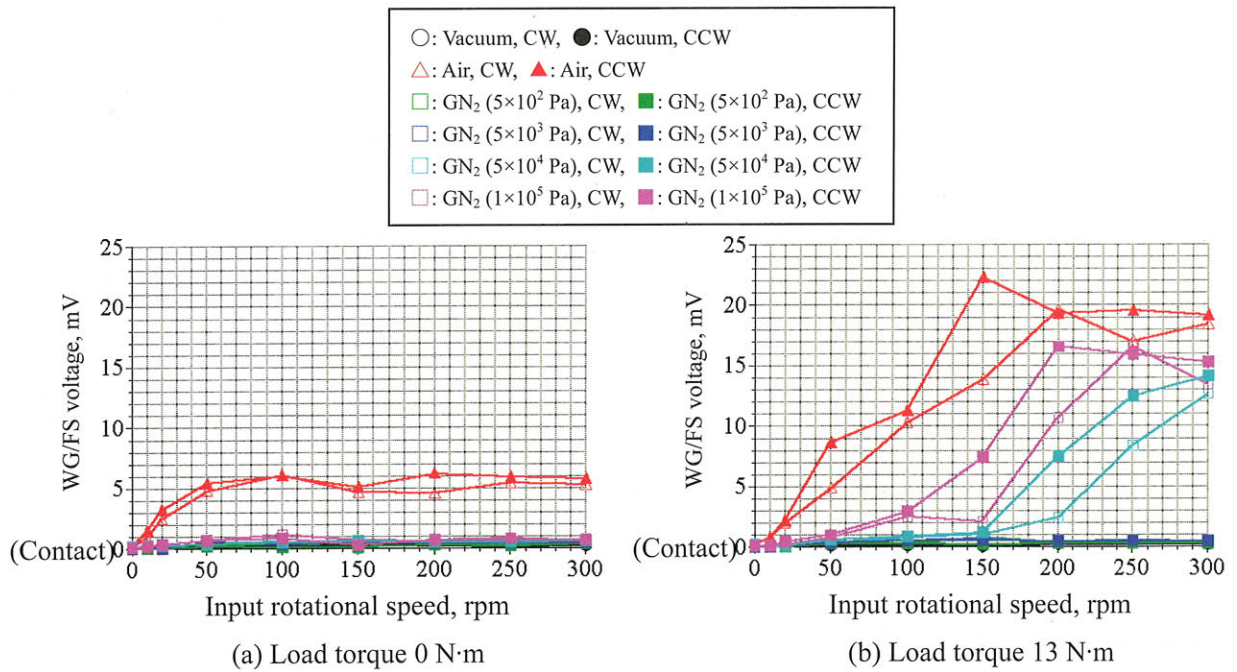
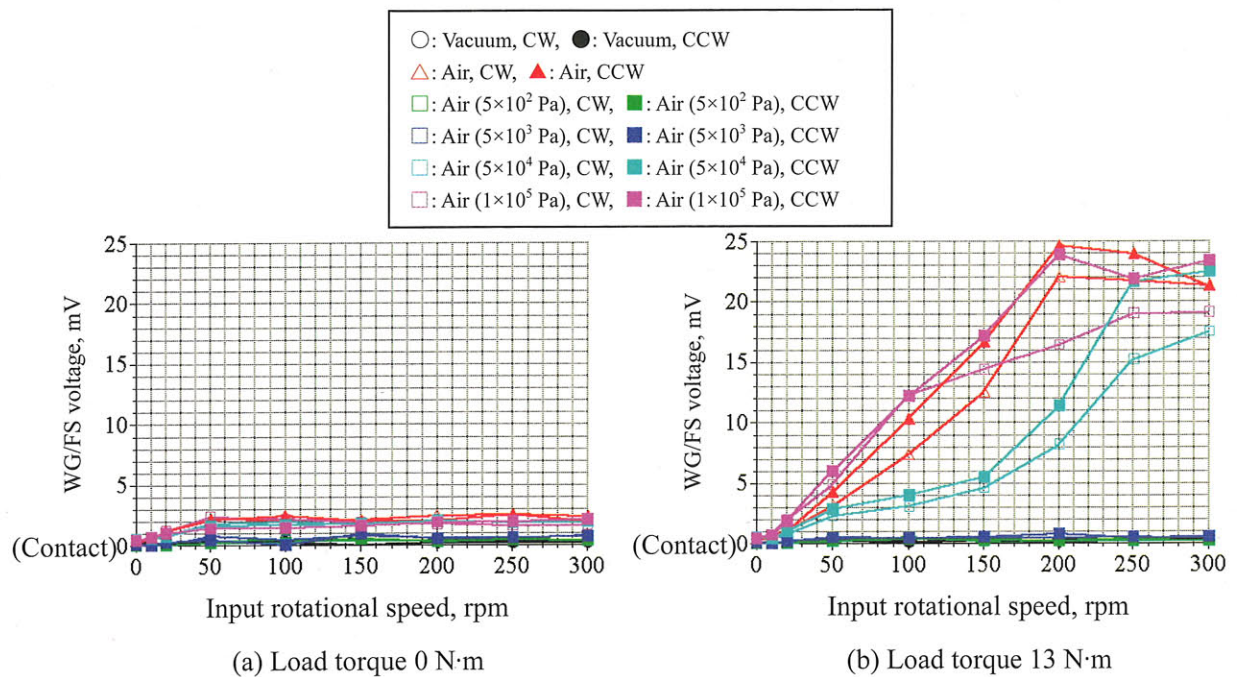
Fig.5-18 Average voltage between WG and FS at various ambient pressures of GN₂

Fig.5-19 Average voltage between WG and FS at various ambient pressures of air

(6) 摩耗形態に関する考察

真空中と大気中における WG/FS 間の潤滑状態の違いは、摩耗形態に大きく影響を与えると考えられる。そこで、実験後の WG/FS しゅう動部の観察を行い摩耗形態について考察する。

まず Fig.5-20 に、(a) 大気中試験後の FS 内周⁵⁻¹²⁾と本実験後の (b) FS 内周および (c) WG 外周の表面粗さを示す。大気中試験の方は、入力回転速度 100 rpm, 負荷トルク 92 N·m の条件で入力軸を 1.0×10^6 rev. 作動させた後に測定している。一方本実験の方は、真空、大気の両雰囲気において入力回転速度 10~300 rpm, 負荷トルク 0~14 N·m の条件下で入力軸をトータル 5.5×10^5 rev. 作動させた後に測定した。Figure 5-20 (a) と (b) の入出力側に見られる摩耗痕内部の粗さを比較すると、大気のみで作動させた (a) では非常に滑らかであるが、真空でも作動させた (b) ではトータルの回転数が (a) の半分程度であるにもかかわらず、凹凸が見られ粗くなっている。これは、1-2-2 項で述べた真空中と大気中作動後では FS 内周の摩耗状態が大きく異なり、真空中作動後の方が表面の荒れが著しいことと対応すると考えられる。さらに (c) の WG 外周を見ると、FS 内周のような摩耗痕は見られないが、入出力側で若干表面が粗くなっている。

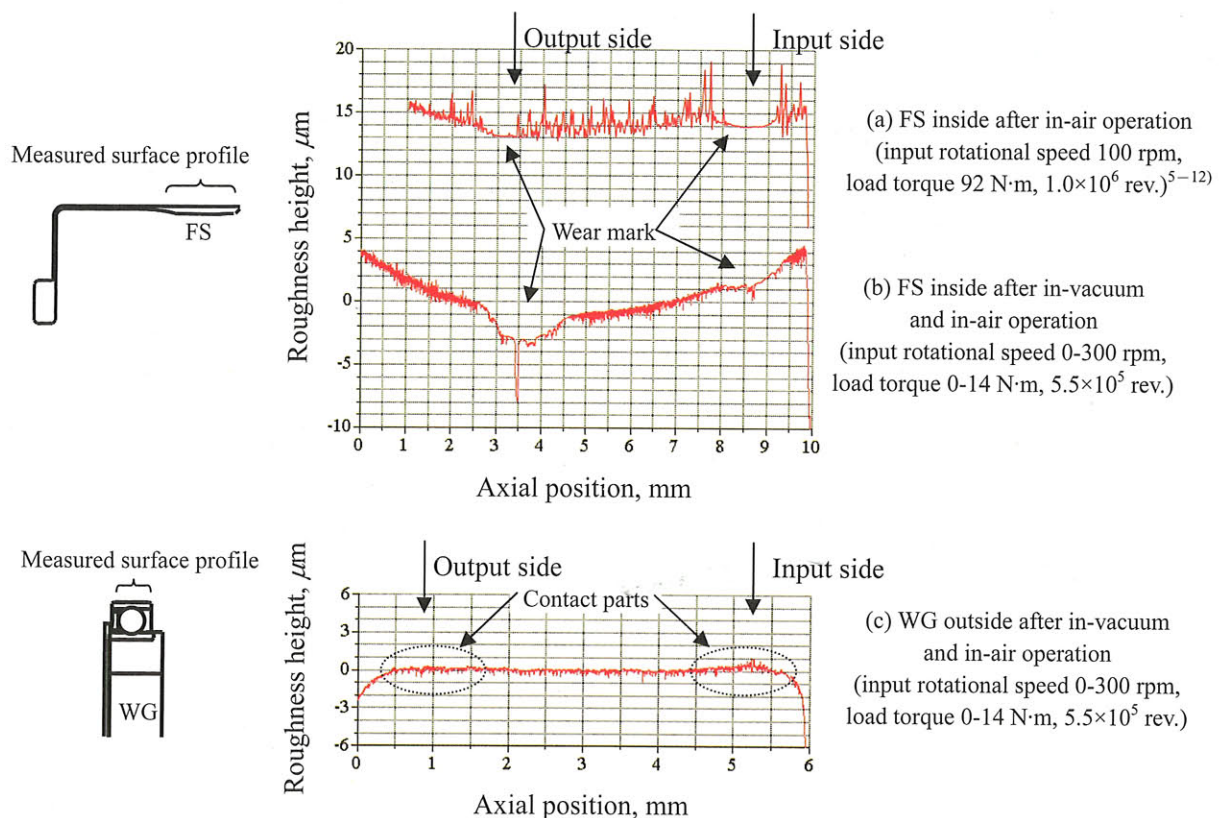
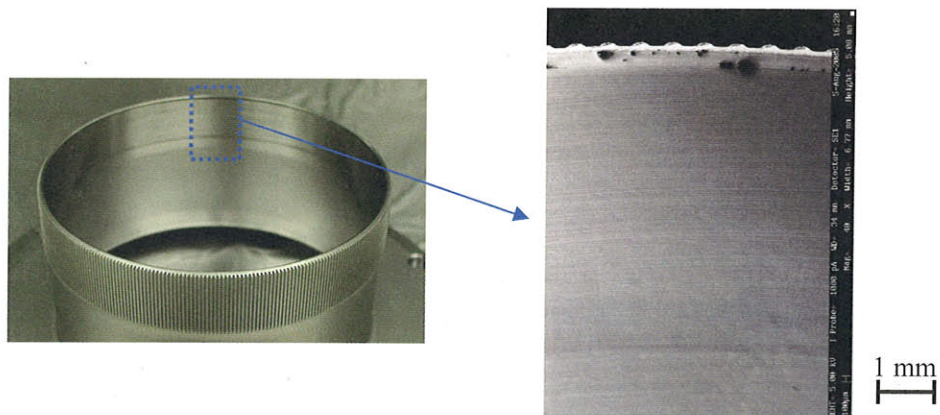


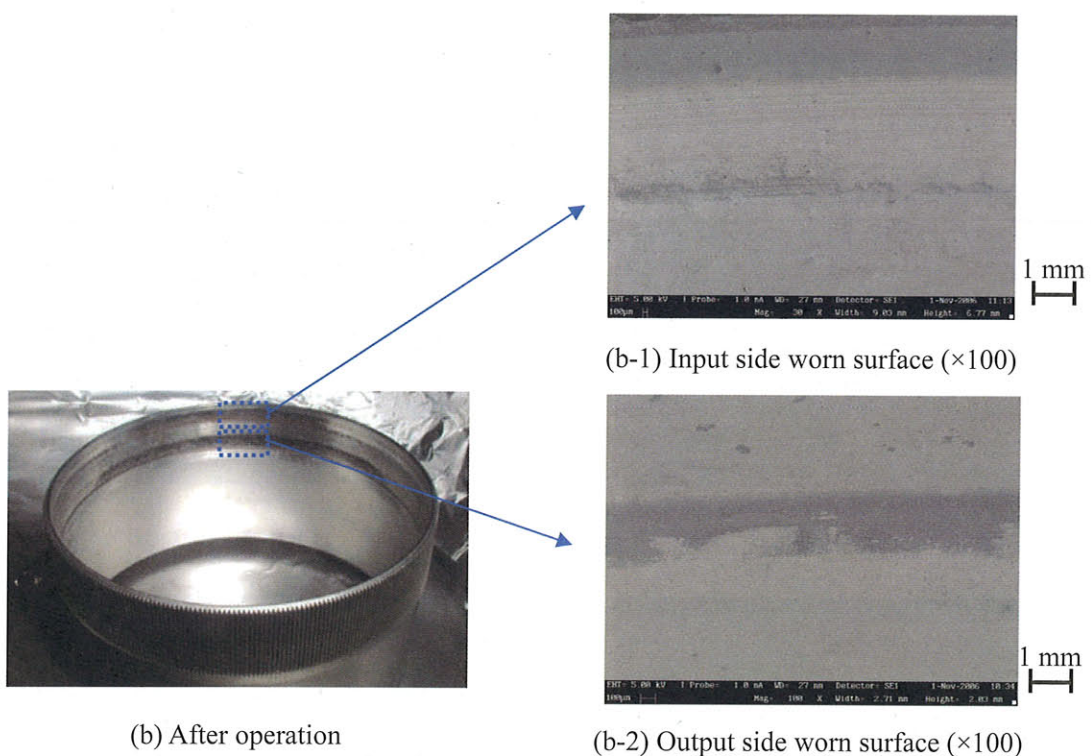
Fig.5-20 Surface roughness profiles of WG and FS after operation

続いて Fig.5-21 と 5-22 に、それぞれ本実験後に FS と WG を洗浄して取得した FS 内周と WG 外周の SEM 像を示す。Figure 5-21 (a) は実験前の FS の内周 SEM 像を示しており、ホーニング加工による規則正しい周方向の溝が確認できる。それに対して同図 (b-1)、(b-2) の実験後では、作動によって生じた摩耗痕とその内部および周辺に摩耗粉の堆積(付着)が見られる。さらに (b-3) は出力側の摩耗痕内部を高倍率で観察した結果であり、数 μm 以上の摩耗粉が多く見られる。(b-1)、(b-2)に見られる摩耗痕を埋めるほどの大きな摩耗粉は、(b-3)の数 μm オーダーの摩耗粉が移着・合体を繰り返しながら成長し、押しつぶされて形成されたものと思われる⁵⁻¹³⁾。Figure 5-22 の WG 外周を見てみると、(a)の実験前では入力側と出力側で粗さはほとんど変わらないが、(b)の実験後では FS と比較すると小さいものの、摩耗粉の付着による表面の荒れが確認できる。

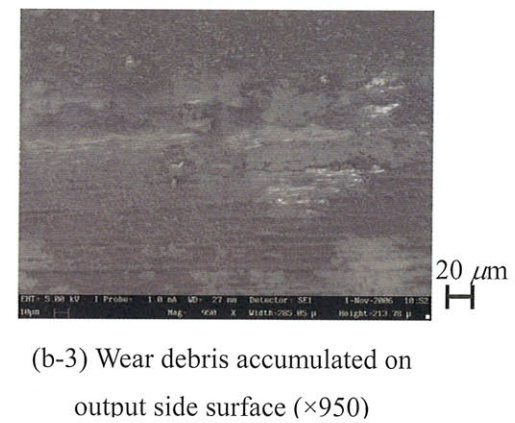
以上のような真空、大気実験後におけるしゅう動部の表面粗さの違いは、両雰囲気で摩耗形態が異なる可能性を示していると思われる。大気中では、WG/FS 間は油膜が形成されやすく潤滑剤の流入出が活発であるため、発生した摩耗粉が接触面外へ排出されやすく、表面の荒れが少ない摩耗状態になると推定される。この場合の摩耗形態は、次章で示す大気中寿命試験後の観察においてグリースが摩耗粉の混入により茶褐色へ変化していたことから、酸化摩耗粉を発生させるフレッチング摩耗⁵⁻¹³⁾が主体であると考えられる。一方真空中では、入力回転速度、負荷トルクに依存せず WG/FS 間は油膜が形成されにくい潤滑剤欠乏状態となることから、FS 内周面から発生した摩耗粉が接触面外へ排出されにくく、Fig.5-21、5-22 に示したような表面が荒れる摩耗状態になると推定できる。この場合の摩耗形態は、表面への強い摩耗粉の凝着と成長が見られることから、凝着摩耗が主体であると考えられる。



(a) Before operation



(b) After operation



(b-3) Wear debris accumulated on output side surface (×950)

Fig.5-21 SEM images of FS inside surface obtained before and after in-vacuum and in-air operation

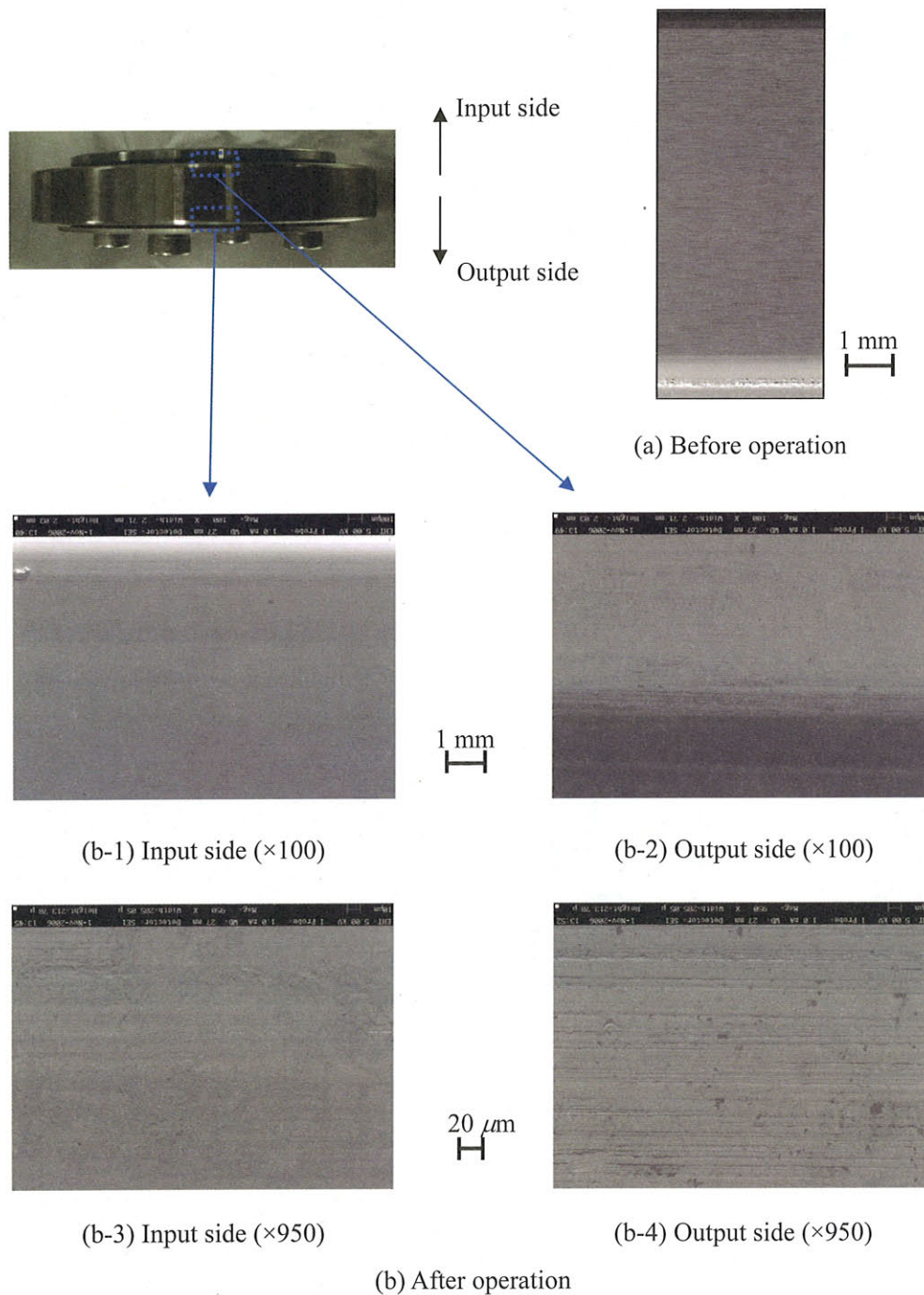


Fig.5-22 SEM images of WG outside surface obtained before and after in-vacuum and in-air operation

(7) まとめ

本実験で明らかとなった真空および大気中における WG/FS 間の潤滑機構を Table 5-4 にまとめる。真空中では WG/FS 間は境界潤滑状態である。境界潤滑になるメカニズムについては、真空中ではすきま内部と周囲との圧力差が小さく潤滑剤の流入量が少ないため、すきま内が潤滑剤欠乏状態となるためである。一方大気中ではすきま内に油膜が形成されて、作動条件に依存して境界潤滑から流体潤滑状態まで変化する。摩耗形態は、真空中では凝着摩耗、大気中ではフレッチング摩耗が主体となる。

Table 5-4 Lubrication mechanism between WG and FS

Environment	In vacuum	In air
Input rotational speed, rpm	0-300	
Load torque, N·m	0-13 (arm)	
Lubricating condition	Boundary	Boundary (low speed, constant load) Mixed Hydrodynamic (high speed, sinusoidal load)
Lubricant	Starved	Non-starved
Wear	Adhesion	Fretting

5-2-3 WG/FS間が他のしゅう動部に与える影響

前項では WG/FS 間の潤滑状態が Table 5-4 のように真空中と大気中で異なる原因を明らかにしたが、Fig.5-2, 5-6 に示したように WG 内外輪, FS/CS 間も真空中と大気中で潤滑状態が異なるためそのメカニズムを解明する必要がある。

Figure 5-2, 5-3 および 5-6 から、真空中と大気中で最も潤滑状態の違いが大きいのは WG/FS 間であると言え、このしゅう動部の潤滑状態が WG 内外輪と FS/CS 間の潤滑状態にも影響を与えている可能性がある。ここではまず WG/FS 間に働く軸方向の力[スラスト力⁵⁻¹⁴⁾]について述べて、スラスト力が WG/FS 間の摩擦係数に依存して変化し、この変化が他のしゅう動部の潤滑状態へ影響を与えるメカニズムについて考察する。そして、考察したメカニズムを実証するために行った FS の軸方向変形量の測定と WG/FS 間の潤滑状態をコントロールした潤滑剤欠乏・無潤滑実験の結果について示す。

(1) WG/FS 間のスラスト力

一般に、波動歯車装置の作動時には Fig.5-23 (a) に示すように WG は FS からスラスト力を受ける⁵⁻¹⁴⁾。スラスト力が働く方向は波動歯車装置を減速機とするか、増速機として使用するかによって異なる。本実験では波動歯車装置を減速機として使用しているが、負荷トルクをアームの回転で印加する場合には Fig.5-23 (b) に示すようにアームの位置によってスラスト力の働く方向が変化する。すなわち、アームを振り上げる際 (A→C) にはスラスト力は減速運転と同じ出力軸方向に働き、アームを振り下ろす際 (C→A) にはスラスト力は増速運転と同じ入力軸方向に働く。

一方 FS はその反力として WG から摩擦力を受ける. WG/FS 間が良好な潤滑状態の場合には, スラスト力の大きさは次の通り計算することができる⁵⁻¹⁴⁾.

$$\begin{aligned}
 (\text{スラスト力, N}) &= 2 \times (\text{負荷トルク, N}\cdot\text{m}) / (20 \times 0.00254) \times 0.07 \times \tan 20^\circ \\
 &= 1.003 \times (\text{負荷トルク, N}\cdot\text{m})
 \end{aligned}
 \tag{5-13}$$

負荷トルク 13 N·m の場合, およそ 13 N のスラスト力が働く.

スラスト力の大きさは, 負荷トルクの大きさだけでなく WG/FS 間の潤滑状態にも依存すると考えられる. Figure 5-24 は, WG/FS 間の摩擦係数が高い時の FS の変形を模式的に示している. WG/FS 間が境界潤滑で高い摩擦力(軸方向荷重)が働く場合, WG と FS の相対的な取付け位置は軸方向に移動しないため, Fig.5-24 (a), (b) に示すように FS は変形した状態を維持すると考えられる.

Figure 5-24 (a), (b) のような状態では, 摩擦係数が低い状態と比較して WG には大きな軸方向荷重が働き, FS/CS 間についてはその噛み合い位置が変化すると考えられる. Figure 5-24 (a) の場合, WG の FS に対する挿入位置が相対的に出力側に变化するため, FS 開口部の楕円変位量が大きくなり, FS/CS 歯面間の噛み合いがきつくなり, 油膜厚さを減少させると考えられる. さらに, WG の玉と内外輪間に対してもこれらの接触荷重を増加させて油膜厚さを減少させられると思われる. このように, WG 内外輪, FS/CS 間の潤滑状態は, WG/FS 間の潤滑状態(摩擦係数)に依存して変化すると考えられる. 次項でこれらの仮説を検証していく.

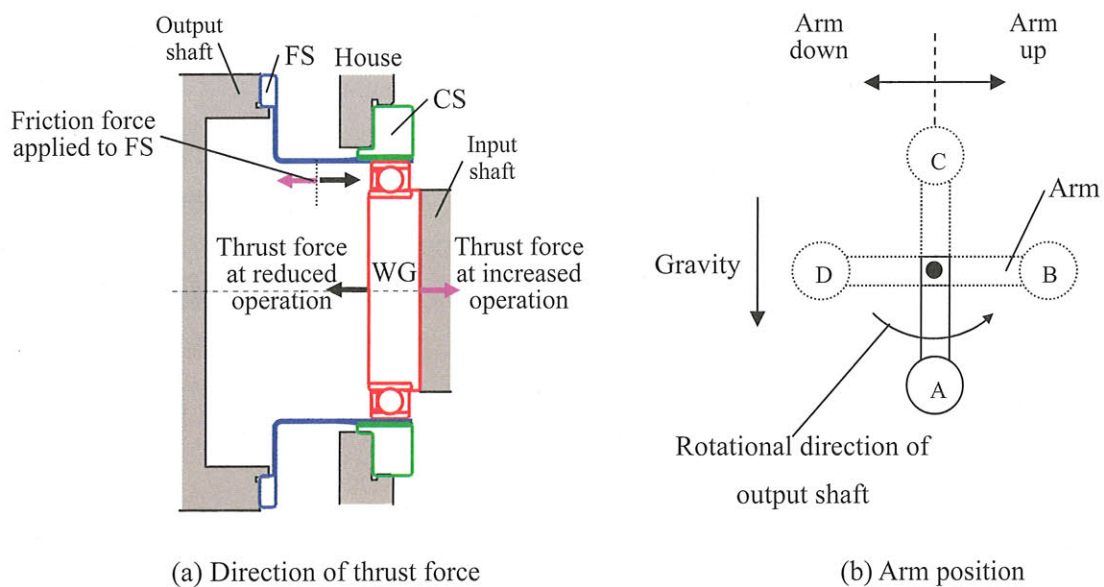


Fig.5-23 Thrust force applied to WG

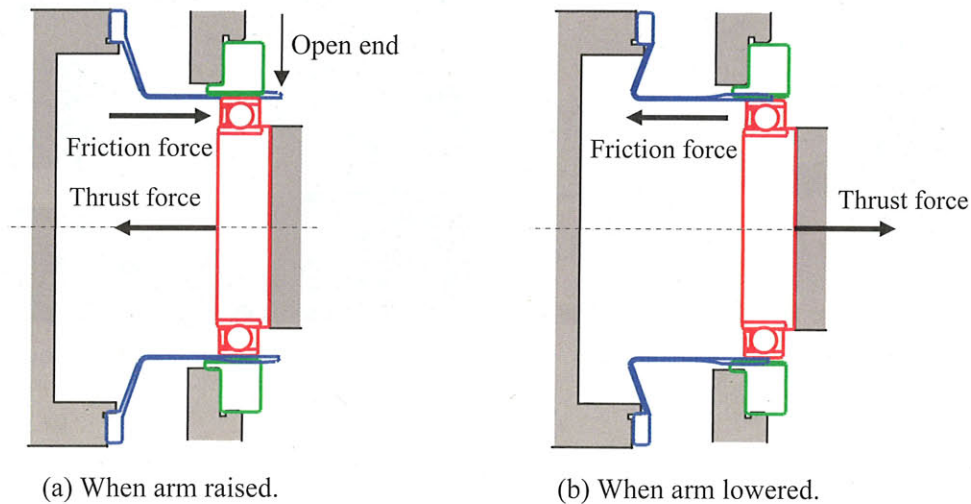
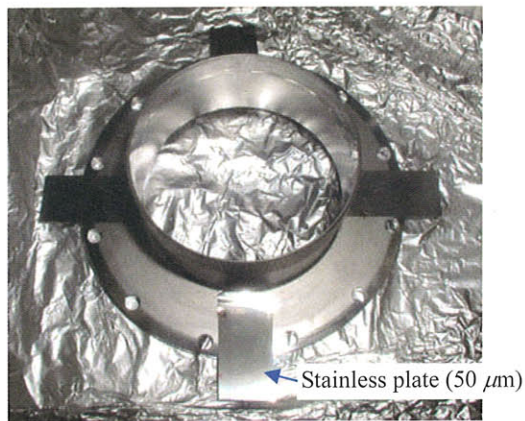


Fig.5-24 Deformation of FS at WG/FS high friction
(Deformation of FS is exaggerated.)

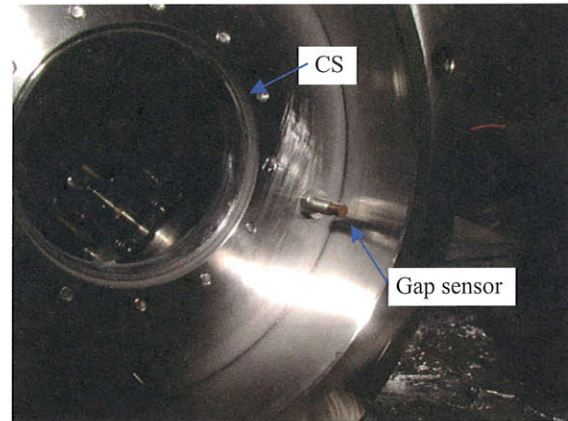
(2) FS の軸方向変形量の測定

WG/FS 間の摩擦係数に依存して、Fig.5-23 と Fig.5-24 (a), (b) に示したように FS の軸方向変形量が異なるとすると、潤滑状態が異なる真空中と大気中で FS の軸方向変形量が異なると予測される。そこで、ギャップセンサを用いて真空、大気中で FS の軸方向変形量を測定した。

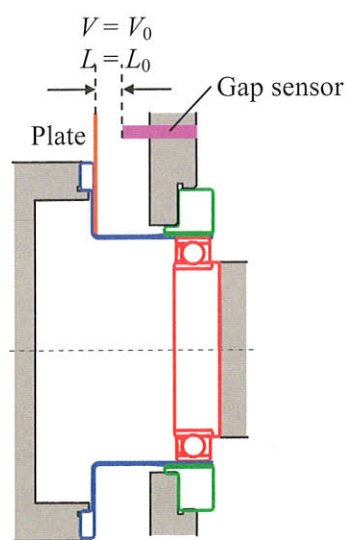
ギャップセンサは非接触で金属表面までの距離を測定することができ、機械の動作部における微小変位や変形の測定に適している。本実験では、回転中の FS の軸方向変形量を測定するために、距離分解能 $0.5 \mu\text{m}$ のギャップセンサを採用した。測定方法は、Fig.5-25 (a), (b) に示すように、FS にギャップ測定のターゲットとなるステンレス板を溶接し、テストハウスにギャップセンサを取り付けて作動中の FS の軸方向変位を求める。同図 (c) は FS の変形方向とギャップセンサの出力電圧 V との関係を示しており、スラスト力が小さく FS が軸方向にほとんど変形しない場合の出力電圧を V_0 、ターゲットとギャップセンサの距離を L_0 とすると、FS が入力軸方向に変形する場合は $V > V_0$ 、 $L > L_0$ 、出力軸方向に変形する場合は $V < V_0$ 、 $L < L_0$ となる。ギャップセンサの出力電圧と距離の関係は、事前に $0.1 \text{ V} / 20 \mu\text{m}$ に調整している。さらに、Fig.5-26 に示す方法で FS へ軸方向荷重が印加された時のギャップセンサの出力電圧と距離の関係を求めた。軸方向荷重 $0 \sim 80 \text{ N}$ の範囲では、荷重と出力電圧の関係はほぼ直線であり、 $0.1 \text{ V} / 6 \text{ N}$ となった。なお、荷重の印加は出力軸方向のみしか行っていないが、微小な弾性変形の範囲であれば入力軸方向へ荷重を印加した場合も荷重と出力電圧の関係は $0.1 \text{ V} / 6 \text{ N}$ が成り立つと考えられる。



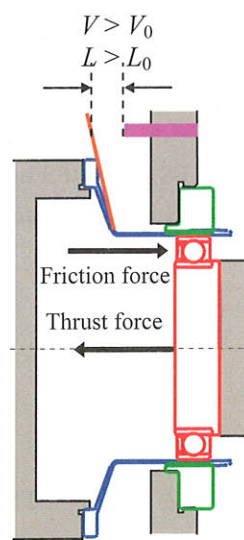
(a) Welded stainless plate on FS



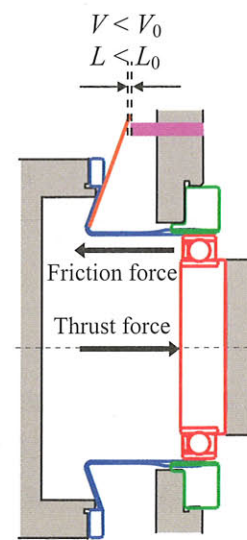
(b) Gap sensor attached test house



(c-1) Non-deformation



(c-2) Deformation to input direction



(c-3) Deformation to output direction

(c) Relation between FS deformation direction and gap sensor output voltage

Fig.5-25 Measurement of FS axial deformation by gap sensor

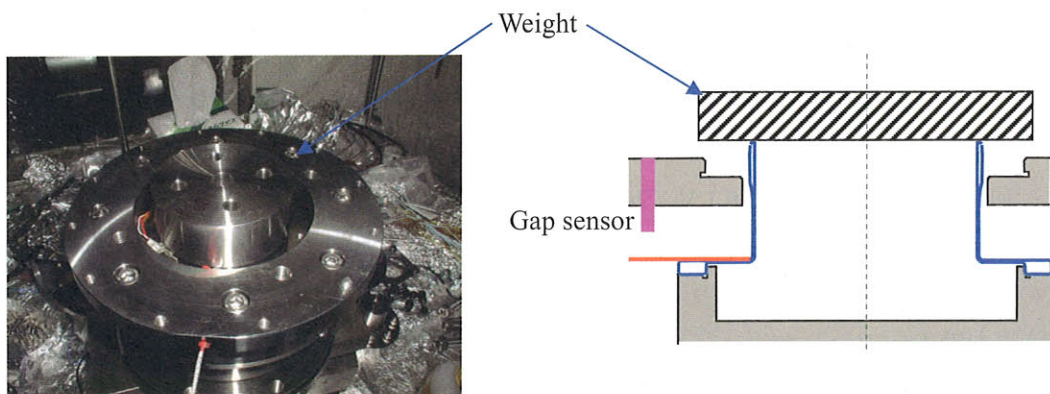


Fig.5-26 Axial loading of FS to output direction

Table 5-5 に実験条件を示す。波動歯車装置は常温真空／大気中実験と別のものを使用した。真空、大気中でパラメトリック作動を行い、各条件においてギャップを測定した。負荷トルクを印加した場合には、Fig.5-23 (b) におけるアーム振上げ時水平位置 (B) とアーム振下ろし時水平位置 (D) でギャップを測定した。Fig.5-27 に実験の流れを示す。

Figure 5-28 にギャップセンサ出力電圧と WG/FS 間の測定電圧波形を示す。ギャップセンサ出力は雰囲気、負荷トルクの大きさ、アーム位置に依存する結果となった。まずアーム振上げ時水平位置では、同図 (a) のように負荷トルクが大きいほど出力電圧も大きくなり、また、大気中よりも真空中の方が出力電圧は 0.04～0.08 V (スラスト力変化 2.4～4.8 N 相当) 大きくなった。次にアーム振下ろし時水平位置では、同図 (b) のように負荷トルクが大きいほど出力電圧は小さくなり、大気中よりも真空中の方が出力電圧は 0.04～0.08 V (スラスト力変化 2.4～4.8 N 相当) 小さくなった。

Table 5-5 Parameters for FS deformation experiment

Environment	Air Vacuum (less than 10^{-3} Pa)
Input rotational speed, rpm	10-300
Load torque, N·m	0, 7, 13
Lubricant	Grease

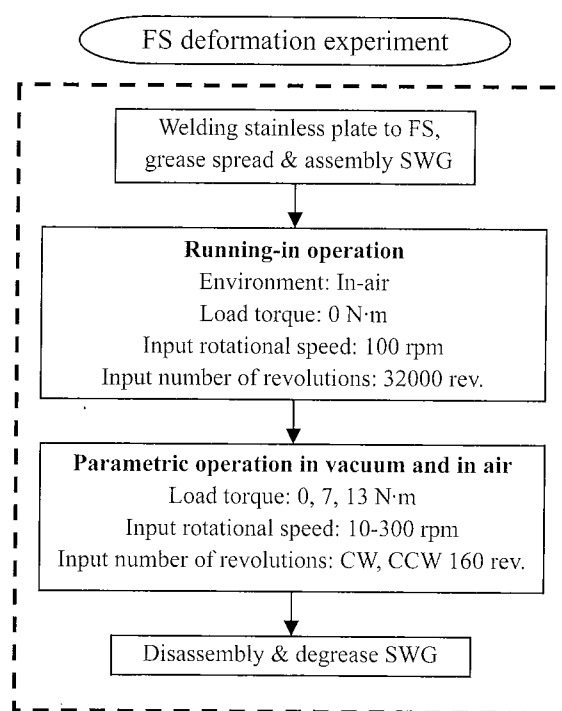


Fig.5-27 Flow chart of FS deformation experiment

負荷トルクが大きいほど FS の軸方向変形量（スラスト力）が大きくなったことについては、一般の波動歯車装置で得られているスラスト力が負荷トルクに比例するという知見⁵⁻¹⁴⁾と一致している。また、雰囲気依存して出力電圧が変化したのは、特に負荷トルクを印加した場合に Fig.5-28

(c), (d) に示すように大気中の方が WG/FS 間の測定電圧が高く金属接触面積が小さくなっていることから、真空中と比較して大気中での摩擦係数が低くなったことにより Fig.5-24 で想定した摩擦力の大きさに依存した FS の変形量の違いが生じたためと考えられる。

以上の実験結果から、WG/FS 間の潤滑状態（摩擦係数）の違いによって Fig.5-24 (a), (b) に示した FS の変形が生じることを確認できた。

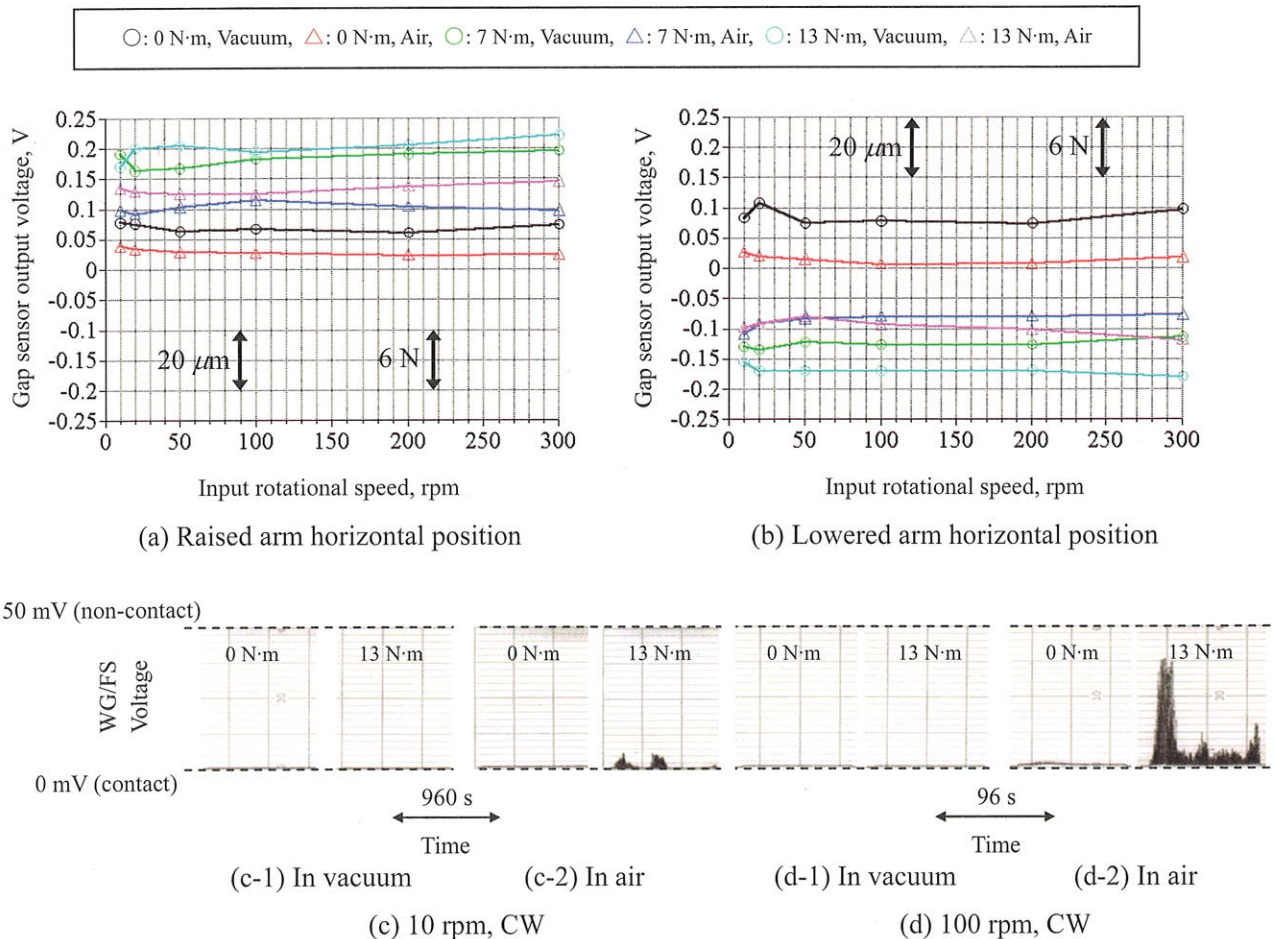


Fig.5-28 Results of gap sensor output voltage and voltage between WG and FS

(3) WG/FS 間の潤滑剤欠乏／無潤滑実験

作動中の FS の軸方向変形量は、WG/FS 間の潤滑状態（摩擦係数）、負荷トルクの大きさに依存することが分かった。特に WG/FS 間が厳しい潤滑状態で摩擦係数が高い場合に FS の軸方向変形量が大きくなることから、この場合には前述したように WG 内外輪、FS/CS 間の潤滑状態にも影響を与える可能性がある。5-2-1 項で示したように真空中と比較して大気中では、すべてのしゅう動部で油膜が形成されやすかったが、WG/FS 間のみを故意に厳しい潤滑状態とすることで大気中であっても真空中と同様にすべてのしゅう動部で油膜が形成されにくい状態となることが予想される。そこでこれを確かめるために、WG/FS 間の潤滑剤塗布量を少なくした場合（poor-lubrication）と無潤滑とした場合（no-lubrication）について大気中パラメトリック実験を行い、各しゅう動部の潤滑状態を調べた。

Table 5-6 に実験条件を示す。波動歯車装置は前項の雰囲気圧力実験後のものを洗浄して使用した。潤滑方法は、WG 内外輪および FS/CS 間については常温真空／大気中実験と同様のグリース塗布量とし、WG/FS 間については極少量の油または無潤滑とした。極少量の油の場合、その重量から換算して WG/FS 間におよそ $5\ \mu\text{m}$ の厚さの油膜が存在することになり、これは混合潤滑解析で得られたすきま値（入力側： $35\ \mu\text{m}$ ，出力側： $16\ \mu\text{m}$ ）と比較して $1/7\sim 1/3$ と少ない量である。なお、負荷トルクの大きさが $14\ \text{N}\cdot\text{m}$ となっているのは、次章の寿命試験条件と合わせているためである。Figure 5-29 に実験の流れを示す。最初に poor-lubrication 実験を行い、その後に WG/FS 間の油を溶剤で拭き取り no-lubrication 実験を行った。

Table 5-6 Parameters for WG/FS poor and no lubrication experiment

Environment	Air
Input rotational speed, rpm	10-300
Load torque, N·m	0, 14
Lubrication	WG bearing: grease (0.1 g) FS/CS: grease (0.4 g) WG/FS: oil (less than 6 mg) or no lubricant

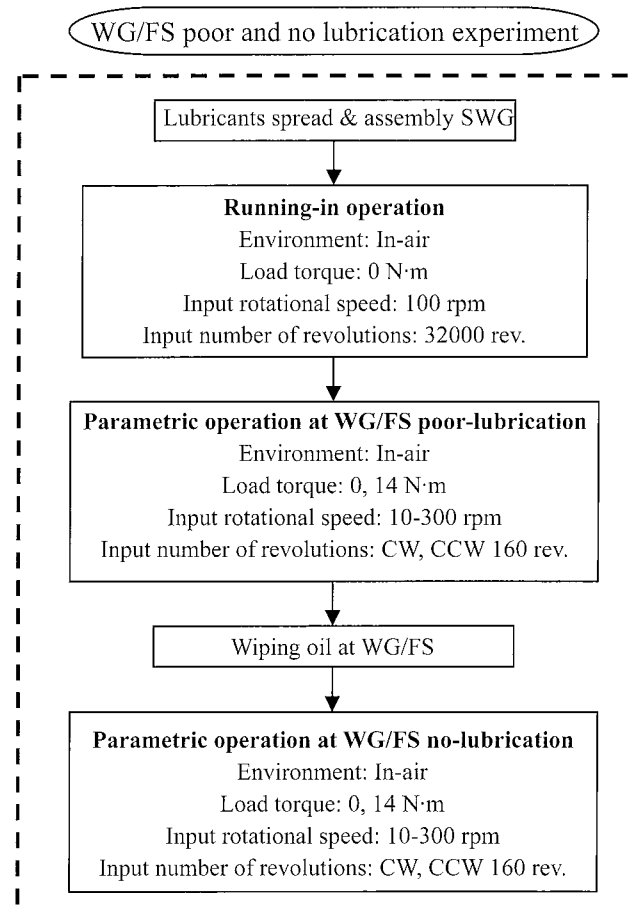


Fig.5-29 Flow chart of WG/FS poor and no lubrication experiment

Figure 5-30～5-32 に各しゅう動部の測定電圧を示す. まず Fig.5-30 の WG 内外輪を見てみると, 同図 (a) の poor-lubrication では油膜が形成されており Fig.5-2 の大気中実験と同様の結果となった. 一方 no-lubrication では, 負荷トルク 0 N・m 時は poor-lubrication とほぼ同様であったが, 14 N・m 時は poor-lubrication よりも平均測定電圧は低くなり, 電圧波形は負荷アームの位置に依存する結果となった. Figure 5-30 (c-2), (c-2) に示すように, アーム振上げ時には測定電圧は低くなったが, 振下ろし時には測定電圧は高くなった.

続いて Fig.5-31 の WG/FS では, poor-lubrication と no-lubrication は大きく異なる結果となった. まず平均電圧を比較すると, poor-lubrication では負荷トルク 0, 14 N・m とともに入力回転速度の増加に伴い増加する傾向にあり, 数 mV～15 mV を示した. 一方 no-lubrication では無潤滑状態であるため 1 mV 以下となった. Figure 5-31 (b), (d) の poor-lubrication の電圧波形を見ると, 負荷トルク 0 N・m では電圧変動が大きく高い平均値を示しているのに対し, 14 N・m ではアームの位置が真上と真下付近のみで高い電圧を示し平均値は低くなった.

Figure 5-31 (a) の poor-lubrication における平均電圧は, これまでに示した例えば Fig.5-3 の真空中の結果と比較して高くなった. これは, WG/FS 間に平均 5 μm 程度のわずかな油膜さえ存在すれば, 流体潤滑効果により金属接触割合を減少させることを示していると思われる. 言い換えると, Fig.5-3 に示した真空中実験では初期に潤滑剤を十分に塗布しているにもかかわらず, 回転中はすきま内に平均して 5 μm より薄い油膜しか存在していなかったと考えられる.

FS/CS 間については, 平均測定電圧は Fig.5-32 (a) に示すように, poor-lubrication の方が no-lubrication よりも高くなった. Figure 5-32 (c), (e) の負荷トルク 14 N・m, no-lubrication における電圧波形を見てみると, アーム振上げ時には電圧は低くなり, 振下ろし時には高くなっており, WG 内外輪と同傾向を示した.

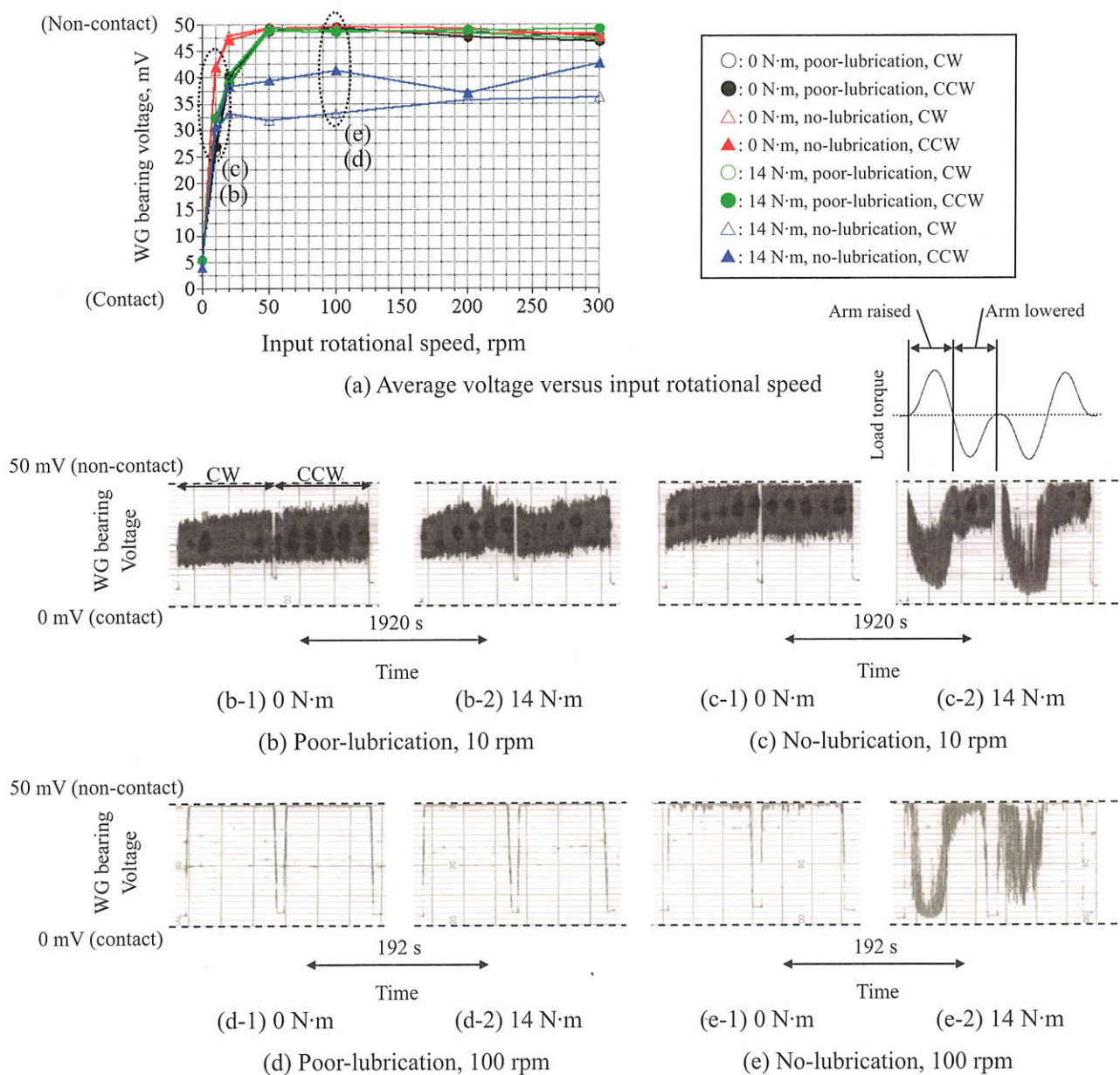


Fig.5-30 Voltage between WG inner and outer races operated in air under poor or no-lubricating conditions for WG/FS

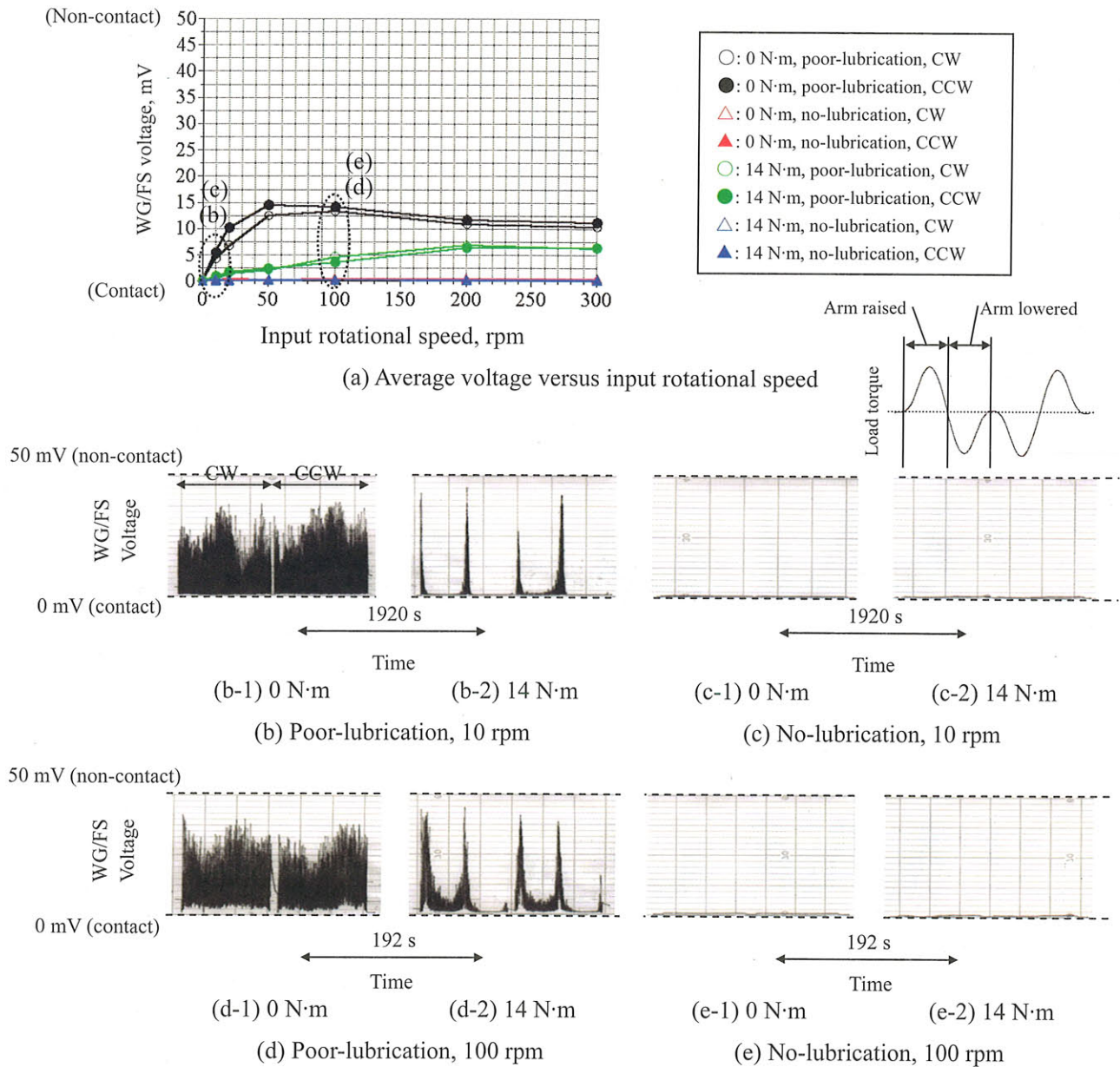


Fig.5-31 Voltage between WG and FS operated in air under poor or no-lubricating conditions for WG/FS

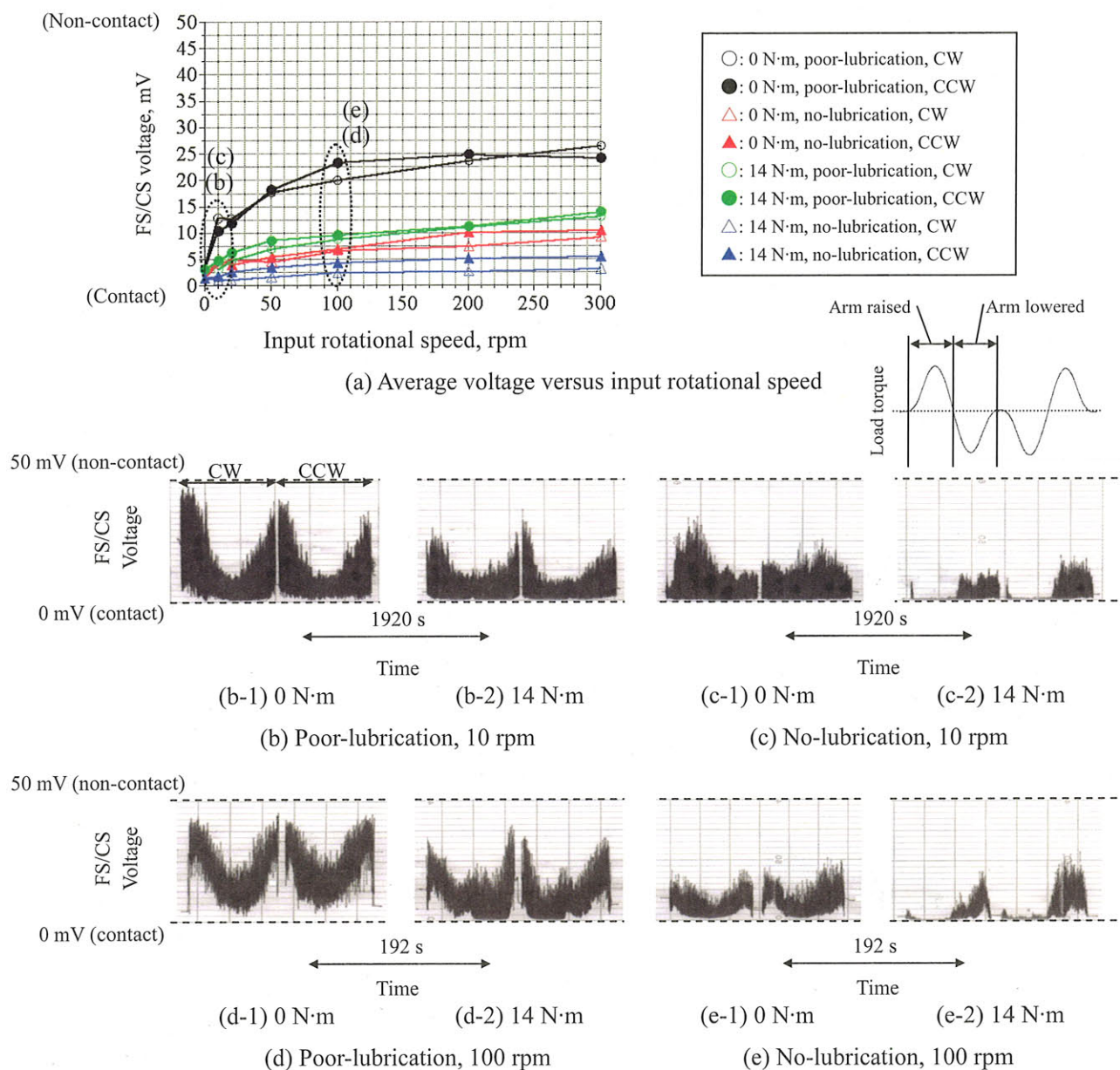


Fig.5-32 Voltage between FS and CS operated in air under poor or no-lubricating conditions for WG/FS

以上示したように、WG/FS 間の潤滑剤塗布量のみを変えることで、塗布量を変えていない WG 内外輪、FS/CS 間の潤滑状態にも影響が現れ、no-lubrication では poor-lubrication よりも測定電圧が低く厳しい潤滑状態であった。この原因は、no-lubrication における WG/FS 間のシビアな金属接触によって高い摩擦係数が生じ、前述した摩擦係数に依存した FS の軸方向変形により他のしゅう動部へ悪影響を与えたためと考えられる。本実験で使用したグリース（基油：MAC，増ちょう剤：ウレア）は、境界潤滑状態において 0.05～0.1 程度の摩擦係数を有しているが^{5-15, 5-16}，no-lubrication ではさらに高い摩擦係数であったと推定できる。さらに、Fig.5-33 (a), (b) に示すようにファイバースコープで FS 開口部の変位を観察したところ、負荷アーム真下位置 (0 N·m) と比較してアーム振上げ水平位置 (14 N·m) では、FS 開口部が Fig.5-24 (a) に示したように入力側に突き出ている。入力側への FS 変形量は、Fig.5-34 に示すように実験後の FS 内周面の摩耗痕位置からおよそ 1 mm と推定できる。FS 開口部を 1 mm 軸方向へ変形させるのに必要な荷重は 451 N という計算結果が報告されており⁵⁻¹⁷，Fig.5-33 (b) の状態ではこの程度の軸方向荷重が WG/FS 間に働いていたと考えられ、Fig.5-30, 5-32 に示したようなアーム振上げ時の WG 内外輪、FS/CS 間の測定電圧の低下（金属接触面積の増加）を引き起こしたと推定できる。これらの実験事実は、WG/FS 間の潤滑状態（摩擦係数）が他のしゅう動部の潤滑状態に最も大きな影響を与えることを示している。

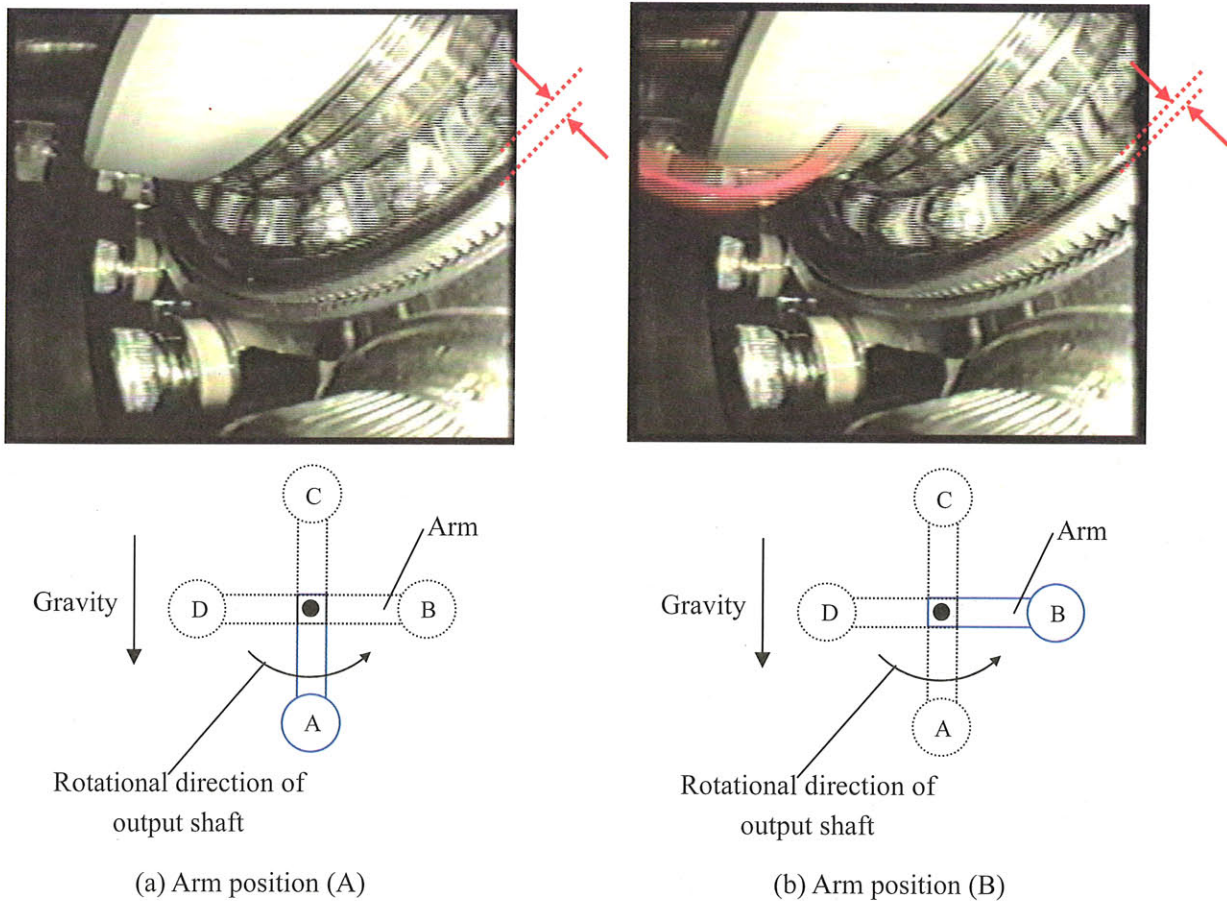


Fig.5-33 Photographs of axial deformation of FS operated in air under no-lubricating condition for WG/FS (load torque 14 N·m, input rotational speed 100 rpm)

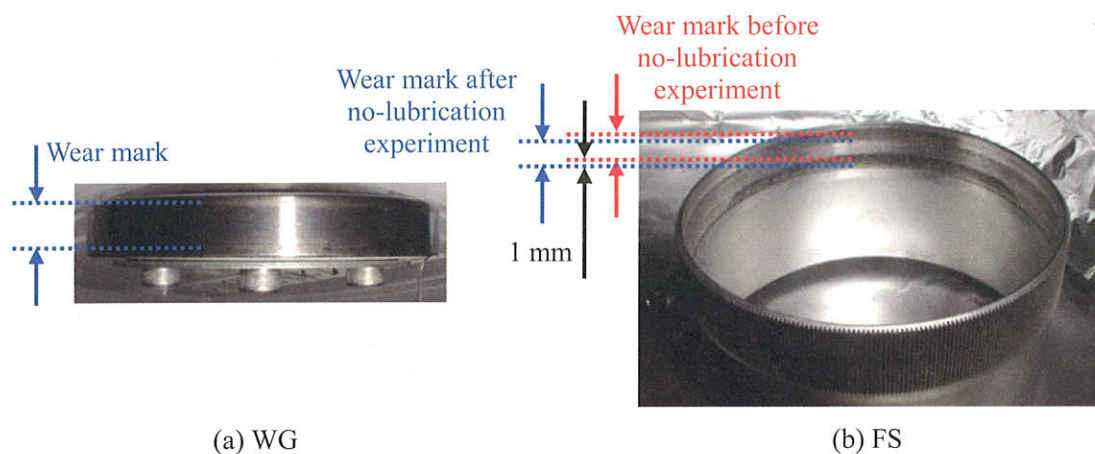


Fig.5-34 Photographs of WG outside and FS inside surfaces after WG/FS no-lubrication experiment

(4) まとめ

本項では WG/FS 間が他のしゅう動部へ与える影響を調べた。WG/FS 間が境界潤滑または無潤滑状態で摩擦係数が高い場合、WG と FS の間に大きな軸方向荷重が働き FS が変形する。これにより、WG 内外輪と玉の接触荷重の増加、FS/CS 間の噛み合い位置の変化が引き起こされ、潤滑状態は厳しくなる。

5-3 熱真空実験

本節では熱真空実験の結果を示し、波動歯車装置の動作温度が各しゅう動部の潤滑状態に与える影響を調べる。Figure 5-35～5-37 に、それぞれ WG 内外輪、WG/FS、ならびに FS/CS 間の測定電圧を示す。各図には熱真空実験結果に加えて、比較のために室温（22℃）で行われた雰囲気圧力実験での真空、大気中結果も示している。なお、各温度（-10：+22：+50：+80℃）間の MAC の粘度比は 113：12：3：1 となっており、-10 と +80℃では 100 倍以上異なる。

5-3-1 WG 内外輪間の潤滑状態

WG 内外輪の測定電圧は、温度に大きく依存する結果となった。まず Fig.5-35 (a) の平均測定電圧を見てみると、負荷トルク 0 と 13 N・m ではほぼ同じ傾向であり、-10℃では 10 rpm から 40 mV 以上の高い測定電圧を示し流体潤滑に近い状態であるのに対し、+50, 80℃では全体的に-10, 22℃と比較して測定電圧は低く混合潤滑状態となった。電圧波形を見ると、Fig.5-35 (b), (d) の-10℃では同図 (c), (e) の+80℃と比較して入力軸の回転に伴う電圧変動が大きくなっている。

温度（粘度）の変化に対する玉と内外輪間の油膜厚さの変化は、Hamrock-Dowson の最小膜厚計算式⁵⁻¹³⁾から推定することができる。

$$H_{\min} = 3.63U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}\{1 - \exp(-0.68k)\} \quad (5-14)$$

ここで、 $H_{\min} = h/R_x$, $G = \alpha E$, $U = \eta_0 u / (ER_x)$, $W = w / (ER_x^2)$, h : 油膜厚さ, R_x : 回転方向の等価半径, η_0 : 粘度, $u: (u_1 + u_2)/2$, u_1, u_2 は摩擦面の速度, α : 粘度の圧力係数, E : 等価弾性係数, w : 荷重, k : 接触楕円長径と短径の比である。式 (5-14) を用いて粘度比 (113:12:3:1) から膜厚比を計算すると、25:5.4:2.1:1 となり、温度によって玉と内外輪間の油膜厚さは大きく異なり、温度が高いほど薄くなる。Figure 5-35 (a) に示すように、+22℃では 100 rpm 以上で流体潤滑状態となっていることから A 値 (=油膜厚さ/表面粗さ) は 3 以上であると推定され⁵⁻¹⁸⁾、同じ速度域で混合潤滑状態にある+50, 80℃では A 値が+22℃の半分以下であると考えられる。また、-10℃で測定電圧の変動が大きくなった原因は、グリースの粘度が高く流動しにくくなると各玉と内外輪の間に形成される油膜厚さにばらつきが生じて、入力軸の回転に伴う油膜厚さの変動が生じたためと考えられる。

5-3-2 WG/FS 間の潤滑状態

WG/FS 間は、熱真空中では Fig.5-36 (a) に示すように動作温度、負荷トルクに依存せず測定電圧 1 mV 以下となり、境界潤滑状態であった。他の接触部位 (Fig.5-35, 5-37) と比較して、厳しいしゅう動状態であることが分かる。この結果は、第 3 章で示した潤滑油温度を変えた計算において、温度に依存して WG/FS 間の接触力、接触面積が変化する結果と異なる傾向となった。この原因は、前述したように真空中では潤滑剤欠乏状態となることから、潤滑剤の粘度に依存せず WG/FS 間の金属接触面積が決まるためと考えられる。また、Fig.5-36 (b-2) に示すように-10℃において瞬間的に電圧上昇が見られたが、再現性確認のため一連の実験後に再度測定すると電圧上昇は見られなかった。これは最初に測定した時には WG/FS 間に潤滑剤が存在し油膜の作用が働いていたが、実験を進めていくうちにすきま内が潤滑剤欠乏状態となり油膜が働かなくなったため

と考えられる。

5-3-3 FS/CS間の潤滑状態

FS/CS 間の平均測定電圧は、Fig.5-37 (a) に示すように+22℃が最も高く、-10、+50、+80℃の順に減少する傾向となった。+22℃の測定電圧が最も高くなった原因は、粘度の高い-10℃よりも歯面間への潤滑剤供給性が良く、粘度の低い+50、80℃よりも厚い油膜が形成されたためと思われる。Figure 5-37 (b) ~ (e) の電圧波形を見てみると、油膜の作用によると思われる瞬間的な電圧上昇が生じており、混合潤滑状態であったと考えられる。

5-3-4 まとめ

本節では、波動歯車装置の動作温度-10~+80℃の熱真空環境下における各しゅう動部の潤滑状態を示した。WG 内外輪および FS/CS 間については、+22℃が最も金属接触割合の小さい潤滑状態となり、温度が高くなると接触面積は増加する。WG/FS 間については、真空中では潤滑剤欠乏状態となるため温度に依存せず境界潤滑状態となり、波動歯車装置の接触部の中で最も厳しいしゅう動部である。

熱真空環境下にある波動歯車装置において、潤滑上最も厳しい条件はすべてのしゅう動部が境界または混合潤滑状態となる高温（+80℃）であり、続いて低温（-10℃）、常温である。

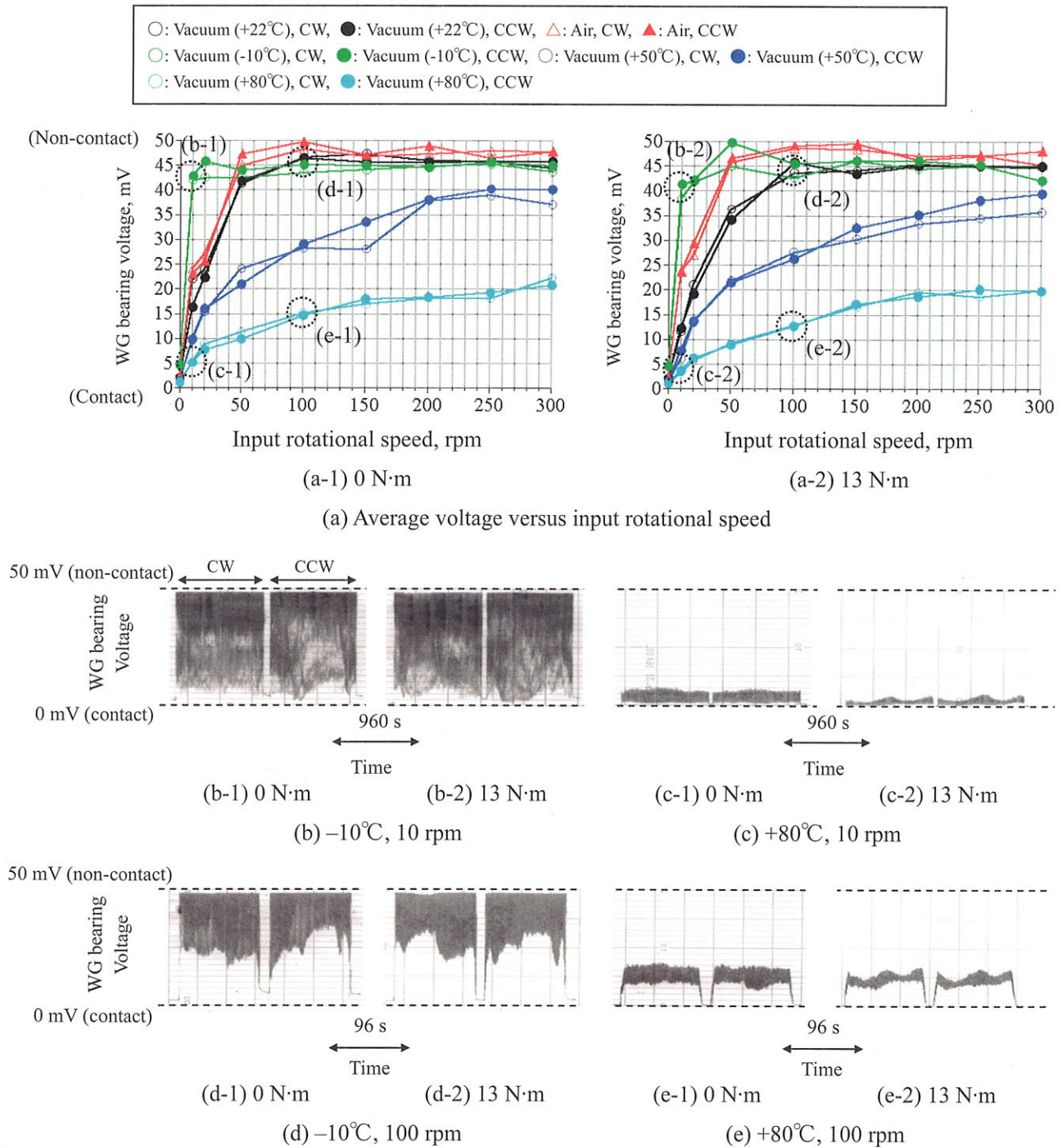


Fig.5-35 Voltage between WG inner and outer races lubricated with grease
in thermal vacuum environment

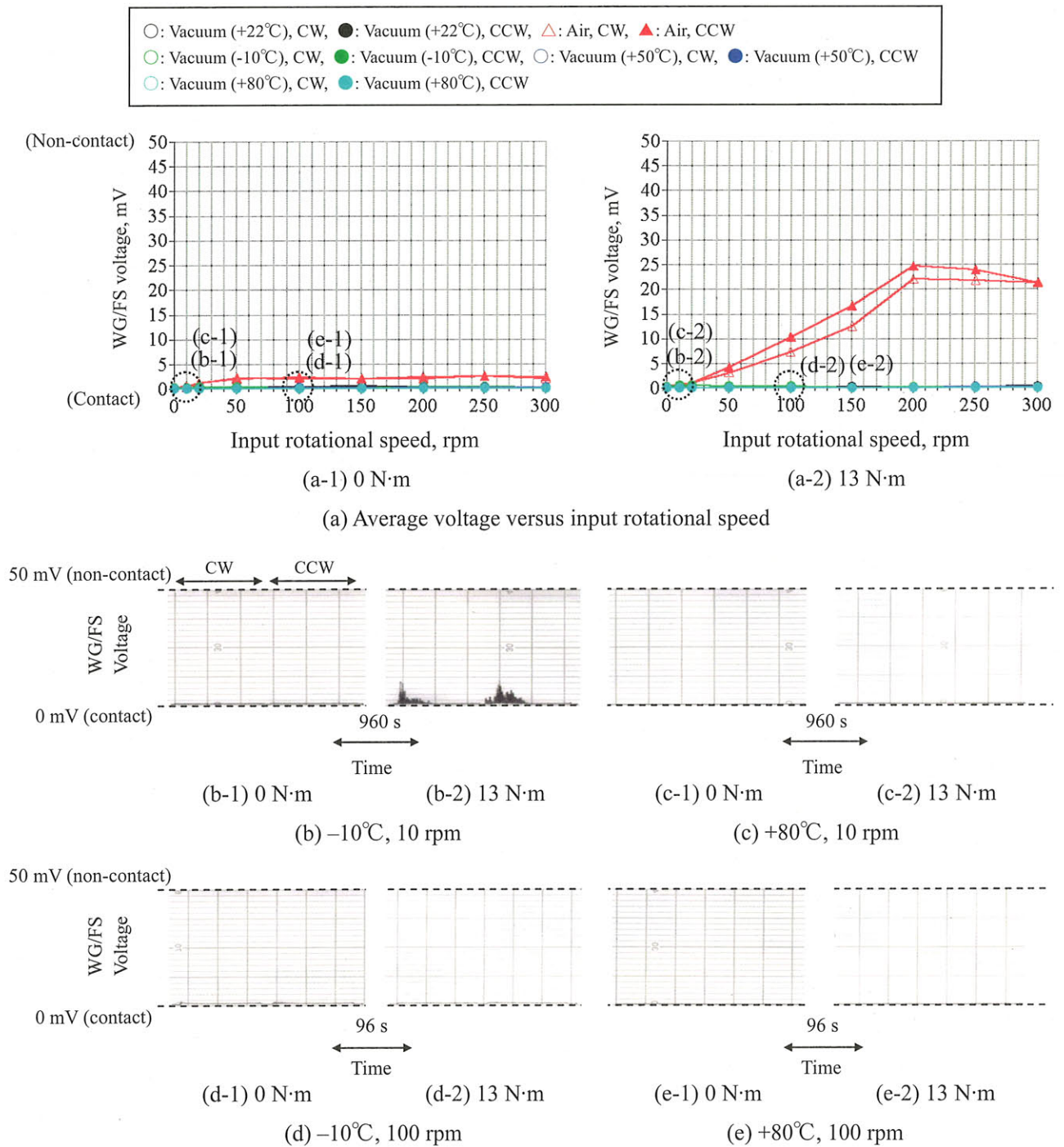


Fig.5-36 Voltage between WG and FS lubricated with grease
in thermal vacuum environment

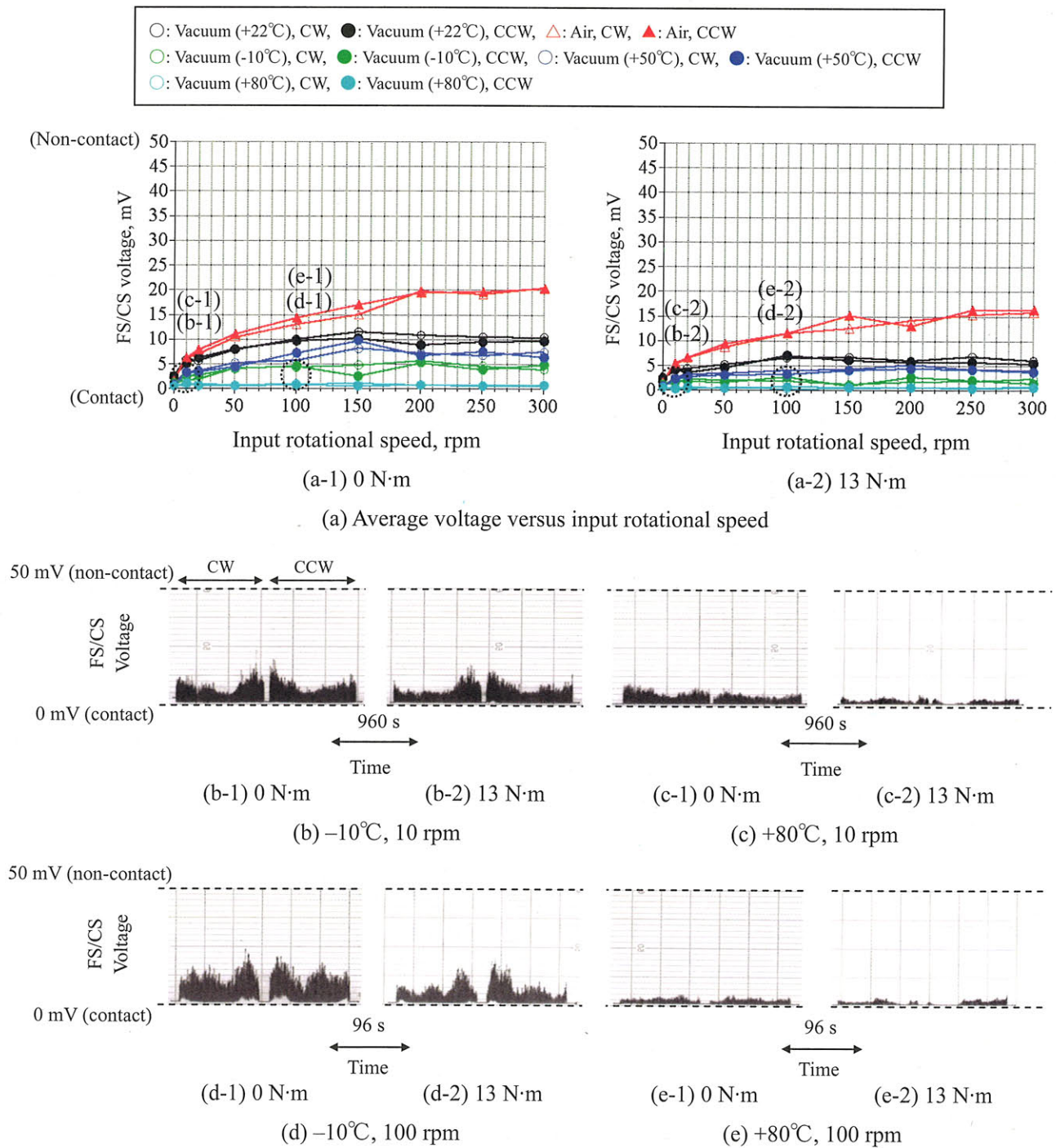


Fig.5-37 Voltage between FS and CS lubricated with grease
in thermal vacuum environment

5-4 伝達効率

本節では常温真空／大気中実験，熱真空実験，ならびに WG/FS 潤滑剤欠乏／無潤滑実験時に測定した伝達効率を示し，作動条件，雰囲気，温度，WG/FS 間の潤滑状態が伝達効率に与える影響について述べる．

伝達効率の計算モデルとして，以下の式が提案されている⁵⁻¹⁹⁾．

$$\eta = \frac{T_{out}}{\{T_{out}/(R\eta_{teeth}) + NLRT\}R} \quad (5-15)$$

ここで， η ：伝達効率， T_{out} ：出力トルク， $NLRT$ ：無負荷時の入力トルク (No Load Running Torque)， R ：減速比の逆数， η_{teeth} ：歯の噛み合い効率である． $NLRT$ は波動歯車装置のサイズ，減速比，WG 内外輪に塗布した潤滑剤の粘性抵抗などに依存する．一方 η_{teeth} については，通常歯車では 98 %以上であると考えられるため⁵⁻²⁰⁾，式 (5-15) は近似的に，

$$\eta \cong \frac{T_{out}}{T_{out} + NLRT \cdot R} \quad (5-16)$$

となる．一般に，波動歯車装置の各しゅう動部の潤滑状態が良好であれば，負荷トルク印加時の伝達効率は式 (5-16) から求めることができる．ここでは，式 (5-16) を用いて作動条件などの各パラメータと伝達効率の関係について考察していく．なお，本実験における負荷トルク 0 N・m は，実際には磁性流体シールなどの摩擦トルク (0.35 N・m) が印加されるが，他の負荷トルク値 7，13 N・m と比較して十分小さいため $NLRT$ として扱う．

5-4-1 常温真空／大気中実験

Figure 5-38 に常温真空／大気中実験時に測定した入出力トルクから算出した伝達効率と，負荷トルク 0 N・m の入力トルクから式 (5-16) を用いて計算した負荷トルク 7，13 N・m の効率を示す．Figure 5-38 (a)，(b) に示すように，伝達効率は回転速度の増加，負荷トルクの減少に伴い，減少する傾向となった．真空中と大気中ではほとんど同じ値を示しており，Fig.5-2，5-3 および 5-6 の雰囲気依存した各しゅう動部における潤滑状態の違いは，回転速度，負荷トルクと比較して，伝達効率にはほとんど影響を与えないと言える．グリースと油を比較すると，グリースの方が回転速度依存性が大きくなっており，これは油よりも粘性抵抗が大きいためと考えられる．また，グリース，油ともに負荷トルク 7，13 N・m の伝達効率は，0 N・m ($NLRT$) から計算した値とほぼ同様である．このことから，本実験では η_{teeth} はほぼ 100 %であり，負荷トルク印加時の伝達効率は $NLRT$ から推定できると考えられる．

5-4-2 熱真空実験

Figure 5-39 に熱真空実験時の伝達効率を示す．Figure 5-39 に示すように，伝達効率は温度の低下に伴い大きく低下する．負荷トルク 0 N・m 時の伝達効率の温度依存性は，主に WG 内外輪間に塗布したグリースの粘度変化によって生じていると考えられる．また，負荷トルク 13 N・m の伝達効率は，0 N・m から計算した値とほぼ同様である．このことから，負荷トルク印加時についても温度に依存した伝達効率の変化は，WG 内外輪間に塗布した潤滑剤の粘性が支配していると思われる．

5-4-3 WG/FS間の潤滑剤欠乏／無潤滑実験

Figure 5-40 に潤滑剤欠乏／無潤滑実験時の伝達効率を示す．まず poor-lubrication の効率を見てみると，常温真空／大気中実験とほぼ同様であり，また負荷トルク 14 N・m の効率は 0 N・m から計算した値とほぼ同様である．一方 no-lubrication の効率は poor-lubrication よりも大幅に低くなっており，計算値と合っていない．

WG/FS 間が no-lubrication の場合に伝達効率が大きく低下した原因について考察する．まず Fig.5-40 の実験結果と式 (5-15) を用いて no-lubrication の場合の η_{teeth} を計算したところ，67～77 % と低い値となった．これは Fig.5-33 に示したように，no-lubrication では WG/FS 間に大きなスラスト力が働き FS が巨視的に変形するため，Fig.5-41 (b) に示すように WG への軸方向荷重の増加と FS 開口部の楕円変位量増加による噛み合い抵抗の増加が引き起こされ，結果として WG の回転抵抗（入力トルク）の増加による伝達効率の低下が生じたと考えられる．また，注目すべき点として NLRT は poor-lubrication と no-lubrication でそれほど大きな差が見られない．このことから，負荷トルクが低ければ WG/FS 間が厳しい潤滑状態であっても伝達効率の大きな低下は生じない可能性がある．

5-4-4 まとめ

本節では，作動条件，雰囲気，温度，ならびに WG/FS 間の潤滑状態が伝達効率に与える影響について調べた．効率は真空と大気ではほぼ同じであるが，入力回転速度，負荷トルク，温度，潤滑剤の種類に依存して変化する．入力回転速度・温度が高く，負荷トルクが小さいほど，効率は低くなる．また，油潤滑よりもグリース潤滑の方が効率の速度依存性は大きい．

WG/FS 間の潤滑状態が良好であれば式 (5-16) で定義されている波動歯車装置の噛み合い効率 (η_{teeth}) はほぼ 100 % であり，負荷トルク印加時の伝達効率は無負荷時の入力トルク (NLRT) から計算することができる．一方，WG/FS 間の潤滑が厳しく大きなスラスト力が働く場合には，噛み合い効率が 70 % 程度まで低下し，効率は NLRT により計算した値より著しく低くなる．

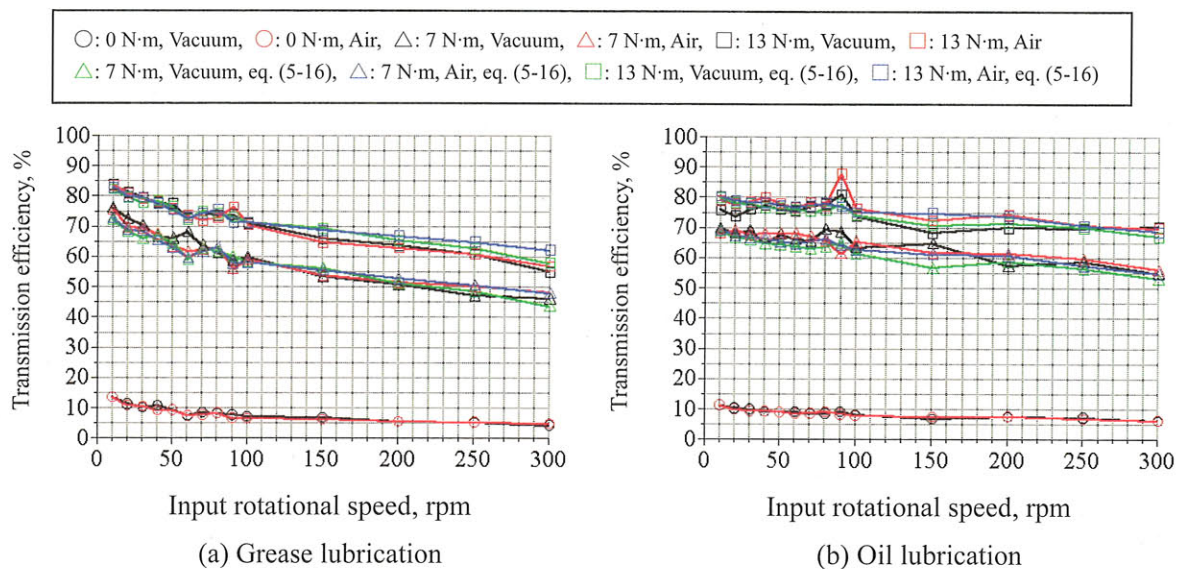


Fig.5-38 Transmission efficiency versus input rotational speed under in-vacuum and in-air operation

○: 0 N·m, -10°C, ○: 0 N·m, +50°C, ○: 0 N·m, +80°C, △: 13 N·m, -10°C, △: 13 N·m, +50°C, △: 13 N·m, +80°C
 □: 13 N·m, -10°C, eq. (5-16), □: 13 N·m, +50°C, eq. (5-16), □: 13 N·m, +80°C, eq. (5-16)

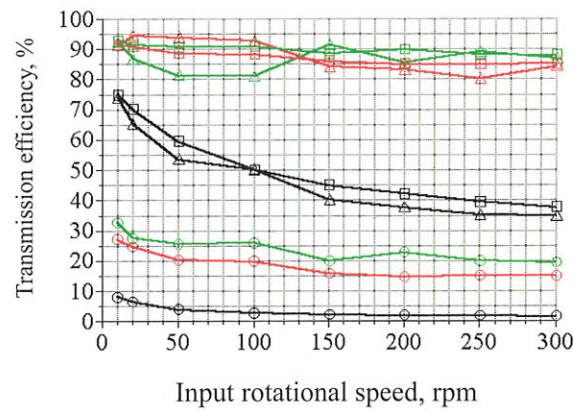


Fig.5-39 Transmission efficiency versus input rotational speed in thermal vacuum environment

○: 0 N·m, poor-lubrication, ○: 0 N·m, no-lubrication, △: 14 N·m, poor-lubrication, △: 14 N·m, no-lubrication
 □: 14 N·m, poor-lubrication, eq. (5-16), □: 14 N·m, no-lubrication, eq. (5-16)

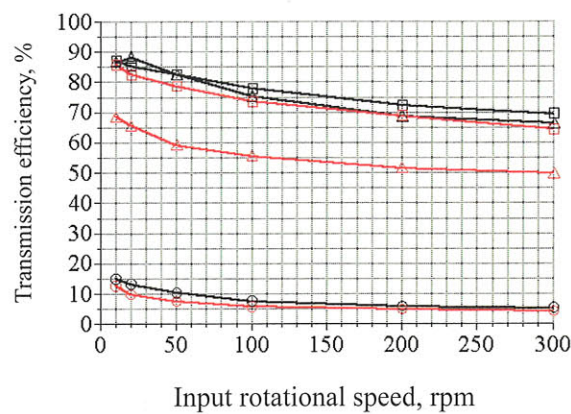


Fig.5-40 Transmission efficiency versus input rotational speed at WG/FS poor and no lubrication

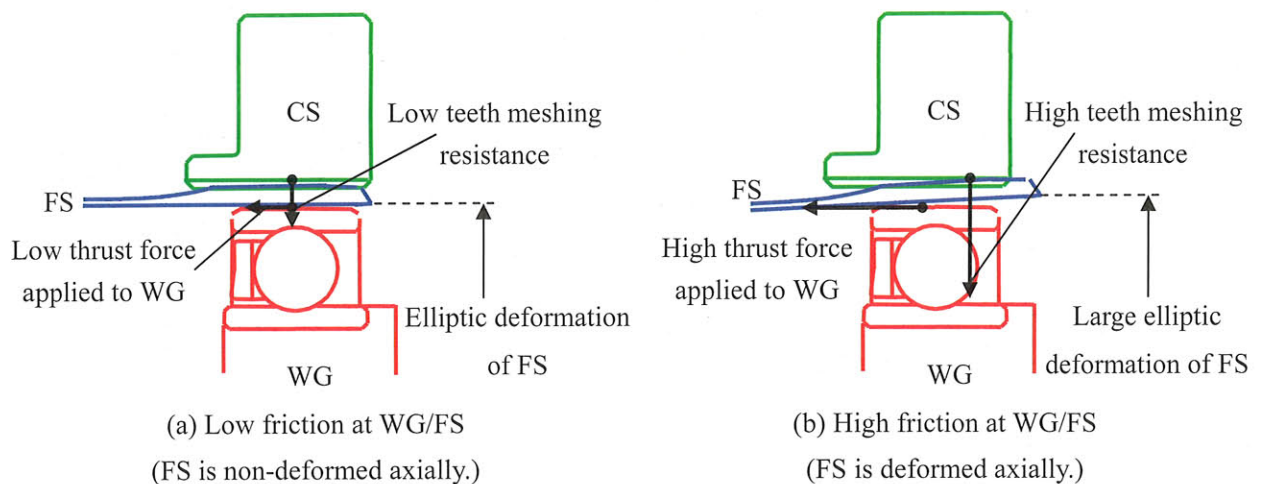


Fig.5-41 Mechanism of transmission efficiency decrease

5-5 まとめ

本章では、波動歯車装置の作動雰囲気（真空／大気）、入力回転速度（10～300 rpm）、負荷トルク（0, 7, 13 N・m）、温度（-10, +22, +50, +80℃）、ならびに潤滑剤の種類（グリース／油）をパラメータとして実験を行い、WG 内外輪、WG/FS および FS/CS 間の潤滑メカニズムを調べた。まず常温真空／大気中実験で得られた知見を以下に示す。

- (1) すべてのしゅう動部で真空は大気より測定電圧（接触電気抵抗）が小さく、真空は大気に比較して油膜が形成されにくい環境である。
- (2) WG/FS 間は、真空中では作動条件、潤滑剤の種類に依存せず境界潤滑状態である。一方大気中では、負荷トルク 0 N・m の場合は真空中と同様にほとんど油膜が形成されない境界潤滑状態であるが、正弦波状の負荷トルクを加えた場合は回転速度の増加とともに境界潤滑から混合潤滑状態へ、さらにグリース潤滑の場合は流体潤滑状態まで遷移することがある。
- (3) 真空中で WG/FS 間が境界潤滑状態となる原因は、すきまが閉じた時に流出した潤滑剤が、開いた時にすきま内部に戻っていかず潤滑剤欠乏状態となるためである。一方大気中ではすきま内部と周囲との圧力差により WG/FS 間に潤滑剤が保持される。このメカニズムについては、潤滑剤浸透解析と雰囲気圧力実験により実証した。
- (4) WG/FS 間の摩耗形態は真空と大気で異なる。すきま内に潤滑剤が保持されにくい真空中では、摩耗粉が排出されず表面への移着・成長を繰り返す凝着摩耗が主体となる。一方大気中では、摩耗粉が排出されやすくフレッチング摩耗が主体となる。
- (5) WG 内外輪間は、大気中では入力回転速度 50 rpm 以下の低速で混合潤滑、高速域で流体潤滑状態となる。それに対して真空中では、大気中と比較して玉と内外輪の間の油膜厚さが減少し潤滑は厳しくなる。これは、WG/FS 間の境界摩擦によって WG に大気中よりも大きな軸方向荷重が働くために生じる。
- (6) FS/CS 間は、真空、大気ともに境界または混合潤滑状態を示し、特に負荷トルクが大きい場合、真空中の方が金属接触割合は大きくなる。これは、WG/FS 間の境界摩擦によって FS が軸方向に変形し、FS/CS 間の噛み合いをきつくさせるために生じる。
- (7) 伝達効率は、真空中と大気中ではほとんど同じ値を示し、回転速度の増加、負荷トルクの減少に伴い、減少する。グリースと油では、グリースの方が粘性抵抗が大きいことから、伝達効率の回転速度依存性は大きくなる。また、負荷トルク印加時の伝達効率は、0 N・m 時の効率から推定することができる。

- (8) WG/FS 間が無潤滑で摩擦係数が高い場合、潤滑剤を塗布した場合と比較して伝達効率は低くなる。これは、WG/FS 間に働く高いスラスト力による WG の軸方向荷重の増加と FS/CS 間の噛み合い抵抗の増加により生じる。特に負荷トルクを印加した場合には、伝達効率は負荷トルク 0 N・m 時の伝達効率から推定した値よりも著しく低下する。

また、WG/FS 間の接触電気抵抗値から推定した接触力と第 3 章の混合潤滑解析結果とを比較し、解析モデルの検証を行った。その結果、以下のことが分かった。

- (1) 本解析モデルは WG/FS 間に潤滑油が満たされた状態を想定しており、すきまからの潤滑油流出量が比較的少ない低速域（入力回転速度 30 rpm 以下）での混合潤滑状態を模擬している。また、真空中よりも大気中の方がすきま内に潤滑剤が保持されることから、大気中作動の解析に適している。
- (2) 高速域での本解析モデルの精度を向上させるためには、WG/FS 間の潤滑剤欠乏状態や負荷トルク変動を考慮する必要がある。

最後に、熱真空実験で得られた知見を以下に示す。

- (1) WG 内外輪間の潤滑状態は動作温度に大きく依存し、-10, +22℃では油膜が形成され高回転速度域で流体潤滑となるが、+50, +80℃の高温では粘度の低下により油膜厚さが減少し、混合潤滑状態となる。
- (2) WG/FS 間は、熱真空環境下では潤滑剤欠乏状態となるため、温度に依存せず境界潤滑状態となる。
- (3) FS/CS 間は、動作温度+22℃で最も油膜が形成されやすく混合潤滑状態となる。それに対して、低温では FS/CS 間への潤滑剤の供給性が悪く、また高温では粘度の低下により油膜厚さが減少し、両者とも+22℃と比較して金属接触割合は大きくなる。
- (4) 熱真空環境下における伝達効率は、温度の低下に伴い低下する。これは WG 内外輪間の潤滑剤粘度の増加によって粘性抵抗が増加するために生じる。熱真空環境においても負荷トルク印加時の伝達効率は、0 N・m 時の効率から推定することができる。

5-6 参考文献

- 5-1) 森内勉, 相原了: グリース潤滑とレオロジー, トライボロジスト, 36, 5 (1991) 375-380.
- 5-2) 小林優: ハーモニックドライブの市場・技術動向, 月刊トライボロジ (2000-5) 30-31.
- 5-3) 久門輝正: 表面あらさと接触電気抵抗, 潤滑, 19, 2 (1974) 125-134.
- 5-4) 片渕正: 摩擦面間の潤滑膜の電気特性, トライボロジスト, 36, 6 (1991) 423-428.
- 5-5) ステンレス協会: ステンレス鋼データブック, 日刊工業社, (2000) .
- 5-6) J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson: Contact of Nominally Flat Surfaces, Proceedings of the Royal Society, Series A, (1966) 300-319.
- 5-7) 田古里哲夫, 荒川忠一: 流体工学, 東京大学出版会, (1989) 4.
- 5-8) 小石真純, 樽松一彦: 最新含浸技術とその応用・解析, 株式会社テクノシステム, (1989) .
- 5-9) 和田稲苗, 築地原政文: 弾性流体潤滑におけるスクイーズ作用の研究ー第1報 2円筒の近接問題ー, 日本機械学会論文集 (C編), 44, 377 (1978) 340-349.
- 5-10) P. A. Bertrand: Oil Absorption into Cotton-phenolic Material, J. Mater. Res., Vol. 8, No.7 (1993).
- 5-11) 小原新吾, 市川信一郎, 佐々木彰, 井澤克彦, 益子正文: 宇宙用ベアリングおよび潤滑油のトライボロジー特性評価, 第47回宇宙科学技術連合講演会 (2003) 478-482.
- 5-12) 宇宙航空研究開発機構: 平成16年度 宇宙航空研究開発機構 総合技術研究本部 宇宙領域 宇宙科学研究本部 研究成果報告書, (2005) 6-21.
- 5-13) 山本雄二, 兼田楨宏: トライボロジー, 理工学社, (1998) .
- 5-14) ニューハーモニックドライブ SHF シリーズ SHG シリーズ 高剛性・精密制御用減速機, No.0311-9R-SHF, ハーモニック・ドライブ・システムズ(株) (2003-11) .
- 5-15) 田中直也, 中川潤, 川村俊一: 宇宙機器用グリースのトライボロジー特性, 第47回宇宙科学技術連合講演会 (2003) 483-484.
- 5-16) Yasuo Yoshii and Hitoshi Hattori: Sliding Friction Characteristics of MAC Greases under Vacuum Condition, Tribology Online, 1, 1 (2006) 14-18.
- 5-17) 宇宙航空研究開発機構: 平成16年度 減速歯車の開発 (その3) 成果報告書, 宇宙航空研究開発機構 (2005) .
- 5-18) 中原綱光: 混合潤滑理論の現状, トライボロジスト, 39, 3 (1994) 220-228.
- 5-19) I Schafer, P Bourlier, F Hantschack, E W Roberts, S. D. Lewis, D J Forster and C John: Space Lubrication and Performance of Harmonic Drive Gears, Proceedings 11th European Space Mechanisms and Tribology Symposium (2005) 65-72.
- 5-20) 日本トライボロジー学会: トライボロジーハンドブック, 養賢堂, (2001) .

第6章 寿命評価試験

本章では、2 台の波動歯車装置を使用して真空中と大気中で寿命試験を行い、それぞれの雰囲気における寿命到達メカニズムを解明する。

6-1 試験条件

寿命試験条件を Table 6-1 に示す。潤滑剤はグリースを使用し、真空、大気それぞれの試験前に大気中で慣らし運転（入力回転速度 100 rpm, 負荷トルク 0 N・m, 入力軸総回転数 32000 rev.）を行った。本章では、真空中と大気中での寿命到達メカニズムを解明するという目的から、作動条件は第 5 章の実験結果を元に真空中と大気中で各しゅう動部の潤滑状態の違いが明確である入力回転速度 100 rpm, アームによる負荷トルク 14 N・m とした。なお、負荷トルク値の 14 N・m は、現在 JAXA が行っている宇宙用波動歯車装置の開発試験（寿命試験条件：入力回転速度 100 rpm, 負荷トルク 14 N・m）と比較するため、同じ値に設定した。試験期間は真空、大気それぞれ 4 週間（入力軸総回転数 3.8×10^6 rev.）とし、波動歯車装置が寿命に到達した場合には試験を停止させることとした。寿命判定は宇宙用では入力トルクが制限されることから、正弦波状に変化する入力トルクの最大値が試験初期値の 1.5 倍（伝達効率は 2/3 以下）になった時に寿命に到達したと判断した。寿命試験の運転パターンは、一方向回転のみでは WG 外輪と FS の周方向すべりにより WG 外輪に溶接した電気線がねじれていく可能性があるため、入力軸 1600 rev.（出力軸 10 rev.）毎に回転方向を反転させた。

試験中は、接触電気抵抗、入出力トルク（伝達効率）、CS の温度を連続的に計測し、ファイバースコープによるしゅう動部近傍の観察も行った。

Table 6-1 Lifetime test conditions

Running-in operation before lifetime test	
Input rotational speed, rpm	100
Load torque, N・m	0
Input number of revolutions, rev.	3.2×10^4 (CW, CCW, each 1600 rev. $\times 10$ set)
Environment	In air (laboratory environment: 20-23°C, 30-60 %RH)
Lubricant	Grease
Lifetime test	
Input rotational speed, rpm	100
Load torque, N・m	14
Environment	In air (laboratory environment: 15-23°C, 30-60 %RH) In vacuum (less than 2×10^{-4} Pa at 20-23°C)
Test period, weeks	4
Life criterion	$< 1.5 \times$ Maximum input torque at initial operation

6-2 慣らし運転

本節では、寿命試験前に行った慣らし運転中における各しゅう動部の潤滑状態とグリース分布状態の変化について示し、慣らし運転の効果について考察する。

6-2-1 各しゅう動部の潤滑状態

Figure 6-1～6-3 に、慣らし運転中における各しゅう動部の測定電圧の時間（入力軸総回転数）変化を示す。各図の（a）、（b）には、それぞれ真空中と大気中寿命試験前の慣らし運転結果を示している。

（1）WG 内外輪

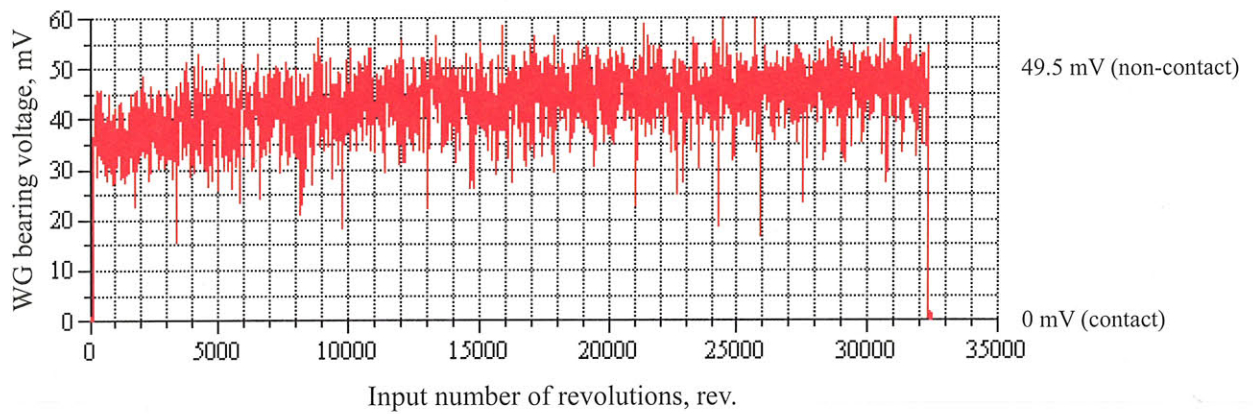
Figure 6-1 の WG 内外輪の測定電圧を見ると、（a）真空試験前と（b）大気試験前では電圧変動傾向が異なることが分かる。（a）では初期に 30～40 mV の中間値を示し、総回転数の増加に伴い電圧は増加して 14000 rev.以上で電圧平均値は 45 mV 程度となりほとんど変化しなくなった。一方（b）では初期から中間値と 49 mV の間を変動し、総回転数の増加に伴い電圧変動幅が小さくなっていく傾向であった。慣らし運転終了間際の電圧は、（a）、（b）ともにほぼ同様に 45 mV 程度であり、流体潤滑に近い状態であった。

Figure 6-1（a）と（b）で電圧変動傾向が異なった原因は、主に玉と内外輪の間に塗布したグリースの分布状態の違いにあると考えられる。入力軸の回転に伴う電圧変動幅が大きい（b）では、玉と内外輪の間に形成される油膜厚さが変動していたと考えられ、グリースの分布状態にばらつきがあったものと思われる。慣らし運転終了間際に（a）と（b）の測定電圧が同様になったのは、初期のグリース塗布状態が異なっても、作動によりグリースがせん断を受けて軟らかくなり、流動しやすくなったグリースが玉と内外輪間に均一に分布し油膜が形成されたためと考えられる。

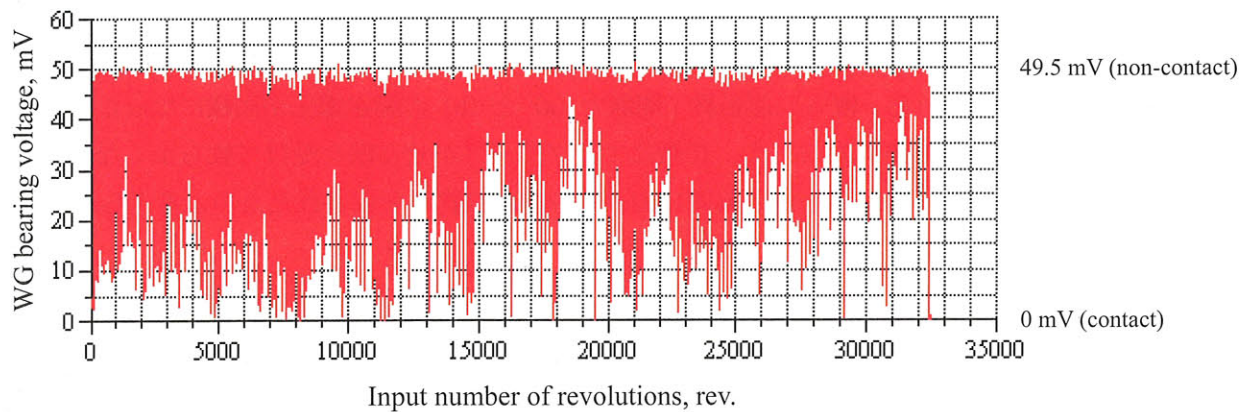
（2）WG/FS および FS/CS

Figure 6-2、6-3 の WG/FS、FS/CS 間については、どちらも（a）と（b）で同傾向を示し、測定電圧数 mV 以下の境界潤滑状態であった。なお、Fig.6-2、6-3 のわずかな電圧変動は、ペンレコーダ上の波形との比較から、電氣的ノイズであると思われる。

WG/FS と FS/CS 間では、慣らし運転による明確な金属接触割合の減少は見られなかった。これは、慣らし運転回数が少なく、①グリースの分布が均一化されていないこと、②初期摩耗状態が継続されていることが原因と考えられる。波動歯車装置の寿命上効果的な慣らし運転条件については、今後調査する必要がある。



(a) Before in-vacuum lifetime test



(b) Before in-air lifetime test

Fig. 6-1 Change in lubricating condition between WG inner and outer races at running-in operation
(in air, input rotational speed 100 rpm, load torque 0 N·m)

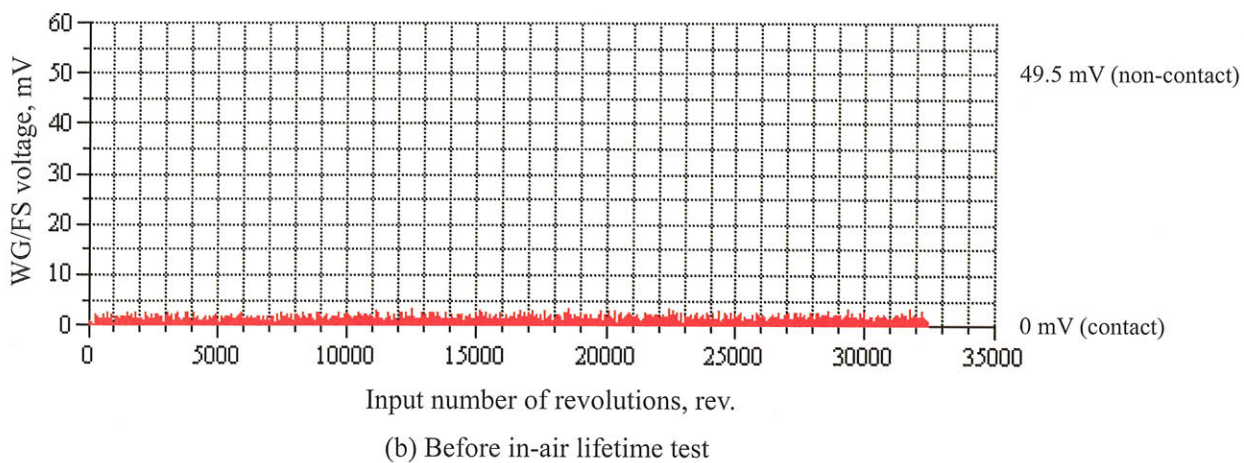
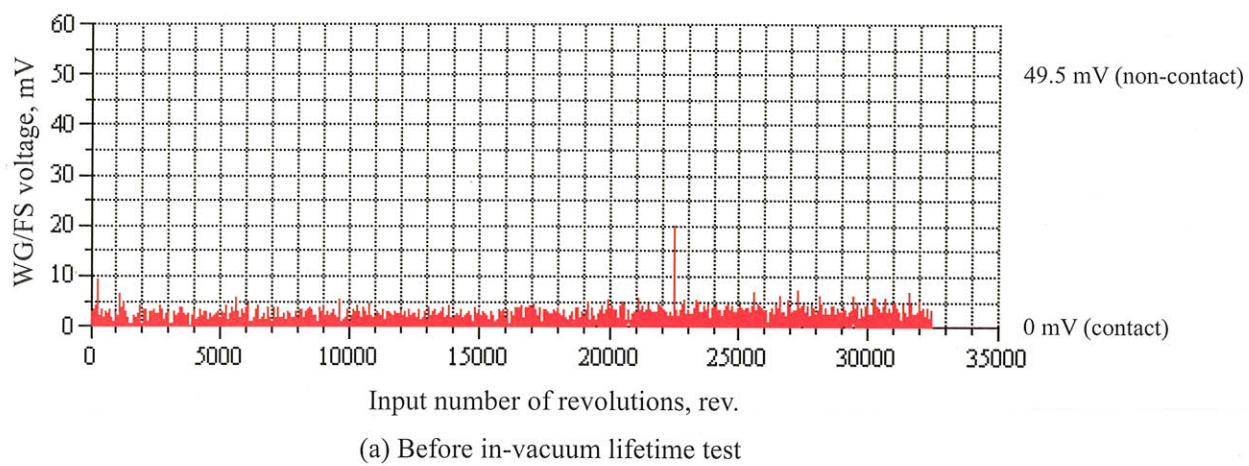


Fig. 6-2 Change in lubricating condition between WG and FS at running-in operation
(in air, input rotational speed 100 rpm, load torque 0 N·m)

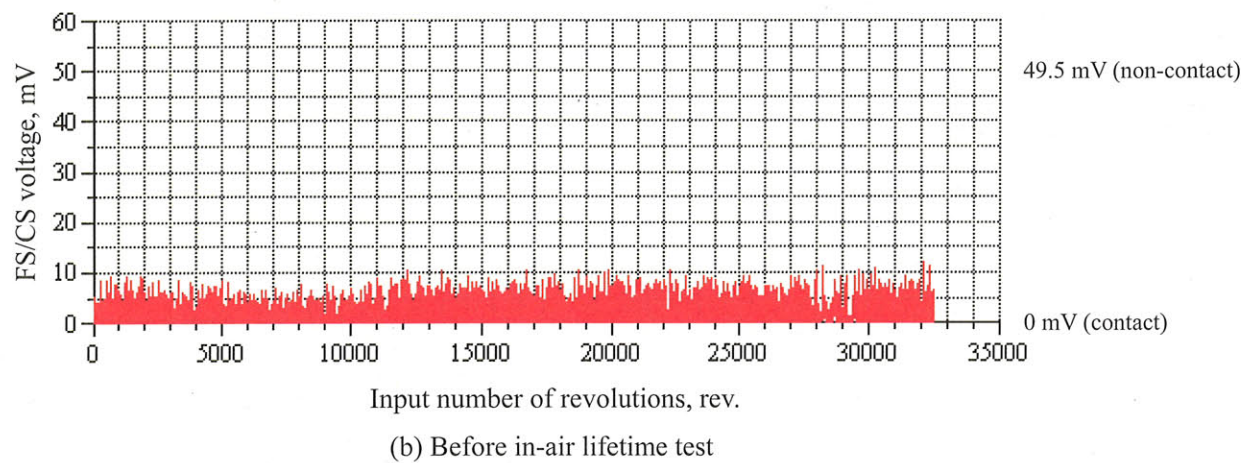
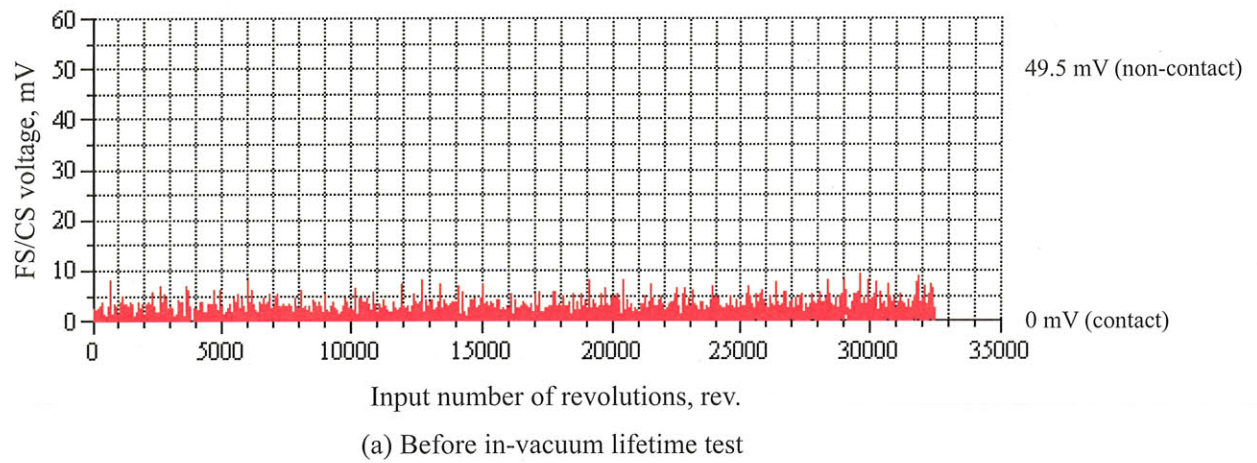


Fig. 6-3 Change in lubricating condition between FS and CS at running-in operation
(in air, input rotational speed 100 rpm, load torque 0 N·m)

6-2-2 グリース分布状態の変化

Figure 6-4 と 6-5 に、それぞれ入力側と出力側から撮影した慣らし運転前後のグリース分布状態の変化を示す。それぞれの図の (a), (b) は、真空試験前と大気試験前における慣らし運転の結果を示している。

まず Fig.6-4 の入力側では、慣らし運転前後でグリース分布状態が大きく異なるのが分かる。同図 (a-1), (b-1) の慣らし運転前は、波動歯車装置の組立て時に押し出されたグリースが WG/FS, FS/CS 歯面のすきまを覆っているが、(a-2), (b-2) の慣らし運転後には WG/FS 間はグリースに覆われているのに対し、歯面を覆っていたグリースは見られず FS 外歯が確認できる。また、グリースの分布状態は (a-2) と (b-2) でわずかに異なり、(b-2) の方が WG/FS 間を覆うグリースの量が多くなっている。(a-2) と (b-2) で差はあるが、どちらの場合においてもグリース溜りの色は黒く変化しており、WG/FS, FS/CS 間で生じた摩耗粉が排出されグリース溜りに混入したものである。

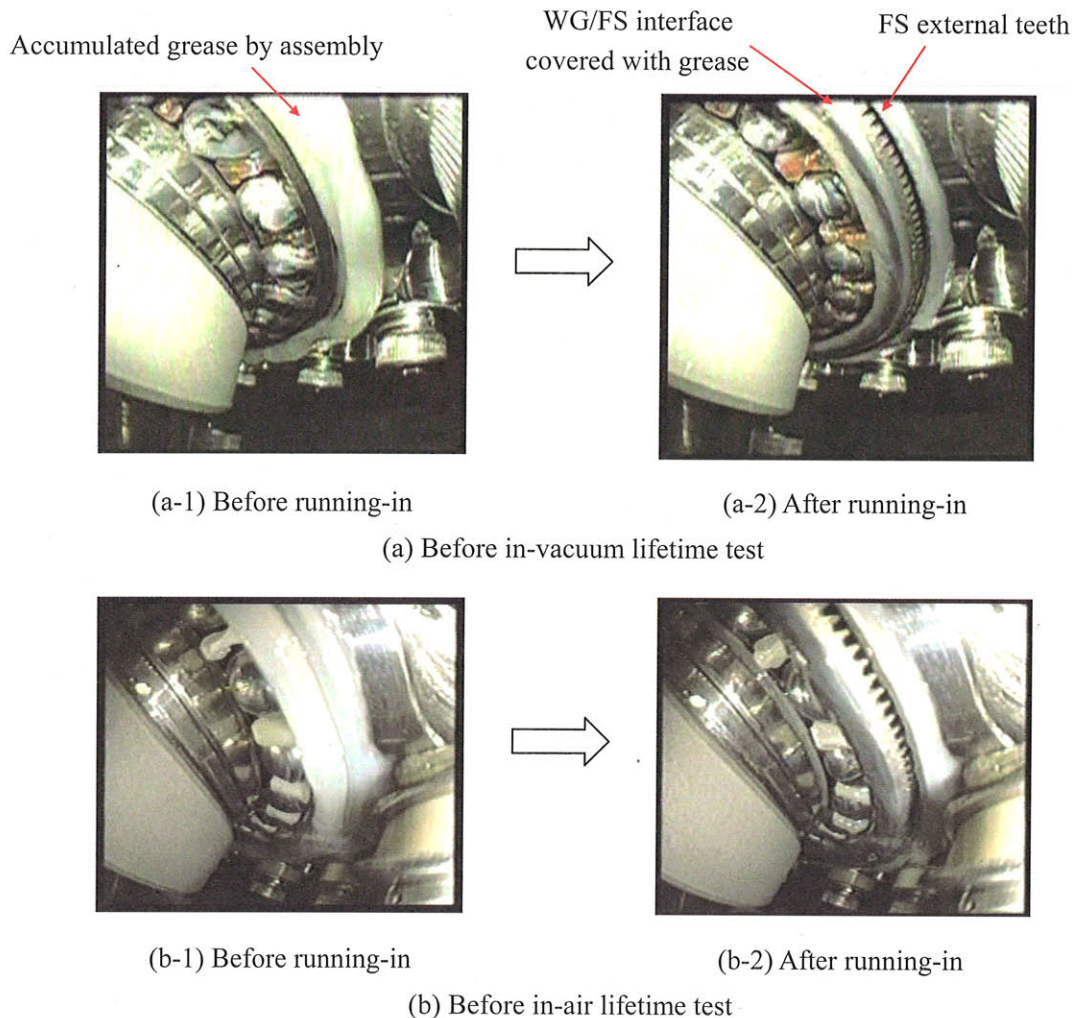
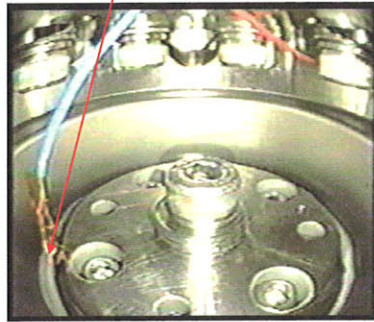
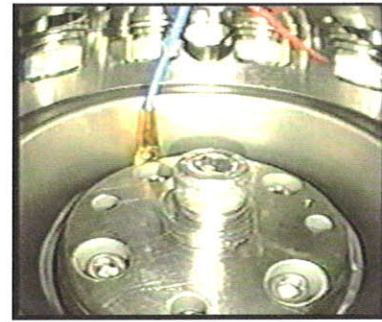
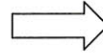


Fig.6-4 Change in input side grease distribution by running-in operation

Accumulated grease by assembly

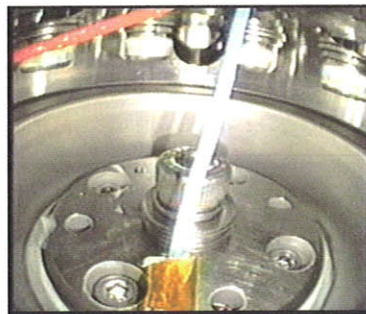


(a-1) Before running-in

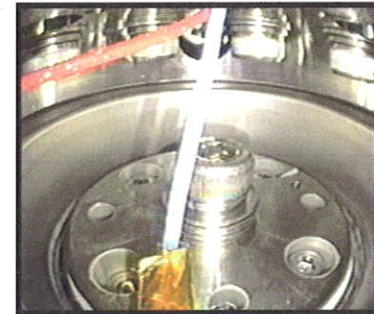
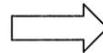


(a-2) After running-in

(a) Before in-vacuum lifetime test



(b-1) Before running-in



(b-2) After running-in

(b) Before in-air lifetime test

Fig.6-5 Change in output side grease distribution by running-in operation

続いて Fig.6-5 の出力側では、(a) と (b) の間にほとんど差はなく、慣らし運転前に保持器側面へ付着していたグリースが慣らし運転後には無くなっている。これは、慣らし運転中に WG 内外輪間へ流入したためと考えられる。

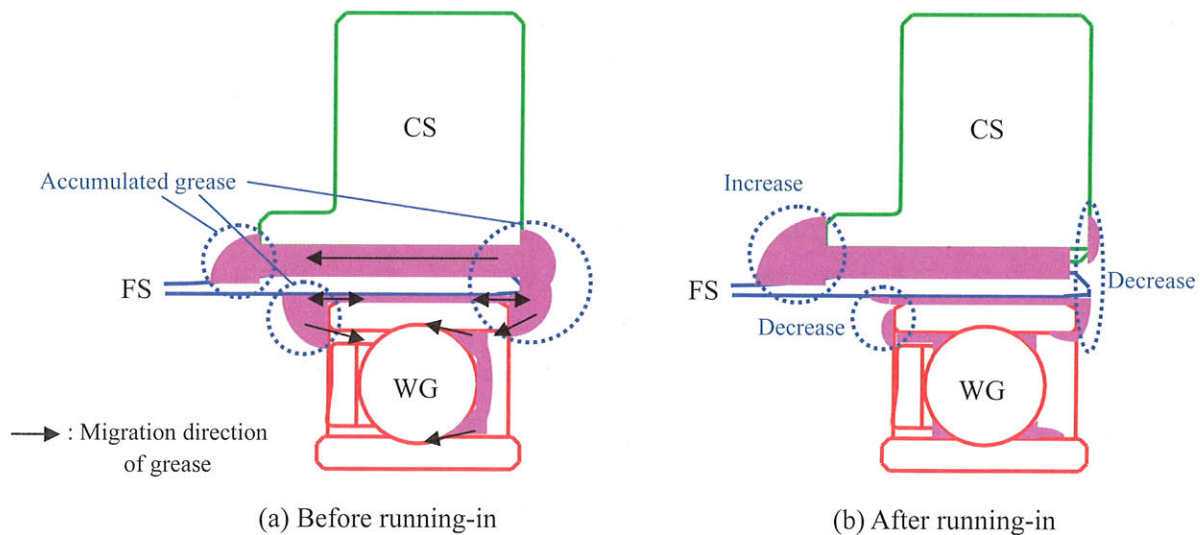


Fig. 6-6 Schematic of grease distribution changed by running-in operation

慣らし運転前後におけるグリース分布状態の模式図を Fig.6-6 に示す. 同図 (a) には, ファイバースコープの画像およびテストハウス分解後の観察から推定した慣らし運転中におけるグリースの移動方向を矢印で示している. 慣らし運転前後におけるグリース分布状態の変化は, 組立て時に押し出されたグリースの大部分が慣らし運転中に FS/CS 歯面または WG 内外輪間へ流入したために生じたと考えられる.

6-2-3 まとめ

慣らし運転は, 初期に WG 内外輪間のグリース分布にばらつきがあっても, グリースを均一にすきま内に拡げて油膜を形成させる効果がある. WG/FS, FS/CS 間については, 接触面で生じた摩耗粉をグリースとともに排出させる効果がある. また, 波動歯車装置の組立て毎におけるグリース塗布分布のばらつきや組立て時に形成されるグリース溜り形状の違いは, 慣らし運転を行うことにより同様なグリース分布状態にすることができる.

6-3 寿命試験

本節では寿命試験の結果について述べていく。

6-3-1 伝達効率

Figure 6-7 に寿命試験中における伝達効率の変化を示す。伝達効率は、入力軸 32000 rev.毎の入力トルクの最大値から算出してプロットしている。Figure 6-7 に示すように、真空、大気ともに寿命に到達することなく、入力軸総回転数 3.8×10^6 rev.を達成した。なお、試験中における CS の温度は室温とほぼ同じであり、異常な変動は見られなかった。

まず大気中の伝達効率を見てみると、初期は 62 %程度を示し、入力軸総回転数が増加するに従い効率は少しずつ増加していき、700000 rev.程度で 67 %に達した。一方真空中の伝達効率は、試験開始から 440000 rev.程度までは大気中とほぼ同じ 62~67 %であったが、440000~489000 rev.で 52 %までの急激な低下が生じた。489000 rev.以降では 67~68 %まで増加したが、960000 rev.付近で再度低下が生じ、1330000 rev.まで低い値を維持した後に増加した。そして、3000000 rev.付近で再び効率の低下と増加が見られた。

真空中で伝達効率が低下した際には、FS が入力方向へ変形していることをファイバースコープの画像から確認しており、これは 5-4 節で示した WG/FS 間の高摩擦によるスラスト力の作用によると考えられる。後述するように、WG/FS 間は真空中寿命試験では境界潤滑状態であり、摩擦係数は文献 6-1), 6-2) から 0.05~0.1 であったと推定できるが、440000, 960000, 3000000 rev. 付近の伝達効率の低下時にはさらに高い摩擦係数であったと考えられる。前章で示した WG/FS 間の無潤滑実験時に測定した伝達効率はおよそ 55%であり、効率低下時には無潤滑よりも高い摩擦係数であった可能性がある。このような真空中における WG/FS 間の高い摩擦係数が生じた原因は、

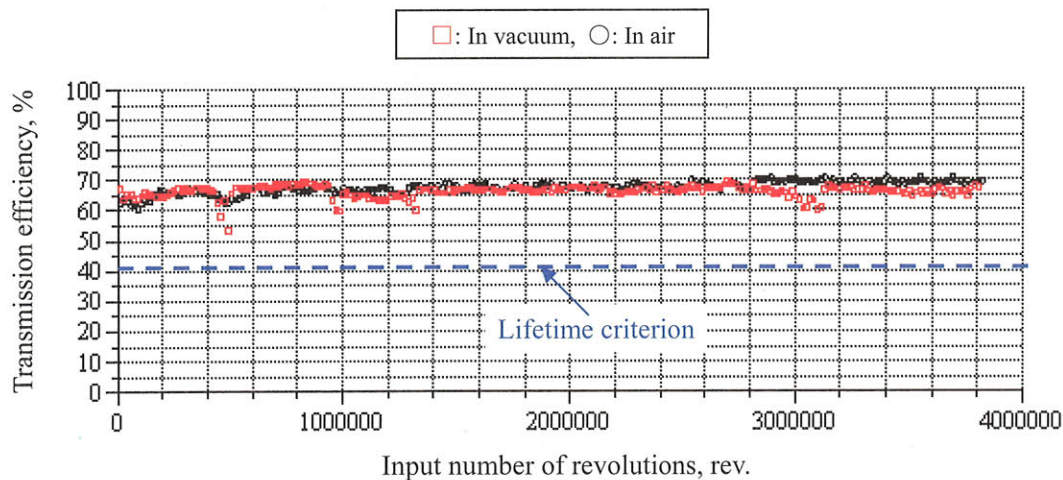


Fig.6-7 Change in transmission efficiency calculated by maximum input torque at lifetime test
(input rotational speed 100 rpm, load torque 14 N·m)

5-2-2 項で述べたメカニズムによる潤滑剤欠乏のために摩耗粉が接触面外へ排出されずに表面への凝着と摩耗を繰り返す、境界潤滑膜よりもさらに薄い油膜しか存在しない荒れた面が WG 外周と FS 内周の両方に形成されたためと考えられる。また伝達効率が回復したのは、WG と FS が軸方向に相対的にずれたことにより、FS 内周のしゅう動部外に付着していたグリースが WG 外周に付着し接触面へ供給され、摩擦係数が境界潤滑程度まで低くなったためと考えられる。

現在 JAXA が行っている宇宙用波動歯車装置の開発において、本試験と同じ作動条件（入力回転速度 100 rpm，負荷トルク 14 N・m）で真空および大気中寿命試験が行われている。真空中寿命試験では、本試験と同様の伝達効率の低下・増加が確認されている。このような WG/FS 間の摩擦係数増加・減少に伴う FS の軸方向の変形、伝達効率の変動は、変動負荷トルクを受ける波動歯車装置の真空特有の特性であると思われる。一方大気中寿命試験では、伝達効率の低下はなく入力軸総回転数 2.6×10^7 rev. を突破している。

6-3-2 各しゅう動部の潤滑状態

Figure 6-8～6-10 に、寿命試験中における各しゅう動部の潤滑状態の変化を示す。各図の (a)，(b) には、それぞれ真空中と大気中寿命試験の結果を示している。

(1) WG 内外輪

WG 内外輪間は、真空中では試験開始から 2000000 rev. 程度まで中間電圧値を示し混合潤滑状態であったが、それ以降は電圧の急激な低下が生じ境界潤滑状態であった。一方大気中では、試験開始からおよそ 21000 rev. までは混合潤滑であり、それ以降は流体潤滑状態を示した。

真空中で 0～2000000 rev. における電圧変動は、出力軸に取り付けた負荷アームの回転に同期しており、アームが上昇する際には電圧低下、下降する際には電圧上昇が生じていた。これは、5-2-3 項で示した WG/FS 間のスラスト力の作用によると考えられる。また、30000 rev. 付近から正転と逆転で電圧変動傾向に差が生じ始め、逆転時に油膜が形成されにくくなった。2000000 rev. 付近で電圧が減少し始めた際には、玉の表面に付着していたグリースが白色から黒色へと変化していた。この変化は、①WG/FS 間で発生した摩耗粉がグリースとともに WG 内外輪間へ流入し金属接触を増加させたこと、②それまで混合潤滑状態にあった玉と内外輪の間に発生した摩耗粉が接触面から排出されなくなり摩耗を増加させたこと、の 2 点により生じたと考えられる。

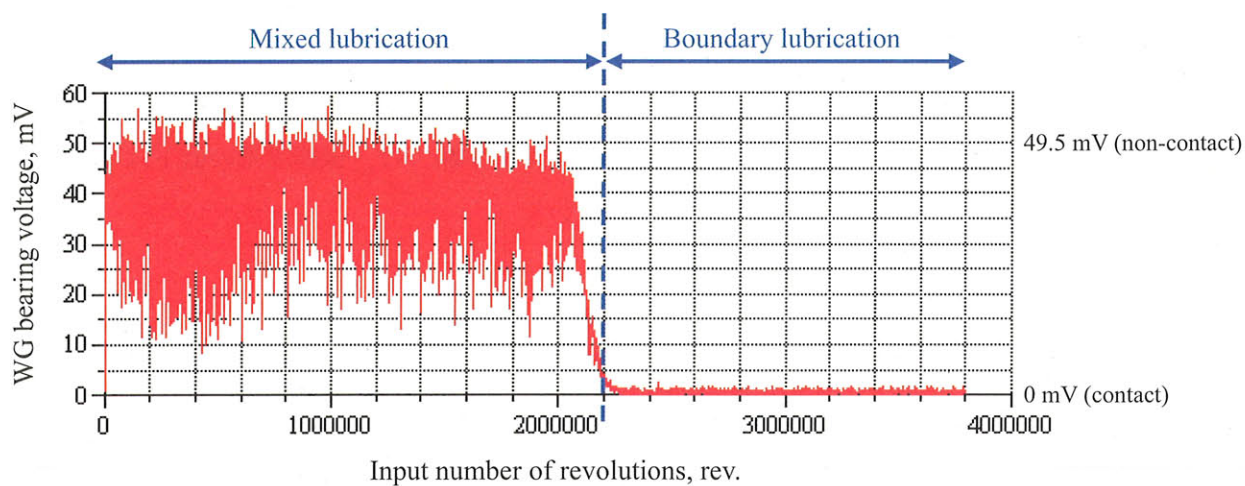
(2) WG/FS

WG/FS 間は真空中では境界潤滑状態であった。一方大気中では、0～16000 rev. では Fig.5-4 と同様にアーム上昇時に電圧増加、アーム下降時に電圧減少の混合潤滑であり、16000～224000 rev. では出力軸 1 rev. 中に混合から流体へ遷移する割合が増加し、それ以降は流体潤滑状態を示した。

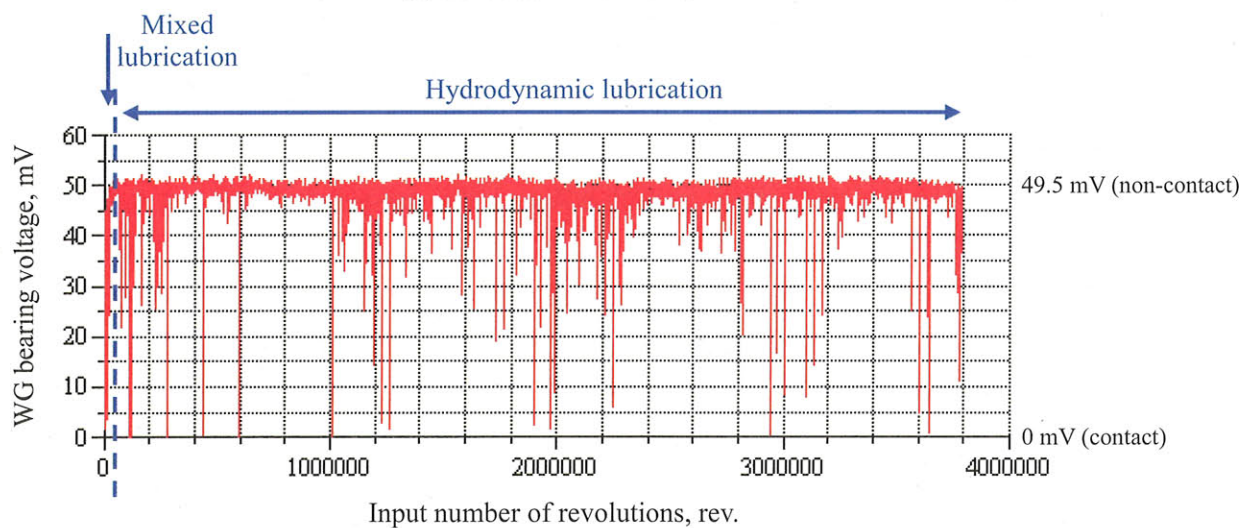
大気中において入力軸総回転数の増加に伴い金属接触割合が減少し流体潤滑に遷移したのは、摩耗により表面がなじんで接触面圧が減少し、油膜が形成されやすくなったためと考えられる。また、5-2-2 項の潤滑剤浸透解析で示したように、表面張力と負圧によりすきま内へ潤滑剤が保持されて流体潤滑状態を維持したものと思われる。

(3) FS/CS 間

FS/CS 間は、真空中では境界潤滑状態であり、大気中では試験開始からじょじょに金属接触面積が減少していく混合潤滑状態であった。

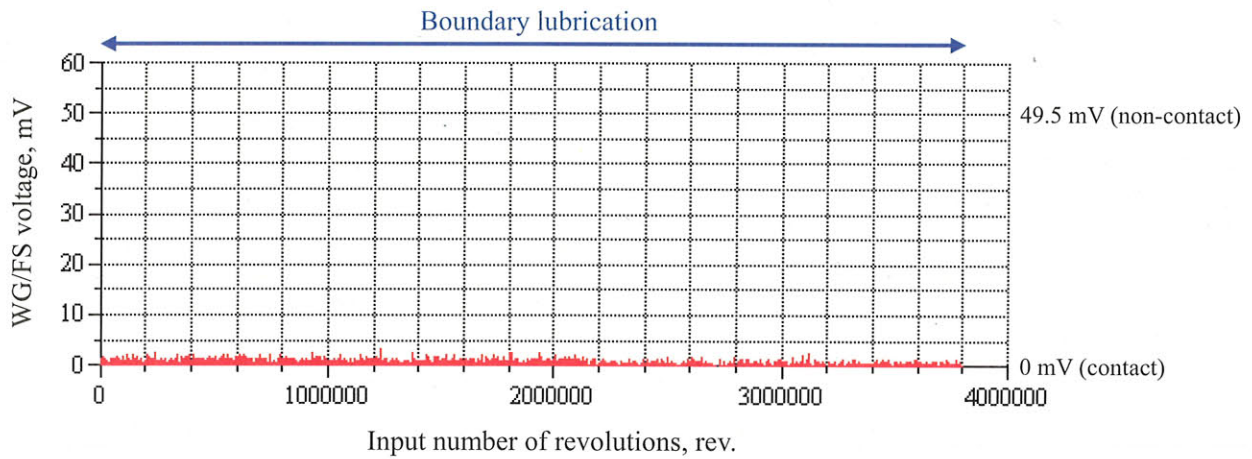


(a) In-vacuum lifetime test

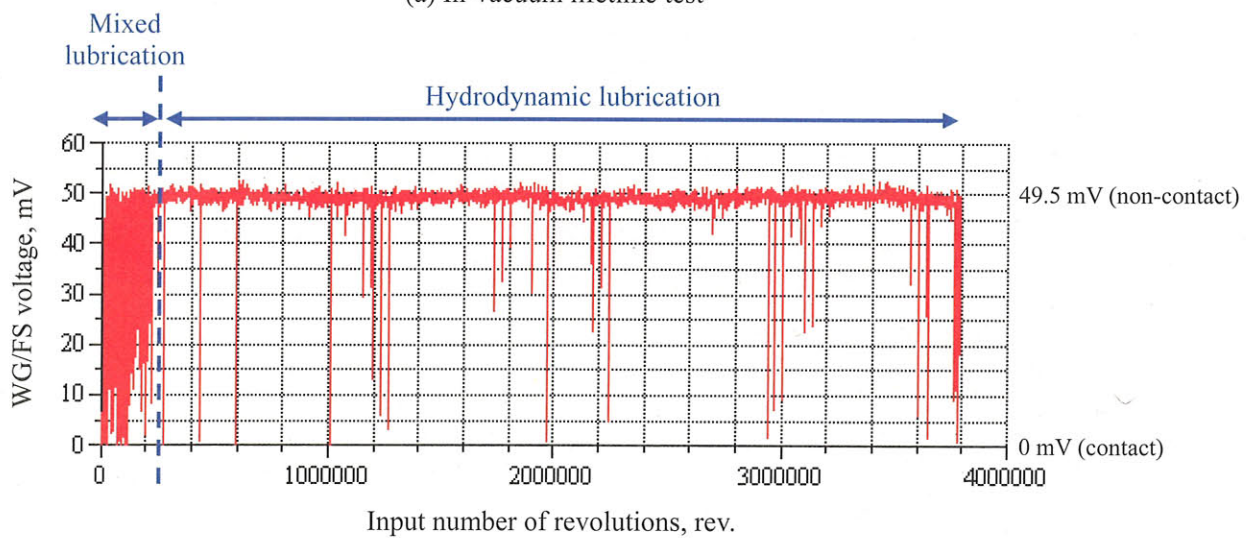


(b) In-air lifetime test

Fig.6-8 Change in lubricating condition between WG inner and outer races at lifetime test
(input rotational speed 100 rpm, load torque 14 N·m)

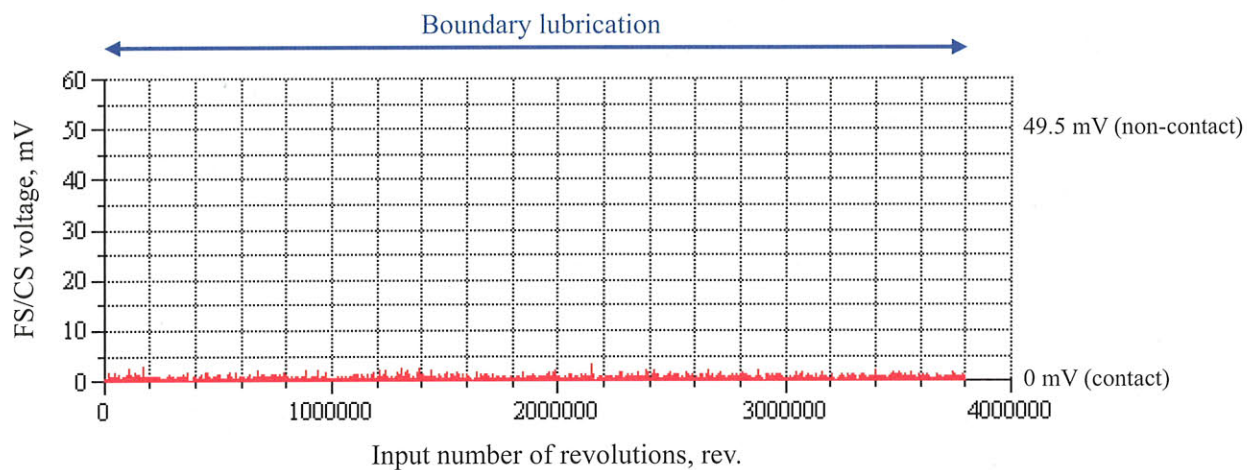


(a) In-vacuum lifetime test

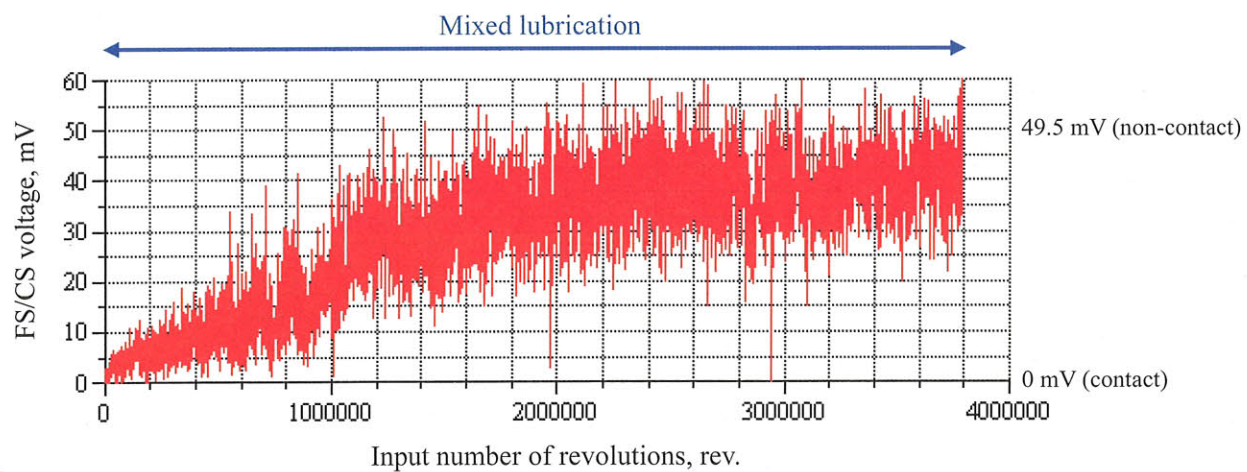


(b) In-air lifetime test

Fig.6-9 Change in lubricating condition between WG and FS at lifetime test
(input rotational speed 100 rpm, load torque 14 N·m)



(a) In-vacuum lifetime test



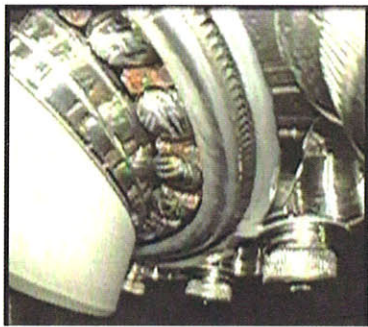
(b) In-air lifetime test

Fig.6-10 Change in lubricating condition between FS and CS at lifetime test
(input rotational speed 100 rpm, load torque 14 N·m)

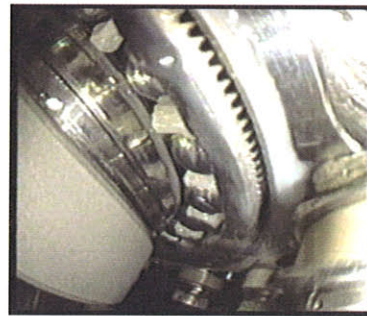
以上のように、真空は大気と比較してすべてのしゅう動部において油膜が形成されにくく、厳しい潤滑状態となった。最も注目すべき点は、WG/FS 間が真空中では境界潤滑であるのに対し、大気中では完全な流体潤滑状態へ遷移したことである。このことは、真空中と大気中では WG/FS 間が伝達効率や他のしゅう動部の潤滑状態へ与える影響がまったく異なり、波動歯車装置の寿命到達メカニズムも異なることを示している。

6-3-3 グリース状態の変化

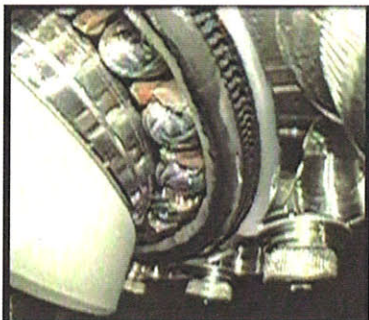
Figure 6-11 に、寿命試験中に入力側からファイバースコープにより撮影したグリース分布状態を示す。まず真空中寿命試験の方から見ていくと、試験が進むにつれて WG 外輪側面と FS 開口



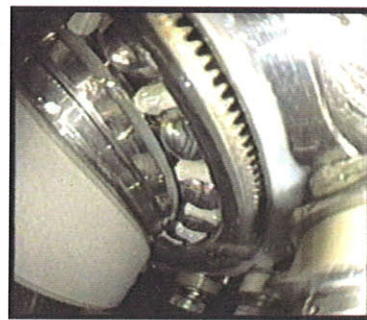
(a-1) Before in-vacuum lifetime test



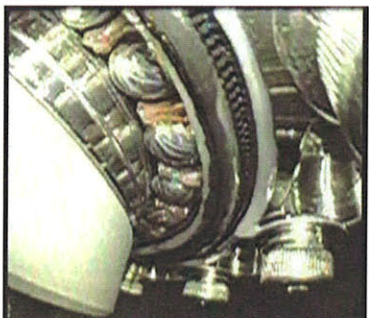
(b-1) Before in-air lifetime test



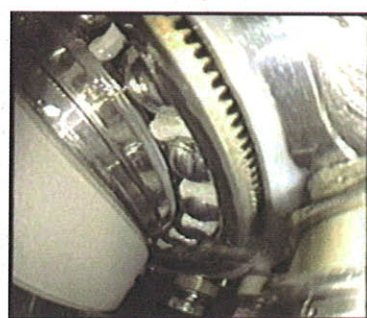
(a-2) Input number of 156800 rev.
in vacuum



(b-2) Input number of 108000 rev.
in air



(a-3) Input number of 300800 rev.
in vacuum



(b-3) Input number of 268800 rev.
in air

Fig.6-11 Change in input side grease distribution at lifetime test

部に付着していたグリース溜りがじょじょに黒く変化していった。これは、WG/FS、FS/CS 間で生じた摩耗粉がグリースとともに排出され、グリース溜りに混入したためと思われる。しかし、グリースの色変化は数万 rev.で落ち着き、その後はファイバースコープの画像上ではほとんど変化は見られなかった。この理由としては、WG/FS、FS/CS 間は Fig.6-9、6-10 (a) に示したように境界潤滑状態であり、一定量の摩耗粉がグリースによって排出された後は摩耗粉が発生してもグリースによる排出が行われなくなるためと思われる。続いて大気中寿命試験の方を見ると、真空中と同様にグリース溜りは黒く変化していったが、その変化は真空と比較して急激であった。ファイバースコープの画像を確認したところ、大気は真空と比較して WG/FS、FS/CS 間からのグリース排出が活発であり、これによりグリース溜りの急激な変色が生じたと考えられる。また、Fig.6-11 (b-2), (b-3) に示すように、歯の側面が茶色く変色していきっており、これは大気中での摩擦による酸化摩耗粉の生成を示していると思われる。グリース状態の変化は、300000 rev.以降ではほとんど観察されなくなった。なお、出力側のグリース分布状態について試験後にファイバースコープで確認したところ、Fig.6-5 (a-2), (b-2) の慣らし運転後と大きな変化は生じていなかった。

Figure 6-12、6-13 に、それぞれ真空、大気中寿命試験後に撮影した WG 外周と FS 内周面の写真を示す。まず真空中試験後の方を見てみると、WG 外周、FS 内周ともに潤滑膜の光沢が確認できず、表面は荒れていた。また、接触面に付着した摩耗粉、グリース溜りの色は黒くなっていた。一方大気中試験後では、WG 外周、FS 内周ともに光沢が見られ非常に潤っており、FS 内周には第 3 章の WG/FS 間の混合潤滑解析（入力回転速度 100 rpm、負荷トルク 13 N・m）で示したような入力側と出力側の 2 本の摩耗痕が見られた。また、グリース溜りが茶色く変色しており、フレッチングにより生成した茶褐色の酸化摩耗粉⁶⁻³⁾がグリースに混入したものと思われる。

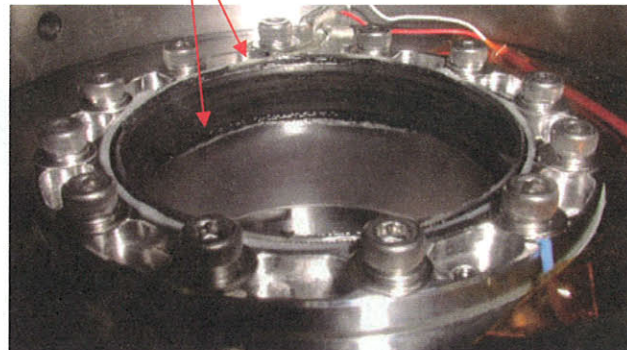
上述したような真空と大気における摩耗・グリース状態の違いは、両雰囲気での WG/FS、FS/CS 間の油膜形成状態の違いによって引き起こされたと考えられる。

Black grease



(a) WG outside surface

Black grease



(b) FS inside surface

Fig.6-12 Photographs of WG/FS contacting part after in-vacuum lifetime test

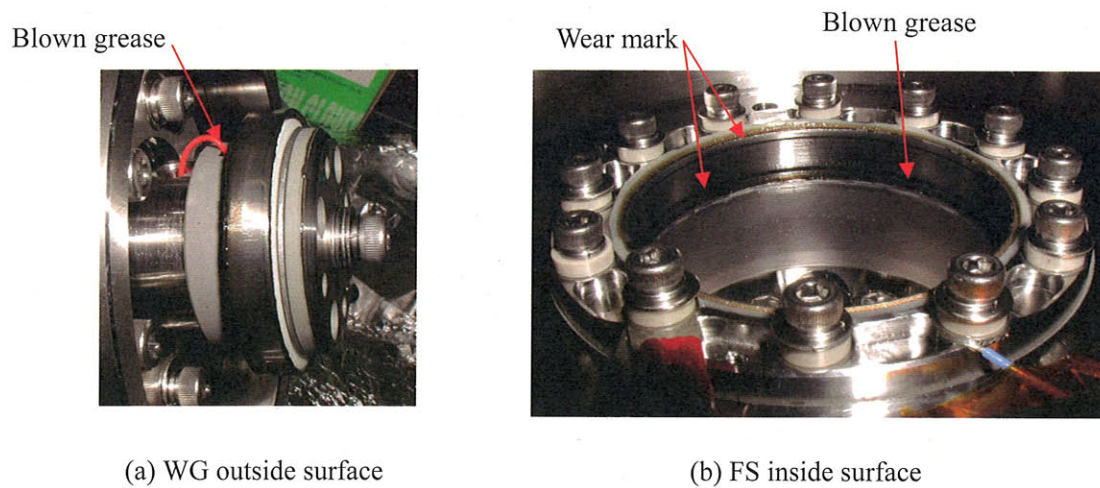


Fig.6-13 Photographs of WG/FS contacting part after in-air lifetime test

6-3-4 まとめ

真空および大気中において、入力回転速度 100 rpm、負荷トルク 14 N・m の条件で波動歯車装置の寿命試験を行った。真空、大気ともに既定の伝達効率(初期の 2/3) 以上で入力軸総回転数 3.8×10^6 rev. を満足した。しかし、真空では境界潤滑下にある WG/FS 間の摩擦係数増加に伴う伝達効率の低下が見られ、全体的に大気と比較して伝達効率は低くなった。

6-4 寿命到達メカニズム

本節では、寿命試験の結果から真空と大気での寿命到達メカニズムについて考察する。ここでは、波動歯車装置の寿命を真空中、大気中ともに“試験初期と比較して伝達効率が著しく低下した状態”と定義する。

6-4-1 真空中寿命到達メカニズム

真空中寿命試験では、WG/FS 間の摩擦係数増加に伴う伝達効率の一時的な低下が確認された。これは、WG/FS 間で無潤滑に近い状態まで潤滑剤が欠乏したことに起因すると推定されるが、FS 内周にグリース溜りがある場合には FS の軸方向変形による WG/FS 間の相対運動によりグリースが供給され、伝達効率の回復が見込まれる。これらのことから真空中では、伝達効率が低下したまま回復しなくなる状態、すなわち、“WG/FS 間への潤滑剤供給源がなくなり、すきま内が油膜切れの状態”になった時に寿命へ到達すると考えられる。ただし、本試験では寿命判定基準を“伝達効率が初期の 2/3 になった時”と設定していたため寿命へ達していないと判断したが、例えば基準を“伝達効率が初期より 10 %低下した時”と設定した場合には入力軸総回転数 480000 rev.で寿命へ達したことになる。このことから、宇宙用波動歯車装置では作動中の伝達効率の変動が大きいことを考慮したモータ駆動トルクのマージン設計が必要となる。

6-4-2 大気中寿命到達メカニズム

大気中寿命試験では、試験中に真空のような伝達効率の低下はなく、すべてのしゅう動部で良好な潤滑状態を維持した。特に真空中で伝達効率低下の要因となる WG/FS 間は、流体潤滑状態となり油膜が保持されることから、このしゅう動部の油膜切れが原因で伝達効率が低下する可能性は低いと考えられる。また、WG 内外輪、WG/FS 間と異なり混合潤滑状態である FS/CS 間は、少しずつ摩耗が進行していく可能性があるが、1-1-3 項で述べたようにこのしゅう動部の摩耗は主にバックラッシの増加による剛性の低下を引き起こすと考えられる。以上のことから、大気中では“WG の転がり疲れによる表面損傷が生じた状態”になった時に伝達効率が低下し寿命へ到達すると考えられる。波動歯車装置のカタログに記載されている WG の寿命計算式⁶⁻⁴⁾から本試験条件（入力回転速度 100 rpm，負荷トルク 14 N・m）での寿命を求めると 7.6×10^{10} rev.となり、これは、寿命の定義に依存するが伝達効率の変動が大きい真空中と比較して寿命は大幅に長いと考えられる。

6-4-3 まとめ

伝達効率の低下を寿命と定義し、寿命試験の結果を元に真空と大気での寿命到達メカニズムについて考察した。真空と大気では波動歯車装置の寿命到達メカニズムは大きく異なり、真空では WG/FS 間の油膜切れ、大気では WG の転がり疲れが寿命到達要因であることを示した。

6-5 まとめ

本章では、真空中 (2×10^{-4} Pa 以下) と大気中において入力回転速度 100 rpm, 負荷トルク 14 N・m の作動条件でグリース潤滑された波動歯車装置の寿命試験を行い、試験中に計測した伝達効率、各しゅう動部の接触電気抵抗からそれぞれの雰囲気における伝達効率の低下による寿命到達メカニズムを考察した。また、寿命試験前には大気中での慣らし運転 (入力回転速度 100 rpm, 負荷トルク 0 N・m) を行い、その効果についても考察した。得られた知見は以下の通りである。

- (1) 真空と大気では波動歯車装置の寿命到達メカニズムは大きく異なる。真空中では、FS 内周のグリース溜りから WG/FS 間への潤滑剤供給が無くなり、油膜切れが生じて高い摩擦係数となった時に伝達効率が低下し寿命に至る。一方大気中では、WG の転がり疲れが生じた時に入力トルクが増加し、伝達効率を低下させて寿命に至る。
- (2) 真空中では、WG/FS 間の摩擦係数変動に伴い伝達効率も変動する。そのため、宇宙用では伝達効率の変動を考慮したモータ駆動トルクのマージン設計が必要である。一方大気中では、WG/FS 間に油膜が保持され摩擦係数は低く、真空と比較して伝達効率の変動は小さい。
- (3) 慣らし運転は、WG 内外輪に塗布したグリースを玉と内外輪の間のすきまに均一に分布させて、油膜を形成させる効果がある。また、WG/FS, FS/CS 間で発生した摩耗粉をグリースとともに排出させる効果がある。

6-6 参考文献

- 6-1) 田中直也, 中川潤, 川村俊一: 宇宙機器用グリースのトライボロジー特性, 第 47 回宇宙科学技術連合講演会 (2003) 483-484.
- 6-2) Yasuo Yoshii and Hitoshi Hattori: Sliding Friction Characteristics of MAC Greases under Vacuum Condition, Tribology Online, 1, 1 (2006) 14-18.
- 6-3) 山本雄二, 兼田楨宏: トライボロジー, 理工学社, (1998) .
- 6-4) ニューハーモニックドライブ SHF シリーズ SHG シリーズ 高剛性・精密制御用減速機, No.0311-9R-SHF, ハーモニック・ドライブ・システムズ (株) (2003-11) .

第7章 長寿命化・加速試験に対する指針

本章では、これまでに示したパラメトリック解析および実験、寿命評価試験の結果から、宇宙用波動歯車装置の長寿命化と加速試験の適用方法に対する指針を示す。なお、本章で扱う波動歯車装置の寿命は、“作動初期と比較して伝達効率が著しく低下した状態”を意味する。

7-1 長寿命化のための指針

本節では宇宙用波動歯車装置の長寿命化のための指針について考察する。

宇宙用波動歯車装置の伝達効率の低下は、WG/FS 間が厳しい潤滑状態で摩擦係数が高く、軸方向の摩擦力が大きくなると生じるため、この効率低下メカニズムに注目し以下のような指針を提案する。

(1) WG/FS 間に潤滑剤を保持させる。

WG/FS 間に潤滑剤を保持させることができれば油膜が形成され、摩擦係数を低く維持することができると考えられる。まず 1 つ目の方法は、雰囲気圧力のコントロールである。真空中では油膜内に負圧領域が存在せず潤滑剤欠乏状態となることから、周囲の圧力を真空より少しでも高く維持することができれば周囲圧力に対する WG/FS すきま内の負圧による潤滑剤の供給が期待できる。また、惑星上などわずかも大気が存在する環境下でのミッションにおいては、波動歯車装置の寿命は真空中よりも長くなる可能性がある。

2 つ目の方法として、Fig.7-1 に示すように WG/FS 間の側面に油を染み込ませた柔軟な多孔質体によるリザーバを設けて、流出しようとする潤滑剤を強制的にせき止めて（シールの働きを持たせて）、すきま内に保持させることが考えられる。油が染み込んだリザーバは、作動

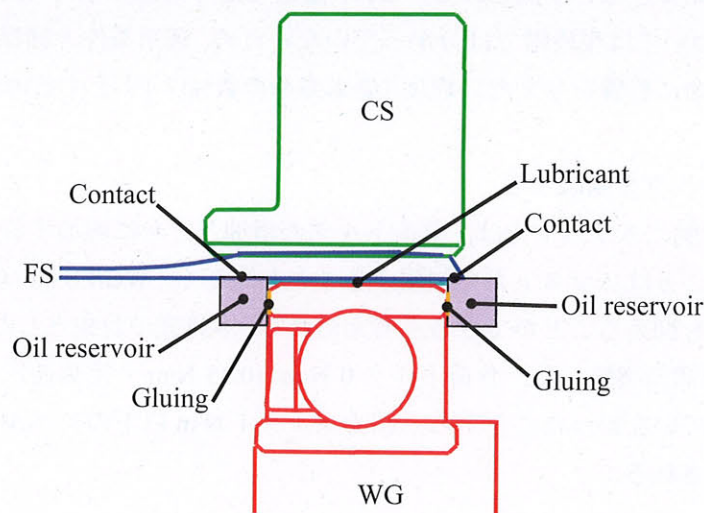


Fig.7-1 Concept of lubricant reservoir for WG/FS interface

中に表面張力によって油をすきま内へ供給する機能も持つ。リザーバは、Fig.7-1 に示すように円環形状のものを WG 外輪の入出力側端へ接着する。この方法は、リザーバの大きさを変えることにより貯蓄油量が容易に調整できる、WG/FS 間側面に存在するグリースの WG 内外輪間への流入による粘性抵抗の増加を防ぐことができるなど利点を持つ。また、流動するグリースと比較して、長期の運用においても確実なシール性を維持できると考えられる。一方問題点は、リザーバと FS 内径との接触部で生じた摩耗粉が WG/FS 間へ混入する恐れがあること、リザーバの材質、接着方法について調査する必要があることなどが挙げられる。

(2) 潤滑剤の境界摩擦特性を向上させる。

WG/FS 間が境界潤滑状態であっても、摩擦係数が小さければ、伝達効率の低下は生じないと考えられる。境界摩擦係数を下げる方法としては、極圧添加剤^{注1)}の使用が考えられる。本実験で使用した MAC は、極圧添加剤 TCP (tricresylphosphate) の添加により、真空中での境界摩擦係数が 0.12~0.15 からおよそ半分の 0.06~0.07 に減少したという報告がある⁷⁻²⁾。このことから、MAC グリースにおいても極圧添加剤の使用による境界摩擦係数の低下が期待できる。

注 1) 摩擦面間の接触圧力が高く、すべり速度が大きい条件下において、摩擦・摩耗を減少させ焼付きを防止する役割を持ち、潤滑剤の耐荷重能を向上させるために添加される化合物で、通常 0.5~10 % 添加して使用される⁷⁻¹⁾。

(3) 運用前に大気中で慣らし運転を行う。

これは、真空中での運用時に WG/FS 間の金属接触割合を減少させる効果があると考えられる。大気中は、WG/FS 間からの潤滑剤の流入出が真空中よりも活発であるため、発生した初期摩耗粉をすきまから排出させやすく、良好な潤滑状態を維持して慣らし運転を行うことができると考えられる。その結果、WG/FS 間のすきま内部に摩耗粉が少ない状態で波動歯車装置の作動を開始できると予測される。なお、最適な慣らし運転条件（回転速度、負荷トルク、総回転数）については現段階では分かっていないため、運用条件と同様の速度・負荷条件で、総回転数は寿命に影響を与えない程度（要求寿命の数%以下）とするのが良いと考えられる。

(4) 負荷トルクを制限する。

WG/FS 間に働くスラスト力は、負荷トルクの増加とともに増加する。そのため、負荷トルクを制限することはスラスト力を制限することと等しく、WG/FS 間の摩擦係数増加に伴う伝達効率の低下を抑えることができると考えられる。本研究で対象とした波動歯車装置の場合、WG/FS 間の無潤滑実験から、負荷トルク 0 N·m (0.35 N·m 一定負荷) では伝達効率の低下がほとんど生じていなかったことから、出力トルク 1 N·m 以下のレベルであれば長寿命が期待できると予測される。

7-2 加速試験の適用方法

本節では宇宙用波動歯車装置の加速試験の適用方法について考察する。加速パラメータは、雰囲気、入力回転速度、負荷トルク、潤滑油温度（粘度）の4つである。

波動歯車装置へ加速試験が適用できるかを判断するための基準を以下のように定める。

➤ 加速可能であるかの判断基準

実使用時と加速試験時において、

- (1) 寿命決定部位（WG 内外輪，WG/FS，FS/CS）が同じであること
- (2) 各しゅう動部の接触力（金属接触割合）が同等であること

まず (1) について雰囲気の影響を考えると、第6章で示したように真空中と大気中では寿命到達メカニズムが異なるため、波動歯車装置の真空中作動状態を大気中で模擬することはできないと考えられる。しかし、言い換えると真空中では入力回転速度、負荷トルク、潤滑油温度に関係なく WG/FS 間が寿命決定要因（伝達効率低下の要因）となる可能性が高いため、加速試験時に実使用と同程度の真空圧力にしておけば (1) は満足されることが考えられる。さらに、5-2-2 項の雰囲気圧力実験で述べたように、圧力 $10^{-2} \sim 10^3$ Pa の範囲では WG/FS 間の潤滑状態はほぼ同様の境界潤滑状態であるため、実使用条件が超高真空 (10^{-5} Pa) であっても、加速試験条件を必ずしも超高真空とする必要はなく、例えば数 10 Pa の低真空でも問題ないと考えられる。

続いて (2) について考える。第3章では、WG/FS 間の加速試験が転がり軸受の場合と同様に、入力回転速度と潤滑油粘度の積 ($n\mu$) および荷重を実使用時と加速試験時とで一致させることにより接触力（油膜厚さ）も同等にできることを示した。この方法が波動歯車装置の他のしゅう動部にも適用できるかを調べるために、第5章の熱真空実験結果を元に、Fig.7-2 に $n\mu$ を横軸、真空中における各しゅう動部の平均電圧を縦軸にプロットして示す。Figure 7-2 は、作動条件と各しゅう動部の潤滑状態の関係を示した波動歯車装置の潤滑マップに対応する。まず寿命決定要因である WG/FS 間については、Fig.7-2 (b) に示すように $n\mu$ 値に依存せず平均測定電圧は低く境界潤滑状態であり、摩耗形態は凝着摩耗が主体となる。それに対して同図 (a), (c) の WG 内外輪と FS/CS 間については、平均測定電圧が $n\mu$ 値に依存するものの、同じ負荷トルク、 $n\mu$ 値に対する平均測定電圧のばらつきは小さく、これらの値を合わせることでしゅう動部の金属接触割合も同等にすることができると考えられる。以上のことから、波動歯車装置の各しゅう動部についても転がり軸受と同様に $n\mu = \text{const.}$ および荷重一定の加速試験条件が適用できる可能性が高い。

以上の考察から得られた加速試験法を、宇宙用波動歯車装置の開発試験へ適用した場合の例を以下に示す。加速試験は、実運用条件（例えば、雰囲気圧力 10^{-5} Pa、入力回転速度 10 rpm、負荷トルク 1 N·m、動作温度 -10/+50°C）に対して、適用前後で雰囲気圧力、負荷トルク値は同じとし、入力回転速度と潤滑油粘度の積を一致（例えば、入力回転速度 50 rpm、動作温度 +10/+100°C）させて行う。この場合の $n\mu$ 値は 0.6~23 rpm·Pa·s となり、Fig.7-2 から WG 内外輪は混合潤滑、WG/FS は境界潤滑、そして FS/CS は境界または混合潤滑領域に含まれることが分かる。また、試験期間は 1/5 に短縮される。

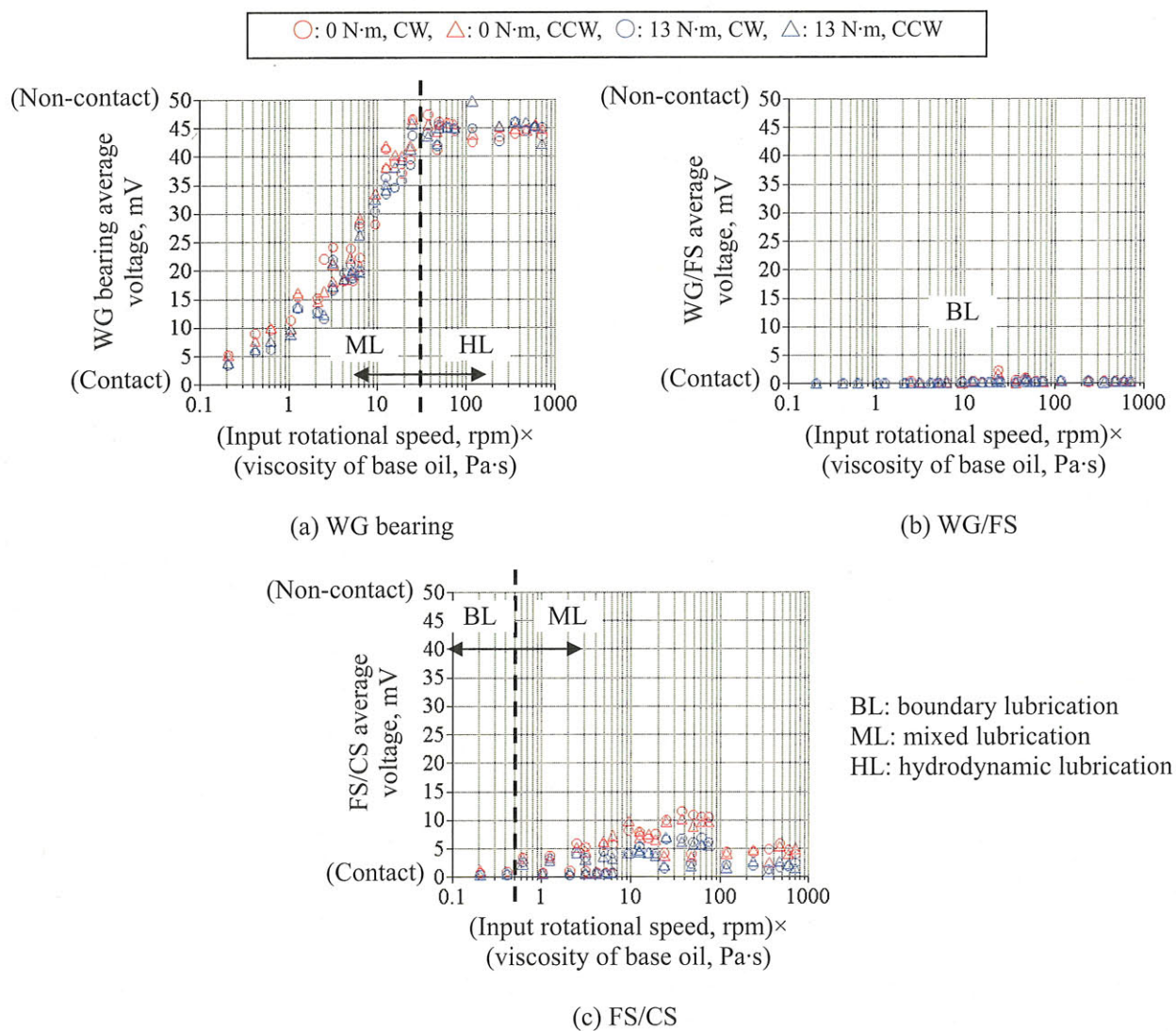


Fig.7-2 In-vacuum lubricating conditions at various operating conditions

7-3 参考文献

- 7-1) 日本潤滑学会：潤滑用語集，養賢堂（1981）．
- 7-2) 小原新吾，市川信一郎，佐々木彰，井澤克彦，益子正文：宇宙用ベアリングおよび潤滑油のトライボロジー特性評価，第47回宇宙科学技術連合講演会（2003）478-482.

第8章 結論

本研究は、波動歯車装置の各しゅう動部（WG 内外輪，WG/FS，FS/CS）の潤滑機構を解明し、宇宙用波動歯車装置の開発において課題となっている大気中と比較した時の真空中での寿命低下（伝達効率の低下）の原因究明と、加速試験適用法の指針を示したものである。本研究では、真空中で最もしゅう動状態が厳しいと推定されている WG/FS 間に注目し、その潤滑機構と他のしゅう動部の潤滑状態、伝達効率へ与える影響を調べた。

研究対象としたのは、FS がシルクハット形状でその内周直径が 50 mm、減速比が 1/160 の波動歯車装置である。潤滑には、合成炭化水素油 MAC と、これを基油としウレアを増ちょう剤としたグリースを用いた。また解析・実験条件としては、宇宙用途を想定して一般用の波動歯車装置と比較して低速・低負荷の入力回転速度 0～300 rpm、負荷トルク 0～14 N・m とし、動作温度は-10～+80℃とした。

本研究で得られた宇宙応用上重要な結果を以下に要約する。

波動歯車装置の各しゅう動部の潤滑状態は、雰囲気圧力、入力回転速度、負荷トルク、動作温度に依存して変化する。大気中では各しゅう動部において油膜が形成されて、混合または流体潤滑状態にあり、入力回転速度の増加とともに金属接触割合は減少する傾向を示す。アームにより出力軸へ正弦波状負荷トルクが印加される場合、各しゅう動部の潤滑状態はアームの運動に同期した変化を示し、特に WG/FS 間では高回転速度・高負荷トルク条件ですきま変動のポンプ作用により油膜が形成されやすくなる。

真空は大気と比較して、WG/FS 間が起点となりすべてのしゅう動部で油膜が形成されにくく、金属接触割合の大きい厳しい潤滑状態となる。真空中では WG/FS 間はすきま内に潤滑剤が保持されず欠乏状態となり、作動条件、動作温度に依存せず境界潤滑状態となる。その結果、大気と比較して WG/FS 間に働く摩擦力が大きくなり、FS が軸方向に変形して WG 玉と内外輪の接触荷重の増加、FS/CS の噛み合い位置のずれを引き起こし、WG 内外輪と FS/CS 間の潤滑も厳しくなる。真空中での WG/FS 間の摩耗形態は、摩耗粉の排出性が悪いことから、接触面で摩耗粉が成長していく凝着摩耗となる。

熱真空環境下では、動作温度、入力回転速度、負荷トルクに依存せず WG/FS 間は境界潤滑状態となる。一方、WG 内外輪では温度の増加とともに油膜厚さは減少し、FS/CS 間については常温で最も油膜が形成されやすく低・高温では流動性・粘度低下により金属接触割合は増加する。

本研究で構築した WG/FS 間の混合潤滑解析モデルは、すきま内に油膜が保持されやすい大気中、低回転速度（30 rpm 以下）における混合潤滑状態のシミュレーションに適している。一方、潤滑剤欠乏状態に陥りやすい真空中や高回転速度においては、WG/FS 間のすきまと比較して 1/5 以下に油膜厚さが薄くなることを考慮する必要がある。

波動歯車装置の伝達効率は、入力回転速度、負荷トルク、動作温度、ならびに WG/FS 間の油膜形成状態（摩擦係数）に依存する。伝達効率は、入力回転速度、温度の低下、負荷トルクの増加に伴い増加する。また、上述した WG/FS 間が WG 内外輪および FS/CS 間の潤滑状態に影響を与えるメカニズムにより、噛み合い効率が変化し伝達効率も影響を受ける。WG/FS 間の摩擦係数が MAC の境界摩擦係数（0.12 程度）以下であれば伝達効率には影響を与えないが、無潤滑もしくはそれに近い状態の摩擦係数になると伝達効率は著しく低下する。

真空と大気では波動歯車装置の寿命到達メカニズムは大きく異なる。真空中では、FS 内周のグリース溜りから WG/FS 間への潤滑剤供給が無くなり、油膜切れが生じて高い摩擦係数となった時に伝達効率が低下し寿命に至る。一方大気中では、波動歯車装置のカタログに記載されているように WG の転がり疲れが生じた時に寿命となり、真空と比較して大幅に寿命は長くなる。

波動歯車装置の各しゅう動部の潤滑機構と伝達効率の低下メカニズムを元に、宇宙用波動歯車装置の長寿命化と加速試験の適用方法に対する指針を提案した。

真空中で長寿命を得るためには、WG/FS 間に油膜を形成させて潤滑状態を良好に保ち、摩擦係数を増加させないことが重要である。まず潤滑方法の変更による対策としては、境界潤滑による WG/FS 間の高い摩擦を防ぐことであり、WG/FS 側面にシール機能を持つリザーバを設けてすきま内に潤滑剤を保持させること、添加剤の使用により潤滑剤の境界摩擦特性を向上させることが挙げられる。そして、運用上の対策としては、WG/FS 間の金属接触割合を減少させるための大気中での慣らし運転の実施と、FS に働く摩擦力を低く抑えるための負荷トルクの制限を提案した。

波動歯車装置の加速試験は、以下の 2 つの条件を満足させることにより実施できる可能性がある。1 つ目は、真空での厳しいしゅう動状態を大気圧中（Air, GN₂ 中）では模擬することができないため、実使用条件と雰囲気圧力を一致させるか、あるいは加速試験時の雰囲気圧力を数 10 Pa 以下の低真空とすることである。2 つ目は、入力回転速度と潤滑油粘度の積および負荷トルクを実使用条件と一致させることであり、これにより波動歯車装置の各しゅう動部の金属接触割合を同等とすることができ、入力回転速度の増加による試験期間の短縮が期待できる。

謝辞

本報は、公立大学法人首都大学東京及び独立行政法人宇宙航空研究開発機構の連携大学院協力の活動として、著者の一人である間庭の博士学位論文として取り組んだ研究成果である。本研究は首都大学東京大学院 日比谷孟俊教授のご指導のもと進められたものであり、同教授に深く感謝いたします。また、波動歯車装置の取り扱い等については、株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズの協力をいただいております。厚くお礼申し上げます。

付録

A-1. 真空中での寿命到達モードについて

ここでは、第6章で示した真空中寿命評価試験後に再度波動歯車装置を組み立て直し、寿命到達（伝達効率40%以下）まで作動させた場合の各しゅう動部の摩耗状態について示す。なお、試験は真空中で行い、作動条件はTable 6-1と同一とした。また、再組立時には波動歯車装置の洗浄は行わず、グリースは分解前と同じ塗布状態とした。

Figure A-1 に真空中寿命評価試験開始から分解、そして試験再開から寿命到達までの伝達効率の変化を示す。試験再開直後（入力軸総回転数 3.8×10^6 rev.）に伝達効率のわずかな上昇が見られたが、 4.3×10^6 rev. で効率は32%まで低下し寿命に到達したと判断した。

Figure A-2 に寿命試験後のWG外周面とFS内周面の摩耗状態を、Fig.A-3 に表面形状を示す。試験後のWG/FS しゅう動面は非常に荒れており、厳しい潤滑状態であったことが分かる。

Figure A-4 に寿命試験後のFS外歯とCS内歯の摩耗状態を示す。表面のわずかな荒れが入力側に見られるものの、WG/FS間と比較して厳しくないと言える。

以上の観察結果から、本試験において波動歯車装置は、WG/FS間の油膜切れにより金属どうしの直接接触が生じ、境界潤滑時よりも高い摩擦係数となり伝達効率が低下して寿命に到達したと思われる。なお、本試験により得られた波動歯車装置の寿命（入力軸総回転数 4.3×10^6 rev.）は、組み立て直してWG/FS間のグリースが押し出された影響により通常の作動時と比較して短くなった可能性がある。

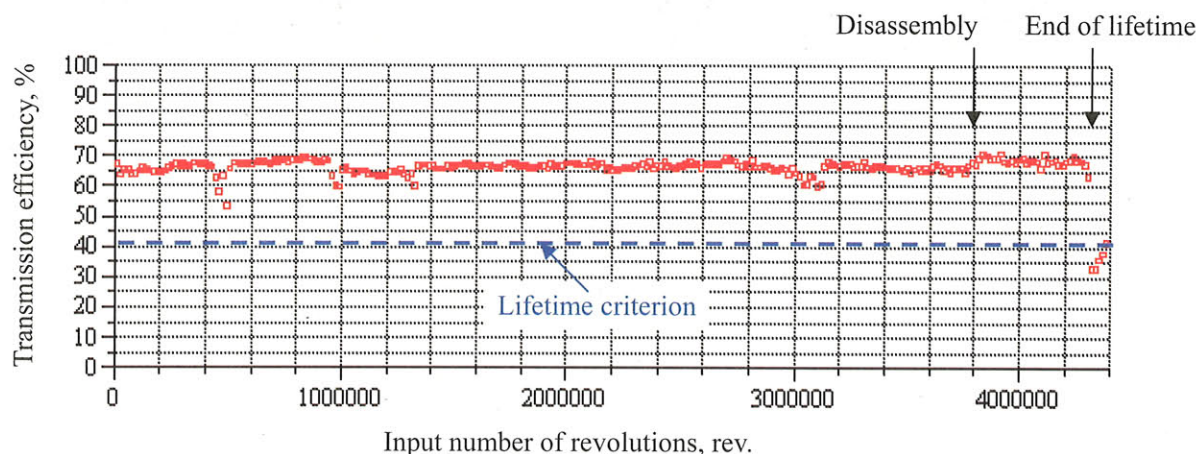
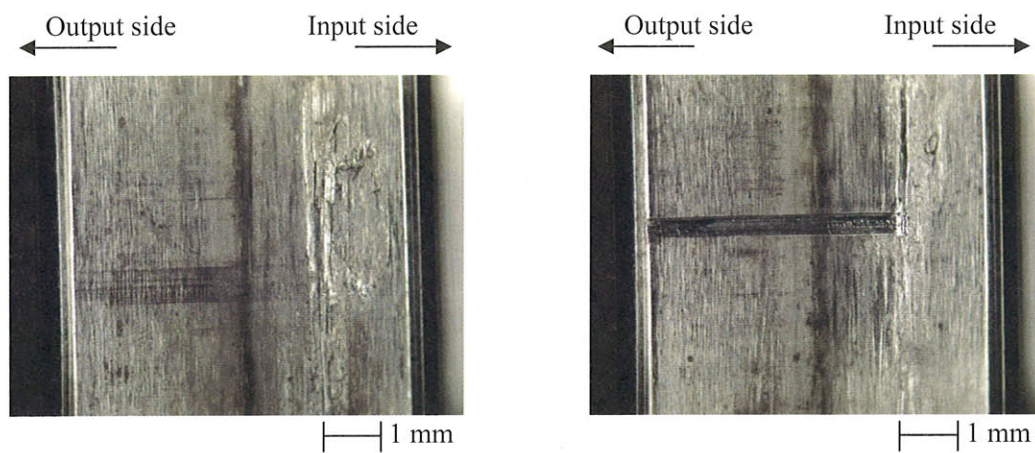
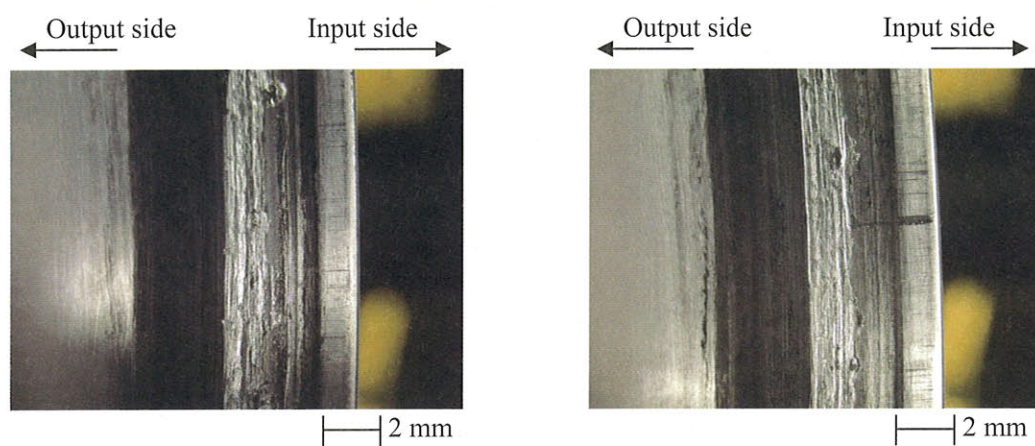


Fig.A-1 Change in transmission efficiency calculated by maximum input torque at in-vacuum lifetime test (input rotational speed 100 rpm, load torque 14 N·m)



(a) WG outside surface



(b) FS inside surface

Fig.A-2 Photographs of WG/FS interface after in-vacuum lifetime test

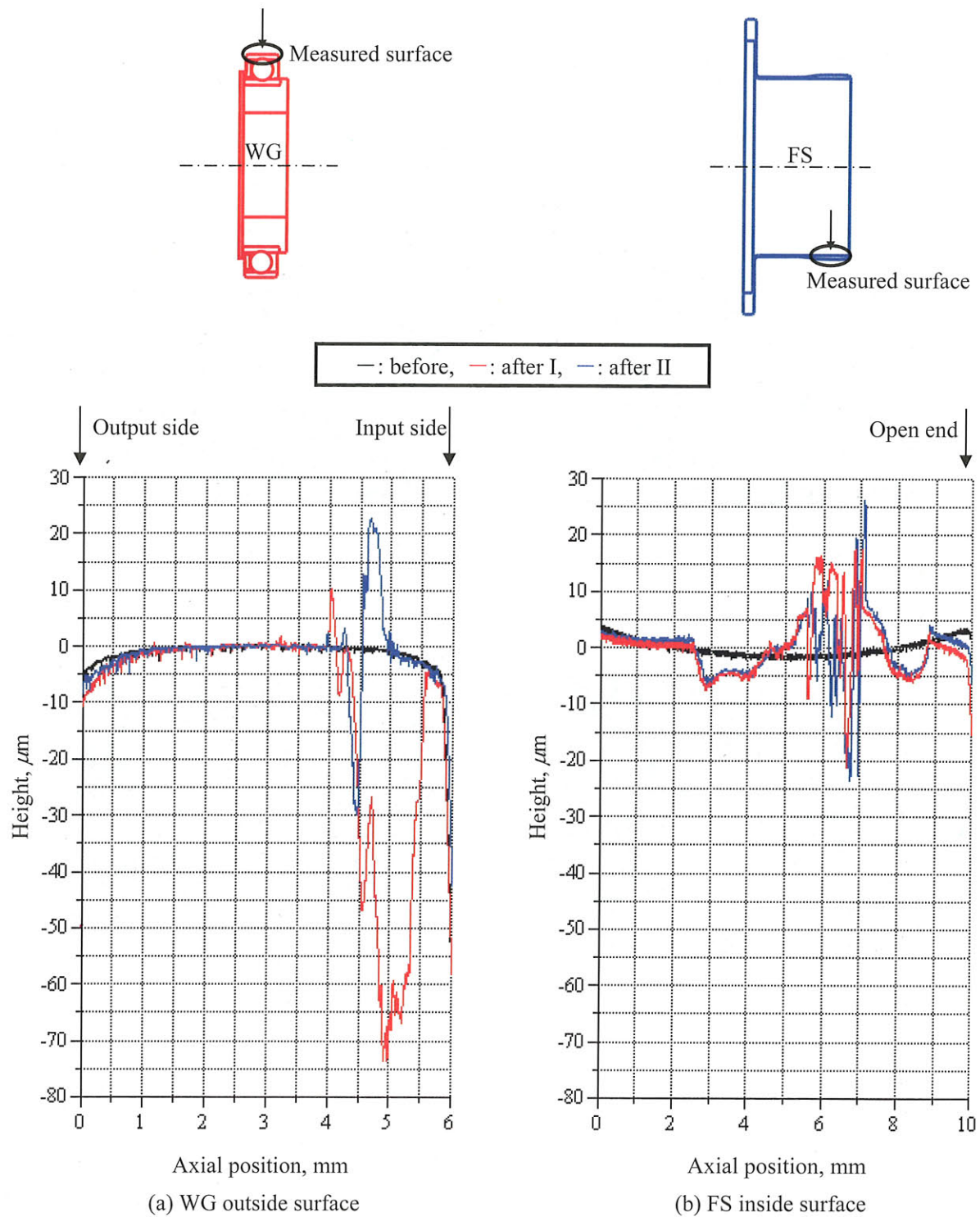


Fig.A-3 Surface roughness profiles before and after in-vacuum lifetime test

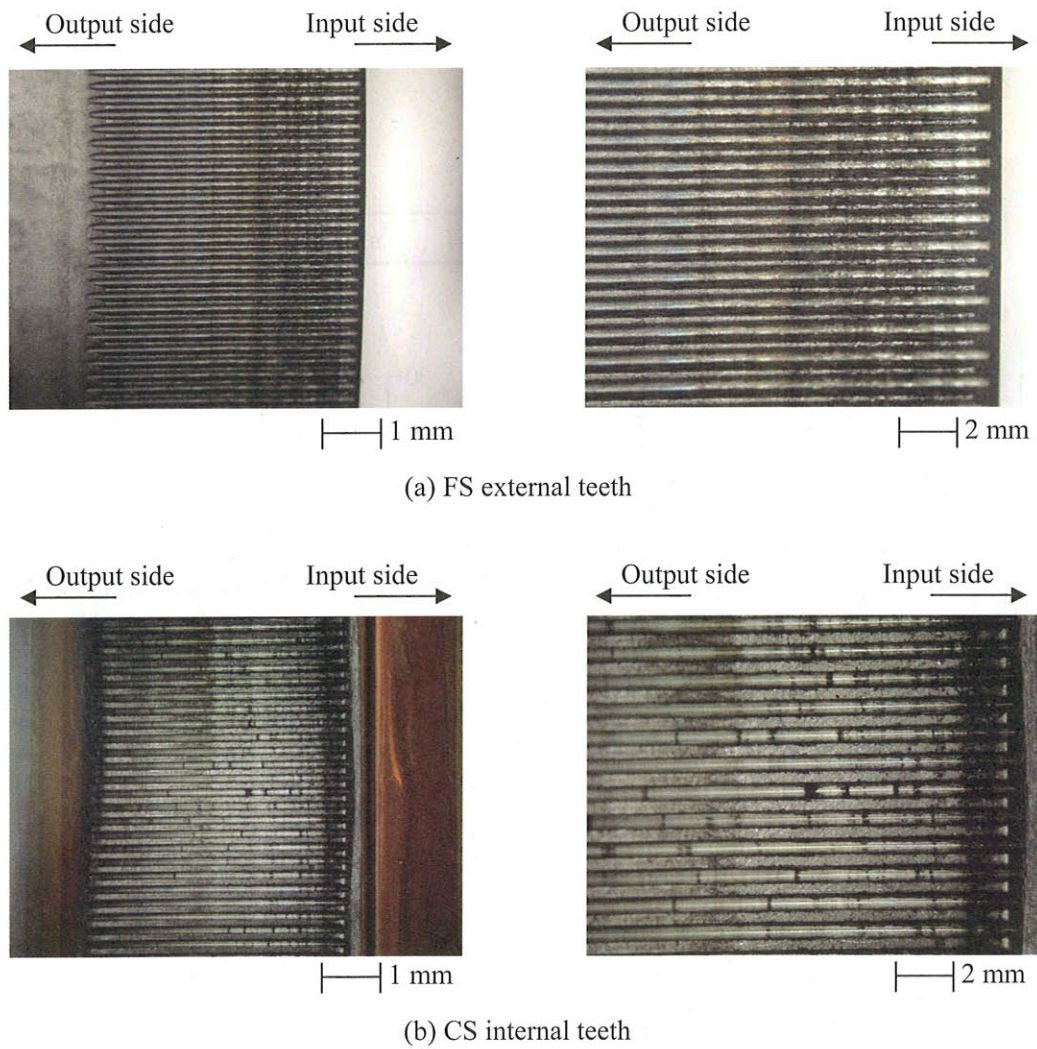


Fig.A-4 Photographs of FS and CS teeth surfaces after in-vacuum lifetime test

A-2. 真空中でのWG内外輪間の境界潤滑遷移について

真空中寿命評価試験において、Fig.6-8 (a) に示したように WG 内外輪間は混合潤滑から境界潤滑状態へ遷移した。この原因として、①WG/FS 間で発生した摩耗粉がグリースとともに WG 内外輪間へ流入し金属接触を増加させたこと、②それまで混合潤滑状態にあった玉と内外輪の間で発生した摩耗粉が接触面から排出されなくなり摩耗を増加させたこと、の 2 点が考えられ、特に①に注目してこれを確認するため試験前後に表面分析を行った。

まず、Table A-1 に示すステンレス鋼の組成（出典：ステンレス鋼データブック）から、FS の摩耗粉が作動中に WG 内外輪間へ流入したかを調べた。WG 内外輪、玉には Ni と Cu がほとんど含まれていないが、FS にはこれらが 2～5 %程度含まれているのが分かる。すなわち、寿命試験後の WG 玉表面から Ni と Cu が検出されれば、FS の摩耗粉が流入した可能性が高いと言える。

Table A-2 に寿命試験前後における WG 玉表面と FS 内周面の定性分析結果を示す。試験後の WG 玉表面から Ni と Cu の成分が検出され、FS の摩耗粉が流入した可能性が高いことが分かった。

続いて Fig.A-5 に、試験前後における WG 玉表面の SEM 像を示す。試験後の玉表面には、数 μm 以下の微小なピットが無数に存在することが分かる。これは、接触面内に WG/FS 間から摩耗粉が流入したために生じたと考えられ、作動中に金属接触していたことを示している。

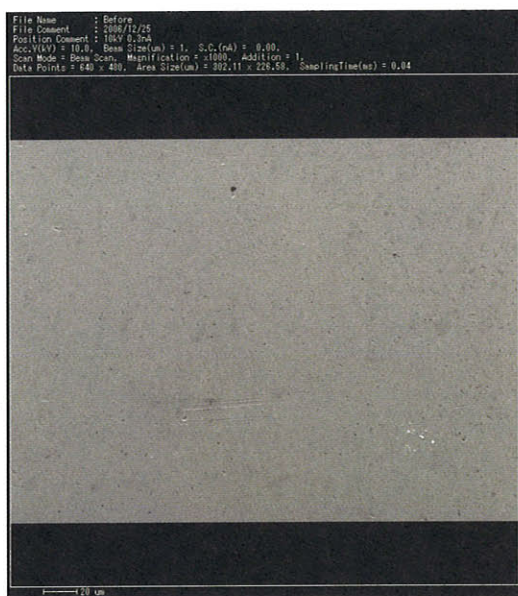
以上のように、本試験では WG/FS 間で生じた摩耗粉がグリースによって WG 内外輪間へ運ばれ、その潤滑状態に悪影響を与えていたと推測される。この影響をなくすためには、WG/FS 間のグリース塗布量を減らすか、グリースが WG 内外輪間へ流入しないような工夫を施す必要がある。

Table A-1 Composition of stainless steel used for SWG

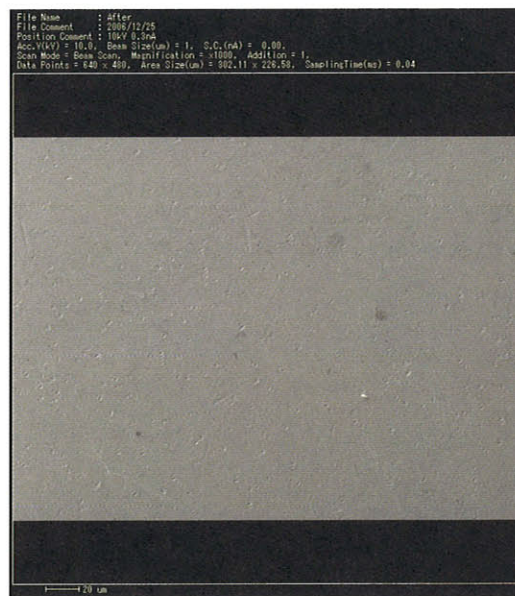
Material	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	N
WG (SUS440C)	0.95 ~ 1.20	<1.00	<1.00	<0.040	<0.030	<0.60	16.00 ~ 18.00	<0.75		
FS (15-5PH)	<0.07	<1.00	<1.00	<0.040	<0.030	3.5~5.5	14.0 ~ 15.5		2.5~4.5	
CS (SUS630)	<0.07	<1.00	<1.00	<0.040	<0.030	3.00 ~ 5.00	15.00 ~ 17.50		3.00 ~ 5.00	

Table A-2 Result of qualitative analysis

Element	WG ball (before)	WG ball (after)	FS (before)	FS (after)
Cr	16.23 %	18.86 %	14.78 %	15.80 %
Fe	83.28 %	75.45 %	76.46 %	76.70 %
Ni	0.49 %	3.18 %	4.71 %	4.12 %
Cu	0.00 %	2.51 %	4.04 %	3.38 %



(a) Before test



(b) After test

Fig.A-5 SEM images of WG ball surface before and after in-vacuum lifetime test

宇宙航空研究開発機構研究開発報告 JAXA-RR-06-017

発行日 2007年3月30日
編集・発行 宇宙航空研究開発機構
〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1
URL: <http://www.jaxa.jp/>
印刷・製本 ケーティエス情報株式会社

本書及び内容についてのお問い合わせは、下記にお願いいたします。

宇宙航空研究開発機構 情報システム部 研究開発情報センター

〒305-8505 茨城県つくば市千現2-1-1

TEL: 029-868-2079 FAX: 029-868-2956

© 2007 宇宙航空研究開発機構

※ 本書の一部または全部を無断複写・転載・電子媒体等加工することを禁じます。



この用紙は地球環境・森林資源のため再生紙を使用しています。

