

VERTICAL DRILLING MACHINE (equivalen with type H5-3C)

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
Mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh:

Wahyudhi Eko Pramono

NIM : 995214084

NIRM : 99005112310120084



Kepada

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA**

2004

TUGAS AKHIR
VERTICAL DRILLING MACHINE (equivalen with type H5-3C)

Yang dipersiapkan dan disusun oleh:

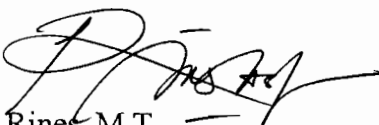
NAMA : WAHYUDHI EKO PRAMONO

NIM : 995214084

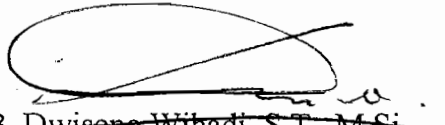
Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal 25 Juni 2004

Susunan Dewan Penguji


Pembimbing Utama

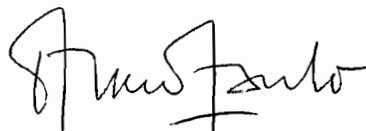

Ir. Rines, M.T.


Anggota Dewan Penguji


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

Sekretaris Penguji


Budi Setyahandana, S.T., M.T.


D. Doddy Purwadianto, S.T., M.T.


I Gusti Ketut Puja, S.T., M.T.

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik


Yogyakarta, 01 Juli 2004

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma Yogyakarta

Dekan




Ir. Greg. Heliariko S.J., S.S., BS.T., M.A, M.Sc.

PERYATAAN

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 secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 24 Juni 2004

Wahyudhi Eko Pramono

HALAMAN PERSEMBAHAN

Bagaimana mungkin sebatang rumput membalas kehangatan matahari

Tugas Akhir ini saya persembahkan untuk :

1. Orang tuaku yang kucayangi (Bpk. Kurdianto dan Ibu Sri Yanti. An) yang selalu mendoakan dan memberikan dorongan dalam segala hal.
2. Adikku (Tirta Dwi Kurniawan), Nenek dan Kakek (Poniyah dan Alm. Tumar Sastrowijono) yang selalu memarahiku dalam segala hal.
3. Semua handai taulanku yang dekat dan nun-jauh disana, baik yang ada di Jogja maupun di Ngawi city.
4. Endah Hasturani (*kenyit say*) yang selalu memberi motivasi, berupa semangat, omelan dan telah mengenalkan arti kasih sayang.
5. Bagian-bagian dalam hidupku yang telah memberiku dukungan, bekal di-dunia dan bekal di-akherat (keluarga di-Pingkong, Rm. Kristiono Widodo, Rm. Greg, Sr. Yuni) serta semua ciyit-ciyitku yang berada dikom-pa, CM dan TM).

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh untuk memperoleh gelar sarjana teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis banyak mendapatkan bantuan yang berupa dorongan, motivasi, bimbingan, sarana, materi sehingga dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan ini, antara lain :

1. Romo Dr. Paul Suparno, S.J, M.Sc. selaku Rektor Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Ir. Greg. Heliarko S.J., S.S., BS.T, M.A, M.Sc. selaku Dekan Fakultas Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Yosep Agung Cahyanta, ST., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Yogyakarta.
4. Bapak Ir. Rines, M.T. selaku dosen pembimbing utama tugas akhir.
5. Bapak Budi Sugiharto, ST., M.T. selaku dosen pembimbing akademik.
6. Segenap dosen dan karyawan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
7. Teman-temanku semuanya.

Dalam penulisan ini masih banyak kekurangan, kekeliruan dan jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu penulis mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun demi kemajuan yang akan datang.

Semoga penulisan tugas akhir ini dapat memberikan tambahan wawasan dan pengetahuan yang berguna bagi semua pembaca khususnya mengenai ilmu pengetahuan dalam bidang perkakas.

Yogyakarta, Mei 2004

Penulis.

INTISARI

Mesin perkakas adalah mesin yang digunakan untuk pembentukan suatu benda berdasarkan bentuk, ukuran dan ketelitian (sesuai dengan rencana) dengan menghilangkan sebagian logam dari benda kerja.

Mesin drill vertikal (setara dengan H5-3C) dirancang untuk pembuatan ataupun perluasan lubang dengan diameter maksimal 25 mm. Mesin menggunakan satu motor listrik dengan dua daya sebesar 0,85/1,1 kW, yang akan menghasilkan dua putaran output sebesar 1430/2860 rpm. Batasan bahan yang mampu dikerjakan oleh mesin ini adalah *stainless steel* dengan kecepatan potong 9,1 m/menit.

Posisi dari meja kerja dan kotak percepatan dapat diputar 360° dan dapat pula dihentikan disetiap sudut. Pemakanan mata bor pada benda kerja dilakukan dengan memutar *handle* berlawanan arah jarum jam. Sedangkan pengembalian *handle* pada posisi semula dibantu oleh sebuah pegas spiral dengan penampang siku-siku yang salah satu ujungnya dipasang pada ujung poros *handle*.

ABSTRACT

A machine tools is a machine for making articles of a given shape, size and accuracy (according to the blueprints) by removing metal from workpiece.

Vertical drilling machine (equal with H5-3C) is designed for holes making or extension with 25 mm maximum diameter. This machine use an electric motor 0.85/1.1 Kw, which produce two output rotation 1430/2860 rpm. Material limitation that can be used in this machine is stainless steel with cutting speed 9.1 m/minute.

Position of working table and gearbox can be turned 360° and can be stopped every angle. Contact with driller is done by turning handle reverse clockwise. To set handle in normal position is support by spiral springs with longitudinal section right angle which one of its end is set to end of handle shaft.

DAFTAR ISI

	halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
PERNYATAAN	iii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
INTISARI	vii
ABSTRACT	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Pengantar	1
1.2. Klasifikasi Mesin Perkakas	2
1.3. Mesin Drilling	3
1.3.1 Macam-macam mesin drilling	4
1.3.2 Perkakas-perkakas untuk mesin drilling	5
BAB II MESIN DRILLING VERTIKAL	11
2.1. Spesifikasi mesin drill vertical (setara dengan type H5-3C) ...	11
2.2. Perkakas komputer	11
2.3. Prinsip kerja dari mesin drilling vertical	16



2.4. Perhitungan gaya pada mesin drilling vertical	17
BAB III SISTIM TRANSMISI	21
3.1. Transmisi pada mesin drilling vertikal	21
3.3. Prinsip kerja dari transmisi	22
3.4. Pasangan roda gigi	28
3.5. Bentuk roda gigi	35
3.6. Dimensi roda gigi	36
3.6.1. Perhitungan pada roda gigi	37
3.6.2. Bahan roda gigi	45
3.7. Gaya-gaya pada roda gigi	50
3.8. Perencanaan poros	52
3.8.1. Gaya pada poros	52
3.8.2. Analisa kekuatan poros	75
3.8.3. Evaluasi poros	82
3.9. Perancangan spline	94
3.10. Perhitungan bantalan	98
3.10.1. Bantalan jarum (Needle bearing)	106
3.11. Pelumasan	108
BAB IV PERHITUNGAN BATANG GIGI DAN PINION	110
BAB V PERAWATAN.....	121
BAB VI KESIMPULAN DAN PENUTUP.....	123
6.1. Kesimpulan	123
6.2. Penutup	126

DAFTAR GAMBAR

	halaman
Gambar 1.1. Bagian mata bor	5
Gambar 1.2. Mata bor bergalur tiga atau empat	7
Gambar 1.3. Mata bor center	7
Gambar 1.4. Jenis bor pilin untuk kisar spiral berukuran sedang	7
Gambar 1.5. Jenis bor pilin untuk kisar spiral yang kecil	8
Gambar 1.6. Jenis bor pilin untuk kuningan dan perunggu	8
Gambar 1.7. Jenis bor pilin untuk bahan marmer	8
Gambar 1.8. Jenis bor pilin untuk kisar spiral yang besar	9
Gambar 1.9. Bor pembenam untuk lubang kepala sekrup	9
Gambar 1.10. Bor pembenam untuk lubang kepala sekrup tirus	9
Gambar 1.11. Bor pembenam untuk lubang alur kepala sekrup berbentuk tirus..	10
Gambar 1.12. Bor pembenam	10
Gambar 2.1. Spindle	12
Gambar 2.2. Spindle head	12
Gambar 2.3. Tuas pengatur	13
Gambar 2.4. Kolom (tiang)	13
Gambar 2.5. Meja kerja	14
Gambar 2.6. Pemegang benda kerja	14
Gambar 2.7. Gear box (kotak percepatan)	15
Gambar 2.8. Pondasi atau landasan mesin	16
Gambar 3.1. Bagian transmisi	22

Gambar 3.2. Susunan komponen transmisi variasi output I	23
Gambar 3.3. Susunan komponen transmisi variasi output II	24
Gambar 3.4. Susunan komponen transmisi variasi output III	24
Gambar 3.5. Susunan komponen transmisi variasi output IV	25
Gambar 3.6. Susunan komponen transmisi variasi output V	26
Gambar 3.7. Susunan komponen transmisi variasi output IV	26
Gambar 3.8. Struktur diagram untuk mesin drilling vertical	27
Gambar 3.9. Speed chart untuk transmisi drilling vertical	27
Gambar 3.10. Nama-nama bagian roda gigi	36
Gambar 3.11. Gaya-gaya pada poros I, pada posisi I, akibat roda gigi III	53
Gambar 3.12. Momen pada poros I, pada posisi I, akibat roda gigi III	55
Gambar 3.13. Gaya pada poros I, pada posisi II, akibat roda gigi I	55
Gambar 3.14. Momen pada poros I, posisi II, akibat roda gigi I	57
Gambar 3.15. Gaya pada poros I, pada posisi III, akibat roda gigi II	58
Gambar 3.16. Momen pada poros I, posisi III akibat roda gigi II	60
Gambar 3.17. Gaya pada poros II, posisi I	61
Gambar 3.18. Momen pada poros II, posisi I	63
Gambar 3.19. Gaya pada poros II, posisi II	64
Gambar 3.20. Momen pada poros II, pada posisi II	66
Gambar 3.21. Posisi gaya pada poros II, posisi III	66
Gambar 3.22. Momen pada poros II, pada posisi III	68
Gambar 3.23. Gaya pada poros III, pada posisi I	69
Gambar 3.24. Momen pada poros III, pada posisi I	71

Gambar 3.25. Gaya pada poros III, posisi II	72
Gambar 3.26. Momen pada poros III, pada posisi II	74
Gambar 3.27. Splain (<i>spline</i>)	94
Gambar 3.28. Bantalan Jarum (<i>Needle bearing</i>) single dan dobel row	106
Gambar 4.1. Rak dan roda gigi	110
Gambar 4.2. Pegas spiral dengan penampang siku-siku	114
Gambar 4.3. Ukuran kopling flens	116

DAFTAR TABEL

	halaman
Tabel 2.1. Harga kecepatan potong (v)	17
Tabel 2.2. Hasil perhitungan dari S (mm), C , dan P_o (kg).....	19
Tabel 3.1. Jumlah gigi dan modul	22
Tabel 3.2. Faktor bentuk gigi (Y)	35
Tabel 3.3. Faktor bentuk gigi (Y) pada mesin drilling Vertikal	36
Tabel 3.4. Faktor-faktor koreksi daya	37
Tabel 3.5. Faktor dinamis, f_v	43
Tabel 3.6. Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi	46
Tabel 3.7. Tegangan lentur yang diijinkan σ_a pada bahan roda gigi	46
Tabel 3.8.a. Dimensi roda gigi	48
Tabel 3.8.b. Dimensi roda gigi dalam	48
Tabel 3.9.a. Bahan roda gigi	49
Tabel 3.9.b. Bahan roda gigi dalam	49
Tabel 3.10.a. Gaya-gaya pada roda gigi	51
Tabel 3.10.b. Gaya-gaya pada roda gigi dalam	51
Tabel 3.11. Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang diformasi dingin untuk poros	75
Tabel 3.12. Hasil diameter poros III	81
Tabel 3.13. Ukuran spline pada mesin perkakas menurut DIN 5471 dengan empat baji.....	94

Tabel 3.14. Hasil perhitungan dari spline	97
Tabel 3.15. Bantalan rol kerucut	99
Tabel 3.16. Harga X, Y	99
Tabel 3.17. Faktor keandalan	104
Tabel 3.18. Hasil perhitungan poros I, poros II, dan poros III	105
Tabel 3.19. Bantalan jarum pada masing-masing roda gigi	106
Tabel 3.20. Bantalan Jarum (<i>Needle bearing</i>)	107
Tabel 3.21. Pemilihan pelumasan dan bahan pelumas	109
Tabel 4.1. Roda gigi pada rak	114
Tabel 4.2. Ukuran kopling flens	120

BAB I

PENDAHULUAN

I. 1. Pengantar

Mesin perkakas adalah mesin yang digunakan untuk membentuk benda kerja menurut keperluan dan ketelitian yang diinginkan dengan cara menghilangkan sebagian bahan (logam) dari benda kerja tersebut dalam bentuk tatal (chips). Dengan mesin perkakas ini diharapkan akan menghasilkan benda kerja dalam jumlah yang besar dengan harga yang relatif murah. Selain itu dapat menghasilkan benda kerja yang memenuhi syarat-syarat teknis yaitu benda kerja yang mempunyai ketelitian sesuai dengan fungsinya. Pada saat ini banyak sekali mesin perkakas yang ada.

Persyaratan struktur yang harus dimiliki oleh sebuah alat perkakas yaitu antara lain :

1. Semua permukaan struktur yang dipandang penting harus dimesin dengan tingkat ketelitian yang tinggi sehingga dapat memberikan ketelitian yang tinggi sehingga dapat memberikan ketelitian yang geometris yang sesuai dengan keperluan.
2. Ketelitian geometris awal struktur harus bertahan selama umur pelayanan mesin perkakas.
3. Bentuk dan ukuran struktur tidak hanya memberikan keamanan pengoperasian dan perawatan mesin perkakas tetapi juga memberi jaminan bahwa tegangan kerja dan deformasi tidak melampaui batas-batas yang

diizinkan. Tegangan dan deformasi ini selain dapat ditimbulkan oleh beban mekanis juga beban thermal.

I. 2. Klasifikasi Mesin Perkakas

Keseluruhan mesin perkakas dapat dikelompokkan berdasarkan pada jenis operasi atau perkakas (*tool*) yang digunakan. Setiap kelompok dibagi-bagi menjadi beberapa sub kelompok yang merupakan jenis, karakter penggunaan, konstruksi, perkakas yang digunakan, dan tingkat keotomatisannya.

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

1. *Universal machine tool*, ialah mesin perkakas yang dirancang untuk bermacam-macam proses permesinan.
2. *Single purpose machine tool*, ialah mesin perkakas yang dirancang untuk operasi permesinan terbatas.
3. *Specialized machine tool*, ialah mesin perkakas yang dirancang untuk operasi mesin yang mempunyai spesifikasi yang khusus.

Berdasarkan beratnya mesin perkakas dapat dikelompokkan menjadi tiga bagian, yaitu :

1. Mesin perkakas ringan
Mesin perkakas yang mempunyai berat sampai 1 ton.
2. Mesin perkakas sedang
Mesin perkakas yang mempunyai berat sampai dengan 10 ton.
3. Mesin perkakas berat
Mesin perkakas yang mempunyai berat lebih dari 10 ton.

Berdasarkan gerak pengirisan, yaitu gerak yang menyebabkan mengirisnya alat pengiris pada benda kerja.

Gerak ini dibagi menjadi dua kelompok :

1. Gerak Utama Berputar

Mesin perkakas dengan gerak berputar utama biasanya mempunyai gerak *voeding* (pemakanan) yang continue, 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 sekrap, mesin gergaji.

1.3. Mesin *Drilling*

Dibanding dengan mesin-mesin perkakas yang lain, mesin bor merupakan alat perkakas yang sederhana konstruksinya. *Drilling* atau pengeboran adalah pembuatan lubang dalam sebuah objek (benda kerja), dengan penekanan sebuah mata bor yang berputar ke objek tersebut. Dengan mesin ini kita tidak hanya bisa mengebor, tetapi juga pekerjaan peluasan, pengetapan, pembenaman, dan pengkorteran (memperbesar) lubang-lubang kecil dan besar, lagi pula mesin ini cocok untuk pembuatan permukaan hantaran dan permukaan suai.

Perkakasnya yang berputar dipasang dalam poros-bor, yang melakukan gerakan insutatan putar dan gerakan insutatan lurus. Bentuk dan besarnya benda-benda kerja dan ukuran-ukurannya, kualitas dan jumlah lubang yang harus dibor, menentukan konstruksi dari berbagai jenis mesin bor.

I. 3. 1. Macam-macam Mesin *Drilling*

Berbagai macam mesin bor diproduksi atau diciptakan untuk membuat/memberi bentuk pada benda kerja sesuai dengan kebutuhan.

Macam-macam mesin bor yang ada antara lain :

1. Mesin Bor Meja

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

2. Mesin Bor Tiang

Dengan mesin bor tiang dapat dibor benda-benda kerja yang lebih tinggi daripada dengan mesin bor meja.

3. Mesin Bor Radial

Mesin bor radial digunakan untuk pemboran tiap lubang dari benda kerja yang besar dan berat.

4. Mesin Bor Lemari

Mesin bor lemari digunakan untuk mem-bor lubang-lubang sebesar 60 mm sampai 100 mm.

5. Mesin Bor Berporos Majemuk

Mesin Bor Berporos Majemuk digunakan untuk pemboran lubang-lubang yang banyak jumlahnya pada bidang yang sama.

6. Mesin Bor Kordinat

Dengan mesin bor koordinat dapat dimungkinkan untuk menggeserkan benda kerja terhadap poros-bor atau poros-bor terhadap benda kerja

melalui dua buah hantaran yang saling menyiku dengan ketelitian sampai seperseribu millimeter.

7. Mesin Bor Vertikal dan Horisontal

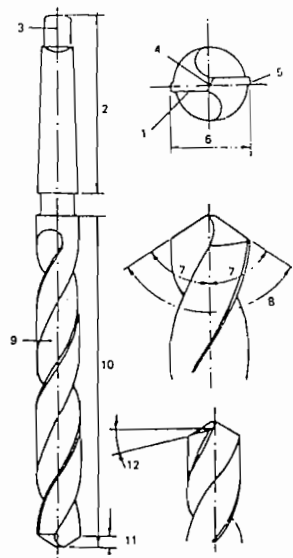
Mesin bor vertikal adalah mesin bor yang dapat membor dengan arah lintasan tegak lurus pada benda kerja.

Mesin bor horisontal adalah mesin bor yang mata borna dapat digeser kekanan atau kekiri sesuai kedudukan benda kerja. kedua mesin bor ini banyak digunakan dalam bangunan mesin.

I. 3. 2. Perkakas-perkakas Untuk Mesin *Drilling*

Alat-alat perkakas merupakan suatu alat yang digunakan untuk mengebor/menyayat benda kerja, sehingga benda kerja akan dapat mempunyai bentuk sesuai dengan yang diinginkan oleh si operator. Dan disini akan dibahas secara singkat tentang jenis mata bor yang pada umumnya sering digunakan.

Gambar dibawah ini memperlihatkan nama (sebutan) dari beberapa bagian bor atau penggerak :



Gambar 1. 1. Bagian mata bor
(Sumber : Petunjuk Kerja Bangku, Depdikbud hal. 79)

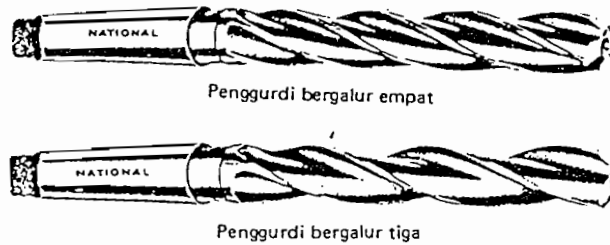
Keterangan gambar :

- 1 Tepi / mata potong (*cutting edge*)
- 2 Kepala
- 3 Bibir pengait (tang)
- 4 Titik mati (*death centre*)
- 5 Tepi / kelonggaran
- 6 Garis tengah
- 7 Sudut-sudut, adalah sudut antara garis tengah dengan tepi / mata potong
(harus sama besar)
- 8 Sudut mata (*point angle*)
- 9 Saluran tatal (*flute*)
- 10 Badan (*body*)
- 11 Mata / puncak (*point*)
- 12 Sudut, bibir-ruang antara (*lip clearance*)

Bor adalah sebuah pahat pemotong yang ujungnya berputar dan memiliki satu atau beberapa tepi potong dan galur yang berhubungan secara kontinyu disepanjang badan bor. Galur ini dapat lurus atau heliks, disediakan untuk memungkinkan lewatnya serpihan atau fluida pemotongan. Meskipun mata bor pada umumnya memiliki dua galur, tetapi mungkin juga digunakan tiga atau empat galur.

Mata bor pada gambar 1.2 tidak dipakai untuk memulai pembuatan sebuah lubang, melainkan untuk meluaskan atau menyelesaikan lubang yang telah dibor dengan menggunakan mata bor center.

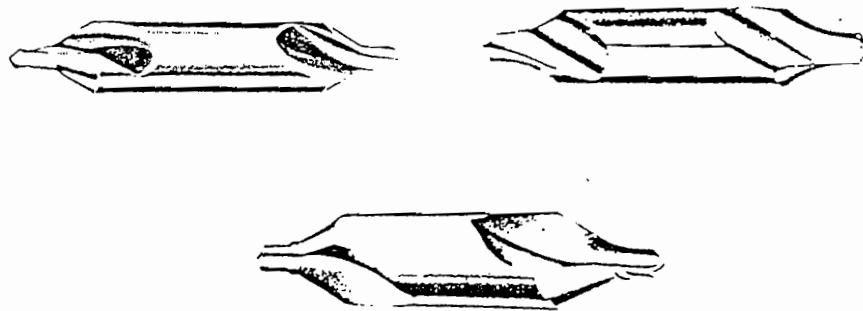
Berikut gambar mata bor bergalur tiga atau empat :



Gambar 1. 2, Mata bor bergalur tiga atau empat

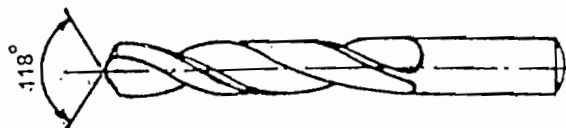
Dan berikut ini jenis-jenis dari mata bor yang sering digunakan :

Gambar 1. 3 adalah jenis bor untuk menyenterkan posisi pada benda kerja yang akan dibor.



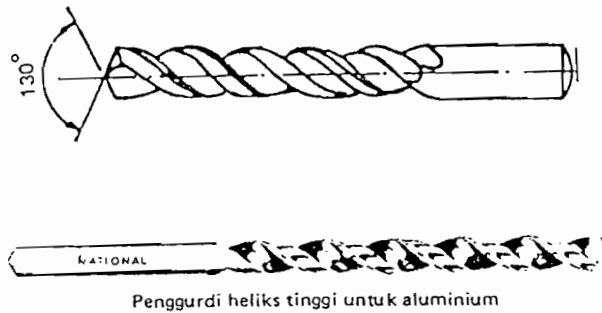
Gambar 1. 3, Mata bor center

Gambar 1. 4 adalah jenis bor pilin yang mempunyai besar spiral (*pitch*) yang berukuran sedang. Digunakan untuk pengeboran jenis bahan seperti logam feros (*ferrous-metal*), besi tuang (*cast-iron*), baja (*steel*), besi tempa (*malleable-iron*), dan baja tuang (*cast-steel*).



Gambar 1. 4, Jenis bor pilin untuk kisar spiral berukuran sedang

Gambar 1. 5 adalah jenis bor pilin yang mempunyai kisar spiral (*pitch*) yang kecil, mempunyai sudut penyayatan yang besar. Bor ini digunakan untuk mengebor aluminium, tembaga (*cooper*), timah/kaleng (*tin*), seng (*zink*), dan timbel (*lead*).



Gambar 1. 5, Jenis bor pilin untuk kisar spiral yang kecil

Gambar 1. 6 adalah jenis bor pilin yang mempunyai kisar spiral (*pitch*) yang besar, mempunyai sudut penyayatan yang kecil. Bor digunakan untuk mengebor kuningan/loyang (*brass*) dan perunggu (*bronze*).



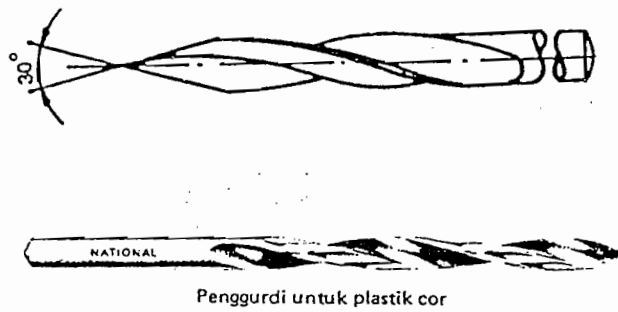
Gambar 1. 6, Jenis bor pilin untuk kuningan dan perunggu

Gambar 1. 7 adalah bor pilin yang mempunyai kisar spiral (*pitch*) yang besar, mempunyai sudut penyayatan yang kecil. Bor ini digunakan untuk mengebor bahan pualam/marmer (*marbel*), batu tulis (*slate*), fiber, ebonite.



Gambar 1. 7, Jenis bor pilin untuk bahan marmer

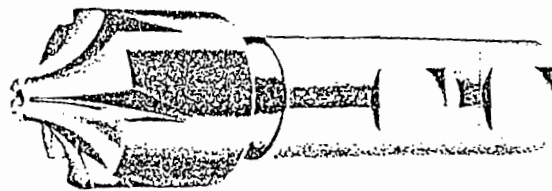
Gambar 1. 8 adalah jenis bor pilin yang mempunyai kisar spiral (*pitch*) yang besar, mempunyai sudut penyayatan yang kecil. Bor ini digunakan untuk mengebor jenis bahan karet yang keras.



Gambar 1. 8, Jenis bor pilin untuk kisar spiral yang besar

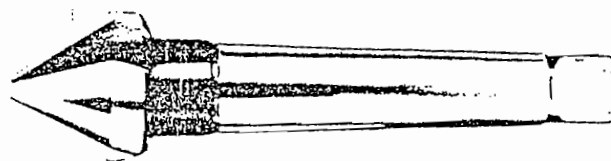
Dan pada gambar berikut ini adalah jenis-jenis bor pbenam (*counter bores*).

Gambar 1. 9 adalah bor pbenam kepala tirus yang digunakan untuk membuat lubang versing atau lubang kepala sekrup terbenam.



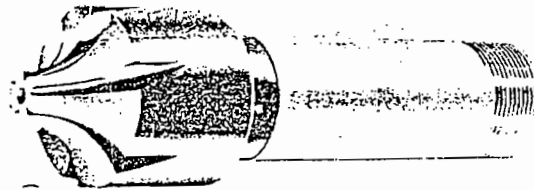
Gambar 1. 9, Bor pbenam untuk lubang kepala sekrup

Gambar 1. 10 adalah bor pbenam kepala tirus yang digunakan untuk membuat lubang versing atau lubang kepala sekrup terbenam kepala tirus.



Gambar 1. 10, Bor pbenam untuk lubang kepala sekrup tirus

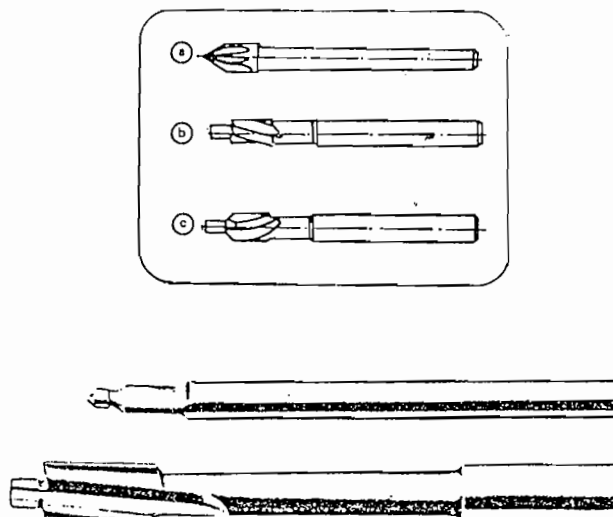
Gambar 1. 11 adalah bor pembedam kepala tirus yang mempunyai ujung pembawa yang digunakan untuk membuat lubang kepala sekrup terbenam yang berbentuk tirus.



Gambar 1. 11, Bor pembedam untuk lubang alur kepala sekrup berbentuk tirus

Gambar 1. 12 adalah bor pembedam kepala lurus dan menyiku yang mempunyai ujung pembawa, yang digunakan untuk membuat lubang baut terbenam yang mempunyai kepala lurus dan menyiku.

Dan pada gambar berikut ini adalah jenis lain daripada bor pembedam, kegunaanya sama seperti dengan yang diatas, yaitu untuk membuat lubang kepala baut terbenam.



Gambar 1. 12, Bor pembedam

BAB II

MESIN DRILL VERTIKAL

2. 1. Spesifikasi mesin drill vertikal (setara dengan tipe H5-3C)

Mesin drilling vertikal merupakan alat perkakas yang digunakan untuk pengeboran lubang pada posisi tegak lurus atau vertikal. Mesin ini dirancang untuk pengeboran lubang dengan batas pengeboran diameter lubang maksimum 25mm, dan pada benda kerja ukuran sedang. Dan mesin ini juga cocok untuk pembuatan permukaan hantaran dan permukaan suai.

Mesin ini digunakan secara luas pada pengerjaan permesinan, bengkel perbaikan, bengkel kerja, laboratium kerja perkakas, dan sebagainya. Mesin ini digunakan untuk suatu pengerjaan kecil atau produksi yang banyak.

2. 2. Perkakas Komponen

Pada mesin drill vertikal terdiri dari beberapa elemen-elemen pendukung, elemen-elemen pendukung ini mempunyai karakteristik dan fungsinya sendiri-sendiri, sehingga akan dapat menghasilkan benda kerja yang mempunyai kualitas yang baik.

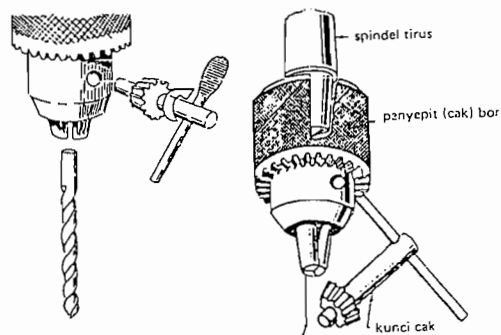
Bagian utama yang terdapat dalam mesin drill vertikal adalah:

1. Motor penggerak

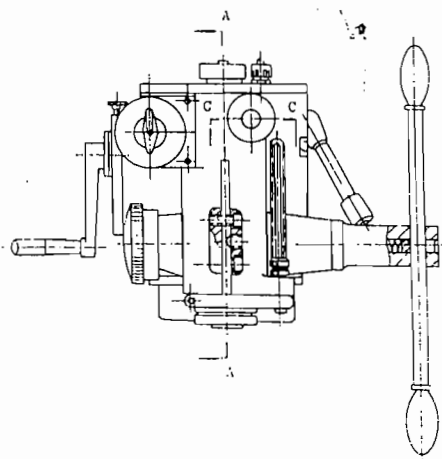
Motor penggerak merupakan sumber tenaga yang dapat menghasilkan gerakan yang berupa gerakan berputar, yang kemudian ditransmisikan ke dalam kotak transmisi. Motor yang digunakan berdaya 0,85/1,1 Kw.

2. Spindle

Gerak spindle didapat dari gerak motor listrik melalui kotak transmisi. Gerak pada spindle ada dua macam yaitu gerak berputar dan gerak pemakanan (*voeding*), yang dilakukan dengan menggunakan tuas pengatur (*handle*). Dan pada spindle ini terdapat pemegang atau penjepit mata bor untuk mata bor berdiameter maksimum 25 mm, yang berbentuk bulat atau tirus yang bisa dinaikkan atau diturunkan sesuai kebutuhan. Seperti pada gambar berikut ini :



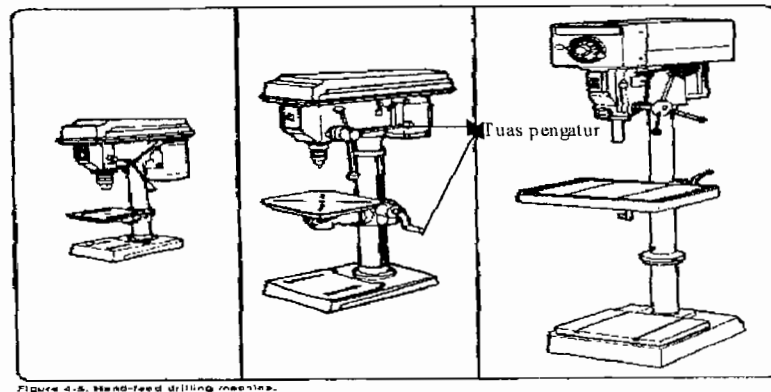
Gambar 2. 1, Spindle
(Sumber : Petunjuk Kerja Bangku, Depdikbud)



Gambar 2. 2, Spindle Head
(Sumber : Vertical Drilling Machine Model H5-3C, Operation Manual)

3. *Handle* (tuas pengatur)

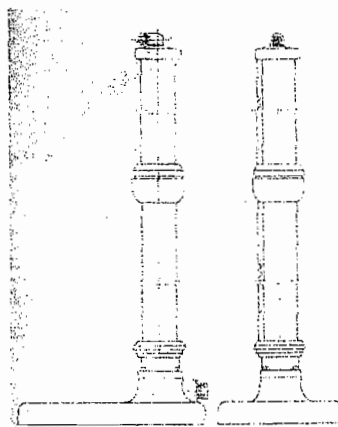
Handle (tuas pengatur) merupakan batang penggerak yang akan digunakan untuk menggerakkan beberapa bagian dari mesin bor baik naik, turun, atau bergeser (berputar). Seperti pada gambar berikut :



Gambar 2. 3, Tuas pengatur
(Sumber : internet)

4. Kolom (tiang)

Kolom (tiang) merupakan tempat naik turunnya (meluncur) meja kerja, dengan cara mengatur tuas penggeraknya (*handle*), tinggi kebebasan gerak meja pada kolom adalah 600 mm. Seperti pada gambar berikut ini :



Gambar 2. 4, Kolom (tiang)
(Sumber : Vertical Drilling Machine Model H5-3C, Operation Manual)

5. Meja kerja

Meja kerja merupakan tempat untuk meletakkan benda kerja yang dilengkapi dengan tanggem pemegang benda kerja, agar pada saat benda kerja dikerjakan dalam posisi kuat dan tepat. Seperti dalam gambar 2.5. Dan juga akan ditunjukkan penjepit yang digunakan dalam gambar 2.6. Penjepit ini bisa diputar atau digeser sesuai kebutuhan dalam pengerjaan benda kerja.

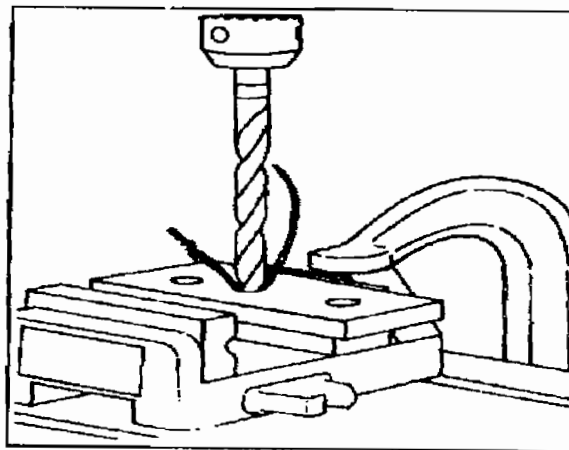


Figure 4-23. Drilling a workpiece.

Gambar 2. 5, Meja Kerja
(Sumber : internet)

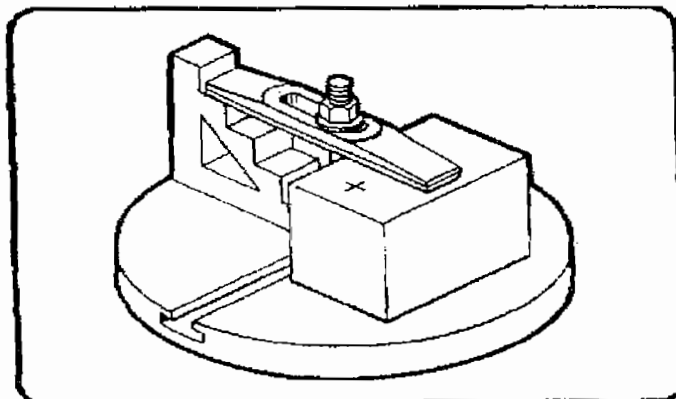
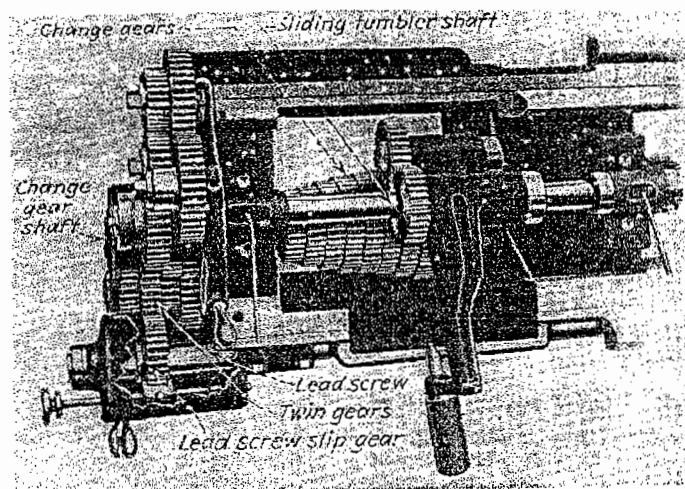


Figure 4-28. Mounting the work.

Gambar 2. 6, Pemegang Benda Kerja
(Sumber : internet)

6. Gear box (bak percepatan)

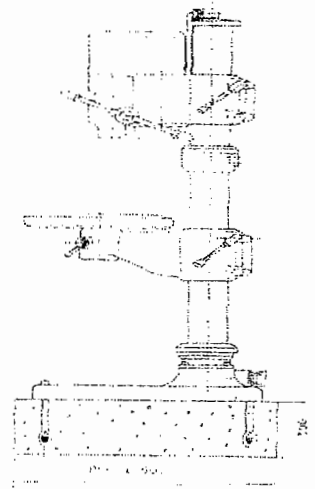
Pada bak percepatan (*gear box*) ini dapat dihasilkan 12 variasi kecepatan dari motor penggerak awal. Untuk perubahan atau pemilihan kecepatan dilakukan dengan manual yaitu memutar tuas percepatan. Pemilihan kecepatan ditentukan berdasarkan diameter mata bor dan bahan dari benda kerja. Berikut gambar dari rangkaian *gear box* :



Gambar 2. 7, *Gear box* (kotak percepatan)
(Sumber : Turning and Boring Practice, hlm 118)

7. Landasan atau pondasi mesin

Landasan atau pondasi mesin ini diharapkan mampu menahan beban dan getaran dari mesin bor ini baik pada saat bekerja (dioperasikan) atau diam (mati). Pada gambar berikut digambarkan landasan/pondasi mesin dengan tinggi 300 mm.



Gambar 2. 8, Pondasi atau Landasan Mesin
(Sumber : Vertical Drilling Machine Model H5-3C, Operation Manual)

2. 3. Prinsip kerja dari mesin drilling vertikal

Jumlah putaran mesin bor tergantung pada kecepatan potong dan diameter bor. Kecepatan potong dinyatakan dengan v dalam meter per menit, sedangkan jumlah putaran bor tiap menit (*rpm*) dinyatakan dengan n .

Gerakan naik turunnya pemegang mata bor dilakukan dengan roda gigi dan batang bergerigi. Gerakannya dapat dilakukan secara manual (tangan) dengan cara memutar spindle pada pemegang penjepit mata bor. Poros penjepit mata bor sewaktu diam (tidak berputar) atau berputar dapat digerakkan kebawah atau keatas. Gerakan tegak lurus dari poros (selubung) adalah dilakukan langsung oleh suatu roda gigi yang berhubungan dengan batang bergigi yang terikat pada sarung dari pada poros sehingga hubungan antara roda gigi menyebabkan mata bor menyayat benda kerja dan bisa dinaikkan kembali keatas dari benda kerja. Pada mesin *drilling vertical* ini kotak percepatan beserta penjepit mata bor dan juga

meja kerja dapat diputar 360° , dan dapat dinaikkan ataupun diturunkan. Hal ini untuk memudahkan penyesuaian pada saat pengerjaan.

2. 4. Perhitungan gaya pada mesin drilling vertikal

Untuk menentukan besarnya gaya pada mesin drilling vertical ini perlu diketahui dahulu besarnya kecepatan potongnya (v)¹. Semakin besar diameter mata bor maka harga dari kecepatan potong semakin kecil, dan semakin kecil harga kecepatan potong maka bahan semakin keras.

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{1000} \quad (m/menit) \quad (2.1)$$

dengan: d = diameter maksimal mata bor yang dapat digunakan (25 mm)

n = kecepatan putaran terkecil dari mata bor tiap menit (125 rpm)

Sehingga kecepatan potong (v) dari mata bor dapat ditentukan dari rumus diatas:

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \times 25 \times 125}{1000} \quad (m/menit) \\ &= 9,817 \text{ m/menit} \end{aligned}$$

Berikut ini adalah table dari bahan yang bisa dikerjakan oleh mesin drilling ini :

Tabel 2. 1. Harga kecepatan potong (v)

No.	Bahan	Kecepatan potong (v) Meter/menit	Feet/menit
1.	Baja karbon rendah (0,05-0,30% C)	24,4-33,5	80-100
2.	Baja karbon menengah (0,30-24,4% C)	21,4-24,4	70-80
3.	Baja karbon tinggi (0,60-1,70% C)	15,2-18,3	50-60
4.	Baja tempa	15,2-18,3	50-60
5.	Baja campuran	15,2-21,4	50-70
6.	Stainless Steel	9,1-12,2	30-40
7.	Besi tuang lunak	30,5-45,7	100-150

¹ Samsudin, Teknologi Mekanik, 1994, hlm 64

8.	Besi tuang keras	21,4-20,5	70-100
9.	Besi tuang dapat tempa	24,4-27,4	80-90
10.	Kuningan dan Bronze	61,0-91,4	200-300
11.	Bronze dengan tegangan tarik tinggi	21,4-45,7	70-150
12.	Logam monel	12,2-15,2	40-50
13.	Aluminium dan Aluminium paduan	61,0-91,4	200-300

(Sumber: Teori Kerja Bangku, Debdikbud, hal 262)

Dan untuk momen torsi (Mt)² pada mata bor didapat dari persamaan berikut :

$$Mt = \frac{P \times 71620}{n} \quad (kg.cm) \quad (2.2)$$

dengan : Mt = momen torsi ($kg.cm$)

P = daya motor (0,85 Kw)

$$\begin{aligned} \text{Jadi: } Mt &= \frac{0,85 \times 71620}{125} \\ &= 487,016 \text{ kg.cm} = 4870,16 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Untuk harga koefisien bahan (C)³ didapat dengan rumus :

$$Mt = C \times d^{1,9} \times s^{0,8} \quad (kg.mm) \quad (2.3)$$

dengan : C = koefisien bahan

s = kecepatan feeding (0,1-0,5 mm/putaran)

$$\begin{aligned} \text{maka : } C &= \frac{Mt}{d^{1,9} \times s^{0,8}} \\ &= \frac{4870,16}{25^{1,9} \times 0,1^{0,8}} \\ &= 67,835 \end{aligned}$$

² Ibid, hlm 65

³ Ibid, hlm 65

Gaya yang bekerja pada mata bor adalah gaya aksial (P_o)⁴ dan gaya keliling (Q)⁵,

$$\text{maka : } P_o = C \times d \times s^{0.8} \text{ (kg)} \quad (2.4)$$

$$= 67,835 \times 25 \times 0,1^{0.8}$$

$$= 268,78 \text{ kg}$$

dan dari persamaan berikut akan didapat harga Q

$$M_t = \frac{Q \times d}{2} \quad (2.5)$$

$$Q = \frac{M_t \times 2}{d}$$

$$= \frac{4870,16 \times 2}{25}$$

$$= 389,61 \text{ kg}$$

Berikut adalah tabel hasil perhitungan dari kecepatan feeding (s), koefisien bahan (C), dan gaya aksial (P_o).

Tabel 2. 2, Hasil perhitungan dari s (mm), C , dan P_o (kg)

Kecepatan feeding (s) <i>mm/putaran</i>	Koefisien bahan (C)	Gaya aksial (P_o) <i>kg</i>
0,1	67,835	268,78
0,2	38,96	268,77
0,3	28,17	268,79
0,4	22,37	268,69
0,5	18,72	268,79

Dari data diatas dapat disimpulkan bahwa mesin drilling vertical dengan diameter mata bor maximal 25 mm dapat digunakan untuk pengerjaan bahan dari *stainless steel* (untuk batas bahan paling keras), dan bahan lainnya yang lebih lunak.

⁴ Ibid, hlm 64

⁵ Ibid, hlm 64

Dan dalam pengerjaan pengeboran akan terjadi kelebihan ukuran didalam pengeboran. Kelebihan ukuran ini dapat diketahui dengan rumus⁶ :

$$\begin{aligned} \text{- Kelebihan ukuran rata-rata} &= 0,05 + 0,13 \times d(mm) \\ &= 0,05 + 0,13 \times 25 = 3,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{- Kelebihan ukuran maximum} &= 0,13 + 0,13 \times d(mm) \\ &= 0,13 + 0,13 \times 25 = 3,38 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{- Kelebihan ukuran minimum} &= 0,03 + 0,08 \times d(mm) \\ &= 0,03 + 0,08 \times 25 = 2,03 \text{ mm} \end{aligned}$$

⁶Samsudin. 1994, hlm 142

BAB III

SISTIM TRANSMISI

3.1. Transmisi pada Mesin Drilling Vertikal

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 keporos output.

Dalam perancangan transmisi mesin drilling vertikal digunakan sistim transmisi roda gigi lurus dengan 12 variasi kecepatan output yang didapat dari motor 3 phase AC dengan 2 kecepatan sebagai input. Motor ini dapat menghasilkan dua daya dengan cara mengubah tegangan arus listrik. Yakni 220 volt dan 380 volt, dan juga arah putarannya sendiri bisa diubah baik searah ataupun berlawanan arah jarum jam dengan jalan membalikkan aliran arus listrik pada motor. Sehingga selain mampu mentransmisikan putaran dalam waktu yang relatif singkat, transmisi ini juga mampu menyediakan pilihan putaran dan torsi yang berbeda untuk tiap kondisi beban.

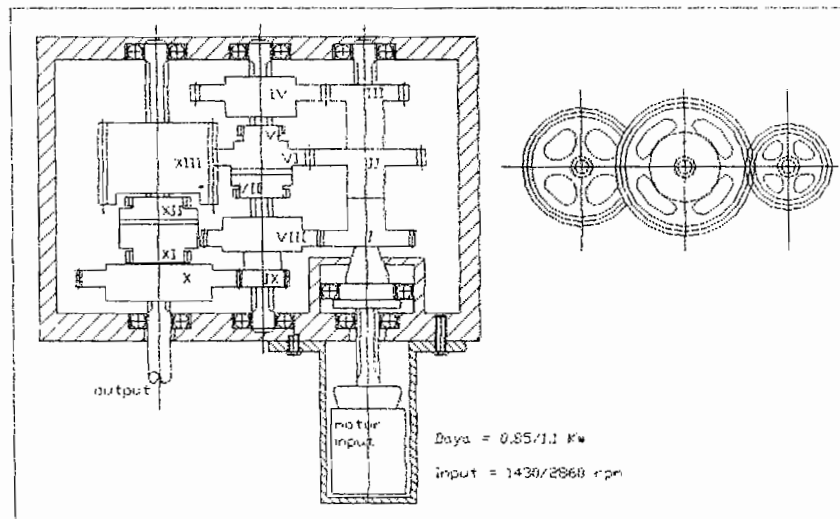
Berdasarkan data yang didapat pada manual book dan hasil survey di Laboratorium Teknologi Mekanik, di Kampus III Sanata Dharma didapat data sebagai berikut:

- Daya yang ditransmisikan sebesar $(P) = 0,85/1,1 \text{ kW}$
- Dua putaran poros input $(n_{input}) = 1430/2860 \text{ rpm}$
- Jumlah gigi dan modul tiap-tiap roda gigi, ditunjukkan dalam Table 3.1.

Tabel 3. 1. Jumlah gigi dan modul

Roda gigi (i)	Jumlah gigi (z)	Simbol yang dipakai	Modul (m)
1	24	I	2
2	33	II	2
3	17	III	2
4	57	IV	2
5	40	V	1
6	41	VI	2
7	45	VII	1
8	50	VIII	2
9	17	IX	2
10	57	X	2
11	43	XI	1
12	43	XII	1
13	33	XIII	2

3. 2. Gambar transmisi



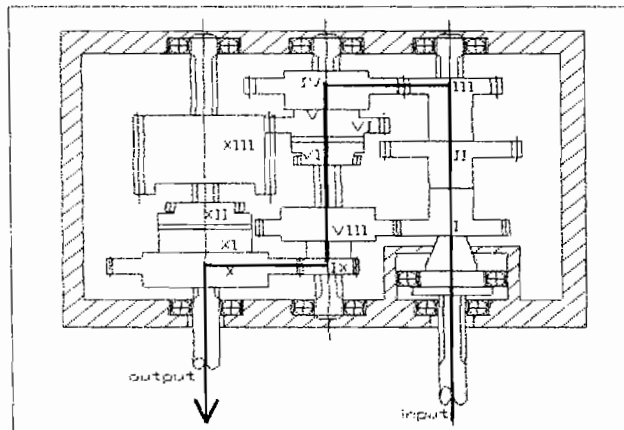
Gambar 3.1. Bagian Transmisi

3. 3. Prinsip kerja dari transmisi

Secara garis besar, prinsip kerja dari transmisi roda gigi mesin drilling vertical adalah menstransmisikan torsi dengan 12 variasi kecepatan output dari poros input. Jadi putaran dari motor langsung ditransfer kekotak transmisi melalui

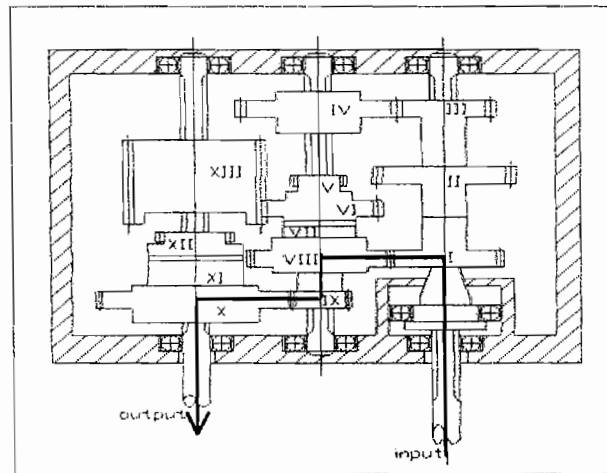
poros splain, yang kemudian kecepatannya diubah menjadi tiga variasi pada poros pertama. Pada mesin ini tidak ada pengamanan apabila terjadi kelebihan beban, jadi mesin ini dirancang untuk mengerjakan bahan-bahan sesuai ketentuan. Sedangkan untuk perpindahan kecepatan digunakan suatu rangkaian kopling gear, yang terdiri dari roda gigi dalam. Untuk jelasnya susunan komponen transmisi pada tiap-tiap pilihan variasi output ditunjukkan dalam skema berikut :

Variasi output I (E-C) :



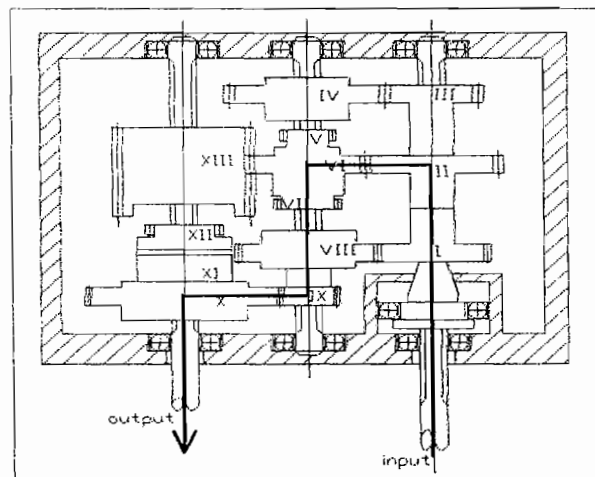
Gambar 3. 2. Susunan komponen transmisi variasi output I

Putaran dan torsi dari poros input diteruskan oleh roda gigi III, lalu ke roda gigi IV, kemudian diteruskan ke roda gigi IX dengan bantuan roda gigi dalam (V) yang selanjutnya diteruskan ke poros output melalui roda gigi X melalui bantuan roda gigi dalam (XI). Disini dihasilkan 2 variasi kecepatan yakni 125 *rpm* dan 250 *rpm*.

Variasi output II (E-A) :

Gambar 3. 3. Susunan komponen transmisi variasi output II

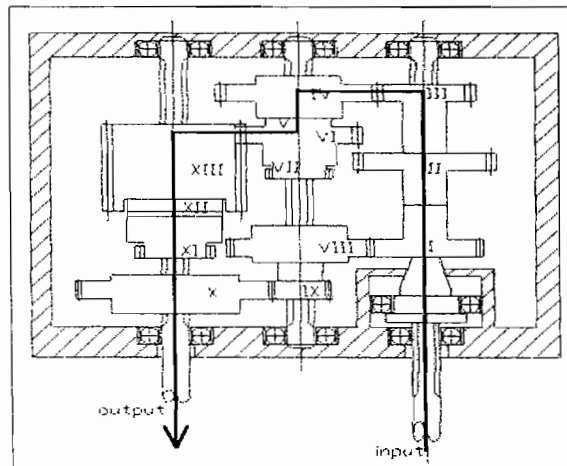
Putaran dan torsi dari poros input diteruskan oleh roda gigi I, lalu ke roda gigi VIII, kemudian diteruskan ke roda gigi IX dengan bantuan roda gigi dalam (VII) yang selanjutnya diteruskan ke poros output melalui roda gigi X dengan bantuan roda gigi dalam (XI). Disini dihasilkan 2 variasi kecepatan yakni 205 rpm dan 410 rpm.

Variasi output III (E-B) :

Gambar 3. 4. Susunan komponen transmisi variasi output III

Putaran dan torsi dari poros input diteruskan oleh roda gigi II ke roda gigi VI kemudian diteruskan ke roda gigi IX, dan selanjutnya diteruskan ke poros output melalui roda gigi X yang dibantu oleh roda gigi dalam (XI). Disini dihasilkan 2 variasi kecepatan yakni 345 rpm dan 690 rpm.

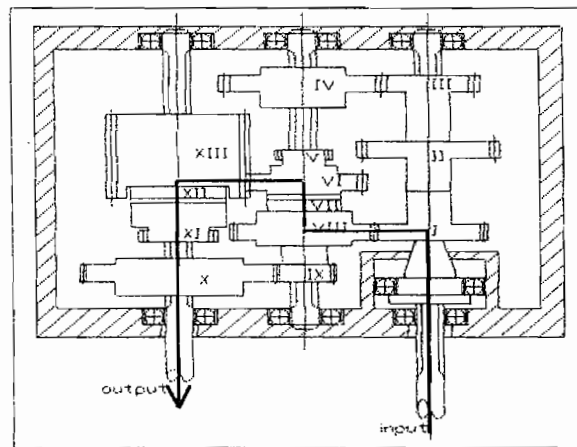
Variasi output IV (D-C) :



Gambar 3. 5. Susunan komponen transmisi variasi output IV

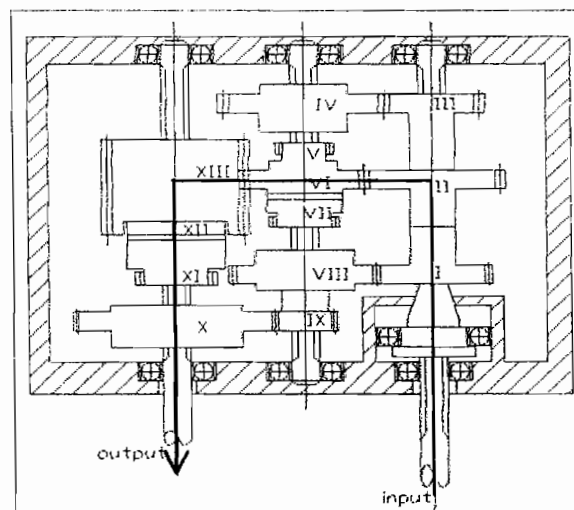
Putaran dan torsi dari poros input diteruskan oleh roda gigi III ke roda gigi IV kemudian diteruskan ke roda gigi VI dengan bantuan roda gigi dalam (V), yang selanjutnya diteruskan ke poros output melalui roda gigi XIII yang dibantu oleh roda gigi dalam (XII). Disini dihasilkan 2 variasi kecepatan yakni 530 rpm dan 1060 rpm.



Variasi output V (D-A) :

Gambar 3. 6. Susunan komponen transmisi variasi output V

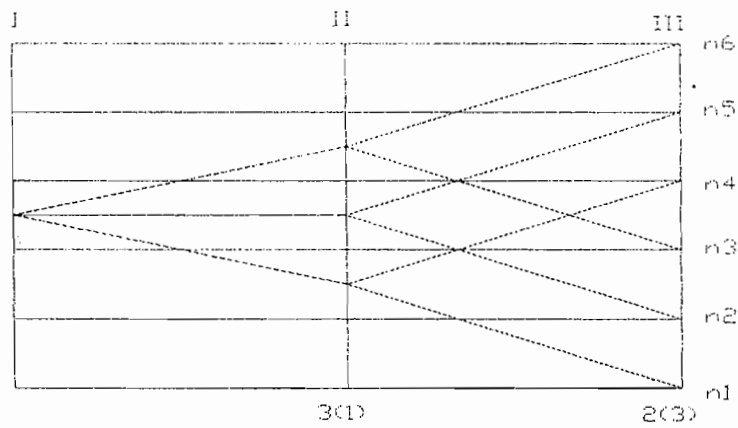
Putaran dan torsi dari poros input diteruskan oleh roda gigi I ke roda gigi VIII kemudian diteruskan ke roda gigi VI dengan bantuan roda gigi dalam (VII), yang selanjutnya diteruskan ke poros output melalui roda gigi XIII yang dibantu oleh roda gigi dalam (XII). Disini dihasilkan 2 variasi kecepatan yakni 860 rpm dan 1720 rpm.

Variasi output VI (D-B) :

Gambar 3. 7. Susunan komponen transmisi variasi output VI

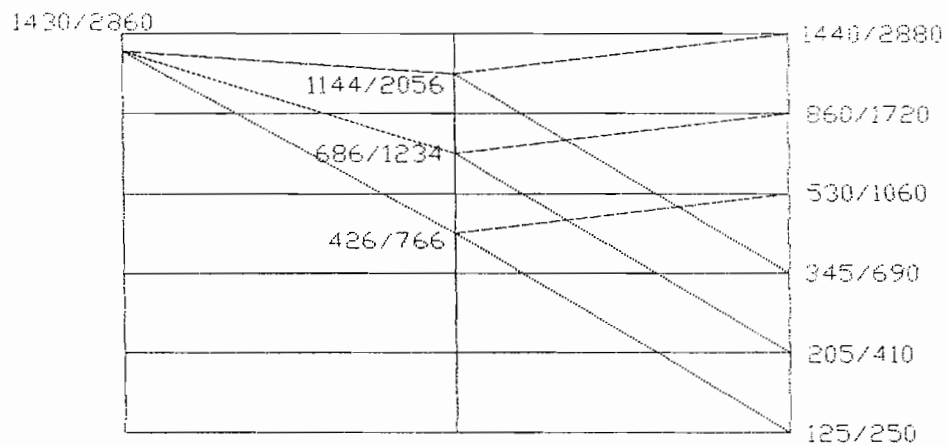
Putaran dan torsi dari poros input diteruskan oleh roda gigi II ke roda gigi VI kemudian diteruskan ke roda gigi XIII dengan bantuan roda gigi dalam (XII), yang selanjutnya memutar poros output. Disini dihasilkan 2 variasi kecepatan yakni 1440 rpm dan 2880 rpm.

Struktur Diagram



Gambar 3. 8. Struktur diagram untuk mesin drilling vertikal

Speed chart



Gambar 3. 9. Speed chart untuk transmisi mesin drilling vertikal

3.4. Pasangan roda gigi

Rasio transmisi (i), yaitu perbandingan antara jumlah gigi pada roda gigi dan pada pinion. Pada perhitungan berikut akan didapat harga dari rasio transmisi (i) dan putaran yang dihasilkan (n).

a. Pada variasi output I.

Disini terdapat dua pasangan roda gigi yakni pasangan roda gigi III-IV dan pasangan roda gigi IX-X, sehingga dapat ditentukan harga rasio transmisi (i) dan putaran (n) yang dihasilkan :⁷

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_3}{z_4} = i_1$$

dengan : z_3 dan z_4 adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi III dan IV, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_1 dan n_2 adalah putaran input pada poros I dari motor dan putaran yang terjadi pada poros ke-II

Karena putaran dari motor diketahui ($n_1 = 1430 \text{ rpm}$), maka putaran poros ke-2 dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} i_1 &= \frac{z_3}{z_4} \\ &= \frac{17}{57} = 0,298 \end{aligned}$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-2 :

$$\begin{aligned} n_2 &= i_1 \times n_1 \\ &= 0,298 \times 1430 = 426,14 \text{ rpm} \end{aligned}$$

⁷ Catatan mata kuliah pilihan Perkakas, Ir. Rines ,M.T.

Sedangkan untuk putaran poros output (poros ke-III) dapat ditentukan, dengan : z_9 dan z_{10} adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi IX dan X, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_2 dan n_{output} adalah putaran pada poros ke-II ($n_2 = 426,14 \text{ rpm}$) dan putaran yang terjadi pada poros ke-III yang dapat ditentukan dengan :

$$i_2 = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{17}{57} = 0,298$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-III :

$$n_{output} = i_2 \times n_2 = 0,298 \times 426,14 = 126,99 \text{ rpm}$$

b. Pada variasi output II.

Disini terdapat dua pasangan roda gigi yakni pasangan roda gigi I-VIII dan pasangan roda gigi IX-X, sehingga dapat ditentukan harga rasio transmisi (i) dan putaran (n) yang dihasilkan :

dengan : z_1 dan z_8 adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi I dan VIII, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_1 dan n_3 adalah putaran input pada poros I dari motor dan putaran yang terjadi pada poros ke-II.

Karena putaran dari motor diketahui ($n_1 = 1430 \text{ rpm}$), maka putaran poros ke-II dapat ditentukan sebagai berikut :

$$i_3 = \frac{z_1}{z_8} = \frac{24}{50} = 0,48$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-II :

$$\begin{aligned} n_3 &= i_3 \times n_1 \\ &= 0,48 \times 1430 = 686,14 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk putaran poros output (poros ke-III) dapat ditentukan,

dengan : z_9 dan z_{10} adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi IX dan X, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_3 dan $n_{output2}$ adalah putaran pada poros ke-II ($n_2 = 426,14 \text{ rpm}$) dan putaran yang terjadi pada poros ke-III yang dapat ditentukan dengan :

$$\begin{aligned} i_4 &= \frac{z_9}{z_{10}} \\ &= \frac{17}{57} = 0,298 \end{aligned}$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-III :

$$\begin{aligned} n_{output2} &= i_4 \times n_3 \\ &= 0,298 \times 686,14 = 204,5 \text{ rpm} \end{aligned}$$

c. Pada variasi output III.

Disini terdapat dua pasangan roda gigi yakni pasangan roda gigi II-VI dan pasangan roda gigi IX-X, sehingga dapat ditentukan harga rasio transmisi (i) dan putaran (n) yang dihasilkan :

dengan : z_2 dan z_6 adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi II dan VI, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_1 dan n_5 adalah putaran input pada poros I dari motor dan putaran yang terjadi pada poros ke-II

Karena putaran dari motor diketahui ($n_1 = 1430 \text{ rpm}$), maka putaran poros ke-II dapat ditentukan sebagai berikut :

$$i_5 = \frac{z_2}{z_6}$$

$$= \frac{33}{41} = 0,8$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-II :

$$n_5 = i_5 \times n_1$$

$$= 0,8 \times 1430 = 1144 \text{ rpm}$$

Sedangkan untuk putaran poros output (poros ke-III) dapat ditentukan,

dengan : z_9 dan z_{10} adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi IX dan X, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_5 dan $n_{output3}$ adalah putaran pada poros ke-II ($n_5 = 1144 \text{ rpm}$) dan putaran yang terjadi pada poros ke-III yang dapat ditentukan dengan :

$$i_6 = \frac{z_9}{z_{10}}$$

$$= \frac{17}{57} = 0,298$$

sehingga dapat ditentukan harga putaran pada poros ke-III :

$$n_{output3} = i_6 \times n_5$$

$$= 0,298 \times 340,9 = 101,588 \text{ rpm}$$

d. Pada variasi output IV

Disini terdapat dua pasangan roda gigi yakni pasangan roda gigi III-IV dan pasangan roda gigi VI-XIII, sehingga dapat ditentukan harga rasio transmisi (i) dan putaran (n) yang dihasilkan :

dengan : z_3 dan z_4 adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi III dan IV, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_1 dan n_7 adalah putaran input pada poros ke-I dari motor dan putaran yang terjadi pada poros ke-II

Karena putaran dari motor diketahui ($n_1 = 1430 \text{ rpm}$), maka putaran poros ke-II dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} i_7 &= \frac{z_3}{z_4} \\ &= \frac{17}{57} = 0,298 \end{aligned}$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-II :

$$\begin{aligned} n_7 &= i_7 \times n_1 \\ &= 0,298 \times 1430 = 426,14 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk putaran poros output (poros ke-III) dapat ditentukan,

dengan : z_6 dan z_{13} adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi VI dan XIII,

jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_7 dan $n_{output4}$ adalah putaran pada poros ke-II ($n_7 = 426,14 \text{ rpm}$) dan putaran yang terjadi pada poros ke-III yang dapat ditentukan dengan :

$$\begin{aligned} i_8 &= \frac{z_6}{z_{13}} \\ &= \frac{41}{33} = 1,24 \end{aligned}$$

sehingga dapat ditentukan harga putaran pada poros ke-III :

$$\begin{aligned} n_{output4} &= i_8 \times n_7 \\ &= 1,24 \times 426,14 = 528,41 \text{ rpm} \end{aligned}$$

e. Pada variasi output V

Disini terdapat dua pasangan roda gigi yakni pasangan roda gigi I-VIII dan pasangan roda gigi VI-XIII, sehingga dapat ditentukan harga rasio transmisi (i) dan putaran (n) yang dihasilkan :

dengan : z_1 dan z_8 adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi I dan VIII, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_1 dan n_9 adalah putaran input pada poros ke-I dari motor dan putaran yang terjadi pada poros ke-II

Karena putaran dari motor diketahui ($n_1 = 1430 \text{ rpm}$), maka putaran poros ke-II dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} i_9 &= \frac{z_1}{z_8} \\ &= \frac{24}{50} = 0,48 \end{aligned}$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-II :

$$\begin{aligned} n_9 &= i_9 \times n_1 \\ &= 0,48 \times 1430 = 686,4 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk putaran poros output (poros ke-III) dapat ditentukan,

dengan : z_6 dan z_{13} adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi VI dan XIII, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_9 dan n_{output} adalah putaran pada poros ke-II ($n_9 = 686,4 \text{ rpm}$) dan putaran yang terjadi pada poros ke-III yang dapat ditentukan dengan :

$$\begin{aligned} i_{10} &= \frac{z_6}{z_{13}} \\ &= \frac{41}{33} = 1,24 \end{aligned}$$

sehingga dapat ditentukan harga putaran pada poros ke-III :

$$\begin{aligned} n_{output5} &= i_{10} \times n_9 \\ &= 1,24 \times 686,4 = 851,36 \text{ rpm} \end{aligned}$$

f. Pada variasi output VI

Disini terdapat dua pasangan roda gigi yakni pasangan roda gigi II-VI dan pasangan roda gigi VI-XIII, sehingga dapat ditentukan harga rasio transmisi (i) dan putaran (n) yang dihasilkan :

dengan : z_2 dan z_6 adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi II dan VI, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_1 dan n_{11} adalah putaran input pada poros ke-I dari motor dan putaran yang terjadi pada poros ke-II

Karena putaran dari motor diketahui ($n_1 = 1430 \text{ rpm}$), maka putaran poros ke-II dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} i_{11} &= \frac{z_2}{z_6} \\ &= \frac{33}{41} = 0,8 \end{aligned}$$

sehingga didapat putaran pada poros ke-II :

$$\begin{aligned} n_{11} &= i_{11} \times n_1 \\ &= 0,8 \times 1430 = 1144 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk putaran poros output (poros ke-III) dapat ditentukan,

dengan : z_6 dan z_{13} adalah jumlah gigi masing-masing dari roda gigi VI dan XIII, jumlah gigi ini diambil dari Table 3.1.

n_{11} dan $n_{output6}$ adalah putaran pada poros ke-II ($n_{11} = 1144 \text{ rpm}$) dan putaran yang terjadi pada poros ke-III yang dapat ditentukan dengan :

$$i_{12} = \frac{z_6}{z_{13}}$$

$$= \frac{41}{33} = 1,24$$

sehingga dapat ditentukan harga putaran pada poros ke-III :

$$n_{output6} = i_{12} \times n_{11}$$

$$= 1,24 \times 1144 = 1418,56 \text{ rpm}$$

3.5. Bentuk roda gigi

Berdasarkan Table 3.2, akan didapatkan faktor bentuk roda gigi standar dengan sudut tekanan 20^0 .

Tabel 3.2. Faktor bentuk gigi (Y). (Sularso, 1997; 240)

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	0,343
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

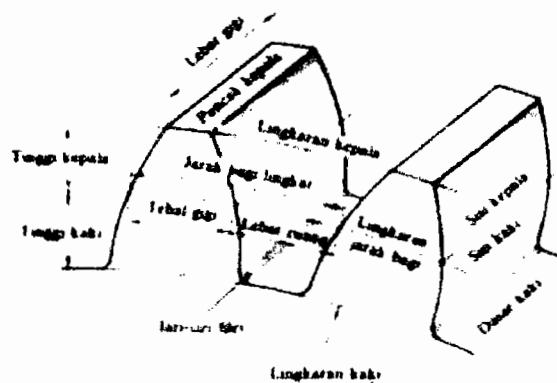
Berdasarkan Tabel 3.2 maka faktor bentuk gigi pada setiap roda gigi dalam perancangan ini dapat ditentukan. Dan bentuk masing-masing factor bentuk gigi pada setiap roda gigi dicantumkan dalam Table 3.3, dibawah :

Tabel 3.3. Faktor bentuk gigi (Y) pada mesin drilling vertical.

Roda gigi	Jumlah gigi (z)	Factor bentuk gigi (Y)
I	24	0,336
II	33	0,367
III	17	0,302
IV	57	0,417
V	40	0,388
VI	41	0,391
VII	45	0,399
VIII	50	0,408
IX	17	0,302
X	57	0,417
XI	43	0,396
XII	43	0,396
XIII	33	0,367

3.6. Dimensi roda gigi

Penerusan putaran pada transmisi mesin drilling vertical ini menggunakan komponen roda gigi lurus dan poros. Roda gigi lurus merupakan komponen transmisi yang dapat diasumsikan terdiri dari dua bidang silinder dengan gigi-gigi yang berderet pada permukaannya, dan kedua bidang ini bersinggungan. Bentuk dan bagian roda gigi ditunjukkan pada Gambar 3.10.



Gambar 3.10. Nama-nama bagian roda gigi.

Dari data yang sudah ada maka dilakukan perhitungan-perhitungan pada roda gigi.

3.6.1. Perhitungan pada roda gigi

a. Daya rencana (P_d)⁸

Daya rencana adalah hasil perkalian antara daya nominal output dari motor penggerak dengan faktor koreksi. Hal ini bertujuan untuk mencari faktor keamanan yang dapat digunakan dalam perencanaan mesin. Ditentukan dengan Persamaan berikut :

$$P_d = f_c \times P \quad (Kw) \quad (3.1)$$

$$= 1,5 \times 0,85 = 1,275 Kw$$

dengan : f_c = factor koreksi (dipilih dari Table 3.4)

P = daya pada motor (0,85 Kw)

Tabel 3.4. Faktor-faktor koreksi daya. (Sularso, 1997; 7)

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

b. Jarak sumbu poros (a)⁹

Untuk mesin drilling vertikal ini ada tiga poros yang sejajar dan jaraknya sama antara satu dengan yang lainnya. Jarak sumbu poros diperoleh dari rumus berikut :

$$a = \frac{m \times (z_3 + z_4)}{2} \quad (mm) \quad (3.2)$$

dengan : a = jarak sumbu poros (mm)

m = modul pada roda gigi

⁸ Sularso, hlm 238

⁹ Ibid, hlm 220

$z =$ jumlah gigi

sehingga pada poros pertama didapat :

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{m \times (z_3 + z_4)}{2} \quad (mm) \\ &= \frac{2 \times (17 + 57)}{2} \\ &= 74 \text{ mm} \end{aligned}$$

dan pada poros kedua didapat :

$$\begin{aligned} a_2 &= \frac{m \times (z_9 + z_{10})}{2} \quad (mm) \\ &= \frac{2 \times (17 + 57)}{2} \\ &= 74 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Diameter lingkaran jarak bagi (d)¹⁰

Diameter lingkaran jarak bagi diperoleh menggunakan persamaan :

$$d = z \times m \quad (mm) \quad (3.3)$$

dengan : $d =$ diameter lingkaran jarak bagi (mm)

Sehingga untuk roda gigi III

$$\begin{aligned} d_3 &= z_3 \times m \quad (mm) \\ &= 17 \times 2 = 34 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi IV

$$\begin{aligned} d_4 &= z_4 \times m \quad (mm) \\ &= 57 \times 2 = 114 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi IX

$$\begin{aligned} d_9 &= z_9 \times m \quad (mm) \\ &= 17 \times 2 = 34 \text{ mm} \end{aligned}$$

¹⁰ Ibid, hlm 220

Sehingga untuk roda gigi X

$$\begin{aligned}d_{10} &= z_{10} \times m \quad (mm) \\ &= 57 \times 2 = 114 \text{ mm}\end{aligned}$$

d. Diameter lingkaran kepala (d_k)¹¹

Diameter lingkaran kepala diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$d_k = (z + 2) \times m \quad (mm) \quad (3.4)$$

dengan : d_k = diameter lingkaran kepala (mm)

Sehingga untuk roda gigi III

$$\begin{aligned}d_{k3} &= (z_3 + 2) \times m \quad (mm) \\ &= (17 + 2) \times 2 = 38 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi IV

$$\begin{aligned}d_{k4} &= (z_4 + 2) \times m \quad (mm) \\ &= (57 + 2) \times 2 = 118 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi IX

$$\begin{aligned}d_{k9} &= (z_9 + 2) \times m \quad (mm) \\ &= (17 + 2) \times 2 = 38 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi X

$$\begin{aligned}d_{k10} &= (z_{10} + 2) \times m \quad (mm) \\ &= (57 + 2) \times 2 = 118 \text{ mm}\end{aligned}$$

e. Diameter lingkaran dasar (d_g)¹²

Diameter lingkaran dasar diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$d_g = z \times m \times \cos \alpha \quad (mm) \quad (3.5)$$

dengan : d_g = diameter lingkaran dasar (mm)

¹¹ Ibid, hlm 220

¹² Ibid, hlm 220

α = sudut tekan pahat (20^0)

Sehingga untuk roda gigi III

$$\begin{aligned}d_{g3} &= z_3 \times m \times \cos \alpha \quad (mm) \\ &= 17 \times 2 \times \cos 20 \\ &= 31,95 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi IV

$$\begin{aligned}d_{g4} &= z_4 \times m \times \cos \alpha \quad (mm) \\ &= 57 \times 2 \times 20 \\ &= 107,12 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi IX

$$\begin{aligned}d_{g9} &= z_9 \times m \times \cos \alpha \quad (mm) \\ &= 17 \times 2 \times \cos 20 \\ &= 31,95 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi X

$$\begin{aligned}d_{g10} &= z_{10} \times m \times \cos \alpha \quad (mm) \\ &= 57 \times 2 \times \cos 20 \\ &= 107,12 \text{ mm}\end{aligned}$$

f. Diameter lingkaran kaki (d_f)¹³

Diameter lingkaran kaki diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$d_f = (z - 2) \times m \quad (mm) \quad (3.6)$$

dengan : d_f = diameter lingkaran kaki (mm)

Sehingga untuk roda gigi III

$$\begin{aligned}d_{f3} &= (z_3 - 2) \times m \quad (mm) \\ &= (17 - 2) \times 2 = 30 \text{ mm}\end{aligned}$$

¹³ Asril dan Abas, hlm 220

Sehingga untuk roda gigi IV

$$\begin{aligned}d_{f4} &= (z_4 - 2) \times m \quad (mm) \\ &= (57 - 2) \times 2 = 110 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi IX

$$\begin{aligned}d_{f9} &= (z_9 - 2) \times m \quad (mm) \\ &= (17 - 2) \times 2 = 30 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi X

$$\begin{aligned}d_{f10} &= (z_{10} - 2) \times m \quad (mm) \\ &= (57 - 2) \times 2 = 110 \text{ mm}\end{aligned}$$

g. Kelonggaran puncak (c_k)¹⁴

Kelonggaran puncak didapat dari persamaan berikut :

$$c_k = 0,25 \times m \quad (mm) \quad (3.7)$$

dengan : c_k = kelonggaran puncak (mm)

m = modul gigi (2)

Untuk pasangan roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned}c_{k3} &= 0,25 \times 2 \\ &= 0,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Untuk pasangan roda gigi IX dan X :

$$\begin{aligned}c_{k9} &= 0,25 \times 2 \\ &= 0,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

h. Tinggi gigi (h)¹⁵

Tinggi gigi didapat dengan persamaan berikut :

$$h = 2 \times m + c_k \quad (mm) \quad (3.8)$$

¹⁴ Ibid, hlm 219

¹⁵ Sularso, hlm 219

dengan : h = tinggi gigi (mm)

Untuk roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned} h_3 &= 2 \times m + ck_3 \quad (mm) \\ &= 2 \times 2 + 0,5 \\ &= 4,5 \quad mm \end{aligned}$$

Untuk roda gigi IX dan X :

$$\begin{aligned} h_9 &= 2 \times m + ck_9 \quad (mm) \\ &= 2 \times 2 + 0,5 \\ &= 4,5 \quad mm \end{aligned}$$

i. Kecepatan keliling (v)¹⁶

Kecepatan keliling pasangan roda gigi didapat dari persamaan berikut :

$$v = \frac{\pi \times d \times n_1}{60 \times 1000} \quad (m/s) \quad (3.9)$$

dengan : v = kecepatan keliling (m/s)

n_1 = putaran input (1430 rpm)

d = diameter lingkaran jarak bagi (mm)

Untuk roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned} v_3 &= \frac{\pi \times d_3 \times n_1}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 34 \times 1430}{60 \times 1000} \\ &= 2,55 \quad m/s \end{aligned}$$

¹⁶ Ibid, hlm 238

Untuk roda gigi IX dan X :

$$\begin{aligned} v_9 &= \frac{\pi \times d_9 \times n_2}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 34 \times 426,14}{60 \times 1000} \\ &= 0,758 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Semakin tinggi kecepatan semakin besar pula variasi beban atau tumbukan yang terjadi. Koreksi karena pengaruh kecepatan ini diberikan dalam bentuk *faktor dinamis (fv)* seperti didalam Tabel 3.5 :

Tabel 3.5. Faktor dinamis, f_v . (Sularso, 1997; 240)

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 tinggi	$v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

Dari Tabel 3.5, maka untuk harga f_v :

Untuk roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned} f_{v_3} &= \frac{3}{3+v_3} \\ &= \frac{3}{3+2,54} = 0,54 \end{aligned}$$

Untuk roda gigi IX dan X :

$$\begin{aligned} f_{v_9} &= \frac{3}{3+v_9} \\ &= \frac{3}{3+0,759} = 0,798 \end{aligned}$$

j. Lebar gigi (b)¹⁷

Lebar gigi didapat dari rumus :

$$b = 6 \times m \quad (mm) \quad (3.10)$$

Untuk roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned} b_3 &= 6 \times m \quad (mm) \\ &= 6 \times 2 \\ &= 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi IX dan X :

$$\begin{aligned} b_9 &= 6 \times m \quad (mm) \\ &= 6 \times 2 \\ &= 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

Syarat yang harus dipenuhi lebar gigi adalah :¹⁸

$$\begin{aligned} b &\leq (6-10).m \quad (mm) \\ \frac{b}{m} &\leq (6-10) \\ b &\leq 1,2.d \end{aligned}$$

Sehingga untuk roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned} \frac{b_3}{m} &\leq (6-10) \quad (mm) \\ \frac{12}{2} &\leq (6-10) \quad (mm) \dots \text{memenuhi syarat} \\ b_3 &\leq 1,2.d_3 \\ 12 &\leq 40,8 \dots \text{memenuhi syarat} \end{aligned}$$

¹⁷ Asril dan Abbas, hlm 219

¹⁸ Sularso, hlm 240

k. Tebal gigi (s)¹⁹

Tebal gigi didapat dengan menggunakan persamaan berikut :

$$s = \pi \times \frac{m}{2} \quad (mm) \quad (3.11)$$

dengan : s = tebal gigi (mm)

$$\pi = 3,14$$

Untuk pasangan roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned} s_3 &= \pi \times \frac{m}{2} \quad (mm) \\ &= \pi \times \frac{2}{2} \\ &= 3,14 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk pasangan roda gigi IX dan X :

$$\begin{aligned} s_9 &= \pi \times \frac{m}{2} \quad (mm) \\ &= \pi \times \frac{2}{2} \\ &= 3,14 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. 6. 2. Bahan roda gigi

Faktor tegangan kontak (k_h) mempunyai hubungan erat dengan bahan, sudut tekanan kerja, dan kekerasan permukaan gigi. Harga k_h untuk berbagai gabungan bahan dan kekerasan, diperlihatkan dalam Tabel 3.6. Harga kekerasan dalam Tabel 3.6, merupakan harga rata-rata dari harga dalam Tabel 3.7 dibawah ini :

¹⁹ Ibid, hlm 219

Tabel 3.6. Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi. (Sularso, 1997; 243)

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 (400)	Baja (400)	0,311
" (200)	" (150)	0,039	" (500)	" (400)	0,329
" (250)	" (150)	0,053	" (600)	" (400)	0,348
" (200)	" (200)	0,053	" (500)	" (500)	0,389
" (250)	" (200)	0,069	" (600)	" (600)	0,569
" (300)	" (200)	0,086	" (150)	Besi cor	0,039
" (250)	" (250)	0,086	" (200)	"	0,079
" (300)	" (250)	0,107	" (250)	"	0,130
" (350)	" (250)	0,130	" (300)	"	0,139
" (300)	" (300)	0,130	" (150)	Perunggu fosfor	0,041
" (350)	" (300)	0,154	" (200)	"	0,082
" (400)	" (300)	0,168	" (250)	"	0,135
" (350)	" (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,188
" (400)	" (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,186
" (500)	" (350)	0,226	Besi cor nikel	Perunggu fosfor	0,155

Tabel 3.7. Tegangan lentur yang diizinkan σ_a pada bahan roda gigi.

(Sularso, 1997; 241)

Kelompok bahan	Lambang Bahan	Kekuatan Tarik τ_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 cor 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 SNC 22	80 100	600 (dicelup dingin dalam air)	35-40 40-55
Baja krom nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60

Harga k_H didapat dari persamaan berikut :

$$Ft = fv \times k_H \times b \times d \times \frac{2 \times z_2}{z_1 + z_2} \quad (kg) \quad (3.12)$$

$$\text{dimana : } Ft = \frac{102 \times Pd}{v} \quad (kg) \quad (3.13)$$

$$\text{maka : } k_H = \frac{Ft}{fv \times b \times d \times \frac{2 \times z_2}{z_1 + z_2}} \quad (kg / mm^2) \quad (3.14)$$

dengan : Ft = gaya tangensial (kg)

Pd = daya rencana (kW)

v = kecepatan keliling (m/s)

fv = factor dinamis

b = lebar gigi (mm)

d = diameter lingkaran jarak bagi (mm)

z = jumlah gigi

Untuk roda gigi III dan IV :

$$\begin{aligned} Ft_3 &= \frac{102 \times Pd}{v_3} \quad (kg) \\ &= \frac{102 \times 1,275}{2,55} \\ &= 51 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k_{H3} &= \frac{Ft_3}{fv_3 \times b_3 \times d_3 \times \frac{2 \times z_4}{z_3 + z_4}} \quad (kg / mm^2) \\ &= \frac{51}{0,54 \times 12 \times 34 \times \frac{2 \times 57}{17 + 57}} \\ &= 0,15 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

Untuk roda gigi IX dan X :

$$Ft_9 = \frac{102 \times Pd}{v_9} \quad (\text{kg})$$

$$= \frac{102 \times 1,275}{0,758}$$

$$= 171,57 \text{ kg}$$

$$k_{H9} = \frac{Ft_9}{fv_9 \times b_9 \times d_9 \times \frac{2 \times z_{10}}{z_9 + z_{10}}} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

$$= \frac{171,57}{0,798 \times 12 \times 34 \times \frac{2 \times 57}{17 + 57}}$$

$$= 0,342 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan menggunakan Pers. (3.3) sampai Pers. (3.14) akan didapat hasil seperti dalam Tabel di bawah ini :

Tabel 3.8.a. Dimensi roda gigi.

Roda gigi	d (mm)	d_k (mm)	d_g (mm)	d_f (mm)	c_k (mm)	s (mm)	b (mm)	h (mm)	v (m/s)	fv
1	48	52	45,1	44	0,5	3,14	12	4,5	3,59	0,455
2	66	70	62,02	62					5,24	0,533
3	34	38	31,95	30					2,55	0,54
4	114	118	107,12	110					2,55	0,54
6	82	86	77,05	78					2,96	0,59
8	100	104	93,97	96					3,59	0,455
9	34	38	31,95	30					1,22	0,71
10	114	118	107,12	110					1,22	0,71
13	66	70	62,02	62					4,91	0,38

Modul dalam perhitungan (m) = 2

Tabel 3.8.b. Dimensi roda gigi dalam.

Roda gigi	d (mm)	d_k (mm)	d_g (mm)	d_f (mm)	c_k (mm)	s (mm)	b (mm)	h (mm)	v (m/s)	fv
5	40	42	37,58	38	0,25	1,57	6	6	0,89	0,77
7	45	47	42,28	43					1,62	0,65
11	43	45	40,4	41					0,77	0,79
12	43	45	40,4	41					3,19	0,48

Modul dalam perhitungan (m) = 1

Tabel 3.9.a. Bahan roda gigi

Roda gigi	Bahan (Simbol)	Kekerasan (Brinell) H_B	Kekuatan tarik $\tau_B (kg/mm^2)$	Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_a (kg/mm^2)$
1	SNC 2	300	85	59
2	SNC 2	300	85	59
3	S 15 CK	400	50	30
4	S 15 CK	350	50	30
6	SNC 2	300	85	59,3
8	SNC 1	250	75	39,42
9	SNC 1	600	80	40
10	S 15 CK	400	50	30
13	SNC 1	250	75	39,42

Tabel 3.9.b. Bahan roda gigi dalam

Roda gigi	Bahan (Simbol)	Kekerasan (Brinell) H_B	Kekuatan tarik $\tau_B (kg/mm^2)$	Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_a (kg/mm^2)$
5	SNC 21	600	80	40
7	SNC 21	600	80	40
11	SNC 21	600	80	40
12	SNC 21	600	80	40

3.7. Gaya-gaya pada roda gigi

Gaya-gaya yang terjadi pada roda gigi akan berpengaruh terhadap perhitungan diameter poros. Gaya-gaya tersebut adalah gaya tangensial dan gaya radial.

A. Gaya tangensial (F_t)²⁰

Gaya tangensial adalah salah satu komponen gaya normal (F_n) dengan arah menyinggung lintasan titik kerja gaya. Besarnya gaya tangensial \approx gaya normal (bisa dianggap sama), dan telah diselesaikan dengan Pers. (3.15) seperti di bawah ini :

$$F_t = \frac{102 \times Pd}{v} \quad (\text{kg}) \quad (3.15)$$

dengan : Pd = daya rencana (1,275 kW)

v = kecepatan keliling (dalam Tabel 3.8.a dan Tabel 3.8.b)

B. Gaya radial (F_r)²¹

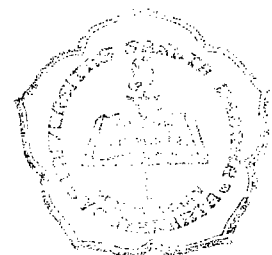
Gaya radial adalah gaya yang disebabkan oleh roda gigi dengan arah gaya tegak lurus dan menuju sumbu poros. Gaya radial pada roda gigi adalah resultan salah gaya komponen F_r pada arah tegak lurus sumbu poros dan berat roda gigi. Gaya yang merupakan komponen F_r pada arah tegak lurus sumbu poros didapat dengan Persamaan :

$$F_r = F_t \times \text{tg} \alpha \quad (\text{kg}) \quad (3.16)$$

dengan : α = sudut tekan pahat (20°)

²⁰ Sularso, hlm 238

²¹ Asril dan Abbas, hlm 417



C. Gaya vertikal

Gaya vertikal ini disebabkan oleh berat roda gigi dan berat poros. Dengan mengasumsikan bahwa roda gigi merupakan silinder pejal maka akan dapat diketahui berat roda gigi dengan rumus berikut :

$$w = \frac{\pi}{4} \times d_k^2 \times b \times \rho \quad (kg)$$

Dengan : w_{rg} = berat roda gigi (kg)

d_k = diameter lingkaran roda gigi (Tabel 3.8.a dan Tabel 3.8.b)

b = lebar roda gigi (Tabel 3.8.a dan Tabel 3.8.b)

ρ = massa jenis bahan (7,86/1000)

Selanjutnya dengan memakai Pers. (3.15), dan Pers. (3.16), akan didapat gaya-gaya pada disetiap roda gigi yang ditunjukkan dalam Table 3.10 :

Tabel 3.10.a. Gaya-gaya pada roda gigi.

Roda gigi	Gaya tangensial F_t (kg)	Gaya radial F_r (kg)	Berat roda gigi w (kg)
I	36,22	13,18	0,2
II	24,82	9,03	0,36
III	51	18,56	0,107
IV	51	18,56	1,03
VI	43,94	15,99	0,49
VIII	36,32	13,22	0,8
IX	106,59	38,79	0,107
X	106,59	38,79	1,03
XIII	26,48	9,64	0,36

Tabel 3.10.b. Gaya-gaya pada roda gigi dalam.

Roda gigi	Gaya tangensial F_t (kg)	Gaya radial F_r (kg)	Berat roda gigi w (kg)
V	145,5	52,96	0,065
VII	79,96	29,1	0,081
XI	464,46	169,04	0,075
XII	109,37	39,8	0,075

3. 8. Perencanaan Poros

Poros pada rancangan ini berguna untuk meneruskan daya bersama dengan roda gigi melalui putaran. Selain itu poros ini juga berfungsi untuk mendukung beban yang ada pada poros. Perhitungan yang dilakukan pada poros adalah perhitungan dengan gaya yang ada pada poros.

3. 8. 1. Gaya pada Poros

A. Gaya pada poros I

Pada poros I mendapat gaya pada tiga posisi. Pada masing-masing posisi ini poros mendapat gaya dari roda gigi, dan posisi tersebut akan dijelaskan seperti dibawah ini :

- a. Gaya-gaya yang terdapat pada masing-masing roda gigi pada poros I :

Roda gigi I : F_{t1} = gaya tangensial pada roda gigi I (36,22 kg)

F_{r1} = gaya radial pada roda gigi I (13,18 kg)

Roda gigi II : F_{t2} = gaya tangensial pada roda gigi II (24,82 kg)

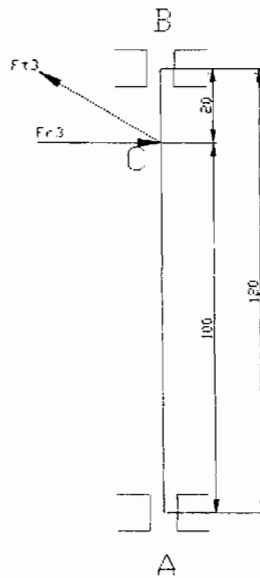
F_{r2} = gaya radial pada roda gigi II (9,03 kg)

Roda gigi III : F_{t3} = gaya tangensial pada roda gigi III (51 kg)

F_{r3} = gaya radial pada roda gigi III (18,56 kg)

- b. Posisi dari gaya-gaya yang ada :

1. Pada posisi pertama, poros mendapat gaya dari roda gigi III berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.11 dibawah ini :



Gambar 3.11. Gaya-gaya pada poros I ,pada posisi I, akibat roda gigi III.

Perhitungan pada poros I akibat gaya yang dialami :

1. Gaya yang terjadi pada poros I akibat gaya tangensial (F_{t3}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_B \cdot 120 - (F_{t3} \cdot 100) &= 0 \\ R_B &= \frac{F_{t3} \cdot 100}{120} \\ &= \frac{51 \times 20}{120} \\ &= 42,5 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_A &= F_{r3} - R_B \\ &= 51 - 42,5 \\ &= 8,5 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros I akibat gaya radial (F_{r3}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 120 - (F_{r3} \cdot 100) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r3} \cdot 100}{120} \\ &= \frac{18,56 \times 100}{120} \\ &= 15,46 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{rA} &= F_{r3} - R_{rB} \\ &= 18,56 - 15,46 \\ &= 3,1 \text{ kg}\end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros I, posisi I.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial (F_{t3})

$$\begin{aligned}M_{tC} &= R_{t1} \cdot 20 \\ &= 42,5 \times 20 \\ &= 850 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

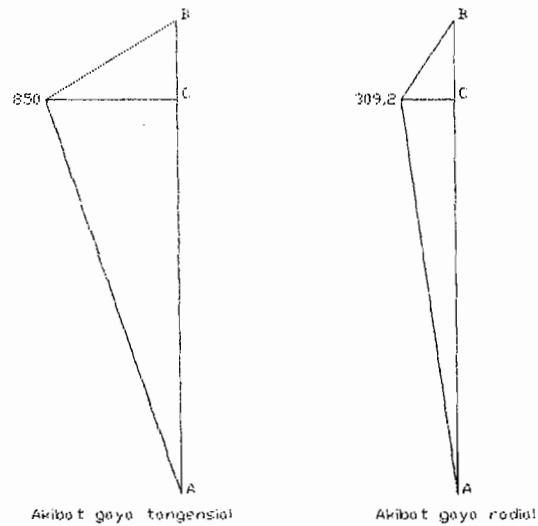
b. Untuk momen akibat gaya radial (F_{r3})

$$\begin{aligned}M_{rC} &= R_{rA} \cdot 20 \\ &= 15,46 \times 20 \\ &= 309,2 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua

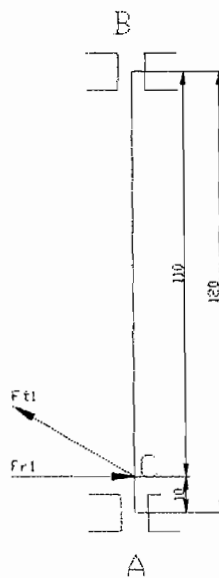
momen diatas :

$$\begin{aligned}M_{t3} &= \sqrt{M_{tC}^2 + M_{rC}^2} \\ &= \sqrt{850^2 + 309,2^2} \\ &= 904,49 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

BMD

Gambar 3.12. Momen pada poros I, pada posisi I, akibat roda gigi III.

2. Pada posisi kedua, poros I mendapat gaya dari roda gigi I berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.13 dibawah ini :



Gambar 3.13. Gaya pada poros I, pada posisi II, akibat roda gigi I.

Perhitungan akibat gaya yang dialami oleh poros I :

1. Gaya yang terjadi pada poros I akibat gaya tangensial (F_{t1}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{tB} \cdot 120 - (F_{t1} \cdot 10) &= 0 \\ R_{tB} &= \frac{F_{t1} \cdot 10}{120} \\ &= \frac{36,22 \times 10}{120} \\ &= 3,018 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{tA} &= F_{t1} - R_{tB} \\ &= 36,22 - 3,018 \\ &= 33,2 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros I akibat gaya radial (F_{r1}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 120 - (F_{r1} \cdot 10) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r1} \cdot 10}{120} \\ &= \frac{13,18 \times 10}{120} \\ &= 1,098 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{rA} &= F_{r1} - R_{rB} \\ &= 13,18 - 1,098 \\ &= 12,08 \text{ kg}\end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros I, posisi II.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial (F_{t1})

$$\begin{aligned}M_{tC} &= R_{tA} \cdot 10 \\ &= 33,2 \times 10 \\ &= 332 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

b. Untuk momen akibat gaya radial (F_{r1})

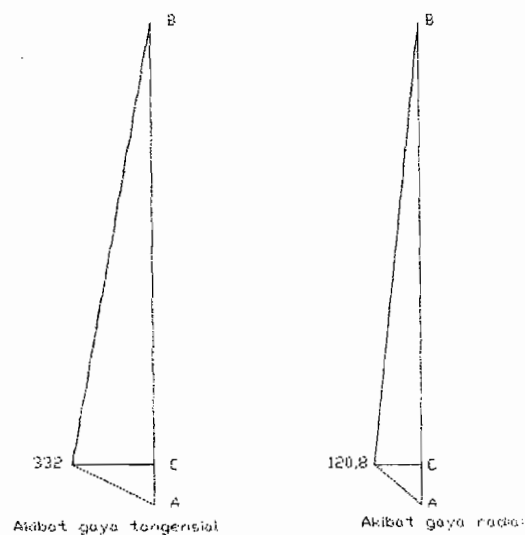
$$\begin{aligned} M_{rc} &= R_{rA} \cdot 10 \\ &= 12,08 \times 10 \\ &= 120,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua

momen diatas :

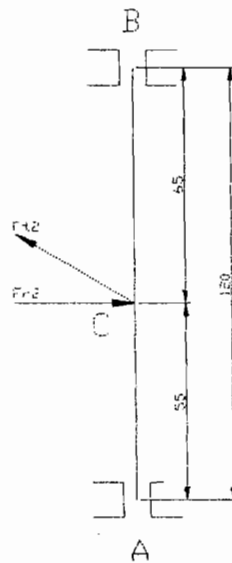
$$\begin{aligned} M_{t3} &= \sqrt{M_{tc}^2 + M_{rc}^2} \\ &= \sqrt{332^2 + 120,8^2} \\ &= 353,29 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

BMD



Gambar 3.14. Momen pada poros I, posisi II, akibat roda gigi I.

3. Pada posisi ketiga, poros mendapat gaya dari roda gigi II berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.15 dibawah ini :



Gambar 3.15. Gaya pada poros I, pada posisi III, akibat roda gigi II.

Perhitungan akibat gaya yang dialami oleh poros I :

1. Gaya yang terjadi pada poros I akibat gaya tangensial (F_{t2}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{tB} \cdot 120 - (F_{t2} \cdot 55) &= 0 \\ R_{tB} &= \frac{F_{t2} \cdot 55}{120} \\ &= \frac{24,82 \times 10}{120} \\ &= 11,37 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{tA} &= F_{t2} - R_{tB} \\ &= 24,82 - 11,37 \\ &= 13,45 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros I akibat gaya radial (F_{r2}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 120 - (F_{r2} \cdot 55) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r2} \cdot 55}{120} \\ &= \frac{9,03 \times 55}{120} \\ &= 4,14 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{rA} &= F_{r2} - R_{rB} \\ &= 9,03 - 4,14 \\ &= 4,89 \text{ kg}\end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros I, posisi III.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial (F_{t2})

$$\begin{aligned}M_{tC} &= R_{tA} \cdot 55 \\ &= 13,45 \times 55 \\ &= 739,75 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

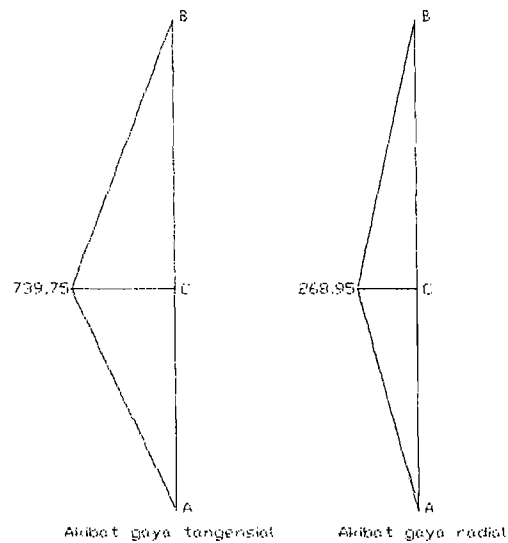
b. Untuk momen akibat gaya radial (F_{r2})

$$\begin{aligned}M_{rC} &= R_{rA} \cdot 55 \\ &= 4,89 \times 55 \\ &= 268,95 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua

momen diatas :

$$\begin{aligned}M_{t3} &= \sqrt{M_{tC}^2 + M_{rC}^2} \\ &= \sqrt{739,75^2 + 268,95^2} \\ &= 787,12 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

BMD

Gambar 3.16. Momen pada poros I, posisi III, akibat roda gigi II.

Dari perhitungan diatas, pada poros I didapatkan harga momen terbesar yang terjadi pada posisi I. Harga dari momen tersebut adalah $904,49 \text{ kg.mm}$.

B. Gaya pada poros II

Pada poros II terdapat roda gigi IV, roda gigi VI, roda gigi VIII, dan roda gigi IX. Gaya-gaya dari roda gigi, dan posisinya akan dijelaskan seperti dibawah ini :

- a. Gaya-gaya yang terdapat pada masing-masing roda gigi pada poros II :

Roda gigi IV : F_{t4} = gaya tangensial pada roda gigi IV (51 kg)

F_{r4} = gaya radial pada roda gigi IV (18,56 kg)

Roda gigi VI : F_{t6} = gaya tangensial pada roda gigi VI (43,94 kg)

F_{r6} = gaya radial pada roda gigi VI (15,99 kg)

Roda gigi VIII : F_{t8} = gaya tangensial pada roda gigi VIII (36,32 kg)

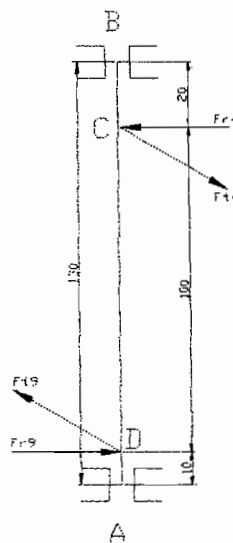
F_{r8} = gaya radial pada roda gigi VIII (13,22 kg)

Roda gigi IX : F_{t9} = gaya tangensial pada roda gigi IX (106,59 kg)

F_{r9} = gaya radial pada roda gigi IX (38,79 kg)

b. Posisi dari gaya-gaya yang ada :

1. Pada posisi pertama, poros mendapat gaya dari roda gigi IV dan roda gigi IX berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya-gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.17 dibawah ini :



Gambar 3.17. Gaya pada poros II, posisi I.

1. Gaya yang terjadi pada poros II akibat gaya tangensial F_{t4} dan F_{t9} didapat :

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ R_B \cdot 130 + (F_{t4} \cdot 110 - F_{t9} \cdot 10) &= 0 \\ R_B &= \frac{(51 \times 110 - 106,59 \times 10)}{130} \\ &= 34,95 \text{ kg}\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}R_{t4} &= F_{t9} - (R_B + F_{t4}) \\ &= 106,59 - (34,95 + 51) \\ &= 20,64 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros II akibat gaya radial F_{r4} dan F_{r9} didapat :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 130 + (F_{r4} \cdot 110 - F_{r9} \cdot 10) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r4} \times 110 - F_{r9} \times 10}{130} \\ &= \frac{18,56 \times 110 - 38,79 \times 10}{130} \\ &= 12,72 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{rA} &= F_{r9} - (F_{rB} + F_{r4}) \\ &= 38,79 - (12,72 + 18,56) \\ &= 7,51 \text{ kg}\end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros II, posisi I.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial (F_t)

$$\begin{aligned}M_{tC} &= R_{tA} \cdot 20 \\ &= 34,95 \times 20 \\ &= 699 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{tD} &= R_{tB} \cdot 10 \\ &= 20,64 \times 10 \\ &= 206,4 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

b. Untuk momen akibat gaya radial (F_r)

$$\begin{aligned}M_{rC} &= R_{rA} \cdot 20 \\ &= 12,72 \times 20 \\ &= 254,4 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{rD} &= R_{rB} \cdot 10 \\ &= 7,51 \times 20 \\ &= 75,1 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

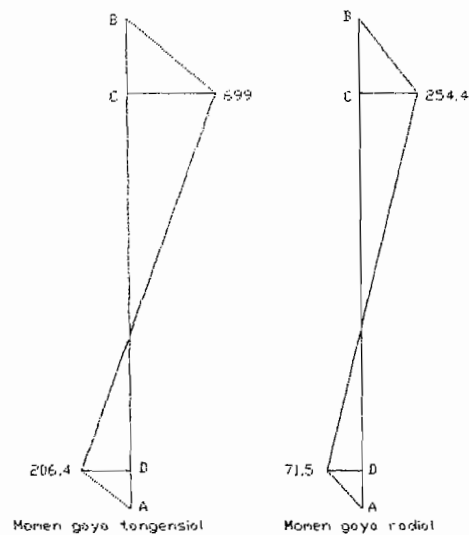
c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua

momen diatas :

$$\begin{aligned} M_{T1} &= \sqrt{M_{tc}^2 + M_{rc}^2} \\ &= \sqrt{699^2 + 254,4^2} \\ &= 743,85 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

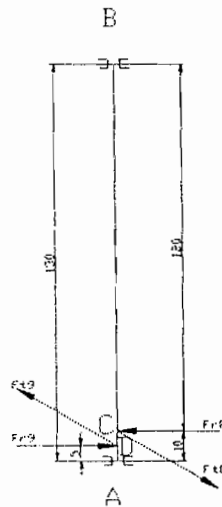
$$\begin{aligned} M_{T2} &= \sqrt{M_{tD}^2 + M_{rD}^2} \\ &= \sqrt{206,4^2 + 75,1^2} \\ &= 219,63 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

BMD



Gambar 3.18. Momen pada poros II, posisi I.

2. Pada posisi kedua, poros mendapat gaya dari roda gigi VIII dan roda gigi IX berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.19 dibawah ini :



Gambar 3.19. Gaya pada poros II, posisi II.

1. Gaya yang terjadi pada poros II akibat gaya tangensial F_{t8} dan F_{t9} didapat :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{tB} \cdot 130 - (F_{t8} \cdot 10 + F_{t9} \cdot 5) &= 0 \\ R_{tB} &= \frac{(36,32 \times 10 - 106,59 \times 5)}{130} \\ &= 1,3 \text{ kg}\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}R_{tA} &= F_{t9} - (R_{tB} + F_{t4}) \\ &= 106,59 - (36,32 + 1,3) \\ &= 68,97 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros II akibat gaya radial F_{r8} dan F_{r9} didapat :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 130 - (F_{r8} \cdot 10 + F_{r9} \cdot 5) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r8} \times 10 - F_{r9} \times 5}{130} \\ &= \frac{13,22 \times 10 - 38,79 \times 5}{130} \\ &= 0,475 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} R_{rA} &= F_{r9} - (F_{rB} + F_{r4}) \\ &= 38,79 - (0,475 + 13,22) \\ &= 25,095 \text{ kg} \end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros II, posisi II.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial (F_t)

$$\begin{aligned} M_{tC} &= R_{tA} \cdot 120 \\ &= 1,3 \times 120 \\ &= 156 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{tD} &= R_{tB} \cdot 5 \\ &= 68,97 \times 5 \\ &= 344,85 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

b. Untuk momen akibat gaya radial (F_r)

$$\begin{aligned} M_{rC} &= R_{rA} \cdot 120 \\ &= 0,475 \times 120 \\ &= 57 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

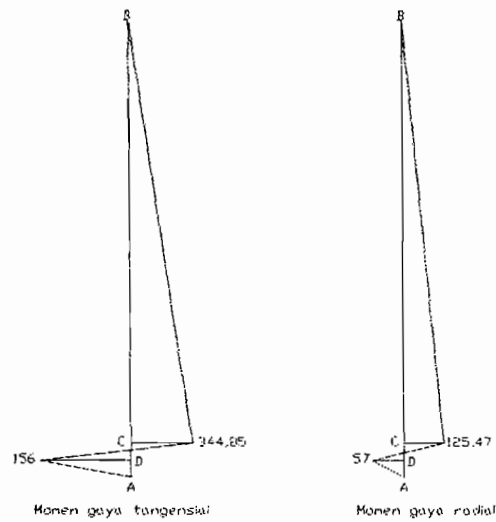
$$\begin{aligned} M_{rD} &= R_{rB} \cdot 5 \\ &= 25,095 \times 5 \\ &= 125,47 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua

momen diatas :

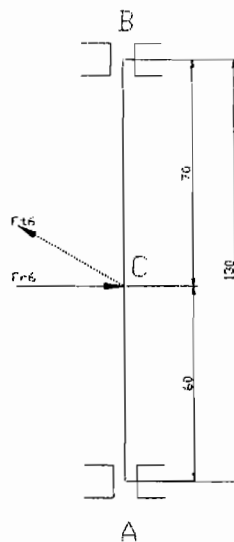
$$\begin{aligned} M_{TC} &= \sqrt{M_{tC}^2 + M_{rC}^2} \\ &= \sqrt{156^2 + 57^2} \\ &= 166,08 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{TD} &= \sqrt{M_{tD}^2 + M_{rD}^2} \\ &= \sqrt{344,85^2 + 125,47^2} \\ &= 366,96 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

BMD

Gambar 3.20. Momen pada poros II, pada posisi II.

3. Pada posisi ketiga, poros mendapat gaya dari roda gigi VI berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya-gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.21 dibawah ini :



Gambar 3.21. posisi gaya pada poros II, posisi III.

1. Gaya yang terjadi pada poros II akibat gaya tangensial (F_{t6}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{tB} \cdot 130 - (F_{t6} \cdot 60) &= 0 \\ R_{tB} &= \frac{(43,94 \times 60)}{130} \\ &= 20,28 \text{ kg}\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}R_{tA} &= (R_{tB} - F_{t6}) \\ &= 43,94 - 20,28 \\ &= 23,66 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros II akibat gaya radial (F_{r6}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 130 - (F_{r6} \cdot 60) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r6} \times 60}{130} \\ &= \frac{15,99 \times 60}{130} \\ &= 7,38 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{rA} &= (F_{r6} - R_{rB}) \\ &= 15,99 - 7,38 \\ &= 8,61 \text{ kg}\end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros II, posisi I.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial F_t

$$\begin{aligned}M_{tC} &= R_{tA} \cdot 60 \\ &= 23,66 \times 60 \\ &= 1419,6 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

b. Untuk momen akibat gaya radial F_r

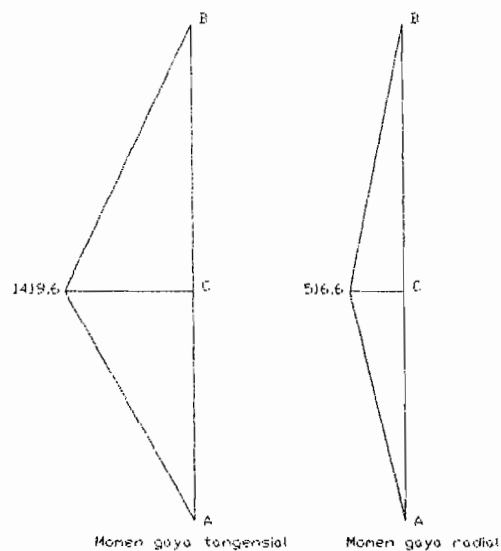
$$\begin{aligned} M_{rc} &= R_{rA} \cdot 60 \\ &= 8,61 \times 60 \\ &= 516,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua

momen diatas :

$$\begin{aligned} M_{T1} &= \sqrt{M_{tc}^2 + M_{rc}^2} \\ &= \sqrt{1419,6^2 + 516,6^2} \\ &= 1510,67 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

BMD



Gambar 3.22. Momen pada poros II, pada posisi III.

Dari perhitungan diatas, pada poros II didapatkan harga resultan momen terbesar yang terjadi pada posisi III. Harga dari resultan momen tersebut adalah 1510,67 kg.mm.

C. Gaya pada poros III.

Pada poros III terdapat roda gigi X, dan roda gigi XIII. Gaya-gaya dari roda gigi, dan posisinya akan dijelaskan seperti dibawah ini :

- a. Gaya-gaya yang terdapat pada masing-masing roda gigi pada poros III :

Roda gigi X : F_{t10} = gaya tangensial pada roda gigi X (106,59 kg)

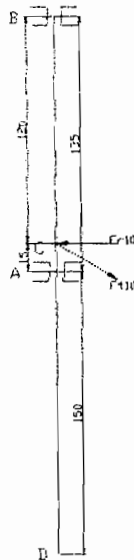
F_{r10} = gaya radial pada roda gigi X (38,79 kg)

Roda gigi XIII : F_{t13} = gaya tangensial pada roda gigi XIII (26,48 kg)

F_{r13} = gaya radial pada roda gigi XIII (9,64 kg)

- b. Posisi dari gaya-gaya yang ada :

1. Pada posisi pertama, poros mendapat gaya dari roda gigi X, berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya-gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.23 dibawah ini :



Gambar 3.23. Gaya pada poros III, pada posisi I.

Pertungan gaya-gaya yang terjadi pada poros III, posisi I :

1. Gaya yang terjadi pada poros III akibat gaya tangensial (F_{t10}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 135 - (F_{t10} \cdot 15) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{(106,59 \times 15)}{135} \\ &= 11,8 \text{ kg}\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}R_{tA} &= (F_{t10} - R_{rB}) \\ &= 106,59 - 11,8 \\ &= 94,79 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros III akibat gaya radial (F_{r10}) :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 135 - (F_{r10} \cdot 15) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r10} \times 15}{135} \\ &= \frac{38,79 \times 60}{130} \\ &= 4,31 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{rA} &= (F_{r10} - R_{rB}) \\ &= 38,79 - 4,31 \\ &= 34,48 \text{ kg}\end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros III, posisi I.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial (F_t)

$$\begin{aligned}M_{tC} &= R_{tA} \cdot 15 \\ &= 94,79 \times 15 \\ &= 1421,85 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

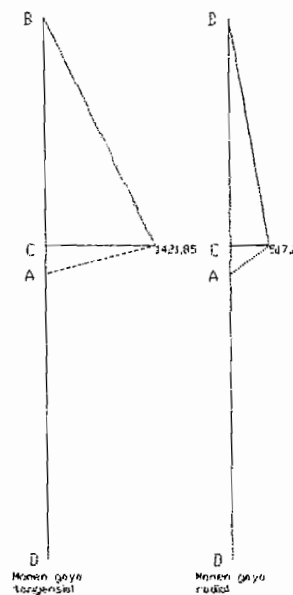
b. Untuk momen akibat gaya radial (F_r)

$$\begin{aligned} M_{rc} &= R_{rA} \cdot 15 \\ &= 34,48 \times 15 \\ &= 517,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua momen diatas :

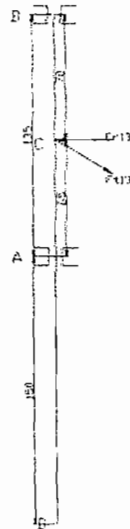
$$\begin{aligned} M_{T1} &= \sqrt{M_{tc}^2 + M_{rc}^2} \\ &= \sqrt{1421,85^2 + 517,2^2} \\ &= 1512,05 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

BMD



Gambar 3.24. Momen pada poros III, pada posisi I.

2. Pada posisi kedua, poros mendapat gaya dari roda gigi XIII berupa gaya tangensial dan gaya radial. Posisi dari gaya yang bekerja pada poros akan digambarkan pada Gambar 3.24 dibawah ini :



Gambar 3.25 Gaya pada poros III, posisi II.

1. Gaya yang terjadi pada poros III akibat gaya tangensial F_{t13} didapat :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{tB} \cdot 135 - (F_{t13} \cdot 65) &= 0 \\ R_{tB} &= \frac{(26,48 \times 65)}{135} \\ &= 12,75 \text{ kg}\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}R_{tA} &= F_{t13} - R_{tB} \\ &= 26,48 - 12,75 \\ &= 13,73 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. Gaya yang terjadi pada poros III akibat gaya radial F_{r13} didapat :

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ R_{rB} \cdot 135 - (F_{r13} \cdot 65) &= 0 \\ R_{rB} &= \frac{F_{r13} \times 65}{135} \\ &= \frac{9,64 \times 65}{135} \\ &= 4,64 \text{ kg}\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}R_{rA} &= F_{r13} - R_{rB} \\ &= 9,64 - 4,64 \\ &= 5 \text{ kg}\end{aligned}$$

3. Dari perhitungan diatas akan didapat harga momen pada poros III, posisi II.

a. Untuk momen akibat gaya tangensial (F_t)

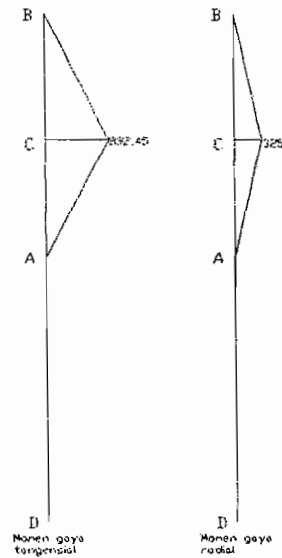
$$\begin{aligned}M_{tc} &= R_{tA} \cdot 65 \\ &= 13,73 \times 65 \\ &= 892,45 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

b. Untuk momen akibat gaya radial (F_r)

$$\begin{aligned}M_{rc} &= R_{rA} \cdot 65 \\ &= 0,475 \times 65 \\ &= 325 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

c. Sehingga akan didapat harga momen dengan menggabungkan kedua momen diatas :

$$\begin{aligned}M_{T1} &= \sqrt{M_{tc}^2 + M_{rc}^2} \\ &= \sqrt{892,45^2 + 325^2} \\ &= 949,78 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

BMD

Gambar 3.26 Momen pada poros III, pada posisi II.

Dari perhitungan diatas, pada poros III didapatkan harga resultan momen terbesar yang terjadi pada posisi I. Harga dari resultan momen tersebut adalah 1512,05 *kg.mm*.

3. 8. 2. Analisa kekuatan poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis, baja karbon untuk konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari ingot yang di-"kill" (baja yang dideoksidasikan dengan ferrosilicon dan dicor ; kadar karbon terjamin). Pemilihan bahan bertujuan untuk mendapatkan kekuatan yang diperlukan. Berikut pemilihan bahan poros yang didapat berdasarkan Tabel 3.11 dibawah ini :

Tabel 3. 11. Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros. (Sularso, 1997, 3)

Standar dan Macam	lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm^2)	keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S 30 C	Penormalan	48	
	S 35 C	"	52	
	S 40 C	"	55	
	S 45 C	"	58	
	S 50 C	"	62	
	S 55 C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S 35 C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S 45 C-D	-	60	
	S 55 C-D	-	72	

A. Bahan Poros I

Berdasarkan Tabel 3.11 diatas maka dipilih bahan poros *S 35 C-D* dengan perlakuan panas secara penormalan dan kekuatan tarik untuk poros $\sigma_B = 53$ kg/mm^2 dengan :

Factor koreksi bahan untuk S-C : $sf_1 = 6$



Factor beban untuk tumbukan : $sf_2 = 3$

Data perhitungan untuk perancangan poros :

1. Tegangan geser bahan (τ_a)²⁴

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad (3.17)$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \tau_{a1} &= \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \quad (\text{kg/mm}^2) \\ &= \frac{53}{6 \times 3} \\ &= 2,94 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

2. Torsi (T)²⁵

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n} \quad (3.18)$$

dengan : T = torsi (kg.mm)

Pd = daya rencana (1,275 kW)

n = putaran poros (rpm)

Sehingga akan diperoleh torsi pada poros I :

$$\begin{aligned} T_1 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n_1} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{1,275}{1430} \\ &= 868,43 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

²⁴ Sularso, hlm 8

²⁵ Ibid, hlm 7

3. Diameter poros (d_s)²⁶

Momen yang terjadi pada poros I diambil momen maksimal yang terjadi pada posisi I. Harga momen tersebut sebesar M_{maks} : 909,49 *kg.mm*.

Dari data yang sudah ada maka dapat ditentukan besarnya diameter poros dengan rumus :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau_a} \times \sqrt{(K_m \cdot M_{maks})^2 + (K_t \cdot T)^2} \right\}^{1/3} \text{ mm} \quad (3.19)$$

dengan : d_s = diameter poros (*mm*)

K_m = factor koreksi momen lentur (1,5-2) diambil 1,5

K_t = factor koreksi puntir (1-5) diambil 2

M_{maks} = momen maksimum (*kg.mm*)

T = torsi (*kg.mm*)

Maka besarnya diameter minimal pada poros I didapat :

$$\begin{aligned} d_{s1} &= \left\{ \frac{5,1}{\tau_{a1}} \times \sqrt{(K_m \cdot M_{maks1})^2 + (K_t \cdot T_1)^2} \right\}^{1/3} \text{ mm} \\ &= \left\{ \frac{5,1}{2,94} \times \sqrt{(1,5 \times 904,49)^2 + (2 \times 868,43)^2} \right\}^{1/3} \\ &= 15,63 \text{ mm} \end{aligned}$$

Harga diameter minimum pada poros I dalam perhitungan didapat 15,63 *mm*. Untuk penyesuain poros pada bantalan, maka diameter poros I dibesarkan menjadi 20 *mm*.

²⁶ Ibid, hlm 18

B. Bahan poros II

Dalam perancangan poros II, digunakan Pers.(3.17) sampai Pers. (3.19) yang ada pada poros I dengan langkah-langkah pengerjaan yang sama.

Bahan poros *S 35 C-D* dengan perlakuan panas secara penormalan dan kekuatan tarik untuk poros $\sigma_B = 53 \text{ kg/mm}^2$ dengan :

Factor koreksi bahan untuk S-C : $sf_1 = 6$

Factor beban untuk tumbukan : $sf_2 = 3$

Data perhitungan untuk perancangan poros :

1. Tegangan geser bahan (τ_a)

$$\begin{aligned}\tau_{a2} &= \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \quad (\text{kg/mm}^2) \\ &= \frac{53}{6 \times 3} \\ &= 2,94 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

2. Torsi (T)

Dan akan diperoleh torsi pada poros II :

$$\begin{aligned}T_2 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n_2} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{1,275}{426,14} \\ &= 2914,18 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

dengan : $n_2 =$ putaran poros minimum yang terjadi pada poros II (*rpm*)

3. Diameter poros (d_s)

Momen terbesar yang terjadi pada poros II terjadi pada posisi III, dan harga momen tersebut sebesar $1510,67 \text{ kg.mm}$.

Dari data yang sudah ada maka besarnya diameter poros dapat ditentukan :

dengan : K_m = faktor koreksi momen lentur (1,5-2) diambil 1,5

K_t = faktor koreksi puntir (1-5) diambil 1

Sehingga diameter minimal pada poros II didapat dengan perhitungan dibawah ini :

$$\begin{aligned} d_{s2} &= \left\{ \frac{5,1}{\tau_{a2}} \times \sqrt{(K_m \cdot M_{maks2})^2 + (K_t \cdot T_2)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \text{ mm} \\ &= \left\{ \frac{5,1}{2,94} \times \sqrt{(1,5 \times 1510,67)^2 + (1 \times 2914,18)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\ &= 18,57 \text{ mm} \end{aligned}$$

Harga diameter minimum pada poros II dalam perhitungan didapat 18,57 mm. Untuk penyesuaian poros pada bantalan, maka diameter poros II dibesarkan menjadi 20 mm.

C. Bahan poros III

Bahan poros III dipilih **S 55 C-D** dengan perlakuan panas secara penormalan dan kekuatan tarik untuk poros $\sigma_B = 72 \text{ kg/mm}^2$.

Dengan : Faktor koreksi bahan untuk S-C : $sf_1 = 6$

Faktor beban untuk tumbukan : $sf_2 = 3$

Hasil perhitungan dalam perancangan poros III :

1. Tegangan geser bahan (τ_a)

$$\begin{aligned} \tau_{a3} &= \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \\ &= \frac{72}{6 \times 3} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

2. Torsi (T)

Besarnya torsi pada poros III :

$$\begin{aligned} T_3 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n_3} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{1,275}{126,99} \\ &= 9779,12 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

dengan : n_3 = putaran poros minimum yang terjadi pada poros III (*rpm*)

3. Diameter poros (d_s)

Pada poros III ini terdapat gaya aksial yang diakibatkan oleh berat poros sendiri. Maka dalam perhitungan poros III ini akan digunakan suatu persamaan momen torsi (T_o)²⁷ :

$$\begin{aligned} T_{o1} &= \sqrt{\left(K_m \cdot M + \frac{\alpha \cdot F \cdot d_{s3} \cdot (1 + k^2)}{8} \right)^2 + (K_t \cdot T)^2} \\ T_{o2} &= \frac{\pi}{16} \cdot f_s \cdot d_{s3}^3 \cdot (1 - k^4) \end{aligned}$$

dengan : $T_{o1} = T_{o2}$ = momen torsi (*kg.mm*)

K_m = faktor koreksi momen lentur (1,5-2) diambil 1,5

K_t = faktor koreksi puntir (1-5) diambil 2

M = momen max. yang terjadi pada poros III (1512,05 *kg.mm*)

α = faktor kolom (1)

F = gaya aksial pada poros (berat poros sendiri)

k = perbandingan antara diameter dalam dan diameter luar

$$= \frac{\text{inner diameter}}{\text{outer diameter}} = \frac{d_i}{d_o}$$

²⁷ Machine design, R. S. Khurm: J. K. Gupta, hlm 450.

= untuk poros pejal harga $k=0$

T = torsi pada poros III (9779,12 kg.mm)

$f_s = \tau_o =$ tegangan geser poros (4)

$d_s =$ diameter poros (mm)

Persamaan diatas diselesaikan dengan cara coba-coba (*trial and error*), dengan harga diameter (d_s) ditentukan lebih dulu yakni antara 25 mm sampai 30 mm.

Hasil dari persamaan tersebut ada dalam Tabel 3.12 dibawah :

Tabel 3.12. Hasil diameter poros III

d_s (mm)	T_{o1} (kg.mm)	T_{o2} (kg.mm)	F (kg)
25	19686,7	12271,84	1,099
26	19689,75	13807,15	1,189
27	19689,8	15458,9	1,28
28	19689,86	17241,06	1,379
29	19689,9	19155,07	1,479
30	19689,9	21205,75	1,58
31	19690,06	23397,79	1,69
32	19690,14	25735,92	1,8
33	19690,21	28224,85	1,9
34	19690,29	30869,28	2
35	19690,39	33673,9	2,15

Dari Tabel 3.12 diatas maka besarnya diameter diambil dari hasil harga T_{o1} dan T_{o2} yang hampir mendekati yakni 29 mm. Dan untuk penyesuain poros dan bantalan maka harga poros III menjadi 30 mm.

3. 8. 3. Evaluasi poros

Evaluasi disini adalah evaluasi poros terhadap defleksi (θ), lenturan (Y), dan kecepatan kritis (N_c). Dimana hasil dari evaluasi harus masuk kedalam syarat-syarat yang telah ditentukan.

A. Evaluasi poros terhadap Defleksi

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi antara $0,25^\circ$ - $0,35^\circ / m$ ($0,025^\circ$ - $0,035^\circ mm$). Maka besarnya defleksi (θ)²⁸ terhadap puntiran dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$\theta = \frac{T.L}{J.G} \times \frac{180}{\pi} \quad (^\circ) \quad (3.20)$$

dengan : θ = defleksi puntiran ($^\circ$)

T = momen puntir ($kg.mm$)

L = panjang poros (mm)

G = modulus geser ($8,3 \times 10^3 \text{ kg} / mm^2$)

d_s = diameter poros (mm)

Maka akan didapat harga defleksi pada setiap poros :

1. Pada poros I

Dengan data perhitungan :

$$T_1 = 868,43 \text{ kg.mm}$$

$$L_1 = 100 \text{ mm}$$

$$d_{s1} = 20 \text{ mm}$$

²⁸Machine Design, hlm 453

J = momen inersia²⁹

$$\begin{aligned} J &= \frac{\pi}{32} \times d_{s3}^4 \\ &= \frac{\pi}{32} \times 20^4 \\ &= 15707,96 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{T.L}{J.G} \times \frac{180}{\pi} \\ &= \frac{868,43.120}{15707,96.(8,3.10^3)} \times \frac{180}{\pi} \\ &= 0,037^\circ \end{aligned}$$

Pada perancangan poros dengan $L = 120 \text{ mm}$, besarnya sudut defleksi minimum yang diijinkan adalah :

$$\frac{0,25^\circ}{1000} \times 120 = 0,03^\circ$$

Maka pada perancangan diameter 20 mm telah memenuhi syarat karena defleksi $0,037^\circ$ kurang dari syarat yakni $0,03^\circ$ sampai $0,042^\circ$.

2. Pada poros II

Dengan data perhitungan :

$$T_2 = 2914,18 \text{ kg.mm}$$

$$L_2 = 100 \text{ mm}$$

$$d_{s2} = 20 \text{ mm}$$

$$J = 15707,96 \text{ mm}^4$$

²⁹ Ibid. hlm 453

Sehingga :

$$\begin{aligned}\theta_2 &= \frac{T_2 \cdot L_2}{G \cdot J} \quad (^\circ) \\ &= \frac{2914,18 \cdot 100}{15707,96 \cdot (8,3 \cdot 10^3)} \times \frac{180}{\pi} = 0,03^\circ\end{aligned}$$

Syarat defleksi yang harus dipenuhi adalah $0,025^\circ$ sampai $0,035^\circ$. Sedangkan defleksi yang terdapat dalam poros II adalah $0,03^\circ$, maka poros II memenuhi syarat.

3. Pada poros III

Dengan data perhitungan :

T = torsi pada poros III ($9779,12 \text{ kg.mm}$)

L = panjang poros III (130 mm)

d_{s3} = diameter poros III (30 mm)

J = momen inersia ($69437,1495 \text{ mm}^4$)

Sehingga :

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{T \cdot L}{J \cdot G} \\ &= \frac{9779,12 \cdot 65}{69437,1495 \cdot (8,3 \cdot 10^3)} \times \frac{180}{\pi} \\ &= 0,03^\circ\end{aligned}$$

Syarat defleksi yang harus dipenuhi adalah $0,033^\circ$ sampai $0,045^\circ$. Sedangkan defleksi yang terdapat dalam poros III adalah $0,03^\circ$, maka poros III memenuhi syarat terhadap sudut defleksi.

B. Evaluasi poros terhadap Lenturan

Dalam evaluasi ini poros kurang dari 1 *m*, sehingga batas kelenturan 0,3-0,35 *mm/m* (atau 0,003-0,0035 *mm*). Maka untuk perhitungan evaluasi terhadap lenturan dapat ditentukan dengan rumus, sebagai berikut :³⁰

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \cdot \frac{F' \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d_s^4 \cdot L} \text{ (mm)} \quad (3.21)$$

dengan : Y = lenturan poros (*mm*)

F' = gaya keliling (*kg*)

d_s = diameter poros (*mm*)

L = jarak antar bantalan penumpu (*mm*)

l_1, l_2 = jarak dari bantalan yang bersangkutan ke titik pembebanan (*mm*)

1. Untuk poros I

Dengan data sebagai berikut :

$$F_1 = 18,56 \text{ kg}$$

$$d_s = 20 \text{ mm}$$

$$L = 120 \text{ mm}$$

$$l_1 = 20 \text{ mm}$$

$$l_2 = 100 \text{ mm}$$

syarat yang harus dipenuhi :

$$\begin{aligned} Y &= \frac{0,3}{1000} \times 120 \\ &= 0,036 \text{ mm} \end{aligned}$$

³⁰ Ibid, hlm 18

sehingga :

$$\begin{aligned}
 Y_1 &= 3,23 \times 10^{-4} \cdot \frac{F_r \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d_{s1}^4 \cdot L} \text{ (mm)} \\
 &= 3,23 \times 10^{-4} \cdot \frac{18,56 \cdot 20^2 \cdot 100^2}{20^4 \cdot 120} \\
 &= 0,0012 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Harga dari lenturan yang terjadi adalah 0,0012 mm, harga ini kurang dari syarat yang harus dipenuhi yakni 0,036 mm sampai 0,042 mm. Jadi poros I memenuhi syarat.

2. Untuk poros II

Dengan data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F &= F_{r1} + F_{r2} \\
 &= 18,56 + 38,79 \\
 &= 57,35 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$d_s = 20 \text{ mm}$$

$$L = 130 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 L_1 &= 10 + \frac{F_{r1}}{F} \times 100 \\
 &= 10 + \frac{18,56}{57,35} \times 100 \\
 &= 42,36 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 L_2 &= L - L_1 \\
 &= 130 - 42,36 \\
 &= 117,64 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} Y_2 &= 3,23 \times 10^{-4} \cdot \frac{F_2 \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d_2^4 \cdot L} \text{ (mm)} \\ &= 3,23 \times 10^{-4} \cdot \frac{57,35 \cdot 42,36^2 \cdot 117,64^2}{20^4 \cdot 130} \\ &= 0,022 \text{ mm} \end{aligned}$$

Harga dari lenturan yang terjadi adalah 0,022 mm, harga ini kurang dari syarat yang harus dipenuhi yakni 0,036 mm sampai 0,042 mm. Jadi poros II memenuhi syarat.

3. Untuk poros III

Dengan data sebagai berikut :

$$F_{ri0} = 38,79 \text{ kg}$$

$$d_s = 29 \text{ mm}$$

$$L = 135 \text{ mm}$$

$$l_1 = 15 \text{ mm}$$

$$l_2 = 120 \text{ mm}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} Y_3 &= 3,23 \times 10^{-4} \cdot \frac{F_3 \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d_3^4 \cdot L} \text{ (mm)} \\ &= 3,23 \times 10^{-4} \cdot \frac{38,79 \cdot 15^2 \cdot 120^2}{29^4 \cdot 135} \\ &= 0,00041 \text{ mm} \end{aligned}$$

Harga dari lenturan yang terjadi adalah 0,00041 mm, harga ini kurang dari syarat yang harus dipenuhi yakni 0,039 mm sampai 0,045 mm. Jadi poros III memenuhi syarat.

C. Evaluasi terhadap Kecepatan Kritis

Dalam evaluasi ini, gaya yang diperhitungkan adalah berat dari massa yang berputar. Untuk berat roda gigi bisa dilihat dalam Tabel 3.10 pada perhitungan sebelumnya. Maka kecepatan kritis dapat dicari dengan Persamaan berikut (Nc)³¹ :

$$Nc = 52700 \times \frac{d_s^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{L}{w}} \quad (rpm) \quad (3.22)$$

Bila terdapat beberapa beban pada satu poros maka dihitung terlebih dahulu putaran kritis $Nc_1, Nc_2, Nc_3, \dots, Nc_n$, dari masing-masing benda tersebut yang seolah-olah berada sendiri pada poros. Maka putaran kritis secara keseluruhan (Nc_o) adalah :

$$\frac{1}{Nc_o^2} = \frac{1}{Nc_1^2} + \frac{1}{Nc_2^2} + \frac{1}{Nc_3^2} + \dots + \frac{1}{Nc_n^2}$$

dengan : $Nc = Nc_1 =$ putaran kritis tiap beban pada poros (rpm)

$Nc_1 =$ putaran kritis total pada poros (rpm)

$d_s =$ diameter poros (mm)

$l_1, l_2 =$ jarak antara beban terhadap bantalan (mm)

$L =$ panjang poros keseluruhan (mm)

$w =$ berat beban pada poros (kg)

1. Putaran kritis pada poros I

Pada poros I terdapat beberapa beban yaitu roda gigi I, roda gigi II, roda gigi III, dan berat poros sendiri. Berat benda yang berputar adalah :

Berat roda gigi I = 0,2 kg

³¹ Ibid, hlm 23

Berat roda gigi II = 0,36 kg

Berat roda gigi III = 0,107 kg

$$\begin{aligned} \text{Berat poros I} &= \frac{\pi}{4} \times d_{st}^2 \times L \times \rho \\ &= \frac{\pi}{4} \times 2^2 \times 12 \times \frac{7,86}{1000} \\ &= 0,296 \text{ kg} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} Nc_1 &= 52700 \times \frac{20^2}{10.110} \cdot \sqrt{\frac{120}{0,2}} \\ &= 469411,31 \text{ rpm} \\ Nc_2 &= 52700 \times \frac{20^2}{55.65} \cdot \sqrt{\frac{120}{0,36}} \\ &= 107654,94 \text{ rpm} \\ Nc_3 &= 52700 \times \frac{20^2}{20.100} \cdot \sqrt{\frac{120}{0,107}} \\ &= 352971,26 \text{ rpm} \\ Nc_4 &= 52700 \times \frac{20^2}{60.60} \cdot \sqrt{\frac{120}{0,296}} \\ &= 117899,747 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Dengan menjumlahkan masing-masing putaran kritis dari tiap bagian

diatas maka akan didapat putaran kritis total yang besarnya adalah :

$$\begin{aligned} \frac{1}{Nc_0^2} &= \frac{1}{469411,31^2} + \frac{1}{107654,94^2} + \frac{1}{352971,26^2} + \frac{1}{117899,747^2} \\ Nc_0 &= 76518,98 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Perbandingan antara putaran kritis dengan putaran maximum yang terjadi (sesungguhnya) :

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{n_{input}}{Nc_1} \\ &= \frac{1430}{76518,98} \\ &= 0,0186 \end{aligned}$$

Syarat yang harus dipenuhi adalah bila harga n_1 kurang dari 0,6 sampai 0,7. Disini didapat hasil 0,0186 berarti baik karena telah memenuhi syarat.

2. Putaran kritis pada poros II

Berat beban pada poros II :

$$\text{Berat roda gigi IV} = 1,03 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat roda gigi VI} &= w_{rgV} + w_{rgVI} + w_{rgVII} \\ &= 0,065 + 0,49 + 0,081 \\ &= 0,636 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\text{Berat roda gigi VIII} = 0,8 \text{ kg}$$

$$\text{Berat roda gigi IX} = 0,107 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat poros II} &= \frac{\pi}{4} \times d_{s2}^2 \times L \times \rho \\ &= \frac{\pi}{4} \times 2^2 \times 13 \times \frac{7,86}{1000} \\ &= 0,32 \text{ kg} \end{aligned}$$

sehingga :

$$N_{c_1} = 52700 \times \frac{2^2}{20.110} \cdot \sqrt{\frac{130}{1,03}}$$

$$= 1096,467 \text{ rpm}$$

$$N_{c_2} = 52700 \times \frac{2^2}{70.60} \cdot \sqrt{\frac{130}{0,636}}$$

$$= 717,57 \text{ rpm}$$

$$N_{c_3} = 52700 \times \frac{2^2}{10.120} \cdot \sqrt{\frac{130}{0,8}}$$

$$= 2239,32 \text{ rpm}$$

$$N_{c_4} = 52700 \times \frac{2^2}{125.5} \cdot \sqrt{\frac{130}{0,107}}$$

$$= 11756,29 \text{ rpm}$$

$$N_{c_5} = 52700 \times \frac{2^2}{150.150} \cdot \sqrt{\frac{130}{0,50}}$$

$$= 188,84 \text{ rpm}$$

Dengan menjumlahkan masing-masing putaran kritis dari tiap bagian diatas maka akan didapat putaran kritis total yang besarnya adalah :

$$\frac{1}{N_{c_0}^2} = \frac{1}{1076,467^2} + \frac{1}{717,57^2} + \frac{1}{2239,32^2} + \frac{1}{11756,29^2} + \frac{1}{188,84^2}$$

$$N_{c_0} = 32202,047 \text{ rpm}$$

Perbandingan antara putaran kritis dengan putaran maximum yang terjadi (sesungguhnya) :

$$n_2 = \frac{N_{\text{max pada poros II}}}{N_{c_2}}$$

$$= \frac{1144}{32202,047}$$

$$= 0,035$$

Syarat yang harus dipenuhi adalah bila harga n_2 kurang dari 0,6 sampai 0,7. Disini didapat hasil 0,035 berarti baik karena telah memenuhi syarat.

3. Putaran kritis pada poros III

Berat beban pada poros III :

$$\text{Berat roda gigi X} = 0,71 \text{ kg}$$

$$\text{Berat roda gigi XIII} = 0,38 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat poros III} &= \frac{\pi}{4} \times d_{s3}^2 \times L \times \rho \\ &= \frac{\pi}{4} \times 2,9^2 \times 28,5 \times \frac{7,86}{1000} \\ &= 1,479 \text{ kg} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} Nc_1 &= 52700 \times \frac{29^2}{15.120} \cdot \sqrt{\frac{135}{0,71}} \\ &= 339525,05 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nc_2 &= 52700 \times \frac{29^2}{65.70} \cdot \sqrt{\frac{135}{0,38}} \\ &= 183598,99 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nc_3 &= 52700 \times \frac{29^2}{67,5.67,5} \cdot \sqrt{\frac{135}{1,479}} \\ &= 92935,55 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Dengan menjumlahkan masing-masing putaran kritis dari tiap bagian diatas maka akan didapat putaran kritis total yang besarnya adalah :

$$\begin{aligned} \frac{1}{Nc_0^2} &= \frac{1}{339525,05^2} + \frac{1}{183598,99^2} + \frac{1}{92935,55^2} \\ Nc_0 &= 80550,529 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Perbandingan antara putaran kritis dengan putaran maximum yang terjadi (sesungguhnya) :

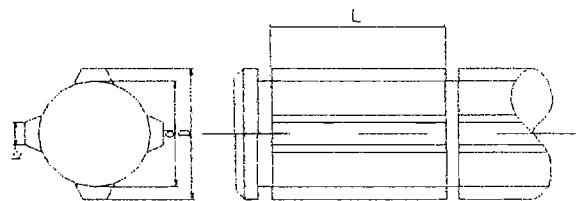
$$\begin{aligned}n_3 &= \frac{n_{\max \text{ pada poros III}}}{Nc_3} \\ &= \frac{1418,56}{80550,529} \\ &= 0,0176\end{aligned}$$

Syarat yang harus dipenuhi adalah bila harga n_3 kurang dari 0,6 sampai 0,7. Disini didapat hasil 0,0176 berarti baik karena telah memenuhi syarat.

3.9. Perancangan Spline

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian seperti roda gigi, sproket, puli, kopling, dan lain-lain pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

Fungsi yang serupa dengan pasak dilakukan pula oleh seplain (*spline*) yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi yang sama pada naf dan saling terkait yang satu dengan yang lain. Spline juga digunakan sebagai alur oleh roda gigi yang berfungsi sebagai pemindah kecepatan. Untuk lebih jelasnya akan ditunjukkan pada Gambar 3.27 dibawah ini :



Gambar 3.27. Splain (*spline*)

Untuk menentukan diameter spline digunakan Tabel 3.13 dibawah ini.

Tabel 3.13. Ukuran spline pada mesin perkakas menurut DIN 5471 dengan 4 baji. (G. Niemann, 1986; 346)

Ukuran nominal dalam <i>mm</i> untuk poros dan naf		
<i>D</i>	<i>D</i>	<i>b</i>
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
42	48	12

46	52	14
52	60	14
58	65	16
62	70	16
68	78	16

A. Spline pada poros I :

1. Berdasarkan Table 3.13 dapat ditentukan ukuran-ukuran diameter spline berdasarkan diameter poros baik dengan interpolasi ataupun langsung dipilih.

Ukuran spline : $20 \times 23 \times 6$ DIN 5471

Keterangan : d = diameter poros

$$= 20 \text{ mm}$$

D = diameter spline (dengan interpolasi)

$$= 23 \text{ mm}$$

b = lebar spline

$$= 6 \text{ mm}$$

2. Besar momen torsi rencana (M_t)²⁸

$$\begin{aligned} M_t &= 9,75 \times 10^5 \times \frac{P_d}{N_{\min 1}} \text{ kg.mm} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{1,275}{1430} \\ &= 868,43 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

dengan : P_d = daya rencana (kW)

$N_{\min 1}$ = putaran minimum pada poros I (rpm)

²⁸ G. Niemann, hlm 342

3. Besar momen yang dialami (M_o)²⁹

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

$$M_{t1} = 0,7 \times M_{o1} \times L_1 \quad \text{kg.mm} \quad (3.23)$$

$$M_{o1} = \frac{M_{t1}}{0,7.L_1} \quad \text{kg}$$

dimana : L = panjang spline spline pada poros (mm)

M_{t1} = momen rencana torsi ($kg.mm$)

M_{o1} = momen yang dialami spline pada poros (kg)

Maka :

$$\begin{aligned} M_{o1} &= \frac{M_{t1}}{0,7 \times L_1} \\ &= \frac{868,43}{0,7 \times 96} \\ &= 12,92 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

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

B. Spline pada poros II dan poros III :

Pada perhitungan spline poros II dan poros III, menggunakan cara yang sama dengan dengan spline pada poros I. Hasil dari perhitungan ada dalam Tabel 3.14, dibawah :

²⁹ Ibid, hlm 346

Tabel 3.14. Hasil perhitungan pada spline.

Data	Poros I	Poros II	Poros III
Ukuran spline	20 × 23 × 6DIN5471	20 × 24 × 7DIN5471	29 × 35 × 10DIN5471
Panjang spline (L)	96	129	113
Diameter poros (d)	20	20	29
Diameter spline (D)	23	24	35
Lebar spline (b)	6	7	10
Putaran minimum (n_{min})	1430	426	125
Momen torsi rencana (M_t)	868,43	2915,14	9934,8
Momen yang dialami (M_o)	12,92	32,28	125,59

3.10. Perhitungan Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara aman, halus, dan berumur panjang. Pada poros vertikal bantalannya sering disebut bantalan *pivot*. Dan untuk menahan gaya aksial pada poros dipasang kuping (blok-kuping).

Dalam perancangan ini dipilih bantalan gelinding karena gesekan yang terjadi kecil, pelumasan relatif mudah, dan dapat menerima tekanan yang tinggi. Sedangkan kekurangan dari bantalan gelinding adalah bantalan ini relatif lebih berisik jika dibanding bantalan luncur akibat dari gerakan elemen gelinding dan sangkar. Bantalan pada poros mesin, dipilih bantalan gelinding dengan elemen gelinding berupa rol yang dapat ditentukan dari katalog dan didasarkan pada diameter poros. Dengan pertimbangan bahwa sistem pelumasan yang digunakan adalah sistem pelumasan gemuk cair maka secara spesifik bantalan rol yang dipilih adalah bantalan rol kerucut dengan tipe terbuka dan bantalan bola gelinding dengan masing-masing beban putar pada cincin dalam. Katalog pemilihan bantalan rol kerucut ditunjukkan pada Tabel 3.15, dan harga X, Y dalam Tabel 3.16 dibawah, sedangkan untuk bantalan bola terdapat pada Lampiran (Dimensi bantalan bola gelinding) dan harga X, Y dalam Lampiran (Pemilihan harga X, Y).

Tabel 3.15. Bantalan rol kerucut. (Sularso, 1997; 144)

Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)								Faktor beban aksial		konstanta e	Kapasitas nominal dinamis (kg) C	Kapasitas nominal statis (kg) C_0
	d	D	T	B	b	R	r_i	p	Y_1	Y_2			
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	2,0	1,1	0,30	3200	2350
32305	25	62	25,25	24	20	2	0,8	9,5	2,0	1,1	0,30	4400	3300

Tabel 3.16. Harga X, Y. (Sularso, 1997; 144)

$F_a / VF_r \leq e$		$F_a / VF_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	Y_1

Harga e , Y_1 dan Y_0 dalam hubungannya dengan Tabel 3.15.

A. Perhitungan bantalan pada poros I

Data perhitungan :

1. Diameter minimum poros I = 20 mm
2. Putaran max. poros I (n_{\max}) = 1430 rpm
3. Gaya pada bantalan A (F_{A1}) = 33,2 kg
Gaya pada bantalan B (F_B) = 42,5 kg
4. Gaya aksial pada bantalan (F_a) adalah jumlah berat total dari roda gigi (dalam perhitungan sebelumnya) = 1,13 kg

5. Pada bantalan A digunakan jenis bantalan rol kerucut.

Nomor bantalan A = 30304

Dengan : Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 2490 kg

Kapasitas nominal statis spesifik (C_o) = 1670 kg

Pada bantalan B digunakan bantalan bola jenis terbuka.

Nomor bantalan B = 6003

Dengan : Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 2490 kg

Kapasitas nominal statis spesifik (C_o) = 1670 kg

Perhitungan :

Beban radial ekuivalen statis (P_o)³⁰

$$P_o = X.V.F_r + Y.F_a \quad (3.24)$$

dengan : X = faktor beban radial

V = faktor konstruksi bantalan

Y = faktor beban aksial

F = gaya pada bantalan (perhitungan sebelumnya)

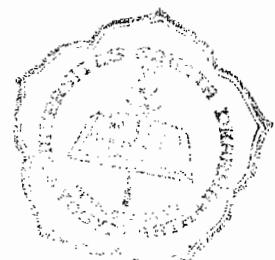
F_a = gaya aksial (perhitungan sebelumnya)

Bantalan menumpu poros, cincin dalam yang berputar sehingga harga faktor $V = 1$

Sedangkan faktor X , Y dapat diperoleh dalam Tabel masing-masing bantalan, tetapi harus ditentukan terlebih dahulu perbandingan antara gaya aksial (F_a) dengan kapasitas statis bantalan (C_o)³¹

³⁰ Sularso, hlm 135

³¹ Ibid, hlm 135



a. Pada bantalan A :

$$\frac{F_a}{C_{o1}} = \frac{1,127}{1670} = 0,0007$$

b. Pada bantalan B :

$$\frac{F_a}{C_{o2}} = \frac{1,127}{296} = 0,0038$$

karena $\frac{F_a}{V.F_r} > e$

maka : Faktor $X = 0,56$

Faktor $Y = 0$

1. Pada bantalan A :

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{1,127}{1.33,2} = 0,0339 \approx 0$$

2. Pada bantalan B :

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{1,127}{1.42,5} = 0,0265 \approx 0$$

Sehingga beban ekivalen dapat dihitung sebesar :

a. Pada bantalan A :

$$\begin{aligned} P_{oA} &= (1.1.33,2) + (0.1,127) \\ &= 33,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Pada bantalan B :

$$\begin{aligned} P_{oB} &= (1.1.42,5) + (0.1,127) \\ &= 42,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Umur bantalan yang dipergunakan pada setiap mesin memiliki batasan umur pemakaian yang telah ditentukan, serta faktor beban yang sesuai dengan penggunaan mesin tersebut.

Bantalan pada mesin perkakas mempunyai batasan umur pemakaian 20000-30000 *jam*. Untuk kerja halus tanpa tumbukan, maka faktor bebandapat ditentukan ($f_w = 1,1$). Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor f_w .

Beban yang bekerja pada bantalan adalah (P)³² :

a. Pada bantalan A :

$$\begin{aligned} P_A &= f_w \cdot P_{oA} \\ &= 1,1 \cdot 33,2 \\ &= 36,52 \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Pada bantalan B :

$$\begin{aligned} P_B &= f_w \cdot P_{oB} \\ &= 1,1 \cdot 42,5 \\ &= 46,75 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan pembebanan yang terjadi. Untuk menentukan umur bantalan, ditentukan terlebih dahulu faktor kecepatan (f_n)³³ :

Untuk bantalan rol (bantalan A) :

$$\begin{aligned} f_n &= \left(\frac{33,3}{n_{\max}} \right)^{\frac{3}{10}} \\ &= \left(\frac{33,3}{1430} \right)^{\frac{3}{10}} = 0,32 \end{aligned}$$

³² Ibid, hlm 137

³³ Ibid, hlm 136

Untuk bantalan bola (bantalan B) :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n_{\max}} \right)^{1/3}$$

$$= \left(\frac{33,3}{1430} \right)^{1/3} = 0,28$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan dengan persamaan $(f_h)^{34}$:

a. Pada bantalan A :

$$f_{hA} = f_n \cdot \frac{C}{P_A}$$

$$= 0,32 \cdot \frac{2490}{36,52} = 21,82 \text{ kg}$$

b. Pada bantalan B :

$$f_{hB} = f_n \cdot \frac{C}{P_B}$$

$$= 0,28 \cdot \frac{470}{46,75} = 2,82 \text{ kg}$$

Umur nominal bantalan ditentukan dengan persamaan $(L_h)^{35}$:

a. Pada bantalan rol kerucut A :

$$L_{hA} = 500 \cdot f_{hA}^3$$

$$= 500 \cdot 21,82^3 = 5194386,284 \text{ jam}$$

b. Pada bantalan bola B :

$$L_{hB} = 500 \cdot f_{hB}^3$$

$$= 500 \cdot 2,82^{10/3} = 15841,65 \text{ jam}$$

Dengan bertambahnya panjang umur bantalan karena adanya perbaikan mutu bahan dan karena keandalan yang tinggi, didapat umur bantalan yang

³⁴ Ibid, hlm 136

³⁵ Ibid, hlm 136

direncanakan dengan mengalikan umur nominal dengan faktor koreksi pada Tabel 3.17 dibawah :

Tabel 3.17. Faktor keandalan. (Sularso, 1997; 137)

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

Maka harga umur nominal akhir (L_n)³⁶:

a. Pada bantalan A :

$$\begin{aligned} L_{nA} &= a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{nA} \\ &= 0,65 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 5194386,284 \\ &= 3376351,085 \text{ jam} \end{aligned}$$

b. Pada bantalan B :

$$\begin{aligned} L_{nB} &= a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{nB} \\ &= 0,65 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 15841,65 \\ &= 10297,07 \text{ jam} \end{aligned}$$

dimana : a_1 = faktor keandalan (Tabel 3.17)

a_2 = faktor bahan (Sularso, 1997; 136)

a_3 = faktor kerja (Sularso, 1997; 136)

B. Perhitungan bantalan pada poros II dan III

Selanjutnya untuk perhitungan bantalan pada poros II dan poros III menggunakan cara yang sama dengan poros I. Pada Tabel 3.18, merupakan hasil dari perhitungan :

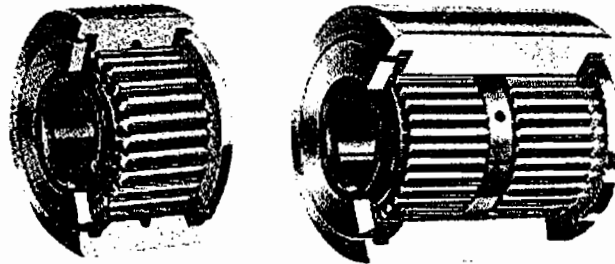
³⁶ Ibid, hlm 136

Tabel 3.18. Hasil perhitungan poros I, poros II, dan poros III.

Data	Poros I		Poros II		Poros III	
	A	B	A	B	A	B
Jenis bantalan	Bantalan kerucut	Bantalan bola	Bantalan kerucut	Bantalan bola	Bantalan kerucut	
n_{max} (rpm)	1430		1144		1418,56	
F (kg)	33,2	42,5	25,095	12,72	34,48	4,6
F_a (kg)	1,13		3,14		2,569	
No bantalan	30304	6003	30304	6004	30306	
C (kg)	2490	470	2490	735	4200	
C_o (kg)	1670	296	1670	465	2970	
F_a/C_o	0,0007	0,0038	0,0018	0,0067	0,00086	
$X; Y$	1 ; 0		1 ; 0		1 ; 0	
P_o (kg)	33,2	42,5	25,095	12,72	34,48	4,64
P (kg)	36,52	46,75	27,605	13,992	37,9	5,1
f_u	0,32	0,28	0,35	0,307	0,32	
f_h	21,82	2,82	31,57	16,13	35,46	263,53
L_h (jam)	5194386,284	15841,65	15732355,45	5301733,53	73242941,1	$5,8 \times 10^{10}$
L_n (jam)	3376351,085	10297,07	10226031,04	3446126,79	45410623,48	$3,59 \times 10^{10}$

3.10.1. Bantalan Jarum (*Needle Bearing*)

Bantalan jarum (*needle bearing*) dipakai untuk memperoleh lebih banyak ruangan didalam *gear box*, selain itu bantalan jarum mampu menahan beban yang besar dan merata. Dalam poros spline pemasangannya dilengkapi dengan bush yang alur dalamnya mengikuti bentuk spline.



Gambar 3.28. Bantalan jarum (*needle bearing*), single dan double row
(Sumber : Robert L. Mof, second edition)

Posisi bantalan jarum ada pada roda gigi IV, roda gigi VIII, roda gigi X, dan roda gigi XIII. Pemilihan bantalan jarum diambil dari Tabel 3.20 di bawah :

Tabel 3.19. Bantalan jarum pada masing-masing roda gigi.

Roda gigi	No. bantalan (simbol)	D_w (mm)	d_g (mm)	b_k (mm)	C (kg.f)
IV	30 × 36 × 20	30	36	20	1370
VIII	30 × 36 × 20	30	36	20	1370
X	38 × 48 × 20	38	48	20	1660
XIII	40 × 55 × 40	40	55	40	4150

Pada Tabel 3.19 merupakan bantalan untuk masing-masing roda gigi yang didasarkan pada Tabel 3.20 :

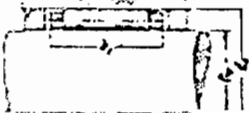
Dengan : D_w = diameter dalam bantalan (mm)

d_g = diameter luar bantalan (mm)

b_k = lebar dari bantalan jarum (mm)

C = kapasitas beban yang dapat diterima (kg.f)

Tabel 3.20. Bantalan jarum (Needle bearing). (G. Niemen, 1950; 268)



Series 1					Series 2				
Symbol	D_{WR} mm	d_D mm	b_R mm	C' %	Symbol	D_{WR} mm	d_D mm	b_R mm	C' %
8 x 14 x 20	8	14	20	520	—	—	—	—	—
10 x 16 x 20	10	16	20	630	—	—	—	—	—
12 x 18 x 20	12	18	20	080	—	—	—	—	—
14 x 22 x 20	14	22	20	965	—	—	—	—	—
16 x 24 x 20	16	24	20	965	—	—	—	—	—
18 x 26 x 20	18	26	20	1180	—	—	—	—	—
22 x 28 x 20	22	28	20	1180	20 x 30 x 30	20	30	30	2040
22 x 30 x 20	22	30	20	1180	22 x 32 x 30	22	32	30	2160
25 x 33 x 20	25	33	20	1320	25 x 35 x 30	25	35	30	2280
28 x 36 x 20	28	36	20	1370	28 x 40 x 30	28	40	30	2800
30 x 38 x 20	30	38	20	1370	30 x 42 x 30	30	42	30	2800
32 x 40 x 20	32	40	20	1580	32 x 44 x 30	32	44	30	2600
35 x 45 x 20	35	45	20	1660	35 x 50 x 40	35	50	40	4150
35 x 48 x 20	38	48	20	1660	—	—	—	—	—
40 x 50 x 20	40	50	20	1660	40 x 55 x 60	40	55	60	4150
42 x 52 x 20	42	52	20	1830	—	—	—	—	—
45 x 55 x 20	45	55	20	1830	45 x 60 x 40	45	60	40	4650
60 x 60 x 32	60	60	32	3200	50 x 68 x 45	50	68	45	6000
65 x 65 x 32	65	65	32	3450	55 x 73 x 45	55	73	45	6550
65 x 72 x 32	65	72	32	3900	60 x 80 x 60	60	80	60	6150
65 x 77 x 32	65	77	32	4150	65 x 85 x 50	65	85	50	9000
75 x 85 x 40	70	85	40	6850	70 x 90 x 60	70	90	60	9650
75 x 90 x 40	75	90	40	6200	75 x 99 x 60	75	99	60	12700
80 x 95 x 50	80	95	50	8500	80 x 104 x 60	80	104	60	14000
85 x 100 x 50	85	100	50	8500	85 x 109 x 60	85	109	60	15000
90 x 105 x 50	90	105	50	9150	90 x 120 x 75	90	120	75	20400
95 x 110 x 50	95	110	50	10000	95 x 125 x 75	95	125	75	21000
100 x 120 x 65	100	120	65	15000	100 x 130 x 76	100	130	75	21600
110 x 130 x 65	110	130	65	15300	—	—	—	—	—
120 x 140 x 65	120	140	65	16300	—	—	—	—	—

*Applies only if the Rockwell hardness of the rollers and tracking parts $H_{RW} = 60 \text{ kg/mm}^2$ is reached. Otherwise C' should be multiplied by $H_{RW}/60$ whereby H_{RW} is the smaller Rockwell hardness of rollers and running tracks respectively.

3.11. Pelumasan

Pemilihan suatu bahan pelumas yang sesuai memerlukan pertimbangan dari berbagai sudut pandang. Tetapi secara garis besar fungsi dari pelumasan adalah :

1. Untuk pendinginan yaitu menyerap panas yang timbul pada bagian yang bergesekan atau bersinggungan.
2. Sebagai lapisan penyekat diantara bagian yang bersinggungan.
3. Untuk pembersih yaitu membawa atau mengalirkan kotoran yang terdapat pada bagian yang bersinggungan.
4. Sebagai perlindungan terhadap korosi.

Dengan memperhatikan kecepatan keliling dari roda gigi dapat diketahui jenis pelumasan yang sesuai. Rumus yang digunakan adalah :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{b1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ (m/s)}$$

dengan : v = kecepatan keliling ($\frac{m}{s}$)

d_{b1} = diameter jarak bagi (mm)

n_1 = putaran (rpm)

Maka :

$$\begin{aligned} v &= \frac{3,14 \cdot 48 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} \\ &= 3,592 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Umur pelumasan digunakan sebagai patokan dalam penggantian atau pembaharuan pelumasan dalam mesin. Batas harga yang dipakai adalah 40%.

Umur pelumasan dapat diperoleh dengan rumus :

$$\begin{aligned} \text{Umur pelumasan} &= \frac{\text{batas harga} \cdot d \cdot n}{\text{harga } d \cdot n \text{ sesungguhnya}} \times 100\% \\ &= \frac{40\% \cdot 48.1430}{48.1430} \times 100\% \\ &= 40 \text{ jam} \end{aligned}$$

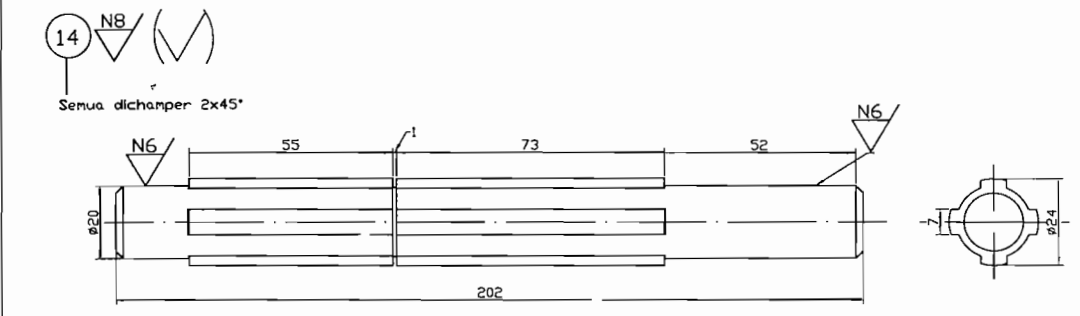
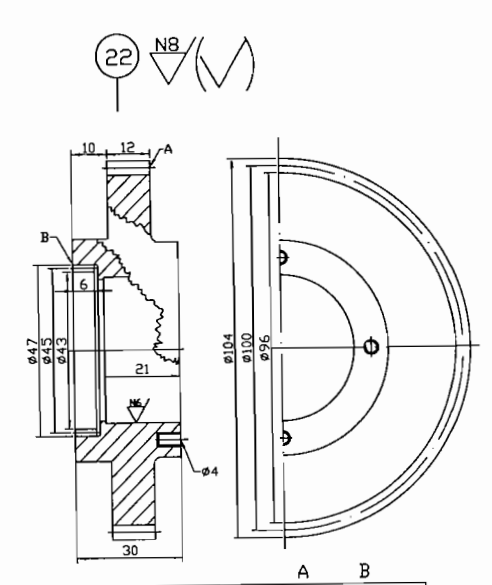
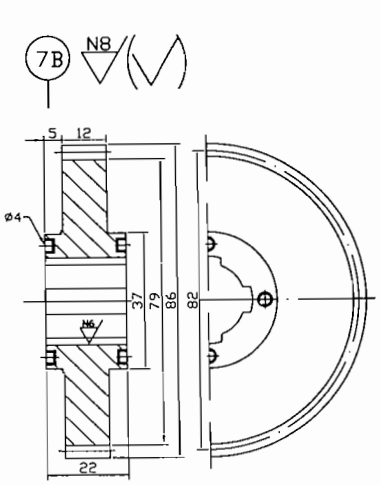
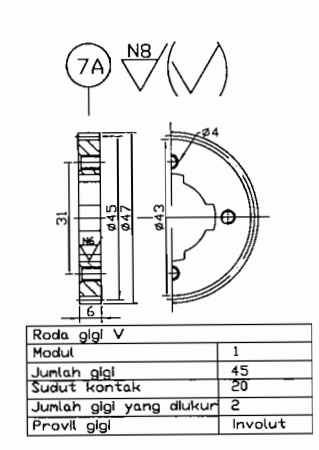
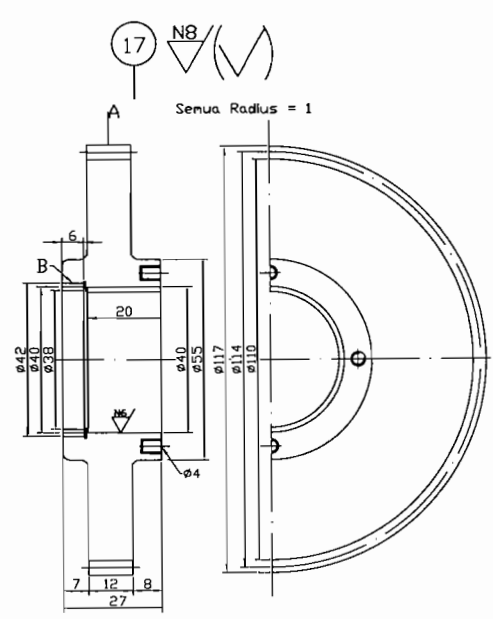
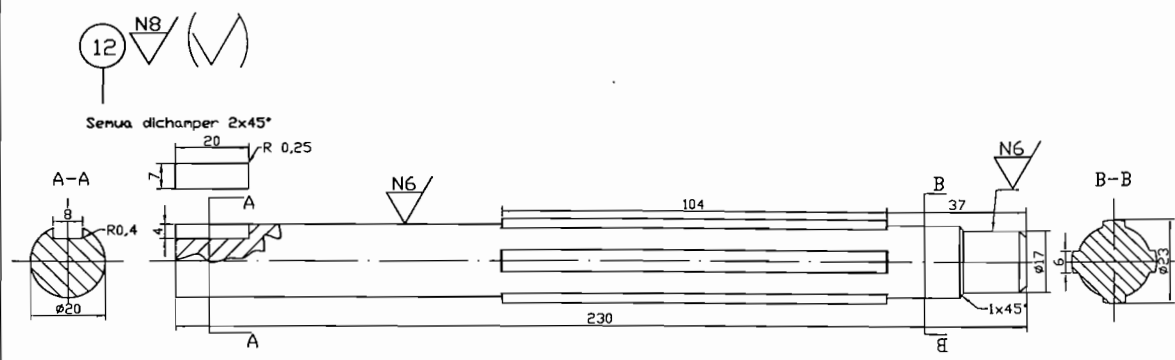
Dari perhitungan diatas didapat harga $v = 3,592 \text{ m/s}$, ini merupakan kecepatan rendah. Berdasarkan Tabel 3.21, digunakan jenis pelumasan **gemuk alir**, dan umur pemakaian pelumasnya adalah 40 jam.

Tabel 3.21. Pemilihan pelumasan dan bahan pelumas. (G. Niemen, jilid II)

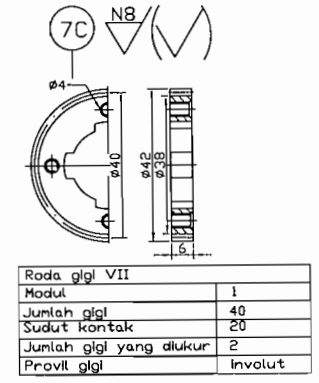
Kecepatan keliling m/det	Pelumas	Cara pelumasan	Bentuk konstruksi Kotak transmisi	Keistimewaan
sampai 2,5	Pelumas lengket	Dikenakan dengan kuas, sendok ^{a,b}	Terbuka	Sedapat mungkin dijaga terselubung
sampai 4 (mungkin 6)	Gemuk alir	Pelumas semprot		
sampai 8 (mungkin 10)		Pelumasan celup. Tetapi pelumasan semprot pada kotak transmisi besar (>400 kW) kotak trans bantalan luncur, trans vertikal.	Tertutup	Pelumasan celup dengan bak dari plat, sirip pendingin
sampai 15				
sampai 25 (mungkin 30)	Minyak	Pelumasan semprot		
di atas 25 (mungkin 30)		Pelumasan kabut		Untuk beban kecil, operasi terbuka
sampai 40				

- Pada kelas konsistensi rendah (NLGI 000-0) dapat juga pelumasan celup.
- Contohnya pengaduk semen, tungku tabung putar, ekskavator, pintu air. Sedapat mungkin dijaga terselubung (lumpur dan debu didalam pelumas bekerja sebagai amplas).

Berdasarkan Grafik *Viscositas* dan Tabel pemilihan gemuk pada lampiran maka dapat ditentukan gemuk yang digunakan berdasarkan kecepatan keliling. Gemuk yang dipakai adalah jenis NLGI 2-3 dengan nilai *viscositas* $150 \text{ mm}^2/\text{s}$ pada suhu 50°C .

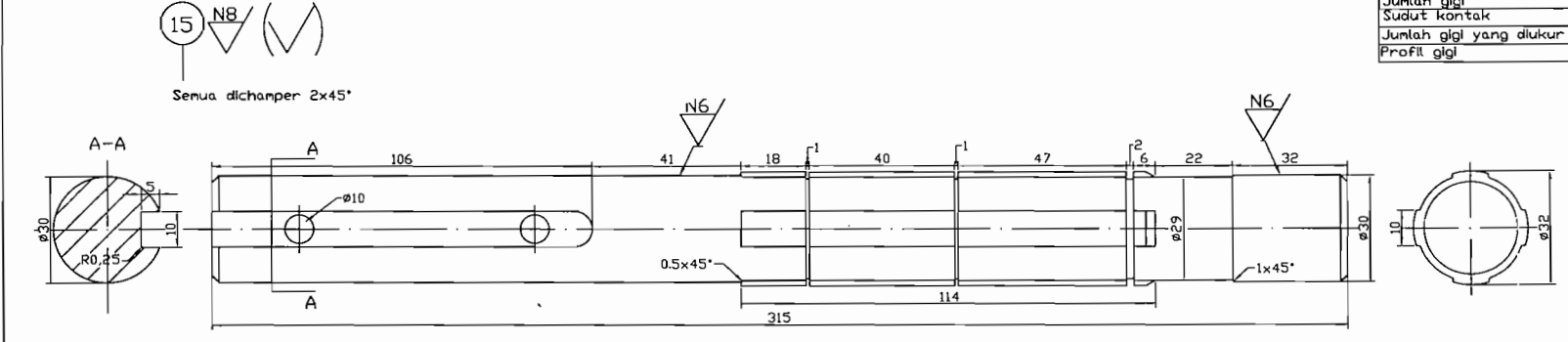


Roda gigi IV	
Modul	2,5
Jumlah gigi	57
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

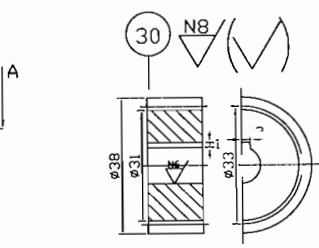
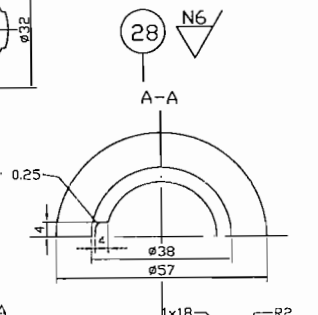
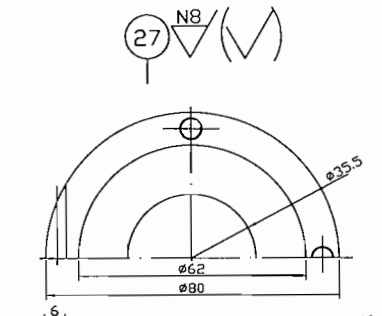
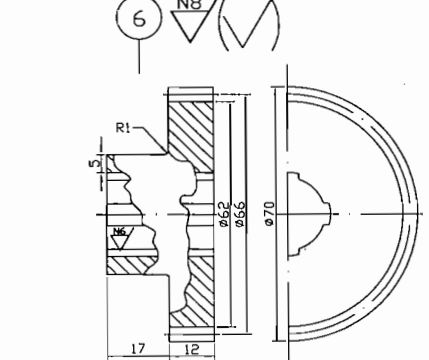
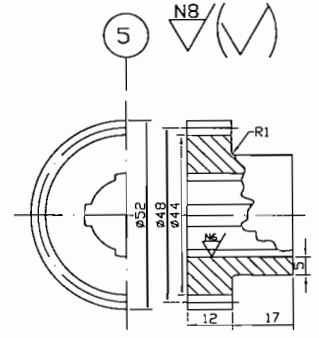
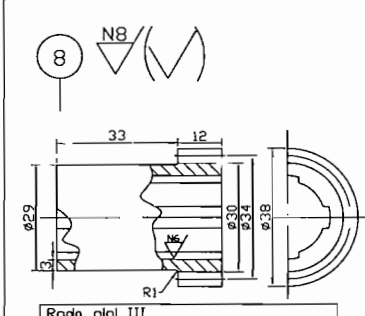
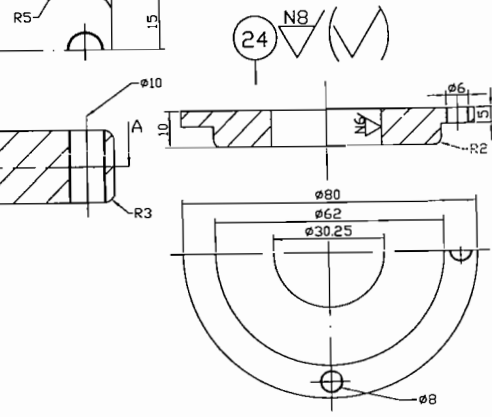
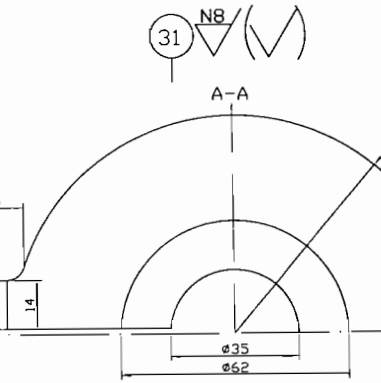


Roda gigi VI	
Modul	2,5
Jumlah gigi	41
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

Roda gigi VIII	
Modul	2,5
Jumlah gigi	50
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut



Roda gigi VII	
Modul	1
Jumlah gigi	40
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

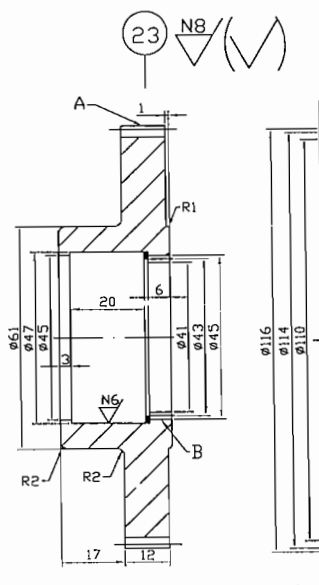
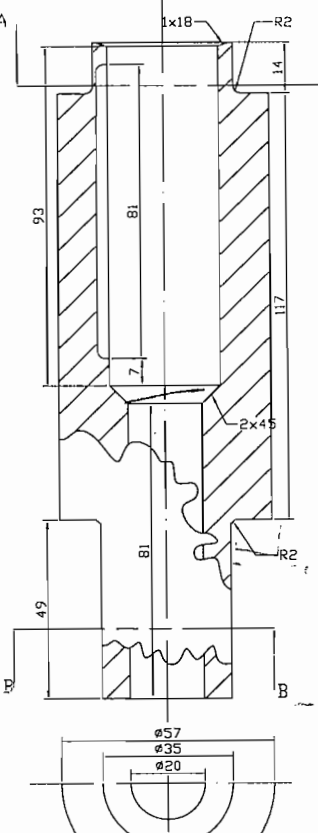
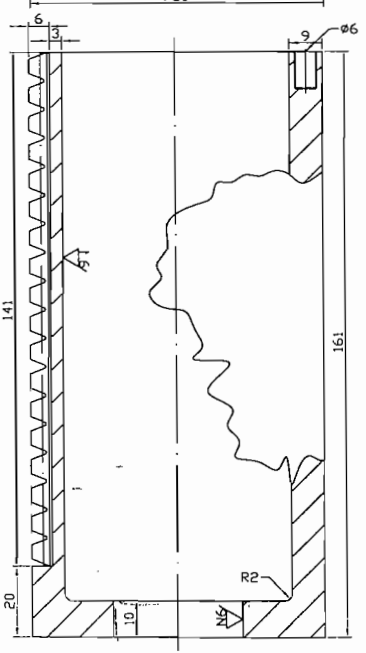
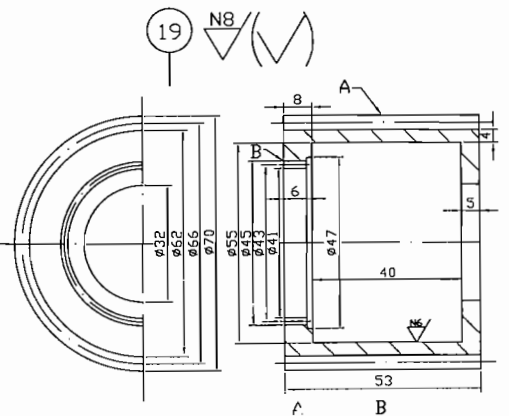
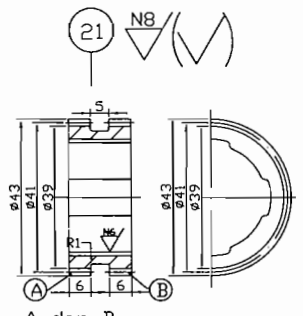
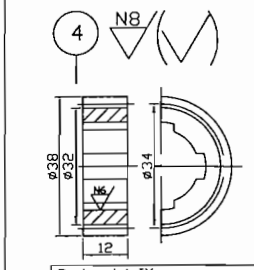


Roda gigi pinion	
Modul	2,5
Jumlah gigi	17
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

Roda gigi III	
Modul	2,5
Jumlah gigi	17
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

Roda gigi I	
Modul	2,5
Jumlah gigi	24
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

Roda gigi II	
Modul	2,5
Jumlah gigi	33
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut



Roda gigi X	
Modul	2,5
Jumlah gigi	57
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

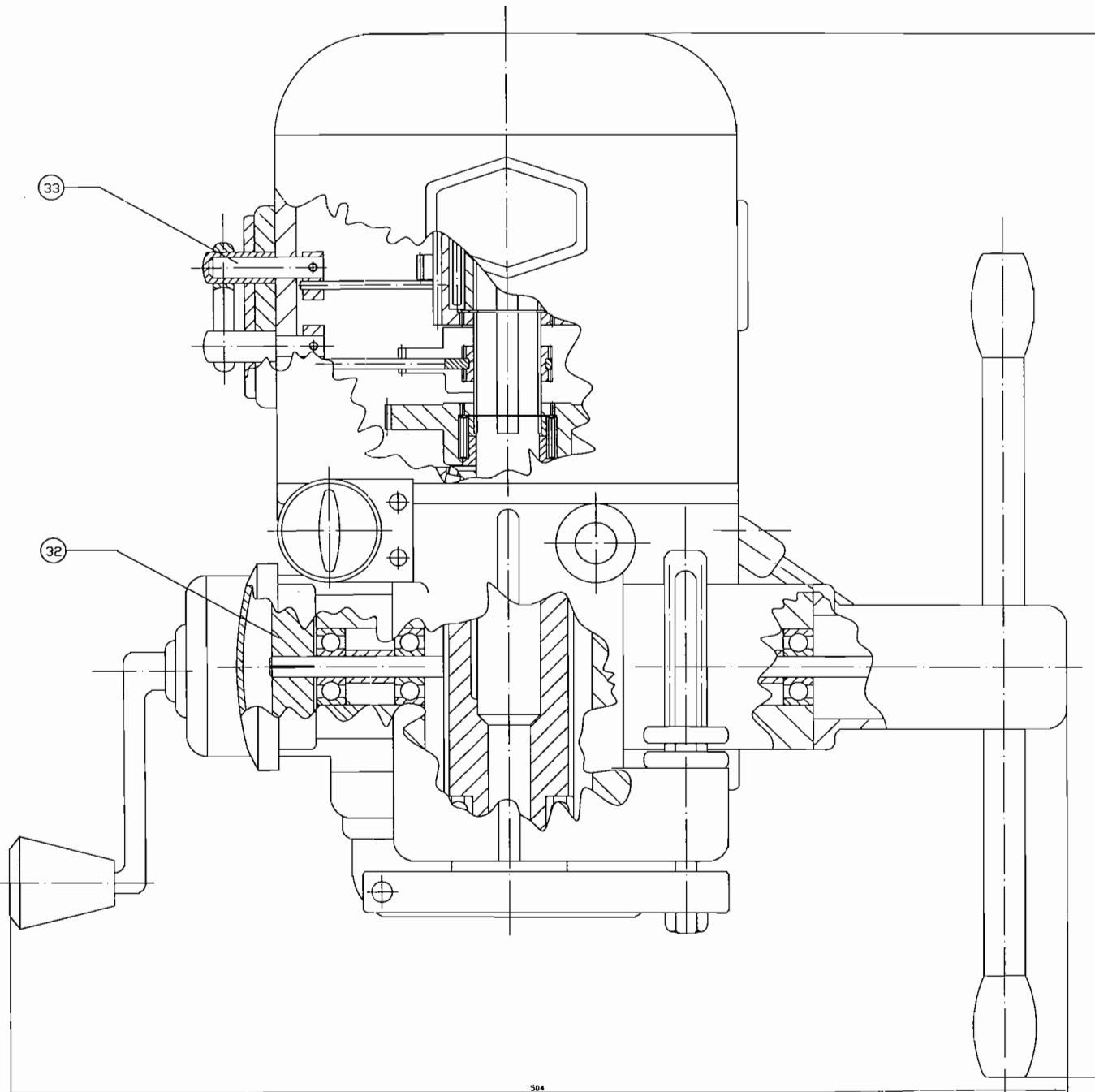
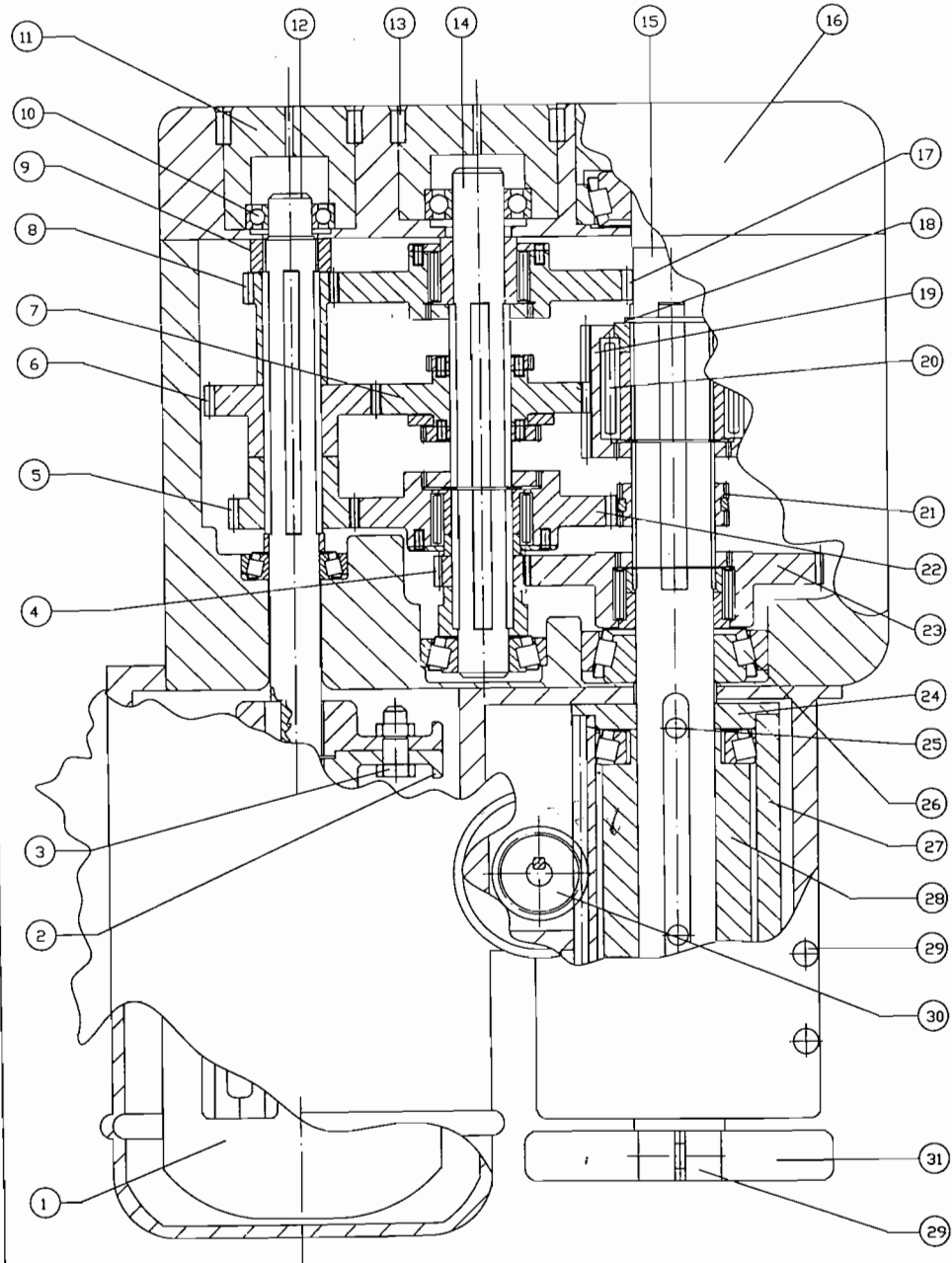
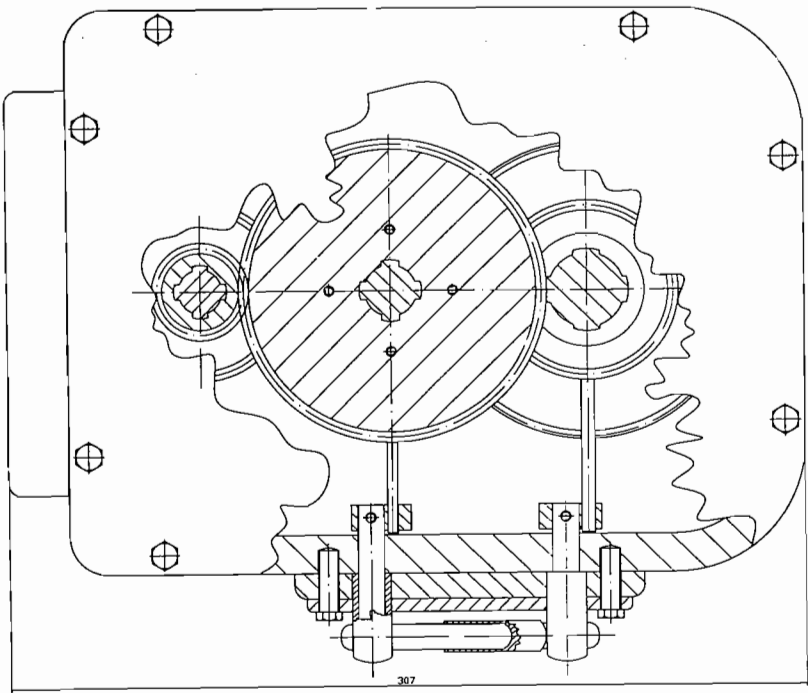
Roda gigi IX	
Modul	2,5
Jumlah gigi	17
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

Roda gigi XI dan XII	
Modul	2,5
Jumlah gigi	43
Sudut kontak	20
Profil gigi	Involut

Roda gigi XII	
Modul	2,5
Jumlah gigi	33
Sudut kontak	20
Jumlah gigi yang diukur	2
Profil gigi	Involut

Rack	
Modul	2,5
Jumlah gigi	18
Tinggi gigi	5,625
Profil gigi	Involut
Jumlah gigi yang diukur	2

No.	Jml.	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
31.	1.	penahan drill	Baja		dibuat
30.	1.	gigi pinion	S 45 C		dibuat
28.	1.	pegang drill	Baja		dibuat
27.	1.	tabung pegang drill	Baja		dibuat
24.	1.	tutup tabung drill	Baja		dibuat
23.	1.	roda gigi X	S 15 CK		dibuat
22.	1.	roda gigi VIII	SNC 1		dibuat
21.	1.	roda gigi XI dan XII	SNC 21		dibuat
19.	1.	roda gigi XIII	SNC 1		dibuat
17.	1.	roda gigi IV	S 15 CK		dibuat
15.	1.	poros III	S 55 C-D		dibuat
14.	1.	poros II	S 35 C-D		dibuat
12.	1.	poros I	S 35 C-D		dibuat
8.	1.	roda gigi III	S 15 CK		dibuat
7C.	1.	roda gigi VII	SNC 21		dibuat
7B.	1.	roda gigi VI	SNC 2		dibuat
7A.	1.	roda gigi V	SNC 21		dibuat
6.	1.	roda gigi II	SNC 2		dibuat
5.	1.	roda gigi I	SNC 2		dibuat
4.	1.	roda gigi IX	SNC 1		dibuat



33.	2.	Spindel kecepatan		Pegas spiral	beli
32.	1.	Pegas		Mem-200	beli
31.	3.	penahan drill			
30.	1.	gigi pinion	S 45 C		dibuat
29.	2.	baut pengunci drill		# 10	beli
28.	1.	penegang drill			dibuat
27.	1.	tabung penegang drill			
26.	4.	bantalan kerucut	logam putih		beli
25.	2.	baut benam		# 8	beli
24.	1.	tutup tabung drill			
23.	1.	roda gigi X	S 15 CK		dibuat
22.	1.	roda gigi VIII	SNC 1		dibuat
21.	1.	roda gigi XI dan XII	SNC 21		dibuat
20.	4.	needle bearing			beli
19.	1.	roda gigi XIII	SNC 21		dibuat
18.	4.	ring	besi	standart	beli
17.	1.	roda gigi IV	S 15 CK		dibuat
16.	1.	kotak percepatan			
15.	1.	poros III	S 35 C-D		dibuat
14.	1.	poros II	S 35 C-D		dibuat
13.	11.	baut benam pengunci		# 8	
12.	1.	poros I	S 35 C-D		dibuat
11.	3.	tutup bantalan			
10.	2.	bantalan bola getah	logam putih		beli
9.	8.	bush	kuningan		beli
8.	1.	roda gigi III	S 15 CK		dibuat
7.	1.	roda gigi VI	SNC 2		dibuat
6.	1.	roda gigi II	SNC 2		dibuat
5.	1.	roda gigi I	SNC 2		dibuat
4.	1.	roda gigi IX	SNC 1		dibuat
3.	4.	baut M10	SGB A	# 10	beli
2.	1.	kapling flens	FC 20	JIS (112)	beli
1.	1.	motor listrik	0,25/1,1 kW		beli
No.	Jml.	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan

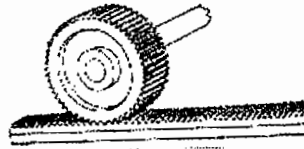
Skala = 1:1	Dibuat oleh = Vahyudin Eko P	Keterangan
Batuasun = m	NDR = 992012084	
Tanggal = 190604	Diperiksa = Ir. Rines Alapan MT.	
TEKNIK MESIN	GEAR BOX VERTICAL DRILLING MACHINE	01 A0

BAB IV

PERHITUNGAN BATANG GIGI DAN RODA GIGI LURUS

1. Gerakan Spindle Mata Bor

Gerakan ini dilakukan langsung oleh tangan dengan menggunakan tuas yang porosnya berhubungan dengan roda gigi pinion. Roda gigi pinion akan bergerak dengan arah sejajar batang gigi. Gerakan ini bertujuan untuk menggerakkan pemegang mata bor kebawah pada saat proses pemakanan. Dan pengembaliannya ke posisi semula dibantu oleh pegas.



Gambar 4.1. Rak dan roda gigi

(Sumber :Machine Design, Theory and Practice, Macmillan publishing)

A. Pasangan batang gigi dan roda gigi lurus

Daya yang diberikan (P_t) :

$$P_t = \frac{F_{tuas} \cdot v}{120} \text{ kW} \quad (4.1)$$

dengan : v = kecepatan keliling tuas (1 m/dt)

F_{tuas} = gaya pada tuas (5 kg)

D_{tuas} = diameter tuas (400 mm)

w_{pb} = berat pemegang mata bor (kg)

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi}{4} \times \text{diameter pemegang mata bor}^2 \times \text{panjang pemegangata bor} \times \rho \\ &= \frac{\pi}{4} \times 8^2 \times 15 \times \frac{7,85}{1000} = 5,93 \text{ kg} \end{aligned}$$

1. Perhitungan batang gigi

Data yang ada :

$$m_{bg} = \text{modul batang gigi (2,5)}$$

$$z_{bg} = \text{jumlah gigi pada batang gigi (18 buah)}$$

a. Jarak bagi (p) :

$$\begin{aligned} p &= m_{bg} \cdot \pi \\ &= 2,5 \cdot \pi = 7,85 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Lebar celah (s_p)³⁷ :

$$\begin{aligned} s_p &= m_{bg} \cdot \frac{\pi}{2} \\ &= 2,5 \cdot \frac{\pi}{2} = 3,93 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Tinggi kepala (h_{ap})³⁸ :

$$\begin{aligned} h_{ap} &= m_{bg} \\ &= 2,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

d. Tinggi kaki (h_{fp})³⁹ :

$$\begin{aligned} c &= 0,25 \cdot m_{bg} \\ &= 0,25 \cdot 2,5 = 0,625 \text{ mm} \end{aligned}$$

dengan : c = kelonggaran puncak (mm)

$$\begin{aligned} h_{fp} &= h_{ap} + c \\ &= 2,5 + 0,625 = 3,125 \text{ mm} \end{aligned}$$

³⁷ Gestaltung und Berechnung, Roda Gigi Jilid 1, hlm 13

³⁸ Ibid, hlm 13

³⁹ Ibid, hlm 13

e. Tinggi gigi (h_p)⁴⁰ :

$$\begin{aligned}h_p &= h_{ap} + c \\ &= 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm}\end{aligned}$$

f. Panjang batang gigi (L_{bg})⁴¹ :

$$\begin{aligned}L_{bg} &= z_{bg} \cdot p \\ &= 18,785 = 141,3 \text{ mm}\end{aligned}$$

2. Perhitungan Roda Gigi

Pada perhitungan roda gigi penggerak ini hampir sama dengan perhitungan roda gigi sebelumnya. Pada perhitungan roda gigi disini menggunakan Pers. (3.3) sampai Pers. (3.11) dan ditambah perhitungan yang lain. Dan hasilnya akan dicantumkan dalam Tabel 4.1. Adapun data yang sudah diketahui adalah sebagai berikut :

$$m_{rg} = \text{modul roda gigi (2,5)}$$

$$z_{rg} = \text{jumlah gigi pada roda gigi (13)}$$

Dan perhitungan tambahanya sebagai berikut :

a. Gaya tangensial (F_t)

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{F_{tuas} \cdot D_{tuas}}{d_{rg}} \\ &= \frac{5.400}{32,5} = 61,54 \text{ kg}\end{aligned}$$

⁴⁰ Ibid, hlm 13

⁴¹ Ibid, hlm 13

b. Kecepatan keliling roda gigi (v_{rg})

$$\begin{aligned} v_{rg} &= 102 \cdot \frac{P}{F} \\ &= 102 \cdot \frac{0,05}{61,54} = 0,08 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

c. Faktor dinamis (f_v)

$$\begin{aligned} f_v &= \frac{3}{3 + v_{rg}} \\ &= \frac{3}{3 + 0,08} = 0,97 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

d. Faktor tegangan kontak (k_h)

$$\begin{aligned} k_h &= \frac{F_t}{f_v \cdot b_{rg} \cdot d_{rg} \cdot \frac{2 \cdot z_{bg}}{z_{rg} + z_{bg}}} \\ &= \frac{61,54}{0,97 \cdot 15 \cdot 32,5 \cdot \frac{2 \cdot 18}{13 + 18}} = 0,112 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari harga k_h dapat ditentukan bahan dari rak dan roda gigi yang didasarkan dari Tabel 3.6 dan Tabel 3.7, yakni :

Untuk rak : Bahan : FC 30

$$\text{Kekuatan tarik } (\tau_B) = 30 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Tegangan lentur yang diijinkan } (\sigma_a) = 13 \text{ kg/mm}^2$$

Untuk roda gigi : Bahan = S 45 C

$$\text{Kekuatan tarik } (\tau_B) = 58 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Tegangan lentur yang diijinkan } (\sigma_a) = 30 \text{ kg/mm}^2$$

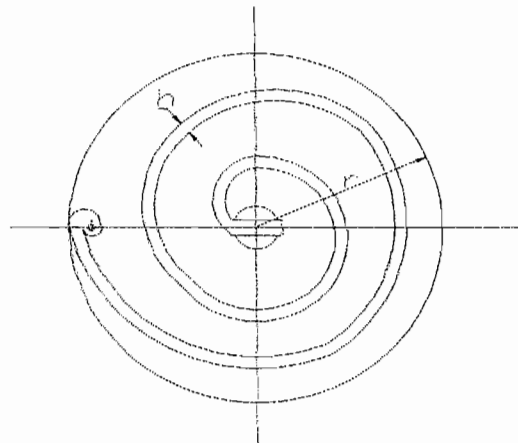
Tabel 4.1. Roda gigi pada rak.

Spesifikasi	Ukuran
Diameter jarak bagi (d_{rg})	32,5 mm
Diameter lingkaran kepala (d_{krg})	37,5 mm
Diameter lingkaran dasar (d_{rg})	30,54 mm
Diameter lingkaran kaki (d_{jrg})	27,5 mm
Kelonggaran puncak (c_{krg})	0,625 mm
Jarak bagi kontak (P_v)	7,37 mm
Tinggi gigi (h_{rg})	5,625 mm
Lebar gigi (b_{rg})	15 mm
Syarat $\left(\frac{b_{rg}}{m_{rg}} \right)$	6
Tebal gigi (s_{rg})	3,93 mm

Rak dan roda gigi adalah bergigi lurus.

3. Pegas

Pegas dalam mesin ini, berfungsi untuk menahan dan mengembalikan posisi dari pemegang mata bor keposisinya semula pada saat pengenduran pegas. Pegas ini dipasang pada ujung tuas pemutar (pada bagian dalam pegas). Pegas yang digunakan adalah pegas spiral dengan penampang siku-siku.



Gambar 4.2. Pegas spiral dengan penampang siku-siku.

(Sumber : Stolk Kros. Elemen mesin, hlm 152)

Perhitungan pegas berdasarkan data yang ada.

w_{pb} = berat pemegang mata bor (5,93 kg)

r = jari-jari pegas bagian luar (45 mm)

b = lebar pegas (5 mm)

h = tebal pegas (2 mm)

l = panjang pegas (perbandingan antara roda gigi dengan tuas)

$$\begin{aligned} &= \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{rg}^2}{d_{porostuas}} \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,25^2}{10} = 165,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

E = modulus elastis (untuk baja = $2,27 \times 10 \text{ kg/mm}^2$). Stolk. Kros,

hlm144.

$\overline{\sigma}_B$ = tegangan kontak (114 kg/mm^2). Stolk. Kros, hlm 159.

Maka dapat ditentukan :

1. Gaya pegas (F)⁴²

$$\begin{aligned} F &= \frac{1}{6} \times \frac{b \cdot h^2}{r} \times \overline{\sigma}_B \\ &= \frac{1}{6} \times \frac{5 \cdot 2^2}{45} \times 114 \\ &= 8,44 \text{ kg} \end{aligned}$$

2. Perpindahan pegas (f)⁴³

$$\begin{aligned} f &= 2 \times \frac{r \cdot l}{h} \times \frac{\overline{\sigma}_B}{E} \\ &= 2 \times \frac{45 \cdot 165,9}{2} \times \frac{114}{2,27 \cdot 10^4} = 37,49 \text{ mm} \end{aligned}$$

⁴² Stolk Kros, Elemen Mesin, hlm 152.

⁴³ Ibid, hlm 152.

3. Tetapan pegas (C)⁴⁴

$$C = \frac{1}{12} \times \frac{b \cdot h^3}{l} \times E$$

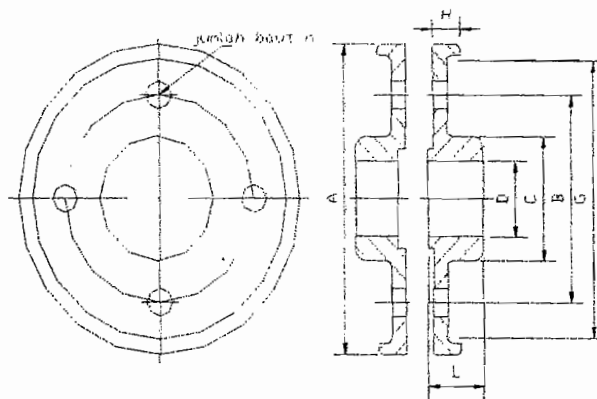
$$= \frac{1}{12} \times \frac{5.2^3}{165,9} \times (2,27 \cdot 10^4) = 456,09 \text{ kg}$$

4. Nilai maksimum factor bentuk (k)⁴⁵

$$k = \frac{1}{6} = 0,16$$

4. Kopling

Kopling bertujuan untuk meneruskan putaran dari poros motor keporos input. Didalam mesin drill ini digunakan kopling tetap jenis flen, dengan pertimbangan bahwa kedua poros dari motor dan poros input harus dihubungkan dengan sumbu segaris. Untuk lengkapnya ditunjukkan dalam Gambar 4.2 dibawah.



Gambar 4.3. Ukuran kopling flens.

(Sumber : Sularso, hlm 31)

⁴³ Ibid, hlm 152.⁴⁴ Ibid, hlm 152.

Perhitungan pada kopling :

1. Dengan mengambil kadar karbon untuk baja liat sebesar 0,20 (%), maka

kekuatan tarik (σ_B)⁴⁶ :

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 0,20 \cdot 100 + 20 \\ &= 40 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

tegangan geser yang diijinkan pada poros (τ_a)⁴⁷ :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2} \\ &= \frac{40}{6.3} \\ &= 2,22 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

2. Berdasarkan Tabel 4.2, maka diambil harga-harga sebagai berikut

$$A = 112 \text{ mm}$$

$$B = 75 \text{ mm}$$

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

$$L = 40 \text{ mm}$$

$$a = 10 \text{ mm (diameter baut)}$$

$$n = 4 \text{ buah (jumlah baut dalam flens)}$$

Nilai efektif baut (ε) :

$$\varepsilon = 0,5$$

Jumlah baut efektif (n_e)⁴⁸

$$\begin{aligned}n_e &= \varepsilon \cdot n \\ &= 0,5 \cdot 4 = 2 \text{ buah}\end{aligned}$$

⁴⁶ Ibid, hlm 33

⁴⁷ Ibid, hlm 8

Tegangan geser baut yang terjadi (τ_b)⁴⁹ :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{8.T}{\pi.d_b^2.n_e.B} \\ &= \frac{8.868,43}{\pi.25^2.2.75} \\ &= 0,024 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

3. Bahan baut SGD A, $\sigma_B = 30 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan untuk tegangan: $sf_b = 6$

Faktor koreksi untuk tumbukan: $K_b = 3$

Maka

Tegangan geser baut yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\sigma_B}{sf_b \cdot sf_b} \\ &= \frac{30}{6.3} \\ &= 1,66 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

tegangan geser baut harus memenuhi syarat sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\tau_b &\leq \tau_{ba} \\ 0,024 &< 1,66\end{aligned}$$

Karena syarat telah terpenuhi maka bahan baut boleh digunakan.

Bahan flens FC20, $\sigma_B = 17 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan untuk tegangan: $sf_b = 6$

Faktor koreksi untuk tumbukan: $K_b = 3$

Kedalaman baut (F) = 22,4 mm

⁴⁸ Ibid, hlm 35

⁴⁹ Ibid, hlm 34

Maka

Tegangan geser flens yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\tau_{Fa} &= \frac{\sigma_B}{sf_b \cdot sf_b} \\ &= \frac{17}{6.3} \\ &= 0,94 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

4. Tegangan geser flens yang dialami (τ_F)⁵⁰ :

$$\begin{aligned}\tau_F &= \frac{2.T}{\pi.C^2.F} \\ &= \frac{2.868,43}{\pi.45^2.22,4} \\ &= 0,012 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser baut harus memenuhi syarat sebagai berikut :

$$\begin{aligned}K_b \cdot \tau_F &\leq \tau_{Fa} \\ 3.0,012 &= 0,036 < 0,94\end{aligned}$$

Karena syarat telah terpenuhi maka bahan baut boleh digunakan.

Dari perhitungan diatas didapat :

Diameter luar koping (A) = 112

Baut = M10 × 4 (pcs)

Bahan baut : SS41. Bahan flens : FC20.

⁵⁰ Ibid, hlm 34

Tabel 4.2, Ukuran kopling flens. (Sumber : Sularso, 1997; 31)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min.				kasar	halus	kasar	halus			kasar	halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14

(Satuan : mm)

5. Perhitungan baut pada roda gigi

Disini baut difungsikan untuk mengikat roda gigi V dan roda gigi VII pada roda gigi VI. Adapun baut yang dipakai adalah baut jenis kepala rata. Sedangkan gaya yang dialami baut adalah gaya aksial yang disebabkan oleh berat roda giginya sendiri sebesar (W) = 0,636 kg.

Sedangkan bahan baut diambil dari bahan S 30 C dengan $\sigma_{ab} = 48 \text{ kg/mm}^2$.

Dari data yang ada maka dapat ditentukan diameter baut dengan Pers.⁵¹ :

$$d = \sqrt{\frac{2.W.fc}{\sigma_{ab}}} \quad (mm)$$

dimana : d = diameter baut (mm)

W = beban aksial pada baut (kg)

σ_{ab} = kekuatan tarik (kg/mm²)

fc = factor keamanan (diambil 10)

sehingga :

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{2.0,636.10}{48}} \\ &= 0,514 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dari hasil diatas maka ditentukan ukuran baut berdasarkan Tabel pemilihan bahan (pada Lampiran) sebesar :

D = diameter luar (4,166 mm)

d = diameter inti (3,650 mm)

h = tinggi kaitan (0,430 mm)

z = jumlah ulir (32 buah tiap 25,4 mm)

⁵¹ Sularso, hlm 296

Maka dapat ditentukan besarnya tekanan kontak pada permukaan (q)⁵² dengan rumus berikut :

$$\begin{aligned} q &= \frac{W}{\pi \cdot d \cdot h \cdot z} \\ &= \frac{0,636}{\pi \cdot 3,650 \cdot 0,430 \cdot 32} \\ &= 0,004 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

⁵² Ibid, hlm 296

BAB V

PERAWATAN

V. 1. Perawatan Mesin Drilling Vertikal

Mesin drilling vertical ini dipasang pada lantai dengan baut pondasi, maka perawatan pertama pada pondasinya yakni pada pengikatnya. Pengikat pada lantai harus benar dan kuat sehingga pada waktu pengoperasian tidak terjadi getaran yang berlebihan. Getaran yang diakibatkan karena adanya kelonggaran antara mesin terhadap bidang alasnya dapat mempengaruhi kualitas hasil pengerjaan, yaitu diameter pengeboran yang dibuat bisa bertambah besar ataupun tidak lurus dan tidak dapat mencapai hasil seperti yang dibutuhkan. Pada pemasangan, sebelum baut pondasi dikencangkan, posisi dari mesin harus tegak lurus terhadap bidang alasnya. Setelah posisi mesin tegak lurus, baut pondasi baru dikencangkan.

Perawatan juga meliputi semua komponen yang terbuat dari logam, khususnya pada peralatan yang bergerak dan membutuhkan pelumasan. Pelumasan harus dilakukan secara teratur, yaitu pelumasan sebelum dan sesudah pengoperasian/pemakaian yang bertujuan untuk mengurangi keausan dan kerusakan. Komponen yang bergerak meliputi : bantalan, poros, roda gigi, spindle, tuas meja mesin, meja mesin, dan bagian-bagian lain yang memerlukan pelumasan. Untuk perawatan mata bor bisa dilihat langsung sehingga penggantian mata bor bisa dilakukan secara langsung sebelum mesin drilling dihidupkan atau pengerjaan dimulai.

Perawatan juga dilakukan pada peralatan pendukung, dan lingkungan tempat kerja, sehingga kebersihan lingkungan dan mesin sendiri terjaga dengan baik.

BAB VI

KESIMPULAN DAN PENUTUP

6.1. KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan-perhitungan yang telah dilakukan diatas, maka klasifikasi komponen-komponen transmisi pada *Mesin Drilling Vertikal* adalah sebagai berikut :

6.1.1. Roda gigi

Roda gigi yang dipergunakan dalam transmisi mesin drilling vertical ini adalah jenis roda gigi lurus involut. Data yang diperoleh dari perhitungan diatas adalah sebagai berikut :

Dimensi roda gigi.

Roda gigi	d (mm)	d_k (mm)	d_g (mm)	d_f (mm)	c_k (mm)	s (mm)	b (mm)	h (mm)	v (m/s)	f_v
1	48	52	45,1	44	0.5	3,14	12	4.5	3,59	0,455
2	66	70	62,02	62					5,24	0,533
3	34	38	31,95	30					2,55	0,54
4	114	118	107,12	110					2,55	0,54
6	82	86	77,05	78					2,96	0,59
8	100	104	93,97	96					3,59	0,455
9	34	38	31,95	30					1,22	0,71
10	114	118	107,12	110					1,22	0,71
13	66	70	62,02	62					4,91	0,38

Modul dalam perhitungan (m) = 2

Dimensi roda gigi dalam.

Roda gigi	d (mm)	d_k (mm)	d_g (mm)	d_f (mm)	c_k (mm)	s (mm)	b (mm)	h (mm)	v (m/s)	f_v
5	40	42	37,58	38	0.25	1,57	6	6	0,89	0,77
7	45	47	42,28	43					1,62	0,65
11	43	45	40,4	41					0,77	0,79
12	43	45	40,4	41					3,19	0,48

Modul dalam perhitungan (m) = 1



Bahan roda gigi

Roda gigi	Bahan (Simbol)	Kekerasan (Brinell) H_B	Kekuatan tarik $\tau_B (kg/mm^2)$	Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_a (kg/mm^2)$
1	SNC 2	300	85	59
2	SNC 2	300	85	59
3	S 15 CK	400	50	30
4	S 15 CK	350	50	30
6	SNC 2	300	85	59,3
8	SNC 1	250	75	39,42
9	SNC 1	600	80	40
10	S 15 CK	400	50	30
13	SNC 1	250	75	39,42

Bahan roda gigi dalam

Roda gigi	Bahan (Simbol)	Kekerasan (Brinell) H_B	Kekuatan tarik $\tau_B (kg/mm^2)$	Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_a (kg/mm^2)$
5	SNC 21	600	80	40
7	SNC 21	600	80	40
11	SNC 21	600	80	40
12	SNC 21	600	80	40

6.1.2. Poros

1. Bahan yang digunakan :

Pada poros I : *S 35 C-D*, dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 53 kg/mm^2$.

Pada poros II : *S 35 C-D*, dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 53 kg/mm^2$.

Pada poros III : *S 55 C-D*, dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 72 kg/mm^2$.

2. Diameter minimal pada poros :

Pada poros I : 20 mm.

Pada poros II : 20 mm.

Pada poros III : 29 mm.

6.1.3. Bantalan

Nomor bantalan yang digunakan adalah sebagai berikut :

Data	Poros I		Poros II		Poros III	
	A	B	A	B	A	B
Jenis bantalan	Bantalan kerucut	Bantalan bola	Bantalan kerucut	Bantalan bola	Bantalan kerucut	
n_{max} (rpm)	1430		1144		1418,56	
f' (kg)	33,2	42,5	25,095	12,72	34,48	4,6
l'_a (kg)	1,13		3,14		2,569	
No bantalan	30304	6003	30304	6004	30306	
C (kg)	2490	470	2490	735	4200	
C_o (kg)	1670	296	1670	465	2970	
l'_a/C_o	0,0007	0,0038	0,0018	0,0067	0,00086	
$X; Y$	1; 0		1; 0		1; 0	
P_o (kg)	33,2	42,5	25,095	12,72	34,48	4,64
P (kg)	36,52	46,75	27,605	13,992	37,9	5,1
f_n	0,32	0,28	0,35	0,307	0,32	
f_h	21,82	2,82	31,57	16,13	35,46	263,53
L_h (jam)	5194386,284	15841,65	15732355,45	5301733,53	73242941,1	$5,8 \times 10^{10}$
L_n (jam)	3376351,085	10297,07	10226031,04	3446126,79	45410623,48	$3,59 \times 10^{10}$

6.1.4. Pelumasan

Pelumasan yang digunakan dalam mesin drilling vertical ini adalah gemuk alir jenis NLGI 2-3, dengan nilai viscositas $150 \text{ mm}^2 \text{ s}$.

6.2. PENUTUP

Dengan selesainya perhitungan perancangan ini, maka selesailah sudah pengamatan dan perancangan dari sistim transmisi mesin drilling vertical.

Penulis berusaha menyelesaikan semua persoalan dengan teliti, namun karena kemampuan penulis yang masih terbatas dalam bidang permesinan, maka disana sini masih banyak ditemui kekurangan.

DAFTAR PUSTAKA

- Assril A, *Ilmu Pesawat dan Bangunan*, Penerbit Buku Teknik H. Stami, Jakarta
- Aaron D. D, 1975, *Machine Design, Theori and Practice*, by Macmillan Publishing. Co., Inc.
- Colvin F.H and Stanley F. A, 1948, *Turning and Borning Practice*, Mcgraw-Hill Book Company. INC, New York Toronto London
- Niemann G, 1986, *Elemen Mesin*, Jilid I, edisi Indonesia, Erlangga
- Niemann G, 1990, *Elemen Mesin*, Jilid II, edisi Indonesia, Erlangga
- Khrum R. S. and Gupta J. K, 1980, *Machine Design*, Eurasia Dublishing House (PUT). Ltd
- Ostwale P. F, 1992, *Teknologi Mekanik*, Jilid II, Erlangga
- Pendidikan Tenaga Pendidikan, 1989, Debdikbud, *Petunjuk Kerja Bangku*, Jakarta
- Robert L. M, 1992, *Bearing Machine Elements*, second edition, in Mecnical
- Sularso dan Suga K, 1997, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Eleman Mesin*, cetakan kesembilan, PT. Pradya Pramita, Jakarta
- Samsudin, 1994, *Teknologi Mekanik*, Universitas Gajah Mada Yogyakarta
- Stolk K, 1994, *Elemen Mesin*, edisi ke-21, edisi Indonesia, Erlangga
- Terheijden V. C, 1981, *Alat-Alat Perkakas*, Jilid I, Binacipta, Jakarta
- Terheijden V. C, 1981, *Alat-Alat Perkakas*, Jilid II, Binacipta, Jakarta
- Terheijden V. C, 1981, *Alat-Alat Perkakas*, Jilid III, Binacipta, Jakarta
- ___, Direktorat Jendral Pendidikan Tinggi Proyek Pengembangan Lembaga

___, Gestaltung und Berechnung, 1991, *Roda Gigi*, Jilid I, Erlangga

___, *Tool Work*, Internet, [www.http//.Gogles. Com](http://Gogles.Com)

___, 1992, *Vertical Drilling Machine*, Shanghai 5TH Machine Tool Woks

Tabel L.1. Pemilihan Bantalan Gelinding Bola. (Sularso 1997; 143)

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C' (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Tabel L. 2. Faktor-faktor V, X, Y , dan X_0, Y_0 . (Sularso 1997; 135)

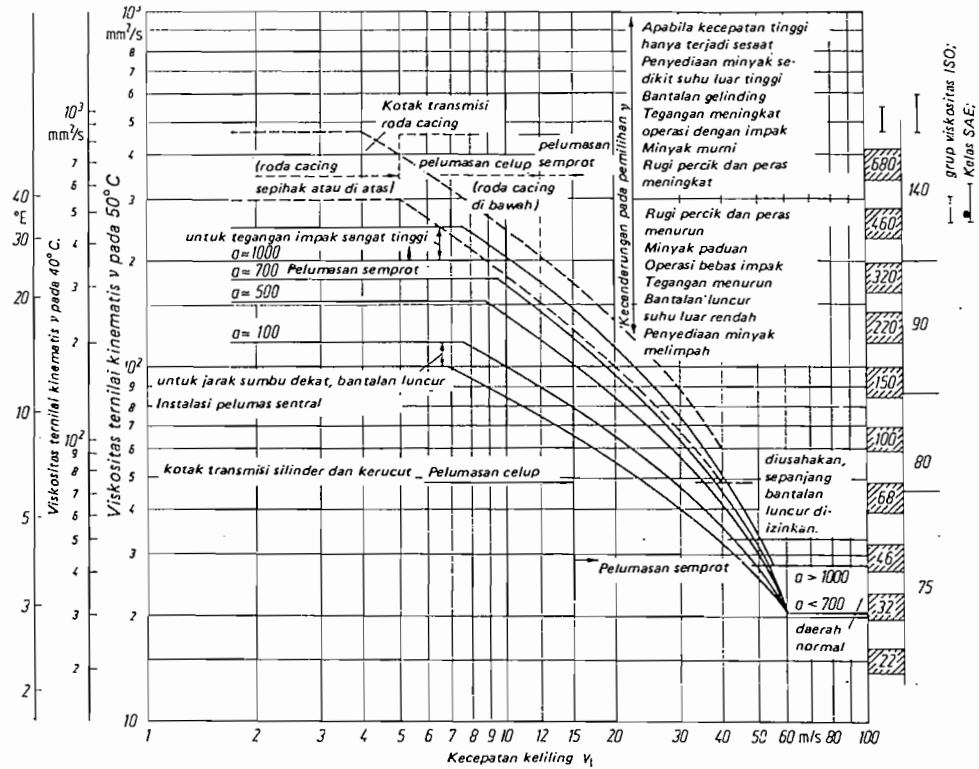
Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda			
				$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$					X_0	Y_0	X_0	Y_0		
				X	Y	X	Y	X	Y							
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	$2,30^V$	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5		
	$= 0,028$				1,99				1,90	0,22						
	$= 0,056$				1,71				1,71	0,26						
	$= 0,084$				1,55				1,55	0,28						
	$= 0,11$				1,45				1,45	0,30						
	$= 0,17$				1,31				1,31	0,34						
	$= 0,28$				1,15				1,15	0,38						
	$= 0,42$				1,04				1,04	0,42						
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,35	0,43	1	0,55	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	1	0,84		
	$= 25^\circ$				0,41			0,87	0,92	0,67	1,41			0,68	0,38	0,76
	$= 30^\circ$				0,39			0,76	0,78	0,63	1,24			0,80	0,33	0,66
	$= 35^\circ$				0,37			0,66	0,66	0,60	1,07			0,95	0,29	0,58
	$= 40^\circ$				0,35			0,57	0,55	0,57	0,93			1,14	0,26	0,52

Untuk bantalan baris tunggal, bila $F_a/VF_r \leq e$, $X = 1, Y = 0$

Tabel L. 3. Pemilihan Bahan Pada Baut. (Sularso 1997; 328)

Lambang	Temperatur transformasi		Perlakuan panas			Sifat mekanis			
	A_c (°C)	A_r (°C)	Penormalan (N)	Celup dingin (H)	Temper (H)	Perlakuan panas	Batas mulur (kg/mm ²)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Kekerasan (H_R)
S30C	720-815	780-720	850-900 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	29	48	137-197
						H	34	55	152-212
S35C	720-800	770-710	840-890 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	31	52	149-207
						H	40	58	167-235
S40C	720-790	760-700	830-880 Pendinginan udara	830-880 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	33	55	156-217
						H	45	62	179-255

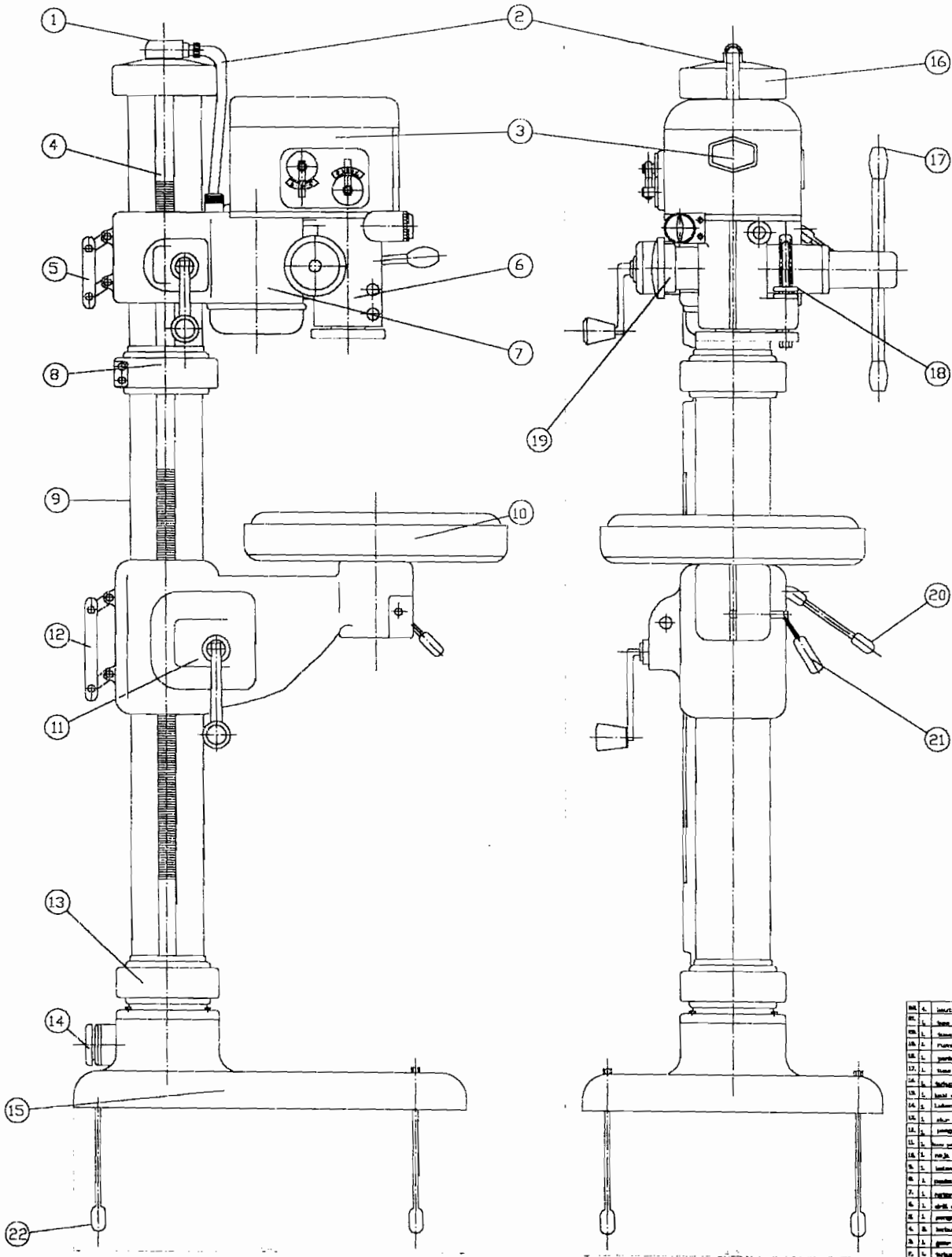
Grafik L. 4. Pemilihan *Viscositas*. (G. Niemann. H. Winter, 1990; 227)



Tabel L.5. Pemilihan Gemuk Menurut Cara Pemakaian. (G. Niemann. H. Winter, 1990; 236)

Penggunaan	Kelas NLGI ^a	Keterangan
Pemakaian dengan tangan	1-3	Pada gemuk serbaguna NLGI 2-3
Instalasi pelumasan sentral	1-2	(Mampu angkut)
Pemakaian semprot	00-0	(Mampu semprot)
Pelumas cebur atau celup	000-0	(Mampu alir)

a. Dalam DIN 51818 gemuk dibagi menurut konsistennya (*penetrasi Walk*) dalam kelas NLGI (National Lubricating Grease Institute)



No.	Uraian	M.4	Lot
01	mur pendek		
02	mur panjang		
03	mur panjang		
04	mur panjang		
05	mur pendek		
06	mur pendek		
07	mur pendek		
08	mur pendek		
09	mur pendek		
10	mur pendek		
11	mur pendek		
12	mur pendek		
13	mur pendek		
14	mur pendek		
15	mur pendek		
16	mur pendek		
17	mur pendek		
18	mur pendek		
19	mur pendek		
20	mur pendek		
21	mur pendek		
22	mur pendek		
23	mur pendek		
24	mur pendek		
25	mur pendek		
26	mur pendek		
27	mur pendek		
28	mur pendek		
29	mur pendek		
30	mur pendek		
31	mur pendek		
32	mur pendek		
33	mur pendek		
34	mur pendek		
35	mur pendek		
36	mur pendek		
37	mur pendek		
38	mur pendek		
39	mur pendek		
40	mur pendek		
41	mur pendek		
42	mur pendek		
43	mur pendek		
44	mur pendek		
45	mur pendek		
46	mur pendek		
47	mur pendek		
48	mur pendek		
49	mur pendek		
50	mur pendek		
51	mur pendek		
52	mur pendek		
53	mur pendek		
54	mur pendek		
55	mur pendek		
56	mur pendek		
57	mur pendek		
58	mur pendek		
59	mur pendek		
60	mur pendek		
61	mur pendek		
62	mur pendek		
63	mur pendek		
64	mur pendek		
65	mur pendek		
66	mur pendek		
67	mur pendek		
68	mur pendek		
69	mur pendek		
70	mur pendek		
71	mur pendek		
72	mur pendek		
73	mur pendek		
74	mur pendek		
75	mur pendek		
76	mur pendek		
77	mur pendek		
78	mur pendek		
79	mur pendek		
80	mur pendek		
81	mur pendek		
82	mur pendek		
83	mur pendek		
84	mur pendek		
85	mur pendek		
86	mur pendek		
87	mur pendek		
88	mur pendek		
89	mur pendek		
90	mur pendek		
91	mur pendek		
92	mur pendek		
93	mur pendek		
94	mur pendek		
95	mur pendek		
96	mur pendek		
97	mur pendek		
98	mur pendek		
99	mur pendek		
100	mur pendek		



LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 348 / FT / USD / TM / September / 2003

Diberikan kepada

Nama Mahasiswa : Wahyudhi Eko Pramono

Nomor Mahasiswa : 095211081

NIRM : 99005112310120084

Jurusan : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK

Matakuliah : Mesin Perkakas

Judul naskah soal :

Mesin Drilling vertikal (Setara dengan Tipe H5-50)

Tanggal dimulai : 5 September 2003

Pembimbing Utama : Ir. Rines, A.T.

Pembimbing Kedua :

NO	TGL.	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	26/9 2003.	Bab. I . Pendahuluan		
2	9/10 2003	Bab II . Spesifikasi mesin.		
3	23/10 2003	Gaya pd mesin drilling		
4	6/11 2003	Prinsip kerja dan speedchart.		
5	20/11 2003	Perhitungan Roda gigi.		
6	13/12 2003	Poros.		
7	17/2 2004.	Poros . bantalan- pelumasan.		
8	6/3 2004	Gambar		



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

TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 348/FT_USD/TM/September/2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Wahyudhi Eko Pramono
Nomor Mahasiswa : 995214084
NIRM : 99005112310120084
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Mesin Perkakas
Judul / naskah soal :

Mesin Drilling vertikal (Setara dengan Tipe H5-3C)

Tanggal dimulai : 5 September 2003

Pembimbing Kedua

Yogyakarta, 5 September 2003
Dosen Pembimbing Utama

(Ir. Rines , M.T.)

()



UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 25 Juni 2004

NAMA Mhs. : WAHYUDHI EKO PRAMONO

NIM : 995214084

JUDUL :
Vertical Delling Machine

Pembimbing Utama : Ir. Rines, M.T.

Pembimbing Kedua : -

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

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

Hal 19 - Kecepatan voiding, satuan
Hal 20 - Teknologi mekanik → samsudin
Hal 8 2 - Satuan ° → radian
Penulisan pustaka utk footnote → pengarangnya
Hal 2 - Pembagian 4 kelompok mesin perkakas
Intisari } sesuai coretan dlm naskah.
Abstract }
Daftar Pustaka }
Lampiran }

Bantalan pada poros (Aaek) → bantalan aksial
Ukuran utama pada gambar.



Telah diperiksa hasil
revisi dan disetujui 3/7-04.
Dosen Pembimbing