

**Farit Hendro Wibowo**

Mahasiswa S2  
Universitas Brawijaya  
Jurusan Teknik Mesin  
faridhendr@gmail.com

**Moch. Agus Choiron**

Tenaga Pengajar (Dosen)  
Universitas Brawijaya  
Jurusan Teknik Mesin  
agus\_choiron@ub.ac.id

**Anindito Purnowidodo**

Tenaga Pengajar (Dosen)  
Universitas Brawijaya  
Jurusan Teknik Mesin  
anindito01@yahoo.com

## ENGINEERING DESIGN OF NON-PNEUMATIC TIRE WITH HEXAGONAL HONEYCOMBS SPOKES STRUCTURE

*Non-Pneumatic Tires (NPT) have been using in several sector since the wide application and following with advantages of the simplicity of maintenance. In this study, engineering design of NPTs is investigated with several different honeycomb spoke under static and explicit dynamic loading. The component of NPT with a hexagonal honeycomb type consisting of a hub wheel, outer ring, spokes, and tread. The six model of NPT is denoted with variation of thickness of the tread (20 and 30 mm) and thickness of the flexible spokes (3, 5 and 7 mm). Based on the computer simulation results, the B1 type NPT has a good ability to accept loads with deformation is 21,539 mm and the stress is 287,69 MPa.*

**Keywords :** *Non-Pneumatic Tires, Hexagonal Honeycombs Spokes, Static, Explicit Dynamic.*

### 1. PENDAHULUAN

Non-pneumatik Tire (NPT) sekarang telah banyak diminati karena memiliki beberapa keunggulan seperti tidak menggunakan run-flat, tidak membutuhkan tekanan udara dan rolling resistance rendah dibandingkan dengan ban pneumatik konvensional [1-2]. Konstruksi dari NPT biasanya terdiri dari hub, sejumlah jari-jari fleksibel, cincin geser, dan tapak. Tapak biasanya terbuat dari karet sintetis dan dilengkapi dengan cincin geser berupa struktur komposit yang terdiri dari pita geser dengan dua tulangan melingkar. Jari-jari (spokes) NPT merupakan kombinasi antara kekakuan dan ketahanan di bawah beban kompresi-tegangan siklik sehingga diperlukan penelitian tentang pemilihan material/bahan dan struktur desain NPT tersebut [3-4]. Konfigurasi honeycomb sering digunakan dalam konstruksi NPT. Lebih lanjut, struktur sel sarang lebah (honeycomb spokes) dapat dimodifikasi untuk memaksimalkan sifatnya dengan menyesuaikan sudut sel, ketebalan dinding dan panjang untuk memberikan kekakuan dan kekuatan yang disesuaikan dengan beban yang diterimanya [5-6]. Baru-baru ini, upaya itu telah dilakukan untuk menggunakan jari-jari dari sarang lebah (honeycomb spokes) untuk merancang NPT yang digunakan pada truk [7].

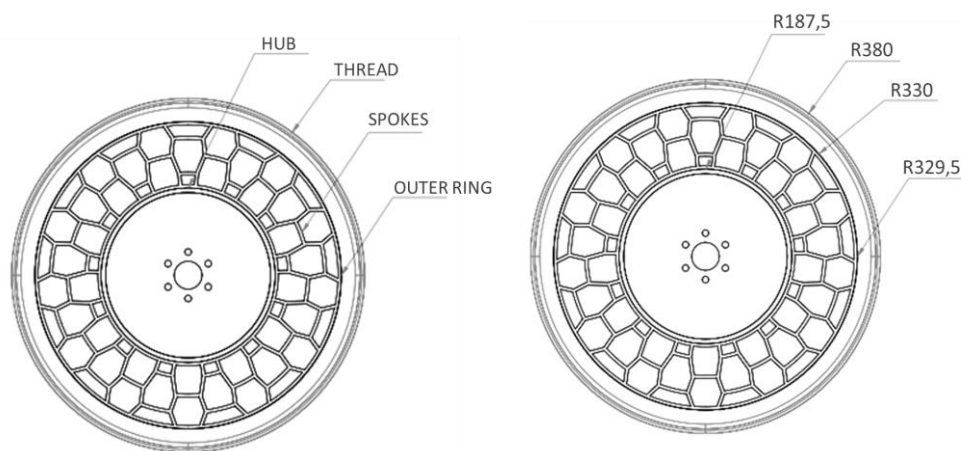
Penelitian untuk membuat sebuah struktur desain dan optimalisasi NPT dikembangkan dengan pendekatan model elemen hingga menggunakan struktur sarang lebah (*honeycomb spokes*) dan meneliti tekanan kontak ban dalam satu dimensi [8]. Pita geser sarang lebah heksagonal auxetic yang dilengkapi dengan sudut sel negatif yang lebih tinggi ditemukan lebih memberikan tekanan kontak yang lebih rendah di sepanjang bidang kontak yang terkait dengan struktur fleksibel di bidang geser. Studi tentang pengaruh fungsi beban vertikal terhadap tekanan kontak statis NPT dengan jari-jari sarang lebah sel heksagonal memberikan hasil bahwa tekanan benturan NPT lebih rendah daripada ban pneumatik konvensional karena kekakuan lateral yang tinggi dari NPT [9]. Riset selanjutnya dilakukan untuk membandingkan dua jenis NPT dengan sarang lebah heksagonal tradisional dan auxetic [10]. Dapat dilihat bahwa sarang lebah heksagonal tradisional dengan sudut sel yang sangat positif memiliki tekanan dan berat lokal yang rendah di bawah daya dukung beban yang sama. Model empiris dikembangkan pada gesekan terhadap tanah untuk komponen yang bergulir pada NPT [11]. Efek dari ketebalan pita geser dan tapak pada hasil NPT diselediki dengan menekankan dampak antara NPT dan pasir obstruktif [12]. Kehilangan energi histeris material ban viskoelastik adalah kontributor utama terhadap rolling resistance ban, yang menyumbang 90 hingga 95% dari keseluruhan kehilangan energi rolling [13]. Pita geser yang terbuat dari elastomer berpori dan diperkuat serat diusulkan untuk meminimalkan hambatan gelinding NPT, dan simulasi numerik dilakukan untuk

menunjukkan pengurangan kehilangan energi dengan penggunaan model bahan hiper-elastis dan visko-elastis [14-15]. Pengaruh parameter geometris dan material dianalisis pada kinerja keseluruhan NPT [16-18]. Sayangnya, hanya ada beberapa penelitian tentang perilaku dinamis NPT dengan jari-jari sarang lebah.

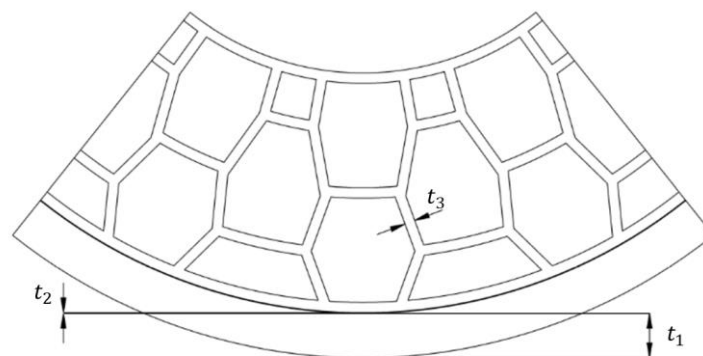
Di bidang militer, penggunaan NPT sedang tren dan menjadi salah satu perhatian utama di beberapa negara. Hal ini dikarenakan adanya penemuan ini dapat menjadi solusi dalam hal kondisi penetrasi balistik. Karena sedikitnya kebutuhan perawatan, kendaraan militer ini tetap dapat bergerak meskipun ada beberapa jeruji yang rusak atau bahkan hilang. Dalam penelitian ini, rekayasa desain NPT dengan jari-jari sarang lebah diselidiki dengan menggunakan perilaku statis dan dinamis menggunakan uji simulasi untuk melengkapi referensi aplikasi NPT dalam keperluan militer.

## 2. Metode Penelitian

Penelitian ini diselesaikan dengan menggunakan simulasi komputer yaitu menggunakan software ANSYS Workbench 18.2 untuk proses awal dan penyelesaiannya. Data desain NPT berupa geometri jari-jari sarang lebah. Adapun spesifikasi model NPT ditunjukkan pada Gambar 1 dan 2.



**Gambar 1:** Geometri NPT



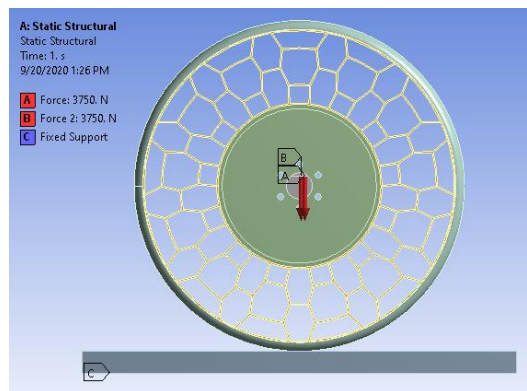
**Gambar 2:** Model Geometri *Flexible Spokes*

Gambar 1 menunjukkan ban tanpa udara dengan tipe sarang lebah heksagonal yang terdiri dari Tapak, *outring*, spokes, dan hub/velg. Hub/velg terbuat dari Aluminium Alloy (7075-T6) dengan densitas = 2800 kg/m<sup>3</sup>, Modulus Elastisitas (E) = 72 GPa, dan Poisson rasio ( $\nu$ ) = 0,33. *Outerring* terbuat dari baja berkekuatan tinggi ANSI 4340 dengan densitas = 7800 kg/m<sup>3</sup>, E = 210 GPa, dan Poisson rasio = 0,29. Ketebalan cincin luar adalah 0,5 mm. *Flexible Spokes* terbuat dari bahan polyurethane dengan densitas = 1200 kg/m<sup>3</sup>, E = 32 MPa, dan Poisson rasio = 0,49. Ketebalan spokes ( $t_3$ ) bervariasi dengan 3 mm, 5 mm dan 7 mm. Tapak terbuat dari karet alam dengan densitas = 1043 kg/m<sup>3</sup>, E = 11,9 MPa, dan Poisson rasio = 0,49. Ketebalan tapak ( $t_1$ ) divariasikan dengan 20 mm dan 30 mm, dan ketebalan *outring* ( $t_2$ ) sebesar 0,5 mm. Tabel 1 menunjukkan enam model NPT yang diatur dengan variasi ketebalan jari-jari dan ketebalan tapak.

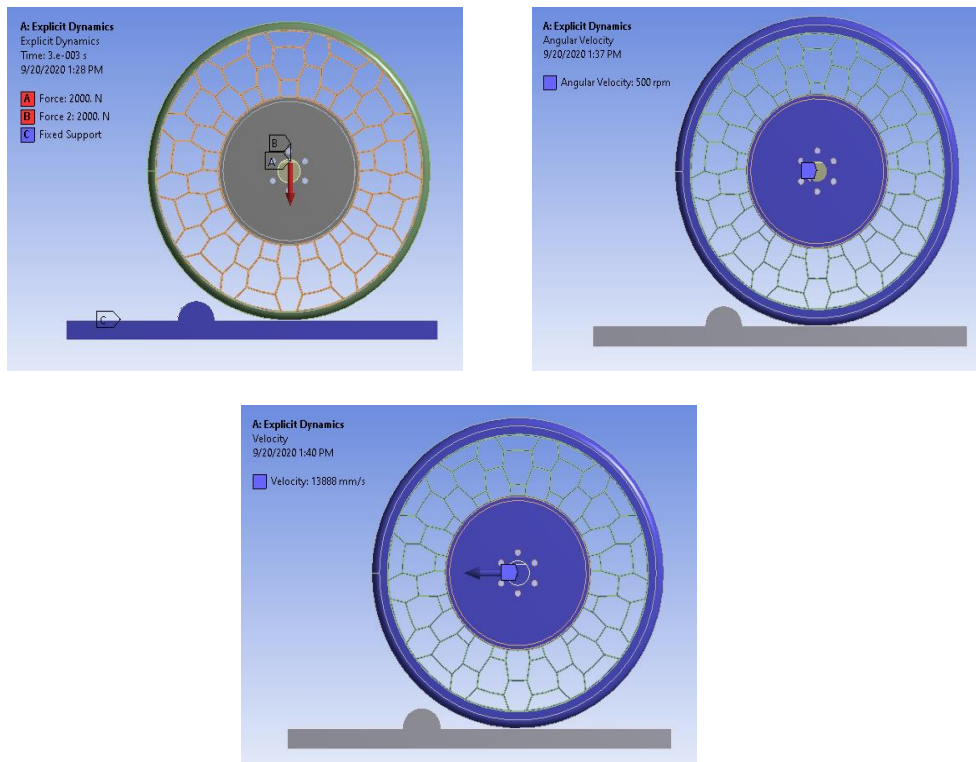
**Tabel 1:** Variasi Model NPT

| Model   | Thickness of tread [mm] | Thickness of spokes [mm] |
|---------|-------------------------|--------------------------|
| Type A1 | 20                      | 3                        |
| Type A2 | 20                      | 5                        |
| Type A3 | 20                      | 7                        |
| Type B1 | 30                      | 3                        |
| Type B2 | 30                      | 5                        |
| Type B3 | 30                      | 7                        |

Meshing dilakukan secara manual dengan ukuran elemen 3 mm, 5 mm, 7 mm yang merupakan ukuran jari-jari *heksagonal honeycomb*. Jumlah elemen yang didapatkan dengan menggunakan metode segiempat sebanyak 37445 elemen, serta jumlah node 215821. Beban yang dikenakan pada NPT yaitu beban maksimum kendaraan sebesar 3000 kg, sehingga setiap roda menerima berat 750 kg atau 7500 N. Gambar 2 dan 3 memperlihatkan *boundary conditions* statis dan dinamis pada model NPT.



**Gambar 3:** *Boundary Condition* pada kondisi Statis



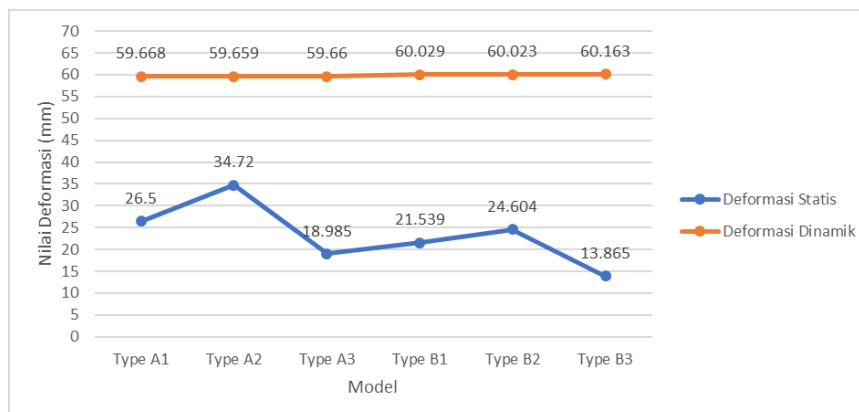
**Gambar 4:** *Boundary Condition* pada kondisi Dinamik

### 3. Hasil dan Pembahasan

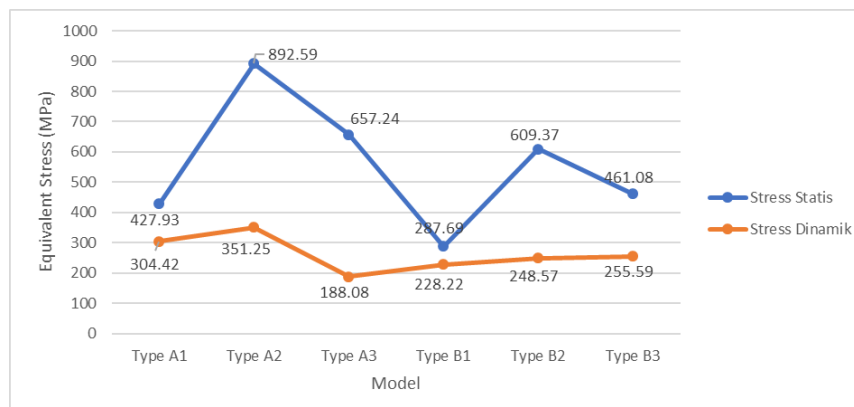
Tabel 2 menunjukkan hasil simulasi pada 6 jenis model ban tanpa udara dengan pembebanan statis dan dinamis kemudian Gambar 5 dan 6 menunjukkan grafik respon berupa deformasi dan equivalent stress pada kondisi statis dan dinamik. Berdasarkan hasil penelitian dapat diketahui bahwa deformasi pada kondisi statis terkecil terdapat pada model tipe B3 sebesar 13,865 mm, sedangkan yang terbesar pada model type A2 yaitu 34,72 mm, untuk tegangan terkecil pada kondisi statis dihasilkan oleh model type B1 sebesar 287,69 MPa, sedangkan yang terbesar dihasilkan oleh model type A2 sebesar 892,59 MPa. Pada kondisi dinamik deformasi terkecil terdapat pada model type A2 sebesar 59,659 mm, sedangkan yang terbesar pada model type B3 sebesar 60,163 mm, kemudian untuk besarnya *equivalent stress* terkecil pada model A3 sebesar 188,08 MPa, sedangkan yang terbesar pada model type A2 sebesar 351,25 MPa.

**Table 2:** Hasil Simulasi Statis dan Dinamis

| Type    | Beban Statis     |              | Beban Dinamis    |              |
|---------|------------------|--------------|------------------|--------------|
|         | Deformation [mm] | Stress [Mpa] | Deformation [mm] | Stress [Mpa] |
| Type A1 | 26.5             | 427.93       | 59.668           | 304.42       |
| Type A2 | 34.72            | 892.59       | 59.659           | 351.25       |
| Type A3 | 18.985           | 657.24       | 59.66            | 188.08       |
| Type B1 | 21.539           | 287.69       | 60.029           | 228.22       |
| Type B2 | 24.604           | 609.37       | 60.023           | 248.57       |
| Type B3 | 13.865           | 461.08       | 60.163           | 255.59       |

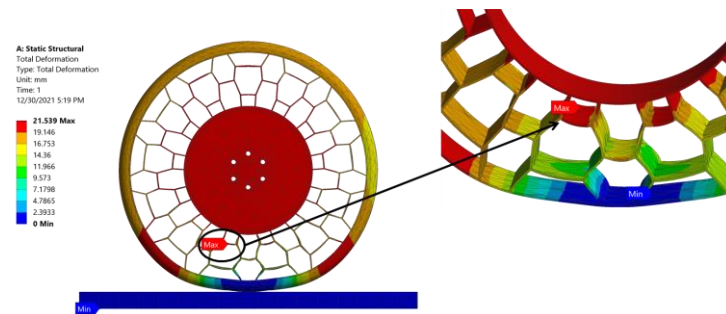


**Gambar 5:** Grafik Respon Deformasi Statis dan Dinamik



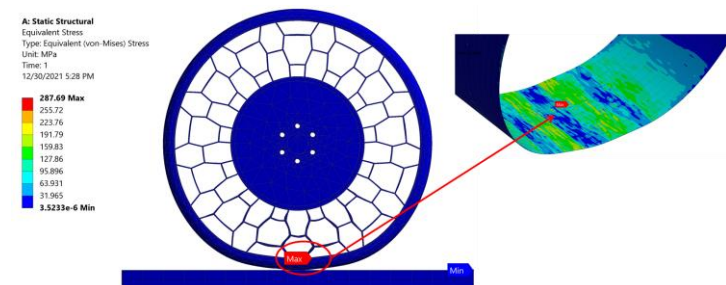
**Gambar 6:** Grafik Respon *Equivalent Stress* Statis dan Dinamik

Dari hasil simulasi statis dan dinamik terlihat bahwa model NPT tipe A2 menghasilkan deformasi dan *equivalent stress* yang paling tinggi pada kondisi statis, dimana untuk dimensi model NPT tipe A2 mempunyai tebal *spokes* 5 mm dan tebal tapak sebesar 20 mm. Ini menunjukkan bahwa tebal *spokes* akan sangat mempengaruhi terhadap kemampuan konstruksi *flexible spokes*, ini dikarenakan beban yang terdistribusi melalui dinding *spokes* akan diserap maksimal oleh tebal *spokes* tersebut. besarnya ketebalan *spokes* akan mempengaruhi berat dan tegangan maksimum yang terjadi pada dinding *spokes*. Bila dilihat dari hasil simulasi keseluruhan bisa disimpulkan bahwa model NPT tipe B1 memiliki kemampuan yang lebih bagus dari model yang lain dalam menerima beban statis maupun dinamis. Gambar 7 menunjukkan pola deformasi pada model NPT tipe B1, dimana letak deformasi maksimal terletak pada material *flexible spokes*. Dilihat dari besarnya total deformasi yang terjadi masih bisa dianggap wajar yaitu sebesar 21,539 mm.



**Gambar 7:** Pola Deformasi pada Model B1

Gambar 8 menunjukkan pola *equivalent stress* model NPT tipe B1 pada kondisi statis, dimana *equivalent stress* terbesar terletak pada material *outring* sebesar 287,69 Mpa. Tegangan maksimal yang terjadi pada *outring* tersebut menunjukkan bahwa bahan *outring* masih mampu untuk menerima tegangan maksimal tersebut, dikarenakan *tensile yield strength* dari *outring* lebih besar dari pada tegangan yang terjadi.

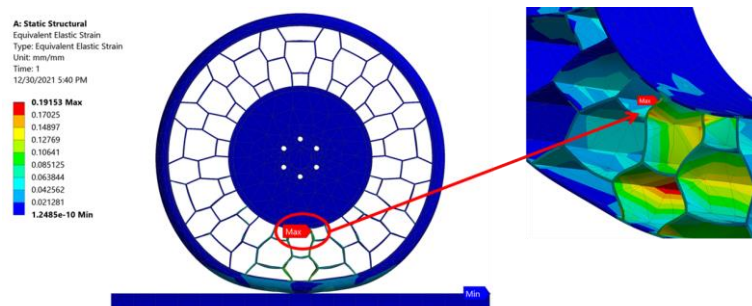


**Gambar 8:** Pola *Equivalent Stress* Statis NPT Model B1

Gambar 9 menunjukkan besarnya regangan maksimal yang terjadi pada model B1 sebesar 0,192 yang terjadi pada material *spokes*, dimana material *spokes* terbuat dari polyurethane yang mempunyai *elongation at break* sebesar 550 %, sedangkan *elongation* yang terjadi pada material *spokes* sebesar :

$$e (\%) = \varepsilon \cdot 100 \% = 0,192 \cdot 100\% = 19,2 \%$$

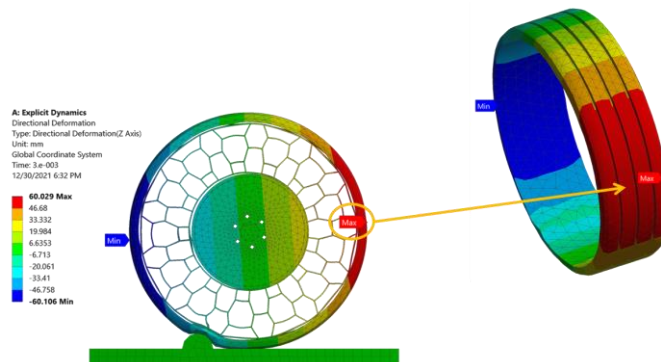
melihat besar *elongation* yang terjadi dibandingkan dengan kemampuan *elongation* bahan, sehingga bisa disimpulkan bahwa bahan *spokes* mampu dalam menerima beban mulur.



**Gambar 9:** Regangan Maksimal Kondisi Statis pada Model B1

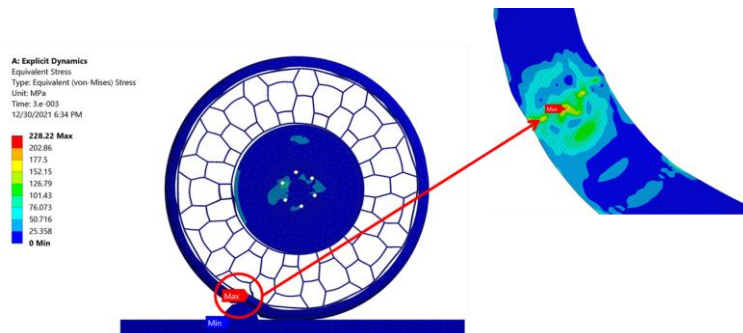


Gambar 10 menunjukkan pola deformasi dinamik yang terjadi pada model B1, dimana deformasi maksimal terjadi pada material tapak yaitu sebesar 60,029 mm.



**Gambar 10:** Pola Deformasi Dinamik NPT Model B1

Gambar 11 menunjukkan pola equivalent stress NPT model B1, dimana stress terbesar terjadi pada material outerring yang terbuat dari high strength steel, besar equivalent stress maksimal yaitu 228,22 MPa, bisa dilihat dari maksimal stress yang terjadi bahan outerring mampu dalam menerima stress maksimal tersebut dikarenakan tensile yield strength nya sebesar 710 MPa, lebih besar dari tegangan yang terjadi.

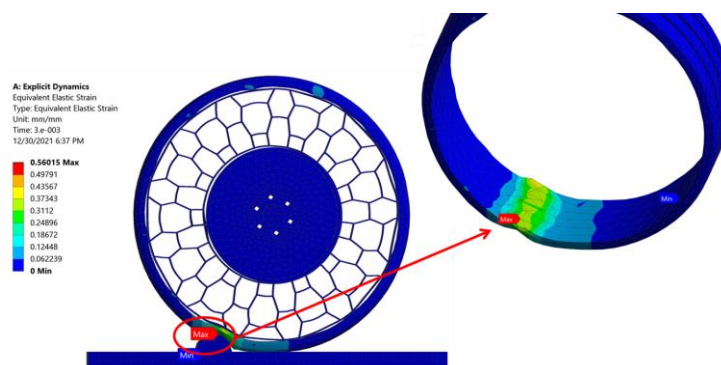


**Gambar 11:** Pola Equivalent Stress Dinamik NPT Model B1

Gambar 12 menunjukkan besarnya regangan maksimal yang terjadi kondisi dinamik pada model B1 sebesar 0,56 yang terjadi pada material tapak, dimana material tapak terbuat dari natural rubber yang mempunyai *elongation at break* sebesar 450 %, sedangkan elongation yang terjadi pada material spokes sebesar :

$$\epsilon (\%) = \varepsilon \cdot 100 \% = 0,56 \cdot 100\% = 56 \%$$

Melihat besar elongation yang terjadi dibandingkan dengan kemampuan elongation bahan, sehingga bisa disimpulkan bahwa bahan tapak mampu dalam menerima beban mulur.



**Gambar 12:** Regangan Maksimal Kondisi Dinamik pada Model B1

#### 4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi pada rekayasa desain NPT dengan *hexagonal honeycombs* dapat diketahui bahwa variasi ketebalan jari-jari *flexible spokes* dan tebal tapak berpengaruh terhadap deformasi dan *equivalent stress*, pada ketebalan *flexible spokes* 5 mm memiliki nilai deformasi tertinggi. Dari hasil perhitungan dan simulasi didapatkan model NPT type B1 menghasilkan deformasi dan distribusi tegangan yang paling baik sehingga bahan yang digunakan mampu dalam menerima beban statis maupun dinamik yang terjadi.

#### 5. Daftar Pustaka

- [1] CHO JR, KIM KW, YOO WS, HONG SI. Mesh Generation Considering Detailed Tread Blocks for Reliable 3D Tire Analysis. *Adv Eng Softw* 2004; 35:105–13.
- [2] RHYNE T, CRON SM. Development of a non-pneumatic wheel. *Tire Sci Technology* 2006; 34:150–69.
- [3] GIBSON LJ, ASHBY MF. *Cellular solids: structure and properties*. Cambridge: Cambridge University Press; 1999.
- [4] LU GX, YU TY. *Energy absorption of structures and materials*. Cambridge: Woodhead Publishing Ltd; 2003.
- [5] SUN YT, WANG B, PUGNO N, WANG B, DING Q. In-plane stiffness of the anisotropic multifunctional hierarchical honeycombs. *Compos Struct* 2015; 131:616–24.
- [6] LI YM, ABBÈS F, HOANG MP, ABBÈS B, GUO YQ. Analytical homogenization for in-plane shear, torsion and transverse shear of honeycomb core with skin and thickness effects. *Compos Struct* 2016; 140:453–62.
- [7] ZHANG QC, YANG XH, LI P, HUANG GY, FENG SS, SHEN C, et al. Bioinspired engineering of honeycomb structure – Using nature to inspire human innovation. *Prog Mater Sci* 2015; 74:332–400.
- [8] JU J, ANANTHASAYANAM B, SUMMERS JD, JOSEPH P. Design of cellular shear bands of a non-pneumatic tire-investigation of contact pressure. *SAE Int J Pass Cars* 2010; 3:598–606.
- [9] KIM K, JU J, KIM D. Static contact behaviors of a non-pneumatic tire with hexagonal lattice spokes. *SAE Int J Passeng Cars – Mech Syst* 2013;6(3):1518–27.
- [10] JU J, KIM DM, KIM K. Flexible cellular solid spokes of a non-pneumatic tire. *Compos Struct* 2012; 94:2285–95.
- [11] GASMI A, JOSEPH PF, RHYNE TB, CRON SM. Development of a two-dimensional model of a compliant non-pneumatic tire. *Int J Solids Struct* 2012; 49:1723–40.
- [12] Ma JF, Summers JD, Joseph PF. Numerical investigation of effect of membrane thickness on the performance of cellular shear band based non-pneumatic tire. In: *Proceedings of the ASME 2011 international design engineering technical conferences & computers and information in engineering conference*, Washington, DC, USA; 2011.
- [13] WALTER J, CONANT F. Energy losses in tires. *Tire Sci Technol* 1974;2(4):235–60.
- [14] JU J, VEERAMURTHY M, SUMMERS JD, THOMPSON L. Rolling resistance of a non-pneumatic tire having a porous elastomer composite shear band. *Tire Sci Technol* 2013;41(3):154–73.
- [15] KIM K, HEO H, UDDIN M, JU J, KIM DM. Optimization of non-pneumatic tire with hexagonal lattice spokes for reducing rolling resistance, *SAE Technical Paper* 2015;
- [16] JU JY, SUMMERS JD. Compliant hexagonal periodic lattice structures having both high shear strength and high shear strain. *Mater Des* 2011; 32:512–24.
- [17] JANG IG, SUNG YH, YOO EJ, KWAK BM. Pattern design of a non-pneumatic tyre for stiffness using topology optimization. *Eng Optimiz* 2012; 44:119–31.
- [18] VEERAMURTHY M, JU J, THOMPSON LL, SUMMERS JD. Optimization of geometry and material properties of a non-pneumatic tyre for reducing rolling resistance. *Int J Vehicle Des* 2014;66(2):193–216.