

Title	平歯車のスコーリングに関する研究
Author(s)	藤井, 正浩
Citation	大阪大学, 1990, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/24511
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

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

The University of Osaka

平歯車のスコーリングに関する研究

平成元年12月



藤井正浩

平歯車のスコーリングに関する研究

藤井正浩

目 次

第1章	緒	品 •••••	•••••	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • • • •	• 1
		参考文献	• • • • • • • • •				• 3
第2章	平歯車	の歯の温度上昇	解析		• • • • • • • • • •		• 10
第2.	1節	おもな記号	• • • • • •	• • • • • • • • • •		•••••	• 10
第2.	2節	繰返し作用す	る移動熱	源による温	度上昇	• • • • • • • • • •	• 12
2 •	$2 \cdot 1$	理論解	• • • • • • • •		• • • • • • • • • •	• • • • • • • • • • •	• 12
2 •	$2 \cdot 2$	計算結果	• • • • • •		• • • • • • • • • •	•••••	• 16
2 •	2 · 3	せん光温度	と作用歯	面バルク温	度上昇	• • • • • • • • • •	• 20
第2.	3節	せん光温度	* * • • • *	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • • • •	• 22
2 •	$3 \cdot 1$	せん光温度	の理論式	••••	••••	• • • • • • • • • •	• 22
2 •	$3 \cdot 2$	計算結果お	よび考察	••••	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • • •	• 24
第2.	4節	作用歯面バル	ク温度上	昇 …	• • • • • • • • • •	•••••	• 32
2 •	$4 \cdot 1$	作用歯面ハ	ルク温度	上昇の理論	式 …	•••••	• 32
2 •	$4 \cdot 2$	計算結果	• • • • • •			•••••	• 33
2 •	4 · 3	作用歯面ハ	ルク温度	上昇の近似	計算法	• • • • • • • • • •	• 35
第2.	5節	総括 •	••••	• • • • • • • • • •	••••	••••	• 40
		参考文献	• • • • • • • • •		••••	•••••	• 41
第3章	スコー	リング発生温度	• • • •	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • •	• 43
第3.	1節	ギヤ油基油の	場合のス	コーリング	発生温度	• • • • • • •	• 43
3 •	$1 \cdot 1$	試験機,供	試歯車と	試料油		• • • • • • • • • •	• 43
3 •	1 · 2	実験方法	• • • • • •	• • • • • • • • • •	• • • • • • • • •	• • • • • • • • • •	• 46
з.	$1 \cdot 3$	スコーリン	グ発生荷	重に及ぼす	回転速度0	の影響・	• 47

	3	• 1	•	4		スコ	ーリ	ン	グ発	迕	荷重	i IC	及に	ぼす	給	由方	向の)影裂	歌	••	49
	3	• 1	•	5]	歯面	の湄	滑	状態	景と	スこ	1 —	りこ	ノブ	発生	 生挙	動	•	•••	••••	50
	3	• 1	•	6		スコ	ーリ	ン	グの)発	生と	:温	度0)関	係		• • • •	•••	• • • •	••••	52
第	3.	2	節		極	圧油	の場	合	のフ	くコ	- IJ	レン	グチ	色生	温月	受	• •	•••	••••	• • • •	58
	3	2	٠	1	i	試験	機,	供	試舊	車	と訪	【料	油		•••	•••	• • • •	• • • •	••••	• • • •	58
	3	• 2	•	2	:	実験	方法	÷	•	•••	•••	• • •	•••	• • •	•••	•••	• • • •	• • • •	• • • •	••••	58
	3	2	•	3		スコ	ーリ	ン	グ务	生	荷重	Ì۲	スコ	1 —	リコ	ッグ	発生	温度	£	• •	59
	3	• 2	•	4	1	歯面	の潤	滑	状態		•	•••	• • •	•••	•••	• • •	• • • •	• • • •	• • • •		63
	3	2	•	5	J	摩擦	係数	t	•	•••	•••	•••	• • •	• • •	•••	•••	•••	• • • •	• • • •	••••	64
	3	2	•	6		スコ	ーリ	ン	クの)発	生と	:温	度0)関	係		•••		• • • •		66
第	3.	3	節		総	括		••	•••	•••	• • •	• • •	•••	• • •	•••	•••	• • • •	• • • •	••••	• • • •	71
					参	考文	献		•••	•••	•••	•••	• • •	• • •	•••	•••	• • • •	•••	• • • •		72
第4	章	蒾	i 先	りょ	う	干涉	の景	響		. • •	• • •	• • •	• • •	•••	•••	• • •	• • • •	••••	• • • •		75
第4 第	章 4.	箧 1	先 節	りょ	う [.] か	干渉 みあ	の い 始	響	餌と	 こか	 みま	••• 5 6 1	···	・・・ っり	… 餌a	・・・ の歯	・・・・ 先り	t i	 5		- 75
第4: 第	章 4.	歯 1	r先 節	りよ	う か 千	干渉 みあ 渉	の 影 い 好	響 か い	倒と	・・・ こか	・・・ みま ・・・	•••• 5 ••	··· 終れ ···	・・・ っり ・・・	… 倒a	・・・ の歯	・・・・ 先り ・・・・	J -	•••• 5	••••	· 75 · 76
第4 第	章 4. 4、	速 1 ・1	r先 節 ・	りょ 1	う か 干	干渉み 渉実験	の よ か 始 ・ 注	響 め 、 、	倒と 	・・・ ・・・	・・・ みま ・・・	•••• •••	···· 終才 ···	・・・ っり ・・・	… (側 c	・・・ の歯 ・・・	・・・・ 先り ・・・・	t ?		••••	75 76 76
第4	章 4. 4.	藤 1 ・1 ・1	 先 節 ・・	りょ 1 2	う か 千	干み 渉 実 か	の い い 方 あ い た	響めい、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、	倒と ・・・ め個	:か ・・・ ・・・ 们と	・・・ みま ・・・ かみ	・・・ うい ・・・ あ	・・・ 終オ ・・・ い彩	・・・ っり ・・・ 冬わ	・・・ 倒 a ・・・ り d	・・・ の歯 ・・・ 則の	・・・・ 先り ・・・・ 歯先	よ : 	・・・・ う ・・・・ ょう	••••	· 75 · 76 · 76
第4	章 4. 4·	迷 1 · 1)先 節 ・ ・	りょ 1 2	う か 干	干み渉実か干渉る 験み渉	のい 方あに 影 始 ・ 注 い 関	響 め い 、 始 す	倒 める	· · か · · · · と 察	・・・ みま ・・・ かみ	・・・ 5い ・・・ あ	・・・ 終オ ・・・ い彩	・・・ っり ・・・ 冬わ	・・・ (側) c ・・・ り ()	・・・ 歯・・・ 動・・・	・・・・ 先り ・・・・ 歯先	よう 	う ・・・・ ょう	• • • •	- 75 - 76 - 76 - 78
第4 第 第	章 4 · 4 · 4 ·	速 1 ・1 ・1 2	(先)節 ・ ・ 節	りょ 1 2	う か 干 作	千み渉実か千用渉る 験み渉菌	のい 方あに面景始・注い良い	響め・いいすれ	倒 めるク と 個才 活	・ か ・ い か 、 と 察 度	・・・ み ・・・ か み に 及	・ 5 ・ ・ メ ・ 女	・・・ 終れ・・・ いいい す ぼ	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	・ 側 ・ ・ り ・ 修	・ の 、 、 関 ・ 変 の ・ の	・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	よ	・・・・ う ・・・・ たう	· · · · ·	75 76 76 76 78 88
第4 第 第	章 4 · 4 · 4 · 4 ·	(ま (ま (ま () () () () () () ()	(先)節 ・・ 節・	りょ 1 2	うか デ 作 ・ 作	千み渉実か千用供渉る 験み渉は試	のい 方あに面歯、影好・注い関ク車	響め・このすれる	側 めるクよと 個 え 浩 て	・ か ・ ・ ・ り 斉 甚 び	みかに験	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	· 終 · · · い · · す	· っ · · 終 · 卤 · · り · · · わ · · 先 · ·	・ 側 ・ ・ り ・ 修 ・・	・ の ・ ・ 倒 ・ 、 整 ・ ・ の ・ の の ・	・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	よう こ う う う う う 。	う ・・・・ たう	· • • • •	75 76 76 78 88 88
第4 第 第	章 4 · 4 · 4 · 4 ·	端 1 ・1 ・2 ・2	労 節 · · 節 · ·	ງ 1 2 1 2	う か 干 作	千み渉実か千用供か渉あ 験み渉歯試み	のい 方あに面歯あ	響め こうがすれる 始	側 めるクよめと 個 考 温 て の	・ か・・・ い 斉 温 び つ・ か・・・ と 察 度 実 歯	・ み・・・ か に 験 先り	・ 5・・ 、 、 を 万)・ い・・ あ ・ ぼ 法 よ	· · 終 · · · · · · · · · · · · · · · · ·	· o · · 冬 · 卤 · · · · · · · · · · · · · · ·	・ 側 ・ ・ り ・ 修 ・ 量	・ の ・ ・ 町 ・ 整 ・ ・ と 客	・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	ג <u>י</u> יש יש	。 ・・・・ たう	· · · · · ·	75 76 76 78 88 88 88 91
第4 第 第 第	章 4 · 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4	速 1 ・1 ・2 ・2 ・2	先節 · · 節 · · ·	りょ 1 2 1 2 3	うか 干 作	千み渉実か千用供か作渉る 験み渉歯試み用	のい 方あに面歯あ歯	響め ここかす れお 始 バ	側 めるクよめルと 個才活てのう	・ か・・・ い 斉 温 び ひっ・・ か・・・ と 察 度 実 歯 温	. み か に 験 先 度 み み	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	・終・・・い・・すう・・・	・	… 側 り … 修 … 量 …	・ の ・ ・ ・) ・ ・ 」 · · · · · · · · · · · · · · · · ·	・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	ני ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג ג	。 ・・・・ ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	75 76 76 78 88 88 88 91 96
第4第第二第二章第二章第二章第二章第二章第二章第二章第二章第二章第二章第二章第二章第	章 4 · 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4	速 1 ・1 ・2 ・2 ・2 ・3	 先節 ・ ・ 節 ・ ・<td>りょ 1 2 1 2 3</td><td>うか 干 作 ス</td><td>千み渉実か千用供か作コ渉あ 験み渉歯試み用ー</td><td>のい 方あに面歯あ歯リ、、シンドはい良いすい。</td><td>響め ここかす れお始 バグ</td><td>側 め る ク よ め ル のと 個 考 温 て の う 予</td><td>こ い い ら 温 び ひ っ 絶い か い い と 察 度 実 歯 温 生</td><td> み か に 験 先 度 と み み</td><td>・ ら・・・ み 、 反 万) (進 、 い・・・ あ ・・ ぼ 法 よ (展</td><td>· 終 · · い · す う · · に オ · · · 彩 · · 酉 - · . 乙</td><td>・ っ . . 終 . 卤 F . 女 . り . . わ . 先 . 渉 . ぼ</td><td></td><td>・ の ・ ・) · ・ 乾 · ・ ・ · · · · · · · · · · · · · ·</td><td>・・・ 先・・ 歯・・ 影・・・・・ の・・・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ 、 と い い む い い む い む む い む む い む む い む む い む む い い む い む い む い む い む い む い む い む い む い い む い い む い い む い い む い い む い い む い い む い い い む い い む い い む い い む い</td><td></td><td>う ・・・・ よう</td><td>· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·</td><td>75 76 76 78 88 88 88 91 96 99</td>	りょ 1 2 1 2 3	うか 干 作 ス	千み渉実か千用供か作コ渉あ 験み渉歯試み用ー	のい 方あに面歯あ歯リ、、シンドはい良いすい。	響め ここかす れお始 バグ	側 め る ク よ め ル のと 個 考 温 て の う 予	こ い い ら 温 び ひ っ 絶い か い い と 察 度 実 歯 温 生	み か に 験 先 度 と み み	・ ら・・・ み 、 反 万) (進 、 い・・・ あ ・・ ぼ 法 よ (展	· 終 · · い · す う · · に オ · · · 彩 · · 酉 - · . 乙	・ っ . . 終 . 卤 F . 女 . り . . わ . 先 . 渉 . ぼ		・ の ・ ・) · ・ 乾 · ・ ・ · · · · · · · · · · · · · ·	・・・ 先・・ 歯・・ 影・・・・・ の・・・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ 、 と い い む い い む い む む い む む い む む い む む い む む い い む い む い む い む い む い む い む い む い む い い む い い む い い む い い む い い む い い む い い む い い い む い い む い い む い い む い		う ・・・・ よう	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	75 76 76 78 88 88 88 91 96 99
第4第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第第	章 4 · 4 · 4 · 4 · 4 · · 4 · · 4 · · 4 · · 4 · · 4 · · · 4 ·	藤 1 · 1 · 2 · 2 · 2 · 3 · 3	 先節 ・ ・ 節 ・ ・ 節 ・ ・ 節 ・ ・<td>りょ 1 2 3 1</td><td>うか 干 作 ス</td><td>千み渉実か千用供か作コ供渉る 験み渉歯試み用ー試</td><td>のい 方あに面歯あ歯リ平、髪如・注い関가車い面ン歯</td><td>響め ここかす れお始バグ車</td><td>側 め る ク よ め ル の おと 個 孝 浩 て の う 予 よ</td><td>・ か・・・ い 奈 昼 び ひっ 発 は</td><td>. み か に 験 先 度 と 実</td><td>: 5 .</td><td>··終···い··す う··に法</td><td>· o · · 冬 · 卤 · F · 及 · り · · わ · 先 · 渉 · ぼ</td><td></td><td>・ の ・ ・ 則 ・ 睯 ・ ・ · a ・ ・ 歯 ・ ・ の ・ の ・ ・ 形 ・</td><td>・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・</td><td>よ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・</td><td>う ・・・・ ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・</td><td></td><td>75 76 76 78 88 88 88 91 96 99 99</td>	りょ 1 2 3 1	うか 干 作 ス	千み渉実か千用供か作コ供渉る 験み渉歯試み用ー試	のい 方あに面歯あ歯リ平、髪如・注い関가車い面ン歯	響め ここかす れお始バグ車	側 め る ク よ め ル の おと 個 孝 浩 て の う 予 よ	・ か・・・ い 奈 昼 び ひっ 発 は	. み か に 験 先 度 と 実	: 5 .	··終···い··す う··に法	· o · · 冬 · 卤 · F · 及 · り · · わ · 先 · 渉 · ぼ		・ の ・ ・ 則 ・ 睯 ・ ・ · a ・ ・ 歯 ・ ・ の ・ の ・ ・ 形 ・	・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	よ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・ ・	う ・・・・ ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・		75 76 76 78 88 88 88 91 96 99 99

(ii)

$4 \cdot 3 \cdot 3$	スコーリング発生荷重と作用歯面バルク温度 ・・・・	107
第4.4節	総括	111
	参考文献 ·····	112
第5章 動荷重の)影響	115
第5.1節	潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響・・・	116
$5 \cdot 1 \cdot 1$	試験機および荷重密度に変動を与えるための	
	試験円筒 ••••••	117
$5 \cdot 1 \cdot 2$	実験方法 ·····	118
$5 \cdot 1 \cdot 3$	突起間干渉状態 ••••••	120
$5 \cdot 1 \cdot 4$	高すべり率における耐焼付き能 ・・・・・・・・・・	135
第5.2節	平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす動荷重	
	の影響	139
$5 \cdot 2 \cdot 1$	動荷重に変動を与えるための供試平歯車および	
	実験方法	139
$5 \cdot 2 \cdot 2$	動荷重	142
$5 \cdot 2 \cdot 3$	作用歯面バルク温度と動荷重の関係 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	145
$5 \cdot 2 \cdot 4$	スコーリング発生荷重と作用歯面バルク温度 ・・・・	146
$5 \cdot 2 \cdot 5$	歯面の潤滑状態 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	148
第5.3節	総括	149
	参考文献 ·····	151
第6章 スコーリ	ング発生温度推定法 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	153
第6.1節	2円筒試験における潤滑油の耐焼付き能	154
$6 \cdot 1 \cdot 1$	ギヤ油基油の場合 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	154
$6 \cdot 1 \cdot 2$	極圧油の場合	160

(iii)

第6.2節	i 平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関 ・・・・・・・・・	166
第6.3節	i スコーリング発生温度推定法	170
第6.4節	「総括・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	173
	参考文献 •••••••	173
第7章 結	論 ······	175
謝 辞		178

第1章 緒 論

機械の高速・高負荷能,小型化の要求が高まるにともない,使用される歯車の 運転状態はますます厳しくなっている。歯車の使用条件が高速,高負荷になると, 歯車の設計においては,材料の疲れ強さである曲げ強さ,面圧強さのほかに,潤 滑上の問題であるスコーリング強さに対する配慮が重要である。歯車の曲げ強さ, ピッチング強さ設計の基本的考え方は確立され,種々の強さ計算法が提案されて いる⁽¹⁾. 一方,スコーリングに関しては,現在ISOで負荷容量計算式が討議 されている⁽²⁾が,究明されなければならない基礎的問題が数多くある.

歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす潤滑油,歯車諸元などの影響は詳しく 調べられている⁽³⁾⁻⁽¹¹⁾.また,高速・高負荷歯車においては運転中の歯の温度 が高くなることから,歯車のスコーリングの発生はしばしば温度との関連におい て検討されてきた⁽¹²⁾⁻⁽¹⁸⁾.歯車の接触状態をモデル化した2円筒試験の結果 ⁽¹⁹⁾⁻⁽²²⁾によれば,高すべり率では焼付きは混合あるいは完全な弾性流体潤滑 状態から発生しやすく,潤滑油の耐焼付き能は低い.歯車のスコーリングはすべ り率が大きいかみあい始め,あるいはかみあい終わりから発生しやすいことを考 えると,スコーリングの発生と温度の関係についてはさらに詳細な研究が必要で ある.

スコーリング発生を支配する温度の考え方は,熱の発生と放散の状態で決定さ れるバルク温度とそのバルク温度に接触時の瞬間上昇温度を加えた接触面温度に 大別される.従来の接触面温度に関する理論的研究⁽²³⁾⁻⁽²⁶⁾は,有限物体であ る実際の系を半無限物体で近似し,熱源は一方向に一定速度で移動するとしてせ ん光温度の解析に主目的を置いたものである.一方,バルク温度に関する研究と しては,有限要素法を用いた歯のバルク温度上昇の解析がある⁽²⁷⁾⁻⁽³¹⁾.例え ばPatierら⁽²⁷⁾は平歯車のバルク温度を有限要素法を用いて解析し,種々の作用 歯面上の熱源分布,放熱状態について検討しているが,実際の熱源作用形態とは 異なって熱源は静止したままである.このように,従来のせん光温度あるいはバ ルク温度に関する解析的研究は,実際の物体の形状および熱源作用形態をかなり 単純にした状態におけるものである.したがって,歯車におけるスコーリングの 発生と温度の関係を究明するためには,その基礎として,繰返し作用する移動熱 源による歯車の歯の温度上昇の特性を把握しておく必要がある.

歯車潤滑油の耐負荷能は、歯車試験だけでなく、歯車の接触状態をモデル化し た2円筒試験で検討されることが多い.そして、平歯車試験結果と2円筒試験結 果の相関性も調べられている⁽³²⁾⁻⁽³⁴⁾.しかし、両者の間に定量的に良い相関 は見いだされていない.その原因としては以下のことがいえる.スコーリング強 さに影響する因子が種々あり、スコーリング強さを評価すべき物理量が明確でな い.歯車と円筒とではその形状、接触・潤滑機構などが大きく異なる.すなわち、 歯車では、かみあい位置により、すべり率、すべり速度、曲率半径などが変化す るのに対し、円筒ではそれらは接触位置によらず一定である.また、円筒にはみ られない歯車特有の現象として歯先りょう干渉や動荷重があり、これらの現象が スコーリング強さに及ぼす影響が明らかではない.

ところで、歯先りょう干渉とは、歯のたわみ、歯車の精度に起因する幾何学的 かみあい城外のかみあいである、歯先りょう干渉の影響は、しばしば歯先りょう 干渉を軽減するための歯先修整の効果に関して論じられる。歯先修整の効果に関 する研究のほとんどは振動および騒音に関するものであり、スコーリングとの関 連で歯先修整の効果を調べた研究は少ない⁽⁸⁾⁽¹⁸⁾. 一方、歯車の動荷重は、歯 車の製作誤差やかみあいの進行にともなう歯のこわさの変動が原因である、スコ ーリングに及ぼす動荷重の影響は市丸ら⁽³⁵⁾によって検討されているが、スコー リング強さ計算における動荷重の取扱い方法は必ずしも明らかにされていない. 本研究は、平歯車の耐スコーリング負荷容量計算法の基礎的考え方を確立する

-2-

ことを目的として,平歯車のスコーリング発生と温度の関係ならびに歯車試験結 果と2円筒試験結果の相関性を検討し,以上述べてきた耐スコーリング設計に関 する種々の因子の影響を調べる.

以下に、各章の内容の概略を述べる。まず、第2章において、歯車のスコーリ ング発生と温度の関係を究明するための基礎として、平歯車の一つの歯に対応す る部分を長方形物体で近似し、断続的に作用する移動熱源によるその温度上昇の 理論解を求め、数値計算結果から平歯車の作用歯面上の温度上昇に対する考え方 を明らかにする(36)-(38). 第3章においては、歯車試験によりギヤ油の耐スコ ーリング能に及ぼす回転速度の影響を調べ、スコーリングの発生と温度の関係を 明らかにするとともに、歯車試験結果と2円筒試験結果の相関を、すべり率、す べり速度,摩擦面の潤滑状態の点から考察する(39)(40)。第4章においては,耐 スコーリング負荷容量に及ぼす歯先りょう干渉の影響を歯車試験により調べ(41), さらに、作用歯面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響およびスコーリングの発生 と進展に及ぼす歯形の影響を検討し、すべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形 設計の考え方を明らかにする(42)(43).第5章では,動荷重が耐スコーリング負 荷容量に及ぼす影響を2円筒試験並びに歯車試験により検討し,スコーリング強 さ計算における動荷重の取扱い方を究明する(44)-(46). 第6章では、歯車試験 結果と2円筒試験結果の相関をすべり率を考慮して詳細に検討し(47)-(48),平 歯車のスコーリング発生温度推定法を示す.最後に,第7章において以上の研究 成果を総括する.

参考文献

(1) 日本機械学会編,技術資料 歯車強さ設計資料,(1979),6.

(2) ISO/DIS 6336/4, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical

-3-

Gears - Part 4: Calculation of Scuffing Load Capcity, (1985).

- (3) Niemann, G., Rettig, H., and Lechner, G., Scuffing Tests on Gear Oils in the FZG Apparatus, ASLE Trans., 4 (1961), 71.
- (4) 灘野宏正・寺内喜男,平歯車のスコーリング強さに及ぼす材料の硬さの影響,日本機械学会論文集(C編),52-477 (1986),1589.
- (5)寺内喜男・灘野宏正・尾阪達郎,スコーリングに関する基礎的研究(第2 報,動力循環式歯車試験機による実験結果),日本機械学会論文集, 41-343 (1975),994.
- (6) 寺内喜男・灘野宏正,スコーリングに関する基礎的研究(第4報,スコー リング強さに及ぼすモジュールの影響),日本機械学会論文集,45-393 (1979),556.
- (7) 灰塚正次・成瀬長太郎・根元良三・東郷 展,歯面あらさと潤滑油の粘度 が平歯車のスコーリング強度に及ぼす影響,日本機械学会論文集(C編), 52-483 (1986), 2906.
- (8) 成瀬長太郎・根元良三・灰塚正次・高橋秀雄,平歯車の歯形がスコーリン グ限界荷重と摩擦損失に及ぼす影響,日本機械学会論文集(C編), 49-443 (1983), 1236.
- (9) 成瀬長太郎・灰塚正次・根元良三・吉崎正敏,平歯車の負荷特性に及ぼす 歯先修整の効果,日本機械学会論文集(C編),50-458(1984),1857.
- (10) Yokoyama, M., Ishikawa, J., and Hayashi, K., Effect of Tooth Profile Modification on the Scoring Resistance of Heavy-Duty Spur Gears, Wear, 19 (1972), 131.
- (11) Terauchi,Y., Effect of Tooth Profile Modification on the Scoring Resistance of Spur Gears, Wear, 80 (1982), 27.
- (12) Lechner, G., A Descriptive Analysis Based on New Test Results,

JSME 1967 Semi-Int. Symp., Papers, Gearing, (1967), 249.

- (13) O'Donoghue, J.P., and Cameron, A., Temperature at Scuffing, Proc. Instn. Mech. Eng., 180, Pt.3B (1965/66), 85.
- (14) 岩井律哉・野中鉄也・久保愛三・矢部 寛,スコーリング発生機構に関する基礎的研究(第1報,歯車におけるスコーリングの発生・進展),日本 機械学会論文集(C編),49-444 (1983),1407.
- (15) 久保愛三・野中鉄也・岩井律哉・藤津 武・矢部 寛,スコーリング発生 機構に関する基礎的研究(第2報,スコーリング発生モデルと限界温度の 意味)、日本機械学会論文集(C編)、49-448 (1983)、2180.
- (16) 久保愛三・藤津 武・國嶋 茂・尾中辰美,スコーリング発生機構に関す る基礎的研究(第3報,スコーリング発生モデルの改良とスコーリング指 標),日本機械学会論文集(C編),50-458 (1984),1867.
- (17) Terauchi,Y., and Mori,H., Comparison of Theories and Experimental Results for Surface Temperature of Spur Gear Teeth, Trans. ASME, J. Eng. Ind., 96-2 (1974), 41.
- (18) 寺内喜男・宮尾義治・灘野宏正,表面硬化歯車の瞬間歯面温度上昇について(第1報,表面硬化層の熱伝導率による影響),日本機械学会論文集, 39-317 (1973),404.
- (19)藤田公明・小幡文雄・山浦泉,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに 関する研究(第3報,ころがり-すべり接触における基油の焼付き挙動お よび焼付きと温度の関係),日本機械学会論文集(C編),47-423(1981), 1518.
- (20)藤田公明。小幡文雄・山浦泉・松尾浩平,二円筒試験による極圧油の耐焼付き能に関する研究,日本機械学会論文集(C編),49-440 (1983), 667.

- (21)藤田公明・小幡文雄,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第 1報,無添加ギヤ油の場合),日本機械学会論文集(C編),49-445 (1983),1521.
- (22)藤田公明・小幡文雄・松尾浩平,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第2報,極圧油の場合),日本機械学会論文集(C編),50-457 (1984),1612.
- (23) Blok,H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2 (1937), 14.
- (24) Cameron, A., Gordon, A.N., and Symm, G.T., Contact Temperatures in Rolling-Sliding Surfaces, Proc. Roy. Soc. Lond., Ser.A, 286 (1965), 45.
- (25) 寺内喜男・灘野宏正・河野正来,移動熱源による温度上昇について(第1 報,三次元熱流による温度計算),日本機械学会論文集(C編),49-444 (1983),1434.
- (26)寺内喜男・灘野宏正・河野正来,移動熱源による温度上昇について(第2 報,表面から放熱がある場合の温度計算),日本機械学会論文集(C編), 51-463 (1985),677.
- (27) Patir,N., and Cheng,H.S., Prediction of the Bulk Temperature in Spur Gears Based on Finite Element Temperature Analisis, ASLE Trans., 22-1 (1975), 25.
- (28) Wang,K.L. and Cheng,H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.1 Analisis, ASME J Mech. Des., 103-1 (1981), 177.
- (29) Wang,K.L. and Cheng,H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load,

-6-

Film Thickness and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.2 Results, Trans. ASME, J. Mech. Des., 103-1 (1981), 188.

- (30) Townsend, D.P. and Akin, L.S., Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as Affected by Operating Variables, Trans. ASME, J. Mech. Des. 103-1 (1981), 220.
- (31) El-Bayoumy,L.E., Akin,L.S., and Townsend,D.P., An Investigation of the Transient Thermal Analysis of Spur Gears, Trans. ASME, J. Mech. Transm. Autom. Des., 107-12 (1985), 541.
- (32) Benedict, G.H., Correlation of Disk Machines and Gear Tests, 24-12(1968), 591.
- (33) 成瀬長太郎・灰塚正次,2円筒試験におけるスコーリング限界荷重と摩擦 係数(潤滑油,すべり率とすべり速度の影響,鋼/鋼の場合),日本機械 学会論文集,43-376 (1977),4670.
- (34) 成瀬長太郎・灰塚正次・根本良三・野口裕明,スコーリング限界荷重に及 ぼす油の粘度と摩耗防止剤の影響(FZG平歯車試験機を中心にして), 日本機械学会論文集(C編),46-411 (1980),1444.
- (35)市丸和徳・平野富士夫・畠本道男,平歯車の過負荷試験(第2報,スコー リングに及ぼす動荷重の影響),日本機械学会論文集,39-323 (1973), 2272.
- (36)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,繰返し作用する移動熱源による平歯車の 歯の温度上昇,日本機械学会論文集(C編),52-476(1986),1387.
- (37)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,平歯車におけるせん光温度,日本機械学 会論文集(C編),52-478 (1986),1827.
- (38)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,平歯車の作用歯面バルク温度上昇,日本 機械学会論文集(C編),52-480 (1986),2174.

- (39)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平,平歯車のスコーリングに関する研究(第1報,ギヤ油基油の場合のスコーリング発生温度),日本機械学会論文集(C編),52-473 (1986),122.
- (40)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平,平歯車のスコーリングに関する研究(第2報,極圧油の場合のスコーリング発生温度),日本機械学会論文集(C編),52-484 (1986),3256.
- (41)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平,平歯車のスコーリングに関する研究(第3報,かみあい始め側歯形摩耗による耐スコーリング負荷容量の向上),日本機械学会論文集(C編),52-486 (1987),444.
- (42)藤井正浩・小幡文雄・吉田 彰,平歯車の作用歯面バルク温度に及ぼす歯 先修整の影響,日本機械学会論文集(C編),56(1990).
- (43)藤井正浩・小幡文雄・吉田 彰・松田 浩・藤田公明,平歯車におけるス コーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響,日本機械学会論文集(C編) 55-512 (1989), 1017.
- (44)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響(第1報,ギヤ油基油の場合の突起干渉状態),日本機械学会論 文集(C編),51-472 (1985),3259.
- (45)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響(第2報,高すべり率におけるギヤ油基油の耐焼付き能),日本 機械学会論文集(C編),51-472 (1985),3267.
- (46)藤井正浩・小幡文雄・吉田 彰・松田 浩,平歯車の耐スコーリング能に 及ぼす動荷重の影響,日本機械学会論文集(C編),56(1990).
- (47)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,潤滑油の耐スコーリング能(第1報,ギ ヤ油基油の平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関),潤滑,32-9
 (1987),679.

(48) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,潤滑油の耐スコーリング能(第2報,平 歯車のスコーリング発生温度推定法),潤滑,32-10 (1987),733.

第2章 平歯車の歯の温度上昇解析

歯車のスコーリングなど焼付き損傷の発生は、温度と深い関係にある、平歯車 を対象にかみあい時の瞬間上昇温度であるせん光温度あるいは熱の発生と放散状 態により定まる本体温度いわゆるバルク温度を解析した研究はある。しかし、そ れらの研究では、解析を容易にするため、物体の形状または熱源作用形態がかな り単純化されている。従来のせん光温度計算式は、熱量および移動速度一定の熱 **源による半無限物体表面上の定常温度上昇に基づいている(1)(2)**,また,バルク 温度解析の多くは有限要素法により静止熱源に対して行われている(3)(4).した がって、スコーリングの発生と温度の関係を究明するには、より実際に近い状態 での歯の温度上昇を解明する必要がある。本章では、平歯車の一つの歯に対応す る部分を長方形物体で近似し、断続的に作用する移動熱源によるその温度上昇の 理論解を求め、数値計算結果から平歯車の作用歯面上の温度上昇に対する考え方 を明らかにする。また、作用歯面上のせん光温度を従来の半無限物体表面上のせ ん光温度と対比しながら考察するとともに、歯車ではかみあい位置によって摩擦 熱量が異なることを考え,変動熱量に対する簡便なせん光温度計算式を検討する. さらに、接触面温度あるいは弾性流体潤滑膜厚に大きく関与する作用歯面バルク 温度上昇に及ぼす諸因子の影響を検討し、作用歯面バルク温度上昇を推定するた めの近似計算法を示す.

第2.1節 おもな記号

a1: 平歯車のリム厚さ,ウェブ厚さとボス厚さの和に相当する値 mm [a1=a1/m]

 a_2 :平歯車のかみあい歯たけに相当する値 mm $[\overline{a}_2 = a_2/m]$ b:平歯車の歯厚に相当する値 mm $[\overline{b} = b/m]$ c:平歯車の比熱 $J/(kg\cdot K)$

2d:熱源のx方向(熱源移動方向)の幅 mm [d=d/m]f(x):静止熱源のx方向の熱量分布を与える無次元係数

H:表面における熱伝達率 W/(mm²·K)

- h:表面における相対熱伝達率 = H / λ mm⁻¹ [\overline{h} = hm]
- m:平歯車のモジュール mm

Q(t):単位時間・単位歯幅あたりの流入熱量 J/(s・mm)

 $[\overline{Q}(\overline{t}) = Q(\overline{t}) / Q_{\emptyset}]$

Qo: (Δ t の時間に流入する単位歯幅あたりの全熱量)/Δ t (一定)

 $J/(s \cdot m m)$

T:温度あるいは温度上昇 K [T= λ T/Q₀] T_b:作用歯面バルク温度上昇 K [T_b= λ T_b/Q₀] T_f:作用歯面上のせん光温度 K [T_f= λ T_f/Q₀] T_{if}:半無限物体表面上のせん光温度 K [T_{if}= λ T_{if}/Q₀] T_{fmax}:熱源作用域内の最高せん光温度 K [T_{fmax}= λ T_{fmax}/Q₀] T_{ifmax}:Q(t)=Q₀のときの半無限物体における熱源作用域内の 最高せん光温度 K [T_{ifmax}= λ T_{ifmax}/Q₀]

(Tifmax)max:変動熱量下の半無限物体における熱源作用域内の最高せん光温度

の最大値 K $[(T_{ifmax})_{max} = \lambda(T_{ifmax})_{max}/Q_{0}]$ Ts:静止熱源による温度上昇 K $[T_{s} = \lambda T_{s}/Q_{0}]$ t:時間 s $[\overline{t} = \kappa t/m^{2}]$ v:熱源移動速度 mm/s $[\overline{v} = mv/\kappa]$ x:平歯車の半径方向に対応する座標 mm $[\overline{x} = x/m]$ $x_{\circ}: 熱源左端のx座標 mm [\overline{x}_{\circ} = x_{\circ}/m]$ $y: 平歯車の歯厚方向に対応する座標 mm [\overline{y} = y/m]$ z: 平歯車の歯数 $\lambda: 平歯車の熱伝導率 W/(mm·K)$ $\kappa: 平歯車の熱拡散率 = \lambda/c \rho mm^2/s$ $\rho: 平歯車の密度 kg/mm^3$

 $\Delta t: 1回の繰返しで熱源が作用する時間 = (a_2-2d)/|v| s$ $\int \Delta \overline{t} = (\overline{a_2}-2d)/|\overline{v}|$

なお,[]内は無次元量を示す. $\overline{x} = -\overline{a_1}$, $\overline{x} = \overline{a_2}$ および $\overline{y} = 0$, $\overline{y} = \overline{b}$ の境 界面における**T**にはそれぞれ, 1, 2, 3, 4の添字を付ける.

第2.2節 繰返し作用する移動熱源による平歯車の歯の温度上昇

2・2・1 理論解

歯車の温度上昇の理論解を歯車の形状そのものに対して求めることはできない、 歯車の場合,一つの歯に作用する摩擦熱量分布,歯表面における熱伝達率はいず れの歯でも等しいと考えることができる.そこで本解析では,平歯車の一つの歯 に対応する部分を 図2-1に示すy方向の境界面が断熱された等方・等質な長方形 物体で近似し,断続的に繰返し作用する一様分布移動熱源によるその温度上昇の 理論解を求める.

図2-1に示す直交座標系 0-x-yにおける熱伝導方程式は, Tを温度として 次式で与えられる.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \qquad \dots (2-1)$$

ここで熱拡散率κは温度によらない定数である.

x 方向の境界面から温度零の周囲にニュートンの法則に従う放熱があり, y 方 向の境界面が断熱されている場合の境界条件は,次式で与えられる.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x} - h_1 T \right)_{x=-a_1} = 0$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x} + h_2 T \right)_{x=a_2} = 0$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=b} = 0$$
...(2-2)

ただし,相対熱伝達率h₁,h₂はy方向の位置および温度によらない定数である.

図2-1 に示す一様分布移動熱源が図2-2に示すような z Δ t の時間間隔,熱量 変動でもって繰返し作用する場合の温度上昇を求めるためには,まず,単位強さ の瞬間線熱源による 図2-1示した長方形物体の温度応答すなわちグリーン関数を 知る必要がある.グリーン関数は単位強さの瞬間線熱源をディラックのデルタ関 数を用いて初期温度として表す方法⁽⁵⁾ により容易に得られる.

式(2-1),(2-2)を満足するグリーン関数Gは、次式で与えられる.

$$G(x, y, t; x', y', t') = \frac{2}{(a_1 + a_2)b} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{e^{-B_{sn}(\bar{t} - \bar{t}')} X_s(\bar{x}) X_s(\bar{x}') \varepsilon_n \cos \zeta_n \bar{y} \cos \zeta_n \bar{y}'}{(1 + C_s^2)(1 + A_{s1} + A_{s2})} \cdots (2-3)$$

 ZZ_{k} , $\varepsilon_{n} = 1(n = 0)$, $2(n = 1, 2, \dots)$.

$$A_{s1,2} = \{ \bar{h}_{1,2}(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \} / \{ \mu_s^2 + \bar{h}_{1,2}^2(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2 \}, \quad B_{sn} = \xi_s^2 + \zeta_n^2 \\ C_s = \{ -\mu_s \sin \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \cos \xi_s \bar{a}_1 \} / \{ \mu_s \cos \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \sin \xi_s \bar{a}_1 \} \\ X_s(\bar{x}) = \cos \xi_s \bar{x} + C_s \sin \xi_s \bar{x}, \quad \xi_s = \mu_s / (\bar{a}_1 + \bar{a}_2), \quad \zeta_n = n\pi/\bar{b} \end{cases} \cdots (2-4)$$

µ sは次式のs 番目の正根である.

$$\{\alpha^2 - \bar{h_1}\bar{h_2}(\bar{a_1} + \bar{a_2})^2\}\sin\alpha - (\bar{h_1} + \bar{h_2})(\bar{a_1} + \bar{a_2})\alpha\cos\alpha = 0 \qquad \cdots (2-5)$$

したがって、図2-1に示した長方形物体の初期温度は零であるとするとき、図 2-2に示したような時間間隔, 熱量変動で繰返し作用する一様分布移動熱源によ る時間 t での温度上昇 T は、次式で与えられる.なお、熱源の移動速度 v は一定 で、 x 軸の正の向きの速度を正とする.

$$T = \sum_{j=0}^{i-1} \Delta T_j + \Delta T \quad [iz\Delta t \le t \le (iz+1)\Delta t]$$

$$T = \sum_{j=0}^{i} \Delta T_j \qquad [(iz+1)\Delta t < t < (i+1)z\Delta t]$$
...(2-6)



図2-1 平歯車の一つの歯に対応する 部分を近似した長方形物体の 座標系と移動熱源



図2-2 z Δ t の時間間隔で繰返し
 し作用する移動熱源の作用時間Δ t 内の熱量変動

-14-

ここに, $i = [t / z \Delta t]$. ΔT_j , ΔT はそれぞれ,時間 $j z \Delta t$ から時間 (j z + 1) Δt の間および時間 $i z \Delta t$ から時間 tの間に作用した熱源による時間 間 t での温度上昇成分であり,次式で与えられる.

$$\Delta T_{j} = \frac{1}{2c\rho d} \int_{jzdt}^{(jz+1)dt} \int_{x_{d}}^{x_{d}+2d} Q(t') G(x,y,t;x',0,t') dt' dx' \qquad \cdots (2-7)$$

$$\Delta T = \frac{1}{2c\rho d} \int_{izdt}^{t} \int_{x_{e}}^{x_{e}+2d} Q(t') G(x, y, t; x', 0, t') dt' dx' \qquad \cdots (2-8)$$

ただし、x₀は 式(2-7)では x₀+v(t'-j z Δ t), 式(2-8)では x₀+ v(t'-i z Δ t)である、なお、x₀はv>0のとき 0、v<0のとき a₂-2d である、

ここで式(2-6)~(2-8)に第2.1節で示した無次元量を導入すれば,次式の無 次元温度上昇T(=λT/Q₂)が得られる.

$$\vec{T} = \sum_{j=0}^{i-1} \Delta \bar{T}_j + \Delta \bar{T} \quad [iz\Delta \bar{t} \le \bar{t} \le (iz+1)\Delta \bar{t}] \\ \vec{T} = \sum_{j=0}^{i} \Delta \bar{T}_j \quad [(iz+1)\Delta \bar{t} < \bar{t} < (i+1)z\Delta \bar{t}]$$
 ...(2-9)

$$\Delta \bar{T}_{j} = \frac{2}{\bar{b}\bar{d}} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin \xi_{s}\bar{d} X_{s}(\bar{x}) \varepsilon_{n} \cos \zeta_{n} \bar{y}}{\mu_{s}(1+C_{s}^{2})(1+A_{s1}+A_{s2})} \int_{jz\Delta \bar{t}}^{(jz+1)\Delta \bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-B_{sn}(\bar{t}-\bar{t}')} D_{sj} d\bar{t}' \cdots (2-10)$$

$$\Delta \bar{T} = \frac{2}{\bar{b}\bar{d}} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin\xi_s \bar{d} X_s(\bar{x})\varepsilon_n \cos\zeta_n \bar{y}}{\mu_s (1+C_s^2)(1+A_{s1}+A_{s2})} \int_{iz\Delta \bar{t}}^{\bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-B_{sn}(\bar{t}-\bar{t}')} D_{si} d\bar{t}' \qquad \cdots (2-11)$$

式(2-10)のDsjは

 $D_{si} = \cos \xi_s \{ \bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t}') \} + C_s \sin \xi_s \{ \bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t}') \} \qquad \cdots (2-12)$

で与えられる.なお, \overline{x}_{a} は $\overline{v}>0$ のとき 0, $\overline{v}<0$ のとき $\overline{a}_{2}-2\overline{d}$ である.式 (2-11)のD_s;は,式(2-12)の右辺のjをiで置換した式で与えられる.

2・2・2 計算結果

歯面における熱伝達率は歯の温度上昇に大きな影響を及ぼす.しかし,回転中の歯車でその値を直接知ることは困難である.本解析では,鋼製円筒を用いた実験結果⁽⁶⁾を参考にし, $\overline{h}_{1,2} \leq 0.5$ とした.理論解の値は,式(2-10),(2-11)に示すs,nの項数がそれぞれ 300以内の範囲で,収束状態を考慮して求めた.

以下,一様分布移動熱源 が繰返し作用するときの温 度上昇を 表2-1に示す平歯 車モデルに対して検討する.

表2-1 計算に用いた平歯車モデルの諸値

- ā1	ā2	Б	2 4	z
8	2	2	0.2	10

a. 熱源移動速度と放熱状態の影響

図2-3は、計算に用いた無次元熱量Q(T)の 0 \leq T \leq Δ Tにおける状態を示す. $T = \Delta T/2$ はかみあいピッチ点位置に対応する.一対の歯がかみあっている無次 元時間に相当する Δ T内のQ(T)の平均値は1である.図2-4は、図2-3の熱量変 動に対して求めた、温度上昇に及ぼす熱源移動速度と放熱状態の影響を示す.温 度上昇は熱源から見た状態がその前の熱源の繰返しのときと同じ状態(以後、準 定常状態と称す)におけるものである. 熱源の左端は \overline{x}_{0} =1.18 にあり、その ときのQ(T)は 1.0である.同じ放熱状態では準定常状態は時間によって決定さ れた. \overline{v} =1で準定常状態に達するに必要な熱源の繰返し数は、 \overline{v} =10のときの 1/10の約15であった、図2-4で、 $\overline{y} = 0$ の 0 $\leq \overline{x} \leq 2$ の範囲は平歯車の作用歯面に、 $\overline{y} = 2$ の 0 $\leq \overline{x} \leq 2$ の範囲はその反作用歯面に相当する、熱源が $\overline{x}_{o} = 0$ から $\overline{x}_{o} = 1.8$ まで($\overline{v} < 0$ のときは $\overline{x}_{o} = 1.8$ から $\overline{x}_{o} = 0$ まで)移動するに要する時間 Δ Tは、 $\overline{v} = 1$ では1.8、 $\overline{v} = 10$ では0.18である、図2-4中のH.S.は熱源作用域であるこ とを示す、なお、図2-4中の破線については2・2・3項で触れる、

まず,熱源移動速度の影響に ついて検討する.1回の繰返し で熱源が作用している時間がマ = 10のときの10倍となる $\overline{\nabla}=1$ では, $\overline{\mathcal{Y}} \leq 0.5$ とくに $\overline{\mathcal{Y}}=0$ の熱 源作用域およびその近傍の温度 上昇は,同じ放熱状態で比較す るとき, $\overline{\nabla}=10$ の温度上昇より かなり大きい. $\overline{\nabla}=10$ では,こ



(その1)



図2-4 温度上昇に及ぼす熱源移動速度と放熱状態の影響 [図2-3のQ(モ)に対して]

れから熱源が作用する熱源作用域右側の温度上昇は、熱源作用域近傍を除けば 方向の位置によって変化しない、それに対し、 $\overline{v}=1$ では、 $\overline{y}=0$ に近づくほど 温度上昇は大きい、ところで、熱源の作用が終わって間のない熱源作用域左側で 作用歯面に相当する部分には、前述の $\overline{Q}(\overline{t})=1.0$ より高い熱量を受けた領域が あるにもかかわらず、熱源作用域の温度上昇より大きい温度上昇の箇所は見られ ない、

っぎに,放熱状態の影響について検討する. 図2-4で Γ_1 =0.5, Γ_2 =0はボス 部から放熱,歯先面が断熱されている場合, Γ_1 =0, Γ_2 =0.5はその逆の場合に 相当する.放熱状態の影響をわかりやすくするため,計算は極端な条件で行った. 熱源移動速度によらず,同じ熱伝達率では,冷却効果は作用歯面に近い歯先面か ら放熱があるほうがボス部から放熱があるほうより大きい.温度上昇分布は放熱 のある面のほうへ傾斜しているが, \overline{y} =2の面の温度上昇を基準にした温度上昇 分布に及ぼす放熱のある面の位置の大きな影響はない.

b. 熱源移動方向の影響

駆動歯車ではかみあい位置は 歯元側から歯先側に移るが,被 動歯車ではその逆である. 図2 -4は熱源が歯元側から歯先側に 移動する場合の温度上昇を示し た. 図2-5は▽が負すなわち熱 源が歯先側から歯元側に移動す る場合の 図2-3の熱量変動に対 する準定常状態における温度上 昇を示す.熱源の左端は x_e=



図2-5 熱源が歯先側から歯元側に移 動する場合の温度上昇 [図2-3のQ(て)に対して]

-18-

0.62にあり、そのときのQ(T)は、 図2-4の場合と同じく1.0である. 熱源移動 速度の大きさが等しい 図2-4(b)の温度上昇との比較から次のことがわかる. 同 じ放熱状態では \overline{y} =2の温度上昇におよぼす熱源移動方向の影響はない.また、 左右の違いはあるが、図の熱源作用位置では、それぞれの放熱状態で \overline{y} =2の面 の温度上昇を基準にした熱源作用域およびその近傍の温度上昇分布に及ぼす熱源 移動方向の影響もない.

c. 流入熱量の時間的変動状態の影響

図2-3は流入熱量の時間的変化が モ= Δ T/2を中心に対称な場合であった. こ こで,図2-6に示す非対称な流入熱量の時間的変動に対する温度上昇を検討する. なお、 Δ T内のQ(T)の平均値は、図2-3の場合と同じく 1である.図2-7は、熱 源が歯元側から歯先側に移動し、歯先側の流入熱量が大きい場合の準定常状態に おける温度上昇を示す. 熱源の左端は図2-4の場合と同じ \overline{x}_{e} =1.18 にある. そ のときのQ(T)は図2-6において 1.0で、これも図2-4の場合と同じである. 熱源 移動速度が等しい 図2-4(b)の温度上昇と比較して、いずれの放熱状態において







図2-7 歯先側の流入熱量が大きい場 合の温度上昇[図2-6のQ(モ) に対して]

も流入熱量の大きい歯先側の温度上昇に若干の違いがあり,また,流入熱量の小 さい熱源作用域左側の温度上昇が小さい.しかし,全体的には, 〒=2 の面の温 度上昇を基準にした熱源作用域及びその近傍の温度上昇に, 図2-4(b)の場合と 大差はない.

2・2・3 せん光温度と作用歯面バルク温度上昇

2・2・2項で示した計算結果は、ボス部あるいは歯先面から放熱はあるが、 歯面にあたる部分から放熱はない場合であった.実際の歯車では当然、歯面から も放熱があり、そのことが歯の温度上昇にいかなる影響を及ぼすかを明らかにす ることは重要である.しかし、図2-1でy=0とy=bの境界面の $-a_1 \le x < 0$ の 領域は断熱され、 $0 \le x < a_2$ の領域からは放熱がある場合の理論解を求めること は困難である.そこで、ここではy方向の境界面全体から放熱がある場合の理論 解の数値計算結果から、歯の温度上昇に及ぼす歯面からの放熱の影響の概略を知 ることにする.なお、この場合の理論解は、2・2・1項で示したx方向の境界 面から放熱がある場合と同様な手順で容易に求められるので省略する. 図2-8は、 y方向の温度上昇にできるだけ大きな差がつくように、 $\overline{y}=2$ の境界面からのみ 放熱があるとした場合の準定常

状態における温度上昇を示す. 熱源の位置,計算に用いた Q(T)などは図2-4の場合と同じである.熱源移動速度が等しい<math>図2-4(b)の場合と比較して, $\overline{y}=0と\overline{y}=2の面の温度上昇の$ 差は少し大きい.しかし,温度 $上昇分布の形状に及ぼす<math>\overline{y}=2$



図2-8 y=2の境界面からのみ放熱が ある場合の温度上昇 [図2-3の Q(モ)に対して]

の境界面からの放熱の顕著な影響はない.

ところで、歯車におけるスコーリングの発生と温度の関係を検討する場合、接 触面の温度は重要である.上述および2・2・2項で述べたことから明らかなよ うに、物体全体の温度上昇は放熱状態の影響を大きく受けるが、熱源作用域およ びその近傍の温度上昇の分布状態に及ぼす放熱状態の影響は小さい.ここで、熱 源作用域およびその近傍の温度上昇に及ぼす放熱状態の影響について少し詳しく 検討する.図2-4、2-5、2-7、2-8において、 $\overline{v}>0$ のときは $\overline{x}_{e}=0$ から $\overline{x}_{e}=1.18$ まで、また $\overline{v}<0$ のときは $\overline{x}_{e}=1.8$ から $\overline{x}_{e}=0.62$ まで移動する時間、 熱源の熱 量を零にした場合の温度上昇を破線で示した.なお、図2-4(a)のように、 $\overline{y}=0$ から $\overline{y}=2$ までの各面の破線の温度上昇は同じである.また、図2-4(b)、2-5、 2-7では破線の温度上昇は $\overline{y}=2$ の実線の温度上昇と、また図2-8では $\overline{x}\leq1$ の範囲 の破線の温度上昇は $\overline{y}=1$ の実線の温度上昇と、また図2-8では $\overline{x}\leq1$ の範囲 の破線の温度上昇は $\overline{y}=1$ の実線の温度上昇とたれぞれ一致している. $\overline{y}=0$ で 0 $\leq \overline{x}\leq2$ のいわゆる作用歯面に相当する部分の熱源作用域およびその近傍の温度 上昇は、破線で与えられる温度上昇成分と破線の温度上昇を基準にした温度上昇 成分の和で与えられる.各図を比較、検討することにより、前者は放熱状態の影

ば,このことは,他の熱源作用 位置,平歯車モデルに対して, また準定常状態に達していない 場合でも正しい.ここで前者を バルク温度上昇,後者をせん光 温度と定義する.せん光温度は, 図2-4 に示されるように熱源移 動速度が高くなれば急激に小さ くなり,また流入熱量の急速な



図2-9 作用歯面バルク温度上昇丁₀の 時間特性 [図2-3のQ(て)に対 して]

変動に対しても敏感である。一方、バルク温度上昇は、流入熱量の急速な変動に は追従できない。図2-9は、表2-1に示した平歯車モデルに対して求めた、熱源作 用域内の $\overline{\mathbf{x}}$ = 1.24における作用歯面バルク温度上昇T_bの時間特性を熱源移動速 度 $\overline{\mathbf{v}}$ との関連において示す。 $\overline{\mathbf{v}} \ge 10^2$ では、T_bにおよぼす熱源移動速度の影響は わずかである。熱源移動速度によらず、T_bはT = 250でほぼ定常に達している。

第2.3節 せん光温度

第2.2節では,平歯車の一つの歯に対応する部分を長方形物体で近似し,断 続的に繰返し作用する移動熱源によるその温度上昇を解析した.その結果,作用 歯面上の熱源作用域及びその近傍の温度上昇はせん光温度成分とバルク温度上昇 成分に分離できることが明らかにされた.本節では,作用歯面上のせん光温度を 従来の半無限物体表面上のせん光温度と対比しながら考察するとともに,歯車で はかみあい位置によって摩擦熱量が異なることを考え,変動熱量に対する簡便な せん光温度計算式を検討する.

2・3・1 せん光温度の理論

式

移動速度一定の一様分布熱源が 第2.2節の図2-1に示す面上に図 2-10の時間間隔および熱量変動で 繰返し作用するとき,熱源作用域 およびその近傍の作用歯面上の無 次元せん光温度Trは,第2.2節



図2-10 z Δ t の時間間隔で繰返
 し作用する移動熱源の作
 用時間Δ t 内の熱量変動

-22-

の式(2-11)をもとに,次式で与えられる.

$$\bar{T}_{f} = \frac{2}{\bar{b}\bar{d}} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\varepsilon_{n} \sin \xi_{s}\bar{d} X_{s}(\bar{x})}{\mu_{s}(1+C_{s}^{2})(1+A_{s1}+A_{s2})} \int_{iz\Delta \bar{t}}^{\bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-B_{sn}(\bar{t}-\bar{t}')} D_{si} d\bar{t}'$$

 $[iz \Delta t \leq \bar{t} \leq (iz+1)\Delta \bar{t}] \quad \dots (2-13)$

 $\texttt{ZZE}, \ \texttt{\varepsilon}_n = 1 (n = 0), \ \texttt{2} (n = 1, 2, \cdots), \ \texttt{i} = [\texttt{T} / \texttt{z} \Delta \texttt{T}].$

$$\begin{array}{l} A_{s_{1,2}} = \bar{h_{1,2}}(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) / \{\mu_s^2 + \bar{h_{1,2}}^2(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2\}, \quad B_{sn} = \xi_s^2 + \zeta_n^2 \\ C_s = \{-\mu_s \sin \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \cos \xi_s \bar{a}_1\} / \{\mu_s \cos \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \sin \xi_s \bar{a}_1\} \\ X_s(\bar{x}) = \cos \xi_s \bar{x} + C_s \sin \xi_s \bar{x}, \quad \xi_s = \mu_s / (\bar{a}_1 + \bar{a}_2), \quad \zeta_n = n\pi/\bar{b} \\ D_{si} = \cos \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - iz\Delta \bar{t})\} + C_s \sin \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - iz\Delta \bar{t})\} \end{array} \right\} \qquad \cdots (2-14)$$

式(2-14)のD_s;で, \overline{x}_{0} は $\overline{v}>0$ のとき0, $\overline{v}<0$ のとき $\overline{a}_{2}-2\overline{d}$ である. μ_{s} は 次式のs番目の正根である.

$$\{a^2 - \bar{h_1}\bar{h_2}(\bar{a_1} + \bar{a_2})^2\}\sin a - (\bar{h_1} + \bar{h_2})(\bar{a_1} + \bar{a_2})a\cos a = 0 \qquad \dots (2-15)$$

次に,熱量および移動速度一定の一様分布熱源による半無限物体表面上の無次 元せん光温度の定常解T:,は,図2-11の熱源作用位置に対し,次式で与えられる

$$\bar{T}_{ij} = \frac{1}{\pi d\bar{v}} \left[I \left\{ \frac{\bar{v}}{2} (\bar{x} + \bar{d}) \right\} - I \left\{ \frac{\bar{v}}{2} (\bar{x} - \bar{d}) \right\} \right] \quad [\bar{Q}(\bar{t}) = 1] \quad \dots (2-16)$$



ただし,

$$I(a) = \int_{0}^{a} e^{-u} K_{0}(|u|) du = \begin{cases} a e^{-a} \{K_{0}(a) - K_{1}(a)\} + 1 & (a > 0) \\ a e^{-a} \{K_{0}(|a|) + K_{1}(|a|)\} + 1 & (a < 0) \end{cases} \dots (2-17)$$

(2-17)式で, K₀, K₁はそれぞれ, 0次および1次の第2種の変形されたベッセル関数である.

2・3・2 計算結果および考察

流入熱量の変動状態がいずれの熱源の繰返しにおいても同じであるとすれば, 式(2-13)からわかるように, Tr はてとiz Δ ての時間差によって決定され, 熱 源の繰返し数にはよらない.そこで,計算はすべてi=0で行った.Trの収束値 を求めるのに必要とした式(2-13)のsおよびnの項数はて, ∇ の値によって異な り,本節の計算ではそれらはそれぞれ300~1000の範囲にあった.

a. 一定熱量下のせん光温度

ここでは、単位時間当りの流入熱量が一定の場合について、熱源作用域および

その近傍の作用歯面上の無次元せん光温度Trに及ぼす熱源移動速度,熱源移動方向,熱源作用位置の影響を検討する.なお,計算はa1=8, a2=D=2で行った.

図2-12は、 $\overline{Q}(\overline{t}) = 1$, $|\overline{v}| = 1$, $\overline{d} = 0.10$ 場合の \overline{x} 方向の \overline{t}_{f} の分布を示す. 図2-12(a)は $\overline{v} = 1$ で熱源が $\overline{x}_{o} = 0$ から1.8まで,また図2-12(b)は $\overline{v} = -1$ で熱源が $\overline{x}_{o} = 1.8$ から 0までそれぞれ移動するときの各熱源作用位置における状態で ある. 図2-12中の破線は、式(2-16)から求めた半無限物体表面上の無次元せん光 温度T₁rである. $\overline{v} = 1$ のとき、 \overline{x}_{o} が大きくなるにつれて \overline{t}_{f} は上昇し、 $\overline{x}_{o} = 1.5$ では \overline{t}_{1} rにほぼ等しい. また、 $\overline{x}_{o} \leq 1.5$ では \overline{t}_{f} に及ぼす放熱状態の影響はわず かであり、 $\overline{x}_{o} \leq 0.3$ では $\overline{h}_{1} = 0$ 、 $\overline{h}_{2} = 0.5$ の \overline{t}_{f} は $\overline{h}_{1} = 0.5$, $\overline{h}_{2} = 0$ の \overline{t}_{f} に 致している. しかし、 $\overline{x}_{o} = 1.8$ では、 $\overline{x} = \overline{a}_{2}$ の端面の影響が現れて、 $\overline{x}_{o} = 1.5$ におけるより \overline{t}_{f} は全体的に大きく、また 放熱状態の影響を受けている. $-\overline{t}$, $\overline{v} = -1$ のとき、 $\overline{v} = 1$ のときと比較して \overline{t}_{f} に及ぼす放熱状態の影響は全体的に 小さい、 $\overline{x}_{o} = 1.7$, 1.5の \overline{t}_{f} は, $\overline{x} = \overline{a}_{2}$ の端面の影響により、熱源が作用し始め



 $\bar{a}_1=8$, $\bar{a}_2=\bar{b}=2$, $\bar{d}=0.1$

図2-12 作用歯面上のせん光温度分布 [Q(T)=1, | v | =1]

てからの移動距離が等しい $\overline{v} = 10\overline{x}_{e} = 0.1, 0.3$ における T_{f} より大きい.しか し,熱源が端面から遠ざかるにつれて T_{f} の増加割合は小さくなり, $\overline{x}_{e} = 0$ の熱 源作用域内の T_{f} の最高値は T_{if} の最高値と大差ない.なお,第2.2節でせん光 温度は放熱状態の影響を受けない温度上昇成分であるとした.しかし, $|\overline{v}| =$ 1 という通常の動力伝達用平歯車にはない小さい熱源移動速度の大きさでは,式 (2-13)の T_{f} は放熱状態の影響をある程度受ける.

図2-13は、 $\overline{Q}(\overline{t})=1$, $|\overline{v}|=10^2$, $\overline{d}=0.10$ 場合の \overline{x} 方向の \overline{T}_r の分布を示 す. \overline{T}_r に及ぼす放熱状態の影響はない. ここで、 $\overline{v}=10^2$ である図2-13(a)の \overline{T}_r の分布と $\overline{v}=-10^2$ である図2-13(b)で $\overline{x}-(\overline{x}_e+\overline{d})=0$ に対して左右の値 を交換した \overline{T}_r の分布を、熱源の作用し始めてからの移動距離が等しい時点で比 較してみる. 図2-13(a)で $\overline{x}_e=0.05$, 0.1, 1.8のときとそれに対応する図2-13 (b)で $\overline{x}_e=1.75$, 1.7, 0 のときにわずかな分布の違いがあるが、それらを除け ば図2-13(a)と図2-13(b)における \overline{T}_r の分布に本質的な差はない. 図2-13(a) で $\overline{x}_e \ge 1$, 図2-13(b)で $\overline{x}_e \le 0.80$ \overline{T}_r は、 \overline{T}_r にほぼ等しい.

以上は、 $\overline{a_1} = 8$, $\overline{a_2} = \overline{b} = 2$ における結果であった. 同様な計算を $\overline{a_1} = \overline{a_2} = 2$, $\overline{b} = 1$ について行った結果, $|\overline{v}| = 1$ のTrは図2-13における値に等しかった.



ā₁=8, ā₂=5=2, ā=0.1 図2-13 作用歯面上のせん光温度分布[Q(T)=1, |V|=10²]

このように,熱源移動速度の大 きさが増大すれば, T_fに及ぼ す放熱状態の影響は無論,熱源 移動方向および物体の形状の影 響も無視できるようになる.

ところで,スコーリングの発 生と温度の関係を論じる場合, せん光温度で問題にされるのは 接触面内のその最高値である.

図2-14は、Q(T) = 1のとき の半無限物体における熱源作用 域内の 無次元最高せん光温度 T_{ifmax} と $\overline{d} | \overline{v} |$ の関係を示す. $\overline{d} | \overline{v} | \ge 10$ では、 T_{ifmax} は近 似的に次式で与えられる.

 $\bar{T}_{if\,\max} = \frac{0.766}{\sqrt{d}|\bar{v}|}$

 $[\bar{Q}(\bar{t})=1, \bar{d}|\bar{v}| \ge 10] \cdots (2-18)$

図2-15は、Q(T) = 1、T = 0.1のときの熱源作用域内の無 次元最高せん光温度 T_{fmax} と熱 源作用位置の関係を示す、縦軸 は T_{fmax} の T_{ifmax} に対する比



T_{ifmax}と₫月 〒┃の関係 [夏(モ)=1]





である.熱源移動速度の正負によらず,熱源が作用し始めてから熱源のx方向の幅に対応する2d移動する間に,T_{fmax}は急激に大きくなる.dv=0.1のとき, $\overline{x}_{\bullet}/d \ge 10$ では $\overline{x} = \overline{a}_{2}$ の端面の影響が現れ,熱源が $\overline{x} = \overline{a}_{2}$ の端面に近づくにつれてT_{fmax}は大きくなり,T_{ifmax}を超える.その程度は,ポス内周面からのみ放熱がある場合が歯先面からのみ放熱がある場合より大きい.一方, $\overline{dv} = -0.1$ のとき, $\overline{x} = \overline{a}_{2}$ の端面の影響により,熱源が移動し始めてから間のないころは $\overline{dv} = 0.1$ のときよりT_{fmax}の大きくなる割合は急激である.しかし,T_{fmax}はT_{ifmax}を超えることなく,また放熱状態の影響もほとんど受けない. $\overline{d}|\overline{v}| = 1$ では,T_{fmax}は熱源が作用し始めてから移動した距離によりほぼ決定され,放熱状態および熱源移動方向の影響を受けない.また, $\overline{d}|\overline{v}| = 0.1$ のときと比較してT_{fmax}の立ち上がりは大き

く、短い熱源移動距離で Tirmax に近づく・

図2-16は、 $Q(\bar{t}) = 1, \bar{d} = 0.02$ のときのTfmaxと熱源作用位置の 関係を示す。図2-15との比較から わかるように、同じ \bar{d} \bar{v} の値では、 熱源移動距離と \bar{d} の比が10以下に おけるTfmaxの立ち上がり状態に \bar{d} の値の違いによる有意差はない。 図2-15におけると同様、 \bar{d} $\bar{v} = 0.1$ では熱源が $\bar{x} = \bar{a}_2$ の端面に近づ くにつれてTfmaxは Tifmaxより 大きくなる。図2-15におけるより も熱源移動速度の大きさが大きい



図2-16 熱源作用域内の最高せん光温 度と熱源作用位置の関係 [Q(て)=1, **d**=0.02]

図2-16では、T_{fmax}に及ぼす放熱 状態の影響は無視できる程度であ る.

計算の結果,少なくとも $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ $\geq 10におけるT_{fmax}$ は,放熱状態, 熱源移動方向および物体の形状の 影響を受けず, $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ とて/ Δ て の値によって決定されることがわ かった.図2-17は,Q(て)=1, $\overline{d} | \overline{\nabla} | \geq 100場合のT_{fmax}の時$



間変化を示す. T_{fmax}/T_{ifmax} に及ぼす $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ の大きな影響はないが, $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ =10のときより $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ =10², 10³のときが T_{fmax} が定常に達する時間は少し短 い. $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ =10²と $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ =10³のときの T_{fmax}/T_{ifmax} の時間変化に差は ほとんどない. また,いずれの $\overline{d} | \overline{\nabla} |$ においても, T_{fmax} の定常値は T_{ifmax} になる. ここで, $\overline{Q}(\overline{t})$ = 1, $\overline{d} | \overline{\nabla} | \ge$ 10の場合の時間応答として,次式を考 える.

$$\frac{\bar{T}_{f \max}}{\bar{T}_{if \max}} = 1 - e^{-25\bar{i}/\Delta\bar{i}} \qquad [\bar{Q}(\bar{t}) = 1, \, \bar{d}|\bar{v}| \ge 10] \quad \cdots (2-19)$$

図2-17中に破線で示した式(2-19)の値は, d | ▽ | = 10, 10², 10³の理論値に ほぼ等しい.

b. 変動熱量下の最高せん光温度

図2-19は、 \overline{a}_1 =8、 \overline{a}_2 = \overline{b} =2、 \overline{d} =0.1で、 熱量変動が図2-18のときの熱源 作用域内無次元最高せん光温度 T_{fmax} の変動を示す. なお、0 \leq T \leq Δ T にお
けるQ(T)の平均値は 1である.変 動熱量下では,熱慣性のため,温度 上昇と熱量とは直接対応しない.し かし,従来のせん光温度計算では, そのことは無視されてきた.そこで, 本項では変動熱量下の半無限物体に おける熱源作用域内の無次元最高せ ん光温度は,Q(T)=1のときの半 無限物体における熱源作用域内の無 次元最高せん光温度である T_{ifmax} に図2-18のQ(T)を直接乗じて求め た.縦軸の $(T_{ifmax})_{max}$ は,次式で 定義される半無限物体における熱源 作用域内の無次元最高せん光温度の 最大値である.

$$(\bar{T}_{if\max})_{\max} = \max_{0 \le \bar{i} \le \Delta \bar{i}} \bar{Q}(\bar{t}) \cdot \bar{T}_{if\max}$$
....(2-20)

図2-19に示すように, Trmaxと破 線で示す従来の方法により求めた半 無限物体における熱源作用域内の無 次元最高せん光温度の間には, 熱慣 性により変動状態に時間的ずれが生



図2-19 変動熱量下の熱源作用域内の 最高せん光温度 [Q(モ):図2-18]

じる. また,熱が急激に作用するかみあい始めの $0 \leq T / \Delta T \leq 0.05$ の範囲で は前者は熱慣性を考慮しない後者よりかなり小さい.図2-19(a)に示す | ▼ | = 1 のときと異なって、図2-19(b)に示す $|v| = 10^2$ では、 T_{fmax} は放熱状態およ び熱源移動方向の影響を受けない.また、 $|\overline{v}| = 10^2$ のときの T_{tmax} の最大値の $(T_{ifmax})_{max}$ に対する比は $|\overline{v}|$ =1のときよりも大きく0.92である.種々の熱量 変動に対する計算の結果,少なくともて┃▽┃≧10における変動熱量下のTfmax は、放熱状態、熱源移動方向および物体の形状の影響を受けず、流入熱量の変動 状態, $\overline{\mathbf{d}} \mid \overline{\mathbf{v}} \mid \mathbf{b} \in \mathcal{T} / \Delta \mathbb{T}$ の値によって決定されることがわかった.

次に、変動熱量下の熱源作用域内の最高せん光温度を求めるための簡便な計算 式を提案する.2.3.2.aで示したように、页(モ)=1. d | ▽ | ≥10の場 合のTfmaxは近似的に式(2-19)で与えられる。そこで、式(2-19)を時間微分した 式をもとに,任意のQ(T)に対するTrmaxとして次式を考える.

$$\frac{\bar{T}_{f\,\text{max}}}{(\bar{T}_{if\,\text{max}})_{\text{max}}} = \frac{25}{\max_{\substack{0 \le \bar{t} \le \Delta \bar{t}}} \bar{Q}(\bar{t})} \int_{0}^{\bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-25(\bar{t}-\bar{t}')/\Delta \bar{t}} d\bar{t}' \qquad (0 \le \bar{t} \le \Delta \bar{t}) \qquad \cdots (2-21)$$

図2-20は,図2-18のQ(て)に対し,式(2-21)で求めたTrmaxを示す。図2-20の T_{fmax} は、図2-19(b)の T_{fmax} とほ Tfmax/(Tifmax)max 0 0 0 ぼ一致している. 種々の熱量変動に Conventional value 対して理論値と比較・検討した結果。 少なくともd | ▽ | ≧10における変 動熱量下のTfmaxは式(2-21)で求め 0.75 1.0 0.25 0.5 ī ∕∆ī て実用上は十分であることがわかっ 近似計算法による変動熱量下 図2-20 た.



の熱源作用域内の最高せん光 温度 [〇(王):図2-18]

第2.4節 平歯車の作用歯面バルク温度上昇解析

本節では,接触面温度あるいは弾性流体潤滑膜厚に大きく関与する作用歯面バルク温度上昇に及ぼす諸因子の影響および作用歯面バルク温度上昇を推定するための近似計算法を検討する.

2・4・1 作用歯面バルク温度上昇の理論式

移動速度一定の一様分布熱源が第2.2節の図2-1に示す面上に 図2-21の時間 間隔および熱量変動で繰返し作用するとき,熱源作用域およびその近傍の作用歯 面上の無次元バルク温度上昇Tbは,第2.2節の式(2-9),(2-10)をもとに,次 式で与えられる.

$$\bar{T}_{b} = \frac{2}{\bar{b}d} \sum_{j=0}^{i-1} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\varepsilon_{n} \sin \xi_{s} \bar{d} X_{s}(\bar{x})}{\mu_{s}(1+C_{s}^{2})(1+A_{s1}+A_{s2})} \int_{jz\Delta\bar{t}}^{(jz+1)\Delta\bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-B_{sn}(\bar{t}-\bar{t}')} D_{sj} d\bar{t}' [iz\Delta\bar{t} \le \bar{t} \le (iz+1)\Delta\bar{t}] \cdots (2-22)$$

 $ZZE, \varepsilon_n = 1(n = 0), 2(n = 1, 2, \dots), i = [t/z\Delta t].$

 $\begin{array}{l} A_{s1,2} = \bar{h}_{1,2}(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) / \{\mu_s^2 + \bar{h}_{1,2}^2(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2\}, \ B_{sn} = \xi_s^2 + \zeta_n^2 \\ C_s = \{-\mu_s \sin \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \cos \xi_s \bar{a}_1\} / \{\mu_s \cos \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \sin \xi_s \bar{a}_1\} \\ X_s(\bar{x}) = \cos \xi_s \bar{x} + C_s \sin \xi_s \bar{x}, \ \xi_s = \mu_s / (\bar{a}_1 + \bar{a}_2), \ \zeta_n = n\pi/\bar{b} \\ D_{sj} = \cos \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t})\} + C_s \sin \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t})\} \end{array} \right\} \qquad \cdots (2-23)$

式(2-23)のD_s;で, \overline{X} は \overline{V} >0のとき0, \overline{V} <0のとき \overline{a}_2 -2 \overline{d} である. μ sは 次式のs番目の正根である.

$$\{a^2 - \bar{h_1}\bar{h_2}(\bar{a_1} + \bar{a_2})^2\}\sin \alpha - (\bar{h_1} + \bar{h_2})(\bar{a_1} + \bar{a_2})\alpha\cos \alpha = 0 \qquad \cdots (2-24)$$

2・4・2 計算結果

スコーリングは接触面内で発生する.そこで以下では,熱源作用域内で最高せん光温度を与えるx方向位置における無次元作用歯面バルク温度上昇T。の定常 値に及ぼす諸因子の影響を検討する.

図2-22は,単位時間・単位歯幅当りの流入熱量の無次元量Q(モ)の0≤モ≤Δモ における変動を示す.本章の計算は,

熱量変動Aに対し, $\overline{a}_2 = \overline{b} = 2$, $\overline{x}_0 =$ 1.18で,熱源が歯元から歯先に移動す るときについて行った.なお,熱量変 動Aの場合, $0 \le \overline{t} < 0.25 \triangle \overline{t}$ および 0.75 $\triangle \overline{t} < \overline{t} \le \Delta \overline{t}$ の範囲は平歯車に おける2対かみあい域,また0.25 $\triangle \overline{t}$ $\le \overline{t} \le 0.75 \triangle \overline{t}$ の範囲は平歯車におけ る1対かみあい域に相当する.

ところで、式(2-22)で各熱源の繰返 しに対する収束値を求めるのに必要と したsおよびnの項数は少なく、それ ぞれ20以内であった.ただし、バルク 温度は時間的に徐々にしか上昇しない ため、熱源移動速度の大きさが大きく、 熱源作用時間が短く、また放熱状態が



図2-21 z Δ t の時間間隔で繰返し
 し作用する移動熱源の作用時間Δ t 内の熱量変動



悪いほど, 丁₀が定常に達するまでに要する熱源の繰返し数は増加した.

図2-23は、ボス内周面に相当する $\overline{\mathbf{x}} = -\overline{\mathbf{a}}_1$ の境界面からのみ放熱がある場合, および歯先面に相当する $\overline{\mathbf{x}} = \overline{\mathbf{a}}_2$ の境界面からのみ放熱がある場合のそれぞれに ついて調べたT_bに及ぼすリム厚さ、ウェブ厚さとボス厚さの和の無次元量 $\overline{\mathbf{a}}_1$ の 影響を示す・歯数zは10,図2-1の熱源作用域の大きさの半分の無次元量dは0.1 である・ボス内周面からのみ放熱がある場合, $\overline{\mathbf{a}}_1$ が大きくなる,すなわちボス 内周面と作用歯面間の距離が大きくなるにつれて放熱効果は低下し,T_bは増す. 一方,歯先面からのみ放熱がある場合,T_bに及ぼす $\overline{\mathbf{a}}_1$ の影響は見られない・熱 源移動速度が高くなるにつれてT_bは増すが, $\overline{\mathbf{v}} \ge 10^2$ ではいずれの放熱状態にお いてもT_bに及ぼす熱源移動速度の影響はわずかである.

-つの歯に注目するとき,熱 源は図2-21に示すように $z \Delta t$ の時間間隔で作用する.図2-24 は, T_bに及ぼす熱源作用間隔 の影響を示す.同じ熱源移動速 度では熱源作用間隔は歯数に比 例するので,横軸には歯数 z をとった.図2-24中の破線は,2 ・4・3項で検討する近似計算 法による値である.平歯車では z = 1 ということはありえない が,2・4・3項との関連上, 図には $z \ge 1$ におけるT_bを示 した. なお,歯数によらず $\overline{a_2}$, 万は同じ,すなわち歯の大きさ



図2-23 作用歯面バルク温度上昇に及 ぼすリム厚さ,ウェブ厚さと ボス厚さの和の影響 [Q(モ):図2-22のA,定常値] は同じにした.この場合,一定 の熱源移動速度のもとでは,平 歯車の回転速度は歯数に反比例 することになる.図2-24のよう に,歯数が増すにつれて,熱源 作用時間と比較して放熱時間が 長くなるため,T₀は小さくなる.

図2-25 はT_bに及ぼす熱源作 用域の大きさの影響を示すが、 T_b は d の影響をほとんど受け ない、

2・4・3 作用歯面バルク温度上昇の近似計算法

2・4・2項で述べたことか らわかるように,熱源移動速度 の大きさが大きい高回転速度で は,作用歯面バルク温度上昇が 定常に達するまでの熱源の繰返 し数は大きく,計算時間は長く なる・したがって,スコーリン グは高速・高負荷歯車で問題に なることを考えるとき,作用歯 面バルク温度上昇を推定するた めの簡便な近似計算法が望まれ



[Q(モ):図2-22のA,定常値]



図2-25 作用歯面バルク温度上昇に及 ぼす熱源作用域の大きさの影 響 [Q(モ):図2-22のA, 定常値]

る.本項では,図2-26に示すよ うに平歯車の一つの歯に対応す る部分を近似した等方・等質な 長方形物体の表面上に,静止熱 源が連続して作用するときの温 度上昇を解析し,計算結果から 作用歯面バルク温度上昇の近似 計算法を提案する.なお,本項 の計算は $\overline{a_1} = 8$, $\overline{a_2} = \overline{b} = 2\overline{c}$ 行った.



図2-26に示す位置に作用する静止熱源による温度上昇丁₃は、次式で与えられる.

$$T_{s} = \frac{Q_{0}}{C\rho a_{2}} \int_{0}^{t} \int_{0}^{a_{2}} f(x') G(x, y, t; x', 0, t') dx' dt' \qquad \cdots (2-25)$$

ここに,G(x,y,t;x',0,t')は,時間t'に図2-26に示した長方形物体の (x',0)の位置に単位強さの瞬間熱源が作用したときの温度応答すなわちグリー ン関数である.f(x)はx方向の熱量分布を与えるための無次元係数であり,次 式を満足する.

$$\int_{0}^{a_{2}} f(x) dx = a_{2} \qquad \cdots (2-26)$$

式(2-25)に第2.1節に示した無次元量を導入して整理すれば,次の無次元温 度上昇T。が得られる.

$$\bar{T}_{s} = \frac{2}{(\bar{a}_{1} + \bar{a}_{2})\bar{a}_{2}\bar{b}} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(1 - e^{-B_{sn}\bar{t}})X_{s}(\bar{x})\varepsilon_{n}\cos\zeta_{n}\bar{y}}{(1 + C_{s}^{2})(1 + A_{s1} + A_{s2})B_{sn}} \int_{0}^{\bar{a}_{2}} f(\bar{x}')X_{s}(\bar{x}')d\bar{x}' \cdots (2 - 27)$$

図2-27は,計算に用いたf(x) を示す.図2-28は、図2-27でAの f(x)に対して求めたT。である。 図2-28(a)はポス内周面に相当す る $\overline{\mathbf{x}} = -\overline{\mathbf{a}}_1$ の境界面からのみ放 熱がある場合,図2-28(b)は歯先 面に相当する $\overline{\mathbf{x}} = \overline{\mathbf{a}}_2 \mathbf{0}$ 境界面か らのみ放熱がある場合の結果を示 す. なお, 収束値を求めるために 用いた式(2-27)のsおよびnの項 数はそれぞれ、70以内であった。 いずれの放熱状態においても、任 意の文における y=0と y=1およ の差は、時間によらずほぼ一定で ある,時間経過とともに 末方向の 温度上昇に及ぼす放熱状態の影響 は大きくなる. y=0の x方向の 温度上昇には熱量分布によるうね りが生じているが, $\overline{y}=1, \overline{y}=2$ ではそのようなうねりは見られな い、断続的に繰返し作用する移動 みられなかったのに対し,静止熱 源では図2-28のように y=0の面





[f(x):図2-27のA]

の温度上昇は他の面の温度上昇より大きくなる。

ここで,作用歯面バルク温度上昇の近似計算法について検討する.図2-24から 判断されるように,移動熱源速度の大きさが大きくなれば, T_bは歯数に反比例 する. 通常の動力伝達用平歯車対では $|\overline{v}| \ge 100$ であり $|\overline{v}| = 1$ という小さ い熱源移動速度の大きさはない.そこで,作用歯面バルク温度上昇の近似式とし て,式(2-27)に \overline{y} =0を代入し,歯数で除した次式を考えてみる. なお,Patier らの有限要素法を用いた定常平歯車バルク温度近似計算法⁽⁴⁾ と本作用歯面バル ク温度上昇近似計算法は,静止熱源にもとづいているなど,基本的考え方におい て類似している.

$$\bar{T}_{b} = \frac{2}{z(\bar{a}_{1} + \bar{a}_{2})\bar{a}_{2}\bar{b}} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\varepsilon_{n}(1 - e^{-B_{sn}\bar{t}})X_{s}(\bar{x})}{(1 + C_{s}^{2})(1 + A_{s1} + A_{s2})B_{sn}} \int_{0}^{\bar{a}_{s}} f(\bar{x}')X_{s}(\bar{x}')d\bar{x}' \cdots (2-28)$$

図2-29は、作用歯面バルク温度上昇の式(2-22)で与えられる理論式と式(2-28) で与えられる近似値のいずれも定常値を示す. d = 0.1, z = 10である.なお、 \overline{x} 。の熱源作用位置に対応する近似値は、便宜的に式(2-28)で $\overline{x} = \overline{x}$ 。として求め た.図2-29(a)は、歯先側と歯元側の流入熱量が等しい場合の結果である.理論 値は図2-22のAのQ(モ)に対して、また近似値はそのQ(モ)に対応する図2-27の Aのf(\overline{x})に対してそれぞれ求めた.図2-29(b)は、歯先側の流入熱量が歯元側 より大きい場合の結果である.理論値は $\overline{v} > 0$ のとき図2-22のBのQ(モ)、 $\overline{v} < 0$ のとき図2-22のCのQ(モ)に対して、また近似値はそれらのQ(モ)に対応する図 2-27のBのf(\overline{x})に対してそれぞれ求めた.図2-29(b)で用いた熱量変動状態は、 例えば $\overline{v} > 0$ のときには、かみあい始め側の歯形修整により近寄り側2対かみあ い城のかみあいがなくなった駆動側平歯車に対応する.図2-22で、0≤モ≤ Δ モ 内のQ(モ)の平均値は、A、B、Cいずれの熱量変動でも1である.すなわち、 熱源1回の作用で流入する熱量は、A、B、Cいずれの熱量変動においても等し い・理論値からわかるように、
 いずれの熱量変動、熱源移動速
 度および放熱状態においても、
 丁₀に及ぼす熱源移動方向の影響は無視できる程度である。

 $|\nabla| \ge 10^2$ では,理論値と近 似値に大差はない.ただし,近 似値はある程度変動しているの に対し,理論値は単調に変化し, その変化量は小さい.これは, 連続して作用する静止熱源の場 合より断続的に作用する移動熱 源の場合は,熱伝導による温度 上昇の均一化が起きやすいこと を示すものであり,第3章に示 す平歯車のスコーリング実験に おける運転中の歯の温度測定結 果と似ている.

図2-24中に破線で式(2-28)に よる近似値を示した. <u>▼</u>≧10³



では,理論値と近似値の差は無視できる程度である.理論値と近似値の比較は図 2-23,図2-25についても行ったが, いずれの放熱状態においても近似値は ▽= 10³のときの理論値にほぼ一致した.

図2-30は、図2-22のAのQ(T)および図2-27のAのf(\overline{x})に対する T_bの時間 特性の理論値と近似値を示す. $\overline{d} = 0.1$, $\overline{x}_{e} = 1.18$, z = 10である. 図2-30(a),



 $\bar{a}_1=8$, $\bar{a}_2=\bar{b}=2$, $\bar{d}=0.1$, $\bar{x}_e=1.18$, z=10

図2-30 作用歯面バルク温度上昇の時間特性の理論値と近似値 [Q(モ):図2-22のA,f(x):図2-27のA]

(b)はそれぞれ、ボス内周面からのみおよび歯先面からのみ放熱がある場合の結果である.式(2-22)からわかるように、作用歯面バルク温度上昇の理論値は熱源が作用しているときに定義され、従って離散的である.そこで図2-30には・印で T_b の理論値を示した.いずれの放熱状態においても、近似値は \overline{v} =10³のときの 理論値とよく一致している. T_b は \overline{v} =300ではほぼ定常に達している. \overline{v} =300 までの熱源の繰返し数は \overline{v} =10³のとき約16700となる.

第2.5節 総括

平歯車におけるスコーリングの発生と温度の関係を究明するための基礎として, 平歯車の一つの歯に対応する部分を等方・等質な長方形物体で近似したモデルに 対し断続的に繰返し作用する移動熱源による温度上昇を解析し,作用歯面上の熱 源作用域およびその近傍のせん光温度,特にスコーリングの発生上問題にされる 熱源作用域内のせん光温度,並びに作用歯面バルク温度に及ぼす種々の因子の影 響を検討した.また,静止熱源による作用歯面上の温度上昇を解析し,移動熱源 による計算結果と比較・検討した.その結果を要約すれば次のようである.

(1) 作用歯面上の熱源作用域およびその近傍の温度上昇は,放熱状態の影響 を受けないせん光温度成分とその影響を大きく受けるバルク温度上昇成分に分離 できる.

(2) $\overline{\mathbf{d}} | \overline{\mathbf{v}} | \ge 10$ における熱源作用域内の最高せん光温度は,流入熱量の変動状態および $\overline{\mathbf{d}} | \overline{\mathbf{v}} | \ge \overline{\mathbf{v}} / \Delta \overline{\mathbf{v}}$ の値によって決定され,放熱状態,熱源移動方向,物体の形状にはよらない.

(3) 一定熱量が作用するときの熱源作用域内の最高せん光温度の時間応答の 近似式をもとにて | ▽ | ≧10で流入熱量に変動があるときの熱源作用域内の最高 せん光温度を求めるための簡便な計算式を示した.

(4) バルク温度上昇に及ぼす歯先面からの放熱効果は、ボス内周面と作用歯 面間の距離に左右されない、一方、ボス内周面からの放熱効果はその距離が大き くなるにつれて低下し、バルク温度上昇は増す。

(5) バルク温度上昇は、熱源が作用する時間間隔にほぼ反比例する.

(6) バルク温度上昇に及ぼす熱源作用域の大きさおよび熱源移動方向の影響 は無視できる。

(7) $|\overline{v}| \ge 10^{3}$ では、バルク温度上昇は熱源移動速度の影響を受けない.

(8) | ▼ | ≧10³におけるバルク温度上昇は、移動熱源の熱量変動に対応する 熱量分布の静止熱源が作用歯面上に連続して作用するときの作用歯面上の温度上 昇を歯数で除した値で近似できる。

参考文献

(1) Blok, H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under

-41-

Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2 (1937), 14.

- (2)寺内喜男・灘野宏正・河野正来,移動熱源による温度上昇について(第1 報,三次元熱流による温度計算),日本機械学会論文集(C編),49-444 (1983),1434.
- (3) Townsend, D.P. and Akin, L.S., Analytical and Experimental Spur Gear Tooth temperature as Affected by Operating Variables, Trans. ASME, J. Mech. Des. 103-1 (1981), 220.
- (4) Patir,N., and Cheng,H.S., Prediction of the Bulk Temperature in Spur Gears Based on Finite Element Temperature Analisis, ASLE Trans., 22-1 (1975), 25.
- (5) 竹内洋一郎,瞬間点熱源による円板の熱応力,日本機械学会論文集, 32-242 (1966),1470.
- (6)小幡文雄,平歯車潤滑における潤滑油の挙動と潤滑油の耐負荷能に関する 研究,学位論文(九州大学),(1981),67.
- (7) Carslaw, H. and Jaeger, J., Conduction of Heat in Solids., 2nd ed., (1959), 269. Oxford Univ. Press.

第3章 スコーリング発生温度

スコーリング発生と温度の関係については、バルク温度あるいは接触面温度の 観点からの研究がある⁽¹⁾⁻⁽³⁾. ISOの歯車の耐スコーリング負荷容量計算式 ⁽⁴⁾では、Blok によるせん光温度の歯面かみあい域における平均値とバルク温度 の和いわゆる積分温度を評価基準とする計算方式が提案されている.

ところで、歯車の接触状態をモデル化した2円筒試験結果⁽⁵⁾⁻⁽³⁾ によれば、 歯車装置における耐スコーリング能を左右する潤滑油の耐焼付き能は、すべり率 の影響を大きく受ける.また、混合あるいは完全な弾性流体潤滑状態から焼付き が発生しやすい高すべり率では、耐焼付き能は小さく、焼付きの発生は接触面最 高温度よりバルク温度に支配される.歯車のスコーリングはすべり率が大きいか みあい始めあるいはかみあい終わりの領域ですべり速度が高いとき発生しやすい ことを考えると、スコーリング発生と温度の関係についてはさらに詳細な研究が 必要である.

本章では、平歯車のスコーリング負荷容量計算法を確立するための基礎として、 平歯車のスコーリング発生と温度の関係を明らかにするとともに、歯車試験結果 と2円筒試験結果との相関をすべり率、すべり速度、摩擦面の潤滑状態を考慮し て究明する.第3.1節ではギヤ油基油の場合について、第3.2節では極圧油 の場合について、それらを検討する.

第3.1節 ギャ油基油の場合のスコーリング発生温度

3・1・1 試験機,供試歯車と試料油

実験に用いた試験機は,動力循環式のIAE形高速歯車試験機である.供試歯

-43-

車対は小歯車駆動であり,負荷は静止中にねじりトルク負荷用フランジ継手を用 いて与えた.

表3-1は,供試平歯車の諸元を示す.図3-1は供試小歯車の歯形曲線を示す.供 試大歯車にも小歯車と同様の歯先修整が施されている.供試歯車はガス浸炭焼入 れされ,有効硬化層深さは0.8mm,歯先面硬さはHv(0.2)680以上,歯形方向の 歯面粗さは0.2~0.5µmRaであった.

図3-2は、供試歯車対の作用線上の小歯車のすべり率 σ_1 , 大歯車のすべり率 σ_2 および小歯車回転速度 $n_1 = 1000$ r p mのときの小歯車の大歯車に対する相対 すべり速度 Vsと平均ころがり速度Uを示す. S はかみあいピッチ点からの距離 で、近寄り側を負、遠のき側を正とする. pbは法線ピッチである.

表3-2は,実験で用いた#90ギヤ油基油の性状を示す.

Items		Pinion	Gear
Module		5.08 (D.P. 5)	
Number of teeth		15	16
Standard pressure angle	deg	20	
Addendum modification		0.457	0,400
coefficient		0.457	0.400
Reference diameter	mm	76.200	81.280
Tip circle diameter	пm	89.916	94.417
Facewidth	mm	4.76	5.20
Center distance	mm	82.550	
Contact ratio		1.223	
Material		SNCM415	
Quality class		JIS B 1702-Class 0	
Tooth surface finishing		Grinding	

表3-1 供試平歯車の諸元

m or

図3-1 供試小歯車の歯形曲線



図3-2 供試平歯車対の作用線上の小歯 車,大歯車のすべり率σ1,σ2, 小歯車の大歯車に対する相対す べり速度Vsおよび平均ころがり 速度U(n1=1000rpm)

表3-2 #90ギヤ油基油の性状

			_
Specific gravity 288	/277 K	0.891	9
Flash point	K	557	
Pour point	K	265.7	
Kinematic	313 K	214.2	
viscosity mm²/s	373 K	18.67	
Viscosity index		97	
Sulfur concentration	wt%	0.54+	
+ natural content			

3 · 1 · 2 実験方法

実験は,小歯車回転速度 n₁が1500,4000,6500,9000,11500 r p m で行った. 所定の負荷を加えた後,試験機を起動し,70 s 以内に所定の回転速度にした.初 期全歯面法線荷重は, n₁ = 1500 r p m のとき1.14 k N, n₁ ≥ 4000 r p m のとき 0.57 k N とした.各荷重段階での運転時間は600 s とし,600 s の休止時間中に歯 面の観察および荷重の増加を行った.

試料油は,323±1Kに制御し, 図3-3に示すようにかみ込み側あるいはかみあ いはずれ側から強制給油した.スコーリング発生と温度の関係を検討するため, 歯の温度および歯元ひずみを測定した.大・小歯車の歯の温度測定位置は,図3-4 の・印で示すかみあい始め側とかみあい終わり側の作用線上幾何学的2対かみあ い域の中央に対応する歯面上の点,およびかみあいピッチ点で歯面から法線方向

0.9mmの位置と歯先円から 1 モジュールの歯厚中央であった. 歯の温度は線径 0.1mmの熱電 対を用いてペンレコーダに記録 した.熱電対を取り付けるため の放電加工であけた穴の直径は 0.3mm,深さは端面から約0.5 mmであった.第2章の解析結 果によれば,作用歯面の温度は, 放熱状態の影響を受けない接触 時の瞬間温度上昇いわゆるせん 光温度と,熱の発生と放熱状態 によって定まる歯面バルク温度 に分離できる.流入熱量の急速







-46-

な変動に追従しない歯面バルク温度は、かみあっていないときの作用歯面の温度 で近似してよい、そこで図3-4の作用歯面下0.9mmの位置で測定した歯の温度は、 せん光温度を除外した作用歯面の温度とみなし、以後、 歯面バルク温度Tbとす る、歯元ひずみは、小歯車圧縮側歯元すみ肉部にはりつけたゲージ長さ 0.3mm の抵抗線ひずみ計を用いて、スリップリング、動ひずみ計を介して、小歯車の1 回転ごとに発生するパルスと同時にデータレコーダに記録した。

スコーリングの発生は、 歯面バルク温度の急激な上昇から判定した.

3・1・3 スコーリング発生荷重に及ぼす回転速度の影響

実験は, 孔径0.7mmのノズルを用いて 500m L / minでかみこみ側からか みあいピッチ点方向に歯車中心線に垂直(図3-3の1)に給油して行った.

図3-5は、スコーリング発生 荷重Ps に及ぼす回転速度の影 響を示す。 Psは全歯面法線荷 重、Vu はかみあいピッチ円周 速度である。 $n_1 = 1500 r p m$ から 4000 r p m にかけてPsは 急激に減少するが、 $n_1 = 4000$ ~11500 r p m の範囲ではPsに 及ぼす回転速度の影響はほとん どない。

図3-6は, 各荷重段階の運転 終了直前およびスコーリング発 生直前におけるかみあい始め側



回転速度の影響

とかみあい終わり側2対かみあ い域の歯面バルク温度T。を示 す. 値はそれぞれ大・小歯車の 大きいほうであるが、大・小歯 車のT。に明らかな差はなかっ た. n₁=6500 r p m の 場合を 除いては増速中にスコーリング が発生したため、 T。はスコー リングが発生しない最大荷重(スコーリング〇 K荷重)まで を示す。かみあい始め側とかみ あい終わり側2対かみあい域の T。はほぼ等しく,同時に測定 したかみあいピッチ点のT。お よび歯厚中央の温度はこれらと 大差なかった.全歯面法線荷重 Pの増大による T₀の上昇割合 は, n1=1500 r pm で最もゆる やかであるが,n1≧4000rpm では回転速度が増大しても必ず しも大きくない、この一つの原 因としては回転速度が増大する と歯面間の摩擦係数が減少した ことが考えられる.



図3-6 全歯面法線荷重Pに対するかみ あい始め側およびかみあい終わ り側2対かみあい域における歯 面バルク温度T。

3・1・4 スコーリング発生荷重に及ぼす給油方向の影響

歯面への潤滑油の到達状態は給油条件によって異なる(9).図3-7は、スコーリ

ング発生荷重に及ぼす給油方向 (図3-3)の影響を示す.中心方 向給油の場合,かみあい始めの 領域まで潤滑油が到達するには 給油流速をかみあいピッチ円周 速度以上にする必要がある⁽⁹⁾. そこで,図3-3の 2~4の給油方 向の場合,ノズル孔径は $n_1 =$ 1500 r p m で 1.2 m m, $n_1 =$ 4000,6500 r p m で 0.7 m m, 給油量は $n_1 = 1500,4000$ r p m で500 m L / m i n, $n_1 = 6500$ r p m で 650 m L / m i n とした.

図3-8は, スコーリング発生 直前および増速中にスコーリン グが発生したものについてはス コーリングOK荷重時の運転終 了直前のかみあい始め側2対か みあい域における大・小歯車の T_bを示す.スコーリングOK荷 重時のT_bには★印を付した. n₁=4000,6500 r p m では, 歯 面全体に潤滑油が到達する2,4





図3-8 スコーリング発生直前あるいは スコーリングOK荷重の運転終 了直前のかみあい始め側2対か みあい城における歯面バルク温 度T。

の場合のPsが大きいが,n₁=1500rpmの場合はそうでない、大・小歯車のTb の差が最も大きくなる給油方向は、いずれの回転速度でもかみあいはずれ側から 小歯車中心方向に給油した場合であり、 10~20KのTbの差がみられる.これは 大歯車には潤滑油が直接到達しないためである.他の給油方向では大・小歯車の Tbの差は5K程度である.

3・1・5 歯面の潤滑状態とスコーリング発生挙動

2円筒試験結果によれば、摩擦面の潤滑状態によって、焼付きを支配する温度 が接触面最高温度であるかバルク温度であるかが異なってくる.したがって、平 歯車におけるスコーリングの発生と温度の関係を検討するためには、スコーリン グ発生直前の歯面の潤滑状態を把握する必要がある.摩擦面の潤滑状態は膜厚比 で区分できる⁽⁶⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾が、動荷重が発生する歯車の弾性流体潤滑膜厚は非定 常問題として取扱われなければならない.Wangら⁽¹²⁾は平歯車の歯面間の油膜厚 さを解析しているが、歯面の油膜厚さを求めるための実用式は示されていない. そこで Wang らが示した最小油膜厚さと Dowson の式⁽¹³⁾を歯車に適用して求め た最小油膜厚さを比較検討し、その結果、歯面分離を起こすような特殊荷重条件 下の場合を除いて、Dowsonの式による最小油膜厚さは Wang らの値より小さいが、 大差がないことが明らかとなった.このことにより、供試平歯車の弾性流体潤滑 膜厚の計算には定常平行膜厚を与える Grubinの式⁽¹³⁾を用い、膜厚比をaは、次 式で求めた.

$$\xi_0 = h_0 / \sqrt{(R_{\rm rms1})^2 + (R_{\rm rms2})^2} \qquad \cdots (3-1)$$

ここに、hoはGrubinの式により求められる弾性流体潤滑膜厚, Rrms1, Rrms2 はそれぞれ小歯車および大歯車の実験前の歯形方向自乗平均粗さである.なお, 油膜厚さの計算には、かみあい位置に対応する大・小歯車の作用歯面バルク温度 の平均値に対する粘度、ナフテン系鉱油に対する粘度-圧力係数⁽¹⁴⁾および小歯 車圧縮側歯元ひずみから求めた歯面法線動荷重を用いた。

図3-9は, 歯面レプリカ写真を示す. 図3-9(a)は実験前, 図3-9(b)はP=2.1 kNでスコーリング発生荷重の2段階前のものである. レプリカ写真からわかる ようにかみあい始めの領域には

他の領域よりもひっかき傷が多 く見られるが、まだ研削跡もあ り、歯面は混合潤滑状態である. この部位に対して求めたかみあ い始めの膜厚比を。は1.4であっ た. 摩擦面の潤滑状態と膜厚比 **ξ**₀の関係は, ξ₀>3.7で完全な 弾性流体潤滑状態,3.7≧ ξ 2> 0.3 で混合潤滑状態、 € a ≤ 0.3 で境界潤滑状態である(6)(18) (11). したがって, 膜厚比から 判定した歯面の潤滑状態は歯面 レプリカ写真から判定した潤滑 状態と一致する、そこで本研究 ではGrubinの式を用いて求めた 膜厚比から歯面の潤滑状態を判 定する.

図3-10は、スコーリングOK 荷重時とスコーリング発生荷重



時のかみあい始め側とかみあい 終わり側の歯面バルク温度 T_b と時間の関係の一例を示す。作 用南面全体にわたって潤滑油が 到達しやすい小歯車中心方向給 油の場合、スコーリング発生荷 重が大きい n1=1500rpmの 場合を除いて.スコーリングは 増速中に発生することなく. 図 3-10のように歯面バルク温度が ほぼ定常に達した後に発生した. しかし、他の給油方向ではスコ ーリングは概ね増速中に発生し た. 高回転速度ではスコーリン グはほぼ歯面全体に発生した. それに対しn₁=1500.4000rpm ではかみあい始めの領域だけに



スコーリングが発生していた例がいくつかあった.このことは本実験ではスコー リングはひっかき傷が多く見られたかみあい始めの領域から発生しやすかったこ とを示唆している.

図3-11は、スコーリングOK荷重時の膜厚比を®を示す. を®はスコーリングが 発生しやすかったかみあい始めの領域における値である.本実験の場合、そ®はす べて0.3を超えており、歯面は混合潤滑状態であったと判定できる.

3・1・6 スコーリングの発生と温度の関係

ここでは、歯面の潤滑状態を考慮して平歯車試験のスコーリング発生時の温度 と2円筒試験の焼付き発生時の温度との関係を比較検討し、#90ギヤ油基油の場 合、スコーリング発生が歯面バルク温度、接触面最高温度、積分温度のいずれと 相関があるかを明らかにする.

図3-12は、本実験で用いた歯車の歯形方向の歯面粗さとほぼ同じ軸方向の表面 粗さを有する円筒を用いた2円筒試験における焼付き発生荷重P。および焼付き 発生直前における摩擦係数 μ s, 膜厚比(ξ a)s を示す⁽⁷⁾. 試験円筒の外径は60 mm,幅は20mmである. 図3-12中の1zは軸方向接触幅である.試験円筒の材 質はS45Cで,1173Kに 1h保持した後水焼入れし,448Kで1h焼もどしした. 試験円筒外周面は円周方向に研削仕上げした. 研削後の硬さは約Hv(0.2)700で あった.一定すべり率で得られた図3-12に示しているように,低すべり率,低す べり速度では焼付きは境界潤滑状態から発生し,焼付き荷重は大きい.しかし, すべり率,すべり速度の増大とともに焼付き荷重は減少し,混合潤滑状態から焼 付きが発生するようになる.Psは σ = +41.9%では歯車のスコーリング発生荷 重程度であるが,すべり率が増大すると歯車のスコーリング発生荷重よりもはる かに小さくなる.本実験では平歯車のスコーリングは混合潤滑状態から発生した と考えられるので,以下,混合潤滑状態下での歯車試験結果と2円筒試験結果の 相関性を温度の観点から検討する.

図3-13は、図3-12の2円筒試験結果で混合潤滑状態から焼付いた場合の焼付き 発生直前における円筒外周面バルク温度(T_b)sと、最高せん光温度とバルク温度 の和である接触面最高温度(T_{cmax})sを示す.(T_b)s,(T_{cmax})sのいずれもすべ り率の影響を受け、すべり率が増せば低くなる.しかし、すべり率が同じ条件下 では、(T_{cmax})sと異なって(T_b)sに及ぼす軸方向接触幅、すべり速度の影響は 小さい.このことより2円筒試験の場合、混合潤滑状態からの焼付きの発生は接 触面最高温度よりバルク温度に支配されることがわかる.

-53-



図3-12 2円筒試験における焼付き
 荷重Psおよび焼付き発生
 直前における摩擦係数µs,
 膜厚比(ξa)s



図3-13 2円筒試験の焼付き発生直 前における円筒外周面バル ク温度(T_b)sと接触面最高 温度(T_{omax})s(混合潤滑 状態から焼付いた場合)

図3-14は、歯元ひずみから求めた1対の歯に加わる歯面法線荷重および測定し て得た歯面バルク温度を用いて求めた幾何学的かみあい領域内のかみあい位置に 対する接触面最高温度Tomaxの変動を示す、平歯車のせん光温度Trの計算には、 次式に示す Blok の式⁽¹⁵⁾を用いた、

$$T_{f} = \frac{0.83 \,\mu \,\mathrm{P}_{d} |V_{1} - V_{2}|}{\sqrt{c \,\rho \,\lambda} \,(\sqrt{V_{1}} + \sqrt{V_{2}}) \,\sqrt{b_{H}} b} \qquad \cdots (3-2)$$

ここに、 λ は熱伝導率、 ρ は 密度、Cは比熱、Vは歯面接線 速度,2b_Hはヘルツの接触幅, bは歯車の接触幅, Paは歯面 法線荷重、 μは摩擦係数である. 添字1,2はそれぞれ小歯車お よび大歯車の値であることを示 す. なお,本実験では大・小供 試平歯車は同一材質であり、λ $= 29.1 \text{ W/(m \cdot K)}, \rho = 7.8 \times 10^3$ kg/m^3 , c = 460J/(kg·K)を用い, P。は歯元ひずみ波形から求め た歯面法線動荷重を用いた。ま た, µは歯車試験で直接測定す ることが困難なため、歯面上の すべり率, すべり速度, 歯面バ ルク温度に対して2円筒試験で



図3-14 かみあい位置に対する接触面 最高温度Tomaxの変動(ni =4000rpm, P=2.8kN)



あい始めの摩擦係数μ

求めた値を用いた.本実験では Tomaxの最大値は1対かみあい 域と2対かみあい域の境界の1 対かみあい域側で生じた.

図3-15は、スコーリングOK 荷重時の歯面バルク温度および かみあい始めの接触条件に対し て2円筒試験結果から推定した スコーリングOK荷重時の摩擦 係数 μ を示す. μ は n₁=1500 ~4000 r pmで回転速度の増大 にともない減少するが、 n₁ ≧ 6500 r pmではほぼ一定である.

図3-16~3-18は,それぞれス コーリング発生直前あるいは増 速中にスコーリングが発生した 場合はスコーリングOK荷重に おける運転終了直前の歯面バル ク温度Tь,接触面最高温度の 最高値(Tomax)max および積分 温度Tint とかみあい始めのす べり速度の関係を示す.スコー リングOK荷重時のこれらの値 には★印を付した.斜線で示し た領域は図3-13の2円筒試験結



図3-16 スコーリング発生荷重時ある いはスコーリングOK荷重時 の歯面バルク温度T₀



図3-17 スコーリング発生荷重時ある いはスコーリングOK荷重時 の接触面最高温度(T cmax)max

-56-

果に対応するものであり,図3-16には円筒外周面バルク温度を, 図3-17には接触面最高温度を, また,図3-18には積分温度を示 した.なお,円筒の場合の積分 温度は接触面最高温度と一致す る.図3-16のT。は,スコーリ ングが発生しやすかったかみあ い始め側2対かみあい域の歯面 バルク温度で大・小歯車の高い ほうである.供試大歯車のかみ あい始めのすべり率は+66.0% であり、2円筒試験におけるす



図3-18 スコーリング発生荷重時ある いはスコーリングOK荷重時 の積分温度Tint

ベリ率 σ の+58.9%と+78.2%とのほぼ中間の値に相当する、図3-16に示す歯面 バルク温度 T_bはすべり速度,給油方向によらずほぼ一定であり、2円筒試験の σ = +78.2%の(T_b)sと σ = +58.9%の(T_b)sの間の領域にある、一方、図3-17 に示す歯車の(T_{omax})max,図3-18に示すT_{int}は、すべり速度,給油方向により ばらつきが大きく,スコーリング発生に対する基準温度にし得るとは考えられず, また、2円筒試験との相関があるとはいえない、

混合潤滑状態からスコーリングが発生した本実験の場合,スコーリング発生は, すべり速度,給油方向の影響を受けにくい歯面バルク温度と相関がある.歯車の スコーリング発生温度は歯車のかみあい始めまたはかみあい終わりのすべり率, すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前のバルク温度を参照し て推定できる. 第3.2節 極圧油の場合のスコーリング発生温度

3・2・1 供試歯車と実験に用いた極圧油

実験に用いた試験機および供試平歯車の諸元,材質,熱処理方法,仕上げ方法 などは,すべて第3.1節と同じである.

試料油としては,表3-3に示す性状のギヤ油基油に ジベンジルジスルフィード (DBDS)を硫黄量で 0.5wt%単独に添加して作成した硫黄系極圧油とトリク レジルフォスフェート(TCP)をりん量で 0.1wt%単独に添加して作成したり ん系極圧油のほかに,硫黄-りん系極圧油として 表3-3に示す性状のAPIサー ビス分類でGL-3に相当する自動車用ギヤ油の3種類を用いた.以後,試料油 名は,極圧剤の略称およびAPIサービス分類すなわちDBDS,TCP,GL -3で表す.

Items		Gear base oil	Automotive gear oil
Specific gravity 288	/277 K	0.8919	0.898 2
Flash point	K	557	509
Pour point	K	265.7	255.7
Kinematic	313 K	214.2	209.2
viscosity mm ² /s	373 K	18.67	18.04
Viscosity index		97	95
Sulfur concentration	wt%	0.54+	1.08++
Phosphorus concentrati	on ppm		290

表3-3 試料油の性状

+:natural content, ++:including natural content

3・2・2 実験方法

実験は、DBDSとTCPでは小歯車回転速度 n₁が1500,4000,6500,9000 rpmで、2円筒試験⁽¹⁵⁾で他の試料油より耐焼付き能が優れているGL-3で はn₁=4000,6500,9000,11100rpmで行った.試験機は、負荷後起動し、80 s以内に所定の回転速度にした.初期全歯面法線荷重および各荷重段階の全歯面 法線荷重の増加量は、DBDSとTCPでは、第3.1節のギヤ油基油の場合と 同様、n₁=1500rpmのとき1.14kN、n₁≧4000rpmのとき0.57kNとし、 GL-3では回転速度によらず1.14kNとした。各荷重段階での運転時間は歯の 温度がほぼ定常に達する600sとし、600sの休止時間中に歯面の観察および荷重 の増加を行った。

試料油は,323±1Kに制御し,孔径 0.7mmのノズルを用いてかみ込み側から かみあいビッチ点方向に歯車中心線に垂直に 500mL/minで強制給油した.

スコーリングの発生と温度の関係を究明するためには,運転中の作用歯面の温 度,歯面法線動荷重を知る必要がある.運転中の作用歯面バルク温度(以後,歯 面バルク温度と称す)は,第3.1節と同様,大・小歯車の作用歯面下0.9mm, 端面から1mmのところに設置した線形0.1mmの熱電対によって,求めた.なお, 作用線上での熱電対の位置は,幾何学的2対かみあい域の中央とかみあいピッチ 点であった.つぎに,運転中の歯面法線動荷重は,小歯車圧縮側歯元すみ肉部に はり付けたゲージ長さ 0.3mmの抵抗線ひずみ計により測定した歯元ひずみから 求めた.歯元ひずみは,水銀スリップリングを介し,小歯車一回転ごとに発生す るパルスおよび大歯車の1歯ごとに発生するパルスと同時に,データレコーダに 記録した.

スコーリングの発生は、歯面バルク温度の急上昇から判定した.スコーリング の発生と同時に歯車の回転速度を下げ、試験機を停止した.

3・2・3 スコーリング発生荷重とスコーリング発生温度

図3-19は、スコーリングが発生しない最大荷重すなわちスコーリングOK荷重 Poĸとスコーリング発生荷重Ps示す. Poĸ, Psは全歯面法線荷重であり、運転 終了後に測定した負荷トルクから求めた. Vuはかみあいピッチ円周速度である. なお、TCPのn₁=9000rpm, GL-3の n₁=11100rpmでは、増速中

-59-

にスコーリングが発生したため、 Psは示していない. 各試料油において,回転 速度によってはPsが Poxにほぼ等しい場合がある. これは,スコーリングの発 生により負荷トルクが減少したためである. DBDSでは,スコーリングはかみ あい始め側とかみあい終わり側の両領域に発生した. それに対し,TCPおよび GL-3では,スコーリングはかみあい始め側の領域にのみ発生した. DBDS, TCPのPox,Psは,n1=1500rpmから n1=4000rpmにかけて急激に減少 している. しかし,n1=4000~9000rpmの範囲では,いずれの試料油において も、Pox,Ps に及ぼす回転速度の影響は小さい.

ところで、ASTM D 2783-76 に定められている四球試験法に従って得られ た耐荷重能評価結果によれば、本実験に用いた試料油の化学反応性は、TCP、 DBDS、GL-3の順に大きくなる⁽¹⁶⁾.図3-19でも、化学反応性と同じ順番 でスコーリング発生荷重が高く

なっている.

図3-20は、TCPのn₁=1500 rpmとn₁=9000rpmで得ら れた,初期荷重からPokまでの 各荷重段階における小歯車圧縮 側歯元ひずみ波形を示す.図3-20中で,A~B,C~Dは幾何 学的2対かみあい域,B~Cは 幾何学的1対かみあい域,Aは 幾何学的かみあい始めの点,P はかみあいピッチ点である.動 的かみあい域は,初期荷重では 幾何学的かみあい域内にあるが,



スコーリング発生荷重Ps

-60-



図3-20 小歯車圧縮側歯元ひずみ波形(TCP)

荷重が高くなれば,歯のたわみによる歯先りょう干渉のため,幾何学的かみあい 域より広くなっている.

図3-21は、TCPの場合の実験前とスコーリング発生後の歯形曲線であり、図 3-20に対応する.前述のようにTCP、GL-3ではスコーリングはかみあい始 め側に発生し、かみあい終わり側には大きな歯形変化はなかった.供試歯車の場 合、幾何学的かみあい始めとかみあい終わりにおけるすべり率、すべり速度はほ ぼ等しい.また、大・小歯車の歯先修整量はほぼ同じである.それにもかかわら ず、いずれの試料油、回転速度においても、各荷重段階の運転終了後の肉眼によ る歯面の観察では、第3.1節の基油の場合と同様、かみあい始め側にはかみあ い終わり側と比較してひっかき傷がかなり多かった.ここで、かみあい始め側に ひっかき傷が多発し、スコーリングも発生しやすかった一つの原因として、次の ことが考えられる.かみあい始めおよびかみあい終わりに発生する歯先りょう干 渉部は、すべり.ころがり接触状態にある.しかも、かみあい終わり側の歯先り ょう干渉とは異なって、かみあい始め側の歯先りょう干渉部では、大歯車の歯先 りょうが小歯車の歯元の面に食 い込む状態にある.また,かみ あい終わり側の歯先りょう干渉 は,かみあいの最後に発生する ため,それ以前の歯面の潤滑状 態に大きく影響するとは考えら れないのに対し,かみあい始め 側の歯先りょう干渉は,それ以 後のすべり率,すべり速度の高 い歯面の潤滑状態に影響し,ス コーリングを発生しやすくする ことは十分考えられる.



図3-22は、図3-19の場合のスコーリングOK荷重の運転終了直前の、かみあい 始め側とかみあい終わり側における歯面バルク温度(T_b)ok,(T_b)sを示す.各 部位における(T_b)ok,(T_b)sは、大・小歯車の歯面バルク温度の内で高い値を 示した.ただし、それらの温度の差は、10K以内が全実験点の60%を占めていた. いずれの試料油、回転速度においても、図3-22のように、かみあい始め側とかみ あい終わり側の歯面バルク温度の差は無視できる.また、それら温度とかみあ いピッチ点の歯面バルク温度の差も同様であった.TCPとGL-3において、 (T_b)okより(T_b)sが低い回転速度の存在が認められる.これは、スコーリングが、 電動機起動後 100s未満で歯面バルク温度が大きく上昇している間に発生したた めである.試料油の中で、化学反応性が最小であるTCPの(T_b)sは、すべて (T_b)okより低い.ただし、(T_b)okとの差は16K以内にある.GL-3のn₁= 9000rpmでの(T_b)ok、(T_b)s が他の回転速度での(T_b)ok,(T_b)sより高いこ とを除けば、いずれの試料油においても、(T_b)ok、(T_b)sは、回転速度の影響を あまり受けない.

3・2・4 **歯面の潤滑状態** 第3.1節で,平歯車の歯面 の潤滑状態は,Grubinの式を用 いて求めた弾性流体膜厚の合成 粗さに対する比いわゆる膜厚比 でもって推定できることを明ら かにした。図3-23は,図3-19の 場合のスコーリングOK荷重の 運転終了直前およびスコーリン グ発生直前の幾何学的かみあい 始めにおける膜厚比(ξ。)oĸ, (ξ。)sを示す。 ξ。は,第3.1 節で示した(3-1)式を用いて求め た.なお,弾性流体潤滑膜厚に



大きく影響する平均ころがり速度,歯面バルク温度のかみあい位置による違いも わずかであった. 摩擦面の潤滑状態と膜厚比 ξ_0 の関係は, $\xi_0 > 3.7$ で完全な弾 性流体潤滑状態, $3.7 \ge \xi_0 > 0.3$ で混合潤滑状態, $\xi_0 \le 0.3$ で境界潤滑状態であ る.化学反応性の大きい極圧油ほど, $(\xi_0)_{0K}$, $(\xi_0)_{8}$ は小さい.すなわち,より厳 しい潤滑状態に耐える.n₁が 1500 r p mから4000 r p mに増大することにより, $(\xi_0)_{0K}$, $(\xi_0)_{8}$ は急激に大きくなるが,n₁ = 4000~9000 r p mの範囲では,いず れの試料油においても, $(\xi_0)_{0K}$, $(\xi_0)_{8}$ は,回転速度の影響をあまり受けない. なお,実験前の歯面粗さに対する膜厚比から判断すれば,DBDSの n₁=1500 r p m のときのスコーリングは,境界潤滑状態から発生したことになる.しかし, (ξ₀)sは0.26であり,運転によ る歯面のなじみを考えれば,ス コーリング発生前の歯面粗さに 対する膜厚比は 0.3を超える. したがって,本実験では,スコ ーリングOK荷重の運転終了直 前およびスコーリング発生直前 の歯面の潤滑状態は,すべて混 合潤滑と判断される.

3・2・5 摩擦係数 歯車において運転中の歯面間 の摩擦係数を知ることは困難で ある。そこで、本節でも第3.



図3-23 スコーリングOK荷重の運転終 了直前とスコーリング発生直前 の幾何学的かみあい始めにおけ る膜厚比(ξ a)oĸ, (ξ a)s (図3-19の場合)

1節と同様,供試歯車の歯形方向の中心線平均粗さとほぼ同じ軸方向の中心線粗 さを有する円筒を用いた2円筒試験結果から,歯面間の摩擦係数を推定すること にした.実験に用いた試験円筒の外径は60mm,幅は20mm,軸方向接触幅は供 試歯車の歯幅にほぼ等しい 5mmとした.試験円筒の材質はS45Cで,1173Kに 1h保持後,水焼入れし,448Kで1h焼きもどしした.外周面は円周方向に研削 仕上げした.研削後の外周面の硬さは,約Hv(0.2)700であった.供試歯車の 場合,幾何学的かみあい始めにあたる大歯車の歯先,および幾何学的かみあい終 わりにあたる小歯車の歯先におけるすべり率はそれぞれ,+66.0%,+67.6%で ある.そこで,2円筒試験ではそのことを考慮し,高速側試験円筒のすべり率σ が+30.1,+58.9,+78.2%のもとで, n₁=1500,4000,6500,9000rpmに 対応するすべり速度で実験を行った.2円筒試験結果⁽¹⁵⁾によれば,本実験で用 いた試料油の場合,性状の違いによる摩擦係数の差は認められないので,実験は 耐焼付き能が最も優れているGL-3で行った.給油温度および給油量は,歯車 試験の場合と同じそれぞれ323±1K,500mL/minとし,かみこみ側ノズルか ら強制給油した.

一般に,摩擦係数は摩擦面の潤滑状態と,また摩擦面の潤滑状態は膜厚比と関 係がある.実験は,弾性流体潤滑膜厚が荷重よりも粘度の影響を大きく受けるこ とを考慮し,図3-22に示した歯面バルク温度を含む外周面バルク温度の範囲で負 荷を調節して行った.図3-24は、2円筒試験で得られたσ=+78.2%における摩 擦係数μと外周面バルク温度Tьを示す.Tьは、高速側試験円筒と低速側試験円 筒の外周面バルク温度の平均値,Vsはすべり速度である.図3-24中の実線は,最 小自乗法により得たμとTьの二次式を示す.一定のすべり速度のもとでは,μは、 Tьの低い範囲ではTьの上昇につれて増大するが,あるTь以上では逆に低下する. 膜厚比から判断した摩擦面の潤滑状態は、前者では混合潤滑,後者では境界潤滑 であった.すべり速度が高くなるにつれてμは全体的に小さくなるとともに、μ

以上のことは他のすべり率にお いても同様であった.なお,T。 の上昇につれてµの低下した原 因としては,摩擦面が茶色にな っていたことも考えると,酸化 膜および極圧被膜の生成の効果 があげられる.

ところで, 図3-22に示した. (T_b)oĸ,(T_b)sは,上述の2円 筒試験結果でT_bの上昇につれて



図3-24 2円筒試験で得られた摩擦係数 μと外周面バルク温度T₀の関 係(GL-3)
μが増大した混合潤滑状態の範
 囲に含まれる.これは、3・2
 ・4でスコーリングOK荷重の
 運転終了直前およびスコーリン
 グ発生直前の歯車の潤滑状態は
 すべて混合潤滑にあると判断し
 たことの妥当性を示唆している.

図3-25は、2円筒試験で得ら れたμとT_bの二次式をもとに 直線補間法により求めた、図3-19の場合のスコーリング発生直 前の幾何学的かみあい始めにお ける摩擦係数μοκ,μsを示す. なお、GL-3の n₁=11100 rpm における μοκ,μsは、



x3-23 スコーリングのK両重の運転 終了直前とスコーリング発生 直前の幾何学的かみあい始め における摩擦係数μoκ,μs (図3-19の場合)

 $n_1 = 9000 r pm$ に対応する結果から求めた.いずれの試料油においても,回転 速度の増大につれてμοκ,μsは低下するが, $n_1 \ge 4000 r pm$ では,μοκ,μsは, 回転速度の影響をあまり受けない.

3・2・6 スコーリングの発生と温度の関係

スコーリングは,運転中の歯面の温度が高くなる高速・高負荷歯車で重要であ る.したがって,スコーリングの発生は,温度との関連においてしばしば検討さ れる.ISOは,歯車の耐スコーリング負荷容量をBlok⁽¹⁵⁾のせん光温度の幾何 学的かみあい域における平均値と歯面バルク温度の和である積分温度を基準にし て計算する方式を提案している.しかし,その方式の妥当性が確証されているわ けではない.ここでは,スコーリングOK荷重の運転終了直前およびスコーリン グ発生直前の歯面バルク温度,接触面最高温度の最高値,積分温度を明らかにす るとともに,それら温度と2円筒試験の焼付き発生直前の外周面バルク温度など との相関をすべり率,すべり速度,摩擦面の潤滑状態を考慮して検討する.なお, 平歯車のスコーリング発生荷重は潤滑油のほかに歯面粗さ,歯面硬さなどの影響 を受ける⁽¹⁷⁾ので,2円筒試験結果は,軸方向接触幅が5mmと20mmにおける 結果⁽¹⁶⁾のうちで,供試大・小歯車の実験前の歯形方向の中心線平均粗さの和に ほぼ等しい0.5~0.9µmにおけるものを示した.試験円筒の形状,材質などは, 3・2・5で述べたとおりであり,外周面の硬さは,供試歯車の歯先面硬さにほ ぼ等しい.

図3-26は、スコーリングが発生しやすかったかみあい始め側におけるスコーリ ングOK荷重の運転終了直前の歯面バルク温度(T_b)ok とスコーリング発生直前 の歯面バルク温度(T_b)s,および2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バ ルク温度(T_b)sを示す、歯車試験では、すべり速度 Vsは幾何学的かみあい始め における値である、歯車試験における(T_b)ok,(T_b)sは混合潤滑状態での値であ り、図3-22に基づく、2円筒試験における(T_b)ok,混合潤滑状態から焼付きが 発生した直前の高速側および低速側試験円筒外周面バルク温度の内で、高い値の 領域を示す.なお、DBDSの σ = +41.9%では、混合潤滑状態からの焼付きの 発生はなく、試験機の許容荷重の12kN近くになっても、あるいは外周面バルク 温度が 600Kを超えても焼付かないこともあった、そこで、その場合の2円筒試 験結果は、(T_b)sの下限値に相当するものを示すにとどめ、境界潤滑状態である ことを示すB.L.を付した、2円筒試験における(T_b)sからわかるように、同 じ試料油であってもすべり率が小さくなれば焼付きを起こす外周面バルク温度は 高くなる、供試歯車の場合、幾何学的かみあい始めにあたる大歯車の歯先におけ るすべり率は+66.0%であるが、歯車試験における(T_b)ok,(T_b)sは、DBDS

-67-

とTCPの場合, n₁=1500, 4000rpm に対応するすべり速度 で、また、Poκ、Ps がDBD S, TCPのそれらより高いG L-3の場合, n₁=4000,6500 rpmに対応するすべり速度で は,2円筒試験でσ=+78.2% における(T_b)sの領域に含まれ る、しかし、それ以外のすべり 速度では、歯車試験の(Ть)ок、 (T_b)sは,2円筒試験でσ=+ 78.2%における(T_b)s以上であ る. 歯車試験における(T_b)οκ, (T_b)sは,すべり速度の影響を あまり受けないが、2円筒試験 $\sigma \sigma = +78.2\%$ cbb (Tb)s と比較すれば、低回転速度にな るほどそれらは低くなる. その 一つの原因としては、低回転速 度ではスコーリング発生荷重が 高く、したがって歯のたわみに よるかみあい始めの歯先りょう



図3-26 スコーリングOK荷重の運転 終了直前とスコーリング発生 直前のかみあい始め側におけ る歯面バルク温度(T_b)oĸ, (T_b)s および2円筒試験に おける焼付き発生直前の外周 面バルク温度(T_b)s (混合潤滑状態)

干渉の程度が厳しく,また干渉時間が長いことが考えられる.

図3-27は, 歯車試験における幾何学的かみあい域内に対して得られたスコーリングOK荷重の運転終了直前の接触面最高温度の最高値 {(Tomax)max}okとスコ

ーリング発生直前の接触面最高温度の最高値{ $(T_{omax})_{max}$ }s,および2円筒試験 における焼付き発生直前の接触面最高温度 $(T_{omax})_{s}$ であり,図3-26に対応する. 歯車試験で各かみあい位置における接触面最高温度は、歯元ひずみから求めた歯 面法線動荷重,歯面バルク温度および歯面上のすべり率,すべり速度と歯面バル ク温度に対し2円筒試験結果から得られた摩擦係数を用いて求めた.使用した計 算式および物性値は、第3.1節と同じであった.図3-26に示した $(T_{b})_{0K}$, $(T_{b})_{s}$ と比較して,いずれの試料油においても{ $(T_{omax})_{max}$ }oK,{ $(T_{omax})_{max}$ }s はすべり速度の増大によって大きくなる.{ $(T_{omax})_{max}$ }oK,{ $(T_{omax})_{max}$ }sの一 部は、2円筒試験での σ = +41.9%における $(T_{omax})_{s}$ の領域に含まれる.供試 歯車ですべり率が+41.9%になるかみあい位置は、幾何学的1対かみあい域内に ある.それに対し、スコーリングが発生しやすかった部位は、すべり率の大きい かみあい始めであった.したがって歯車試験の{ $(T_{cmax})_{max}$ }oK,{ $(T_{omax})_{max}$ }s

っぎに,積分温度について検討する.図3-28は,幾何学的かみあい域内の接触 面最高温度をもとに得られた スコーリングOK荷重の運転終了直前の積分温度 (Tint)ok とスコーリング発生直前の積分温度(Tint)s,および2円筒試験にお ける焼付き発生直前の積分温度(Tint)sであり,図3-26,3-27に対応する.なお, 2円筒試験における(Tint)sは,荷重,すべり速度,摩擦係数が試験円筒の円周 方向の接触位置によらず一定であるため,図3-27に示した (Tomax)sと一致する. 図3-27に示した歯車試験の{(Tomax)max}ok,{(Tomax)max}sと比較して,いずれ の試料油においても(Tint)ok,(Tint)sのすべり速度による違いは小さい.しか し,図3-26に示した (Tb)ok,(Tb)sと比較すれば,(Tint)ok,(Tint)s のすべ り速度による違いは大きい.なお,DBDSとTCPの(Tint)ok,(Tint)sは, 2円筒試験で σ = +41.9%と σ = +78.2%における(Tint)sの伸間にある.また, GL-3のそれらは,2円筒試験で σ = +78.2%における(Tint)sの領域内ある



図3-27 スコーリングOK荷重の運転 終了直前とスコーリング発生 直前の接触面最高温度の最高 値 {(Tcmax)max} oK, {(Tcmax)max} sおよび2円 筒試験における焼付き発生直 前の接触面最高温度(Tcmax)s (混合潤滑状態,図3-26に対 応)



図3-28 スコーリングOK荷重の運転
 終了直前とスコーリング発生
 直前の積分温度(Tint)ok,
 (Tint)sおよび2円筒試験に
 おける焼付き発生直前の積分
 温度(Tint)s(混合潤滑状態,
 図3-26, 3-27に対応)

いはその近くにある.このことは,スコーリングが発生しやすかった部位のすべ り率を考えるとき,接触面最高温度の最高値より積分温度において2円筒試験結 果との相関はよいことを示している.

第3.3節 総括

平歯車の耐スコーリング負荷容量計算法を確立するための基礎として, IAE 形高速平歯車試験機を用いてスコーリング発生と温度の関係並びに歯車試験結果 と2円筒試験結果との相関性をギヤ油基油および極圧油の場合について検討した. 得られた結果は以下のように要約できる.

まず、ギヤ油基油の場合の結果より、

(1) 混合潤滑状態からのスコーリングの発生は,すべり速度,給油方向の影響を受けにくい歯面バルク温度と相関がある.

(2) 歯車のスコーリング発生温度は歯車のかみあい始めまたはかみあい終わ りのすべり率,すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前のバル ク温度を参照して推定できる.

(3) 混合潤滑状態の場合,スコーリング発生直前の接触面最高温度の最高値 および積分温度はすべり速度,給油方向の影響を大きく受けるため,スコーリン グ発生に対する基準温度とはなり得ない.

次に,極圧油の場合の結果より,

(4) 2円筒試験における耐焼付き能と同様,化学反応性の大きい極圧油の耐 スコーリング能は高い.

(5) 供試歯車の幾何学的かみあい始めおよびかみあい終わりにおけるすべり 率,すべり速度はほぼ同じであるが,スコーリングはかみあい終わり側よりかみ あい始め側に発生しやすい.その一原因として,歯先りょう干渉の影響が考えら れる.

(6) 接触面最高温度の最高値,積分温度と異なって,スコーリング発生直前 の歯面バルク温度は,混合潤滑状態において回転速度の影響をあまり受けない.

(7) 歯先りょう干渉部は潤滑油の耐焼付き能が小さくなる純すべり接触状態 にあり、しかも、かみあい始め側では大歯車の歯先りょうが小歯車の歯元の面に 食い込もうとする厳しい潤滑条件下にある.これらのことを考えれば、混合潤滑 状態においては、スコーリング発生直前の歯面バルク温度と2円筒試験における 焼付き発生直前の外周面バルク温度との間には良い相関がある.

(8) ギヤ油基油の場合と同様,極圧油の場合の混合潤滑状態におけるスコー リング発生温度も,幾何学的かみあい始めまたはかみあい終わりのすべり率,す べり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度を参 照して推定できる.

参考文献

- Niemann, G. and Lechner, G., The Measurement of Surface Temperatures on Gear Teeth, ASME, Ser.D, 87-3 (1965), 641.
- (2) 松本 将・中村寿夫・竹田宏造,ころがり・すべり接触面の温度とスコー リングについて,潤滑,21-9 (1976),580.
- (3)寺内喜男,灘野宏正,尾阪達郎,スコーリングに関する基礎的研究(第2 報,動力循環式歯車試験機による実験結果),日本機械学会論文集, 41-343 (1975),994.
- (4) ISO/DIS 6336/4, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Part 4: Calculation of Scuffing Load Capcity, (1985).

- (5)藤田公明・小幡文雄・国府忠志,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに 関する研究(第2報,純すべり接触における焼付き挙動),日本機械学会 論文集(C編),46-408 (1980),953.
- (6)藤田公明・小幡文雄・山浦泉,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに 関する研究(第3報,ころがり-すべり接触における基油の焼付き挙動お よび焼付きと温度の関係),日本機械学会論文集(C編),47-423(1981), 1518.
- (7)藤田公明・小幡文雄,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第 1報,無添加ギヤ油の場合),日本機械学会論文集(C編),49-445
 (1983),1521.
- (8)藤田公明・小幡文雄・松尾浩平,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第2報,極圧油の場合),日本機械学会論文集(C編),50-457 (1984),1612.
- (9) 藤田公明・小幡文雄・松尾浩平,平歯車のスコーリング強さに及ぼす給油
 条件の影響,潤滑, 20-12 (1975), 859.
- (10) Poon,S.Y. and Haines,D.J., Frictional Behavior of Lubricated Rolling-Contacts Elements, Proc. Inst. Mech. Eng., Pt.1, 181 (1966/67), 363.
- (11) Haines, D.J., Proc.Inst.Mech.Eng., 185 (1970/71), 378.
- (12) Wang,K.L. and Cheng,H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.2 Results, Trans. ASME, J. Mech. Des., 103-1 (1981), 188.
- (13) Dowson, D. and Higginson, G.R, Elasto-hydrodynamic Lubrication,(1966), 70, Pergamon Press.
- (14) 日本潤滑学会編, 増訂 潤滑ハンドブック, (1980), 265, 養賢堂

- (15) Blok,H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2 (1937), 14.
- (16)藤田公明・小幡文雄・山浦 泉・松尾浩平,二円筒試験による極圧油の耐 焼付き能に関する研究,日本機械学会論文集(C編),49-440 (1983),667.

第4章 歯先りょう干渉の影響

第3章ではギャ油基油および板圧油を用いた場合の平歯車のスコーリングの発 生と温度の関係を検討し、混合潤滑状態ではスコーリングの発生は歯面バルク温 度と関係があること、スコーリングはかみあい終わり側よりかみあい始め側に発 生しやすく,その一原因として歯先りょう干渉が考えられることを,大・小歯車 の歯先におけるすべり率がほぼ同じ歯車対を用いた実験結果から明らかにした. **歯先りょう干渉はかみあい始め、かみあい終わりといった限られた部位に発生す** るが、干渉部はすべりころがり接触下より潤滑油の耐焼付き能が小さくなる純す べり接触状態にある。ところで、上述の歯先りょう干渉を軽減する目的で、歯車 には歯先修整が施される、歯先修整の効果に関する研究のほとんどは振動および 騒音に関するものであり,スコーリングとの関連で歯先修整の効果を調べた研究 は少ない.成瀬ら(1),横山ら(2)は、南先修整により平歯車のスコーリング限界 荷重が増大することを示しているが、歯先りょう干渉については論じていない。 また、スコーリングの発生と密接な関係にある作用歯面バルク温度の観点からの 検討もなされていない、したがって、歯先りょう干渉を軽減するための歯先修整 が作用歯面バルク温度に及ぼす影響を明らかにすることは、スコーリング発生機 構および耐スコーリング負荷容量計算法を検討する上で重要である.本章におい ては,平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす歯先りょう干渉の影響を究明す るとともに作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響を検討する。さらに、 その結果を基に平歯車におけるスコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響を ギヤ油基油を用いて検討し、すべり率と歯先りょう干渉に注目した耐スコーリン グ負荷容量の高い歯形設計の考え方を示す.

第4.1節 かみあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉

本節では、スコーリングによりかみあい始め側の歯先りょう干渉が軽減された 歯車対を用いた実験結果をもとに、平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼすか みあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉の影響の違いを究明する.

4・1・1 実験方法

実験装置は第3章で用いたと同じ動力循環式IAE形高速歯車試験機であり, 荷重は試験機停止中にトルク負荷用フランジ継手を用いて与える.ここで,第3. 2節の実験で用いた表4-1に示す諸元の処女平歯車対の歯形をA,本実験で用い た第3.2節の実験でかみあい始め側にのみスコーリングが発生した平歯車対の 歯形をBとする.歯形Bの歯車の歯先面硬さは歯形Aの歯車と変わりなく,Hv (0.2)680以上であったが,非スコーリング部であるかみあい終わり側歯形方向歯 面粗さは,なじみのため歯形Aの歯車よりも小さく,約0.25µmRaであった. ところで,第3.2節の実験でかみあい始め側にのみスコーリングが発生したの

Items		Pinion	Gear
Module		5.08 (D.P. 5)	
Number of teeth		15	16
Standard pressure angle	deg	20	
Addendum modification		0 / 57	0.400
coefficient		0.457	0.400
Reference diameter	mm	76.200	81.280
Tip circle diameter	mm	89.916	94.417
Facewidth	mm	4.76	5.20
Center distance	mm	82.550	
Contact ratio		1.223	
Material		SNC	CM415
Quality class JIS		JIS B 170	2-Class 0
Tooth surface finishing		Grinding	

表4-1 供試平歯車の諸元

は,表4-2に示す性状のギヤ油基油にトリクレジルフォスフェートをりん量で0.1 wt%単独に添加して作成したりん系極圧油TCPと表4-2に示す性状の硫黄-りん系自動車用ギヤ油GL-3においてであった。そこで、実験は、それらの試 料油について、歯形Bの歯車を第3.2節におけると同じ試料油、回転速度の組 合せで用いて行った。なお、歯形Aの歯車を用いた実験において、かみあい始め 側のスコーリング発生によるかみあい終わり側の歯面バルク温度の上昇量は、概 ね5 K以内の小さいものであった。また、2円筒試験結果⁽³⁾から、歯形Aと歯 形Bの歯車の実験前歯面粗さの違いは、耐スコーリング負荷容量に大きな影響を 及ぼすほどのものではないと判断できた。

実験方法,給油条件は第3.2節で示したとおりである.すなわち,TCPの 場合は小歯車回転速度 $n_1 = 1500 \sim 9000 r p m 0$ 範囲,GL-3の場合は $n_1 = 4000 \sim 11100 r p m 0$ 範囲で,それぞれ荷重をスコーリング発生検知まで段階的 に増加して実験を行った.初期全歯面法線荷重および各荷重段階の全歯面法線荷 重増加量は,TCPの場合, $n_1 = 1500 r p m 0$ ときいずれも1.14kN, $n_1 \ge 4000$ r p m 0 ときいずれも0.57kNとし,GL-3の場合は回転速度によらずいずれ も1.14kNとした.なお,負荷後,電動機を起動し,80 s 以内に所定の回転速度

			· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
Items		Gear base	Automotive
		oil	gear oil
Specific gravity 288	/277 K	0.8919	0.898 2
Flash point	K	557	509
Pour point	K	265.7	255.7
Kinematic	313 K	214.2	209.2
viscosity mm ² /s	373 K	18.67	18.04
Viscosity index		97	95
Sulfur concentration	wt%	0.54+	1.08++
Phosphorus concentrati	on ppm		290

表4-2 試料油の性状

+:natural content, ++:including natural content

-77-

にした.また,各荷重段階での運転時間は歯の温度がほぼ定常に達する600sとし, 600sの休止時間中に歯面の観察および荷重の増加を行った.試料油は323±1Kに 制御し,孔径0.7mmのノズルを用いてかみこみ側からかみあいピッチ点方向歯車 中心線に垂直に500mL/minで強制給油した.

熱の発生と放散状態によって定まる運転中の作用歯面バルク温度(以後,歯面 バルク温度と称す)⁽⁴⁾は,大・小歯車それぞれ一つの歯に線形 0.1mmの熱電対 を設置して測定した.その場所は,作用歯面下0.9mm,歯の端面から1mmで, かみあい始め側とかみあい終わり側の幾何学的2対かみあい域内およびかみあい ビッチ点であった.運転中の歯面法線動荷重は,小歯車圧縮側歯元すみ肉部には りつけたゲージ長 0.3mmの抵抗線ひずみ計により測定した歯元ひずみから求め た.

スコーリングの発生は歯面バルク温度の急上昇から判定したが, 試料油GL-3の場合, スコーリング発生以前にかみあいビッチ点付近にスポーリングが発生 したために振動, 騒音が増大して, 運転続行不可能になることが多かった.

4・1・2 かみあい始めとかみあい終わりの歯先りょう干渉に関する考察

a. 歯形曲線

図4-1は, 試料油GL-3の実験で用いた歯形Bを歯形Aおよび実験後の歯形 と対比させて示したものである. 図4-1中で,領域A~Bと領域C~Dは幾何学 的2対かみあい域,領域B~Cは幾何学的1対かみあい域である.また,幾何学 的かみあい始めの点はA,かみあいビッチ点はPである.歯形Aの大・小歯車の 歯先修整量はいずれも約20µmである.一方,歯形Bの場合,かみあい終わり側 に歯形摩耗はほとんど認められないが,かみあい始め側ではスコーリングによる 歯形摩耗がかみあいピッチ点近くまで達しており,歯形摩耗を歯形修整とみなせ ば,幾何学的かみあい始めの歯形修整量は歯形Aの3倍以上である.このことは

-78-



試料油TCPの実験でも同様であった.なお、歯形Bの場合、計算上、少なくと も歯面法線荷重で約3kNまで歯先りょう干渉は発生しなかった.実験後の歯形 曲線からわかるように、n₁=4000rpmではかみあい始め側、かみあい終わり側 いずれにもスコーリングによる大きな歯形摩耗が認められるが、小歯車の1~9 枚の歯のかみあいピッチ点付近に発生したスポーリングのために振動、騒音が増 大して運転続行不可能になった n₁ \geq 6500rpmでは、かみあい終わり側の歯形 曲線に顕著な変化は認められない.なお、n₁ \geq 6500rpmの歯形曲線は、スポ ーリング部を避けて測定した.

b. 歯元ひずみ

ここで, 歯元ひずみと摩擦熱量に及ぼす歯形の影響を検討する. 図4-2は, 試 料油GL-3の実験で得られた小歯車圧縮側歯元ひずみ波形と摩擦熱量分布を示



図4-2 小歯車圧縮側歯元ひずみ波形と摩擦熱量分布(GL-3)

したものである.図4-2中のPnは,試験機停止後,小歯車圧縮側動力循環軸には りつけた抵抗線ひずみ計で測定した負荷トルクから求めた全歯面法線荷重を示す. なお,負荷トルクは実験ごとにある程度異なっていたので,図4-2中にはPnの概 略値を示した.摩擦熱量は,歯元ひずみから求めた歯面法線荷重,第3章で示し た2円筒試験で得られた摩擦係数と外周面バルク温度の関係から求めた摩擦係数 を用いて計算した.歯形Bの場合,動的かみあい率の減少のために歯形Aの場合 より振動,騒音は増大したが,図4-2からわかるように,スコーリングが発生し やすかったかみあい始め側の分担荷重,摩擦熱量,歯先りょう干渉は大幅に軽減 された.その一方,かみあい終わり側の分担荷重,摩擦熱量は増大した.

c. スコーリング発生荷重と歯面バルク温度

スコーリング発生荷重に及ぼす歯形の影響を図4-3に示す. Vuはかみあいピッ チ円周速度を示す. TCPの場合,かみあい終わり側にもスコーリングが発生し て運転続行不可能になったが,GL-3の場合は,かみあい終わり側にスコーリ ングが発生する以前にかみあいピッチ点付近にスポーリングが発生したために運 転続行不可能になることが多かった. 図4-3中に示したS,SPはそれぞれ,ス コーリング,スポーリングが発生したことを示す.スコーリングとスポーリング がともに発生した場合は,SとSPを併記した.+印は,増速中にスコーリング が発生したことを示す.なお,スポーリング発生後の負荷トルクから求めたかみ あいピッチ点におけるヘルツ応力は,TCPのn1=1500rpmで3030MPa, GL-3では2270~2990MPaであり,かなり高かった.ところで,供試歯車の 場合,幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先のすべり率は+67.6%で,幾 何学的かみあい始めにあたる大歯車歯先のすべり率+66.0%よりやや大きい.し かし,いずれの試料油においても,かみあい始め側の歯形摩耗によりかみあい終

わり側の分担荷重,摩擦熱量は 増大したにもかかわらず,歯形 Bのスコーリング発生荷重は歯 形Aより全体的に高い.また, スコーリング発生荷重の増加量 は低回転速度ほど大きく,n₁ =9000rpmに近づくにつれて 小さくなる.これらと同様な傾 向は,大・小歯車の歯先におけ るすべり率,すべり速度が供試 平歯車のようにほぼ同じである



図4-3 スコーリング発生荷重

-81-

平歯車対を用いて、かみあい始め側の歯先修整量がスコーリング限界荷重に及ぼ す影響を調べた成瀬ら⁽¹⁾の実験結果においても認められる. なお、GL-3で は、n₁=9000rpm で再びスコーリング発生荷重の増加量が大きくなる傾向が 見られる.

スコーリングあるいはスポーリング発生直前の図4-3 に対応する歯面バルク温 度を図4-4に示す. 一般に歯面バルク温度T。は大・小歯車で,またかみあい位 置によって異なったが,図4-4中のT。はスコーリングが発生しやすかった部位で 温度が高かった歯車におけるものであり,歯形A,歯形Bではそれぞれかみあい 始め側,かみあい終わり側幾何学的2対かみあい域内の概ね小歯車の歯面バルク 温度であった.なお,上述のスコーリングが発生しやすかった部位におけるスコ ーリングあるいはスポーリング発生直前の大・小歯車歯面バルク温度の差は,い ずれの試料油においても歯形Aでは10K以内,歯形Bでは20K以内であった.ま た,かみあい位置による大・小歯車歯面バルク温度の差は,いずれの試料油,歯 形においても2~20Kであった.図4-4からわかるように,TCPの場合,歯形B

のスコーリング発生直前の歯面 バルク温度は、歯形Aより30~ 60K高く、回転速度の影響をほ とんど受けない.なお、スコー リング発生荷重はほぼ同じであ ったにもかかわらず、回転速度 によっては歯形Aのスコーリン グ発生直前のT。が歯形Bより かなり低くなっている.これは、 歯面バルク温度上昇率が大きい 増速中あるいは所定の回転速度



図4-4 歯面バルク温度(図4-3に対応)

-82-

に達したあと短時間に,スコーリングが発生したためである.次に,GL-3の 場合であるが, 歯形Bでは,n₁=4000rpmのとき以外はスコーリング発生以 前にスポーリングが発生したため,かみあい始め側の歯形摩耗によってスコーリ ング発生直前のT_b がどの程度上昇するかはっきりしたことはわからない.しか し,n₁=4000rpmで歯形Bのスコーリング発生直前のT_bは歯形Aより約70K 高いことなどから判断して,歯形Bのスコーリング発生直前のT_bは、歯形Aよ り50K以上は高く,500Kを超えると思われる.

d. 歯面の潤滑状態と極圧被膜の生成状態

前述のように、供試歯車の幾何学的かみあい始め、かみあい終わりのすべり率 はかなり高い.極圧油が歯車のスコーリングのような焼付き損傷防止に有効であ るのは、摩擦面金属と極圧剤が反応して生成される極圧被膜によって金属同士の 直接接触が軽減されるためである.しかし、前述のように、潤滑油には、すべり

率が高くなれば,混合あるいは 完全な弾性流体潤滑状態から焼 付きが発生しやすくなるために 耐焼付き能は低下する,という 性質がある.ここで,本実験に おける歯面の潤滑状態および極 圧被膜の生成状態について検討 する.

第3章と同様,歯面の潤滑状 態は,Grubinの式を用いて求め た弾性流体潤滑膜厚の合成粗さ に対する比すなわち膜厚比で判



-83-



図4-6 XMAによる非スコーリン グ部の分析結果(TCP, 歯形Bの実験後)

-84-

Pの場合,いずれの歯形において も、スコーリングは混合潤滑状態 から発生したと判断できる.次に, GL-3の場合,スコーリングが 発生した n₁=4000rpmのとき は境界潤滑状態であったが、スポ ーリングが発生したn1≧6500rpm では混合潤滑状態であった. ただ し、TCPより化学反応性が優れ ている(6)ことを反映して、 膜厚 比が 0.3近くになってもスコーリ ングは発生しなかった.なお,図 $4-7 \text{ ICG L} - 3 \text{ O} \text{ n}_{1} = 6500 \text{ rpm} \text{ O}$ ときの実験後のかみあい終わり側 幾何学的2対かみあい城内非スコ ーリング部の硫黄、りんおよび酸



図4-7 XMAによる非スコーリング 部の分析結果(GL-3, 歯形Bの実験後)

素の分析結果を示したが、GL-3といえども膜厚比が 0.3を超えた状態では、耐スコーリング負荷容量を高めるのに有効な硫黄は局所的にしか検出されなかった.

e.スコーリング発生温度の2円筒試験結果との相関

4・1・2. cで明らかにしたように,かみあい始め側の歯形摩耗は,スコー リング発生荷重,スコーリング発生直前の歯面バルク温度の向上に有効であった. しかし,GL-3より化学反応性が劣るTCPの場合,歯形Bにおいても,極圧 被膜は歯面全体には生成されず,スコーリングは混合潤滑状態から発生した.第 3章で,混合潤滑状態におけるスコーリング発生温度は,幾何学的かみあい始め あるいはかみあい終わりのすべり率,すべり速度に対応させた2円筒試験におけ る焼付き発生直前の外周面バルク温度を参照して推定できることが明らかになっ た.ただし,使用した歯車は歯形Aであり,スコーリングは歯先りょう干渉のた めにかみあい始め側に発生しやすかった.本実験で用いた歯形Bでは,かみあい 始め側の歯先りょう干渉は軽減されたが,図4-2に示した歯元ひずみからわかる ように,かみあい終わり側の歯先りょう干渉部に作用する荷重は歯形Aより増大 した.しかしながら,図4-1に示したGL-3のn₁≧6500 r p mの実験後の歯形 曲線と図4-3,4-4に示した歯形Bのスコーリング発生荷重,歯面バルク温度が歯 形A以上であることから判断すれば,かみあい終わり側の歯先りょう干渉は,耐 スコーリング負荷容量を減少さ

せないといえる.

ここで、歯形Bのスコーリン グ発生温度と2円筒試験結果の 相関を、混合潤滑状態からスコ ーリングが発生したTCPの場 合について検討する。図4-8に その相関を歯形Aの結果とあわ せて示す、(Tь)s,(Tь)oĸはそ れぞれ、スコーリング発生直前 あるいは2円筒試験における焼 付き発生直前の歯面あるいは外 周面バルク温度と積分温度を示 す.積分温度は、現在ISOで 討議されている平歯車およびは



図4-8 スコーリング発生温度の2 円筒試験結果との相関 (TCP,混合潤滑状態)

-86-

すば南車の耐スコーリング負荷容量計算法で用いられている、幾何学的かみあい 」域におけるせん光温度の平均値に歯面バルク温度を加えた温度であり、2円筒試 験では接触面最高温度に等しい。 V sはすべり速度であり、歯形Aでは幾何学的 かみあい始め、歯形Bでは幾何学的かみあい終わりといったいずれもスコーリン グが発生しやすかった部位における値を採用した。なお、2円筒試験結果は第3. 2節で示したと同じものである.まず,(Tь)sについて検討する. 図4-8に示し たように,2円筒試験における(T_b)sは,すべり率σの増大により著しく低下す る。かみあい始め側にスコーリングが発生した歯形Aの場合、幾何学的かみあい 始めにあたる大歯車歯先のすべり率は+66.0%であり,2円筒試験におけるσ= +78.2%より小さいにもかかわらず、 $(T_b)_s$ は $\sigma = +78.2\%$ の2円筒試験におけ る(Ть)ѕの領域に含まれるかその近傍にある.一方,かみあい終わり側にスコー リングが発生した歯形Bの場合,幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先の すべり率は上述の大歯車歯先のすべり率よりも大きい+67.6%であるが,(Tь)s は2円筒試験の σ = +41.9%と σ = +78.2%における(T_b)sの領域の中間にあり、 2円筒試験結果とよい相関にある.また、歯形Aと比較して歯形Bの(T₀)sに及 ぼすすべり速度の影響は小さい. 次に, (Tint)sについて検討する. 歯形Aの (T_{int}) sは、2円筒試験の $\sigma = +41.9\%$ における (T_{int}) sに匹敵するまで高くな っており,またすべり速度の増大によって減少する.このことは,混合潤滑状態 では,(Tь)sの場合と比較して,歯車における(Tint)s と2円筒試験における (Tint)sの相関は悪く、(Tint)sは耐スコーリング負荷容量を計算するための指 標としても適当でないことを示唆している.

第4.2節 作用歯面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響

第4.1節で,かみあい始め側の歯先りょう干渉は,かみあい終わり側の歯先 りょう干渉と異なって耐スコーリング負荷容量を減少させるため,軽減する必要 があることが明らかとなった。歯先りょう干渉とは,歯のたわみ,歯車の精度に 起因する幾何学的かみあい域外のかみあいである。歯先りょう干渉部の接触状態 は潤滑油の耐焼付き能が著しく低下する純すべりであり,このことが平歯車の耐 スコーリング負荷容量を低下させる原因となる。特に,被動歯車の歯先りょうが 駆動歯車の歯元面に食い込もうとする干渉状態にあるかみあい始め側では,スコ ーリングの発生と進展に及ぼす歯先りょう干渉の影響は大きい。本節では,かみ あい始め側の歯先りょう干渉を軽減するための歯先修整がスコーリングの発生と 密接な関係にある作用歯面バルク温度に及ぼす影響を,歯先修整による動荷重の 変化を考慮して検討する.

4・2・1 供試歯車および実験方法

a. 供試歯車

Items		Pinion	Gear
Module		5.08 (D.P. 5)	
Number of teeth		15	16
Standard pressure angle	deg	20	
Addendum modification coefficient		0.457	0.400
Reference diameter	mm	76.200	81.280
Tip circle diameter	mm	89.916	94.417
Facewidth	mm	4.76	4.77
Center distance	mm	82	.55
Contact ratio		1	.223
_Material		SNCM415	
Quality class		JIS B 170	2 Class O
Tooth surface finishing		Gri	nding

表4-3 供試平歯車の諸元



表4-3,図4-9はそれぞれ,実験に用いられた平歯車対の諸元および歯形曲線を 示す.なお,第4.1節で用いられたスコーリング実験用平歯車の歯幅は曲げ強 さを増加させるためにかみあいピッチ点付近から歯元にかけて広がっていた.そ れに対し,本実験の歯幅は一定である.

図4-9中で、A~B、C~Dの範囲は幾何学的2対かみあい域を、 B~Cは幾 何学的1対かみあい域を、点Aは幾何学的かみあい始めの点を、点Pはかみあい ビッチ点をそれぞれ示す。歯先修整はかみあい始め側にあたる大歯車の歯先部2 対かみあい域内にのみ施し、歯先修整量Kは 0µm(無修整),22µm,および40 µmの3種類とした。大・小歯車ともガス浸炭焼入れ・焼戻し後マーグ研削仕上 げし、有効硬化層深さは約0.8mm、歯先面硬さは約Hv(0.3)800以上、歯形方向 の歯面粗さは0.3~0.6µmRaであった。

b. 実験方法

実験には動力循環式IAE形歯車試験機を使用した.供試平歯車対は小歯車駆

動であり,荷重は試験機停止 中にトルク負荷用フランジ継 手を用いて加えた.実験は小 歯車回転速度n1が4000rpm と9000rpmで行った.試験 機は負荷後,低回転速度で起

表4-4 歯車潤滑油の性状

Specific gravity	288/277 K	0.899 5
Flash point	K	497
Pour point	K	255.5
Kinematic	310.8 K	199.2
viscosity mm²/s	371.9 K	17.03
Viscosity index	99	
Sulfur concentration	2.0	
Phosphorus concentra	0.19	

動し,80 s以内に所定の回転速度にした。歯先りょう干渉状態は荷重によって異 なるので,作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響は,一種類の大歯車 歯先修整量に対してn₁=4000rpm,n₁=9000rpmと交互に回転速度を変え, 低荷重から順次荷重を増加させて調べた。各荷重段階の運転時間は歯の温度がほ ぼ定常に達する 600 sとした。実験中にスコーリングが発生することを防止する ため,歯車潤滑油としては表4-4に示す性状のSP系極圧ギヤ油を用いた。 潤滑 油は323±1Kに制御し,孔径0.7mmのノズルを用いてかみこみ側からかみあいピ ッチ点方向に歯車中心線に垂直に 200mL/minの割合で強制給油した。なお, 第4.1節の実験では給油量は500mL/minであったが,本実験では,潤滑油 による冷却効果を小さくして作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先りょう干渉の 影響をできるだけ明瞭にするため,給油量は少なく設定した。

歯先りょうの干渉状態は大歯車の圧縮側歯元ひずみから判断した、歯元ひずみ は、ゲージ長さ 0.3mmの抵抗線ひずみ計を用いて、スリップリング、動ひずみ 計を介し、かみあいピッチ点で大歯車の1歯ごとに発生するパルスとともにデー タレコーダに記録した.なお、パルスは歯車のかみあい位置を知るために用いた. また、被動歯車である大歯車の歯元ひずみを測定した理由は、近寄り側のその歯 元ひずみは小歯車の歯元ひずみより一般に大きくて、かみあい始めの歯先りょう 干渉状態を知るのに都合がよかったからである.運転中の大・小歯車の作用歯面 パルク温度は、線径 0.1mmの熱電対を用いて測定し、ペンレコーダに記録した.

-90-

熱電対設置位置は大・小歯車の作用線上において近寄り側と遠のき側の幾何学的 2対かみあい域の中央で,作用歯面下 1mmであった.

4・2・2 かみあい始めの歯先りょう干渉量

作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響を論じる前に,本項では歯の たわみによって生じるかみあい始めの歯先りょう干渉量について検討する.なお, 田中ら⁽³⁾ は歯のたわみによるかみあい始めの点のずれを解析し,低荷重におい てもかなり大きいずれを生じることを明らかにしているが,実験で検証していない.

a.解析

図4-10は,一法線ピッチ前 でかみあっている歯のたわみ のために,幾何学的かみあい 始めの点Rより前の点Sで小 歯車の歯元面と大歯車の歯先 りょうが,接触し始めたとき の状態を示す.作用線上でみ れば歯先りょう干渉は点R₁ で始まり,点Rで終了する. ここで,作用線上の距離RR₁ をかみあい始めの歯先りょう 干渉量 gと定義する.gは式 (4-1)~(4-4)に示す幾何学的 関係式を満足する値として求



図4-10 かみあい始めの歯先りょう干渉

-91-

$$1 - \frac{2a}{r_{b1}} \cos \alpha_{51} \cdot \cos \left(\Theta_{51} + inv\alpha_{51} \right) + \frac{(a^2 - r_{a2}^2)}{r_{b1}^2} \cos^2 \alpha_{51} = 0 \cdots (4-1)$$

$$\Theta_{s1} = \alpha_w - \frac{g_a - g}{r_{b1}} \qquad \cdots (4-2)$$

$$\delta = g_a - g - a \sin \alpha_w + r_{b2} (\Theta_{sa2} + inv\alpha_{a2} + \alpha_w) \qquad \cdots (4-3)$$

$$\Theta_{5a2} = \sin^{-1} \left(\frac{r_{h1}}{r_{a2}} \frac{\sin(\Theta_{s1} + inv\alpha_{s1})}{\cos\alpha_{s1}} \right) \qquad \dots (4-4)$$

ここに, aは中心距離, r aは歯先円半径, r bは基礎円半径, α μ, α a2はそれ ぞれかみあいピッチ点および大歯車歯先における圧力角, δは大・小歯車の歯の たわみ量の和である。 g aは点Rから点Tまでの作用線上の距離である。添字1, 2はそれぞれ小歯車および大歯車の値であることを示す。なお, 大歯車の歯先が 修整されている場合, 式(4-3)の代わりに歯先修整量Kを考慮した次式を用いる。

$$\delta = g_a - g - a \sin \alpha_w + r_{b2} (\Theta_{sa2} + i n v \alpha_{a2} + \alpha_w) - K \qquad \dots (4-5)$$

ところで,修整歯車で歯先りょう干渉が発生しないような低荷重の場合,かみ あい開始点は幾何学的かみあい領域内の歯先修整部分となり,それは分担荷重が 零から正に変わる境界点として求められる.ここで,作用線上におけるその位置 gを幾何学的かみあい始めの点からの距離に負号を付けたものとして定義する.

b.静的かみあいにおける歯先りょう干渉

実験には,表4-3および図4-9 に示した平歯車,表4-4に示し た潤滑油をそれぞれ用いた.

静的かみあいにおける歯車の かみあい位置は,大・小歯車歯 面間のまたぎ距離を測定する方 法⁽⁹⁾ により求めた・歯先りょ う干渉が発生していれば,その 距離は幾何学的かみあい始めに おけるまたぎ距離よりも大きく なる.

図4-11は,g/teとPn/b1 の関係を示す.teは法線ピッチ, Pnは全歯面法線荷重, b1は小 歯車の歯幅である.g/te>0

0.15

d/te

0.05

0 5



図4-11 静的かみあいにおけるかみあい始めの歯先りょう干渉量

1.5

P_n/b₁ (a) K = Ομπ の範囲は歯先りょう干渉域, $g / te \leq 0$ の範囲は歯先修整部分でのかみあい域で ある. なお, $P_n / b_1 = 0$ のときのg / teは歯先修整開始点に対応する. 図4-11中の実線および破線は,式(4-3)あるいは式(4-5)で与えられる平歯車の歯のたわ $み量<math>\delta$ に対応する計算値で, δ の計算には Weber&Banaschekの式⁽¹⁰⁾ならびに石 川の式⁽¹¹⁾がそれぞれ用いられた.なお,石川の式による計算において歯面接触 による近寄り量はWeber&Banaschekの近寄りの式により求められた.図4-11で明ら かなように,いずれの歯先修整量でも Weber&Banaschekの式による計算値は石川 の式による計算値より小さく,また,測定値と比較的一致している.

c.動的かみあいにおける歯先りょう干渉

図4-12は,作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響を調べる実験中に 測定した大歯車圧縮側動的歯元ひずみ波形を示す.図4-12中のP_nは, 試験機停 止後,小歯車側動力循環軸上の抵抗線ひずみ計で測定した負荷トルクから求めた 全歯面法線荷重である.大歯車歯先修整量Kが大きくなるにつれて,かみあい始 め側の歯先りょう干渉が軽減されている.K=40µmでは,いずれの回転速度に おいても,実験範囲内の荷重に対してかみあい始めの歯先りょう干渉は認められ ない.

図4-13は,動的かみあいにおけるかみあい始めの歯先りょう干渉量の測定値と 計算値を示す.計算値を求める際に必要となるかみあい歯面間に作用する動荷重 は,平歯車対の円周方向振動方程式⁽¹²⁾を数値解析して求めた. なお,解析に 用いた,起振力と振動の大きさの比率を決定する減衰係数比は歯元ひずみ波形の 測定値から 0.1とし,歯形誤差は実験前の値を用いた.また,歯のばねこわさの 計算は Weber&Banaschekの式によった.図4-13中の細線は静的かみあいを仮定し た場合の歯先りょう干渉量の計算値である.大歯車圧縮側動的歯元ひずみ波形か ら求めた測定値は大・小歯車の特定の歯同士がかみあったときのものであるが,

-94-













-95-

かみあい時間によって異なって いた.そこで,図4-13中にはそ の最大値と最小値およびそれら の平均値を記した.図4-9の実 験後の歯形曲線からわかるよう に,K= 0 μ mの場合は歯先り ょう干渉のために小歯車歯元面 が摩耗したものの,測定値と計 算値は実用上問題のない程度で 一致している.

4 · 2 · 3 作用歯面バルク 温度

図4-14は,各荷重段階の運転 終了直前におけるかみあい始め 側およびかみあい終わり側の作 用歯面バルク温度T。の測定値 を示す.値は大・小歯車のそれ ぞれのかみあい位置における作 用歯面バルク温度のうちで高い ほうである.大歯車歯先修整量



図4-13 動的かみあいにおけるかみあい 始めの歯先りょう干渉量

Kの違いによるT_bの差は低荷重では小さいが,荷重の増大にともなって大きく なり,しかもその程度はかみあい始め側よりかみあい終わり側で大きい.また, いずれの回転速度においても,本実験範囲では歯先りょう干渉が生じなかったK =40μmのときのT_bが最も高い.歯先りょう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼

-96-

付き能が著しく低下する純すべ り接触であり,しかもかみあい 始め側では大歯車の歯先りょう が小歯車の歯元面に食い込もう とする干渉状態にある.このよ うにかみあい始めの歯先りょう 干渉部は厳しい潤滑状態にある が,その範囲はかみあい範囲全 体からみればわずかである.図 4-15で明らかにするように,作 用歯面バルク温度はかみあい始 めの歯先りょう干渉よりむしろ 歯先修整による動荷重の変化の 影響を大きく受ける.



図4-14 作用歯面バルク温度T。

図4-15は,作用線上の摩擦熱

量分布に及ぼす歯先修整の影響を示す.摩擦熱量の計算には大歯車圧縮側歯元ひ ずみ波形の測定値から求めた歯面法線動荷重,第3章で示した方法で2円筒試験 結果をもとに推定した摩擦係数を用いた.なお,図4-15中のPnが歯先修整量によ って異なっているが,その差異はわずかであるので考察する上で問題はない.い ずれの回転速度においても,K=0 μ mとK=22 μ mの場合の遠のき側の摩擦熱 量に大差はない.このことは図4-14に示したTbに反映されている.一方,K= 40 μ mの場合,遠のき側の摩擦熱量はK=0,22 μ mの場合より大きい.これは 本実験範囲の荷重に対しては40 μ mの歯先修整量が過大であって,遠のき側の動 荷重が増大したためである.特に,荷重の増加によるTbの上昇割合が大きかった n1=9000rpmのとき,遠のき側のみならず近寄り側の摩擦熱量も大きい.



図4-15 作用線上の摩擦熱量分布に及ぼす歯先修整の影響

以上,スコーリングの発生と密接な関係にある作用歯面バルク温度に及ぼす歯 先修整の影響を動荷重の変化を考慮して検討した.ところで,第4.1節の極圧 ギヤ油を用いた実験によれば,平歯車の作用歯面バルク温度が450Kを超える状 態では,スコーリングよりも先に歯面の疲れ損傷であるスポーリングがかみあい ピッチ点付近に発生しやすくなった.この原因としては,高ヘルツ応力のほかに, 歯の温度上昇による歯面硬さの低下が考えられた.したがって,作用歯面バルク 温度上昇ができるだけ小さくなるように歯先修整量および修整範囲を決定するこ とは,高速・高負荷歯車のスコーリング強さの向上のみならずその歯面強さの低 下防止のためにも重要といえる.

第4.3節 スコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響

スコーリングはすべり率,すべり速度の高いかみあい始めやかみあい終わりの 領域から発生しやすい.しかし,スコーリング強さに影響する因子は第4.1, 4.2節で述べた歯先りょう干渉を含め種々あり,スコーリング強さをいかなる 物理量で評価すべきかは明らかではない. Niemannら⁽¹³⁾は,幾何学的かみあい 始めと比較して幾何学的かみあい終わりのすべり率がかなり大きくされた平歯車 を用いてスコーリング実験を行い,駆動歯車である小歯車の歯先短縮による幾何 学的かみあい終わりのすべり率の減少は,スコーリング発生荷重の増大に有効で あることを明らかにした.また,藤田らの2円筒試験結果⁽¹⁴⁾⁻⁽¹⁷⁾によれば, 潤滑油の耐焼付き能はすべり率の増大によって著しく低下する.スコーリングの 防止は極圧ギヤ油に依存しているが,上述の試験結果は,歯面上の最大すべり率 に注目した歯形設計による耐スコーリング負荷容量増大の可能性を示唆している. 本節では,スコーリングに対する平歯車の歯形設計の基本方針を明らかにするた め,スコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響を,すべり率と歯先りょう干 渉の観点から検討する.

4・3・1 供試歯車および実験方法

a.供試歯車

表4-5,図4-16はそれぞれ、本実験で用いられた2種類の平歯車、 すなわち歯 形Aと歯形Cの平歯車の諸元と歯形を示す.図4-17は、作用線上における小歯車 と大歯車のすべり率σ1,σ2,相対曲率半径R,小歯車回転速度n1=1000rpm のときの小歯車の大歯車に対する相対すべり速度Vsと平均ころがり速度Uを示 す.図4-16,4-17中で、A~B、C~Dは幾何学的2対かみあい域、B~Cは幾 何学的1対かみあい域、Aは幾何学的かみあい始めの点、Pはかみあいピッチ点

Items		Tooth profiles			
		A	C		
Module		m	5.08(D.P. 5) 5		
Number of teath	Z 1	15			
	Number of teeth		16		
Standard pressure angle	deg	α	20		
Addendum modification x		X 1	0.457	0.935	
coefficien	coefficient X2		0.400	0.252	
Reference		d 1	76.200	75.000	
diameter	mm	d2	81.280	80.000	
Tip circle		daı	89.916	92.580	
diameter	mm	da2	94.417	90.750	
Facewidth mm	b 1	4.76			
	be	5.20			
Center distance	mm	a	82.55		
Contact ratio		3	1.223	1.122	
Material			SNCM415	SNCM420	
Quality class			JIS B 1702 Class O		
Tooth surface finis	hing		Grinding		

表4-5 供試平歯車の諸元



-100-

である.

歯形Aの平歯車は,潤滑油の 耐負荷能試験法を定めている I P規格に準拠したものである. 大・小歯車の歯先修整量はいず れも約20 μ m,幾何学的かみあ い始めにあたる大歯車歯先と幾 何学的かみあい終わりにあたる 小歯車歯先におけるすべり率は それぞれ, σ_A = +66.0%, σ_D = +67.6%であり,両者はほぼ等 しい.

歯形Cの平歯車は, すべり率 に対する潤滑油の耐焼付き能の 特性を考慮して独自に設計した ものである. σ_{A} = +43.5%, σ_{D} = +72.4%であり, 幾何学 的かみあい終わりに対して幾何 学的かみあい始めのすべり率は 小さい. なお, 2円筒試験では みられない歯車特有の現象に,



 図4-17 作用線上における小歯車と 大歯車のすべり率σ1,σ2, 相対曲率半径R,n1=1000 rpmのときの小歯車の大 歯車に対する相対すべり速 度Vsと平均ころがり速度U

歯のたわみなどに起因してかみあい始め,かみあい終わりに発生する歯先りょう 干渉がある.歯先りょう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼付き能が著しく低下す る純すべりである.しかも,かみあい終わりと比較してかみあい始めの歯先りょ う干渉はその後のかみあい歯面上の潤滑状態に大きく影響することが考えられる.
そこで、被動歯車である大歯車 の歯先修整量は、歯のたわみ量 を考慮して小歯車の歯先修整量 および歯形Aの平歯車における 歯先修整量よりも数倍大きい約 65µmとした。

大・小歯車ともガス浸炭焼入 れ・焼きもどし後,マーグ研削 仕上げし,有効硬化層深さは約 0.8mm, 歯先面硬さは約Hv (0.3)800以上であった.図4-18, 4-19はそれぞれ,実験前の歯形 曲線と,スコーリングが発生し やすかった部位すなわち歯形A ではかみあい始め側,歯形Cで はかみあい終わり側における歯 形方向と歯すじ方向の歯面粗さ 曲線の一例を示す.なお,本実 験で用いた大・小歯車の歯形方





図4-19 歯面粗さ曲線(実験前)

向の歯面粗さは , 歯形Aでは0.25~0.65µmRa,歯形Cでは0.1~0.4µmR aであり,歯すじ方向の歯面粗さよりも大きかった.

b.実験方法

実験には動力循環式IAE形歯車試験機を使用した.供試平歯車対は小歯車駆動であり,荷重は試験機停止中にトルク負荷用フランジ継手を用いて加えた.小

歯車回転速度 n 1は1500~9000 r p m の範囲であり,それに対 応する幾何学的かみあい始め, 幾何学的かみあい終わりにおけ る相対すべり速度 V s は,歯形A ではそれぞれ2.7~16.2m∕s,

2.9~17.3m/s. 歯形Cではそ

表4-6 #90ギヤ油基油の性状

		the second se	
Specific gravity 288,	/277 K	0.891	9
Flash point	K	557	
Pour point	K	265.7	
Kinematic	313 K	214.2	
viscosity mm ² /s	373 K	18.67	
Viscosity index	97		
Sulfur concentration wt%		0.54+	
+:natural content			

+:natural content

れぞれ 1.6~9.8m/s, 3.4~20.5m/sであった. 試験機は負荷後,低回転速 度で起動し,80s以内に所定の回転速度にした. 初期全歯面法線荷重および各荷 重段階での全歯面法線荷重増加量はいずれも,スコーリング発生荷重が高い n₁ =1500rpmのときは1.2kN,他の回転速度のときは0.6kNとした.また,各 荷重段階での運転時間は,歯の温度がほぼ定常に達する600sであった.表4-6は, 実験に使用した#90ギヤ油基油の性状を示す.323±1Kに制御した試料油は,孔 径 0.7mmノズルを用いてかみこみ側からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に 垂直に 500mL/minの割合で強制給油した.

運転中の作用歯面バルク温度は,線径 0.1mmクロメルーアルメル熱電対を大 ・小歯車の作用歯面上から法線方向に 1mm深さのところに設置して測定し,ス リップリングを介してベンレコーダに記録した.なお,作用線上でみた作用歯面 バルク温度測定位置は,近寄り側と遠のき側幾何学的2対かみあい域中央であっ た.せん光温度などの計算に必要な歯面法線動荷重は小歯車圧縮側歯元ひずみか ら求めた.ゲージ長さ 0.3mmの抵抗線ひずみ計で測定した歯元ひずみを,スリ ップリング,動ひずみ計を介し,大歯車の1歯ごとに発生するパルスとともにデ ータレコーダに記録し,A/D変換後,作図した.

スコーリングの発生と進展にともなう平歯車の動的性能の変化は、上述の歯元 ひずみのほかに音圧レベル(SPL)を測定して調べた.音圧レベルの測定はJIS B 1753ならびにJIS Z 8731に準拠して行なった.コンデンサ型マイクロホンは歯 車箱側面から法線方向300mm 位置に固定し,音圧レベルはペンレコーダに記録 した.なお,歯車試験機周辺の音圧レベルは歯車箱近傍で最も高く,測定音は暗 騒音より10d B以上高かった.

4・3・2 スコーリングの発生と進展

図4-20は、小歯車回転速度 n₁=9000rpmのときのスコーリングを発生しな かった最大の全歯面法線荷重、いわゆるスコーリングOK荷重とスコーリング発 生荷重における小歯車作用歯面バルク温度 Tьならびに音圧レベルSPLの時間 的変化を示す。 図4-20中で、実線はかみあい始め側のT。、破線はかみあい終わ り働の T_bである、図4-21は、図4-20(a)中の①~②,図4-20(b)中の①~③に 対応する小歯車圧縮側歯元ひずみ波形を示す. 歯形Aでは、スコーリングは図 4-20(a)中①の直後に急激なT₀の上昇をともなってかみあい始め側から発生し、 またたくまにかみあいビッチ点近傍を除く全かみあい歯面に及んだ、その結果、 歯元ひずみは図4-21(α)中で①から②へと変化し、また、スコーリングOK荷重 時の値と大差なっかったSPLはスコーリング発生直後から増大していった。一 方,歯形Cでは、スコーリングはかみあい始め側よりすべり率の高いかみあい終 わり側からまず発生し,図4-20(b)中で①から②におけるT_bの変動状態,T_bの 急上昇から18s後にSPLが増大し始めたことからわかるように,遠のき側歯面 上をかみあいピッチ点に向かって徐々に進展していった.そして近寄り側にスコ ーリングが発生したのは、図4-20(b)中で③より少し前に見られる作用歯面バル ク温度が急上昇したときで,かみあい終わり側にスコーリングが発生してから130 sも後であり、 しかもスコーリング発生直前のT_bはかみあい終わり側スコーリ ング発生直前のT。より10K以上高い418Kであった.なお、図4-21中の①の歯元 ひずみ波形からわかるように、歯形Aではかみあい始め、かみあい終わりいずれ

-104-



図4-20 スコーリングOK荷重とスコーリング発生荷重における小歯車作用 歯面バルク温度および音圧レベルの時間的変化(n₁=9000 r p m)





にも歯先りょう干渉が発生したが,歯形Cでは歯先修整の効果によりかみあい始 めに歯先りょう干渉は発生しなかった.

以上の現象は他の回転速度においても同様であった.ここで,最初のスコーリ ング発生部位によってその後のスコーリング進展状況が異った原因として,次の 二つのことが考えられる.一つは,かみあいの進行にともなう歯面上のすべり率 の変化の違いである.近寄り側では高すべり率から低すべり率に変化するのに対 して,遠のき側では低すべり率から高すべり率に変化する.潤滑油の耐焼付き能 はすべり率が高くなるにつれて低下する.したがって,スコーリングの発生しや



図4-22 スコーリング発生荷重Ps (歯形E)



図4-23 スコーリングOK荷重時の 運転終了直前とスコーリン グ発生直前における作用歯 面バルク温度(T_b)_{oK}, (T_b)_s(歯形E,図4-22に 対応)

すい高すべり率の部位がかみあい最後にある遠のき側では、それとは逆の条件に ある近寄り側よりスコーリングは進展しにくいといえる。もう一つは、歯先りょ う干渉状態の違いである。 歯先りょう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼付き能が 著しく低下する純すべり接触であるが,さらにかみあい始め側では大歯車の歯先 りょうが小歯車の歯元面に食い込もうとする干渉状態にある.かみあい始めの歯 先りょう干渉がスコーリングの発生と進展、耐スコーリング負荷容量にどのよう な影響を及ぼすかを明らかにするため,歯形Aの大歯車の歯先面を研削して幾何 学的かみあい始めのすべり率を+66.0%から+51.5%に小さくして実験した(以 後この歯形を歯形Eと称す).ただし,大歯車の歯先修整は施さなかった.図4-22. 4-23は, それぞれ歯形Eのスコーリング発生荷重PsおよびスコーリングO K荷重時の運転終了直前の作用歯面バルク温度 (Ть)окとスコーリング発生直前 の作用歯面バルク温度(T_b)sを歯形Aの場合と対比して示す。かみあい始めの歯 先修整の施されていない歯形Eでは歯形Cの場合とは異なって,いずれの回転速 度においても近寄り側のスコーリング発生を抑制することはできず,スコーリン グは試験機増速中に近寄り側と遠のき側にほぼ同時に発生し、耐スコーリング負 荷容量は歯形Aの場合と大差なかった.

以上のように,幾何学的かみあい始め,幾何学的かみあい終わりにおけるすべ り率,かみあい始めの歯先りょう干渉の有無によって,スコーリングの発生と進 展は著しく異なる.このことは,平歯車におけるスコーリングの防止上,すべり 率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計の重要性を意味している.

4 · 3 · 3 スコーリング発生荷重と作用歯面バルク温度

a.スコーリング発生荷重と作用歯面バルク温度

図4-24は,歯形Aと歯形Cにおけるスコーリング発生荷重Psを示す.スコー リング発生荷重はスコーリングを発生した最小の全歯面法線荷重であり,試験機 停止後,小歯車側動力循環 軸にはり付けた抵抗線ひず み計で測定した負荷トルク から求めた。 Vuはかみあ いピッチ円周速度, pmaxは かみあいピッチ点における ヘルツ応力である.同じ条 件で再実験した場合、最小 のPsを実線で結んだ. 試 験機起動後からスコーリン グ発生までの時間は、歯形 Cでは54~350s と比較的 長かったが、かみあい始め に歯先りょう干渉が生じ, しかも試験機増速中に近寄 り側と遠のき側にほぼ同時 にスコーリングが発生する 確率が高かった歯形Aでは、 105 s 以内であった。 いず れの歯形でも Psは n1= 1500rpm からn₁=4000 rpmにかけて大きく低下 したが, n₁≧4000 r p m では回転速度の影響をほと んど受けなかった.



図4-24 スコーリング発生荷重Ps



図4-25 スコーリングOK荷重時の 運転終了直前とスコーリン グ発生直前における作用歯 面バルク温度(T_b)ok, (T_b)s(図4-24に対応)

図4-25は、スコーリングOK荷重時の運転終了直前と最初にスコーリングが発生した直前における作用歯面バルク温度(T_b)oK,(T_b)sであり、図4-24に対応する。図4-25中の値は、スコーリングが発生しやすかったかみあい位置における大・小歯車の作用歯面バルク温度のうちで高いほうの値である。なお、試験機増速中にスコーリングが発生した場合の(T_b)sは示していない。いずれの歯形においても(T_b)oK は限られた範囲にあり、回転速度したがってすべり速度の影響をほとんど受けない。(T_b)sも(T_b)oKとほぼ同様である。かみあい始めの歯先りょう干渉がなかった歯形Cの場合、幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率は歯形Aより大きいが、スコーリングを発生する作用歯面バルク温度は、かみあい始めの歯先りょう干渉があった歯形Aの場合より高い。なお、n₁=1500 r p m のとき、歯形Aと歯形Cとでは図4-24に示したようにPsには大きな違いがあったにもかかわらず、(T_b)oK に有意差はない。このことは、スコーリングの発生が荷重よりも作用歯面バルク温度に依存することを示唆している。

b. 歯面の潤滑状態

2円筒試験結果によれば焼付き発生直前の接触面の潤滑状態はすべり率の影響 を大きく受ける.ここで,弾性流体潤滑膜厚と合成粗さの比である膜厚比をもと に,スコーリング発生時の歯面潤滑状態を検討する.図4-26は,スコーリングO K荷重時とスコーリング発生直前における膜厚比(*ξ*₀)₀κ,(*ξ*₀)₈と摩擦係数μ₀κ, μ_sであり,図4-24,4-25に対応する.弾性流体潤滑膜厚の計算には,かみあい位 置に対応する小歯車圧縮側歯元ひずみから求めた歯面法線動荷重,大・小歯車の 作用歯面バルク温度の平均値に対する粘度およびナフテン系鉱油に対する粘度-圧力係数⁽⁵⁾を用いた.また合成粗さは,実験前の大・小歯車の歯形方向の自乗 平均平方根粗さから求めた.平歯車の摩擦係数を測定するのは困難であるので, 図4-17中の摩擦係数は,供試平歯車の歯形方向中心線粗さとほぼ同じ軸方向中心 線粗さの円筒を用いた2円筒試験結果をもとに,作用歯面バルク温度を考慮して 求めた. いずれの歯形においても、 μ_{0K} 、 μ_{s} は $n_1 = 1500 \sim 4000$ r p m の範囲 で回転速度の増大にともなって小さくなるが, $n_1 \ge 4000$ r p m では回転速度の影 響をほとんど受けない.また, (ξ_0) $_{0K}$, (ξ_0) $_{s}$ は回転速度の上昇につれて増大 する傾向にある.接触面の潤滑状態と膜厚比 ξ_0 の関係によれば, $\xi_0 \le 0.3$ のと き境界潤滑状態, $\xi_0 > 0.3$ のとき混合潤滑状態である⁽⁶⁾.図4-26に示したよう に実験前の歯面粗さに対して求められた膜厚比は 0.5以上であったこと,非スコ ーリング部の歯面粗さは実験前よりも小さくなっていたことを考えると,本実験 におけるスコーリングはすべて混合潤滑状態から発生したと判断できる.

ところで、図4-25のように本実験の(Tb)sは 370K程度と低かったが、それは



図4-26 スコーリングOK荷重時の運転終了直前とスコーリング発生直前に おける膜厚比(ξ a) o κ, (ξ a) s (図4-24に対応)

供試平歯車の幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率が高かったために混合潤滑 状態からスコーリングが発生せざるを得なかったことと関連する.高速・高負荷 歯車のような潤滑条件が厳しい歯車にはスコーリング防止のために極圧ギヤ油が 用いられるが,それは,化学反応性が大きい潤滑油ほど境界潤滑状態で運転可能 なすべり率は高くて耐焼付き能も大きいからである⁽³⁾.本実験結果から判断す れば,ギヤ油基油のように化学反応性の小さい潤滑油の下で平歯車を高速・高負 荷運転するには,幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率をできるだけ小さくす るとともにかみあい始めの歯先りょう干渉を回避しなければならない.なお,本 実験で用いられたIAE形歯車試験機の場合,かみあい率の関係上,幾何学的か みあい歯面上の最大すべり率をあまり小さくすることはできない.

第4.4節 総括

かみあい始め側にスコーリングによる歯形摩耗がある歯車を用いた実験結果と 処女歯車を用いた実験結果との対比から、平歯車の耐スコーリング負荷容量に及 ぼすかみあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉の影響の違いを明らか にするとともに、かみあい始め側の歯先りょう干渉を軽減するための歯先修整が 作用歯面バルク温度に及ぼす影響を検討した.さらに、平歯車におけるスコーリ ングの発生と進展に及ぼす歯形の影響をギヤ油基油を用いて検討し、平歯車にお けるスコーリングの防止上、すべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計の重 要性を明らかにした.得られた結果は、次のように要約することができる.

(1) かみあい始め側の歯先りょう干渉は、かみあい終わり側の歯先りょう干 渉と異なって耐スコーリング負荷容量を減少させるため、軽減する必要がある。

(2) 歯先りょう干渉量は Weber&Banaschekの歯のたわみ式を用いることによ

り予測できる.

(3) 作用歯面バルク温度はかみあい始めの歯先りょう干渉よりも歯先修整に よる動荷重の変化の影響を大きく受ける.したがって,かみあい始めの歯先修整 量および修整範囲は,歯先修整による動荷重の変化が作用歯面バルク温度に及ぼ す影響を考慮して決定されなければならない.

(4) 混合潤滑状態における平歯車の耐スコーリング負荷容量を計算するため の指標としては歯面バルク温度が適当である

(5) 耐スコーリング負荷容量の高い平歯車を得るには,幾何学的かみあい歯 面上の最大すべり率をできるだけ小さくするとともに,かみあい始めの歯先りょ う干渉を避けなければならない.

参考文献

- (1) 成瀬長太郎・灰塚正次・根本良三・吉崎正敏,平歯車の負荷特性に及ぼす 歯先修整の効果(スコーリング限界荷重と摩擦損失を中心にして),日本 機械学会論文集(C編),50-458 (1984),1857.
- Yokoyama, M., Ishikawa, J. and Hayashi, K., Effect of Tooth Profile Modification on the Scoring Resistance of Heavy-Duty Spur Gears, Wear, 19 (1972), 131.
- (3)藤田公明・小幡文雄・松尾浩平,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第2報,極圧油の場合),日本機械学会論文集(C編),50-457 (1984),1612.
- (4)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩,繰返し作用する移動熱源による平歯車の 歯の温度上昇,日本機械学会論文集(C編),52-476 (1986),1387.
- (5) 日本潤滑学会編, 増訂 潤滑ハンドブック, (1980), 265.

- (6)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平,平歯車のスコーリングに関する研究(第1報,ギヤ油基油の場合のスコーリング発生温度),日本機械学会論文集(C編),52-473 (1986),122.
- (7)小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平,平歯車のスコーリングに関する研究(第2報,極圧油の場合のスコーリング発生温度),日本機械学会論文集(C編),52-484 (1986),3256.
- (8)田中成忠・江副 覚・井手一也,歯形修整による歯面の油膜形成と歯車の 負荷能力の向上,日本機械学会論文集(C編),53-495(1987),2337.
- (9) 寺内喜男・熊本佳党・木本 泉・佐々木輝男,平歯車の歯面摩擦について, 日本機械学会論文集(第3部), 32-242 (1966), 1571.
- (10) Weber, C. und Banaschek, K., Formänderung und Profilrücknahme bei Gerad-und Schrägverzahnten Rädern, (1955), 1, Friedr. Vieweg & Sohn.
- (11) 石川二郎, 日本機械学会論文集, 17-59 (1951), 103.
- (12) 会田俊夫・佐藤 進・由井雄二郎・福間 洋,歯車の振動,騒音に関する
 基礎的研究(第1報,平歯車の円周方向振動と騒音の関係),日本機械学
 会論文集(第3部),34-268 (1968),2226.
- (13) Niemann, G. and Lechner, G., Die Freβ-Grenzlast bei Stirnradern aus Stahl, Erdöl und Kohle, 20-2 (1967), 96.
- (14)藤田公明・小幡文雄・山浦泉,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに
 関する研究(第3報,ころがりーすべり接触における基油の焼付き挙動および焼付きと温度の関係),日本機械学会論文集(C編),47-423(1981),1518.
- (15)藤田公明。小幡文雄・山浦 泉・松尾浩平,二円筒試験による極圧油の耐 焼付き能に関する研究,日本機械学会論文集(C編),49-440 (1983),

667.

- (16)藤田公明・小幡文雄,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第 1報,無添加ギヤ油の場合),日本機械学会論文集(C編),49-445
 (1983),1521.
- (17)藤田公明・小幡文雄・松尾浩平,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第2報,極圧油の場合),日本機械学会論文集(C編),50-457
 (1984),1612.

第5章 動荷重の影響

動力伝達用高速歯車の強さ設計で特に検討されなければならないことは,潤滑 上の問題であるスコーリング強さである.円筒歯車の曲げおよびピッチング損傷 に関しては,強さ設計の基本的考え方は確立され,動荷重の影響も考慮した種々 の強さ計算法が提案されている⁽¹⁾.一方,スコーリング損傷に関しては,その 発生機構もまだ究明されておらず,信頼性の高い強さ計算法はない.動荷重は, 歯車の製作誤差やかみあいの進行にともなう歯のこわさの変動が原因であり,歯 車の場合,その発生は避けられない.スコーリングに及ぼす動荷重の影響が検討 され⁽²⁾, PV値やせん光温度に動荷重を考慮することによって定性的にスコー リング発生と相関があることが示されているが,スコーリング強さ計算における 動荷重の取扱い方は明らかにされていない.

第4.2節において,平歯車における動荷重はスコーリング発生と深い関係に ある作用歯面バルク温度に影響を及ぼすことを明らかにした.バルク温度は,弾 性流体潤滑膜厚に大きな影響を及ぼす⁽³⁾ことから,動荷重と弾性流体潤滑膜厚 との関係を検討することは重要である.平滑面を仮定した平歯車の弾性流体潤滑 膜厚の解析結果では,弾性流体潤滑膜厚に及ぼす動荷重の影響は小さい⁽⁴⁾.一 方,電気抵抗法による油膜形成に関する実験によれば平歯車の突起間干渉状態は 動荷重の影響を受ける⁽⁵⁾.歯車装置における耐スコーリング能は潤滑油の耐焼 付き能と密接な関係にあるが,潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重変動の影響はま だ解明されていない.

本章では、平歯車のスコーリング強さ計算における動荷重の取扱い方を検討す る.その基礎として、平歯車における動荷重を単位幅あたりに作用する荷重の大 きさ(荷重密度)の変化としてとらえ、2円筒試験により突起間干渉状態および 潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響を究明する.つぎに、平歯車試 験によりスコーリング発生荷重とスコーリング発生温度の観点から平歯車の耐ス コーリング負荷容量に及ぼす動荷重の影響を検討する.

第5.1節 潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響

歯車では、かみあい位置によってすべり率、すべり速度、曲率半径が異なる. 潤滑油の耐焼付き能はすべり率、すべり速度の影響を大きく受けるため、歯車に より潤滑油の耐焼付きに及ぼす動荷重の影響を直接検討することは容易でない. 佐々木ら⁽⁶⁾は、2円筒試験により油膜厚さに及ぼす不連続荷重の影響を調べて いる.しかし、実験はころがり接触下で行われており、焼付きを対象にしたもの

ではない・本節では,軸方向の 接触幅が断続的に変化する試験 円筒を用いて一回転中の荷重密 度に変動を与える2円筒試験に より,突起間干渉状態に及ぼす 荷重密度変動の影響並びに高す べり率におけるギヤ油基油の耐 焼付き能に及ぼす荷重密度変動 の影響を,表面粗さ,すべり率, ころがり速度を考慮して検討す る.





5・1・1 試験機および荷重密度に変動を与えるための試験円筒

図5-1は,本実験に用いた2円筒試験機の概略を示す.所定のすべり速度は歯 車対により強制的に与える.試験円筒の回転速度はコップ無段変速機により変え る.試験円筒間の荷重はばね力を利用して加え,その大きさは張力棒にはり付け た抵抗線ひずみ計で検出する.

試験円筒の接触面間に 図5-2 に示すような荷重密度の変動を 与えるため、本実験では低速側 である上側試験円筒には 図5-3 に示すような軸方向接触幅が断 続的に変化する円筒を、高速側 である下側ローラには接触可能 な幅が一様な外周を持つ円筒を 用いた。両試験円筒の外径は60 mm,幅は20mmである. 試験 円筒の材質はS45Cで,1173K に1h保持した後水焼入れし, 448Kで1h焼きもどしした. 試験円筒外周面は円周方向に研 削仕上げしたものである. 研削 後の硬さは約Hv(0.2)700であっ た.

表5-1は, 本実験に用いたギ ヤ油基油の性状を示す.





-117-

5・1・2 実験方法

a. 突起間干涉状態

突起間干渉状態は、試験機 を接触面以外では導通がない ように電気的に絶縁し、 図 5-4に示す電気回路を用いた ときの2円筒間の電位差 E。 の変動から検知した。2円筒 間が油膜により完全に分離さ れている状態での電位差は 20m Vと設定した. 金属接触 状態での電位差は 0mVであ り、このとき接触面を流れる 電流は2円筒間に並列に入れ る電気抵抗R2が103Ωのとき $20.3 \mu A$, $10^2 \sigma b = 203 \mu A$ である。図5-5は、2円筒間の E。と電気抵抗R。の関係を示 f. R₂*i*^{10³Ω</sub> μ³Ω μ²Ω σ} ほうが2円筒間の抵抗の低い 状態、すなわちより厳しい潤 滑状態での突起間干渉状態を 知るのに適している.実験は, 図5-2の高荷重密度 phと低荷 重密度 p₁の比すなわち荷重

表5-1 ギャ油基油の性状

Specific gravity 288/277 K	0.8914
Flash point K	567
Pour point K	258.2
Kinematic ₅ 313 K	207.0
viscosity mm ² /s ¹ 373K	18.32
Viscosity index	97 _
Sulfur concentration wt%	0.49

+: natural content



-118-

密度比pヶ/p┐が2と4の2種類で、試験荷重Pを0.25、0.50、1.00、2.00kNと 段階的に増加させて行った。高速側試験円筒外周面の速度をuh.低速側試験円筒 外周面の速度を u1とすれば、高速側試験円筒のすべり率 Gbは(ub-u)/ubで 与えられる,突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響は、すべり率のか0% と+30.1%,ころがり速度 U[=(u_{h} + u_{l})/2]が4.71,9.42,14.1m/sおよ び実験前の試験円筒外周面軸方向の中心線平均用さRaが0.03~0.05μmと0.35 ~0.45µmで検討した。 低速側試験円筒各部の寸法は図5-3に示すとおりである。 なお、 高荷重密度域(図5-3のH.L.)と低荷重密度域(図5-3 のL.L.)の接 触圧力による弾性変形量の差によって運転中に低速側試験円筒が振動することが 考えられたので,図5-1に示す位置に加速度計を設置した, 運転中の連続接触部 (図5-3 のC.C.)に対応する試験円筒外周面バルク温度(以後,外周面バルク 温度と称す)は、低速側試験円筒の高荷重密度域と低荷重密度域の円周方向の中 央部および高速側試験円筒のこれらに対応する軸方向位置において,接触面下0.9 mmで,線径0.2mmの熱電対を用いてペンレコーダに記録した. 2円筒間の電 位差は、外周面バルク温度が定常に達したとき、低速側試験円筒一回転ごとに発 生するパルスと同時に、低速側試験円筒の加速度およびR2が 102Ωと103Ωの場 合について、データレコーダに記録した、記録したパルスおよび2円筒間の電位 差,加速度は,それぞれ低速側試験円筒一回転につき4000~7000のサンプリング 数でA-D変換後, X-Yプロッタに記録した.

試料油は323±1Kに制御し,かみこみ側ノズルから500mL/minで軸方向接 触幅全体にわたって強制給油した.

b. 耐焼付き能

耐焼付き能を調べる実験は高速側試験円筒のすべり率♂ヵが +78.2%のもとで, 3種類のすべり速度(Vs=3.14, 9.42, 15.7m/s)について行った. 荷重密

-119-

Loading	Load	Hertzian stress in H.L. of		
step	kN	C.C. when 1 _C =5 mm MPa		
1	0.25	346		
2	0.50	490		
3	0.75	600		
4	1.00	692		
5	1.50	850		
6	2.00	980		
7	2.50	1095		

表5-2 荷重段階

1 kN=102 kgf, 1 MPa=0.102 kgf/mm²

度比 Pn/P1は、2、3、4の3種類とした.実験では実験前の表面粗さが類似し た試験円筒を組合わせた.研削条件を変えることにより、0.03µmRaから0.65 µmRaの範囲の試験円筒外周面軸方向の表面粗さを得た.荷重は、振動、騒音 増大のため運転続行が不可能になる破壊的焼付きの発生を検知するまで、表5-2 に示す荷重段階に沿って増大させた. 各荷重段階での連続運転時間は起動後600 sとした.なお、起動後短時間に焼付かないようにするため無負荷で電動機を起 動させ、低回転速度で負荷後、60s以内に所定の回転速度にした.試験円筒間の 摩擦係数は、高速側試験円筒軸に連結するトーションバーを用い、軸受の摩擦損 失トルクを差引いて求めた.運転中の外周面バルク温度は熱電対を用いてベンレ コーダに記録した.測定位置などは前述のとおりである.

5・1・3 突起間干渉状態

a. 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態(低すべり率)

図5-6,5-7は,ΣRaが 0.1μm未満の鏡面に近い状態の場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率σhの影響を示す. ただし,ΣRaは実験前の高速側および低速側試験円筒外周面軸方向の中心線平均粗さの和である. 図5-6は,荷重密度 比ph/phが2,図5-7はph/phが4の場合である. ころがり速度Uは,いずれ



(a) σ_h=0 %

(b) o_h=+30.1 %

U=9.42 m/s, ΣRa=0.07 µm(before test) 図5-6 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響 (p_h/p₁=2)



(a) σ_h=0 %

U=9.42 m/s, $\Sigma R_a = 0.09 \mu m$ (before test)

図5-7 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響 $(p_{h}/p_{1}=4)$

のすべり率でも同じ9.47m/s である.図5-6、5-7のH.L.は、 図5-3 における高荷重密度域で ある.図5-8、5-9は、それぞれ 図5-6、5-7の場合の連続接触部 の両円筒外周面バルク温度の平 均値 T ba、T baに対しGrubinの 式⁽⁷⁾ により求めた弾性流体潤 滑膜厚 hoと、 R 2 が 10³ Ω のと きの電位差 E caを示す. ξ a は、 h a と実験前の両試験円筒外周 面軸方向の表面粗さに対する合 成粗さの比である.

以下,図5-6~5-9をもとに荷 重密度が変動する場合の突起間 干渉状態に及ぼすすべり率の影 響を検討する.なお,荷重密度



図5-8 連続接触部の両試験円筒外周面 バルク温度の平均値Tba, Tba に対する弾性流体潤滑膜厚ha と2円筒間の平均電位差Eca (図5-6の場合)

の変動が低速側の加速度変動をもたらし、これが突起間干渉に影響を及ぼすこと が懸念される. 図5-1に示した位置に設置した加速度計による低速試験円筒側の 加速度変動状態を図5-6、5-7における試験荷重P=2.00kNの場合について示す. 荷重密度が変化する位置では加速度の変動がみられる.その変動は、接触の移動 が接触圧力による弾性変形量の大きい高荷重密度域からその変形量の小さい低荷 重密度域に移行するときのほうが、低荷重密度域から高荷重密度域に移行する場 合よりも大きい. また、 $p_h/p_1 = 20$ 場合より弾性変形量の差が大きくなる $p_h/p_1 = 40$ ほうが大きい.しかし、2円筒間の電位差波形に加速度変動に対 応する変化はみられないことよ り,突起間干渉に及ぼす低速試 験円筒側の加速度変動の影響は ないと言えよう.

σ h = 0%の場合,図5-6(a),
 5-7(a)に示したように, ph/
 p iが2,4 のいずれの荷重密度
 比においても,P=0.25,0.50
 k Nの低荷重では2円筒間の電
 位差は高く,突起間干渉状態に
 及ぼす荷重密度変動の影響は見
 られない.一方,試験荷重が
 1.00,2.00kNと高くなるにつ
 れて低荷重密度域より高荷重密
 度域の突起間干渉頻度が高くな
 る.しかし,図5-8,5-9から判
 断できるようにP=2.00kNの



場合の高荷重密度域においてでさえも2円筒間の平均電気抵抗R_{oa}は2×10³ Ω を 超えており、その突起間干渉状態は厳しいものではない.なお、同じ試験荷重に 対してはp_h/p₁が2と4の高荷重密度域の荷重密度はほぼ等しいが、後者の方が 突起間干渉頻度が高い.これはp_h/p₁=4の場合の表面粗さがp_h/p₁=2の場 合よりやや大きかったためと思われる.低荷重密度域の突起間干渉頻度は、高い 試験荷重でも低いが、荷重密度がp_h/p₁=4の約2倍であるp_h/p₁=2のほ うがわずか高い.

図5-10は、σh=0%の場合の突起間干渉状態に及ぼすころがり速度の影響を示す。

図5-11は、図5-10の場合の 連続接触部のTha, Thaに 対するh╻とE。っを示す。 低速試験円筒側の加速度変 動は,図5-10 において P =2.00kNの場合について 示したようにころがり速度 Uが高いほど大きい.しか し、その変動に対応した2 円筒間の電位差の波形の変 化は明瞭には見られない. 図5-7, 5-9の σh=0%の結 果をあわせて考えると、こ ろがり速度が高くなれば弾 性流体潤滑膜厚は厚くなる が、突起間干渉状態に及ぼ すころがり速度の顕著な影 響はない.

 $\sigma_h = +30.1\%$ の場合, 図5-6(b),5-7(b)に示し たように,P=0.25kNの ときの突起間干渉頻度は, 外周面バルク温度,膜厚比 が $\sigma_h = 0\%$ の場合とほぼ同 じであったにもかかわらず,



 $P_h/P_1{=}4,~\sigma_h{=}0$ %, $\Sigma R_a{=}0.09~\mu m(before test), R_2{=}10^3~\Omega$

図5-10 突起間干渉状態に及ぼすころが り速度の影響



図5-11 連続接触部のTba, haとEca (図5-10の場合)

-125-

σ h = 0%の場合より高い.

また、図5-8、5-9に示した

ように、試験円筒間の摩擦

による発熱がないためT ba

がほぼ一定であるσ h = 0%

の場合と異なって、荷重増

によりT baが高くなり、し

たがって弾性流体潤滑膜厚

が薄くなるにつれて突起間

干渉が顕著となり、P=2.00





kNでは高荷重密度域のR。aは数百Ωにまで下がる、ph/p1=2とph/p1=4 の場合の突起間干渉状態を比較すると、ほぼ同じ荷重密度である高荷重密度域で はもちろん、低荷重密度域でも両者間には差が見られない.

Poonら, Hainesらの実験結果⁽⁸⁾⁽⁹⁾によれば*é*^a>3.7で完全な弾性流体潤滑状 態, *é*^a<1で突起同士の接触時間比はほぼ100%である.しかし,実際には図5-8, 5-9に示したように*é*^aが10を大きく超える膜厚比の場合でも突起間干渉が生じ, その頻度は低荷重密度域より高荷重密度域のほうが高い.

図5-12は, σ_h=+30.1% の場合の低速側試験円筒の連続接触部軸方向の表面 粗さの変化を示す. R_{oa}が数百Ωにまで下がった高荷重密度域では表面粗さは実 験前より大きくなっているが, R_{oa}>10³Ω であった低荷重密度域では表面粗さ に大きな変化は見られない.

b. 表面粗さが大きい場合の突起間干渉状態(低すべり率)

図5-13は、表面粗さが大きい場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響を 示す. 図5-14は、図5-13の場合の連続接触部のTba、Tbaに対するhaと、Eca を示す.ここにΣRaは約 0.8μm であり,研削歯車 の歯面粗さに相当する.図 5-15は,連続接触部軸方向 の表面粗さの変化を示す.

図5-13,5-14に示すよう に,いずれのすべり率でも *を*^aは10未満であり,図5-6 ~5-9 と比較して同じ荷重 に対する突起間干渉頻度は かなり高い. P=0.25, 0.50kNでは,高荷重密度 域より低荷重密度域の突起 間干渉頻度が低い.図5-14 に示したh_aと図5-15から得





られる両試験円筒外周面の最大高さの和に大きな違いがないこともあって, P = 1.00, 2.00kNでは荷重密度の違いによる突起間干渉頻度の差は小さい.

次にすべり率の影響を検討する.外周面バルク温度上昇が小さく,したがって 弾性流体潤滑膜厚の減少が小さいσ_h=0%の場合,荷重増による突起間干渉頻度 の増大は小さい.これは,図5-15(a)に示した表面粗さの変化が小さいことによ って裏付けられる

σ h = +30.1% の場合,荷重増により外周面バルク温度が上昇して弾性流体潤 滑膜厚が減少するにつれて突起間干渉頻度は高くなる. P = 1.00k N では両荷重 密度域とも突起同士の接触時間比がほぼ 100%となっている.外周面バルク温度 上昇が大きかったP = 2.00k N では, ξ₀は約1.1でP = 1.00k N の場合より小さ

いにもかかわらず,図5-13に示 したように逆に低荷重密度域よ り高荷重密度域の2円筒間の電 位差のほうがわずか大きくなっ ている. 図5-15(b)の表面相さ の変化からわかるように、高荷 重密度域のほうが低荷重密度域 よりもなじみが大きい. さらに 肉眼による観察では摩擦面に変 色が見られ、その程度は高荷重 密度域のほうが大きかった、ギ ヤ油基油の場合,摩擦によって 変色した部分に酸化膜が生成さ れていることは、X線マイクロ アナライザの酸素の分析結果 (10)から明らかである.したが





図5-15 連続接触部軸方向の表面粗さ(図5-13の場合)

ってP=2.00kNで高荷重密度域のほうが電位差が大きくなった原因としては, 粗さのなじみと酸化膜の影響が考えられる.

c. 高すべり率における突起間干渉状態

5・1・4項で示す耐焼付き能を調べる実験を行ったすべり率は5・1・3項 の値と比較してかなり大きい σ = +78.2%である.ここで、 σ = +78.2%におけ る突起間干渉状態を明らかにする.



σ_h=+78.2 %, V_s=9.42 m/s, U=7.34 m/s, ΣRa=0.076 µm(before test)
 図5-16 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響

図5-16は、突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響を示す.実験前の高速 側および低速側試験円筒外周面軸方向の中心線平均粗さの和ΣRaは 0.076µm であり、試験円筒外周面は鏡面に近かった. 荷重密度比は 図5-16(a)が 2, 図 5-16(b)が 4である.なお、高すべり率での突起間干渉状態を調べる実験は、破 壊的焼付き荷重の前段階までの荷重範囲で行った.図5-17は、図5-16の場合の連 続接触部のTba, Tbaに対するhaとEcaを示す.

に大きいといえるが,突起間干 渉状態に及ぼす加速度変動の影 響は認められない。

図5-16,5-17からわかるよう に,高すべり率においてもやは り & aが10を超えるいわゆる完 全な弾性流体潤滑状態でも突起 間干渉は発生し,その頻度は低 荷重密度域より高荷重密度域の ほうが高い.また突起間干渉頻 度は,荷重増により外周面バル ク温度が上昇し弾性流体潤滑膜 厚が薄くなるにつれ高くなる. 突起間干渉頻度に及ぼす荷重密



図5-17 連続接触部のT_{ba}, h₀とE_{ca} (図5-16の場合)

度比の影響をみると Ph/Pi=4の低荷重密度域の荷重密度は Ph/Pi=2の場合 の約半分であるにもかかわらず,両者の低荷重密度域の突起間干渉状態に大差は ないかむしろ P=1.00,1.50 k N では前者の干渉頻度のほうが高い.図5-16,5 -17と図5-6~5-9を荷重,外周面バルク温度および膜厚比を考慮して比較,検討 することにより,突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響について次のことがい える.すべり率が増せば突起間干渉は発生しやすくなり,また荷重密度の違いに よる突起間干渉状態の差は小さくなる.

図5-18は、突起間干渉状態 に及ぼすすべり速度Vsの影 響を示す.図5-19は、図5-18 の場合の連続接触部のTba, Toaに対するhoとEca を示 す. 突起間干渉状態に及ぼす 荷重密度変動の影響について は、Vs=9.42m/sの図5-16 の場合と同様なことがいえる. すべり速度が高くなれば温度 上昇をもたらすが弾性流体潤 **滑膜厚は厚くなり,突起間干** 渉頻度は低下する傾向にある. しかし,外周面バルク温度上 昇が大きい破壊的焼付き荷重 近くの荷重では, 突起間干渉 頻度に及ぼすすべり速度の影 響度は小さくなり、突起間干



渉頻度は高い.なお,図5-18に おいてP=1.50kNの場合につ いて示しているように,高すべ り速度においても突起間干渉状 態に及ぼす低速試験円筒側の加 速度変動の影響は認められない.

以上は表面粗さが小さい場合 の突起間干渉状態であった.図 5-20に,表面粗さが大きい場合 の突起間干渉状態を示す. 図 5-21は,図5-20の場合の連続接 触部のTba,Tbaに対するhaと R2=10³ ΩのときのEcaを示す. ϵ aは5未満であり,突起間干渉 頻度はかなり高い. P=0.25 kNでは突起間干渉頻度は低荷 重密度域より高荷重密度域のほ うが高い.しかし,P=0.50kN ではいずれの荷重密度域でも突



図5-19 連続接触部のTba, haとEca (図5-18の場合)

起間干渉頻度は高い.外周面バルク温度上昇が大きかったP=0.75kNでは,図 5-20に示したように低荷重密度域より高荷重密度域の2円筒間の電位差がわずか 高くなっている.これは図5-13におけると同様な結果であり,摩擦面のなじみが 低荷重密度域より高荷重密度域のほうが大きく,また変色の程度から判断して高 荷重密度域で酸化膜の生成量が大であったためと考えられる.

図5-22は、試料油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響を調べた実験で得

-132-

られた低速側試験円筒連続接触 部の破壊的焼付き直前と実験前 の中心線平均粗さの関係を示す. 図5-22中の★印はたがいに対応 する値であることを示す.なお, 急激な摩擦トルクの上昇を検知 すると同時に電源を切れば、焼 付き損傷が摩擦面の局所に限ら れるため,破壊的焼付き直前の 表面粗さを知ることができるが, 図5-22はそのようにして得た結 果である.実験前の中心線平均 粗さが0.03~0.05µmの鏡面に 近い状態では,破壊的焼付き直 前の表面粗さは実験前の表面粗 さよりも大きく、しかもその程 度は高荷重密度域のほうがやや 大きい、一方、実験前の中心線 平均粗さが0.15µmを超える領 域では,破壊的焼付き直前の表 面粗さは実験前の表面粗さより 小さい.このように,表面粗さ の大小によって, 突起間干渉が 表面粗さの変化に及ぼす影響度 は異なる.



 $P_h/P_1=4$, $\sigma_h=+78.2$ %, $V_s=9.42$ m/s, U=7.34 m/s, $\Sigma R_a=0.76$ µm(before test)





図5-21 連続接触部のTba, hoとEca (図5-20の場合)

ところで、5・1・3.bで 示した低すべり率の場合と同様 に高すべり率においても, ミョが 10を超えるかなり大きな膜厚比 であっても突起間干渉は発生す る.図5-23は、軸方向接触幅が 5,10,20mmの3種類につい て行われた荷重密度が変動しな い場合の突起間干渉状態の実験 で得られた2円筒間の平均電位 差E。。と実験前の表面粗さに対 する膜厚比 ミョの関係を示す. なお、2円筒間の抵抗値が低い 状態における突起間干渉状態を 知るため、2円筒間に並列に入 れる抵抗R2は102Ωとされた. *ξ*²≦10 では,従来の突起間干 渉状態と膜厚比の関係(8)(9)に 近い形になっており、と。が10に 近づくにつれて突起間干渉頻度 は急激に低下する傾向を示して







いる.しかし, ξ₀>10では荷重密度が変動する場合と同様, ξ₀=70でも突起間 干渉が認められる.さらに, 摩擦熱を伴うすべり・ころがり接触においては,ξ₀ が50から10近くに減少するにつれ突起間干渉頻度は急激に高くなる. 5・1・4 高すべり率における耐焼付き能

a. 円筒外周面バルク温度

図5-24は、荷重密度変動下の低速側円筒外周面バルク温度を示す.温度測定位 置は、図5-3の各領域の円周方向および軸方向の中央である. 低荷重密度域では 連続接触部と不連続接触部の外周面バルク温度に差はほとんどない.連続接触部 では低荷重密度域より高荷重密度域の外周面バルク温度のほうが高く,その差は 高温度域ほど,またすべり速度の低いほど大きい.

b.破壊的焼付き荷重,破壊 的焼付き直前の膜厚比と摩擦係 数

図5-25に,破壊的焼付き荷重 P DS,破壊的焼付き直前の膜厚 比(*ξ*₀)DSと摩擦係数µDSに及 ぼす荷重密度変動およびすべり 速度の影響を表面粗さとの関連 で示す.★ 印はたがいに対応 する実験点であることを示す. シンクロスコープによる観察で は,高荷重密度域と低荷重密度 域とで摩擦トルクに差は認めら れなかった.本実験では焼付き 発生のほとんどは高荷重密度域 を含む連続接触部において焼付





図5-25 破壊的焼付き荷重 P Ds,破壊的焼付き直前の膜厚比(ξ α) Ds と摩擦係数 μDsに及ぼす表面粗さ,すべり速度および荷重密度変動の影響 (σ_h=+78.2%)

きの発生した割合は約 6%であった、($\xi \alpha$)Dsは、連続接触部の高速側と低速側 高荷重密度域の外周面バルク温度の平均値に対応する弾性流体潤滑膜厚と実験前 の両試験円筒外周面軸方向の表面粗さを用いて求めたものである。 $\Sigma Ra < 0.2$ $\mu m o 場合,(\xi \alpha) Ds o 値より完全な弾性流体潤滑状態から焼付いたようにみえる。$ しかし、破壊的焼付き直前の2円筒間の平均電気抵抗は,R 2が10³ Q o とき200 Q未満であった。また、破壊的焼付き直前の両試験円筒外周面軸方向の中心線平均 $粗さは、実験前の1.1~2.9倍になっていた。摩擦面が境界潤滑状態にあるのは<math>\xi \alpha$ ≤ 0.3 である⁽¹⁰⁾ことから、本実験における実際の摩擦面はすべて混合潤滑状態 にあったといえる。

ところで、荷重密度が変動する場合としない場合の試料油の耐焼付き能を比較 するため、荷重密度変動下で主に焼付きの発生した連続接触部の軸方向接触幅(図5-3の1c)にほぼ等しい軸方向接触幅1zが5mmの試験円筒を用いた焼付き実 験を行った.結果は図5-25の中に黒丸印で示した.荷重密度が変動しない場合の 突起間干渉状態,表面粗さの変化は、荷重密度変動下の連続接触部高荷重密度域 のそれらと類似していた.

荷重密度が変動しない場合の結果もあわせて考えるとき、 P D S, (ξ o) D S と μ D S に及ぼす荷重密度変動の影響は、 いずれのすべり速度においてもみられない. P D S は表面粗さが大きくなれば減少し、その程度はすべり速度が高くなるほど大きい. μ D S は表面粗さが大きいほど大きく、いずれのすべり速度においても、 Σ R a =1.2 μ mの μ D S は、 Σ R a < 0.2 μ mの場合の約2倍である.

c.破壊的焼付き直前の円筒外周面バルク温度と接触面最高温度

図5-26は、破壊的焼付き直前の外周面バルク温度(T_b)_{DS} と接触面最高温度 (T_{cmax})_{DS}に及ぼす荷重密度変動およびすべり速度の影響を表面粗さとの関連で 示したもので、図5-25に対応する. (T_b)_{DS}, (T_{cmax})_{DS}はいずれも連続接触部


図5-26 連続接触部高荷重密度域における破壊的焼付き直前の外周面バルク温度 (T_b)ps と接触面最高温度(T_{omax})psに及ぼす表面粗さ,すべり速度お よび荷重密度変動の影響(σ_h=+78.2%)

高荷重密度域における値である. (T_b)_{Ds}は両試験円筒外周面バルク温度の高い ほうの値であるが,本実験ではその差は10K以内が大半を占めていた.連続接触 部の破壊的焼付き直前の外周面バルク温度は,低荷重密度域より高荷重密度域の ほうが高かった.しかし,その差は15K以内であり,荷重密度比の小さいほど, また,すべり速度の低いほど差は小さくなる傾向にあった.

図5-26の黒丸印で示した1z=5mmの高荷重密度が変動しない場合の結果もあ わせて考えるとき、(T_b)_{DS} に及ぼす荷重密度変動の影響は、いずれのすべり速 度においてもみられない、荷重密度が変動しない場合の実験によれば、混合潤滑 状態からの焼付きの発生には接触面最高温度よりも外周面バルク温度との関係が 深い⁽¹¹⁾.本実験において焼付きはすべて混合潤滑状態から発生したが、図5-26 に示した温度のばらつきの程度から判断して、上述のことは荷重密度が変動する 場合でも妥当であるといえる。

第5.2節 平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす動荷重の影響

5・2・1 動荷重に変動を与えるための供試平歯車および実験方法

a.供試歯車

実験に用いた試験機は動力循環式IAE形歯車試験機であり, 表5-3に供試平 歯車の諸元を,また図5-27に歯形曲線を示す.図5-27中で,A~BおよびC~D の範囲は幾何学的2対かみあい域を,B~Cは幾何学的1対かみあい域を,点A は幾何学的かみあい始めを,また点Pはかみあいピッチ点を示す.幾何学的かみ あい始めにあたる大歯車歯先と幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先にお けるすべり率は,それぞれ+43.5%および+72.4%である.かみあい始めの歯先 りょう干渉を緩和させるため,大歯車歯先部は大きく歯形修整されている.すべ

表5-3 供試歯車諸元

Items		Pinion	Gear
Module			5
Number of teeth		15	16
Standard pressure angle deg		20	
Addendum modification coefficient		0.935	0.252
Reference diameter	mm	75.000	80.000
Tip circle diameter	mm	92.580	90.750
Facewidth	mm	4.76	5.20
Center distance	mm	82.55	
Contact ratio		1.122	
Material		SNCM420	
Tooth surface finishing		Grinding	

り率の高い遠のき側の歯形誤差 が大きいが,これはスコーリン グによる歯形摩耗である.つま り,本実験では動荷重に変動を 与える手段として遠のき側にス コーリングが発生した歯車を使 用し,遠のき側よりすべり率の 低い近寄り側において平歯車の 耐スコーリング負荷容量に及ぼ す動荷重の影響を調べようとし ている.ここで,遠のき側の歯 形誤差が大きい供試平歯車の歯 形を歯形D,供試平歯車の処女 歯車の歯形を歯形Cと称する. なお,歯形Cは平歯車における



スコーリングの発生と進展に及 ぼす歯形の影響を調べるために 第4.3節で用いられたもので あり,等級はJIS B 1702 0級で ある.

大・小歯車の歯先面硬さは

表5-4 試料油(ギャ油基油)の性状

Specific gravity 288	/277 K	0.891	9
Flash point	K	557	
Pour point	K	265.7	
Kinematic	313 K	214.2	
viscosity mm²/s	373 K	18.67	
Viscosity index		97	
Sulfur concentration	wt%	0.54+	
+:natural content			

Hv(0.3)800 以上であり, 歯形

Cの場合と大差なかった.かみあい始め部の歯形方向歯面粗さは小歯車で0.10~ 0.25µmRa,歯先修整のある大歯車では0.55~0.65µmRaであり,歯形Cの 場合とほぼ同じであった.なお,かみあいピッチ点近傍の歯形方向歯面粗さは, 歯形Cの場合より小さい0.10~0.35µmRaであった.

表5-4は, 実験で用いたギヤ油基油の性状を示す.この試料油は歯形Cを用いた第4.3節で用いた試料油と同じである.

ところで,前述のように供試平歯車はスコーリング実験に一度用いられたもの である.したがって,その実験でかみあい歯面に生成されたと思われる酸化膜が 供試平歯車のスコーリング発生荷重およびスコーリング発生温度に影響を及ぼす ことが考えられた.そこで,2円筒試験により試料油の耐焼付き能に及ぼす既存 酸化膜の影響を調べた.試験円筒の材質は供試平歯車の材質と同じSNCM420 であり,試験円筒外周面は浸炭焼入れ後,焼きもどしした.円周方向に研削仕上 げした試験円筒外周面の硬さおよび軸方向の粗さは,供試平歯車とほぼ同じであ った.処女円筒を用いた実験の結果と予備実験で摩擦面に酸化膜が生成された円 筒を用いた実験の結果を比較検討したところ,供試平歯車の耐スコーリング負荷 容量に及ぼす既存酸化膜の影響は無視できることがわかった.

b. 実験方法

-141-

実験は、小歯車回転速度 n iが 1500~9000 r p m の範囲で、近寄り側にスコー リングが発生するまで荷重を段階的に増加させて行なった。荷重は試験機停止中 にトルク負荷用フランジ継手を用いて加え、初期全歯面法線荷重および各荷重段 階での全歯面法線荷重増加量は n i = 1500 r p m のとき1.2 k N,他の回転速度の ときは 0.6 k N とした・スコーリングの発生は近寄り側作用歯面バルク温度の急 上昇から判定した。各荷重段階での運転時間は歯の温度がほぼ定常に達する 600 sとした.試験機は負荷後、低回転速度で起動し、80 s 以内に所定の回転速度に した. 323±1Kに制御した試料油は、孔径0.7mmのノズルを用いてかみこみ側 からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に垂直に 500mL/minの割合で強制 給油した.なお、図5-27に示したように、実験前の各供試平歯車の歯形誤差はほ ぼ同じであった。

焼付き損傷は接触面の温度と密接な関係にある。そこで、運転中の大・小歯車 の作用歯面バルク温度を線径 0.1mmの熱電対を用いて測定し、ペンレコーダに 記録した。熱電対設置箇所は作用線上において近寄り側と遠のき側幾何学的2対 かみあい域中央で、かつ作用歯面下 1mmとした。また、動荷重は小歯車圧縮側 歯元すみ肉部にはりつけたゲージ長さ 0.3mmの抵抗線ひずみ計を用いて測定し、 スリップリング、動ひずみ計を介して、大歯車の一歯ごとに発生するパルスとと もにデータレコーダに記録した。

5・2・2 動荷重

図5-28は、小歯車圧縮側歯元ひずみ波形から求めた歯面法線動荷重 Paと小歯 車回転速度niの関係を歯形Cを用いた実験の結果と対比して示す. なお、歯先 りょう干渉部の動荷重を正確に把握することは困難であるので、図5-28中には幾 何学的かみあい範囲内の動荷重を示した.図5-28中の Paは、試験機停止後、小 歯車側動力循環軸上の抵抗線ひずみ計で測定した負荷トルクから求めた全歯面法

-142-

線荷重である.なお,実験ごとに負荷トルクがある程度異なったため,歯形Cの P_nと歯形DのP_nは若干違う.歯形Cの場合,いずれの回転速度においても幾何 学的1対かみあい範囲内の動荷重の変動はそれほど大きくない.また,図5-28中 に示した程度の P_nでは歯先りょう干渉はあっても軽微である.一方,歯形Dの 場合,高回転速度では動荷重の変動が大きく,また,点Aにおける P_dから判断 できるように,かみあいはじめの歯先りょう干渉は顕著である.

図5-29は、荷重の増加による動荷重の変化を歯形Dの場合について示す、スコ ーリング発生荷重時の動荷重はスコーリング発生以前のものである、スコーリン グOK荷重とは、スコーリングが発生しない最大荷重である、スコーリング発生





-143-

荷重時の動荷重を示していない回転速度があるが,それはデータレコーダに動荷 重を記録する以前にスコーリングが発生したためである.なお,n₁=1500rpm などで見られるように,ある荷重段階において動荷重の様子が急に変化している 場合がある.これは,作用歯面バルク温度が高くなったために遠のき側歯面にス コーリングが再発し,歯形誤差の状態が変わったことによる.歯形Cの場合,ス コーリング発生荷重の高かった n₁=1500rpmのときを除いて,歯形修整量の 大きいかみあい始めに歯先りょう干渉は発生しなかった.一方,遠のき側歯面の 歯形誤差のために動荷重の変動が大きくなった歯形Dの場合,かみあい始めに歯



図5-29 荷重の増加による動荷重の変化(歯形D)

先りょう干渉が発生し、干渉の程度は $n_1 \ge 6500 r p m の高回転速度で顕著であった.$

ところで、歯先りょう干渉とは幾何学的かみあい範囲外の接触であるが、これ は負荷による歯のたわみなどによって容易に発生する.ここで、かみあい始めの 歯先りょう干渉を重要視するのは、第4章で述べた以下の理由による.すなわち、 歯先りょう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼付き能が低下する純すべり接触であ り、しかもかみあい始めでは被動歯車の歯先りょうが駆動歯車の歯元面に食込も うとする状態にある.したがって、それらのことがその後の高すべり率から低す ベリ率に変化していく近寄り側歯面の潤滑状態に悪い影響を及ぼし、スコーリン グの発生を助長する.一方、かみあい終わりの歯先りょう干渉の場合、その後に かみあい歯面はないので、干渉の影響は干渉部に限られる.

5 ・2 ・3 作用歯面バルク温 度と動荷重の関係

図5-30は,各荷重段階の運転終 了直前およびスコーリング発生直 前における,かみあい始め側とか みあい終わり側の作用歯面バルク 温度 T_bを歯形Cの場合と対比し て示す.値は大・小歯車のそれぞ れのかみあい域における測定値の うちで高い値である・歯形によっ て極端な動荷重の変動がなかった n₁ = 1500 r p m ではかみあい終 わり側とかみあい始め側のT_bの



図5-30 作用歯面バルク温度 T_b

-145-

差は小さく、いずれの歯形でも10K以内である.また、T_bは全歯面法線荷重P_n とほぼ直線的関係にある. これらのことは $n_1 = 4000$ r p m および動荷重の変動 が大きかった $n_1 = 6500$ r p m のときでも同様であった.一方、 $n_1 = 9000$ r p m のとき、歯形DのT_bは歯形CのT_bよりかなり高い.この原因としては、歯形D の場合、スコーリング損傷のあった遠のき側歯面の高い摩擦係数のために歯全体 の温度が上昇したこと、近寄り側の動荷重が大きかったこと、かみあい始めの歯 先りょう干渉が厳しかったことが考えられる.なお、歯形Dで $n_1 = 6500$ r p m のとき、図5-29(c)に示したように動荷重の変動は大きかったが、作用歯面バル ク温度はそれほど高くなかった.これは高すべり速度域における動荷重が必ずし も高くなかったことを反映していると考えられる.

以上,検討したように,作用歯面バルク温度は動荷重,歯先りょう干渉,歯面 摩擦係数などの影響を複雑に受ける.したがって,作用歯面バルク温度の計算に あたっては,歯車表面上の熱伝達率のほかにそれらを正確に把握する必要がある.

5・2・4 スコーリング発生荷重と作用歯面バルク温度

図5-31は、スコーリング発生荷重Psを歯形Cの場合と対比して示す.Psはス コーリング発生後の負荷トルクから求めた全歯面法線荷重であり、歯形Cでは遠 のき側に、歯形Dでは近寄り側にそれぞれスコーリングが初めて発生したときの 荷重である.図5-31中でVuはかみあいピッチ円周速度、Pmaxはかみあいピッチ 点におけるヘルツ応力である.なお、同じ回転速度で再実験した場合、最小のPs を実線で結んだ. n1=9000rpmのときを除いて、歯形DのPsは歯形CのPs より約2倍高い.

図5-32 は、スコーリングOK荷重時の運転終了直前の作用歯面バルク温度 (T_b)ok とスコーリング発生直前の作用歯面バルク温度(T_b)sを示す. それらの 値は歯形Cでは遠のき側、歯形Dでは近寄り側のそれぞれ大・小歯車作用歯面バ ルク温度のうちで高い値である. 試験機増速中にスコーリングが 発生した場合の (T_b) sは示して いない、図中の実線は図5-31中 の実線に対応する、 歯形Dの (T_b) ok, (T_b) sは歯形Cの場合 より高い、特にn₁ \leq 6500 r pm では、歯形Dの (T_b) ok は歯形C の (T_b) ok より30~50 K も高い、 いずれの歯形においても (T_b) s は回転速度の影響が小さい。

以上のように、n₁≤6500 r p m では、歯形Dのスコーリング発 生荷重およびスコーリング発生 時の作用歯面バルク温度は、動 荷重の変動が小さかった歯形C の場合よりかなり高い.このこ とは、平歯車の耐スコーリング 負荷容量が動荷重よりもすべり 率の影響を大きく受けることを 示唆している.第5.1節で述 べたとおり、焼付き発生荷重お よび焼付き発生時の円筒外周面 バルク温度は荷重密度やその変 動の影響をそれほど受けなかっ



図5-31 スコーリング発生荷重Ps



図5-32 スコーリングOK荷重時の作用 歯面バルク温度(Tь)ok とスコ ーリング発生時の作用歯面バル ク温度(Tь)s(図5-31に対応)

た.動荷重の変動は荷重密度の変動でもあるから,本実験結果はこの2円筒試験 結果と類似している.なお,n₁=9000rpmのとき歯形Dのスコーリング発生荷 重が歯形Cの場合と比較してそれほど高くならなかった最大の原因は,図5-29(d) に示したように,動荷重の増大によってかみあい始めの歯先りょう干渉が助長さ れたことである.

5・2・5 歯面の潤滑状態

図5-33は、スコーリング〇K荷 重時の膜厚比 (ξ_β)ox と摩擦係数 μοκおよびスコーリング発生直前 の膜厚比(Ea)sと摩擦係数µsを 示す.それらの値は歯形Cでは幾 何学的かみあい終わり、歯形Dで は幾何学的かみあい始めに対して 求めた. ここに, 膜厚比 & oは **Grubinの式**⁽⁷⁾ により計算した弾 性潤滑膜厚と実験前の大・小歯車 歯形方向自乗平均粗さから求めた 合成粗さの比である.なお、油膜 厚さの計算には、かみあい位置に 対応する大・小歯車の作用歯面バ ルク温度の平均値に対する粘度. ナフテン系鉱油に対する粘度-圧 力係数(12)および小歯車圧縮側歯 元ひずみから求めた歯面法線動荷



-148-

重を用いた、歯元ひずみを測定する以前にスコーリングが発生したn₁=6500rpm のスコーリング発生荷重の場合,動荷重はスコーリングOK荷重の歯元ひずみか ら類推して求めた、平歯車の歯面摩擦係数を測定することは困難であるので,図 5-33中に示した摩擦係数は,外周面軸方向中心線平均粗さが供試平歯車歯形方向 中心線平均粗さとほぼ等しい円筒および本試料油と類似した性状のギヤ油基油を 用いた2円筒試験結果から推定したものである.

ところで,接触面の潤滑状態と膜厚比の関係によれば,膜厚比が0.3以下のと き境界潤滑, 0.3を超え3.7以下のとき混合潤滑, 3.7を超えるとき完全弾性流体 潤滑である⁽¹⁰⁾.したがって,図5-33に示した結果から,スコーリングが発生し たときの接触面の潤滑状態は歯形Cでは突起間干渉の比較的軽微な混合潤滑,歯 形Dでは境界潤滑あるいは境界潤滑に近い混合潤滑となる.

歯形Dの摩擦係数は, n₁=1500 r p m のときを除いて, 歯形Cの摩擦係数よ り大きく,約0.06である.

第5.3節 総括

2円筒試験および歯車試験により,平歯車の耐スコーリング負荷容量計算にお ける動荷重の取扱い方を検討した.まず,軸方向の接触幅が断続的に変化する円 筒を用いた2円筒試験により,突起間干渉状態並びに高すべり率におけるギヤ油 基油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響を,荷重密度比が 2~4の範囲で 検討した.つぎに,歯形誤差のある平歯車を用いた実験により,平歯車の耐スコ ーリング負荷容量に及ぼす動荷重の影響を検討した.得られた結果は次のように 要約することができる.

まず,2円筒試験に関して,

(1) すべり速度が増せば突起間干渉は発生しやすくなり,膜厚比が10を超え るようないわゆる完全な弾性流体潤滑状態においても突起間干渉頻度は高い.

(2) 突起間干渉頻度は低荷重密度域よりも高荷重密度域のほうが高い.しか し、高すべり率における荷重密度の違いによる突起間干渉頻度の差は、低すべり 率におけるより小さい.

(3) 突起間干渉状態に及ぼす荷重密度比の大きな影響は認められなかった.

(4) 円筒外周面バルク温度上昇が小さく,したがって弾性流体潤滑膜厚の減 少が小さいころがり接触下においては,荷重増による突起間干渉頻度の増大は小 さい.

(5) 一方,すべり・ころがり接触下の突起間干渉頻度はころがり接触下より 高く,荷重増により円筒外周面バルク温度が高くなり弾性流体潤滑膜厚が薄くな るにつれて突起間干渉は顕著となる.

(6) 円筒外周面バルク温度上昇が大きくなる高すべり速度域では,焼付き荷 重近くでの突起間干渉頻度に及ぼすすべり速度の影響度は小さく,その突起間干 渉頻度は高い.

(7) 運転による表面あらさの変化は、ころがり接触下では無視できる程度で あったが、すべり・ころがり接触下では2円筒間の電気抵抗が数百Ω以下になっ た場合は認められた. 摩擦面は、実験前の表面あらさに対する ξ aが 10を超えた 場合は局所的に荒れたが、その値が2未満の場合はなじみ、その程度は低荷重密 度域より高荷重密度域のほうが大きかった.

(8) 耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響はない.これは,本実験の荷重 密度比の範囲では,高荷重密度域と低荷重密度域の摩擦面の潤滑状態に極端な差 が生じないためである.

(9) 荷重密度が変動する場合でも,混合潤滑状態からの焼付きの発生には接 触面最高温度よりも円筒外周面バルク温度との関係が大きい.

-150-

つぎに、平歯車試験に関して、

(10) 平歯車の耐スコーリング負荷容量は動荷重よりもすべり率の影響を大き く受け,すべり率を小さくすることによって増大する.

(11) かみあい始めの歯先りょう干渉がなければ,混合潤滑状態におけるスコ ーリング発生作用歯面バルク温度は動荷重の影響を受けない.

(12) 作用歯面バルク温度の計算にあたっては、歯車表面上の熱伝達率、歯面 摩擦係数のほかに、動荷重と歯先りょう干渉が考慮されなければならない.

参考文献

- (1) 日本機械学会編,技術資料 歯車強さ設計資料, (1979), 6.
- (2)市丸和徳・平野富士夫・畠本道男,平歯車の過負荷試験(第2報,スコーリングに及ぼす動荷重の影響),日本機械学会論文集,39-323(1973),2272.
- (3) Archard, J.F. and Kirk, M.T., Lubricated at Point Contacts, Proc. Roy. Soc. Ser.A, 261 (1961), 532.
- (4) Wang,K.L. and Cheng,H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.2 Results, Trans. ASME, J. Mech. Des., 103-1 (1981), 188.
- (5)市丸和徳・木下和久・平野冨士夫,平歯車における動的油膜形成状態とピッチングに関する研究(第1報,歯数比1/1の場合の油膜形成),日本 機械学会論文集,44-388 (1978),4322.
- (6)佐々木外喜雄・岡村健二郎・小西忠孝・滝本正彦,歯車潤滑の基礎研究
 (第6報,歯車潤滑における不連続現象の基礎的解析),日本機械学会論
 文集, 30-217 (1964), 1100.
- (7) Dowson, D. and Higginson, G.R., Elasto-hydrodynamic Lubrication,

(1966), 70, Pergamon Press.

- (8) Poon,S.Y. and Haines,D.J., Frictional Behavior of Lubricated Rolling-Contacts Elements, Proc. Inst. Mech. Eng., Pt.1, 181 (1966/67), 363.
- (9) Haines, D.J., Proc. Inst. Mech. Eng., 185 (1970/71), 378.
- (10)藤田公明・小幡文雄・山浦泉,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに 関する研究(第3報,ころがり-すべり接触における基油の焼付き挙動お よび焼付きと温度の関係),日本機械学会論文集(C編),47-423(1981), 1518.
- (11)藤田公明・小幡文雄,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第 1報,無添加ギヤ油の場合),日本機械学会論文集(C編),49-445
 (1983),1521.
- (12) 日本潤滑学会編, 増訂 潤滑ハンドブック, (1980), 265.

第6章 スコーリング発生温度推定法

前章までに明らかにしたように、平歯車の耐スコーリング負荷容量はすべり率 の影響を大きく受け、すべり率を小さくすれば増大する.混合潤滑状態における スコーリングの発生は作用歯面バルク温度と深い関係にある.また、藤田らの2 円筒試験結果⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾ によれば、高すべり率では焼付きは混合潤滑状態から発生 し、焼付きの発生はせん光温度を含む接触面温度よりも外周面バルク温度と深い 関係にある.したがって、使用する平歯車のスコーリング発生温度を知ることは スコーリング発生防止の上で重要である.使用する平歯車のスコーリング発生温度を知ることは えコーリング発生防止の上で重要である.使用する平歯車のスコーリング発生温 度は実機で求めるのが最もよいが、経済的でない.したがって、歯車の接触状態 をモデル化した2円筒試験などによって平歯車のスコーリング発生温度が精度よ く推定できるならば好都合である.平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性は しばしば論じられてきたが、それらの間に定量的によい相関は見いだされていな い.その原因としては、歯車と円筒とではその形状、接触機構の違いもさること ながら、接触面の潤滑状態、すべり率に対する配慮の欠如があげられる.

第3章において,平歯車のスコーリング発生と温度の関係ならびに平歯車試験 結果と2円筒試験結果の相関性を一部検討し,混合潤滑状態における平歯車のス コーリング発生温度は,幾何学的かみあい始めあるいはかみあい終わりのすべり 率,すべり速度に対応した2円筒試験の焼付き発生直前の外周面バルク温度を参 照して推定できることを明らかにした.しかし,2円筒試験で用いられた試験円 筒の熱処理方法は平歯車試験におけるものと異なっていた.また,用いた供試平 歯車の大・小歯車歯先におけるすべり率は限られた範囲にあったため両試験にお けるスコーリング発生温度の相関性がすべり率とどのような関係にあるか,十分 には検討されていなかった.

本章では、平歯車試験と2円筒試験における潤滑油の耐スコーリング能の相関

性を熱処理方法,潤滑状態,すべり率を考慮して詳細に検討し,2円筒試験結果 から平歯車のスコーリング発生温度を推定する具体的方法を提案する.

第6.1節 2円筒試験における潤滑油の耐焼付き能

6・1・1 ギャ油基油の場合

a.実験装置および実験方法

2円筒試験で用いた装置は,第5.1節で用いられたのと同じ試験機であった. 図6-1は,この試験機を示す.試験円筒間のすべり率は歯車対により強制的に与 えた.荷重はばね力を利用して 加え,その大きさは張力棒には

り付けた抵抗線ひずみ計で検出 した.試験円筒間の摩擦トルク は高速側試験円筒軸に連結する トーションバーにより測定し, 摩擦係数の計算に用いた.なお, 試験円筒の回転速度はコップ無 段変速機により変化させた.

図6-2は, 試験円筒の寸法を 示す.軸方向接触幅は第3~5 章で用いた供試平歯車の歯幅に ほぼ等しい 5mmに選んだ.試 験円筒の材質はS45Cと,供試 平歯車の材質に類似したSNC



-154-

M420 の2種類であった.切削 加工した試験円筒は前者の場合, 1173Kに1時間保持してから水 焼入れし,448Kで1時間焼も どしした.後者の場合は1203K で10時間ガス浸炭後,1123Kに 0.5時間保持してから油焼入れ し,463Kで1時間焼もどしした. ここで,水焼入れおよび浸炭焼 入れ処理した試験円筒の名称を それぞれS45C,SNCM420と する.円周方向に研削仕上げし た外周面の硬さは,S45Cの場 合約Hv(0.3)700,SNCM420 の場合約Hv(0.3)900であった.



図6-3 試験円筒外周面軸方向の粗さ 曲線(実験前)

なお、SNCM420 の有効硬化層深さは約1mmであった、実験はS45C同士お よびSNCM420同士の組合せで行った。 組合せた試験円筒個々の外周面軸方向 中心線平均粗さは、供試平歯車歯形方向の値に等しい約0.35µmとした。 図6-3 は外周面軸方向の粗さ曲線を示す。

供試平歯車の歯先におけるすべり率,すべり速度を考慮し,高速側試験円筒の すべり率σは+41.9~+100%,すべり速度Vsは3.14~15.7m/sとした.試験 機は無負荷で起動され,低回転速度で負荷後,70s以内に所定の回転速度にした. 潤滑油の耐焼付き能はすべり率の増大により低下するので,初期荷重および荷重 増加量は,すべり率,すべり速度に応じて 0.05~0.5kNの範囲で選んだ.各荷 重段階の運転時間は歯車試験の場合と同様,600sとした.運転中の高速側およ び低速側試験円筒外周面バル

ク温度⁽⁵⁾は,図6-2に示した 5mm の接触幅の中央部に対 応する外周面下0.9mm に設 けた線径0.2mm の熱電対を 用いて測定し⁽⁶⁾, ペンレコ

表6-1 試料油(#90ギヤ油基油)の性状

Specific gravity 288/277 K	0.8919
Flash point K	557
Pour point K	265.7
Kinematic ₁ 313 K	214.2
viscosity mm ² /s ¹ 373 K	18.67
Viscosity index	97,
Sulfur concentration wt %	0.54
+ : natural content	

ーダに記録した、なお、次の 荷重段際までのは止時間は300 s とした 焼付きの

荷重段階までの休止時間は300sとした.焼付きの発生は摩擦トルクの急上昇から判定し,その後,試験機を停止した.

表6-1は,2円筒試験で用いた#90ギヤ油基油の性状を示す. 試料油は323±1K に制御し,500m L/minで強制給油した. 給油ノズルの位置および方向は, 図6-1中に示したようであった.

b.実験結果および考察

b.1 焼付き発生温度

図6-4は,各すべり率で得られた焼付き発生荷重Ps,焼付き発生直前の膜厚比 (をa)sと摩擦係数µsを示す. なお,Vsはすべり速度,pmaxはヘルツ応力であ



図6-4 2円筒試験における焼付き発生荷重Ps,焼付き発生直前の膜厚比(ξa)s と摩擦係数 μs(その1)





る、図6-4中の実線および破線はそれぞれ、試験円筒S45CおよびSNCM420に おける最小のPs,それに対応する(ξa)s, μsをつないだものである.また,★, +印はそれぞれたがいに対応する値であることを示す.なお、σ=+41.9%およ び+49.1%はSNCM420のみ実験を行った. (ξω)。は第3~5章の平歯車試験 の場合と同様、高・低速側試験円筒外周面バルク温度の平均値に対する粘度、ナ フテン系鉱油に対する粘度-圧力係数などをGrubinの式に代入して得た弾性流体 潤滑膜厚と、実験前の高・低速側試験円筒軸方向自乗平均平方根粗さの自乗和の 平方根である合成粗さから求めた. ただし、σ=+100%である純すべり接触の 場合の粘度計算には,高速側試験円筒外周面バルク温度と弾性接触域手前の低速 **側(静止側)試験円筒外周面温度の平均値を用いた**(?).なお2円筒試験では,焼 付きは試験機増速中に発生したことはなく、運転開始後 150s 以上経過して発生 することが多かった.いずれのすべり率においても、すべり速度の増大につれて P_s , μ_s は減少し、(ξ_a)sは増加する傾向にある。また、すべり速度は同じであ ってもすべり率の増大によりPsは減少し、S45C、SNCM420いずれの場合も、 $\sigma = +100\%$ のPsは $\sigma = +58.9\%$ のPsの1/10である. いくつかの実験条件では S45CのPsがSNCM420のPsを超えたが、全体的には、Ps、(ξ_{B})s、 μ_{S} に 及ぼす試験円筒の材質および熱処理方法の影響は無視できる程度である。 なお、 第3章で示した摩擦面の潤滑状態と膜厚比ξ@の関係によれば,ξω≦0.3のとき境 界潤滑状態, ٤ ω > 0.3のとき混合潤滑状態である. σ = +58.9, +68.0%の一部 分で(きa)s<0.3であるが、それら以外では(きa)sは0.3を超えている、運転によ る摩擦面のなじみを考慮すれば、2円筒試験でも焼付きは主として混合潤滑状態 から発生したと判断できた.

ところで、 図6-4において、すべり速度は同じであっても高すべり率ほど膜厚 比の大きい状態から焼付きが発生しやすくなっている. Poonら, Hainesらの実験 結果によれば、 膜厚比 ξ eが 1 未満で突起同士の接触時間比はほぼ100%、ξ e>

-158-

3.7で完全な弾性流体潤滑状態である⁽⁸⁾⁽⁹⁾. $\sigma = +58.9\%$ では(ξ_{0})sはすべて 1 未満であるが,すべり率が高くなるにつれて(ξ_{0})sが1を超える状態から焼付 きが発生する場合が多くなり, $\sigma = +100\%$ では(ξ_{0})s ≥ 1 が大勢をしめている. このことは,高すべり率では突起間干渉による油膜の局所的破断が焼付き発生の 大きな原因となることを示唆するものであり,低すべり率と比較して高すべり率 では焼付き発生荷重が顕著に低下することと関連している.

b.2 外周面バルク温度

図6-5は、図6-4に対応する焼 付き発生直前の外周面バルク温 度(T_b)sを示す.(T_b)sは高・ 低速側試験円筒外周面バルク温 度のうちで高い値を示したが、 その差は主として10K以下であ った.本実験では焼付き発生を 検知すると同時に電動機の電源 を切ったため、焼付きは摩擦面 の局所に限られていることが多 く、焼付き発生直前の外周面粗 さを知ることができた. 図6-5 で焼付き発生直前の外周面粗さ に対する膜厚比が0.3以下になっ た、すなわち境界潤滑状態から 焼付きが発生した実験点は, $\sigma = +58.9\% \mathcal{O} V_{s} = 3.14 \text{ m}/$



図6-5 2円筒試験における焼付き 発生直前の外周面バルク温 度(T_b)s(図6-4に対応)

sにおける二点とVs=12.6m/sにおける一点, σ =+68.0%のVs=3.14m/s における一点であり,このうち σ =+58.9%の二点の(Tb)sは470K以上となっ た、S45Cの(Tb)sとSNCM420の(Tb)sに差が認められる実験条件はあるが, 焼付き発生荷重の場合と同様,全体的にみれば,(Tb)sに及ぼす試験円筒の材質 および熱処理方法の影響は無視できる.また,混合潤滑状態における(Tb)sおよ びそのばらつきはすべり率の増大につれて減少するが,(Tb)sに及ぼすすべり速 度の影響は無視できる.

6・1・2 極圧油の場合

a.実験方法

試験円筒の寸法は、外形60mm、内径35mm、幅20mmであった.ただし、軸 方向接触幅は6・1・1項と同じ 5mmのほかに20mmを選んだ.6・1・1項 では水焼入れしたS45Cとガス浸炭焼入れしたSNCM420 の2種類の試験円筒 が用いられたが、ギヤ油基油の耐焼付き能に及ぼす材質、熱処理方法の影響は無 視できる程度であった.そこで本項では、S45C同士の組合せでのみ実験した. その他は、6・1・1項のギヤ油基油の場合と同様であった.

b. 試料油

試料油として用いられた極圧油は、6・1・1項の 表6-1に示された#90ギャ 油基油にジベンジルジスルフィード(DBDS)を硫黄量で 0.5wt%単独に添 加して作成した硫黄系極圧油と、トリクレジルフォスフェート(TCP)をりん 量で 0.1wt%単独に添加して作成したりん系極圧油の2種類であった.ここで、 それぞれの極圧油の名称をDBDS,TCPとする.試料油は、323±1Kに制御 し、500mL/minで強制給油した.



図6-6 2円筒試験における焼付き発生荷重Ps,焼付き発生直前の膜厚比(ξo)s と摩擦係数μs(DBDS)

c.実験結果および考察

図6-6は、DBDSにおける焼付き発生荷重Ps,焼付き発生直前の膜厚比(ξ_{θ})s と摩擦係数 μ_{s} を示す.図6-7,6-8はそれぞれ、図6-6に対応する焼付き発生直前 の外周面バルク温度(T_b)sと接触面最高温度(T_{omax})sを示す. σは高速側試験 円筒のすべり率、Vsはすべり速度、(p_{max})_{1z=5mm}は軸方向接触幅1zが5mmの 場合のヘルツ応力である.なお、1z=20mmの場合のヘルツ応力は、1z=5mm の場合の値の半分である.図6-6~6-8中の実線および破線はそれぞれ、軸方向接 触幅1zが5mmと20mmにおける最小のPs,それらに対応する(ξ_{θ})s、 μ_{s} を結 んだものである.また、★印は互いに対応する値であることを示す.図6-9は、 TCPにおけるPs、(ξ_{θ})sと μ_{s} を、図6-10,6-11はそれぞれ、図6-9に対応する



図6-7 2円筒試験における焼付き 発生直前の外周面バルク温 度(T_b)s(DBDS,図6-6 に対応)



図6-8 2円筒試験における焼付き 発生直前の接触面最高温度 (Tomax)s(DBDS,図6-6 に対応)



図6-9 2円筒試験における焼付き発生荷重Ps,焼付き発生直前の膜厚比(ξε)s と摩擦係数μs(TCP)

(T_b)sと(T_{cmax})sを示す.

まず、DBDSの結果について検討する・全体的にみて、いずれのすべり率で もPsにおよぼす軸方向接触幅の影響は無視でき、いずれのすべり速度でもすべ り率が高くなるにつれてPsは大きく減少する・すべり速度の増大によるPsの減 少量は σ = +100% で最も大きい、本実験では摩擦トルクの急上昇と同時に電動 機の電源を切ったため、焼付きによる摩擦面の損傷は局所的であり、非焼付き部 から焼付き発生直前の摩擦面の粗さを知ることができた. σ = +58.9%のVs = 3.14m/sで(ξ_0)sが 0.3未満の実験点があるが、それらのうち(ξ_0)s<0.2の 実験点では摩擦面のなじみを考慮しても膜厚比は 0.3を上回らず、焼付きは境界 潤滑状態から発生した、すべり率、すべり速度が高くなるにつれて(ξ_0)sは大き



図6-10 2円筒試験における焼付き 発生直前の外周面バルク温 度(T_b)s (TCP,図6-9 に対応)



図6-11 2円筒試験における焼付き 発生直前の接触面最高温度 (T_{cmax})s(TCP,図6-9 に対応)

くなる.摩擦面のなじみを考慮して検討した結果,上述の実験点を除いた他の実 験点では、混合潤滑状態から焼付きが発生したことがわかった。いずれのすべり 率でも、すべり速度が高くなるにつれてµsは減少する傾向にある。 1z=5mm の(T_b)sはすべり速度の影響をあまり受けないのに対し、 $1z = 20 \text{ mm} \text{ mm} O(T_b)s$ はすべり速度によるばらつきが大きい.とくに、 $\sigma = +58.9\%$ で,1z = 20 mmの $(T_b)_s$ のばらつきが顕著である. すなわち, $V_s = 3.14 \text{ m} / s$ で大きかった1z = 5 $mmo(T_b)sblz=20mmo(T_b)sobbl, V_s=9.42m/sでは小さくなった$ が、Vs=15.7m/sでは再び大きくなった.これは摩擦面の酸化膜,極圧被膜の 生成状態と関係があり、(T_b)sが 500Kを超えた実験では、運転中、白煙が発生 し、摩擦面は褐色を呈し、X線マイクロアナライザによる分析で、変色部から多 量の硫黄,酸素が検出された.図6-6,6-7から判断して,σ=+78.2,+100% といった混合潤滑状態からの焼付き発生が主体を占める高すべり率では,軸方向 接触幅の拡大による焼付き発生荷重、焼付き発生直前の外周面バルク温度の増大 は望みにくい、しかし、σ=+58.9%程度にすべり率が小さくなれば、軸方向接 触幅の拡大によってそれらが増大する場合もある.なお,平均的にみて,(T。)s, (Tomax)sはすべり率の増大につれて低下する. ただし, (Tb)sより(Tomax)sは 軸方向接触幅の影響を受けやすい.

TCPの場合もPsに及ぼす軸方向接触幅の影響は無視できる. また,いずれ のすべり速度でも、すべり率が高くなるにつれてPsは大きく減少する. 化学反 応性の大きかったDBDSの結果と比較して,全体的にPsは小さく,(ϵ_{0})s は 大きいが、 μ sはほぼ同じである. 摩擦面のなじみを考慮して検討した結果,混 合潤滑状態ではなく境界潤滑状態から焼付きが発生した実験点は、 σ = +58.9%, Vs=3.14m/s, 1z=20mmの一点のみであった. DBDSの場合と同様に, (Tb)sはすべり率の増大につれて大きく減少する. ただし,DBDSの場合と比 較して、 σ = +58.9、+78.2%における(Tb)sは全体的に低い.(Tb)sに及ぼす 軸方向接触幅,すべり速度の影響は小さい.(T b)sより(T cmax)sは軸方向接触 幅の影響を大きく受ける.

第6.2節 平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関

平歯車試験と2円筒試験とで接触上異なる点は,前者ではかみあい位置によっ てすべり率,すべり速度,曲率半径が変化するのに対し,後者では接触位置によ らずそれらは一定である.第3~5章の平歯車試験で明らかにされたように,ス コーリングはすべり率,すべり速度の高いかみあい始め側あるいはかみあい終わ り側に発生しやすかった.これは,2円筒試験において潤滑油の耐焼付き能がす ベり率の増大につれて顕著に減少することと関連している.そこで以下では,す ペり率を考慮して両試験結果の相関性を検討する.ここで,すべり率σは次式で 定義する.

$$\sigma = (V_h - V_l) / V_h \qquad \cdots (6-1)$$

ここに、V_h, V₁は、2円筒試験ではそれぞれ高速側および低速側試験円筒外周 面接線速度である.また、平歯車試験においては、大・小歯車の歯面接線速度の 大きい方がV_h、小さい方が V₁である.すなわち、近寄り側では、V_hは大歯車 の歯面接線速度、V₁は小歯車の歯面接線速度であり、遠のき側では、V_hは小歯 車の歯面接線速度、V₁は大歯車の歯面接線速度である.

図6-12は、ギャ油基油の場合の混合潤滑状態における各種温度の平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性をすべり率σと関連させて示す。平歯車試験結果は 第3~5章に対応するものであり、スコーリングが発生しやすかった部位のすべ り率に対して示した・すなわち, 歯形Cの値は幾何学的かみあい 終わりにあたる小歯車歯先のす べり率+72.4%に対して,歯形 A,Dの値は幾何学的かみあい 始めにあたる大歯車歯先のすべ り率+66.0%および+43.5%に 対してそれぞれ示した.T。は歯 面バルク温度,TintはISOで 検討中の歯車の耐スコーリング 負荷容量計算法に取り入れられ ている積分温度である.添字 OK,Sはそれぞれ,スコーリ ングOK荷重時の運転終了直前 およびスコーリング発生直前の



値であることを示す.積分温度は幾何学的かみあい域におけるせん光温度の平均 値に歯面バルク温度を加えた温度であり、せん光温度の計算にはBlokの式⁽¹⁰⁾、 歯元ひずみから求めた歯面法線荷重、2円筒試験から得られた摩擦係数と熱伝導 率29.1W/(m・K)を用いた.2円筒試験結果は図6-4に対応する焼付き発生直 前の外周面バルク温度(T_b)sおよび積分温度(T_{int})sの(平均値)±(標準偏差) の範囲を示す.なお、外周面上の荷重、すべり速度が一定である2円筒試験の場 合、積分温度は接触面最高温度と一致する.接触面最高温度の計算には藤田らの 式⁽⁶⁾を用い、S45CおよびSNCM420の熱伝導率はそれぞれ、26.9W/(m・K)、 29.1W/(m・K)とした.

まず、バルク温度について検討する、第4.3節で示したようにかみあい始め

の歯先りょう干渉のために近寄り側と遠のき側にほぼ同時にスコーリングが発生 した歯形Aでは、(T_b)_{0K}と(T_b)_sの差は無視でき,(T_b)_sは2円筒試験における (T_b)_sの下限値より低い.また,第5.2節で示したように動荷重の変動が大き くかみあい始めに歯先りょう干渉が生じた歯形Dの(T_b)_sは2円筒試験の(T_b)_s よりやや低い.一方,第4.3節で示したようにかみあい始めの歯先りょう干渉 はなく,かみあい終わり側からスコーリングが発生した歯形Cでは、(T_b)_sは概 ね(T_b)_{0K}より高く,しかも2円筒試験における(T_b)_sの範囲を包含する.つぎ に,積分温度であるが,歯形Dの(T_{int})_sの一部は2円筒試験の範囲に含まれる. しかし,温度目盛りから判断できるように,両試験における(T_{int})_{0K},(T_{int})_s の分布範囲は(T_b)_{0K},(T_b)_sの分布範囲の約2倍である.これは,バルク温度と 比較して,積分温度がすべり速度,回転速度の影響を受けやすかったためである.

6・2・2項で明らかにされたように、本実験で用いられた極圧油の場合、ギ ヤ油基油の場合と同様に、 σ = +58.9~+100%、V_s = 3.14~15.7m/sの実験 条件下では、混合潤滑状態からのスコーリング発生が主体を占めていた.以下, 混合潤滑状態における平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を、すべり率を 考慮して温度の観点から検討する.図6-13は、DBDSとTCPの平歯車試験結 果と2円筒試験結果の相関性をすべり率σと関連させて示す.平歯車試験結果は 第3、4章に対応するものであり、図6-13(b)中の歯形Bの値は幾何学的かみあ い終わりにあたる小歯車歯先のすべり率+67.6%に対して示したが、他はすべて 幾何学的かみあい始めにあたる大歯車歯先のすべり率+66.0%に対して示した. 2円筒試験結果は図6-7、6-8、図6-10、6-11に対応する焼付き発生直前の外周面 バルク温度(T_b)sと 積分温度 (T_{int})sであり、(平均値)±(標準偏差)の範 囲で示した.

まず、DBDSの場合、平歯車試験における(T_b)sは、大歯車歯先におけると 同じすべり率の2円筒試験での(T_b)sの範囲に含まれるかやや低い.それに対し、



図6-13 平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関(極圧油,混合潤滑状態)

平歯車試験における(Tint)sは,大歯車歯先におけると同じすべり率の2円筒試 験での(Tint)sの範囲に含まれるかやや高い.一方,TCPの場合,歯形Aにお ける(Tb)sは,図6-12に示した基油の場合と同様,大歯車歯先におけると同じす べり率の2円筒試験での(Tb)sより30K以上低い.しかし,スコーリングにより かみあい始め側の歯先りょう干渉が軽減された歯形Bの(Tb)sは,小歯車歯先に おけると同じすべり率の2円筒試験での(Tb)sと良い相関にある.処女歯車であ. る歯形Aにおける(Tint)sは,大歯車歯先におけると同じすべり率の2円筒試験 での(Tint)sとよい相関にあるが,かみあい始め側の歯先りょう干渉が軽減され た歯形Bの(Tint)sは,小歯車歯先におけると同じすべり率の2円筒試験での (Tint)s以上である. 以上,平歯車試験におけるスコーリングOK荷重時の運転終了直前およびスコ ーリング発生直前の歯面バルク温度および積分温度と、2円筒試験における焼付 き発生直前の外周面バルク温度および積分温度の相関性を,混合潤滑状態で検討 した.ISOは,積分温度を指標にした歯車の耐スコーリング負荷容量計算法を 提案している.積分温度の一部分は2円筒試験結果の範囲に含まれ,大・小歯車 の歯先におけるすべり率の2円筒試験での(Tint)sから歯車の(Tint)sを推定す ることは可能である.しかし,図6-12,6-13に示したように,平歯車試験および 2円筒試験における(Tint)sは,それらの試験における(Tb)sと比較してばらつ きが大きい.したがって,混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発生温度 は,積分温度よりバルク温度を指標に,大・小歯車歯先でのすべり率,すべり速 度および歯のたわみによって生じる歯先りよう干渉を考慮し,2円筒試験での焼 付き発生直前の外周面バルク温度をもとに推定すべきである.

第6.3節 平歯車のスコーリング発生温度推定法

第6.2節ではギヤ油基油および極圧油について平歯車試験結果と2円筒試験 結果の相関性を温度の観点から検討した。その結果,混合潤滑状態における平歯 車のスコーリング発生温度は,バルク温度を指標に,2円筒試験での焼付き発生 直前の外周面バルク温度をもとに推定すべきであることがわかった。

本節では上記の結果をもとに,混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発 生歯面バルク温度を,2円筒試験結果から推定する手順を示す.ただし,以下の 手順は,滅速かみあいを対象にしたものであるが,増速かみあいの場合も同様に 考えられる.

(1) 次式で定義されるすべり率σ1, σ2を求める.

$$\sigma_1 = (大歯車歯先におけるすべり率) + $\Delta \sigma_1$ …(6-2)

 $\sigma_2 = (小歯車歯先におけるすべり率) + \Delta \sigma_2$ …(6-3)$$

ここに、Δσ1、Δσ2は、平歯車のスコーリング発生作用歯面バルク温度を安 全側に推定するための補正項であり、次の範囲から、化学反応性の小さい潤滑油 ほど大きく選ぶ。

$$\Delta \sigma_1 = 10 \sim 20\% \qquad \qquad \cdots (6-4)$$

$$\Delta \sigma_2 = 0 \sim 10\% \qquad \cdots (6-5)$$

なお、 $\Delta \sigma_1 > \Delta \sigma_2$ としたのは、歯先りょう干渉の影響を考慮したためである、 σ_1 あるいは σ_2 が+100%を超える場合、それぞれを+100%とする、

(2) $\sigma_1 \ge \sigma_2 \sigma_3$ の場合,使用される潤滑油での2円筒試験を, $\sigma_1 \sigma_1 \sigma_1 \sigma_2$ のすべり率 および大歯車歯先におけるすべり速度で行う.一方, $\sigma_1 < \sigma_2 \sigma_3$ の場合,使用され る潤滑油での2円筒試験を, $\sigma_2 \sigma_2 \sigma_2 \sigma_2$ のすべり率および小歯車歯先におけるすべり速度 で行う.

なお,いずれの場合も,試験円筒軸方向中心線平均粗さは歯形方向中心線平均 粗さに,また給油量,給油温度は歯車装置の運転条件に一致させる.

(3) 2円筒試験の焼付き発生直前の膜厚比(ξ₀)sを求める. 膜厚比の計算に は焼付き発生直前の外周面軸方向の粗さを使用することが望ましいが,実験前の 値でもよい.

(ξ_α)₅が 0.3を超えた場合,すなわち混合潤滑状態から焼付きが発生したとき の焼付き発生直前の外周面バルク温度を選び,それを混合潤滑状態における使用 潤滑油に対する平歯車装置の推定スコーリング発生歯面バルク温度とする. 図6-14は、以上のスコーリング発生温度推定法の手順を示す.



第6.4節 総括

平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を,ギャ油基油,硫黄系極圧油およびりん系極圧油について,荷重および温度の面から検討した.得られた結果は以下のように要約できる.

(1) 平歯車のスコーリング発生温度を推定するための基礎として行われた2 円筒試験において,水焼入れされた試験円筒と浸炭焼入れされた試験円筒におけ る耐焼付き能に有意差は認められなかった.

(2) すべり率の増大は混合潤滑状態からのスコーリングの発生を誘発し、潤 滑油の耐スコーリング能を低下させる.

(3) 混合潤滑状態におけるスコーリング発生の指標としては,積分温度より も作用歯面バルク温度の方が適当である.

(4) 混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発生温度は,幾何学的かみ あい歯面上の最大すべり率をもとに,2円筒試験での焼付き発生直前の外周面バ ルク温度から推定するのが妥当である.ただし,推定にあたって,かみあい始め の歯先りょう干渉が考慮されなければならない.

(5) 最後に、2円筒試験結果から混合潤滑状態における平歯車のスコーリン グ発生歯面バルク温度を推定する方法を提案した.

参考文献

(1)藤田公明・小幡文雄・山浦泉,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに 関する研究(第3報,ころがりーすべり接触における基油の焼付き挙動お よび焼付きと温度の関係),日本機械学会論文集(C編),47-423(1981), 1518.
- (2)藤田公明。小幡文雄・山浦泉・松尾浩平,二円筒試験による極圧油の耐焼付き能に関する研究,日本機械学会論文集(C編),49-440 (1983), 667.
- (3)藤田公明・小幡文雄,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第 1報,無添加ギヤ油の場合),日本機械学会論文集(C編),49-445 (1983),1521.
- (4)藤田公明・小幡文雄・松尾浩平,潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第2報,極圧油の場合),日本機械学会論文集(C編),50-457 (1984),1612.
- (5)藤田公明・小幡文雄・国府忠志・山上 哲,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究(第1報,円筒の温度上昇),日本機械学会論文集 (C編),46-401 (1980),99.
- (6)藤田公明・小幡文雄・国府忠志,2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに 関する研究(第2報,純すべり接触における焼付き挙動),日本機械学会 論文集(C編),46-408 (1980),953.
- (7)藤田公明・小幡文雄・国府忠志・山浦泉,純すべり接触における潤滑油の耐焼付き能(第1報,無添加ギヤ油の純すべり接触二円筒試験結果と四球試験結果の相関),潤滑,28-3 (1983),192.
- (8) Poon,S.Y. and Haines,D.J., Frictional Behavior of Lubricated Rolling-Contacts Elements, Proc. Inst. Mech. Eng., Pt.1, 181 (1966/67), 363.
- (9) Haines, D.J., Proc.Inst.Mech.Eng., 185(1970/71), 378.
- (10) Blok,H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2 (1937), 14.

-174-

第7章 結論

歯車装置の高速・高負荷能,小型化にともない,歯車の潤滑上の損傷であるス コーリングが重要な問題となってきた.スコーリングはすべり率,すべり速度が 高いかみあい始めやかみあい終わりの領域から発生しやすい.しかし,スコーリ ング強さに影響する因子は種々存在し,スコーリング強さをいかなる物理量で評 価すべきかは明らかではない.

本研究は、平歯車の耐スコーリング負荷容量計算法の基礎的考え方を確立する ことを目的として、平歯車のスコーリング発生と温度の関係ならびにスコーリン グ強さに及ぼす種々の因子の影響を検討した.さらに、2円筒試験結果と歯車試 験結果の相関性を温度との関連において検討した.以下に、本研究で得られた主 な成果を要約する.

第1章では、歯車のスコーリングに関する問題点を指摘し、本研究の意義と目 的について述べた.

第2章では、歯車のスコーリング発生と温度の関係を究明するための基礎とし て、平歯車の一つの歯に対応する部分を近似した長方形物体に対して、断続的に 繰返し作用する移動熱源によるその温度上昇の理論解を求めた.数値計算結果か ら平歯車の作用歯面上の熱源作用域およびその近傍の温度上昇は、放熱状態の影 響を受けないせん光温度成分とその影響を大きく受けるバルク温度上昇成分に分 離できることが明らかになった.また、作用歯面上の熱源作用域内の最高せん光 温度および作用歯面バルク温度上昇に及ぼす種々の因子の影響を検討し、変動熱 量に対する簡便な最高せん光温度近似式ならびに作用歯面バルク温度上昇を推定 するための近似計算法を示した.

第3章では,歯車試験によりスコーリングの発生と温度の関係ならびに歯車試 験結果と2円筒試験結果の相関性を,すべり率,すべり速度,摩擦面の潤滑状態 の点から考察した、その結果,混合潤滑状態からのスコーリング発生は,接触面 最高温度の最高値,積分温度と異なって,すべり速度,給油方向の影響を受けに くい歯面バルク温度と相関があることが明らかになった.また,混合潤滑状態に おけるスコーリング発生温度は,幾何学的かみあい始めまたはかみあい終わりの すべり率,すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バ ルク温度を参照して推定できる見通しが得られた.

第4章では、耐スコーリング負荷容量に及ぼす歯先りょう干渉の影響を歯車試 験により検討し、かみあい始めの歯先りょう干渉は、かみあい終わり側の歯先り ょう干渉と異なって耐スコーリング負荷容量を減少させることが明らかになった、 また、かみあい始めの歯先りょう干渉を軽減させるための歯先修整がスコーリン グの発生と密接な関係にある作用歯面バルク温度に及ぼす影響を、歯先修整によ る動荷重の変化を考慮して検討した。その結果、作用歯面バルク温度はかみあい 始めの歯先りょう干渉よりも動荷重の変化の影響を大きく受けるので、かみあい 始めの歯先修整量および修整範囲は、歯先修整による動荷重の変化が作用歯面バ ルク温度に及ぼす影響を考慮して決定されなければならないことが明らかになっ た、さらに、平歯車のスコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響を検討し、 スコーリングの防止上、すべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計の重要性 が明らかになった。

第5章では、耐スコーリング負荷容量に関する設計における動荷重の取扱い方 を検討した。その基礎として、平歯車における動荷重を単位幅あたりに作用する 荷重(荷重密度)の変動としてとらえ、一回転中に荷重密度が変動する2円筒試 験により突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響を検討した。その結果、高 荷重密度域の突起間干渉頻度は低荷重密度域より高いこと、すべり率は突起間干 渉頻度を増大させることが明らかになった。また、潤滑油の耐焼付き能に及ぼす 荷重密度変動の影響および平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす動荷重の影

-176-

響を検討し,平歯車の耐スコーリング負荷容量は動荷重よりもすべり率の影響を 大きく受け,すべり率を小さくすることによって増大することが明らかになった. 第6章では,歯車試験結果と2円筒試験結果の相関をすべり率を考慮して詳細 に検討し,混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発生作用歯面バルク温度 は,幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率をもとに,2円筒試験での焼付き発 生直前の外周面バルク温度から推定できることが明らかになった.その結果より, 混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発生歯面バルク温度推定法を示した.

以上のように、本研究によって、歯車の作用歯面バルク温度は混合潤滑状態か らのスコーリング発生と深い関係にあることが明らかになった.さらに、歯車の 接触状態をモデル化した2円筒試験との相関を究明することにより、平歯車のス コーリング発生バルク温度の推定が容易にできることが示された.また、現在、 スコーリングの発生防止は化学反応性が大きい極圧油に依存しているが、かみあ い歯面上のすべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計によって耐スコーリン グ負荷容量の大きい歯車ができるという、高速.高負荷歯車の設計に関する知見 が得られた.

謝 辞

本論文の執筆にあたり,ご懇切なご指導を賜りました 大阪大学教授 山田朝治 先生,川辺秀昭 先生,井川直哉 先生,城野政弘 先生,岸田敬三 先生,森勇蔵 先生に心から厚く御礼申し上げます.また,有益なご教示とご討論を賜りました 大阪大学教授 梅野正隆 先生,田村坦之 先生,片岡俊彦 先生に厚く感謝の意を 表します.

本研究を進めるにあたり,終始変わらぬご指導を賜りました 岡山大学教授 吉田 彰 先生,水産大学校助教授 小幡文雄 先生,岡山理科大学教授 藤田公明 先 生 に深く感謝の意を表します.

さらに,実験の遂行に際しご協力頂いた 岡山大学工学部 山崎眞男 技官 なら びに 岡山大学工学部 機械工学科 機械設計学研究室 に在籍された学生の皆様に 謝意を表します。

本研究を行うにあたり,貴重な試料油のご提供を賜った株式会社共石製品技術 研究所および供試歯車の製作にご協力いただいた住友金属工業株式会社製鋼 所の関係者の皆様に深く感謝いたします。

