

**TEKNIK MESIN**

**LAPORAN PENELITIAN**  
**Kategori A**



**PENGARUH VARIASI PERBANDINGAN KONTAK DAN  
SUDUT TEKAN CENTRAL GEAR TERHADAP  
PERBANDINGAN PUTARAN DAN DISTIBUSI GAYA  
NORMAL GIGI PADA EPISIKLIK PUTARAN TINGGI.**

**Oleh:**

**Ir. Endi Sutikno, MT.**

**Ir. Agustinus Ariseno, MT.**

**Angga Dika**

**Kegiatan Penelitian ini dilaksanakan atas Biaya DIPA  
Fakultas Teknik Universitas Brawijaya berdasarkan Kontrak  
Nomer: 15/UN10.6/PG/2015  
Tanggal 4 Mei 2015**

**FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS BRAWIJAYA  
Oktober 2015**

# IDENTITAS KEGIATAN

1. **Judul Penelitian:** Pengaruh Variasi Perbandingan Kontak dan Sudut Tekan Central Gear terhadap Perbandingan Putaran dan Distribusi Gaya Normal Gigi Pada Episiklik Putaran Tinggi.

2. **Kepala Proyek Penelitian**

- a. Nama Lengkap : **Ir. Endi Sutikno, MT**
- b. Bidang Keahlian : Kinematika dan Dinamika Permesinan, Metode Elemen-Hingga dan CNC Programmer.
- c. Jabatan Struktural : Kepala Studio Gambar Mesin
- d. Jabatab Fungsional : Lektor (tmt: 01 – 01 – 2014)
- e. Unit Kerja : Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
- f. Alamat : Jl. Majen Haryono 167 Malang 65145
- g. Telepon / Fax : (0341)554291, Fax: (0341)554291
- h. e-mail : [endi\\_s@ub.ac.id](mailto:endi_s@ub.ac.id), [sutiknoendi@yahoo.co.id](mailto:sutiknoendi@yahoo.co.id)

3. **Anggota Tim Pelaksana :**

a. Dosen:

No	Nama dan Gelar Akademik	Bidang Keahlian	Instansi	Alokasi Waktu
1	Agustinus Ariseno, Ir., MT.	Konstruksi Msn	FT UB	6 bulan

b. Mahasiswa : Angga Kurnia M (NIM: 10506020711121)

4. **Obyek Kegiatan Penelitian:** Penelitian Dengan Metode Simulasi dari *Stephenson-IIb Mechanisms* dengan program sendiri.

5. **Massa Pelaksanaan Kegiatan:** 6 bulan

- a. Mulai : 4 Mei 2015
- b. Berakhir : 4 Oktober 2015

6. **Anggaran yang diusulkan :** Rp. 10.000.000 ,- (Sembilan juta rupiah)

7. **Lokasi Kegiatan** : Studio Gambar Mesin Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

8. **Hasil yang ditargetkan:** Laporan Hasil Penelitian dan Jurnal Ilmiah / Artikel

# IDENTITAS KEGIATAN

1. **Judul Penelitian:** Pengaruh Variasi Perbandingan Kontak dan Sudut Tekan Central Gear terhadap Perbandingan Putaran dan Distribusi Gaya Normal Gigi Pada Episiklik Putaran Tinggi.

2. **Kepala Proyek Penelitian**

- a. Nama Lengkap : **Ir. Endi Sutikno, MT**
- b. Bidang Keahlian : Kinematika dan Dinamika Permesinan, Metode Elemen-Hingga dan CNC Programmer.
- c. Jabatan Struktural : Kepala Studio Gambar Mesin
- d. Jabatab Fungsional : Lektor (tmt: 01 – 01 – 2014)
- e. Unit Kerja : Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
- f. Alamat : Jl. Majen Haryono 167 Malang 65145
- g. Telepon / Fax : (0341)554291, Fax: (0341)554291
- h. e-mail : [endi\\_s@ub.ac.id](mailto:endi_s@ub.ac.id), [sutiknoendi@yahoo.co.id](mailto:sutiknoendi@yahoo.co.id)

3. **Anggota Tim Pelaksana :**

a. Dosen:

No	Nama dan Gelar Akademik	Bidang Keahlian	Instansi	Alokasi Waktu
1	Agustinus Ariseno, Ir., MT.	Konstruksi Msn	FT UB	6 bulan

b. Mahasiswa : Angga Kurnia M (NIM: 10506020711121)

4. **Obyek Kegiatan Penelitian:** Penelitian Dengan Metode Simulasi dari *Stephenson-Ilb Mechanisms* dengan program sendiri.

5. **Massa Pelaksanaan Kegiatan:** 6 bulan

- a. Mulai : 4 Mei 2015
- b. Berakhir : 4 Oktober 2015

6. **Anggaran yang diusulkan :** Rp. 10.000.000 ,- (Sembilan juta rupiah)

7. **Lokasi Kegiatan** : Studio Gambar Mesin Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

8. **Hasil yang ditargetkan:** Laporan Hasil Penelitian dan Jurnal Ilmiah / Artikel

## RINGKASAN

Sistem roda gigi planet planet atau episiklik dalam penelitian ini menggunakan dua tingkat kecepatan untuk mendapatkan perbandingan putaran maksimum. Yang tersusun dari *central gear* yang berhubungan dengan poros *input* sebagai roda gigi matahari berpasangan dengan roda gigi planet pertama dimana roda gigi ini juga berpasangan dengan *ring gear* pertama sebagai tingkat kecepatan pertama. Satu poros. dengan roda gigi planet pertama adalah roda gigi planet kedua, diputar oleh *arm* mengelilingi roda *central gear*. Roda gigi planet kedua berpasangan dengan *ring gear* kedua yang berhubungan dengan poros *output*, sebagai tingkat kecepatan kedua. Agar supaya dihasilkan perbandingan putaran maksimum *ring gear* pertama diam tidak berputar.

Penelitian ini didasarkan pada jumlah gigi roda gigi planet pertama yang berpasangan dengan *central gear* adalah jumlah minimumnya yang nilainya secara teoritis tidak bulat, maka jumlah gigi roda gigi dilakukan pembulatan kebawah dan keatas. Sedang jumlah gigi roda gigi planet kedua dan *ring gear* pertama ditetapkan linier dengan roda gigi planet pertama dengan modul yang sama. *Ring gear* kedua jumlah giginya berbanding lurus dengan kedua roda gigi tersebut dan berbanding terbalik dengan roda gigi planet pertama sehingga juga nilainya tidak bulat dilakukan pembulatan keatas dan kebawah.

Kontak ratio pada pasangan roda gigi planet pertama dan *central gear* divariasikan yaitu 1,30 sampai 1,65 dengan penambahan 0,05. Sudut tekan gigi dari *central gear* divariasikan  $16^\circ$ ,  $20^\circ$  dan  $24^\circ$ . Jumlah gigi *central gear* ditetapkan 15gigi. Putaran *input* poros *central gear* 4500 rpm berlawanan putaran jarum jam, dengan daya 5kW. Jumlah gigi dari sistem episiklik dibatasi kurang dari 100gigi. Distribusi gaya normal diamati 6 titik kontak (5 bagian lintasan kontak). 2 bagian permulaan (3 titik pada permulaan kontak: titik 4,5,6) dan 3 bagian lintasan lepas kontak (4 titik kontak: 1,2,3 dan 4).

Kontak ratio yang merupakan jumlah bagian lintasan permulaan kontak dan bagian lepas kontak dari pasangan *central gear* dan roda gigi planet pertama. Setiap nilai/harga kontak ratio ketika sudut tekan gigi bertambah, kontak ratio tetap tidak berubah. Bagian lintasan lepas kontak berada pada kepala gigi *central gear*, tidak pernah berubah harganya meskipun kontak ratio dan sudut tekan gigi bertambah. Bagian lintasan permulaan kontak berada pada kepala gigi roda gigi planet pertama dan kaki gigi *central gear*, terjadi peningkatan ketika kontak ratio bertambah demikian juga dengan penambahan sudut tekan gigi *central gear*. Yaitu terjadi penambahan jari-jari kontak roda gigi planet pertama dan pengurangan jari-jari lintasan kontak *central gear* sampai mendekati jari-jari lingkaran jarak bagi yang tidak berubah untuk *central gear*. Akibatnya jumlah gigi roda gigi planet pertama bertambah, sehingga jumlah gigi roda gigi yang lain ikut bertambah. Ada 4 nilai perbandingan putaran setiap nilai kontak ratio dan sudut tekan akibat pembulatan roda gigi planet pertama dan *ring gear* kedua. Peningkatan kontak ratio dan sudut tekan menghasilkan harga perbandingan putaran yang sangat fluktuatif. Tidak menunjukkan *trend* yang fungsional. Perbandingan putaran maksimum tertinggi untuk setiap kontak ratio dan sudut tekan dari 4 kemungkinan didapatkan ketika ratio dari perkalian jumlah roda gigi planet kedua dan *ring gear* kedua terhadap perkalian jumlah gigi roda gigi planet pertama dan *ring gear* pertama yang paling mendekati nilai 1,0; namun tidak boleh tepat berharga satu. Putaran maksimum tertinggi pada kontak ratio  $\epsilon_a=1,60$  dan sudut tekan  $\phi=16^\circ$   $i_{max}$  tertinggi -2490,133 dan susunan sistem episiklik *central gear*  $Z_2=15gigi$ , planet pertama  $Z_3=14gigi$ , planet kedua  $Z_4=15gigi$ , *ring gear* pertama  $Z_5=43gigi$ , *ring gear* kedua  $Z_6=45gigi$ .

Peningkatan kontak ratio tidak merubah dimensi kepala *central gear* yakni jari-jari kepala gigi sampai jari-jari lingkaran jarak bagi. Oleh karena memang jumlah giginya ditetapkan demikian putaran *input* dan daya tetap maka torsi yang dihasilkan tetap, sehingga distribusi gaya normal sepanjang kepala gigi tidak berubah ketika kontak ratio dan sudut tekan berubah. Demikian juga dengan gaya tangensial dan gaya radial komponen dari gaya normal. Pada bagian kaki gigi yaitu saat permulaan kontak terjadi perubahan besarnya komponen gaya normal, gaya tangensial semakin meningkat sedangkan gaya radial terjadi penurunan ketika kontak ratio dan sudut tekan bertambah. Distribusi gaya normal dan komponen tangensialnya maksimum pada kontak ratio  $\epsilon_a=1,50$  dan sudut tekan gigi  $\phi=24^\circ$  dengan formasi persamaan gaya tangensial  $y=0,5484x^2 + 15,592x + 399,87$  dan untuk gaya radial  $y=-0,7333x^4 + 8,1248x^3 -35,006x^2 + 35,429x + 297,54$ .

**Kata Kunci:** Episiklik, perbandingan putaran maksimum, kontak ratio, gaya normal gigi

## SUMMARY

System of planets or planetary gears perisiklik in this study using two levels of speed to get the maximum rotation ratio. Which is composed of a central gear associated with the input shaft as the sun gear pairs with the first planetary gears where gear is also paired with the first ring gear as the first speed level. One shaft with the first planetary gears is the second planetary gear, rotated by the arm surrounds the central gear wheel. The second planetary gear pairing with a second gear ring associated with the output shaft, a second speed level. In order that the resulting ratio of the first round of the maximum stationary ring gear does not rotate.

The study was based on the amount of the first planetary gear teeth paired with the central gear is the minimum amount that the value theoretically not unanimous, then the number of gear teeth rounding downwards and upwards. Being the number of teeth and the second planetary gear set of linear first ring gear with the first planetary gears with the same module. The second ring gear teeth number is directly proportional to both the pinion and inversely proportional to the first planetary gears so well rounded value is not done rounding up and down.

Contact ratio in the pair's first planetary gears and the central gear varied ie 1,30 to 1,65 with a gain of 0,05. Press the central angle of the gear teeth varied  $16^\circ$ ,  $20^\circ$  and  $24^\circ$ . Number of teeth set 15teeths central gear. Round central gear input shaft 4500 rpm counter-clockwise rotation, with a 5kW power. Number of teeth of the system is limited to less than 100teeths episiklik. Normal force distribution observed 6 contact points (5 contact the track section). 2 parts starters (3 points at the beginning of contact: 4,5,6 point) and 3 parts of the track off contact (4 points of contact: 1,2,3 and 4).

Contact ratio which is the number of parts of the track and the contact surface of the contact part of the pair of central loose gear and first planetary gears. Each value / price ratio when the contact angle of the teeth press increases, the contact ratio remains unchanged. Parts of the track off the contact is at the head of the central gear tooth, never change the price even though the contact ratio and increased tooth angles press. Contact beginning parts of the track are at the head of the first planetary gear teeth and tooth foot central gear, there is increased when the contact ratio likewise increases with increasing angle bit central tooth gear. That is the case increase the radius of the contact and the first planetary gear reduction trajectory radius of central contact gear to approach the radius of the circle for the distance that has not changed for the central gear. As a result, the amount of the first planetary gear teeth increases, so the number of gear teeth others also increases. There are 4 rounds comparative value each contact ratio and angle values press due to rounding first planetary gear and the second ring gear. Increased contact ratio and angle of rotation press generate price comparisons very volatile. Does not indicate a trend that is functional. Comparison of the highest maximum rotation for each contact ratio and a press of the 4 possible angles obtained when the ratio of multiplying the number of the second planetary gear and ring gear teeth both on the multiplication of the number of the first planetary gear and the first ring gear closest to the value of 1,0; However the right not to be a valuable one. The highest maximum rotation on contact a ratio  $\varepsilon_a=1,60$  and angle of  $\phi = 16^\circ$   $i_{max}$  pressure angle highest -2490,133, episiklik central gear system arrangement  $Z_2 = 15$  gigi, the first planet  $Z_3 = 14$ teeths, the second planet  $Z_4 = 15$  teeths, the first ring gear  $Z_5 = 43$  teeths, the second ring gear  $Z_6 = 45$  teeths.

Increased contact ratio does not change the dimensions of the head of the central gear head gear radius until the radius of the circle for the distance. Therefore, it is defined as a round number of teeth fixed power input and the torque generated remain, so the normal force distribution length of the head gear does not change when the contact ratio and angle tap changing. Likewise, the tangential force and radial force component of the normal force. At the foot of the tooth that is the beginning of a change in the magnitude of the component contact normal force, tangential force is increasing while the radial force decreased when the contact ratio and the press angle increases. Normal force distribution and maximum tangensialnya components in contact ratio  $\varepsilon_a=1,50$  and angle of the teeth press  $\phi=24^\circ$  formation tanensial force equation  $y=0,5484x^2+15,592x+399,87$  and for the radial force  $y=-0,7333x^4+8,1248x^3-35,006x^2+35,429x+297,54$ .

**Keywords:** Episiklik, comparison of maximum rotation, contact ratio, normal style gear

## BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

### 6.1. Kesimpulan.

Dalam penelitian system roda gigi planet (system episiklik) dengan jumlah gigi central gear  $Z_2=15$  gigi modul  $m=3$  mm serta daya dan putaran input ditetap  $P=5$  kW dan  $n=4500$  rpm, dalam variasi kontak ratio dan sudut tekan gigi menghasilkan jumlah gigi roda gigi planet pertama yang berhubungan dengan *central gear* nilainya adalah tidak bulat sehingga dilakukan perubahan jumlah gigi dimana nilainya dibulatkan ke bawah dan ke atas.

Kesimpulannya bahwa semakin meningkat kontak ratio dan sudut tekan gigi, jumlah gigi roda gigi planet pertama, dan *ring gear* meningkat maka perbandingan putaran maksimum meningkat. Perbandingan putaran maksimum tertinggi dalam setiap sudut tekan dan kontak ratio terjadi pada pembulatan atas dari nilai jumlah gigi *central gear* dan pembulatan bawah jumlah gigi *ring gear* kedua.

Distribusi gaya normal sepanjang titik kontak profil gigi mulai titik perluaan kontak sampai titik lepas kontak tidak berubah baik arah gaya maupun besar gaya normal. Tetapi untuk komponen gaya normal yakni gaya tangensial dan gaya radial terdapat dua kondisi. Untuk bagian lepas kontak profil gigi dari central gear baik gaya tangensial dan gaya radial tetap untuk peningkatan kontak ratio dan sudut tekan gigi. Sedangkan pada bagian permulaan kontak terjadi peningkatan besarnya gaya tangensial namun terjadi penurunan gaya radial pada setiap titik kontakannya. Untuk setiap kontak ratio dan sudut tekan gigi sepanjang mulai kontak sampai lepas kontak besar gaya tangensial meningkat dan gaya radial menurun bilamana kontak ratio dan sudut tekan gigi bertambah.

Putaran maksimum tertinggi pada kontak ratio  $\varepsilon_a=1,60$  dan sudut tekan  $\phi=16^\circ$   $i_{max}$  tertinggi  $-2490,133$  dan susunan sistem episiklik *central gear*  $Z_2=15$  gigi, planet pertama  $Z_3=14$  gigi, planet kedua  $Z_4=15$  gigi, *ring gear* pertama  $Z_5=43$  gigi, *ring gear* kedua  $Z_6=45$  gigi.

Distribusi gaya normal dan komponen tangensialnya maksimum pada kontak ratio  $\varepsilon_a=1,50$  dan sudut tekan gigi  $\phi=24^\circ$  dengan formasi persamaan gaya tangensial  $y=0,5484x^2 + 15,592x + 399,87$  dan untuk gaya radial  $y=-0,7333x^4 + 8,1248x^3 - 35,006x^2 + 35,429x + 297,54$ .

### 6.2. Saran.

Dalam penelitian ini belum dipertimbangkan perubahan modul yang terjadi ketika dihasilkan perbandingan putaran maksimum pada pasangan roda gigi yakni pasangan roda gigi planet kedua dan *ring gear* kedua.

Selanjutnya untuk komponen gaya normal gigi diperlukan juga kemungkinan terdapat gaya gesek yang terjadi selama mulai kontak sampai lepas kontak.

## PUSTAKA

- Arnaudov, Kiril., Dimitar Karaivanov**, 2013, *The Torque Method Used for Studying Coupled Two-Carrier Planetary Gear Trains*, Transaction of Famenia XXXVII-1, UDC. 621.833.6. ISSN 1333-1124.
- Borders, J.**, 2009, *Planetary Geartrain Analysis*.
- Erdman, Arthur G., George N. Sandor**, 1991, *Mechanisms Design – Analysis and Synthesis, Volume I*, Second Edition, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 07632.
- Hannah, John., R. C. Stephens**, 1999, *Mechanics of Machines – Advanced Theory and Examples, SI Unit*, Second Edition, Viva Book Private Limited, New Delhi.
- Huang, Kuo Jao., Shou Ren Zhang, Jui Tseng**, 2009, *Dynamic Analysis os Single Stage Planetary Gearing by the FE Approach*, Chung Hua Journal of Science and Engineering, Volume 7, NO. 2, pp 27-33.
- Kapevelich, Alexander.**, 2014, *High Gear Ratio Epicyclic Drives Analysis*, Gear Technology pp 62-67, June 2014,
- Kapevelich, Alexander., Yuriy Shekhtman**, 2010, *Area of Existance of Involute Gear*, Gear Technology pp 64-69, January/February 2010,
- Mabie, Hamilton H., Charles F. Reinholtz**, 1987, *Mechanisms and Dynamics of Machinery*, Fourth Edition, Virginia Polytechnic Institute and State University, John Wiley & Sons, New York.
- Nicolic, Vera., Cemal Dolicomini, Dejan Dimitrijevic**, 2011, *Dynamic Model for Stress and Strain State Analysis of A Spurgear Transmittion*, Strojnick Vestnik-Journal Mechanical Engineering 58 (2012) 1, 53-56, DOI: 105545/sv-jme 2009. 128.
- Paul, Burton**, 1978: *Kinematics and Dynamics of Planar Machinery*, Englewood Cliff, New Jersey, Printice Hall Inc.
- Sularso, Ir., MSME., Kiyokatsu Suga**, 1983, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Staciu, Stefan., Iulian Tabara, Ovidiu R**, 2010, *Kinematics and Dynamics of A 2-DOF Orienting Gear Trains*, UPB. Sci, Bull Series D, Volume 72, No. 2, 2010, ISSN 1454-2358.
- Troha,S., D. P. Karaivanov**, 2011, *Experimental Determination of Losses in Planetary Gear by Means of Static Loading*, 8 International Conference Advance Manufacturing Operation, AMO Kraneves.