



TUGAS AKHIR – TM091585

**RANCANG BANGUN DAN UJI EFISIENSI
TRANSMISI SEPEDA *CHAINLESS* TIPE *CROSSED*
*HELICAL GEAR***

**ARIO KARTIKO SULISTIYAN
NRP. 2111 100 114**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016**



FINAL PROJECT – TM091585

**DESIGN AND EFFICIENCY TEST OF CHAINLESS
BICYCLE TRANSMISSION TYPE CROSSED
HELICAL GEAR**

**ARIO KARTIKO SULISTIYAN
NRP. 2111 100 114**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**PROGRAM SARJANA
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2016**

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN DAN UJI EFISIENSI TRANSMISI SEPEDA *CHAINLESS* TIPE *CROSSED HELICAL GEAR*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ARIO KARTIKO SULISTIYAN

NRP. 2111100114

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA..... (Pembimbing)
NIP. 196508101991021001
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD..... (Penguji I)
NIP. 195106051978031002
3. Arif Wahjudi, ST, MT, PhD..... (Penguji II)
NIP. 197303222001121001
4. Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD..... (Penguji III)
NIP. 198202102006041002

SURABAYA

Juli 2016

RANCANG BANGUN DAN UJI EFISIENSI TRANSMISI SEPEDA *CHAINLESS* TIPE *CROSSED HELICAL GEAR*

Nama : Ario Kartiko Sulistiyana
NRP : 2111100114
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono DEA

ABSTRAK

Bersepeda sekarang tidak hanya menjadi hobi, tetapi sudah merupakan gaya hidup bagi sebagian masyarakat, apalagi sekarang ada istilah bike to work, pengertian bike to work saat ini adalah bersepeda untuk berbagai aktifitas. Kata work bukan berarti kerja saja, tetapi aktifitas lainnya yang memungkinkan dapat ditempuh dengan menggunakan sepeda. Berbagai jenis dan model dikeluarkan oleh setiap pabrikan masing-masing, pada umumnya sepeda saat ini menggunakan rantai sebagai pemindah daya yang disalurkan dari kayuhan pengendara ke roda belakang sehingga sepeda tersebut dapat bergerak. Selain itu juga ada sepeda tanpa rantai atau chainless bike yang diperkenalkan pada sekitar satu abad yang lalu. Sepeda rantai mempunyai kelemahan dibanding sepeda chainless diantaranya sering terjadi selip pada rantai dan sproket, rantai putus, rantai membutuhkan perawatan dan pelumasan, pelumas dari rantai sering mengotori pengendara, pakaian atau bagian tubuh pengendara sering terjepit pada rantai dan sproket.

Sepeda yang akan dirancang, dibuat, serta di uji adalah sepeda Polygon Sierra standar dan sepeda Chainless Polygon Sierra yang dimodifikasi dengan menggunakan crossed helical gear pada bagian bracket pedal dan hub Shimano Nexus-3 yang dihubungkan dengan poros sehingga putaran pedal dapat tersambung ke roda belakang. Pengujian dilakukan dengan memberikan putaran pada poros bracket pedal dengan motor listrik sehingga roda belakang ikut berputar, putaran roda belakang memutar roller pengujian yang terhubung dengan generator yang dibebani dengan sebuah lampu 6V.

Hasil dari perancangan didapat geometri crossed helical gear yang dibuat dengan spesifikasi rasio transmisi 1 : 1, dengan rasio sepasang gear yaitu 1 : 2 dengan jumlah gigi gear 38 gigi dan pinion 19 gigi, diameter poros 0,67 in panjang poros 19in dan alat pengujian untuk mengukur nilai efisiensi sistim transmisi sepeda. Dari hasil pengujian didapatkan nilai efisiensi tertinggi pada sepeda rantai posisi gear ke-1 yaitu 73,3 % pada putaran poros pedal 55 Rpm, kemudian sepeda chainless posisi gear ke-2 yaitu 61,3 % pada putaran poros pedal 55 Rpm, dan sepeda chainless posisi gear ke-3 yaitu 58,5 % pada putaran poros pedal 55 Rpm.

Kata kunci: Chainless, crossed helical gear gear, efisiensi, Rpm

DESIGN AND EFFICIENCY TEST OF CHAINLESS BICYCLE TRANSMISSION TYPE CROSSED HELICAL GEAR

Name : Ario Kartiko Sulistiyana
NRP : 2111100114
Departement : Mechanical Engineering ITS
Lecturer : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono DEA

ABSTRACT

Cycling now is not just a hobby, but it is already a lifestyle for some people, now especially there is a term "bike to work", the mean of bike to work are cycling for a variety of activities. The word of "work" does not mean work only, but the other activities that allow it can be reached by using the bike. There are many various types and models released by each manufacturer, generally the bike using chain as the power transmitted from the riders pedal to the rear wheels, so the bike can move. There are also bicycles without chain, called chainless bike was introduced about a century ago. Chain bike has more disadvantages than chainless bike, there are chain often slippage on sprockets, chain broken, chains require more maintenance and lubrication, oil for lubrication of chain often dirt the rider, the rider's clothes or body are often bite by chain and sprocket.

The bike will be designed, built, and experiment are Polygon Sierra Standard bike and Chainless Polygon Sierra Bike are modified by use crossed helical gear on the bottom bracket pedal and rear hub Shimano Nexus-3 that connected with shaft so the rotation of pedal can be transmitted to the rear wheels. The experiment methods giving rotation by electric motor to the bracket bottom so the rear wheel are rotated, the rotation of rear wheel spinning the roller testing and connected with generator that saddled with a lamp 6 Volt.

The result of the design of crossed helical gear geometries made with spesification of the transmission ratio 1:1, with a pair of crossed helical gear ratio 1:2, number of teeth

pinion and gear are 19 and 38 teeth, shaft diameter 0,67 in, length of shaft 19 in and testing tool to measure the value of efficiency of transmission system of bike. From the experiments result, the highest efficiency rating on a chain bike with 1st gear position are 73,3% at 55 Rpm of pedal rotation, then chainless bike with 2st gear position are 61,3 % at 55 Rpm, and then chainless bike with 3rd gear position are 58,5 % at 55 Rpm of pedal rotaion.

Key words : Chainless; crossed helical gear gear; efficiency; Rpm

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Sejarah Sepeda	4
2.1.1 Sejarah Perkembangan Sepeda Tanpa Rantai atau <i>chainless</i>	6
2.2 Gaya-Gaya yang Terjadi Di Sepeda	9
2.2.1 Tahanan Udara	10
2.2.2 Tahanan Rolling Ban	10
2.2.3 Gaya Pedal	10
2.3 Perencanaan Crossed Helical Gear	13
2.4 Perencanaan Poros	16
2.5 Perencanaan Pasak	18
2.6 Bantalan (<i>bearing</i>).....	19
2.7 Pembuatan Crossed Helical Gear	20
2.8 Shimano Nexus Internal Gear Hub	21
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Umum	27
3.2 Perancangan dan Pembuatan	27
3.3 Flowchart Perancangan	32
3.4 Pengujian.....	35

3.4.1	Skema Pengujian	36
3.4.2	Peralatan Pengujian	38
3.5	Flowchart Pengujian	42
3.6	Tahap Pengambilan Data	45
BAB IV DATA DAN PEMBAHASAN		
4.1	Perhitungan	47
4.1.1	Perhitungan Geometri gear	47
4.1.2	Perhitungan Poros	48
4.1.3	Perhitungan Bearing	49
4.1.4	Perhitungan Pasak	51
4.1.5	Perhitungan Efisiensi Transmisi Sepeda	51
4.2	Data dan Pembahasan	53
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		
5.1	Kesimpulan	67
5.2	Saran	68
DAFTAR PUSTAKA		69

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1. Masalah-masalah yang sering terjadi pada sepeda	2
Gambar 2. 1. Lukisan sepeda oleh Gian Giacomo Caprotti	5
Gambar 2. 2. Sepeda Velocipede	6
Gambar 2. 3. Sepeda rantai pada roda belakang	6
Gambar 2. 4. <i>Frame</i> dan transmisi sepeda <i>chainless</i> tahun 1902	8
Gambar 2. 5. Sepeda <i>chainless</i> oleh <i>dynamic bicycle</i>	9
Gambar 2. 6. Modifikasi sepeda gardan	9
Gambar 2. 7. Gaya-gaya pada sepeda	10
Gambar 2. 8. Gaya-gaya pada pedal	12
Gambar 2. 9. <i>Efficient Pedaling Speed</i>	13
Gambar 2. 10. <i>Horizontal force between rear wheel and road</i>	14
Gambar 2. 11. <i>Crossed Helical Gear</i>	15
Gambar 2. 12. Geometri Helical Gear	15
Gambar 2. 13. Pembuatan helical gear	21
Gambar 2. 14. Shimano Nexus 3	22
Gambar 2. 15. Bagian-bagian Shimano Nexus 3 speed	24
Gambar 2. 16. Shimano 3-speed (efisiensi vs beban)	25
Gambar 2. 17. Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs gear)...	25
Gambar 2. 18. Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs beban)..	26
Gambar 3.1. Helical pinion depan dan belakang	28
Gambar 3. 2. Helical Gear depan	28
Gambar 3. 3. Helical gear belakang	28
Gambar 3. 4. Poros	28
Gambar 3. 5. Pasak pada poros dan pinion gear	30
Gambar 3. 6. Bearing	30
Gambar 3. 7. Dudukan Bearing	31
Gambar 3. 8. Penyangga bearing dan <i>frame</i>	31
Gambar 3. 9. Transmisi sepeda <i>chainless crossed helical gear</i>	32
Gambar 3.10. Flowchart Perancangan	35
Gambar 3.11. Skema alat pengujian	36
Gambar 3.12. Foto alat pengujian	37
Gambar 3.13. Sepeda Polygon Sierra standard	38
Gambar 3.14. Sepeda polygon Sierra <i>Chainless</i>	39
Gambar 3.15. Motor listrik	39

Gambar 3.16. Generator	40
Gambar 3.17. <i>Regulated Power Supply</i>	40
Gambar 3.18. Roller pengujian.....	41
Gambar 3.19. Stroboscope	41
Gambar 3.20. Multimeter	42
Gambar 3.21. Flowchart Percobaan	44
Gambar 4.1. Skema sistim transmisi sepeda <i>chainless</i>	48
Gambar 4.2 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian pertama (<i>chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1</i>)	57
Gambar 4.3 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada ketiga pengujian (<i>chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1</i>)	61
Gambar 4.4 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda (<i>chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1</i>)	62
Gambar 4.5 Pengukuran backlash <i>crossed helical gear</i>	64
Gambar 4.6 Pengukuran Pengukuran eksentrisitas poros	64
Gambar A.1 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian pertama (<i>chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1</i>)	72
Gambar A.2 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian kedua (<i>chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1</i>)	74
Gambar A.3 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian ketiga(<i>chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1</i>)	76
Gambar B.1 Hasil machining tahap awal poros dan gear	77
Gambar B.2 Proses hobbing helical pinion	77
Gambar B.3 Proses hobbing gigi helical gear	78
Gambar B.4 Pengujian sepeda rantai standard	78
Gambar B.5 Pengujian sepeda chainless	79
Gambar B.6 Sepeda <i>chainless</i>	79
Gambar B.7 Sistem transmisi sepeda <i>chainless</i> pada permodelan desain inventor	80

Gambar B.8 Sistem transmisi sepeda *chainless* hasil
pembuatan 80

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Data hasil uji coba pengendara sepeda	13
Tabel 2.2. Hub gear transmisi, efisiensi mekanik vs beban ..	26
Tabel 4.1. Pengujian pertama sepeda <i>chainless</i> pada posisi gear ke-2	53
Tabel 4.2. Pengujian pertama sepeda <i>chainless</i> pada posisi gear ke-3	55
Tabel 4.3. Pengujian pertama sepeda <i>chain standard</i> pada posisi gear ke-1	56
Tabel 4.4. Data hasil pengulangan pengujian	57
Tabel 4.5 Anova: <i>Two-Factor With Replication</i>	58
Tabel A.1 Pengujian pertama sepeda <i>chainless</i> gear 2	71
Tabel A.2 Pengujian pertama sepeda <i>chainless</i> gear 3	71
Tabel A.3 Pengujian pertama sepeda rantai gear 1	72
Tabel A.4 Pengujian ke-dua sepeda <i>chainless</i> gear 2	73
Tabel A.5 Pengujian ke-dua sepeda <i>chainless</i> gear 3	73
Tabel A.6 Pengujian ke-dua sepeda rantai gear 1	74
Tabel A.7 Pengujian ke-tiga sepeda <i>chainless</i> gear 3	75
Tabel A.8 Pengujian ke-tiga sepeda <i>chainless</i> gear 3	75
Tabel A.6 Pengujian ke-tiga sepeda rantai gear 1	76

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN A	71
LAMPIRAN B	77

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Bersepeda sekarang tidak hanya menjadi hobi, tetapi sudah merupakan gaya hidup bagi sebagian masyarakat, apalagi sekarang ada istilah *bike to work*, pengertian *bike to work* saat ini adalah bersepeda untuk berbagai aktifitas. Kata *work* bukan berarti kerja saja, tetapi aktifitas lainnya yang memungkinkan dapat ditempuh dengan menggunakan sepeda. Berbagai jenis dan model dikeluarkan oleh setiap pabrikan masing-masing, pada umumnya sepeda saat ini menggunakan rantai sebagai pemindah daya yang disalurkan dari kayuhan pengendara ke roda belakang sehingga sepeda tersebut dapat bergerak. Selain itu juga ada sepeda tanpa rantai atau *chainless bike* yang diperkenalkan pada sekitar satu abad yang lalu.

Sepeda tanpa rantai yang sudah ada dan di pasarkan yaitu untuk memutar ban belakang menggunakan poros, dimana poros tersebut terhubung oleh bevel gear 90° terdapat pada kedua ujung porosnya, bevel gear berfungsi untuk memutar poros yang terhubung pada bagian bracket pedal ke hub roda belakang sepeda, sehingga daya kayuhan dari pedal pengendara disalurkan melalui poros yang terhubung oleh bevel gear ke hub roda belakang sepeda tersebut. Kelebihan dari *chainless bike* dibanding sepeda yang menggunakan rantai dan sproket sebagai penyalur daya yaitu daya tahan atau *durability* lebih baik dibandingkan rantai dan sproket yang sering terjadi putus pada saat dikendarai maupun rantai lepas dari sproketnya sehingga merepotkan pengendara sepeda untuk memperbaiki rantai tersebut terutama pengendara sepeda wanita atau anak-anak yang mengalami masalah tersebut seperti gambar 1.1, kemudian *chainless bike* ini lebih sedikit membutuhkan perawatan dibandingkan sepeda menggunakan rantai dan sproket karena

rantai membutuhkan pelumasan, sehingga pelumas yang melekat pada rantai tersebut sering mengenai pengendara dan mengotori pengendaranya. Selain itu sepeda jenis rantai dan sproket sering melukai bagian tubuh atau pakaian dari pengendara sepeda.



Gambar 1.1 Masalah-masalah yang sering terjadi pada sepeda ^[5]

Perubahan atau modifikasi dari sepeda yang masih menggunakan rantai dan sproket dapat diubah menjadi sepeda tanpa rantai. Untuk modifikasi tersebut dapat dilakukan tanpa merusak frame dalam arti memotong, mengelas, melubangi atau lainnya, yaitu dengan menggunakan *crossed helical gear* yang terhubung dengan poros menghubungkan bracket pedal ke hub roda bagian belakang sepeda.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana cara merancang dan membuat geometri *crossed helical gear* sebagai sistem penyalur daya sepeda sesuai dengan frame sepeda yang digunakan?
2. Bagaimana cara merancang dan membuat poros, pasak, dudukan bearing dan penyangga dudukan bearing yang sesuai frame sepeda yang digunakan?
3. Bagaimana cara merancang dan membuat skema peralatan pengujian untuk pengambilan data?
4. Bagaimana cara untuk mengetahui perbandingan efisiensi transmisi sepeda polygon sierra standard dengan sepeda

tanpa rantai pada poros bracket dengan variasi putaran 55 Rpm, 65 Rpm, 75 Rpm, 85 Rpm?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Merancang dan membuat geometri *crossed helical gear* sebagai sistem penyalur daya sepeda sesuai dengan frame sepeda yang digunakan.
2. Merancang dan membuat poros, pasak, dudukan bearing dan penyangga dudukan bearing yang sesuai frame sepeda yang digunakan.
3. Merancang dan membuat skema peralatan pengujian untuk pengambilan data.
4. Untuk mengetahui perbandingan efisiensi transmisi sepeda polygon sierra standard dengan sepeda tanpa rantai pada poros bracket dengan variasi putaran 55 Rpm, 65 Rpm, 75 Rpm, 85 Rpm.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah :

1. Memodifikasi sepeda rantai menjadi sepeda tanpa rantai tanpa merusak dan merubah (las, memotong, melubangi) frame sepeda.
2. Komponen standar pabrikan dan tidak di desain ulang.
3. Frame sepeda Polygon Sierra.
4. Kekuatan dan material gear tidak diperhitungkan.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai inovasi yang dapat menjadi masukan bagi perusahaan dalam pengembangan desain sepeda, dengan inovasi ini diharapkan kedepannya dapat membantu masyarakat untuk mengurangi masalah-masalah yang sering terjadi saat mengendarai sepeda. Selain itu, dengan desain sepeda menarik dan aman dapat menambah masyarakat untuk menggunakan sepeda sehingga tercipta Indonesia yang lebih sehat.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

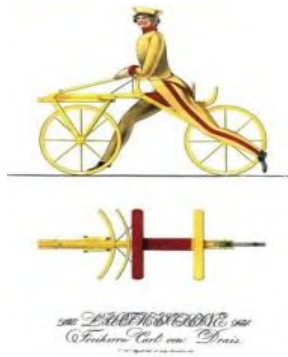
2.1 Sejarah Sepeda

Sejarah awal sepeda merujuk kepada sebuah sketsa sepeda yang diakui buatan Gian Giacomo Caprotti, seorang murid Leonardo Da Vinci sekitar tahun 1490-an. Namun keotentikan sketsa ini masih diragukan, dan diteliti oleh pihak sejarah dan kebudayaan Italia.



Gambar 2.1 Lukisan sepeda oleh Gian Giacomo Caprotti ^[7]

Pada tahun 1817, Baron Karl von Drais (Seorang berkebangsaan Jerman) berhasil membuat Laufmaschine (mesin berlari), yang kemudian dikenal dengan nama Era Draisienne. Struktur Draisienne seluruhnya terbuat dari kayu, sudah memiliki kemudi (setang), namun belum memiliki pedal untuk dikayuh sebagai penggerak roda. Pergerakan Draisienne hanya menggunakan kaki yang mengayuh bukan ke pedal, tapi langsung ke tanah sama seperti penggunaan pada skateboard. Baron Karl Von Drais mematenkan ciptaannya pada tahun 1818 seperti pada gambar 2.2, dan kemudian lebih dikenal lagi dengan nama Velocipede.



Gambar 2.2 Sepeda Velocipede ^[7]

Pada tahun 1874, H.J. Lawson mengenalkan sepeda pertama yg menggunakan rantai pada roda belakang. Gambar 2.3



Gambar 2.3 Sepeda rantai pada roda belakang ^[7]

Seiring dengan waktu dan perkembangan teknologi yang semakin maju, sepeda kembali diminati sebagai alat rekreasi dan juga alat olahraga, di samping fungsi transportasi. Di era inilah sepeda jenis BMX (*Bicycle MotorCross*) hadir dimuka bumi California, AS. Dan diawal tahun 1960 juga menjadi awal pengembangan sepeda jenis Lowrider yang dapat dibedakan dari bentuk sadel yang umumnya panjang dan sedikit meliuk, stang yang tinggi dan panjang, rangka chrom yang curvy, serta berbagai macam aksesoris lainnya. Hingga saat ini telah di ciptakan

banyak model sepeda gunung, sepeda fixie, maupun jenis-jenis sepeda yang lainnya sesuai dengan kegunaannya masing-masing.

2.1.1 Sejarah Perkembangan Sepeda Tanpa Rantai atau *Chainless*.

Pada tahun 1890 di Amerika Serikat dan Inggris diperkenalkan sepeda tanpa rantai yaitu dengan poros sebagai penggerak atau yang dikenal *drive shaft*, dan menerima paten pada bulan oktober 1891. Porosnya ditutupi oleh cover sepanjang bagian atas chainstay tersebut, dan model selanjutnya adalah tertutup penuh oleh cover pada porosnya. Di Amerika Serikat, Walter Stillman mengajukan paten sepeda shaft-driven pada 10 Desember 1890 yang kemudian diberikan pada tanggal 21 Juli 1891. Pada tahun 1894 poros sebagai penggerak tidak diterima dengan baik di negara Inggris, sehingga Fearnhead membawanya ke Amerika Serikat, dimana kolonel Paus dari perusahaan Columbia yang membeli hak eksklusif tersebut. Terlambat, pembuat asal Inggris mengambalnya bersama Humbler berisikeras pada kesepakatannya. Anehnya dari engineer ahli sepeda Victoria, Professor Archibald Sharp menentang drive-shaft tersebut dalam buku klasik tahun 1896 berjudul *Bicycles and Tricycles*, dia menulis jika bevel gear dapat akurat dan lebih murah proses manufakturnya, memungkinkan bahwa gear tipe ini dapat menjadi lebih baik dari rantai dan sproket, tetapi pada kenyataannya gigi dari bevel gear ini tidak bisa akurat pada proses manufaktur, sehingga menjadi hambatan yang cukup serius untuk merealisasikannya.

Di Amerika Serikat, telah dibuat oleh *League Cycle Company* pada awal tahun 1893. Tidak lama kemudian perusahaan French company Metropole memasarkannya. Pada tahun 1897 Columbia mulai agresif memasarkan sepeda chainless tersebut yang didapatkan dari perusahaan League Cycle. Sepeda chainless cukup populer pada tahun 1898 dan 1899, meskipun penjualan masih jauh lebih sedikit dari sepeda biasa karena

harganya yang lebih tinggi. Sepeda chainless juga kurang efisien dibanding sepeda biasa, kurang lebih 8% losses pada gearnya karena teknologi manufaktur yang terbatas pada waktu itu.

Pada tahun 1902, perusahaan Hill-Climber Bicycle menjual sepeda chainless tersebut dengan tiga percepatan dimana pemindahannya dengan menggunakan tiga pasang bevel gear seperti pada gambar 2.4. Sementara itu jumlah sepeda chainless hanya sedikit yang tersedia, sepeda tersebut sempat menghilang dari pandangan masyarakat pada abad ke-20. Meskipun demikian, sepeda chainless masih sesuai dengan pasaran yang ada, dan ada beberapa produsen manufaktur yang menawarkan memasarkan lebih luas seperti biomega.



Gambar 2.4 *Frame* dan transmisi sepeda chainless tahun 1902 ^[6]

Dewasa ini teknologi di bidang manufaktur sangat berkembang pesat, manufaktur dari pembuatan sepeda chainless juga tidak seperti dulu lagi, telah diproduksi masal produk dari sepeda *chainless*, contoh pada gambar 2.5 yaitu sepeda *chainless* oleh dynamic bicycle.



Gambar 2.5 Sepeda *chainless* oleh dynamic bicycle ^[3]

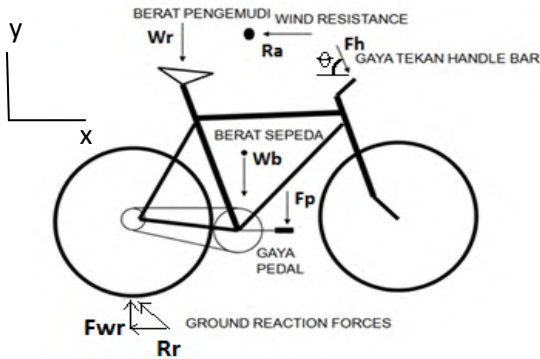
Berbeda dengan sepeda pabrikan yang dikeluarkan oleh dynamic bicycle, frame yang di desain khusus untuk poros dan bevel gear sebagai sistim transmisinya, beberapa orang yang memodifikasi sepeda yang dulunya menggunakan rantai dirubah menjadi tanpa rantai atau menggunakan bevel gear dan poros, tetapi modifikasi yang dilakukan dengan merubah bentuk dari frame untuk menyesuaikan poros dan bevel gear tersebut seperti pada gambar 2.6, sehingga dari segi estetika kurang menarik. Untuk mengatasi masalah tersebut ada beberapa solusi, salah satunya yaitu memodifikasi sepeda menggunakan gear jenis *crossed helical gear*, karena gear ini termasuk non-coplanar sehingga tidak perlu merusak *frame* sepeda standar.



Gambar 2.6 Modifikasi sepeda gardan ^[3]

2.2 Gaya-Gaya Yang Terjadi Di Sepeda

Gaya-gaya yang terjadi pada sepeda dipengaruhi oleh beberapa gaya antara lain yaitu tahanan udara, tahanan rolling ban, dan gaya pada pedal. Berikut ini merupakan gambar uraian gaya-gaya yang terjadi pada sepeda.



Gambar 2.7 Gaya-gaya pada sepeda

$$\downarrow + \sum Fy = 0$$

$$W_b + W_r + F_h \sin\theta + F_p \cos\theta - F_{wr} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rightarrow + \sum Fx = 0$$

$$F_h \cos\theta + F_p \cos\theta - R_r - R_a = 0 \quad (2.2)$$

Dimana :

W_b = Berat sepeda (lb atau N)

W_r = Berat pengendara (lb atau N)

F_h = Gaya yang diberikan pada handlebar (lb atau N)

F_p = Gaya yang diberikan pada pedal (lb atau N)

R_a = Tahanan udara (lb atau N)

R_r = Tahanan rolling ban (lb atau N)

2.2.1 Tahanan Udara

Gaya hambat yang disebabkan tekanan udara yang menekan menuju arah berlawanan dengan laju sepeda dikarenakan udara menekan ke segala arah, dirumuskan :

$$R_a = \frac{1}{2} \rho \cdot C_d \cdot V_a^2 \cdot A \quad (2.3)$$

Dimana :

R_a = tahanan udara (lb atau N)

C_d = koefisien gaya hambat udara (gambar 2.7)

ρ = massa jenis udara (kg/m^3)

A = luas bagian depan kendaraan (m^2)

V_a = kecepatan relative angin terhadap kendaraan (m/s)

2.2.2 Tahanan Rolling Ban

Gaya hambat yang disebabkan kekasaran permukaan ban dan jalan yang menyebabkan gaya gesek ban, dirumuskan :

$$R_r = C_{rr} W \quad (2.4)$$

Dimana :

R_r = tahanan rolling ban (lb atau N)

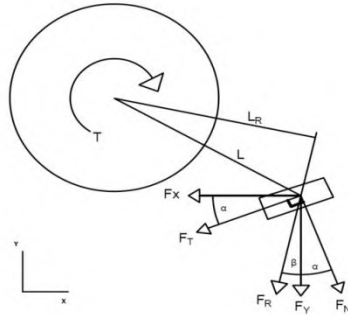
C_{rr} = koefisien tahanan ban (knooby tires = 0.014 & road racing tires = 0.004)

W = berat total (lb atau N)

2.2.3 Gaya pedal

Total gaya yang terjadi pada pedal adalah gaya yang akan ditransmisikan sebagai penggerak roda belakang sepeda. Penentuan gaya maksimum pada pedal diperlukan untuk menentukan power input dan torsi maksimal yang akan diberikan

pada sepeda, sehingga bisa didapatkan dimensi yang direncanakan pada transmisi sepeda.



Gambar 2.8 Gaya-gaya pada pedal ^[8]

$$F_x = -F_t \cos \alpha + F_n \sin \alpha \quad (2.5)$$

$$F_y = F_t \sin \alpha + F_n \cos \alpha \quad (2.6)$$

$$T = L_r \cdot F_r \quad (2.7)$$

Dimana :

F_n = gaya normal pedal

F_t = gaya tangensial pedal

T = torsi pedal

L = lengan pedal

F_r = gaya resultan pedal

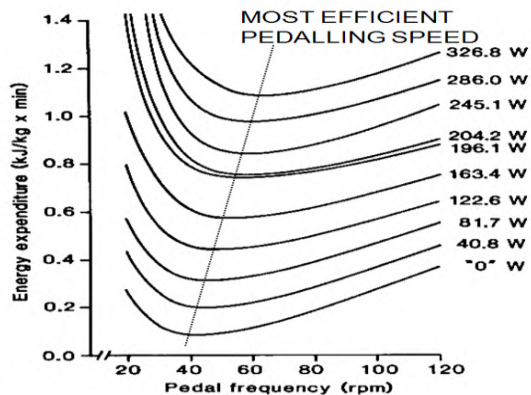
Percobaan dilakukan oleh 14 pembalap sepeda pria menggunakan ergometer, dengan tambahan alat dynamometer dan potentiometer pada pedal. Hasil percobaan didapatkan data kecepatan pedal power pedal dan gaya pedal total yang terbesar

pada saat kayuhan beban terbesar yang terjadi serta posisi sudut crank dan pedal seperti pada table 2.1

Tabel 2.1 Data hasil uji coba pengendara sepeda^[8]

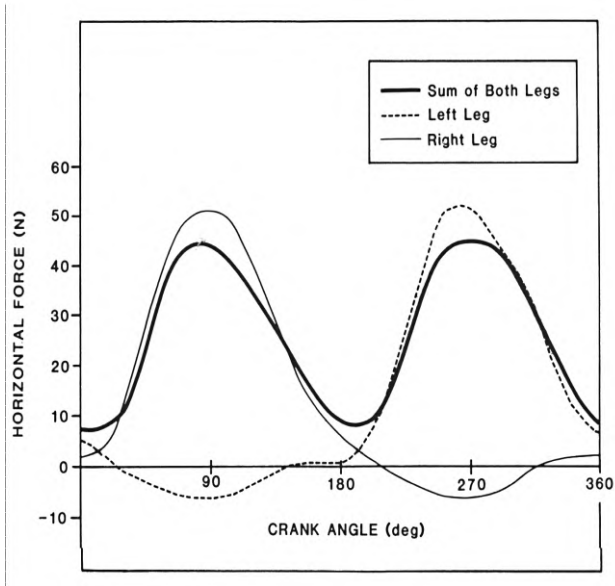
Subj.	VO ₂ (%)	Cad. (rpm)	P _{SL} (W)	Peak F _R		Peak T _C		+W _{SL} (J)	-W _{SL} (J)
				(N)	(°)	(Nm)	(°)		
NA*	93	89.9	244	558	113	88	98	163	0
CB*	88	90.1	191	342	81	57	79	127	0
MB*	91	90.3	160	385	113	60	97	107	1
CL*	83	89.7	187	508	97	83	89	135	10
BM*	93	89.8	180	380	98	62	85	120	0
SM*	96	93.3	176	401	95	66	86	115	2
NR*	87	90.7	174	439	79	74	77	121	6
DB	92	90.4	205	543	95	90	89	142	6
ME	100	90.6	211	502	98	84	88	143	3
SG	94	90.2	183	422	97	69	90	125	3
TL	89	91.0	211	528	88	88	81	141	2
NS	85	88.5	180	450	98	74	81	127	5
SS	91	90.7	194	410	84	69	80	129	1
NT	95	89.5	200	497	102	81	92	136	3
M	92.3	90.3	192.6	454.6	95.6	74.6	86.6	130.8	3.0
SD	3.9	1.1	20.9	69.0	10.2	11.1	6.5	14.0	2.9

Gambar 2.9 menunjukkan kecepatan kayuhan pedal yang optimum pada rata-rata orang yaitu 55-85 Rpm. Dari grafik tersebut yang menghasilkan output tenaga paling berguna untuk pembuangan kalori.



Gambar 2.9 *Efficient Pedaling Speed*^[8]

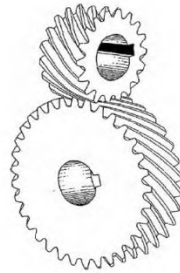
Gambar 2.10 merupakan plot dari gaya horizontal dari roda belakang ke permukaan jalan dengan kedua kaki pengendara, total gaya terlihat pada garis tebal.



Gambar 2.10 Horizontal force between rear wheel and road ^[8]

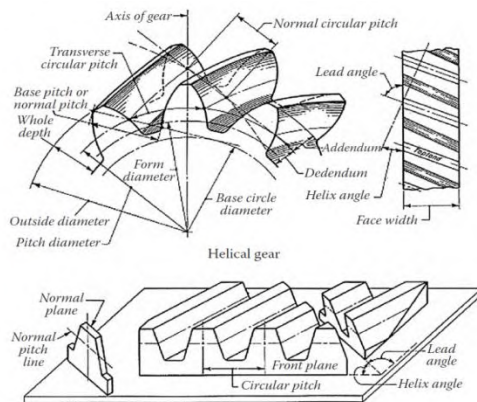
2.3 Perencanaan Crossed Helical Gear

Roda gigi Cross *Helix* adalah roda gigi yang profil giginya miring berputar seperti spiral dan digunakan untuk transmisi daya pada poros yang bersilangan. Roda gigi cross heliks juga digunakan untuk kecepatan tinggi dan untuk transmisi daya yang besar, roda gigi miring menghasilkan *noise* dan getaran yang rendah dibandingkan roda gigi lurus. *Helical gear* digunakan jika efisiensi dan *quieter operation* penting (biasanya banyak dipakai di automobile), dimana jumlah Sudut *Helix* untuk pasangan gear harus sama dengan sudut antar poros.



Gambar 2.11 *Crossed Helical Gear* ^[1]

Geometri dari helical gear digambarkan sebagai berikut :



Gambar 2.12 Geometri helical gear ^[1]

Beberapa istilah yang akan digunakan dalam perencanaan roda gigi *crossed* antara lain:

1. **Diametral Pitch (P)** merupakan jumlah gigi tiap inci lengkungan roda gigi atau jumlah gigi pada roda gigi dibagi dengan diameter pitch circlenya

$$P = \frac{Nt}{d} \quad (2.8)$$

2. **Circular pitch (p)** jarak roda gigi yang diukur pada pitch circlenya yaitu jarak satu titik pada roda gigi sampai titik pada roda gigi berikutnya pada kedudukan yang sama. Persamaan dari penjelasan diatas adalah

$$Pp = \pi \quad (2.9)$$

Dimana :

p : circular pitch

P : diametral pitch

Nt : jumlah gigi pada roda gigi

Dalam pasangan roda gigi helix dikenal beberapa terminologi sebagai berikut :

$$p_n = p \cos \psi \quad (2.10)$$

$$p_a = p \cot \psi \quad (2.11)$$

$$P_n p_n = \pi \quad (2.12)$$

$$P_n = P / \cos \psi \quad (2.13)$$

Dimana:

p_n = normal circular pitch

p_a = axial circular pitch

3. **Center of distance (c)** adalah jarak titik pusat sepasang roda gigi sama dengan setengah dari jumlah diameter-diameter pitchnya.

$$c = \frac{d_p + d_g}{2} \quad (2.14)$$

Dimana :

c : jarak pusat 2 poros sepasang roda gigi

d_p : diameter pinion

d_g : diameter gear

4. **Outside diameter (do)** adalah diameter terluar pada gear, dengan rumus :

$$d_o = d_p + 2 \cdot ha \quad (2.15)$$

Dimana :

d_p : pitch diameter

h_a : addendum

5. **Velocity Ratio (i)** adalah perbandingan kecepatan persamaan dari velocity ratio adalah :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_2}{Nt_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.16)$$

Dimana :

i : velocity ratio

ω : kecepatan sudut

n : kecepatan keliling

Nt : jumlah gigi

d : diameter pitch circle

6. **Shaft angle (Σ)** adalah sudut yang dibentuk antara sudut helix gear dan pinon

$$\Sigma = \psi_p + \psi_g \quad (2.17)$$

Dimana :

ψ_p : helix angle pinion

ψ_g : helix angle Gear

7. **Face width** adalah lebar permukaan gigi dimana terjadinya kontak sehingga lebar permukaan pinion dan gear harus sama.

$$\frac{9}{P_n} \leq b \leq \frac{13}{P_n} \quad (2.18)$$

8. **Base circle (Rb)** adalah diameter yang dihasilkan dari perkalian antara pitch diameter dengan cosine dari transverse pressure angle.

$$R_b = \cos \Phi_t \cdot d_p \quad (2.19)$$

Dimana :

Φ_t : transverse pressure angle

2.4 Perencanaan Poros

Poros merupakan elemen mesin yang berfungsi meneruskan tenaga. Dalam dunia desain elemen mesin ada dua macam poros. Pada perhitungan poros, yang dihitung atau ditentukan adalah diameter poros. Untuk dapat menentukan diameter poros maka harus diketahui terlebih dahulu tegangan yang diterima oleh poros seperti tegangan bending, tegangan torsi ataupun tegangan kombinasi antara bending dan torsi. Pada perhitungan poros, kita menganalisa setiap gaya yang ada pada poros. Gaya – gaya pada poros bisa diakibatkan oleh gaya tangensial maupun gaya radial dari roda gigi. Untuk menganalisa diameter poros yang akan dipakai, kita harus menentukan material dari poros dahulu sedemikian hingga didapatkan harga yang dirasa cukup aman. Dalam menentukan diameter poros, kita dapat menggunakan persamaan *Maximum Shear Stress Theory*, yaitu

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{\left(Mm + \frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r\right)^2 + \left(Tm + \frac{S_{syp}}{S_{es}} \cdot T_r\right)^2} \quad (2.20)$$

Keterangan :

- M_m = Mean applied bending moment (lb in)
- M_r = Range of applied bending moment (lb in)
- N = Safety Factor
- T_m = Mean applied torque (lb in)
- T_r = Range of applied torque (lb in)
- S_{syp} = Yield Strength in shear (psi)
- S_e = Endurance Limit (psi)
- S_{es} = Endurance limit for shear (psi)

Dari persamaan di atas, kita dapat mencari nilai endurance limit dengan persamaan di bawah ini :

$$S_e = \frac{1}{k_f} C_f C_r C_s S'_n \quad (2.21)$$

Keterangan :

- K_f = konsentrasi tegangan untuk *bending*
 K_{fs} = konsentrasi tegangan untuk geser
 S_{yp} = *yield point* dari material (psi)
 S_u = Ultimate Tensile Strength, psi
 C_r = *reliability factor*
 C_s = *size correction factor*
 C_f = *surface correction factor*
 S'_n = *endurance limit* (psi)

2.5 Perencanaan pasak

Pasak adalah komponen mesin yang penting dalam perencanaan poros dan gear. Fungsi dari pasak adalah sebagai pengunci yang disisipkan diantara poros dan roda gigi agar keduanya tersambung dengan pasti sehingga mampu meneruskan momen putar/torsi. Pemasangan pasak antara poros dan hub dilakukan dengan membenamkan pasak pada alur yang terdapat antara poros dan hub sebagai tempat dudukan pasak dengan posisi memanjang sejajar sumbu poros. Adapun pasak yang digunakan pada mini jack hammer ini adalah *square keys* atau pasak segi empat.

Tipe pasak yang akan digunakan dalam perencanaan ini adalah tipe pasak datar (*square key*) yang merupakan tipe pasak dimana mempunyai dimensi W (lebar) dan H (tinggi) yang sama.

Torsi ini akan menghasilkan gaya F yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya F inilah yang akan bekerja pada pasak. Besarnya F yaitu :

$$F = \frac{T}{D/2} \quad (\text{lb}) \quad (2.22)$$

D : diameter poros (ft)

Gaya F akan menimbulkan tegangan geser sebesar :

$$S_s = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{W.L.D}$$

Dimana :

A : luas bidang geser pada pasak

: $W \times L$ = lebar pasak \times panjang pasak

W : lebar pasak (tabel 7-6 *Deutchman – Machine Design*)(ft)

L : panjang pasak (ft)

Supaya aman syarat yang harus dipenuhi adalah

$$S_s = \frac{2.T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \quad (2.24)$$

Dimana S_{syp} : $0,58 S_{yp}$

Peninjauan terhadap tegangan kompresi, tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah

$$S_c = \frac{2.T}{\frac{W}{2}.L.D} = \frac{4.T}{W.L.D} \quad (2.25)$$

Syarat keamanan yang harus dipenuhi adalah

$$S_c = \frac{4.T}{W.L.D} \leq \frac{S_{cyp}}{N} \quad (2.26)$$

$$\text{Dimana : } \frac{S_{cyp}}{N} = \frac{S_{yp}}{N}$$

2.6 Bantalan (*Bearing*)

Fungsi dari bantalan adalah sebagai penghubung antara elemen tersebut dengan bodi yang diam. Dengan media ini tentunya diharapkan daya yang ditransferkan dari input akan dapat dipindahkan atau disambungkan ke elemen mesin yang lain dengan loses energi akibat gesekan yang seminimal mungkin. Selain menjalankan fungsi diatas bearing juga berfungsi sebagai tumpuan dari poros.

Dengan pembebanan yang berbeda dari setiap penggunaannya maka diperlukan perencanaan yang sesuai dengan

pembebanan yang diterima agar peralatan yang direncanakan dapat berfungsi dengan baik dan memiliki masa pakai yang panjang. Gaya-gaya yang menjadi pertimbangan untuk merencanakan bantalan diperoleh dari gaya-gaya dan momen yang diterima poros dengan memproyeksikannya pada arah horisontal dan vertikal pada posisi bantalan yang ditentukan untuk memudahkan analisa.

Ball bearing yang akan dipakai dapat diprediksi umur atau ketahanannya dalam menerima beban. Untuk mencari umur bearing digunakan persamaan :

$$L_{10} = \frac{C}{P} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2.27)$$

Dimana :

L_{10} : umur *bearing* dalam putaran

b : 3,0 untuk *ball bearing*

C : *basic load rating* (tabel 9-1 pada *Machine Design* karangan Deutchsman)

n : putaran poros (rpm)

2.7 Pembuatan Crossed Helical Gear

Crossed helical gear di buat dengan menggunakan proses hobbing. Hobbing adalah proses permesinan untuk membuat gigi, splines dan sprocket, gigi secara progresif memotong material atau benda kerja dengan bentuk potongan sesuai dengan pahat atau hob. Hob yang berputar mempunyai jenis dari gigi yang tersusun dari luar silinder, jadi dapat memotong beberapa gigi dalam sekali proses. Berikut ini adalah proses pembuatan gear helical pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.13 Pembuatan helical gear ^[1]

2.5 Shimano Nexus Internal Gear Hub

Shimano Nexus adalah merek komponen sepeda yang mencakup produk seperti hub epicyclic gigi, cranksets, shifter, tuas rem, hub rem, hub dinamo, dan CPU untuk mengubah gigi secara otomatis. Tujuan utama produk ini adalah untuk kenyamanan, seperti pada daerah perkotaan dan tidak dibuat untuk *track off-road* atau bersepeda gunung.

Pada tahun 1995, Shimano meluncurkan Nexus hub dengan tujuh dan empat percepatan gigi internal. Shimano Nexus memiliki aktuator rotari baru yang tidak jauh beda dengan perpindahan gear pada roda belakang yang menggunakan sproket. Dan juga, gigi mampu digeser pada saat mengayuh pedal. Pada awal 2000-an 8-speed Nexus hub diperkenalkan ke pasaran, internal hub dioperasikan dengan shifter yang dapat dipindahkan sesuai rasio yang diinginkan menggunakan tangan seperti pada shifter pada umumnya. Pada November 2006, Nexus menciptakan hub internal dalam beberapa rentang yaitu 3, 7 dan 8 model kecepatan masing-masing.



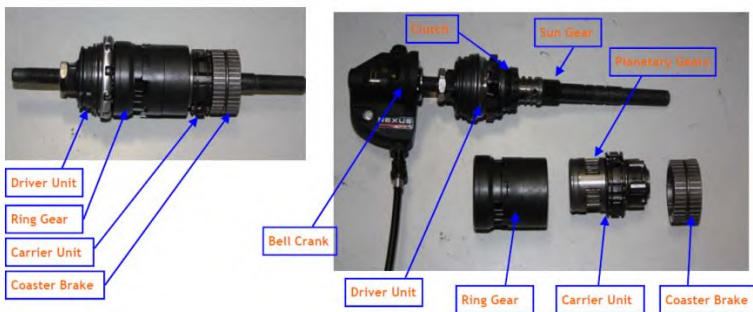
Gambar 2.14 Shimano Nexus 3 ^[4]

Shimano Nexus 3 ini memiliki tiga percepatan dengan interval 36%, berat dari Hub ini adalah 1.220 gram. Sekitar tahun 2011 Shimano menawarkan model dengan mekanisme shift pergeseran rotary mirip dengan yang awalnya dikembangkan untuk Inter-7 dengan mekanisme mendorong batang / push rod.

Shimano Nexus 3speed tipe SG-3C41 mempunyai kelebihan dibanding menggunakan derailleur atau pemindah gigi eksternal diantaranya membutuhkan biaya dan perawatan lebih sedikit dibandingkan menggunakan sistem derailleur, dan juga efisiensi lebih baik dikarenakan pada sistem derailleur menggunakan rantai terhubung dengan sproket bertingkat sehingga ketika terjadi perpindahan gigi terkadang rantai sering loncat atau miss dari sproketnya dan perpindahan gigi terasa lebih sedikit kasar, dan perpindahan gigi dapat dilakukan tanpa megayuh pedal. Kemudian keandalannya lebih baik sehingga cocok digunakan untuk semua jenis sepeda, terutama pada saat sepeda dihentakkan ke tanah karena tidak menggunakan derailleur. Partnya lebih ringkas karena hanya menggunakan rantai tunggal, rantai lebih pendek, tidak menggunakan derailleur depan dan belakang, tidak menggunakan tensioner rantai. Adapun kekurangan hub internal rasio dibanding dengan menggunakan

sistem derailleur yaitu harganya yang sedikit lebih mahal dan lebih berat dibandingkan menggunakan sistem *derailleur*, dan juga masih sedikit orang atau mekanik sepeda yang mengerti mekanisme, cara penyetelan, dan perawatannya apabila terjadi kerusakan.

Berikut ini adalah bagian-bagian dari Shimano Nexus 3speed tipe SG-3C41 pada gambar 2.15



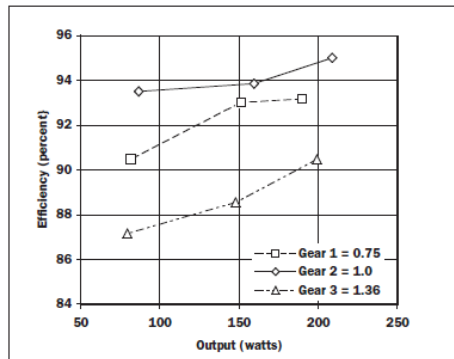
Gambar 2.15 Bagian-bagian Shimano Nexus 3 speed SG-3C41

Dapat di lihat dari bagian-bagian *hub internal* tersebut dengan mekanisme kerjanya yaitu shifter dari kemudi menekan push rod atau batang yang terhubung pada *hub internal* ketika memindah pada posisi gigi 2 dan gigi 3, sedangkan pada posisi gigi 1 *push rod* belum mendorong *clutch* yang masih pada posisi normal dan ring gear memutar *planetary gear* yang menyebabkan bagian *carrier* berputar dengan lambat daripada ring gearnya, *pawl* dari *carrier* memutar cover dari hub tersebut sehingga roda ikut berputar. Pada saat memindah posisi gigi ke-2, batang *push rod* menekan *clutch* sehingga *pawl* dari ring gear terdorong dan menggerakkan *carrier* yang terhubung dengan cover hub tersebut. Kemudian pada perpindahan posisi gigi ke-3 *clutch* yang didorong penuh oleh *push rod* terhubung dengan alur dari poros sehingga *carrier* ikut berputar dan roda dapat berputar.

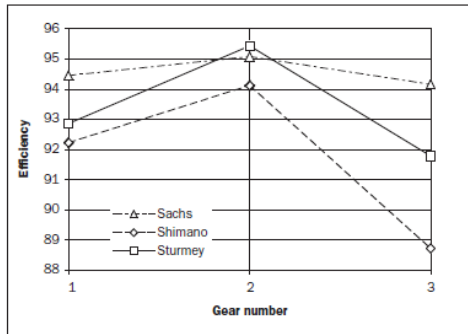
Berikut ini adalah range dari rasio gear Shimano Nexus 3-speed :

Ratio	0.733	1.000	1.364
Step	36.4%	36.4%	

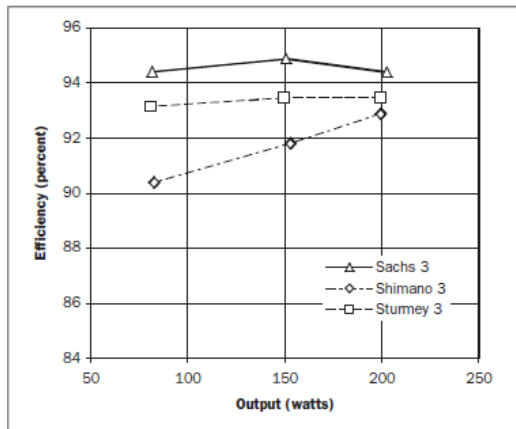
Pada Oktober 2009, di laboratorium penelitian Browning di Bainbridge Washington, penelitian dilakukan dengan sistem dinamometr untuk mengukur efisiensi mekanik sepeda yang bertransmisi, salah satunya adalah shimano nexus 3. Tujuan dari pengetesan tersebut adalah untuk mengetahui efisiensi mekanik dari jenis sepeda pada umumnya, dengan input daya pada crank atau pedal sekitar 50 sampai 400 Watt. Dari hasil pengetesan yang telah dilakukan didapat hasil sebagai berikut :



Gambar 2.16 Shimano 3-speed (efisiensi vs beban) ^[4]



Gambar 2.17 Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs gear) ^[4]



Gambar 2.18 Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs beban) ^[4]

Tabel 2.2 Hub gear transmisi, efisiensi mekanik vs beban ^[4]

Maker/Speeds	Gear = Power	1	2	3	4	5	6	7	8
		Efficiency Percent**							
Sachs 3	80	95.0	92.9	93.6					
	150	94.2	95.6	94.8					
	200	94.1	94.9	94.1					
Shimano 3	80	90.5	93.5	87.2					
	150	93.0	93.9	88.6					
	200	93.2	95.0	87.2					
Sturmey 3	80	92.3	95.4	91.8					
	150	93.3	95.3	91.8					
	200	93.0	95.6	91.8					

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Umum

Metodologi yang dilakukan untuk menyelesaikan tugas akhir ini, yaitu dibagi menjadi tiga tahap, tahap pertama adalah perancangan, pada tahap perancangan mencakup perancangan geometri roda gigi *cross helical*, poros, pasak, bearing, mounting bearing yang disesuaikan dengan kondisi dari dimensi sepeda. Pada tahap pembuatan gear, poros, mounting bearing, dan roller pengujian dikerjakan menggunakan alat konvensional sesuai dengan desain yang telah dibuat. Pada tahap pengujian, dilakukan persiapan pada setiap alat pengujian agar mendapatkan hasil data yang valid. Pengujian ini menggunakan sepeda standar dan sepeda *chainless*.

3.2 Perancangan dan Pembuatan

Dalam tahap perancangan dan pembuatan mencakup sebagai berikut :

1. Perancangan Crossed Helical Gear

Dengan terbatasnya jarak atau *space* untuk penempatan gear, untuk diameter luar dari gear yang menyesuaikan dengan diameter Hub Shimano Nexus3 dengan diameter dalam gear yaitu 1,5 in seperti gambar 3.3, maka diameter luar dari gear yaitu 3,48 in dan gigi pinion yaitu 1,80 in. Untuk geometri gear dan pinion sebagai berikut :

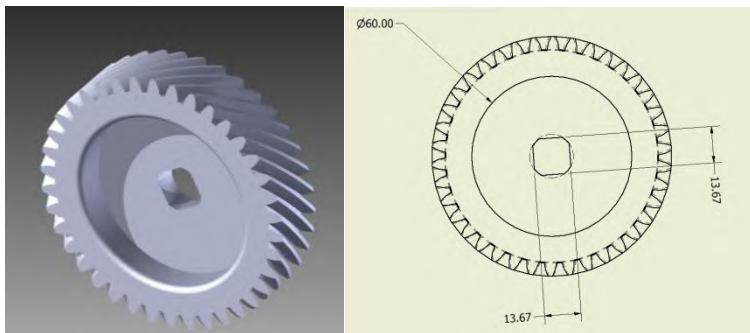
- Jumlah gigi pinion : 19 gigi ; jumlah gigi gear : 38 gigi
- Shaft angle 90°
- Pressure angle gear dan pinion : 20°

- Pitch diameter normal pinion dan gear : 16/in
- Sudut helix pinion dan gear : 45°
- Addendum gear dan pinion : 0,084 in
- Dedendum gear dan pinion : 0,1105 in
- Whole depth gear dan pinion : 0,1989 in
- Center distance 2,519 in
- Face width 17 mm

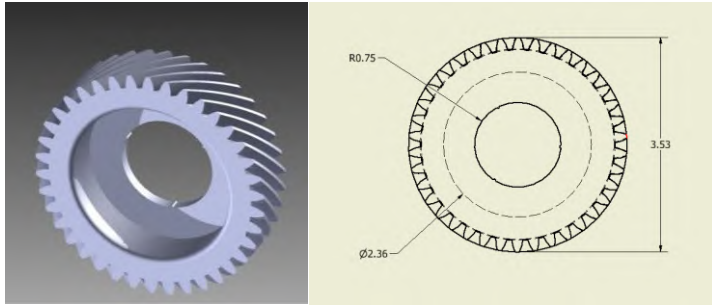
Berikut ini adalah desain dari gear dan pinion *crossed helical* :



Gambar 3.1 Helical pinion depan dan belakang



Gambar 3.2 Helical Gear depan



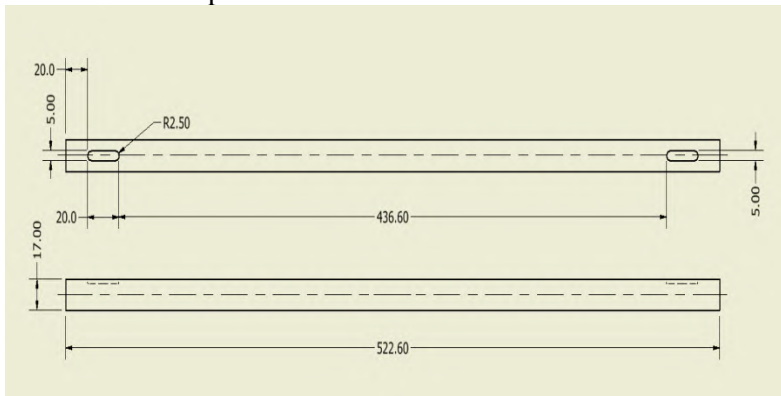
Gambar 3.3 Helical gear belakang

2. Perancangan Poros

Diameter luar poros : 17 mm

Panjang poros : 19 inch

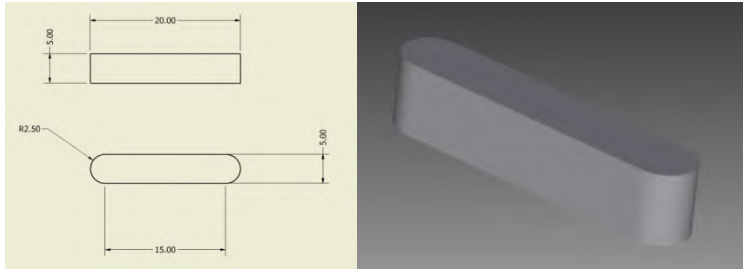
Material poros : AISI 1045



Gambar 3.4 Poros

3. Perancangan Pasak

Dimensi poros pada gambar 3.5 dengan material AISI 1020

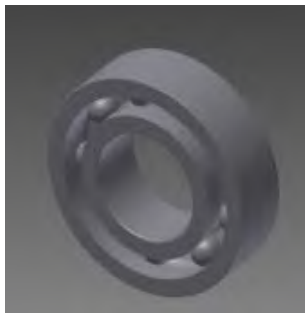


Gambar 3.5 Pasak pada poros dan pinion gear

4. Perancangan Bearing

Bearing yang digunakan adalah tipe *single row deep groove ball bearing*. Berikut ini adalah dimensi dari bearing:

- Diameter dalam bearing 17 mm
- Diameter luar bearing 35 mm
- Tebal bearing 10 mm

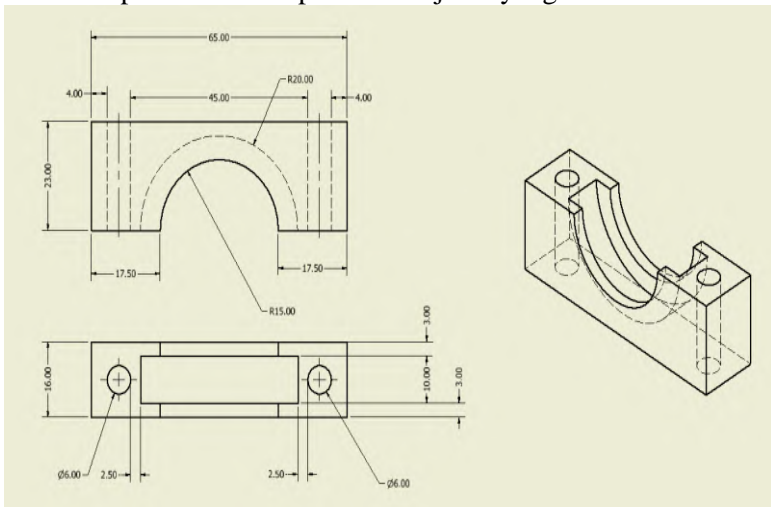


Gambar 3.6 Bearing

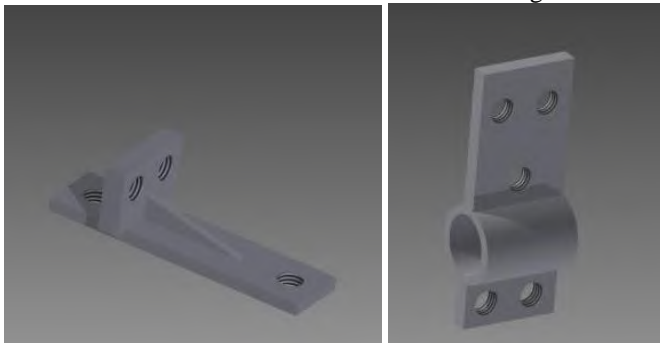
5. Perancangan Dudukan Bearing dan Frame

Pada perencanaan dudukan bearing dan frame menyesuaikan dengan diameter luar dan tebal bearing, material yang digunakan adalah Aluminium karena material ini ringan dan tahan korosi. Sedangkan dudukan bearing ke frame menggunakan material besi, karena dudukan ini membutuhkan penyangga yang kuat

dan rigid agar poros dan gear tidak terjadi gerak ketika sepeda melewati permukaan jalan yang tidak rata.



Gambar 3.7 Dudukan Bearing



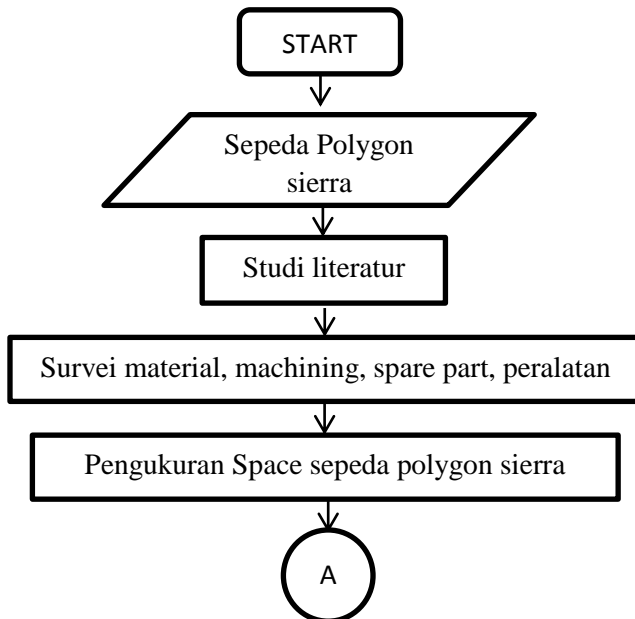
Gambar 3.8 Penyangga dudukan bearing dan *frame* sepeda

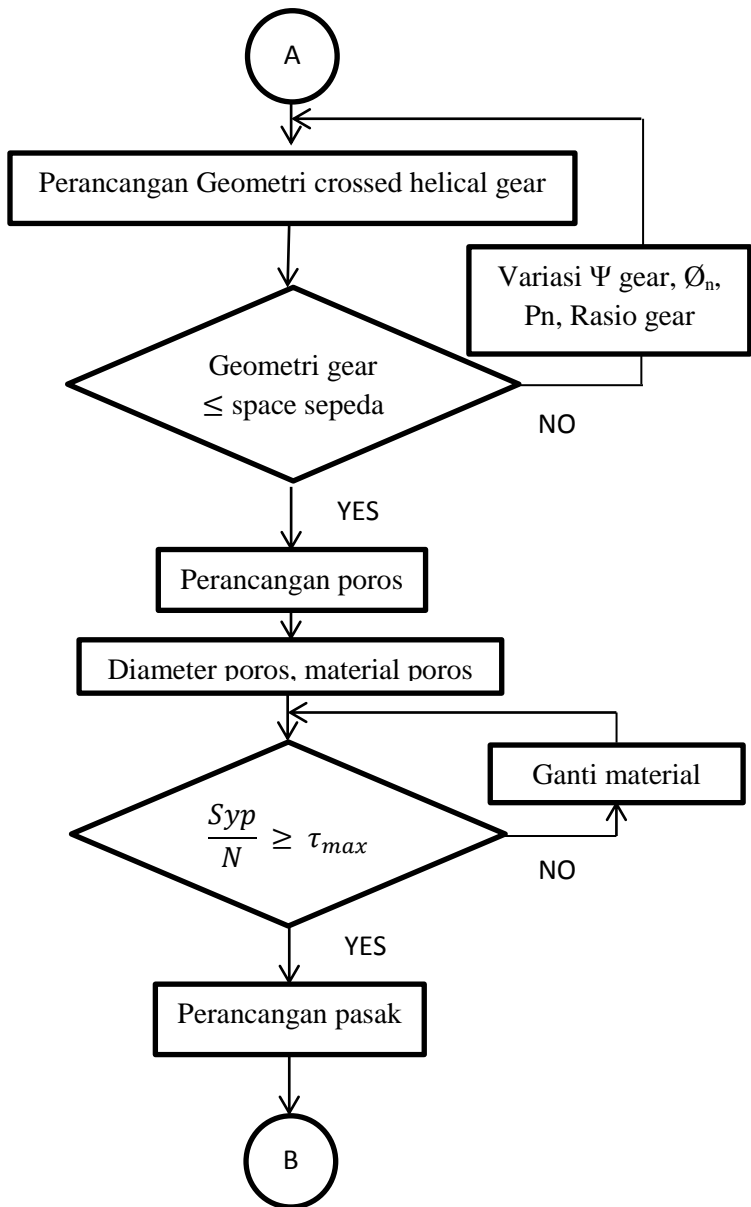
Dari perancangan gear, poros, pasak, bearing, dudukan bearing, dan penyangga bearing ke *frame* sepeda sesuai dengan desain kemudian di *assembly*. Susunan transmisi pada sepeda *chainless crossed helical gear* seperti gambar 3.9

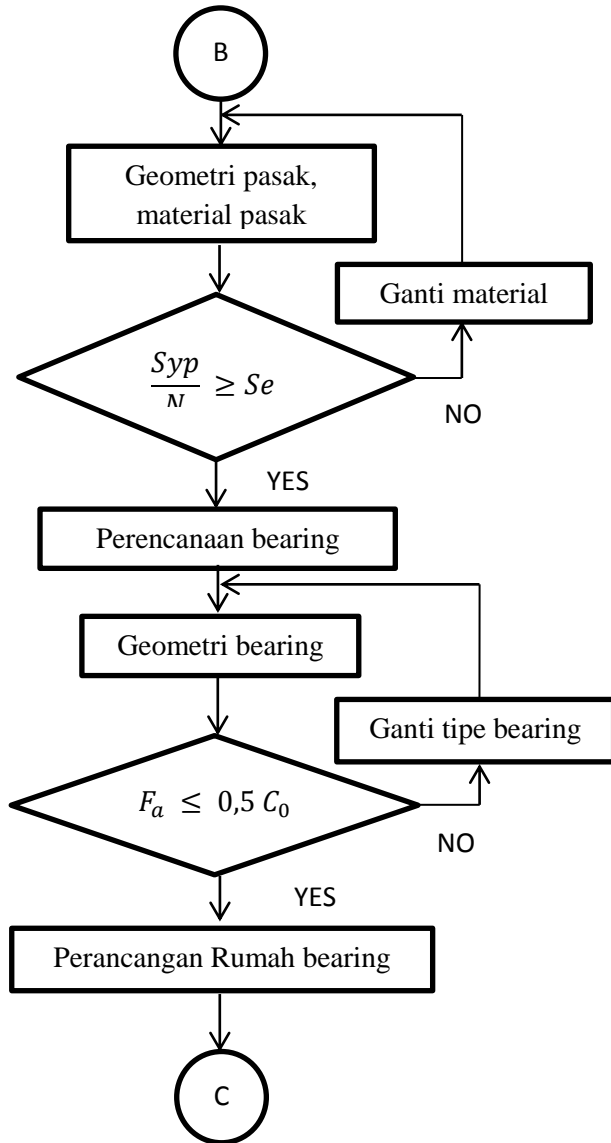


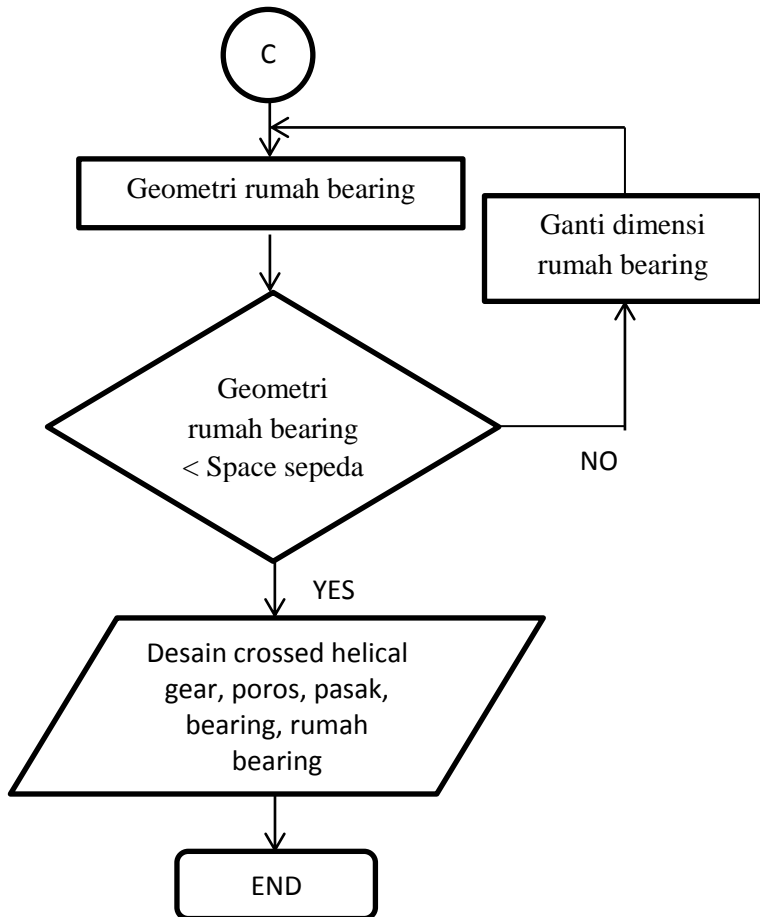
Gambar 3.9 Transmisi sepeda *chainless crossed helical gear*

3.3 Flowchart Perancangan









Gambar 3.10 Flowchart Perancangan

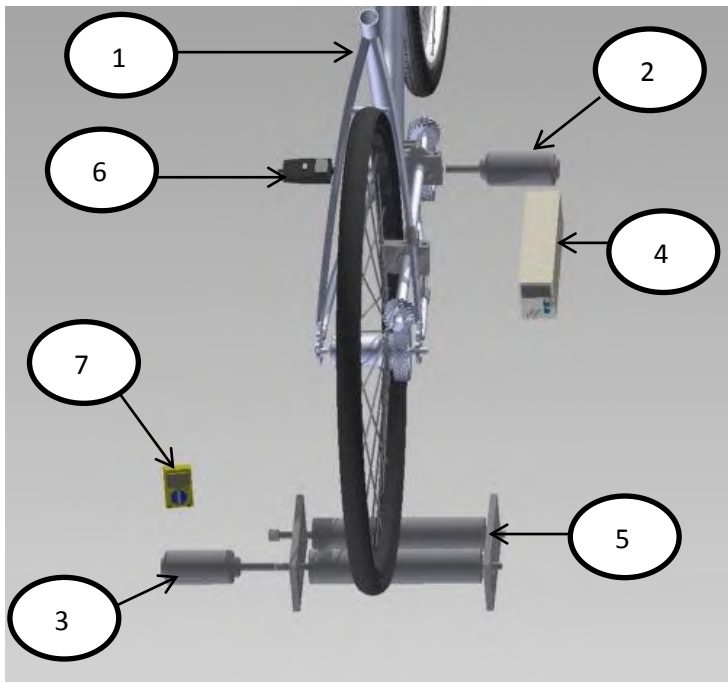
3.4 Pengujian

Pada tahap pengujian sepeda di bagi menjadi dua jenis, yaitu sepeda standar dan sepeda *chainless*, kedua sepeda ini diuji dengan melakukan pengukuran dan pengambilan data secara

langsung dengan menyatukan poros *bracket* sepeda dengan motor listrik yang berputar sehingga menggerakkan roda belakang yang terhubung dengan roller yang tersambung dengan motor listrik yang berfungsi sebagai generator yang nantinya pada pengujian tersebut akan diberikan beban atau komponen kelistrikan seperti lampu.

3.4.1 Skema Pengujian

Skema alat pengujian dimodelkan seperti gambar 3.11 sebagai berikut :



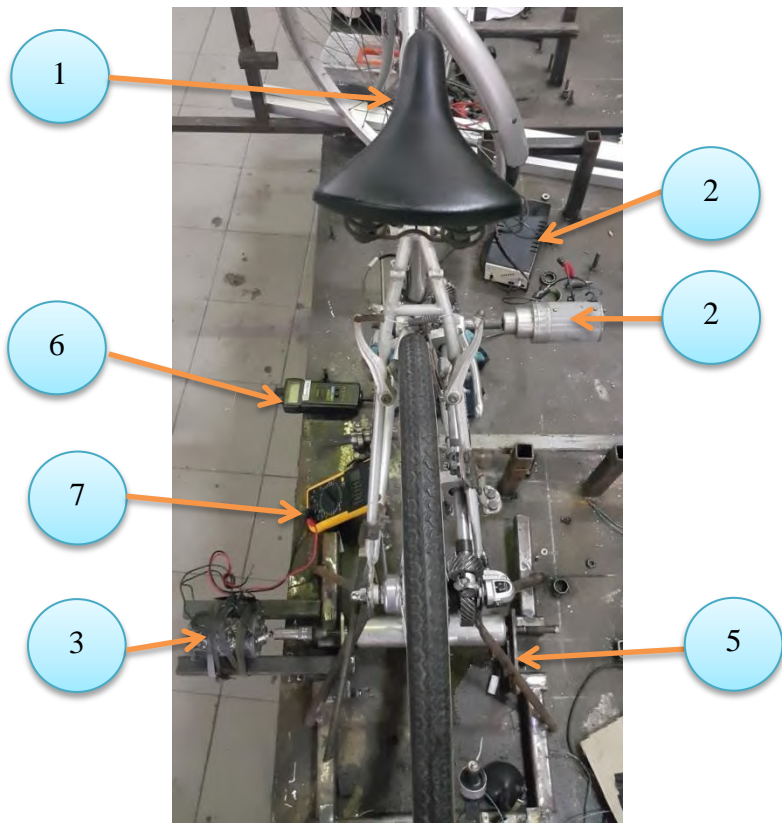
Gambar 3.11 Permodelan skema alat pengujian

Keterangan gambar:

1. Sepeda polygon sierra

2. Motor listrik
3. Generator
4. *Regulated power supply*
5. Roller Pengujian
6. *Stroboscope*
7. Multimeter

Berikut adalah foto dari skema alat pengujian seperti gambar 3.11:



Gambar 3.12 Foto alat pengujian

Keterangan gambar :

1. Sepeda polygon sierra
2. Motor listrik
3. Generator
4. *Regulated power supply*
5. Roller Pengujian
6. *Stroboscope*
7. Multimeter

3.4.2 Peralatan Pengujian

1. Sepeda

Sepeda yang digunakan dalam penelitian ini adalah sepeda polygon sierra dengan kondisi standard dan dalam kondisi dimodifikasi pada bagian sistem penyalur daya dengan menggunakan poros yang terhubung antara pedal dan roda belakang menggunakan *crossed helical gear*.



Gambar 3.13 Sepeda Polygon Sierra standard



Gambar 3.14 Sepeda polygon Sierra *Chainless*

2. Motor Listrik

Motor listrik yang digunakan dalam pengujian ini adalah motor listrik DC 24V, 30 W, dan terdapat *gearbox* dengan rasio 1:22, dengan kecepatan putaran motor maksimal adalah 3000 Rpm. Motor listrik tersebut berfungsi untuk memutar poros pedal sehingga dapat menggerakkan roda belakang sepeda.



Gambar 3.15 Motor listrik

3. Generator

Generator yang digunakan dalam pengujian ini yaitu motor listrik DC 24V, 30 W, tanpa menggunakan *gearbox*. Motor listrik ini berfungsi sebagai generator atau penghasil listrik untuk menghidupkan lampu 6 Volt sebagai bebannya.



Gambar 3.16 Generator

4. *Regulated Power Supply*

Regulated power supply adalah komponen kelistrikan yang berfungsi sebagai penyearah arus listrik (AC ke DC) untuk memberikan tegangan listrik ke motor listrik. Alat dibawah ini dapat diatur output tegangan dan arus sesuai kebutuhan, dari 0 V – 30 V dan maksimal 10 Ampere.



Gambar 3.17 *Regulated Power Supply*

5. Roller Pengujian

Roller berfungsi sebagai landasan putaran roda belakang sepeda yang kemudian di sambungkan dengan

generator. Roller ini diberi penyangga yang disesuaikan dengan frame dari sepeda dan dapat diatur posisi dari poros hub roda.



Gambar 3.18 Roller pengujian

6. Stroboscope

Stroboscope adalah alat untuk mengukur kecepatan putaran, kecepatan yang diukur pada pengujian ini adalah kecepatan putaran gear yang tersambung dengan motor listrik yang berputar sesuai rpm yang di variasikan.



Gambar 3.19 Stroboscope

7. Multimeter

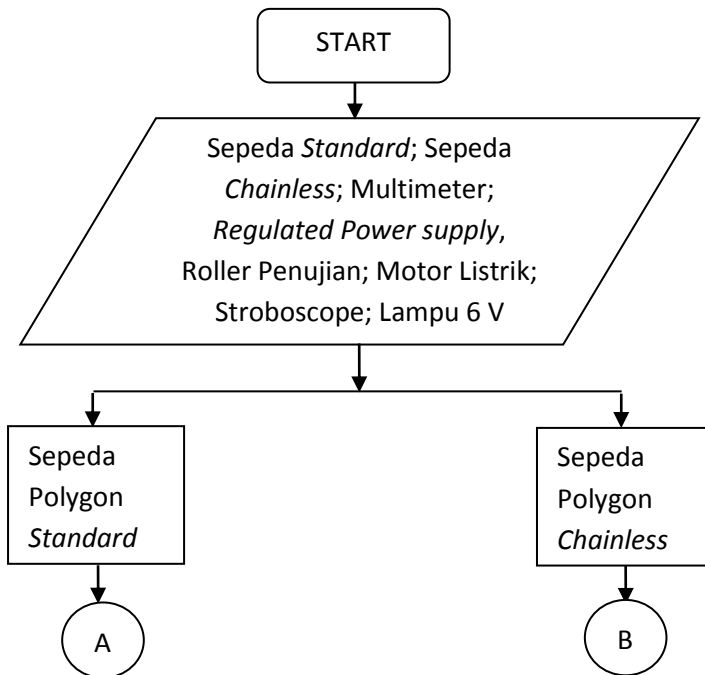
Multimeter atau yang biasa disebut avometer berfungsi sebagai alat pengukur voltase, arus, dan hambatan pada suatu rangkaian kelistrikan. Dalam pengujian ini, multi meter tersebut digunakan untuk

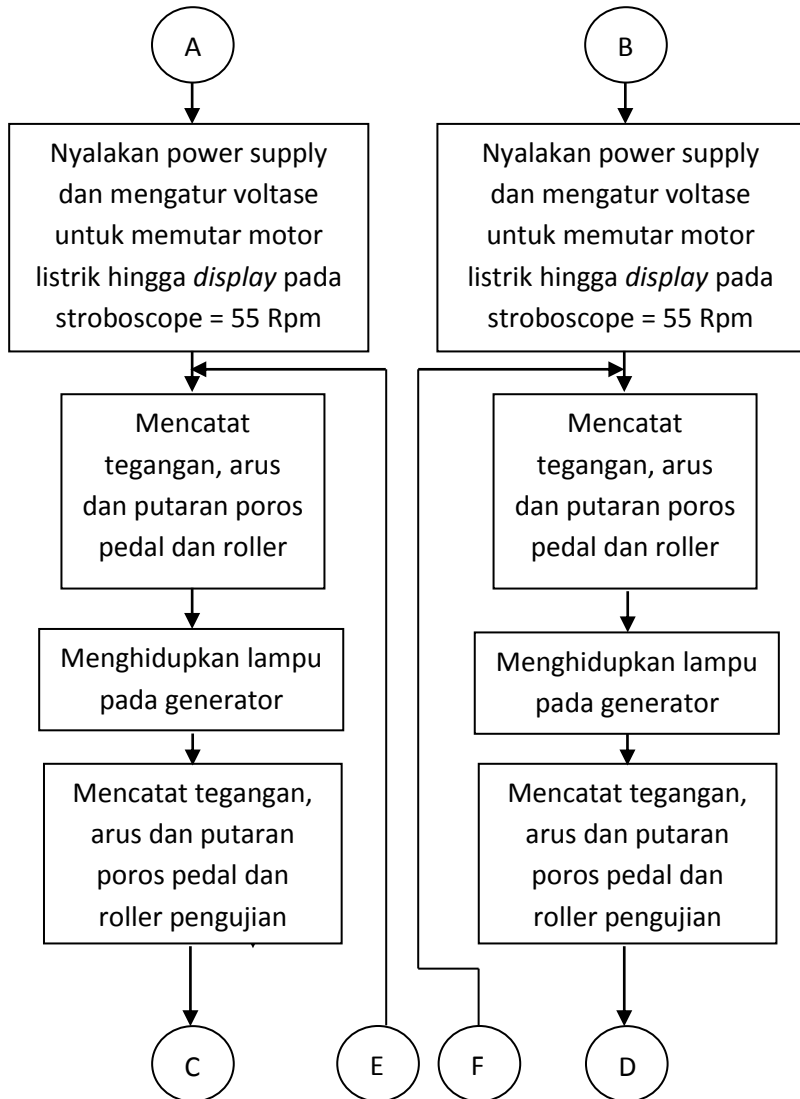
mengukur nilai voltase dan arus pada motor listrik dan generator.

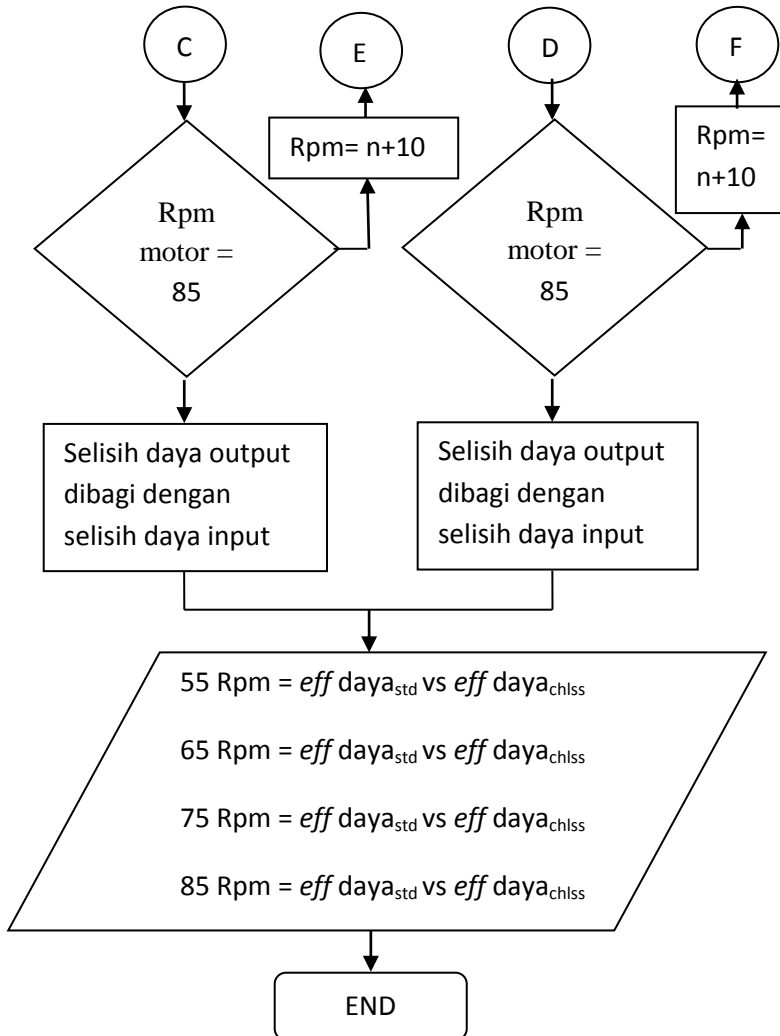


Gambar 3.20 Multimeter

3.5 Flowchart Pengujian







Gambar 3.21 Flowchart Pengujian

3.6 Tahap Pengambilan Data

Pada penelitian kali ini, pengujian akan dilakukan dengan menggunakan sepeda polygon sierra dengan dua pengondisian yang berbeda, yaitu sepeda kondisi standard dan sepeda tanpa rantai dengan poros sebagai penyalur daya. Untuk mendapatkan hasil pengujian yang tepat dan akurat, ada beberapa langkah yang harus dilakukan yaitu:

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik sepeda, tekanan ban, pelumas rantai, pemberian massa.
2. Memeriksa kondisi kelayakan roller pengujian, pengecekan dan kalibrasi terhadap alat ukur yang akan digunakan.
3. Mempersiapkan alat tulis untuk pencatatan data.
4. Memasang alat pengujian sesuai dengan skema pengujian (gambar 3.11)
5. Power supply dinyalakan dan diatur voltase motor listrik hingga putaran mencapai 55 Rpm sesuai yang ditampilkan pada *display* stroboscope yang mengukur kecepatan putaran pada gear depan. Motor listrik tersebut memutar poros *bracket bottom pedal* rotasi putaran yaitu sama dengan arah jarum jam (CW).
6. Mencatat nilai voltase dan arus yang ditampilkan pada display power supply dan generator.
7. Lampu pada generator dinyalakan, kemudian dicatat angka pada display stroboscope pada poros pedal dan roller pengujian, mencatat voltase dan arus pada power supply dan generator.
8. Mengulangi langkah-langkah diatas dengan menggunakan variasi putaran motor listrik yaitu 65 Rpm, 75 Rpm, 85 Rpm, dengan mengulangi tiga kali pengambilan data pada setiap variasi putarannya.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan

Perhitungan dari desain geometri gear, poros, bearing, dan pasak di lakukan agar desain dari sistim transmisi sepeda aman pada saat digunakan, dan diharapkan memiliki *life time* yang sangat lama.

4.1.1 Perhitungan Geometri Gear

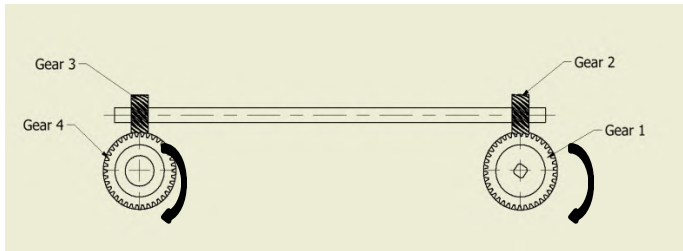
Dengan menggunakan data untuk perhitungan gear sesuai desain dari geometri *crossed helical gear*, maka perlu diketahui sebagai berikut:

$$P_n = 16/\text{in}; \Psi_1 = \Psi_2 = 45^\circ; \emptyset_n = 14,5^\circ; N_{t_p} = 19; N_{t_g} = 38$$

Sehingga geometri *crossed helical gear* dapat dihitung sebagai berikut :

- ◆ Diameter pitch Gear $P = \frac{Nt}{d} = 3,48 \text{ in}$ (persamaan 2.8)
Diameter pitch Pinion $P = \frac{Nt}{d} = 1,67 \text{ in}$ (persamaan 2.8)
- ◆ Outside diameter dengan menggunakan persamaan 2.15 didapatkan Outside diameter gear = 3,48 in, dan outside diameter pinion = 1,8 in
- ◆ Face width dengan menggunakan persamaan 2.18 didapatkan face width untuk pinion dan gear yaitu 17mm.

Gaya-gaya pada masing-masing gear 2 dan gear 3 diperhitungkan untuk menentukan diameter poros yang aman dengan menggunakan material tertentu, dan menentukan bearing yang digunakan.



Gambar 4.1 Skema sistim transmisi sepeda *chainless*

Pada gear 3 :

$$\text{Gaya normal : } F_n = \frac{T}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda} = 60,57 \text{ lb}$$

$$\text{Gaya radial : } F_r = F_n \cdot \sin \phi_n = 15,14 \text{ lb}$$

$$\text{Gaya aksial : } F_a = F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \cos \lambda = 43,1 \text{ lb}$$

$$\text{Gaya tangensial : } F_t = F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \sin \lambda = 3,5 \text{ lb}$$

Pada Gear 2 :

$$\text{Gaya normal : } F_n = \frac{T}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda} = 274,2 \text{ lb}$$

$$\text{Gaya radial : } F_r = F_n \cdot \sin \phi_n = 68,55 \text{ lb}$$

$$\text{Gaya aksial : } F_a = F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \cos \lambda = 187,66 \text{ lb}$$

$$\text{Gaya tangensial : } F_t = F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \sin \lambda = 15,8 \text{ lb}$$

4.1.2 Perhitungan poros

Dalam perhitungan menentukan diameter poros yang akan digunakan sesuai desain agar aman yaitu dengan data poros :

Momen terbesar di titik B sebesar 137,6 lb dan torsi sebesar 157,6 lb.in. Poros menggunakan material poros AISI 1045, dan diameter poros yang di desain yaitu 0,67 in.

$$S_u = 99000 \text{ psi}$$

$$S_y = 61000 \text{ psi}$$

$$S'_n = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 99000 = 49500 \text{ psi}$$

$$S_e = \frac{1}{K_f} C_f C_r C_s S'_n$$

$$S_e = \frac{1}{1,6} \times 0,77 \times 0,836 \times 0,85 \times 49500$$

$$S_e = 24548,24 \text{ psi}$$

Perhitungan poros dengan menggunakan teori Soderberg + Tresca (MSST) dari persamaan 2.20 , maka :

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_{yp}}{S_e} \cdot T_r\right)^2}$$

$$\frac{61 \times 10^3}{2} \geq \frac{16}{\pi 0,67^3} \sqrt{\left(\frac{61000}{24548,24} \times 137,67\right)^2 + (157)^2}$$

$$30500 \geq 6377,25$$

Jadi poros dengan diameter 0,67 in dan material AISI 1045 aman.

4.1.3 Perhitungan bearing

Pada poros terdapat data – data sebagai berikut :

$$D = 0,67 \text{ in}$$

$$n = 85 \text{ rpm}$$

Gaya reaksi tumpuan:

$$A_h = 115,35 \text{ lb}$$

$$B_h = 115,35 \text{ lb}$$

$$A_v = 2,15 \text{ lb}$$

$$B_v = 17,15 \text{ lb}$$

$$A = \sqrt{Ah^2 - Av^2}$$

$$B = \sqrt{Bh^2 - Bv^2}$$

$$A = 115,33 \text{ lb}$$

$$B = 114,1 \text{ lb}$$

Gaya radial F_r yang digunakan adalah gaya reaksi tumpuan yang paling besar. Dari perhitungan di atas, dipakai tumpuan $A = F_r = 115,3 \text{ lb}$. Sedangkan gaya aksial yang bekerja pada poros adalah $F_{aksial} = 187,66 \text{ lb}$. Bearing yang digunakan bertipe *single row deep groove ball bearing* dari SKF, dengan spesifikasi sebagai berikut :

D_{in}	: 17 mm = 0,67 in
D_{out}	: 35 mm
Tebal bearing	: 10 mm
F_r	: 115,3lb
F_a	: 187,66 lb
C_0	: 3750 N = 843,03 lb
C	: 6370 N = 1432,03 lb

Maka :

$$\frac{i.Fa}{C_0} = \frac{1 \times 187,66}{843,03} = 0,225 \quad \text{dan} \quad \frac{Fa}{V.Fr} = \frac{187,66}{1 \times 115,3} = 1,63$$

Maka didapat nilai X dan Y sebagai berikut, untuk single row bearing dengan

$\frac{Fa}{V.Fr} \geq e$, dari tabel 9-5 buku *Machine Design* didapat $X = 0,4$ dan $Y = 1,17$

$$P = XVFr + YFa$$

$$P = 0,4 \times 1 \times 115,31 + 1,17 \times 187,66$$

$$P = 265,7 \text{ lb}$$

Umur bearing dihitung dengan menggunakan persamaan 2.27:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

$$L_{10} = 259,5 \times 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \frac{10^6}{60n}$$

Rating life $L_{10} = 50884,2$ jam kerja atau $L_{10} = 5,8$ tahun kerja

4.1.4 Perhitungan pasak

Diameter poros = 0,669 in

Torsi (T) = 157,6 lb.in

Jenis pasak yang digunakan adalah *square type* (pasak segi empat), material pasak yang digunakan adalah AISI 1020, berdasarkan table A-2 Deuschman didapatkan $Syp = 50000$ psi

Lebar gear = 0.669 in

$N = 2$

$$L = \frac{4 \cdot T \cdot N}{Syp \cdot W \cdot D}$$

$$L = \frac{4 \cdot 157,6 \cdot 2}{50000 \cdot 0,19 \cdot 0,19}$$

$$L = 0,698 \text{ in}$$

Maka panjang pasak yang aman adalah lebih dari 0,698 in, yaitu 0,98 in.

4.1.5 Perhitungan Efisiensi Transmisi Sepeda

Efisiensi transmisi sepeda chainless dapat dihitung dengan menentukan nilai efisiensi pada setiap bagian transmisinya. Efisiensi crossed helical gear dapat dihitung dengan menggunakan pendekatan persamaan worm gear, yaitu :

$$\eta_{gear} = \frac{\cos\phi_n - f \tan\phi_w}{\cos\phi_n + f \cot\phi_w}$$

dimana f adalah koefisien gesek, dapat dihitung persamaan sebagai berikut :

$$V_s = \frac{V_{pw}}{\cos\lambda_w}; V_s \text{ adalah sliding velocity}$$

$$V_{pw} = \text{angular velocity (ft/min)}$$

$$V_{pw} = \frac{85 \times 2\pi \times 1,68}{2 \times 12} = 74,71 \text{ ft/min}$$

$$V_s = \frac{149,43}{0,707} = 105,67 \text{ ft/min}$$

$$f = \frac{0,32}{V_s^{0,36}}$$

$$f = \frac{0,32}{105,67^{0,36}}$$

$$f = 0,0597$$

$$\eta_{gear} = \frac{\cos 14,5 - 0,0597 \tan 45^\circ}{\cos 14,5 + 0,0597 \cot 45^\circ}$$

$$\eta_{gear} = 89 \%$$

- o Efisiensi mekanis Bearing : $\eta_{bearing} = 99,85 \%$ (diambil dari SKF *rolling bearing catalogue*)

Jadi efisiensi transmisi sepeda chainless dapat dihitung sebagai berikut :

$$\eta_{chainless} = \eta_{gear1} \cdot \eta_{gear2} \cdot \eta_{bearing}$$

$$\eta_{chainless} = 0,89 \cdot 0,89 \cdot 0,9985$$

$$\eta_{\text{chainless}} = 0,788$$

$$\eta_{\text{chainless}} = 78,8 \%$$

Untuk efisiensi Sepeda rantai standard dapat dihitung dengan langkah seperti dibawah ini :

- Efisiensi mekanis rantai = $\eta_{\text{rantai}} = 90 \%$ (diasumsikan dengan kondisi rantai dan sprocket yang baru)
- Efisiensi mekanis derailleur sprocket 29: $\eta_{\text{derailleur}} = 91,2 \%$ (diambil dari jurnal *human power The mechanical efficiency of bicycle derailleur and hub gear transmissions*)
- Efisiensi mekanis bearing : $\eta_{\text{bearing}} = 99,85\%$ (diambil dari SKF *rolling bearing catalogue*)

Maka efisiensi sepeda rantai standard dapat dihitung sebagai berikut :

$$\eta_{\text{chain bike}} = \eta_{\text{rantai}} \cdot \eta_{\text{derailleur}} \cdot \eta_{\text{bearing}}$$

$$\eta_{\text{chain bike}} = 0,90 \cdot 0,912 \cdot 0,9985$$

$$\eta_{\text{chain bike}} = 0,82$$

$$\eta_{\text{chain bike}} = 82 \%$$

4.2 Data dan Pembahasan

Seelah dilakukan pengambilan data dengan metode pengujian seperti yang telah dijelaskan pada bab 3 dengan pengujian yang dilakukan sebanyak tiga kali pengulangan, dari hasil pengujian pertama yang telah dilakukan di dapatkan hasil sebagai berikut :

1. Pengujijan dilakukan pada sepeda chainless atau sepeda tanpa rantai pada posisi gear ke-2, dengan rasio perbandingan 1:1, didapatkan hasil sebagai berikut :

Tabel 4.1 Pengujian sepeda *chainless* pada posisi gear ke-2

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rp m ₀	Rp m ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	78, 2	19,9	19, 3	3,4	4	8,99	6,4 5	-	0,7 6
2	75	71, 2	17,4	16, 8	2,9	3,3	5,75	4,2 4	-	0,6 4
3	65	60, 2	15,2	14, 5	2,7	3,1	4,92	3,5 7	-	0,6 4
4	55	50, 7	13,4	12, 6	2,3	2,6	4,14	2,4 6	-	0,5

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
67,66	77,2	9,54	4,902	51,38365
50,46	55,44	4,98	2,7136	54,48996
41,04	44,95	3,91	2,2848	58,43478
30,82	32,76	1,94	1,23	63,40206

Keterangan :

V₀ : Voltase atau tegangan pada kondisi tanpa beban (Volt)

V₁ : Voltase atau tegangan setelah diberi beban atau lampu (Volt)

I₀ : Arus pada kondisi tanpa beban (Ampere)

I₁ : Arus pada kondisi setelah diberi beban atau lampu (Ampere)

P₀ : Daya yang dihasilkan oleh motor atau generator pada kondisi sebelum di beri beban (Watt)

P₁ : Daya yang dihasilkan oleh motor atau generator pada kondisi setelah di berikan beban (Watt)

Contoh perhitungan pada Rpm 85:

$$\Delta P \text{ in} = P_1 - P_0 = (V_1 \cdot I_1) - (V_0 \cdot I_0)$$

$$= (19,3 \cdot 4) - (19,9 \cdot 3,4)$$

$$= 77,2 - 67,66 = 9,54 \text{ Watt}$$

$$\Delta P \text{ out} = P_1 - P_0 = (V_1 \cdot I_1) - (V_0 \cdot I_0)$$

$$= (6,45 \cdot 0,76) - (8,99 \cdot 0) = 4,902 \text{ Watt}$$

Efisiensi transmisi adalah selisih daya output dibagi dengan selisih daya inputnya, dimana efisiensi tersebut menunjukkan nilai efisiensi dari sistim transmisi yang digunakan.

$$\text{Efisiensi transmisi} = \frac{\Delta P_{out}}{\Delta P_{in}} \times 100\%$$

$$\text{Efisiensi transmisi} = \frac{4,902}{9,54} \times 100\%$$

$$\text{Efisiensi transmisi} = 51,383 \%$$

Pengujian dilakukan dengan menggunakan sepeda chainless atau sepeda tanpa rantai pada posisi gear ke-3, dengan rasio percepatan 1,36, dan di dapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.2 Pengujian sepeda *chainless* pada posisi gear ke-3

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rp _{m0}	Rp _{m1}	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	79,6	20,2	19,1	3,4	4,2	8,86	6,69	-	0,79
2	75	68,6	18	17,1	3,1	3,7	7,87	5,39	-	0,71
3	65	59,8	16,3	15,1	3	3,6	6,8	4,66	-	0,65
4	55	49,5	14,2	13,2	2,9	3,4	5,92	3,73	-	0,58

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,68	80,22	11,54	5,2851	45,79809
55,8	63,27	7,47	3,8269	51,23025
48,9	54,36	5,46	3,029	55,47619
41,18	44,88	3,7	2,1634	58,47027

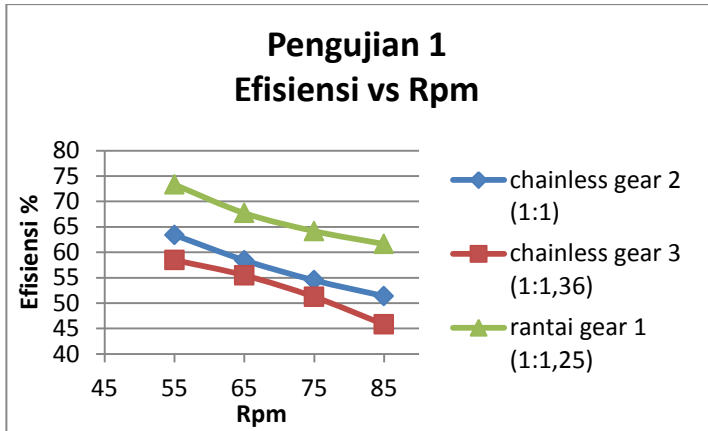
2. Pengujian dilakukan pada sepeda rantai pada posisi gear ke-1, dengan rasio perbandingan sproket 36:29 atau sebesar 1,25, didapatkan hasil sebagai berikut :

Tabel 4.3 Pengujian sepeda *chain standard* pada posisi gear ke-1

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rp m ₀	Rp m ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	79, 7	20,1	19, 2	3,4	4,2	11,4 8	8,3 3	-	0,9 1
2	75	69, 3	18,1	17, 4	3,3	4	10,0 4	7,6 3	-	0,8 3
3	65	60, 4	16,5	15, 8	3,2	3,8	8,85	6,4 5	-	0,7 6
4	55	49, 2	14,3	13, 5	3	3,6	8,03	5,9 7	-	0,7

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,34	80,64	12,3	7,5803	61,62846
59,73	69,6	9,87	6,3329	64,16312
52,8	60,04	7,24	4,902	67,70718
42,9	48,6	5,7	4,179	73,31579

Dari hasil perhitungan nilai efisiensi transmisi pada pengujian pertama maka dapat diplotkan pada grafik sebagai berikut :



Gambar 4.2 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian pertama (*chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1*)

Dari eksperimen yang telah dilakukan sebanyak tiga kali pengulangan, maka dilakukan analisa dari desain eksperimen menggunakan metode *Randomize Block Design* sebagai berikut:

Tabel 4.4 Data hasil pengulangan pengujian

blok (Rpm)	Faktor (sistim transmisi)		
	chainless 2	chainless 3	Rantai 1
55	63,4	58,47	73,32
55	60,87	60,49	73,32
55	59,6	56,45	73,32
65	58,43	55,47	67,71
65	58,43	55,48	67,71
65	58,43	53,77	65,34
75	54,49	51,23	64,16
75	57,04	51,23	64,16
75	57,04	51,23	62,62
85	51,38	45,8	61,62

85	56,82	44,19	61,63
85	55,34	46,93	60,95

Tabel 4.5 Anova: Two-Factor With Replication

SUM MAR Y	chainle ss 2	chainles s 3	Rantai 1	Total
55				
Count	3	3	3	9
Sum	183,87	175,41	219,96	579,24
Average	61,29	58,47	73,32	64,36
Variance	3,74	4,08	0,00	48,61
65				
Count	3	3	3	9
Sum	175,29	164,72	200,76	540,77
Average	58,43	54,91	66,92	60,09
Variance	0,00	0,97	1,87	29,31
75				
Count	3	3	3	9
Sum	168,57	153,69	190,94	513,20
Average	56,19	51,23	63,65	57,02
Variance	2,17	0,00	0,79	30,04

nce

85

Count	3	3	3	9
Sum	163,54	136,92	184,20	484,66
Average	54,51	45,64	61,40	53,85
Variance	7,91	1,90	0,15	49,31

Total

Count	12	12	12
Sum	691,27	630,74	795,86
Average	57,61	52,56	66,32
Variance	9,55	25,83	22,52

ANOVA

<i>Source of Variation</i>	<i>df</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>P-value</i>	<i>F crit</i>
Sample	3	180,644	91,927	2,69E-13	3,009
Columns	2	581,494	295,913	1,23E-17	3,403
Interaction	6	7,990	4,066	0,005945	2,508
Within	24	1,965			
Total	35				

- Hipotesa untuk faktor dari sistem transmisi sebagai berikut:

H_0 : Sistem transmisi sepeda tidak berpengaruh terhadap nilai efisiensi

H_1 : Sistem transmisi sepeda berpengaruh terhadap nilai efisiensi

- Hipotesa untuk blok Rpm (*revolutions per minutes*) sebagai berikut:

H_0 : Rpm tidak berpengaruh terhadap nilai efisiensi

H_1 : Rpm berpengaruh terhadap nilai efisiensi

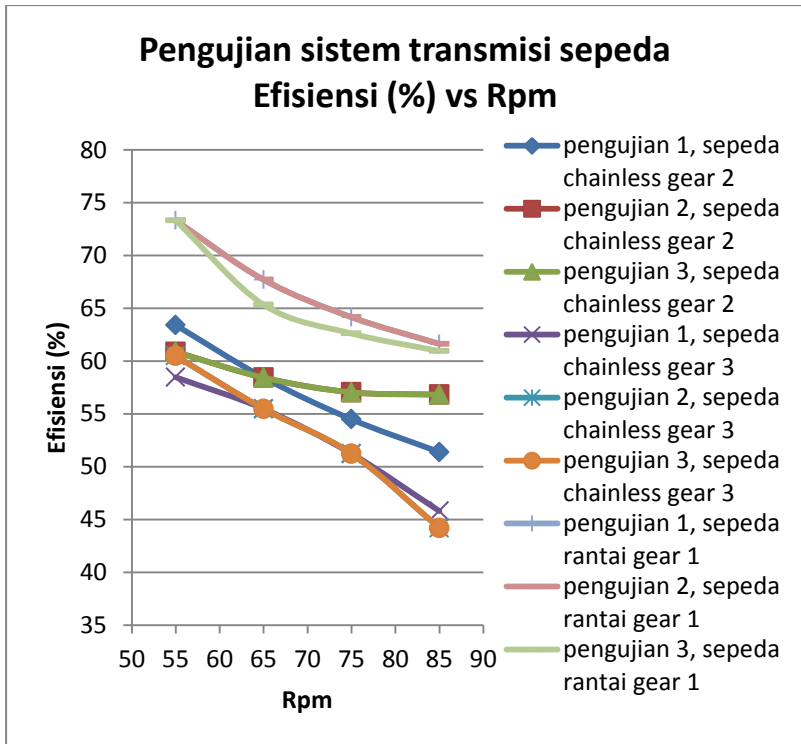
- Hipotesa untuk interaksi dari sistem transmisi sepeda dan Rpm sebagai berikut:

H_0 : Interaksi dari sistem transmisi sepeda dengan Rpm tidak berpengaruh terhadap nilai efisiensi

H_1 : Interaksi dari sistem transmisi sepeda dengan Rpm berpengaruh terhadap nilai efisiensi

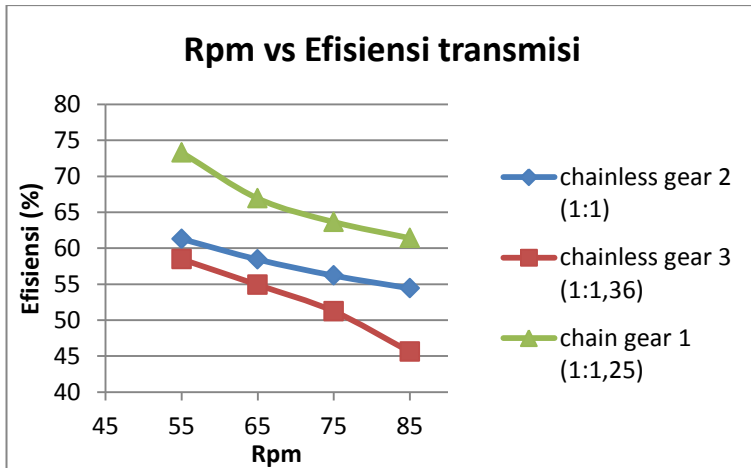
Dari tabel ANOVA pada tabel 4.5, dapat disimpulkan bahwa nilai *sample P-value* (faktor) dengan α (*alpha*) sebesar 5% yaitu $2,69.10^{-13} < 0,05$ maka H_0 ditolak, jadi sistem transmisi sepeda berpengaruh terhadap nilai efisiensi. Untuk nilai *columns P-value* (blok) yaitu $1,23.10^{-17} < 0,05$ maka H_0 ditolak, jadi Rpm berpengaruh terhadap nilai efisiensi. Untuk nilai *interactions P-value* yaitu $0,0059 < 0,05$ maka H_0 ditolak, jadi Interaksi dari sistem transmisi sepeda dengan Rpm berpengaruh terhadap nilai efisiensi.

Berikut adalah grafik dari hasil pengujian sistim transmisi sepeda yang telah dilakukan sebanyak 3 kali pengulangan:



Gambar 4.3 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada ketiga pengujian (*chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1*)

Dari pengujian yang dilakukan sebanyak tiga kali pengulangan, maka nilai efisiensi rata-rata dari sistem transmisi sepeda *chainless* dan sepeda rantai standar dapat ditunjukkan pada gambar 4.4 sebagai berikut:



Gambar 4.4 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda (*chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1*)

Dari gambar 4.4 nilai efisiensi tertinggi pada sepeda rantai posisi gear ke-1 yaitu 73,3 % pada putaran poros pedal 55 Rpm, kemudian sepeda chainless posisi gear ke-2 yaitu 61,28 % pada putaran poros pedal 55 Rpm, dan sepeda chainless posisi gear ke-3 yaitu 58,47 % pada putaran poros pedal 55 Rpm. Dari grafik diatas, tren garis pada setiap sistim transmisi yaitu nilai efisiensi turun seiring dengan kenaikan putaran poros pedal, hal ini disebabkan gesekan yang terjadi semakin cepat maka nilai efisiensi juga turun pada pembebanan yang konstan. Nilai efisiensi sepeda chainless pada gear ke-2 dan ke-3 berbeda disebabkan oleh internal hub gear shimano nexus3 mempunyai nilai efisiensi yang berbeda pada setiap posisi gearnya, yaitu pada posisi gear ke-2 nilai efisiensinya 94 % sedangkan pada posisi gear ke-3 nilai efisiensinya 88%, sehingga dari grafik diatas, sepeda chainless posisi gear ke-2 lebih tinggi nilai efisiensinya dibandingkan dengan posisi gear ke-3.

Hasil dari pengujian mempunyai nilai efisiensi yang lebih kecil daripada nilai efisiensi yang didapatkan sesuai perhitungan dikarenakan beberapa faktor, diantaranya sebagai berikut:

1. Pengaruh dari *machining* atau pembuatan *crossed helical gear* yang menyebabkan permukaan gear tidak halus atau kasar, sehingga gesekan yang terjadi semakin besar, sehingga hal ini yang merupakan penyebab utama dari penurunan nilai efisiensi. Selain itu juga dari faktor pelumasan, untuk pelumas yang diberikan yaitu oli. Karena tidak ada bak atau wadah pelumas, maka pelumas tersebut bersifat sementara untuk melumasi gear tersebut dan pada saat pengujian dilakukan pelumasan diberikan diawal saja, jadi hal ini dapat menjadi salah satu turunnya nilai efisiensi seiring dengan kenaikan putaran poros pedal.
2. Pada proses *machining* gear saat membuat lubang segi empat untuk tempat poros *bracket bottom* tidak tepat pada titik tengah gear tersebut setelah diukur yaitu sebesar 0,14 mm. Dengan kondisi sudah terpasang pada sepeda dan di ukur backlash dengan menggunakan metode seperti gambar 4.3 dengan bantuan *dial indicator*, ketentuan backlash pada helical gear pada kondisi putaran yang tidak cepat dan perubahan temperatur relatif kecil maka sesuai dengan desain gear yang dibuat, yaitu untuk diametral pitch 16 nilai backlash yang ditetapkan sebesar 0,002-0,004 in atau 0,05-0,10 mm (diambil dari buku *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacturing*). Pada pemasangan *crossed helical gear* dengan backlash 0,10 mm dan ketika gear berputar di salah satu bagian putaran berubah menjadi berat atau kasar, dikarenakan salah satu titik kontak mempunyai backlash yang lebih kecil yang dikarenakan ketidak presisi saat proses *machining*nya. Selanjutnya merubah backlash dengan diperbesar menjadi 0,40 mm, putaran menjadi halus akan tetapi pada saat sepeda dikayuh dengan keras terjadi slip pada gear tersebut dikarenakan nilai backlash yang terlalu besar. Kemudian backlash

diperkecil menjadi 0,3 mm putaran pedal halus dan tidak terjadi slip ketika pedal tersebut dikayuh.



Gambar 4.5 Pengukuran backlash *crossed helical gear*

3. Poros yang menghubungkan gear penggerak dan gear yang digerakkan diukur eksentrisitasnya dengan menggunakan alat ukur *dial indicator* dan *water pass* seperti pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 Pengukuran eksentrisitas poros

Pengukuran dilakukan pada 3 titik, dengan selisih total penyimpangan yaitu 0,04 mm pada satu titik dari kedua ujung poros. Hal ini yang menyebabkan putaran poros tidak balance yang mengakibatkan putaran gear menjadi kurang halus pada satu titik kontak tertentu.

4. Pengaruh dari slip dari kontak roda dan roller pengujian, selain itu juga dipengaruhi oleh gesekan dari bearing pada poros roller.

5. Karakteristik torsi dari motor listrik yaitu pada kecepatan putaran rendah torsi yang dihasilkan tinggi, seiring dengan kenaikan kecepatan putaran motor listrik torsi yang dihasilkan turun pada putaran tertentu, ini lah yang menyebabkan nilai efisiensi turun lebih landai. Selain itu juga dipengaruhi oleh temperatur dari motor listriknya, karena pada saat pengujian dilakukan semakin lama motor listrik dinyalakan maka temperatur semakin naik, dengan kata lain efisiensi *thermal* dari motor listrik turun seiring dengan kenaikan suhu dari motor listrik tersebut.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN A

1. Pengujian pertama

Tabel A.1 Pengujian pertama sepeda *chainless* gear 2

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	78,2	19,9	19,3	3,4	4	8,99	6,45	-	0,76
2	75	71,2	17,4	16,8	2,9	3,3	5,75	4,24	-	0,64
3	65	60,2	15,2	14,5	2,7	3,1	4,92	3,57	-	0,64
4	55	50,7	13,4	12,6	2,3	2,6	4,14	2,46	-	0,5

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
67,66	77,2	9,54	4,902	51,38365
50,46	55,44	4,98	2,7136	54,48996
41,04	44,95	3,91	2,2848	58,43478
30,82	32,76	1,94	1,23	63,40206

Tabel A.2 Pengujian pertama sepeda *chainless* gear 3

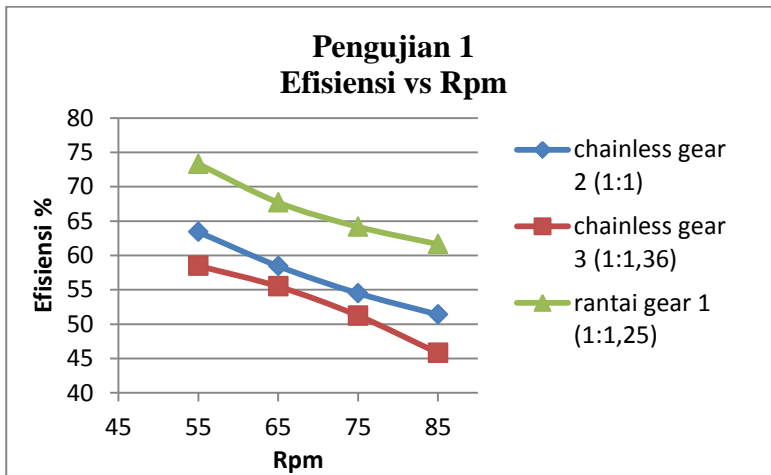
No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	79,6	20,2	19,1	3,4	4,2	8,86	6,69	-	0,79
2	75	68,6	18	17,1	3,1	3,7	7,87	5,39	-	0,71
3	65	59,8	16,3	15,1	3	3,6	6,8	4,66	-	0,65
4	55	49,5	14,2	13,2	2,9	3,4	5,92	3,73	-	0,58

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,68	80,22	11,54	5,2851	45,79809
55,8	63,27	7,47	3,8269	51,23025
48,9	54,36	5,46	3,029	55,47619
41,18	44,88	3,7	2,1634	58,47027

Tabel A.3 Pengujian pertama sepeda rantai gear 1

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	79,7	20,1	19,2	3,4	4,2	11,48	8,33	-	0,91
2	75	69,3	18,1	17,4	3,3	4	10,04	7,63	-	0,83
3	65	60,4	16,5	15,8	3,2	3,8	8,85	6,45	-	0,76
4	55	49,2	14,3	13,5	3	3,6	8,03	5,97	-	0,7

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,34	80,64	12,3	7,5803	61,62846
59,73	69,6	9,87	6,3329	64,16312
52,8	60,04	7,24	4,902	67,70718
42,9	48,6	5,7	4,179	73,31579

Gambar A.1 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian pertama (*chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1*)

2. Pengujian kedua

Tabel A.4 Pengujian ke-dua sepeda *chainless* gear 2

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	78,2	19,9	19,1	3,4	4	8,99	6,45	-	0,77
2	75	72	17,4	16,8	2,9	3,3	5,82	4,24	-	0,67
3	65	61	15,2	14,5	2,7	3,1	4,92	3,57	-	0,64
4	55	50,7	13,4	12,6	2,3	2,6	4,3	2,46	-	0,48

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
67,66	76,4	8,74	4,9665	56,82494
50,46	55,44	4,98	2,8408	57,04418
41,04	44,95	3,91	2,2848	58,43478
30,82	32,76	1,94	1,1808	60,86598

Tabel A.5 Pengujian ke-dua sepeda *chainless* gear 3

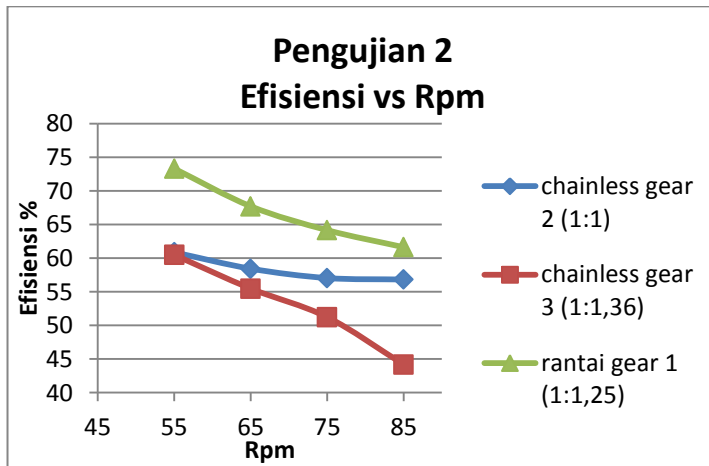
No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	80	20,2	19,2	3,4	4,2	8,86	6,69	-	0,79
2	75	69,2	18	17,1	3,1	3,7	7,87	5,39	-	0,71
3	65	59,8	16,3	15,1	3	3,6	6,8	4,66	-	0,65
4	55	49,5	14,2	13,2	2,9	3,4	5,92	3,73	-	0,6

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,68	80,64	11,96	5,2851	44,1898
55,8	63,27	7,47	3,8269	51,23025
48,9	54,36	5,46	3,029	55,47619
41,18	44,88	3,7	2,238	60,48649

Tabel A.6 Pengujian ke-dua sepeda rantai gear 1

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	80	20,1	19,2	3,4	4,2	11,48	8,33	-	0,91
2	75	69,3	18,1	17,4	3,3	4	10,04	7,63	-	0,83
3	65	60,4	16,5	15,8	3,2	3,8	8,85	6,45	-	0,76
4	55	50,2	14,3	13,5	3	3,6	8,03	5,97	-	0,7

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,34	80,64	12,3	7,5803	61,62846
59,73	69,6	9,87	6,3329	64,16312
52,8	60,04	7,24	4,902	67,70718
42,9	48,6	5,7	4,179	73,31579

Gambar A.2 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian kedua (*chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1*)

3. Pengujian ketiga

Tabel A.7 Pengujian ke-tiga sepeda *chainless* gear 3

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	78	19,9	19,1	3,4	4	8,87	6,45	-	0,75
2	75	67	17,4	16,8	2,9	3,3	5,75	4,24	-	0,67
3	65	58,2	15,2	14,5	2,7	3,1	4,88	3,57	-	0,64
4	55	49	13,4	12,6	2,3	2,6	4,08	2,46	-	0,47

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
67,66	76,4	8,74	4,8375	55,34897
50,46	55,44	4,98	2,8408	57,04418
41,04	44,95	3,91	2,2848	58,43478
30,82	32,76	1,94	1,1562	59,59794

Tabel A.8 Pengujian ke-tiga sepeda *chainless* gear 3

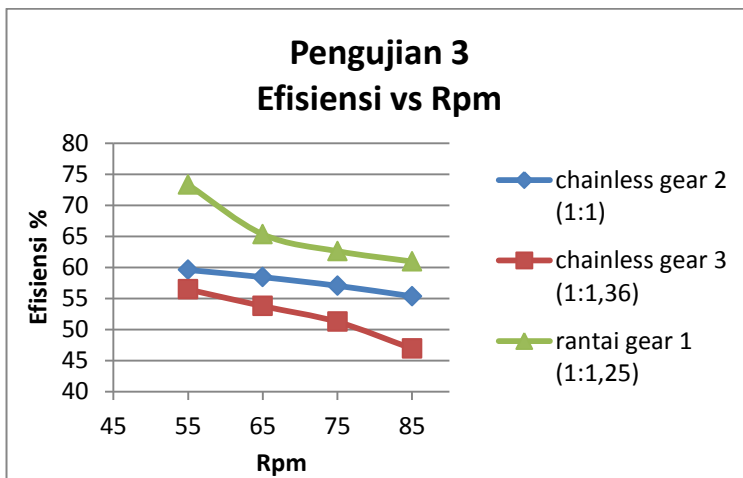
No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	79	20,2	19	3,4	4,2	8,86	6,69	-	0,78
2	75	68	18	17,1	3,1	3,7	7,87	5,39	-	0,71
3	65	57	16,3	15,1	3	3,6	6,8	4,66	-	0,63
4	55	47	14,2	13,2	2,9	3,4	5,92	3,73	-	0,56

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,68	79,8	11,12	5,2182	46,92626
55,8	63,27	7,47	3,8269	51,23025
48,9	54,36	5,46	2,9358	53,76923
41,18	44,88	3,7	2,0888	56,45405

Tabel A.9 Pengujian ke-tiga sepeda rantai gear 1

No	Rpm in		Motor (Input)				Generator (output)			
	Rpm ₀	Rpm ₁	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)	V ₀ (V)	V ₁ (V)	I ₀ (A)	I ₁ (A)
1	85	79	20,1	19,2	3,4	4,2	11,48	8,33	-	0,9
2	75	69,3	18,1	17,4	3,3	4	10,04	7,63	-	0,81
3	65	60	16,5	15,8	3,2	3,8	8,85	6,48	-	0,73
4	55	49	14,3	13,5	3	3,6	8,03	5,97	-	0,7

P in ₀	P in ₁	ΔP in	ΔP out	Efisiensi transmisi
68,34	80,64	12,3	7,497	60,95122
59,73	69,6	9,87	6,1803	62,61702
52,8	60,04	7,24	4,7304	65,33702
42,9	48,6	5,7	4,179	73,31579

Gambar A.3 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada pengujian ketiga (*chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1*)

LAMPIRAN B

Berikut adalah gambar dari proses-proses pembuatan gear :



Gambar B.1 Hasil machining tahap awal poros dan gear

Pada proses ini dilakukan *turning* dan *facing* pada material poros dan gear, untuk material gear perlu dilakukan proses *milling* untuk membuat lubang segi empat yang sesuai dengan desain.



Gambar B.2 Proses hobbing helical pinion

Pada proses hobbing pinion menggunakan modul 1,25 untuk membuat giginya, dan posisi hob diatur hingga membentuk sudut 45° sesuai dengan sudut heliks pada desainnya.



Gambar B.3 Proses hobbing gigi helical gear

Pada proses hobbing gear helical menggunakan modul 1,25 untuk membuat giginya, dan posisi hob diatur hingga membentuk sudut 45° sesuai dengan sudut heliks pada desainnya.

Berikut ini adalah gambar-gambar pada saat pengujian dilakukan:



Gambar B.4 Pengujian sepeda rantai standar

Pengujian untuk mencari efisiensi transmisi dari sepeda rantai standar dilakukan pada sistem rangkaian alat pengujian yang terpasang diatas meja datar, meja datar tersebut diberikan sambungan atau pengunci pada roller pengujian agar roller pengujian tidak bergerak saat pengambilan data.



Gambar B.5 Pengujian sepeda chainless

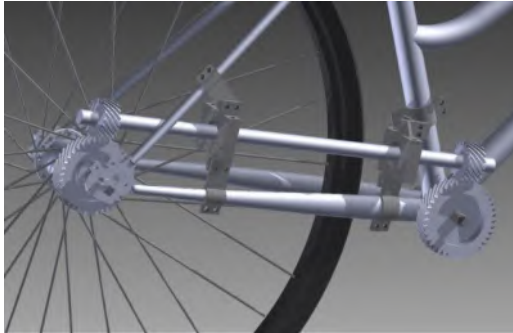
Pengujian untuk mencari efisiensi transmisi dari sepeda *chainless* dilakukan pada sistem rangkaian alat pengujian yang terpasang diatas meja datar, meja datar tersebut diberikan sambungan atau pengunci pada roller pengujian agar roller pengujian tidak bergerak saat pengambilan data. Untuk mengganti posisi gear percepatan terdapat pada *handle bar* sepeda yang biasa disebut *shifter*.

Berikut adalah gambar sepeda *Chainless (crossed helical gear)*:



Gambar B.6 Sepeda *chainless*

Berikut adalah gambar permodelan desain sepeda chainless dengan hasil dari pembuatannya:



Gambar B.7 Sistem transmisi sepeda *chainless* pada permodelan desain inventor



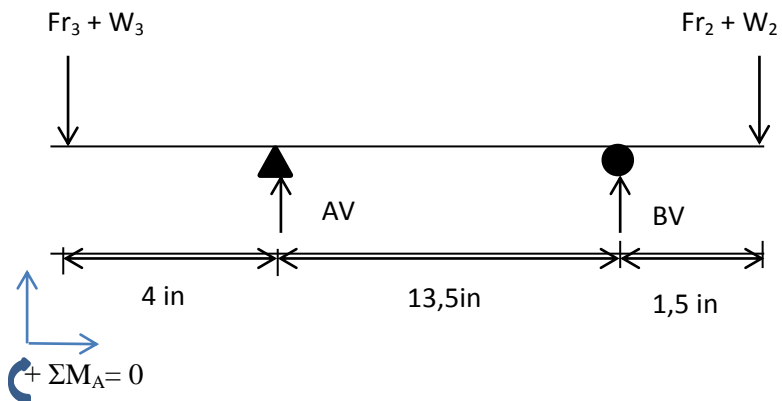
Gambar B.8 Sistem transmisi sepeda *chainless* hasil pembuatan

Dari kedua gambar diatas terlihat perbedaan sepeda *chainless* dari permodelan desain inventor dengan hasil pembuatannya, perbedaan terletak pada bagian plat penyangga rumah bearing, perbedaan tersebut dikarenakan pada proses pembuatan yang dilakukan dengan manual terutama pada proses memnekuk atau *bending* plat dan menyesuaikan plat penyangga tersebut dengan *frame* dari sepeda.

Perhitungan poros agar aman, diketahui data sebagai berikut :

- Panjang poros : 19 in
- Diameter poros : 0,67 in
- T poros : 157,6 lb-in
- Ft gear 3 : 3,5 lb
- Fn gear 3 : 60,57 lb
- Fa gear 3 : 43,1 lb
- Fr gear 3 : 15,14 lb
- W gear 3 : 0,36 lb
- Fn gear 2 : 274,2 lb
- Ft gear 2 : 15,8 lb
- Fa gear2 : 187,66 lb
- Fr gear 2 : 68,55 lb
- Wgear 2 : 0,36 lb

Bidang Vertikal



$$M_A = -(Fr_3 + W_3) - B_V \cdot 13,5 + (Fr_2 + W_2)15$$

$$M_A = -(15,14 \text{ lb} + 0,36 \text{ lb})4 \text{ in} - B_V \cdot 13,5 \text{ in} + (68,55 \text{ lb} + 0,36 \text{ lb})15 \text{ in}$$

78

$$0 = -13,5 \text{ in} \cdot B_V - 62 \text{ lb.in} + 1033,65 \text{ lb.in}$$

$$0 = -13,5 \text{ in} \cdot B_V + 971,65 \text{ lb.in}$$

$$B_V = 72,54 \text{ lb.in}$$

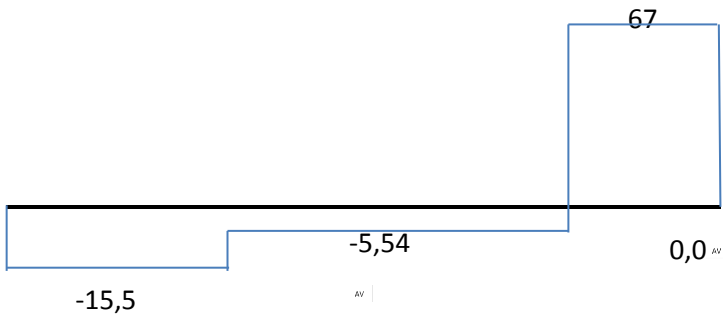
$$\downarrow + F_Y = 0$$

$$0 = F_{r3} + W_3 - A_V - B_V + F_2 + W_2$$

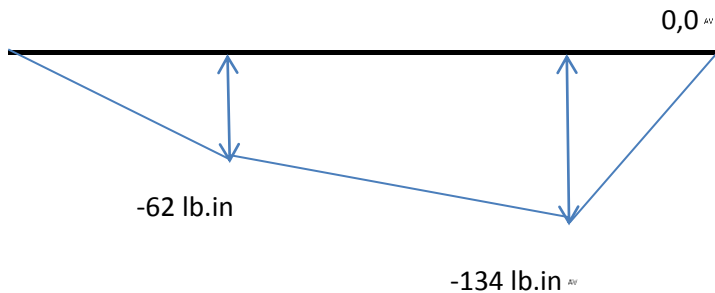
$$0 = 15,5 \text{ lb} - A_V - 72,54 \text{ lb.in} + 68,91 \text{ lb}$$

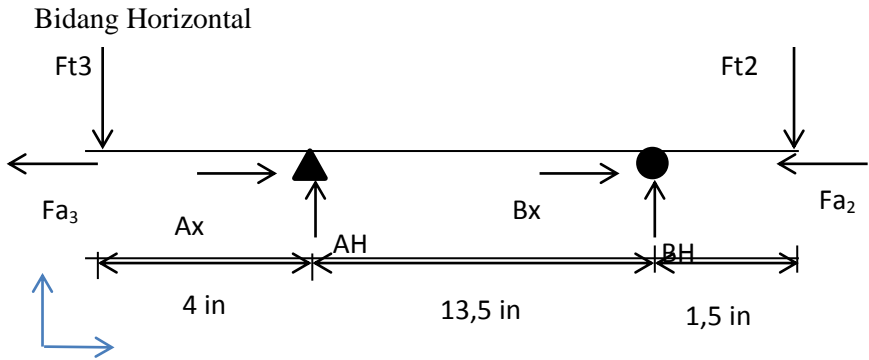
$$A_V = 9,96 \text{ lb.in}$$

Vertical Shear diagram



Vertical Momen diagram





$$\curvearrowright + M_A = -Ft3 \cdot 4 - B_H \cdot 13,5 + Ft2 \cdot 1,5$$

$$0 = -(3,5 \text{ lb} \cdot 4 \text{ in}) - B_H \cdot 13,5 \text{ in} + (15,8 \text{ in} \cdot 1,5 \text{ in})$$

$$B_H = 17,15 \text{ lb.in}$$

$$\downarrow + F_Y = 0$$

$$0 = Ft3 + Ft2 - B_H - A_H$$

$$A_H = 3,5 \text{ lb} + 15,8 \text{ lb} - 17,15 \text{ lb.in} - A_H$$

$$A_H = 2,15 \text{ lb.in}$$

$$\leftarrow + F_X = 0$$

$$0 = Fa_2 + Fa_3 - A_x - B_x$$

$$(A_x = B_x) = 43,1 \text{ lb} + 187,66 \text{ lb}$$

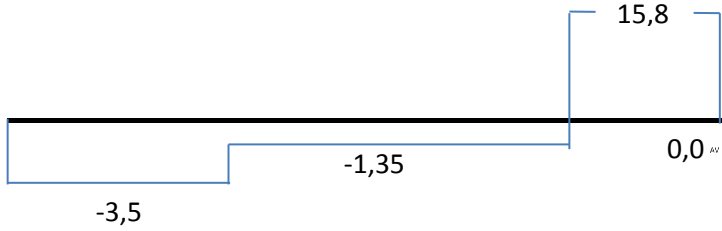
$$2 B_x = 230,7$$

$$B_x = 115,3 \text{ lb}$$

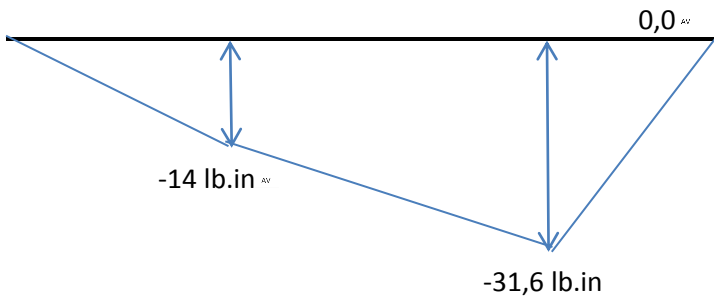
80

$$A_x = 115,3 \text{ lb}$$

Horizontal Shear diagram



Horizontal Momen diagram



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Geometri *crossed helical gear* yang dibuat dengan spesifikasi rasio transmisi 1 : 1, dengan rasio sepasang gear yaitu 1 : 2 dengan jumlah gigi gear 38 gigi dan pinion 19 gigi.
2. Sepeda *chainless* dibuat sesuai dengan perhitungan dan di desain dengan menyesuaikan dari frame sepeda yang sudah ada tanpa merusak frame sepeda tersebut, didapatkan diameter poros 0,67in dan panjang poros 19in, bearing D_i 17mm D_o 35mm, dengan geometri rumah bearing sesuai dengan dimensi bearing dan penyangga poros yang rigid dan dapat diatur posisinya.
3. Alat pengujian dibuat sesuai dengan desain sepeda dan dapat mengukur efisiensi transmisi dari sepeda yang diuji. Alat pengujian yang dilengkapi dengan roller dan penyangga frame sehingga memudahkan untuk pengambilan data, dan terdapat dua motor listrik dimana satu motor berfungsi sebagai generator dan satu motor listrik berfungsi untuk memutar poros pedal, stroboscope yang berfungsi untuk pengukuran putaran poros pedal dan roller pengujian.
4. Dari hasil pengujian efisiensi dari sepeda rantai pada putaran poros pedal 55 Rpm = 73,31%, 65 Rpm = 66,9%, 75 Rpm = 63,65%, 85 Rpm = 61,4%, efisiensi dari sepeda tanpa rantai untuk gear percepatan ke-2 pada putaran poros pedal 55 Rpm = 61,3%, 65 Rpm = 58,43%, 75 Rpm = 56,2%, 85 Rpm = 54,42%, efisiensi dari sepeda tanpa rantai untuk gear percepatan ke-3 pada putaran poros pedal 55 Rpm = 58,5%, 65 Rpm = 54,9%,

75 Rpm = 51,2%, 85 Rpm = 45,6%, semakin tinggi putaran poros pedal semakin rendah nilai efisiensinya dengan dipengaruhi oleh beberapa faktor, diantaranya efisiensi dari hub internal, hasil dari *machining* gear dan poros yang kurang presisi, motor listrik, dan alat pengujian.

5.2 Saran

Saran dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Machining crossed helical gear dan poros perlu ditingkatkan kepresisian dan kerataan dari material.
2. Pembuatan penyangga rumah bearing dikerjakan dengan manual, sebaiknya dilakukan dengan menggunakan mesin bending agar hasilnya lebih baik.
3. Pembuatan roller pengujian dibuat lebih baik lagi.
4. Kelengkapan peralatan yang mendukung untuk dilakukan pengujian perlu di lengkapi kembali.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] P. Radzevich, Stephen. 2012. **Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture Second Edition.** United States of America
- [2] D. Deutschman, Aaron. J. Michels, Walter. E. Wilson, Charles. 1975. **Machine Design Theory and Practice.** United States of America
- [3] Rama, M Narashima Reddy. 2014. **Design & Fabrication of Shaft Drive for Bicycle.** India
- [4] Gordon, David Wilson. 2001. **Human Power Technical Journal of The IHPVA.** United States of America
- [5] Ardy. 2015. **Rantai Sepeda Copot Dibantu Polisi,** <http://www.tribrataneews.com>, diakses tanggal 20 Maret 2016
- [6] Tietjen, Al. 2007. **The Hill Climber.** United States of America
- [7] Mozer, David. 1995-2016. **Internasional Bicycle Fund.** America
- [8] Steven, A. Kautz, E. Michael, Feltner. F. Coyle. 1991. **The Pedaling Technique of Elite Endurance Cyclist: Change with Increasing Workload at Constant Cadence.** England

BIOGRAFI PENULIS



Ario Kartiko Sulistiyan lahir pada tanggal 2 Desember 1992 di kota Pati Jawa Tengah, yang merupakan anak ke dua dari dua bersaudara.

Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di MI Yaummi Fatimmah Pati, sekolah menengah pertama di SMP N 5 Pati, Sekolah Menengah Atas di Semesta Bilingual Boarding School Semarang. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya sebagai mahasiswa S1.

Selama menempuh pendidikan di kampus perjuangan ITS penulis banyak mengikuti kegiatan organisasi, kepanitiaan, dan lomba dalam berbagai event. Penulis menjadi kabiro otomotif divisi Human Resource Development di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS pada periode 2013-2014. Selain organisasi penulis juga aktif di beberapa event diantaranya menjadi pemateri “Sistem Kelistrikan” di event Kursus Dasar-dasar Otomotif oleh LBMM pada tahun 2013, dan menjadi tim soal Mechanic Skill Competition di tahun yang sama. Selain itu penulis juga menjadi salah satu bagian dari team ITS Sapu Angin dalam divisi engine, yang telah mengikuti event Student Formula Japan 2015 dan sekaligus menjuarai pada event Kontes Mobil Hemat Energy 2014, Shell Eco Marathon 2015.