Media Teknika Jurnal Teknologi
Vol. 12, No. 1, Juni 2017

Analisis Tegangan Roda Gigi Miring pada Transmisi Kendaraan Roda Empat berdasarkan AGMA dan ANSYS

Hadi Sutanto
Program Studi Magister Teknik Mesin Universitas Katolik Indonesia Atma Jaya
Jl. Jendral Sudirman 51, Jakarta 12930
Telp/Fax: 021-5708826/57900974
email: hadi.sutanto@atmajaya.ac.id

Abstract

Two kinds of stresses in the gear teeth are root bending stress and tooth contact stress. These two stresses results in the failure of gear teeth. The root bending stress results in fatigue failure and contact stress results in pitting failure at the contact surface. The stress analysis used to minimize gear failure in the design of helical gear. It is also optimize the design of helical gear on the transmission system of the truck motor vehicle, where the power transmission is required at heavy loads with smoother and noiseless operation. In this paper bending stress and contact stress estimated using analytical method while modeling of gears used the numerical solution. Method of beam strength based on modified Lewis calculation used to predict the bending strength of helical gears. Contact stress was estimated using related method of AGMA contact stress. Stress modeling of helical gears is done by ANSYS 14.5, which is a finite element analysis package. The results are then compared with both AGMA and ANSYS procedures. The values of bending strength and contact stress determined using AGMA method found to be compatible with ANSYS simulation.

Keywords*: helical gears, failure, bending strength, contact stresses, finite element method.*

1. Pendahuluan

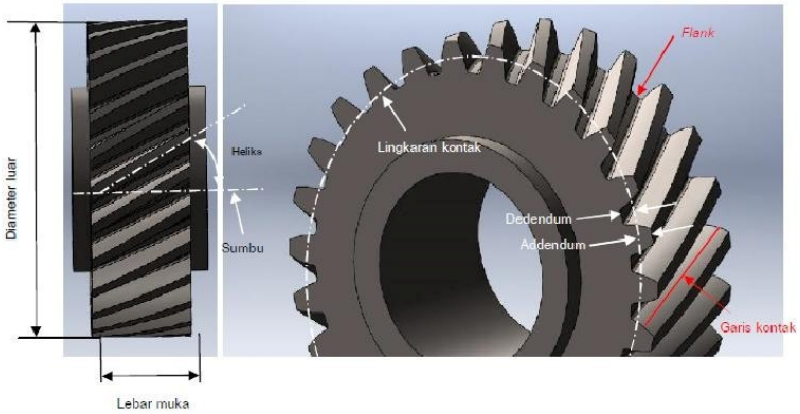
Roda gigi merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari satu poros ke poros lainnya. Perkembangan industri yang cepat seperti pada kendaraan, kapal dan pesawat terbang memerlukan penerapan lebih lanjut dari teknologi roda gigi. Secara umum pengguna kendaraan bermotor menyukai mobil yang menggunakan mesin dengan efisiensi tinggi, sehingga diperlukan transmisi daya yang unggul. Industri mobil merupakan salah satu perusahaan manufaktur skala besar yang cukup banyak menggunakan roda gigi.

Roda gigi miring banyak digunakan sebagai roda gigi transmisi daya karena relatif memiliki kerja lebih halus dan kebisingan rendah dengan kapasitas beban besar dan kecepatan kerja lebih tinggi. Roda gigi miring memiliki kerja lebih halus karena sudut miring yang besar sehingga menambah panjang garis kontak roda gigi. Gambar 1 menunjukkan roda gigi miring beserta nomenklatur bagian-bagian dari roda gigi tersebut.

Desain roda gigi miring yang memiliki kekuatan memadai dan tingkat kebisingan rendah pada sistem transmisi daya dengan beban besar memerlukan metode anaisis yang tepat, sehingga dapat diterapkan serta memberikan informasi berguna terhadap tegangan lentur dan kontak [1]. Secara praktis desain roda gigi merupakan proses yang kompleks, sehingga analisis numerik menggunakan metode elemen hingga dapat digunakan untuk melakukan sejumlah iterasi berdasarkan sekumpulan data yang tersedia. Data perancangan yang diperlukan pada desain roda gigi hingga saat ini tersedia cukup luas, baik berupa buku-buku teks, jurnal atau prosiding. Dudley [2], Buckingham [3], Tuplin [4] dan Merritt [5] dapat digunakan sebagai rujukan dalam perancangan roda gigi, terutama untuk analisis tegangan pada gigi roda gigi. Perkembangan lebih lanjut pada desain roda gigi dengan penerapan

Diterima 27 Maret 2016; Direvisi 11 Januari 2017; Disetujui 23 Maret 2017

Computer-Aided Design (CAD) dan pemakaian metode numerik berupa metode elemen hingga. Vijayaragan dan Ganesan [6] menuliskan analisis statik pada roda gigi miring dengan menggunakan metode elemen hingga tiga dimensi untuk mengetahui besar tegangan pada gigi roda gigi miring. Hasil yang diperoleh dibandingkan dengan perhitungan yang diperoleh dari persamaan desain roda gigi konvensional. Studi tentang analisis tegangan roda gigi miring dari Chen dan Tsay [7] terhadap tegangan kontak dan lentur menggunakan analisis elemen hingga. Desain roda gigi miring dengan beban besar pada sistem transmisi daya yang memiliki kekuatan sesuai dan tingkat kebisingan rendah disampaikan oleh Moorthy [8]. Sedangkan Sanchez, dan lain-lain [9] menggunakan metode elemen hingga untuk menentukan tegangan kritis dan perhitungan beban lentur pada roda gigi lurus dan miring. Hwanga, dll. [10] juga menggunakan perangkat lunak dari metode elemen hingga untuk melakukan analisis tegangan kontak terhadap sepasang roda gigi.



Gambar 1. Roda gigi miring beserta nomenklatur gigi dari roda gigi

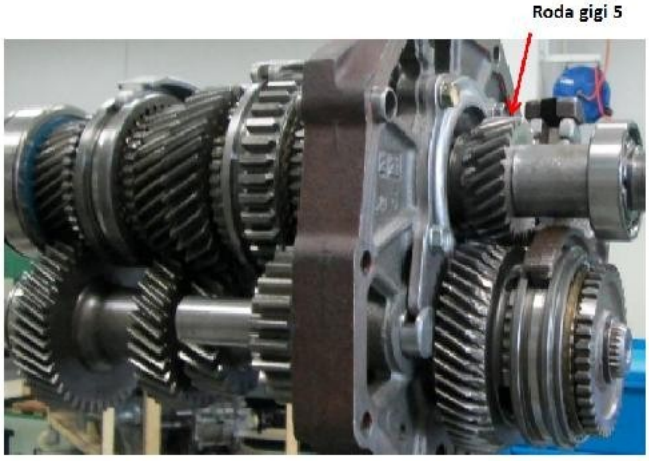
Pada umumnya roda gigi miring memiliki masalah kegagalan pada bagian akar gigi karena kekuatan lentur yang tidak memadai dan terjadinya lubang-lubang halus (pitting) pada permukaan roda gigi. Hal tersebut dapat diminimalkan dengan menggunakan metode desain yang tepat dan modifikasi parameter roda gigi yang berbeda. Tulisan ini akan menyampaikan suatu analisis tegangan terhadap roda gigi miring pada sistem transmisi kendaraan roda empat, baik secara analitik dan numerik. Gambar 2 menunjukkan sistem transmisi kendaraan roda empat dengan roda gigi 5 berupa roda gigi miring yang terbuat dari paduan baja kromium dengan kekuatan tarik tinggi JIS SCr-420. Baja paduan SCr-420 yang diperkeras memiliki kekuatan tarik antara 1000 – 1300 N/mm^2 dan terdiri dari elemen-elemen kimiawi seperti pada Tabel 1 [11].

Tabel 1. Elemen-elemen kimiawi tambahan pada material baja kromium JIS SCr-420

Elemen kimiawi	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
%	0,18-0,23	0,15-0,35	0,6-0,9	< 0,030	< 0,030	< 0,025	0,90-1,2

Pendekatan analitik dan numerik akan digunakan untuk mengembangkan model teoritik roda gigi miring dalam bentuk jaring-jaring (mesh) dan menentukan efek tegangan pada gigi dari roda gigi. Tahapan utama yang akan dilakukan adalah pertama melakukan pemodelan roda gigi dengan perangkat lunak ANSYS 14.5 dan dilanjutkan dengan menentukan efek dari beban lentur pada roda gigi sesuai dengan teori Lewis yang dimodifikasi. Analisis tegangan kontak pada roda gigi menggunakan ANSYS 14.5 dan

kemudian dibandingkan dengan hasil yang diperoleh menurut persamaan tegangan kontak AGMA. Analisis perbandingan tegangan pada gigi roda gigi merupakan bagian dari tahapan perancangan yang banyak dilakukan untuk meminimalkan atau mengurangi kegagalan roda gigi dan juga sebagai optimasi desain roda gigi.



Gambar 2. Transmisi roda gigi pada kendaraan roda empat dengan roda gigi 5 menggunakan roda gigi miring paduan baja kekuatan tinggi JIS SCr-430

2. Metode Penelitian

2.1. Perhitungan Kekuatan Roda Gigi Miring

Desain roda gigi pada transmisi daya untuk penggunaan tertentu merupakan fungsi dari beberapa besaran utama roda gigi. Beberapa parameter roda gigi yang penting antara lain, daya yang ditransmisikan, kecepatan roda gigi penggerak dan roda gigi yang digerakkan atau rasio kecepatan serta jarak antara pusat roda gigi. Tabel 1 menunjukkan beberapa besaran dari roda gigi miring yang mendeskripsikan roda gigi miring dan akan digunakan pada perhitungan kekuatan roda gigi.

Tabel 2. Data dimensi roda gigi miring

Besaran	Simbol	Satuan	Nilai
Daya	H	kW	120
Kecepatan	N_p	putaran/menit	3200
Jumlah gigi roda gigi pinyon	N_p	-	26
Jumlah gigi roda gigi penggerak	N_g	-	46
Diameter roda gigi pinyon	D_p	mm	64
Diameter roda gigi penggerak	D_g	mm	109
Modul normal	M	mm	2,25
Sudut tekan	Φ	derajat	30^o
Sudut miring	Ψ	derajat	20^o
Diameter kontak	D	mm	103,5
Panjang kontak (pitch)	P	mm	58,5
Lebar muka gigi	B	mm	23
Koefisien elastic	Z_E	N/mm^2	191

Persamaan AGMA (sesuai dengan AGMA 218.01) untuk menentukan tegangan lentur [2], sebagai berikut,

$$\sigma_b = \frac{W_t K_o K_v K_s K_H K_B}{b m_t Y_j} \quad (1)$$

Dimana

W_t : beban tangensial yang ditransmisikan = H/V (kN)

V : kecepatan garis kontak (*pitch*) = $\pi m_t N_p n_p / 60x10^3$ (m/s)

K_0 : faktor kelebihan beban = 1,25

K_v : faktor dinamik = $\left(A+\sqrt{200V}/A\right)^B$

Untuk harga $A = 50 + 56(1 - B)$, sedangkan $B = 0{,}25(12 - Q_v)^{2/3}$

K_s : faktor ukuran = 1

K_H : faktor distribusi beban = $1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$ untuk b = 23 mm, sedangkan C_{mc} = 1 (tanpa mahkota)

P_d : panjang kontak diametral tranversal = $Z/D\cos\psi$

d_p : diametral kontak roda gigi pinyon = N_p/P_d (mm), sehingga

$c_{pf} = F/10d_p - 0{,}025$

c_{pm} : keterdekatan bantalan = 1

c_{ma} : roda gigi tertutup komersial = 0,14

c_e : faktor koreksi kelurusan = 1

K_B : faktor ketebalan *rim* = 1

m_t : modul metrik transversal = $m_n/\cos\psi$ (mm)

Y_j : faktro geometrik terhadap kekuatan lentur = 0,48

Hasil perhitungan kekuatan lentur σ_b roda gigi miring sesuai dengan standar AGMA untuk beberapa harga torsi ditunjukkan seperti pada Tabel 3 berikut.

Tabel 3. Hasil perhitungan kekuatan lentur σ_b roda gigi miring

Torsi (N/m)	340	375	405	430	455	475	490	515	535	550
Tegangan lentur (N/m^2)	866	964	1068	1129	1205	1278	1339	1404	1457	1516

Persamaan tegangan kontak AGMA ditentukan berdasarkan persamaan ketahanan bintik-bintik (pitting resistance) dari tegangan kontak [2], sebagai berikut,

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{\frac{W_t K_o K_v K_s K_H Z_R}{d_{w1} b Z_I}} \quad (2)$$

dimana

Z_E : koefisien elastis = $191\sqrt{N/mm^2}$

Z_R : faktor kondisi permukaan roda gigi = 1

d_{wl} : diameter kontak pinyon = $N_p m_t$ (mm)

Z_I : faktor geometri ketahanan terhadap bintik-bintik (*pitting resistance*) ditentukan dengan cara tersendiri, yaitu pertama-tama menghitung sudut tekan transversal

$$\phi_t = \tan^{-1}\left(\tan\phi_n \big/ \cos\psi\right)$$

dimana radius lingkaran dasar pinyon $(r_b)_p$ dan radius lingkaran dasar roda gigi $(r_b)_G$ adalah

$$(r_b)_p = r_p \cos\phi_t \text{ (mm) dan } (r_b)_G = r_G \cos\phi_t \text{ (mm)}$$

m_G : rasio kecepatan = N_G / N_P

a : *addendum* = $1/p_n$, sedangkan $P_n = \pi m_n$

Harga Z ditentukan sebagai berikut:

$$Z = \left[(r_p + a)^2 - r_{bP}^2\right]^{\frac{1}{2}} + \left[(r_G + a)^2 - r_{bG}^2\right]^{\frac{1}{2}} - (r_p + r_G)\sin\phi_t$$

P_N : kontak sirkular normal = $P_n \cos\phi_n$

m_N : rasio pembagian beban = $P_N / 0{,}95Z$

Faktor geometris $Z_I = \dfrac{\cos\phi_t \sin\phi_t}{2m_N} \dfrac{m_G}{m_G + 1}$

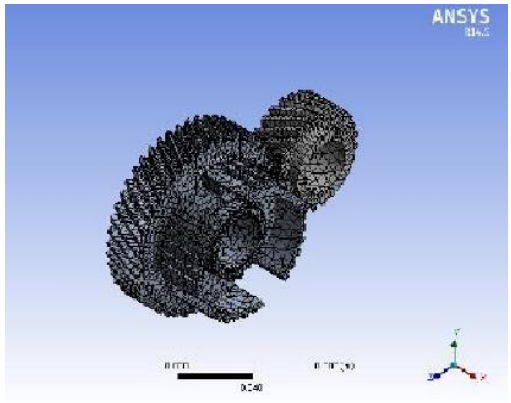
Hasil perhitungan tegangan kontak (*contact stresses*) σ_C roda gigi miring sesuai dengan standar AGMA untuk beberapa harga torsi ditunjukkan seperti pada Tabel 4 berikut.

Tabel 4. Hasil perhitungan tegangan kontak σ_C roda gigi miring

Torsi (Nm)	80	150	210	260	305	340	375	405	430	455
Tegangan kontak (Mpa)	835	1140	1350	1510	1643	1754	1850	1932	2000	2067

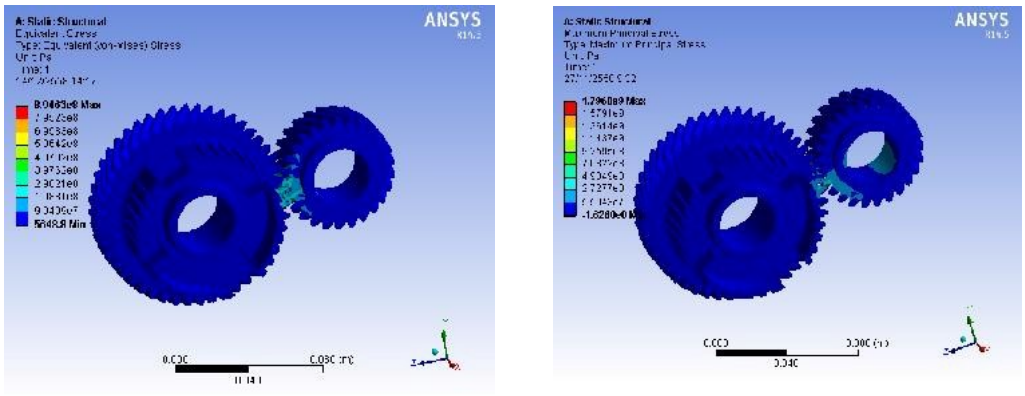
2.2. Pemodelan Roda Gigi Miring

Analisis struktural dari gigi roda gigi miring menggunakan pemodelan berdasarkan metode elemen hingga. Perangkat lunak ANSYS 14.5 digunakan untuk membuat model bentuk roda gigi miring dan dilanjutkan dengan analisis tegangan lentur dan tegangan kontak pada gigi roda gigi [12]. Pemodelan menggunakan beban yang diterapkan pada gigi roda gigi, sedangkan jaring-jaring yang dibangun berupa elemen-elemen berbentuk tetrahedral. Gambar 3 menunjukkan jaring-jaring yang dibangun sesuai dengan model roda gigi miring. Jumlah elemen maksimum adalah 41327, sedangkan jumlah nodal maksimum 72325, sebagai pembatas jaring-jaring elemen. Analisis pembebanan terhadap gigi roda gigi akan menghasilkan distribusi tegangan sesuai dengan bentuk jaring-jaring yang dibuat.



Gambar 3. Model roda gigi miring dengan jaring-jaring (mesh)

Gambar 4 menunjukkan contoh dari distribusi tegangan yang terjadi pada model roda gigi miring dengan besar beban tangensial yang ditransmisikan sebesar W_t = 10,60 kN. Distribusi tegangan lentur pada model elemen hingga ANSYS 14.5 ditentukan berdasarkan tegangan von Misses seperti pada Gambar 4 (a). Sedangkan Gambar 4 (b) menunjukkan distribusi tegangan kontak sesuai dengan tegangan utama maksimum dari ANSYS 14.5.



(a (b)

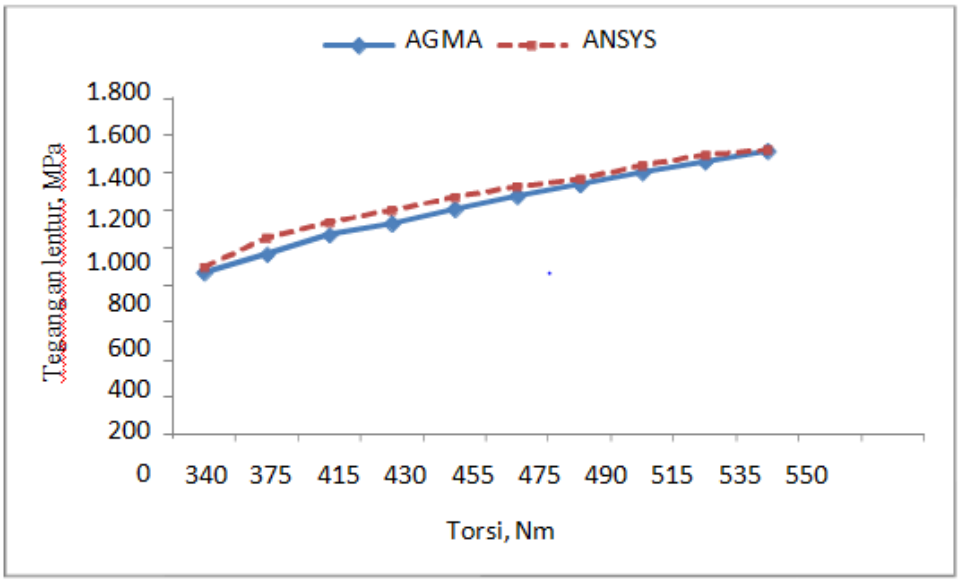
Gambar 4. Distribusi tegangan pada model roda gigi miring dengan W_t = 10,60 kN (a) tegangan lentur sesuai dengan tegangan v_{on} Misses; (b) tegangan kontak sesuai dengan tegangan utama maksimum.

3. Hasil dan Pembahasan

Perhitungan beban tangensial yang ditransmisikan sesuai dengan torsi yang digunakan pada kendaraan roda empat akan menentukan besar tegangan lentur, sesuai dengan AGMA dan ANSYS. Demikian pula halnya dengan penentuan besar tegangan kontak pada gigi roda gigi miring yang diperoleh secara analitik sesuai AGMA dan numerik dengan ANSYS 14.5. Tabel 5 menunjukkan perbandingan harga tegangan lentur dari roda gigi miring sesuai dengan AGMA dan ANSYS untuk beberapa harga torsi dan beban tangensial yang ditransmisikan oleh roda gigi tersebut. Sedangkan perbandingan tegangan kontak pada gigi roda gigi ditunjukkan pada Tabel 6.

Tabel 5. Perbandingan harga tegangan lentur sesuai AGMA dan ANSYS 14.5

No.	Torsi (N.m)	Beban tangensial ditransmisikan W_t (kN)	Tegangan lentur σ_b sesuai AGMA (MPa)	Tegangan Von Mises σ_b sesuai ANSYS (Mpa)
1	340	10.60	866	895
2	375	11.64	964	1048
3	415	12.56	1068	1132
4	430	13.38	1129	1202
5	455	14.12	1205	1272
6	475	14.80	1278	1328
7	490	15.41	1339	1370
8	515	15.97	1404	1440
9	535	16.48	1457	1495
10	550	16.96	1516	1524



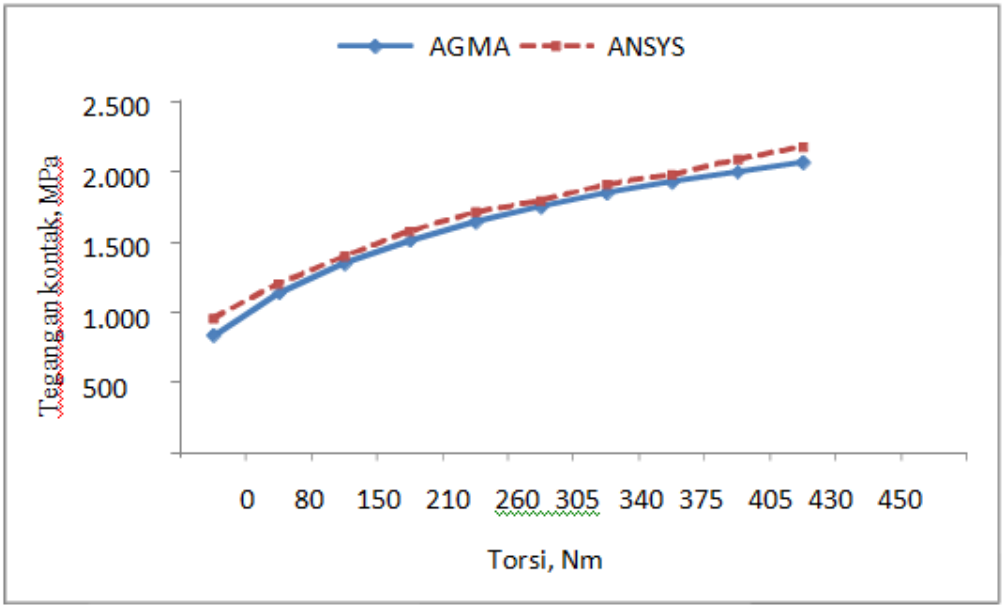
Gambar 5. Grafik tegangan lentur sesuai dengan AGMA dan ANSYS

Tegangan lentur dan tegangan kontak yang diperoleh berdasarkan perhitungan analitik sesuai AGMA dan pemodelan numerik sesuai ANSYS dapat dilihat seperti Gambar 5 dan 6. Hubungan antara tegangan dan torsi dari roda gigi miring menunjukkan kecenderungan yang mirip antara hasil perhitungan AGMA dan pemodelan ANSYS. Harga torsi yang semakin besar akan menambah besar tegangan lentur dan tegangan kontak. Tegangan berawal dari tegangan kontak pada gigi roda gigi, sedangkan tegangan lentur akan diperluas ke sumbu pusat roda gigi sehingga timbul fraktur akhir ketika torsi lebih besar dibandingkan dengan kekuatan tarik material roda gigi. Dengan material roda gigi miring berupa paduan baja kromium SCr-420 yang memiliki kekuatan tarik 1300 MPa, maka

jika torsi yang digunakan pada kendaraan roda empat menghasilkan tegangan lebih besar dari 1300 MPa kemungkinan dapat terjadi kegagalan dari roda gigi tersebut.

Tabel 6. Perbandingan harga tegangan kontak sesuai AGMA dan ANSYS 14.5

No.	Torsi (N.m)	Beban tangensial ditransmisikan W_t (kN)	Tegangan kontak σ_C sesuai AGMA (MPa)	Tegangan utama σ_C sesuai ANSYS (MPa)
1	80	2.56	835	956
2	150	4.71	1140	1198
3	210	6.52	1350	1396
4	260	8.07	1510	1578
5	305	9.42	1643	1718
6	340	10.60	1754	1797
7	375	11.64	1850	1908
8	405	12.56	1932	1978
9	430	13.38	2000	2089
10	450	14.12	2067	2179



Gambar 6. Grafik tegangan kontak sesuai dengan AGMA dan ANSYS

4. Kesimpulan

Analisis roda gigi miring berdasarkan metode analitik dan numerik digunakan untuk memprediksi besar tegangan lentur dan tegangan kontak pada gigi roda gigi miring dari sistem transmisi kendaraan roda empat. Tegangan lentur dihitung menggunakan metode AGMA, sesuai dengan persamaan kekuatan batang Lewis yang dimodifikasi dan pemodelan dengan metode elemen hingga ANSYS 14.5. Sedangkan tegangan kontak diperoleh berdasarkan persamaan tegangan kontak AGMA dan model roda gigi sesuai dengan ANSYS 14.5.

Hasil yang diperoleh baik secara analitik atau numerik untuk masing-masing besar tegangan kemudian dibandingkan, seperti ditunjukkan pada Gambar 5 dan 6. Kedua gambar menunjukkan bahwa besar tegangan hasil perhitungan analitik dan numerik memiliki bentuk yang cenderung sama dan deviasi atau perbedaan yang kecil. Dari kedua gambar dapat ditunjukkan pula bahwa semakin besar torsi yang digunakan maka semakin besar pula tegangan lentur dan tegangan kontak yang dihasilkan pada gigi roda gigi. Tegangan yang terjadi dapat melebihi kekuatan tarik material roda gigi baja paduan kromium JIS SCr-420, yaitu 1300 MPa. Hal tersebut dapat diprediksi terhadap kemungkinan terjadinya kegagalan pada roda gigi miring tersebut.

Daftar Pustaka

[1] Norton, R.L. *Machine Design: An Integrated Approach*. Prentice Hall, Inc., New Jersey. 1996.

[2] Dudley, D.W, *Gear Handbook.* 2nd edition, McGraw-Hill, Inc., NY. 1992.

[3] Buckingham, E. *Spur Gears*. McGraw-Hill, Inc., NY.1962.

[4] Tuplin, W.A. *Gear Design*. The Machinery Publishing Co., 1962.

[5] Merritt, H.E. *Gears*. Pitman Publishing Co., 1964.

[6] Vijayarangan, S. and Ganesan, N. *A static analysis of composite helical gears using three-dimensional finite element method*. Computers and Structures.1993; 49; 253-268.

[7] Yi-Cheng Chen and Chung-Biau Tsay. *Stress analysis of a helical gear set with localized bearing contact. Finite Element in Analysis and Design*. 2002. 38. 707-723.

[8] Moorthy, V. and Shaw, B.A. *Contact fatigue performance of helical gears with surface coatings. Wear.* 2012. 276-277.130-140.

[9] Miryam B. Sanchez, Jose I. Prdrero and Miguel Pleguezuelos. *Critical stress and load conditions for bending calculations of involute spur and helical gears*. International Journal of Fatigue. 2013. 48. 28-38.

[10] Seok-Chul Hwanga, Jin-hwan Lee, Dong-Hyung Lee, Seoang-Ho Hana and Kwon-Hee Lee. *Contact stress analysis for a pair of mating gears*. Mathematical and Computer Modeling. 2013. 57. 40-49.

[11] *Saarstahl Material Specification Sheet* (http//www.saarstahl.com).

[12] Kent L. Lawrence. *ANSYS WorkBench*. Tutorial Release 14. SDC Publications. 2013.