

SIMULASI SISTEM PENGGERAK *GENEVADRIVE* TIPE EKSTERNAL DENGAN EMPAT CELAH

Mohamad Wahyu Samsudin^{1,3}, Edi Sutoyo^{2,2}

¹Mahasiswa Program Studi Teknik Mesin

²Dosen Pembimbing Utama

¹Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor

e-mail: wahyusyamsudin0704@gmail.com

ABSTRAK

Perkembangan teknologi sangat pesat pada masa kini, dikarenakan kebutuhan yang sangat meningkat menjadikan dasar kenapa pengembangan teknologi menjadi cepat. Penelitian ini memfokuskan pada sistem penggerak geneva drive type eksternal dengan empat celah, hasil dari penelitian didapatkan geometri geneva yang ideal dengan pengukuran dan perhitungan, sehingga keakuratan geometri dalam gerak 98%. Simulasi torsi yang diberikan sebesar 2,45 Nm pada bagian pin yang bersentuhan dengan driven, tegangan yang terjadi untuk nilai minimum dengan nilai -0,000867 N/mm² pada titik ujung pin, dan untuk nilai maksimum dengan nilai 0,000842 N/mm² pada titik di bagian bawah pin driver, dengan tegangan geser yang terjadi sebesar $8,5 \times 10^{-8}$ N/mm² dengan daya motor sebesar 5,63 W.

Driver geneva yang mempunyai putaran konstan 22 rpm dari motor penggerak bertegangan 24 V, dengan torsi motor sebesar 2,45 Nm mengalami gerak berputar selama 2,72 detik komponen pin driver memiliki kecepatan sudut pada waktu 0,38 detik sebesar 6 rad/s, dan percepatan sudutnya terjadi pada waktu 0,24 sebesar 108,5 rad/s², lalu komponen driven geneva mengalami kecepatan sudut pada waktu 0,28 sampai 0,32 detik sebesar 5,9 rad/s, dengan percepatan sudut pada waktu 2,70 detik sebesar 136 rad/s².

Kata kunci : tegangan, geneva drive, pin

1. PENDAHULUAN

Geneva drive sebuah mekanisme dalam geraknya mengubah putaran kontinu menjadi gerak berselang memiliki periode tinggal dan periode gerak dalam gerak rotasinya. Mekanisme ini digunakan dalam sebuah alat yang memanfaatkan gerak bereselang. pemanfaatan gerak ini digunakan pada proyektor film dalam menampilkan gambar dan pada sistem pada jam. Pengembangan teknologi terapan dalam proses penyediaan alat menggunakan sebuah mekanisme dengan gerakan terputus-putus (*intermittent-motion mechanism*) dalam prosesnya dimana sebuah inovasi. Penelitian ini akan membahas sebuah penerapan mekanisme dengan gerakan terputus-putus (*intermittent-motion mechanism*).

Dimana sebuah rangkaian batang penghubung merubah gerakan terus menerus menjadikan gerakan terputus-putus, putaran *driven* yang gerak kontinu mendorong driven yang memiliki celah yang sehingga putaran kontinu berubah menjadi gerak berselang.

Gerak berselang menjadi fokus dalam penelitian dengan mensimulasikan gerak berselang pada *geneva drive* untuk mengetahui bagaimana mekanisme ini bergerak memberikan sebuah gerak berselang sehingga mendapatkan sebuah gerak berselang yang dibutuhkan dalam industri indonesia saat ini dan untuk pengaplikasian pada sebuah alat. Tujuan penelitian ini yaitu untuk mengetahui kinerja mekanisme dengan gerakan terputus-putus dengan tipe *Geneva Drive eksternal dengan empat celah* agar Mengetahui permodelan dengan gerakan terputus-putus dalam alat angkut secara keseluruhan.

2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan di laboratorium Mekanika Struktur Fakultas Teknik Program studi Teknik Mesin Universitas Ibn Khaldun Bogor. Observasi yang pertama dilakukan penelitian pengukuran dan kondisi lapangan secara teknis alat penelitian. Observasi yang kedua penulisan lakukan penelitian meliputi, perbandingan kondisi aktual dimensi dengan dimensi standar, rancang

desain ulang kembali komponen *geneva* eksternal empat slot , dan uji simulasi *load external* pada model komponen dan rancang desain

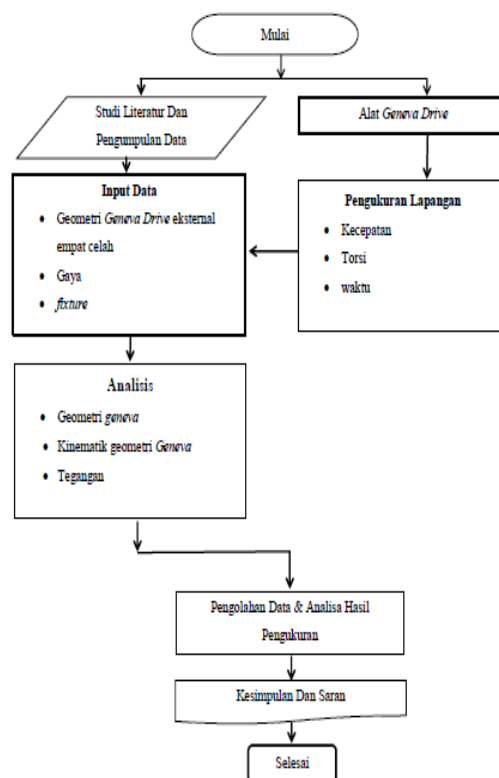
Tahapan yang dilakukan dalam perancangan *Geneva* eksternal empat celah akan dijelaskan pada sub-sub bab di bawah ini

Pada desain perancangan dan perhitungan *Geneva* eksternal empat celah secara teoritis telah dituliskan pada bab dasar teori. Parameter yang mendasar untuk mengetahui kemampuan pada *Geneva* eksternal empat celah meliputi,

- Geometri *Geneva Drive*
- Kecepatan
- Torsi

Dimana yang akan di variasikan terhadap waktu operasional mekanisme agar mendapatkan hasil serta kesimpulan yang dapat dibandingkan dengan cara eksperimen aktual pada alat.

flowchart penelitian

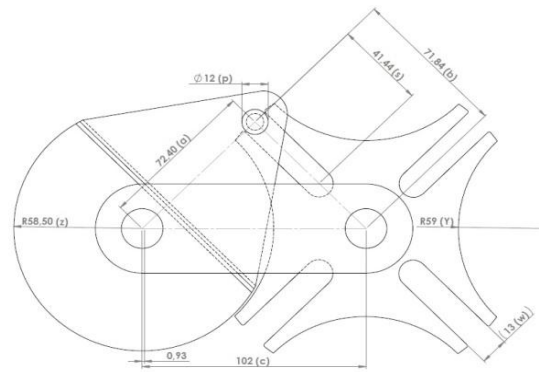


3. HASIL DAN PEMBAHASAN

akan membahas pengujian mekanisme *geneva drive* eksternal dengan empat celah yang diaplikasikan pada alat pemotong bawang untuk mendapatkan keakuratan kerja mekanisme dengan geometri dan desain *geneva*.

Analisis Geometri Dimensi Aktual Dengan Standar

Didapatkan ukuran geometri pada *geneva* pada alat penelitian yang akan menjadi fokus dalam penulisan ini dengan pengukuran pada *geneva* eksternal empat celah yang tunjukan pada gambar.



Gambar 1. Dimensi Geometri *Geneva* Aktual

Perhitungan geometri ideal *geneva* empat celah dengan memasukan nilai pada tabel

Pusat pin dengan pusat <i>driver</i> (<i>a</i>)	72,40 mm
jumlah banyaknya slot <i>driven</i> (<i>n</i>)	4 celah
diameter pin <i>driver</i> (<i>p</i>)	12 mm
toleransi <i>driver</i> (<i>t</i>)	1 mm

dari hasil pengukuran aktual pada alat penelitian, jarak pusat (*c*)

$$= \frac{1}{\sin(180:4)} \times 72,40 \text{ mm} = \underline{102,38 \text{ mm}}$$

radius roda *geneva* (*b*)

$$\sqrt{102,38^2 - 72,40^2} = \underline{72,38 \text{ mm}}$$

panjang lintasan pin (*s*)

$$(72,40 + 72,38) - 102,38 = \underline{42,4 \text{ mm}}$$

lebar celah *driven* (*w*) = (12 + 1) = 13mm

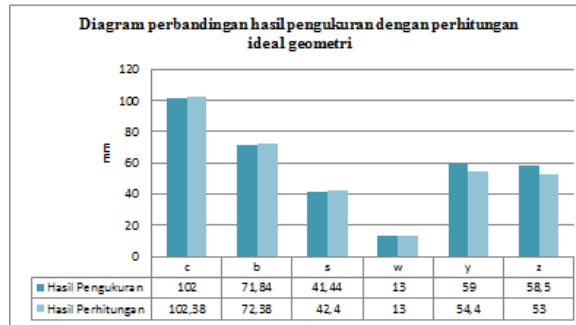
busur slot (*y*) = 72,40 - (12 x 1,5mm) = 54,4 mm

penghentijari roda (*Z*) = 54 - 1 = 53 mm

Dari hasil perhitungan ini didapatkan geometri ideal dibawah ini dengan di perjelasan pada tabel perbandingan hasil pengukuran dan hasil perhitungan standar.

Tabel 1. Perbandingan Hasil pengukuran aktual Dengan perhitungan ideal

No	Item Pengukuran	Hasil pengukuran	Hasil perhitungan	akurasi
1	jarak pusat (<i>c</i>)	102 mm	<u>102,38mm</u>	100%
2	radius rodageneva (<i>b</i>)	71,84 mm	<u>72,38 mm</u>	100%
3	panjang celah <i>driven</i> (<i>s</i>)	41,44 mm	<u>42,40 mm</u>	100%
4	Lebar celah <i>driven</i> (<i>w</i>)	13 mm	<u>13mm</u>	100%
5	radius busur slot (<i>y</i>)	59 mm	<u>54,4 mm</u>	96%
6	penghentijari roda (<i>Z</i>)	58,50 mm	<u>53 mm</u>	95%



Gambar 2. Diagram perbandingan hasil pengukuran dengan ideal geometri

Berdasarkan gambar 3.2 kesesuaian geometri untuk mendapatkan gerak berselang yang ideal dengan keakurasian yang tinggi, seperti pada gambar diagram perbandingan pengukuran aktual dan ideal secara perhitungan didapatkan toleransi yang relatif kecil. ukuran perbandingan nilai tertinggi ada pada radius busur slot atau celah (y) dan penghentijariroda(Z) berkisar 5 mm selisih nilai dengan toleransi 1mm dan nilai keakurasian 98% rata-rata keseluruhan aman dalam mendapatkan gerak berselang.

Analisis Kinematik Geometri Geneva Eksternal Empat Celah

Dengan nilai yang kita dapatkan dari pengukuran yang dijelaskan pada tabel

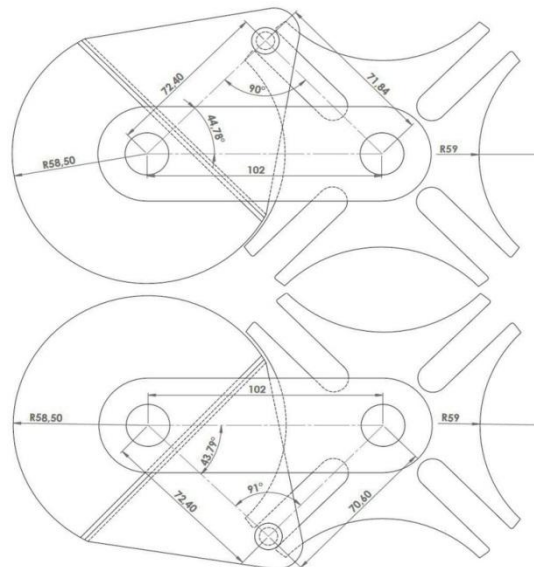
$n = 4$ celah

$m = \frac{1}{\sin : 180} = 1,42 \text{ mm}$

$c = a \times m$

$= 72,40 \text{ mm} \times 1,42 \text{ mm}$

$= \underline{102,8 \text{ mm}}$



Gambar 3. Perubahan Posisi Masuk Pin Dan Keluar

Geneva eksternal empat celah ditunjukkan secara skematis pada Gambar. 4.2. Diameter luar roda driven ketika diameter celah pada driven 13 mm dan persamaan penentuan diameter luar roda driven :

$$D = 2 \sqrt{\frac{dr^2}{4} + a^2 \times \cot^2 \frac{180}{4}}$$

$$D = 2 \sqrt{\frac{13^2}{4} + 72,40^2 \times 45}$$

$$D = \underline{72,05 \text{ mm}}$$

Menentukan Kecepatan sudut engkol atau pin *driver* dalam *rpm* yang terdapat pada motor dengan 22 rpm dalam perancangan penelitian ini merubah menjadi *rps*.

$$\omega = \frac{p\pi}{30}$$

$$\omega = \frac{22rpm \times 3,14}{30}$$

$$\omega = 2,3 \text{ rad/s}$$

Ketika motor dengan kecepatan 22 rpm mendapatkan kecepatan sudut sebesar 2,3 rad/s

Menentukan kecepatan sudut pada *driven* :

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega \left(\frac{m \cdot \cos \alpha - 1}{1 + m^2 - 2 \cdot m \cdot \cos \alpha} \right)$$

$$\frac{d\beta}{dt} = 2,3 \text{ rad/s} \left(\frac{1,42 \times 0,722}{1 + 1,42^2 - 2 \times 1,42 \times 0,70} \right)$$

$$\frac{d\beta}{dt} = 2,29 \text{ rad/s}$$

Menentukan percepatan sudut pada *driven* :

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \omega^2 \left(\frac{m \cdot \sin \alpha (1 - m^2)}{(1 + m^2 - 2m \cdot \cos \alpha)^2} \right)$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = 2,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \left(\frac{1,42 \text{ mm} \times \sin 44,78^\circ (1 - 1,42^2 \text{ mm})}{(1 + 1,42^2 \text{ mm} - 2 \times 1,42 \text{ mm} \cos 44,78^\circ)^2} \right)$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = 0,7 \text{ rad/s}^2$$

percepatan sudut maksimum terjadi ketika $\cos \alpha$

$$\sqrt{\left(\frac{1 + m^2}{4 \times m} \right) + 2 - \left(\frac{1 + m^2}{4 \times m} \right)}$$

$$\sqrt{\left(\frac{1 + 1,42^2}{4 \times 1,42} \right) + 2 - \left(\frac{1 + 1,42^2}{4 \times 1,42} \right)}$$

$$\cos \alpha = 2^\circ$$

Menentukan kecepatan sudut maksimum ketika $\alpha = 0^\circ$

$$= \frac{\omega}{m-1}$$

$$= \frac{2,3 \text{ rad/s}}{1,42 - 1}$$

$$= 5,4 \text{ rad/s}$$

Untuk menyederhanakan pengembangan persamaan gerak posisi engkol di mana pin memasuki celah. Sehingga dari Gambar 4.2 engkol atau pin yang mendorong sama dengan (*f*) pada setiap sudutnya adalah :

$$f = \alpha \sqrt{1 + m^2 - 2 \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

$$f = 44,78^\circ \sqrt{1 + 1,42^2 - 2 \times (1,42) \times 0,70}$$

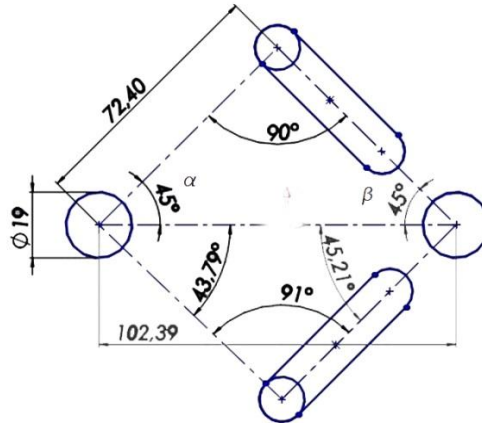
$$f = 45^\circ$$

untuk dapat mengetahui perpindahan sudut pada driven :

$$\cos \beta = \frac{m - \cos(\alpha)}{\sqrt{1 + 1,42^2 - 2(1,42) \cdot 0,70}}$$

$$\cos \beta = \frac{1,42 - 0,30}{\sqrt{1 + 1,42^2 - 2(1,42) \cdot 0,70}}$$

$$\cos \beta = 1,1^\circ$$



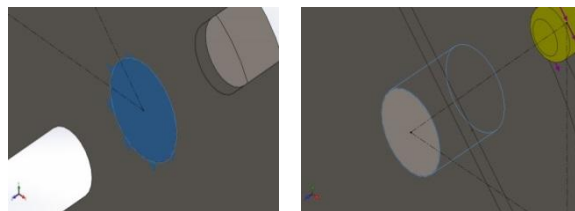
Gambar 4. Garis Dasar Posisi Pin

gambar diatas pada saat pin sebagai engkol dengan panjang 72,40 mm yang mendorong celah pada driven sepanjang 42,40 mm masuk kedalam celah pertama dengan $\cos \alpha 44,78^\circ$. Mengalami perubahan sudut pada pin atau engkol sebesar 1° pada akhir keluaran pin . 1° Batas atas dan bawah masih dapat dikatakan aman dalam perancangan geometri *geneva* eksternal empat celah.

Analisis Kinematik Geometri Geneva Eksternal Empat Celah

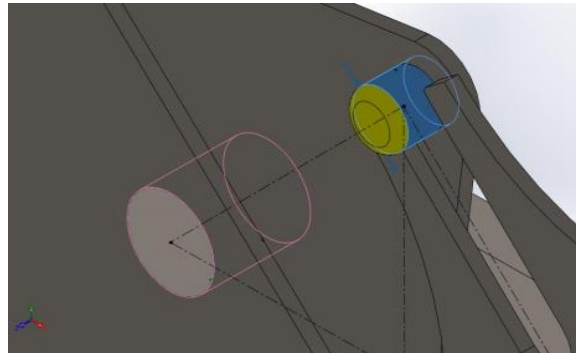
Analisis pembebanan dilakukan pada *Geneva* dengan geometri yang sudah ditentukan dengan perhitungan diatas agar mengetahui yang terjadi pada area kritis. Ukuran toleransi erat kaitannya dengan perubahan bentuk (deformasi) dan ukuran yang terjadi, parameter analisis ini yaitu moment gaya atau torsi yang terjadi pada saat *Geneva* bekerja dengan pembebanan dari motor penggerak.

Pada penelitian ini penulis menganalisa momentz gaya yang terjadi pada *Geneva* bekerja menggunakan simulasi dengan metode pembenan statis yang kemudian dibandingkan dengan perhitungan manual dan berdasarkan analisis simulasi dengan menentukan fixture, pemberian gaya sesuai dengan spesifikasi motor penggerak dan uji pembebanan.



(A) (B)
Gambar 5. Pemberian Posisi Torsi

Pada gambar (A) dimana posisi pemberian *fixture* pada poros *drivengeneva drive* untuk menentukan bagian yang tetap saat simulasi , dan pada gambar (B) posisi bagian yang diberikan engsel pada poros *driver* dengan arah simulasi pada pin *driver*



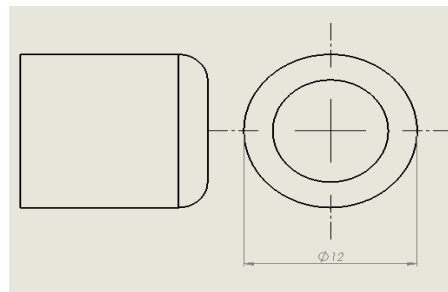
Gambar 6. Pemberian Posisi Torsi

Penempatan posisi moment gaya pada saat pin memasuki kedalam celah *driven* dengan memeberikan nilai sebesar torsi yang ada pada spesifikasi pada motor penggerak dengan perhitungan.

$$\begin{aligned} T \text{ motor} &= 25 \text{ kg.cm} \\ &= 2,45 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Dari perhitungan serta tahapan simulasi kita dapatkan nilai sebesar 2,45 Nm dan bagian yang dijadikan tetap atau tidak berputar ada pada bagian poros *driven* yang akan kita masukan untuk pengujian secara simulasi , bagian yang kita jadikan untuk engsel pada poros *driver* dengan pemberian arah torsi pada pin.

Menentukan moment inersia polar dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :



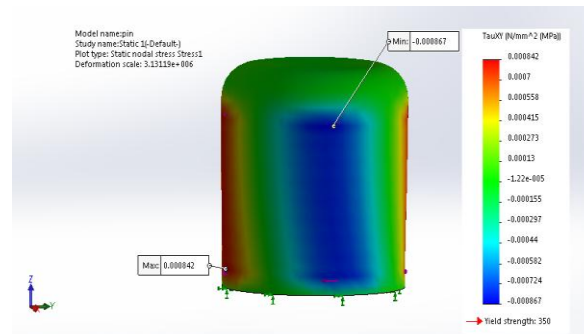
Gambar 7. Pin Driver

$$\begin{aligned} j &= \frac{\pi}{32} D^4 \\ j &= \frac{3,14}{32} (12\text{mm})^4 \\ j &= 0,098. (12\text{mm})^4 \\ j &= 2032 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

dengan persamaan diatas momen inersia polar pada pin diketahui sebesar 2032 mm^4 untuk menghitung tegangan geser yang terjadi pada saat pin mendorong *driven* dengan kecepatan 2,3 rad/s dan torsi 2,45 Nm menggunakan persamaan berikut.

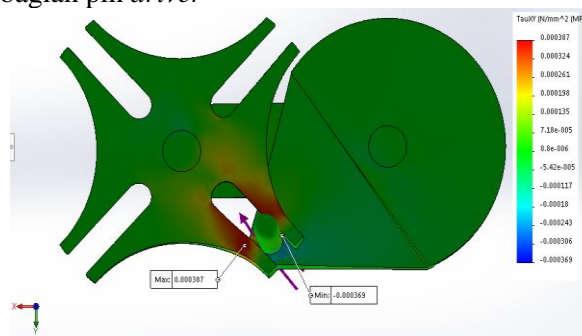
$$\begin{aligned} \tau &= \frac{T \cdot r}{j} \\ \tau &= \frac{2450 \text{ Nmm} \cdot 6 \text{ mm}}{2034 \text{ mm}^4} \\ \tau &= 8,5 \times 10^{-10} \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi pada saat pin masuk celah dan mendorong *driven* bernilai $8,5 \times 10^{-10} \text{ N/mm}^2$



Gambar 8. Hasil Simulasi tegangan geser pada pin

Pada gambar diatas menunjukkan hasil dari simulasi tegangan geser pada pin yang diberikan nilai sebesar 2,45 Nm pada bagian pin yang bersentuhan dengan *driven* untuk nilai minimum dengan nilai $-0,000867 \text{ N/mm}^2$ pada titik ujung celah *driven* , dan untuk nilai maksimum dengan nilai $0,000842 \text{ N/mm}^2$ pada titik dibagian pin *driver*



Gambar 9. Hasil Simulasi Tegangan geser Saat Pin Memasuki Celah *Driven*

Hasil simulasi tegangan geser maksimal yang terjadi pada saat pin memasuki celah *driven* geneva sebesar $0,000387 \text{ N/mm}^2$ pada celah *driven* tegangan geser minimum terjadi dicelah bawan pin *driver* sebesar $-0,000369 \text{ N/mm}^2$.

Perhitungan Daya Motor Pada Saat Pin Mendorong *Driven*

Untuk mendapatkan daya motor yang terjadi pin mendorong driver menggunakan persamaan dibawah sebagai berikut.

$$P = T \cdot \omega$$

$$P = 2,45 \text{ Nm} \times 2,3 \text{ rad/s}$$

$$P = 5,63 \text{ W}$$

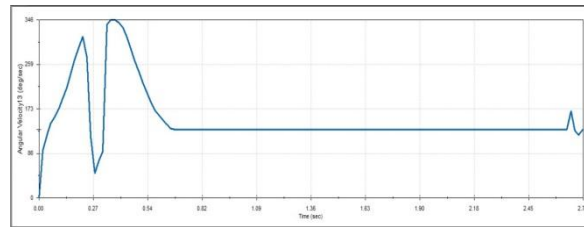
Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan atau mendorong *driven* sebesar 5,63 W, dengan memasukan nilai torsi pin pada *driven* sebesar 2,45 Nm dan kecepatan sudut pin driver 2,3 rad/s.

Analisis Simulasi Kecepatan Sudut, Percepatan Sudut Terhadap Waktu

Simulasi analisis gerak *geneva drive* dengan kecepatan konstan 22 rpm untuk mendapatkan kecepatan dan percepatan sudutnya terhadap waktu tempuh pada saat pin mulai masuk dan mendorong *driven* pada celah.

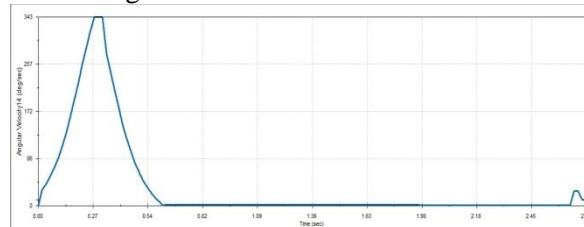
Analisis Simulasi Kecepatan Sudut pin dan *driven* Terhadap Waktu

Melihat pergerakan kecepatan sudut pin pada *driver* dengan kecepatan konstan 22 rpm lalu pin masuk dan mendorong *driven* saat masuk celah selama periode lintasan pin pada celah dapat dilihat pada grafik dibawah ini.



Gambar 10. Grafik simulasi Analisis kecepatan sudut pin pada *driver*

Kecepatan sudut pin pada *driver* dimulai dari 0 sec sampai dengan 2,72 sec pergerakan pin satu putaran penuh dengan melintasi celah driven satu kali kecepatan sudut terjadi pada waktu 0,38 sec dengan nilai 346 deg/s sama dengan 6 rad/s.

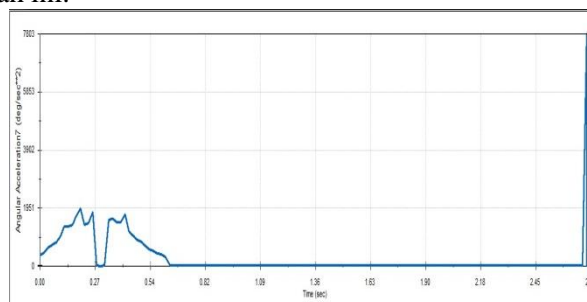


Gambar 11. Grafik simulasi Analisis kecepatan sudut *driven*

Kecepatan sudut drivendimulai dari 0 detik sampai dengan 2,72 detik pergerakan driven satu kali pin melintasi dalam celah kecepatan sudut terjadi pada waktu 0,28 sampai 0,32 detik dengan nilai 343 deg/s atau 5,9 rad/s , di tiga waktu yang sama kecepatan sudut driven dengan nilai yang sama terjadi.

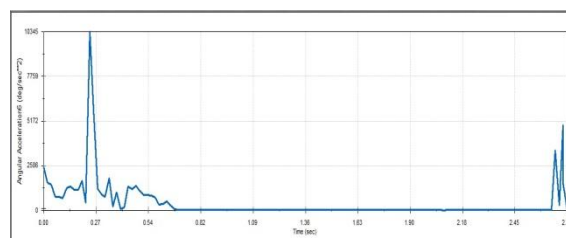
Analisis Simulasi Percepatan Sudut pin dan *driven* Terhadap Waktu

Melihat pergerakan percepatan sudut pin pada *driver* dengan kecepatan konstan 22 rpm lalu pin masuk dan mendorong *driven* saat masuk celah selama periode lintasan pin pada celah dapat dilihat pada grafik dibawah ini.



Gambar 12. Grafik simulasi Analisis percepatan sudut pin pada *driver*

Percepatan sudut pin pada *driver* dimulai dari 0 detik sampai dengan 2,72 detik pergerakan pin satu putaran penuh dengan melintasi celah driven satu kali percepatan sudut terjadi pada waktu 0,24 detik dengan nilai 10345 deg/s² sama dengan 180,5 rad/s².



Gambar 13. Grafik simulasi Analisis percepatan sudut *driven*

Percepatan sudut *driven* dimulai dari 0 detik sampai dengan 2,72 detik pergerakan *driven* satu kali pin melintasi dalam celah percepatan sudut terjadi pada waktu 2,70 detik dengan nilai 7803 deg/s^2 atau 136 rad/s^2 .

3 Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan

Dari hasil penelitian dan Analisa simulasi mekanisme *Geneva drivetype* eksternal empat celah data disimpulkan :

1. Ketelitian dalam perancangan geometri dengan perbandingan hasil pengukuran langsung dan hasil perhitungan mendapatkan keakuratan nilai sampai 98% untuk geometri *geneva drive type* eksternal sehingga berpengaruh terhadap hasil gerak berselang yang memanfaatkan putaran kontinu menjadi putaran berselang dengan ketepatan waktu yang di pengaruhi oleh kecepatan dan beban pada perancangan mekanisasi *Geneva drive*.
2. Simulasi torsi yang diberikan sebesar 2,45 Nm pada bagian pin yang bersentuhan dengan *driven* , teganganyang terjadi untuk nilai minimum dengan nilai $-0,000867 \text{ N/mm}^2$ pada titik ujung celah *driven* , dan untuk nilai maksimum dengan nilai $0,000842 \text{ N/mm}^2$ pada titik di bagian pin *driver*, dengan tegangan geser yang terjadi sebesar $8,5 \times 10^{-10} \text{ N/mm}^2$ dengan daya motor sebesar 5,63W.
3. Kecepatan sudut pin pada *driver* dimulai dari 0 det sampai dengan 2,72 detik , kecepatan sudut terjadi pada waktu 0,38 detik dengan nilai 6 rad/s
4. Kecepatan sudut *driven* dimulai dari 0 detik sampai dengan 2,72 detik kecepatan sudut terjadi pada waktu 0,28 sampai 0,32 detik dengan $5,9 \text{ rad/s}$, di tiga waktu yang sama kecepatan sudut *driven* dengan nilai yang sama terjadi.
5. Percepatan sudut pin pada *driver* dimulai dari 0 detik sampai dengan 2,72 detik pergerakan pin satu putaran penuh dengan melintasi celah *driven* satu kali percepatan sudut terjadi pada waktu 0,24 detik dengan nilai $180,5 \text{ rad/s}^2$
6. Percepatan sudut *driven* dimulai dari 0 detik sampai dengan 2,72 detik pergerakan *driven* satu kali pin melintasi dalam celah percepatan sudut terjadi pada waktu 2,70 detik dengan nilai 136 rad/s^2 .

Saran

1. Dalam pemilihan mekanisme gerak tambahan menggunakan mekanisme *Geneva drive* haruslah disesuaikan dengan geometri, posisi, kecepatan dan momen gaya agar mendapatkan mekanisme gerak berselang yang diinginkan sesuai dengan kebutuhan
2. Proses manufaktur haruslah diperhatikan, dibutuhkan ketelitian dalam perancangan geometri yang tepat akan berpengaruh terhadap hasil gerak berselang yang memanfaatkan putaran kontinu menjadi putaran berselang dengan ketepatan waktu yang di pengaruhi oleh kecepatan dan beban pada perancangan mekanisasi *Geneva drive*.

Daftar Pustaka

Rachit Patel , Tushar Gundarneeeyya, *Analysis And Synthesis Of Genevawheel For Automation Of Conventional Paper Cutting Machine, International Journal For Research In Applied Science & Engineering Technology (IJRASET), Volume 5 Issue IV, April 2017, ISSN: 2321-9653*

C. E. Hasty J. F. Potts ‘*Analysis and Synthesis Procedures for Geneva Mechanism Design*’.1966

Georgeta HARAGA, Elena IONIȚĂ, Ana-Maria AVRAMESCU, *Analysis and Modeling of genevamechanism. 2015*

Mechanisms And Mechanical Devices Source book., Neil Sclater Nicholas P. Chironis.(2001)

Bickford, John H.- [1972], *Geneva Mechanisms - Mechanism for intermittent motion Industrial Press inc. 128. ISBN 0-8311- 1091-0, pp:(127-138).*

(Ronald A. Walsh)(McGRAW-HILL) *'Handbook Of Machining And Metalworking Calculations''*.2001

Vivek A. Sujan and Marco A. Meggiolaro. *'Dynamic Optimization of Geneva Mechanisms''*.Department of Mechanical Engineering Massachusetts Institute of Technology Cambridge, MA 02139.

Helga Adam Maulana , *Analisa Konstruksi Geometris Cylinder Hydraulic Pada Mould Injection Plastik Yang Beroperasi Pada Mesin 800 Ton,Programstudi Teknik Mesin Universitas Ibn Khaldun Bogor. 2017*

Salamun TE, *Dinamika Rotasi Dan Benda Tegar*, Fakultas Teknik Universitas Bengkulu.

Introduction to Finite Element Analysis (FEA) or Finite Element Method (FEM).