

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING MOBIL DYNA 110ST**

DENGAN SPESIFIKASI

DAYA (N): 110 PS

PUTARAN (n): 2800 rpm



Disusun Oleh;

MANOTAR J. SITUMORANG

NPM: 178130039

TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

2019/2020

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Document Accepted 12/10/26

Access From (repository.uma.ac.id)12/10/26

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING MOBIL DYNA 110ST

DAYA (N): 110 PS
PUTARAN (n): 2800 rpm

Disusun Oleh:

Nama: Manotar J. Situmorang

NPM: 178130039

Disetujui Oleh :
Ketua Prodi Teknik Mesin



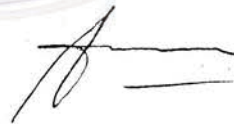
M. Idris hutasuhut, ST., MT

Pembimbing
Tugas



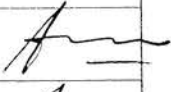
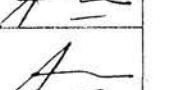
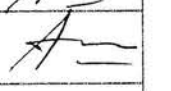
Ir. Amru Siregar, MT

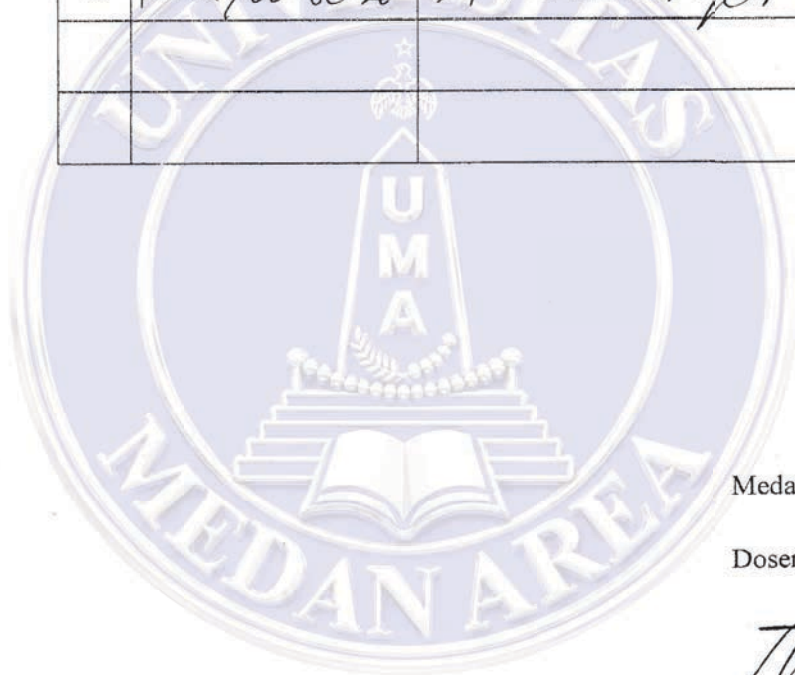
Koordinator Rancangan



Ir. Amru Siregar, MT

LEMBAR ASISTENSI **TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN** **(KOPLING)**

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF
1	Rabu / 27-11-2019	Pengambilan Tugas	
2	Kamis / 18-Juli-20	Asistensi Bab I	
3	Rabu / 01-Juli-20	Asistensi Bab II	
4	Jumat / 24-07-20	Asistensi Bab III	
5	Kamis / 30-07-20	Asistensi Bab IV	
6	Rabu / 05-08-20	Asistensi qbr	



Medan,

Dosen Pembimbing



(Ir. Amru Siregar, MT)

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (KOPLING)

Nama Mahasiswa : Manotar J. Situmorang

NPM : 178130039

Semester : VI (enam)

SPESIFIKASI :

Rencanakanlah KOPLING untuk TOYOTA DYNA 110ST dengan:

Daya (N) : 110 ps

Putaran (n) : 2800 rpm

Perencanaan meliputi bagian-bagian utama KOPLING dan gambar teknik, data lain tentukan sendiri.

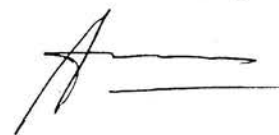
Diberikan Tanggal : 2019

Selesai tanggal : 2019

Asistensi Setiap :

Medan ,..... 2019

Dosen Pembimbing



(Ir. Amru siregar, MT)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan terhadap Tuhan Yang Maha Esa, Karena atas rahmatnya penulis dapat menyelesaikan “TUGAS RANCANGAN KOPLING” ini dengan baik. Tugas ini adalah salah satu dari beberapa tugas yang harus diselesaikan dengan baik yang merupakan syarat kurikulum yang berlaku di UNIVERSITAS MEDAN AREA yang diwajibkan bagi mahasiswa jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik. Untuk menjadi sarjana Teknik Mesin.

Dalam hal ini penulis diberi kesempatan merancang satu unit system transmisi pemindah daya dan putaran yang menggunakan kopling gesek “TOYOTA DYNA 110ST” dengan data yang diketahui sbb:

Daya : 110 PS

Putaran : 2800 rpm

Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada kedua orang tua penulis yang telah banyak mendukung penulis untuk dapat mengerjakan tugas ini sehingga dapat selesai dan tak lupa kepada Bapak IR. AMRU SIREGAR, MT sebagai pembimbing yang telah banyak membantu penulis menyelesaikan tugas ini. serta rekan-rekan yang telah banyak membantu.

Penulis juga menyadari tugas ini masih mengandung banyak kekurangan baik dalam hal penyajian maupun dalam penulisannya oleh karena itu penulis menerima saran dan kritik dalam hal apapun yang bersifat membangun.

Medan,

Penulis

(Manotar J. Situmorang)

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
BAB I PENDAHULUAN	1
Latar Belakang	1
1.1 Tujuan Penulisan	1
1.2 Batasan Masalah	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 Jenis-Jenis Kopling	3
2.1.1 kopling Tetap	4
2.1.2 Kopling Tidak Tetap	8
2.2 Dasar-dasar Pemilihan Kopling	11
2.3 Pengaruh Panas	11
2.4 Umur Plat Gesek	12
2.5 Mekanisme Sistem Pemindah Tenaga	12
2.6 Mekanisme Pedal Kopling	12
2.7 Sistem Kerja Kopling	12
2.8 Poros	13
2.8.1 Macam-macam Poros	13
2.8.2 Pemilihan Bahan Poros	14
2.8.3 Pemeriksaan Kekuatan Poros	14
2.8.4 Rumus-rumus Yang Digunakan	14
2.9 Spline	16
2.9.1 Pemilihan Bahan	16
2.9.2 Rumus-rumus Yang Digunakan	16
2.10 Naaf	18
2.10.1 Pemilihan Bahan	18
2.10.2 Rumus-rumus Yang Digunakan	19

2.11 Plat Gesek	20
2.11.1 Pemilihan Bahan	21
2.11.2 Rumus-rumus Yang Digunakan.....	21
2.12 Paku Keling.....	23
2.12.1 Paku Keling Untuk Sambungan Lempengan Gesek Dengan Lingkaran.....	24
2.12.2 Paku Keling Untuk Sambungan Lingkaran Pembawa Dengan Plat	24
2.12.3 Paku Keling Untuk Sambungan Plat Pembawa Dengan Naaf.....	24
2.12.4 Rumus-rumus yang digunakan.....	25
2.13 Pegas Matahari Dan Pegas Kejut.....	26
2.13.1 Pegas Matahari.....	26
2.13.2 Pegas Kejut.....	28
2.14 Baut.....	31
2.14.1 Baut Pengikat Poros Dengan flywell	32
2.14.2 Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan	32
2.14.3 Baut Pengikat Penutup Kopling.....	33
2.14.4 Rumus-rumus Yang Digunakan.....	33
2.14.4.1 Baut Pengikat Poros Penggerak Dengan Flywell.....	33
2.14.4.2 Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan.....	34
2.14.4.3 Baut Pengikat Penutup Kopling	34
2.15 Bantalan	35
2.15.1 Bantalan Pendukung Poros	35
2.15.2 Bantalan Pembebas	35
2.15.3 Rumus-rumus Yang Digunakan.....	36
2.15.3.1 Bantalan Pendukung Poros.....	36
2.15.3.2 Bantalan Pembebas.....	37
 BAB III ANALISA PERHITUNGAN	 38
3.1 Perhitungan Poros	38
3.1.1 Pemilihan Bahan Poros	38
3.1.2 Perencanaan Diameter Poros.....	39
3.2 Perhitungan Spline.....	39
3.2.1 Analisa Beban	40

3.2.2 Pemeriksaan Kekuatan Spline.....	40
3.3 Perhitungan Naaf	41
3.3.1 Analisa Beban	41
3.3.2 Pemeriksaan Kekuatan Naaf	42
3.4 Perhitungan Plat Gesek	42
3.5 Perhitungan Paku Keling	45
3.5.1 Paku Keling Untuk Sambungan Lempengan Gesek Dengan Lingkaran	45
3.5.2 Paku Keling Untuk Sambungan Lingkaran Pembawa Dengan Plat	46
3.5.3 Paku Keling Untuk Sambungan Plat Pembawa Dengan Naaf.....	47
3.6 Perhitungan Pegas Matahari Dan Pegas Kejut.....	48
3.6.1 Pegas Matahari.....	48
3.6.2 Pegas Kejut.....	50
3.7 Perhitungan Baut.....	52
3.7.1 Baut Pengikat Poros Dengan Flywell	52
3.7.2 Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan	53
3.7.3 Baut Pengikat Penutup Kopling	54
3.8 Perhitungan Bantalan.....	55
BAB IV PERAWATAN MAINTANCE	60
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	61
5.1 Kesimpulan	61
5.2 Saran	64
DAFTAR PUSTAKA	65

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pada zaman dahulu manusia memanfaatkan tenaga hewan untuk alat pengangkut atau kegiatan lain. Sejak dahulu manusia melakukan terobosan untuk mempermudah pengangkutan atau transportasi. Dan hasilnya manusia menciptakan sepeda yang digerakkan oleh kaki manusia dan dengan bantuan rantai untuk melanjutkan putaran ke roda belakang dan sejak itulah sepeda banyak digunakan untuk berbagai macam kegiatan manusia.

Dari tahun ke tahun dan zaman ke zaman alat transportasi banyak mengalami perubahan dengan perkembangan zaman semakin canggih dan menuntut akan pemanfaatan yang efisien waktu, manusia menemukan / menggunakan mesin seperti pada mobil maupun pada sepeda motor yang menggunakan kopling untuk menyetabilkan atau meneruskan putaran dari mesin ke transmisi karena dianggap lebih efisien dan lebih mudah penggunaannya.

Tulisan ini dibuat untuk dapat mengetahui bagaimana cara / prinsip kerja pada kopling. Perencanaan kopling ini diambil dari data kopling mobil TOYOTA DYNA 110ST. Dan ini merupakan salah satu kewajiban yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa fakultas teknik jurusan teknik mesin Universitas Medan Area untuk mencapai gelar sarjana teknik.

1.2. Tujuan

1. Tujuan Umum

Adapun tujuan umum dari sistem kopling ini adalah :

1. Untuk mempermudah pemindahan transmisi.
2. Untuk meredam momen yang timbul pada saat kendaraan berjalan.
3. Untuk menghubungkan dan melepaskan putaran Crank Shaft ke Transmisi.

2. Tujuan Khusus

Adapun tujuan khusus dari kopling ini adalah :

1. Agar dapat menghitung tegangan yang terjadi pada kopling.
2. Agar dapat memilih / mengetahui bahan-bahan dan jenis bahan dalam perencanaan kopling.
3. Agar dapat menghitung perbandingan putaran pada sistem kopling.

1.3. Batasan Masalah.

Adapun batasan masalah agar tidak menyimpang dari tujuan perancangan yang akan di harapkan, penulis perlu membatasi masalah yang akan dihitung dalam rancangan kopling. Batasan-batasannya adalah :

1. Daya (P) = 110 PS
2. Putaran (n) = 2800 Rpm

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Mesin yang dirancang seharusnya dapat meringankan beban manusia dalam melakukan kegiatannya secara individu ataupun kelompok. Untuk memberikan hasil yang lebih memuaskan maka perancangan mesin harus ditingkatkan, yakni untuk setiap komponennya. Karena suatu mesin memiliki beberapa komponen yang harus bekerjasama untuk melakukan suatu mekanisme.

Pada umumnya mekanisme yang dihasilkan adalah berasal dari motor penggerak (engine) yang bisa merupakan motor bakar (bensin atau diesel) atau motor listrik.

Penggerak ini sebagian besar memberikan gerakan putaran pada poros yang biasa disebut dengan poros input atau poros penggerak, dan akan diteruskan ke poros yang akan digerakkan atau sering disebut poros output dan dari sini akan dilanjutkan ke berbagai komponen lainnya dalam mekanisme.

Dalam proses penyambungan dan pemutusan putaran dan daya antara poros input dan poros output digunakan suatu komponen, yakni kopling.

2. 1. Jenis-Jenis Kopling

Dari cara kerjanya, kopling dapat dibagi atas :

1. kopling tetap
2. kopling tidak tetap

Letak perbedaan yang sangat mendasar antara jenis kopling tetap dan kopling tidak tetap adalah di mana kopling tidak tetap dapat dihubungkan sesuai dengan keperluan, sedangkan kopling tetap adalah kopling yang selalu dihubungkan poros input dan poros outputnya.

2. 1. 1. Kopling Tetap

Kopling tetap adalah salah satu komponen mesin yang memiliki fungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari poros input ke poros output. Dimana hubungan ini adalah secara pasti dan tidak terjadi slip dan sumbu poros input dan sumbu poros output adalah terletak pada suatu garis lurus atau juga bisa membentuk sudut yang sangat kecil.

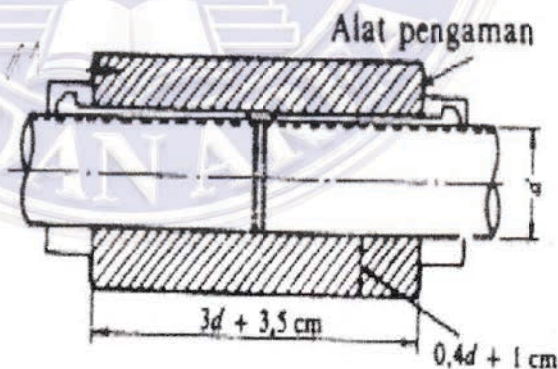
Kopling tetap terbagi atas :

a. Kopling Kaku

Kopling ini digunakan jika kedua poros yang akan dihubungkan terletak pada suatu sumbu / segaris. Biasanya penggunaan kopling ini adalah untuk poros permesinan dan transmisi yang umumnya terdapat pada pabrik-pabrik. Jenis kopling ini dirancang, di mana diantara kedua poros tidak boleh membentuk sudut (harus segaris) dan juga tidak dapat meredam getaran sewaktu proses transmisi dan juga tidak dapat mengurangi tumbukan.

1. Kopling Bus

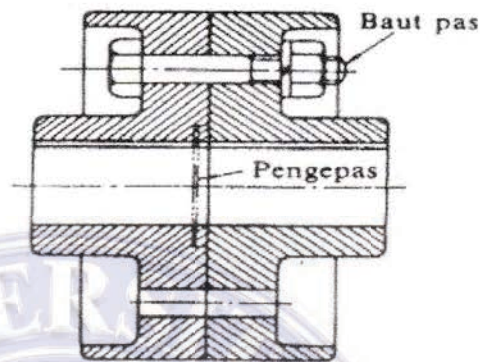
Jenis kopling Bus ini memiliki konstruksi yang sangat sederhana, biasanya kopling ini digunakan untuk poros yang posisinya tegak, seperti pompa pres untuk minyak. Untuk lebih jelas dapat dilihat gambar jenis kopling ini sebagai berikut :



Gambar 2.1. Kopling Bus

2. Kopling Flens Kaku

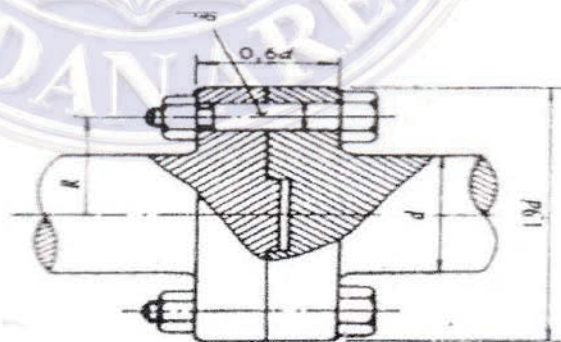
Kopling flens kaku ini biasanya digunakan untuk poros yang berdiameter 50-200 mm, biasanya terdapat pada poros-poros motor listrik. Kopling ini terdiri dari flens kaku yang terbuat dari besi cor atau baja cor dan dipasang pada ujung poros yang diberi pasak dan diikat dengan baut flensnya.



Gambar 2.2. Kopling Flens Kaku

3. Kopling Flens Tempa

Kopling flens tempa ini, ditempa menjadikan satu dengan porosnya. Kopling ini biasanya difungsikan untuk meneruskan kopel yang besar, misalnya untuk poros turbin air yang dihubungkan dengan generator untuk pembangkit listrik.



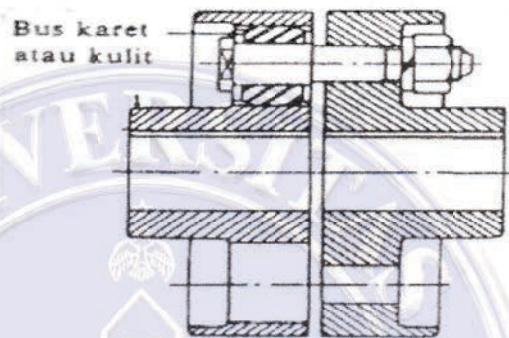
Gambar 2.3. Kopling Flens Tempa

b. Kopling Luwes

Kopling jenis ini digunakan untuk poros yang dihubungkan tidak benar-benar satu sumbu / tidak segaris antara kedua poros. Kopling ini dapat meredam getaran sewaktu proses transmisi dan juga dapat mengurangi tumbukan. Kopling ini dapat dibedakan atas :

1. Kopling Flens Luwes

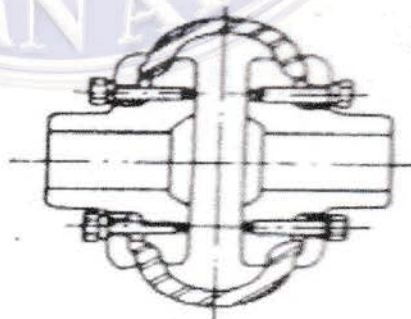
Kopling ini digunakan untuk menghubungkan poros input dengan poros output untuk menghindari putaran yang merata, misalnya pada pabrik penggilas.



Gambar 2. 4. Kopling Flens Luwes

2. Kopling Karet Ban

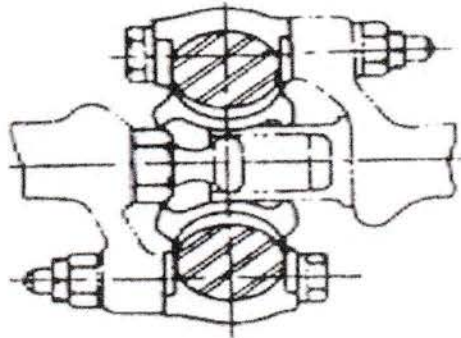
Kopling karet ban ini menggunakan karet ban, di mana poros yang dihubungkan tidak harus lurus atau segaris. Kopling ini dapat mengurangi tumbukan dan meredam getaran saat proses transmisi. Kopling ini biasanya digunakan untuk meneruskan gaya yang besar misalnya pada mesin aduk beton.



Gambar 2.5. Kopling Karet Ban

3. Kopling Karet Bintang

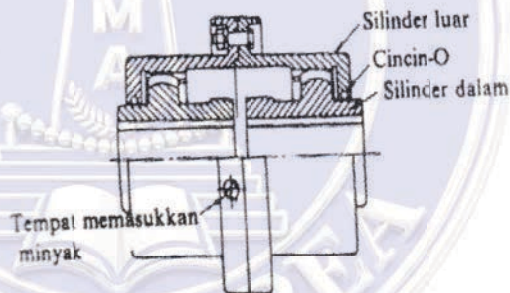
Kopling ini biasanya digunakan untuk penyambungan daya yang besar, seperti pada turbin uap untuk menggerakkan generator.



Gambar 2.6. Kopling Karet Bintang

4. Kopling Gigi

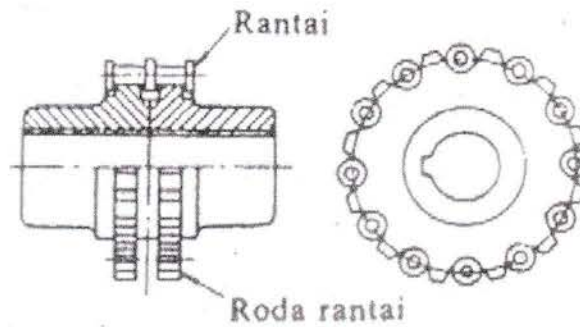
Kopling gigi biasanya difungsikan untuk konstruksi yang berat dan daya yang besar. Kopling ini menyambung poros input dengan poros output dengan menggunakan gigi, misalnya pada mesin pengaduk beton.



Gambar 2.7. Kopling Gigi

5. Kopling Rantai

Kopling jenis ini menggunakan rantai sebagai perantara untuk menyambungkan dua poros yakni poros input dan poros output. Kopling umumnya digunakan untuk memindahkan momen yang besar, seperti pada mesin gilas dan turbin uap.



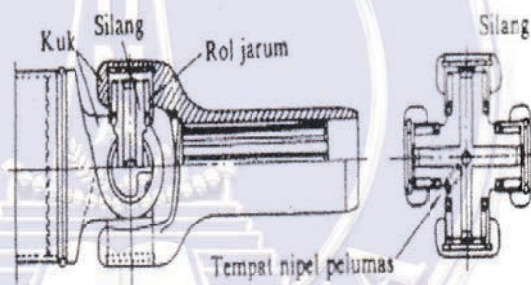
Gambar 2.8. Kopling Rantai

c. Kopling Universal

Kopling ini digunakan apabila antara poros penggerak dan poros yang digerakkan membentuk sudut yang sangat besar. Kopling ini dapat dibedakan atas

1. Kopling Universal Hooks

Kopling ini digunakan untuk menggunakan poros sekrup yang dapat disetel, misalnya pada mesin freis.



Gambar 2.9. Kopling Universal Hooks

2. Kopling Universal Kecepatan Tetap

Kopling Universal Kecepatan Tetap umumnya digunakan pada poros penggerak utama mobil.

2. 1.2. Kopling Tidak Tetap

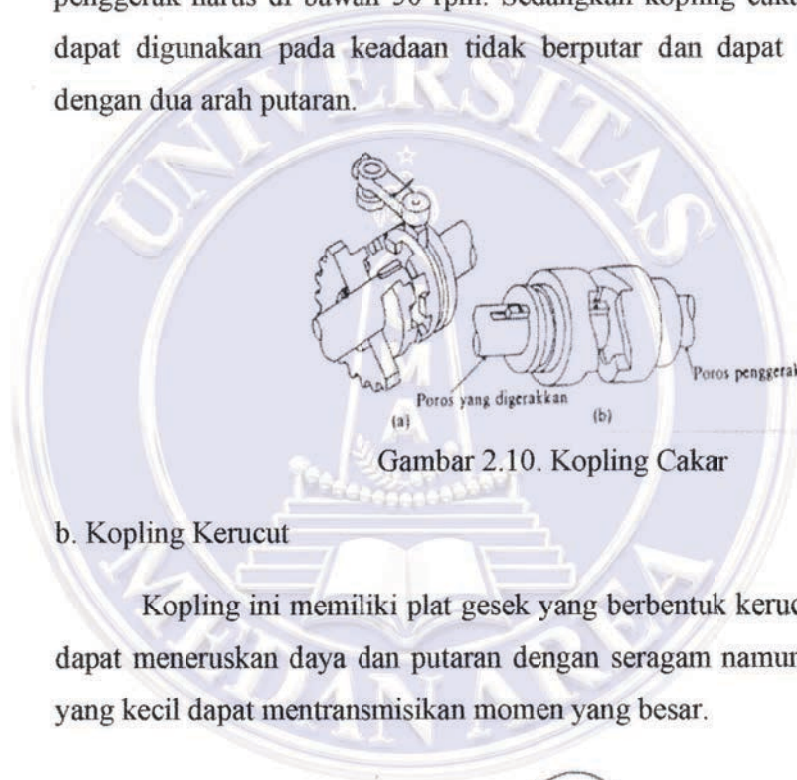
Kopling ini merupakan penghubung poros input dengan poros output dengan putaran yang sama dalam meneruskan daya. Kopling ini dapat melepas

ataupun menyambungkan walaupun dalam keadaan bergerak ataupun diam. Kopling tetap dapat dibedakan atas :

a. Kopling Cakar

Kopling cakar berfungsi untuk menghubungkan poros input dan poros output tanpa dengan perantara gesekan (kontak positif) sehingga kemungkinan terjadinya slip adalah sangat kecil. Kopling cakar ada dua jenis, yakni berbentuk spiral dan persegi.

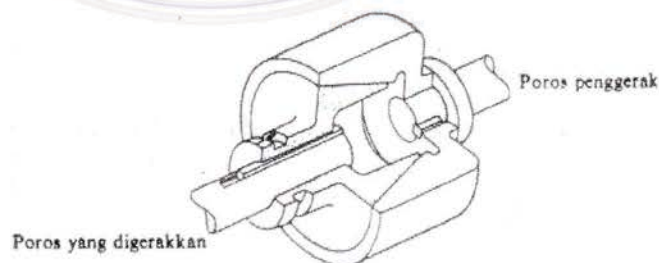
Kopling yang berbentuk spiral dapat menghubungkan poros pada saat berputar dan digunakan untuk satu arah putaran saja, itupun putaran poros penggerak harus di bawah 50 rpm. Sedangkan kopling cakar berbentuk persegi, dapat digunakan pada keadaan tidak berputar dan dapat meneruskan momen dengan dua arah putaran.



Gambar 2.10. Kopling Cakar

b. Kopling Kerucut

Kopling ini memiliki plat gesek yang berbentuk kerucut. Kopling ini tidak dapat meneruskan daya dan putaran dengan seragam namun dengan gaya aksial yang kecil dapat mentransmisikan momen yang besar.



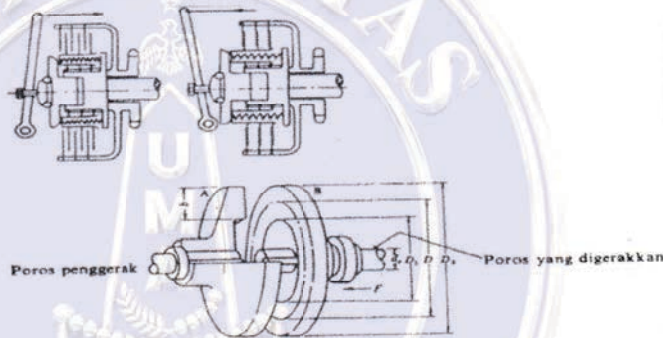
Gambar 2.11. Kopling Kerucut

c. Kopling Plat Gesek

Kopling jenis ini berfungsi untuk menghubungkan daya dan putaran dari poros input ke poros output dengan perantaraan gesekan. Karena adanya gesekan, maka pembebanan yang berlebihan pada poros input penggerak dapat dihindari dan juga dapat membatasi momen sehingga slip tidak akan berpengaruh.

Kopling plat ini dapat dibedakan berdasarkan jumlah plat yang digunakan, yakni kopling plat tunggal dan kopling plat banyak. Jika dilihat dari cara pelayanannya, kopling ini dapat dibedakan atas kopling manual, hidrolik dan magnetik.

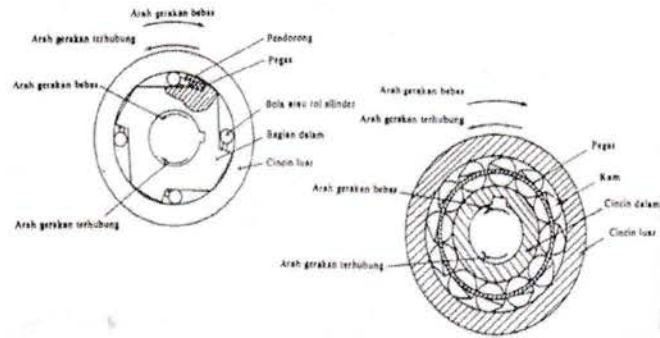
Kopling ada yang kering dan ada yang basah, di mana plat gesek yang bekerja pada keadaan kering dan keadaan basah apabila dilumasi atau terendam dalam minyak



Gambar 2.12. Kopling Plat

d. Kopling Flywheel

Kopling ini dapat melepaskan hubungan antara kedua poros jika poros input bergerak dengan lambat dan juga bila saat putaran berlawanan dengan arah putaran poros output. Poros jenis ini sangat banyak dikembangkan, karena akan memudahkan penggunaannya.



Gambar 2.13. Kopling Flywheel

2. 2. Dasar-Dasar Pemilihan Kopling

Dalam perencanaan kopling perlu diperhatikan beberapa faktor sebagai berikut:

- Kopling berfungsi sendiri menurut sinyal dan besar beban mesin yang dipindahkan ke transmisi tanpa terjadi slip.
- Koefisien gesek yang dapat dipertahankan di bawah kondisi kerja.
- Permukaan geseknya harus cukup keras untuk menahan keausan.
- Massa dan luas permukaan plat gesek yang cukup untuk pengeluaran panas.
- Material tidak hancur akibat gesekan pada temperatur dan beban apit pada proses kerja.
- Konduktivitas panas untuk penyebaran panas dapat dipertahankan dan dapat dihindari perubahan struktur dari komponen.

2. 3. Pengaruh Panas

Kerja penghubung pada kopling akan menimbulkan panas karena gesekan, sehingga temperatur kopling akan naik sampai 200°C dalam keadaan sesaat. Tetapi untuk seluruh kopling umumnya dijaga agar suhunya tidak lebih tinggi dari 30°C . Jika kerja penghubung untuk satu kali pelayanan direncanakan lebih kecil

dari pada kerja penghubung yang diizinkan. Pada dasarnya pemeriksaan temperatur tidak diperlukan lagi.

2. 4. Umur Plat Gesek

Umur plat gesek kopling kering lebih rendah sepersepuluh dari kopling basah karena laju keausan plat gesek sangat tergantung pada macam bahan geseknya, tekanan kontak, kecepatan keliling temperatur dan lain-lain. Maka agak sukar melakukan atau menentukan umurnya secara teliti.

2. 5. Mekanisme Sistem Pemindah Tenaga

Tenaga yang berasal dari mesin atau motor dipindahkan melalui sistem yang disebut pemindah tenaga yang ditunjukkan pada gambar berikut.

Sistem pemindah tenaga terdiri dari : kopling, bak roda, transmisi (gear box), kopling gardang, poros penggerak, roda differensial, dan roda kendaraan.

2. 6. Mekanisme Pedal Kopling

Mekanisme pedal kopling ditunjukkan pada gambar berikut :

Jika pedal kopling ditekan , fluida atau minyak terdorong dari tangki silinder masuk ke dalam pipa hidrolik (berupa selang yang fleksibel). Fluida yang tertekan ini menekan piston di dalam silinder pembatas, sehingga silinder pembatas menggerakkan garpu pembebas kopling dan menekan sleeve.

2. 7. Sistem Kerja Kopling

Sistem kerja kopling plat tunggal atau gesek ini dapat ditinjau dari dua keadaan, yaitu :

a. Kopling dalam Keadaan Terhubung

Poros penggerak yang berhubungan dengan mesin meneruskan daya dan putaran ke flyweel (roda penerus) melalui baut pengikat. Daya dan putaran ini diteruskan ke plat gesek yang ditekan oleh plat penekan karena adanya tekanan dari pegas matahari. Akibat putaran dari plat gesek poros yang digerakkan ikut berputar dengan perantara spline dan naaf. Pegas pendorong (pegas matahari)

mendesak plat penekan ke kiri sehingga plat gesek terjepit diantara flyweel dan plat penekan.

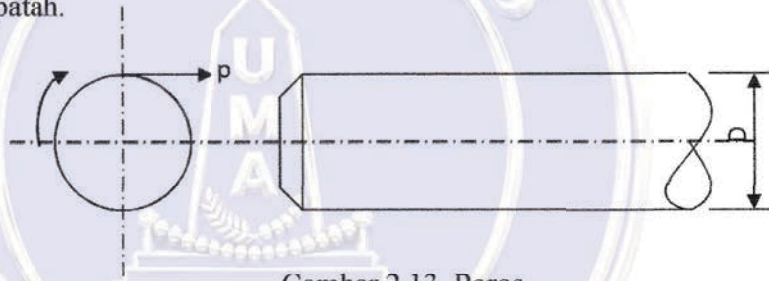
b. Kopling Dalam Keadaan Tidak Terhubung

Bantalan pembebas menekan pegas matahari sehingga yang dikerjakan pada plat penekan menjadi berlawanan arah. Hal ini menyebabkan plat penekan tertarik ke arah luar sehingga plat gesek dalam keadaan bebas di antara plat penekan dan flyweel. Bila injakan atau pedal kopling ditekan tuas pelepas menaik kembali plat penekan, dengan demikian plat gesek terlepas.

2.8. Poros

Poros adalah salah satu elemen mesin yang berfungsi sebagai beban atau penerus tenaga (daya) dan putaran dan mekanisme lainnya.

Poros sebagai komponen pemindah daya dan putaran, harus diperhatikan jenis bahan yang harus digunakan biasanya bahan poros terbuat dari baja batang yang tahan terhadap momen puntir, mempunyai elastisitas yang baik dan tidak mudah patah.



Gambar 2.13. Poros

2.8.1 Macam-Macam Poros

1. Poros transmisi

Poros transmisi ini biasanya menerima beban puntir atau lentur, daya ditransmisikan kepada poros ini ialah melalui kopling, roda gigi rantai dll.

2. Spindel

Poros ini relative pendek dimana beban utama berupa puntiran pada poros ini dideformasikan harus kecil dan ukurannya harus teliti.

3. Gender

Poros seperti ini banyak dipasang antara roda-roda sepeda motor agar dapat berputar.

2.8.2 Pemilihan Bahan Poros

Dalam perancangan ini bahan yang dipilih adalah bahan yang memiliki kekerasan besar, karena poros ini akan mengalami beberapa aksi, seperti tekanan tumbuk, puntir, sehingga dipilih jenis baja S55C-D dengan kekuatan tarik 83 Kg / mm². Dan faktor keamanan diambil yang besar, karena poros ini boleh dikatakan memiliki diameter yang kecil, sehingga supaya seimbang diambil faktor keamanan 6,0. Dan faktor koreksi yang disesuaikan dengan bentuknya berkisar 1,3 – 3,0, dimana bentuk poros dalam perencanaan ini memiliki spilne maka diambil faktor koreksi yang sedang yakni 1,4 karena spilne ini sangat berpengaruh dalam penimbunan puntiran khususnya pada bagian terluar poros.

2.8.3. Pemeriksaan Kekuatan Poros

Hasil diameter poros yang dirancang harus diuji kekuatannya. Pemeriksaan dapat dilakukan dengan memeriksa tegangan geser yang terjadi akibat tegangan puntir yang dialami poros. Jika tegangan geser lebih besar dari tegangan geser izin dari bahan tersebut, maka perancangan tidak akan menghasilkan hasil yang baik, atau dengan kata lain perancangan adalah gagal.

2.8.4. Rumus-rumus yang digunakan

1. Daya perencanaan

$$Pd = f_c \cdot P \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana : Pd = Daya rencana (Pk)

Fc = Faktor keamanan (1,2 diambil)

P = Daya nominal motor penggerak (kw)

2. Momen punter

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left[\frac{Pd}{n_1} \right] \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana : Pd = Daya yang direncanakan (kw)

n₁ = putaran (rpm)

3. Tegangan geser izin

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \cdot S_{f2}} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana : τ_a = tegangan geser izin (kg/mm^2)

σ_b = kekuatan tarik bahan (kg/mm^2)

S_{f1} = faktor keamanan yang tergantung pada jenis bahan, dimana untuk bahan S-C besarnya : 6,0.

S_{f2} = faktor keamanan yang bergantung dari bentuk poros, dimana harganya berkisar antara 1,3 – 3,0.

4. Diameter poros

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana : d_p = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser izin (kg/mm^2)

K_t = faktor koreksi tumbukan, harganya berkisar 1,5 – 3,0.

C_b = faktor koreksi untuk terjadinya kemungkinan terjadinya beban lentur, dalam perencanaan ini diambil 1,2 karena diperkirakan tidak akan terjadi beban lentur.

M_p = momen puntir yang ditransmisikan (kg.m)

5. Tegangan geser yang timbul

$$\tau_p = \frac{16 \cdot M_p}{\pi \cdot d^3} \dots\dots\dots (2.5)$$

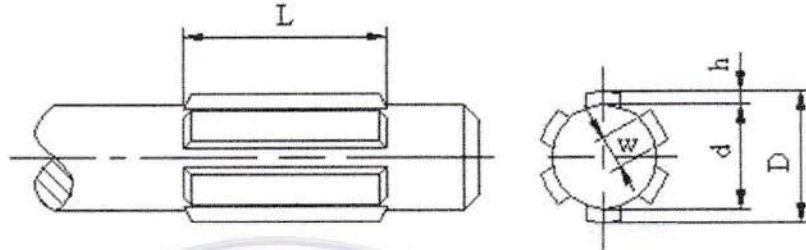
Dimana : τ_p = tegangan geser akibat momen puntir (kg/mm^2)

M_p = momen puntir yang ditransmisikan (kg.mm)

d_p = diameter poros (mm)

2.9. Spline

Spline mempunyai fungsi yang sama dengan pasak sebagai pasangan pasak adalah naaf. Spline yang mempunyai sisi luar, mempunyai jumlah yang sama dengan sisi dalam pada naaf. Keduanya dapat digeser, secara aksial pada waktu pemindahan daya.



Gambar.2.14. Spline

Untuk jenis dalam yang dapat digeser dengan pembebanan jumlah spline (ns) diambil 10 buah. Dimana sesuai dengan ketentuan bahwa :

$$h = 0,070D \text{ (lebar spline)}$$

$$d = 0,860D \text{ (kedalaman alur spline)}$$

$$w = 0,156D \text{ (diameter poros)}$$

2.9.1. Pemilihan Bahan

Karena spline menyatu dengan poros maka bahannya adalah sama dengan bahan untuk poros, yaitu baja jenis S55C-D dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 83 \text{ N/mm}^2$

2.9.2. Rumus-rumus yang digunakan

1. Diameter spline, panjang spline dan jari-jari spline

$$D = \frac{d_p}{0,810} \dots\dots\dots (2.6)$$

$$L = D^3 \dots\dots\dots (2.7)$$

$$d^2$$

$$r_m = D + \frac{d}{4} \dots\dots\dots (2.8)$$

2. Besarnya gaya yang bekerja pada spline

$$M_p = F \times r_m \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana : F = gaya yang bekerja pada spline (N)

M_p = momen puntir (N.mm)

r_m = jari-jari rata spline (mm)

3. Pemeriksaan Kekuatan spline

a. Pemeriksaan terhadap tegangan tumbuk

$$\sigma_t = \frac{F}{I.h.l} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana : σ_t = tegangan tumbuk (N/mm²)

F = gaya yang bekerja pada spline (N)

i = jumlah spline

L = panjang spline (mm)

h = tinggi spline (mm)

Jika tegangan tumbuk yang bekerja (σ_t) lebih kecil dari tegangan tumbuk izin

(σ_t) maka spline yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan tumbuk.

Tegangan tumbuk izin pada bahan S 55 C-D

$$\sigma_{ti} = \sigma_b \dots\dots\dots(2.11)$$

I

b. Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$\tau_g = \frac{F}{i.w.l} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana : τ_t = tegangan tumbuk (N/mm²)

F = gaya yang bekerja pada spline (N)

i = jumlah spline

L = panjang spline (mm)

w = lebar spline (mm)

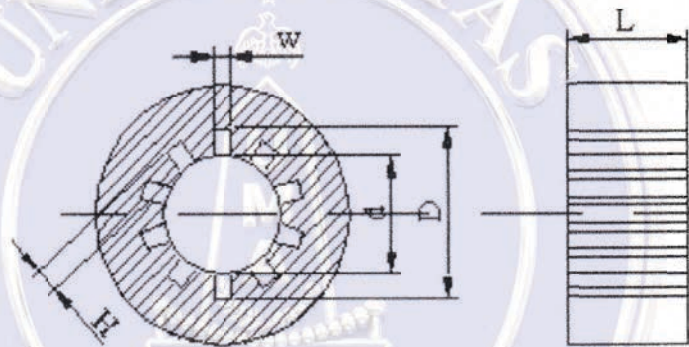
Jika tegangan geser izin (σ_{gi}) lebih besar dari tegangan geser kerjanya (σ_g), maka spline yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan geser.

Tegangan geser izin untuk bahan S55C-D :

$$t_{gi} = 0,577 \times \sigma_{ti} \dots \dots \dots (2.13)$$

2.10. Naaf

Naaf adalah pasangan dari spline, di mana dimensinya adalah sama antara keduanya. Tetapi, pada kondisi yang sebenarnya ada perbedaan ukuran yang kecil, meskipun analisa dan perhitungannya sama. Perbedaan yang kecil ini akan menjadi sangat berpengaruh untuk mesin yang memerlukan ketelitian yang tinggi atau pada mesin yang bekerja pada putaran tinggi. Dengan pertimbangan di atas maka perhitungan naaf harus dihitung tersendiri tetapi tetap berdasarkan perhitungan spline. Pada perancangan naaf ini didasarkan pada standart SAE yang sama pada perancangan spline



Gambar 2.15. Naaf

Keterangan: D = diameter luar naaf
d = diameter dalam naaf
w = lebar gigi naaf
h = tinggi gigi naaf
L = panjang naaf

2.10.1. Pemilihan Bahan

Sesuai dengan spesifikasi spline yang telah ditentukan di atas sebelumnya, maka data untuk ukuran naaf adalah

$$H = 0,070 D$$

$$d = 0,860 D$$

$$w = 0,156 D$$

Bahan untuk naaf dipilih sama dengan bahan untuk poros dan spline, yaitu baja jenis S55C-D dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 83 \text{ N/mm}^2$

2.10.2. Rumus-rumus yang digunakan

1. Lebar naaf, panjang naaf dan jari-jari naaf.

Lebar naaf

$$w = \pi D_s - i W_s \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana : w = lebar gigi naaf (mm)

D_s = diameter luar spline dari perhitungan sebelumnya diperoleh

$$37,03 \text{ mm}$$

W_s = lebar spline dari perhitungan sebelumnya diperoleh sebesar

$$5,78 \text{ mm}$$

i = jumlah gigi naaf, yaitu 10 (sepuluh) buah

Panjang naaf

$$L = D^3 \dots\dots\dots(2.15)$$

d

Jari-jari naaf

$$r_m = D + d \dots\dots\dots(2.16)$$

4

2. Besarnya gaya yang bekerja pada naaf

$$M_p = F \cdot r_m \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana : F = Gaya yang bekerja pada naaf (N)

M_p = Momen puntir yang bekerja pada poros

r_m = Jari-jari rata naaf (mm)

3. Pemeriksaan Kekuatan Naaf

- a. Pemeriksaan terhadap tegangan tumbuk

$$\sigma_t = F \dots\dots\dots(2.18)$$

i.h.l

Dimana : τ_t = tegangan tumbuk (N/mm²)

F = gaya yang bekerja pada naaf (N)

i = jumlah gigi naaf yaitu 10 (sepuluh) buah

L = panjang naaf (mm)

h = tinggi naaf (mm)

b. Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$t_g = \frac{F}{i \cdot w \cdot L} \quad (2.19)$$

Dimana : t_g = tegangan geser (N/mm^2)

F = gaya yang bekerja pada naaf (N)

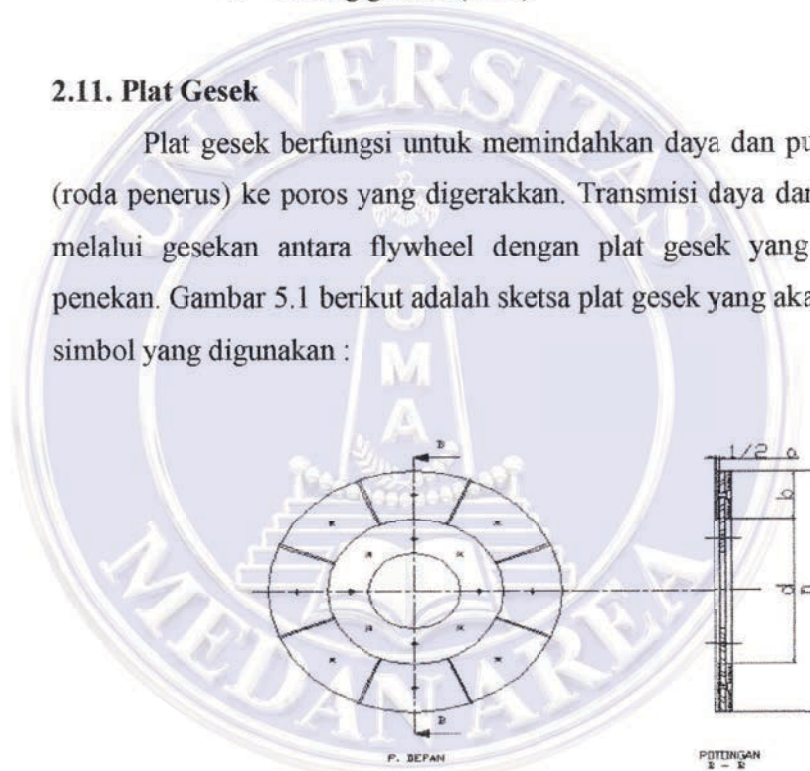
i = jumlah gigi naaf, yaitu 10 (sepuluh) buah

L = panjang naaf (mm)

w = lebar gigi naaf (mm)

2.11. Plat Gesek

Plat gesek berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran dari flywheel (roda penerus) ke poros yang digerakkan. Transmisi daya dan putaran ini terjadi melalui gesekan antara flywheel dengan plat gesek yang ditekan oleh plat penekan. Gambar 5.1 berikut adalah sketsa plat gesek yang akan dirancang beserta simbol yang digunakan :



Gambar 2.16 Plat Gesek

Keterangan: D = diameter luar plat gesek

d = diameter dalam plat gesek

a = tebal plat gesek

b = lebar plat gesek

2.11.1. Pemilihan Bahan Plat Gesek

Dalam pemilihan bahan plat gesek perlu diperhatikan koefisien gesek dari bahan yang akan digunakan dan harus disesuaikan dengan kebutuhan. Koefisien μ untuk berbagai permukaan plat dapat dilihat pada lampiran 3 di bawah ini. Harga-harga koefisien gesek dalam tabel tersebut ditentukan dengan perhitungan bidang gesek yang sudah agak menurun gesekannya, karena akan digunakan untuk beberapa waktu, seta didasarkan atas harga tekanan yang diizinkan dan yang dianggap baik.

Dalam perancangan plat gesek ini dipilih bahan besi cor dan asbes sebagai bahan flywheel dan plat penekan.

Beberapa alasan pemilihan bahan ini adalah:

- Pasangan besi cor dan asbes memiliki koefisien gesek yang tinggi.
- Asbes memiliki daya tahan panas yang tinggi, yakni 200°C .

Dari lampiran sekian koefisien gesek dan tekanan yang diizinkan untuk bahan besi cor dan asbes adalah : $\mu = 0,35 - 0,655$

$$P_a = 0,007 - 0,07$$

Pemilihan plat kopling yang kering, selain koefisien yang tinggi dan tahan terhadap temperatur tinggi, juga pada saat pelepasan antar kedua permukaan lebih mudah karena tidak lengket akibat pelumasan.

Koefisien gesek yang diperlukan tidak perlu maximum, karena daya yang dihubungkan tidak terlalu besar, maka diambil $\mu = 0,50$ dan tekanan yang timbulkan tersebar pada seluruh permukaan, maka tekanan izin diambil $P_a = 0,07$

2.11.2. Rumus-rumus yang digunakan

1. Analisa gaya

$$F_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot P \dots\dots\dots(2.20)$$

$$M_g = \mu \cdot F \cdot \frac{(D + d)}{4} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana : F_p = gaya yang menimbulkan tekanan pada plat gesek (kg)

M_g = momen gesek yang bekerja pada plat gesek (kg.mm)

D = diameter luar plat gesek (mm)

d = diameter dalam plat gesek (mm)

P = tekanan rata-rata pada bidang gesek, yaitu sebesar 0,49
kg/mm

μ = koefisien gesekan antara plat gesek dengan flyweel / plat
Penekan sebesar 0,3.

2. Besarnya daya yang hilang akibat gesekan

$$P_g = \frac{M_g n.t.z}{9,74 \times 10^5 \cdot 2700} \dots\dots\dots (2.22)$$

Dimana : P_g = daya hilang akibat gesekan (kw)

M_g = momen gesek yang bekerja pada plat gesek (kg.mm)

n = kecepatan sudut, dari data di brosur diketahui sebesar 2700
rpm

t = waktu penyambungan kopling, berkisar 1-3 sekon

z = jumlah kerja tiap jam atau jumlah penyambungan dan
pemutusan tiap jam.

3. Tebal plat gesek

$$a = \frac{l_p.P_g}{A_g.W_k} \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana : a = tebal plat gesek (cm)

l_p = lama pemakaian plat gesek

$l_p = 9,95 \times 5 \times 365 = 18158,75$ jam

P_g = daya hilang akibat gesekan (Hp)

A_g = luas bidang gesek dari plat gesek

W = kerja yang menyebabkan kerusakan, untuk bahan asbes
dengan besi cor harganya berkisar 4-8 jam/cm³.

4. Luas bidang gesek dari plat gesek

$$A_g = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \dots\dots\dots(2.23)$$

2.12. Paku Keling

Pada konstruksi plat gesek dan naaf digunakan paku keling pada tiga sambungan, yaitu :

1. sambungan lempengan gesek (yang terbuat dari asbes) dengan lingkaran pembawa.
2. sambungan lingkaran pembawa pada plat gesek dengan plat pembawa.
3. sambungan plat pembawa dengan naaf.



Gambar 2.17. Susunan Paku Keling

Keterangan : 1. lempengan gesek

2. paku keling untuk sambungan lempengan gesek dengan lingkaran pembawa

3. lingkaran pembawa

4. paku keling untuk sambungan lingkaran pembawa dengan plat pembawa

5. plat pembawa

6. paku keling untuk sambungan plat pembawa dengan naaf

7. naaf

2.12.1. Paku Keling Untuk Sambungan Lempengan Gesek Dengan Lingkaran

Paku keling ini berfungsi mencegah terjadinya slip antara lempengan gesek dengan lingkaran pembawa, yang mana akan mengurangi momen puntir yang diteruskan dari flywheel yang akan menimbulkan kerugian. Jumlah paku keling yang digunakan adalah disesuaikan dengan lebar permukaan lempengan, sehingga lempengan akan terikat baik. Jumlah yang digunakan adalah 16 buah.

a) Pemilihan Bahan :

Bahan paku keling untuk perancangan ini dipilih jenis baja tipe SAE/AISI 1010 dirol panas, dengan kekuatan tarik $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$, karena diperkirakan tegangan tarik yang terjadi pada konstruksi ini lebih kecil dari tegangan izin dari bahan tersebut.

2.12.2. Paku Keling Untuk Sambungan Lingkaran Pembawa Dengan Plat

Paku keling pada posisi ini berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari plat gesek ke plat pembawa dan selanjutnya ke naaf dan poros yang digerakkan. Jumlah paku keling disesuaikan dengan diameter dalam dari plat gesek dan diameter luar plat pembawa, sebab paku ini dipasang diantaranya dan jumlah yang cocok diambil 8 buah.

b) Pemilihan bahan :

Bahan untuk kedelapan paku keling ini dipilih sama seperti paku keling sebelumnya, yaitu baja tipe SAE/AISI 1010 dirol panas dengan $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$ dengan dengan kekuatan geser mulurnya adalah $= 1,06 \text{ kg/mm}^2$.

2.12.3. Paku Keling Untuk Sambungan Plat Pembawa Dengan Naaf

Paku keling pada posisi ini berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari plat pembawa ke naaf dan ke poros yang digerakkan. Jumlah paku keling disesuaikan dengan tempatnya yang dekat dengan poros sehingga memperkecil diameter tempa paku keling itu, maka diberikan jumlahnya 6 buah.

Pemilihan bahan : Bahan untuk ke empat paku keling ini dipilih sama dengan paku keling sebelumnya, yaitu baja tipe SAE/AISI 1010 dirol panas dengan $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$, dengan kekuatan mulurnya adalah $= 1,06 \text{ kg/mm}^2$.

2.12.4. Rumus-rumus yang digunakan

1. Paku Keling Untuk Sambungan Lempengan Gesek Dengan Lingkaran

a. Analisa Gaya

$$F_1 = \frac{Mp}{n_1 \cdot r_1} \dots\dots\dots(2.23)$$

Dimana : F_1 = gaya yang bekerja pada tiap paku keling

Mp = momen puntir yang ditransmisikan

n_1 = jumlah paku keling yaitu 16 buah

r_1 = jarak paku keling ke sumbu poros, yaitu :

$$r_1 = \frac{D+d}{4}$$

Untuk : D = diameter luar plat gesek = 234 mm

d = diameter dalam plat gesek = 164 mm

Tegangan geser yang timbul akibat gaya F_1

$$\tau_1 = \frac{F_1}{2 \cdot A_1} = \frac{F_1}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2} \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana : τ_1 = tegangan geser yang timbul (kg/mm^2)

F_1 = gaya yang bekerja pada paku keling (kg)

A_1 = luas penampang paku keling (mm^2)

d_1 = diameter paku keling (mm)

2. Paku Keling Untuk Sambungan Lingkaran Pembawa Dengan Plat

Analisa Gaya

$$F_2 = \frac{Mp}{n_2 \cdot r_2} \dots\dots\dots(2.25)$$

Jarak paku keling ke sumbu poros

$$r_2 = \frac{D_n + dg}{4} + 2bn \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana : r_2 = jarak paku keling ke sumbu poros (mm)

D_n = diameter luar naaf, dari perhitungan pada bab 5 diperoleh

sebesar 53

dg = diameter dalam plat gesek, diperoleh sebesar 164 mm

bn = tebal naaf, yaitu sebesar 5 mm

a. Tegangan geser yang terjadi adalah τ_2 akibat gaya F_2

$$\tau_2 = \frac{F_2}{2 \cdot A_2} = \frac{F_2}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d_2^2} \dots\dots\dots(2.27)$$

3. Paku Keling Untuk Sambungan Plat Pembawa Dengan Naaf

a. Analisa Gaya

$$F_3 = \frac{F_3}{n_3 \cdot r_3} \dots\dots\dots(2.28)$$

b. Tegangan geser yang terjadi adalah τ_3 akibat gaya F_3

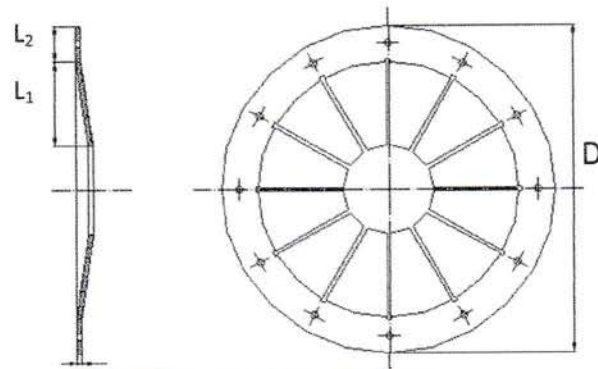
$$\tau_3 = \frac{F_3}{2 \cdot A_3} = \frac{F_3}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d_3^2} \dots\dots\dots(2.29)$$

2.13. Pegas Matahari Dan Pegas Kejut

2.13.1 Pegas Matahari

Pegas matahari berfungsi untuk menarik plat penekan dalam arah menjauhi plat gesek untuk pemutusan hubungan. Hal ini akan menyebabkan plat gesek dalam keadaan bebas diantara plat penekan dan flyweel, sehingga daya dan putaran dari flyweel tidak lagi diteruskan ke poros yang digerakkan.

Prinsip kerja pegas matahari adalah tidak sama dengan pegas spiral, di mana terjadinya defleksi pada pegas ini adalah sama seperti sistem kantilever beam, yakni apabila gaya diberikan pada salah satu ujungnya.



Gambar 2.18. Pegas Matahari

Keterangan: D = diameter pegas

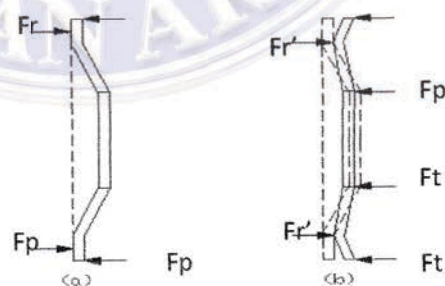
d = diameter penampang pegas

L_1 = panjang daun pegas

L_2 = panjang daerah pengungkit

a. Analisa Gaya

Ketika sensor memberikan sinyal ke CPU, dan diteruskan ke actuator, dan dari actuator akan diberikan perintah untuk menggerakkan bantalan pembebas yang akan menekan bagian dalam pegas matahari dan menarik plat penekan menjauhi flywheel. Diagramnya adalah sebagai berikut :



Gambar 2.19. Diagram gaya-gaya yang bekerja pada pegas

Gambar (a) : Pegas matahari beroperasi dalam keadaan normal (kopling dalam keadaan terhubung) dan daya yang bekerja pada pegas adalah gaya F_p yang berasal dari pegas itu sendiri yang diimbangi dengan gaya F_r yang dihasilkan oleh flywheel.

Gambar (b) : Bantalan pembebas menekan pegas dengan gaya F_t , di mana gaya ini akan menimbulkan reaksi F_r' dan menarik plat penekan dengan memberi gaya yang berlawanan arah dengan gaya dari pegas tekan sebesar F_p' .

b. Pemilihan Bahan

Untuk pegas matahari dipilih kawat baja, dengan kekuatan $\sigma = 1500 \text{ kg/mm}^2$, sedangkan modulus elastisitasnya $E = 207 \text{ Gpa}$. Bahan ini cocok karena kekuatan tarik dan modulus elastisitasnya yang tinggi sehingga pegas tidak akan mengalami deformasi plastis ataupun fracture pada saat mengalami beban yang diberikan bantalan pembebas.

2.13.2. Rumus-rumus yang digunakan (Sularso, 1997)

1. Pegas Matahari

a. Analisa gaya

$$F_t = \frac{F_p' \cdot L_2}{L_1} \dots \dots \dots (2.30)$$

Dimana : F_t = gaya tekan yang dikerjakan oleh bantalan pembebas (kg)

$F_p' =$ gaya yang diperlukan untuk melawan gaya tekan pegas yaitu $F_p' = 2F_p$

$F_p =$ gaya yang menimbulkan tekanan pada plat gesek, dari perhitungan pada bab 6 diperoleh

$$F_p = 480 \text{ kg.}$$

Gaya yang menekan masing-masing daun pegas adalah :

$$F_t = \frac{F_t}{n} \dots \dots \dots (2.31)$$

b. Penentuan Ukuran

Defleksi δ_1 dari pegas matahari diperoleh dari :

$$\delta_1 = \frac{L_1 \cdot \delta_2}{L_2} \dots\dots\dots(2.32)$$

Dan tebal pegas matahari diperoleh dari :

$$h^4 = \frac{F_t \cdot L_1}{2E \cdot \delta_1} \dots\dots\dots(2.33)$$

Dimana : h = tebal pegas matahari (mm)

F_t = gaya tekan tiap daun pegas matahari, sebesar 50,29 kg

δ_1 = 10 mm

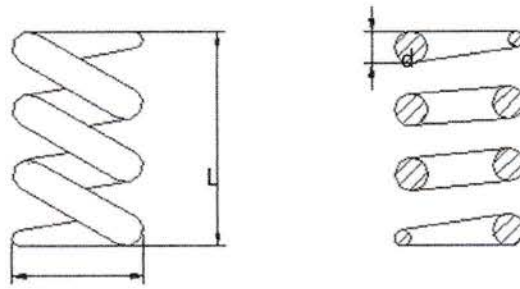
c. Pemeriksaan Kekuatan Pegas

Tegangan lengkung yang terjadi pada pegas matahari dapat diperoleh dari :

$$\sigma_t = \frac{6 \times F_t \times L_2}{bh^2} \dots\dots\dots(2.34)$$

2. Pegas Kejut

Perancangan pegas kejut biasanya berhubungan dengan gaya, momen torsi, defleksi dan tegangan yang dialami oleh pegas. Pegas kejut banyak kegunaannya dalam konstruksi mesin, yakni sebagai pengontrol getaran. Khusus pada perancangan ini, pegas kejut digunakan untuk meredam kejutan pada saat penyambungan.



Gambar 2.20. Pegas Kejut

a. Analisa Gaya

Besar gaya tekan yang harus diberikan oleh tiap pegas adalah :

$$F = \frac{(Z_p \times A)}{n} \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana : F = gaya tekan tiap pegas (kg)

Z_p = tekanan rata-rata pada bidang pegas adalah 0,217

A = luas rata-rata bidang tekan , untuk pegas besarnya 1 mm²

n = jumlah pegas, direncanakan 4 buah.

a. Tegangan geser yang bekerja pada tiap pegas adalah :

$$Z = \frac{8 \times c \times k \times f}{\pi d^2}$$

Dimana : Z = tegangan geser tiap pegas (kg/mm²)

c = indeks pegas, dalam perancangan ini dipilih 2

k = faktor tegangan wahl, yaitu :

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

$$= \frac{4.2 - 1}{4.2 - 4} + \frac{0,615}{2} = \approx 2,06$$

F = gaya tekan tiap pegas (kg)

d = diameter penampang pegas (mm)

b. Penentuan Ukuran

Panjang pegas pada saat pembebanan maximum adalah :

$$L = (i + 1,5) d \dots\dots\dots(2.36)$$

Dimana : L = panjang pegas pada pembebanan maximum (mm)

i = jumlah lilitan pegas (4 lilitan)

D = diameter penampang pegas (mm)

Sedangkan panjang pegas pada operasi normal adalah :

$$L_0 = L + i (h-d) \dots\dots\dots(2.37)$$

Dimana : L_0 = panjang pegas pada operasi normal (mm)

L = panjang pegas pada pembebanan maximum (mm)

$h = D/3 = 4/3 = 1,33 \text{ mm}$

i = jumlah lilitan pegas (dipilih 4 lilitan)

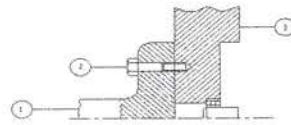
d = diameter penampang pegas (mm)

2.14. Baut

Pada konstruksi kopling Daihatsu Terios ini, digunakan 3 jenis baut pengikat yaitu;

1. baut pengikat poros penggerak dengan flywell
2. baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan
3. baut pengikat penutup kopling (housing).

2.14.1 Baut Pengikat Poros Penggerak Dengan Flywell



Gambar 2.21. Baut Pengikat Poros Penggerak Dengan Flywell

Keterangan : 1. poros penggerak

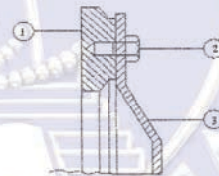
2. baut pengikat poros dengan flywell

3. flywheel

Dalam ikatan poros penggerak dengan flywell ini digunakan 6 buah baut.

Perancangan ini meliputi analisa gaya, tegangan, pemilihan bahan dan ukuran baut.

2.14.2 Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan



Gambar 2.22. Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan

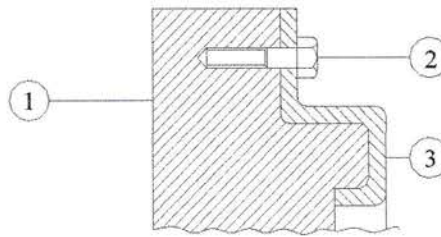
Keterangan : 1. plat penekan

2. pengikat pegas matahari dengan plat penekan

3. pegas matahari

Untuk ikatan antara pegas matahari dengan plat penekan disesuaikan dengan jumlah daun pegasnya, yaitu 6 buah. Perancangan ini dilakukan dengan memperhatikan hal-hal seperti analisa gaya untuk gaya geser dan tarik, pemilihan bahan dan penentuan ukuran baut.

2.14.3 Baut Pengikat Penutup Kopling



Gambar 2.23. Baut Pengikat Penutup Kopling

Keterangan : 1. baut pengikat penutup kopling

2. penutup kopling

3. flywheel

Untuk memberikan keamanan antara flywell dengan rumah kopling, maka diberikan pengikatan yang baik dengan menggunakan baut sebanyak 6 buah.

2.14.4. Rumus-rumus yang digunakan

2.14.4.1. Baut Pengikat Poros Penggerak Dengan Flywell

a. Analisa Gaya

Gaya yang bekerja pada setiap baut adalah gaya geser yang besarnya adalah

$$F_1 = \frac{M_p}{n_1 \cdot r_1} \dots \dots \dots (2.38)$$

Dimana : M_p = momen puntir yang diteruskan dari poros, yaitu sebesar 15640,07N/mm

F_1 = gaya yang bekerja pada baut (kg)

n_1 = jumlah baut (6 buah)

r_1 = jarak sumbu baut ke sumbu poros (direncanakan 30 mm)

b. Analisa Tegangan

Terjadi tegangan geser pada baut yang besarnya adalah :

$$\tau_1 = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \dots\dots\dots(2.39)$$

Dimana : d_1 = diameter baut (mm)

τ_1 = tegangan geser yang bekerja (kg/mm²)

2.14.4.2. Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan

a. Analisa Gaya

$$F_{g2} = \frac{Mp}{n_2 \cdot r_2} \dots\dots\dots(2.40)$$

Dimana : F_{g2} = gaya gesek yang bekerja pada tiap baut (kg)

Mp = momen puntir yang diteruskan dari poros, yaitu sebesar 15640,07

N/mm

n_2 = jumlah baut yang digunakan yaitu 6 buah

r_2 = jarak sumbu baut ke sumbu poros (direncanakan 206 mm)

b. Analisa Tegangan

Tegangan geser dan tegangan tarik pada baut ini adalah :

$$\tau_2 = \frac{F_{g2}}{\frac{\pi}{4} d_2^2} \dots\dots\dots(2.41)$$

2.14.4.3. Baut Pengikat Penutup Kopling

a. Analisa Gaya

Terdapat gaya geser untuk tiap baut sebesar :

$$F_3 = \frac{Mp}{n_3 \cdot r_3} \dots\dots\dots(2.42)$$

b. Analisa Tegangan

Tegangan yang terjadi pada baut adalah :

$$\tau_3 = \frac{F_3}{\frac{\pi}{4} d_3^2} \dots\dots\dots(2.43)$$

2.15. Bantalan

Bantalan atau bearing adalah elemen mesin yang digunakan untuk mendukung dua elemen mesin lain yang saling bergerak satu sama lain.

Pada perancangan kopling “TOYOTA DYNA 110ST” seperti ini, digunakan dua jenis bantalan, yaitu :

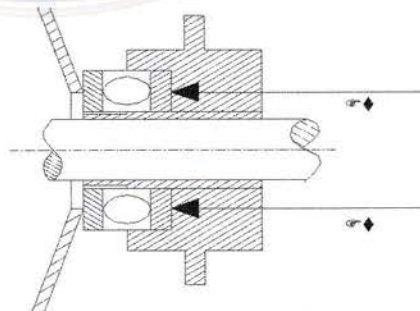
1. Bantalan pendukung poros, berupa bantalan radial untuk menahan poros pada tempatnya.
2. Bantalan pembebas (release bearing), berupa bantalan roda aksial untuk menekan pegas matahari.

2.15.1 Bantalan Pendukung Poros

Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros adalah bantalan roda radial bealur dalam baris tunggal (single row deep groove ball bearing), sebanyak dua buah yang diposisikan pada kedua ujung poros.

2.15.2 Bantalan Pembebas

Bantalan yang digunakan sebagai bantalan pembebas (release bearing) adalah bantalan roda aksial satu arah dengan bidang rata (single direction thrust ball bearing with flat back face). Diagram bebas dari bantalan ini yang digunakan pada konstruksi yang dirancang adalah seperti gambar berikut :



Gambar 2.25 Bantalan Pembebas

2.15.3. Rumus-rumus yang digunakan (Sularso,1997)

2.15.3.1 Bantalan Pendukung Poros

a. Analisa Gaya

$$V_N = \frac{\pi}{4} \cdot (D_N^2 - d_N^2) \cdot L_N \dots\dots\dots(2.44)$$

Dimana : D_N = diameter luar naaf (mm)

d_N = diameter dalam naaf (mm)

L_N = panjang naaf (mm)

Volume lingkaran pembawa

$$V_L = \frac{\pi}{4} \cdot (D_L^2 - d_L^2) \cdot b_L \dots\dots\dots(2.45)$$

Dimana : D_L = diameter lingkaran pembawa (mm)

d_L = diameter dalam lingkaran pembawa (mm)

b_L = tebal lingkaran pembawa (mm).

Volume lempeng gesek

$$V_g = \frac{\pi}{4} \cdot (D_g^2 - d_g^2) \cdot b_g \dots\dots\dots(2.45)$$

Dimana : D_g = diameter luar plat gesek (mm)

d_g = diameter dalam plat gesek (mm)

b_g = tebal lempeng gesek (mm)

b. Penentuan Beban Ekuivalen Statik dan Dinamik

Beban ekuivalen statik diperoleh dari :

$$P_0 = X_0 \cdot F_1 + Y_0 \cdot F_a \dots\dots\dots(2.46)$$

Dimana : P_0 = beban ekuivalen statik (kg)

X_0 = faktor radial

Y_0 = faktor aksial

F_a = gaya aksial, untuk bantalan pendukung poros ini adalah = 0.

Untuk beban ekivalen dinamik diperoleh :

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y F_a \dots\dots\dots(2.47)$$

Dimana : P = beban ekivalen dinamik (kg)

x = faktor radial, untuk roda radial beralur dalam baris tunggal adalah 0,6.

v = viskositas = 1

c. Penentuan Basic Statik Load Rating dan Dinamik Load Rating

Besar statik load rating adalah sebanding dengan beban ekivalen statik,

sehingga : $C_0 = P_0$

Sedangkan untuk basik dinamik load rating dapat diperoleh dari :

$$C = P \times L^{1/3} \dots\dots\dots(2.48)$$

Dimana : C = basic dinamik load rating (kg)

P = beban ekivalen dinamik yaitu 1,67 kg

L = umur bantalan yang direncanakan dalam juta putaran, direncanakan 5000 juta putaran.

2.15.3.2. Bantalan Pembebas

a. Penentuan Beban Ekivalen Statik dan Dinamik

Beban ekivalen statik dapat diperoleh dari :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \dots\dots\dots(2.49)$$

Sedangkan beban ekivalen dinamik diperoleh dari :

$$P = X \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots(2.50)$$

b. Penentuan Basic Statik Load Rating dan Basic Dynamik Load Rating

Basic static load rating diperoleh :

$$C_0 = P_0$$

Basic dynamik load rating

$$C = P \cdot L^{1/3} \dots\dots\dots(2.51)$$

BAB III

ANALISA PERHITUNGAN

3.1. Perhitungan poros

Pada rancangan ini proses pemindah daya (P) sebesar 110 Ps dan putaran sebesar 2800 Rpm. Maka daya yang dipindahkan adalah sebesar:

$$\begin{aligned} P &= 110 \times 0,736 \text{ kw} \\ &= 80,96 \text{ kw} \end{aligned}$$

Faktor koreksi yang diambil 1,2 daya maksimum dari lampiran 1

$$Pd = fc \times P \text{ (Kw)}$$

Dengan demikian;

$$\begin{aligned} Pd &= 1,2 \times 80,96 \text{ kw} \\ &= 97,152 \text{ kw} \end{aligned}$$

Momen puntir yang terjadi :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left[\frac{Pd}{n_1} \right]$$

Maka;

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \left[\frac{97,152 \text{ kw}}{2800} \right] \\ &= 33795,017 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

3.1.1 Pemilihan Bahan Poros

Dalam pemilihan bahan perlu diketahui tegangan izinnya, yang dapat dihitung dengan rumus :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \cdot S_{f2}}$$

Dalam perancangan ini bahan yang dipilih adalah bahan jenis baja S55C-D dengan kekuatan tarik 83 Kg / mm² dari lampiran 2.

dimana;

τ_a = tegangan geser yang di izinkan poros (kg/mm²)

τ_b = tegangan tarik izin poros = 60 kg/mm²

Sf1 = factor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C (baja karbon)
diambil 6 sesuai dengan standart ASME (lit 1 hal 8)

Sf2 = factor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline pada poros,
di mana harga sebesar 1,3- 3,0 maka di ambil 2,5

$$\text{Maka; } \tau_a = \frac{83}{6 \cdot 1,4} = 9,88 \text{ kg / mm}^2$$

3.1.2. Perencanaan Diameter Poros

Diameter poros dapat diperoleh dari rumus :

$$d_p = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot Kt \cdot Cb \cdot Mp \right]^{1/3}$$

Faktor koreksi untuk beban lentur $C_b = 1,2$ dan faktor koreksi terhadap tumbukan diambil sebesar $Kt = 2,8$, sehingga

$$\begin{aligned} d_p &= \left[\frac{5,1}{9,88} \cdot 2,8 \cdot 1,2 \cdot 15640,07 \right]^{1/3} \\ &= 45 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2. Perhitungan Spline

Sesuai dengan perhitungan sebelumnya diameter poros (d_p) = 45 mm

Maka;

$$D = \frac{d_p}{0,810} \text{ mm} = \frac{45}{0,810} \text{ mm} = 55,55 \text{ mm}$$

Maka diambil diameter spline (D_s) = 55,55 mm. Dari perhitungan ini didapat:

$$\begin{aligned} w &= 0,156 \times D & h &= 0,070 \times D & d &= 0,860 \times D \\ &= 0,156 \times 55,55 & &= 0,070 \times 55,55 & &= 0,860 \times 55,55 \\ &= 8,66 \text{ diambil } 8 \text{ mm} & &= 3,88 \text{ diambil } 3 \text{ mm} & &= 47,77 \text{ mm} \end{aligned}$$

sedangkan panjang spline diperoleh dari:

$$L = \frac{D^3}{d^2} = \frac{55,55^3}{47,77^2} = 70,74 \text{ mm}$$

$$L = 70,74 \text{ mm}$$

dan jari-jari tara-rata spline adalah:

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{55,55 + 47,77}{4} = 25,83 \text{ mm}$$

3.2.1. Analisa Beban

Besarnya gaya yang bekerja pada spline diperoleh dari:

$$M_p = F \times r_m$$

Dengan memasukkan harga M_p dan r_m kepersamaan diatas diperoleh:

$$F = \frac{M_p}{r_m}$$

$$F = \frac{15640,07}{17,21} = 908,7 \text{ N}$$

3.2.2. Pemeriksaan Kekuatan spline

a. Pemeriksaan terhadap tegangan tumbuk

$$\sigma_t = \frac{F}{I \cdot h \cdot L}$$

$$\sigma_t = \frac{908,7}{10 \times 2,59 \times 50,08} = 0,71 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan tumbuk untuk bahan S 55 C-D yang diizinkan adalah:

$$\sigma_{ti} = \frac{\sigma_b}{i}$$

$$\sigma_{ti} = \frac{83}{10}$$

$$= 8,3 \text{ N/mm}^2$$

Harga diatas jauh lebih besar dibandingkan dengan tegangan tumbuk kerjanya ($\sigma_t < \sigma_{ti}$), sehingga spline aman dari kegagalan tegangan tumbuk.

b. Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$t_g = \frac{F}{i \cdot w \cdot l}$$

$$t_g = \frac{908,7}{10 \times 5,77 \times 50,08}$$

Tegangan geser izin untuk bahan S55C-D adalah:

$$t_{gi} = 0,577 \times \sigma_{ti}$$

$$t_{gi} = 0,577 \times 8,3$$

$$t_{gi} = 4,97 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan geser untuk bahan S55C-D jauh lebih besar dari tegangan geser kerjanya ($t_{gi} > t_g$), sehingga spline aman dari tegangan geser.

3.3. Perhitungan Naaf

Dari data ukuran spline yang telah diketahui, lebar gigi naaf dapat diperoleh dari:

$$W = \frac{\pi Ds - 1Ws}{I}$$

$$W = \frac{\pi (55,55) - 10(8,66)}{10} = 8,78$$

Dengan memasukkan harga $w = 8,78 \text{ mm}$ ke data diatas diperoleh:

$$h = 0,095 \times D$$

$$D = \frac{w}{0,156}$$

$$d = 0,810 \times D$$

$$= 0,095 \times 55,55$$

$$= \frac{8,78}{0,156}$$

$$= 0,810 \times 55,55$$

$$h = 5,27 \text{ mm}$$

$$= 56 \text{ mm}$$

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$(b_n = D - d = 55,55 - 45 = 10,55 \text{ mm})$$

Sedangkan panjang naaf diperoleh dari :

$$L = \frac{D^3}{d^2} = \frac{56^3}{45^2} = 57,17 \text{ mm}$$

dan jari-jari naaf diperoleh dari:

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{56 + 45}{4} = 25,25 \text{ mm}$$

3.3.1. Analisa Beban

Besarnya gaya yang bekerja pada naaf diperoleh dari:

$$M_p = F \cdot r_m$$

dengan memasukkan harga M_p dan r_m kepersamaan diatas diperoleh:

$$F = \frac{M_p}{r_m}$$

$$F = \frac{15640,07}{16,96} \\ = 922,17 \text{ N}$$

3.3.2. Pemeriksaan Kekuatan Naaf

a) Pemeriksaan terhadap tegangan tumbuk

Tegangan tumbuk diperoleh dari :

$$\sigma_t = \frac{f}{i \cdot h \cdot L}$$

$$\sigma_t = \frac{922,17}{10 \times 3,56 \times 57,17} = 0,453 \text{ N/mm}^2$$

Harga diatas jauh lebih besar dibandingkan dengan tegangan tumbuk kerjanya ($\sigma_t < \sigma_{ti}$), sehingga spline aman dari kegagalan tegangan tumbuk.

b) Pemeriksaan terhadap tegangan geser

Tegangan geser pada naaf diperoleh dari:

$$t_g = \frac{F}{i \cdot w \cdot L}$$

$$t_g = \frac{922,17}{10 \times 5,85 \times 57,17} = 0,275 \text{ N/mm}^2$$

Diperoleh tegangan geser izin untuk bahan S55C-D adalah $t_{gi} = 4,79 \text{ N/mm}^2$ dimana harganya jauh lebih besar dari tegangan geser kerjanya ($t_{gi} > t_g$), maka naaf yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan geser.

3.4. Perhitungan Plat Gesek

Besarnya gaya yang menimbulkan tekanan ini adalah :

$$T = \mu \times F \times r_m$$

$$T = \mu \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \cdot P_a \times \frac{D_1 + D_2}{4}$$

$$T = \mu \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_2^2 \times 0,5^2) \cdot P_a \times \frac{(D_2 \times 0,5 + D_2)}{4}$$

$$T = \mu \times \frac{\pi}{4} (1 - 0,5^2) D_2^2 \cdot P_a \times \frac{(0,5 + 1) D_2}{4}$$

$$T = \mu \times \frac{\pi}{4} (1 - 0,5^2) \cdot P_a \times \frac{(0,5 + 1)}{4} \times D_2^3$$

Maka;

$$D^3 = \frac{T \cdot 16}{\mu \times \frac{\pi}{4} (1 - 0,5^2) \cdot Pa \times \left(\frac{0,5+1}{4}\right)}$$

$$D^3 = \frac{15640,07 \cdot 16}{0,50 \times \frac{3,14}{4} (1 - 0,5^2) \cdot 0,07 \times \left(\frac{0,5+1}{4}\right)}$$

$$D = \sqrt[3]{33188477,4}$$

$$D = 234 \text{ mm}$$

Diameter dalam plat gesek (d)

$$d = D \times 0,5$$

$$= 234 \times 0,5$$

$$= 164 \text{ mm}$$

Jadi rata-rata Diameter Plat Gesek

$$\begin{aligned} r_m &= \frac{D+d}{4} \\ &= \frac{321,3 + 160,6}{4} = 120,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga besarnya gaya tekan yang terjadi:

$$\begin{aligned} F &= \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot Pa \\ &= \frac{3,14}{4} (321,3^2 - 160,6^2) \cdot 0,07 \\ &= \frac{3,14}{4} \cdot 5240,89 \\ &= 4114,09 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Luas permukaan Plat Gesek

$$\begin{aligned} A_g &= \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \\ &= \frac{3,14}{4} (321,3^2 - 160,6^2) \\ &= 60791,44 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Momen gesek;

$$M_g = \mu \cdot F \cdot \left(\frac{D-d}{4}\right)$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,50 \cdot 4114,09 \left(\frac{321,3-160,6}{4} \right) \\
 &= 2057,04 \left(\frac{160,7}{4} \right) \\
 &= 82641,58 \text{ Kg/mm}
 \end{aligned}$$

Mencari gaya aksial dan gaya gesek

$$\begin{aligned}
 F_a &= \frac{Mg}{rm} & F_g &= \mu \cdot F_a \\
 &= \frac{82641,58}{120,4} & &= 0,50 \cdot 686,39 \\
 &= 686,39 \text{ Kg} & &= 343,19 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Waktu peyambungan Kopling t direncanakan 2 sekon dan penyambungan ataupun pemutusan daya z direncanakan 50 kali.

$$\begin{aligned}
 P_g &= \frac{Mg \cdot n \cdot t \cdot z}{9,74 \times 10^5 \cdot 3600} \\
 &= \frac{82641,58 \cdot 6600 \cdot 2 \cdot 50}{3,5 \times 10^9} \\
 &= \frac{5,4 \times 10^{10}}{3,5 \times 10^9} \\
 &= 15,4 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Selanjutnya tebal plat gesek dapat diperoleh dari :

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{l_p \cdot P_g}{A_g \cdot Wk} \\
 &= \frac{18158,75 \cdot 15,4}{60791,44 \cdot 4} \\
 &= 1,15 \text{ cm} = 11,5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Lebar (b) plat gesek dapat diperoleh dari :

$$b = \frac{D-d}{2}$$

$$= \frac{234-164}{2}$$

$$= 35 \text{ mm}$$

Sebagai kesimpulan ukuran-ukuran plat gesek yang dirancang adalah :

Diameter luar (D) = 234 mm

Diameter dalam (d) = 164 mm

Lebar (b) = 35 mm

Tebal (h) = 11 mm.

3.5. Perhitungan Paku Keling

3.5.1. Paku Keling Untuk Sambungan Lempengan Gesek Dengan Lingkaran

a. Analisa Gaya

Gaya yang bekerja pada setiap paku keling adalah :

$$F_1 = \frac{Mp}{n_1 \cdot r_1}$$

untuk ; $r_1 = \frac{D+d}{4}$

Dimana : D = diameter luar plat gesek = 234 mm

d = diameter dalam plat gesek = 164 mm

Maka dengan memasukkan harga-harga yang diketahui diperoleh :

$$r = \frac{D+d}{4}$$

$$= \frac{234-164}{4} = 17,5 \text{ mm}$$

$$F = \frac{Mp}{n \cdot r}$$

$$= \frac{15640,07}{16 \cdot 120,4} = 8,11 \text{ kg}$$

b. Pemilihan Bahan

Bahan paku keling untuk perancangan ini dipilih jenis baja tipe SAE/AISI 1010 dirol panas, dengan kekuatan tarik $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$, maka kekuatan mulurnya adalah :

$$\begin{aligned} S_{ys} &= 0,577 S_y \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,05 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

c. Penentuan Ukuran

Tegangan geser yang timbul akibat gaya F_1 adalah :

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \frac{F_1}{2 \cdot A_1} = \frac{F_1}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2} \\ \tau_1 &= \frac{8,11}{2 \cdot \frac{3,14}{4} d_1^2} = \frac{12,7}{d_1^2} \end{aligned}$$

Di mana tegangan geser izin adalah :

$$\begin{aligned} \tau_{ijin} &\leq S_{ys} \\ \frac{8,11}{d^2} &\leq 1,05 \\ d &\geq 2,77 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk keamanan konstruksi maka diameter paku keling diambil $d_1 = 3 \text{ mm}$.

3.5.2. Paku Keling Untuk Sambungan Lingkaran Pembawa Dengan Plat

a. Analisa Gaya

Sesuai dengan prosedur pada bagian 7. 1 maka gaya yang bekerja pada tiap paku keling adalah :

$$F_2 = \frac{Mp}{n_2 \cdot r_2}$$

Dengan jumlah paku keling $n_2 = 8$. Jarak r_2 yang merupakan jarak paku keling ke sumbu poros diperoleh dari :

$$r_2 = \frac{Dn + dg}{4} + 2bn$$

Maka :

$$r_2 = \frac{37,5 + 160,6}{4} = 49,52 \text{ mm}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} F_2 &= \frac{15640,07}{8 \times 49,52} \\ &= 39,47 \text{ kg.} \end{aligned}$$

b. Pemilihan Bahan

Bahan untuk kedelapan paku keling ini dipilih yaitu baja tipe SAE/AISI 1010 dirol panas dengan $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$ dengan kekuatan geser mulurnya adalah $= 1,05 \text{ kg/mm}^2$.

c. Penentuan Ukuran

$$\tau_2 = \frac{F_2}{2 \cdot A_2} = \frac{F_2}{2 \cdot \frac{\pi d_2^2}{4}} = \frac{39,47}{d_2^2}$$

$$\tau_2 \leq \frac{\sigma}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

$$\frac{39,47}{d_2^2} \leq 1,05$$

$$d_2^2 \geq 37,59$$

$$d_2 \geq 6,13 \text{ mm.}$$

Ukuran paku keling diambil 6 mm.

3.5.3. Paku Keling Untuk Sambungan Plat Pembawa Dengan Naaf

a. Analisa Gaya

$$F_3 = \frac{F_3}{n_3 \cdot r_3}$$

Dengan jumlah paku keling $n_3 = 6$ dan jarak ke sumbu poros $r_3 = 50$ mm, maka besar F_3 adalah :

$$F_3 = \frac{15640,07}{6 \times 50} = 52,13 \text{ kg.}$$

b. Penentuan Ukuran

Ukuran paku keling harus disesuaikan dengan perhitungan berikut di mana :

$$\tau_3 = \frac{F_3}{2 \cdot A_3}$$

$$\begin{aligned} \tau_3 &= \frac{F_3}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d_3^2} \\ &= \frac{52,13}{d_3^2} \end{aligned}$$

Perbandingan kekuatan yang diberikan :

$$\tau \leq \frac{\sigma}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

$$\frac{52,13}{d_3^2} \leq 1,06$$

$$d_3^2 \geq 49,17$$

$$d_3 \geq 7,01 \text{ mm.}$$

Maka ditentukan diameternya 7 mm

3.6. Perhitungan Pegas Matahari Dan Pegas Kejut

3.6.1 Pegas Matahari

a. Analisa Gaya

Dengan menyesuaikan ukuran pegas matahari pada ukuran plat gesek yang telah dihitung diperoleh hasil sebagai berikut :

$$L_1 = 47,31 \text{ mm}$$

$$L_2 = 24,58 \text{ mm}$$

$$\epsilon M = 0$$

$$F_p' \cdot L_2 - F_t \cdot L_1 = 0, \text{ maka } F_t = \frac{F_p' \cdot L_2}{L_1}$$

Maka ;

$$F_p' = 2 \times 480 = 960 \text{ kg}$$

Besar F_t diperoleh sebesar :

$$F_t = \frac{960 \times 24,58}{47,31} = 498,76 \text{ kg.}$$

Gaya yang menekan masing-masing daun pegas adalah :

$$F_t = \frac{F_t}{n}$$

Di mana n adalah jumlah daun pegas yakni 12 buah, sehingga :

$$F_t = \frac{498,76}{12} = 41,56 \text{ kg.}$$

b. Pemilihan Bahan

Untuk pegas matahari dipilih kawat baja, dengan kekuatan $\sigma = 1500 \text{ kg/mm}^2$, sedangkan modulus elastisitasnya $E = 207 \text{ Gpa}$.

a. Penentuan Ukuran

Defleksi δ_1 dari pegas matahari diperoleh dari :

$$\delta_1 = \frac{L_1 \cdot \delta_2}{L_2}$$

Dengan δ_2 direncanakan sejauh 5 mm, supaya proses penghubungan lebih cepat.

Sehingga defleksi δ_1 adalah :

$$\delta_1 = \frac{47,31 \times 5}{24,58} = 9,62 \text{ mm.}$$

Dan tebal pegas matahari diperoleh dari :

$$h^4 = \frac{F_t L_1}{2E \delta_1}$$

Maka diperoleh harga tebal pegas matahari minimal :

$$h^4 = \frac{41,56 \times 47,31}{2 \times 207 \times 10^9 \times 9,4} = 0,00466 \text{ m}$$

$$h = 4,66 \text{ mm}$$

dan direncanakan tebal pegasnya adalah 4 mm sehingga lebarnya dapat dihitung

$$b = 4h$$

$$= 4 \times 4,66$$

$$= 18,64 \text{ mm.}$$

c. Pemeriksaan Kekuatan Pegas

Tegangan lengkung yang terjadi pada pegas matahari dapat diperoleh dari :

$$\sigma_t = \frac{6 \times F_t \times L_2}{bh^2}$$

$$\sigma_t = \frac{6 \times 41,56 \times 24,58}{18,64 \times 4,66^2}$$

$$\sigma_t = 15,14 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan di atas terlihat bahwa $\sigma_t < \sigma$, maka pegas matahari ini aman digunakan untuk perancangan ini, khususnya dari tegangan tarik.

3.6.2 Pegas Kejut

a. Analisa Gaya

Besar gaya tekan yang harus diberikan oleh tiap pegas adalah :

$$F = \frac{(Z_p \times A)}{n}$$

Maka ;

$$F = \frac{0,217 \times 1}{4} = 0,054 \text{ kg}$$

b. Pemilihan Bahan

Untuk bahan pegas tetap dipilih baja karbon jenis SUS 302 dengan kekuatan tarik mulur $\delta_y = 0,622 \text{ kg/mm}^2$.

$$\delta_{ys} = 0,577 \cdot \delta_y$$

$$= 0,577 \cdot 0,622$$

$$= 0,36 \text{ kg/mm}^2$$

c. Analisa Gaya

Tegangan geser yang bekerja pada tiap pegas adalah :

$$Z = \frac{8 \times c \times k \times f}{\pi d^2}$$

Sehingga ;

$$Z = \frac{8 \times 2 \times 2,06 \times 0,054}{3,14 d^2}$$

$$Z = \frac{1,77}{d^2}$$

d. Penentuan Ukuran

Agar pegas aman terhadap tegangan geser, maka tegangan geser izin harus lebih

besar atau sama dengan tegangan geser yang timbul.

Maka ;

$$\frac{1,77}{d^2} \leq 2,84$$

$$d \geq 1,6 \text{ mm}$$

diameter penampang pegas dipilih $d = 3 \text{ mm}$, sehingga diameter pegas adalah :

$$\begin{aligned} D &= c \cdot d \\ &= 4 \cdot 3 \\ &= 12 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Panjang pegas pada saat pembebanan maximum adalah :

$$\begin{aligned} L &= (i + 1,5) d \\ L &= (4 + 1,5) 3 \\ &= 16,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Sedangkan panjang pegas pada operasi normal adalah :

$$\begin{aligned} L_0 &= L + i (h-d) \\ &= 16,5 + 4 (4 - 3) \\ &= 20,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.7. Perhitungan Baut

Pada konstruksi kopling TOYOTA DYNA 110 ST ini, digunakan bahan baja type SAE/AISI 1010 dirol panas dengan kekuatan tarik $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$

3.7.1 Baut Pengikat Poros Penggerak Dengan Flywell

a. Analisa Gaya

Gaya yang bekerja pada setiap baut adalah gaya geser yang besarnya adalah

Dimana yang nilai $n_1 = 6$ buah dan $r_1 = 30$

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{Mp}{n_1 \cdot r_1} \\ F_1 &= \frac{15640,07}{6 \times 30} = 86,88 \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Analisa Tegangan

$$\tau_1 = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

$$\tau_1 = \frac{86,88}{\frac{3,14}{4} d_1^2} = \frac{110,67}{d_1^2}$$

c. Pemilihan Bahan

$$\begin{aligned} S_{ys} &= 0,577 S_y \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,05 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Penentuan Ukuran

$$\tau_{ijin} \leq S_{ys}$$

$$\frac{110,67}{d_1^2} \leq 1,05$$

$$d_1^2 \geq 105,4 \text{ mm.}$$

$$d_1 \geq 10,26 \text{ mm.}$$

Dalam perancangan ini diameter bautnya dipilih 10 mm.

3.7.2 Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan

a. Analisa Gaya

$$F_{g2} = \frac{Mp}{n_2 \cdot r_2}$$

untuk r_2 direncanakan 206 mm, maka :

$$F_{g2} = \frac{15640,07}{6 \times 206} = 12,65 = 13 \text{ kg}$$

b. Analisa Tegangan

Tegangan geser dan tegangan tarik pada baut ini adalah :

$$\tau_2 = \frac{Fg_2}{\pi/4 d_2^2} = \frac{12,65}{3,14/4 d_2^2} = \frac{16,11}{d_2^2}$$

c. Pemilihan Bahan

$$\begin{aligned} S_{ys} &= 0,577 \cdot S_y \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,05 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Penentuan Ukuran

$$\tau \leq S_{ys}$$

$$\frac{16,11}{d_2^2} \leq 1,05$$

$$d_2^2 \geq 15,3$$

$$d_2 \geq 3,9 \text{ mm}$$

Dalam perencanaan ini diambil harga diameter baut sebesar $d_1 = 4 \text{ mm}$

3.7.3 Baut Pengikat Penutup Kopling

a. Analisa Gaya

$$F_3 = \frac{Mp}{n_3 \cdot r_3}$$

jarak antara sumbu baut dengan sumbu poros (r_3) disesuaikan 140 mm.

$$F_3 = \frac{15640,07}{6 \times 140} = 18,61 \text{ kg.}$$

b. Analisa Tegangan

Tegangan yang terjadi pada baut adalah :

$$\tau_3 = \frac{F_3}{\frac{\pi}{4} d_3^2} = \frac{18,61}{\frac{3,14}{4} d_3^2} = \frac{23,71}{d_3^2}$$

c. Pemilihan Bahan

$$\begin{aligned} \text{Sys} &= 0,577 \text{ Sy} \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,05 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Penentuan Ukuran

$$\begin{aligned} \tau_{ijin} &\leq \text{Sys} \\ \frac{23,71}{d_3^2} &\leq 1,06 \end{aligned}$$

$$d_3^2 \geq 22,36$$

$$d_3 \geq 5,83 \text{ mm.}$$

Dalam perancangan ini diameter baut dipilih sebesar 6 mm

3.8. Perhitungan Bantalan

a. Analisa Gaya

$$V_N = \frac{\pi}{4} \cdot (D_N^2 - d_N^2) \cdot L_N$$

Dimana : D_N = diameter luar naaf = 100 mm

d_N = diameter dalam naaf = 45 mm

L_N = panjang naaf = 57,17 mm

Maka ;

$$\begin{aligned} V_N &= \frac{\pi}{4} \cdot (37,5^2 - 30,37^2) \cdot 57,17 \\ &= 21717,26 \text{ mm}^3. \end{aligned}$$

Maka berat naaf adalah :

$$\begin{aligned} W_N &= 7,8 \times 10^{-6} \cdot 21717,26 \\ &= 0,16 \text{ kg.} \end{aligned}$$

V_L = volume lingkaran pembawa

$$V_L = \frac{\pi}{4} (D_L^2 - d_L^2) b_L$$

Dimana : D_L = diameter lingkaran pembawa = 37,3 mm

d_L = diameter dalam lingkaran pembawa = 31,84 mm

b_L = tebal lingkaran pembawa = 3 mm.

Maka ;

$$V_L = \frac{3,14}{4} (37,03^2 - 31,84^2) \cdot 3$$

$$= 841,74 \text{ mm}^3$$

Volume lempeng gesek

$$V_g = \frac{\pi}{4} (D_g^2 - d_g^2) b_g$$

Dimana: D_g = diameter luar plat gesek = 234 mm

d_g = diameter dalam plat gesek = 164 mm

b_g = tebal lempeng gesek = 11 mm

Maka ;

$$V_g = \frac{\pi}{4} (198,6^2 - 99,3^2) \cdot 2,64$$

$$= 841,74 \text{ mm}$$

Berat plat gesek adalah :

$$W_g = (7,2 \times 10^{-6} \cdot 82660,5) + (3,4 \times 10^{-6} \cdot 841,74)$$

$$= 0,59 \text{ kg}$$

Berat poros adalah :

$$W_p = \rho_p \cdot V_p$$

Dimana : ρ_p = massa jenis bahan poros, untuk baja S55C-D adalah $7,8 \times 10^{-6}$ kg/mm³

V_p = volume poros

$$V_p = \frac{\pi}{4} \cdot d_p^2 \cdot L_p$$

Untuk ;

d_p = diameter poros = 45 mm

L_p = panjang poros = 175 mm.

Maka ;

$$V_p = \frac{\pi}{4} (30,04^2 \times 175) = 123967,2 \text{ mm}^3.$$

$$W_p = 7,8 \times 10^{-6} \cdot 123967,2 = 0,96 \text{ kg.}$$

Dari kesetimbangan statik, diperoleh :

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B (L_1 + L_2 + L_3) - W_p(L_1 + L_2) - (W_N + W_G)L_1 = 0$$

$$R_B (175) - 0,96 (71,89) - (0,16 + 0,59) 47,31 = 0$$

$$175R_b = 104,496$$

$$R_b = 0,597 \text{ kg.}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - (W_N + W_g) - W_p = 0$$

$$R_A + 0,597 - (0,16 + 0,59) - 0,96$$

$$R_A = 0,807 \text{ kg}$$

Dari kedua gaya reaksi R_A dan R_B diambil harga terbesar sebagai resultan gaya radial F_r untuk keamanan konstruksi.

$$F_r = R_A = 0,807 \text{ kg}$$

Sedangkan resultan gaya aksial adalah :

$$F_A = 0 \text{ kg.}$$

b. Penentuan Beban Ekuivalen Statik dan Dinamik

Beban ekuivalen statik diperoleh dari :

$$P_0 = X_0 \cdot F_1 + Y_0 \cdot F_a$$

atau

$$P_0 = F_1$$

Dimana : P_0 = beban ekuivalen statik (kg)

X_0 = faktor radial

Y_0 = faktor aksial

F_a = gaya aksial, untuk bantalan pendukung poros ini adalah = 0.

X_0 diambil 0,6 karena akan ada gaya radial yang bekerja sehingga diambil faktor tersebut Y_0 untuk bantalan radial beralur dalam baris tunggal adalah 0,5.

Maka ;

$$P_0 = (0,6 \times 0,807) - (0,5 \times 0) = 0,48 \text{ kg.}$$

Maka yang diambil adalah yang terbesar yaitu 0,48 kg.

Untuk beban ekuivalen dinamik diperoleh :

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a$$

Dimana : P = beban ekuivalen dinamik (kg)

x = faktor radial, untuk roda radial beralur dalam baris tunggal adalah 0,6.

v = viskositas = 1

Sehingga ;

$$P = (0,6 \times 1 \times 0,48) + (0,5 \times 0,722) = 0,64 \text{ kg.}$$

c. Penentuan Basic Statik Load Rating dan Dinamik Load Rating

Besar statik load rating adalah sebanding dengan beban ekuivalen statik, sehingga :

$$C_0 = P_0$$

Sedangkan untuk basik dinamik load rating dapat diperoleh dari :

$$C = P \times L^{1/3}$$

Dimana : C = Basic dinamik load rating (kg)

P = Beban ekivalen dinamik yaitu 0,64 kg

L = Umur bantalan yang direncanakan dalam juta putaran,
direncanakan 5000 juta putaran.

Maka ;

$$C = (0,64 \times 5000)^{1/3}$$

$$= 14,7 \text{ kg.}$$

d. Pemilihan Bantalan

Dari perhitungan di atas dan dari data-data pada bab-bab sebelumnya, maka bantalan yang direncanakan harus memenuhi syarat-syarat berikut :

Diameter lubang (d) : 45 mm
Basic statik load rating : 8600 N
Basic dinamik load rating : 9850 N
Kecepatan putaran maximum (n) : ≥ 2800 rpm.

Dari tabel (literatur) diperoleh jenis yang cocok adalah tipe 32309 dengan data sebagai berikut :

Diameter luar (D) : 100 mm
Diameter lubang (d) : 45 mm
Basic statik load rating (C_0) : 8600 N
Lebar (w) : 14 mm
Basic dinamik load rating (C) : 9850 N
Kecepatan putaran maximum (n) : 7200 rpm

BAB IV

PERAWATAN (PEMELIHARAAN MAINTENANCE)

4.1 Perawatan (Pemeliharaan Maintanance)

Pemeliharaan yang di butuhkan oleh kopling adalah perawatan berkala yang di lakukan setiap 6 bulan sekali, meliputi :

1. Pembersihan sisa- sisa gesekan plat gesek yang berbahan dasar asbes yang biasanya meninggalkan sisa di bagian dalam dari rumah kopling.
2. Pemberian minyak pelumas pada pegas kopling guna mencegah karat yang timbul karena usia atau waktu.
3. Penggantian karet penekan kopling yang biasanya juga rusak karena waktu atau jangka pemakaian.
4. Pemeliharaan ini haruslah dilakukan di bengkel, hal ini karena untuk membongkar kopling kita terlebih dahulu haruslah menurunkan rumah transmisi atau biasa di sebut (transdown).

Dengan pemakaian dari kopling yang tidak terlalu dipaksakan dapat membuat kopling menjadi lebih tahan lama dan awet.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Sebagai penutup diberikan kesimpulan dan ringkasan dari elemen-elemen mesin yang terdapat pada konstruksi kopling “TOYOTA DYNA 110ST” sesuai dengan perhitungan / perancangan pada bab-bab sebelumnya.

1. Poros Transmisi

- Daya: $(N) = 110 \text{ Ps}$
- Putaran: $(n) = 2800 \text{ rpm}$
- Diameter: $d(p) = 45 \text{ mm}$
- Bahan: baja S55C-D

2. Spline

- Diameter luar: $(D) = 55,55 \text{ mm}$
- Tinggi: $(h) = 3 \text{ mm}$
- Lebar: $(w) = 8,66 \text{ mm}$
- Panjang $(L) = 70,74 \text{ mm}$
- Bahan: baja S55C-D

3. Naaf

- Diameter luar: $(D) = 56 \text{ mm}$
- Diameter dalam: $(d) = 45 \text{ mm}$
- Tinggi: $(h) = 3,71 \text{ mm}$
- Lebar: $(w) = 8,78 \text{ mm}$
- Bahan: baja S55C-D

4. Plat Gesek

- Diameter luar: $(D) = 234 \text{ mm}$
- Diameter dalam: $(d) = 164 \text{ mm}$
- Lebar: $(b) = 35 \text{ mm}$
- Tebal: $(a) = 11 \text{ mm}$
- Bahan: Asbes dan besi cor

5. Paku Keling

- a. Untuk sambungan lempengan gesek dengan lingkaran pembawa
 - Diameter: $(d_1) = 5 \text{ mm}$
 - Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas
- b. Untuk sambungan lingkaran pembawa dengan plat pembawa
 - Diameter: $(d_2) = 7 \text{ mm}$
 - Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas
- c. Untuk sambungan plat pembawa dengan naaf
 - Diameter: $(d_3) = 8 \text{ mm}$
 - Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas

6. Pegas

- a. Pegas tekan
 - Diameter pegas: $(D) = 6 \text{ mm}$
 - Diameter penampang pegas: $(d) = 3 \text{ mm}$
 - Panjang pegas pada operasi normal: $(L_0) = 9,82 \text{ mm}$
 - Panjang pegas pada pembebanan max: $(L) = 16,5 \text{ mm}$
 - Bahan: baja karbon tempa SF 40
- b. Pegas Matahari
 - Panjang daun pegas: $(L_1) = 55 \text{ mm}$
 - Panjang daerah pengungkit: $(L_2) = 35 \text{ mm}$

- Tebal pegas matahari: $(h) = 4 \text{ mm}$
- Lebar daun pegas: $(b) = 16 \text{ mm}$
- Bahan: kawat baja tipis

7. Baut

- a. Baut pengikat poros penggerak dengan flywheel
 - Diameter: $(d_1) = 8 \text{ mm}$
 - Bahan: baja ST 24
- b. Baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan
 - Diameter: $(d_2) = 6 \text{ mm}$
 - Bahan: baja ST 24
- c. Baut pengikat flywheel dengan penutup kopling
 - Diameter: $(d_3) = 6 \text{ mm}$
 - Bahan: baja ST 24

8. Bantalan

- a. Bantalan pendukung poros
 - Type: bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal
 - Nomor ser: 6309
 - Diameter luar: $(D) = 100 \text{ mm}$
 - Diameter lubang: $(d) = 45 \text{ mm}$
 - Lebar: $(w) = 30 \text{ mm}$
 - Basic static load rating: $(C_o) = 8600 \text{ N}$
 - Basic dinamic load rating: $(C) = 9850 \text{ N}$
 - Kecepatan putaran maximum: $(n) = 7200 \text{ rpm}$

5.2. Saran

Adapun saran yang diberikan penulis adalah:

1. Sebaiknya dalam penggunaan kopling jangan terlalu sering menggantung kopling
2. Periksa volume oli pada kopling
3. Gunakan oli sesuai dengan license pabrikan
4. Sebaiknya cek oli sebelum menjalankan
5. Ganti oli secara berkala
6. Jika bantalan goyang sebaiknya di ganti



DAFTAR PUSTAKA

Sularso. Suga Kiyokatsu “ *Elemen Mesin*” PT . Pradya Paramilha Jakarta, Cet 11. 2004.

Stoclk Jeck dan Kross “ *Elemen Konstruksi Bangunan Mesin*” New York 1992.

Dabrovolsky V “ *Machine Element* “ penerbit Foreign Languages Fablising House “Edisi 2. 1968.

Calhin Cherminal kents ” *Mechanical* “ Mechanical Hand Book “ Topan Company Tokyo, 1994.

J. Kennets Salis Bary “ *Mechanical Engineer Hand Book* “ ,New York, 1950.

Khurmi, R.S. Gupta, J.K. *Machine Design*. Pvt Adram Nagar. India. 1980.

Shingley, Josep Edward. *Perencanaan teknik mesin*. Jilid II. Penerbit Erlangga. Jakarta. 1991.

Timoshenko S. *Dasar-Dasar Perhitungan Kekuatan Bahan*. Penerbit restu Agung. Jakarta. 1986.

Intitut Teknologi Bandung. *Mekanika teknik*. Bandung. Polyteknik Mekanik Swiss ITB. 1978.

Hall. Hollowenko. *Machine Desingn*. New York, Mc. Grow Hill. 1961

Ir. Zainun Acmad. *Elemen mesin*. 1999.

Colius Carminal,kets. *Mekanikal Engineering*. 1988.

