

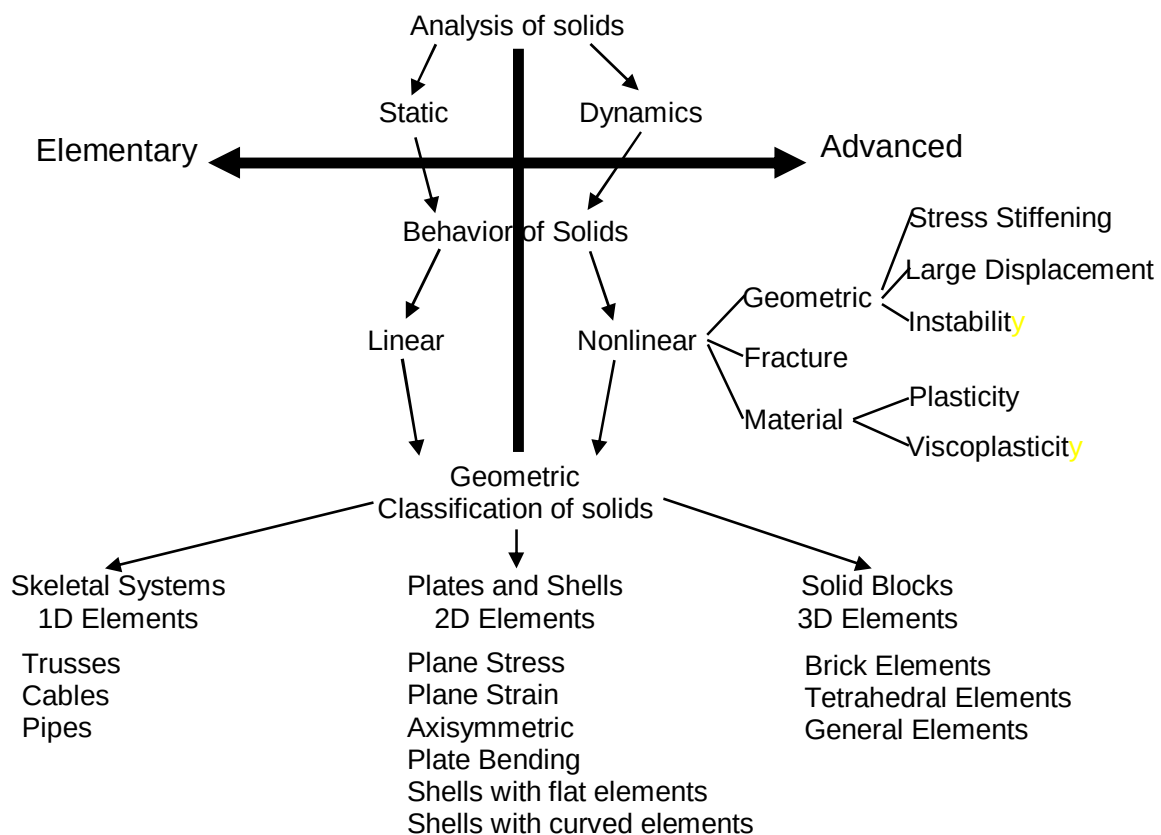
آنالیزهای اجزا محدود

www.me-en.com

مقدمه

آنالیزهای اجزا محدود را به دسته های زیر می توان طبقه بندی کرد:

Classification of Solid-Mechanics Problems



در ادامه ما سعی داریم آنالیز رشد ترک را که به بخش مکانیک شکست مربوط می شود را برای یک چرخنده بررسی کنیم.

همان طور که می دانیم:

t وجود ترك باعث کاهش استحکام می شود.

t مکانیک شکست جهت انتخاب ماده و طراحی این قطعات استفاده می شود.

t ترك به دلایل زیر می تواند رخ دهد:

1. در هنگام تولید قطعه

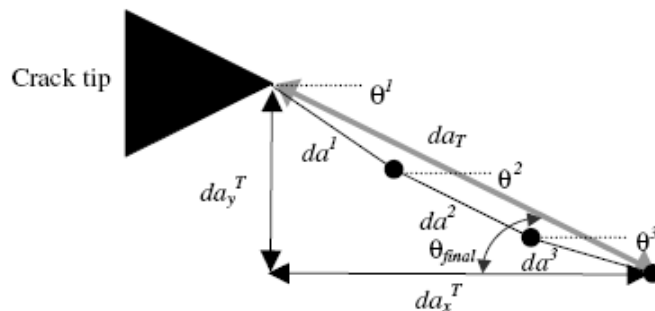
2. در اثر خستگی

برای بررسی جهت و اندازه رشد ترک (شکل 1) معادلاتی وجود دارد که به معادلات پاریس معروف است و در زیر آمده است.

$$da^i = \frac{K_I^i - K_{II}^{i-1}}{\Delta K_{eff}} da \quad \frac{da}{dN} = C(\Delta K_{eff})^n \quad \Delta K_{eff} = K_I^{max} - K_{op}$$

$$\theta^i = 2 \tan^{-1} \left[\frac{1}{4} \frac{K_I^i}{K_{II}^i} \pm \frac{1}{4} \sqrt{\left(\frac{K_I^i}{K_{II}^i} \right)^2 + 8} \right]$$

$$N - N_i = \frac{a^{1-n/2} - a_i^{1-n/2}}{C (h \sqrt{n} \Delta s)^n (1 - n/2)}$$



شکل 1 - رشد ترك

با استفاده از روش المان محدود و استفاده از روش انتگرال z می توان مقادیر K که در بالا آمده است را محاسبه و جهت و اندازه رشد ترک را یافت.

بررسی رشد ترك خستگی روی دنده های spiral bevel gear

شرایط نمونه مورد آزمایش:

1. پینیون انتقال قدرت در روتور اصلی هلی کوپتر OH-58 Kowa
2. 19 دنده
3. درگیر با چرخ 71 دنده
4. 6060rpm and 3099in.lb torque
5. تشکیل شده از فولاد AISI9310

6. براي کاهش خستگي با استفاده از EDM ناچهايي روي دنده ها ايجاد شده

Table 1

Material properties and Paris model parameters of AISI 9310 steel

Material properties of AISI 9310 steel

Young's modulus	30,000ksi
Poisson's ratio	0.3
Tensile strength	185 ksi
Yield strength	160 ksi
Fracture toughness, K_{Ic}	85 ksi in. ^{1/2}

Paris model parameters of AISI 9310 steel

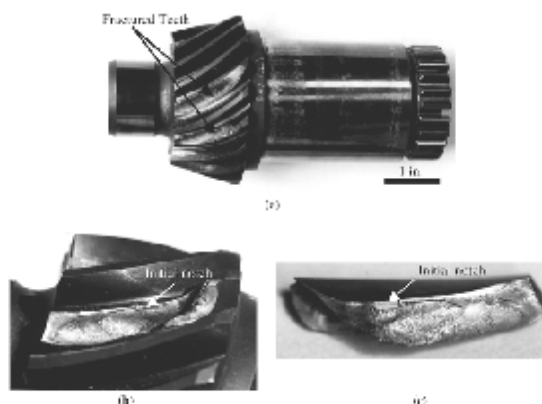
C	$6.19 \times 10^{-20} \text{ (in./cycle)}(\text{psi in.}^{1/2})^n$
n	3.36

شرایط بارگذاری

پنئون تحت بارگذاری زیر قرار میگیرد:

Cycles/million	Torque/in.lb
1	2479
1	3099
1	3874
1	4649
4.9	

بعد از 4.9 میلیون دور ترک های اولیه اي روي قطعه ايجاد مي شود. که در ادامه به نحوه رشد یکی از این ترک ها و مقایسه آن با مقدار تجربی می پردازیم.



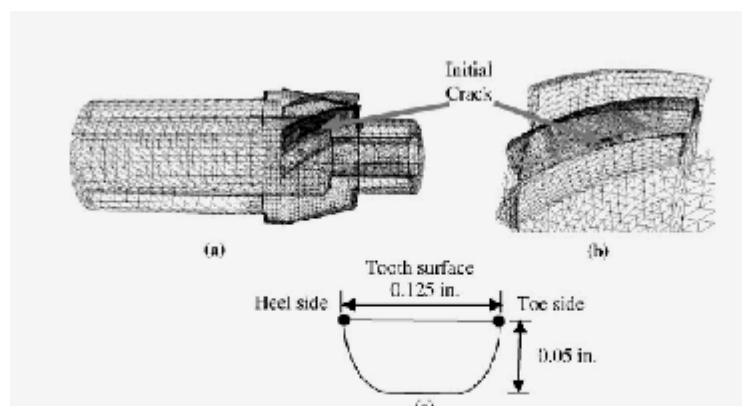
شکل 2- ترک های اولیه

فرضیات

- t استفاده از تئوری LEFM
- t تخمین رشد ترک با روش Paris model
- t برای رشد ترک SIF باید بر چقرمگی شکست غلبه و از SIF بارگذاری قبلی بیشتر باشد.
- t جهت رشد ترک با استفاده از تئوری Maximum Circumferential stress
- t بارگذاری به 15 مرحله تقسیم میشود
- t برای تخمین SIF از روش J-Integral استفاده می شود

مراحل انجام تحلیل

1. مدل سازی اولی پینیون با object solid modeler
2. ایجاد شرایط مرزی و خواص در FRANC3D
3. ایجاد ترک اولیه FRANC3D
4. مش بندی سطح با المان های مثلثی
5. ایجاد المان های چهاروجهی با روش JMesh
6. محاسبه مکان و اندازه نیروی تماسی
7. محاسبه مقدار SIF در هر 15 مرحله
8. محاسبه مقدار و جهت رشد ترک
 - t محاسبه مقدار رشد ترک
 - t محاسبه زاویه رشد ترک
 - t محاسبه مختصات نهایی رشد ترک
 - t محاسبه تعداد سیکل N که ترک به اندازه 0.01in. رشد کند
9. ایجاد ترک نهایی روی قطعه
10. مش بندی مجدد و تکرار 5-10

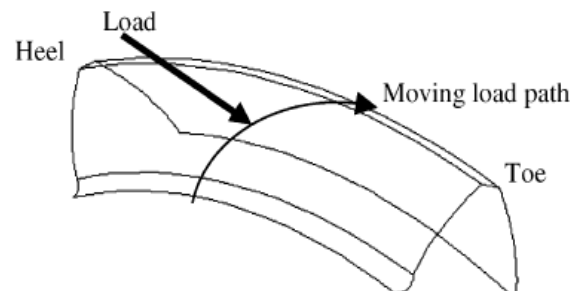


شکل 3- مدل مش بندی شده

مدل سازی بار تماسی

- t تماس دوسطح از ریشه شروع و در انتهای دنده به اتمام می رسد
- t استفاده از تئوری هرتز برای تماس الاستیک
- t مکان و مقدار نیروی تماس ثابت
- t عمل درگیری دنده ها با 15 مرحله بارگذاری جایگزین شده
- t 5-11 درگیری تنها 1 دنده

t 4-1 و 15-12 درگیری 2 دنده
t سطح تماس با يك سطح بيضي گون تخمين زده شده



شکل-4- مدل سازی بار تماسی

نتایج

t نتایج برای 54 مرحله رشد ترك و در هر مرحله 15 مرحله بارگذاري
t تحليل تنها برای سه دنده انجام گرفت
t ترك اوليه 0.125in طول و 0.05in عمق دارد

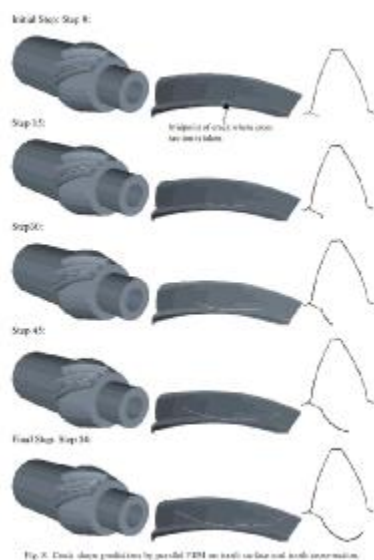
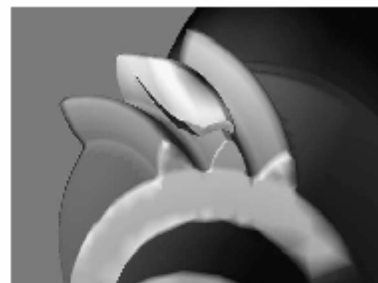
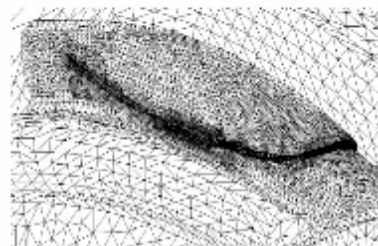


Fig. 8. Crack shape predictions by parallel FEM on tooth surface and inside cross-section.



(a)



(b)

شکل-4-نتایج رشد ترك

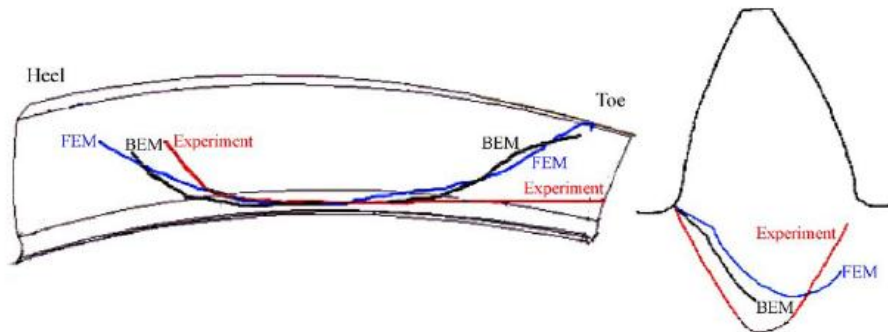
مقایسه ترك در سه روش

همانطور که مشاهده می شود بین مقادیر المان محدود و تجربی اختلافاتی وجود دارد که می تواند به دلایل زیر باشد که در ادامه برای بررسی این دلایل مدل جدیدی را ترتیب می دهیم.

علل انحراف از مقدار آزمایشگاهی:

t استفاده از روش هرترز که در آن مکان و اندازه نیروی تماس ثابت است.

t انعطاف پذیر شدن دنده در اثر رشد ترك و کاهش بار انتقالی.



شکل 5- مقایسه نتایج

آنالیز تماس برای بررسی نیروی تماس در طول رشد ترك

همانطور که ملاحظه شد مقادیر تجربی و المان محدود با هم اختلاف داشتند که می تواند به دلایل زیر باشد:

t احتمالاً در گیری دنده ها نیروی تماسی متغییر ایجاد می کند.

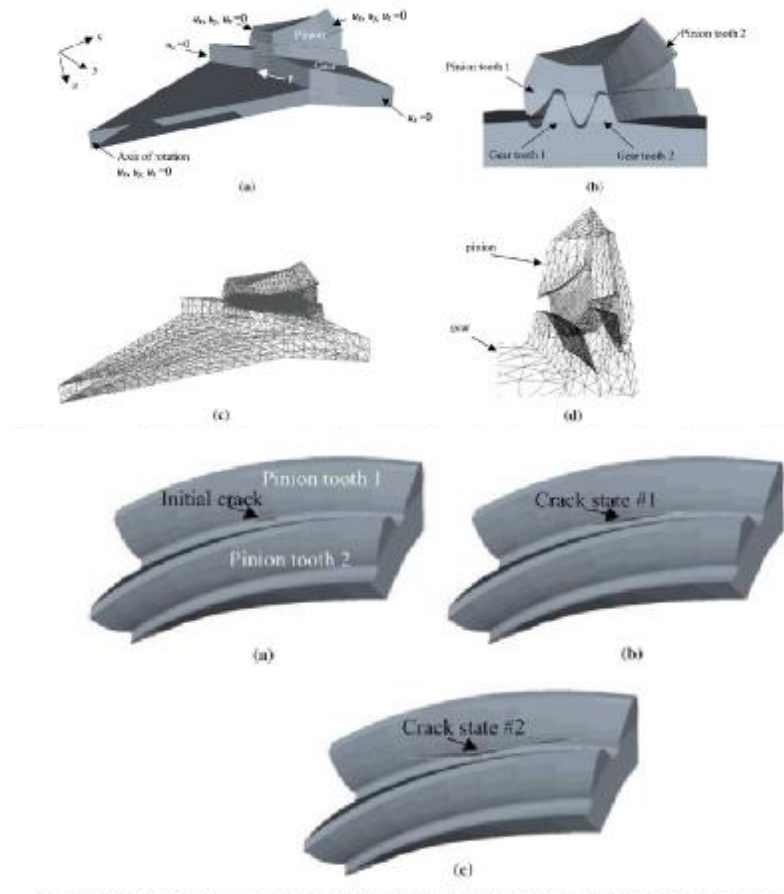
t تئوری هرترز برای مدل سلزی تماس به دلایل زیر ساده انگارانه است:

1. دنده ها انعطاف پذیرند
 2. فرض سطح تماس بیضی گون دقیق نیست
 3. احتمال عدم تطابق محل ماکزیمم تنش تماس با نقطه تئوری تماس
 4. انعطاف پذیر تر شدن دنده به واسطه رشد ترك
- برای بررسی این دلایل ازمون دیگری را ترتیب می دهیم:

مراحل انجام تحلیل

1. مدل سازی اولیه با object solid modeler
2. ایجاد شرایط مرزی و خواص در FRANC3D
3. ایجاد ترك اولیه FRANC3D
4. مش بندی سطح با المان های مثلثی
5. ایجاد المان های چهاروجهی با روش JMesh
6. انتقال فایل مدل سازی به ABAQUS
7. ایجاد تماس بین دو سطح
8. انجام تحلیل Explicit
9. محاسبه SIF

برای تحلیل از چهار مدل که یکی بدون ترک و سه تای دیگر دارای سه ترک مختلف بودند استفاده شد



شکل 6-مدل های اولیه

مدل سازی، شرایط مرزی و مش بندی

- t مدل سازی تنها برای 4 دنده، دوتا روی پینیون و دوتا روی چرخ دنده، انجام شده
- t بارگذاری روی چرخ دنده طوری است که به تواند گشتاور مورد نیاز را تامین کند
- t برای اطمینان از تماس دنده ها در ابتدا نیروی کوچکی به چرخ وارد می شود
- t تحلیل وابسته به اندازه مش ها می باشد

شکل 7-مدل سازی شرایط مرزی

نتایج

- t گسترش ترک بار تماسی را کاهش می دهد
- t نیروی تماس در این روش بیش از روش هرتز است

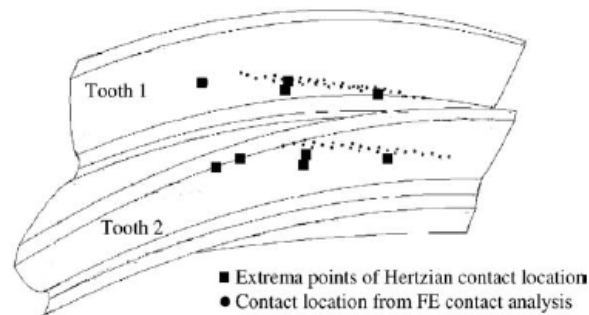
Table 4

Comparison of contact loads and areas between FEM contact simulations and Hertzian stress calculations with different crack lengths.
Note that the Hertz contact loads given below corresponds to load step 3 for tooth 1 and load step 13 for tooth 2

Model	Contact load (lb)		Contact area (in. ²)	
	Tooth #1	Tooth #2	Tooth #1	Tooth #2
No crack	1800	1399	0.0129	0.0126
Initial crack	1794	1404	0.0129	0.0126
Crack state #1	1792	1406	0.0123	0.0126
Crack state #2	1743	1457	0.0177	0.0126
Hertz solution	1584	1602	0.0114	0.0146

مقایسه محل تماس

همان طور که در شکل زیر مشاهده می شود مکان و اندازه بار تماسی در دو روش متفاوت به دست آمده که فرض مارا بر مناسب نبودن روش هرتز در مدل سازی بار



تماسی تایید می کند.

شکل 8-نمایش محل بار تماسی

جمع بندی

- t ارائه مقدمه ای بر مکانیک شکست
- t ارائه روش J-Integral برای محاسبه شدت تنش
- t ارائه معادلات پاریس برای پیش بینی رشد ترک
- t بررسی رشد ترک روی پینیون هلی کوپتر OH-58 Kowa
- t بررسی نا کارامدی روش هرتز برای مدل سازی تماس دنده ها
- t بررسی تغییرات بار تماسی با آنالیز تماس

References

- t Anı Ural, Gerd Heber , Paul A. Wawrzynek , Anthony R. Ingraffea, David G. Lewicki , Joaquim B.C. Neto. Three-dimensional, parallel, finite element simulation of fatigue crack growth in a spiral bevel pinion gear. Engineering Fracture Mechanics 72 (2005) 1148–1170.
- t Shigley, Joseph. Mechanical Engineering Design. 6th ed.
- t ABAQUS user's manual, ABAQUS Inc Version 6.6
- t ANSYS user's manual, ANSYS Inc Version 9