

Title	スラスト円筒ころ軸受の摩擦に関する研究
Author(s)	畑沢,鉄三
Citation	大阪大学, 1986, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/42
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

スラスト円筒ころ軸受の摩擦に関する研究

1986年8月

畑 沢 鉄 三

次 曰

記号の説明

第	1	章		緒		論	••	••••	• • • •	•••	• • •	•••	• • •	••••	•••	• • •	•••	• • • •	• • •	• • • •	••••	••	1
	1	•	1	スラ	スト	円筒	てこ	ろ輔	受に	関す	ーる	従ろ	кの	研究	Ľ.	• • •	• • •	• • • •	• • •	• • • •	••••	••	1
	1	•	2	本研	究の	目的	カ	よび	内容	2.	•••	•••	• • •	••••	•••	• • •	•••	• • • •	• • •	• • • •	••••	••	3
第	2	章		流体	潤滑	にお	らけ	る理	惼角	析	••	•••	•••	• • • •	•••	• • • •	• • •	• • • •	• • •	• • • •	••••	••	6
	2	•	1	緒	言	•	• • •	• • • •		• • •	• • •	•••	• • •	• • • •	•••	• • •	•••	• • • •	• • •	• • • •	••••	••	6
	2	•	2	レイ	ノル	ズの)式	と圧	力分	布	••	•••	•••	• • • •	•••	• • • •	•••	• • • •	• • •	• • • •	••••	••	6
	2	•	3	流体	摩擦	力	••	•••		•••	• • •	• • •	• • •	• • • •	••••	• • • •	•••	• • • •	• • •	• • • •	• • • •	••	11
	2	•	4	軸受	に働	く厚	擦	力お	よび	摩擾	≹€	ر	ィン	ዞ	•••	• • • •	•••	• • • •	•••	• • • •	• • • •	••	14
			2 .	4.	1	軌道	睔	から	受け	るこ	ころ	の属	拿擦	力お	よび	び摩	擦モ	÷->	マン	ኑ	• • • •	••	14
			2 .	4.	2	保持	器	から	受け	るこ	ころ	Ø	拿擦	力お	よい	び摩	擦モ	∃->	マン	٢			
						(活	矿	摩搪	Ę)	•••	• • •	•••	• • •	••••			•••	• • • •	• • •	• • • •	• • • • •	••	15
			2.	4.	3	遠心	力	によ	るこ	30)摩	擦フ	力お	よび	摩	察乇	- >	マント		• • • •	• • • •	••	15
			$2 \cdot$	4.	4	ころ	か	ら受	とける	軌追	重輪	jの	摩擦	力お	よる	び摩	擦モ	÷->	マン	ŀ	• • • •	••	16
			2 .	4.	5	保持	F器	から	受け	· る軋	九道	輪	D摩	擦力	Jお	よび	摩摓	薬モ-	- x	ント	••	• •	17
	2	•	5	つり	あい	条件	E	• • • •		• • • •	• • •	•••	•••	• • • •	• • • •	• • • •	•••	• • • •	• • •	• • • •		••	18
			2.	5.	1	荷重	ίØ	つり	あい	• •	• • •	•••	•••	• • • •	• • • •	• • • •	•••	• • • •	• • •	••••	• • • • •	••	18
			2.	5.	2	ころ	に	働く	ŧ-	・メン	ノト	ወን	っり	あい	•	• • • •	•••	• • • •	• • •	• • • •	• • • • •	••	19
	2	•	6	最小	油膜	厚さ	н	0 C	り決定	· ·	• • •	•••	• • •	• • • •	• • •	• • • •	•••	• • • •	•••	• • • •		••	20
	2	•	7	軸受	の摩	擦モ	÷ —	メン	/		• • •	•••	• • •	• • • •	• • • •	• • • •	•••	• • • •	• • •	• • • •		••	21
	2	•	8	計算	結果	およ	び	考察	ξ.	••••	• • •	•••	• • •	• • • •	• • •	• • • •	•••	• • • •	• • •	•••		••	21
			2.	8.	1	荷重	镇特	性	•••	• • • •	•••	•••	• • •	• • • •	• • •	• • • •	•••	• • • •	• • •	••••		••	21
			2.	8.	2	速度	5特	性	• • • •	••••	•••	•••	• • •	• • •	• • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • •	• • • •		••	23
			2.	8.	3	常日	粘	度の	影響	<u> </u>	• • •	•••	• • •	•••	• • •	• • • •	•••	• • • •	• • •	• • • •		••	24
			2.	8.	4	ピッ	・チ	半径	をの影	響	••	•••	• • •	• • •	• • •	• • • •	••••	• • • •	• • •	• • • •	• • • • •	••	25
	2		9	結	言	•	• • •	• • • •	• • • • •		• • •	•••	• • •	• • •	• • • •	• • • •		• • • •	• • •	• • • •		••	26

第	3章	-	弾性液	秔 体	潤	骨に	おけ	る理	目論角	解析	•••	• • • •	• • • •	• • • • •		• • • • •	• • • •	•••	••••	28
	з.	1	緒	言	•	• • •	••••	•••	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	••••	• • • •	28
	з.	2	ニュー	-	ン	生流	体	•••	• • • •	••••	• • • •		• • • •	* • • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	••••	• • • •	29
		з.	2.1	1	等》	昷解	析	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • • •		• • • • •	• • • •	• • • •	• • • •	29
		з.	2.2	2	非領	 	解析	•	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	• • • • •		••••	• • • •	31
	3.	3	非ニニ	1	Р С	ン性	流体	•	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •		• • • •	• • • • •		••••	• • • •	35
	з.	4	つりま	ちい	条作	4	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •		• • • • •		• • • • •	• • • •	• • • •	• • • •	41
		з.	4.1	l	荷重	重の	つり	あい	•	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •		• • • •	• • • • •	• • • •	••••	• • • •	43
		з.	4.2	2	こと	ろに	働く	モー	- X 3	レトの	うつり	あい	۱	• • • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	• • • •	• • • •	43
		з.	4.3	3	変任	立の	条件	: •	• • • •	• • • •	••••	• • • •	• • • •	• • • •		• • • • •	• • •	• • • •	• • • •	43
	з.	5	軸受0	D摩	擦り	E –	メン	' ト	•••	• • • •	• • • •	• • • •				• • • • •	• • •	••••	• • • •	45
	з.	6	計算績	吉果	おる	とび	考察	•	• • • •	• • • •	• • • •		••••			• • • • •	• • • •	••••	• • • •	46
		з.	6.1	l		ı –	トン	性活	矿	•••	• • • •	• • • •	• • • •			• • • • •	• • • •	• • • •	• • • •	46
		з.	6.2	2	非こ	- 1	- ト	ン性	と流体	\$ · 4	• • • •	• • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	• • • • •	• • • •	54
	з.	7	結	言	•	• • •	•••	•••	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •	• • • •		• • • • •	••••	• • • •		58
第	1音		体田油	१९ राज,	17 4	224	フロ	I ≓∧ 47	*1L T											=~
	T apa	•	現芥俳	马(月	4-4	0 V	る荘	調押	FAT	•••	• • • •	• • • •			••••	• • • • •	• • • •	• • • •	••••	59
- •	4.	1	現亦() 緒	可得言	<i>د</i> م	•••	る理 	. 論 所	₣ <i>₦</i> т ••••	• • • •	• • • • • • • •	••••	• • • • • • • •	· • • • •	• • • • ·	•••••	••••	••••	••••	59 59
	4.	1 2	現外# 緒 ころの	■/f 言 D運	tu a 動	•••	る理 		₣ <i>₦</i> т ••••	• • • •	••••	• • • •	• • • •	, ,	• • • • •	• • • • •	••••	••••	• • • •	59 59 59
	4. 4. 4.	1 2 3	現外の 緒 ころの 摩擦す	南府 言 D運 E-	い 動 メン	ント	る理 (弾	· 論所 · · · ·	€₩T ···· · €形な	····· ····· 2考慮	・・・・ ・・・・ ましな	・・・・ ・・・・ い場	····· ····· 景合))		· · · · ·	••••	••••	• • • •	59 59 59 63
	4. 4. 4. 4.	1 2 3 4	現	画 「 」 王 一 の の	い 動 メ 弾	5 い ・・・ ント 生変	る理 (弾 形と	·····································	FMT 	・・・・ ・・・・ 2考慮 - メン	・・・・ ・・・・ たいな	・・・・ ・・・・・ ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	。… 。… 弱合))	· • • • • · ·	· · · · ·	· • • • •	• • • • •	• • • •	59 59 59 63 63
	4. 4. 4. 4. 4.	1 2 3 4 5	現新価 るの ない で り の で り の で の で の の で の の の の の の の の	雨 言 運 ー の 果	動メ弾お	ン・ション ション ション ション ション ション ション ション ション ション	る ・・・・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・	·····································	FMT ・・・ 形 モ・・・ そ そ・・・	・・・・ 2考慮 - メン	・・・・ ました ノト	・・・・ い場	。 。 募合) 。)				• • • • • •	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	59 59 59 63 63 66
	4. 4. 4. 4. 4. 4.	1 2 3 4 5 6	現緒 こ 摩 接 計 結れのほう ないしょう ないしょう おうちょう いちょう いちょう いちょう いちょう いちょう いっちょう いうちょう いちょう い	「三運一の果言	↓ 動 メ 弾 お	・・・・ト 変 び・・・	る ・・・・ (形 考 ・・・ 子 ・・・・ の 弾 と 察	·····································	FMT ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	・・・・ 2考慮 - メン	・・・・ ました ・・・・	。 い場	····· ····· ·····)		· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·			· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	59 59 59 63 63 66 66 68
	4. 4. 4. 4. 4.	1 2 3 4 5 6	現る者 こ 摩 接 計 結れの 将 働 の そ 時 納 算	「三運一の果言	、 動 メ 弾 お	5 ・・・・ とう ひょう ひょう ひょう ひょう ひょう ひょう ひょうしょう ひょうひょう ひょうひょう ひょうひょう ひょうひょう ひょうひょう ひょうひょう ひょうひょう ひょうひょう ひょうひょうひょう ひょうひょうひょうひょう ひょうひょうひょう ひょうひょうひょうひょう ひょうひょう ひょうひょうひょう ひょうひょうひょうひょうひょうひょうひょうひょうひょうひょうひょうひょうひょうひ	る	·····································	FMT ・・・・ 形 そ・・・・・ そ・・・・・・	····· 2考慮 - メン	・・・・ ました イト	・・・・ い場	· · · · · · · · · · · · · · ·)					· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	59 59 63 63 66 68
第	4 4 4 4 4 4 4 5 章	1 2 3 4 5 6	現緒こ摩接計結 実外のでので、実施の算法をする。実施算いので、実施の実施のないで、ため、ため、ため、またので、ため、ため、ため、ため、ため、ため、ため、ため、ため、ため、ため、たい、ため、たい、ため、た	り ら 邓 吉 ら り ら ア 吉 一 の 果 言 一 検	こ 動 メ 弾 お 討 、 計	5 ・ ・ ・ と 変 び ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	る・・・(形 考・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・		FMT ・・・・ 形 モ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	····································	・・・・ ました ・・・・	・・・・・ い場	。 。 。						· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	 59 59 59 63 63 66 68 69
第	4 4 4 4 4 4 5 5 5	1 2 3 4 5 6	現緒こ摩接計結 実緒がろ 擦触算 験	『 う ら 耶 吉 ら り 何 言 運 一 の 果 言 ら検 言	t 動 メ 弾 お 討・ ・ こ 性 よ・・・・	5 ・ ・ ・ と な び ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・	る・・・(形考・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	·····································	FMT ・・・・・ 形 モ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	····································	・・・・ ました ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	、い場 、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、	。 。 。							 59 59 59 63 63 63 66 68 69 69
第	4 4 4 4 4 4 5 5 5 5	1 2 3 4 5 6 1 2	現緒こ摩接計結 実緒実介 ろ擦触算 験 験 印	『 う ら 邛 吉 「 り ら 邛 吉 「 り ら 邛 吉 」 り ら 邛 吉 「 検 言 験	t 動 メ 弾 お か 計 ・・・	5 ・ ・ と 生 よ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ を び ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・	る (形 考		F MT ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	e 考慮 - メン	・・・・ ました ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	。 い場	。 。 。 。							 59 59 59 63 63 63 66 68 69 69 70
第	4. 4. 4. 4. 4. 55 5.	1 2 3 4 5 6 1 2 5.	現緒ご摩接計結 実緒実2介 ろ擦触算 験 いいりょう いうしょう しょうしょう しんしょう ちんしんしょう ひんしょう ひんしょう しんしょう しんしんしょう ひんしょう しんしょう うんしんしょう しんしょう ひんしょう ひんしょう しんしょう ひんしょう ひんしょう しんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう しんしょう ひんしょう しんしょう しんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう ひんしょう しんしょう ひんしょう ひんしょ ひんしょ ひんしょ ひんしょ ひんしょ ひんしょ ひんしょ ひんしょ	り ら 阝 吉 「 り ら 阝 吉 「 り ら 阝 吉 「 り ら 阝 吉 」 り ら 阝 吉 」 ゆ 言 験	こうせい ううしょう ううしょう ううしょう いっぽう いっぽう いっぽう しょうしょう うちょう うちょう うちょう うちょう しょう しょう しょう しょう しょう しょう しょう しょう しょう し	5 ・ ・ とまい ・ ・ よう ・ ・ ・ とう ひょう ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うまつ ・ ・ ・ ・ うわ ・ ・ ・ ・ うわ い ・ ・ ・ ・ うわ い ・ ・ ・ ・ い わ い い い い わ い い い い い わ い い い い	る・・・(形 考・・・・・・ 置理・・・・弾と 察・・・・・・・・・・・お	····································	「「「「「「「「「」」」」。 「「「」」 「「」 「「」 「」 「」 「」 「」 「」 「」 「」 「」 「	····································	・・・・ 、・・・・ 、・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	、 い場 、 、 、 、	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·							 59 59 59 63 63 66 68 69 69 70 70
第	4. 4. 4. 4. 4. 55. 5.	1 2 3 4 5 6 1 2 5. 5.	現緒ご摩接計結 実緒実222 介ろ擦触算 験 いうこう	『	こう動メ弾お 討 実供 ううごせい ううごう 実施 しょうしょう しょうしょう	っ 、 と と 、 、 、 灸 式 の 、 、 ト 変 び 、 、 、 、 装 軸	る・・・(形 考・・・・・・ 置 受理・・・ 弾 と 察・・・・・・・ お お	····································	「 形 モ 実 実	・・・ 考 メ・・・・ 、	・・・・・ ました ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	、 い場 、 、 、 、 、	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·							 59 59 59 63 63 66 68 69 69 69 70 70 72
第	4. 4. 4. 4. 4. 4. 5. 5. 5.	1 2 3 4 5 6 1 2 5. 3	現緒ご摩接計結 実緒実22実介 ろ擦触算 験 ・・験	9 DEB吉 り L2吉何言運一の果言 検言験 果	こう動メ弾お 討 実供おう これがあい 実施する こうせいしん うちょう しょうしょう	っ 、 と と 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、	る・・・(形 考・・・・・・ 置 受 考理・・・ 弾 と 察・・・・・・・お お 察	····································	「	・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・		· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·							 59 59 59 63 63 66 68 69 69 69 70 70 72 74
第	4. 4. 4. 4. 4. 5.5. 5.	1 2 3 4 5 6 1 2 5. 3 5.	現緒ご摩接計結 実緒実22実3が、ろ擦触算 験 ・・験・・	9 ひらぶま り しとましり うぼう ひらぶま りょう しんしょう しんしょ しんしょ	こうがメ弾お 討 実供おこう これざい ういましん ういちょう しょうしょう	っ 、 とまに 、 、 灸式にろり、 、 ト変び、 、 、 、 装軸びと	る・・・(形 考・・・・・・ 置 受 考 軌理・・・ 弾 と 察・・・・・・・お お 察 道	iiii · · · · · · · · · · · · · · · · ·	「」「「」」」」、「」」、「」」、「」、「」」、「」、「」、「」、「」、「」、「」	・・ きー・・・・・ (、 ()、 ()、 ()、 ()、 ()、 ()、 (· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·							 59 59 59 63 63 66 68 69 69 69 70 70 72 74 74

			5.	з.	3	摩擦	モ・	- א	ン	۲	• •	•••	••		••	• • •	•••	••	••	•••	• •	•••	••	•••	• • •	• •	• • •	78
	5	•	4	潤滑	領域	の検	討	••	•••	••	•••	•••	••	•••	••	• • •	• • •	••	••	•••	• •	•••	••	•••	•••	•••	• • •	81
			5.	4.	1	摩撩	係	敌	•••	••	•••	• • •	••	•••	••	••	•••	•••	••	•••	• •	•••	••	•••	• • •	••	• • • •	81
			5.	4.	2	油膜	比	••	• • •	••	•••	•••	••	•••	••	• • •	• • •	••	••	•••	• •	• • •	••	•••	•••	• •	• • •	82
			5.	4.	3	速度	比	••	•••	••	•••	•••	••	•••	••	• • •	• • •	••	••	•••	••	•••	••	•••		••	• • •	83
	5	•	5	計算	結果	と実	験≨	吉果	との	D٤	比較	ξ	••	•••	••	•••	• • •	••	••	•••	• •	• • •	•••	•••	•••	•••	• • •	84
			5.	5.	1	流体	潤	骨領	域	•	• • •	•••	••	•••	••	• • •	• • •	•••	••	•••	• •	•••	••	• • .•	• • •	••	• • •	84
			б.	5.	2	弾性	流	本潤	滑铃	夏垣	ţ	••	••	•••	••	• • •	•••	•••	••	•••	• •	• • •	••	•••	• • •	••	• • •	87
			5.	5.	3	境界	.潤)	骨領	域	•	• • •	•••	••	•••	••	•••	• • •	••	••	•••	• •	• • •	••	•••	•••	•••	• • •	88
	5	•	6	結		•••	•••	• • •	•••	••	•••	•••	••	•••	••	•••	• • •	••	••	•••	• •	•••	••	•••		•••	• • •	89
第	6	章			複列	形軸	受(の摩	擦物	寺忙	ŧ	••	••	•••	••	••	•••	•••	••	•••	• •	• • •	••	•••	• • •	••	• • •	90
	6	•	1	緒		• ••	•••	• • •	•••	••	•••	•••	••	•••	••	••	• • •	•••	••	•••	• •	•••	••	•••	• • •	• •	• • •	90
	6	•	2	理論	i的検	討	•••	• • •	•••	••	• • •		••	•••	••	••	•••	••	••	•••	• •	• • •	••	•••	• • •	••	• • •	91
			6.	2 .	1	流体	潤	骨に	おく	ナる	5 珇	論	解	析	•	••	•••	•••	••	•••	••	• • •	••	•••		••	• • •	91
			6.	$2 \cdot$	2	弾性	流体	本潤	滑い	こま	らけ	ろ	理	論角	犀材	F	••	•••	••	•••	••	• • •	••	•••		••	• • •	94
			6.	$2 \cdot$	3	境界	潤	骨に	おく	ナそ	5 理	論	解	析	•	•••	•••	•••	••	•••	• •	• • •	••	•••	• • •	• •	• • •	97
	6	•	3	実験	的検	討	•••	• • •	•••	••	•••		••	•••	••	••	•••	•••	••	•••	••	• • •	• •	• • •	• • •	•••	• • •	98
			6.	з.	1	実験	装置	置お	よて	「ヨ	ミ駁	方	法	•	••	••	• • •	•••	••	•••	••	•••	••	•••	•••	•••	• • •	98
			6.	з.	2	供試	軸	見	•••	••	•••		• •	• • •	••	• • •	• • •	•••	••	• • •	• •	• • •	••	•••	, 	•••	• • •	99
	6	•	4	結果	およ	び考	察	••	•••	••	•••	•••	••	• • •	••	•••	•••	•••	•.•	•••	••	• • •	••	• • •	• • •	•••	• • •	100
			6.	4.	1	ころ	と		輪の	D报	6舸	杖	態	•	••	• •	• • •	•••	••	•••	••	•••	••	•••	• • •	•••	• • •	100
			6.	4.	2	ころ	σì	運動	•	••	• • •		••	•••	••	•••	•••	•••	••	•••	• •	•••	••	•••	• • •	••	• • •	101
			6.	4.	3	摩携	モ・	- x	ン	٢	• •		••	• • •	••	••	• • •	•••	••	•••	• •	•••	••	•••	• • •	••	• • •	102
	6	•	5	結		•••	•••	• • •	•••	••	• • •	•••	••	•••	••	• •	•••	•••	••	•••	• •	•••	••	•••	•••	• •	• • •	109
第	7	章		結		魞	•••	• • •	•••	••	•••		••	••.•	••	• •	•••	•••	••	•••	• •	• • •	••	•••	• • •	•••	•••	110
	:	参	君	新 文	前	* ••	•••	• • •	•••	••	•••	•••	••	•••	••	••	•••	•••	••	•••	••	•••	••	•••	•••	• • •	• • •	115
		謝			辞	Ę	•••	• • •	•••	••	• • •		••	•••	••	• •	• • •	•••	••	•••	••	• • •	••	•••		• •	• • •	117

b	:ヘルツ接触幅の半分
с′	:ころおよび軌道輪の比熱
E ₁	:境界潤滑において,ころと固定輪との接触部で消費される単位時間
	あたりのエネルギ
Еu	:境界潤滑において,ころと回転輪との接触部で消費される単位時間
	あたりのエネルギ
E _t	:[=E』+E.]境界潤滑における全エネルギ
Ε′	:等価弾性係数
f	:[=Mt /Wt l。]摩擦係数
f 1	:軌道輪に働く単位長さあたりの摩擦力
f 2	:ころに働く単位長さあたりの摩擦力
f _c	:ころに働く遠心力
f r	:ころと保持器ポケット間に発生する摩擦力
f w	:保持器から受ける軌道輪の摩擦力
F _s	:ニュートン性流体,非等温解析におけるすべり摩擦力
G	:[=α E ´] 無次元材料パラメータ
G 1	:流体のせん断弾性係数
h	:油膜厚さ
h o	:流体潤滑における最小油膜厚さ
h m	:弾性流体潤滑における平行部油膜厚さ
h _{min}	:弾性流体潤滑における最小油膜厚さ
h m 1	:流体潤滑において,圧力こう配dp/dx=0なる油膜厚さ
h c	:ころと保持器ポケットの間隙
h "	:軌道輪と保持器間のすきま
Н	:[=h/r]流体潤滑における無次元油膜厚さ
Ηo	:[=h。/r]流体潤滑における無次元最小油膜厚さ
H _m 1	:[=hոュ/r]流体潤滑において,圧力こう配dp/dx=0なる無
	次元油膜厚さ
k	:複列形の列数
k o	: [=ω _r /ω _n] 角速度比

K	:流体の熱伝導率
К′	:ころおよび軌道輪の熱伝導率
1 o	$: [= 1_{*} - 1_{P} \neq 2]$
1 1	$: [= 1_{s} + 1_{p} / 2]$
1 .	:ピッチ半径
1 p	:ころの有効長さ
l t	:ころの全長
Lo	$: [= L_{e} - L_{p} / 2]$
L ₁	$: [= L_{a} + L_{p} / 2]$
Ls	: $[=1_{4} / r]$
Lp	: $[= 1_{P} / r]$
Δ 1	: $[=1_{P} / n]$
m	:ころ数
m _c	:遠心力によって生ずるころの摩擦モ-メント
m _P	:軌道輪から受けるころの摩擦モーメント
Mpp	:ころから受ける軌道輪の摩擦モーメント
m _r	:保持器ポケットから受けるころの摩擦モ-メント
m _w	:保持器から受ける軌道輪の摩擦モーメント
Mt	:軸受の摩擦モーメント
n	:弾性流体潤滑におけるころの分割数
Np	:回転速度
p	:圧力
p _{max}	:流体潤滑における最大圧力
P	: [=pr/ηu] 無次元圧力
Ρo	:[=(W/2ヵ)1/2]ヘルツ無次元最大圧力
q	:流体膜中の単位体積内で,単位時間に発生する熱量
q x	:流量
Q_1 , Q_2	:流体から二つの物体表面へ伝わる熱量
r	:ころの半径
Ra	:中心線平均あらさ
Rrms	:[=(π/2) ^{1/2} Ra]自乗平均平方根あらさ
S	: [=丨丨』-y丨/丨』] 境界潤滑におけるすべり率

(2)

S_{r1} , S_{r2}	:境界潤滑におけるころと回転輪および固定輪との相対すべり量
t '	:時間
u	:[=(uı +u₂)/2]平均速度
u_1 , u_2	:軌道輪およびころの表面速度
u 2 / u 1	:ころと軌道輪との速度比
Δ u	: [= u 1 – u 2] すべり速度
U	:[=η。u/E^r]無次元速度パラメータ
V	:[= η o (u 1 - u 2)/E ′ r] 無次元すべり速度
V p	:ころ一個の体積
W	:単位長さあたりの荷重
Ws	:保持器の厚さ
W	:[=w/E^r]無次元荷重パラメータ
W 1	:ころ一個に作用する荷重
WB	:[=Wı /ηωh r²]ころ一個に作用する無次元荷重
Wt	:[=mW1]軸受全荷重
W 1	[=W _t /ml _p]軸受線荷重
X	:流れ方向にとった座標
X 1	:流体潤滑における圧力の発生位置
X ₂	:流体潤滑における圧力の終了位置
Х	: [= x / r] 流れ方向にとった無次元座標
X 1	:[=x./r]流体潤滑における圧力の無次元発生位置
X 2	:[=x₂/r]流体潤滑における圧力の無次元終了位置
У	:ころの軸方向にとった座標
Ζ	:油膜厚さ方向にとった座標
α	:圧力ー粘度係数
α i	:[= δ _{ei} - h _i] 接触部の相対変位量
β	:温度一粘度係数
γe	:境界潤滑における摩擦モーメント比
Ò e i	・接触部の弾性変形重
η	・流体の桁度
7/0	
η _ρ	$L = \eta_0 e x p (\alpha p) L 刀 p における流体の粘度$

(3)

- η_x: :物体表面における流体の粘度
- *θ* :油膜の温度
- θ。 :油膜の最大温度
- θ。 :物体表面の温度
- λ : [=h_{min} / σ] 油膜比
- μ_a :ころ端面と保持器間におけるすべり摩擦係数
- μ。 :境界潤滑において、ころと回転輪及び固定輪との接触部におけるすべ
 り摩擦係数
- ν : [= (u₁ u₂) / u]
- ρ。 :常圧における流体の密度
- ρ, : 圧力pにおける流体の密度
- ρ' : ころおよび軌道輪の密度
- σ : ころと軌道輪との合成自乗平均平方根あらさ
- τ : せん断応力
- τ_o :特性応力
- τ₁:軌道輪に働くせん断応力
- τ₂ : ころに働くせん断応力
- ω。 :保持器の角速度
- ω_h:軌道輪(回転輪)の角速度
- **ω**_r : ころの自転角速度

第1章緒論

1.1 スラスト円筒ころ軸受に関する従来の研究

スラスト円筒ころ軸受は平行に向き合った二つの軌道輪の間に円筒ころが放射線状に 組み込まれたもので,軌道輪,ころとも比較的単純な形状をしている軸受である。この 軸受の特徴は軌道面ところが線接触をするため負荷容量が大きく,衝撃荷重にも十分耐 えられ,したがってスラスト方向の剛性も大きいこと,さらに軌道面が平面であるため に,ころと相接する機械部品を熱処理・研削仕上げをすればそれを軌道面として使用で きるので,他形式のスラスト軸受に比べて取付けの自由度の大きいことなどがあげられ る。このような利点をもっているにもかかわらず近年までは他の転がり軸受-玉軸受, ラジアル円筒ころ軸受。円すいころ軸受など-に比べて研究報告も多くはなかった。ス ラスト円筒ころ軸受は構造の面だけから見れば,ころは,差動すべりを伴うころがり運 勤をするという機構になっている。このため,すべりによる摩擦損失が大きいという懸 念があって積極的な利用も遅れ,したがってスラスト円筒ころ軸受に関する研究も少な かったものと思われる。

しかし,近年になり,この軸受の性能,摩擦機構に関する研究も報告されるようにな り,種々の特性も明らかにされつつある。例えば,船橋らはころの運動について,理論 的検討を詳細に行なっており,さらには摩擦の発生機構を,ころがりすべり摩擦抵抗の 理論¹⁾を用いて考察し,実験結果とも良く一致することを報告している²⁾。また竹原 は,スラスト針状ころ軸受の性能(動力損失)について,接触長さなどの関係で論じて おり³⁾,それぞれ成果を得ている。しかしこれらの研究においては,ころの運動を幾何 学的関係においてのみとらえて解析したものである。この場合の潤滑形態は境界潤滑に 属するものと判断される。竹原は,この軸受の使用にあたっては,比較的重荷重,中・ 低回転速度で良い性能が得られるとしている。確かに,このような条件のみで使用すれ ば,船橋らによる摩擦機構で説明は可能だし,良い性能を得るためのある程度の条件は 明示される。しかし,潤滑油を介してころと執道輪間の接触を考えると,種々の条件に 応じて潤滑形態が異なってくることは,十分予想されることである。したがって,船橋 らの研究における摩擦機構だけで,スラスト円筒ころ軸受の摩擦特性を論ずることは適 当ではないものと思われる。ころと軌道輪の二面間に生ずる潤滑形態は接触圧力,潤滑 油の粘度などの影響を受ける。図1-1⁴⁾に種々の潤滑形態の概略を示す。

-1-



(a)流体潤滑 (b)弾性流体潤滑 (c)混合潤滑 (d)境界潤滑

図1-1 潤滑形態の概略

上述の船橋,竹原らの研究は,図1-1(d)に示すような形態,すなわち境界潤滑 において行なわれたものと思われる。この潤滑は,いわゆる高荷重,中・低回転速度の ときに生じやすい形態である。しかし荷重,速度が変化すると潤滑油粘度の影響も伴っ て,図1-1(a)-(c)の潤滑形態に変化し得ることは十分に予想されることであ る。したがって,摩擦機構も全く異なったものになり,それぞれの潤滑形態において摩 擦特性を明らかにすることが重要である。

上述したように、境界潤滑における摩擦に関しては多少の研究も見受けられるが、こ の場合、ころの運動については、それを幾何学的関係のみでとらえるなど、解析に不十 分さがある。一方、流体潤滑理論を適用してスラスト円筒ころ軸受の摩擦モーメントを 解析し、実験との比較検討を行なっている例もあるが⁵⁾、この場合は圧力分布を求め るときの境界条件の設定が適当でなく、さらに、実験的には油膜形成に対する考察がな いので理論と実験との比較検討に多く疑問を残している。また弾性流体潤滑における油 膜比(後述)と摩耗量との関係についての研究例もみられるが⁶⁾、この場合も、一般 的に考えられているものよりも油膜比が小さく、十分に弾性流体潤滑にあるかどうか疑 問がのこる。弾性流体潤滑におけるこの軸受の摩擦に関する研究報告はほとんどないの が現状である。

以上のように、スラスト円筒ころ軸受に関しても、多少の研究例はみられるようになったものの、未だ十分なものとは言えない。したがってこの軸受の種々の特性、その中でも基礎的現象であるにもかかわらず、他の転がり軸受に比べて遅れている摩擦特性を 解明することは、極めて重要な課題であると考える。

-2-

1.2 本研究の目的および内容

一般に、油潤滑下における二物体の接触を考える場合、その潤滑形態は接触圧力、二 物体の速度、潤滑油の粘度および表面あらさなどの影響を受け、流体潤滑、弾性流体潤 滑、境界潤滑、および後者二つが混合する、いわゆる混合潤滑に分類される。従来、ス ラスト円筒ころ軸受は、構造上差動すべりが大きいので高荷重・低速に適していると言 われており、その摩擦機構も、もっぱら境界潤滑下で議論されるのが一般的であった。 しかし運動する二物体が上述の条件に影響され、潤滑形態も種々変化することを考えれ ば、この軸受の摩擦機構を検討するとき、各潤滑形態における特性を解明することなし には、十分かつ詳細に論ずることはできないものと考える。したがって、この軸受その ものの設計、使用方法、並びにこの軸受を含む機械の設計においても、十分に特長を引 き出すことができないものと判断される。

以上の考え方に基づき,本研究は,油潤滑下の各潤滑形態におけるスラスト円筒ころ 軸受のころの運動,摩擦を対象に,これらの機構,特性について明らかにするものであ る。図1-2に本研究で対象にしたスラスト円筒ころ軸受の構造を示す。図に示すよう にスラスト円筒ころ軸受は比較的単純な形状をしたものであるが,軌道輪の回転に伴っ てころは軌道輪上を自転しながら公転することになる。このため幾何学的にはころの軸 方向にすべり分布が発生し摩擦損失が大きいものと考えられている。畑沢らもこの種の 軸受であるスラスト針状ころ軸受の微動摩耗に関する研究を行ない,すべり分布による 摩耗が発生することを明らかにしている⁷⁾。このすべりによる摩擦損失,摩耗を軽減す るために考案されたものが図1-2の(b)に示す複列形であると思われる。図1-2 の(a)に示す単列形軸受の摩擦機構に関する研究例は多少見られるが, 複列形に関す







(b)複列形

図1-2 スラスト円筒ころ軸受の構造

るものはほとんどなく,その摩擦特性も明らかにされていない。本研究では,初めに単 列形スラスト円筒ころ軸受の摩擦特性について理論的,実験的に検討し(第2章~第5 章),次に複列形スラスト円筒ころ軸受の摩擦特性について同じく理論的,実験的に検 討するものである(第6章)。

第2章 流体潤滑における摩擦の理論解析 では図1-1(a)に示すような,ころ と軌道輪の接触部を剛体として扱うと共に,潤滑油粘度は圧力に依存せず一定として考 えるものである。この場合の潤滑は,一般には荷重(W)が小,回転速度(N)が大, 潤滑油の粘度(η)が大,すなわち ηN/W(以下この値の大小で記述する)の大き い値で生ずるものである。スラスト円筒ころ軸受も,このような潤滑形態で運転される ことは十分に予測されることであり,したがって流体潤滑における摩擦の理論特性を把 握することも重要な課題である。

η N / Wの値が少しずつ小さくなり、相対的にWが大きくなると、二面間に、流体膜は存在するものの、接触圧力が大きくなるために、ころと軌道輪の接触部に弾性変形が生ずると同時に、同じく高圧のために、潤滑油粘度の圧力依存性も考えなければならない。したがって第3章においては、このように接触部の弾性変形と粘度の圧力依存性を考慮する、いわゆる弾性流体潤滑理論を適用して、スラスト円筒ころ軸受の摩擦の解析を行なうものである。しかしながら、弾性流体潤滑における摩擦の理論解析については、十分に確立されているとは言えず、未だ種々議論されているところである。当初の理論解析は、接触部の流体膜挙動をニュートン性流体として扱っていたが^{8~10)}、最近においては、非ニュートン性流体とする考え方もなされるようになってきた^{11~13)}。したがって、本章でも流体膜の挙動をニュートン性流体,非ニュートン性流体とする、 ニつの場合の理論解析を行ない、それぞれの摩擦特性およびこれらの比較検討を行なうものである。

ッN/Wの値がさらに小さくなると,接触部の弾性変形はさらに大きくなるが,接触部には,もはや有効な流体膜は存在せず,主として境界膜の接触になる。この場合は,流体潤滑,弾性流体潤滑理論では摩擦機構の説明はできず,混合,境界潤滑の問題になる。第4章では,その中でも,境界潤滑における理論解析を行なう。この潤滑形態における摩擦は,境界潤滑膜を介するすべり摩擦として解析するものであるが,そのためには,ころと軌道輪間に発生する相対すべり量を求める必要がある。したがってこの章では初めにころの運動についての解析を示し,この結果を基にしてころと軌道輪間の相対すべり量を求め,ついで軸受の摩擦モーメントの解析を行なうものである。

「以上,第2章~第4章の各潤滑形態におけるころの運動,摩擦の理論的検討に対して

-4-

第5章では実験的検討を行なう。この軸受の潤滑形態および摩擦特性に影響を与えるも のとして考えられる主な因子は前にも述べたように、軸受に作用する荷重、回転速度、 さらには潤滑油の種類(主として常圧粘度の違い)などである。本実験においても、こ れらの条件を種々変化させて、摩擦モーメントなどの測定を行なうものである。したがっ て、上述した各潤滑形態における摩擦特性を検討するために、ηN/Wの値が十分な 範囲に及ぶよう、例えば、荷重範囲を10~10⁴N(ニュートン)のオーダーに設定 すると共に、回転速度も10²~10³rpmのオーダーの範囲を、潤滑油の常圧粘度 も一桁程度違うものを選んでいる。このような広範囲に及ぶ条件の下で、実験的にスラ スト円筒ころ軸受の摩擦特性を明らかにするものである。また潤滑形態を実験的に確認 するために、ころと軌道輪間に直流回路を設け、接触状態の観察を行なうと共に、ころ の自転速度の実測も行なっている。この結果も、後で述べるように、摩擦モーメントの 理論と実験との比較の際に、実験的に潤滑形態を判断するうえで重要なものである。

第2章〜第4章の,それぞれの潤滑形態における摩擦モーメントの解析結果と第5章 の実験結果との比較検討にあたって重要なことは,実際の軸受がどのような運転条件に おいて,それぞれの潤滑形態にあるのか十分に検討を要する。このような潤滑形態との 関係で,理論と実験の各種結果を比較する際,ときとして潤滑形態を実験的に十分に吟 味することなしに行なっている例も見られた。したがって,第5章においては,ころ と軌道輪との接触状態の観察を基にした油膜形成の有無,ころ自転速度の実測値および 摩擦モーメントの測定結果から,この軸受の,実際の運転条件と潤滑形態との関係をも 明らかにする。このように,運転条件と各潤滑形態との関係を明らかにした後,各潤滑 形態ごとに理論と実験との比較検討を行ない,スラスト円筒ころ軸受の基礎的摩擦機構 を明らかにする。

一方,この軸受の実際の使用にあたっては,811型(NTN)である単式単列ころ 軸受(これは保持器の一つのポケットに単体のころを組み込んだもの)の他に,一つの ポケットに複数のころを組み込む,いわゆる単式複列形の軸受も多い。第6章では,い わばこの軸受の応用的なものと考えられる,単式複列スラスト円筒ころ軸受の摩擦特性 について理論的,実験的に検討する。とくに複列形に関する研究はほとんど見当たらな いだけに,これに関する摩擦特性についても明らかにすることは工学的,実用的にも重 要な意義をもつものと考えられる。

-5-

第 2 章 流体潤滑における理論解析

2.1 緒 言

一般に,運動する二物体の油潤滑下における接触問題を考える場合,その潤滑形態は 4 つに分類される。すなわち,接触する二物体の形状・寸法が決まっても潤滑形態は, 運動する物体の速度,接触圧力,使用する潤滑油の粘度および表面あらさなどの影響を 受け流体潤滑,弾性流体潤滑,混合潤滑,そして境界潤滑のいずれかになる。この章で 扱う流体潤滑とは,接触圧力に対して二物体の速度が相対的に大きい場合に,接触部に 流体潤滑膜が形成され二面が油膜を介して完全に分離されている状態を言う。前にも述 べたように,スラスト円筒ころ軸受は,線接触であるため大きな負荷容量を有するが, 構造的にはころと軌道面間に差動すべりを伴うので,高荷重・低速の条件で使用される のが一般的であった。したがって理論解析においても,流体膜がほとんど存在しない境 界潤滑でころの運動,摩擦機構を論じていた²⁾。しかしこの軸受においても,運転条 件の変化に伴って潤滑形態が変わってくることは,十分予想されることである。さらに 上述の高荷重・低速以外の条件における種々の特性,とくに,転がり軸受の性能を表わ す基礎的,かつ最も良い尺度であると言われている摩擦特性を検討することは極めて意 義あるものと思われる。

2.2 レイノルズの式と圧力分布

スラスト円筒ころ軸受のころと軌道輪間の接触部における流体に対して,粘性流体力 学の理論を適用するにあたり,次のような仮定をする¹⁴⁾。

(1) 潤滑油はニュートン性流体とする。すなわち接触部流体のせん断応力はせん断 速度に比例する。

(2) 油膜に作用する体積力は無視する。

(3) 油膜はきわめて薄いので,油膜圧力および潤滑油の粘度は油膜の厚さ方向に一 定とする。

(4) 油膜と物体との境界においてはすべりがないものとする。すなわち物体表面の 速度と境界部分の潤滑油の速度は等しいものとする。

(5) ころの軸方向に対する流体の流れはないものとする。

以上の主な仮定のもとで,粘性を持つ非圧縮性流体の力のつりあいを考える。図2-1において,流体の運動方向(x軸方向)の力のつりあいを考えると,仮定(1)を用 いて,次のような式が得られる。

$$\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \mathbf{x}} = \eta \quad \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial z^2}$$

圧力pは油膜厚さ方向に一定であるから、これをzで積分し、さらにz = 0で $u = u_1$ z = hで $u = u_2$ なる境界条件で解くと次のような速度分布が得られる。



図2-1 流体の微小要素に働く力のつりあい

$$u = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) (z^2 - z h) + (u_2 - u_1) \frac{z}{h} + u_1$$
 (2.1)

単位長さあたりの x 方向への流量 q x は

$$q_{x} = \int_{0}^{h} u dz = -\frac{h^{3}}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + (u_{1} + u_{2}) \frac{h}{2}$$
 (2.2)

となる。y方向, z方向への流れはないものとし,流体は非圧縮性とするので q x = 一 定,の条件より,式(2.2)は

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{h^{3}}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x}\right) = \frac{d}{dx}(uh)$$
(2.3)

ただし
$$u = \frac{1}{2} (u_1 + u_2)$$

となる。これが非圧縮性流体に関するレイノルズの式と呼ばれるもので,流体潤滑の基礎方程式である。本章においても,この式をスラスト円筒ころ軸受に適用して摩擦特性 を解析するものである。式(2.3)のレイノルズの式を解いて,油膜の圧力分布を求 めるにあたり,本軸受の座標系を図2-2のように定める。

図2-2の(a)に示すように,接触部に発生する圧力を考える場合,その圧力こう 配dp/dx=0 なる位置x_{m1}が存在する。このときの油膜厚さをh_{m1}とすると, 式(2.3)は次のように表わされる。

$$\frac{d p}{d x} = 12 \eta u \frac{h - h_{m1}}{h^3}$$
(2.4)

式(2.4)の任意の位置xにおける油膜厚さhは、図2-3¹⁴⁾に示すように

$$h = h_{\circ} + \Delta h$$

= $h_{\circ} + r (1 - c \circ s \phi)$ (2.5)

となるが,有効な圧力の発生領域は小さく,最小油膜厚さh。のごく近傍に限られる。 したがってゅは小さいので

$$c \circ s \phi = 1 - \frac{\phi^2}{2} + \frac{\phi^4}{4!} - \frac{\phi^6}{6!} + \cdots$$

として高次(4次以上)を省略すれば式(2.5)は

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r}$$
 (2.5)

となり、油膜厚さを放物線で近似することができる。さらに

$$X = \frac{x}{r}$$
, $H = \frac{h}{r}$, $H_{0} = \frac{h_{0}}{r}$, $H_{m1} = \frac{h_{m1}}{r}$, $P = \frac{p r}{r}$

なる無次元量を定義すると、式(2.4)、(2.5) ′は



図2-2 流体潤滑における幾何学的関係



図2-3 油膜厚さの近似

$$\frac{d P}{d X} = 12 \left\{ \frac{H - H_{m1}}{H^3} \right\}$$
(2.4) '

$$H = H_0 \left(1 + \frac{X^2}{2 H_0} \right)$$
(2.6)

となる。また

$$\gamma = t a n^{-1} \left(\frac{X}{(2 H_0)^{-1/2}} \right)$$
 (2.7)

なるγを定義する。故に X = (2 H₀)^{1/2} t a n γ となるが,これを式 (2.6) に代入し,さらに式 (2.4) ′を解くと無次元圧力Pは

$$P = \frac{3}{(2H_0)^{3/2}} \left\{ 8 \gamma + 4 \sin 2 \gamma - \frac{H_{m1}}{2H_0} \right\}$$

$$\times (12\gamma + 8 \sin 2\gamma + \sin 4\gamma) + A \left\{ (2.8) \right\}$$

となる。ただし、Aは積分定数で、圧力分布の境界条件より求められる。 境界条件¹⁴⁾は

(I) 入口側 : X=X₁ すなわち γ=γ₁ のとき P=0
 (Π) 出口側 : X=X₂ すなわち γ=γ₂ のとき P=0
 および dP/dX=0

さらに, (Ⅱ)の条件は

(Ⅲ) X = X_{m1} すなわち γ = γ_{m1} のとき dP/dX = 0
 を満足する。一方,式(2.6) , (2.7)より

 $H = H_0 s e c^2 \gamma$

となるから

$$\frac{H_{m1}}{2 H_0} = \frac{1}{2} s e c^2 \gamma_{m1}$$

が得られる。境界条件 (Ⅱ),(Ⅲ) より

 $\frac{1 + \cos 2 \gamma_{m1}}{1 + \cos 2 \gamma_2} = 1$

が得られる。これを解くことによって

 $\gamma_{m1} = \pm \gamma_2$

となる。さらに,条件(I),(II)より, $\gamma = \gamma_1$, $\gamma = \gamma_2$ のときP=0であることから,式(2.8)より

 $8 (\gamma_{2} - \gamma_{1}) + 4 (\sin 2\gamma_{2} - \sin 2\gamma_{1}) - \frac{1}{2} \sec^{2}\gamma_{2}$ $\times \{12 (\gamma_{2} - \gamma_{1}) + 8 (\sin 2\gamma_{2} - \sin 2\gamma_{1}) + (\sin 4\gamma_{2} - \sin 4\gamma_{1}) \} = 0$ (2.9)

となり、任意の ү」の値に対して ү 2 が求められる。

一方,

$$D = \frac{s e c^2 \gamma_2}{2}$$

となるDを定義すると、式(2.8)は次のようになる。

$$P = \frac{3}{(2 H_0)^{-3/2}} \left\{ 4 \gamma (2 - 3 D) + 4 s i n 2 \gamma (1 - 2 D) - D s i n 4 \gamma + A \right\}$$
(2.10)

ただし

$$A = 4 (3D-2) \gamma_{1} + 4 (2D-1) s i n 2 \gamma_{1} + D s i n 4 \gamma_{1}$$
Tools

2.3 流体摩擦力

ころと軌道輪間の接触部における流体摩擦力を求める場合,二つの領域について考えることにする¹⁵⁾。一つは図2-2に示すように,式(2.10)で与えられるような

圧力の存在する x₁<x<x₂ の領域で、ここでは、流体がころと軌道面の間を完全 に満たしているものである。もう一つは、流体の連続性によってころと軌道面の間に流 体が完全に満たされないが、圧力は周囲の圧力になる x₂<x<x₃ の領域である。 よって

x₁~x₂ : 圧力領域の摩擦

x₂~x₃ : 周囲圧領域の摩擦

の二つの領域よりなるものとする。前者の $x_1 \sim x_2$ なる圧力領域においては, 式(2.1)の油膜の運動方程式をz = 0, hでそれぞれ $u = u_1$, u_2 なる条件のも とで積分し,さらに,2.2節,仮定(1)より

$$\tau = \eta \frac{\mathrm{d} \mathrm{u}}{\mathrm{d} \mathrm{z}}$$

の関係を用いて求めると、軌道輪表面に働くせん断応力 r₁,およびころ表面に働くせん断応力 r₂ はそれぞれ

$$\tau_{1,2} = -\frac{h}{2} \frac{d p}{d x} \mp \frac{\eta}{h} (u_1 - u_2)$$
(2.11)

となり、これを $x_1 \sim x_2$ で積分することによって、単位長さあたりの摩擦力 f_1 ′、 f_2 ′はそれぞれ

$$f_{1,2}' = \int \frac{x_2}{x_1} \left(-\frac{h}{2} \frac{d p}{d x} + \frac{\eta}{h} (u_1 - u_2) \right) d x \qquad (2.12)$$

で与えられる。また後者の $x_2 \sim x_3$ なる周囲圧領域においてはd p / d x = 0になり、 式 (2.2)の流量 q_x は

$$q_{x} = (u_{1} + u_{2}) \frac{h}{2}$$

となるが, h>h2 であるから, 流体はこの領域でころと軌道面を完全に満たすことができない。したがってx>x2 の領域における油膜厚さhに対しては

$$\bar{\mathbf{y}} = \frac{\mathbf{h}_2}{\mathbf{h}} = \frac{\mathbf{H}_2}{\mathbf{H}}$$

なる比を考えて周囲圧領域における有効な摩擦力 f₁", f₂" を求めるものとする。 したがって,式(2.11)の右辺第2項に上式を掛けて積分すると, f₁", f₂" は

$$f_{1,2} = \mp \eta (u_1 - u_2) h_2 \int_{x_2}^{x_3} \frac{1}{h^2} dx$$
 (2.13)

となる。式(2.12), (2.13)より $x_1 \sim x_3$ の領域での, 軌道輪ところの 表面に働く,単位長さあたりの摩擦力 $f_{1,2}$ は次のようになる。

$$f_{1,2} = -\frac{\eta u}{(H_0)^{1/2}} [B \pm C \nu]$$
(2.14)

ただし

$$B = 3 [2 (\gamma_2 - \gamma_1) - D \{2 (\gamma_2 - \gamma_1) + s i n 2 \gamma_2 - s i n 2 \gamma_1 \}]$$

$$C = (1 / \sqrt{2}) [2 (\gamma_2 - \gamma_1) + D \{2 (\gamma_3 - \gamma_2) + s i n 2 \gamma_3 - s i n 2 \gamma_2 \}]$$

$$\nu = \frac{(u_1 - u_2)}{u} = 2 \frac{u_1 - u_2}{u_1 + u_2}$$

である。

2.4 軸受に働く摩擦力および摩擦モーメント

2.4.1 軌道輪から受けるころの摩擦力および摩擦モーメント

軌道輪(回転輪)の角速度を ω_h , ころの自転角速度を ω_r とする。ころと軌道輪と の接触部においては,式(2.14)で与えられる摩擦力が働くが,ころの表面に働く 力は f_2 , すなわち複号の下側のものである。軌道輪の一方は固定,他方は角速度 ω_h で回転するとき,ころは ω_r の角速度で自転しながら公転するが,今の場合はそれぞれ の軌道輪が ω_h /2で反対方向に回転し,ころの公転はないものとする。したがって, 図2-2(b)に示すように,軌道輪の任意の半径位置yにおける速度 u_1 およびころ の速度 u_2 はそれぞれ次のようになる。

$$u_{1} = \frac{\omega_{h}}{2} y$$

 $u_2 = \omega_r r$

この関係を,式(2.14)に代入すると,ころに働く単位長さあたりの摩擦力f2は

$$f_{2} = \frac{\eta}{2 H_{0}^{1/2}} \left\{ \frac{\omega_{h}}{2} y (2C-B) - r \omega_{r} (B+2C) \right\}$$
(2.15)

となる。よって図2.2(a)において、ころの下半分に働く摩擦モーメントmpは

$$m_{P} = \int_{0}^{1} f_{2} r dy$$
 (2.16)

で求められるが, さらに

$$L_{P} = \frac{l_{P}}{r}$$
, $L_{0} = \frac{l_{0}}{r}$, $L_{1} = \frac{l_{1}}{r}$, $k_{0} = \omega_{r} \neq \omega_{h}$

なる無次元量を定義し、式(2.16)を積分するとm。は

$$m_{P} = \frac{\eta \omega_{h} r^{3}}{8 H_{0}^{1/2}} L_{P} \{ (2C - B) (2L_{0} + L_{P}) - 4 k_{0} (B + 2C) \}$$
(2.17)

となる。このm。が接触部においてころが軌道輪から受ける流体摩擦力によるモーメン

トである。

2.4.2 保持器から受けるころの摩擦力および摩擦モーメント(流体摩擦)

ころは保持器によって保持,案内されながら自転運動をするが,このとき保持器ボケットとの間で相対速度が生ずる。ここでは,その保持器ボケット内でころが受ける流体 摩擦について考える。

実際の保持器にも種類の異なるものがあり、ポケットの形状も同一ではないが、本研 究においては図2-2(a)に示すような形状のものについて考える。同図にあるよう に、ころと保持器ポケットとの間隙をh。とすると、ニュートンの粘性抵抗より、ころ に働く単位長さあたりの摩擦力f_rは

$$f_r = -\frac{\eta u_2}{h_c} r (\frac{\pi}{2} - \theta_3) \times 2$$
 (2.18)

となる。ここで θ_3 は図2-2(a)に示す角度であるが、これを式(2.7)を用いて表わすと

 $x_{3} = (2 r h_{0})^{1/2} t a n \gamma_{3} = r s i n \theta_{3}$ $\therefore \theta_{3} = s i n^{-1} \{ (2 H_{0})^{1/2} t a n \gamma_{3} \}$

となる。ゆえに、ころに働く摩擦モーメントmr はころの下半分について

$$m_{r} = f_{r} l_{p} r = -\frac{\eta}{H_{c}} \omega_{r} r^{3} L_{p} (\pi - 2 \theta_{3})$$
(2.19)

となる。ただしH。=h。/rである。

2.4.3 遠心力によるころの摩擦力および摩擦モーメント

軌道輪の回転速度が大きくなるにつれて,ころに働く遠心力も無視できないものになっ てくる。ここではころに働く遠心力およびこの力による摩擦力並びに摩擦モーメント について解析する。

体積 V_p , 密度 ρ' のころが、 $\omega_h / 2$ の公転速度で運動するとき、ころに働く遠 心力f。は

$$f_{c} = + (1_{0} + \frac{1_{p}}{2}) \frac{\omega_{h}^{2}}{4} \rho' V_{p}$$
 (2.20)

となる。この力は図2-4に示すようにころ 端面から保持器に作用するが,ころは逆に保 持器からこの力を受けることになる。簡略化 のために式(2.20)の力が,ころの端面 全域で一様な圧力を受けて発生しているもの と考える。したがってこのときの圧力をp, とすると

$$p_{p} = \frac{f_{c}}{\pi r^{2}}$$
 (2.21)

となる。ころ端面と保持器間には,相対的な すべりが発生するから,この部分でころには すべり摩擦が作用する。いま図2-4に示す





遠心力

ように, r'=r'の位置で微小領域 dr を考えるとき,この領域に発生する摩擦モ ーメントdm。は,ころと保持器の間のすべり摩擦係数をμaとすると

 $dm_c = -2\pi r' dr p_p \mu_d r'$

となり、したがってころ一個あたりの全摩擦モーメントm。は

$$m_{c} = \int_{0}^{r} dm_{c} = -2 \pi p_{P} \mu_{d} \frac{r^{3}}{3}$$
 (2.22)

で与えられる。この式に,式(2.20),(2.21)を代入し,さらに下半分のみ について示すと

$$m_{c} = - \frac{\pi}{24} \rho' \mu_{d} \omega_{h}^{2} r^{5} L_{p} (2L_{0} + L_{p}) \qquad (2.23)$$

となる。

2.4.4 ころから受ける軌道輪の摩擦力および摩擦モーメント

ころと軌道輪との接触部において,軌道輪の受ける摩擦力は,式(2.14)の複号

の上側f1を用いる。すなわち

$$f_{1} = - \frac{\eta u}{(H_{0})^{1/2}} [B + C \nu]$$
 (2.14)

において、2.4.1項と同様、軌道輪、ころの速度を代入して、整理すると

$$f_{1} = -\frac{\eta}{2 H_{0}^{1/2}} \left\{ y \frac{\omega_{h}}{2} (B + 2C) + r \omega_{r} (B - 2C) \right\}$$
(2.24)

が得られる。ゆえに摩擦モーメントmppは

$$m_{PP} = \int_{10}^{11} f_{1} y \, dy$$

= $-\frac{\eta \omega_{h} r^{3}}{12 H_{0}^{1/2}} L_{P} [(B+2C) (3 L_{0}^{2}+3 L_{0} L_{P}+L_{P}^{2})$
+ $3 k_{0} (B-2C) (2 L_{0}+L_{P})]$ (2.25)

となり,接触部において,ころから受ける軌道輪の摩擦力および摩擦モーメントが求め られる。

2.4.5 保持器から受ける軌道輪の摩擦力および摩擦モーメント

実際の場合,保持器は $\omega_n / 2$ の速度で回転するので,保持器と軌道輪間にも潤滑油が満たされているものとすれば,軌道輪は,保持器からも流体摩擦力を受けることになる。そこで図2-2(b)において y = y の半径位置での円周長さから,保持器ポケットの部分 [図2-2(a)の $\Delta 1_p$ /]を除いた有効な円周長さ 1_r は,ころ数をmとすると

 $l_r = 2\pi y - m \Delta l_p '$ $\delta = 2\pi y - m \Delta l_p '$

$$h_{w} = r + h_{0} - \frac{W_{s}}{2} \neq r - \frac{W_{s}}{2}$$

であるから, 軌道輪が保持器より受ける摩擦力 f w は

$$f_{\pi} = - \frac{\eta \, u_1 \, l_r}{h_{\pi}} \tag{2.26}$$

となり、これより摩擦モーメントm wは

$$m_{w} = \int_{1_{3}}^{1_{4}} f_{w} y \, dy$$
$$= -\frac{\eta \omega_{h} r^{3}}{12 H_{w}} [3 \pi (L_{4}^{4} - L_{3}^{4}) - 2 m \Delta L_{p} ' (L_{4}^{3} - L_{3}^{3})]$$

となる。ただし,

L₃ = 1₃ / r (1₃:保持器内半径), L₄ = 1₄ / r (1₄:保持器外半径) $\Delta 1_{P}$ ' = {4 (1+H_c)²-W_s²}^{1/2}

W_s = w_s ∕ r , H_w = h_w ∕ r である。

2.5 つりあい条件

2.4節においては、ころおよび軌道輪に働く摩擦力、摩擦モーメントを求めた。このような力、モーメントを受けながら、軸受が定常運動をするためには次のようなつり あいが必要となる。ここではそのつりあい条件について考え、軸受の摩擦モーメントを 求めるための未知量を決定する。

2.5.1 荷重のつりあい

図2-2(a)に示すように、ころと軌道輪との接触部にはレイノルズの境界条件よ り求められる圧力pが発生する。この圧力を積分加算すれば、ころの単位長さあたりの 荷重wと等しくなる。すなわち

$$\mathbf{w} = \int_{x_1}^{x_2} \mathbf{p} \, \mathrm{d} \, \mathbf{x}$$

である。この式をx = r (2H₀)^{1/2} tan γ , p=P (η u/r)の関係を用いて

w =
$$\eta$$
 u (2 H₀) ^{1/2} $\int \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ P s e c² γ d γ

となる。これより、ころ一個あたりに負荷する外力を W1 とすれば

$$W_{1} = \int_{I_{0}}^{I_{1}} w \, dy = \eta \, (2 H_{0})^{1/2} \int_{I_{0}}^{I_{1}} u \, dy \int_{\gamma_{1}}^{\gamma_{2}} P \, s \, e \, c^{2} \gamma \, d\gamma$$
$$= \frac{3 \, \eta \, \omega_{h} \, r^{2}}{1 \, 6 \, H_{0}} L_{P} \left[\, (2 L_{0} + L_{P}) \, + 4 \, k_{0} \right] \, I_{h} \qquad (2.28)$$

が得られる。ただし

$$I_{h} = 4 (2-3D) (\gamma_{2} t a n \gamma_{2} - \gamma_{1} t a n \gamma_{1}) + 2D (cos 2 \gamma_{2} - cos 2 \gamma_{1}) + A (t a n \gamma_{2} - t a n \gamma_{1})$$

である。

2.5.2 ころに働くモーメントのつりあい

ころに働く力は f₂, f_r および f_o であるが,ころが定常運動をするためには,こ の三つの力によるモーメントのつりあいが必要となる。すなわち

 $m_p + m_r + m_c = 0$

である。したがって式(2.17),(2.19)および(2.23)より

$$\frac{\eta \omega_{\rm h} r^{3}}{8 \,{\rm H_{0}}^{1/2}} L_{\rm p} \left\{ (2 \,{\rm C} - {\rm B}) (2 \,{\rm L_{0}} + {\rm L_{p}}) - 4 \,{\rm k_{0}} ({\rm B} + 2 \,{\rm C}) \right\}$$

$$= \frac{\eta}{{\rm H_{c}}} \omega_{\rm r} r^{3} L_{\rm p} (\pi - 2 \,\theta_{3}) + \frac{\pi}{24} \rho' \mu_{\rm d} \omega_{\rm h}^{2} r^{5} L_{\rm p} (2 \,{\rm L_{0}} + {\rm L_{p}})$$

より

$$k_{0} = \frac{\frac{\eta}{8 H_{0}^{1/2}} (2 C - B) (2 L_{0} + L_{p}) - \frac{\pi \rho'}{24} \mu_{d} \omega_{h} r^{2} (2 L_{0} + L_{p})}{\frac{\eta}{2 H_{0}^{1/2}} (B + 2 C) + \frac{\eta}{H_{c}} (\pi - 2 \theta_{3})}$$

(2.29)

が得られる。 $k_0 = \omega_r / \omega_h$ であるから,軌道輪の回転角速度 ω_h , 無次元最小油膜 厚さH。(= h_0 / r)が決まればころの自転角速度 ω_r が求められる。

2.6 最小油膜厚さH。の決定

ころの自転角速度ω_r,軸受の摩擦モーメントM_tを求めるためには最小油膜厚さ H。を決定することが必要である。これは次のようにして求める。 すなわち式(2.29)のk。を式(2.28)に代入し,整理すると

16W_B ($\pi - 2\theta_3$) H₀^{3/2} + 8W_B H_c (B+2C) H₀ - $\begin{cases} 3L_P I_h \end{cases}$

×
$$(2L_0 + L_p)$$
 $(\pi - 2\theta_3) - \frac{\pi}{2\eta}\rho' \mu_d r^2 \omega_h L_p I_h H_c$

$$\times (2 L_{0} + L_{p}) \left\{ H_{0}^{1/2} - 6 L_{p} I_{h} H_{c} (2 L_{0} + L_{p}) C = 0 \quad (2.30) \right\}$$

が得られる。ただし

$$W_{B} = \frac{W_{1}}{\eta \omega_{h} r^{2}}$$

である。式(2.30)を解くことによって未知量H。を決定することが可能となる。

2.7 軸受の摩擦モーメント

ころ一個から受ける軌道輪の摩擦モーメントは、2.4.4項の式(2.25)より 求められるから、結局、軸受全体の摩擦モーメントM、は、ころ数をmとし、さらに 2.4.5項の式(2.27)のm_w も考慮すると

 $M_t = m m_{PP} + m_w$

$$= \frac{\eta \omega_{h} r^{3}}{12 H_{0}^{1/2}} m L_{p} \left\{ (B+2C) (3 L_{0}^{2} + 3 L_{0} L_{p} + L_{p}^{2}) + 3 k_{0} (B-2C) (2 L_{0} + L_{p}) \right\} + \frac{\eta \omega_{h} r^{3}}{12 H_{w}} \left\{ 3 \pi (L_{4}^{4} - L_{3}^{4}) - 2 m \Delta L_{p} (L_{4}^{3} - L_{3}^{3}) \right\}$$

$$(2.31)$$

となる。

2.8 計算結果および考察

2.8.1 荷重特性

計算を行なう際には、軸受の具体的寸法を決める必要がある。ここではあとの章で述 べる実験結果との比較も行なうため、主として実験において使用した軸受の寸法を入れ て求めた。軸受寸法で主なものはころの有効長さ1, パピッチ半径1。およびころの半 径rである。具体的には1, =4.15mm,1, =19.5mm,r=2.5mmの 軸受(NTN東洋ベアリング 81106T2型)について主に計算を行なったものである。 その他1, 1, 0変化に対する結果についても多少述べる。

図2-5は、軌道輪の回転速度N。=2500rpmの場合について軸受全荷重Wt に対する摩擦モーメントMt,レイノルズの境界条件より求められる最大圧力 p_{max} , 最小油膜厚さh。およびころと軌道輪との速度比 u_2 / u_1 を、両対数座標で示したも のである。図2-5より、摩擦モーメントMt は傾きがほぼ1/2,すなわちWt の 1/2乗に比例して増加することがわかる。また、速度比 u_2 / u_1 の値は0.1~



図2-5 Wt に対するMt, pmax, u2/u1, hoの変化

0.2程度である。スラスト円筒ころ軸受のころの運動については,境界潤滑と思われ る領域において若干なされているが,それによると,u2 /u1 の値はほぼ1であると いう結果が示されている²⁾。しかし流体潤滑においてはこれまでにほとんど研究例が 見られず,本研究における速度比の結果は極めて興味深いものと思われる。W₁の増加 と共にu2 /u1 は緩やかに大きくなる傾向にあるが,これは2.4.2項および2. 4.3項に示した,保持器からの摩擦力,あるいは遠心力によって生ずる摩擦力の影響 によるものと考えられる。これらの力の大きさ,あるいはその力によるモーメントは速 度のみに依存するので,結果的に,荷重の小さい範囲において大きく影響が現れるため である。いずれにしても流体潤滑における速度比は,最大でもu2 /u1 =0.2程度 である。

一方,同図に示すように,最小油膜厚さh。は荷重の-1乗に比例して小さくなり, W_t > 10³ Nにおいてはh。<10⁻⁵mmとなり,通常の加工仕上げにおける表面あ らさよりもかなり小さい値になる。したがって実験結果との比較においては,実際の軸 受の潤滑形態を十分吟味する必要があるが,流体潤滑形態を判断する際には上で述べた u₂ / u₁ の解析結果が,実験的に流体潤滑形態を確認する上で重要な指針を与える。 また最大圧力 p_{max} はW₁ の約1.5乗に比例して増加する。

他の回転速度においてもほぼ同様の傾向になるが、大きい回転速度になると遠心力に よる摩擦力f。が大きくなるので、速度比は多少小さくなる傾向にある。

2.8.2 速度特性

図2-6は軸(軌道輪)の回転速度N。を横軸にとり,図2-5と同様に,種々の特 性を示したものである。摩擦モーメントM_tの,N_pに対する特性としては軸受全荷重 W_tと同様に,やはり傾きが1/2,すなわちN_pの1/2乗に比例する結果を得る。 この軸受の摩擦に関する理論的検討については主として境界潤滑で行なわれているが, この場合は,接触部の相対速度差によるすべり摩擦から求めるもので,当然のことなが ら速度の影響は現れないものである。また,流体潤滑における速度特性に関する結果も 明らかにされていない現在,上の結果は興味深いものである。速度比u₂/u₁ はN_p の変化に対しても0.1~0.2であるが,N_p が大きくなると,u₂/u₁ は少しず つ小さくなる。この結果は,保持器ボケット間隙から受ける摩擦力,あるいは遠心力の



図2-6 N_pに対する M_t , p_{max} , u_2 / u_1 , h_o の変化

作用によって生ずる摩擦力を考慮に入れたものであるが,とくに後者の摩擦力は回転速度に大きく影響されるので,N。の増加につれてu2/u1が小さくなるものである。 このようにmr, m。を考慮するとN。の大きいところでu2/u1は多少それに影響 を受けるが,摩擦モーメントには大きな影響を及ぼさない。mr, m。を無視した場合 式(2.29)のkoは

$$k_{0} = \frac{(2C - B) (2L_{0} + L_{p})}{4 (B + 2C)}$$

となり、このkoより求められるu2/u1は、軸受寸法だけで決まる定数になる。このときの摩擦モーメントも、図2-6に示した結果とほとんど変化のないことを確認している。

最小油膜厚さh。はN,の1乗に比例して増加する。図2-5で示したようにW,に 対するh。は逆に-1乗に比例するので,流体潤滑形態をh。の大きさだけで議論する とすれば,W,の増加割合に対して,同じ割合でN,を大きくすれば同じ大きさのh。 を得ることができる。

2.8.3 常圧粘度の影響

図2-7は常圧粘度 η 。に対する摩擦モーメントM_t などの関係を示したものである。 摩擦モーメントM_t は常圧粘度 η 。に対しても 1 / 2乗で比例することがわかる。 h。, p_{max} の特性もN_p に対するものと全く同じであり,潤滑油の常圧粘度は回転速 度と同じ作用をすることがわかる。ただし,速度比 u_2 / u_1 は, N_p に対するものと は逆に, η 。の小さい範囲で小さくなる傾向にある。この理由としては,接触部に働く 流体摩擦力は η 。が小さいほど小さくなり,相対的に遠心力による効果が大きくなるた めである。ただし,遠心力の効果による摩擦モーメントm。(式(2.23))には保 持器との接触による,すべり摩擦係数 μ_d が含まれており,本結果は μ_d = 0.05と して計算したものである。この値が変化すると速度比も多少変化すると思われるが,こ の比の大小はM_t にほとんど影響しないので,常圧粘度に対する特性は大きく変化する ことはないものと思われる。



図 2-7 η_0 に対する M_t , p_{max} , u_2 / u_1 , h_0 の変化

2.8.4 ピッチ半径の影響

上で述べた特性の他に,流体潤滑における摩擦モーメントに影響を及ぼすものとして ビッチ半径の大きさが挙げられる。もっとも,この半径の大きさは,同一回転速度に対 してはころ,軌道輪の表面速度に影響を与えるものである。式(2.14)の摩擦力そ のものは速度の関数であるから,ピッチ半径の影響は,回転速度の影響に帰着するもの であるが,モーメントの場合は,摩擦力に軸受中心からの距離を乗じたものになり,表 面速度は同じでもピッチ半径の影響は現れることになる。図2-8に軌道輪の回転速度 $N_p = 2500 r p m とした場合の,ピッチ半径1_a に対するM_t, h_o, p_max の関$ $係を示す。上に述べたようにu_1, u_2 の影響も多少含まれるが,摩擦モーメントM_t$ $は1_a にも大きく影響される様子がわかる。$

ころ有効長さ1,の影響についても検討したが、この場合、摩擦モーメントM_tは1, にほぼ比例する結果になった。



図2-8 1 に対するMt, pmax, hoの変化

2.9 結 言

スラスト円筒ころ軸受の,流体潤滑形態における摩擦に関する研究例はこれまでにほ とんど見られず,種々の特性も十分に明らかにされていない。本章では,レイノルズの 式をこの軸受に適用して,ころの運動および摩擦の理論解析を行なった。得られた結果 をまとめると次のようになる。

(1)流体潤滑におけるころの自転速度は、ころがり接触の幾何学的関係より得られる 自転速度の約1/5程度になる。すなわち、ころと軌道輪のピッチ半径上における速度 比は約0.2である。この比は回転速度の増加に伴って、さらに小さくなる傾向にある が、ころと保持器ポケット間における摩擦力およびころの遠心力によって生ずる摩擦力 は比較的小さいのでこれらを無視すれば、速度比は軸受の寸法だけで決定される。

(2)流体潤滑における摩擦モーメント M_t は軸受全荷重 W_t , 軌道輪の回転速度 N_p 潤滑油の常圧粘度 η 。のそれぞれに対して1/2乗に比例する。すなわち $M_t \propto (W_t N_p \eta_0)^{1/2}$ という関係になる。

(3) ころの有効長さ, ピッチ半径も, 流体潤滑における摩擦モーメントに比較的大き な影響を及ぼし, この場合の摩擦モーメントはころの有効長さ, ピッチ半径にほぼ比例 する。
第 3 章 弾性流体潤滑における理論解析

3.1 緒 言

第2章で述べた流体潤滑においては、二物体の速度および潤滑油の粘度に対して、荷 重は比較的小さいものとして扱った。この場合、二物体は剛体とすると共に潤滑油の粘 度は接触部において一定、すなわち圧力には依存しないという前提のもとで解いたもの である。第2章の結果に示したように、この場合、軸受荷重の増加と共にレイノルズの 境界条件から求められる最大圧力pmax は急激に増加すると共に、最小油膜厚さは荷重 の-1乗に比例して減少する。しかしながら、適当な大きさの速度、潤滑油の粘度のも とで荷重、すなわち接触部の圧力が増大すると、弾性流体潤滑に移行するということは 容易に想像される。流体潤滑に対して、弾性流体潤滑の大きく異なる点は、接触二物体 の弾性変形と潤滑油粘度の圧力依存性を考慮することである。

弾性流体潤滑下の基礎的現象,理論に関してはこれまでにも研究がなされているが, その多くは,圧力分布あるいは油膜厚さを求めるものであった^{16~21)}。その後,接触部 に働く流体摩擦力に対する特性についても解析が始まった。当初は接触部の弾性変形と 潤滑油粘度の圧力依存性のみを考慮し,流体はニュートン性として扱っていた。さらに 流体のせん断熱による粘度の温度依存性をも考慮する解析(非等温解析)がなされ、実 験値とも比較検討が試みられた。最近では流体膜の挙動を非ニュートン性と扱って種々 の問題,とりわけ流体摩擦力を議論するようになり,実験結果とも比較的一致するとい う報告もみられるようになった^{12,22)}。このように,弾性流体潤滑下における種々の問 題は必ずしも十分な確立には至っていない面もあるが,しかし一方では,種々の接触部 に応用することは大きな意義があるものと思われる。とくに本軸受の弾性流体潤滑にお ける摩擦特性についての研究報告はほとんどないだけに,この章における解析はなおさ ら意義あるものと考えられる。

本章においては、はじめに接触部の油膜の挙動をニュートン性流体としての弾性流体 潤滑理論を適用して、スラスト円筒ころ軸受の摩擦に関する解析を行ない、つぎに非ニュ ートン性流体と仮定したものについて述べる。

-28-

3.2 ニュートン性流体

3.2.1 等温解析

弾性流体潤滑における流体摩擦力の解析においても,第2章,式(2.3)のレイノ ルズの式が出発点となる。流体潤滑においては,潤滑油の粘度を,圧力に依らず一定と し,さらに油膜厚さは式(2.5) / に示したように放物線近似を行ない,かつ接触部 を剛体として扱った。ここでは,接触部の弾性変形および粘度の圧力依存性を考慮する のが大きな違いである。すなわち2章,式(2.3)において

$$\eta = \eta_0 f(p) \tag{3.1}$$

を適用して、基本的には式(2.3)を解くものである。

弾性流体潤滑において接触部に働く摩擦力は流体潤滑のときと同様,式(2.11) より求めるものである。すなわち

$$\tau_{1,2} = -\frac{h}{2} \frac{dp}{dx} + \frac{\eta}{h} (u_1 - u_2)$$
(2.11)

を積分することによって流体(粘性)摩擦力 f_{1,2} ⁹⁾ は

$$f_{1,2} = \left\{ -\frac{P_x}{2} \mp (u_1 - u_2) \int \frac{\eta}{h} dx \right\} E' r$$
 (3.3)

が得られる。右辺第一項は転がり摩擦力*を表わす。P_×は弾性流体潤滑において、しばしば使用される、無次元材料パラメータG、無次元速度パラメータU,無次元荷重パラメータWで表わされる⁹⁾。すなわち

$$P_{x} = f (G, U, W)$$

ここで

$$G = \alpha E'$$
, $U = \frac{\eta \circ u}{E' r}$, $W = \frac{W}{E' r}$

* 式(2.11)右辺第一項の圧力こう配による摩擦力

である。ただしαは粘度-圧力係数,wは単位長さあたりの荷重であり,さらにE′は 等価弾性係数である。

DOWSON , HIGGINSONによればP_x はW, Gに無関係になり, Uだけの関数になる。 さらに種々のUを用いてP_x を求め, 次式で与えている⁸⁾。

 $P_{x} = 1 \cdot 4 \cdot 3 \cup 0 \cdot 7 \tag{3.4}$

ただし,式(3.4)は G=αE′=5000 のものについて求めたものである。 その後,HARRIS はこの式をGの異なる場合にも使用できるように変形している²³⁾。 すなわち

 $P_{x} = 18.4 G^{-0.3} U^{0.7}$ (3.4) '

式(3.3)の第2項は、すべりによる摩擦力を表わすが、式(3.3)中のηは圧 力に依存する量である。ここではηとpの関係を次のような指数関係でおく。

 $\eta_{\rm p} = \eta_0 \exp(\alpha p)$

さらに,接触部に発生する圧力はヘルツの圧力分布になるものとし,油膜厚さは接触部 で平行なものとする²⁴⁾。このような条件のもとで式(3,3)第2項を積分すればす べりによる摩擦力が求められる。したがって式(3,3)のf_{1,2}は

$$f_{1,2} = \left\{ -9.2 \text{ G}^{-0.3} \text{ U}^{0.7} \neq \text{V} \left(\frac{r}{h} \right) \text{ I}_{e} \right\} \text{ E}'_{1} r_{1}$$
 (3.5)

で与えられ、ただし

$$V = \frac{\eta_{0} (u_{1} - u_{2})}{E' r}$$

$$I_{e} = \int \frac{b/r}{-b/r} e x p [GP_{0} \left\{ 1 - \left(\frac{Xr}{b}\right)^{2} \right\}^{1/2}] dX$$

$$X = \frac{x}{r} , P_{0} = \left(\frac{W}{2\pi}\right)^{1/2}$$

b:ヘルツ接触幅の半分の長さ

である。また平行部の油膜厚さhは,これをhm として

$$h_{m} = 1.33 \frac{\rho_{0}}{\rho_{p}} h_{min}$$
 (3.6)

で与えられる²⁵⁾。ここでhmin はDOWSON による弾性流体潤滑油膜厚さの最小値を表わし、次式で与えられる²⁶⁾。

$$h_{\min} = 2.65r(\alpha E')^{0.54} \left(\frac{\eta \circ u}{E'r}\right)^{0.7} \left(\frac{W}{E'r}\right)^{-0.13}$$
以上のような関係を用いて,式(3.5)で与えられる摩擦力を,スラスト円筒ころ

軸受に適用して等温における解析を行なうものである。

3.2.2 非等温解析

等温解析において示したように、弾性流体潤滑の流体摩擦力はころがり項とすべり項 で表わされた。この場合は接触部の温度は油膜の厚さ方向に変化せず、したがって潤滑 油の粘度は圧力のみに依存するものとして扱った。前出の式(3.3)の第2項のすべ りによる摩擦力は、接触部の潤滑油の粘度の大きさによって決まるものであるが、この 摩擦力は、逆に油膜をせん断することによって熱を発生せしめ、油膜の温度を上げる働 きをする。スラスト円筒ころ軸受は、構造的にはころと軌道輪間に相対すべりを伴う運 動をするが、油膜が存在する場合も、何らかの速度差を生じながら運動することは十分 考えられることである。ここでは、このような油膜の温度変化を考慮した場合のすべり 摩擦力について考える⁹⁾。

潤滑油の粘度が油膜厚さ方向(z方向)で変化するものとすればNavier-Stokes の 運動方程式は

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$
(3.8)

となる。これを積分し、さらに次のような境界条件

z=0 のとき $u=u_1$, z=h のとき $u=u_2$ で解き、さらに、 $z=h/m_n$ のとき

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{u_2 - u_1}{h} , \quad \eta = \eta_m$$

とおけば

$$\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \left(z - \frac{h}{m_n} \right) + \frac{\eta_m}{\eta} \frac{u_2 - u_1}{h}$$
(3.9)

となる。ただし η_m は z = h / m_n における粘度である。これより二つの物体に働く 単位長さあたりの摩擦力は

$$f_{1} = -\int_{X_{1}}^{X_{2}} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=0} dx$$
(3.10)

$$f_2 = \int_{x_1}^{x_2} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=h} dx$$

で与えられるが,式(3.9)の右辺第一項の積分は,m_n=2のとき等温解析の結果 と同じになる。第二項を油膜厚さ方向に積分すると,次式となる。

$$\int_{0}^{h} \frac{\partial u}{\partial z} dz = (u_{2} - u_{1}) = \frac{\eta_{m} (u_{2} - u_{1})}{h} \int_{0}^{h} \frac{dz}{\eta} \qquad (3.11)$$

したがって

$$\frac{1}{\eta_{\rm m}} = \frac{1}{\rm h} \int_0^{\rm h} \frac{\rm d\,z}{\eta}$$
(3.12)

となる。 η m が求められれば式 (3.10)の積分における第二項のすべり摩擦力の計 算が可能になる。つぎに油膜内に発生する熱を考え,このことより温度解析を行なって η m を求める。

油膜の単位体積中に発生する熱qは応力とせん断速度の積で与えられる。すなわち

$$q = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2$$
(3.13)

である。式(3.9)のころがり項を無視すると、式(3.13)は

$$q = \frac{\eta_m^2}{\eta_m^2} \frac{(u_2 - u_1)^2}{h^2}$$
(3.13)

となる。この発生熱の放散は、伝導項と伝達項に分類されるが、一般には伝導項のみを 考えればよい。したがって

q = -K
$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} = \frac{\eta_m^2}{\eta} \frac{(u_2 - u_1)^2}{h^2}$$
 (3.14)

である。油膜内の温度 θ は油膜厚さの中心, すなわちz = h / 2に関して対称であると すれば, 式(3.14) を積分し, さらに式(3.12) を利用して

$$\left(\frac{\partial}{\partial z}\right)_{z=0,h}^{2} = \frac{\eta_{m}^{2}}{4 K^{2}} \frac{(u_{2} - u_{1})^{4}}{h^{2}}$$
(3.15)

を得る。ここでヵを

$$\eta = \eta_{\times} \exp(-\beta \theta)$$

ただし η x は物体表面における粘度

なる温度θの関数とすると、さらに式(3.14) を積分することによって

$$\left(\frac{\partial}{\partial z}\right)^{2} = 2\omega \left\{1 - \frac{A'}{\beta\omega} \exp(\beta\theta)\right\}$$
(3.16)
$$A' = \frac{\eta_{m}^{2}}{K\eta_{x}} \frac{(u_{2} - u_{1})^{2}}{h^{2}}$$

となる。ただしいは積分定数である。式(3.15),(3.16)より

$$\omega = \frac{8 \eta_{m}^{2} \psi (\psi + 1)}{\eta_{x}^{2} h^{2} \beta^{2}} , \quad \psi = \frac{\eta_{x} \beta (u_{2} - u_{1})^{2}}{8 K}$$
(3.17)

を得る。 θ はz = h / 2に関して対称であるので、その面における最大温度を θ 。とす れば、式(3.16) より

exp(
$$\beta \theta_{o}$$
) = $\beta \omega / A' = (\psi + 1)$ (3.18)
となる。同じく式(3.16)を積分し,境界条件としてz=0のとき θ =0とすれば

$$\ln \left\{ \frac{1 - \left[1 - \exp\left(\beta \theta - \beta \theta_{c}\right)\right]^{1/2}}{1 + \left[1 - \exp\left(\beta \theta - \beta \theta_{c}\right)\right]^{1/2}} \right\}$$
$$-\ln \left\{ \frac{1 - \left[1 - \exp\left(-\beta \theta_{c}\right)\right]^{1/2}}{1 + \left[1 - \exp\left(-\beta \theta_{c}\right)\right]^{1/2}} \right\} = z \beta (2 \omega)^{1/2}$$

を得る。ここで、z = h / 2のとき $\theta = \theta$ 。を代入すれば左辺第一項はOになるから

$$\omega = \frac{2}{h^2 \beta^2} \left\{ 1 n \left\{ \frac{1 - [1 - e x p (-\beta \theta_c)]^{1/2}}{1 + [1 - e x p (-\beta \theta_c)]^{1/2}} \right\} \right\}^2 (3.19)$$

である。したがって式(3.17),(3.18),(3.19)より

$$\eta_{\rm m} = \eta_{\rm x} f(\psi)$$

$$f(\psi) = \frac{\ln [(\psi+1)^{1/2} + \psi^{1/2}]}{[\psi (\psi+1)]^{1/2}}$$
(3.20)

が得られる。以上のことよりψが決まれば、油膜の最大温度 θ 。, η m を求めることが 可能となる。式(3.9)よりすべり項における単位長さあたりの摩擦力をF。とすれ ば

$$F_{s} = (u_{2} - u_{1}) \int_{x_{1}}^{x_{2}} \frac{\eta_{m}}{h} dx$$
 (3.21)

で与えられる。積分範囲 x₁ ~ x₂ はヘルツの接触幅 – 2 b ~ 0 に相当する。この範囲 における油膜厚さは平行で、3.2.1の式(3.6)と同様であるとすれば

$$F_{s} = \frac{(u_{2} - u_{1})}{h} \int_{-2b}^{0} \eta_{m} dx \qquad (3.22)$$

となるが,さらに η m' を接触幅内の平均粘度とすると,結局F。は

$$F_{s} = \frac{2 \eta_{m'} b (u_{2} - u_{1})}{h}$$
(3.23)

ただし

$$\eta_{\rm m}' = \frac{1}{2 \rm b} \int_{-2\rm b}^{0} \eta_{\rm m} \rm dx$$
 (3.24)

となる。このように非等温において,すべりによる摩擦力は式(3.23)で与えられるものである。したがって,ころがり項と合わせて接触部の流体摩擦力は式(3.5)を利用して

 $f_{1,2} = -9.2 G^{-0.3} U^{0.7} E' r = \frac{2 \eta_m' b (u_1 - u_2)}{h}$ (3.25)

である。この式(3.25)の摩擦力を,スラスト円筒ころ軸受に適用して非等温にお ける軸受の摩擦モーメントを解析するものである。

3.3 非ニュートン性流体

弾性流体潤滑における流体摩擦力(トラクション)は古くて新しい問題である。この 問題に関する実験的研究も多くなされ,理論的研究とも比較検討されている。実験的に 得られるすべり速度 Δu (= $u_1 - u_2$)に対するトラクション曲線は図3-1に示さ れるように,一般的には三つの領域に分類される。すなわち Δu が小さい領域において



図3-1 すべり速度とトラクションの関係

トラクションTはΔuに比例しニュートン性流体を示す。Δuがしだいに大きくなると Tは直線からずれて増加割合はしだいに小さくなり、やがて最大値を示し、さらにΔu が大きくなるとTは減少する。この原因については未だ種々議論されているところであ る。CROOKはトラクションの直線からのずれすなわち非線形を示す理由として、流体の せん断熱による潤滑油の粘度の低下によるものであるとしている¹⁰⁾。そこでは流体膜 の挙動をニュートン性流体としているが、実験結果との定量的一致には至らなかった。

非ニュートン性流体として,実験結果とも比較的良く一致するものとして扱われているは²⁷⁾, JOHNSON-TEVAARWERKの粘弾性モデルである¹¹⁾。その粘弾性モデルにおけるせん断速度とせん断応力の関係は

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{G_{\perp}} \frac{d\tau}{dt'} + \frac{\tau_{0}}{\eta} \sin h\left(\frac{\tau}{\tau_{0}}\right)$$
(3.26)

で表わされるものである。右辺第一項はせん断速度の完全弾性成分,第二項はアイリン グ粘性成分である。基本的にはこの関係を用いて解くのが一般的であると思われるが, このまま軸受に適用するには計算過程が複雑であること,さらに本軸受のころと軌道輪 の相対速度は比較的大きく第二項が優先することもあって,本研究ではアイリング粘性 成分のみを考えることにする。この場合も等温,非等温解析に分けられるが,同じくす べりが大きく熱の発生が大きいので後者の解析について示す。非ニュートン性,非等温 解析における流体摩擦力については JOHNSON – GREENWOOD が基礎解析¹²⁾ を行なって いるので,本研究でもこの解析を利用してすべりによる摩擦力を求めるものとする。

弾性流体潤滑における接触部の概略を図3-2¹²⁾ に示す。軌道輪,ころがそれぞれ u₁,u₂ の速度で運動するものと仮定すると,二面間の油膜のせん断抵抗によって局 部的に熱が発生する。この熱が軌道輪ところに伝わり,それぞれの表面温度はθ_{s1}, θ_{s2}になるものとする。非ニュートン性流体のせん断速度とせん断応力との関係は前に も述べたようにアイリング粘性体とする。すなわち

 $\eta \frac{\partial u}{\partial z} = \tau_0 \sin h \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right) = \tau^*$ τ_0 :特性応力²⁷⁾ (3.27) である。一方,発生するエネルギーは3.2.2の式(3.13)と同じであり、これ を式(3.27)も利用して書き直すと



図3-2 二物体の接触部

$$q = \tau \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau \tau^*}{\eta (\theta)} = -K \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2}$$
(3.28)

となる。Kは流体の熱伝導率である。式(3.28)を積分し $\theta = \theta$ 。で $\partial \theta / \partial z =$ 0なる境界条件を採用すると

$$\left(K\frac{\partial}{\partial z}\right)^{2} = r r^{*} \int_{\theta}^{\theta} \frac{2K}{\eta(\theta)} d\theta \qquad (3.29)$$

を得る。これより油膜内の任意の位置とは次式となる。

$$z = \pm \frac{1}{(\tau \tau^*)^{-1/2}} \int \frac{K}{\left\{ \int_{\theta}^{\theta} c \frac{2K}{\eta(\theta)} d\theta \right\}^{1/2}} d\theta \qquad (3.30)$$

したがって、この式を油膜の最大温度 θ 。とそれぞれの物体の表面温度 θ_{s1} 、 θ_{s2} の間で積分しその和を求めたものが、図3-2に示す平行部の油膜厚さを与えることになる。よってhは

$$h = \frac{1}{(\tau \tau^*)^{-1/2}} \left[\int_{\theta_{s1}}^{\theta_c} \frac{K}{\left\{ \int_{\theta_{s2}}^{\theta_c} \frac{2K}{\eta(\theta)} d\theta \right\}^{1/2}} d\theta + \int_{\theta_{s2}}^{\theta_c} \frac{K}{\left\{ \int_{\theta_{s2}}^{\theta_c} \frac{2K}{\eta(\theta)} d\theta \right\}^{1/2}} d\theta \right]$$
(3.31)

である。また二つの表面へ伝わる熱量Q₁ , Q₂ は $| - K (\partial \theta / \partial z) |_{0,h}$ であるが、これは式 (3、29) より

$$Q_{1} = (\tau \tau^{*})^{1/2} \left\{ \int_{\theta_{s1}}^{\theta_{c}} \frac{2K}{\eta(\theta)} d\theta \right\}^{1/2}$$

$$Q_{2} = (\tau \tau^{*})^{1/2} \left\{ \int_{\theta_{s2}}^{\theta_{c}} \frac{2K}{\eta(\theta)} d\theta \right\}^{1/2}$$
(3.32)

となる。また全熱量 $Q_1 + Q_2 = \tau \cdot \Delta u$ となるから

$$\Delta \mathbf{u} = \left(\frac{\tau^*}{\tau}\right)^{1/2} \left[\left\{ \int_{\theta_{s1}}^{\theta_c} \frac{2 \mathbf{K}}{\eta (\theta)} d \theta \right\}^{1/2} + \left\{ \int_{\theta_{s2}}^{\theta_c} \frac{2 \mathbf{K}}{\eta (\theta)} d \theta \right\}^{1/2} \right]$$
(3.33)

となる。さらに二つの物体表面温度を等しいものとし、 $\theta_{s1} = \theta_{s2} = \theta_{s}$ とすれば、式 (3.31)、(3.33)は、次のように幾分簡単になる。

h
$$(\tau \tau^*)^{1/2} = 2 \int_{\theta_s}^{\theta_c} \frac{K}{\left\{\int_{\theta}^{\theta_c} \frac{2 \, \mathrm{K} \mathrm{d}\theta}{\eta(\theta)}\right\}^{1/2}} \mathrm{d} \theta$$
 (3.31) '

$$\Delta u \left(\frac{\tau}{\tau^*}\right)^{1/2} = 2 \left\{ \int_{\theta_s}^{\theta_c} \frac{2 K}{\eta (\theta)} d \theta \right\}^{1/2}$$
(3.33) '

式(3.31)′,(3.33)′の二つの式を連立させれば,非ニュートン性流体の せん断抵抗 r を求めることが可能となるが,さらに次の仮定を設けて二つの式を積分す る。すなわち,流体の熱伝導率Kは油膜内で一定であることおよび温度と粘度の関係を

 $\eta(\theta) = \eta_p \exp\{-\beta(\theta - \theta_0)\}$ (3.34) なる指数関数でおく。さらに

t = e x p { β ($\theta - \theta_0$) } = η_p / η (θ) なるtを導入すると、式 (3.31) ′, (3.33) ′ は

$$\frac{\tau}{\tau_{0}} = \left(\frac{\tau}{\tau^{*}}\right)^{1/2} \frac{1}{\tau_{0} h} \left(\frac{2 K \eta_{p}}{\beta}\right)^{1/2} \frac{2}{t_{s}^{1/2}} \frac{s i n h^{-1} X}{(1 + X^{2})^{1/2}}$$
(3.35)

$$\frac{\Delta \mathbf{u} \,\eta_{\mathbf{p}}}{\boldsymbol{\tau}_{\circ} \mathbf{h}} = \left(\frac{\boldsymbol{\tau}^{*}}{\boldsymbol{\tau}}\right)^{1/2} \frac{1}{\boldsymbol{\tau}_{\circ} \mathbf{h}} \left(\frac{2 \,\mathrm{K} \,\eta_{\mathbf{p}}}{\boldsymbol{\beta}}\right)^{1/2} 2 \,\mathrm{t}_{s}^{-1/2} \,\mathrm{X}$$
(3.36)

ただし

X =
$$(t_{\circ} / t_{s} - 1)^{1/2} = [e_{x_{p}} \{\beta (\theta_{\circ} - \theta_{s})\} - 1]^{1/2}$$

である。

一方,油膜内で発生した熱は、二つの物体に1/2ずつ伝わるものとすればCR00Kに ならって,表面温度の平均値θsは

$$\theta_{s} - \theta_{0} \doteq \frac{0.5 \text{ T} \Delta u}{(\pi \text{ K}' \rho' \text{ c}' \text{ b} u)^{1/2}}$$
(3.37)

となる¹⁰⁾。ただしK′, ρ′, c′は物体の物性値で,それぞれ熱伝導率,密度,比 熱を表わす。bは前にも述べたようにヘルツ接触幅の1/2, uは平均速度である。ま たTは単位長さあたりの流体摩擦力を表わし

$$T = \int_{-b}^{+b} \tau \, dx = 2 \, b \, \bar{\tau}$$
(3.38)

で与えられる。したがって式(3.35),(3.36)より

$$T \cdot \Delta u = 2 \ b \ \bar{\tau} \ \Delta u = 2 \ b \ \bar{\pi} \ \Delta u = 2 \ b \ \frac{8}{h} \left(\frac{K}{\beta}\right) \frac{X \ s \ i \ n \ h^{-1} X}{(1 + X^2)^{-1/2}}$$
(3.39)

が得られる。さらに 式(3.37),(3.39)より

$$\theta_{s} - \theta_{0} = \frac{8 K}{h \beta} \left(\frac{b}{\pi K' \rho' c' u} \right)^{1/2} \frac{X s i n h^{-1} X}{(1 + X^{2})^{1/2}}$$
$$= \frac{8}{\beta} \zeta \frac{X s i n h^{-1} X}{(1 + X^{2})^{1/2}}$$
(3.40)

となる。ここで

$$\zeta = \frac{K}{h} \left(\frac{b}{\pi K' \rho' c' u} \right)^{1/2}$$

である。一方,式(3.40)より

$$t_{s}^{1/2} = e x p \left\{ \frac{1}{2} \beta \left(\theta_{s} - \theta_{0} \right) \right\}$$
$$= e x p \left\{ 4 \zeta \frac{X s i n h^{-1} X}{(1 + X^{2})^{1/2}} \right\}$$
(3.41)

となり,結局,式(3.35),(3.36)は

$$\frac{(\tau \tau^*)^{1/2}}{\tau_0} = 2 \chi e x p \left\{ -\frac{4 \zeta X s i n h^{-1} X}{(1 + X^2)^{1/2}} \right\} \frac{s i n h^{-1} X}{(1 + X^2)^{1/2}}$$

(3.42)

$$\frac{\Delta u \eta_{p}}{\tau_{0} h} = \left(\frac{\tau^{*}}{\tau}\right)^{1/2} 2 \chi e x p \left\{\frac{4 \zeta X s i n h^{-1} X}{(1 + X^{2})^{1/2}}\right\} X \quad (3.43)$$

となる。ここで

$$\chi = \frac{1}{\tau_{o} h} \left(\frac{2 K \eta_{p}}{\beta} \right)^{1/2}$$

である。上式(3.42),(3.43)において,χとながわかればτとθ。に関す る連立方程式になり,これを解くことによって非ニュートン性流体,非等温における速 度項の流体摩擦力を求めることができる。このτと式(3.5)のころがり項を合わせ たものが,アイリング粘性体とした場合の接触部に働く摩擦力になり

$$f_{1,2} = \left\{ -9. \ 2 \ G^{-0.3} \ U^{0.7} \neq \frac{2 \ b \ \tau}{E' \ r} \right\} E' \ r \qquad (3.44)$$

で与えられる。

以上,3つの場合の流体摩擦力について,これまでになされている弾性流体潤滑の基 礎解析を基に求めてきたが,これらの摩擦力をスラスト円筒ころ軸受に適用して,この 軸受の弾性流体潤滑における摩擦特性を検討するものである。

3.4 つりあい条件

図3-3(a)に示すように、上、下軌道輪間に半径r、有効長さ1。のころが、一個あたりW₁の荷重を受けているものとする。通常は、一方の軌道輪は固定(静止)、他方が ω_h の角速度で回転している。このときころは ω_h /2で公転するが、解析を簡単にするために上、下軌道輪は互いに逆方向に ω_h /2の角速度で回転し、ころの公転はないものとする。ころは ω_r の自転角速度で回転しながら軌道輪および保持器から種々の力を受けるが、上下対称であるので下半分について解析を行なう。図3-3(b)に示すように、軌道輪の表面速度は軸受中心からの距離、すなわちy方向で変化するので、ころを概念上分割し、それぞれの分割要素に働く力より軸受の運動を考える。

図3-3(b)に示すように,各分割要素に線荷重wi(添字iはi番目の分割要素 番号を示す。以下同じ)が作用し,軌道輪およびころの表面がu_{1i},u₂の速度で運 動するとき,ころには軌道輪から受ける流体摩擦力 f_{2i}が作用するものとする。ころ に作用する力はこの他に,第2章と同様,保持器ポケットから受ける流体摩擦力 f_r 並びに遠心力によって生ずるすべり摩擦力f。も考えることにする。このような荷重お よび摩擦力の作用のもとにころは定常運動をしているものと考える。



図3-3 弾性流体潤滑における幾何学的関係

3.4.1 荷重のつりあい

ころの有効長さ1, を,便宜上n分割して考える。各分割要素に作用する全荷重は, Δ1・w; (Δ1=1, /n)であるが,これを総和したものがころ一個あたり外力と して作用させる荷重W₁に等しくなる。よって次式となる。

$$W_{1} - \Delta I \sum_{i=1}^{n} W_{i} = 0$$
 (3.45)

3.4.2 ころに働くモーメントのつりあい

ころの表面(接線方向)には 3.2および3.3節で述べた流体摩擦力,そして保持器ポケットから受ける流体摩擦力,および遠心力によって保持器から受けるすべり摩擦力が作用する。このような力を受けてころが定常状態で運動するとき,これらの力によるモーメントの和が0になる必要がある。よって

$$\Delta 1 \sum_{i=1}^{n} f_{2i} r + m_{r} + m_{c} = 0 \qquad (3.46)$$

となる。f_{2i} はころと軌道輪との接触部においてころに働く流体摩擦力で,前に求め たようにニュートン性流体,等温解析の場合は式(3.5)を,非等温解析の場合は式 (3.25)を,そして非ニュートン性流体の場合は,式(3.44)を代入して,そ れぞれの摩擦力について解くものである。またm_r,m。は第2章の流体潤滑における ものと同様で,それぞれ式(2.19),(2.23)を用いる。

3.4.3 変位の条件

ころの各分割要素と軌道輪との接触部において、ころがり速度(平均速度) $u_i = (u_{1i} + u_2) / 2$ が異なるため、平行部の油膜厚さ h_{mi} 、および弾性変形量 δ_{ei} の大きさも異なったものになる。しかしながら図3-4に示すように、各分割要素と軌道輪の相対変位量 α_i は一定になることが必要である。すなわち

$$\alpha_i = \delta_{ei} - h_{mi} = -\hat{z} \tag{3.47}$$

である。δeiはヘルツの理論より次式で与えられる²⁸⁾。

$$\delta_{ei} = 7. \ 2 r \left(\frac{2 W_i}{\pi E \Gamma r}\right)^{0.9} = 7. \ 2 r \left(\frac{2 W_i}{\pi}\right)^{0.9}$$
(3.48)



図3-4 変位の条件

ただしW:は無次元荷重パラメータである。

平行部の油膜厚さ h_{mi} は式(3.6)で与えたものと同様である。式(3.7)の 最小油膜厚さを無次元材料パラメータG,速度パラメータUおよび荷重パラメータWを 用いて書き直すと

 $h_{\min i} = 2.65 r G^{0.54} U_{i}^{0.7} W_{i}^{-0.13}$ (3.7) ' となる。式 (3.47) の $\alpha_{i} = - 定$ という条件より $\alpha_{1} - \alpha_{2} = 0$ $\alpha_{2} - \alpha_{3} = 0$ (3.49)

 $\alpha_{n-1} - \alpha_n = 0$

On-1個の式が導出される。式(3.6),(3.7) ' および(3.48) より

$$7.2\left(\frac{2}{\pi}\right)^{0.9} (W_1^{0.9} - W_2^{0.9})$$
$$- 1.33 \times 2.65 \,\mathrm{G}^{0.54} \left(\frac{\rho_0 - U_1^{0.7}}{\rho_{P1} - W_1^{0.13}} - \frac{\rho_0 - U_2^{0.7}}{\rho_{P2} - W_2^{0.13}}\right) = 0$$

$$7.2\left(\frac{2}{\pi}\right)^{0.9} (W_{2}^{0.9} - W_{3}^{0.9})$$

$$- 1.33 \times 2.65 \,\mathrm{G}^{0.54} \left(\frac{\rho_{0} U_{2}^{0.7}}{\rho_{P2} W_{2}^{0.13}} - \frac{\rho_{0} U_{3}^{0.7}}{\rho_{P3} W_{3}^{0.13}}\right) = 0$$

$$(3.50)$$

$$7.2\left(\frac{2}{\pi}\right)^{0.9} (W_{n-1}^{0.9} - W_n^{0.9})$$

$$- 1.33 \times 2.65 \,G^{0.54} \left(\frac{\rho_0 \ U_{n-1}^{0.7}}{\rho_{pn-1} \ W_{n-1}^{0.13}} - \frac{\rho_0 \ U_n^{0.7}}{\rho_{pn} \ W_n^{0.13}}\right) = 0$$

なる式が得られる。

未知量は,各分割要素と軌道輪との接触部に作用する線荷重W; (i=1~n)およ びころの自転速度 ω_r のn+1個である。ニュートン性流体の場合は式(3.45), (3.46)および式(3.50)を連立させてニュートン・ラプソン法で求めるもの である。非ニュートン性流体の場合は,式(3.42),(3.43)より, τ および 油膜の温度 θ 。の関数であるXについて,解くことが必要である。したがって 式(3.42),(3.43)に荷重,速度の適当な初期値を入れて,これらの式を満 足する τ ,Xを算出し,この τ を用いてニュートン性流体の場合と同様にW;, ω_r を 求めるものである。

3.5 軸受の摩擦モーメント

ころに働く流体摩擦力と同様,軌道輪に働く摩擦力もニュートン性流体,等温解析の 場合は式(3.5),非等温解析の場合は式(3.25),非ニュートン性流体の場合 は式(3.44)の,それぞれ複号の上,すなわちf_{1i} で与えられる。これらの式に 3.4節で求めたW_i,ω_rを代入すれば,単位長さあたりの摩擦力が計算できること になる。したがって,ころ一個よりうける軌道輪の摩擦モーメントm₁は,軸受の回転 中心からころの各分割要素の中心までの距離y_iは

-45-

$$\mathbf{y}_{i} = \mathbf{1}_{0} + \Delta \mathbf{1} \left(\mathbf{i} - \frac{1}{2} \right)$$

となることから

$$\mathbf{m}_{1} = \sum_{i=1}^{n} \mathbf{f}_{1i} \Delta \mathbf{l} \mathbf{y}_{i}$$

となる。したがってころの数をm個とすれば軸受の摩擦モーメントMtは

$$M_{t} = m \sum_{i=1}^{n} f_{1i} \Delta l y_{i}$$
(3.51)

で与えられる。

3.6 計算結果および考察

3.6.1 ニュートン性流体

弾性流体潤滑下にある流体膜の挙動を、ニュートン性と仮定するものであるが、この 場合もさらに、接触部の潤滑油粘度を一定とする等温解析と、油膜のせん断による熱の 発生を考慮する非等温解析とがあり、これら両方について示す。

図3-5は、等温解析において、軸受全荷重Wt に対する摩擦モーメントMt,平均 ヘルツ圧力pm,式(3.6)より計算される平行部油膜厚さhmの変化を示したもの である。なお、pm,hmはころの軸方向に分布を持ち、軸受外側においていずれも大 きな値を示すが、ここに示した値はころ中央部のものである。図3-5に示すように摩 擦モーメントMt は、荷重Wt の小さい領域において比較的緩やかな増加を示すが、そ の後は急激に増加する。この結果は3.2.1項で述べたように、物体の弾性変形と潤 滑油粘度の圧力依存性のみを考慮したものであり、この関係をη=η。exp(αp) なる関数としたためである。油膜厚さhmはWt に対しては僅かに減少するが、pmは Wt の1/2乗に比例する。

同図には回転速度N,の影響についても示しているが,N,の影響も比較的大きく, とくに、小さい荷重において顕著である。摩擦モーメントM,のN,に対する変化割合 はW,の大きさで異なるが、いずれのN,においても荷重の増加に対して、やはり急激 に大きくなる。弾性流体潤滑形態が如何なる条件で成立するかは多少議論を要するが、



図3-5 W_t に対するM_t , p_m , h_m の変化(ニュートン性流体,等温解析)

圧力はある程度の大きさが必要である。例えばpm >0.5GPaの領域を考えた場合 Mt は相当大きな値を示し,通常の転がり軸受において得られる摩擦モーメントよりは るかに大きいものである。一般的に考えられる転がり軸受の摩擦モーメントは次に示す 見掛けの摩擦係数fの大きさが一つの目安とされている。すなわち

$$f = \frac{M_t}{W_t \ l_s} \qquad (l_s : ピッチ半径) \qquad (3.52)$$

で与えられるfは大方 10⁻³ 程度のオーダーとされている。このことを考えれば,式 (3.52)を利用して,上述の計算値M_ℓよりfを求めると,fは1のオーダーとな り,少なくともニュートン性,等温解析では,スラスト円筒ころ軸受の摩擦特性を説明 できないものと思われる。ただし,これらの計算は常圧粘度η。=0.025PaS, 粘度-圧力係数α=21.5G Pa⁻¹ としたものである。次にこれらη。,αの影響 についても検討した。

図3-6は常圧粘度 η 。をパラメータにして、摩擦モーメントM_t , 平行部油膜厚さ h_m を示したものである。 η 。に対するM_t もN_p に対する変化と同様で,荷重の小さ い範囲で摩擦モーメントに大きな影響を及ぼす。



図 **3 - 6** W_t に対するM_t , p_m , h_m の変化 (ニュートン性流体,等温解析)

図3-7は圧力-粘度係数 α をパラメータにしたものである。図に示すように、 α の 値は摩擦モーメントに極めて大きな影響を与えることがわかる。通常使用される潤滑油 の α の大きさとしては、図に示す範囲にほぼあるものと考えられる^{11,29)}。 $\alpha = 21.5$ G Pa⁻¹ から $\alpha = 13$ GPa⁻¹に変化すると、摩擦モーメントM₁ は二



図3-7 Wt に対するMt, pm, hmの変化
 (ニュートン性流体,等温解析)

桁程度小さくなり、上で述べたfの値も小さくなるが、転がり軸受の摩擦モーメントと しては、やはり異状に大きな値である。

以上は、いわゆる等温解析の結果である。等温というのは、接触部の流体がせん断さ れても、それによる発熱を考えず、運動中も潤滑油の粘度は変化しないとするものであ る。したがって、粘度は圧力のみの依存となり摩擦モーメントは荷重に対して急激に増 加するものである。この理論の適用は、圧力の大きくない領域においては有効なものと 考えられる。何故ならば、小さい圧力においては油膜厚さは大きく、したがって油膜内 のせん断速度は小さいので、油膜の温度変化も少ないものと考えられるからである。し かしながら、やはり圧力の大きいところでは、当然せん断熱も考慮する必要があり、ま た、転がり軸受の摩擦モーメントの大きさから判断すると、少なくともニュートン性流

-49-

体,等温解析では不十分であると思われる。

図3-8は,非等温解析における結果を,等温解析の結果と比較して示したものであ る。ヘルツ平均圧力pm および平行部油膜厚さhm はいずれの解析においても同じにな る。摩擦モーメントの両者を比較すると荷重が小さい範囲(Wt =5×10²~10³ N)では,両者の摩擦モーメントに大きな違いが見られない。このような荷重範囲にお いては発熱も小さく,したがって温度効果も小さいものと考えられる。pm >0.5G P aでは,非等温解析の摩擦モーメントは等温解析のそれより1/10以下になり,温 度効果が大きく現れることがわかる。しかしながら,非等温解析における結果であって も f の値は未だ大きすぎるものと判断される。



図3-8 W_t に対するM_t, p_m, h_mの変化
 (ニュートン性流体,等温と非等温解析の比較)

図3-9,3-10は、回転速度N。および常圧粘度η。をパラメータにとって,非 等温の解析結果を示したものである。摩擦モーメントMt に与える影響は、両者のパラ メータとも同じ効果を示していることがわかる。この場合、等温解析における特性と明 らかに異なる点はWt の増加に伴い、Np, ηoの効果が逆転することである。すなわ ち、これらパラメータの大きいものほどMt が小さくなる。このことが非等温解析にお けるもう一つの大きな特徴である。図3-11は圧力-粘度係数αをパラメータにとっ て、同じく非等温の解析結果を示したものである。αの違いは、摩擦モーメントMt に 大きな影響を及ぼすものの、定性的には等温解析のときと同様であり、αの小さい値で あってもWt の増加にともない、Mt は急激に大きくなる。



図3-9 W_t に対するM_t , p_m , h_m の変化
 (ニュートン性流体,非等温解析)



図3-10 W_t に対するM_t, p_m, h_mの変化
 (ニュートン性流体,非等温解析)



図3-11 W_t に対するM_t, p_m, h_mの変化
 (ニュートン性流体,非等温解析)

3.6.2 非ニュートン性流体

3.6.1項においては,接触部の流体膜挙動をニュートン性流体と仮定した場合の 解析結果について示した。等温解析,非等温解析の場合も,荷重の増加に対して摩擦モ ーメントは極めて大きく増加し,通常の転がり軸受で得られるモーメント(摩擦係数) よりもはるかに大きな結果になった。さらに本研究の実験結果とも比較しながら, 3.6.1項の二つの計算結果を考えると,なおスラスト円筒ころ軸受の摩擦特性を十 分に説明することはできないと思われる。したがってさらに理論的検討をするために, 本研究では非ニュートン性流体についても解析を試みたものである。

図3-12は3.6.1項における二つの計算結果と,非ニュートン性流体の結果を 併せて示したものである。ニュートン性流体に比べて,非ニュートン性流体では,荷重



図3-12 W_t に対するM_t , p_m , h_m の変化 (ニュートン性流体, 非ニュートン性流体の比較)

W_t の増加に対する摩擦モーメントM_t はゆるやかに大きくなり,W_t に比例するよう になる。この程度のM_t の大きさであれば,見掛けの摩擦係数fの値もほぼ10⁻³ 程 度のオーダーになり,転がり軸受の摩擦モーメントとしても適当な値である。前にも述 べたように,弾性流体潤滑における摩擦力(トラクション)については,非ニュートン 性流体と仮定することによって実験結果とも定量的に一致する傾向にある。スラスト円 筒ころ軸受においても,非ニュートン性流体であるアイリング粘性体で,弾性流体潤滑 における摩擦特性を説明することが可能であると考えられる。

図3-13は、N。をパラメータにして示したものである。平行部の油膜厚さhmは ニュートン性流体,非ニュートン性流体でもほぼ同一である。また平均圧力pmは回転



図3-13 W_t に対するM_t , p_m , h_m の変化 (非ニュートン性流体:アイリング粘性体)

速度に依存しないから一つの直線で示される。摩擦モーメントM_t は,全ての荷重域で N,の大きいものが大きくなっている。しかしN,の影響は小さい荷重ほど大きく現れ ている。荷重の増加と共にN,の影響は小さくなるが,ついにはほとんどおなじ摩擦モ ーメントの値になる。

図3-14および3-15は、それぞれ常圧粘度η。、圧力-粘度係数αをパラメー タにしたときの結果を示したものである。η。の効果はN。の効果と全く同じである。 また、ニュートン性流体においては、αの影響が大きく現れたが、非ニュートン性流体 の場合は、図3-15に見られるようにあまり大きくない。



図3-14 W_t に対するM_t, p_m, h_mの変化
 (非ニュートン性流体:アイリング粘性体)



図3-15 Wt に対するMt, pm, hmの変化
 (非ニュートン性流体:アイリング粘性体)

3.7 結 言

スラスト円筒ころ軸受の弾性流体潤滑における摩擦特性について理論的に検討した。 弾性流体潤滑理論の,とくに摩擦力に関しては十分に確立されたものではなく,種々議 論されているところである。この章においてはこれまでに出されている理論の中でも, 流体膜の挙動をニュートン性流体と扱う場合と非ニュートン性流体(本研究ではその一 つであるアイリング粘性体)と扱う場合の二つについて,これらをスラスト円筒ころ軸 受に適用したものである。弾性流体潤滑理論そのものが十分に解明されていないとは言 え,スラスト円筒ころ軸受の,弾性流体潤滑下における摩擦特性も明らかにされていな い現在,本章で行なった解析及び結果は重要な意義があるものと考える。得られた結果 は次のとおりである。

(1)接触部の流体膜の挙動をニュートン性流体と仮定し,かつ等温とした場合,摩擦 モーメントMt は,回転速度Np,常圧粘度ηoによって多少影響を受けるが,軸受全 荷重Wt が増加すると急激に大きくなる。この結果は,一般的に得られる転がり軸受の 摩擦モーメントよりはるかに大きく,この考え方でスラスト円筒ころ軸受の摩擦特性を 説明することはできないものと思われる。

(2) ニュートン性流体,非等温とした場合,油膜内部の温度上昇によって潤滑油の粘度が低くなり,摩擦モーメントM,は等温とした場合に比べて相当小さくなるが,この場合も荷重特性としては増加割合が大きすぎる。

(3)接触部の流体膜挙動を、アイリング粘性体(非ニュートン性流体)と仮定した場合、ニュートン性流体の場合に比べて摩擦モーメントMt は十分に小さくなり、摩擦係数f も妥当な値である。したがって、スラスト円筒ころ軸受の摩擦特性も、アイリング 粘性体で説明が可能と思われる。

(4) アイリング粘性体の場合の摩擦モーメント M_t は、軸受全荷重 W_t の小さい範囲 では回転速度 N_p ,常圧粘度 η 。に大きく依存するが、荷重の増加と共に N_p , η 。の 影響は小さくなり、 $W_t = 3 \times 10^4$ N程度になるとほとんど同じ摩擦モーメントの値 を示すようになる。また圧力ー粘度係数 α に対してはニュートン性流体のような大きな 依存性はない。 第 4 章 境界潤滑における理論解析

4.1 緒 言

第2章,第3章においては、それぞれ、流体潤滑および弾性流体潤滑理論を適用して スラスト円筒ころ軸受の摩擦の解析を行なった。これらはいずれも二物体間に流体膜が 存在し、その油膜の挙動を基にころおよび軌道輪に働く摩擦力から、軸受の摩擦モーメ ントを求めたものであった。第3章に示したように、弾性流体潤滑においては荷重の増 加と共に,接触部に生ずる弾性変形量は大きくなり,油膜厚さは少しずつ減少するが、 理論的には無限の荷重まで油膜厚さは存在することになる。しかしながら、実際の場合 は、それ以前に油膜の破断が起こり、二物体は境界潤滑膜で接触することになる。すな わち、潤滑形態は弾性流体潤滑から境界潤滑へ遷移する。この潤滑形態の遷移する条件 は十分に明らかにされていないが、これまでの多くの研究においては、最小油膜厚さと 表面あらさの関係で論じられている30~32)。したがって表面あらさの大小によって適用 範囲も異なり、それぞれの潤滑形態における理論と実験との比較検討においては、十分 注意を要するが、一般的使用条件とされている低速・高荷重の運転を考えれば油膜によ る潤滑のほかに、境界潤滑における解析も極めて重要な意義をもっているものと思われ る。本章では初めにころの運動について、ころと軌道輪との接触部で費やされるエネル ギが最小になる条件から明らかにし、この結果を利用して、そこで発生するすべり量お よび摩擦モーメントを求めるものである。

4.2 ころの運動

図4-1(a)に示すように、上軌道輪がωnの角速度で回転しているものとする。 流体および弾性流体潤滑における解析においては、保持器などから受ける摩擦力も考慮 したが、境界潤滑において、これらの摩擦力は接触部で発生する摩擦力に比べてかなり 小さいので、ここではこれを無視するものとする。したがって保持器などによって拘束 されない場合のころの運動について考える。

いま,ころがω,の角速度で自転しながらω。の公転速度で運動しているものとすれば,ころと上,下軌道輪間の相対すべり量は図4-1(b),(c)に示すように,軸 受の中心から任意の半径位置yにおいて それぞれ S_{r1}, S_{r2} (後述)となる。ころ

-59-





図4-1 境界潤滑における幾何学的関係

の各点において、このような相対すべりを伴いながら運動するので、ころと上、下軌道 輪の間でエネルギ損失を生じることになる。ころは上、下軌道輪の接触部以外では、な んら拘束を受けないものとするので、この運動は、上記エネルギが最小となる条件によっ て決定されるものと考える。この条件に基づいてころの速度ω_r、ω。を求める。

いま,一個のころに負荷される荷重をW₁とする。接触部はヘルツの接触理論にした がい,その接触幅を2b,接触圧力の平均値をp_mとする。ころと上軌道輪間の相対す べりによって,単位時間に消費されるエネルギをE_uとすれば, E_uは

$$E_{u} = m \int_{1_{0}}^{1_{1}} S_{r1} \mu_{s} p_{m} 2 b d y \qquad (4.1)$$

で表わされる。ここでmは軸受の全ころ数, μ。は境界潤滑におけるすべり摩擦係数で ある。またヘルツの接触理論における接触幅2b, 平均ヘルツ圧力pm はそれぞれ

2 b = 3. 0 4
$$\left(\frac{W_1 r}{l_P E'}\right)^{1/2}$$
 (4.2)

$$p_{m} = \frac{\pi}{4} \times 0.418 \left(\frac{W_{1} E'}{l_{p} r}\right)^{1/2}$$
(4.3)

で与えられる。1, , E ′ は前述したように, それぞれころの有効長さおよび物体の等 価弾性係数である。また相対すべり量S_{r1}は図4-1(b)より

$$S_{r1} = (y \omega_h - y \omega_c) - r \omega_r \qquad (4.4)$$

となる。ここで

$$R = y - \frac{r \omega_r}{\omega_h - \omega_c}$$
(4.5)

なるRを定義し

$$R_{1} = I_{0} - \frac{r \omega_{r}}{\omega_{h} - \omega_{c}} \qquad R_{2} = I_{1} - \frac{r \omega_{r}}{\omega_{h} - \omega_{c}} \qquad (4.6)$$

とおけば,式(4.4)のSriは

$$S_{ri} = (\omega_h - \omega_c) R \qquad (4.4)'$$

と書き改められる。よって,式(4.1)のEuは

$$E_{u} = \frac{W_{t} \mu_{s}}{I_{p}} \int_{R_{1}}^{R_{2}} (\omega_{h} - \omega_{c}) + R + dR \qquad (4.1)'$$

となる。ただしW_t は軸受に作用する全荷重である。同様に,ころと下軌道輪間の相対 すべり量S_{r2}は

$$S_{r2} = y \omega_c - r \omega_r$$
(4.7)

で与えられるが、ここでも式(4.5)、(4.6)と同様に

$$\mathbf{R}' = \mathbf{y} - \frac{\mathbf{r} \,\omega_{\mathbf{r}}}{\omega_{\mathbf{c}}} \qquad \mathbf{R}_{1}' = \mathbf{1}_{0} - \frac{\mathbf{r} \,\omega_{\mathbf{r}}}{\omega_{\mathbf{c}}} \qquad \mathbf{R}_{2}' = \mathbf{1}_{1} - \frac{\mathbf{r} \,\omega_{\mathbf{r}}}{\omega_{\mathbf{c}}}$$
(4.8)

とおけば, Sr2は

 $S_{r2} = \omega_c R'$

になる。よって、ころと下軌道輪間のすべりによって消費される、単位時間あたりのエネルギE」は

$$E_{1} = \frac{W_{t} \mu_{s}}{1_{p}} \int_{R_{1}'}^{R_{2}'} \omega_{c} | R' | dR'$$
(4.9)

で与えられる。式(4.1)′, (4.9)より, 軸受で消費される全エネルギをE_tとすれば,

$$E_{t} = E_{u} + E_{1}$$

$$= \frac{c_{1} (\omega_{h} - \omega_{c})}{2} (R_{2}^{2} - R_{1}^{2}) + \frac{c_{1} \omega_{c}}{2} (R_{2}^{\prime} - R_{1}^{\prime})^{2}$$
(4.10)

となる。ただし

$$c_1 = \frac{W_t \ \mu_s}{l_p}$$

とする。ころの運動は、全エネルギE、が最小となる条件から求める。よって

$$\frac{\partial E_{t}}{\partial \omega_{r}} = \frac{\partial E_{t}}{\partial \omega_{c}} = 0$$

なる条件を求めると

$$R_{1} = -R_{2}$$

$$R_{1}' = -R_{2}'$$
(4.11)

である。したがって式(4.6),(4.8),(4.11)より

$$\omega_{\rm c} = \omega_{\rm h} / 2$$

$$\omega_{\rm r} = \frac{1}{2} \omega_{\rm h} \qquad (4.12)$$

となる。すなわち,ころは軌道輪の1/2の角速度で公転し,ころのピッチ半径上で, すべりのない純ころがり運動をすることが明らかになる。

4.3 摩擦モーメント(弾性変形を考慮しない場合)

式 (4.12) より,式 (4.4) の S_{r1} ,式 (4.7) の S_{r2} は等しくなり,こ れらを S_r とおくと

$$S_r = S_{r1} = S_{r2} = \frac{\omega_h}{2} (y - 1_s)$$
 (4.13)

となる。したがって,式(4.10)のEtは

 $E_{t} = 0.25 W_{t} \omega_{h} \mu_{s} l_{p}$ (4.14)

で与えられる。したがって、摩擦モーメントMt は

$$M_{t} = \frac{E_{t}}{\omega_{h}} = 0.25 W_{t} \mu_{s} l_{p}$$
(4.15)

となる。このように、境界潤滑における摩擦モーメントM_tは、すべり摩擦係数が得られれば、簡単な式で与えられることになる。

4.4 接触部の弾性変形と摩擦モーメント

4.3節において示したように、ころと軌道輪の接触はピッチ半径上で純ころがり、 それ以外の部分ではすべりを伴う運動をすることになる。このとき、接触幅2b内に発 生する摩擦抵抗は、ころと軌道輪との接触部の相対変位が弾性変形にとどまる範囲内に 発生する摩擦抵抗と、その相対変位が大きくなりせん断分離される範囲内に発生する摩 擦抵抗の二つからなる²⁾。4.3節においては、前者の弾性変形を考慮せずに、すべて せん断分離されるものとして、摩擦抵抗およびモーメントを求めたものであった。しか
し,式(4.13)で与えたすべり量が小さい場合は,その変位が弾性変形にとどまる ことも考えられる。ここでは,このような弾性変形を考慮に入れたときの摩擦モーメン トについて検討する。

軸受の回転中心より,接触部の任意の位置yにおけるすべり率をsとして,次のよう に定義する。

$$= \frac{|1_{s} - y|}{|1_{s}|}$$
(4.16)

図 $4-2^{2}$ において、 $1_{0} \leq y \leq 1_{e1}$ $1_{e2} \leq y \leq 1_{1}$ および $1_{e1} \leq y \leq 1_{e2}$ (1_{e1} は、接触部の相対変位が弾性変形し 始める軸受中心からの半径、 1_{e2} は、せん 断分離し始める軸受中心からの半径を表わ す)の範囲にあるころの単位長さあたりの 摩擦抵抗(変形抵抗)をそれぞれ f_{e} 、 f_{e} とすると

S

$$f_{s} = \mu_{s} p_{m} \left(2 b - \frac{\mu_{s} p_{m}}{2 s k_{e}} \right)$$

$$(4.17)$$

$$f_{e} = \frac{1}{2} (2b)^{2} s k_{e}$$
 (4.18)



図4-2 接触部における せん断抵抗の分布

で与えられる。ここでk。は比例定数である。また,ころと軌道輪接触部の任意の半径 位置yにおける相対すべり量Srは,式(4.13)で与えられるから,単位時間に 消費されるエネルギE。は

$$E_{e} = \int_{1_{0}}^{1_{e1}} f_{s} S_{r} dy + \int_{l_{e1}}^{l_{s}} f_{e} S_{r} dy$$
$$+ \int_{1_{s}}^{1_{e2}} f_{e} S_{r} dy + \int_{l_{e2}}^{l_{1}} f_{s} S_{r} dy$$

$$=\frac{\mu_{s} p_{m} b \omega_{h}}{2} \left\{ -(l_{s} - l_{e1})^{2} + (l_{s} - l_{0})^{2} \right\}$$

+
$$(1_1 - 1_4)^2 - (1_{e2} - 1_4)^2$$

$$-\frac{\mu_{s} p_{m} l_{s}}{2 b k_{e}} (l_{e1} - l_{0} + l_{1} - l_{e2}) \bigg\}$$

$$-\frac{b^{2} k_{e} \omega_{h}}{3 l_{s}} \bigg\{ (l_{s} - l_{e1})^{3} + (l_{e2} - l_{s})^{3} \bigg\} (4.19)$$

となる。ここで,接触部のせん断変形が,弾性的となるための最大相対変位量を s 。と すれば

$$l_{e1} = l_{g} - \frac{l_{g} s_{c}}{2 b}$$
, $l_{e2} = l_{g} + \frac{l_{g} s_{c}}{2 b}$ (4.20)

となる。 さらに

$$\frac{\mu_{e} p_{m}}{s k_{e}} = 2 b \quad O \ge y = l_{e1} , l_{e2}$$

となることから,式(4.20)は

$$l_{e1} = l_{g} - \frac{\mu_{s} l_{g} p_{m}}{2 b k_{e}}$$
, $l_{e2} = l_{g} + \frac{\mu_{s} l_{g} p_{m}}{2 b k_{e}}$ (4.21)

に書き直される。式(4.20),(4.21)より,

$$k_{e} = \frac{\mu_{s} p_{m}}{s_{c}}$$
(4.22)

となるから,式(4.19)のE。は

$$E_{e} = \frac{1}{8} \mu_{s} \omega_{h} W_{1} l_{p} \left\{ 1 - \left(\frac{l_{s} s_{c}}{l_{p} b} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{l_{s} s_{c}}{l_{p} b} \right)^{2} \right\} (4.23)$$

で与えられる。また、ころと軌道輪間の摩擦抵抗をすべり率に関係なく全域で

$$f_{s} = 2 b \mu_{s} p_{m}$$
 (4.24)

とすれば、このときのエネルギをEとして

$$E = \int_{l_0}^{l_1} f_s S_r dy = \frac{1}{8} \mu_s \omega_h l_p W_1$$
 (4.25)

である。このEに対するE。の比が,接触部の弾性変形を,考慮に入れたときと入れな いときの摩擦モーメントの比になる。この比をγ。とすると

$$\gamma_{e} = \frac{E_{e}}{E} = R_{1} \left(\frac{1}{R_{1}} - \frac{s_{c}}{b} \right) + \frac{R_{1}^{2}}{3} \left(\frac{s_{c}}{b} \right)^{2}$$
 (4.26)

となる。ただし, R1 = 1 / 1, である。

4.5 計算結果および考察

境界潤滑におけるころの運動を求めた結果,式(4.12)に示したように,ころは ビッチ半径上で軌道輪と同じ表面速度になることがわかった。したがって,ころと軌道 輪との相対すべり量は,ころの中央部(ビッチ半径上)を中心に直線的分布をもつこと になる。このすべり量が小さい場合は,接触部の変位が弾性変形内に止まることも考え られる。

弾性変形を考慮しない場合は,相対すべり量の大小にかかわらず,接触部のすべての 領域でせん断分離されるものである。このときの摩擦モーメントM_t は式(4.15) で与えられるように,軸受全荷重W_t,ころの有効長さ1,およびすべり摩擦係数μ_s だけで表わされることになる。またμ_sが一定であれば回転速度の影響はなく,すべて 同一の摩擦モーメントになる。

接触部の弾性変形を考慮した場合の摩擦モーメントは、考慮しない場合のそれに対す る比として式(4.26)の γ 。で与えられる。この γ 。を、R₁(=1 $_{\mathfrak{s}}$ /1 $_{\mathfrak{p}}$)、 R_m(=r/1 $_{\mathfrak{p}}$)の関係で示したのが図4-3である。 γ 。は軸受全荷重W_tの増加 と共にゆるやかに大きくなる。またR₁ すなわちころの有効長さ1。に対するピッチ半



図4-3 軸受全荷重と摩擦モーメント比の関係

径1。の比に、多少影響を受けることになる。接触部の相対変位が弾性的となるための 最大変位量 s 。は10⁻⁴~10⁻³mm程度とされているが¹⁾、図4-3に示した結果は s。=5×10⁻⁴mmとして計算を行なったものである。 s。を10⁻⁴mmから10⁻³ mmに変化させて計算を行なった結果、例えばW_t =10⁴ N, R₁ =5, R_m =0. 5の場合、 γ_{e} =0.99~0.92の値になり、 γ_{e} は s 。に大きな影響を受けない ことがわかった。ただしW_t の小さい範囲においては γ_{e} も小さくなり、弾性変形を考 慮に入れた解析も必要になってくると思われるが、逆に境界潤滑領域を対象とする場合 は荷重が大きいのでその影響は小さいことになる。 4.6 結 言

境界潤滑におけるころの運動および摩擦モーメントについて理論解析を行なった。と くに,ころの運動についてのこれまでの理論解析は,ころがり接触の幾何学的関係にお いてのみとらえたものであったのに対し,本研究ではころと軌道輪との接触部で消費さ れるエネルギが最小になる条件より求めたものである。得られた結果をまとめると次の ようになる。

(1) ころの運動は,軌道輪(回転輪)の1/2の速度で公転し,かつピッチ半径上で ころと軌道輪の表面速度は一致する。したがってころと軌道輪との相対すべり量はピッ チ半径上を中心に直線的に分布することになり,このすべりによるエネルギ損失を小さ くするためにはころの有効長さを小さくすることが望ましい。

(2)接触部のすべり方向に対する弾性変形を考慮しない場合,摩擦モーメントMt は 軸受全荷重Wt,ころの有効長さ1,およびすべり摩擦係数μ。に比例し,回転速度, ピッチ半径の大きさには関係ない。この場合もころの有効長さを小さくすることによっ て摩擦モーメントを軽減することが可能となる。

(3) ころと軌道輪との接触部において,相対すべり量が小さいとき接触部の相対変位 が弾性変形内にとどまるものとし,この弾性変形を考慮した場合の摩擦モーメントは, 相対変位の大小にかかわらず,接触部がすべてせん断分離されるとしたいわゆる弾性変 形を考慮しない場合のそれに比べて多少小さくなる。

第 5 章 実験的検討

5.1 緒 言

第2章〜第4章においては、スラスト円筒ころ軸受の摩擦モーメントに関する理論的 検討を行なった。とくに、第2章および第3章のそれぞれの潤滑における理論解析は、 これまでにほとんど行なわれていなかっただけに、大きな意義があるものと思われる。 前章までの解析結果をまとめると、次のようになる。

流体潤滑における理論解析の結果,ころの速度は軌道輪の速度の約1/5になり,軌 道輪との間に大きな速度差の生ずることがわかった。また摩擦モーメントは軸受荷重, 軌道輪の回転速度,および常圧粘度のそれぞれ1/2乗に比例する。この二つが第2章 の主な結果である。

弾性流体潤滑においては、ニュートン性流体、非ニュートン性流体と仮定する二つの 潤滑理論を適用して理論解析を行なった。弾性流体潤滑における摩擦力そのものが十分 に確立されたとはいえない面もあるので、それぞれの解析結果、およびこれらの比較検 討を行ないながら、スラスト円筒ころ軸受の摩擦モーメントについて検討した。その結 果、ニュートン性流体とした場合の摩擦モーメントは、一般に考えられる値よりもはる かに大きく、この理論では摩擦モーメントの特性を説明できないものと思われ、非ニュ ートン性流体の場合についても検討した。

境界潤滑においては、これまでに十分な解析のなされていなかったころの運動につい ても求め、ころはピッチ半径上で軌道輪と相対すべりのないことを確認した。また摩擦 モーメントについては、接触部のすべり方向に対する相対すべりが、弾性変形内にとど まる場合のものについても考えたが、比較的荷重の大きい領域を対象とすれば、その影 響はほとんどないものと考えられる。結果的に、境界潤滑における摩擦モーメントは軸 受荷重、ころ有効長さ、すべり摩擦係数に比例する。

以上のような理論的結果に対して,ここでは実験的に検討するものである。三つの潤 滑形態を対象としているので,主な実験条件である荷重,回転速度,常圧粘度について は広範囲に設定した。また,実験的に潤滑形態を検討するために,ころの自転速度を実 測すると共に,油膜形成の有無を確認するために直流電源回路を設け,ころと軌道輪間 の接触状態もシンクロスコープで観察した。 5.2 実 験

5.2.1 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図5-1に,その主要部外観を図5-2に示す。供試軸受であるス ラスト円筒ころ軸受①の回転輪は主軸⑪に,固定輪は,ゴムパッドを介してプラスチッ クガイド②に取り付けられ,かつころと軌道輪間で偏心荷重が作用しないように,十分 注意して実験を行なった。供試軸受への荷重は,負荷用ネジ③で板バネ④をたわませ, その反力を負荷用軸⑤を介して作用させるものである。板バネには抵抗線ひずみゲージ を貼り付け,予め荷重-ひずみ較正曲線を求めてある。軌道輪の一方である回転輪は無 段変速機付モータ,タイミングプーリ,ベルトを介して駆動され,所定の回転速度が与 えられるようになっている。潤滑油は,プラスチックガイド上部の穴を通して軸受中央 部に給油する。なお潤滑油の入口温度を制御することはしなかったが,給油方法には循 環方式をとり測定前に運転を行ない,装置,潤滑油とも十分に温度を安定させて,実験 中に潤滑油の入口温度および装置全体の温度に大きな変化のないことを確認した後,測 定を行なった。

摩擦モーメントは次のようにして測定した。すなわち,供試軸受に所定の荷重を与え た後,回転輪を正転および逆転(一方の回転方向に対して他方を反転させること)させ, このとき固定輪に発生する摩擦モーメントを,固定輪を取り付けた負荷用軸に貼った 抵抗線ひずみゲージを介して,それぞれペンレコーダに記録する。そのときの半分のひ ずみに相当する量を,予め求めておいた摩擦モーメントーひずみ曲線より換算して求め るものである。

一方,幾何学的関係から求められるころの速度は,第4章の境界潤滑における解析で も示したように,軸受のピッチ半径上で軌道輪の速度と同じになる。しかし,流体潤滑 および弾性流体潤滑においては必ずしもそうではない。とくに,流体潤滑の理論解析に おけるころの速度は軌道輪の約1/5になった。このような結果を確認するために,実 験においてもころの自転速度を測定した。ころの自転速度の実測方法は図5-3に示す ように,平野らが玉軸受の運動を測定する際に行なっている,磁化したころの回転によっ て検出コイル内に誘導起電圧を発生させる原理³³⁾を利用する。すなわち,ころの一 個を直径方向に磁化すると共に,図5-1にあるように供試軸受の固定輪外周に導線を 巻いたコイル⑥を取り付け,磁化したころの回転によって発生する起電圧の変化を直流 増幅器を介してシンクロスコープ⑨で観察するものである。

流体潤滑および弾性流体潤滑においては油膜の存在が必要であるが、このことも、実

-70-



図5-1 実験装置の概略図



図5-2 実験装置主要部の外観図

験的に確認することが重要な課題である。こ のために供試軸受の両軌道輪間に可変抵抗, 水銀接点⑩を含む1.5Vの直流電源回路を 設け,両軌道輪間の通電による電圧降下を, 同じくシンクロスコープ上で観察した。

潤滑油の粘度を求めるためにその温度を知 る必要があるが,温度は固定輪軌道面の反対 側の面にアルメルークロメル熱電対をあてて 測定し,この温度を潤滑油の温度とし,この 温度に対応する粘度を用いた。



図5-3 自転速度の測定原理

5.2.2 供試軸受および実験条件

実験に使用したスラスト円筒ころ軸受の形状・寸法を図5-4に示す。これはNTN 東洋ベアリング社製の81106型の単式単列のものである。保持器材質は合成樹脂で できており、ころを保持・案内するためのポケットが放射線状にもみ抜きされてできて



図5-4 供試軸受の形状・寸法

軸受全荷重 W _t , N	49, 69, 98,, 29420
回転速度 N。, rpm	170, 410, 1120, 2500 3900, 7300
潤滑油	マシン油 ISO VG 2 (L1) タービン油 ISO VG 32 (L2) タービン油 ISO VG 68 (L3)
表面あらさ Ra,μm	0.07

いるものである。ころは直径5mm,全長5mmの大きさで,15個組み込まれている が,このうちの1個は自転速度の測定のために直径方向に磁化した。次に,本研究にお ける実験条件を表1-1に示す。この軸受の,油潤滑下における摩擦特性に及ぼす主な 因子としては荷重,回転速度,潤滑剤の種類,表面あらさなどが考えられる。通常この 軸受は高荷重,低速域において使用されることが多いが,これ以外の条件における特性 も検討するために荷重域,速度域は比較的広範囲に設定した。また潤滑油の違いも潤滑 形態に重要な影響を及ぼすものと思われるが,本実験では主として常圧粘度の違う3種 類のものについて検討した。その潤滑油の温度に対するそれぞれの粘度特性を図5-5 に示す。さらに表面あらさも潤滑形態に大きな影響を与えるが,本研究においてはスラ スト円筒ころ軸受の基礎的摩擦特性を検討するという目的のため,ころ,軌道輪共実験 前に酸化第二クロム(Cr203)でラッピングを施し,その中心線平均あらさRaは約 0.07µmとした。弾性流体潤滑および境界潤滑における理論解析においては,接触 部の圧力分布をヘルツ圧力と仮定しているが,表面あらさが大きい場合はヘルツの圧力 分布と異なったものになる³⁴⁾。したがって表面あらさを極力小さくすることも理論と 実験との摩擦モーメントを比較するうえで重要であると思われる。



5.3 実験結果および考察

5.3.1 ころと軌道輪の接触状態

スラスト円筒ころ軸受においても種々の潤滑形態が存在することは十分に予想される ことである。一般に,潤滑形態と接触問題に関する実験的研究において,使用される試 験機および実験装置はディスクあるいは円筒の試験機,実験装置が多く,さらに油膜形 成の条件,とくに弾性流体潤滑から境界潤滑領域への遷移の条件としては,油膜比(後 述)の大きさで議論されることが多い。しかしながら本研究では,多くのころを有する 実際の軸受を対象にしたこともあって,実験的に油膜形成の有無を,ころと両軌道輪間 に生じる通電の状態を観察することによって推測した。

図5-6はL2を潤滑油に使用し、軸受全荷重W_t (N)と軸の回転速度N_p (rp m)を変化させた場合のころと軌道輪間の接触状態を、シンクロスコープ上で観察した ものである。図の横軸は時間を表わし、縦軸は電圧を表わしている。なおここでは示さ なかったが、N_p = 170 rpm の場合は、本実験条件における最も小さい荷重であ るW_t = 49 Nからすでにころと軌道輪間の通電が見られ、油膜形成が十分でなかった



図5-6 ころと軌道輪の接触状態

のに対し、図に示すように、N_o = 410 r pmにおいては、W_t = 490 N 付近になっ て初めて通電がみられそれ以後は荷重の増加と共に接触割合の増加している様子がわ かる。N_p=1120rpmになるとさらに通電の始まる荷重が大きくなり、いまの場 合はWt=4900Nになって初めて通電がみられる。このように、ころと軌道輪間の 通電がほとんど見られない状態においては、油膜を介する潤滑状態にあるものと判断さ れる。油膜を介する潤滑には、前にも述べたように、流体潤滑と弾性流体潤滑の二つが 考えられる。荷重が小さい場合は接触部の圧力も小さいのでその弾性変形は小さく、ま た粘度の圧力依存性も大きくないので、この場合は流体潤滑と考えられる。しかしW_t =4900N程度になると、本軸受の条件より求まる平均ヘルツ圧力pm は0.85G Paとなり,通常,弾性流体潤滑を考える十分な大きさの圧力である。さらに通電量が 増加し、接触割合が増大している状態にある接触部は境界潤滑と考えられる。このよう に、本軸受においても、主として三つの潤滑形態が存在することを実験的にある程度確 認できたことはこの軸受の摩擦機構を考える上で極めて重要である。 このような接触 状態の傾向は他の潤滑油L1,L3による実験においても観察された。油膜形成の条件 は常圧粘度の大きさにも影響され、同一回転速度に対しては、粘度の低い方が小さい軸

5.3.2 ころの運動(自転速度)

スラスト円筒ころ軸受のころの運動に関して,潤滑形態全般にわたっての詳細な研究 例はほとんど見られない。境界潤滑と異なり,油膜を介するころの運動は流体からのト ラクションドライブによってなされるものと考えられる。また,流体潤滑か弾性流体潤 滑かによってその運動に違いの生ずることが予想される。それ故,ころの速度を知るこ とも潤滑形態を判断する上で重要な手掛りになり得るものと考えられる。

図5-7は、同じくL2を潤滑油に使用したときの、N。=410および2500r pmにおけるころの運動の様子を示したものである。直径方向に磁化したころの自転に 伴い磁力線の向きが変化するが、これがコイルを切るとき、一回転に一つの波形になっ て現れるものである。図に示したいずれの回転においても、小さい荷重域ではころの自 転の平均的周期は大きく、運動も不安定であるが、荷重の増加に伴い周期の短い安定し た運動になる。小さい荷重域でころの自転速度が一定にならない理由としては、ころお





よび軌道輪の形状誤差あるいは表面あらさがあるため局部的にころと軌道輪の直接接触 が起こるためであると考えられる。ころの運動に関する研究において自転数の測定した 例もあるが²⁾,これによればピッチ半径上で,ころと軌道輪との速度が一致するという 解析結果に対し,実験値はこれよりわずか数%減少する結果を得ているにすぎない。し かしながら図5-7の結果より明らかなように,小さい荷重域においては二つの回転速 度においてかなり遅い自転速度を示している。いま軌道輪ピッチ半径上の速度をu₁ と し,図5-7の結果より求められるころの表面速度をu₂とする場合,N_P=2500 rpm,W_t=49Nのときu₂/u₁ ÷0.28となり,境界潤滑のときの解析結果 に対し約1/4程度の大きさになる。荷重の増加と共にu₂/u₁ は大きくなり,W_t =1470N程度でu₂/u₁ ÷1になる。N_P=410rpm のとき,u₂/u₁ ÷1になるのはW_t =490N程度であり,N_P=2500rpmのときよりも小さい 荷重である。他の回転速度においても同様な傾向にあり,回転速度の大きい方がu₂/ u₁ ÷1になる荷重は大きくなる。

以上のようにして求められるころと軌道輪の速度比 u2 / u1 の結果と5.3.1項 で述べた接触状態の観察結果とを併せて検討してみると,各回転速度において通電がみ られずしかも荷重の小さい範囲で、接触部は流体潤滑にあるものと判断される。しかし その後の荷重の増加に対する潤滑領域の遷移には,回転速度の大きさによる違いがみら れる。すなわち, N_p = 4 1 0 r p m においては, W_t = 4 9 0 N (p_m ≑ 0.27 G Pa)の比較的小さい荷重から通電が認められ、油膜形成は十分でない。このように回 転速度が大きくないと,接触部の圧力が十分に大きくなる前に油膜の破断が起こり,潤 **滑形態は荷重の増加と共に流体潤滑から混合・境界潤滑に移行していくものと考えられ** る。これに対して、N_p = 2500 r pm においてはW_t \Rightarrow 7845 N ($p_m \Rightarrow$ 1. 07GPa)付近になって初めて通電がみられた。この場合は流体潤滑から弾性流体潤 滑を経て混合・境界潤滑に移行していくものと思われる。他の二つの潤滑油し1、し3 においても自転速度を求めた結果、僅かながら違いが見られた。すなわち同一荷重にお いては常圧粘度の高いものほど u2 / u1 は小さくなる傾向にあり,したがって u2 / u 1 辛 1 になる荷重は逆に大きくなる。このようにu 2 ノu 1 <1 なる荷重域において は粘度の圧力依存性による効果も大きくなく、したがってせん断による油膜の温度上昇 も小さいので、結果的には常圧粘度の大きさで油膜形成の条件がある程度決定されるも のと判断される。5.3.1項で述べたように、粘度の低い潤滑油ほど通電の始まる荷 重が小さくなり、境界潤滑に移行しやすくなるためである。

5.3.3 摩擦モーメント

(a)荷重特性 図5-8は、L2の潤滑油を使用したときの摩擦モーメントM_t を、回転速度N_pをパラメータにして横軸に軸受全荷重W_tをとり両対数紙上に整理し た実験結果を示す。なお、W_t \leq 5884Nの範囲においては、ころを15個保持器に 組み込んだ市販のままで、5884N<W_t \leq 17652N ではころ数5個、176 52N<W_t ではころ数3個を、それぞれ保持器に組み込んで得た結果を、ころ数15 個にした場合の荷重、モーメントに換算したものである。すなわち、ころ数5個、3個 の場合、実際の荷重W_t ' はそれぞれW_t /3、W_t /5を負荷して、そのときのモー メントM_t ' を測定し、整理の際にW_t ', M_t ' をそれぞれ3倍および5倍したもの である。ころ数を変える前後二、三の荷重においては、同一荷重条件(例えばころ数5 個にした場合はW_t = 3923Nから始める)で摩擦モーメントを測定すると共に、こ ろと軌道輪間の接触状態、自転速度の観察も行ない、これらいずれもころ数の違いによ る影響はほとんどないことを確認している。摩擦モーメントM_t の大きさはこれらすべ てを平均したものである。

荷重に対するモーメントの特性は見掛け上二つの領域に分類される。ある一つの回転 速度において,低荷重域では勾配が約1/2すなわちモーメントM、は軸受全荷重W_t



図5-8 軸受全荷重と摩擦モーメント,速度比の関係

の1/2乗に比例し、高荷重域においてはW_tの約1乗に比例するという特性になる。

また,回転速度が大きくなるにつれて,1/2の勾配域がより高荷重域まで拡がる傾向を示す。一方,低荷重におけるもう一つの大きな特徴は,回転速度の影響が顕著に現れていることである。つまり低荷重域では回転速度の増加につれて摩擦モーメントも大きくなっている。荷重の増加につれて回転速度に対する変化は小さくなり,W_t=3×10³ N前後でほぼ同じモーメントの値を示し,それ以上の荷重では,逆に低速の方がやや大きくなる傾向を示している。

同じように図5-9はN_p=2500rpm一定とし,3種類の潤滑油に対する軸受 全荷重W_tと摩擦モーメントM_tの関係を示したものである。L2の場合と同様,他の 二つの潤滑油においても同じような荷重特性を示す。また回転速度の影響と同様,常圧 粘度の高い方がより高荷重域まで1/2の勾配が拡がる傾向を示す。同じように低荷重 において常圧粘度の影響が大きく,粘度の高い方がより大きいモーメントの値を示し, 高荷重域ではその影響がほとんどなくなる。このように見掛け上,摩擦モーメントの荷 重特性は二つの領域に分類された。すなわち,いずれの回転速度,潤滑油に対してもモ ーメントが軸受荷重のほぼ1/2乗に比例する領域と,荷重のほぼ1乗に比例する領域 である。



図5-9 軸受全荷重と摩擦モーメント,速度比の関係

(b)速度特性 図5-10は図5-8に示した結果を軸受荷重 W_tをパラメ-タ にして,横軸に回転速度N_pをとって示したものである。回転速度に対する摩擦モ-メ ントの全体的特性としては,低荷重域では右上がり,高荷重域でほぼ一定という傾向を 示す。同図には5.3.1項および5.3.2項で述べた各回転速度において,通電が 開始する荷重点を結ぶ線を一点鎖線で,u₂/u₁ ÷1になる荷重点を結ぶ線を破線で 示してある。これらの線は潤滑領域を区分する一つの目安になるものと思われる。すな わち破線より下方の領域は主として流体潤滑であると思われるが,この領域におけるモ -メントはN_pのほぼ1/2乗に比例していることがわかる。破線と一点鎖線ではさま れた領域が主として弾性流体潤滑であると思われるが,この領域におけるM_tの値は低 荷重で多少N_pの影響を受けるが,高荷重ではその影響はほとんどなくなる。一点鎖線 より上方が混合,境界潤滑領域になると思われるが,この場合M_tはN_pに関係なくほ ぼ一定値を示す。さらに一点鎖線,破線ともN_pの増加に対して比較的大きな傾きを示 している。すなわち流体潤滑,弾性流体潤滑領域のいずれも回転速度N_pの増加に伴っ て高荷重域へ拡がっていることがわかる。



図5-10 回転速度と摩擦モーメントの関係

前節で示したように、実験的に得られた摩擦モーメントは、軸受荷重、回転速度、潤 滑油の常圧粘度の変化に伴って、その特性も異なることがわかった。このことは、潤滑 形態の違いによるものと考えられるが、理論的結果と比較する前に、潤滑形態のそれぞ れの領域が如何なる条件において成立するか確認することが重要である。ここでは以下 に示すような内容で、潤滑領域の検討を行ない、その成立条件を把握するものである。

5.4.1 摩擦係数

図5-11は、 η_{0} (潤滑油の常圧粘度)×N_p(回転速度)/W_t(軸受全荷重) を横軸にとり、摩擦係数f(=M_t/1_aW_t、1_aは軸受ピッチ半径)の値を縦軸の 一つとして示したものである。 η_{0} は、各実験値毎に測定した軸受の温度から求めた値 を用いている。この図から、 η_{0} N_p/W_tに対するfは、例えば三つの領域に分類さ れる。すなわち、まず、 η_{0} N_p/W_tの小さい範囲でfはほぼ一定の値になる。さら に η_{0} N_p/W_tの増加と共にfは少しずつ減少し、やがて最小値をとり、最後に η_{0} N_p/W_tの増加と共に、fの値がほぼ1/2の勾配で増加する領域である。このよう



図5-11 η₀ N_p / W_t と摩擦係数,油膜比,速度比の関係

にスラスト円筒ころ軸受の潤滑特性も、いわゆるストライベック曲線の特性と一致する 傾向にあることがわかる。しかしながら、この曲線だけからすべての条件に対する潤滑 領域を判断することはできないものと思われる。図5-11には、5.3.1項で得ら れた、ころと軌道輪間の各回転速度に対して、通電の始まる $\eta \circ N_p$ / W_t の値(縦軸 の大きさは無関係)も*印で示しているが、このことも潤滑領域を判定する際には考慮 する必要があると思われる。すなわち $N_p = 170$ r pm、410 r pmにおいても、 f は上に述べた三つの領域に分類されたが、5.3.1項で述べたように、これらの回 転速度においては $\eta \circ N_p$ / W_t の大きい値、つまりW_t の小さい値($N_p=170$ r pmでW_t = 49N, N_p = 410 r pmでW_t = 490N)で通電が見られ、弾性流 体潤滑はほとんどなく、流体潤滑から混合、境界潤滑に移行することが想像される。し かし、N_p = 1120 r pm以上においては、ほぼ同じ大きさの $\eta \circ N_p$ / W_t の値に おける平均ヘルツ圧力 pm の値は0.76~1.19 GP a と大きいことを考えれば、 f の最小値前後の $\eta \circ N_p$ / W_t で,かつ通電がなければ、この条件において接触部は 弾性流体潤滑にあるものと推測される。

5.4.2 油膜比

前項において述べたように、摩擦係数および通電状態の観察結果からも、弾性流体潤 滑領域をある程度判断することは可能であると思われるが、一般的に、弾性流体潤滑か ら境界潤滑への遷移に、重要な影響を与える因子として考えられているのは油膜比であ る。本研究でも油膜比の大きさから潤滑領域を検討した。油膜比入は、弾性流体潤滑 における最小油膜厚さhmin と二物体の合成表面あらさ σとの比で表わされるが、σは 自乗平均平方根あらさ Rrms を合成した値であり、Rrms = $(\pi/2)^{1/2}$ · Raより 求めた³²⁾。なお、Raは中心線平均あらさで、ころおよび軌道輪の実測値で与えるも のである。hmin については、第3章、式(3.7)で示されたものである。この式に 含まれる圧力-粘度係数 αの値は実測してないが、他の文献^{11,29)}を参考にして、ここ では無次元材料パラメータG = α E ['] ÷ 50000なる α を選んだ。この場合 α ÷ 21. 5 GP a^{-1} となる。

以上のようにして得られた油膜比入の値を、同じく図5-11に、N_p=410rp m、1120rpmの場合について示した。N_p=410rpmについてみると、同図 に示した全域にわたって入<1であるのに対し、N_p=1120rpmの場合は、通電 の始まる η_0 N_p / W_t の値で入÷1となる。したがって、通電もなく、かつ入>1と いう条件であれば,スラスト円筒ころ軸受も弾性流体潤滑で運転されているものと言え る。油膜比と潤滑領域との関係についてはこれまでにも多くの研究があるが,λ>1で 弾性流体潤滑になることは村木・木村の研究結果とも概ね一致する³²⁾。

5.4.3 速度比

図5-11において、 η_0 N_p /W_t > 10⁻¹でf はほぼ1/2の勾配を示すと共に 速度比u₂ /u₁ は1より小さくなる。 η_0 N_p /W_t > 10⁻¹ の範囲においては、 平均ヘルツ圧力p_m も比較的小さいので、この場合は、流体潤滑領域であると推測され る。逆に自転速度の測定結果から求められるu₂ /u₁ が1より小さければ、この軸受 は流体潤滑で運転されているものと判断できる。

図5-11と同様な関係を,潤滑油の種類毎に示したのが図5-12である。上に述 べたことは,この図においてもほぼ同様である。

以上のように、スラスト円筒ころ軸受の潤滑領域を検討したが、とくに流体潤滑領域お よび混合・境界潤滑については摩擦係数fの、η。N。/Wt に対する特性だけから大 方判断が可能なものと思われる。すなわち前者はf∞(η。N。/Wt)^{1/2}、後者は f ÷一定ということに対応するものである。しかし、弾性流体潤滑領域を判断するには



図5-12 η₀ N_p / W_t と摩擦係数,油膜比,速度比の関係

摩擦係数fのほかにころと軌道輪間の通電状態,油膜比λの大きさなども考慮すべきものと思われる。

5.5 計算結果と実験結果との比較

図5-13~図5-15は、それぞれの回転速度N。における摩擦モ-メントM_tの 実験結果(潤滑油:L2、●)に対して、前節で検討した各潤滑領域における計算結果 を併せて示したものである。以下各潤滑領域毎に比較、考察する。

5.5.1 流体潤滑領域

各図において、流体潤滑における摩擦モーメントM_tの計算結果を、実線で示してあ る。潤滑油の常圧粘度η。は、各実験毎に測定した軌道輪の温度に対応する粘度を用い ての計算結果である。低荷重域における摩擦モーメントM_tの実験値は軸受全荷重W_t の1/2乗に比例して増加するが、各図において明らかなように、計算結果もほぼ同じ 傾向を示している。定量的には計算値の方が実験値より多少大きいが、この差は常圧粘 度η。の大きさに起因するものと考えられる。すなわち計算に使用したη。は、軌道輪



図5-13 摩擦モーメント,速度比の理論値と実験値の比較



図5-14 摩擦モーメント,速度比の理論値と実験値の比較



図5-15 摩擦モーメント,速度比の理論値と実験値の比較

の測定温度に対応するものであるが、少なくともころと軌道輪との接触部の潤滑油温度 はこれより高くなるものと思われ、この温度に対応する粘度は当然低くなる。この温度 差を正確に求めることは難しいが、例えば、接触部の温度が軌道輪の温度より5~10 ℃程度高いものとして、この温度に対応する粘度を用いて計算を行なえば、摩擦モーメ ントはほぼ定量的にも一致する結果を得る。

次に速度比 u₂ / u₁ についてみると、実験値(〇印)は荷重の増加と共に大きくな るのに対し、計算値はほぼ0.2程度であり両者に多少違いがみられる。この差につい て考察すると、本研究における理論解析では軌道輪、ころとも表面あらさおよび形状誤 差がないものとして扱っており、ころの理論的速度は第2章、2.5.2項のk。より 求められる。このk。は軸受全荷重₩、に大きな依存性がなく、その結果u2 /u1 ÷ 0.2となる。これに対して実験結果は各図に見られるように軸受全荷重W_tの増加と 共にしだいに大きくなるが、図5-7に示したころの自転運動の様子を表わした写真で もわかるように、低荷重域におけるころの実際の運動はかなり不安定である。この理由 として考えられることは,軸受の形状誤差あるいはころおよび軌道輪の表面あらさのた めにころと軌道輪は局部的に直接接触が起こるためであると考えられる。しかし実験よ り得られるころの自転速度が理論的速度より大きくなっても摩擦モーメントに大きな影 響を与えないが、このことは次のように考えられる。すなわち、軸受の摩擦モーメント の大きさを決定する主なものは最小油膜厚さH。とk。であるが(第2章,式(2.31)) 第2章,式(2.28)よりk。が大きくなってもH。の変化は極めて小さく,結果的にこ ろの速度は摩擦モーメントM・にほとんど影響しないことになるものと思われる。この ようなことを考えれば、u2/u1の実験値と理論値に定量的違いはみられるものの、 定性的にはほぼ同じ傾向にあるものと考えられる。したがって,低荷重域における摩擦 モーメントは第2章で述べた潤滑理論で説明できるものと思われる。

流体潤滑における解析より得られた,そのほかの主要な結果は,摩擦モーメントM_t は軌道輪の回転速度N,および潤滑油の常圧粘度η。のそれぞれ1/2乗に比例すると いうものであった。これに対する実験結果は,例えば図5-11,5-12に示す摩擦 係数fに表わされている。すなわちそれぞれの図において,fが1/2の傾きを示して いる領域は流体潤滑であると思われるが,このように,f∝(η。N_p/W_t)^{1/2} で あることは,実験より得られる摩擦モーメントも回転速度および常圧粘度のそれぞれの 1/2乗に比例することになり,理論結果と一致する。

5.5.2 弹性流体潤滑領域

この潤滑領域においては、ニュートン性流体、非ニュートン性流体と仮定する二つの 理論解析を示した。しかしながら、第3章の結言で述べたようにニュートン性流体と仮 定した場合の理論解析より得られた摩擦モーメントは、一般的に考えられる転がり軸受 の摩擦モーメントよりはるかに大きく、スラスト円筒ころ軸受の摩擦モーメントについ てもニュートン性流体で説明することは困難であると考えられる。したがってここでは 非ニュートン性流体(アイリング粘性体)とした場合の解析結果と比較をする。

同じく図5-13~図5-15には、その結果を一点鎖線で示した。この場合の計算 には潤滑油の種々の物性値が含まれている。本研究においては、これらの物性値を十分 に確認していないので実験値と定量的比較はできず、定性的比較を試みるものである。 各図にみられるように、一応計算値と実験値は比較的良い一致を示している。 N_p = 1120rpmに比べてN_p = 2500rpm、3900rpmでは、一点鎖線で示し た範囲内の小さい荷重域で両者は多少離れる傾向にあるが、5.5.1項と同様、この 場合も実際の接触部の温度に対応する粘度で計算を行なえば、さらに実験値に近い結果 を得ることができる。図に示す物性値の影響を検討するために、これらの値を種々変化 させて計算した結果、摩擦モーメントM₄に比較的大きな影響を及ぼすのは、圧力一粘



-87--



図5-17 摩擦モーメント の理論値と実験値の比較

度係数αと特性応力τ。であった。このことは、村木・木村の研究結果²⁷⁾とも一致する。図5-16,5-17には、それぞれα、τ。の変化に対する計算結果(実線)を 実験値と共に示した。α、τ。とも比較的大きな範囲のものを示すと思われるが、いず れの曲線に対しても大きな差はなく、定性的には一致していることがわかる。

5.5.3 境界潤滑領域

境界潤滑の摩擦モーメントについては,接触部の相対すべり量の大きさにかかわらず すべてせん断分離される場合と,そのすべり量が小さい範囲で接触部の相対変位が弾性 変形内にとどまる場合の解析を行なった。その結果,荷重が小さい場合は後者の影響も 大きく現れるが,本実験条件の範囲内においては,比較的大きな荷重域で境界潤滑にな ることがわかった。したがって,実験との比較は,第4章,4.3節における解析結果 と行なうものとする。この場合の摩擦モーメントM_tは式(4.15)に示されるよう に,摩擦係数μ_sが一定であれば軸受全荷重W_tに比例することになる。図5-13~ 図5-15の各図には,μ_s=0.08とした場合の計算結果を破線で示してある。 μ_sの大きさに関しては,この軸受の一方の軌道輪に,ころを保持器と共に固定し,他 方を低速(25~80 r p m)で回転させたときの摩擦モーメントM。を測定し、この M。より、M。= μ 。W_t 1。の関係式を用いて求めた。その結果、 μ 。=0.06~ 0.11の値になった。したがって、計算に用いた上記の μ 。=0.08もほぼ妥当な 値と思われる。各図の計算値と、その範囲における実験値とはほぼ定量的に一致してお り、高荷重域における摩擦特性については、第4章、4.3節で述べた理論で説明が可 能なものと思われる。

5.6 結 言

第2章〜第4章におけるころの運動,摩擦モーメントの理論的検討に対して,種々の 条件の下にこれらの実験的検討を行なった。得られた結果は次のとおりである。

(1) ころと軌道輪との接触部における油膜の存在を確認するための接触状態の観察, および磁化したころの自転速度の実測結果などから,実験的にもスラスト円筒ころ軸受 は,境界潤滑のほかに流体潤滑および弾性流体潤滑の状態で運転される可能性のあるこ とを確認した。また流体潤滑および弾性流体潤滑領域は軌道輪の回転速度が大きくなる にしたがい,それぞれ高荷重側に移行する。

(2)実験的に得られる流体潤滑の摩擦モーメントは,解析結果と同様,軸受荷重,回 転速度および潤滑油の常圧粘度のそれぞれの1/2乗に比例する。また,実験から得ら れるころと軌道輪とのピッチ半径上における速度比は0.3~1となり,これに対して 計算結果の速度比は荷重の大きさにかかわらずほぼ0.2の一定値を示し,両者に定量 的違いが見られるが,ころの自転速度の大きさは摩擦モーメントに大きな影響を及ぼさ ない。

(3)弾性流体潤滑におけるスラスト円筒ころ軸受の摩擦特性は,接触部の流体膜の挙動をアイリング粘性体と仮定する潤滑理論で説明が可能と思われる。

(4) 境界潤滑においても摩擦モーメントの実験値と理論値はほぼ定量的に一致する。

第6章 単式複列形軸受の摩擦特性

6.1 緒 言

第2章~第5章ではスラスト円筒ころ軸受の基礎的摩擦特性について論じた。すなわち,図6-1(a)に示すように,保持器のボケット一つに一個の単体ころを組み込んだものである。通称,この軸受は単式単列形と呼ばれているものである。ころの長さは比較的短く,ころの長さ方向に分布する差動すべりを大きくしないためであると考えられる。本研究で,主として使用した81106型(NTN東洋ベアリング社製)は図5-4に示したように,軌道輪(回転輪)の内径,外径はそれぞれ30mm,47mm, ころ全長は5mmと小さいものであるが,例えば,内径が60mmの軸受(81112型)であつても,ころの全長はせいぜい7.5mm程度とあまり大きくない。したがって,内径が81106型の軸受と同程度であり,かつ負荷容量を大きくするために,保

持器のポケット一つに複数のころを組み込 んだ軸受を使用する場合がある。これは単 式複列形と呼ばれるものであるが,通常市 販されている軸受は大形のものであっても 2列しか組み込まれていない。複列形にす る理由もはっきりされていないようであり いわば,この軸受の構造上から考えられる 差動すべりを小さくするという,経験上か ら生まれたもののように想像される。この ような複列円筒ころ軸受に関する研究例は ほとんど見られず,複列にすることによっ て種々の特性に変化が生ずるかどうか明ら かにされていないのが現状である。

本章においては,単式複列形スラスト円 筒ころ軸受の摩擦について理論的・実験的 に検討し,それが種々の条件に対していか なる特性を示すのかを明らかにする。さら に単列形のものとも比較検討することによ







図6-1 スラスト円筒ころ軸受 (単列形, 複列形) って、この軸受のより有効な使用方法などについて述べるものである。

6.2 理論的検討

6.2.1 流体潤滑における理論解析

図6-2に示すように、単列のときの有効長さ1。のころをk等分した場合のころの 運動および摩擦モーメントについて考える。軌道輪に対するころの接触はこの場合も上 下対称であり、かつ接触部は剛体とするので分割さ れた各列のころは、同一の最小油膜厚さh。を有し ながらも独立の運動をするものとする。したがって 分割されたそれぞれのころについて摩擦力および摩 擦モーメントを求め、最後に軸受全体のつりあいを 考えて解析するものである。

分割された各列のころに対して、軸受中心側より 順に1,2,・・j・・kの番号を付し、単列の場 合と同様にしてj列目のころの摩擦モーメントを求 める。第2章,2.4節における解析と同様,j列 目の分割ころと軌道輪との接触において、軌道輪, ころの表面速度をそれぞれu_{1i},u_{2i}とすると

$$u_{1j} = \frac{\omega_h}{2} y_j$$

 $u_{2j} = \omega_{rj} r$

で与えられる。したがってj列目のころに働く単位長さあたりの摩擦力 f₂, は, 第2章 式(2.14)に,上式の u_{1i} , u_{2i} を代入することにより

$$f_{2j} = \frac{\eta}{2 H_{0j}^{-1/2}} \left\{ \frac{\omega_{h}}{2} y_{j} (2C - B) - r \omega_{rj} (B + 2C) \right\}$$
(6.1)

となる。よってこのころに働く摩擦モーメントmpj は

$$m_{p,j} = \int_{|j|=1}^{|j|} f_{2,j} r \, dy$$
(6.2)



図6-2 複列形ころの分割

$$l_{j-1} = l_0 + \frac{j-1}{k} l_p$$
, $l_j = l_0 + \frac{j}{k} l_p$

である。したがって式(6.1)を用いて式(6.2)を積分するとmpjは

$$m_{p,j} = \frac{\eta \ \omega_{h} \ r^{3}}{8 \ H_{0,j}^{1/2}} \frac{L_{p}}{k} \left\{ (2 \ C - B) \left(2 \ L_{0} + \frac{2 \ j - 1}{k} \ L_{p} \right) - 4 \ k_{0,j} \ (B + 2 \ C) \right\}$$
(6.3)

となる。ただし $k_{0j} = u_{2j} / u_{1j}$ である。

同様にして、保持器のポケットから受ける摩擦力f_{ri} は

$$f_{r,i} = -\frac{\eta u_{2,i}}{h_c} r \left(\frac{\pi}{2} - \theta_3\right) \times 2$$
(6.4)

(6.5)

であるから、摩擦モーメントm_{ri} は

$$m_{r,i} = f_{r,i} (1_{p} / k) r$$
$$= -\frac{\eta}{H_{c}} \omega_{r,i} r^{3} (\pi - 2\theta_{3}) \frac{L_{p}}{k}$$

となる。なお各列のころ間のそれぞれの接触端面において,遠心力によって生ずるすべ り摩擦力も作用するが,この摩擦力は十分に大きくはないのでここでは無視する。

次に,ころより受ける軌道輪の摩擦力 f₁;は

$$f_{1j} = -\frac{\eta}{2 H_{0j}^{1/2}} \left\{ y_{j} \frac{\omega_{h}}{2} (B + 2C) + r \omega_{rj} (B - 2C) \right\} (6.6)$$

で与えられる。よって摩擦モーメント m_{pp;}は

$$\mathbf{m}_{\mathbf{p}\mathbf{p}\mathbf{j}} = \int_{1}^{1} \int_{j-1}^{j} \mathbf{f}_{1,j} \mathbf{y}_{j} d\mathbf{y}$$

$$= -\frac{\eta \omega_{h} r^{3} L_{p}}{12 H_{0j}^{1/2} k} \left\{ (B+2C) \left\{ 3 L_{j-1}^{2} + 3 L_{j-1} \frac{L_{p}}{k} + \frac{L_{p}^{2}}{k^{2}} \right\} + 3 k_{0j} (B-2C) \left\{ 2 L_{j-1} + \frac{L_{p}}{k} \right\} \right\}$$
(6.7)

となる。保持器より受ける軌道輪の摩擦モーメントは、2.4.5節と同様である。 一方、j列目のころと接触部に作用する荷重W_{1j}は

$$W_{1j} = \int_{|j-1}^{|j|} w \, dy$$

= $\frac{3 \eta \omega_h r^2 L_p}{16 H_{0j} k} \left\{ \left(2 L_{j-1} + \frac{L_p}{k} \right) + 4 k_{0j} \right\} I_{hj}$ (6.8)

となる。このように,各列のころおよび軌道輪に作用する摩擦力,摩擦モ-メントは上述のように与えられるが,これらのころが定常運動を行ない,かつ軸受全体の荷重等がつりあうためには,次の条件が必要となる。

まず ј 列目のころが定常運動を行なっているとき,その速度比 koj は

 $m_{p,j} + m_{r,j} = 0$

より決定される。したがって式(6.3)、(6.5)より

$$k_{0,j} = \frac{\frac{\eta}{8 H_{0,j}^{-1/2}} (2 C - B) (2 L_{j-1} + L_{p} / k)}{\frac{\eta}{2 H_{0,j}^{-1/2}} (B + 2 C) + \frac{\eta}{H_{c}} (\pi - 2 \theta_{3})}$$
(6.9)

より求められる。

解法についても同様で,最小油膜厚さHo;(=ho;/r)は,式(6.9)を 式(6.8)に代入することにより

$$1 \ 6 \ W_{Bj}' (\pi - 2 \ \theta_{3}) \ H_{0j}^{3/2} + 8 \ W_{Bj}' \ H_{c} (B + 2 \ C) \ H_{0j}$$
$$- \left\{ 3 \frac{L_{p}}{k} I_{hj} \left(2 L_{j-1} + \frac{L_{p}}{k} \right) (\pi - 2 \ \theta_{3}) \right\} H_{0j}^{1/2}$$
$$- 6 \frac{L_{p}}{k} I_{hj} H_{c} \left(2 L_{j-1} + \frac{L_{p}}{k} \right) C = 0$$
(6.10)

が得られる。ただし

$$W_{B_{j}}' = \frac{W_{1j}}{\eta \omega_{h} r^{2}}$$

である。式(6.10)において, $j=1 \sim k を入れることによりW₁, 'とH₀, に関$ する k 個の関係式が得られるが, H₀, は前にも述べたように各列のころとも同一であるのでこれを H₀ とする。結局,未知量はW₁₁', W₁₂', ・・, W_{1k}'とH₀のk+1個となる。これらの荷重ところに外力として作用する荷重W₁の間には

$$W_{1} = \sum_{j=1}^{k} W_{1,j}$$
 (6.11)

が成立する。以上の式(6.10),(6.11)を連立させることによって上記未知 量を求めることが可能となる。よって, 複列形軸受の摩擦モーメントM_{tk}は

$$M_{tk} = m \sum_{j=1}^{k} m_{PPj} + m_{w}$$
(6.12)

より計算できることになる。

6.2.2 弾性流体潤滑における理論解析

第3章で示したように、単式単列形の軸受の場合はニュートン性流体、非ニュートン 性流体について示した。さらに摩擦モーメントの計算結果と実験結果とを比較をした場 合、ニュートン性流体では非等温解析でもなお両者には大きな差があり、やはり定性的 に一致するのは非ニュートン性流体である。したがって、複列形においては非ニュート ン性流体の場合の解析および結果を示し、実験との比較検討をする。

6.2.1項と同様、ころの有効長さ1。を分割しk列に組み込んだとき、流体潤滑

のときと同じく軸受中心よりj=1,2,・・,kの番号を付す。各列のころおよび軌 道輪に働く摩擦力,モーメントについて考える。さらに各列のころにおいても,ころの 長さ方向に速度分布をもつので,これをさらに概念上nに分割する。各分割要素と軌道 輪の接触部における諸量の関係はすべて3.3節で述べたものと同じとする。

j列目のころの,各分割要素と軌道輪との接触部において,ころと軌道輪に働く流体 摩擦力 f_{1ii}, f_{2ii}は,式(3.44)を利用することにより

$$f_{1ji,2ji} = \left\{ -9.2 \, G^{-0.3} U_{ji}^{0.7} \mp \frac{2 \, b_{ji} \, \tau_{ji}}{E' \, r} \right\} E' \, r \quad (3.44)$$

である。添字 j i は j 列目のころの i 番目の分割要素に対応する。各列の各分割ころが このような力を受けて,軸受全体として定常運動を行なうためには,次に示す種々のつ りあい条件が必要である。

(a)荷重のつりあい

ころの有効長さ(単列)が1, であるので,これをk列にした場合,各ころの有効長 さ1, 'を考える。これらをさらにn分割するものとする。n分割された各ころと軌道 輪との接触部に発生する単位長さあたりの荷重をw; とすると,これらの総和はころ一 個に作用する外力W; に等しくなる。すなわち

$$W_{1} - \sum_{j=1}^{k} (\Delta 1' \sum_{i=1}^{n} W_{ji}) = 0$$
 (6.13)

となる。ただし $\Delta 1' = 1_p' / n$ である。

n

(b) モーメントのつりあい

同じくk列に組み込まれたときの各ころにおいて、ころが定常運動するためには各ころについてそれぞれモーメントのつりあいが必要となる。

$$\Delta 1' \sum_{i=1}^{n} f_{21i} r + m_{r1} = 0$$

$$\Delta 1' \sum_{i=1}^{n} f_{22i} r + m_{r2} = 0$$
(6.14)

$$\Delta l' \sum_{i=1}^{m} f_{2ki} r + m_{rk} = 0$$

(c) 変位の条件

単列の場合に解析したように、ころを分割したとき各分割要素と軌道輪との相対変位 量は一定になることが必要であった。複列形の場合も各列においてこのことが成立する と共に、さらに各列のころ相互間にも成立することが必要である。よって、j列目のこ ろのi番目の分割要素の相対変位量を α_{ji} とし、さらに、そのときの弾性変形量を δ_{eji} 、平行部油膜厚さを h_{mji} とすると

 $\alpha_{ji} = \delta_{eji} - h_{mji} = -\varepsilon$

の関係が成立することが必要である。このことより,第3章,3.4.3項と同様にそ れぞれの列の各分割要素において次の式が成り立つ。

> $\alpha_{1i} - \alpha_{1i+1} = 0$ $\alpha_{2i} - \alpha_{2i+1} = 0$ \cdot $\alpha_{ki} - \alpha_{ki+1} = 0$ (6.15)

このほかに、各列どうしの変位量も一定になる必要がある。すなわち

 $\alpha_{k-in} - \alpha_{ki} = 0$

のk-1個の式が成立する。

未知量は、単位長さあたりの荷重 w_{ji} (j=1~k, i=1~n)の $k \times n$ 個および 各列のころの自転速度 ω_{rj} (j=1~k)のk個,合計k(n+1)個である。上式 (6.13)~(6.16)の同じくk(n+1)個の式を連立させることによって, 未知量を求めるものである。したがってj列目のころより受ける軌道輪の摩擦モーメン ト m_{ji} は、軸受の回転中心から、ころの各分割要素の中心までの距離 y_{ji} を

 $y_{ii} = 1_{0i} + \Delta 1'$ (i - 1/2)

として

$$m_{ji} = \sum_{i=1}^{n} f_{1ji} \Delta l' y_{ji}$$

となる。よって軸受の全摩擦モーメントMtkは

$$M_{tk} = m \sum_{j=1}^{k} \left(\sum_{i=1}^{n} f_{1ji} \Delta l' y_{ji} \right)$$
 (6.17)

より求めることができる。

6.2.3 境界潤滑における理論解析

第4章の単列形軸受の境界潤滑における解析では、ころと軌道輪との相対すべり量 Sr の大小にかかわらず、接触部のすべての領域でせん断分離される場合と、Sr が小 さい場合、その相対変位が弾性変形内にとどまる場合の二つについて示した。第4章、 図4-3に示したように、荷重の大きい領域では弾性変形を考慮しても、その影響はほ とんどないことがわかった。したがって、ここでは接触部のすべての領域でせん断分離 される場合のみについて解析する。

単列の場合の摩擦モーメントM_t は,第4章,式(4.15)で与えられた。すなわち,M_t は軸受全荷重W_t,ころ有効長さ1。およびすべり摩擦係数μ。に比例する。

 $M_t = 0.25 W_t \mu_s l_s$ (4.15) この式からもわかるように、 M_t はピッチ半径には影響されないことになる。したがって、複列形の場合は次のように考えればよい。

いま,軸受全荷重の大きさを同じW_tとし,単列形のときのころ有効長さ1,をk個に切断して一つのポケットに組み込むものとする。したがって,これらのころはそれぞれのピッチ半径上を中心に並んだものになり,荷重は等分に受けるものとする。このとき, 複列形軸受の摩擦モーメントM_{tk}は,有効長さ1,/kのころが,W_t/kの荷重を受け,それがk列並んだものになる。よって

$$M_{tk} = 0.25 \left(\frac{W_t}{k}\right) \mu_s \left(\frac{1_p}{k}\right) \times k = \frac{0.25}{k} W_t \mu_s 1_p \quad (6.18)$$

となる。この式からわかるように,複列形の摩擦モーメントM_{tk}は単列形の1/kにな ることがわかる。したがってこの軸受を境界潤滑で使用すれば,列数kを大きくするほ ど動力損失を小さくすることができる。 6.3 実験的検討

6.3.1 実験装置および実験方法

実験装置および方法に関する基本的原理は,第5章の単列形のときと同様であるが, 装置そのものは,別のものを使用した。その装置の概略図を図6-3に,外観を図6-4にそれぞれ示す。この場合の供試軸受は②が固定輪,③がころ,④が回転輪である。 第5章の実験装置においても,軸受に偏心荷重が作用しないように注意したが,いまの 場合は,固定輪を取り付けたトルクバー①を球面滑り軸受で支持することによって,さ らに偏心荷重が作用しないようにした点が大きな違いである。供試軸受への荷重は,負 荷用ネジ⑨で板バネ⑧をたわませ,この反力をベルクランク⑪,負荷用レバー⑦を介し て作用させるものである。なお,第5章の実験装置(図5-2)と本実験装置は違うも のであるが,ころの運動,ころと軌道輪の接触状態および摩擦モーメントの測定結果は 装置の違いによってもほとんど変化のないことを確認している。



図6-3 実験装置の概略図



図6-4 実験装置主要部の外観図

6.3.2 供試軸受

この章では主として複列 形軸受の摩擦モーメントに ついて検討するものである が、単列形との比較のため にこれについても実験を行 なった。供試軸受の形状・ 寸法を図6-5に示す。 軌道輪内径は81106型 軸 受と同一であるが、外径は それよりも大きいものであ る。単列形(k=1)のこ ろ有効長さ1, は9.88 mm(全長は11mmであ



mm(全長は11mmであ 図6-5 供試軸受の形状・寸法(k=1,2,3)
る)を使用し、これと同じ全長のころを2個(k=2)、あるいは3個(k=3)に分割したようなころを複列形として供試した。ただしk=2では1,=9.20mm、 k=3では1,=8.25mmと少しずつ小さくなる。したがって同じ軸受全荷重W_t (N)に対して接触部の単位長さ当りの荷重の大きさが異なったものになる。ここでは 必要に応じて、軸受線荷重W₁ (=W_t /m1, :N/mm)として整理する。

6.4 結果および考察

6.4.1 ころと軌道輪の接触状態

図6-6は潤滑油L2を使用したときの,ころと軌道輪との接触状態を観察したもの である。単列(k=1),2列(k=2),3列(k=3)の場合のものを,軸受全荷 重W_t との関係において示したものである。単列形については前にも述べたように,こ の軸受も,接触部の圧力が大きい高荷重域でかつ通電が見られなければ,弾性流体潤滑 で運転される可能性のあることを示した。複列形においてもこのことは十分予想される ことである。同じ図に示すように,k=2,3においても通電が始まるのは比較的大き な荷重域であることがわかる。いまの場合,k=1では,W_t=20000N程度の荷 重域から通電が見られるが,k=2,3ではその荷重は大きくなり,弾性流体潤滑領域 はさらに高荷重側に拡がる傾向にあるものと思われる。弾性流体潤滑とする基本的条件 は接触圧力と油膜比の大きさであると思われるが,複列形においても,理論上は接触圧 力および油膜比は単列形のものと同じであるので,ほぼ同一のW_tで通電が開始するも のと予想される。しかし,実験的には復列形の方が軸受の形状誤差が少ないこと,ある いは相対すべり量が小さく運転中の温度上昇が少ないので,接触部の潤滑油粘度が高く



図6-6 ころと軌道輪の接触状態の観察(N_p=2400 r pm, 潤滑油:L2)

なることが、結果的に複列形の方が大きい荷重域に移行するものと考えられる。ころと 軌道輪間で通電が始まる軸受荷重の大きさは、当然のことながら軌道輪の回転速度N。 の影響を受け、N。が小さくなれば小さくなる。

接触状態の様子は、常圧粘度 η_0 にも影響を受けるが、その一例をk = 1の場合について示したのが図6-7である。これは、 $N_p = 2400 r pm$ のときの3種類の潤滑油における接触状態を示したものである。 L_1 , L_2 , L_3 の順に同一温度における粘度は高くなるが、図からわかるように、通電の始まる荷重はその順で大きくなる。

このように複列形においても,通電がない場合は油膜を介する潤滑形態にあり,この 場合も、さらに接触圧力の大きいときは弾性流体潤滑であると考えられる。



図6-7 ころと軌道輪の接触状態の観察($N_p = 2400 r pm, k = 1$)

6.4.2 ころの運動

図6-8は、ころの運動の一例を示したものである。単列形の流体潤滑における解析 結果、あるいは小さい荷重域において実験的に得られた、ころと軌道輪との速度比 u_2 / u_1 は1以下になるが、複列形においてもこのことを確認したものである。なお 複列形の場合、k=2においては軸受中心から数えて1列目のころを、k=3において は2列目、すなわち中央のころをそれぞれ一個磁化して得られた結果である。k=2、 3の場合についても、定性的にはk=1と同様、図に示した荷重範囲で、W₁が小さい ほど速度比は小さくなる。さらにk=1に比べてk=2、3と列数の大きいほど、同一 荷重に対して速度比は小さくなる傾向にある。他の回転速度に対しても同様な傾向を 示すと同時に、N_pが大きくなればさらに速度比は小さい値になる。 別の潤滑油においても同じよ うな結果を示したが,この場合 は常圧粘度が高いものほど速度 比u₂ /u₁ は小さくなる。

$\begin{array}{c} 50 \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ $	0.227 0.354 0.943 1.60 2.84 4.08 5.32 7.80	0.38 0.61 0.79 0.82 0.90 0.93
50	0.244 0.381 1.01 1.71 3.05 4.38 5.17 8.38	0.24 0.44 0.59 0.82 0.89 0.92 0.95
20	0.272 0.424 1.13 1.91 3.40 4.88 6.37 9.34	0,25 0.32 0.50 0.65 0.82 0.89 0.96

$N_{p}=2400 \text{ rpm msec/div } W_{1}(N/mm) u_{2}/u_{1}$

図6-8 ころの自転運動の様子

6.4.3 摩擦モーメント

図6-9,図6-10は、それぞれk=2、3の場合の摩擦モーメントM_{t2},M_{t3}, 速度比u₂/u₁を軌道輪の回転速度N_pをパラメータにして示したものである。単列 形のものと同様、摩擦モーメントM_{tk}は低荷重域でW₁の1/2乗に比例し、高荷重域 でW₁のほぼ1乗に比例する結果を得る。さらに複列形においても、低荷重域で回転速 度N_pの影響が顕著に現れていることがわかる。このように見掛け上、摩擦モーメント M_{tk}の荷重特性は2つに分類されるが、単列形と同じように接触部の圧力が大きく、し かしながら通電のない弾性流体潤滑領域も存在し、潤滑形態としては流体潤滑、弾性流 体潤滑、境界潤滑の三つから成るものと予想される。



図6-9 軸受線荷重と摩擦モーメント,速度比の関係(k=2)



図6-10 軸受線荷重と摩擦モーメント,速度比の関係(k=3)

図6-11,6-12は、同じくk=2,3の場合のものを潤滑油の種類をパラメー タにして示したものである。この場合も摩擦モーメントM_{tk},速度比u₂/u₁の特性 は単列形のものと同様である。このように複列形の軸受においても、軸受線荷重W₁, 軌道輪の回転速度N₂および潤滑油の常圧粘度η。に対する摩擦モーメントM_{tk},速度 比u₂/u₁ は単列形のものとほぼ同様な傾向を示すことがわかった。



図6-11 軸受線荷重と摩擦モーメント,速度比の関係(k=2)



図6-12 軸受線荷重と摩擦モーメント,速度比の関係(k=3)

次に単列形, 複列形の比較を示す。図6-13は列数kをパラメータにしたときの摩擦モーメントM_{tk}, 速度比u₂ / u₁ を示したものである。この図からわかるように, 傾きがほぼ1/2となる荷重域, すなわち流体潤滑においては, 列数kの大きいものほど摩擦モーメントM_{tk}は多少小さくなる傾向にあるが, 弾性流体潤滑および境界潤滑と 思われる荷重域では明らかに列数による違いを示すことがわかる。弾性流体潤滑におい ては荷重の大きさによって列数の影響の割合は多少異なるが, この二つの潤滑形態にお ける摩擦モーメントM_{tk}は列数kに反比例する傾向にある。

一方,流体潤滑においても見掛け上,列数の影響を受けるように思われるが,この場 合,とくにk=3において小さくなっているのは,実験におけるころの有効長さの違い によるものと思われる。流体潤滑における摩擦モーメントはころの有効長さにほぼ比例 するという結果になるが,k=1に対するk=3の長さの比は約0.84となり,同じ く摩擦モーメントの比は約0.85である。このことから,ころの有効長さが同じであ れば,複列形であってもモーメントの大きさはほとんど変わらないことになる。



図6-13 軸受線荷重と摩擦モーメント,速度比の関係

列数kの影響を各荷重をパラメータにして示したのが図6-14である。この場合は 軸受全荷重W_t で表わしているが、W_t = 130、1430Nの流体潤滑ではkの影響 はほとんどないことが明らかになる。一方、弾性流体潤滑(W_t = 6770N)および 境界潤滑(W_t = 19500N)では、ほぼkに反比例していることがわかる。

次に, 複列形の実験結果と, それぞれの潤滑形態における計算結果との比較について 述べる。図6-15, 6-16は, それぞれk=2, 3の場合の両者の摩擦モーメント の比較を示したものである。各図において実線は流体潤滑, 一点鎖線は弾性流体潤滑そ して破線は境界潤滑における計算値である。弾性流体潤滑において計算に用いた潤滑油 の物性値は, 圧力-粘度係数 α =21.5GPa⁻¹, 特性応力 τ 。=4MPa, 熱 伝導率K=0.3W/mC, 温度-粘度係数 β =0.035 C^{-1} である。それぞれ の潤滑形態の計算値はそれに対応する実験値とほぼ一致している様子がわかる。



図6-14 列数と摩擦モーメントの関係



図6-15 摩擦モーメントの理論値と実験値の比較



図6-16 摩擦モーメントの理論値と実験値の比較

6.5 結 言

以上のように, 複列形スラスト円筒ころ軸受の摩擦モーメントについて, 単列形のも のと比較しながら理論的,実験的に検討した。得られた結果は次のとおりである。

(1) 複列形の実験的検討において,ころと軌道輪との接触部における潤滑油膜の存在 を確認するため通電による接触状態を観察した結果,複列形の列数を多くするほど接触 部で通電の始まる軸受荷重は大きくなることがわかった。

(2) 複列形においても、軸受荷重、回転速度、潤滑油の常圧粘度に対する摩擦モーメントは単列形のものとほぼ同様の傾向を示す。すなわち、流体潤滑における摩擦モーメントは軸受荷重、回転速度および潤滑油の常圧粘度のそれぞれに対して1/2乗に比例する。また弾性流体潤滑においても単列形と同様に、軸受荷重の増加に伴い回転速度、 潤滑油の常圧粘度の摩擦モーメントへ及ぼす影響は小さくなる。同じく境界潤滑においてはほぼ軸受荷重に比例して摩擦モーメントは増加する。

(3) 流体潤滑における摩擦モーメントは単列形, 複列形のいずれにおいてもほぼ同じ 値になり, 摩擦モーメントに対する複列形の効果はほとんどないことが理論的, 実験的 にわかった。

(4)弾性流体潤滑,境界潤滑においては,列数kに反比例して摩擦モーメントは小さ くなる。 第7章 結 論

本研究は,スラスト円筒ころ軸受の摩擦について理論的,実験的に検討を行なったも のである。他の転がり軸受に関してはこれまでにも多くの研究がなされ,種々の特性が 明らかにされている。スラスト円筒ころ軸受に関する研究例も多少見られるようになっ たが,その摩擦機構についてはいわゆる境界潤滑を対象にしたものに限られている。し かし,この軸受においても境界潤滑のほかに流体潤滑,弾性流体潤滑も十分考えられ, これらの潤滑形態における摩擦機構の解明も重要な課題であると思われる。

本研究の結論は、次のとおりである。

第2章 流体潤滑における理論解析 においては,スラスト円筒ころ軸受にレイノル ズの式を適用して摩擦モーメントの解析を行なったものである。ここで得られた結果は 次のとおりである。

(1)流体潤滑におけるころの自転速度は,ころがり接触の幾何学的関係より得られる 自転速度の約1/5程度になる。すなわち,ころと軌道輪とのビッチ半径上における速 度比は約0.2である。この比は回転速度の増加に伴ってさらに小さくなる傾向にある が,ころと保持器ポケット間における摩擦力およびころの遠心力によって生ずる摩擦力 は比較的小さいのでこれらを無視すれば,速度比は軸受の寸法だけで決定される。

(2)流体潤滑における摩擦モーメントは軸受荷重,軌道輪の回転速度,潤滑油の常圧 粘度のそれぞれの1/2乗に比例する。

(3) ころの有効長さ, ピッチ半径の大きさも流体潤滑における摩擦モーメントに比較 的大きな影響を及ぼし, この場合の摩擦モーメントはころの有効長さ, ピッチ半径にほ ぼ比例する。

流体潤滑における理論解析の結果は以上のとおりである。この軸受の一般的使用条件 としては低速・高荷重であるとされているが,一方で,流体潤滑の条件は高速・低荷重 において成立するものである。これら二つの条件は相反するものであるが,この軸受の 利用の拡張を考えたとき,流体潤滑における摩擦特性を把握しておくことは重要である と考える。

第3章 弾性流体潤滑における理論解析 では接触部の流体膜挙動をニュートン性流

体と仮定する場合と,非ニュートン性流体(本研究ではその中でもアイリング粘性体と した)と仮定する場合について解析した。弾性流体潤滑における摩擦については,今な お議論されているものであるが,やはりこの軸受の潤滑としては弾性流体潤滑も十分に 考えられ,この形態における摩擦特性を明らかにしておくことも重要であると考えた。 得られた結果は次のとおりである。

(1)接触部の流体膜挙動をニュートン性流体と仮定した場合,等温解析,非等温解析 のいずれでも,摩擦モーメントは,一般的に得られる転がり軸受の摩擦モーメントより はるかに大きいものになる。したがって接触部の流体膜挙動をニュートン性流体する考 え方で,スラスト円筒ころ軸受の摩擦機構の説明はできないものと思われる。

(2)同じく接触部の流体膜挙動を、アイリング粘性体と仮定した場合の摩擦モーメントは、ニュートン性流体の場合のものに比べてはるかに小さくなり、スラスト円筒ころ軸受の弾性流体潤滑における摩擦特性は、この理論で説明が可能であると思われる。

(3)アイリング粘性体とした場合の摩擦モーメントは、軸受荷重の小さい範囲では回転速度、潤滑油の常圧粘度に比較的大きく依存するが、荷重の増加と共にこれらの影響は小さくなり、ついにはほとんど同じ値の摩擦モーメントを示す。

弾性流体潤滑における主な解析結果としては以上である。この潤滑の成立条件として は、荷重も比較的大きいので、実際の軸受の運転時も回転速度が大きい場合はこの潤滑 形態にあることが予想される。勿論、この場合もころと軌道輪との接触は流体膜を介す ることになるので、摩耗などの表面損傷を大きく軽減できる可能性があるものと思われ る。その意味においても弾性流体潤滑の成立条件、あるいはその潤滑形態における摩擦 特性を知っておくことは重要であり、この章の解析結果も大きな意義があるものと思わ れる。

第4章 境界潤滑における理論解析 ではころの運動および摩擦モーメントについて 解析した。結果は次のとおりである。

(1) ころの運動は軌道輪(回転輪)の1/2の速度で公転し,かつピッチ半径上でこ ろと軌道輪との表面速度は一致する。したがってころと軌道輪 との相対すべり量はピッ チ半径上を中心に直線的に分布することになり,このすべりによるエネルギ損失を小 さくするためにはころの有効長さを小さくすることが望ましい。

(2)接触部のすべり方向に対する弾性変形を考慮しない場合,すなわち相対すべり量 の大小にかかわらず,接触部のすべての領域でころと軌道輪はせん断分離されるとした とき,摩擦モーメントは軸受荷重,ころの有効長さ,およびすべり摩擦係数に比例し, 回転速度、ピッチ半径の大きさには関係ない。

(3) ころと軌道輪との接触部において,相対すべり量が小さいとき接触部の相対変位 が弾性変形内にとどまるものとし,この弾性変形を考慮した場合の摩擦モーメントは, 相対変位の大小にかかわらず,接触部がすべてせん断分離されるとしたいわゆる弾性変 形を考慮しない場合のそれに比べて多少小さくなる。

以上が境界潤滑における解析結果である。これまでのころの運動についての研究は, これを,スラスト円筒ころ軸受のころがり接触による幾何学的関係において解析したも のであった。本研究では,ころと軌道輪の相対すべり量から求められるエネルギ損失が 最小になる条件よりころの運動を解析したものであり,理論的にもころの運動を明らか にした。ここで得られた結果は,この軸受の一般的使用条件(低速・高荷重)に対する 重要な知見を与えるものと考える。

第5章 実験的検討 においては第2章~第4章の理論的検討に対して,実験的にこ ろの運動および摩擦モーメントを検討したものである。ここで重要なことは,第2章, 第3章のそれぞれの潤滑形態が,実験的にも存在することを確認することである。した がって実験的検討においては,このことにも重点をおき,これらの潤滑領域を十分に検 討した上で理論結果と実験結果とを比較した。結果は次のとおりである。

(1) ころと軌道輪との接触部における油膜の存在を確認するための接触状態の観察, および磁化したころの自転速度の実測結果などから,実験的にもスラスト円筒ころ軸受 は,運転条件の変化に伴って境界潤滑のほかに,流体潤滑および弾性流体潤滑でも運転 される可能性のあることを確認した。また流体潤滑領域および弾性流体潤滑領域は軌道 輪の回転速度が大きくなるにしたがい,いずれも高荷重側に移行する。

(2)上の結果をもとに、実験的に得られる流体潤滑の摩擦モーメントは、解析結果と 同様、軸受荷重、回転速度および潤滑油の常圧粘度のそれぞれの1/2乗に比例する。 また、実験から得られるころと軌道輪とのピッチ半径上における速度比は0.3~1と なり、これに対して計算結果の速度比は軸受荷重の大きさにかかわらずほぼ0.2の一 定値を示し、両者に定量的違いが見られるが、ころの自転速度の大きさはスラスト円筒 ころ軸受の摩擦モーメントに大きな影響を及ぼさない。

(3)同じく実験的に得られる弾性流体潤滑における摩擦モーメントは、接触部の流体 膜挙動をアイリング粘性体と仮定する弾性流体潤滑理論で説明が可能と思われる。

(4) 境界潤滑における摩擦モーメントの実験値と理論値はほぼ一致する。

以上の結果によって、第2章~第4章の理論解析の結果を裏付けることになり、単列

形スラスト円筒ころ軸受の基礎的摩擦機構の解明は、ほぼできたものと思われる。

第6章 単式複列形軸受の摩擦特性 においては前章までの単列形の応用的内容である。ここで得られた結果は次のとおりである。

(1) 複列形の実験的検討において、ころと軌道輪との接触部における潤滑油膜の存在 を確認するため通電による接触状態を観察した結果、複列形の列数を多くするほど接触 部で通電の始まる軸受荷重は大きくなることがわかった。

(2) 複列形においても、軸受荷重、回転速度、潤滑油の常圧粘度に対する摩擦モーメントは単列形のものとほぼ同様の傾向を示す。すなわち、流体潤滑における摩擦モーメントは軸受荷重、回転速度および潤滑油の常圧粘度のそれぞれに対して1/2乗に比例する。また弾性流体潤滑においても単列形と同様に、軸受荷重の増加に伴い回転速度、潤滑油の常圧粘度の摩擦モーメントへ及ぼす影響は小さくなる。同じく境界潤滑における摩擦モーメントは軸受荷重に比例する。

(3) 流体潤滑における摩擦モーメントは単列形, 複列形のいずれにおいてもほぼ同じ 値になり, 摩擦モーメントに対する複列形の効果はほとんどないことが理論的, 実験的 にわかった。

(4)弾性流体潤滑,境界潤滑においては,列数kに反比例して摩擦モーメントは小さ くなる。

以上のように、複列形軸受についても摩擦モーメントの大方の特性を明らかにするこ とができた。この結果は工学的、実用的にも重要な意義があるものと確信する。スラス ト円筒ころ軸受は構造的にすべりが大きいものとされ、それを少なくする手段として考 えられたものが複列形であると思われる。しかしながら、複列形にすることによって種 々の特性が如何なる結果を示すかは、十分に明らかにされていないものと思われる。と くに重要な結果は、(4)に示した二つの潤滑形態における摩擦モーメントの特性であ る。前にも述べたように、この軸受の、実際の使用条件において考えられる潤滑形態は 弾性流体潤滑あるいは境界潤滑であると思われる。したがって、スラスト円筒ころ軸受 は複列形で、さらに列数を増すことによって摩擦モーメントを大幅に小さくすることが 可能となり、それに伴って動力損失を軽減できることになる。また結果的には複列にす ることによって、弾性流体潤滑領域を高荷重側に移行させる傾向にあるので、摩耗など の損傷を軽減する可能性がさらに多くなるものと思われる。ところが現在使用されてい る複列形は2列のものがほとんどである。これを3列、4列にすればさらに複列形の効 果は大きくなる。また境界潤滑における摩擦モーメントは、ビッチ半径の大きさにも影 響を受けないことより, 複列形にすることによって摩擦モーメントの大きさを同じくし て負荷容量を増すことができる。

以上が、本研究の結論であるが、これらはあくまでもスラスト円筒ころ軸受の摩擦機 構に関する基礎的結果である。本研究のスラスト円筒ころ軸受の摩擦に関する研究で対 象にした潤滑形態は流体潤滑、弾性流体潤滑および境界潤滑の三つであるが、このほ かに弾性流体潤滑と境界潤滑が混合するいわゆる混合潤滑もあり、この潤滑における摩 擦特性も、表面あらさとの関係をも含めて、明らかにすることがこの軸受の摩擦機構に 関して残された大きな課題であると考えられる。

参考 文献

- 1) 曾田範宗: 軸受, 岩波 (1964)99.
- 2) 船橋鉀一·小野田賢一·高橋秀郎:潤滑, 17, 10(1972)654.
- 3) 竹原 康:潤滑,26,9(1981)624.
- 4) 桜井敏男:新版 潤滑の物理化学,幸書房(1983)28.
- 5) 高田浩年·飯島三男:NSK Bearing Journal No.621(1966)37.
- 6) 三木敏雄·奥瀬裕従:潤滑, 22, 2(1977)93.
- 7) 畑沢鉄三·山田国男·鏡重次郎:潤滑,27,12(1982)903.
- B) D.DOWSON & G.R.HIGGINSON: Inst.Mech.Engrs., Lubrication and Wear Convention (1963).
- 9) D.DOWSON & G.R.HIGGINSON: ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION, PERGAMON PRESS (1977).
- 10) A.W.CR00K: Phil. Trans. Roy. Soc. Lond., A 254, 1040(1961)237.
- 1 1) K.L.JOHNSON & J.L.TEVAARWERK: Proc. Roy. Soc. Lond., A 356, 1685(1977)215.
- 12) K.L.JOHNSON & J.A.GREENWOOD: Wear, 61, 2(1980)353.
- 13) T.F.CONRY: Trans. ASME, J. Lub. Tech., 103, 4(1981)533.
- 14) A.CAMERON: THE PRINCIPLES of LUBRICATION, LONGMANS(1966).
- 1 5) D.DOWSON, P.H.MARKHO & D.A.JONES: Trans. ASME, J. Lub. Tech., 98, 10(1976)509.
- 16) D.G.WYMER & A.CAMERON: Proc. Inst. Mech. Engrs., 188(1974) 232.
- 17) J.PRAKASH & H.CHRISTENSEN: Trans. ASME, J. Lub. Tech., 99, 1(1977)24.
- 18) H.S.NAGARAJ, D.M.SANBORN & W.O.WINER: Trans. ASME, J. Lub. Tech., 99, 4(1977)254.
- 19) T.WILLIS & B.SETH: Trans. ASME, J. Lub. Tech., 99, 4(1977)290.
- 20) C.CUSANO & L.D.WEDEVEN: A SLE Trans., 24, 1(1979)1.
- 21) A.JACKSON : A S L E Trans., 24, 2(1979)147.
- **22)**村木正芳・木村好次:潤滑,29,3(1984)216.
- 23) T.A.HARRIS : A S L E Trans., 9, 3(1966)229.

- 24) K.L.JOHNSON & A.D.ROBERTS: Proc. Roy. Soc. Lond., A 337, 1609(1974)217.
- 25) W.HIRST & A.J.MOORE: Proc. Roy. Soc. Lond., A 360, 1702(1978)403.
- 26) D.DOWSON: Proc. Inst. Mech. Eng., 182 Pt. 3A(1967-68)151.

27) 村木正芳·木村好次:潤滑,28,10(1983)753.

- 28) S.P.T IMOSHENKO & J.N.GOODIER: THEORY of ELASTICITY, McGRAW-HILL(1951)381.
- 29) 村木正芳·木村好次:潤滑, 30, 1(1985)45.
- 30) K.L.JOHNSON, et al. : Wear, 19, 1(1972)91.
- 31) W.O.WINER, et al. : Trans. ASME, F, 100, 2(1978)246.
- 32) 村木正芳·木村好次:潤滑,28,1(1983)67.
- 33)平野富士夫・田上寛男:潤滑,5,3(1960)175.
- 34) 鏡重次郎·山田国男·畑沢鉄三:精密機械,48,7(1982)873.

本研究を遂行するにあたり,種々御指導,御鞭撻を賜りました宇都宮大学山田国男教 授,鏡重次郎教授に厚く御礼申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、終始懇切な御指導をいただくとともに、詳細なる御校閲を賜りました大阪大学井川直哉教授に深謝の意を表します。

また,有益な御討論,御助言をいただいた大阪大学岸田敬三教授,森勇蔵教授,三宅 裕教授に感謝の意を表します。

実験に供したスラスト円筒ころ軸受を提供していただいたエヌ・テー・エヌ東洋ベア リング株式会社柳澤明雄氏,坂本三郎氏を始めとする同株式会社関係各位,宇都宮機器 株式会社鏡原一郎氏を始めとする同株式会社関係各位,および種々御討論,御助言をい ただいた日本精工株式会社角田和雄氏,澤本 毅氏,相原 了氏に御礼申し上げます。

さらに,実験および装置の製作にあたっていろいろ御協力いただいた宇都宮大学直井 貞司技官を始め,卒業研究などを通して御尽力いただいた方々に対し謝意を表します。