円筒歯車の最適歯面修整の設計例

— 適正な歯面修整で負荷容量の増大を目指すー

目 次

1.	はじめに	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	····· 2
2.`;	解析例(は	すば歯車	の例)	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	••••••	•••••	•••••	····· 2
2.1	歯車諸元	(C面取)	り)・	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	••••••	•••••	•••••	····· 2
2.2	歯車諸元	(R 面取)	り)・	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	7
2.3	最適歯面	修整 …	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	9
2.4	歯先修整	+歯先 C	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	••••• 12
2.5	歯先修整	+歯先 R	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	••••• 14
2.6	解析結果	の比較	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	••••••	•••••	•••••	••••• 16
3. (修整歯形+歯	囱 先R面形	ぼせい	けるため	のホブ形	伏	•••••	•••••		•••••	•••••	18
3.1	ホブ刃元	を単一半征	径とし	た場合の	歯形 …	•••••	•••••	•••••	••••••	•••••	•••••	••••• 18
3.2	歯先修整	+歯先 R 徉	导るたる	カのホブ	刃元形状	••••••	•••••	•••••		•••••	•••••	••••• 18
4.	まとめ …	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	• • • • • • • • • • • • • •	••••• 19

17 頁の図 2.6.1 解析結果の比較をご確認後,次頁以降の解析結果を順次ご覧ください.

アムテック有限会社 〒552-0007 大阪市港区弁天 1-2-30 プリオタワー4305 Tel. 06-6577-1552 Fax. 06-6577-1554 e-mail:info@amtecinc.co.jp www.amtecinc.co.jp

1. はじめに

歯車設計では負荷容量を大きくすることや音・振を小さくすることがポイントとなる.また、歯面端部やトロ コイド干渉による損傷の発生を避けることも重要である.本書では、歯先C面取りおよび歯先R面取りによる端 部接触応力の違いを示し、また、最適歯面修整を施したときの歯面応力やフラッシュ温度などの違いについて検 討した結果を示す.また、ホブ(ねじ状砥石)の刃元形状についても示す.

2. 解析例(はすば歯車の例)

2.1 歯車諸元(C面取り)

ここでは、図 2.1.1 のように転位係数を x_{n1}=x_{n2}=0 とし、歯先に C 面取り(図 2.1.2)を施した場合の歯面応力(端 部応力含む)やフラッシュ温度を解析する(食い違い誤差および平行度誤差は 0). なお、歯車寸法値を図 2.1.3 および図 2.1.4 に、歯形を図 2.1.5 に、すべり率を図 2.1.6 に示す. また、小歯車は図 2.1.7 のように歯すじ方向に 0.03mm のクラウニングを施し、大歯車は図 2.1.8 のように無修整とした. なお、使用ソフトウェアは、アムテッ ク製 CT-FEM Operaiiiである.



負荷トルクは、図 2.1.9 のように T_1 =150N・m とし、ピッチ誤差は無いものとする.また、フラッシュ温度や摩擦係数分布などを解析するための仕様として図 2.1.17 では歯面粗さ Rz=2.5µm、潤滑油グレードを ISO VG 150、油温を 70℃とした.解析は、歯面のみの解析(図 2.1.9 で設定)と端部解析(図 2.1.10 で設定)を行い、端部接触の影響が解るよう解析結果を図 2.1.11~2.1.23 に並記した.また、歯元応力および歯形の変位解析を図 2.1.34~2.1.37 に示す.



7ラッシュ温度請元設	定										
項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear							
最大歯面応力	orHeax	MPa	3418.347								
トルク	T	N*m	150.00	333.33							
動力	動力 P kW 18.850		.850								
回転速度	n	min-1	1200.000	540.000							
周速	v	m/s	3.120								
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	2.500	2.500	林料源坦(フラッシュ温度)						
歯面粗さ(平均)	Ra	μ.m.	0.400	0.400	1044通り(()))シュニー()						
項目(材料)	記号	単位	Pinion	Gear	材質	温度 (°C)	密度 (g/c∎^3)	比熱 (J/Kg°C)	熱伝導率 (¶/∎K)	Pinion	Gea
材料名			Cr網(1Cr)	Cr翱(10r)	純鉄	20	7.87	461	67	0	C
10110	1	1 10	0194(1017		鋳鉄	20	7.28	461	48	Ō	C
比重	P	\$/cm 3	7.870	7.870	炭素鋼(0.5C)	20	7.83	461	53	0	C
比熱	CM	J/(ke°C)	461.000	461.000	炭素鋼(10)	20	7.80	461	45	0	C
勅伝道率	2	W/mK	60,000	60,000	炭素鋼(1.5C)	20	7.75	461	36	0	C
All starting and					Cr鋼(1Cr)	20	7.87	461	60	۲	
留里温度	GIC	C 70.000		.000	Cr鋼(2Cr)	20	7.87	461	52	0	C
項目(温滑油)	記号	単位	数値	物性入力	Cr鋼(5Cr)	20	7.83	461	38	0	
-T0 R #		20	70,000		Cr鋼(10Cr)	20	7.79	461	31	0	0
油油度)田温度 UIC C /0.000		Cr鋼(23Cr)	20	7.68	461	22	0			
油の種類	鉱物油(その他) ~		Ni錮(10Ni)	20	7.95	461	26	0	C		
190 AL F	1000	1000	T90 VC 150		Ni錮(20Ni)	20	7.99	461	19	0	C
100 / / /			130 10 0		Ni鋼(30Ni)	20	8.07	461	12	0	
動用出度(40°C)		mm*/s	150.000		Ni鋼(40Ni)	20	8.17	461	10	0	
平均スカッフィング温度	MTc	°C	227.000		Ni鋼(50Ni)	20	8.27	461	14	0	
(書)後/夏葉:夏府	00	10	27 000		CrNi鋼18Cr8Ni	20	7.82	502	16	0	
1茶牛桶在油店	50	C	37.000		CrNi鋼20Cr15Ni	20	7.85	470	15	0	C
絕対粘度	μ0	CP	27.779		CrNi錮25Cr20Ni	20	7.86	463	13	0	
粘度圧	a	MPa-1	0,01940		CrNi合金 40Ni 15CrNi	20	8.07	461	12	0	

図 2.1.17 潤滑油などの設定



図 2.1.18 フラッシュ温度 Tfmax=42.4℃



図 2.1.20 摩擦係数, µmax=0.100



図 2.1.22 油膜厚さ、 $\lambda_{\min}=0.081 \mu m$



図 2.1.19 フラッシュ温度 Tfmax=164℃



図 2.1.21 摩擦係数, µmax=0.103









%

ne

図 2.1.29 損傷確率,損失

1.49







上述したように歯先 C 面歯車の歯面最大応力は σ_{Hmax}=1532MPa であるが,端部解析による最大応力は,インボ リュートと C 面の境界部で σ_{Hmax}=3939MPa もの大きな応力が発生している.また,フラッシュ温度も歯面解析で は Tf_{max}=42.4℃であるが,端部では Tf_{max}=164℃にも上昇していることが解る.

この歯先 C 面加工は,現在,一般的な設計,製造法として広く採用されているが,端部接触により図 2.1.38の ような損傷(久保,JGMA - ProjectX 報告,2012)が発生していることに注意しなければならない.このときの端 部接触応力は、図 2.1.39 のように のHmax=7423MPa にもなる. この損傷位置は、図 2.1.38(a)の端部写真と良く一致 している.また、フラッシュ温度の解析結果は図 2.1.40 のようにfmax=984℃にもなっている.



図 2.1.38 大歯車歯面損傷, Np=1.0×106



図 2.1.39 解析結果 (大歯車), 端部解析, oHmax=7423MPa

2.2 歯車諸元 (R 面取り)

歯先 C 面を施した歯車では、2.1 節のように歯先端部で大きな応力を示すことから歯先 R を施した歯車につい て検討を進める. 歯車諸元は、図 2.1.1 と同じであり、歯先面取りを図 2.2.1 のように R=0.8 とした. その結果、 かみ合い率は、C面でのかみ合い率 εx=2.395 から εx=2.281 に低下し、すべり率は ξ=2.163 から εx=1.698 と小さく なっている. 歯先 R 面とした場合の解析結果を 2.1 節と同様に歯面解析と端部解析結果を並記して以下に示す.





図 2.2.9 歯面応力,小歯車, σ_{Hmax}=1506MPa





図 2.2.13 摩擦係数, µmax=0.098



図 2.2.15 油膜厚さ, λ_{min}=0.086µm



図 2.2.17 発熱量, J_{max}=225(J/s/mm²)





歯先C面取りに対して歯先Rを施した歯車の端部応力は22%低下し、フラッシュ温度も30%低下している. この理由は、インボリュートと歯先C面取りの交点がエッジとなっているためである.しかし、歯先Rとした場合であってもC面に比して大きな低下とはならない.

2.3 最適歯面修整

ここでは、CT-FEM Operaiiiの 最適修整量解析条件設定 機能を使用し、歯面形状を図 2.3.1 および図 2.3.2 の ように生成した. この修整歯形で解析した結果を以下に示す. なお、歯車諸元およびトルクなどは 2.1 節と同じ である.歯面解析および端部解析結果は図 2.3.3~2.3.6 のように端部接触はせず、歯面全体に応力分布が認められ、 発生応力も C 面歯車や R 面歯車の応力に比して大きく低下している.







図 2.3.20 伝達誤差, TE=0.28µm

(117

伝達誤差量(

<



図 2.3.1 および図 2.3.2 のように最適な歯面修整を与えることで端部接触が発生せず,また,歯面全域に渡り負荷を受け持つことから歯面応力やフラッシュ温度が大きく低下し,また伝達誤差も大きく低減している.

2.4 歯先修整+歯先 C

最適歯面修整で得た歯先形状に従って小歯車(歯先 C=0.2)の歯面形状を図 2.4.1(歯すじ修整は 0.03mm)と し、大歯車(歯先 C=0.2)の歯先形状を図 2.4.2 としたときの解析結果(端部解析)は、図 2.4.3 のように歯面応 力は σ_{Hmax} =1476MPa であり図 2.5.3 のように歯先修整+歯先 R と同じ歯面応力(端部解析)である. しかし、図 2.4.1 および図 2.4.2 の歯面が 4µm 摩耗するだけで端部接触が発生するため、4µm 摩耗したときの歯形を図 2.4.4 および図 4.2.5 のように設定し、解析した. その結果を図 2.4.6~図 2.4.25 に示す.

















2.5 歯先修整+歯先 R

最適歯面修整で得た歯先形状に従って小歯車(歯先 R=0.8)の歯面形状を図 2.5.1(歯すじ修整は 0.03mm)とし、大歯車(歯先 R=0.8)の歯先形状を図 2.5.2としたときの解析結果を図 2.5.1~2.5.22 に示す.





2.6 解析結果の比較

5 種類の歯面形状(C 面取り, R 面取り, 最適歯面修整, 歯先修整+C 面取り, 歯先修整+R 面取り) について 解析した結果を図 2.6.1 に示す. なお, 図中の 1, 2, 4, 5 歯車にはクラウニングを与えている.



17

AMTEC INC. www.amtecinc.co.jp

3. 修整歯形+歯先R形状とするためのホブ形状

3.1 ホブ刃元を単一半径とした場合の歯形

歯先に単一半径を与えるためホブ(または、ねじ状砥石)の刃元を単一半径で与えたとき、歯先は単一半径と はならない. 例題として図 2.1.1 の歯車でホブ刃元半径を R=0.8(図 3.1.1, 3.1.2)としたときの計算結果は、図 3.1.3 のようにインボリュートと歯先 R の交点でエッジが発生する.このエッジは、2.1節で示したように端部接触の原因となる.



3.2 歯先修整+歯先 R 得るためのホブ刃元形状

刃元形状を単一半径とした工具では図 3.1.3 のようにエッジが発生するためホブの刃元形状は、歯先形状および 歯形修整を考慮したホブ形状としておく必要がある. 図 3.1.4 は、歯先形状を R=0.8 とした歯形(青線)と歯形修 整と歯先形状(R=0.8)を持つ歯形(赤線)を示している.ホブ(ねじ状砥石)で加工する際には加工後の歯形が 修整歯形となるようホブの刃底形状を決めておく必要がある.

図 3.1.5 は、図 3.1.4 の修整歯形+歯先 R 形状をホブ加工するときのホブ形状を示したもので、ホブ刃元形状を 図 3.1.5 のホブ刃形(青色)とすることで設計歯形(修整+R)を得ることができる.



図 3.1.4 歯先修整を含む歯形



図 3.1.5 ホブ刃形,ホブ歯形生成ソフトウェア/AMTEC INC.

4. まとめ

歯先端部形状(C面取りおよびR面取り)について検討した.その結果を以下に整理する.

- 4.1 現在,広く採用されている歯先C面取りは、端部接触の大きな原因となる.
- 4.2 歯先R面とした場合では歯先C面より端部応力は23%程度小さくなる.
- 4.3 歯先R面として適切な歯面修整を施すことで最大応力は、歯先C面時の端部応力の37%となる.
- 4.4 最適歯面修整を施すことで歯先 C 面の端部応力に比して 30%程度となり伝達誤差も劇的に低下する
- 4.5 ホブ(ねじ状砥石)で加工する場合は、ホブの刃元形状を単一半径とするのではなく、図 3.1.5 のように歯先 修整と歯先 R を考慮した形状としなければならない.
- 4.6 ここでは歯先端部形状について検討したが、歯幅側端部も端部接触するため、歯車諸元および動力とも合わ せて検討する必要がある.また、軸角誤差も含めて最適な歯面形状を決定する必要がある.
- 4.7 カタログ付録 Iと付録 Jも併せて参照されることを推奨する.