

RANCANG BANGUN *PLANETARY GEAR* PADA SISTEM *ENERGY RECOVERY* BERDASARKAN PUTARAN GAYA NORMAL *SPRING*

Muhammad Anwar¹, Dwi Yuliaji² Gatot Eka Pramono³

^{1,2,3}Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor
e-mail: way.wajahtunggilis@gmail.com¹, gatotekapramono@gmail.com³

ABSTRAK

Di dalam merancang *kinetic energy recovery system* (KERS) sangat erat hubungannya dengan perancangan roda gigi karena energi dari roda gigilah yang akan digunakan sebagai sumber KERS pada saat pengereman. Oleh karena itu, diperlukan dimensi roda gigi *planetary gear* dan torsi yang dihasilkan berdasarkan putaran *spring*. Perancangan roda *planetary gear* dan torsi yang dihasilkan berdasarkan rotasi gaya pegas normal. Dalam perancangan roda *planetary gear*, jumlah gigi *sun gear* adalah 27 gigi, 50 *carrier gear*, dan 128 *ring gear*. Angka toleransi pada roda gigi *planetary gear* ini masih pada batas toleransi sehingga roda gigi *planetary gear* aman untuk dioperasikan. Kemudian torsi yang dihasilkan berdasarkan putaran *spring* sebesar 21,63 Nm². Gaya tangensial yang terjadi berdasarkan putaran *spring* pada roda gigi pada beban 2,100 kg sebesar 19,358 N, tegangan lentur pada roda gigi sebesar 0,520911 Mpa, dan tegangan kontak roda gigi sebesar 15,986 Mpa. Besarnya tegangan yang terjadi pada roda gigi \leq dari *yield strength* sebesar 254 Mpa, maka roda gigi cukup aman.

Kata kunci : *carrier gear, kers, planetary gear, sun gear, yield strength.*

ABSTRACT

In designing the kinetic energy recovery system (KERS), it is very closely related to the design of the gears because the energy from the gears will be used as a source of KERS when braking. Therefore, planetary gear gears and torque are required based on the spring rotation. The design of planetary gear wheels and the resulting torque is based on normal spring force rotation. In designing planetary gear wheels, the number of gears in the sun gear is 27 gears, 50 carrier gears and 128 ring gears. The tolerance figure on the planetary gear is still at the tolerance level so that the planetary gear is safe to operate. Then the torque generated is based on 21.63 Nm² spring rotation. The tangential force that occurs based on the spring rotation of the gears at a load of 2,100 kg is 19,358 N, the flexural stress on the gears is 0.520911 Mpa, and the gear contact stresses are 15.986 MPa. The amount of stress that occurs in the gear \leq of the yield strength of 254 Mpa, the gear is quite safe.

Keywords: *carrier gear, kers, planetary gear, sun gear, yield strength.*

1. PENDAHULUAN

Sepeda merupakan alat transportasi yang penggunaannya terus meningkat, mulai dari kalangan anak-anak hingga dewasa. Penggunaan sepeda bukan hanya sebagai alat transportasi untuk mengurangi polusi di Indonesia, tetapi digunakan untuk olahraga. Jika dibandingkan dengan kendaraan roda 2 dalam hal ini sepeda motor, sepeda dapat mengurangi penggunaan bahan bakar fosil yang sudah mengalami penurunan produksi terus-menerus. Oleh karena itu, sangat direkomendasikan untuk

menggunakan sepeda sebagai moda transportasi demi menghambat laju peningkatan polusi (Satria et al., 2016).

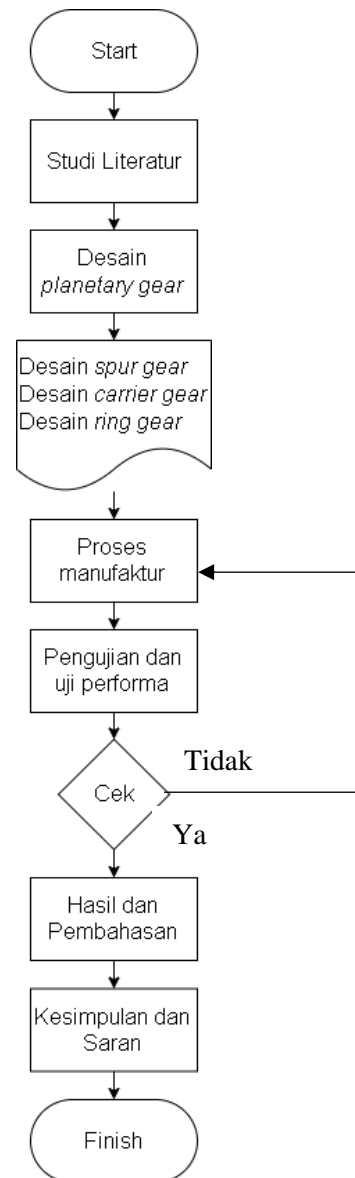
Berdasarkan hasil pengamatan pada sepeda yang sedang berjalan, penelitian ini bermaksud untuk merancang sebuah sistem dari transmisi roda belakang sepeda, Dari sepeda yang sedang berjalan tersimpan energi yang bisa dimanfaatkan. Energi ini disebut dengan energi terbuang. Pemanfaatan energi ini dengan menggunakan sistem *kinetic energy recovery system* (KERS). KERS adalah alat untuk meningkatkan kekuatan mesin dengan

memanfaatkan tenaga yang terbuang dari proses pengereman. KERS adalah suatu upaya untuk menyimpan sistem kinetik yang terbuang selama pengereman untuk digunakan sebagai tambahan tenaga pada saat kendaraan mulai berjalan atau berakselerasi. Pada sistem pengereman konvensional, energi kinetik karena kecepatan kendaraan diubah menjadi energi panas melalui gesekan antara kanvas rem (*disc pad*) dengan piringan cakram (*disc*) atau tromol (*brake drum*) yang kemudian dilepas ke udara. KERS berfungsi menghasilkan energi lain seperti listrik dan inersia yang berasal dari energi gerak atau kinetic. Energi lain tersebut kemudian disimpan untuk dapat digunakan kembali di masa yang akan datang, sistem pengereman yang dimanfaatkan KERS ini lebih dikenal dengan *regeneration braking system* (Boretti, 2010).

Artikel ini akan membahas mengenai dimensi roda gigi *planetary gear* dan torsi yang dihasilkan berdasarkan putaran spring.

2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan di Lab Mekanika dan Manufaktur. Tahapan penelitian dimulai dari pencarian referensi terkait dengan rancang bangun *planetary gear*. Kemudian, melakukan perancangan *planetary gear* untuk transmisi sepeda yaitu untuk memanfaatkan energi yang terbuang dari pengereman sepeda saat berjalan. Perancangan dibagi menjadi 3, yaitu *desain spur gear*, *carner gear*, dan *ring gear*. Kemudian dilakukan sistem manufaktur atau pembuatan *planetary gear*. Hasil dari proses manufaktur diuji dengan melihat torsi berdasarkan putaran spring. Uji performa juga dilakukan dengan melihat kondisi *planetary gear* terhadap temperatur area terdekat. Bila dari hasil uji performa dan pengujian ada yang tidak sesuai, maka akan kembali ke proses manufaktur. Proses penelitian digambarkan dengan bagan aliran yang dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Tahapan penelitian

2.1 Alat dan bahan penelitian

Peralatan yang digunakan yaitu Alat-alat yang digunakan pada perancangan *planetary gear* adalah mesin bubut, mesin *scrap*, mesin *milling*, dan gerinda untuk menghaluskan permukaan yang kasar, dan mesin las untuk membuat rangka. Bahan-bahan yang akan digunakan pada perancangan *planetary gear* bisa dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Bahan penelitian yang digunakan

| No | Nama | Bahan | Spesifikasi Planeray Gear | Jumlah |
|----|--------------|--|--|--------|
| 1 | Sun Gear | S 35 C Kekuatan Tarik = 52 kg/mm ² Kekerasan Brinell = 149-207 Tengangan Lentur yang diizinkan = 26 kg/mm ² | Inside Diameter = Ø37 mm Outside Diameter = Ø44 mm Pitch Circle = Ø40 mm Pressure Angel = 20° Module = 1,5 Number of Teeth = 27 | 1 |
| 2 | Carrier Gear | S 35 C Kekuatan Tarik = 52 kg/mm ² Kekerasan Brinell = 149-207 Tengangan Lentur yang diizinkan = 26 kg/mm ² | Inside Diameter = Ø70 mm Outside Diameter = Ø78 mm Pitch Circle = Ø75 mm Pressure Angel = 20° Module = 1,5 Number of Teeth = 50 | 3 |
| 3 | Ring Gear | S 35 C Kekuatan Tarik = 52 kg/mm ² Kekerasan Brinell = 149-207 Tengangan Lentur yang diizinkan = 26 kg/mm ² | Inside Diameter = Ø189 mm Outside Diameter = Ø205 mm Pitch Circle = Ø195 mm Pressure Angel = 20° Module = 1,5 Number of Teeth = 128 | 1 |

2.2 Perencanaan roda gigi planetary gear

Perencanaan roda gigi planetary gear diperlukan tahapan perhitungan. Hal ini berfungsi untuk menentukan dimensi roda gigi. Planetary gear terdiri dari sun gear, carrier gear dan ring gear (Sularso dan Suga, 2004).

m = modul

Persamaan untuk menentukan lingkaran kepala / addendum circle dapat dilihat pada persamaan 3.

$$dk = (Z1 + 2) m \quad (3)$$

Persamaan untuk menentukan lingkaran kaki/ dedendum circle dapat dilihat pada persamaan 4.

$$df = (d1 - 2,5) m \quad (4)$$

Persamaan untuk menentukan tinggi kepala kaki dapat dilihat pada persamaan 5.

$$hk = 1 m \quad (5)$$

Persamaan untuk menentukan diameter dasar/base circle dapat dilihat pada persamaan 6.

$$db = d1 \cos \phi \quad (6)$$

Persamaan untuk menentukan kelonggaran dapat dilihat pada persamaan 9.

$$CI = 0,57 m \quad (9)$$

Persamaan untuk menentukan tinggi kaki gigi dapat dilihat pada persamaan 10.

$$t = m\pi \quad (10)$$

2.3 Menentukan dimensi roda gigi

Untuk menghasilkan dimensi roda gigi planetary gear, diperlukan suatu perancangan roda gigi. Perencanaan roda gigi dapat menggunakan persamaan nomor 1 berikut.

Menentukan modul

$$m = \frac{d}{z} \quad (1)$$

Keterangan:

m = modul

d = diameter pitch

z = jumlah gigi

Kemudian persamaan untuk menentukan jumlah gigi dan lingkaran tusuk dapat dilihat pada persamaan 2.

$$d1 = Z1 m \quad (2)$$

Keterangan :

$Z1$ = jumlah gigi

Persamaan untuk menentukan tinggi kaki gigi bisa dilihat pada persamaan 11.

$$hf = 1,25 m \quad (11)$$

Persamaan untuk menentukan tinggi gigi bisa dilihat pada persamaan 12.

$$hk = m \quad (12)$$

Persamaan untuk menentukan tinggi kepala gigi/*whole depth* dapat dilihat pada persamaan 13.

$$h = hf + hk \quad (13)$$

Persamaan untuk menentukan tebal gigi dapat dilihat pada persamaan 14.

$$C = \frac{t}{2} \quad (14)$$

Persamaan untuk menentukan lebar gigi dapat dilihat pada persamaan 15.

$$b = 8 m \quad (15)$$

2.4 Menghitung Gaya Tangensial pada Roda Gigi

Untuk menghitung gaya tangensial yang terjadi pada roda gigi adalah dengan menggunakan persamaan 16.

$$F_{kt} = Fn \cos \omega \quad (16)$$

Keterangan :

F_n = gaya normal pada spring

ω = sudut tekan pada roda gigi

2.5 Tegangan Lentur pada Roda Gigi

Untuk kebutuhan perancangan, AGMA standar 2001-B88 merekomendasikan persamaan 17.

$$\sigma_L = \frac{W_t}{mFJ} \chi \frac{K_a K_s K_m K_B}{K_V} \quad (17)$$

Keterangan :

W_t = gaya tangensial (N)

m = modul (mm)

F = tebal gigi (mm)

J = factor geometri

K_a = faktor aplikasi untuk kekuatan lentur

K_s = faktor ukuran untuk kekuatan lentur

K_m = faktor distribusi beban untuk kekuatan lentur

K_B = faktor ketebalan rim

K_V = faktor dinamik untuk kekuatan lentur

2.6 Tegangan Kontak pada Roda Gigi

Roda gigi juga memiliki beban kontak. Roda gigi akan mengalami kontak dengan roda gigi yang lain di permukaannya, inilah yang disebut dengan beban kontak pada roda gigi. Untuk kebutuhan perancangan, perhitungan tegangan kontak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 18.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F D_p I}} \chi \frac{C_a C_s C_m}{C_V} \quad (18)$$

Keterangan :

C_p = faktor elastik (Mpa)

W_t = gaya tangensial (N)

F = tebal gigi (mm)

D_p = diameter pitch (mm)

I = faktor geometri

C_a = faktor aplikasi

C_s = faktor ukuran

C_m = faktor distribusi beban

C_V = faktor dinamik

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

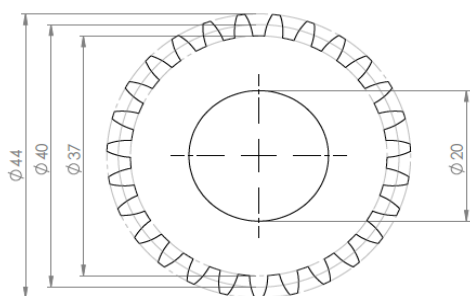
3.1 Hasil Rancang Bangun Sun Gear Z1 27

Pada hasil perancangan *planetary gear* ini akan menjelaskan bagaimana merancang *planetary gear* dan torsi yang dihasilkan berdasarkan pengujian pada *spring*. Pada perencanaan *planetary gear* untuk mendapatkan hasil yang sudah direncanakan pada *sun gear* bisa dilihat pada hasil perhitungan pada Tabel 2.

Dari hasil perhitungan *sun gear* pada Tabel 1, didapat nilai dan hasil untuk membuat desain dan produk *sun gear*. Desain *sun gear* bisa dilihat pada Gambar 2.

Tabel 2. Data perancangan *sun gear* Z1 27

| Perhitungan | Simbol | Hasil |
|------------------------|--------|-----------|
| Modul | m | 1,5 |
| Jumlah gigi | Z | 27 |
| Lingkar tusuk | dl | 40,5 mm |
| Lingkar kepala | dk | 43,5 mm |
| Lingkar kaki | df | 36,75 mm |
| Tinggi kepala kaki | hk | 1,5 mm |
| Diameter lingkar dasar | db | 38,058 mm |
| Kelonggaran | C1 | 0,855 mm |
| Tusuk | t | 4,71 mm |
| Tinggi kaki gigi | hf | 1,875 mm |
| Tinggi kepala gigi | hk | 1,5 mm |
| Tinggi gigi | h | 3,375 mm |
| Tebal gigi | C | 2,355 mm |
| Lebar gigi | b | 12 mm |



Gambar 2. Hasil perencanaan *sun gear* dengan jumlah gigi 27 buah

3.2 Pembahasan Hasil Rancang Bangun Sun Gear

Berdasarkan hasil perencanaan dan perhitungan roda gigi *sun gear* pada Tabel 1. Dari hasil desain *sun gear*, selanjutnya yaitu proses pabrikasi dari pada *sun gear*. Hasil pabrikasi dari *sun gear* bisa dilihat pada Gambar 3.

Pada roda gigi *sun gear* terletak di pusat susunan (berada di tengah) seperti pada pusat tata surya. Ia berfungsi sebagai poros perputaran. Spur atau *helical gear* adalah hasil rancangan dari sun gear. Roda gigi *sun gear* bertautan dengan gigi pada *carrier gear*. *Carrier gear* adalah roda gigi yang disusun dalam kerangka.



Gambar 3. Hasil pabrikasi *sun gear*

Dari hasil pabrikasi bisa saja mengalami ketidakpasan atau tidak sesuai ukuran pada desain *sun gear*, untuk itu perlu adanya pengecekan kembali pada hasil pabrikasi dari pada *sun gear*, berupa mengukurnya kembali untuk memastikan hasil desain dan hasil pabrikasi sesuai. Hasil pengukuran bisa dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Hasil pengukuran ulang roda gigi *sun gear*

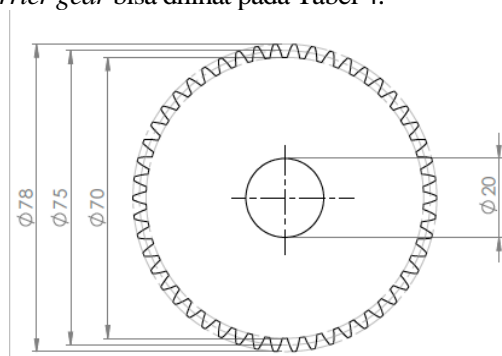
| Perhitungan | Simbol | Hasil |
|------------------------|--------|----------|
| Modul | M | 1,5 |
| Jumlah gigi | Z | 26 |
| Lingkar tusuk | DI | 41 mm |
| Lingkar kepala | dk | 42,1 mm |
| Lingkar kaki | df | 35 mm |
| Tinggi kepala kaki | hk | 1,4 mm |
| Diameter lingkar dasar | db | 37,02 mm |
| Kelonggaran | C1 | 0,84 mm |
| Tusuk | t | 4,00 mm |
| Tinggi kaki gigi | hf | 1,80 mm |
| Tinggi kepala gigi | hk | 1,4 mm |
| Tinggi gigi | h | 3,00 mm |
| Tebal gigi | C | 2,20 mm |
| Lebar gigi | b | 12 mm |

Dari hasil pengukuran ulang pada roda gigi *sun gear*, didapatkan nilai toleransi dari kualitas toleransi untuk roda gigi *sun gear*. Untuk lingkaran tusuk memakai kualitas toleransi 1, lingkaran kepala memakai toleransi kualitas 1, lingkaran kaki memakai toleransi kualitas 2, diameter dasar memakai toleransi kualitas 1 dan kelonggaran memakai toleransi kualitas 01. Untuk kelonggaran memakai kualitas 01 karena nilai kelonggaran sangat kecil untuk itu dipilih nilai toleransi yang paling kecil untuk meminimalisir ketidaksesuaian pada roda gigi *sun gear*. Berdasarkan Tabel 2 harga toleransi untuk diameter sampai dengan 500mm, maka roda gigi sun gear dikatakan aman. Karena hasil pabrikasi dengan desain masih di batas harga toleransi yang sudah

ditentukan. Maka roda gigi *sun gear* bisa dioperasikan.

3.3 Hasil Rancang Bangun *Carrier Gear Z2 50*

Beban yang dipikul akan mempengaruhi jumlah *planetary pinion*. Contoh penggunaan berbeda pada kendaraan otomatis dan *heavy truck*. Transmisi kendaraan otomatis memiliki tiga *planetary pinion* dalam *planetary carrier*. *Heavy duty highway trucks* memiliki lima *planetary pinion* dalam *planetary carrier*. *Carrier* dan *pinion*-nya disebut sebagai satu kesatuan unit *gear*. Poros tengah dikelilingi *Planetary pinion*, *sun gear* dan lingkari oleh anulus atau ring gear. Perancangan *carrier gear* bisa dilihat pada Tabel 4.



Gambar 4. Hasil desain *carrier gear*

Tabel 4. Hasil perencanaan *carrier gear Z2 50*

| Perhitungan | Simbol | Hasil |
|--------------------------|--------|----------|
| Modul | M | 1,5 |
| Jumlah gigi | Z | 50 |
| Lingkar tusuk | Dl | 75 mm |
| Lingkar kepala | Dk | 78 mm |
| Lingkar kaki | Df | 71,25 mm |
| Tinggi kepala kaki | Hk | 1,5 mm |
| Diameter lingkaran dasar | Db | 70,47 mm |
| Kelonggaran | C1 | 0,855 mm |
| Tusuk | T | 4,71 mm |
| Tinggi kaki gigi | Hf | 1,875 mm |
| Tinggi kepala gigi | Hk | 1,5 mm |
| Tinggi gigi | H | 3,375 mm |
| Tebal gigi | C | 2,355 mm |
| Lebar gigi | B | 12 mm |

Dari hasil perancangan dan perhitungan pada Tabel 3, didapatkan nilai dan hasil untuk membuat desain *carrier gear*. Desain *carrier gear* bisa dilihat pada Gambar 4.

3.4 Pembahasan Hasil Rancang Bangun *Carrier Gear Z2 50*

Berdasarkan hasil perencanaan dan perhitungan roda gigi *carrier gear* pada Tabel 3. Dari hasil desain

carrier gear, selanjutnya yaitu proses pabrikasi dari pada *carrier gear*. Hasil pabrikasi dari *carrier gear* bisa dilihat pada Gambar 5.

Gambar 5 merupakan hasil pabrikasi roda gigi *planetary gear* yaitu *carrier gear*. Roda gigi perantara mengelilingi poros tengah roda gigi matahari dan dilingkari oleh roda gigi dalam.

Dari hasil pabrikasi bisa saja mengalami ketidakpasan atau tidak sesuai ukuran pada desain *carrier gear*, untuk itu perlu adanya pengecekan kembali pada hasil pabrikasi dari pada *carrier gear*, berupa mengukurnya kembali untuk memastikan hasil desain dan hasil pabrikasi sesuai. Hasil pengukuran bisa dilihat pada Tabel 5.



Gambar 5. Hasil pabrikasi *carrier gear*

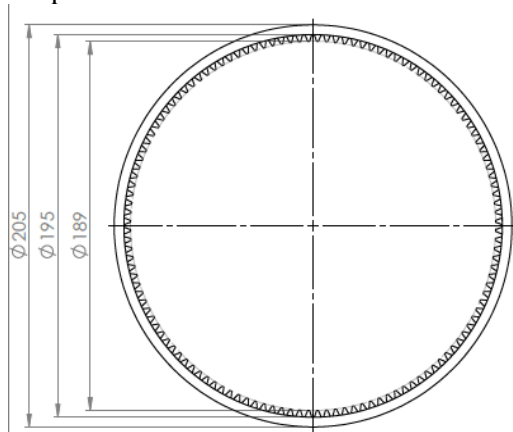
Tabel . Hasil validasi *carrier gear*

| Perhitungan | Simbol | Hasil |
|--------------------------|--------|----------|
| Modul | m | 1,5 |
| Jumlah gigi | Z | 50 |
| Lingkar tusuk | dl | 74 mm |
| Lingkar kepala | dk | 77 mm |
| Lingkar kaki | df | 70,20 mm |
| Tinggi kepala kaki | hk | 1,4 mm |
| Diameter lingkaran dasar | db | 79,30 mm |
| Kelonggaran | C1 | 0,70 mm |
| Tusuk | t | 4 mm |
| Tinggi kaki gigi | hf | 1 mm |
| Tinggi kepala gigi | hk | 1,4 mm |
| Tinggi gigi | h | 3 mm |
| Tebal gigi | C | 2 mm |
| Lebar gigi | b | 12 mm |

Dari hasil pengukuran ulang pada roda gigi *carrier gear*, maka didapat harga kualitas dari roda gigi *carrier gear*. Untuk lingkaran tusuk kualitas yang dipakai 1, lingkaran kepala 2, lingkaran kaki 1, diameter dasar roda gigi memakai kualitas toleransi 0. Untuk diameter dasar roda gigi harus memiliki tingkat ketelitian yang sangat tinggi karena diameter roda gigi sangat mempengaruhi singgungan antara roda gigi pasangannya. Berdasarkan toleransi yang didapatkan untuk roda gigi *carrier gear*, maka roda gigi *carrier gear* dikatakan aman karena hasil pabrikasi masih di batas harga toleransi yang sudah ditentukan. Jadi, *carrier gear* aman dan bisa dioperasikan.

3.5 Hasil Rancang Bangun Ring Gear Z3 128

Ring gear memiliki fungsi sebagai pengikat. Pengikat ini berfungsi menahan keseluruhan gear set dan memberikan kekuatan yang besar. Peletakan Ring gear yaitu pada jarak terjauh dari poros pusat. Hal ini mengakibatkan ring gear seperti tuas terbesar pada poros pusat. Planetary gear set mirip dengan sistem tata surya. Berikut perancangan ring gear bisa dilihat pada Tabel 6.



Gambar 6. Hasil desain ring gear

Tabel 6. Hasil perancangan ring gear Z3 128

| Perhitungan | Simbol | Hasil |
|--------------------------|--------|-----------|
| Modul | m | 1,5 |
| Jumlah gigi | Z | 128 |
| Lingkar tusuk | dl | 192 mm |
| Lingkar kepala | dk | 195 mm |
| Lingkar kaki | df | 188,25 mm |
| Tinggi kepala kaki | hk | 1,5 mm |
| Diameter lingkaran dasar | db | 181,36 mm |
| Kelonggaran | C1 | 0,855 mm |
| Tusuk | t | 4,74 mm |
| Tinggi kaki gigi | hf | 1,875 mm |
| Tinggi kepala gigi | hk | 1,5 mm |
| Tinggi gigi | h | 3,375 mm |
| Tebal gigi | C | 2,355 mm |
| Lebar gigi | b | 12 mm |

Dari hasil perancangan dan perhitungan roda gigi ring gear, didapat hasil dimensi dan desain ring gear. Hasil desain ring gear bisa dilihat pada Gambar 6.

3.6 Pembahasan Hasil Rancang Bangun Ring Gear Z3 128

Dari hasil desain ring gear, selanjutnya yaitu proses pabrikasi dari pada ring gear. Proses pabrikasi ini dengan menggunakan Tabel 5. Hasil pabrikasi dari ring gear bisa dilihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Hasil pabrikasi ring gear

Dari hasil pabrikasi bisa saja mengalami ketidakpasan atau tidak sesuai ukuran pada desain ring gear, untuk itu perlu adanya pengecekan kembali pada hasil pabrikasi dari pada ring gear, berupa mengukurnya kembali untuk memastikan hasil desain dan hasil pabrikasi sesuai. Hasil pengukuran ring gear bisa dilihat pada Tabel 7.

Tabel 7. Validasi roda gigi ring gear

| Perhitungan | Simbol | Hasil |
|--------------------------|--------|-----------|
| Modul | m | 1,5 |
| Jumlah gigi | Z | 128 |
| Lingkar tusuk | dl | 193 mm |
| Lingkar kepala | dk | 197 mm |
| Lingkar kaki | df | 190 mm |
| Tinggi kepala kaki | hk | 1,4 mm |
| Diameter lingkaran dasar | db | 180,02 mm |
| Kelonggaran | C1 | 0,70 mm |
| Tusuk | t | 4,50 mm |
| Tinggi kaki gigi | hf | 1,70 mm |
| Tinggi kepala gigi | hk | 1,4 mm |
| Tinggi gigi | h | 3,20 mm |
| Tebal gigi | C | 2,02 mm |
| Lebar gigi | b | 12 mm |

Dari hasil pengukuran ulang pada roda gigi ring gear, didapatkan nilai kualitas toleransi dari pada ring gear, untuk lingkar tusuk ring gear memakai kualitas toleransi 1, lingkaran kepala memakai kualitas 1, lingkar kaki memakai kualitas 1, diameter dasar ring gear memakai kualitas 1 dan kelonggaran memakai kualitas 0,1. Nilai rata-rata kualitas toleransi ring gear memakai kualitas 1 karena untuk putaran planetary gear harus memiliki tingkat ketelitian yang sangat tinggi, Untuk nilai toleransi yang cukup besar mengakibatkan terlalu longgar dan kinerja dari planetary gear kurang maksimal, maka untuk toleransi ring gear memakai kualitas 1. Oleh

karena itu, roda gigi ring gear dikatakan aman karena hasil pabrikan masih di batas harga toleransi yang sudah ditentukan dan *ring gear* bisa dioperasikan. Hasil uji kekuatan tarik dan tegangan lentur dapat dilihat pada Tabel 8.

Tabel 8. Bahan *planetary gear*

| Bahan Roda Gigi <i>Planetary Gear</i> | |
|---------------------------------------|---------|
| Bahan | S 35 C |
| Kekuatan Tarik | 509 MPa |
| Tegangan Lentur yang diizinkan | 254 MPa |

3.7 Hasil Perhitungan Gaya-Gaya pada Roda Gigi

Roda gigi dapat mengalami kerusakan berupa gigi patah, aus atau berlubang pada permukaannya, dan tergores permukaannya karena pecahnya selaput minyak pelumas. Pengujian torsi pada *spring* dilakukan untuk mencari beban tarik yang dihasilkan oleh *spring*. Batas putaran maksimal *spring* adalah 7 putaran dalam 1 kali putaran penuhnya. Besarnya nilai tarikan pada *spring* bisa dilihat pada Tabel 9.

Tabel 9. Hasil pengujian torsi pada putaran *spring*

| Jumlah Putaran | Beban (Kg) |
|----------------|------------|
| 1 | 0,105 |
| 2 | 0,385 |
| 3 | 0,755 |
| 4 | 0,890 |
| 5 | 1,440 |
| 6 | 1,765 |
| 7 | 2,100 |
| Rata-rata | 1,062 |

3.8 Hasil Perhitungan Torsi Berdasarkan Putaran *Spring*

Berdasarkan pengujian torsi pada *spring*, pengujian dilakukan atas dasar *spring* memiliki peran penting dalam sistem *kinetic energy recovery system* (KERS) ini. *Spring* menyimpan energi pada saat pengereman sepeda jalan, untuk itu perlu mengetahui torsi pada *spring* ini, *spring* diuji sampai batas lilitannya. Maksimal lilitan atau putaran penuh yaitu sampai 7 kali putaran penuh.



Gambar 8. Pengujian torsi berdasarkan putaran *spring*

Pada Gambar 8 dilakukan pengujian torsi pada *spring*. *Spring* diuji dengan cara disimpan di depan *planetary gear* yang berfungsi sebagai penerus daya poros. Pada pengujian ini didapatkan hasil beban tarikan berdasarkan pengujian putaran. Hasil pengujian torsi pada *spring* dapat dilihat pada Tabel 9.

Setelah dilakukan pengujian, didapat hasil pengujian torsi pada *spring* dari putaran 1 sampai dengan 7 putaran penuh. Berdasarkan data pengujian pada Tabel 9, maka untuk menghitung torsi pada *spring* bisa menggunakan persamaan 19.

$$T = Fgr \tag{19}$$

Diketahui :
T = Torsi Nm
F = 2,1 kg
r = 0,105 m
g = 10 m/s²

Penyelesaian

$$= 2,1 \text{ kg} \times 10 \text{ m/s}^2 \times 0,105 \text{ m}$$

$$= 2,205 \text{ kgm}^2\text{s}^2$$

$$= 21,63 \text{ Nm}^2$$

Berdasarkan data pengujian torsi pada *spring*. Diketahui pada Tabel 9 bahwa pada putaran ke-7, gaya yang dihasilkan oleh *spring* sebesar 2,1 kg dan torsi yang dihasilkan pada *spring* sebesar 21,63 Nm².

3.9 Menghitung Gaya Tangensial Berdasarkan Putaran *Spring*

Gaya tangensial terjadi akibat adanya energi kinetik yang tersimpan pada *spring*, pada tahap pengujian *spring* memiliki batas putaran maksimum yaitu sampai 7 kali putaran penuh. Berdasarkan pengujian data dari setiap putaran, maka gaya tangensial yang terjadi pada setiap

putaran bisa dihitung dengan menggunakan persamaan 20.

$$F_{kt} = F_n \cos \omega \quad (20)$$

Berdasarkan data pengujian putaran pada spring, maka gaya tangensial pada setiap putaran bisa hitung sebagai berikut.

Putaran 1 dengan beban 0,105 kg

$$\begin{aligned} F_{kt} &= F_n \cos \omega \\ F_{kt} &= 0,105 \cos 20^\circ \\ F_{kt} &= 0,098 \text{ kg} \\ F_{kt} &= 0,961 \text{ N} \end{aligned}$$

Putaran 2 dengan beban 0,385 kg

$$\begin{aligned} F_{kt} &= F_n \cos \omega \\ F_{kt} &= 0,385 \cos 20^\circ \\ F_{kt} &= 0,361 \text{ kg} \\ F_{kt} &= 3,549 \text{ N} \end{aligned}$$

Putaran 3 dengan beban 0,755 kg

$$\begin{aligned} F_{kt} &= F_n \cos \omega \\ F_{kt} &= 0,755 \cos 20^\circ \\ F_{kt} &= 0,709 \text{ kg} \\ F_{kt} &= 6,959 \text{ N} \end{aligned}$$

Putaran 4 dengan beban 0,890 kg

$$\begin{aligned} F_{kt} &= F_n \cos \omega \\ F_{kt} &= 0,890 \cos 20^\circ \\ F_{kt} &= 0,836 \text{ kg} \\ F_{kt} &= 8,204 \text{ N} \end{aligned}$$

Putaran 5 dengan beban 1,440 kg

$$\begin{aligned} F_{kt} &= F_n \cos \omega \\ F_{kt} &= 1,440 \cos 20^\circ \\ F_{kt} &= 1,353 \text{ kg} \\ F_{kt} &= 13,274 \text{ N} \end{aligned}$$

Putaran 6 dengan beban 1,765 kg

$$\begin{aligned} F_{kt} &= F_n \cos \omega \\ F_{kt} &= 1,765 \cos 20^\circ \\ F_{kt} &= 1,658 \text{ kg} \\ F_{kt} &= 16,270 \text{ N} \end{aligned}$$

Putaran 7 dengan beban 2,100 kg

$$\begin{aligned} F_{kt} &= F_n \cos \omega \\ F_{kt} &= 2,100 \cos 20^\circ \\ F_{kt} &= 1,973 \text{ kg} \\ F_{kt} &= 19,358 \text{ N} \end{aligned}$$

Pada setiap putaran spring, gaya tangensial yang terjadi pada roda gigi dengan beban 0,105 kg menghasilkan 0,961 N, beban 0,385 kg menghasilkan 3,549 N, beban 0,755 kg menghasilkan 6,959 N, beban 0,890 kg

menghasilkan 8,204 N, beban 1,440 kg menghasilkan 13,274 N, beban 1,765 kg menghasilkan 16,270 N, beban sebesar 2,100 kg menghasilkan 19,354 N. Setelah gaya tangensial diketahui, tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi bisa dihitung.

3.10 Tegangan Lentur pada Roda Gigi

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi diakibatkan terjadinya gaya tangensial yang terjadi pada roda gigi. Berdasarkan pengujian putaran nilai untuk beban W_t diasumsikan sebesar 19,354N. Selanjutnya perhitungan dengan menggunakan persamaan 21.

$$\sigma_L = \frac{W_t}{mFJ} x \frac{K_a K_s K_m K_B}{K_V} \quad (21)$$

Diketahui :

$$\begin{aligned} W_t &= 19,354 \text{ N} \\ m &= 1,5 \text{ mm} \\ F &= 12 \text{ mm} \\ J &= 0,37 \\ K_a &= 1 \\ K_s &= 1,00 \\ K_B &= 1 \\ K_V &= 0,6 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_L &= \frac{19,354}{1,5 \text{ mm} x 12 \text{ mm} x 0,37} x \frac{1 x 1 x 1,1 x 1}{0,6} \\ \sigma_L &= 2,906 \text{ N} x 1,83 \\ \sigma_L &= 5,31 \text{ Nmm}^2 \\ \sigma_L &= 0,521 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Maka tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi sebesar 0,520911 Mpa, karena besarnya tegangan lentur yang terjadi \leq dari tegangan izin roda gigi sebesar 254 Mpa, maka roda gigi dikatakan aman.

3.11 Tegangan Kontak pada Roda Gigi σ_c

Selain tegangan lentur, gigi juga mengalami beban kontak pada permukaannya. Pada permukaan roda gigi yang saling berkontak, akibat adanya gaya tangensial. Untuk kebutuhan perancangan, persamaan tegangan kontak yaitu pada persamaan 22.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{FD_p I}} x \frac{C_a C_s C_m}{C_V} \quad (22)$$

Diketahui :

$$\begin{aligned} C_p &= 191 \\ W_t &= 19,354 \text{ N} \\ F &= 12 \text{ mm} \\ D_p &= 40,5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I &= 0,100 \\ C_a &= 1 \\ C_s &= 1,00 \\ C_m &= 1,1 \\ C_v &= 0,6 \end{aligned}$$

Penyelesaian :

$$\begin{aligned} \sigma_c &= 191 \sqrt{\frac{19,354}{12 \text{ mm} \times 40,5 \text{ mm} \times 0,100} \times \frac{1 \times 1 \times 1,1}{0,6}} \\ \sigma_c &= \sqrt{1910,398 \text{ Nmm}^2 \times 1,83} \\ \sigma_c &= 162,966 \text{ Nmm}^2 \\ \sigma_c &= 15,986 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Setelah perhitungan di atas, maka hasil yang didapatkan dari tegangan kontak roda gigi sebesar 15,986 Mpa, besar tegangan kontak yang terjadi \leq tegangan lentur yang diizinkan sebesar 254 Mpa. Maka roda gigi dikatakan aman untuk dioperasikan dengan tegangan kontak yang terjadi sebesar 15,986 Mpa.

4. KESIMPULAN

Pada perhitungan awal yang dilakukan dalam perancangan *planetary gear* yaitu menentukan dimensi roda gigi yang didapat dari hasil perhitungan. Pada *sun gear* modul yang dipakai 1,5, jumlah gigi 27. Untuk *carrier gear* memakai modul 1,5 dan jumlah gigi 50 dan untuk ring gear memakai modul 1,5 dan jumlah gigi 128. Harga toleransi pada roda gigi *planetary gear* ini masih di batas harga toleransi maka roda gigi *planetary gear* aman untuk dioperasikan. Kemudian torsi yang dihasilkan berdasarkan putaran *spring* sebesar 21,63 Nm². Gaya tangensial yang terjadi berdasarkan putaran spring pada roda gigi pada beban 2,100 kg sebesar 19,358 N, tegangan lentur pada roda gigi sebesar 0,520911 Mpa, dan tegangan kontak roda gigi sebesar 15,986 Mpa. Besarnya tegangan yang terjadi pada roda gigi \leq (lebih kecil sama dengan) dari *yield strenght* sebesar 254 Mpa, maka roda gigi cukup aman.

Penelitian ini bisa lebih diperdala dengan memperhatikan dimensi roda gigi yang ingin direncanakan agar aplikasi dan perencanaan roda gigi sesuai dengan yang diinginkan. Selain itu penggunaan alat kerja yang sesuai dapat membantu dalam hasil pengujian supaya memiliki hasil yang baik

REFERENSI

- Boretti, A. (2010). *Coupling of a KERS Powertrain and a 4 Litre Gasoline Engine for Improved Fuel Economy in a Full Size Car*. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2218>
- Satria, D., Haryadi, Arif, I. M. (2016). *Rancang Bangun Frame Sepeda untuk Sistem Kinetic Energy Recovery System (KERS)*. Paper presented at the Seminar Nasional IENACO.
- Sularso, Suga, K. (2004). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita.