

**TRANSMISI MESIN DRILL
MULTI SPINDEL**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin
Program Studi Teknik Mesin



Diajukan oleh:

YOSEP

NIM : 995214104

**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA**

2006

TRANSMISION OF MULTI SPINDLE DRILLING MACHINE

FINAL PROJECT

Reported as Partial Fulfillment of the Requirements
to Obtain the *Sarjana Teknik* Degree
in Mechanical Engineering



By :

YOSEP

Student Number : 995214104

FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA

2006

TUGAS AKHIR

Transmisi Mesin Drill Multi Spindel

Disusun oleh :

Yosep


NIM : 995214104

NIRM : 990051123109120104

Telah disetujui oleh :

Tanggal : 24 Maret 2006

Dosen Pembimbing Utama :



(Ir. Rines, MT.)

TUGAS AKHIR
Transmisi Mesin Drill
Multi Spindel

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

Yosep

NIM : 995214104

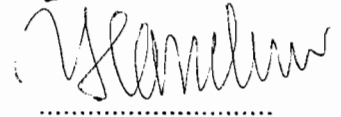
Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal 22 Maret 2006
dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

Ketua : RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.



Sekretaris : Budi Setyahandana S.T., M.T.

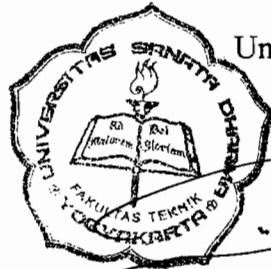


Pembimbing Utama : Ir. Rines, M.T.



Yogyakarta, 24 Maret 2006

Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Yogyakarta
Dekan



Ir. Greg. Heliarko, SJ., SS., B.S.T., M.A., M.Sc.



TUGAS AKHIR/SKRIPSI PROGRAM S-1
JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK
UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA

No: 435 /FT .USD/TM/ Agustus/2004

NAMA : Yosep
NIM : 995214104
NIRM :
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA :
Multi Spindel Drilling Machine un tuk pengerjaan benda-benda lunak.

Tanggal dimulai : 27 Agustus 2004

Pembimbing II

Yogyakarta , 27 Agustus 2004
Pembimbing I

Ir. Rines, MT.

Skripsi ini ku persembahkan untuk :

Papa

Mama

dan

Teman-teman ...

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan disuatu Perguruan Tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta 22 Maret 2006

Yosep.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yesus atas berkat dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan skripsi dengan judul **“Transmisi Mesin Drill Multi Spindel”**.

Adapun tujuan penulisan skripsi ini adalah untuk memenuhi salah satu persyaratan untuk meraih gelar Sarjana Teknik pada Fakultas Teknik Mesin di Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.

Dalam proses penulisan skripsi ini penulis menyadari banyak pihak yang telah memberikan bantuan baik moril maupun materil sehingga skripsi ini dapat terselesaikan. Oleh karena itu pada kesempatan ini perkenankan penulis menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Romo Dr. Paul Suparno, S.J, M.Sc. selaku Rektor Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.
2. Ir Greg. Heliarko S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc. selaku Dekan Fakultas Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta
3. Yosef Agung Cahyanta, ST., M.T. selaku Program Studi Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Ir. Rines, M.T selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktunya untuk membimbing dan memberikan saran serta masukan dengan penuh kesabaran selama penulisan skripsi ini.
5. Dosen-dosen Fakultas Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta

6. Pimpinan dan Staff Karyawan Perpustakaan Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.
7. Teman-teman seperjuangan, Teknik Mesin angkatan 1999
8. Dan semua pihak yang telah membantu, membimbing dan memberi pengarahan, Oki , Juni, Bob, Indra, Hendri, dan teman-teman semua yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu..

Semoga Tuhan Yesus memberkati dan melimpahkan rahmat-Nya kepada semua pihak yang telah membantu penulisan dan penyusunan skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna, hal ini disebabkan keterbatasan kemampuan, pengetahuan dan pengalaman yang dimiliki oleh penulis. Oleh karena itu saran dan kritik yang bersifat membangun akan penulis terima dengan senang hati demi kesempurnaan skripsi ini.

Akhir kata penulis berharap skripsi ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukannya.

Yogyakarta, 22 Maret 2006

Penulis

INTISARI

Mesin Drill Multi Spindel adalah salah satu jenis mesin perkakas yang terutama berfungsi untuk mengedril benda kerja yang memerlukan lebih dari satu kali pengerjaan. Mesin Drill Multi Spindel ini mempunyai turret, dimana spindel-spindel dipasang pada turret tersebut dan dapat digerakkan memutar dengan sudut 90° .

Mesin Drill Multi Spindel ini mempunyai satu motor penggerak dengan daya 2,2 kW dengan putaran input 1435 rpm. Perancangan ini meliputi sistem transmisi roda gigi lurus dengan 6 variasi kecepatan.



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSETUJUAN	iii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iv
HALAMAN SOAL	v
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	vi
HALAMAN PERNYATAAN.....	vii
KATA PENGANTAR	viii
INTISARI	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvi
BAB I. PENDAHULUAN.....	1
1.1 Pengantar.....	1
1.2 Klasifikasi Mesin Perkakas	2
1.3 Mesin Drill	4
1.3.1 Macam-macam Mesin Drill	4
1.3.2 Bagian Utama Mesin Drill.....	8
1.4 Pembatasan Masalah	11
1.5 Prosedur Perencanaan	11
1.6 Sistematika Penulisan	12
1.7 Sistem Operasi pada Mesin Drill	13
1.8 Skema Perancangan	14
BAB II. PERHITUNGAN DAYA	16
2.1 Pemilihan bahan dan ukuran diameter mata drill.....	16
BAB III. PERHITUNGAN DAYA	24

3.1 Transmisi pada Multi Spindel Drilling Mesin	24
3.2 Perhitungan Sabuk dan Puli	24
3.3 Perhitungan Roda Gigi Lurus	32
3.4 Perhitungan Roda Gigi Kerucut Spindel	45
3.5 Perhitungan Poros, Pasak serta bantalan	54
3.6 Perhitungan Pasangan Batang Gigi dan Roda Gigi Lurus	107
BAB IV.PELUMASAN DAN PERAWATAN	111
4.1 Pelumasan	111
4.1.1 Pelumasan pada Roda Gigi	111
4.1.2 Pelumasan Pada Bantalan	111
4.2.Perawatan	112
BAB V. KESIMPULAN DAN PENUTUP	114
5.1 Kesimpulan	114
5.1.2 Roda Gigi Lurus	114
5.1.2 Sabuk dan Puli	118
5.1.3 Poros	118
5.1.4 Bantalan	119
5.1.5 Pasak	121
5.1.6 Spline	122
5.2 Penutup	122
DAFTAR PUSTAKA	123
LAMPIRAN	124

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Mesin Drill Meja	4
Gambar 1.2	Mesin Drill Tiang	5
Gambar 1.3	Mesin Drill Radial	5
Gambar 1.4	Mesin Drill Lemari	6
Gambar 1.5	Mesin Drill Berporos Majemuk	6
Gambar 1.6	Mesin Drill Koordinat	7
Gambar 1.7	Mesin Drill Horizontal	7
Gambar 1.8	Mesin Drill Turret	8
Gambar 1.9	Mata Drill	10
Gambar 1.10	Multi Spindel Drilling Mesin	15
Gambar 2.1	Diagram Struktural $Z = 3 (1) \times 2 (3)$	19
Gambar 2.2	Speed Chart $Z = 3 (1) \times 2 (3)$	19
Gambar 3.1	Faktor Dinamis Roda Gigi Kerucut	50
Gambar 3.2	Koefisien Geometri	51
Gambar 3.3	Faktor geometri	53
Gambar 3.4	Pembebanan pada Poros I	55
Gambar 3.5	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros I Dengan Posisi 1, Akibat Gaya Tangensial	56
Gambar 3.6	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros I Dengan Posisi 1, Akibat Gaya Radial	57
Gambar 3.7	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros I Dengan Posisi 2, Akibat Gaya Tangensial	57
Gambar 3.8	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros I Dengan Posisi 2, Akibat Gaya Radial	58
Gambar 3.9	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros I Dengan Posisi 3, Akibat Gaya Tangensial	58
Gambar 3.10	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros I Dengan Posisi 3, Akibat Gaya Radial	59
Gambar 3.11	Pembebanan pada Poros II	69

Gambar 3.12	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 1, Akibat Gaya Tangensial	70
Gambar 3.13	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 1, Akibat Gaya Radial	71
Gambar 3.14	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 2, Akibat Gaya Tangensial	71
Gambar 3.15	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 2, Akibat Gaya Radial	72
Gambar 3.16	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 3, Akibat Gaya Tangensial	72
Gambar 3.17	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 3, Akibat Gaya Radial	73
Gambar 3.18	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 4, Akibat Gaya Tangensial	73
Gambar 3.19	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 4, Akibat Gaya Radial	74
Gambar 3.20	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 5, Akibat Gaya Tangensial	74
Gambar 3.21	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 5, Akibat Gaya Radial	75
Gambar 3.22	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 6, Akibat Gaya Tangensial	75
Gambar 3.23	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros II Dengan Posisi 6, Akibat Gaya Radial	76
Gambar 3.24	Pembebanan pada Poros III	84
Gambar 3.25	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 1, Akibat Gaya Tangensial	85
Gambar 3.26	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 1, Akibat Gaya Radial	86
Gambar 3.27	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 2, Akibat Gaya Tangensial	86

Gambar 3.28	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 2, Akibat Gaya Radial	87
Gambar 3.29	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 3, Akibat Gaya Tangensial	87
Gambar 3.30	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 3, Akibat Gaya Radial	88
Gambar 3.31	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 4, Akibat Gaya Tangensial	88
Gambar 3.32	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros III Dengan Posisi 4, Akibat Gaya Radial	89
Gambar 3.33	Pembebanan pada Poros Spindel	97
Gambar 3.34	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros Spindel Akibat Gaya Tangensial	98
Gambar 3.35	Gaya Reaksi dan Diagram Momen Lengkung Poros Spindel Akibat Gaya Radial	99

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Faktor Koreksi	22
Tabel 3.1	Ukuran Puli V	25
Tabel 3.2	Diameter Minimum Puli	22
Tabel 3.3	Faktor Koreksi K_0	28
Tabel 3.4	Kapasitas Daya	29
Tabel 3.5	Daerah Penyetelan Jarak Sumbu Poros	31
Tabel 3.6	Faktor Bentuk Gigi (Y)	34
Tabel 3.7	Faktor Dinamis.....	35
Tabel 3.8	Faktor Tegangan Kontak	36
Tabel 3.9	Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus III – IV.....	38
Tabel 3.10	Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus V – VI	40
Tabel 3.11	Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus VII – VIII	42
Tabel 3.12	Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus IX – X	43
Tabel 3.13	Faktor Beban Lebih	51
Tabel 3.14	Koefisien Elastis	52
Tabel 3.15	Hasil Perhitungan Poros I.....	59
Tabel 3.16	Ukuran Spline	63
Tabel 3.17	Bantalan Rol Kerucut	66
Tabel 3.18	Faktor X dan Y pada Bantalan Rol Kerucut	67
Tabel 3.19	Harga Faktor Keandalan	68
Tabel 3.20	Hasil Perhitungan Poros II	76
Tabel 3.21	Hasil Perhitungan Poros III	89
Tabel 3.22	Hasil Perhitungan Pasangan Roda Gigi dan Rak	110

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Pengantar

Mesin perkakas adalah mesin pengerjaan logam yang digunakan untuk menghilangkan sebagian bahan (logam) dari benda kerja dalam bentuk tatal (*chips*) menurut keperluan dan ketelitian yang diinginkan.

Memproduksi sesuatu memerlukan perangkat perkakas dan mesin yang dapat dipergunakan dengan tepat dan ekonomis. Pemilihan mesin atau proses yang tepat sangat menentukan. Selain itu pemilihan juga ditentukan oleh jumlah benda yang akan dibuat.

Untuk pekerjaan dalam jumlah kecil atau sesuai pesanan, mesin serbaguna (*general purpose machine*) seperti mesin bubut, mesin sekrup, mesin bor merupakan pilihan terbaik karena mesin-mesin tersebut dapat disesuaikan dengan tugas pekerjaan, pemeliharaannya mudah. Bila akan membuat produk standar dalam jumlah yang besar maka perlu dipertimbangkan penggunaan mesin khusus (*special purpose machine*).

Umumnya mesin khusus berbeda dengan mesin jenis standar dalam cara menjalankannya. Sebagai contoh, baut dapat dibuat dengan mesin bubut biasa. Pembubut harus mengetahui cara membuat baut dan disamping itu harus memiliki keterampilan menjalankan mesin bubut. Pada mesin khusus urutan operasi dan pergereakan alat potong dikendalikan secara otomatis dan proses produksi yang sama berulang untuk setiap produk. Pada mesin khusus memungkinkan

diperkerjakan oleh operator yang kurang trampil, namun diperlukan kemahiran dalam mengendalikan proses produksi dan pemeliharaan mesin tersebut.

1.2 Klasifikasi Mesin Perkakas

Berdasarkan tingkat keotomatisannya, mesin perkakas dapat dibagi menjadi tiga kelompok, yaitu :

1. Mesin perkakas dengan kendali manual (*manual control*)
2. Mesin perkakas semi otomatis (*semi automatic*)
3. Mesin perkakas otomatis (*automatic machine tools*)

Berdasarkan bobotnya, mesin perkakas dapat dibagi menjadi tiga kelompok, yaitu :

1. Mesin perkakas tugas ringan (*light duty machine tools*) dengan berat sampai satu ton.
2. Mesin perkakas tugas sedang (*medium duty machine tools*) dengan berat sampai 10 ton.
3. Mesin perkakas tugas berat (*heavy duty machine tools*) dengan berat lebih dari 10 ton.

Berdasarkan tingkat kekhususan pemakaiannya, mesin perkakas dapat dibagi menjadi tiga kelompok yaitu :

1. Mesin perkakas keperluan umum (*general purpose machine tools*) adalah mesin perkakas yang dapat melaksanakan berbagai operasi pembentukan benda kerja dengan bentuk dan ukuran yang beragam.
2. Mesin perkakas keperluan tunggal (*single purpose machine tools*) adalah mesin perkakas yang dapat melaksanakan pekerjaan tunggal pembentukan benda kerja dengan bentuk yang khusus tetapi ukuran beragam.
3. Mesin perkakas khusus (*special machine tools*) adalah mesin perkakas yang dapat melaksanakan operasi tunggal pembentukan benda kerja dengan bentuk dan ukuran yang khusus.

Dalam perencanaan mesin drill multi spindel ini, penulis mengasumsikan bahwa mesin drill yang akan dirancang termasuk dalam mesin perkakas dengan kendali manual, bobot mesin tidak lebih dari 1 ton, dan termasuk mesin perkakas khusus.

Gerakan pada mesin perkakas adalah gerak yang menyebabkan mengirisnya alat pengiris pada benda kerja. Gerakan ini dibagi menjadi dua, yaitu:

1. Gerak utama berputar

Mesin perkakas dengan gerak utama berputar biasanya mempunyai gerak *voeding* (pemakanan) yang kontinyu, misalnya : mesin bubut, mesin drill, mesin fris.

2. Gerak utama lurus

Mesin perkakas dengan gerak utama lurus biasanya mempunyai gerak *voeding* yang periodik, misalnya : mesin sekrup, mesin gergaji.

1.3 Mesin Drill

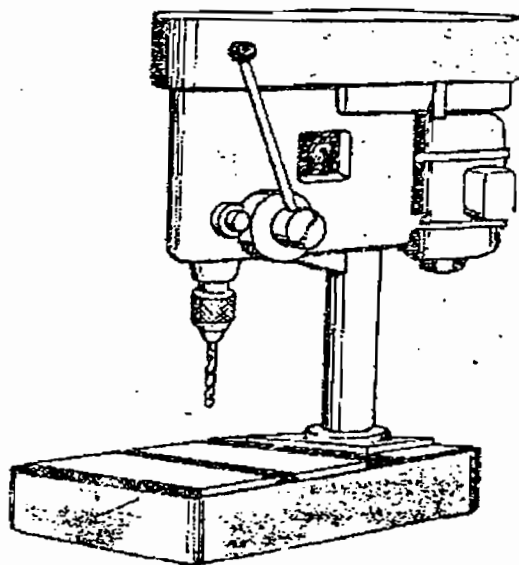
Mesin drill adalah salah satu mesin perkakas yang secara umum digunakan untuk mengebor atau membua lubang pada benda kerja, selain itu juga melakukan pekerjaan seperti *reaming* (meluaskan), pengeboran bentuk tirus, pengeboran pembenaman (*counter sink*), dan lain-lain.

1.3.1 Macam-macam mesin drill

Berbagai macam mesin drill diproduksi atau diciptakan untuk membuat atau memberi bentuk pada benda kerja sesuai dengan kebutuhan. Macam-macam mesin drill yang ada yaitu antara lain:

1. Mesin Drill Meja

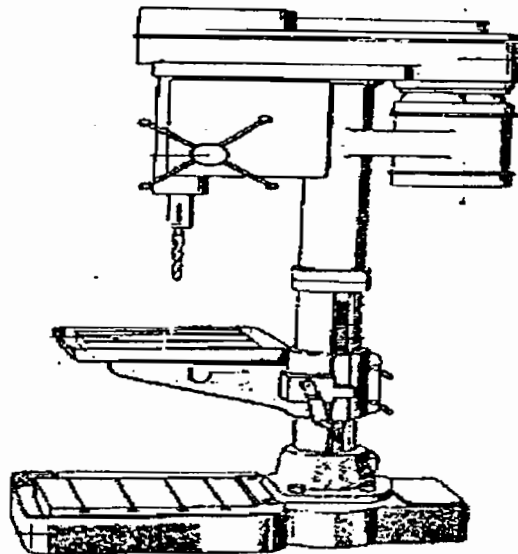
Mesin drill yang paling kecil dan paling sederhana ialah mesin drill meja, mesin drill ini dapat ditempatkan diatas bangku kerja atau diatas kaki yang khusus.



Gambar 1.1 Mesin Drill Meja

2. Mesin Drill Tiang

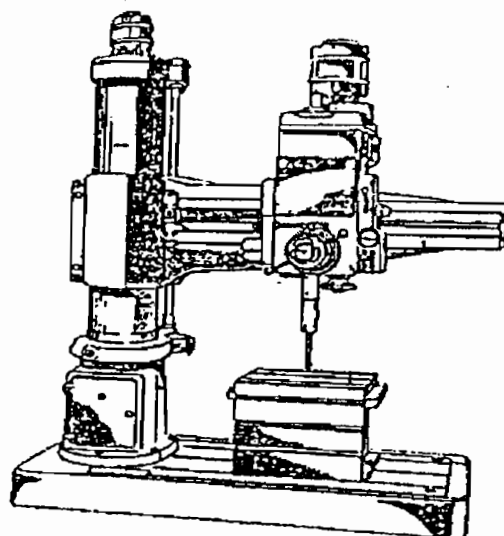
Dengan mesin drill tiang dapat mengedrill benda-benda kerja yang lebih tinggi dari pada mesin drill meja.



Gambar 1.2 Mesin Drill Tiang

3. Mesin Drill Radial

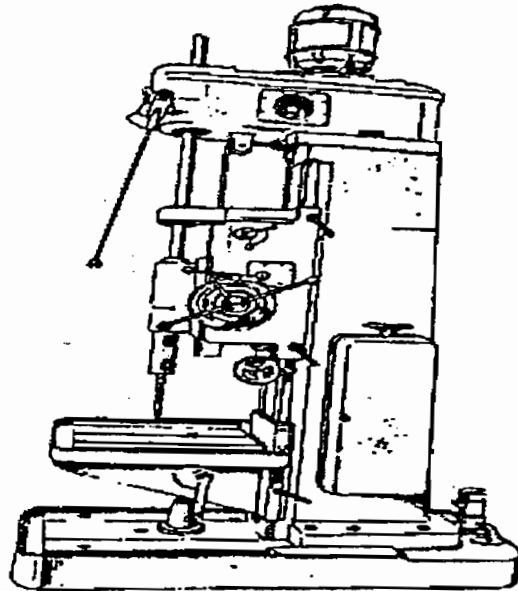
Untuk mengedrill tiap lubang dari benda kerja yang besar dan berat.



Gambar 1.3 Mesin Drill Radial

4. Mesin Drill Lemari

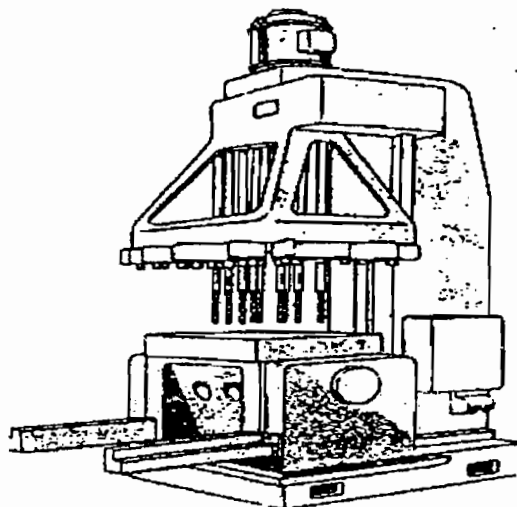
Mesin drill lemari dapat mengedrill lubang-lubang sebesar 60 – 100 mm.



Gambar 1.4 Mesin Drill Lemari

5. Mesin Drill Berporos Majemuk

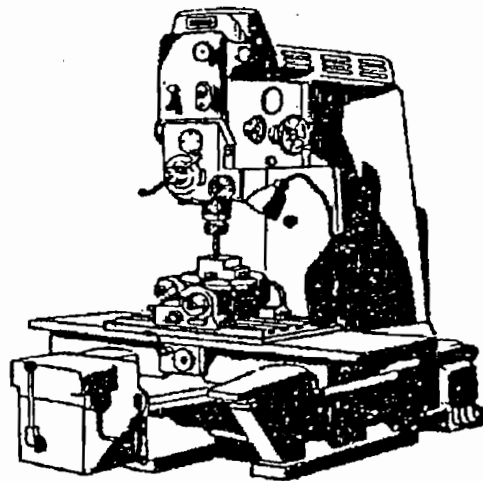
Untuk mengedrill lubang-lubang yang banyak jumlahnya pada bidang yang sama.



Gambar 1.5 Mesin Drill Berporos Majemuk

6. Mesin Drill Koordinat

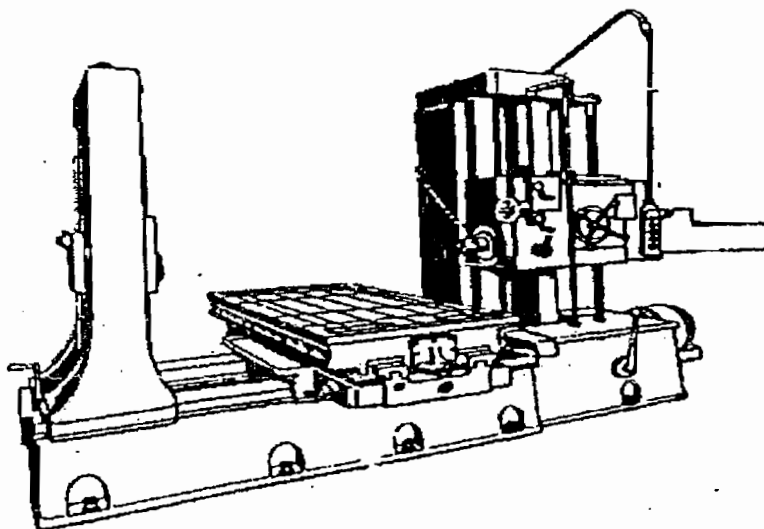
Mesin drill koordinat dapat dimungkinkan untuk menggeserkan benda kerja terhadap poros-drill atau poros-drill terhadap benda kerja melalui dua buah hantaran yang saling menyiku dengan ketelitian sampai seperseribu millimeter.



Gambar 1.6 Mesin Drill Koordinat

7. Mesin Drill Horizontal

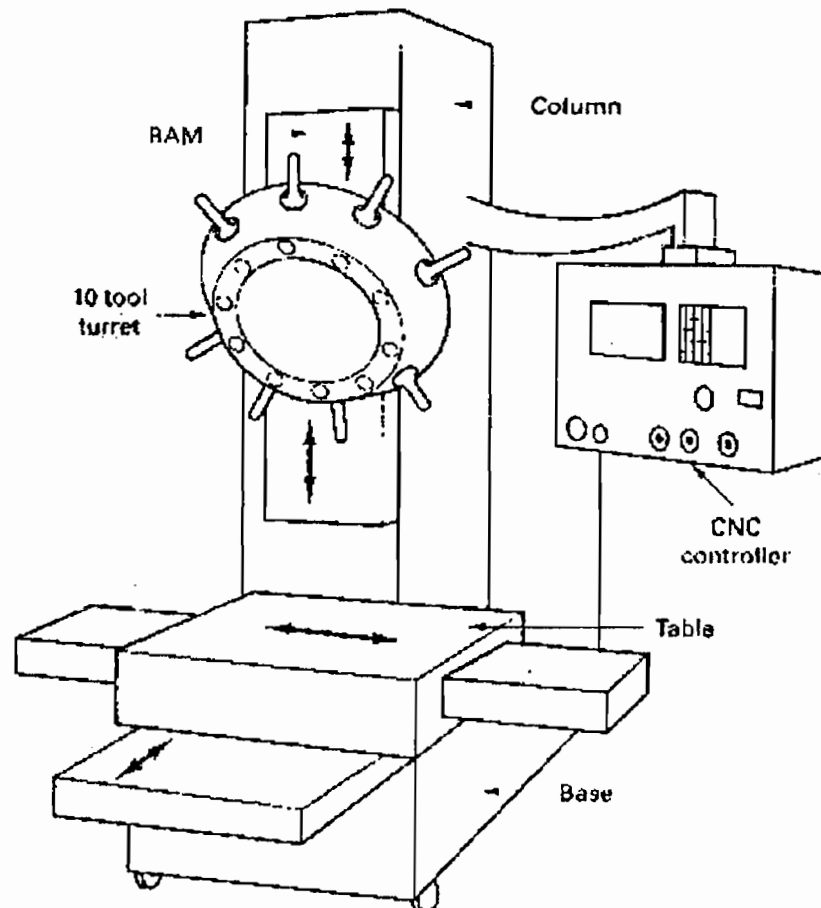
Mesin drill horizontal banyak digunakan dalam bangunan mesin.



Gambar 1.7 Mesin Drill Horizontal

8. Mesin Drill Turret

Mesin drill turret digunakan untuk pengerjaan khusus..



Gambar 1.8 Mesin Drill Turret

1.3.2 Bagian Utama Mesin Drill

1. Alas / Landasan mesin

Alas atau landasan mesin terbuat dari bahan besi tuang, sehingga ia cukup stabil dan kuat menahan beban seperti tiang mesin, meja mesin, ragam, benda kerja, kepala mesin, gaya akibat pemotongan, dan lain-

lain. Pada landasan mesin dilengkapi dengan lubang pada sudut-sudutnya yang berguna untuk kedudukan baut pengikat mesin baik pada meja maupun pada lantai. Pada mesin-mesin yang baru pada landasan ini dilengkapi dengan rem, untuk lebih terjaminnya keselamatan kerja.

2. Tiang mesin

Bentuk tiang mesin bor adalah bulat dengan kepresisian yang tinggi. Tiang mesin didudukan pada landasan mesin dan dijepit secara kuat, sehingga ia tidak dapat bergerak. Tiang mesin merupakan komponen utama yang sangat vital karena semua peralatan mesin tertumpu padanya.

3. Meja mesin

Meja mesin berfungsi sebagai tempat kedudukan ragum dan tempat pengikat benda kerja yang akan didrill. Pada mesin meja ini dilengkapi dengan lubang sebagai pengaman pada saat membuat lubang yang tembus pada benda kerja.

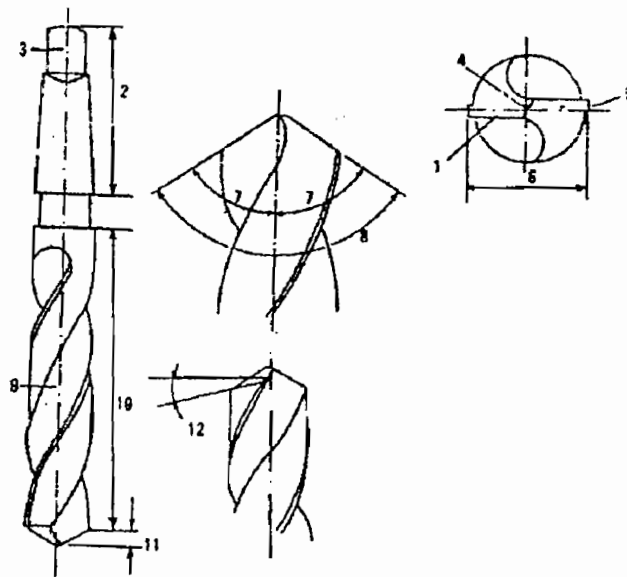
4. Kepala mesin

Pada bagian ini terdapat beberapa peralatan mekanis yang berfungsi sebagai penggerak mata drill agar dapat melakukan pemotongan pada benda kerja. Pada kepala mesin ini terdapat motor penggerak, tuas pemakanan sebagai pengontrol dalamnya pengeboran.

5. Mata drill

Mata drill adalah alat potong yang digunakan untuk membuat lubang pada benda kerja. Pada mata drill terdapat dua buah alur *helix* sepanjang badannya. Fungsi dari alur tersebut adalah :

- a. membentuk sisi potong
- b. menggulung ampas hasil pemotongan
- c. sebagai jalan keluarnya ampas hasil pemotongan
- d. sebagai jalan masuknya cairan pendingin



Gambar 1.9 Mata drill

keterangan :

1. mata pemotong
2. kepala
3. bibir pengait
4. titik mati

5. kelonggaran
6. garis tengah (diameter)
7. sudut mata pemotong
8. sudut mata
9. saluran tatal
10. badan drill
11. mata
12. sudut bibir ruang antara

1.4 Pembatasan Masalah

Pada perencanaan mesin drill multi spindel ini, penulis membatasi masalah yang akan dibahas, yaitu antara lain :

1. Gerakan dari pemegang benda kerja dan *spindle (gear box)* dilakukan dengan manual.
2. Konstruksi pada tuas pemindah kecepatan disajikan dan dijelaskan pada gambar.
3. Konstruksi pada pemindahan spindel dilakukan secara manual.
4. Pemindahan kecepatan pada transmisi roda gigi dilakukan setelah mesin dimatikan.

1.5 Prosedur Perencanaan

Perancangan mesin drill multi spindel ini melalui berbagai tahap perancangan yaitu :

1. Pengenalan Masalah

Perancangan ini berawal dari kebutuhan dan memutuskan untuk membuat sesuatu tentang hal tersebut. Kebutuhan yang dihadapi adalah pengerjaan logam dengan bentuk yang beraneka ragam.

2. Perumusan Masalah

Perumusan Masalah membatasi semua hal yang mengenai perancangan. Yang diperlukan pada perancangan mesin drill multi spindle adalah motor penggerak, sabuk, roda gigi, poros, bantalan dan pelumasan.

3. Analisa

Analisa adalah segala sesuatu yang menyangkut perhitungan-perhitungan pada seluruh komponen yang dipakai pada perencanaan mesin drill multi spindle.

4. Evaluasi

Evaluasi dilakukan dari awal sampai akhir perencanaan setelah hasil perancangan yang telah dihitung didapatkan.

5. Penyajian

Penyajian merupakan langkah akhir dari seluruh proses perancangan dan perlu disajikan dalam bentuk tulisan dan nantinya akan dipresentasikan.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam pembuatan tugas akhir ini, penulis akan mengikuti sistematika penulisan seperti berikut :

1. Merancang dan menghitung karakteristik dari mesin drill yang meliputi besarnya insutuan, kecepatan potong, luas pemotongan, daya untuk menggerakkan mesin bor tersebut sehingga dapat dipilih motor penggerak dengan daya dan putaran yang sesuai dengan mesin yang akan dirancang.
2. Merancang dan menghitung transmisi sabuk dan puli yang digunakan untuk meneruskan putaran dari motor penggerak ke komponen-komponen mesin yang lain.
3. Merancang dan menghitung roda gigi.
4. Merancang dan menghitung poros yang merupakan komponen penerus kecepatan baik itu dari transmisi roda gigi maupun transmisi sabuk dan puli.
5. Merancang dan menghitung bantalan mesin pada poros agar diperoleh ukuran yang standar sehingga bantalan dapat kuat untuk menunpuporos-poros tersebut.
6. Merancang dan menghitung pelumasan bantalan dan roda gigi agar dapat membantu melancarkan kerja mesin sehingga mesin dapat bekerja dengan baik dan efisien dan mempunyai umur sesuai dengan kebutuhan.

1.7 Sistem operasi pada mesin drill

Operasi pada mesin drill ini mencakup pengeboran, perluasan lubang (*reaming*), dan pembuatan alur pasak. Untuk kategori mesin drill yang dipilih

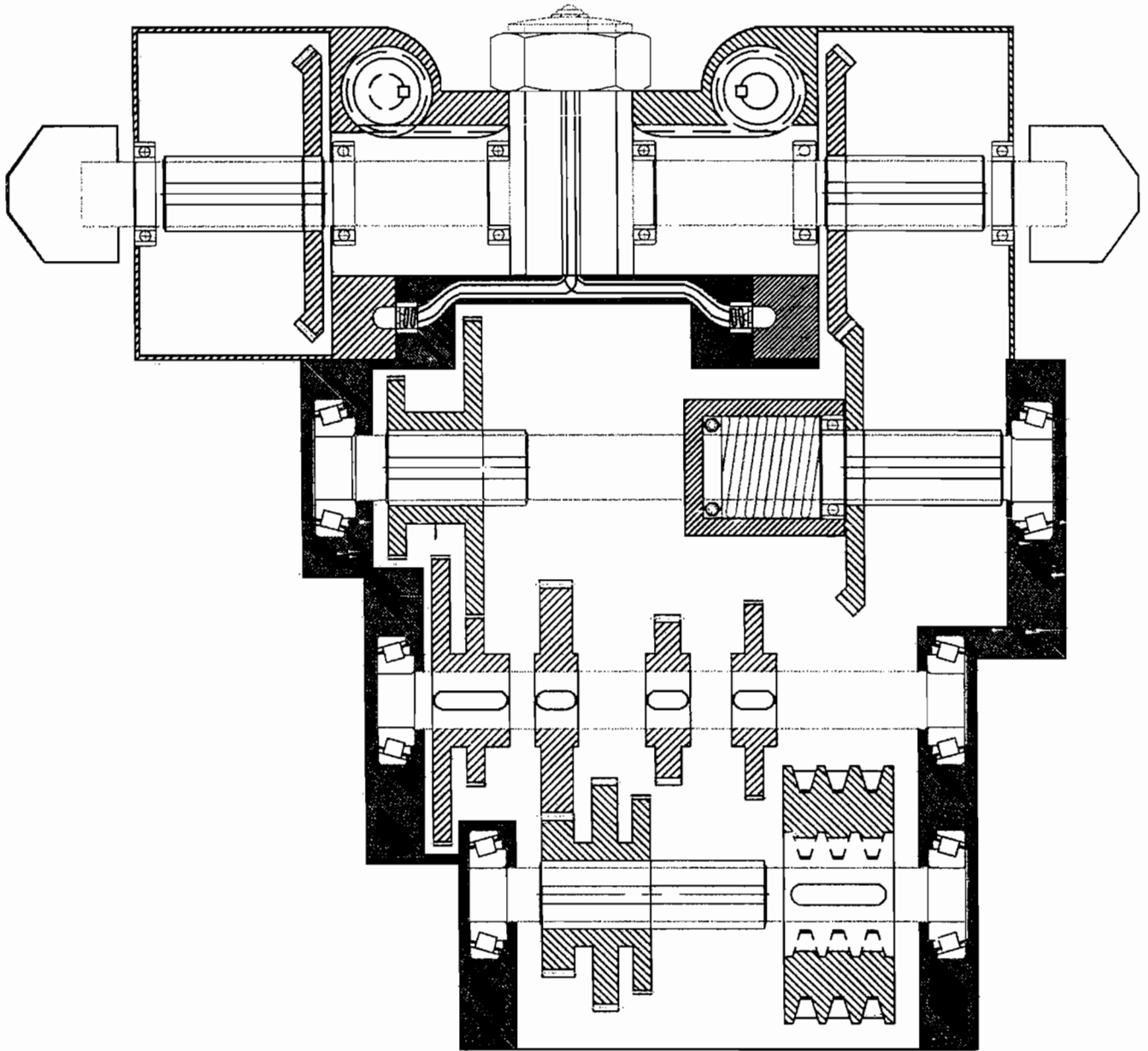
dalam perancangan ini adalah mesin drill dengan empat kepala spindel. Empat kepala spindel tersebut akan dipasang pada turret yang dapat diputar sesuai dengan kebutuhan untuk mengedril, tergantung dari jenis mata drill dan diameter mata drill. Selain pergantian mata drill, turret pada mesin drill ini juga dapat diganti dengan turret yang lain yang mempunyai karakteristik yang berbeda

.Mesin drill ini direncanakan untuk dapat menghasilkan enam variasi putaran output dengan empat mata drill berbeda yang dipasangkan pada masing-masing spindel. Mesin drill ini nantinya akan digunakan untuk pengerjaan bahan-bahan lunak.

Kalau dilihat dari banyaknya variasi putaran mesin drill, maka kemungkinan jangkauan kecepatan dapat semakin luas untuk pengerjaan pada jenis material yang digunakan. Untuk kecepatan ini tidak dapat dipilih dengan sembarangan. Karena apabila kecepatan drill rendah maka proses pengerjaannya akan memakan waktu lama. Sedangkan apabila kecepatan drill terlalu tinggi, mata drill akan kehilangan kekerasan karena panas, sehingga mengakibatkan mata drill akan cepat tumpul atau rusak. Untuk menghindari hal itu maka perlu sekali untuk mengadakan perhitungan dalam pemilihan kecepatan. Hal ini akan meningkatkan optimalisasi waktu pengerjaan dan hasil pengedrilan.

1.8 Skema Perancangan

Skema perancangan mesin drill multi spindel ini dapat dilihat pada Gambar 1 10



BAB II

PERHITUNGAN DAYA

2.1 Pemilihan bahan dan ukuran diameter mata drill

Penulis hanya mengasumsikan satu jenis bahan mata drill yang akan dipilih yaitu bahan dari HSS.

Pemakanan mata drill adalah gerak maju mata drill untuk setiap kali putaran mata drill. Dalamnya pemakanan mata drill dipengaruhi oleh :

1. Besar diameter mata drill
2. Jenis bahan yang dipotong (benda kerja)
3. Kondisi atau keadaan mesin yang digunakan untuk melakukan pendedrillan.

Kecepatan putaran mata drill dan kecepatan pemotongan adalah faktor yang menentukan umur mata drill. Putaran mata drill dan pemotongan yang sangat cepat mengakibatkan sisi potong cepat tumpul, sehingga sisi potong harus selalu diasah. Putaran mata drill dan kecepatan pemotongan yang lambat juga dapat mengakibatkan mata drill patah. Pertama akan ditentukan diameter mata drill yang akan digunakan untuk mengedrill dengan asumsi sebagai berikut:

$$D_{\min} = 6 \text{ mm}$$

$$D_{\max} = 40 \text{ mm}$$

Pada perancangan mesin drill multi spindel ini, benda kerja yang akan dimesin adalah jenis material dengan kekerasan rendah. Kecepatan potong yang diijinkan untuk material lunak adalah 32 m/menit (Kestag, 1994, hal 18).

Kecepatan potong dari sebuah Mesin Drill Radial dinyatakan dengan persamaan (Samsudin, 1994, hal : 64) berikut :

$$V = \frac{\pi \times D \times n}{1000}$$

Maka n dapat dinyatakan dengan rumus:

$$n = \frac{V \times 1000}{\pi \times D}$$

dengan: $V =$ Kecepatan potong $\left(\frac{m}{mm} \right)$

$D =$ Diameter pemotongan alat iris (mm)

$n =$ Putaran alat iris (rpm)

Dari persamaan diatas maka dapat diketahui n_{mak} dan n_{min} sebagai berikut:

$$\begin{aligned} n_{\text{min}} &= \frac{v \times 1000}{\pi \times D_{\text{mak}}} \\ &= \frac{32 \times 1000}{3,14 \times 40} \\ &= 254,7 \approx 250 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_{\text{mak}} &= \frac{v \times 1000}{\pi \times D_{\text{min}}} \\ &= \frac{32 \times 1000}{3,14 \times 6} \\ &= 1698,5 \text{ rpm} \end{aligned}$$

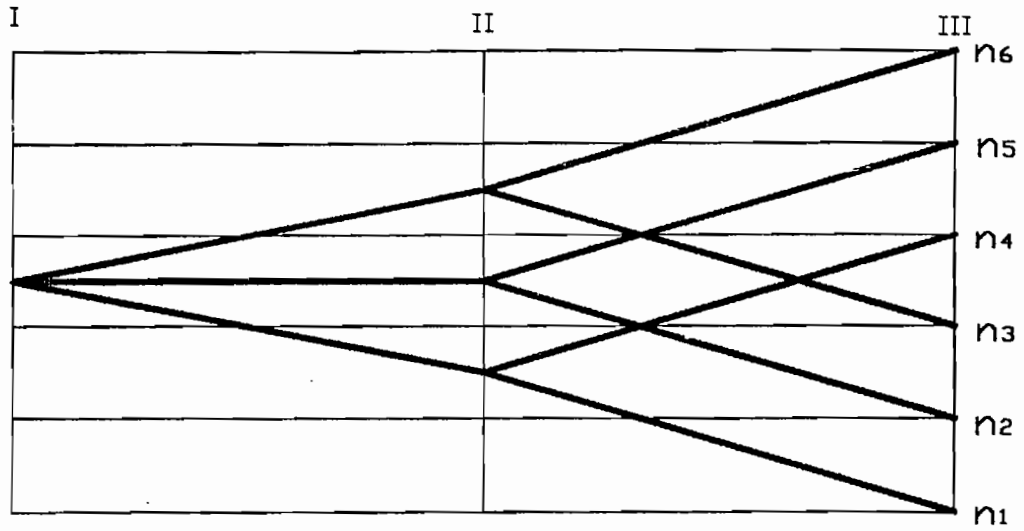
Pada perancangan mesin drill multi spindle ini dirancang enam tingkat kecepatan dengan mencari harga ϕ (rasio progresif) yang memenuhi persamaan (N.K Mehta, 1983, hal : 54) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\phi &= \left(\frac{n_z}{n_1} \right)^{1/(z-1)} \\ &= \left(\frac{1698,5}{254,7} \right)^{1/(6-1)} \\ &= 1,46 \approx 1,41\end{aligned}$$

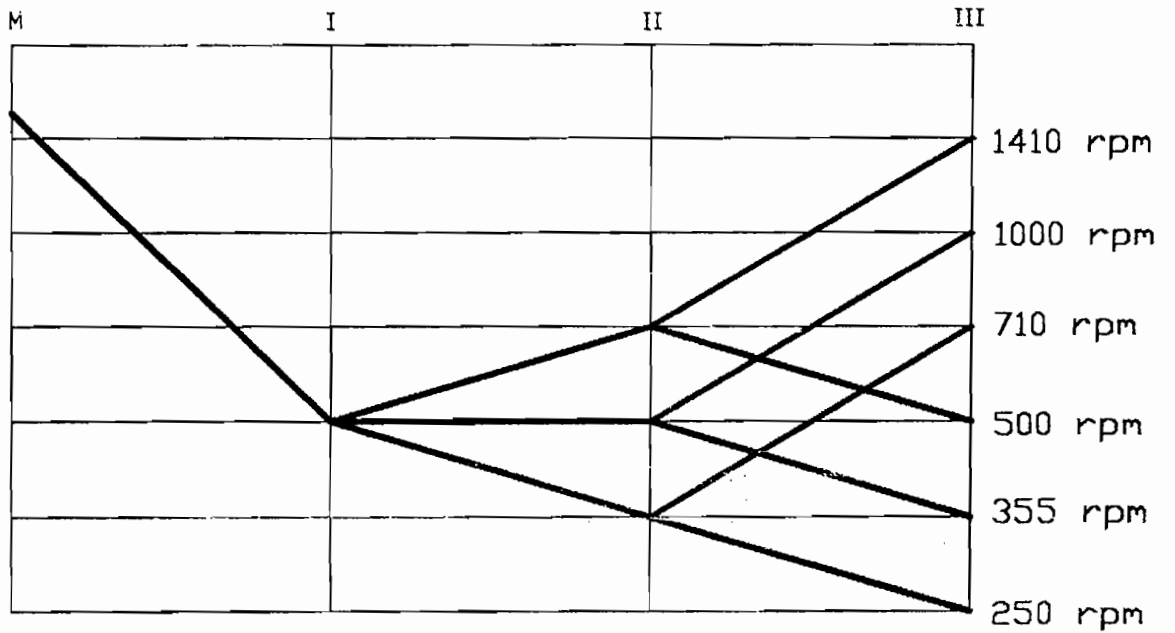
Dengan acuan perhitungan diatas maka diperoleh enam variasi putaran yang akan digunakan untuk mengedrill dengan rumusan:

$$n_{1-6} = n_{\min} \times \phi^{z-1} \quad (\text{dengan } Z = \text{putaran } 1 - 6)$$

$\begin{aligned}n_1 &= n_{\min} \times \phi^{z-1} \\ &= 250 \times 1,41^{1-1} \\ &= 250 \text{ rpm}\end{aligned}$	$\begin{aligned}n_2 &= n_{\min} \times \phi^{2-1} \\ &= 250 \times 1,41^{2-1} \\ &= 355 \text{ rpm}\end{aligned}$	$\begin{aligned}n_3 &= n_{\min} \times \phi^{3-1} \\ &= 250 \times 1,41^{3-1} \\ &= 500 \text{ rpm}\end{aligned}$
$\begin{aligned}n_4 &= n_{\min} \times \phi^{4-1} \\ &= 250 \times 1,41^{4-1} \\ &= 710 \text{ rpm}\end{aligned}$	$\begin{aligned}n_5 &= n_{\min} \times \phi^{5-1} \\ &= 250 \times 1,41^{5-1} \\ &= 1000 \text{ rpm}\end{aligned}$	$\begin{aligned}n_6 &= n_{\min} \times \phi^{6-1} \\ &= 250 \times 1,41^{6-1} \\ &= 1410 \text{ rpm}\end{aligned}$



Gambar 2.1 Diagram Struktur, Z = 3 (1) x 2 (3)



Gambar 2.2 Speed Chart, Z = 3 (1) x 2 (3)

Enam tingkat kecepatan yang didapat harus sesuai dengan kecepatan spindle standart yang telah ditentukan berdasarkan *Geometric Progression Ratio* yang tertera di Tabel L.1 pada lampiran.

Perhitungan besarnya gaya aksial yang diakibatkan oleh mata drill dapat ditentukan dari persamaan (Samsudin, 1994, hal : 64) berikut :

$$P_o = C_2 \times d \times s^{0,8}$$

dengan C_2 : koefisien bahan benda kerja untuk material lunak (60,5), diasumsikan material dengan kekerasan 190 HBN dan kekuatan tarik berkisar antara 48 – 55 kg/mm², (Samsudin, 1994, hal : 65)

d : diameter mata drill (6-40 mm)

s : kecepatan pemakanan dipilih dari Tabel L.2 (mm/putaran)

maka $P_o = 60,5 \times 6 \times 0,13^{0,8}$

$$= 70,96 \text{ kg (untuk diameter mata drill 6 mm)}$$

$$P_o = 60,5 \times 40 \times 0,13^{0,8}$$

$$= 473,11 \text{ kg (untuk diameter mata drill 40 mm)}$$

Perhitungan untuk mencari besar torsi yang dihasilkan mata drill ditentukan dari persamaan (Samsudin, Teknologi Mekanik, 1994) berikut :

$$Mt = C_3 \times d^{1,9} \times s^{0,8} \text{ (kgmm)}$$

dengan C_3 : koefisien bahan benda kerja untuk material lunak (23,3)

d : diameter mata drill (6-40 mm)

s : kecepatan pemakanan dipilih dari Tabel L.2 (mm/putaran)

maka $Mt = 23,3 \times 6^{1,9} \times 0,1^{0,8}$

$$= 111,13 \text{ kgmm} = 11,11 \text{ kgcm (untuk diameter mata drill 6 mm)}$$

$$Mt = 23,3 \times 40^{1,9} \times 0,1^{0,8}$$

$$= 4085,73 \text{ kgmm} = 408,57 \text{ kgcm (untuk diameter mata drill 40 mm)}$$

Daya yang dibutuhkan untuk mengedrill benda kerja (Samsudin, 1994, hal: 65):

$$N_{cut} = \frac{Mt \times n}{71620 \times 1,36} (kW)$$

$$= \frac{11,11 \times 1410}{71620 \times 1,36}$$

$$= 0,16 \text{ kW (untuk diameter mata drill 6 mm)}$$

$$N_{cut} = \frac{Mt \times n}{71620 \times 1,36} (kW)$$

$$= \frac{408,57 \times 250}{71620 \times 1,36}$$

$$= 1,04 \text{ kW (untuk diameter mata drill 40 mm)}$$

$$\approx 1,1 \text{ kW}$$

Perlu diperhitungkan juga adanya faktor tumbukan pada saat pengedrillan, jadi daya yang telah dihitung diatas perlu dikalikan dengan faktor koreksi yang dipilih dari Tabel 2.1

Tabel 2.1 Faktor Koreksi f_c

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5 $\sqrt{\quad}$

(Sularso,1997, hal : 7)

$$\begin{aligned}
 \text{maka : } P_d &= P \cdot f_c \\
 &= 1,1 \times 1,25 \\
 &= 1,375 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Daya motor yang diperlukan ditentukan dari persamaan ((N.K Mehta, 1983, hal : 4) :

$$N_m = \frac{N_c}{\eta}$$

dengan N_m : Daya motor (kW)

N_c : Daya yang dibutuhkan untuk mengedril (kW)

η : Effisiensi dari mesin drill yang dipilih dari Tabel L.3

$$\begin{aligned}
 N_m &= \frac{1,375}{0,96} \\
 &= 1,43 \text{ kW} \approx 1,5 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Motor yang akan digunakan dipilih dari Tabel L.4, dengan daya 2,2 kW, effisiensi 79% dan putaran 1435 rpm. Daya yang dihasilkan oleh motor :

$$\begin{aligned}
 N &= 79\% \times 2,2 \text{ kW} \\
 &= 1,738 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Ukuran diameter mata drill menjadi :

$$D_{\min} = \frac{v \times 1000}{\pi \times n_{\max}}$$

$$= \frac{32 \times 1000}{\pi \times 1440}$$

$$= 7 \text{ mm}$$

$$D_{\max} = 40 \text{ mm}$$

Dalam perancangan mesin drill multi spindel ini, diameter mata drill yang dipilih adalah $d_{\min} = 7 \text{ mm}$ dan $d_{\max} = 40 \text{ mm}$. Putaran output berkisar antara 250 – 1410 rpm. Dan daya yang dibutuhkan sebesar 1,5 kW maka dipilih motor listrik berdasarkan Tabel L.4 dengan daya 2,2 kW dan putaran input 1435 rpm.

BAB III

SISTEM TRANSMISI

3.1 Transmisi pada Mesin Drill Multi Spindel

Transmisi merupakan suatu komponen vital dan selalu ada dalam semua komponen perkakas. Transmisi berfungsi untuk mendistribusikan gaya yang berupa torsi dan putaran dari poros input ke poros output.

Dalam perancangan Mesin Drill Multi Spindel ini digunakan sistem transmisi roda gigi lurus dengan 6 variasi kecepatan output yang didapat dari motor.. Mesin Drill ini juga mempunyai 4 spindel, dimana spindel dipasang pada kepala turret tersebut dan digerakkan secara melingkar dengan sudut 90° .

3.2 Perhitungan Sabuk dan Puli

Berdasarkan data yang telah diperoleh dari perhitungan sebelumnya maka akan memudahkan kita untuk memilih sabuk dan puli yang tepat untuk pemakaian dalam pengerjaan mesin drill yang akan dirancang. Data yang diketahui adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{daya motor listrik } (P) &= 2,2 \text{ kW} \\ \text{putaran motor } (n) &= 1435 \text{ rpm} \\ \text{rasio transmisi } (i) &= 650 / 1435 \\ &= 0,45 \end{aligned}$$

daya rencana (P_d) = 1,5 kW



Perhitungan momen rencana (T_1 dan T_2):

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \left(\frac{Pd}{n} \right) \text{ (Sularso, 1997, hal : 7)}$$

$$= 9,74 \cdot 10^5 \left(\frac{1,5}{250} \right)$$

$$= 5844 \text{ kgmm}$$

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \left(\frac{1,5}{1410} \right)$$

$$= 1036,17 \text{ kgmm}$$

Tipe penampang sabuk dan puli yang akan digunakan dipilih dari Tabel 3.1

Tabel 3.1 Ukuran puli-V

Penampang Sabuk-V	Diameter nominal (d_p)	α (°)	W	L_0	K	K_0	E	f
A √	71 – 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 – 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 – 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 – 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 – 250	34	21,18	16,9	7,0	12	25,5	17,0
	251 – 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					

Tabel 3.1 Ukuran puli-V (lanjutan)

D	355 – 450 451 atau lebih	36 38	30,77 31,14	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
E	500 – 630 631 atau lebih	36 38	36,95 37,45	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0

(Sularso, 1997, hal : 166)

Tabel 3.2 Diameter minimum puli

Penampang	A √	B	C	D	E
Diameter min yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min yang dianjurkan	95	145	225	350	550

(Sularso, 1997, hal : 189)

maka dipilih sabuk tipe penampang V dengan diameter puli yang diizinkan 65 mm.

dengan $d_p = 65$ mm

$$D_p = 1435 / 650 \times 65 = 143,5 \text{ mm}$$

Diameter luar puli :

$$d_k = d_p + 2.K$$

$$= 65 + (2 \times 4,5)$$

$$= 74 \text{ mm}$$

$$D_k = 143,5 + (2 \times 4,5)$$

$$= 152,5 \text{ mm}$$

Kecepatan sabuk yang direncanakan tidak boleh melebihi 25 m/s, maka kecepatan sabuk pada rancangan ini :

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi \times d_p \times n_1}{60 \times 1000} \quad (\text{Sularso, 1997, hal : 166}) \\
 &= \frac{\pi \times 65 \times 1435}{60 \times 1000} \\
 &= 4,88 \text{ m/s} < 25 \text{ m/s (baik)}
 \end{aligned}$$

Perhitungan panjang keliling sabuk (L):

Untuk jarak sumbu poros (C) digunakan asumsi sesuai dengan rumusan bahwa $C = 1,5 \sim 2 \times$ diameter puli besar, diasumsikan $C = 250 \text{ mm}$, maka panjang sabuk (L):

$$\begin{aligned}
 L &= (2 \times C) + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \times C} \quad (\text{Sularso, 1997, hal : 170}) \\
 &= (2 \times 250) + \frac{\pi}{2} (143,5 + 65) + \frac{(143,5 - 65)^2}{4 \times 250} \\
 &= 833,5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan diatas, maka panjang sabuk dipilih dari Tabel L.4 dengan nomor nominal 33 inch / 838 mm.

Sudut kontak (θ) yang terjadi dan faktor koreksi (K_θ) dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 \theta &= 180 - \frac{57(D_p - d_p)}{C} \\
 &= 180 - \frac{57 \times (143,5 - 65)}{250} \\
 &= 179,7^\circ
 \end{aligned}$$

harga K_θ dicari dari Tabel 3.3

$$\frac{D_p - d_p}{C} = \frac{143,5 - 65}{250} = 0,3$$

Tabel 3.3 Faktor koreksi K_θ

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut kontak puli kecil θ (°)	Faktor koreksi K_θ
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

(Sularso, 1997, hal : 174)

maka harga $K_\theta = 0,96$

Jumlah sabuk sangat menentukan kemampuan pasangan puli untuk mendistribusikan daya yang berasal dari motor listrik, dihitung dengan persamaan

$$N = \frac{P_d}{P_o \times K_\theta} \quad (\text{Sularso, 1997, hal : 173})$$

dengan harga P_o dipilih dari Tabel 3.4

Tabel 3.4 Kapasitas daya yang ditransmisikan

Putaran puli kecil (rpm)	Penampang – A							
	Merek merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67 mm	100 mm	67 mm	100mm	1,25- 1,34	1,35- 1,51	1,52- 1,99	2,00-
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02
400	0,26	0,55	0,21	0,48	0,04	0,04	0,04	0,04
600	0,35	0,77	0,27	0,67	0,05	0,06	0,07	0,07
800	0,44	0,98	0,33	0,84	0,07	0,08	0,09	0,10
1000	0,52	1,18	0,39	1,00	0,08	0,10	0,11	0,12
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,10	0,12	0,13	0,15
1400	0,66√	1,54	0,48	1,31	0,12	0,13	0,15	0,18
1600	0,72	1,71	0,51	1,43	0,13	0,15	0,18	0,20

(Sularso, 1997,hal : 172)

$$N = \frac{1,5}{0,66 \times 0,96}$$

$$= 2,36 \approx 3 \text{ buah}$$

Gaya- gaya yang bekerja pada puli dan sabuk :

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_e = \frac{102 \times Pd}{v}$$

$$= \frac{102 \times 1,1}{4,76}$$

$$= 23,57 \text{ kg}$$

Untuk perhitungan F_1 dan F_2 perlu diketahui angka gesekan μ yang tergantung pada jenis sabuk, permukaan puli dan kecepatan puli yang diperoleh dari Tabel L.7, angka gesekan :

$$\begin{aligned}\mu &= 0,35 + 0,012.v \\ &= 0,35 + (0,012 \times 4,76) \\ &= 0,4071\end{aligned}$$

konversi θ ke radian :

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{\pi \times 179,7}{180^\circ} \\ &= 3,13 \text{ rad}\end{aligned}$$

perbandingan sisi kendur dan sisi tarikan :

$$e^{\mu\theta} = \frac{F_1}{F_2} \text{ (Sularso, 1997,hal : 171)}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 3,5$$

$$F_e = F_1 \times \frac{3,6 - 1}{3,6}$$

$$F_1 = 23,57 \times \frac{3,5}{3,5 - 1} = 33 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned}F_2 &= F_1 - F_e \\ &= 33 - 23,57 \\ &= 9,43 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sabuk yang dipakai lama kelamaan akan mengalami pemuluran, untuk menghemat penggantian sabuk maka diperlukan penyetelan ulang supaya sabuk

dapat berfungsi kembali secara normal, dan hal ini dilakukan dengan cara menentukan daerah penyetelan sumbu poros (ΔC_i dan ΔC_o) yang dipilih dari

Tabel 3.5

Tabel 3.5 Daerah penyetelan jarak sumbu poros

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Ke sebelah dalam dari letak standar ΔC_i					Ke sebelah luar dari letak standar ΔC_o (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	E	
11 – 38	280 – 970	20	25				25
38 – 60	970 – 1500	20	25	40			40
60 – 90	1500 – 2200	20	35	40			50
90 – 120	2200 – 3000	25	35	40			65
120 – 158	3000 – 4000	25	35	40	50		75

(Sularso, 1997, hal : 174)

Berdasarkan tabel diatas, maka $\Delta C_i = 20$ mm sedangkan $\Delta C_o = 25$ mm

Dari data perhitungan diatas dapat ditentukan sabuk dan puli yang akan dipilih dengan data sebagai berikut :

Diameter puli yang menggerakkan (d_p) = 65 mm

Diameter luar puli (d_k) = 74 mm

Diameter puli yang digerakkan (D_p) = 143,5 mm

Diameter luar puli (D_k) = 152,5 mm

Sabuk tipe – A dengan penampang – V

Panjang sabuk (L) = 33 inch / 838 mm

Jarak sumbu poros (C) = 250 mm

$\Delta C_i = 20$ mm, $\Delta C_o = 25$ mm

Jumlah sabuk (N) = 3 buah

3.3 Perhitungan Roda Gigi Lurus

Untuk menjaga kemungkinan diperlukannya perubahan daya saat start maka digunakan faktor koreksi pada perencanaan, maka :

Faktor koreksi $f_c = 1,25$

Daya (P) = 2,2 Kw

Daya (Pd) = 1,5 Kw

Putaran (n) = 650 rpm

Dipilih $Z_1 = 44$ dan $Z_2 = 65$

Dipilih $m = 2$

Diameter lingkaran jarak bagi (d_1) = $m \cdot Z_1$

$$= 2 \times 44$$

$$= 88 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran jarak bagi (d_2) = $m \cdot Z_2$

$$= 2 \times 65$$

$$= 130 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak Sumbu poros } (a) = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$= \frac{88 + 130}{2}$$

$$= 109 \text{ mm}$$

Sudut tekanan pahat dipilih (α_0) = 20°

Kelonggaran sisi (Co) = 0

Kelonggaran puncak (Sularso, 1997,hal : 219) :

$$\begin{aligned}(Ck) &= 0,25 \times m \\ &= 0,25 \times 2 \\ &= 0,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Diameter kepala } (dk_1) &= (Z_1 + 2)m \\ &= (44 + 2).2 \\ &= 92 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Diameter kepala } (dk_2) &= (Z_2 + 2)m \\ &= (65 + 2).2 \\ &= 134 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Diameter Kaki } (df_1) &= (Z_1 - 2)m - (2Ck) \\ &= (44 - 2)2 - (2 \times 0,5) \\ &= 83 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Diameter Kaki } (df_2) &= (Z_2 - 2)m - (2.Ck) \\ &= (65 - 2)2 - (2 \times 0,5) \\ &= 125 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Tinggi gigi } (H) &= 2m + Ck \\ &= (2 \times 2) + 0,5 \\ &= 4,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi diambil berdasarkan Tabel 3.6

Tabel 3.6 Faktor bentuk gigi Y

Jumlah gigi (Z)	Y	Jumlah gigi (Z)	Y
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

(Sularso, 1997, hal : 240)

maka $Y_1 = 0,396$ dan $Y_2 = 0,425$

Kecepatan keliling pada lingkaran jarak bagi roda gigi (v) :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \\
 &= \frac{3,14 \times 88 \times 650}{60000} \\
 &= 3 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Gaya Tangensial } (F_t) &= \frac{102Pd}{v} \\
 &= \frac{102 \times 1,5}{3} \\
 &= 51 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Faktor Dinamis dipilih berdasarkan Tabel 3.7

Tabel 3.7 Faktor dinamis f_v

Kecepatan rendah $v = 0,5 - 5 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3+v}$
Kecepatan sedang $v = 5 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6+v}$
Kecepatan $v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

(Sularso, 1997, hal : 240)

Karena kecepatan keliling = 3 m/s maka dipilih rumus pertama :

$$\begin{aligned}
 \text{Faktor Dinamis } (f_v) &= \frac{3}{3+v} \\
 &= \frac{3}{3+3} \\
 &= 0,5
 \end{aligned}$$

Bahan Roda gigi dipilih berdasarkan pada Tabel L.6, maka :

Bahan roda gigi I : Baja SNC 1

Kekuatan tarik (σ_{BI}) = 75 kg/mm²

Kekerasan permukaan gigi (H_{BI}) = 212-255 Hb

Tegangan lentur yang diizinkan (σ_{al}) = 35-40 kg/mm²

Bahan roda gigi II : Baja S 45 C

Kekuatan tarik (σ_{B2}) = 58 kg/mm²

Kekerasan permukaan gigi (H_{B2}) = 167 - 229 Hb

Tegangan lentur yang diizinkan (σ_{a2}) = 30 kg/mm²

Gesekan antara roda gigi dengan roda gigi mempunyai hubungan yang erat dengan bahan, sudut tekanan kerja, dan kekerasan dari roda gigi yang bersinggungan dan biasanya disebut dengan faktor tegangan kontak yang diperlihatkan pada Tabel 3.8

Tabel 3.8 Faktor Tegangan Kontak pada Bahan Roda Gigi

Bahan roda gigi (kekerasan H_B)		K_H (kg/mm ²)	Bahan roda gigi (kekerasan H_B)		K_H (kg/mm ²)
Pinyon	Roda gigi besar		Pinyon	Roda gigi besar	
Baja (150)	Baja (150)	0,027	Baja (500)	Baja (350)	0,026
" (200)	" (150)	0,039	" (400)	" (400)	0,311
" (250)	" (150)	0,053	" (500)	" (400)	0,329
" (200)	" (200)	0,053	" (600)	" (400)	0,348
" (250)	" (200)	0,069	" (500)	" (500)	0,389
" (300)	" (200)	0,086	" (600)	" (600)	0,569
" (250)	" (250)	0,086	" (150)	Besi cor	0,039
" (300)	" (250)	0,107	" (200)	"	0,079
" (350)	" (250)	0,130	" (250)	"	0,130
" (300)	" (300)	0,130	" (300)	"	0,139
" (350)	" (300)	0,154	" (150)	Perunggu fosfor	0,041
" (400)	" (300)	0,168	" (200)	"	0,082
" (350)	" (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,135
" (400)	" (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,188
			Besi cor nikel	Perunggu fosfor	0,155

(Sularso, 1997,hal : 243)

Faktor tegangan kontak (K_H) = 0,069 kg/mm²

Beban lentur yang diizinkan (F'_{b1}) = $\sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$ (Sularso, 1997, hal : 240)

$$= 35 \times 2 \times 0,396 \times 0,5$$

$$= 13,87 \text{ kg/mm}$$

Beban lentur yang diizinkan (F'_{b2}) = $\sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$

$$= 30 \times 2 \times 0,425 \times 0,5$$

$$= 12,76 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan yang diizinkan (Sularso, 1997 hal : 244) :

$$F'_H = f_v \cdot K_H \cdot d_1 \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0,5 \times 0,069 \times 88 \times \frac{2 \cdot 130}{88 + 130}$$

$$= 3,03 \text{ kg/mm}$$

Lebar sisi (b) = F_t / F'_H (Sularso, 1997 hal : 240)

$$= 51 / 3,03$$

$$= 16,83 \approx 17 \text{ mm}$$

Perbandingan lebar sisi dengan modul = b/m (Sularso, 1997 hal : 244)

$$= 17 / 2 \leq 10$$

$$= 8,5 \text{ (aman : 6 - 10)}$$

Dari data perhitungan diatas dapat ditentukan roda gigi pinion dan roda gigi yang digerakkan yang akan dipilih dengan data sebagai berikut :

$a = 109 \text{ mm}$	$df_1 = 83 \text{ mm}$
$Z_1 = 44$	$df_2 = 125 \text{ mm}$
$Z_2 = 65$	$Y_1 = 0,396$
$d_1 = 88 \text{ mm}$	$Y_2 = 0,425$
$d_2 = 130 \text{ mm}$	$\alpha = 20^0$
$dk_1 = 92 \text{ mm}$	$H = 4,5 \text{ mm}$
$dk_2 = 134 \text{ mm}$	$b = 17 \text{ mm}$

Bahan roda gigi pinyon Baja SNC 1 dan roda gigi yang digerakkan
Baja S 45 C.

Dengan perhitungan yang sama dengan rumusan diatas maka pasangan roda gigi-
roda gigi yang lain dapat dilihat pada Tabel 3.9

Tabel 3.9 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus III dan IV

Daya rencana (Pd)	1,5 kW
Putaran (n)	650 rpm
Jumlah gigi III (Z_3)	72
Jumlah gigi IV (Z_4)	52
Modul (m)	1,75
Jarak sumbu poros (a)	108,5 mm
Diameter roda gigi III	126 mm
Diameter roda gigi IV	91 mm

Tabel 3.9 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus III dan IV (lanjutan)

Sudut tekanan pahat (α)	20°
Kelonggaran sisi (C_o)	0
Kelonggaran Puncak (C_k)	0,4375 mm
Diameter kepala (dk_3)	129,5 mm
Diameter kepala (dk_4)	94,5 mm
Diameter kaki (df_3)	121,625 mm
Diameter kaki (df_4)	86,625 mm
Tinggi gigi (H)	3,9375 mm
Faktor bentuk gigi (Y_3)	0,431
Faktor bentuk gigi (Y_4)	0,41
Kecepatan keliling (v)	4,28 m/s
Gaya tangensial (F_t)	35,7 kg
Faktor dinamis (f_v)	0,4117
Bahan roda gigi III	Baja S 45 C
Kekuatan tarik (σ_{B3})	58 kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B3})	167 – 229 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a3})	30 kg/mm ²
Bahan roda gigi IV	Baja S 45 C
Kekuatan tarik (σ_{B4})	58 kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B4})	167 – 229 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a4})	30 kg/mm ²

Tabel 3.9 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus III dan IV (lanjutan)

Faktor tegangan kontak (K_H)	0,053 kg/mm ²
Beban lentur izin ($F'b_3$)	9,98 kg/mm
Beban lentur izin ($F'b_4$)	9,18 kg/mm
Beban permukaan izin (F'_H)	2,74 kg/mm
Lebar sisi (b)	13 mm
Perbandingan lebar sisi / modul	$7,42 \leq 10$ (aman)

Tabel 3.10 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus V dan VI

Daya rencana (Pd)	1,5 kW
Putaran (n)	650 rpm
Jumlah gigi V (Z_5)	109
Jumlah gigi VI (Z_6)	109
Modul (m)	1
Jarak sumbu poros (a)	109 mm
Diameter roda gigi V	109 mm
Diameter roda gigi VI	109 mm
Sudut tekanan pahat (α)	20°
Kelonggaran sisi (C_o)	0
Kelonggaran Puncak (C_k)	0,25 mm
Diameter kepala (dk_5)	111 mm
Diameter kepala (dk_6)	111 mm

Tabel 3.10 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus V dan VI (lanjutan)

Diameter kaki (df_6)	106,5 mm
Tinggi gigi (H)	2,25 mm
Faktor bentuk gigi (Y_3)	0,447
Faktor bentuk gigi (Y_4)	0,447
Kecepatan keliling (v)	3,7 m/s
Gaya tangensial (F_t)	41,3 kg
Faktor dinamis (f_v)	0,4472
Bahan roda gigi V	Baja SNC 3
Kekuatan tarik (σ_{B5})	95 kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B5})	269 – 321 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a5})	40 kg/mm ²
Bahan roda gigi VI	Baja SNC 3
Kekuatan tarik (σ_{B6})	95 Kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B6})	269 – 321 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a6})	40 Kg/mm ²
Faktor tegangan kontak (K_H)	0,13 Kg/mm ²
Beban lentur izin ($F'b_5$)	7,99 kg/mm
Beban lentur izin ($F'b_6$)	7,99 kg/mm
Beban permukaan izin (F'_H)	6,33 kg/mm
Lebar sisi (b)	6,51 mm
Perbandingan lebar sisi / modul	$7 \leq 10$ (aman)

Tabel 3.11 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus VII dan VIII

Daya rencana (P_d)	1,5 kW
Putaran (n)	440 rpm
Jumlah gigi VII (Z_7)	160
Jumlah gigi VIII (Z_8)	100
Modul (m)	1
Jarak sumbu poros (a)	130 mm
Diameter roda gigi VII	160 mm
Diameter roda gigi VIII	100 mm
Sudut tekanan pahat (α)	20°
Kelonggaran sisi (C_o)	0
Kelonggaran Puncak (C_k)	0,25 mm
Diameter kepala (dk_7)	162 mm
Diameter kepala (dk_8)	102 mm
Diameter kaki (df_7)	157,5 mm
Diameter kaki (df_8)	97,5 mm
Tinggi gigi (H)	2,25 mm
Faktor bentuk gigi (Y_7)	0,461
Faktor bentuk gigi (Y_8)	0,446
Kecepatan keliling (v)	3,7 m/s
Gaya tangensial (F_t)	41,52 kg
Faktor dinamis (f_v)	0,4488

Tabel 3.11 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus VII dan VIII (lanjutan)

Bahan roda gigi VII	Baja SNC 1
Kekuatan tarik (σ_{B7})	75 kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B7})	212 – 255 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a7})	35 kg/mm ²
Bahan roda gigi VIII	Baja S 45 C
Kekuatan tarik (σ_{B8})	58 kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B8})	167 – 229 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a8})	30 kg/mm ²
Faktor tegangan kontak (K_{Hl})	0,069 kg/mm ²
Beban lentur izin ($F'b_7$)	7,24 kg/mm
Beban lentur izin ($F'b_8$)	6 kg/mm
Beban permukaan izin (F'_H)	4,9 kg/mm
Lebar sisi (b)	8,38 mm
Perbandingan lebar sisi / modul	$9 \leq 10$ (aman)

Tabel 3.12 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus IX dan X

Daya rencana (Pd)	1,5 kW
Putaran (n)	440 rpm
Jumlah gigi IX (Z_9)	94
Jumlah gigi X (Z_{10})	166
Modul (m)	1

Tabel 3.12 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus IX dan X (lanjutan)

Jarak sumbu poros (a)	130 mm
Diameter roda gigi IX	94 mm
Diameter roda gigi X	166 mm
Sudut tekanan pahat (α)	20°
Kelonggaran sisi (C_o)	0
Kelonggaran Puncak (C_k)	0,25 mm
Diameter kepala (dk_9)	96 mm
Diameter kepala (dk_{10})	168 mm
Diameter kaki (df_9)	91,5 mm
Diameter kaki (df_{10})	163,5 mm
Tinggi gigi (H)	2,25 mm
Faktor bentuk gigi (Y_9)	0,443
Faktor bentuk gigi (Y_{10})	0,46
Kecepatan keliling (v)	2,16 m/s
Gaya tangensial (F_t)	70,7 kg
Faktor dinamis (f_v)	0,5808
Bahan roda gigi IX	Baja SNC 3
Kekuatan tarik (σ_{B9})	95 kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B9})	269 – 321 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a9})	40 kg/mm ²

Tabel 3.12 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus IX dan X (lanjutan)

Bahan roda gigi X	Baja SNC 3
Kekuatan tarik (σ_{B10})	95 kg/mm ²
Kekerasan permukaan (H_{B10})	269 – 321 Hb
Tegangan lentur izin (σ_{a10})	40 kg/mm ²
Faktor tegangan kontak (K_H)	0,13 kg/mm ²
Beban lentur izin ($F'b_9$)	10,3 kg/mm
Beban lentur izin ($F'b_{10}$)	10,68 kg/mm
Beban permukaan izin ($F'H$)	7,1 kg/mm
Lebar sisi (b)	9,95 mm
Perbandingan lebar sisi / modul	$10 \leq 10$ (aman)

3.4 Perhitungan Roda Gigi Kerucut Spindel

Daya rencana (Pd) = 1,5 kW

Putaran poros (n) = 250 – 1440 rpm

Rasio transmisi (i) = 1

Sudut poros (Σ) = 180 °

Sisi kerucut (R) = 113,5 mm

Sudut kerucut jarak bagi (δ), (Sularso, 1997,hal :269) :

$$\delta_1 = \tan^{-1} \frac{1}{i}$$

$$= \tan^{-1} \frac{1}{1}$$

$$= 45^\circ$$

$$\delta_2 = 45^\circ$$

Diameter lingkaran jarak bagi luar (d), (Sularso, 1997, hal : 268) :

$$d_1 = 2.R \sin \delta_1$$

$$= 2 \times 113,5 \times \sin 45^\circ$$

$$= 160 \text{ mm}$$

$$d_2 = 2 \times 113,5 \times \sin 45^\circ$$

$$= 160 \text{ mm}$$

dipilih modul (m) = 2, maka Jumlah gigi (Z) :

$$Z_1 = \frac{d_1}{m}$$

$$= \frac{160}{2}$$

$$= 80 \text{ gigi}$$

$$Z_2 = 80 \text{ gigi}$$

Sudut tekanan pahat dipilih (α_0) = 20°

Kelonggaran sisi (C_o) = 0

Kelonggaran puncak (C_k) : $0,188 \times m$

$$C_k = 0,188 \times 2$$

$$= 0,376 \text{ mm}$$

Faktor perubahan kepala (x), (Sularso, 1997,hal : 269)

$$x_1 = 0,46 \left[1 - \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \right]$$

$$= 0,46 \left[1 - \left(\frac{80}{80} \right)^2 \right]$$

$$= 0$$

$$x_2 = 0$$

Tinggi kepala (hk), (Sularso, 1997,hal : 269) :

$$hk_1 = (1 + x_1).m$$

$$= (1 + 0).2$$

$$= 2 \text{ mm}$$

$$hk_2 = (1 - x_2).m$$

$$= (1 - 0).2$$

$$= 2 \text{ mm}$$

Tinggi kaki (hf_1), (Sularso, 1997,hal : 269) :

$$hf_1 = (1 - x_1).m + Ck$$

$$= (1 - 0).2 + 0,376$$

$$= 2,376 \text{ mm}$$

$$hf_2 = (1 + x_1).m + Ck$$

$$= (1 + 0).2 + 0,376$$

$$= 2,376 \text{ mm}$$

Sudut kepala (θk) :

$$\begin{aligned}\theta k_1 &= \tan^{-1} \frac{hk_1}{R} \\ &= \tan^{-1} \frac{2}{113,5} \\ &= 1^\circ \\ \theta k_2 &= 1^\circ\end{aligned}$$

Sudut kaki (θf) :

$$\begin{aligned}\theta f_1 &= \tan^{-1} \frac{hf_1}{R} \\ &= \tan^{-1} \frac{2,376}{113,5} \\ &= 1,2^\circ \\ \theta f_2 &= 1,2^\circ\end{aligned}$$

Sudut kerucut kepala (δk) :

$$\begin{aligned}\delta k_1 &= \delta_1 + \theta k_1 \\ &= 46^\circ \\ \delta k_2 &= 46^\circ\end{aligned}$$

Sudut kerucut kaki (δf) :

$$\begin{aligned}\delta f_1 &= \delta_1 - \theta f_1 \\ &= 43,8^\circ \\ \delta k_2 &= 43,8^\circ\end{aligned}$$

Diameter lingkaran kepala (dk) :

$$\begin{aligned} dk_1 &= d_1 + 2.hk_1 \cos \delta_1 \\ &= 160 + (2 \times 2 \times \cos 45^\circ) \\ &= 162,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$dk_2 = 162,8 \text{ mm}$$

Tebal gigi (s), (Sularso, 1997,hal : 270) :

$$\begin{aligned} s_1 &= (0,5.\pi + 2.x_1 \tan \alpha_0).m \\ &= (0,5 \times 3,14 + 2 \times 0 \times \tan 20^\circ) \times 2 \\ &= 3,14 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$s_2 = 3,14 \text{ mm}$$

Tinggi gigi (H) :

$$\begin{aligned} H &= 2.m + Ck \\ &= 2 \times 2 + 0,376 \\ &= 4,376 \text{ mm} \end{aligned}$$

kecepatan keliling (v) :

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi.d.n}{60000} \\ &= \frac{3,14 \times 160 \times 250}{60000} \\ &= 2,1 \text{ m/s} \end{aligned}$$



Gaya tangensial (F_t) :

$$F_t = \frac{102.Pd}{v}$$

$$= \frac{102 \times 1,5}{2,1} = 72,85 \text{ kg}$$

Bahan roda gigi miring dipilih dari Tabel L.8, maka :

Bahan roda gigi XI : Baja celup dingin dan temper

Tegangan kontak yang diizinkan (σ_C) = 75 kg/mm²

Kekerasan permukaan gigi (H_{B11}) = 180 Hb

Tegangan lentur yang diizinkan (σ_{a10}) = 10,2 kg/mm²

Bahan roda gigi XII : Baja celup dingin dan temper

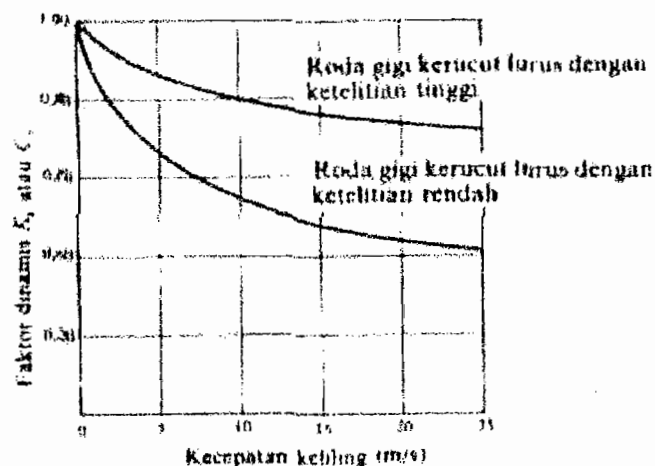
Tegangan kontak yang diizinkan (σ_C) = 75 kg/mm²

Kekerasan permukaan gigi (H_{B11}) = 180 Hb

Tegangan lentur yang diizinkan (σ_{a11}) = 10,2 kg/mm²

Faktor dinamis (K_V atau C_V) untuk roda gigi kerucut dipilih dari Gambar

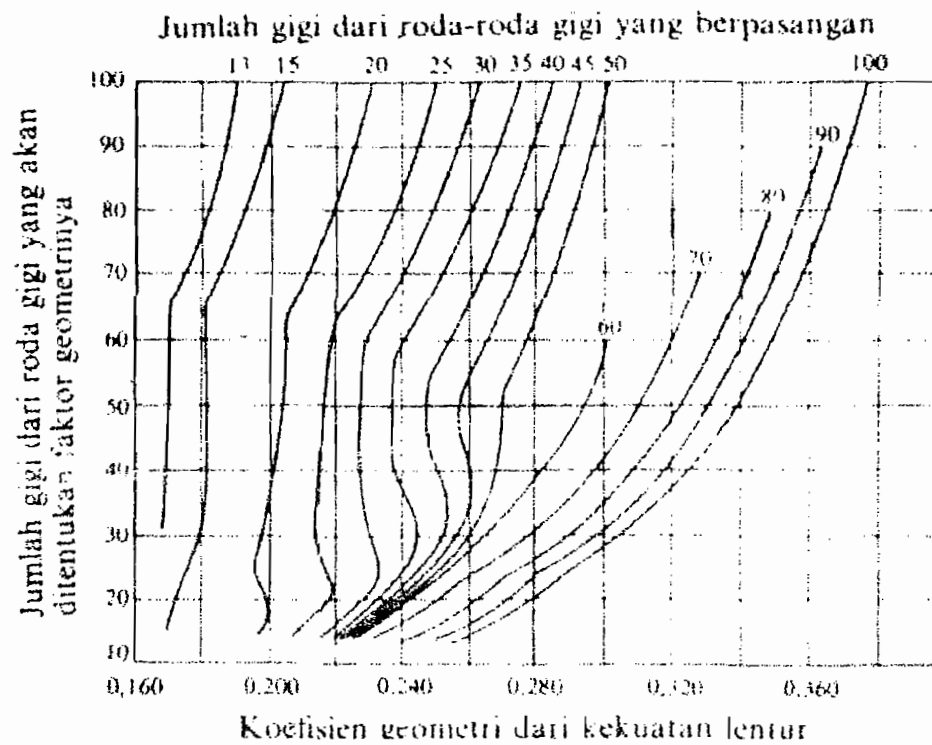
3.1 (Sularso, 1997, hal :271) :



Gambar 3.1 Faktor dinamis roda gigi kerucut

Kecepatan keliling (v) = 2,1, maka dipilih harga K_V atau $C_V = 0,9$

Harga koefisien geometri dipilih dari Gambar 3.2 (Sularso, 1997,hal :271):



Gambar 3.2 Koefisien Geometri

Dipilih $J_1 = 0,17$

$$J_2 = 0,3$$

Faktor beban lebih dipilih dari tabel 3.13

Tabel 3.13 Faktor Beban Lebih K_o , C_o

Sisi Penggerak	Sisi yang digerakkan		
	Tanpa tumbukan	Tumbukan sedang	Tumbukan berat
Tanpa tumbukan	1,00	1,25	1,75
Tumbukan sedang	1,25	1,50	2,00
Tumbukan berat	1,50	1,75	2,25

(Sularso, 1997,hal : 271)

Dipilih K_o atau $C_o = 1,5$

Harga K_s dicari dengan persamaan berikut (Sularso, 1997,hal : 271) :

$$\begin{aligned} K_s &= \sqrt[4]{\frac{m}{2,24}} \\ &= \sqrt[4]{\frac{2}{2,24}} \\ &= 0,972 \end{aligned}$$

Faktor pembagian beban dipilih dari Tabel L.9 dengan :

harga K_m atau $C_m = 1$

Beban lentur yang diizinkan (F'_b), (Sularso, 1997,hal : 270) :

$$F'_b = \sigma_a \times m \times K_V \times J / (K_o K_s K_m)$$

$$\begin{aligned} F'_{b11} &= 10,2 \times 2 \times 0,9 \times 0,17 / (1,5 \times 0,972 \times 1) \\ &= 2,14 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b12} &= 10,2 \times 2 \times 0,9 \times 0,3 / (1,5 \times 0,972 \times 1) \\ &= 3,77 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

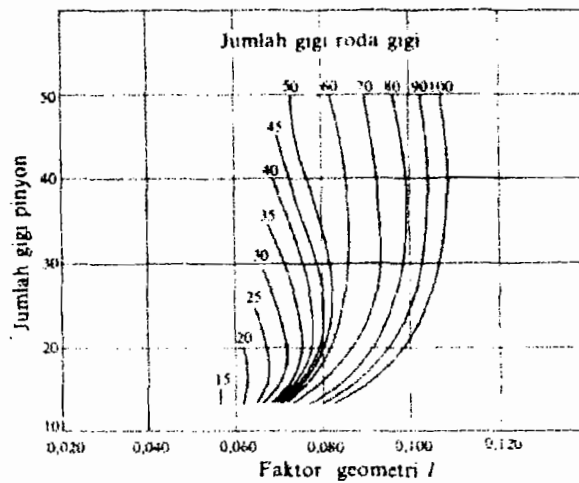
Koefisien elastis dipilih dari Tabel 3.14 :

Tabel 3.14 Koefisien Elastis C_p ($\sqrt{\text{kg/mm}}$)

Bahan roda gigi \ Bahan pinyon	Baja $E = 2,27 \times 10^4$ (kg/mm ²)	Besi cor $E = 1,44 \times 10^4$ (kg/mm ²)
Baja	74,2	64,9
Besi cor	64,9	59,6

(Sularso, 1997,hal : 272)

Faktor geometri dipilih dari Gambar 3.3 (Sularso, 1997,hal : 273) :



Gambar 3.3 Faktor Geometri

dipilih $I = 0,085$

harga $C_f = 1$

Perhitungan beban permukaan (F_H), (Sularso, 1997,hal : 272) :

$$\begin{aligned}
 F'_H &= \sigma_c^2 \frac{d_1 C_v I}{C_P^2 C_o C_m C_f} \\
 &= 92^2 \frac{120 \cdot 0,9 \cdot 0,085}{74,2^2 \cdot 1,5 \cdot 1,1} \\
 &= 8,55 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Lebar sisi $b = Ft / F'_H$

$$= 72,85 / 8,55$$

$$= 8,52 \text{ mm}$$

$$b < (1/3 \times 113,5) = 12 < 37,83 \text{ (aman)}$$

$$b / m = 10 / 2 = 6 < 10 \text{ (aman)}$$

3.5 Perhitungan Poros, Pasak, serta Bantalan

Poros merupakan elemen yang digunakan untuk mendukung elemen mesin yang berputar walaupun ada yang diam. Poros terutama digunakan untuk memindahkan momen puntir.

Poros umumnya berpenampang bulat, namun tidak menutup kemungkinan berpenampang lain seperti segitiga dan poros berlubang. Lubang dalam poros biasanya untuk melewati minyak pelumas dan minyak pendingin.

Hampir setiap poros dibebani lengkung dan puntiran atau lengkung murni, tergantung penggunaannya. Untuk poros yang mendukung beban berputar biasanya dibebani puntir dan lengkung. Sedangkan untuk poros yang mendukung beban yang diam biasanya dibebani lengkung murni.

Dalam perencanaan poros Mesin Drill Multi Spindel, ini dibebani puntir dan lengkung karena beban yang didukung berputar. Terdapat empat poros dalam Mesin Drill ini dengan beban yang berbeda-beda. Pada poros terdapat pasak yang berfungsi untuk mengikat roda gigi dengan poros. Disamping itu juga adanya *spline* yang berfungsi untuk memindahkan kecepatan.

1. Perhitungan poros, pasak dan bantalan poros I

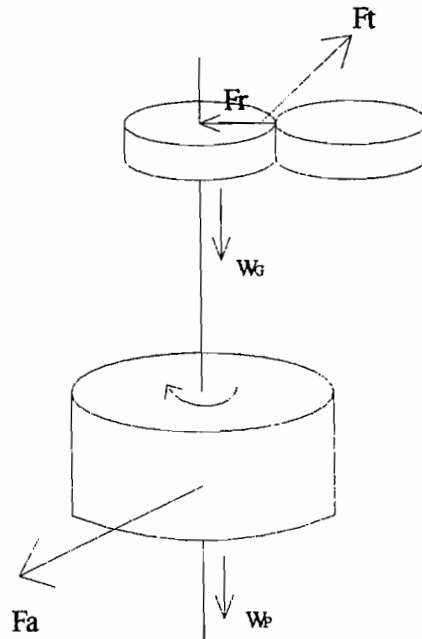
Data dari perhitungan sebelumnya :

Daya rencana (P_d) = 1,5 kW

Putaran poros I = 650 rpm

Panjang poros yang direncanakan = 260 mm

Bentuk pembebanannya dapat dilihat pada Gambar 3.4



Gambar 3.4 Pembebanan pada poros I

dengan : $F_{t1} = 51 \text{ kg}$ $W_{P2} = 7830 \times \frac{3,14 \times 0,1525^2}{4} \times 0,06$

$F_{r1} = 51 \times \tan 20^\circ$ $= 8,6 \text{ kg}$

$= 18,6 \text{ kg}$ $W_{G1} = 0,8 \text{ kg}$

$F_{t3} = 35,7 \text{ kg}$ $W_{G3} = 1,3 \text{ kg}$

$F_{r3} = 13 \text{ kg}$ $W_{G5} = 0,5 \text{ kg}$

$F_{t5} = 41,3 \text{ kg}$

$F_{r5} = 15,03 \text{ kg}$

$F_a = (F_1 + F_2) \cdot \cos \alpha$ (Sudibyo, 1994, hal : 11)

$= (33 + 9,43) \times \cos 0,15 = 42,42 \text{ kg}$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(X_A \times 260) + (51 \times 218) - (42,42 \times 73) = 0$$

$$260.X_A = -8021,34 \text{ kgmm}$$

$$X_A = \frac{-8021,34}{260} = -30,85 \text{ kg} (\leftarrow)$$

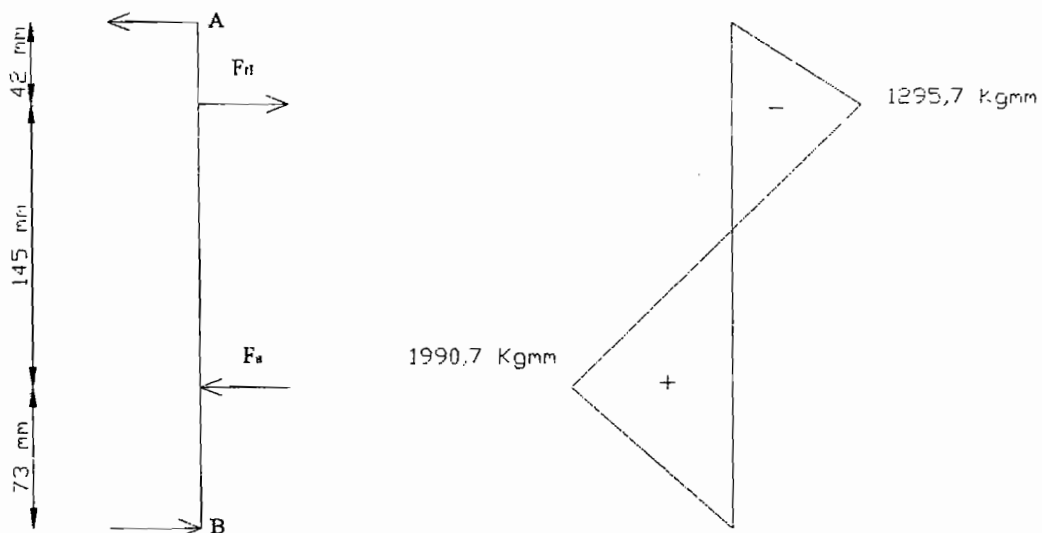
$$\Sigma M_B = 0$$

$$-(51 \times 42) + (42,42 \times 187) - (X_B \times 260) = 0$$

$$5790,54 - 260.X_B = 0$$

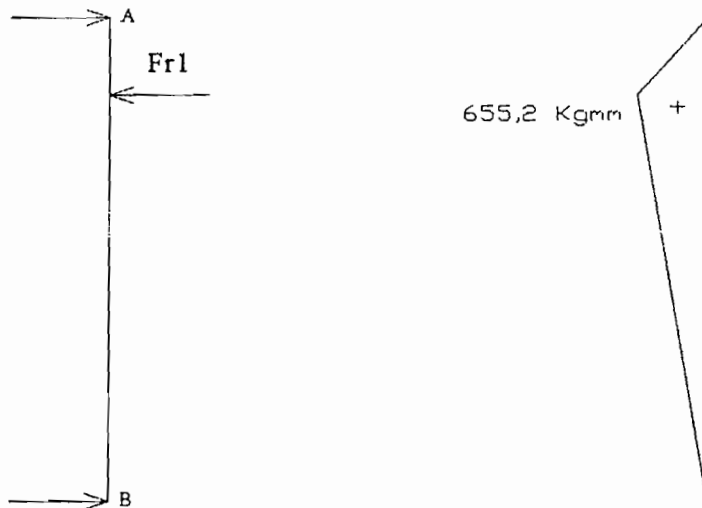
$$X_B = \frac{5790,54}{260} = 22,27 \text{ kg} (\rightarrow)$$

Gambar Poros I, Posisi 1 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.5



Gambar 3.5 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros I, Posisi 1 akibat gaya tangensial F_t

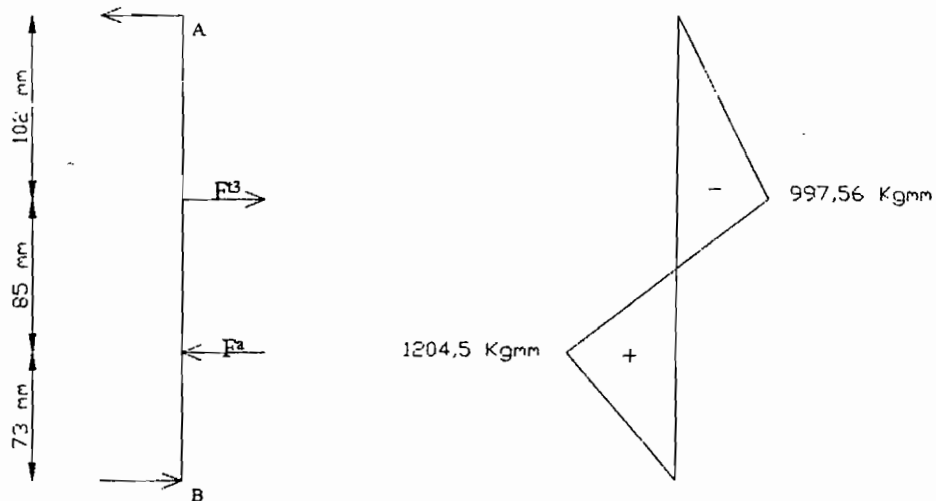
Gambar Poros I, Posisi 1 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.6



Gambar 3.6 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros I, Posisi 1 akibat gaya radial

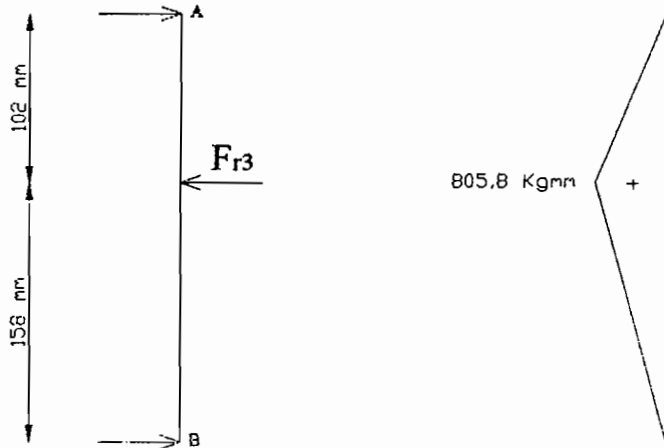
F_r

Gambar Poros I, Posisi 2 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.7



Gambar 3.7 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros I, Posisi 2 akibat gaya tangensial F_t

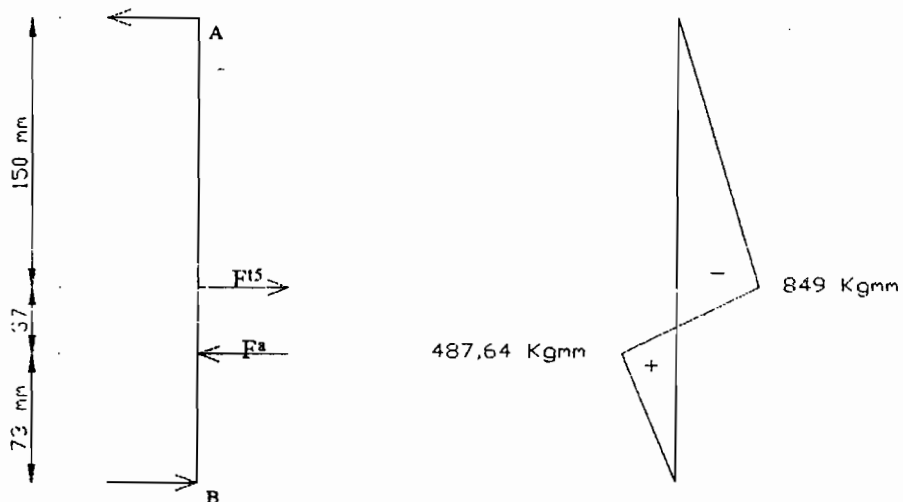
Gambar Poros I, Posisi 2 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.8



Gambar 3.8 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros I, Posisi 2 akibat gaya radial

F_r

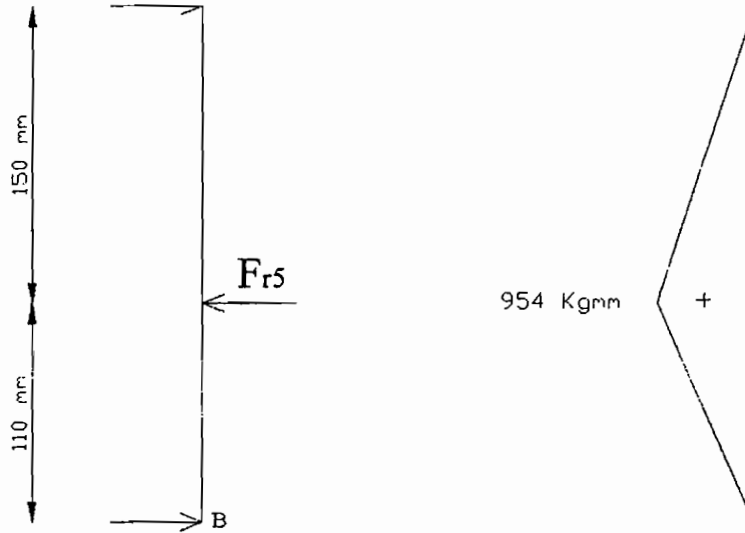
Gambar Poros I, Posisi 3 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.9



Gambar 3.9 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros I, Posisi 3 akibat gaya

tangensial F_t

Gambar Poros I, Posisi 3 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.10



Gambar 3.10 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros I, Posisi 3 akibat gaya radial

F_r

Tabel 3.15 Hasil Perhitungan Poros I

Posisi	I	II	III
X_A (kg)	30,85	9,8	5,66
X_B (kg)	27,27	16,52	9,37
M_{max} (kg.mm)	1990,7	1283,9	1277,67

Momen puntir poros (T):

$$T = \frac{9,74 \cdot 10^5 \times 1,5}{650}$$

$$= 2250 \text{ kg.mm}$$

Bahan poros S 40 C dengan kekuatan tarik bahan 55 kg/mm^2

Angka keamanan (Sf1) = 6

Angka keamanan (Sf2) = 3

Tegangan geser ijin bahan (τ_a):

$$\tau_a = 55 / (6 \times 3) = 3,05 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros (d_s), (Sularso, 1997, hal:18) :

$$\begin{aligned} d_s &\geq \left[(5,1/\tau_a) \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq \left[(5,1/3,05) \sqrt{(1 \times 1990,7)^2 + (2 \times 2250)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq 17,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

diambil poros dengan diameter 30 mm, karena harga minimum yang diijinkan memenuhi.

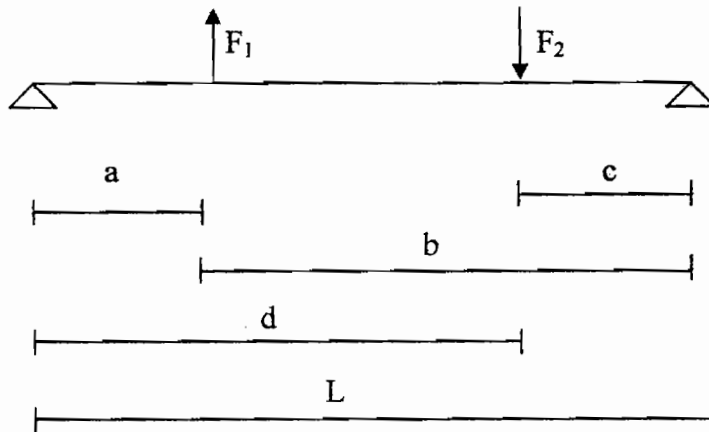
Defleksi puntiran poros (θ), (Sularso, 1997, hal:18) per meter panjang poros :

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \frac{TL}{Gd_s^4} \\ &= 584 \frac{2250 \times 1000}{8,3 \times 10^3 \times 30^4} \\ &= 0,19^\circ \end{aligned}$$

Harga defleksi puntiran poros yang diijinkan adalah $< 0,25^\circ/\text{m}$. Dengan demikian syarat defleksi puntiran terpenuhi.

Karena pembebanan searah gaya tangensial lebih besar dari gaya radial dan aksial, maka perhitungan defleksinya pada pembebanan arah tangensial. Dengan cara superposisi, beban yang bekerja pada poros 1 :

Defleksi lenturan (Y) pada poros 1:



Untuk beban F_1 yang bekerja sendiri :

defleksi pada titik F_1 , (Shigley, 1986, hal 381) :

$$y_1 = \frac{F_1 \times b \times a}{6 \times L \times EI} (a^2 + b^2 - L^2)$$

dengan F_1 = gaya tangensial

$$= 51 \text{ kg}$$

E = elastisitas bahan (baja)

$$= 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$$

I = momen inersia

$$= \frac{\pi \times d_s^4}{64}$$

$$= \frac{3,14 \times 30^4}{64}$$

$$= 39740,625 \text{ mm}^4$$

$$\text{maka: } y_1 = \frac{51 \times 218 \times 42}{6 \times 260 \times 2 \times 10^4 \times 39740,625} (42^2 + 218^2 - 260^2)$$

$$= -0,0069 \text{ mm } (\uparrow)$$

defleksi pada titik F_2 :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{F_1 \times a \times (L-d)}{6 \times L \times EI} (c^2 + a^2 - 2Ld) \\ &= \frac{51 \times 42 \times (260 - 187)}{6 \times 260 \times 2 \times 10^4 \times 39740,625} (73^2 + 42^2 - 2 \times 260 \times 187) \\ &= -0,0113 \text{ mm } (\uparrow) \end{aligned}$$

Untuk beban F_2 yang bekerja sendiri :

defleksi pada titik F_1 :

$$y_1 = \frac{F_2 \times c \times a}{6 \times L \times EI} (a^2 + c^2 - L^2)$$

dengan F_2 = gaya efektif poros

$$= 42,42 \text{ kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{-42,42 \times 73 \times 42}{6 \times 260 \times 2 \times 10^4 \times 39740,625} (42^2 + 73^2 - 260^2) \\ &= 0,0282 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

defleksi pada titik F_2 :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{F_2 \times c \times d}{6 \times L \times EI} (d^2 + c^2 - L^2) \\ &= \frac{-42,42 \times 73 \times 187}{6 \times 260 \times 2 \times 10^4 \times 39740,625} (187^2 + 73^2 - 260^2) \\ &= 0,0127 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

dengan metode superposisi total defleksi :

$$Y_1 = -0,0069 + 0,0282 = 0,0213 \text{ mm } (\downarrow)$$

$$Y_2 = -0,0113 + 0,0127 = 0,0014 \text{ mm } (\downarrow)$$

Jadi defleksi terbesar terjadi pada titik F_1 , maka defleksi maksimum tiap 1 meter poros :

$$y = 0,0213 \times \frac{1000}{260}$$

$$= 0,082 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas, harga maksimum defleksi yang terjadi masih dibawah $0,3 - 0,035$, jadi rancangan tersebut aman.

Pada poros 1 terdapat seplain (*spline*) mempunyai fungsi yang serupa dengan pasak, *spline* mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi yang sama pada naf dan saling terkait satu dengan yang lain. *Spline* juga digunakan sebagai alur oleh roda gigi yang berfungsi sebagai pemindah kecepatan.

Tabel 3.16 Ukuran *Spline* pada Mesin Perkakas Menurut DIN 5471 dengan 4 baji

d	D	b
11	15	3
13	17	4
16	20	6
18	22	6
21	25	8
24	28	8
28	32	10
32	38	10
36	42	12

Tabel 3.16 Ukuran *Spline* pada Mesin Perkakas Menuut DIN 5471 dengan 4 baji
(Lanjutan)

42	48	12
46	52	14
52	60	14
58	65	16
62	70	16
68	78	16

(G.neemann, 1986, hal : 346)

Spline pada poros 1 :

Berdasarkan Tabel 3.16 dapat ditentukan ukuran-ukuran diameter *spline* berdasarkan diameter poros baik dengan interpolasi ataupun langsung dipilih.

Ukuran *spline*: 32 × 38 × 10 DIN 5471

Keterangan:

d = diameter poros

= 30 mm

D = diameter *spline*

= 38 mm

b = lebar *spline*

= 10 mm

Besar momen torsi rencana (M_t), (G niemann hal 342):

$$M_t = 9,75 \times 10^5 \times \frac{pd}{N_{\min}} \text{ kg.mm}$$

$$= 2250 \text{ kg.mm}$$

dengan: Pd = daya rencana (kW)

N_{min} = putaran minimum pada poros I (rpm)

Besar momen yang dialami poros harganya tidak boleh melebihi dari momen torsi rencana. M_0 dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$M_t = 0,7 \times M_0 \times L_1 \text{ kg.mm}$$

$$M_0 = \frac{M_t}{0,7 \cdot L_1} \text{ kg}$$

dengan L = Panjang *spline* pada poros (mm), diasumsikan 80 mm

M_t = Momen rencana torsi (kg.mm)

M_0 = Momen yang dialami *spline* pada poros (kg)

$$\begin{aligned} \text{Maka: } M_0 &= \frac{2250}{0,7 \times 80} \\ &= 40,17 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

karena harga momen yang dialami lebih kecil dari harga momen yang direncanakan maka perancangan *spline* aman.

Perhitungan putaran kritis (N_C), (Sularso, 1997, hal : 19)

$$\begin{aligned} N_{C1} &= 52700 \times \frac{ds^2}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \\ &= 52700 \times \frac{30^2}{130 \times 130} \sqrt{\frac{260}{1,04}} \\ &= 63899,71 \text{ rpm (poros)} \end{aligned}$$

$$N_{C2} = 798572,5 \text{ rpm (roda gigi 1)}$$

$$N_{C3} = 734191,65 \text{ rpm (roda gigi 3)}$$

$$N_{C4} = 789933,83 \text{ rpm (roda gigi 5)}$$

$$N_{C5} = 493654,71 \text{ rpm (puli)}$$

$$\frac{1}{N_{total}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2} + \frac{1}{N_{C3}^2} + \frac{1}{N_{C4}^2} + \frac{1}{N_{C5}^2}$$

$$N_{total} = 62741,02$$

$$N / N_{total} = 0,01 < 0,6 - 0,7 \text{ (aman)}$$

Perhitungan bantalan aksial pada poros I :

Beban radial bantalan (F_r), $Y_A = 15,6 \text{ Kg}$, $Y_B = 3 \text{ Kg}$

Beban aksial bantalan (F_a), $Z_A = 0$, $Z_B = 6,5 \text{ kg}$

Diameter poros tempat bantalan (d_s) = 30 mm

Bantalan dipilih dari Tabel 3.17

Tabel 3.17 Bantalan rol kerucut

Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)								Faktor beban aksial		Konstanta	Kapasitas nominal dinamis spesifik (Kg)	Kapasitas nominal statis spesifik (Kg)
	D	D	T	B	b	r	r _l	P	Y ₁	Y ₀	e	C	C ₀
30302	15	42	12,25	13	11	1,5	0,5	3,3	2,1	1,2	0,28	1640	1000
30303	17	47	15,25	14	12	1,5	0,5	4,6	2,1	1,2	0,28	2030	1280
30304	20	52	16,25	15	13	2	0,8	4,4	2,0	1,1	0,30	2490	1670
30305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	5,0	2,0	1,1	0,30	3300	2250
30306	30	72	20,75	19	16	2	0,8	5,2	1,9	1,0	0,32	4200	2970
30307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	6,0	1,9	1,0	0,32	5350	3950
30308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	5,0	1,7	0,95	0,35	6100	4750
30309	45	100	27,25	25	22	2,5	0,8	5,9	1,7	0,95	0,35	7600	6050
30310	50	110	29,25	27	23	3	1	6,1	1,7	0,95	0,35	8900	7150
30312	60	130	33,5	31	26	3,5	1,2	7,1	1,7	0,95	0,35	11900	9950
32304	20	52	22,25	21	18	2	0,8	8,2	1,1	1,1	0,30	3200	2350
32305	25	62	25,25	24	20	2	0,8	9,5	1,1	1,1	0,30	4400	3300
32306	30	72	28,75	27	23	2	0,8	9,7	1,0	1,0	0,32	5650	4500
32307	35	80	32,75	31	25	2,5	0,8	12,1	1,0	1,0	0,32	7000	5700
32308	40	90	35,25	33	27	2,5	0,8	12,3	0,95	0,95	0,35	8150	7000
32309	45	100	38,25	36	30	2,5	0,8	12,5	0,95	0,95	0,35	9850	8600
32310	50	110	42,25	40	33	3	1	13,7	0,95	0,95	0,35	12000	10800

(Sularso, 1997, hal : 144)

Maka bantalan yang dipilih adalah :

Bantalan rol kerucut dengan dengan nomor bantalan 30306

Faktor-faktor X dan Y dipilih dari Tabel 3.18

Tabel 3.18 Faktor-faktor X dan Y

$F_a / VFr \leq e$		$F_a / VFr > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	1,9

(Sularso, 1997, hal : 144)

Maka didapat :

Untuk bantalan A, $X = 1$, $Y = 0$

Untuk bantalan B, $X = 0,4$, $Y = 1,9$

Beban ekivalen dinamis (P), (Sularso, 1997, hal : 135) :

$$\begin{aligned}
 P &= X.F_r + Y.F_a \\
 &= (1 \times 15,6) + 0 \\
 &= 15,6 \text{ kg (untuk bantalan A)} \\
 &= (0,4 \times 3) + (1,9 \times 6,5) \\
 &= 13,55 \text{ kg (untuk bantalan B)}
 \end{aligned}$$

Faktor kecepatan bantalan (f_n), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$\begin{aligned}
 f_n &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{3}{10}} \\
 f_n &= \left(\frac{33,3}{650} \right)^{\frac{3}{10}} = 0,41
 \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan (fh), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$\begin{aligned}
 fh &= fn \times \frac{C}{P} \\
 &= 0,41 \times \frac{4200}{15,6} = 140,6 \text{ (bantalan A)} \\
 &= 0,41 \times \frac{4200}{13,55} = 161,8 \text{ (bantalan B)}
 \end{aligned}$$

Umur bantalan (Lh), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$\begin{aligned}
 L_h &= 500 \times fh^{10/3} \\
 &= 500 \times 140,6^{10/3} \\
 &= 7226384626 \text{ jam (bantalan A)} \\
 &= 11540688756 \text{ jam (bantalan B)}
 \end{aligned}$$

Dengan bertambah -panjangnya umur bantalan karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan tuntutan keandalan yang tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan Lh yang dikalikan faktor koreksi yang dipilih dari Tabel 3.19

Tabel 3.19 Harga faktor keandalan

Faktor keandalan (%)	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21

(Sularso, 1997, hal : 137)

Maka :

a_1 (faktor keandalan) = 1

a_2 (faktor bahan) = 1, untuk bahan baja bantalan yang dicairkan
secara terbuka

a_3 (faktor kerja) = 1, untuk kondisi kerja normal

$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h$, (Sularso, 1997, hal : 136)

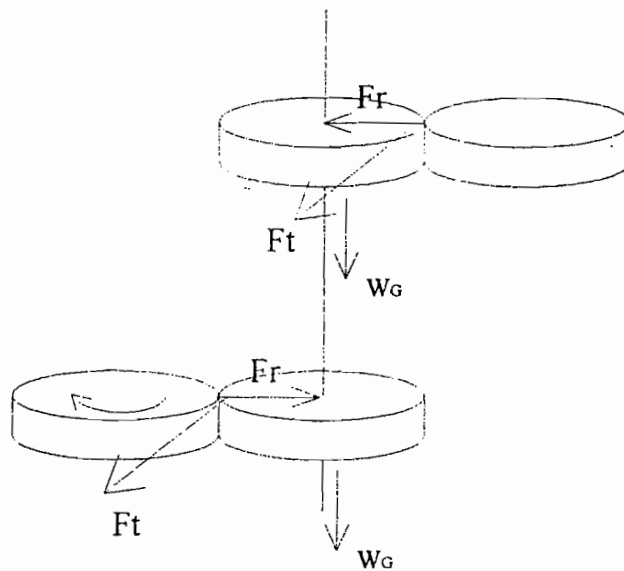
$$= 1 \times 1 \times 1 \times 7226384626$$

$$= 7226384626 \text{ jam (bantalan A)}$$

$$= 11540688756 \text{ jam (bantalan B)}$$

2. Perhitungan poros, pasak dan bantalan poros 2

Bentuk pembebanannya ditunjukkan pada Gambar 3.11



Gambar 3.11 Pembebanan pada poros 2

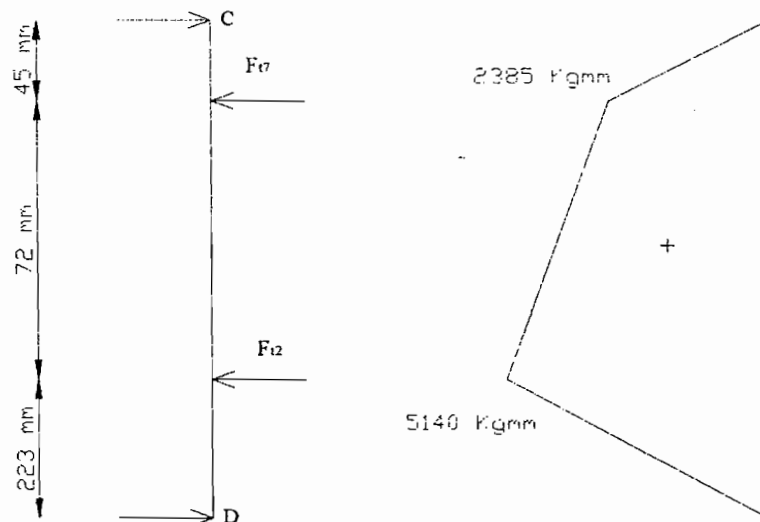
dengan :

$F_{t2} = 51 \text{ kg}$	$F_{r2} = 18,6 \text{ kg}$
$F_{t4} = 35,7 \text{ kg}$	$F_{r4} = 13 \text{ kg}$
$F_{t6} = 41,3 \text{ kg}$	$F_{r6} = 15,03 \text{ kg}$
$F_{t7} = 41,52 \text{ kg}$	$F_{r7} = 15,11 \text{ kg}$
$F_{t9} = 70,7 \text{ kg}$	$F_{r9} = 25,73 \text{ kg}$
$W_{G2} = 1,8 \text{ kg}$	
$W_{G4} = 0,7 \text{ kg}$	
$W_{G6} = 0,6 \text{ kg}$	
$W_{G7} = 1,5 \text{ kg}$	
$W_{G9} = 0,6 \text{ kg}$	

Panjang poros yang direncanakan = 340 mm

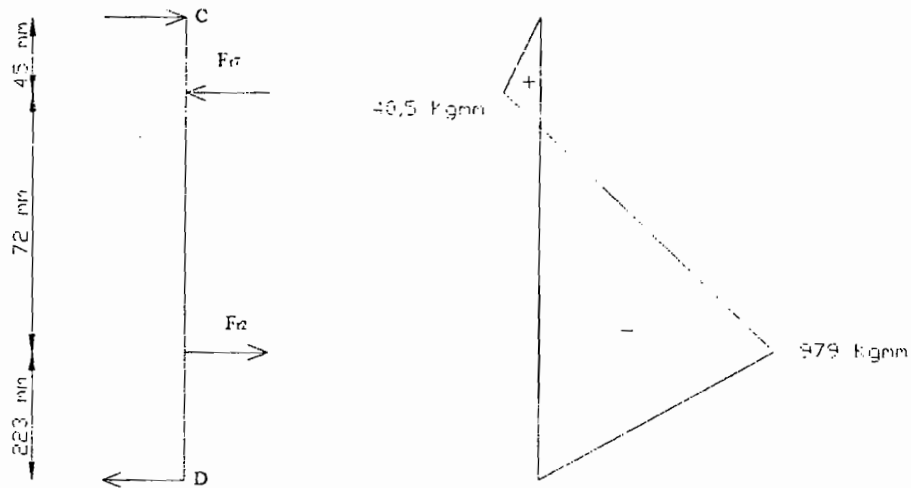
Terdapat 6 variasi putaran pada poros 2 seperti yang ditunjukkan pada

Gambar 3.12



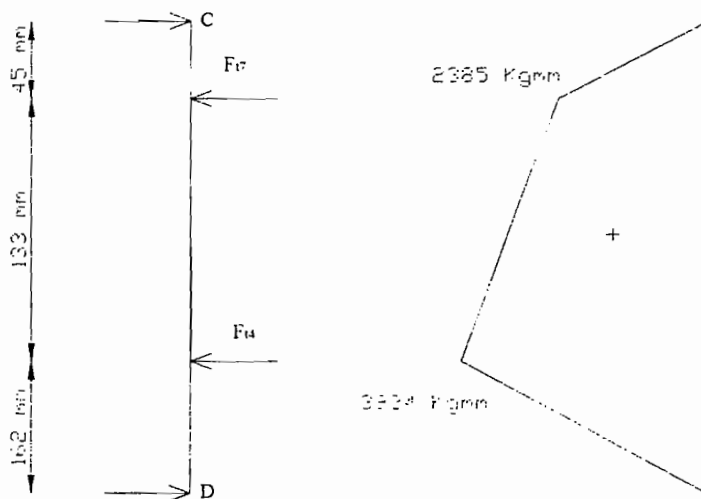
Gambar 3.12 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 1 akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros 2, Posisi 1 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.13



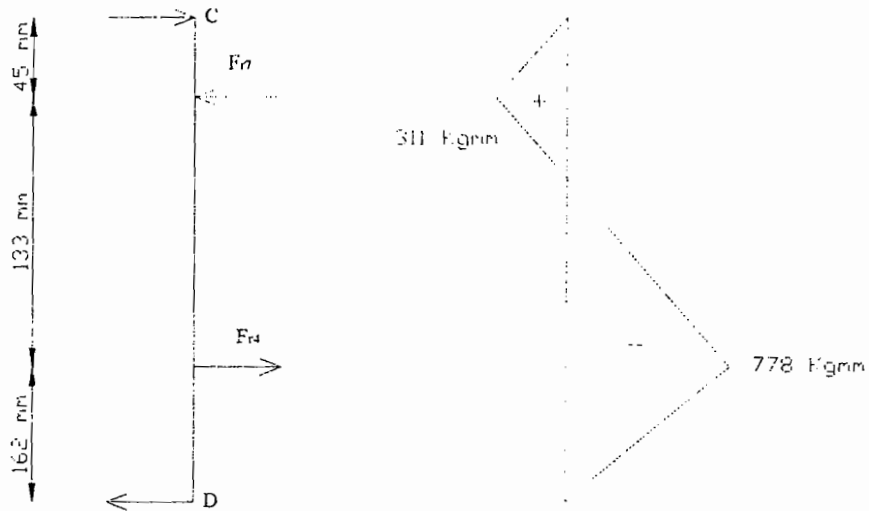
Gambar 3.13 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 1 akibat gaya radial F_r ,

Gambar Poros 2, Posisi 2 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.14



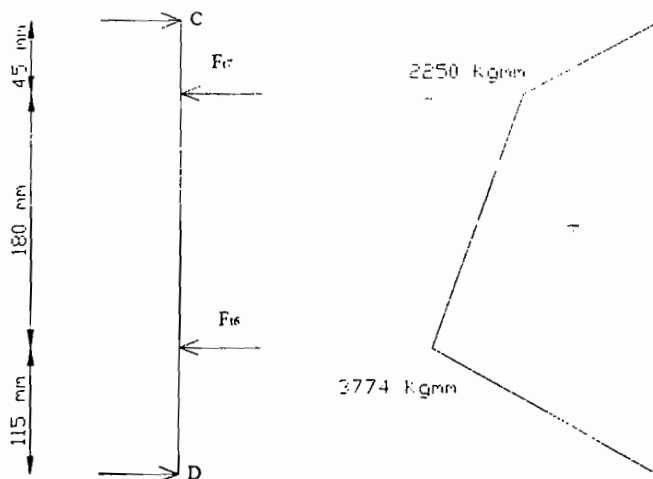
Gambar 3.14 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 2 akibat gaya tangensial F_t ,

Gambar Poros 2, Posisi 2 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.15



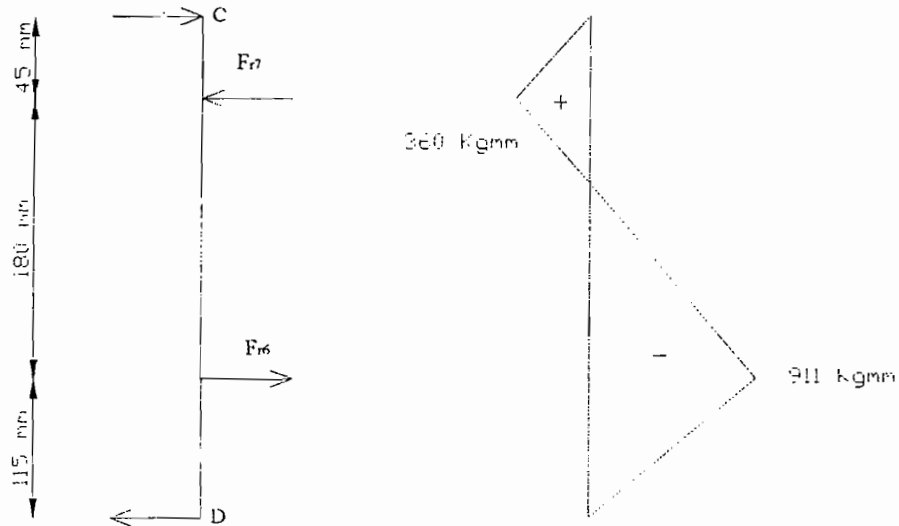
Gambar 3.15 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 2 akibat gaya radial F_r

Gambar Poros 2, Posisi 3 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.16



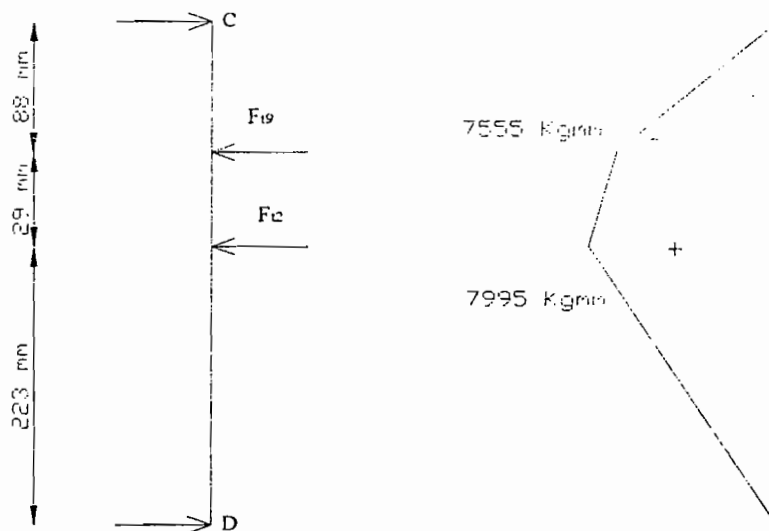
Gambar 3.16 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 3 akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros 2, Posisi 3 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.17



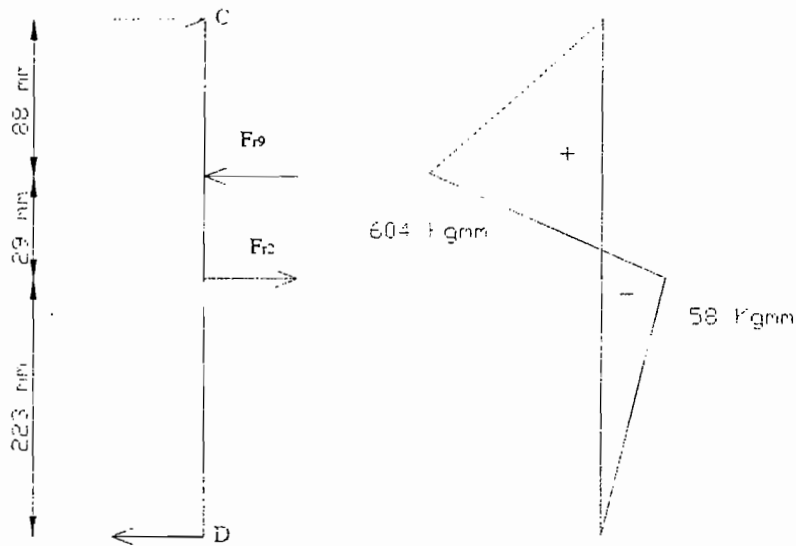
Gambar 3.17 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 3 akibat gaya radial F_r ,

Gambar Poros 2, Posisi 4 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.18



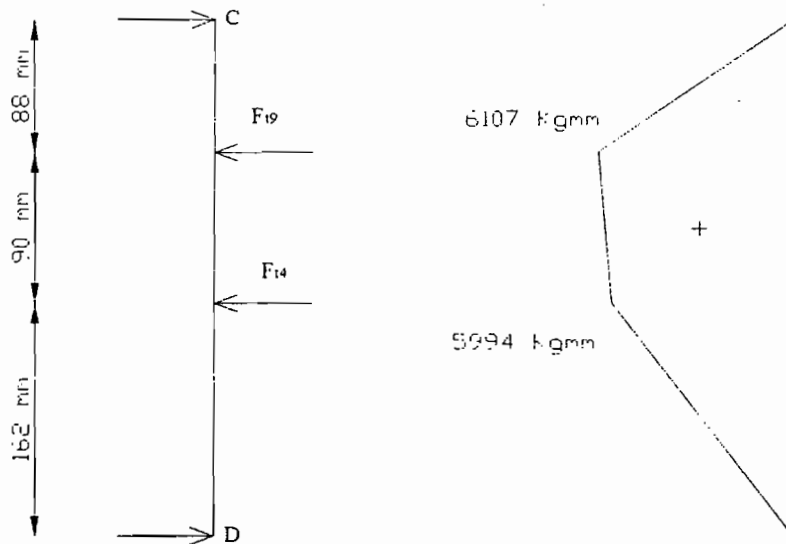
Gambar 3.18 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 4 akibat gaya tangensial F_t ,

Gambar Poros 2, Posisi 4 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.19



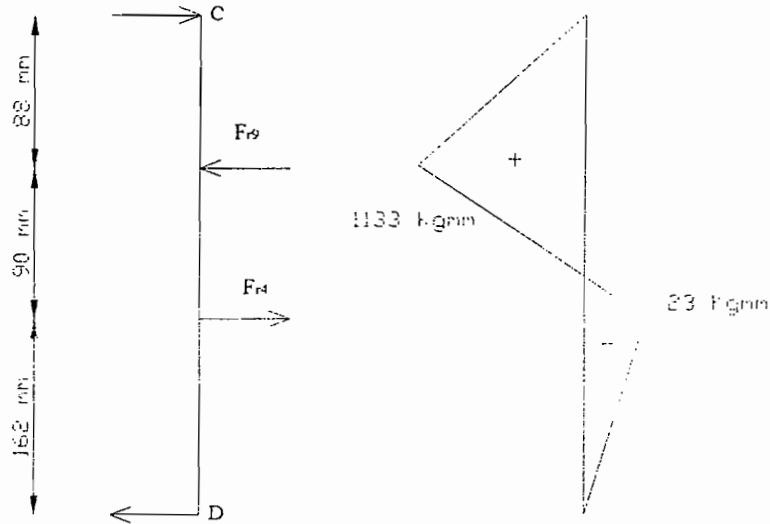
Gambar 3.19 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 4 akibat gaya radial F_r

Gambar Poros 2, Posisi 5 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.20



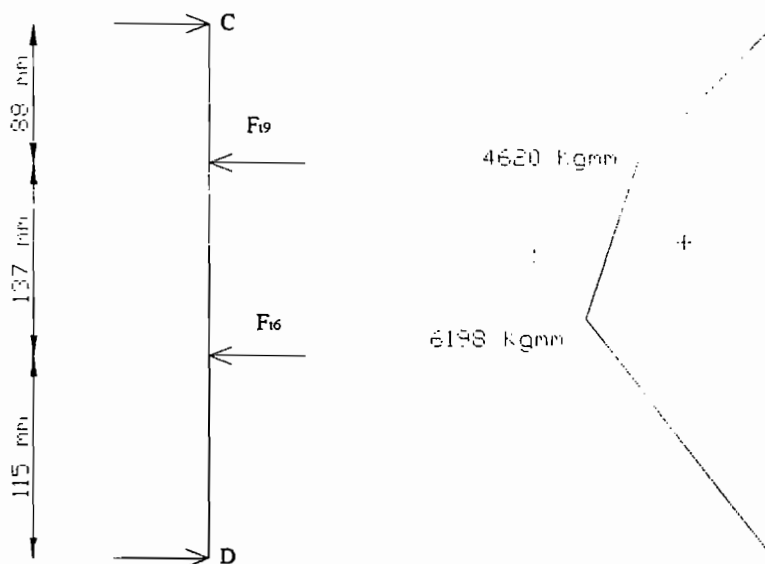
Gambar 3.20 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 5 akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros 2, Posisi 5 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.21



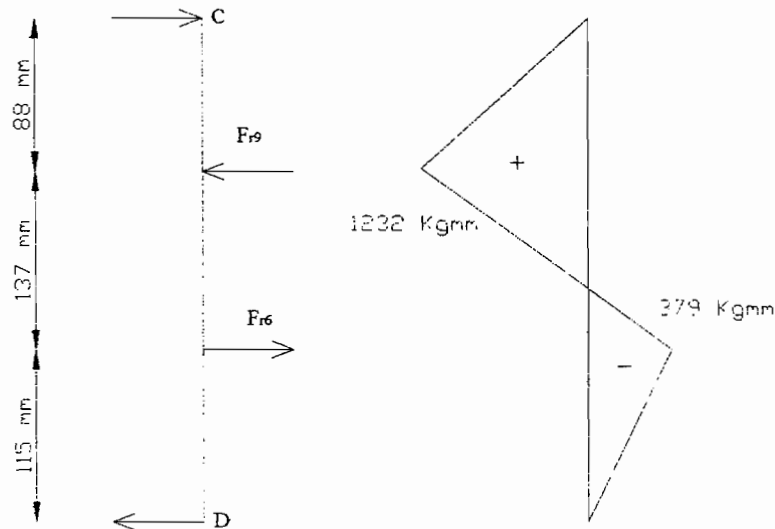
Gambar 3.21 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 5 akibat gaya radial F_r

Gambar Poros 2, Posisi 6 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.22



Gambar 3.22 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 6 akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros 2, Posisi 6 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.23



Gambar 3.23 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 2, Posisi 6 akibat gaya radial F_r

Tabel 3.20 Hasil Perhitungan Poros II

Posisi	I	II	III	IV	V	VI
X_C (kg)	69,47	53	50	85,85	69,4	52,5
X_D (kg)	23,05	23,22	32,82	35,85	37	53,9
M_{max} (kgmm)	5232,54	4000	3882,64	7994,76	6211,32	6210,1

Bahan poros S 40 C dengan kekuatan tarik bahan 55 kg/mm^2

Angka keamanan (Sf1) = 6

Angka keamanan (Sf2) = 3

Tegangan geser ijin bahan (τ_a):

$$\tau_a = 55 / (6 \times 3) = 3,05 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros (d_s), (Sularso, 1997, hal:18) :

$$\begin{aligned} d_s &\geq \left[(5,1/\tau_a) \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq \left[(5,1/3,05) \sqrt{(1 \times 7994,76)^2 + (2 \times 3324)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq 23,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

diambil poros dengan diameter 32 mm, karena harga minimum yang diijinkan memenuhi.

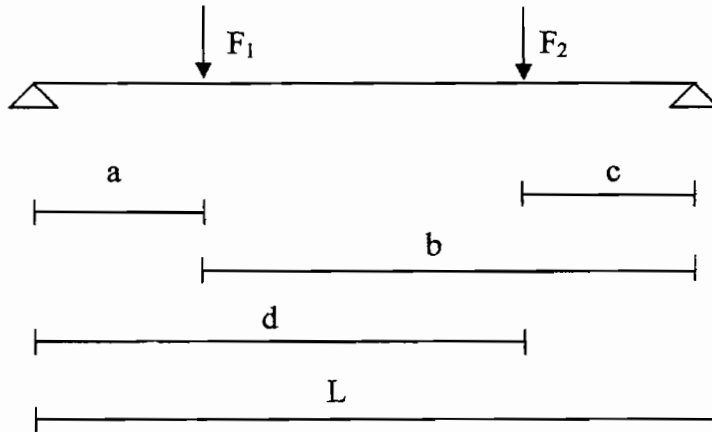
Defleksi puntiran poros (θ), (Sularso, 1997, hal:18) per meter panjang poros :

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \frac{TL}{Gd_s^4} \\ &= 584 \frac{3324 \times 1000}{8,3 \times 10^3 \times 32^4} \\ &= 0,22^\circ \end{aligned}$$

Harga defleksi puntiran poros yang diijinkan adalah $< 0,25^\circ/\text{m}$. Dengan demikian syarat defleksi puntiran terpenuhi.

Karena pembebanan searah gaya tangensial lebih besar dari gaya radial dan aksial, maka perhitungan defleksinya pada pembebanan arah tangensial dan gaya terbesar terdapat pada posisi 4 dengan $F_{19} = 70,7 \text{ kg}$ dan $F_{12} = 51 \text{ kg}$. Dengan cara superposisi, beban yang bekerja pada poros 2 :

Defleksi lenturan (Y) pada poros 1:



Untuk beban F_1 yang bekerja sendiri :

defleksi pada titik F_1 , (Shigley, 1986, hal 381) :

$$y_1 = \frac{F_1 \times b \times a}{6 \times L \times EI} (a^2 + b^2 - L^2)$$

dengan F_1 = gaya tangensial

$$= 70,7 \text{ kg}$$

E = elastisitas bahan (baja)

$$= 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$$

I = momen inersia

$$= \frac{\pi \times d_s^4}{64}$$

$$= \frac{3,14 \times 32^4}{64}$$

$$= 51445,76 \text{ mm}^4$$

$$\text{maka: } y_1 = \frac{-70,7 \times 252 \times 88}{6 \times 340 \times 2 \times 10^4 \times 51445,76} (88^2 + 252^2 - 340^2)$$

$$= 0,0331 \text{ mm } (\downarrow)$$

defleksi pada titik F_2 :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{F_1 \times a \times (L-d)}{6 \times L \times EI} (c^2 + a^2 - 2Ld) \\ &= \frac{-70,7 \times 88 \times (340-117)}{5 \times 340 \times 2 \times 10^4 \times 51445,76} (223^2 + 88^2 - 2 \times 340 \times 117) \\ &= 0,0146 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

Untuk beban F_2 yang bekerja sendiri :

defleksi pada titik F_1 :

$$y_1 = \frac{F_2 \times c \times a}{6 \times L \times EI} (a^2 + c^2 - L^2)$$

dengan $F_2 =$ gaya tangensial

$$= 51 \text{ kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{-51 \times 223 \times 88}{6 \times 340 \times 2 \times 10^4 \times 51445,76} (88^2 + 223^2 - 340^2) \\ &= 0,0277 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

defleksi pada titik F_2 :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{F_2 \times c \times d}{6 \times L \times EI} (d^2 + c^2 - L^2) \\ &= \frac{-51 \times 223 \times 117}{6 \times 340 \times 2 \times 10^4 \times 51445,76} (117^2 + 223^2 - 340^2) \\ &= 0,0331 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

dengan metode superposisi total defleksi :

$$Y_1 = 0,0331 + 0,0277 = 0,0608 \text{ mm } (\downarrow)$$

$$Y_2 = 0,0146 + 0,033 = 0,0476 \text{ mm } (\downarrow)$$

Jadi defleksi terbesar terjadi pada titik F_1 , maka defleksi maksimum tiap 1 meter poros :

$$y = 0,0608 \times \frac{1000}{340}$$
$$= 0,17 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas, harga maksimum defleksi yang terjadi masih dibawah $0,3 - 0,035$, jadi rancangan tersebut aman.

Ukuran pasak direncanakan, (Sularso, 1997, hal:10):

$$\text{Lebar (b)} = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi (h)} = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Kedalaman alur pasak poros } t_1 = 5,0 \text{ mm}$$

$$\text{Kedalaman alur pasak naf } t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

Bahan pasak direncanakan = S 30 C

Perlakuan panas bahan = dicelup dingin

Kekuatan tarik bahan = 48 kg/mm^2

Faktor keamanan: $(Sf_{k1}) = 3$ $(Sf_{k2}) = 2$

Perhitungan tegangan geser, (Sularso, 1997, hal : 9)

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$= 8 \text{ kg/mm}^2$$

Panjang pasak dari tegangan geser yang diijinkan (L_1), (Sularso, 1997, hal : 25)

$$\tau_{ka} = \frac{F}{b \times L_1}$$

$$\leq 5,5$$

Panjang pasak dari tekanan permukaan yang diijinkan (L_2) adalah:

$$P = \frac{F}{L_2 \times t_2}$$

dengan:

P = Tekanan permukaan yang diijinkan untuk baja = 8 kg/mm^2 maka,

$$L_2 \geq 16,8 \text{ mm}$$

Panjang pasak aktif (L_k) = 24 mm

$$0,25 < b/ds \text{ (0,31) antara } 0,25 - 0,35; \text{ aman}$$

$$0,75 < L_k/ds \text{ (0,78) antara } 0,75 - 1,5; \text{ aman}$$

Perhitungan putaran kritis (N_C) :

$$N_{C1} = 52700 \times \frac{ds^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{I}{W}}$$

$$= 52700 \times \frac{32^2}{170 \times 170} \sqrt{\frac{340}{1,57}}$$

$$= 27479,1 \text{ rpm (poros)}$$

$$N_{C2} = 59822,65 \text{ rpm (roda gigi 7)}$$

$$N_{C3} = 28004,2 \text{ rpm (roda gigi 2)}$$

$$\frac{1}{N_{total}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2} + \frac{1}{N_{C3}^2}$$

$$N_{total} = 18637,52$$

$$N / N_{total} = 0,02 < 0,6 - 0,7 \text{ (aman)}$$

Perhitungan bantalan aksial pada poros 2 :

Beban radial bantalan (F_r), $Y_C = 14 \text{ Kg}$, $Y_D = 7,92 \text{ kg}$

Beban aksial bantalan (F_a), $Z_C = 0$, $Z_D = 8,4 \text{ kg}$

Diameter poros tempat bantalan (d_s) = 32 mm

Bantalan dipilih dari Tabel 3.17

Maka bantalan yang dipilih adalah :

Bantalan rol kerucut dengan dengan nomor bantalan 30306

Faktor-faktor X dan Y dipilih dari Tabel 3.18

Maka didapat :

Untuk bantalan C, $X = 1$, $Y = 0$

Untuk bantalan D, $X = 0,4$, $Y = 1,9$

Beban ekivalen dinamis (P), (Sularso, 1997, hal : 135) :

$$\begin{aligned} P &= X.F_r + Y.F_a \\ &= (1 \times 14) + 0 \\ &= 14 \text{ kg (untuk bantalan C)} \\ &= (0,4 \times 7,92) + (1,9 \times 8,4) \\ &= 19,128 \text{ kg (untuk bantalan D)} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan bantalan (fn), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$fn = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{3}{10}}$$
$$fn = \left(\frac{33,3}{900} \right)^{\frac{3}{10}} = 0,37$$

Faktor umur bantalan (fh), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$fh = fn \times \frac{C}{P}$$
$$= 0,41 \times \frac{4200}{14} = 123 \text{ (bantalan C)}$$
$$= 0,41 \times \frac{4200}{19,128} = 90 \text{ (bantalan D)}$$

Umur bantalan (Lh), (Sularso, 1997, hal :136)

$$Lh = 500 \times fh^{10/3}$$
$$= 500 \times 123^{10/3}$$
$$= 9254445 \text{ jam (bantalan C)}$$
$$= 1633472030 \text{ jam (bantalan D)}$$

Dengan bertambah panjangnya umur bantalan karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan tuntutan keandalan yang tinggi,

maka bantalan modern direncanakan dengan Lh yang dikalikan faktor koreksi yang dipilih dari Tabel 3.19

maka : a_1 (faktor keandalan) = 1

a_2 (faktor bahan) = 1, untuk bahan baja bantalan yang dicairkan secara terbuka

a_3 (faktor kerja) = 1, untuk kondisi kerja normal

$$Ln = a_1 \times a_2 \times a_3 \times Lh,$$

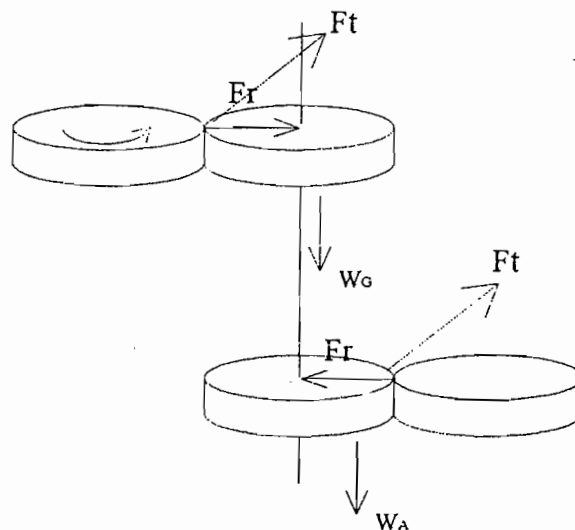
$$= 1 \times 1 \times 1 \times 9254445$$

$$= 9254445 \text{ jam (bantalan C)}$$

$$= 11633472030 \text{ jam (bantalan D)}$$

3. Perhitungan poros, pasak dan bantalan poros 3

Bentuk pembebanannya ditunjukkan pada Gambar 3.24



Gambar 3.24 Pembebanan pada poros 3

Panjang poros yang direncanakan = 357 mm

dengan :

$$F_{t8} = 41,52 \text{ kg}$$

$$F_{r8} = 15,11 \text{ kg}$$

$$F_{t10} = 70,7 \text{ kg}$$

$$F_{r10} = 25,73 \text{ kg}$$

$$F_{t11} = 72,85 \text{ kg}$$

$$F_{r11} = 26,51 \text{ kg}$$

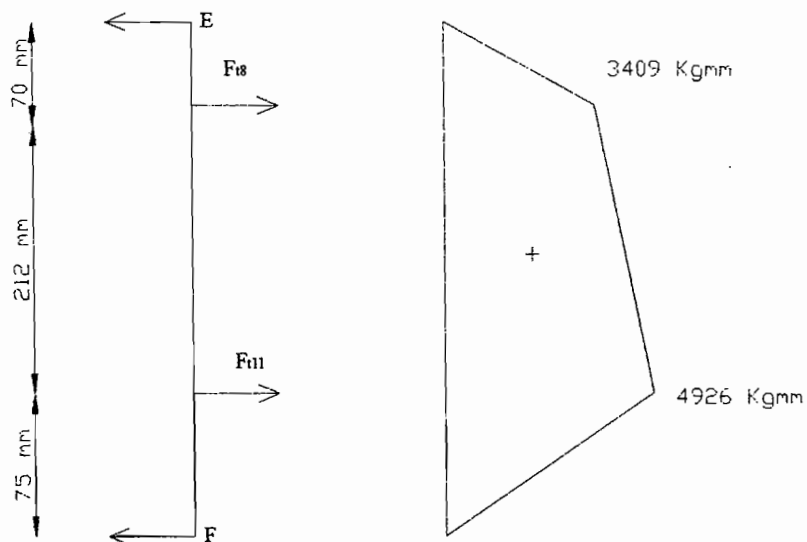
$$W_{G8} = 0,65 \text{ kg}$$

$$W_{G10} = 1,7 \text{ kg}$$

$$W_{G11} = 1,6 \text{ kg}$$

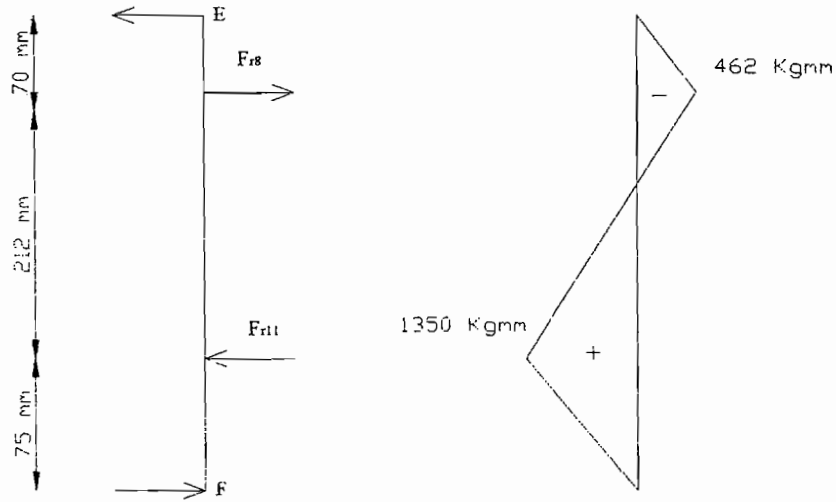
Panjang poros rencana = 357 mm

Gambar Poros 3 Posisi 1 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.25



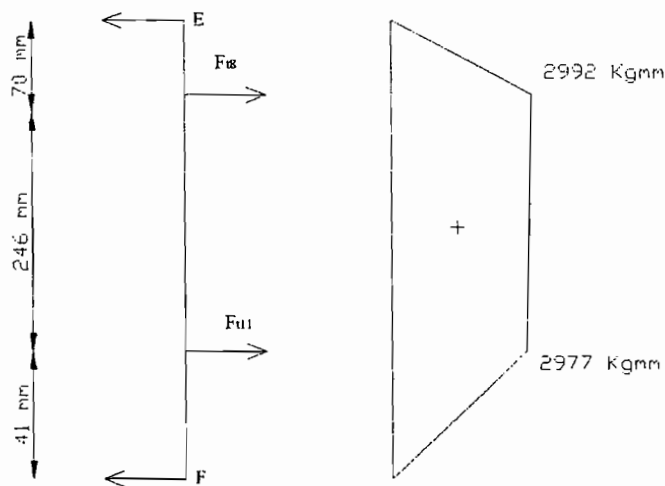
Gambar 3.25 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 1 akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros 3 Posisi 1 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.26



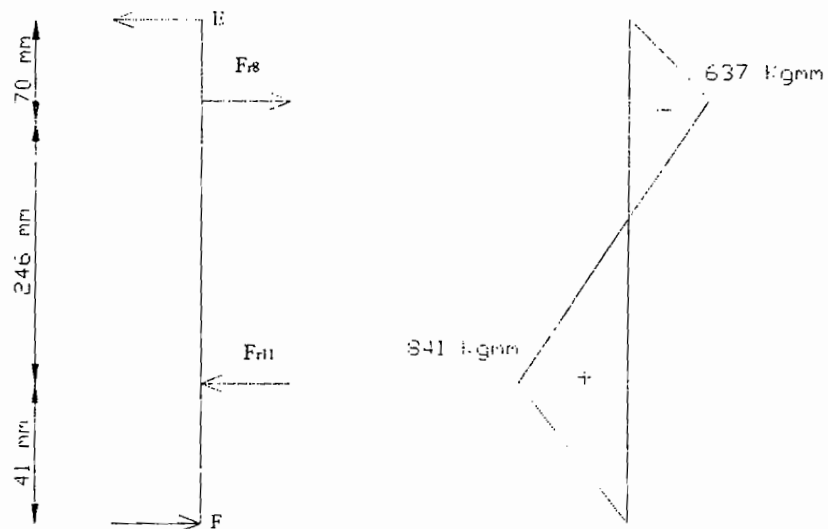
Gambar 3.26 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 1 akibat gaya radial F_r

Gambar Poros 3 Posisi 2 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.27



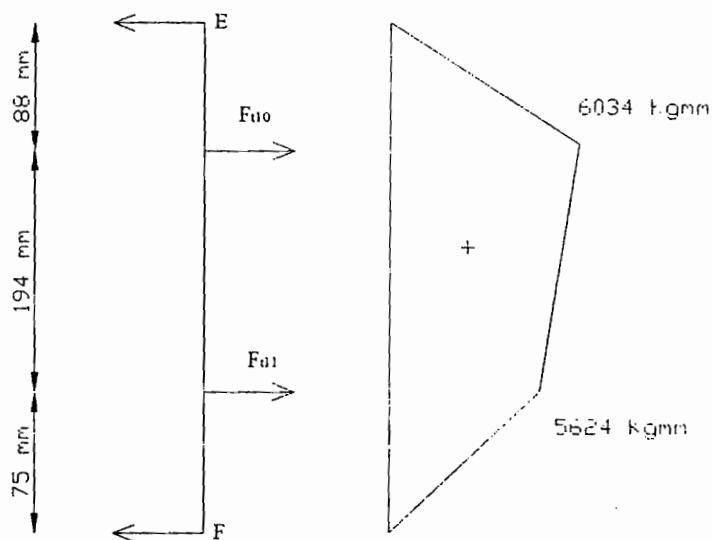
Gambar 3.27 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 2 akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros 3 Posisi 2 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.28



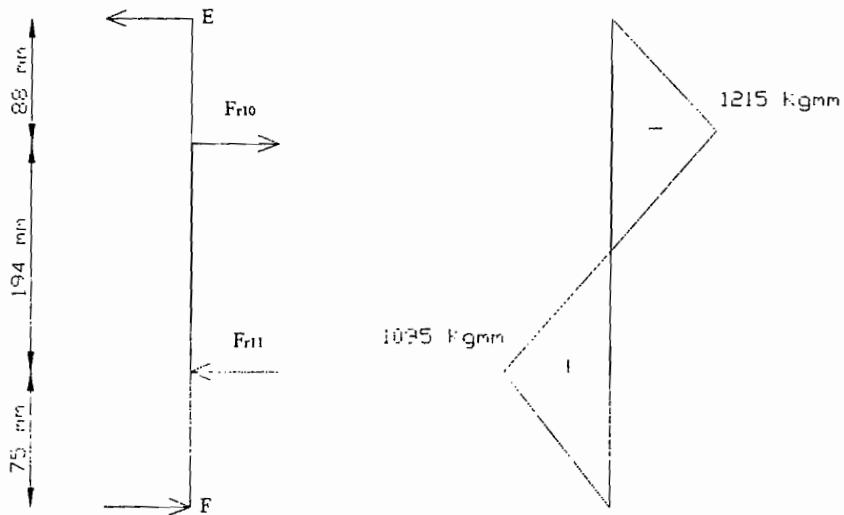
Gambar 3.28 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 2 akibat gaya radial F_r ,

Gambar Poros 3 Posisi 3 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.29



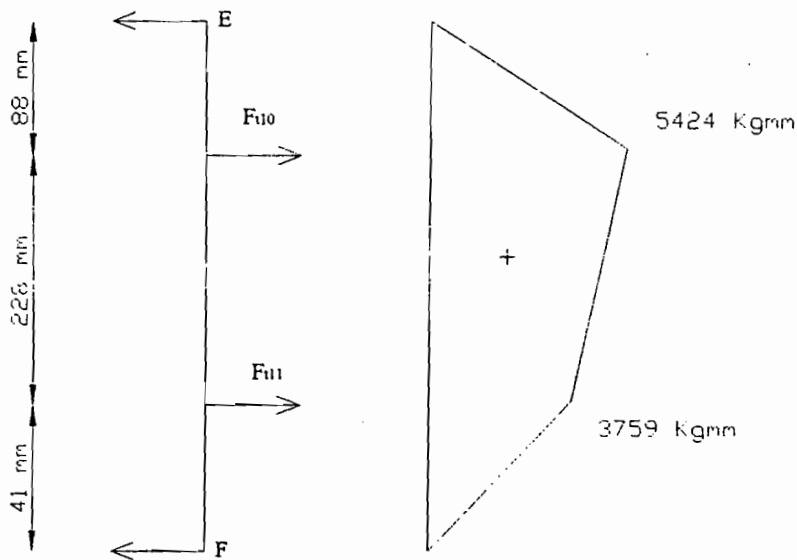
Gambar 3.29 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 3 akibat gaya tangensial F_t ,

Gambar Poros 3 Posisi 3 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.30



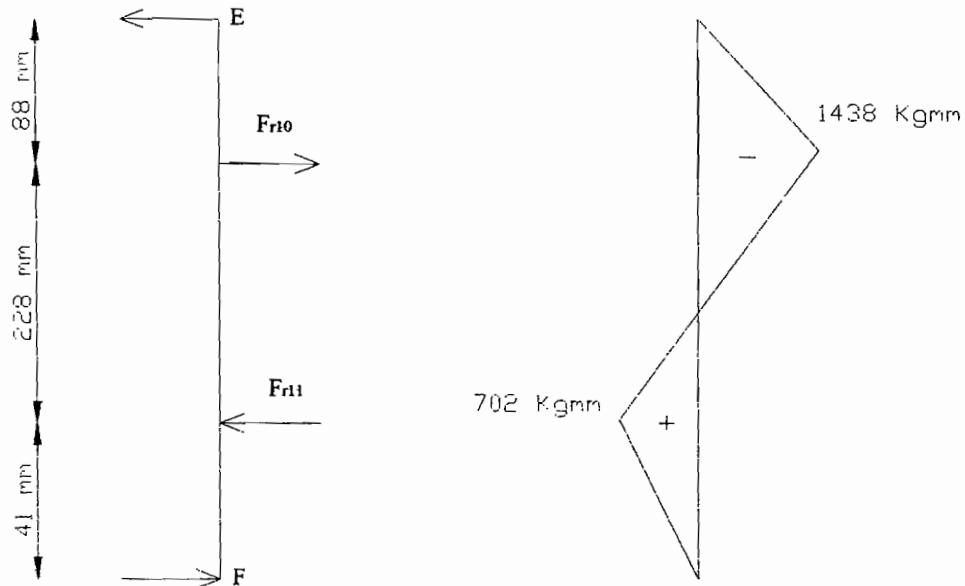
Gambar 3.30 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 3 akibat gaya radial F_r

Gambar Poros 3 Posisi 4 arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.31



Gambar 3.31 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 4 akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros 3 Posisi 4 arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.32

Gambar 3.32 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros 3, Posisi 4 akibat gaya radial F_r

Tabel 3.21 Hasil Perhitungan Poros III

Posisi	I	II	III	IV
X_E (kg)	48,7	41,75	68,57	61,53
X_F (kg)	65,67	72,62	74,98	81,92
M_{max} (kgmm)	5106,9	3113	6155,3	5611

Bahan poros S 40 C dengan kekuatan tarik bahan 55 kg/mm^2

Angka keamanan ($Sf1$) = 6

Angka keamanan ($Sf2$) = 3

Tegangan geser ijin bahan (τ_a):

$$\tau_a = 55 / (6 \times 3) = 3,05 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros (d_s), (Sularso, 1997, hal:18) :

$$\begin{aligned} d_s &\geq \left[(5,1/\tau_a) \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq \left[(5,1/3,05) \sqrt{(1 \times 6155,3)^2 + (2 \times 5844)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq 24,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

diambil poros dengan diameter 36 mm, karena harga minimum yang diijinkan memenuhi.

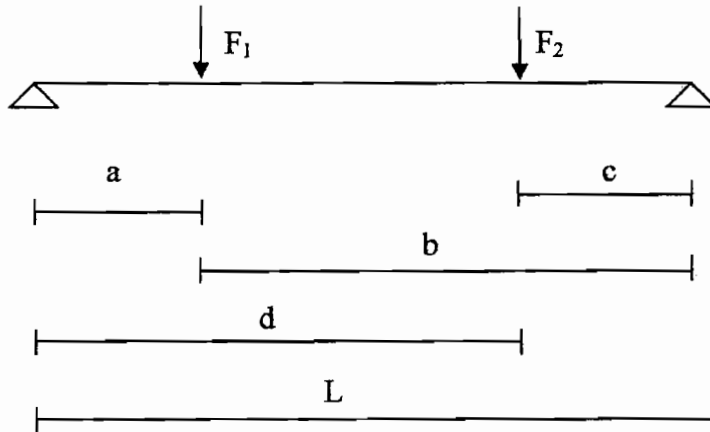
Defleksi puntiran poros (θ), (Sularso, 1997, hal:18) per meter panjang poros :

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \frac{TL}{Gd_s^4} \\ &= 584 \frac{5844 \times 1000}{8,3 \times 10^3 \times 36^4} \\ &= 0,24^\circ \end{aligned}$$

Harga defleksi puntiran poros yang diijinkan adalah $< 0,25^\circ/\text{m}$. Dengan demikian syarat defleksi puntiran terpenuhi.

Karena pembebanan searah gaya tangensial lebih besar dari gaya radial dan aksial, maka perhitungan defleksinya pada pembebanan arah tangensial dan gaya terbesar terdapat pada posisi 3 dengan $F_{t10} = 70,7 \text{ kg}$ dan $F_{t11} = 72,85 \text{ kg}$. Dengan cara superposisi, beban yang bekerja pada poros 3 :

Defleksi lenturan (Y) pada poros 1:



Untuk beban F_1 yang bekerja sendiri :

defleksi pada titik F_1 , (Shigley, 1986, hal 381) :

$$y_1 = \frac{F_1 \times b \times a}{6 \times L \times EI} (a^2 + b^2 - L^2)$$

dengan F_1 = gaya tangensial

$$= 70,7 \text{ kg}$$

E = elastisitas bahan (baja)

$$= 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$$

I = momen inersia

$$= \frac{\pi \times d_s^4}{64}$$

$$= \frac{3,14 \times 36^4}{64}$$

$$= 82406,16 \text{ mm}^4$$

$$\text{maka: } y_1 = \frac{-70,7 \times 269 \times 88}{6 \times 357 \times 2 \times 10^4 \times 82406,16} (88^2 + 269^2 - 357^2)$$

$$= 0,0224 \text{ mm } (\downarrow)$$

defleksi pada titik F_2 :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{F_1 \times a \times (L-d)}{6 \times L \times EI} (c^2 + a^2 - 2Ld) \\ &= \frac{-70,7 \times 88 \times (357 - 292)}{6 \times 357 \times 2 \times 10^4 \times 82406,16} (75^2 + 88^2 - 2 \times 357 \times 292) \\ &= 0,0223 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

Untuk beban F_2 yang bekerja sendiri :

defleksi pada titik F_1 :

$$y_1 = \frac{F_2 \times c \times a}{6 \times L \times EI} (a^2 + c^2 - L^2)$$

dengan $F_2 =$ gaya tangensial

$$= 72,85 \text{ kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{-72,85 \times 75 \times 88}{6 \times 357 \times 2 \times 10^4 \times 82406,16} (88^2 + 75^2 - 357^2) \\ &= 0,0155 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

defleksi pada titik F_2 :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{F_2 \times c \times d}{6 \times L \times EI} (d^2 + c^2 - L^2) \\ &= \frac{-72,85 \times 75 \times 292}{6 \times 357 \times 2 \times 10^4 \times 82406,16} (292^2 + 75^2 - 357^2) \\ &= 0,0165 \text{ mm } (\downarrow) \end{aligned}$$

dengan metode superposisi total defleksi :

$$Y_1 = 0,0224 + 0,0155 = 0,0379 \text{ mm } (\downarrow)$$

$$Y_2 = 0,0223 + 0,0165 = 0,0388 \text{ mm } (\downarrow)$$

Jadi defleksi terbesar terjadi pada titik F_2 , maka defleksi maksimum tiap 1 meter poros :

$$y = 0,0388 \times \frac{1000}{357}$$

$$= 0,11 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas, harga maksimum defleksi yang terjadi masih dibawah $0,3 - 0,035$, jadi rancangan tersebut aman.

Berdasarkan Tabel 3.16 dapat ditentukan ukuran-ukuran diameter *spline* berdasarkan diameter poros baik dengan interpolasi ataupun langsung dipilih.

Ukuran *spline*: $36 \times 42 \times 12$ DIN 5471

Keterangan:

d = diameter poros

$$= 36 \text{ mm}$$

D = diameter *spline*

$$= 42 \text{ mm}$$

b = lebar *spline*

$$= 12 \text{ mm}$$

Besar momen torsi rencana (M_t), (G niemann hal 342):

$$M_t = 9,75 \times 10^5 \times \frac{pd}{N_{\min}} \text{ kg.mm}$$

$$= 5844 \text{ kg.mm}$$

dengan: Pd = daya rencana (kW)

N_{min} = putaran minimum pada poros 3 (rpm)

Besar momen yang dialami poros harganya tidak boleh melebihi dari momen torsi rencana. M_0 dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$M_t = 0,7 \times M_0 \times L_1 \text{ kg.mm}$$

$$M_0 = \frac{M_t}{0,7 \cdot L_1} \text{ kg}$$

dengan L = Panjang *spline* pada poros (mm), diasumsikan 75 mm

M_t = Momen rencana torsi (kg.mm)

M_0 = Momen yang dialami *spline* pada poros (kg)

$$\text{Maka: } M_0 = \frac{5844}{0,7 \times 75}$$

$$= 111,3 \text{ kg.mm}$$

karena harga momen yang dialami lebih kecil dari harga momen yang direncanakan maka perancangan *spline* aman.

Perhitungan putaran kritis (N_C), (Sularso, 1997, hal : 19)

$$\begin{aligned} N_{C1} &= 52700 \times \frac{ds^2}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \\ &= 52700 \times \frac{36^2}{178,5 \times 178,5} \sqrt{\frac{357}{1,425}} \\ &= 33928,6 \text{ rpm (poros)} \end{aligned}$$

$$N_{C2} = 41810,9 \text{ rpm (roda gigi 10)}$$

$$N_{C3} = 48236,9 \text{ rpm (roda gigi 11)}$$

$$\frac{1}{N_{total}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2} + \frac{1}{N_{C3}^2}$$

$$N_{total} = 23121,75$$

$$N / N_{total} = 0,01 < 0,6 - 0,7 \text{ (aman)}$$

Perhitungan bantalan aksial pada poros 3 :

Beban radial bantalan (F_r), $Y_E = 16,4 \text{ Kg}$, $Y_F = 20,5 \text{ kg}$

Beban aksial bantalan (F_a), $Z_E = 0$, $Z_F = 4 \text{ kg}$

Diameter poros tempat bantalan (ds) = 36 mm

Bantalan dipilih dari Tabel 3.17

Maka bantalan yang dipilih adalah :

Bantalan rol kerucut dengan dengan nomor bantalan 30307

Faktor-faktor X dan Y dipilih dari Tabel 3.18

Maka didapat :

Untuk bantalan E, $X = 1$, $Y = 0$

Untuk bantalan F, $X = 0,4$, $Y = 1,9$

Beban ekivalen dinamis (P), (Sularso, 1997, hal : 135) :

$$\begin{aligned} P &= X.F_r + Y.F_a \\ &= (1 \times 16,4) + 0 \\ &= 16,4 \text{ kg (untuk bantalan E)} \\ &= (0,4 \times 20,5) + (1,9 \times 4) \\ &= 15,8 \text{ kg (untuk bantalan F)} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan bantalan (fn), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$fn = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$fn = \left(\frac{33,3}{1440} \right)^{\frac{3}{10}} = 0,32$$

Faktor umur bantalan (fh), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$fh = fn \times \frac{C}{P}$$

$$= 0,32 \times \frac{5350}{16,4} = 104,39 \text{ (bantalan E)}$$

$$= 0,32 \times \frac{5350}{15,8} = 108,35 \text{ (bantalan F)}$$

Umur bantalan (Lh), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$Lh = 500 \times fh^{10/3}$$

$$= 500 \times 104,39^{10/3}$$

$$= 2678138274 \text{ jam (bantalan E)}$$

$$= 3032026945 \text{ jam (bantalan F)}$$

Dengan bertambah panjangnya umur bantalan karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan tuntutan keandalan yang tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan Lh yang dikalikan faktor koreksi yang dipilih dari Tabel 3.19

maka :

a_1 (faktor keandalan) = 1

a_2 (faktor bahan) = 1, untuk bahan baja bantalan yang dicairkan
secara terbuka

a_3 (faktor kerja) = 1, untuk kondisi kerja normal

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h,$$

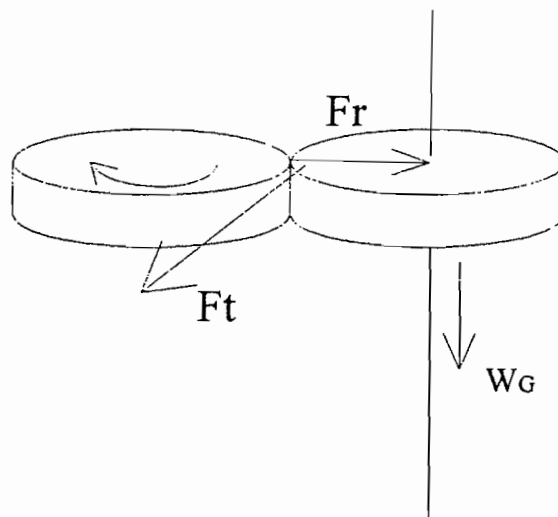
$$= 1 \times 1 \times 1 \times 2678,38274$$

$$= 2678138274 \text{ jam (bantalan E)}$$

$$= 3032026945 \text{ jam (bantalan F)}$$

4. Perhitungan poros, pasak dan bantalan poros 4 (poros spindel)

Bentuk pembebanannya ditunjukkan pada Gambar 3.33



Gambar 3.33 Pembebanan pada poros spindel

Panjang poros yang direncanakan = 254 mm

dengan :

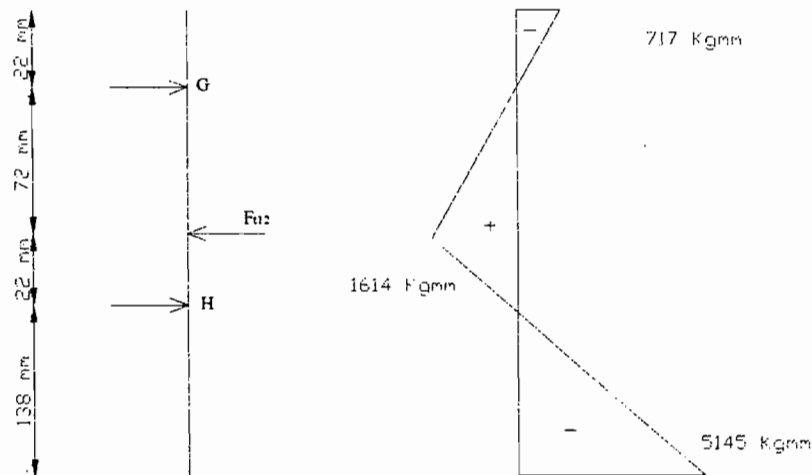
$$F_{t12} = 72,85 \text{ kg}$$

$$F_{r11} = 26,51 \text{ kg}$$

$$W_{G12} = 1,6 \text{ kg}$$

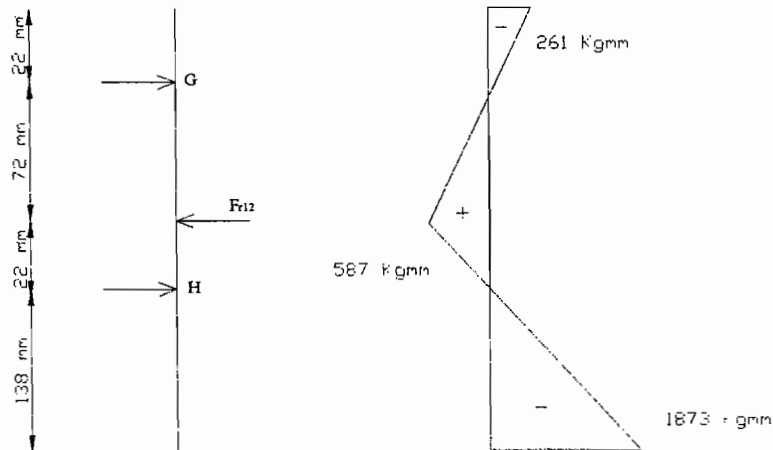
Kecepatan yang akan dipakai dalam perhitungan adalah 250 rpm karena gaya tangensial pada poros saat kecepatan 250 rpm paling besar yaitu 72,85 kg. Terdapat 4 poros spindel pada turret yang dapat dibongkar pasang untuk kegunaan lebih lanjut. Setiap poros pada turret adalah sama jadi semua perhitungan dan pemilihan elemen mesin dilakukan satu kali.

Gambar Poros spindel arah sumbu X ditunjukkan pada Gambar 3.34



Gambar 3.34 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros spindel, akibat gaya tangensial F_t

Gambar Poros spindel arah sumbu Y ditunjukkan pada Gambar 3.35

Gambar 3.35 Gaya reaksi dan diagram momen lengkung pada poros spindel, akibat gaya radial F_r

$$X_G = 22,41 \text{ kg}$$

$$X_H = 50,44 \text{ kg}$$

$$Y_G = 8,15 \text{ kg}$$

$$Y_H = 18,36 \text{ kg}$$

$$M_{\max} = 5475,11 \text{ kgmm}$$

Bahan poros S 40 C dengan kekuatan tarik bahan 55 kg/mm^2

Angka keamanan (Sf1) = 6

Angka keamanan (Sf2) = 3

Tegangan geser ijin bahan (τ_a):

$$\tau_a = 55 / (6 \times 3) = 3,05 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros (d_s), (Sularso, 1997, hal:18) :



Diameter poros (d_s), (Sularso, 1997, hal:18) :

$$\begin{aligned} d_s &\geq \left[(5,1/\tau_a) \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq \left[(5,1/3,05) \sqrt{(1 \times 5475,11)^2 + (2 \times 5844)^2} \right]^{1/3} \\ &\geq 23,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

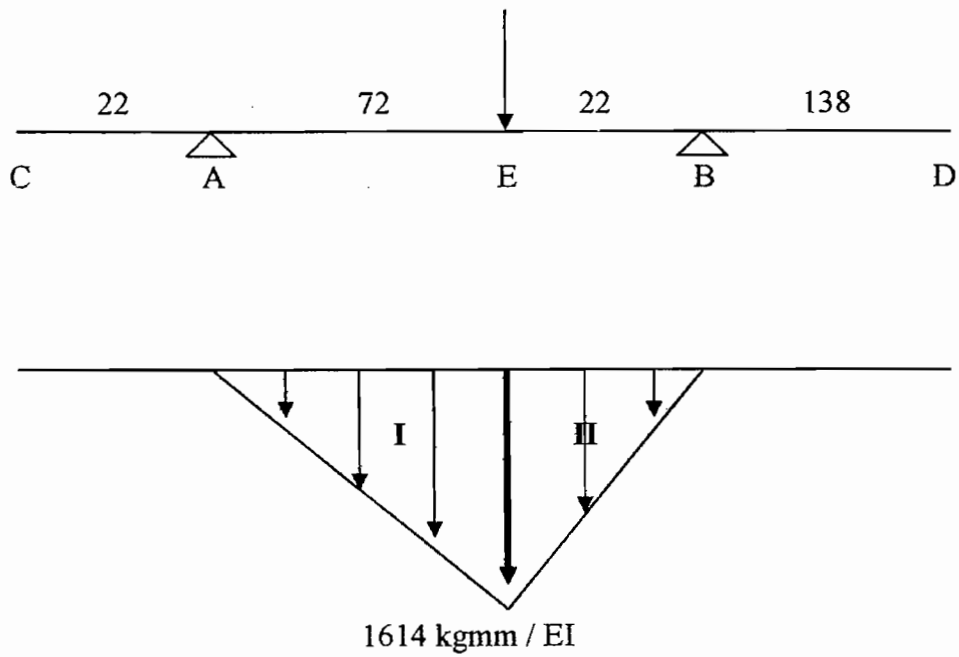
diambil poros dengan diameter 36 mm, karena harga minimum yang diijinkan memenuhi.

Defleksi puntiran poros (θ), (Sularso, 1997, hal:18) per meter panjang poros :

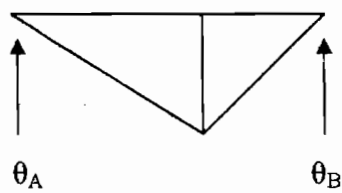
$$\begin{aligned} \theta &= 584 \frac{TL}{Gd_s^4} \\ &= 584 \frac{5844 \times 1000}{8,3 \times 10^3 \times 36^4} \\ &= 0,24^\circ \end{aligned}$$

Harga defleksi puntiran poros yang diijinkan adalah $< 0,25^\circ/\text{m}$. Dengan demikian syarat defleksi puntiran terpenuhi.

Berdasarkan teorema luas momen dalam perhitungan slope dan defleksi yang menyatakan bahwa besarnya defleksi pada sebuah titik sama dengan besarnya momen lengkung pada titik tersebut bila besarnya berupa luasan bidang



Batang AB

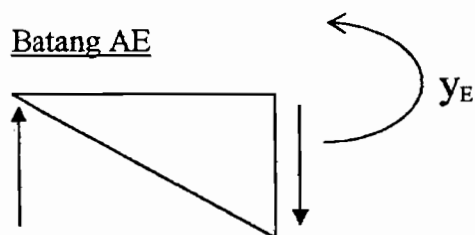


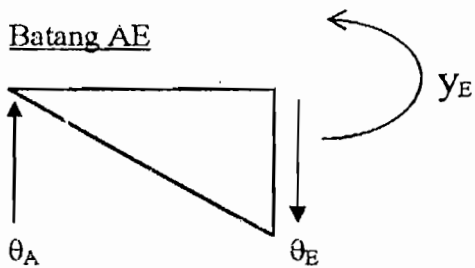
$$\theta_A \cdot 102 + \left[-\frac{58104}{EI} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 72 + 32 \right) \right] + \left[-\frac{25824}{EI} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 32 \right) \right] = 0$$

$$\theta_A = \frac{37301,33}{EI} \text{ rad } (\curvearrowright)$$

$$\theta_B = \frac{46646,67}{EI} \text{ rad } (\curvearrowleft)$$

Batang AE





$$\begin{aligned}\theta_E &= \theta_A - \frac{58104}{EI} \\ &= -\frac{20802,67}{EI} \text{ rad } (\curvearrowright)\end{aligned}$$

$$y_E = \theta_A \cdot 72 - \left[\frac{58104}{EI} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 72 \right) \right]$$

$$= \frac{1291199,76}{EI} (\downarrow)$$

$$= 0,0076 \text{ mm } (\downarrow)$$

$$y_C = \theta_A \cdot 32$$

$$= \frac{2685695,76}{EI} (\downarrow)$$

$$= 0,0016 \text{ mm } (\downarrow)$$

$$y_D = \theta_B \cdot 102$$

$$= \frac{4755920}{EI} (\downarrow)$$

$$= 0,0028 \text{ mm } (\downarrow)$$

Jadi defleksi terbesar terjadi pada titik E, maka defleksi maksimum tiap 1

meter poros :

$$y = 0,0076 \times \frac{1000}{238}$$

$$= 0,032 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas, harga maksimum defleksi yang terjadi masih dibawah $0,3 - 0,035$, jadi rancangan tersebut aman.

Berdasarkan Tabel 3.16 dapat ditentukan ukuran-ukuran diameter *spline* berdasarkan diameter poros baik dengan interpolasi ataupun langsung dipilih.

Ukuran *spline*: $36 \times 42 \times 12$ DIN 5471

Keterangan:

d = diameter poros

$$= 36 \text{ mm}$$

D = diameter *spline*

$$= 42 \text{ mm}$$

b = lebar *spline*

$$= 12 \text{ mm}$$

Besar momen torsi rencana (M_t), (G niemann hal 342):

$$M_t = 9,75 \times 10^5 \times \frac{pd}{N_{\min}} \text{ kg.mm}$$

$$= 5844 \text{ kg.mm}$$

dengan: Pd = daya rencana (kW)

N_{\min} = putaran minimum pada poros spindel (250 rpm)

Besar momen yang dialami poros harganya tidak boleh melebihi dari momen torsi rencana. M_0 dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$M_1 = 0,7 \times M_0 \times L_1 \text{ kg.mm}$$

$$M_0 = \frac{M_1}{0,7.L_1} \text{ kg}$$

dengan L = Panjang *spline* pada poros (mm), diasumsikan 20 mm

M_1 = Momen rencana torsi (kg.mm)

M_0 = Momen yang dialami *spline* pada poros (kg)

$$\begin{aligned} \text{Maka: } M_0 &= \frac{5844}{0,7 \times 20} \\ &= 417,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

karena harga momen yang dialami lebih kecil dari harga momen yang direncanakan maka perancangan *spline* aman.

Perhitungan putaran kritis (N_C), (Sularso, 1997, hal : 19)

$$\begin{aligned} N_{C1} &= 52700 \times \frac{ds^2}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \\ &= 52700 \times \frac{36^2}{119 \times 119} \sqrt{\frac{238}{1,5}} \\ &= 77406,4 \text{ rpm (poros)} \end{aligned}$$

$$N_{C2} = 362544,4 \text{ rpm (roda gigi 12)}$$

$$\frac{1}{N_{total}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2}$$

$$N_{total} = 72879,03 \text{ rpm}$$

$$N / N_{total} = 0,02 < 0,6 - 0,7 \text{ (aman)}$$

Beban radial bantalan (F_r), $Y_G = 8,15$ Kg, $Y_H = 18,4$ kg

Beban aksial bantalan (F_a), $Z_E = 0$, $Z_F = 4,6$ kg

Diameter poros tempat bantalan (d_s) = 36 mm

Bantalan dipilih dari Tabel 3.17

Maka bantalan yang dipilih adalah :

Bantalan rol kerucut dengan dengan nomor bantalan 30307

Faktor-faktor X dan Y dipilih dari Tabel 3.18

Maka didapat :

Untuk bantalan E, $X = 1$, $Y = 0$

Untuk bantalan F, $X = 0,4$, $Y = 1,9$

Beban ekivalen dinamis (P), (Sularso, 1997, hal : 135) :

$$\begin{aligned}
 P &= X.F_r + Y.F_a \\
 &= (1 \times 8,15) + 0 \\
 &= 8,15 \text{ kg (untuk bantalan G)} \\
 &= (0,4 \times 18,4) + (1,9 \times 4,6) \\
 &= 16,1 \text{ kg (untuk bantalan H)}
 \end{aligned}$$

Faktor kecepatan bantalan (f_n), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$\begin{aligned}
 f_n &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{3}{10}} \\
 f_n &= \left(\frac{33,3}{1440} \right)^{\frac{3}{10}} = 0,32
 \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan (f_h), (Sularso, 1997, hal : 136)

Faktor umur bantalan (f_h), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \times \frac{C}{P} \\ &= 0,32 \times \frac{5350}{8,15} = 210 \text{ (bantalan G)} \\ &= 0,32 \times \frac{5350}{16,1} = 106,3 \text{ (bantalan H)} \end{aligned}$$

Umur bantalan (L_h), (Sularso, 1997, hal : 136)

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times f_h^{10/3} \\ &= 500 \times 210^{10/3} \\ &= 27523330602 \text{ jam (bantalan G)} \\ &= 2844990929 \text{ jam (bantalan H)} \end{aligned}$$

Dengan bertambah panjangnya umur bantalan karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan tuntutan keandalan yang tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan L_h yang dikalikan faktor koreksi yang dipilih dari Tabel 3.19

maka :

$$a_1 \text{ (faktor keandalan)} = 1$$

$$a_2 \text{ (faktor bahan)} = 1, \text{ untuk bahan baja bantalan yang dicairkan}$$

secara terbuka

$$a_3 \text{ (faktor kerja)} = 1, \text{ untuk kondisi kerja normal}$$

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h,$$

$$\begin{aligned}
 &= 1 \times 1 \times 1 \times 27523330602 \\
 &= 27523330602 \text{ jam (bantalan G)} \\
 &= 2844990929 \text{ jam (bantalan H)}
 \end{aligned}$$

3.6 Perhitungan Pasangan Batang gigi dan Roda Gigi Lurus

Pasangan batang gigi dan roda gigi lurus dengan arah vertikal ini berfungsi untuk menaikkan atau menurunkan mesin drill pada posisi yang akan didrill.

Perhitungan batang gigi

Data yang ada: m = modul batang gigi (3)

Z = jumlah gigi pada batang gigi (10)

Jarak bagi (p):

$$\begin{aligned}
 P &= m \times \pi \\
 &= 3 \times \pi = 9,42 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Lebar celah (s_p), (Gestaltung und Berechnung, , hal :13):

$$\begin{aligned}
 S_p &= m \times \frac{\pi}{2} \\
 &= 3 \times \frac{\pi}{2} \\
 &= 4,71 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Tinggi kepala (h_k) :

$$\begin{aligned}
 h_k &= m \\
 &= 3 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Tinggi kaki (h_f):

$$\begin{aligned}c &= 0,25 \times m \\ &= 0,25 \times 3 = 0,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

dengan: c = kelonggaran puncak

$$\begin{aligned}h_{fp} &= h_{ap} + c \\ &= 3 \times 0,75 = 3,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi gigi (h):

$$\begin{aligned}h &= h_k + c \\ &= 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

Panjang batang gigi (L_g):

$$\begin{aligned}L_g &= Z \times P \\ &= 10 \times 9,42 = 94,2 \text{ mm}\end{aligned}$$

Perhitungan Roda Gigi

Pada perhitungan roda gigi penggerak ini hampir sama dengan perhitungan roda gigi sebelumnya. Dan hasilnya akan dicantumkan dalam Tabel 3.20, adapun data yang sudah diketahui adalah sebagai berikut :

m = modul roda gigi (3)

Z = jumlah gigi pada roda gigi (15)

Dan perhitungan tambahannya sebagai berikut:

Gaya tangensial (F_t), (Gestaltung und Berechnung, , hal :13):

dengan : F_{tuas} = Gaya pada tuas (5 kg)

D_{tuas} = Diameter tuas (400 mm)

d_{rg} = diameter roda gigi (30 mm)

$$= \frac{5 \times 400}{45} = 44,44 \text{ kg}$$

Daya yang diberikan (P_t) :

$$P_t = \frac{F_{tuas} \cdot v_{tuas}}{120}$$

$$= \frac{5 \times 0,5}{120}$$

$$= 0,02 \text{ kW}$$

Kecepatan keliling roda gigi (v_{rg}) :

$$v_{rg} = 102 \times \frac{P}{F}$$

$$= 102 \times \frac{0,02}{44,44} = 0,05 \text{ m/s}$$

Faktor dinamis (f_v) :

$$f_v = \frac{3}{3 + v_{rg}}$$

$$= \frac{3}{3 + 0,05} = 0,9836 \text{ m/s}$$

Faktor teggangan kontak (k_h) :

$$k_h = \frac{F_t}{f_v \times b_{rg} \times d_{rg} \times \frac{2 \times z_{rg}}{z_{rg} + z_{bg}}}$$

$$= \frac{44,44}{0,9836 \times 10 \times 45 \times \frac{2 \times 15}{15 + 10}} = 0,083 \text{ kg/mm}^2$$

Dari harga k_h dapat ditentukan bahan dari rak dan roda gigi yang didasarkan dari Tabel 3.8 , yakni:

Untuk rak: Bahan FC 30

Kekuatan tarik (σ_b) = 30 kg/mm²

Tegangan ientur yang diijinkan (σ_a) = 13 kg/mm²

Untuk roda gigi: Bahan SNC 1

Kekuatan tarik (σ_b) = 75 kg/mm²

Tegangan lentur yang diijinkan (σ_a) = 40 kg/mm²

Tabel 3.22 Hasil perhitungan pasangan roda gigi pada rak

Spesifikasi	Satuan	Ukuran
Diameter jarak bagi (d_{rg})	mm	45
Diameter lingkaran kepala (d_{krg})	mm	51
Diameter lingkaran kaki (d_{frg})	mm	37,5
Kelonggaran puncak (C_k)	mm	0,75
Tinggi gigi (H)	mm	6,75
Lebar gigi (b_{rg})	mm	18
Syarat (b_{rg}/m_{rg})	mm	6
Tebal gigi ($s_{,g}$)	mm	4,71

Rak dan roda gigi adalah bergigi lurus

BAB IV

PELUMASAN DAN PERAWATAN

4.1 Pelumasan

4.1.1 Pelumasan pada Roda Gigi

Tujuan utama dari pelumasan adalah untuk mengurangi gesekan dan keausan antara elemen gelinding dan sangkar, membawa keluar panas yang terjadi, mencegah korosi, dan menghindari masuknya debu dan air. Ada beberapa macam cara yang dapat dilakukan untuk melakukan pelumasan, antara lain pelumasan gemuk, pelumasan cincin, pelumasan celup, pelumasan tetes, pelumasan sumbu, pelumasan cabut minyak, dan lain-lain.

Dengan melihat kecepatan yang digunakan pada Mesin Drill Multi Spindel maka berdasarkan Tabel L.10 pada lampiran, digunakan pelumasan gemuk alir, dengan cara pelumasan semprot .

4.1.2 Pelumasan pada Bantalan

Pelumas pada bantalan dimaksudkan untuk:

- a. Mengurangi gesekan dan keausan antara elemen gelinding dan sangkar.
- b. Membawa keluar panas yang terjadi.
- c. Mencegah korosi dari permukaan-permukaan bantalan.

d. Menghindari masuknya benda-benda luar, seperti debu.

Pelumas yang akan digunakan di sini adalah pelumas gemuk, cara pelumas ini di pilih karena , penyekatnya lebih sederhana, Gemuk yang bermutu baik dapat memberi umur panjang., Perawatan yang dilakukan cukup mengganti gemuk apabila umur pakainya telah habis. Cara yang umum di pakai untuk penggemukan adalah dengan mengisi bagian dalam bantalan dengan gemuk sebanyak mungkin.

4.2 Perawatan

Seperti pada umumnya mesin, maka Mesin Drill Multi Spindel memerlukan perawatan secara baik, agar dapat selalu siap untuk dioperasikan. Perawatan mesin produksi ini dilakukan sesuai jadwal yang telah dibuat. Untuk menjaga agar mesin tidak cepat rusak diperlukan perawatan yang benar dan seksama. Prosedur perawatan Mesin Drill ini adalah:

- a. Dalam pelaksanaan perawatan seperti penggantian oli pelumas mesin dan pemberian grease, diharuskan memakai oli dan grease yang dipersyaratkan oleh pabrik pembuat mesin. Oli yang tidak memenuhi persyaratan yang ditetapkan akan dapat mempengaruhi kondisi mesin.
- b. Mengontrol Baut-baut Pengunci
Bila ada baut yang kendur, harus segera dikencangkan agar tidak mengganggu jalannya pengoperasian mesin. pakainya, agar kerusakan tidak menjalar pada komponen lainnya.

- c. Dilakukan pengecatan pada beberapa komponen mesin yang perlu di cat, seperti rangka mesin dan dudukan motor listrik. Hal ini dimaksudkan agar, Komponen tersebut tidak berkarat (terkena korosi).
- d. Setelah selesai mengoperasikan mesin, bersihkan bagian-bagian mesin dari beram-beram hasil pengeboran dan cairan pendingin.
- e. Pada turret mesin drill ini perlu diberikan pelumasan dan perawatan juga karena pada saat pergantian spindel, silinder dan poros penyangganya akan bergesekan. Cukup dengan menggunakan gemuk karena bagian ini tidak sering berputar.

BAB V

KESIMPULAN DAN PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan perhitungan-perhitungan yang telah dilakukan di atas, maka klasifikasi komponen-komponen transmisi yang akan dipergunakan dalam Mesin Drill Multi Spindel ini adalah sebagai berikut:

5.1.1 Roda gigi lurus

1. Roda gigi lurus

- Jarak sumbu poros (a) = 109 mm

- Perbandingan putaran (i) = 0,67

- Lebar sisi roda gigi (b) = 18 mm

- Pemilihan modul (m) = 2

- Jumlah roda gigi $Z_1 = 44$ buah

$Z_2 = 65$ buah

- Diameter lingkaran kepala $dk_1 = 92$ mm

$dk_2 = 134$ mm

- Diameter lingkaran kaki $df_1 = 83$ mm

$df_2 = 125$ mm

- Kecepatan linier (V) = $3 \frac{m}{s}$

2. Roda gigi lurus

- Jarak sumbu poros (a)	= 109 mm
- Perbandingan putaran (i)	= 1,38
- Lebar sisi roda gigi (b)	= 14 mm
- Pemilihan modul (m)	= 1,75
- Jumlah roda gigi	$Z_3 = 72$ buah
	$Z_4 = 52$ buah
- Diameter lingkaran kepala	$dk_3 = 129,5$ mm
	$dk_4 = 94,5$ mm
- Diameter lingkaran kaki	$df_3 = 121,62$ mm
	$df_4 = 86,62$ mm
- Kecepatan linier (V)	= $4,3 \frac{m}{s}$

3. Roda gigi lurus

- Jarak sumbu poros (a)	= 109 mm
- Perbandingan putaran (i)	= 1
- Lebar sisi roda gigi (b)	= 8 mm
- Pemilihan modul (m)	= 1
- Jumlah roda gigi	$Z_5 = 109$ buah
	$Z_6 = 109$ buah
- Diameter lingkaran kepala	$dk_5 = 111$ mm

- $dk_6 = 111 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kaki $df_5 = 106,5 \text{ mm}$
 - $df_6 = 106,5 \text{ mm}$
 - Kecepatan linier (V) $= 3,7 \frac{m}{s}$
4. Roda gigi lurus
- Jarak sumbu poros (a) $= 130 \text{ mm}$
 - Perbandingan putaran (i) $= 1,6$
 - Lebar sisi roda gigi (b) $= 10 \text{ mm}$
 - Pemilihan modul (m) $= 1$
 - Jumlah roda gigi $Z_7 = 160 \text{ buah}$
 - $Z_8 = 100 \text{ buah}$
 - Diameter lingkaran kepala $dk_7 = 162 \text{ mm}$
 - $dk_8 = 102 \text{ mm}$
 - Diameter lingkaran kaki $df_7 = 157,5 \text{ mm}$
 - $df_8 = 97,5 \text{ mm}$
 - Kecepatan linier (V) $= 3,7 \frac{m}{s}$
5. Roda gigi lurus
- Jarak sumbu poros (a) $= 130 \text{ mm}$
 - Perbandingan putaran (i) $= 0,56$
 - Lebar sisi roda gigi (b) $= 10 \text{ mm}$

- Pemilihan modul (m) $= 1$
- Jumlah roda gigi $Z_9 = 94$ buah
 $Z_{10} = 166$ buah
- Diameter lingkaran kepala $dk_9 = 96$ mm
 $dk_{10} = 168$ mm
- Diameter lingkaran kaki $df_9 = 91,5$ mm
 $df_{10} = 163,5$ mm
- Kecepatan linier (V) $= 2,16 \frac{m}{s}$

6. Roda gigi kerucut

- Jarak sumbu poros (a) $= 140$ mm
- Perbandingan putaran (i) $= 1$
- Lebar sisi roda gigi (b) $= 10$ mm
- Pemilihan modul (m) $= 2$
- Jumlah roda gigi $Z_{11} = 80$ buah
 $Z_{12} = 80$ buah
- Diameter lingkaran kepala $dk_{11} = 162,8$ mm
 $dk_{12} = 162,8$ mm
- Diameter lingkaran kaki $df_{11} = 157,6$ mm
 $df_{12} = 157,6$ mm
- Kecepatan linier (V) $= 2,1 \frac{m}{s}$

5.1.2 Sabuk dan Puli

- Jenis sabuk	= Tipe -V penampang A
- Jarak sumbu poros (C)	= 250 mm
- Panjang sabuk (L)	= 838 mm
- Jumlah sabuk (N)	= 3 buah
- Perbandingan putaran (i)	= 0,45
- Diameter puli penggerak	= 65 mm
- Diameter puli yang digerakkan	= 143,5 mm
- Lebar puli	= 3×20 mm

5.1.3 Poros

1. Poros

- Bahan poros	= S 40 C
- Diameter poros (ds_1)	= 30 mm
- Momen puntir (T)	= 2250 kg mm
- Perhitungan defleksi puntiran (θ)	= $0,19^\circ$
- Perhitungan defleksi Lenturan (Y)	= 0,082 mm
- Panjang poros	= 272 mm

2. Poros

- Bahan poros	= S.40 C
- Diameter poros (ds_2)	= 32 mm

- Momen punter (T) = 3324 kg mm
- Perhitungan defleksi puntiran (θ) = $0,22^\circ$
- Perhitungan defleksi Lenturan (Y) = 0,17 mm
- Panjang poros = 323 mm

3. Poros

- Bahan poros = S 40 C
- Diameter poros (ds_3) = 36 mm
- Momen puntir (T) = 5844 kg mm
- Perhitungan defleksi puntiran (θ) = $0,24^\circ$
- Perhitungan defleksi Lenturan (Y) = 0,11 mm
- Panjang poros = 357 mm

4. Poros

- Bahan poros = S 40 C
- Diameter poros (ds_4) = 36 mm
- Momen puntir (T) = 5844 kg mm
- Perhitungan defleksi puntiran (θ) = $0,24^\circ$
- Perhitungan defleksi Lenturan (Y) = 0,032 mm
- Panjang poros = 238 mm

5.1.4 Bantalan

1. Bantalan rol kerucut

- Jenis bantalan = rol kerucut baris tunggal
- Nomor bantalan A = 30306
- B = 30306
- Umur bantalan A = 7226384626 jam
- B = 11540688756 jam

2. Bantalan rol kerucut

- Jenis bantalan = rol kerucut baris tunggal
- Nomor bantalan C = 30306
- D = 30306
- Umur bantalan C = 4627222422 jam
- D = 11633472030 jam

3. Bantalan rol kerucut

- Jenis bantalan = rol kerucut baris tunggal
- Nomor bantalan E = 30307
- F = 30307
- Umur bantalan E = 2678138274 jam
- F = 3032026945 jam

4. Bantalan rol kerucut

- Jenis bantalan	= rol kerucut baris tunggal
- Nomor bantalan G	= 30307
H	= 30307
- Umur bantalan G	= 2752330602 jam
H	= 2844990929 jam

5.1.5 Pasak

1. Pasak 1

- Bahan pasak	= S 30 C
- Ukuran pasak	= 10 × 8
- Kedalaman alur pasak pada poros (t_1)	= 5,0 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf (t_2)	= 3,3 mm
- Panjang pasak akif (L_k)	= 25 mm

2. Pasak 2

- Bahan pasak	= S 30 C
- Ukuran pasak	= 10 × 8
- Kedalaman alur pasak pada poros (t_1)	= 5,0 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf (t_2)	= 3,3 mm
- Panjang pasak akif (L_k)	= 28 mm

5.1.6 Spline

1. Spline (pada poros 1)

- Ukuran spline = 32 × 38 × 10 DIN 5471
- Panjang spline = 80 mm

2. Spline (pada poros 3)

- Ukuran spline = 36 × 42 × 12 DIN 5471
- Panjang spline = 75 mm

3. Spline (pada poros spindel)

- Ukuran spline = 36 × 42 × 12 DIN 5471
- Panjang spline = 20 mm

5.2 Penutup

Dalam perancangan Mesin Drill Multi Spindel digunakan sistem transmisi roda gigi lurus dengan 6 variasi kecepatan output yang didapat dari motor. Mesin Drill ini terutama digunakan sewaktu mengedrill benda kerja yang memerlukan penggantian mata drill. Mesin Drill Multi Spindel ini mempunyai 4 spindel, dimana keempat spindel tersebut dipasang pada turret dan dapat digerakkan 90°, searah ataupun berlawanan arah jarum jam.

Mesin Drill Multi Spindel ini di rancang sesederhana dan semurah mungkin, tanpa mengesampingkan kemampuan, kualitas dan umur mesin. Sehingga dapat terjangkau oleh semua pihak, termasuk usaha atau industri kecil sekalipun.

Penulis menyadari keterbatasannya dalam merancang Mesin Drill Multi Spindel ini, sehingga hasil rancangan ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis sangat mengharapkan saran dan masukan yang akan sangat berguna bagi penulis dalam perancangan selanjutnya.

DAFTAR PUSTAKA

ASTM, 1997, " *Design of Material Cutting tools* ".-

Daryanto, Drs., 1992 , "Mesin Perkakas bengkel", PT. Asdi Mahasatya

DeGarmo, E.P, 1997, " *Material and Processes in Manufacturing* ", 8th edition,
Prentice Hall Inc, Upper Saddle River, New Jersey 07458, USA.

Terheijden, C.V, 1986, "Alat-alat perkakas I", Penerbit Bina Cipta, Bandung.

Terheijden, C.V, 1986, "Alat-alat perkakas II", Penerbit Bina Cipta, Bandung.

Mehta, N.K, 1983, " *Machine Tool Design* ", Tata McGraw-Hill Publishing
Company Limited, New Delhi.

Niemann. G, 1978, " *Machine Elements I and II* ", Springer Verlag, Berlin
Heidelberg, New York.

Niemann. G, 1986, "Elemen Mesin Jilid I", Penerbit Erlangga, Jakarta.

Samsudin, 1994, "Teknologi Mekanik", Penerbit UGM, Yogyakarta.

Sularso, Suga K, 1997, "Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin",
cetakan PT Pradnya Paramita, Jakarta.



LAMPIRAN

Tabel L.1

Harga kecepatan-kecepatan spindel standar untuk berbagai nilai \emptyset

$\emptyset = 1,12$	$\emptyset = 1,26$	$\emptyset = 1,41$	$\emptyset = 1,58$	$\emptyset = 1,78$	$\emptyset = 2$
10	10		10	10	
11,2		11,2			
12,5	12,5				
14					
16	16	16	16		16
18				18	
20	20				
22,4		22,4			
25	25		25		
28					
31,5	31,5	31,5		31,5	31,5
35,5					
40	40		40		
45		45			
50	50				
56				56	
63	63	63	63		63
71					
80	80				
90		90			
100	100		100	100	
112					
125	125	125			125
140					
160	160		160		
180		180		180	
200	200				
224					
250	250	250	250		250
280					
315	315			315	
355		355			
400	400		400		
450					
500	500	500			500
560				560	
630	630		630		
710		710			
800	800				
900					
1000	1000	1000	1000	1000	1000

N.K. Mehta, Machine tool Design, hal : 62, 1983

Tabel L.2

Parameter yang dianjurkan untuk pemesinan untuk HSS.

Benda kerja	Cutting Speed (sfpm(m/men))	Feed rate (in/rev(mm/rev))	Deep of Cut (in/(mm))
Free-machining carbon steel AISI 1200, 140 – 190 BHN	1000 – 2000 (305 – 610)	0,005 – 0,015 (0,13 – 0,38)	Up to 0,180 (4,57)
Plan carbon steel :AISI 1000 series, 180 – 240 BHN	700 – 1600 (213 – 488)	0,005 – 0,015 (0,13 – 0,38)	Up to 0,180 (4,57)
Alloysteel, AISI 1300, 4000, 5000, 190 – 240 BHN	700 – 1600 (213 – 488)	0,005 – 0,015 (0,13 – 0,38)	Up to 0,180 (4,57)
Cast Iron : gray, modular, malleable, 150 – 210 BHN	550 – 1200 (168 – 366)	0,005 – 0,015 (0,13 – 0,38)	Up to 0,180 (4,57)
Martensitic Staninles steel, 175 – 210 BHN	200 – 750 (61 – 229)	0,005 – 0,015 (0,13 – 0,38)	Up to 0,180 (4,57)
Austenitic Steinles steel, 140 – 190 BHN	450 – 850 (137 – 198)	0,005 – 0,015 (0,13 – 0,38)	Up to 0,180 (4,57)
Superalloys : iron,nickel, titanium, cobalt, 240 – 300 BHN	150 – 400 (46 – 122)	0,005 – 0,015 (0,13 – 0,38)	Up to 0,180 (4,57)

E Paul DeGeermo, Materials Processes in Manufacturing, 8th ed.

Tabel L3

Effisiensi berbagai macam transmisi

Type of transmission or support	Coefficient of effiency
Belt drive with flat belt	0,98
Belt drive with V-belt	0,96
Spur gear drive	0,98
Helical gear drive	0,97
Bevel gear drive	0,96
Ball or roller bearing	0,995
Jaw clutch	0,95
Multiple-disc friction clutch operating in oil	0,90

N.K. Mehta, Machine tool Design, hal : 6, 1983

Tabel L4

Daya motor listrik tiga phase (380V/3Φ/50Hz)

Output		Full Load rpm	Frame No.	Ins. Class	Efficiency			Power factor			Current		Torque			Motor GDI2 Kg.m ²
HP	KW				Full Load (%)	¼ Load (%)	½ Load (%)	Full Load (%)	¼ Load (%)	½ Load (%)	Full Load (A)	Locked Load (A)	Full Load (A)	Locked Load (A)	Pull Out (%FLT)	
0,25	0,18	2725	63	F	56,0	59,5	54,0	76,5	71,0	59,0	0,65	3,5	0,067	400	330	0,002
		1345	63	F	60,5	63,5	58,5	69,5	62,0	49,0	0,67	3,5	0,135	270	270	0,002
		910	71	F	60,0	54,5	48,0	60,0	52,0	42,0	0,79	3,5	0,199	260	260	0,007
0,5	0,37	2815	71	F	75,0	74,5	70,5	85,5	78,0	67,0	0,89	7	0,129	320	280	0,002
		1370	71	F	65,5	66,0	60,5	70,0	62,0	49,0	1,24	7	0,265	200	230	0,005
		930	80	F	63,0	61,5	55,0	67,0	57,0	45,5	1,34	7	0,390	200	230	0,009
1	0,75	2800	80	F	76,5	79,0	76,0	87,0	82,0	73,0	1,70	11	0,259	220	280	0,005
		1395	80	F	72,0	72,5	68,5	74,0	67,0	54,0	2,13	11	0,520	250	280	0,009
		950	90L	F	71,0	71,5	66,5	70,0	61,0	49,0	2,28	11	0,764	190	230	0,017

Tabel L4
Daya motor listrik tiga phase (380V/3Φ/50Hz) (Lanjutan)

2	1,5	2840	90L	F	80,0	82,0	80,0	88,0	84,0	75,5	3,22	23	0,511	250	280	0,010
		1400	90L	F	75,5	77,0	75,0	78,5	74,0	60,5	3,82	23	1,037	220	280	0,017
		930	100L	F	75,5	75,0	71,0	71,5	66,0	52,5	4,20	23	1,561	180	220	0,033
3	2,2	2845	90L	F	83,5	84,0	83,0	88,5	84,0	75,5	4,60	39	0,765	250	280	0,015
		1435	100L	F	80,0	81,0	79,0	82,0	74,0	62,0	5,18	39	1,517	210	260	0,033
		955	112M	F	78,0	79,5	76,5	76,0	67,5	55,0	5,74	39	2,280	180	230	0,059
5	3,7	2880	112M	F	85,5	86,5	84,5	90,0	87,0	79,0	7,36	63	1,260	240	320	0,038
		1445	112M	F	84,5	84,0	82,5	83,5	76,5	65,0	8,03	63	2,512	220	290	0,059
		960	132S	F	80,5	81,0	77,0	75,5	65,5	53,5	9,32	63	3,781	180	230	0,151
7,5	5,5	2905	132S	F	86,5	87,5	85,5	88,5	86,5	81,0	11,1	93	1,874	210	260	0,063
		1445	132S	F	86,0	85,5	83,0	82,5	77,0	65,5	12,0	93	3,767	220	280	0,104
		960	132M	F	84,5	84,0	81,0	77,5	71,0	60,0	13,0	93	5,671	200	230	0,217
10	7,5	2905	132S	F	88,5	88,5	87,0	88,5	85,0	78,0	14,5	116	2,499	200	250	0,076
		1450	132M	F	87,5	88,0	86,5	85,5	81,5	71,0	15,2	116	5,006	220	250	0,143
		975	160M	F	85,5	86,5	84,0	80,0	71,5	59,0	16,6	116	7,445	270	300	0,400
15	11	2940	160M	F	88,5	88,5	87,0	90,0	87,5	81,5	21,3	168	3,703	210	290	0,147
		1450	160M	F	89,5	90,0	89,0	88,0	84,0	76,0	21,6	168	7,457	220	250	0,297
		975	160L	F	88,5	89,5	88,0	84,0	79,5	69,5	22,9	168	11,225	220	260	0,588
20	15	2920	160M	F	90,0	91,0	90,5	91,0	90,0	87,5	27,7	209	4,972	210	260	0,183
		1465	160L	F	90,5	90,5	89,0	88,5	83,0	77,5	28,3	209	9,909	230	260	0,381
		975	180MC	F	89,0	90,5	90,0	82,5	79,0	71,0	30,9	209	14,889	210	230	1,054
25	18,5	2930	160L	F	90,0	91,0	90,0	89,5	91,5	88,0	35,2	268	6,193	240	290	0,237
		1455	180MC	F	91,0	91,5	91,0	86,5	82,0	76,0	36,0	268	12,472	210	240	0,571
		975	180LC	F	90,0	90,5	90,0	82,5	78,0	70,0	38,2	268	18,612	220	240	1,233
30	22	2940	180MA	F	91,5	91,5	90,0	90,0	87,5	82,5	41,3	319	7,407	210	250	0,302
		1465	180MC	F	90,5	92,0	92,0	85,5	82,0	75,0	43,9	319	14,864	210	240	0,706
		975	180LC	F	89,5	90,5	89,0	82,0	76,0	66,0	46,3	319	22,334	230	260	1,438
40	30	2920	180LA	F	92,0	92,0	91,0	91,0	90,0	86,0	54,2	398	9,943	210	240	0,358
		1465	180LC	F	91,0	91,5	91,0	85,0	82,0	75,0	58,6	398	19,955	220	230	0,810
		975	200LC	F	91,0	91,5	91,0	83,0	80,0	74,0	60,0	398	29,932	190	200	1,919
50	37	2940	200LA	F	91,5	92,0	90,5	87,5	87,5	84,5	70,8	463	12,345	150	210	0,682
		1470	200LC	F	91,5	91,5	92,5	86,0	86,0	82,0	72,0	463	24,689	190	210	1,422
		975	200LC	F	90,0	92,5	91,0	80,0	76,0	67,5	78,7	463	37,223	190	210	2,419
60	45	2955	200LA	F	92,5	92,0	90,0	87,0	85,0	80,0	84,5	582	14,738	160	220	0,633
		1465	200LC	F	92,0	93,0	93,0	88,5	87,0	81,5	83,5	582	29,728	190	200	1,643
		980	225SC	F	91,0	92,0	91,5	80,0	82,5	75,0	93,4	582	44,440	190	210	3,823

Li Tang Electric Industry Corp. LM Motor Industri (ISO-9002)

Tabel L.5

Harga panjang sabuk – V standar

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200

Tabel L.5

Harga panjang sabuk – V standar (Lanjutan)

22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal :168, tahun 1997

Tabel L.6

Tegangan lentur yang diizinkan σ_a pada bahan roda gigi

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diizinkan σ_a (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140 – 160	7
	FC 20	20	160 – 180	9
	FC 25	25	180 – 240	11
	FC 30	30	190 – 240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123 – 183	21
	S 35 C	52	149 – 207	26
	S 45 C	58	167 – 229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21	80	600 (dicelup dingin dalam air)	35 – 40
	SNC 22	100		40 – 55

Tabel L.6

Tegangan lentur yang diizinkan σ_a pada bahan roda gigi (Lanjutan)

Baja khrom nikel	SNC 1	75	212 – 255	35 – 40
	SNC 2	85	248 – 302	40 – 60
	SNC 3	95	269 – 321	40 – 60
Perunggu		18	85	5
Logam delta		35 – 60	–	10 – 20
Perunggu fosfor (coran)		19 – 30	80 – 100	5 – 7
Perunggu nikel (coran)		64 – 90	180 – 260	20 – 30
Damar phenol, dll				3 – 5

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal : 241, tahun 1997

Tabel L.7

Angka gesekan pada sabuk

Material sabuk dan jenis sabuk	Kecepatan sabuk V (m/s)	Angka gesekan μ	T max (°C)
Kulit S	30	Sisi daging :	33
G	40	0,22 + 0,0122 V	35
HGL	50	Sisi kulit :	45
HCL	50	0,33 + 0,02 V	70
Rajutan :			
Balata – katun	40	0,5	40
Karet – balata – katun	40	0,5	45
Karet - katun	40	0,5	70
Tekstil :			
Katun	50	0,3	-
Sutera tiruan	50	0,35	-
Nilon – perlon	65	-	-
Sabuk lapis majemuk :			
Sisi sentuh : Kulit / karet	Biasa : 80	Lihat kulit / 80	40 – 70
Sisi tarik : Plastik	Istimewa : s/d 100		70 – 80
Sabuk V standar / sempit	25 – 30 / 60	0,35 + 0,012 V	70 – 80

Sudibyo B, Ing.HTL, Transmisi sabuk hal : 49

Tabel L.8

Tegangan lentur yang diizinkan dan tegangan kontak yang diizinkan (roda gigi kerucut)

Bahan Perlakuan panas		Kekerasan permukaan minimum		Tegangan lentur yang diizinkan (Kg/mm ²)	Tegangan kontak yang diizinkan (Kg/mm ²)
		H _B	H _R C		
Baja	Celup dingin sementasi	625	60	22,7	189
	Celup dingin sementasi	575	55	22,7	151
	Celup dingin frekuensi tinggi	500	50	10,2	144
	Celup dingin dan temper	440		18,9	144
	Celup dingin dan temper	300		14,4	102
	Celup dingin dan temper	180		10,2	92

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal : 271, tahun 1997

Tabel L.9

Faktor Pembagian Beban *K_m*, *C_m*

	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan dua ujung	Salah satu dari pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan satu ujung
Roda gigi reduksi umum	1,00 – 1,10	1,00 – 1,25	1,25 – 1,40
Otomobil	1,00 – 1,10	1,00 – 1,25	–
Kapal terbang	1,00 – 1,25	1,00 – 1,40	1,25 – 1,50

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal : 272, tahun 1997

Tabel L.10

Pemilihan dan cara pelumasan

Kecepatan keliling (m/s)	Pelumas	Cara pelumasan	Bentuk konstruksi kotak transmisi	Keistimewaan
Sampai 2,5	Pelumas lengket	Dikenakan dengan kuas atau sendok	Terbuka	Sedapat mungkin dijaga terselubung
Sampai 4 (mungkin 6)	Gemuk alir	Pelumas semprot	Tertutup	
Sampai 8 (mungkin 10)		Pelumas celup Tetapi pelumasan semprot pada kotak transmisi besar (>400kW)		Pelumas celup dengan bak dari plat atau sirip
Sampai 15	Minyak			
Sampai 25 (mungkin 30)				
Diatas 25 (mungkin 30)		Pelumas semprot		
Sampai 40		Pelumas kabut		Untuk beban kecil operasi terbuka

Niemann, Elemen Mesin jilid II, hal : 225



UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 22 Maret 2006

NAMA Mhs. : Yosep

NIM : 995214104

JUDUL

Transmisi multi spindel drilling mesin

Pembimbing Utama : Ir. Rines, M.T.

Pembimbing Kedua :

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

1. Judul : Transmisi Mesin Bore Multi Spindel
2. Hal 21. Satuan Mt dan daya (Newt)
3. Penulisan kg \rightarrow kg
kw \rightarrow kW
4. Istilah Multi Spindel Drilling Mesin \rightarrow diganti
5. Cara penyebutan tabel & gambar

Telah diperiksa
dan acc 24/3-06

[Handwritten Signature]



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA
Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 883968, 886530; Fax. (0274) 886529; Email : mechanical@staff.usd.ac.id

No : 427/Und-TA/TM/FT-USD/III 2006
Hal : Ujian Pendadaran Tugas Akhir
Lamp : 1 (satu) bendel Skripsi

Kepada
Yth. Bapak/Ibu

1.	RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M. Si.	Ketua Penguji
2.	Budi Setyahandana, S.T., M.T.	Sekretaris Penguji
3.	Ir. Rines, M.T.	Anggota
4.		Anggota

Di tempat.

Dengan hormat,

Berhubung di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Univ. Sanata Dharma Yogyakarta akan mengadakan Ujian Pendadaran Tugas Akhir, kami mohon Bapak/Ibu bersedia menjadi Tim Penguji yang akan di selenggarakan pada :

Nama : Yosep
NIM : 995214104

Hari / tgl : Rabu, 22 Maret 2006
Tempat : Dekanat FT
Pukul : 11.00 WIB

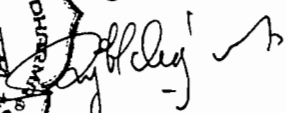
Judul TA :

Transmisi multi spindel drilling mesin

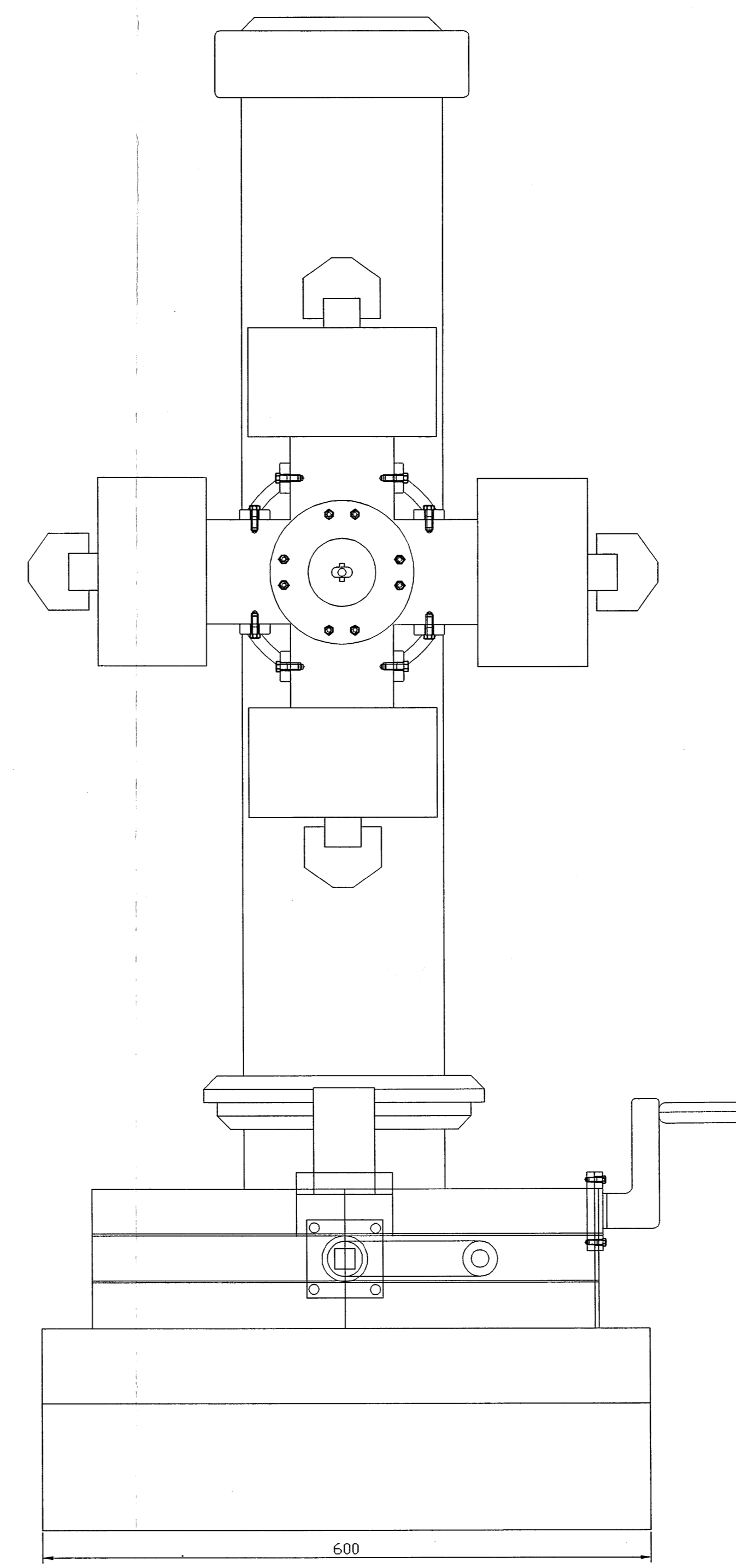
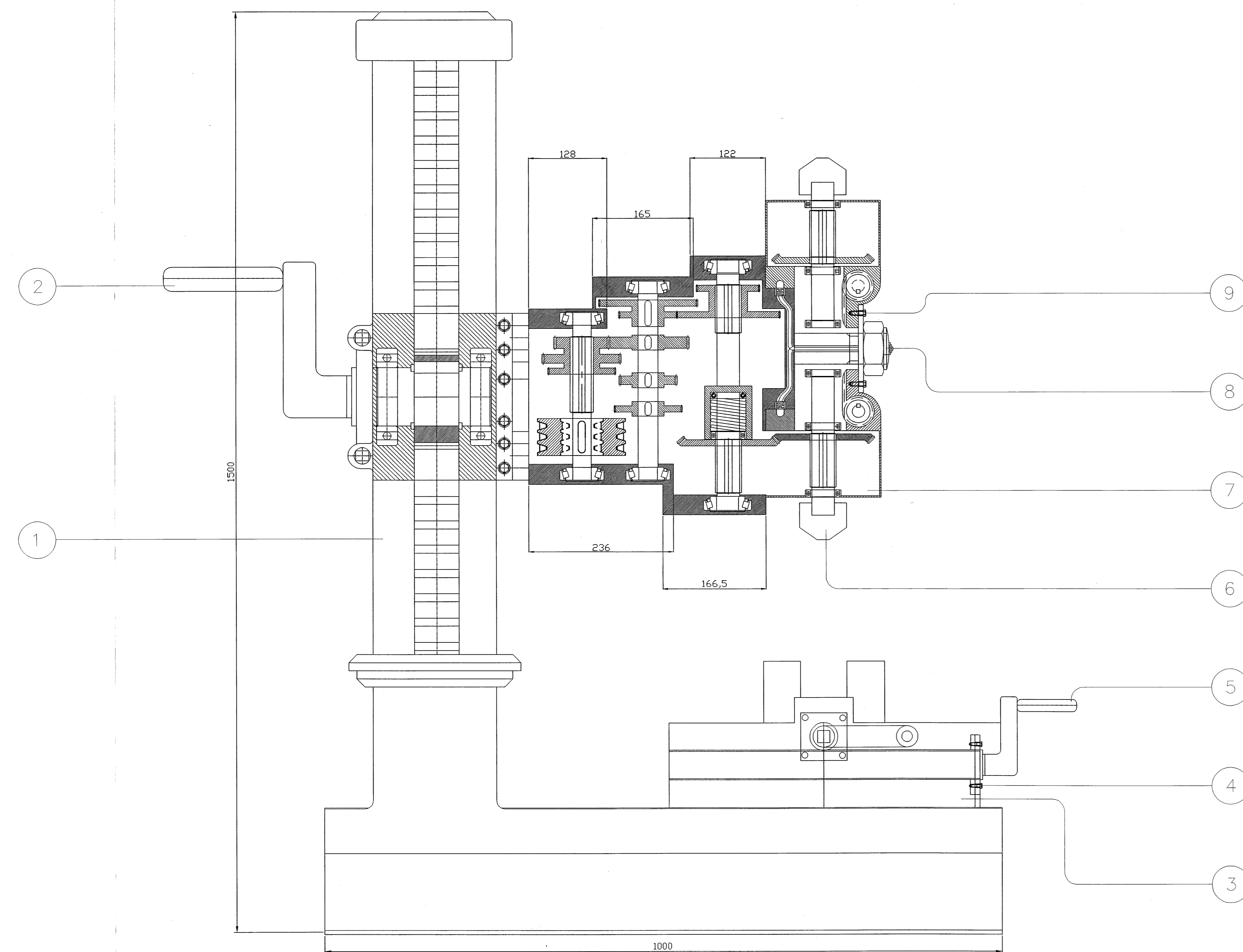
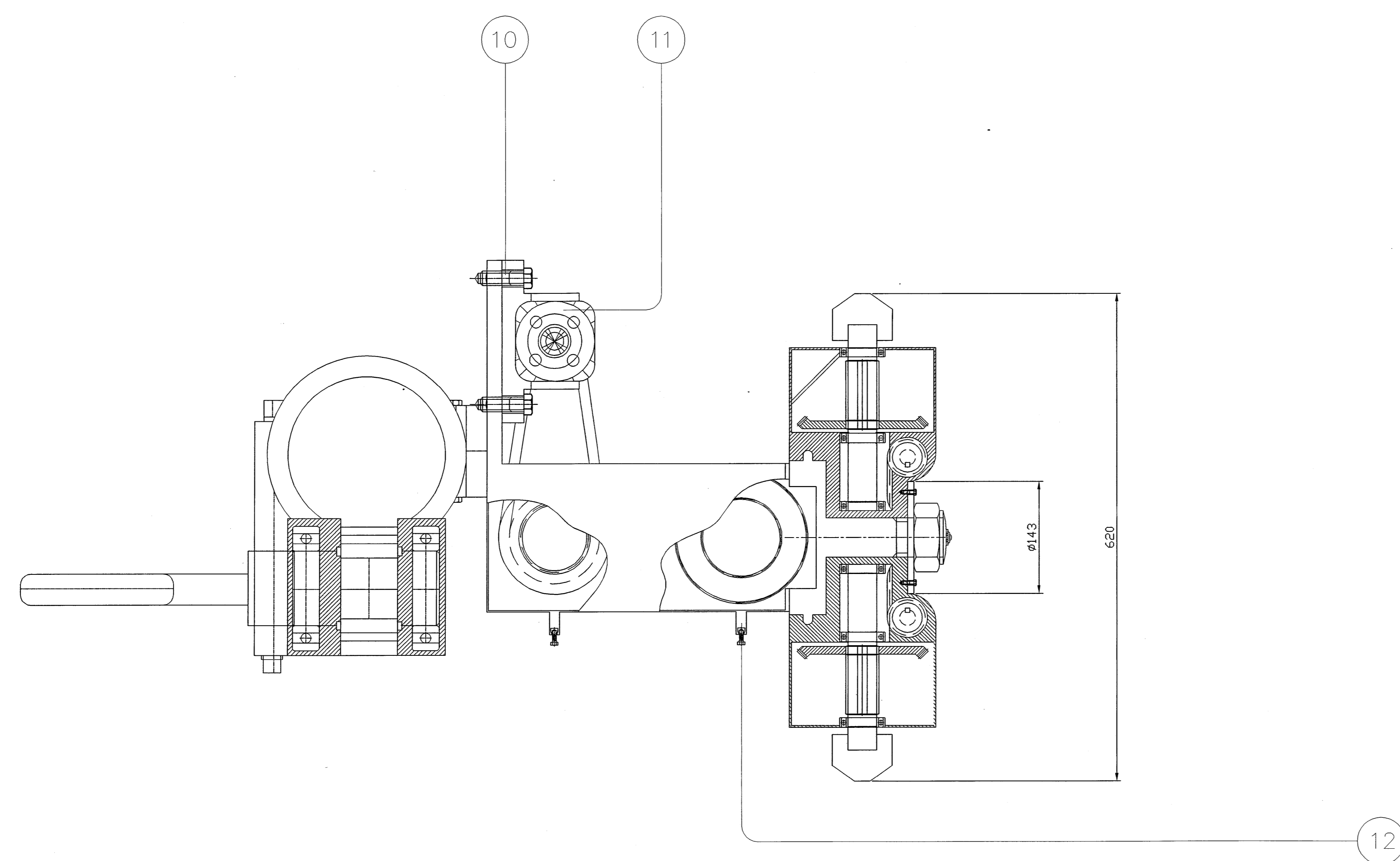
Pembimbing I : Ir. Rines, M.T.
Pembimbing II :

Demikian permohonan kami, atas perhatiannya diucapkan terimakasih.

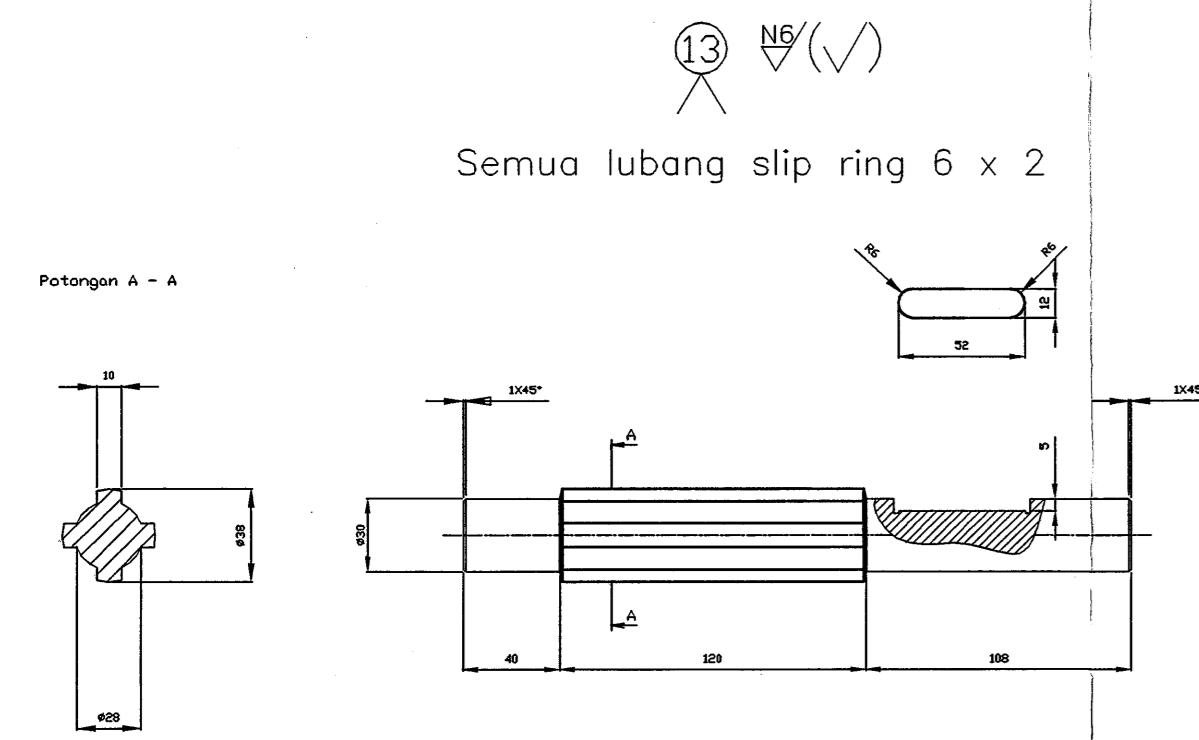
Yogyakarta, 16 Maret 2006
Ketua Program Studi Teknik Mesin


Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.



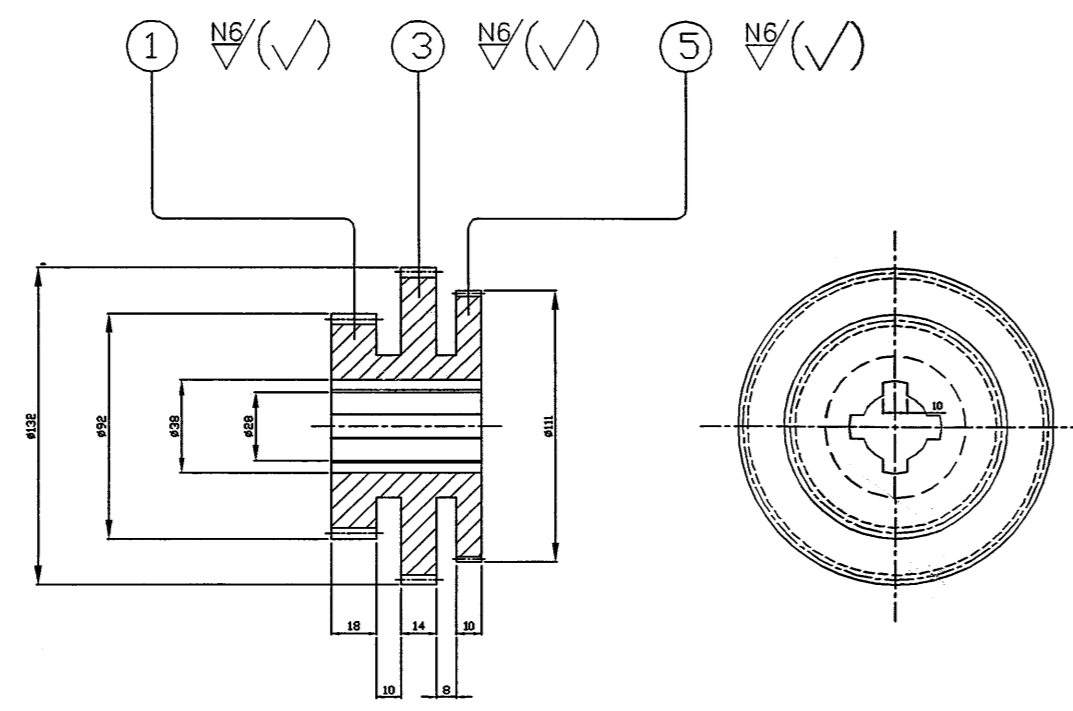


12	2	Tuas Pemindah			
11	1	Motor Listrik			Dibeli
10	4	Baut M27			Dibeli
9	8	Baut M10			Dibeli
8	1	Tuas Penarik			Dibuat
7	1	Turret Drill			Dibuat
6	1	Cak Drill			Dibeli
5	1	Tuas Pemindah			
4	8	Baut M7			Dibeli
3	1	Meja Drill			Dibeli
2	1	Tuas Pemindah			
1	1	Tiang Mesin Drill			Dibeli
No.	Jml.	Nama	Bohan	Normalisasi	Keterangan
		Skala : 1:4	Disambar: Yussap		Keterangan
		Satuan : mm	NIM : 995214104		
		Tanggal: 14.09.05	Diperiksa: Ir. Rines M.T.		
		TEKNIK MESIN	Multi Spindle Drilling Machine	01	A0



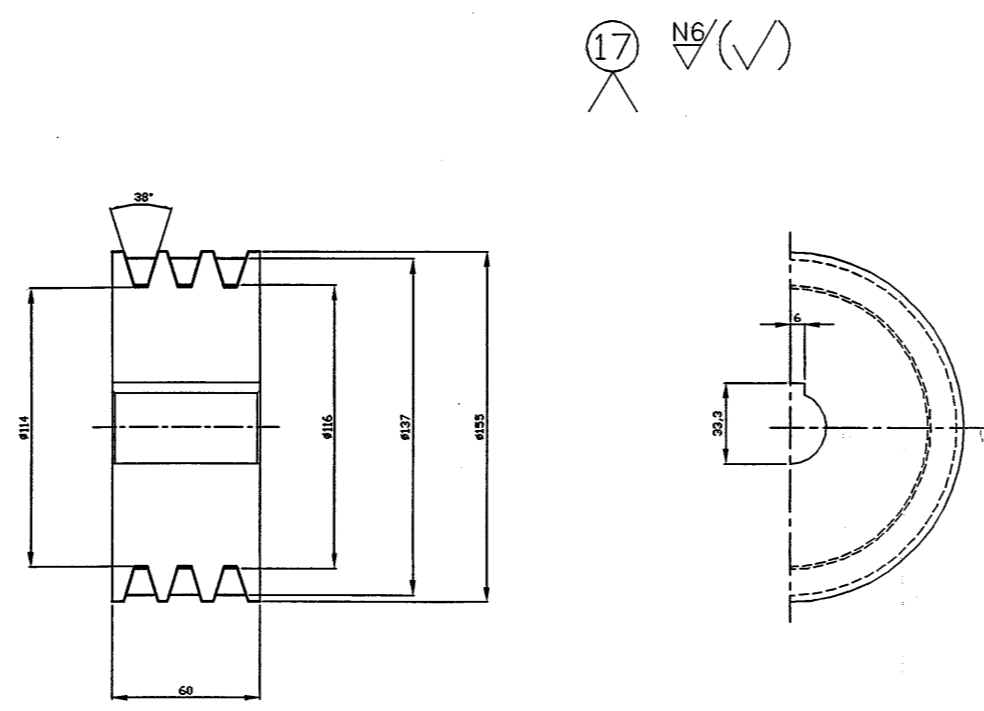
RODA GIGI LURUS 1

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	2
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	44
Dia. Jarak Bagi	88
Diameter kaki	83
Faktor Bentuk Gigi	0,396
Lebar Gigi	18



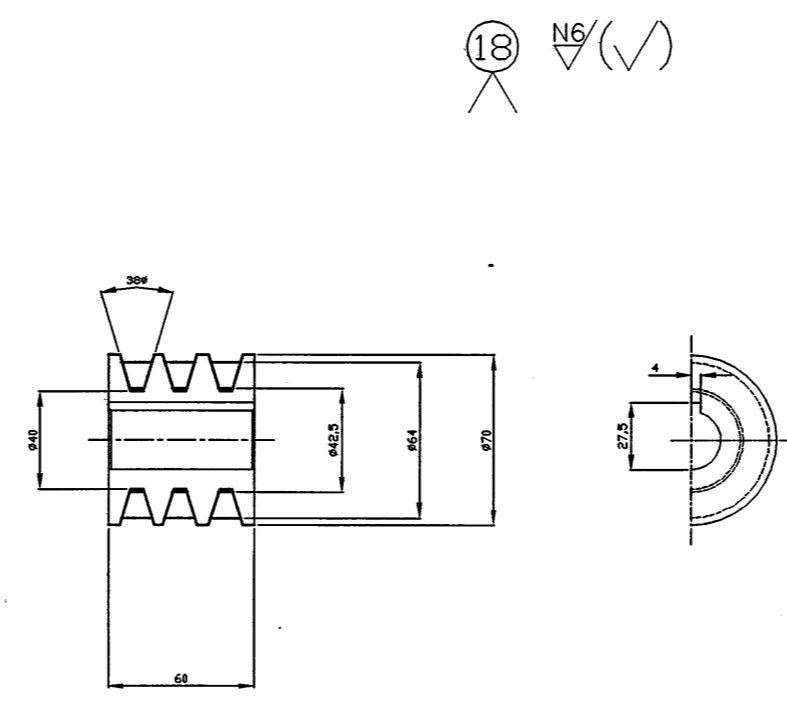
RODA GIGI LURUS 3

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1,75
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	72
Dia. Jarak Bagi	126
Diameter kaki	122
Faktor Bentuk Gigi	0,431
Lebar Gigi	14



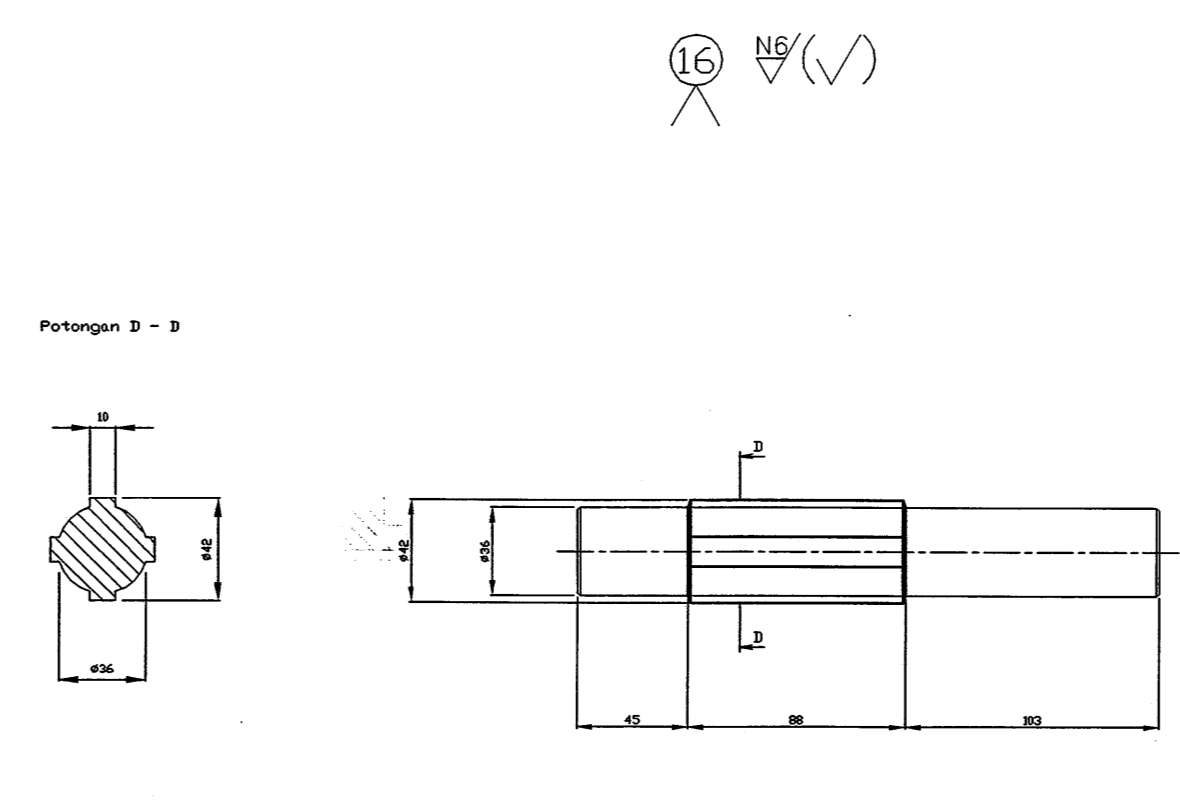
RODA GIGI LURUS 5

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	109
Dia. Jarak Bagi	109
Diameter kaki	106,5
Faktor Bentuk Gigi	0,447
Lebar Gigi	10



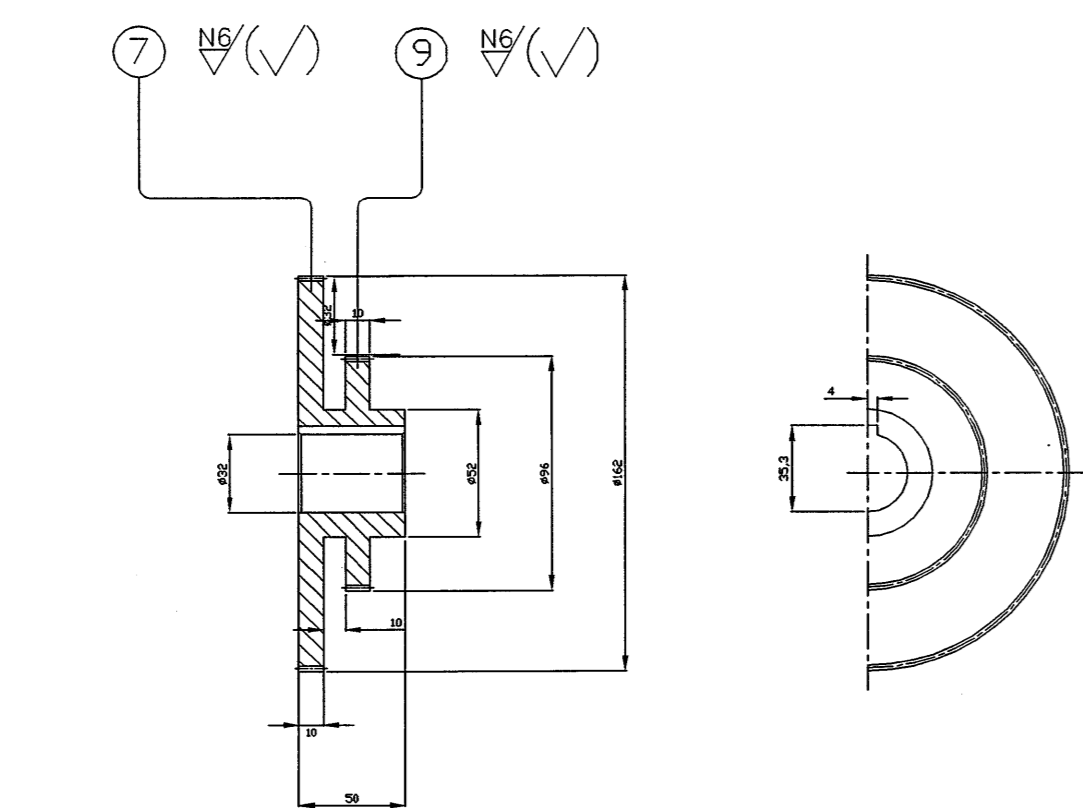
RODA GIGI KERUCUT 12

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	2
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	80
Sudut Poros	180°
Diameter kaki	157,6
Tebal Gigi	3,14
Lebar Gigi	10



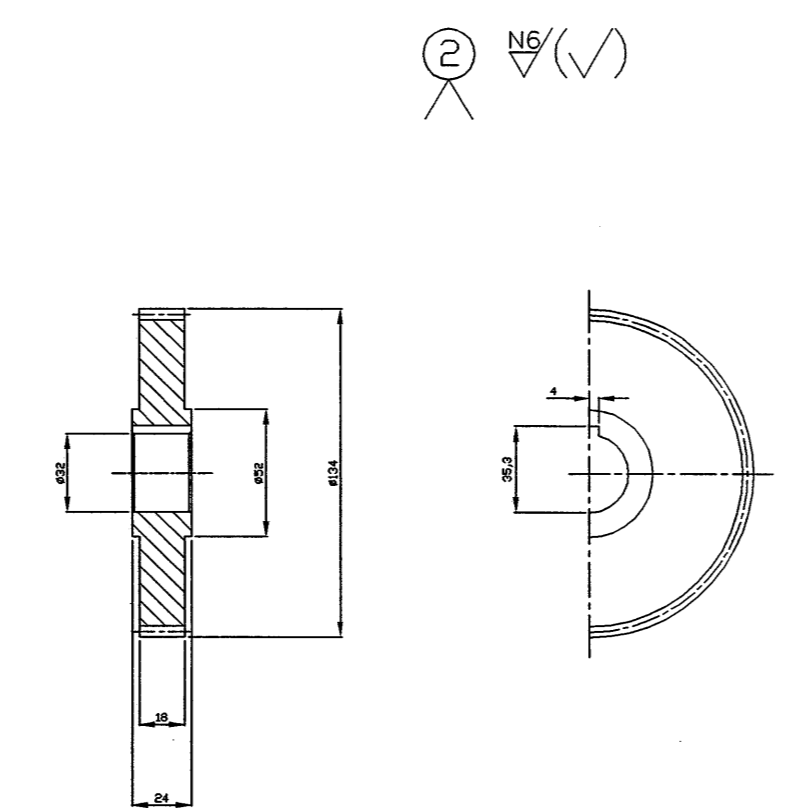
RODA GIGI LURUS 7

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	160
Dia. Jarak Bagi	160
Diameter kaki	157,7
Faktor Bentuk Gigi	0,447
Lebar Gigi	10



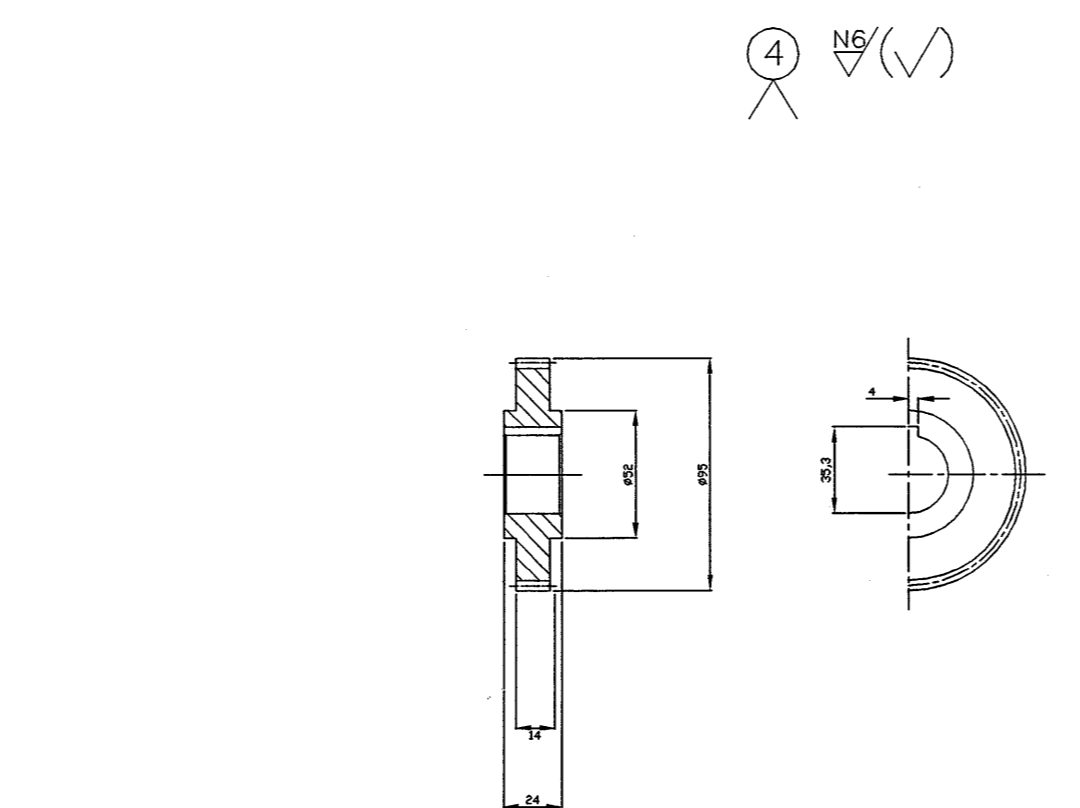
RODA GIGI LURUS 9

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	94
Dia. Jarak Bagi	94
Diameter kaki	91,5
Faktor Bentuk Gigi	0,445
Lebar Gigi	10



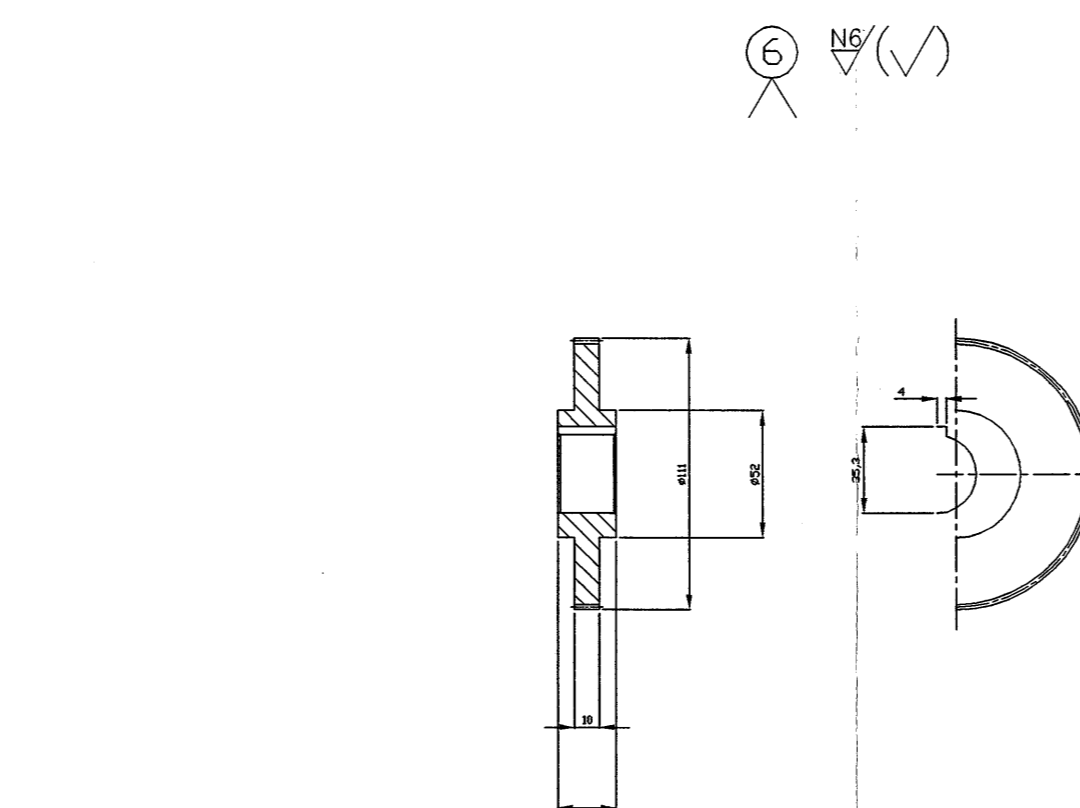
RODA GIGI LURUS 2

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	2
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	65
Dia. Jarak Bagi	130
Diameter kaki	125
Faktor Bentuk Gigi	0,425
Lebar Gigi	18



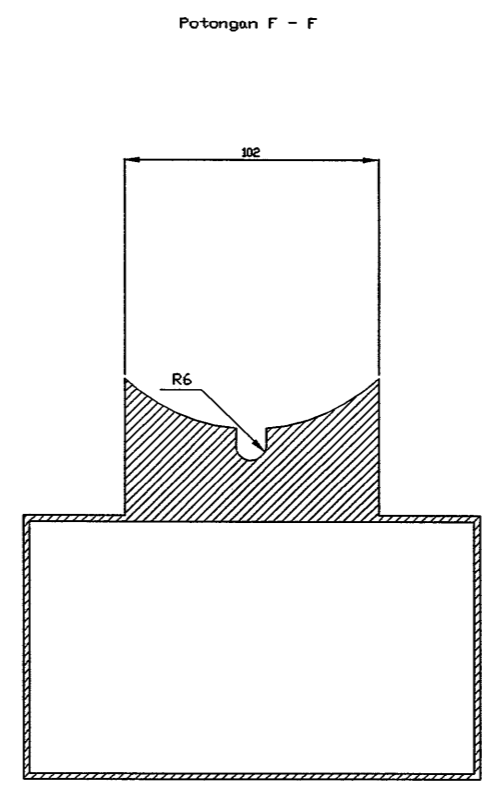
RODA GIGI LURUS 4

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1,75
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	52
Dia. Jarak Bagi	91
Diameter kaki	87
Faktor Bentuk Gigi	0,41
Lebar Gigi	14



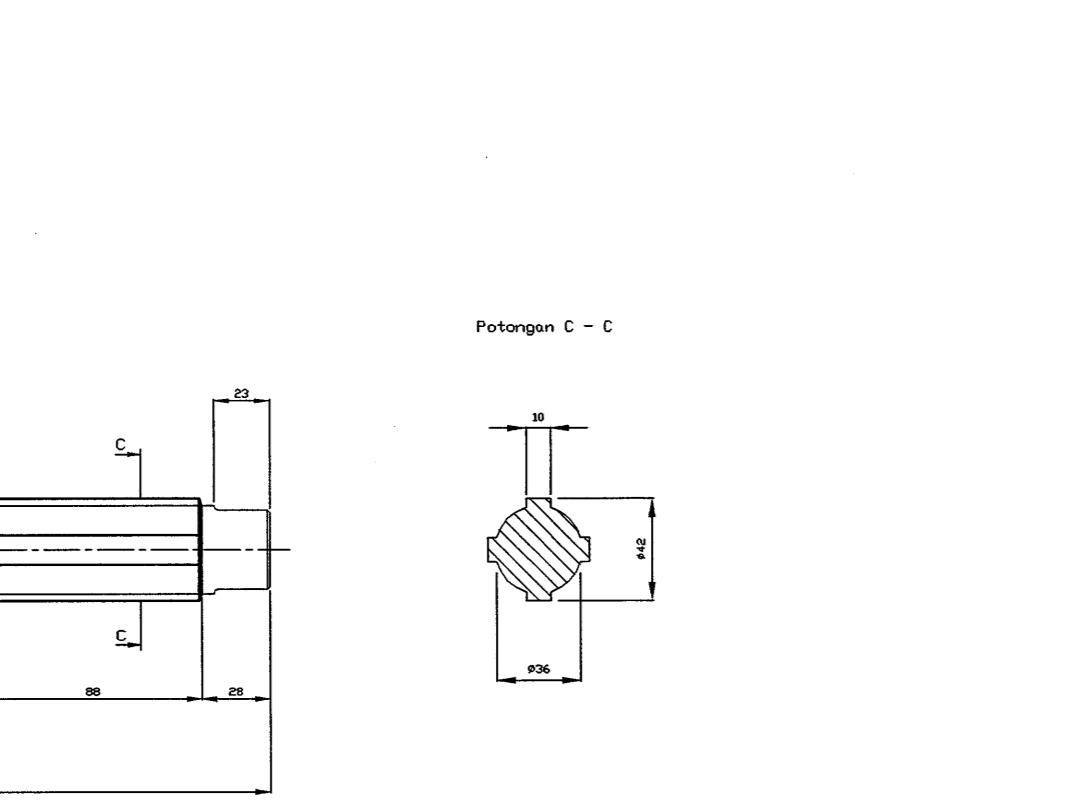
RODA GIGI LURUS 6

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	109
Dia. Jarak Bagi	109
Diameter kaki	106,5
Faktor Bentuk Gigi	0,447
Lebar Gigi	14



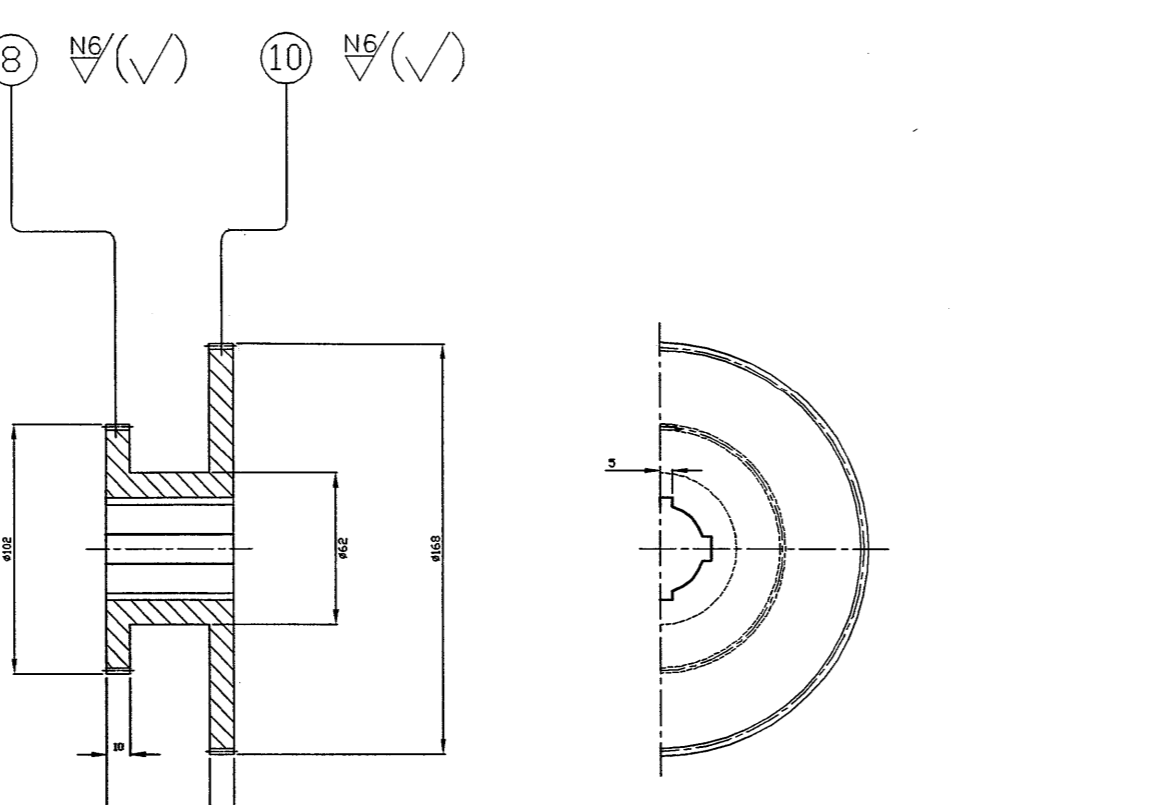
RODA GIGI LURUS 8

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	100
Dia. Jarak Bagi	100
Diameter kaki	97,5
Faktor Bentuk Gigi	0,446
Lebar Gigi	10



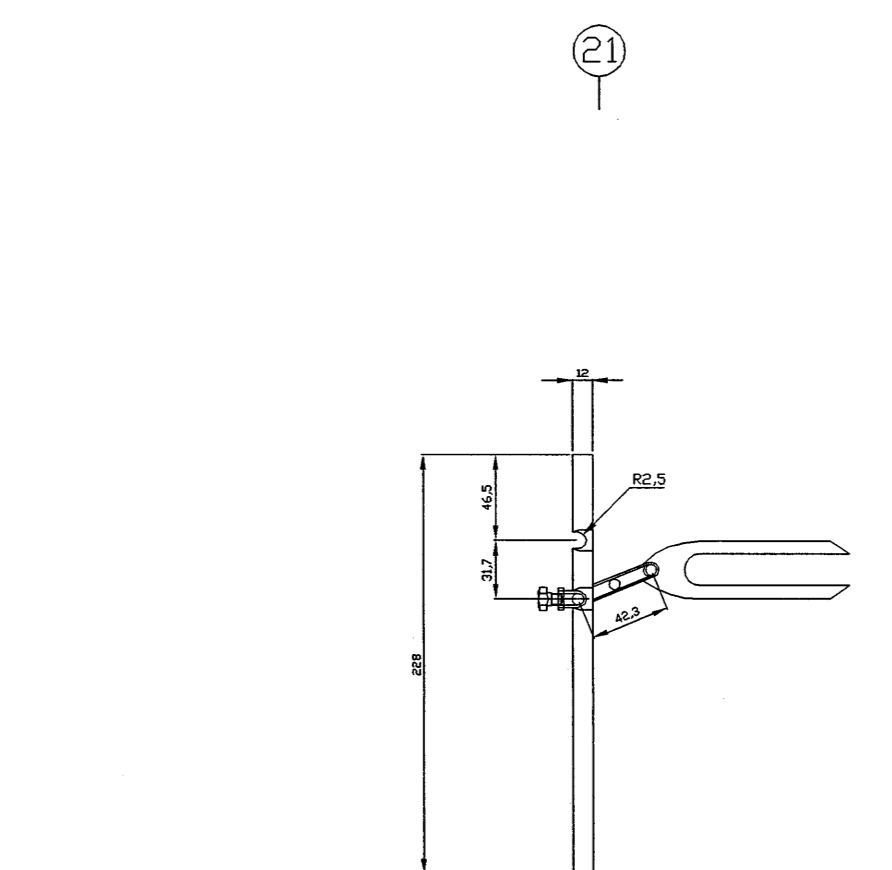
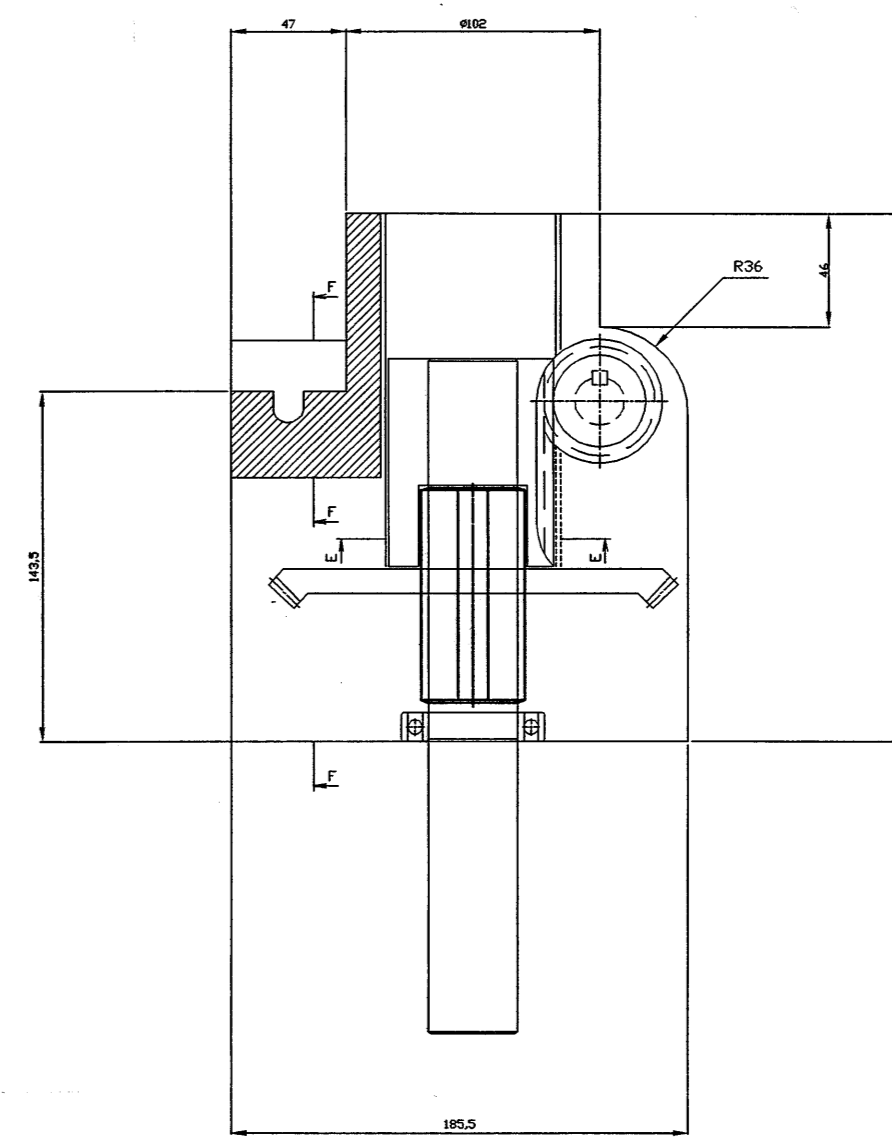
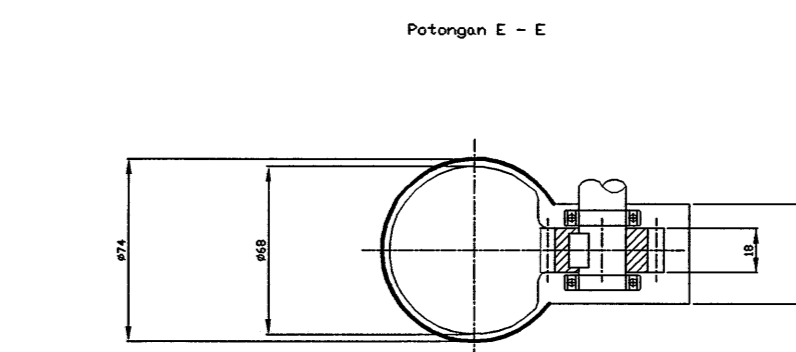
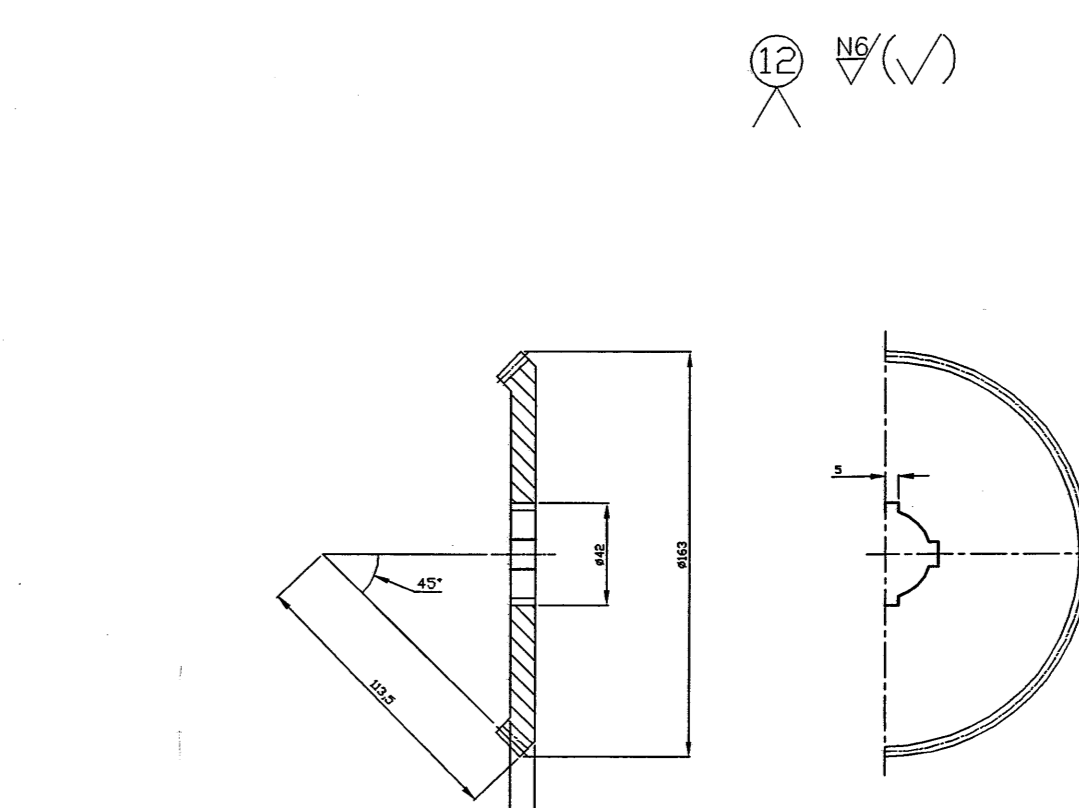
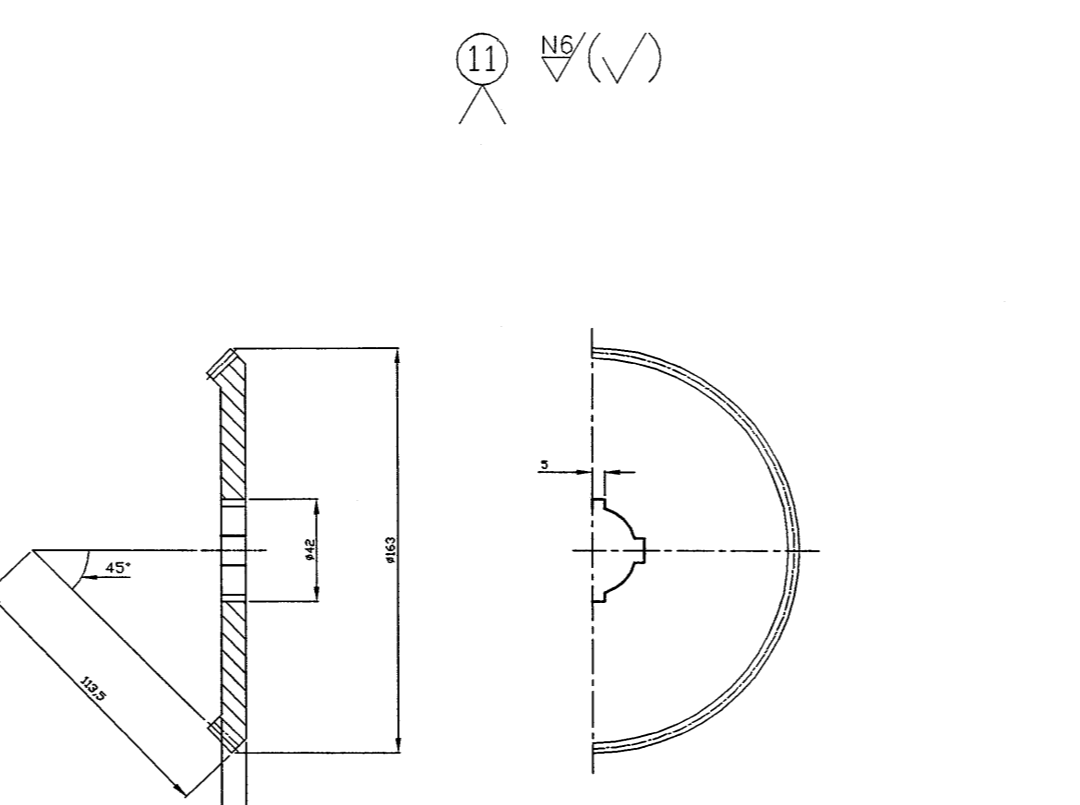
RODA GIGI LURUS 10

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	1
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	166
Dia. Jarak Bagi	166
Diameter kaki	163,5
Faktor Bentuk Gigi	0,46
Lebar Gigi	10



RODA GIGI KERUCUT 11

Bentuk Gigi	Standar
Modul Gigi	2
Sudut Kontak	20
Jumlah Gigi	80
Sudut Poros	180°
Diameter kaki	157,6
Tebal Gigi	3,14
Lebar Gigi	10



22	1	Dudukan Turret	FC 30		Dibuat
21	1	Tuas Pemindah II			Dibeli
20	1	Tuas Pemindah I			Dibeli
19	1	Turret Drill			Dibuat
18	1	Puli Kecil	FC 30		Dibeli
17	1	Puli Besar	FC 30		Dibeli
16	1	Poros 4	S 40 C		Dibuat
15	1	Poros 3	S 40 C		Dibuat
14	1	Poros 2	S 40 C		Dibuat
13	1	Poros 1	S 40 C		Dibuat
12	1	Roda Gigi Lurus 12			Dibuat
11	1	Roda Gigi Lurus 11			Dibuat
10	1	Roda Gigi Lurus 10	SNC 3		Dibuat
9	1	Roda Gigi Lurus 9	SNC 3		Dibuat
8	1	Roda Gigi Lurus 8	S 45 C		Dibuat
7	1	Roda Gigi Lurus 7	SNC 1		Dibuat
6	1	Roda Gigi Lurus 6	SNC 3		Dibuat
5	1	Roda Gigi Lurus 5	SNC 3		Dibuat
4	1	Roda Gigi Lurus 4	S 45 C		Dibuat
3	1	Roda Gigi Lurus 3	S 45 C		Dibuat
2	1	Roda Gigi Lurus 2	S 45 C		Dibuat
1	1	Roda Gigi Lurus 1	SNC 1		Dibuat