



BUKU AJAR KULIAH ELEMEN MESIN II

**PERANCANGAN RODAGIGI
METODA NIEMANN**

LPZ-UNIVERSITAS DIPONEGORO
No. Surat: 0148/BA/PT/C/1
Tgl. : 16-7-'09

Oleh :

Ir. Budi Setiyana, MT

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO
2007**

TINJAUAN MATA KULIAH

JUDUL MATA KULIAH : ELEMEN MESIN II
KODE MATAKULIAH : TKM 313 / 2 SKS

1. DESKRIPSI SINGKAT

1. Mata kuliah ini merupakan matakuliah wajib
2. Alat Bantu Ajar yang digunakan (d disesuaikan dengan kondisi: Papan Tulis, OHP, In – Focus, Komputer)
3. Kehadiran Mahasiswa : 75 %
4. Mahasiswa diharuskan membaca buku pegangan wajib dan diharapkan membaca buku rujukan lainnya yang berbahasa Inggris
5. Proses pembelajaran meliputi: tatap muka di kelas, pekerjaan rumah, analisis komponen mesin

2. RELEVANSI

1. Elemen Mesin, khususnya rodagigi merupakan elemen transmisi yang tahan lama, kuat dan tingkat kebisingan yang rendah, sangat banyak digunakan di dunia teknik dan dunia industri
2. Metoda perancangan rodagigi dengan satndard ISO banyak mengambil dari metoda Niemann seperti yang diuraikan di buku ajar ini. Disisi lain, kemampuan merancang rodagigi yang mengacu pada standard ISO, khususnya di Indonesia masih sangat kurang

3. TUJUAN INSTRUKSIONAL UMUM

Kuliah ini akan memberikan gambaran kepada mahasiswa tentang penerapan dari ilmu mekanika dan ilmu pengetahuan bahan yang dipakai untuk menganalisis dan merancang rodagigi

4. TUJUAN INSTRUKSIONAL KHUSUS

1. Mengetahui jenis-jenis rodagigi dan batasan pemakaiannya, mampu memilih jenis roda gigi yang sesuai kebutuhan
2. Mampu merancang rodagigi lurus dan rodagigi miring
3. Mampu merancang rodagigi kerucut dan hipoid
4. Mampu merancang rodagigi cacing dan spiral

5. SUSUNAN BAHAN AJAR

1. Metodologi Perancangan
2. Tinjauan Umum tentang Rodagigi
3. Sistematika Perancangan Rodagigi Metoda Niemann
4. Perancangan Rodagigi lurus dan Rodagigi miring
5. Perancangan Rodagigi Kerucut, Rodagigi Hipoid, Rodagigi Cacing dan Rodagigi Spiral yang Silindris

6. PETUNJUK DALAM MEMPELAJARI BUKU AJAR

Buku ajar ini berisi sistemasi perancangan rodagigi dengan metoda Niemann, sebab dirasa banyak keluhan dari mahasiswa bahwa sangat sulit untuk mempelajari buku

aslinya secara langsung. Buku ini sepintas berisi prosedur perancangan, oleh sebab itu agar mahasiswa memahami isi buku ini secara komprehensif diharapkan mahasiswa mempelajari buku ini secara berurutan dari awal sampai akhir. Pemahaman secara prosedural akan menjadikan mahasiswa lemah dalam penguasaan materi dan dalam pengerjaan soal.

DAFTAR ISI

BAB I :	METODOLOGI PERANCANGAN	1
	A. Tahap-tahap dalam Perancangan	1
	B. Pertimbangan yang dipakai dalam Perancangan	3
	C. Faktor Keamanan	3
	D. Kode dan Standard	4
	E. Perancangan Rodagigi Metoda Niemann	4
BAB II :	TINJAUAN UMUM TENTANG RODAGIGI	6
	A. Macam-macam Rodagigi	6
	B. Terminologi Rodagigi	9
	C. Rodagigi lurus	11
	D. Rodagigi miring	17
	E. Rodagigi kerucut	20
	F. Rodagigi hipoid	22
	G. Rodagigi cacing	22
	H. Sistematika geometri rodagigi	22
BAB III :	SISTEMATIKA PERANCANGAN RODAGIGI DENGAN METODA NIEMANN	26
	A. Kegagalan pada rodagigi	26
	B. Diagram Alir Perancangan Rodagigi	26
BAB IV :	PERANCANGAN RODAGIGI LURUS DAN MIRING	36
	A. Daftar Notasi	36
	B. Alur estimasi rodagigi	37
	C. Alur analisis rodagigi	39
BAB V :	PERANCANGAN RODAGIGI KERUCUT DAN HIPOID	49
	A. Daftar Notasi	49
	B. Alur estimasi rodagigi kerucut	50
	C. Alur analisis roda gigi kerucut	52
	D. Alur estimasi rodagigi hipoid	54
	E. Alur estimasi rodagigi hipoid	57
BAB VI :	PERANCANGAN RODAGIGI CACING	61
	A. Daftar Notasi	61
	B. Alur perancangan rodagigi	62
LAMPIRAN-LAMPIRAN		70

KATA PENGANTAR

Mata kuliah Elemen Mesin II merupakan salah satu matakuliah dasar Keahlian (MKDK) yang disajikan pada semester VI. Matakuliah ini khusus hanya membahas rodagigi dan dari pengalaman mengajar materi rodagigi termasuk materi yang cukup sulit dipahami oleh mahasiswa kalau dibanding untuk matakuliah elemen mesin yang lain.

Secara global materi kuliah yang diajarkan meliputi pengenalan rodagigi secara umum, geometri rodagigi, kegagalan rodagigi, rangkaian rodagigi dan perancangan rodagigi. Secara umum materi perancangan rodagigi termasuk yang cukup sulit untuk diajarkan ke mahasiswa dan materinyapun cukup banyak.

Dari pengalaman dan pengamatan beberapa kali mengajar materi kuliah ini, terlihat banyak kelemahan dan kerancuan mahasiswa dalam penguasaan dan pemahaman materi kuliah yang diajarkan, terutama untuk materi perancangan rodagigi. Textbook yang dipakai untuk rujukan perancangan rodagigi adalah Machine Element vol II karya Gustav Niemann.

Kurangnya kemampuan mahasiswa untuk memahami metoda perancangan rodagigi dengan metoda Niemann lebih disebabkan oleh isi textbook yang kurang sistematis untuk ukuran perkuliahan mahasiswa. Sehingga disini seorang dituntut untuk membuat metoda pengajaran yang sistematis dengan menggali materi dari textbook tersebut sehingga materi yang disajikan diperkuliahan mudah untuk dipahami mahasiswa.

Dari uraian yang diberikan diatas, maka kami berusaha untuk membuat buku ajar yang sistematis dan komprehensif tentang perancangan rodagigi. Buku ini akan memberikan wawasan dan ketrampilan mahasiswa untuk dapat melakukan perancangan rodagigi. Tabel, grafik atau rumus yang dicantumkan dibuku ini tetap mencantumkan keterangan aslinya dari buku rujukannya, yaitu Machine Element vol II karya Gustav Niemann dengan harapan agar mahasiswa mudah dalam mempelajarinya.

Harapan kami buku ini bermanfaat khususnya untuk para mahasiswa, kritik dan saran sangat kami harapkan untuk memperbaiki buku ini.

Semarang, Nopember 2007

Penulis

BAB I

METODOLOGI PERANCANGAN

1.1. Pendahuluan

1.1.1. Deskripsi Singkat

Pada bab ini dibahas tentang metodologi perancangan yang biasa dipakai dalam dunia teknik dan karena seringnya metoda ini dipakai, sehingga dianggap metodologi ini sebagai metodologi yang sudah baku. Juga dibahas beberapa hal yang berkaitan dengan perancangan, seperti masalah faktor keamanan, kode dan standarisasi dalam dunia teknik.

1.1.2. Relevansi

Proses perancangan di bidang teknik sudah banyak dilakukan, dan dari pengalaman para perancang tersebut akan melahirkan metodologi perancangan. Penguasaan tentang metode perancangan akan mudah bagi pemula untuk terjun dalam proses merancang di industri.

1.1.3. Tujuan Instruksional Khusus

Mahasiswa memahami metodologi dan kaidah-kaidah dalam melakukan proses perancangan. Termasuk juga memahami syarat-syarat dan batasan-batasan dalam melakukan perancangan.

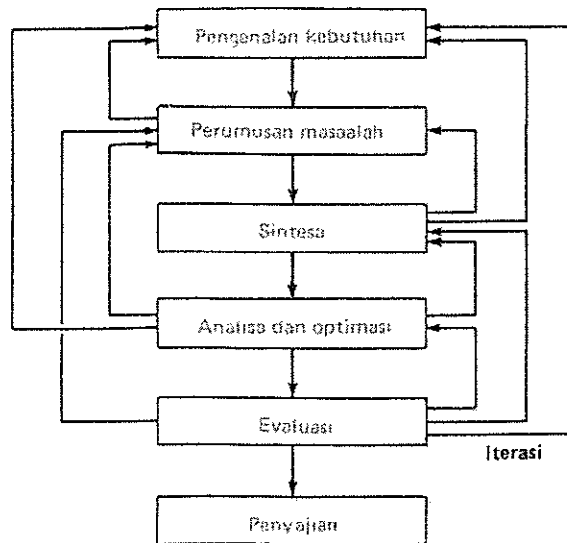
1.2. Penyajian

1.2.1. Uraian Materi

A. TAHAP-TAHAP DALAM PERANCANGAN

Proses perancangan dimulai dari penentuan kebutuhan, dan keputusan untuk berbuat sesuatu akan hal tersebut. Melalui beberapa tahapan perancangan dan iterasi, proses akan berakhir dengan penyajian dari pada hasil rancangan untuk memenuhi kebutuhan tersebut. Secara ideal, metoda perancangan dalam bidang teknik termasuk perancangan rodagigi diberikan pada diagram dibawah ini.

Awal dari proses perancangan adalah berupa *Pengenalan kebutuhan*, dimana seorang perancang harus bisa mendefinisikan kebutuhan tersebut. Rodagigi secara umum dipakai untuk mentransmisikan daya dari mesin penggerak, sehingga secara umum dalam perancangan rodagigi, definisi kebutuhan adalah berupa keberadaan sistem transmisi rodagigi yang dapat bekerja sesuai dengan yang diinginkan oleh perancang atau pengguna. Untuk mendefinisikan kebutuhan tersebut, umumnya sudah ada data awal yang berfungsi sebagai data masukan untuk proses perancangan. Data itu dapat berupa besar daya yang ditransmisikan dari mesin penggerak, putaran mesin penggerak ataupun dimensi ruangan yang tersedia untuk penempatan transmisi tersebut.



Gambar 1.1. Tahapan Perancangan

Perumusan masalah harus mencakup seluruh rincian spesifikasi tentang sesuatu yang akan direncanakan. Perincian tersebut mencakup sejumlah data masukan dan keluaran dari proses perancangan dan semua batasan-batasan atas besaran yang berkaitan dengan hal tersebut. Spesifikasi dapat berupa jenis rodagigi, dimensi rodagigi, taksiran umur, batas temperatur operasi, keandalan, kecepatan / putaran, kapasitas (kemampuan menstransmisikan daya), material rodagigi, pelumas yang akan dipakai, dimensi ruang dan lain-lain. Perancang harus dapat merumuskan dengan jelas spesifikasi yang akan direncanakan.

Dalam merumuskan spesifikasi yang direncanakan, seorang perancang harus memperhatikan batasan-batasan atau kendala yang ada pada proses perancangan. Batasan dalam perancangan rodagigi dapat berupa dimensi ruang yang tersedia untuk penempatan transmisi, material rodagigi yang tersedia, proses atau fasilitas manufaktur rodagigi yang tersedia, standarisasi permesinan di pasaran maupun besar biaya yang tersedia. Dengan adanya perumusan spesifikasi yang diinginkan dan keberadaan batasan-batasan dalam proses perancangan, maka kemungkinan akan menghasilkan beberapa solusi. Dalam perancangan rodagigi, solusi ini umumnya berupa sistem transmisi rodagigi yang berisikan jenis rodagigi, dimensi rodagigi, material rodagigi, data operasional, pelumas dan lain-lain.

Tahap *sintesa* merupakan solusi optimum dari sistem transmisi yang berasal dari solusi-solusi yang didapat dari tahap sebelumnya. Penilaian atau evaluasi atas solusi ini dilakukan dengan proses *analisis dan optimisasi*. Analisis dan optimisasi dilakukan untuk menguji solusi yang didapat dari proses sintesa apakah solusi tersebut berdaya guna dengan baik sesuai spesifikasi yang direncanakan. Jika solusi yang didapat sesuai dengan spesifikasi yang diinginkan maka proses selanjutnya adalah evaluasi hasil rancangan. Tetapi jika tidak sesuai dengan harapan atau tidak sesuai spesifikasi yang direncanakan maka solusi ini gagal dan harus kembali ke tahap perancangan sebelumnya.

Proses kembali ke tahap sebelumnya dapat berupa tahap sintesa, yaitu mencoba dengan solusi yang lain kemudian diuji dengan proses analisis dan optimasi. Dapat juga

tahap sebelumnya adalah ke tahap perumusan masalah dengan cara merubah spesifikasi yang diinginkan, sehingga akan mendapatkan solusi-solusi baru. Tetapi jika proses tersebut masih gagal maka kembali ke proses awal perancangan dengan kemungkinan perlu mengubah definisi kebutuhan.

Tahap *evaluasi* dilakukan untuk solusi yang lolos dari proses iterasi. Jika tahap sebelumnya proses perancangan lebih banyak dilakukan diatas kertas, tetapi evaluasi biasanya dilakukan berupa proses pengujian hasil perancangan (kaji eksperimental), sehingga umumnya diperlukan pembuatan suatu prototip. Jika dalam pengujian ternyata gagal maka proses perancangan kembali ke tahap sebelumnya. Jenis kegagalan saat pengujian akan menunjukkan ke tahap mana proses perancangan akan kembali.

Tahap evaluasi umumnya membutuhkan biaya yang besar, karena dilakukannya proses pengujian. Untuk memperkecil kegagalan saat tahap evaluasi maka sebaiknya dalam proses perancangan lebih banyak mengacu pada data-data hasil pengujian yang sudah dilakukan oleh perancang-perancang sebelumnya. Keberadaan data-data hasil pengujian yang cukup lengkap akan sangat membantu dalam usaha memperkecil kegagalan dalam tahap evaluasi.

Tahap *penyajian* merupakan tahap terakhir dari proses perancangan. Tahap penyajian dapat berupa data lisan, data tertulis atau data grafis (gambar). Seorang perancang yang baik akan dapat menyampaikan hasil rancangan yang komunikatif sesuai dengan keperluan. Metoda penyajian yang baik akan sangat membantu perancang untuk menjelaskan dan meyakinkan pengguna hasil rancangan.

B. PERTIMBANGAN YANG DIPAKAI DALAM PERANCANGAN

Biasanya sejumlah faktor harus dipertimbangkan dalam situasi perancangan tertentu. Kadangkala salah satu diantaranya menjadi kritis, dan bila hal ini dipenuhi, maka-maka faktor lain tak perlu dipertimbangkan lagi. Daftar dibawah ini sering merupakan faktor yang harus dipertimbangkan, yaitu :

- | | |
|-----------------------|----------------------|
| 1. Kekuatan | 12. Kebisingan |
| 2. Keandalan | 13. Corak bentuk |
| 3. Pertimbangan panas | 14. Bentuk |
| 4. Korosi | 15. Ukuran |
| 5. Keausan | 16. Kelendutan |
| 6. Gesekan | 17. Pengaturan |
| 7. Pembuatan | 18. Kekakuan |
| 8. Kegunaan | 19. Pengerjaan akhir |
| 9. Biaya | 20. Pelumasan |
| 10. Keamanan | 21. Pemeliharaan |
| 11. Berat | 22. Volume |

Beberapa diantara faktor-faktor tersebut, ada yang berkaitan langsung dengan ukuran, jenis bahan, pengerjaan dan penggabungan elemen-elemen tersebut menjadi sebuah sistem. Faktor lainnya, mempengaruhi susunan bentuk dari sistem secara keseluruhan.

C. FAKTOR KEAMANAN

Istilah factor keamanan (factor of safety) adalah factor yang dipakai untuk mengevaluasi keamanan dari suatu obyek. Secara kuantitatif factor keamanan adalah

perbandingan harga parameter spesifikasi obyek yang dirancang dibagi dengan parameter spesifikasi obyek pada kondisi kritis, dimana parameter tersebut adalah merupakan besaran yang secara langsung menyatakan tingkat keamanan obyek, sehingga dalam perancangan harga factor keamanan umumnya berharga lebih dari satu.

Kondisi kritis dari obyek adalah kondisi yang menyatakan batas dari obyek tersebut antara aman dan tidak aman dan sering disebut dengan margin of safety. Maka dengan factor keamanan yang lebih besar dari satu dapat dipastikan bahwa secara ideal obyek tersebut dalam penggunaannya selalu dalam kondisi aman. Dalam konteks lain kadang-kadang istilah factor perancangan (design factor) lebih disukai dari pada dengan memakai istilah faktor keamanan.

D. KODE DAN STANDARD

Standard adalah beberapa spesifikasi dari bagian, material dan proses yang dimaksudkan untuk mencapai keseragaman, efisiensi dan kualitas obyek. Hal ini diperlukan agar tidak terjadi kerancuan dari pihak pengguna dan pembuat obyek tersebut.

Kode (code) adalah beberapa spesifikasi dari analisis, disain, pembuatan dan pembangunan dari suatu obyek. Tujuan dibuatnya code adalah untuk menyatakan tingkat keamanan, efisiensi, performansi (unjuk kerja) dan kualitas.

Ada beberapa organisasi yang memberikan standard dan kode disain, antara lain :

American Gear Manufacturing Association (AGMA)
American Society of Mechanical Engineers (ASME)
American Society of Testing Method (ASTM)
British Standards Institution (BSI)
International Standards Organization (ISO)
DIN (Dari Jerman) dan JIS (Jepang)

E. PERANCANGAN RODAGIGI METODA NIEMANN

Metoda untuk merancang dan mengevaluasi hasil rancangan suatu rodagigi telah banyak dikembangkan dan telah dijadikan standard perancangan. Hampir setiap Negara industri memiliki standard perancangan untuk rodagigi, namun diantara standard yang ada di dunia industri rodagigi ada dua yang terkenal yaitu AGMA dan FZG. Standard AGMA dipakai di Amerika sedangkan FZG dipakai di Rebulik Federasi Jerman.

Akhir-akhir ini dengan semaraknya system Standard Internasional yang lebih dikenal dengan ISO, rodagigipun ikut distandardkan. Standard yang ada saat ini tentunya melalui tahapan rentang waktu yang cukup lama. Standard-standard tersebut sebagian besar diadopsi dari pakar dan praktisi yang bergelut di bidangnya masing-masing. Standard perhitungan rodagigi berdasarkan ISO sebagian besar diadopsi dari FZG. Sedangkan standard perhitungan rodagigi menurut FZG sebagian besar dikembangkan oleh seorang pakar rodagigi yang bernama Gustav Niemann. Sehingga berdasar dari uraian tersebut maka dalam tulisan ini dipilahlah perancangan rodagigi dengan metoda Niemann.

Metoda perancangan rodagigi dengan metode Niemann sebagian besar terdiri dari hasil-hasil penelitian yang dijadikan suatu bentuk empiris. Dalam tulisan ini hanya dibahas penggunaannya saja tanpa menjabarkan asal usul formulasi empiris. Pada intinya metoda perhitungan yang dipakai selalu melibatkan table dan grafik serta formulasi empiris.

1.2.2. Rangkuman

Proses perancangan memerlukan beberapa tahapan, yang tahapan tersebut dimulai dari pengenalan kebutuhan dari obyek yang akan di rancang dan diakhiri dengan penyajian hasil dari perancangan. Perancangan harus memperhatikan kode dan standarisasi yang sudah berlaku didunia teknik, agar hasil rancangan dapat diakui dan dipakai oleh yang membutuhkan.

1.3. Penutup

Soal-soal latihan :

1. Sebutkan tahap-tahap dalam perancangan dan jelaskan !
2. Mengapa kode dan standarisasi sangat diperlukan dalam perancangan ?
3. Apa yang dimaksud factor keamanan atau factor disain ?
4. Sebutkan beberapa asosiasi yang bergerak dibidang standarisasi keteknikan !

Daftar Pustaka

1. Niemann, G., *Machine Elements Design and Calculation in Mechanical Engineering*, Volume II, Springer-Verlag, 1978.
2. Shigley, E.J, and Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 5th., Ed., Mc Graw-Hill International , 1989
3. Spot, M. F., *Design Of Machine Elements*, 5th, Ed., PHI, 1978.

BAB II

TINJAUAN UMUM TENTANG RODAGIGI

2.1. Pendahuluan

2.1.1. Deskripsi Singkat

Pada bab ini dibahas tentang rodagigi, baik terminologinya, cara kerjanya serta geometrinya. Pengenalan akan rodagigi akan merupakan syarat mutlak bagi perancang rodagigi untuk melakukan proses perancangan. Tinjauan umum yang dibahas ditekankan pada pengetahuan tentang geometri rodagigi secara global termasuk formulasi yang menyertainya.

2.1.2. Relevansi

Pengetahuan umum tentang rodagigi akan mempermudah mahasiswa mengenal transmisi rodagigi di lapangan, memahami cara kerja rodagigi serta memberi evaluasi atas transmisi yang ada.

2.1.3. Tujuan Instruksional Khusus

Mahasiswa memahami dasar-dasar rodagigi, macam-macam rodagigi, istilah-istilah rodagigi, cara kerja dan geometri rodagigi.

2.2. Penyajian

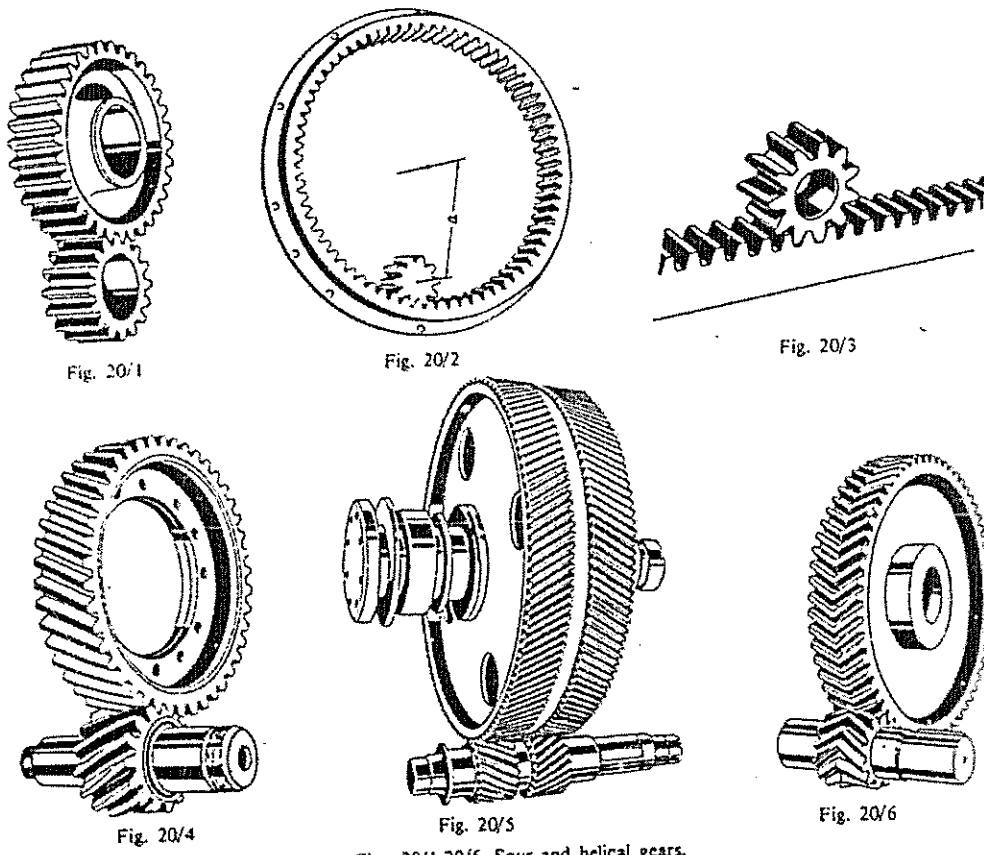
2.2.1. Uraian Materi

Dalam bab ini akan diberikan tinjauan umum tentang roda gigi yang meliputi macam-macam rodagigi, terminologi rodagigi dan geometri rodagigi.

A.. MACAM-MACAM RODAGIGI

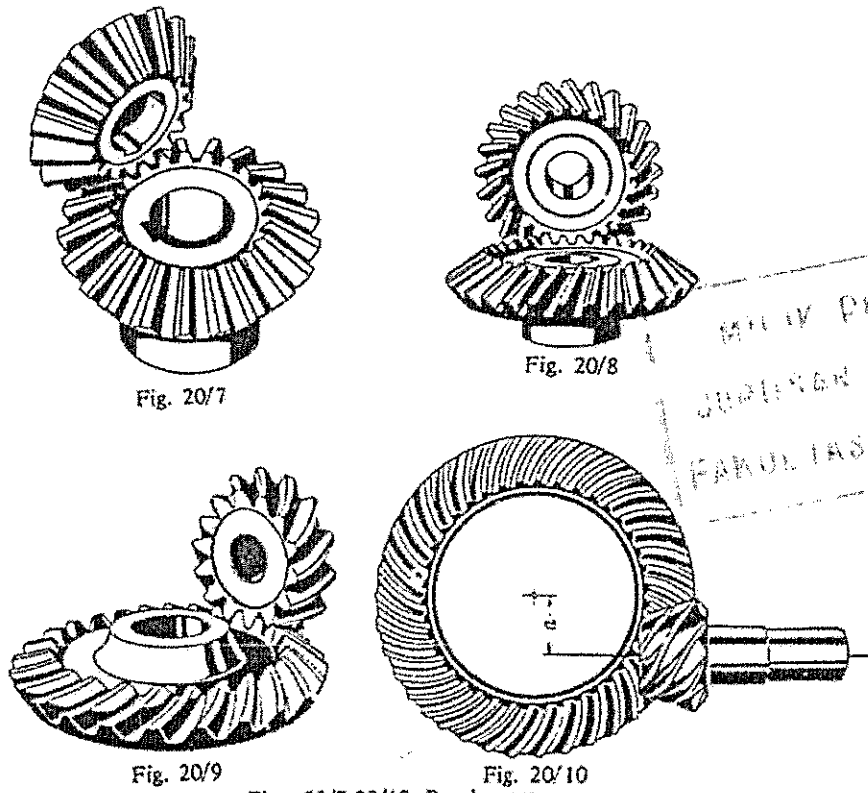
Umumnya rodagigi diklasifikasikan berdasarkan bentuk geometrinya. Secara umum jenis rodagigi yang sering dikenal adalah sbb :

1. Rodagigi lurus : merupakan rodagigi yang paling sederhana
(*Spur Gear*)
2. Rodagigi miring : modifikasi rodagigi lurus yang diberi kemiringan gigi
(*Helical Gear*)
3. Rodagigi kerucut : merupakan rodagigi dengan dasar kerucut
(*Bevel Gear*)
5. Rodagigi hipoid : merupakan modifikasi rodagigi kerucut
(*Hypoid Gear*)
4. Rodagigi Cacing : merupakan rodagigi yang ada kontak gesek
(*Worm Gear*)
5. Rodagigi Spiroid, dan lain-lain
(*Spiroid Gear*)



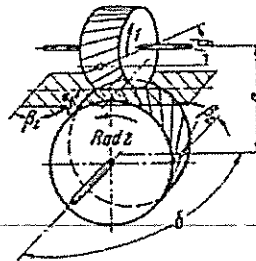
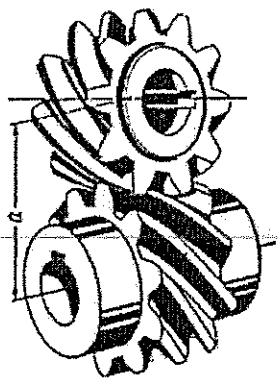
Figs. 20/1-20/6. Spur and helical gears.
 1 spur; 2 internal; 3 rack and pinion; 4 helical; 5 double helical; 6 double helical (continuous).

Gambar 2.1. Rodagigi lurus dan miring



Figs. 20/7-20/10. Bevel gears.
7 straight bevel; 8 spiral bevel; 9 spiral bevel (circular arc); 10 hypoid.

Gambar 2.2. Rodagigi kerucut dan Hipoid



Gambar 2.3. Rodagigi Spiral (Silindris Spiral)

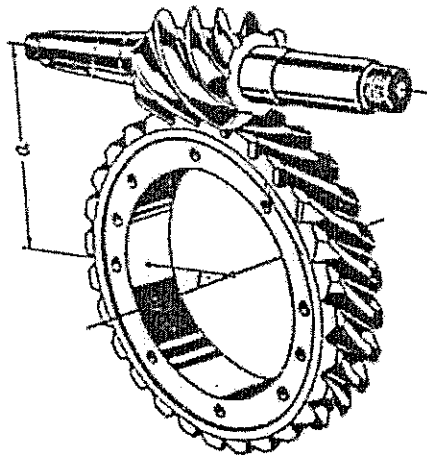
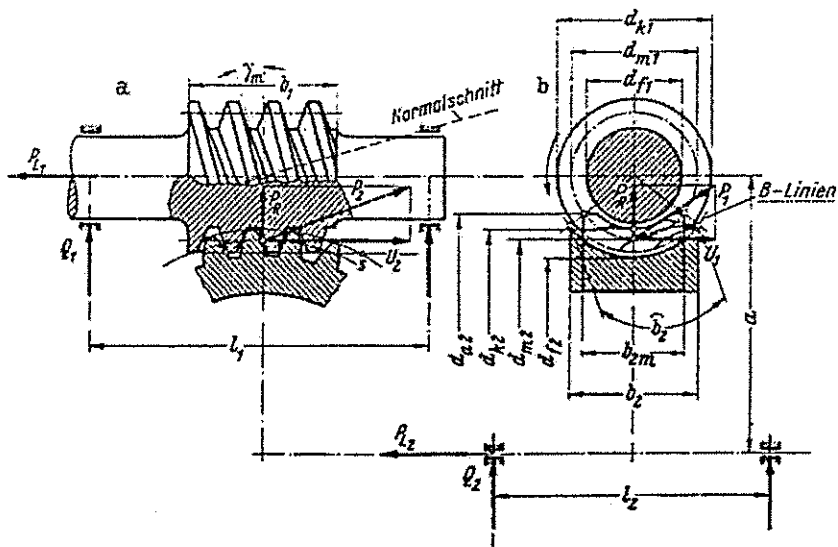


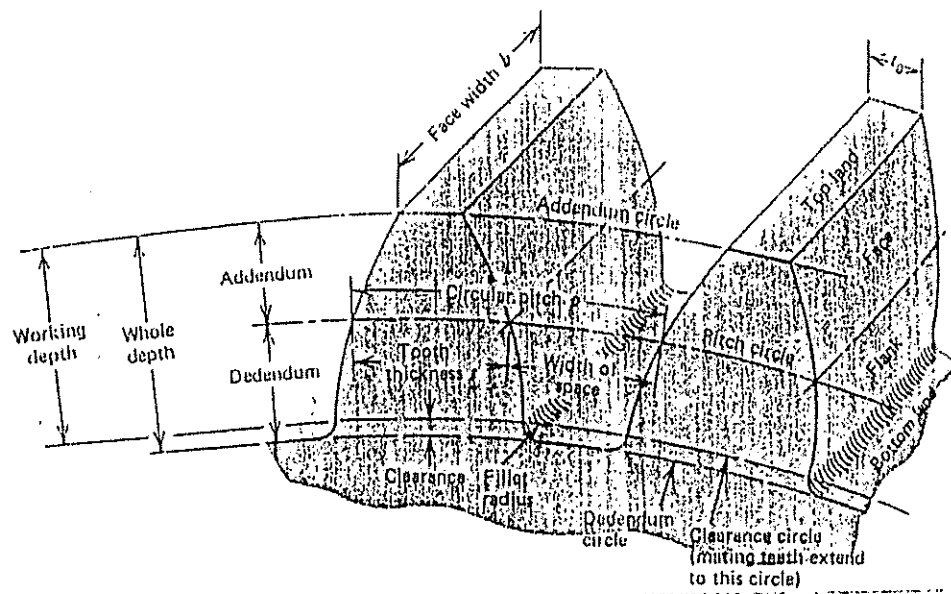
Fig. 20/12. Worm gears.



Gambar 2.4. Rodagigi Cacing

B. TERMINOLOGI RODAGIGI

Terminologi dan geometri rodagigi yang diberikan disini adalah untuk rodagigi lurus, karena untuk mengetahui jenis rodagigi yang lain, harus memahami dahulu tentang rodagigi lurus. Dibawah ini diberikan tentang nomenklatur rodagigi lurus.



Gambar 13. Nomenklatur Rodagigi

Gambar 2.5. Nomenklatur Rodagigi Lurus

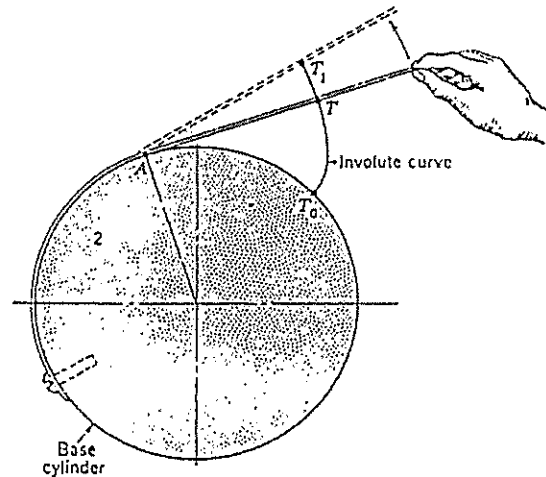
Dari gambar diatas dapat diberikan istilah rodagigi sebagai berikut :

- ◆ *Lingkaran Pitch /Pitch Circle (d_o)*
Diameter rodagigi (standard)
- ◆ *Modul (m)*
 $m = d_o/z$; dengan z : jumlah gigi
- ◆ *Puncak diametral /Diametral Pitch (P) :*
 $P = 1/m$
- ◆ *Jarak lengkung puncak /circular pitch (p) :*
 $p = \pi d_o/z = \pi m = \pi/P$ (satu gelombang)
- ◆ *Addendum*
Tinggi kepala gigi
- ◆ *Dedendum*
Tinggi kaki gigi
- ◆ *Clearance*
Kelonggaran arah radial
- ◆ *Back-lash*
Kelonggaran arah keliling (tangensial)
- ◆ *Pinion*
Rodagigi kecil (umumnya sebagai penggerak)
- ◆ *Gear (Wheel)*
Rodagigi besar
- ◆ *Rack (batang gigi)*
Rodagigi dengan diameter tak berhingga

C GEOMETRI RODAGIGI LURUS

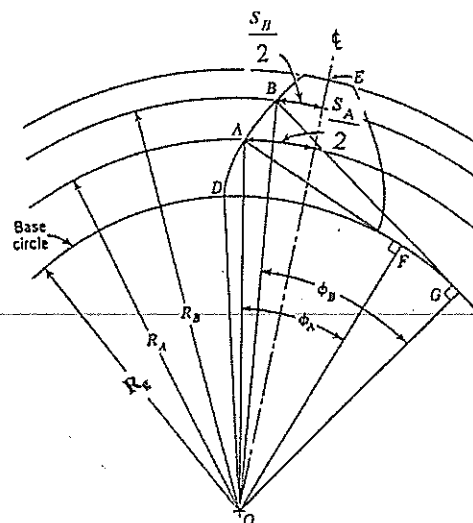
C.1. Kontak Involut

Profil dari gigi Rodagigi lurus adalah berupa kurva involut. Asal kurva involut diberikan pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.6. Terbentuknya profil involut

Keuntungan dari kontak profil gigi involut adalah bahwa kontak yang terjadi adalah kontak rolling murni dan tidak ada gesekan. Selain itu kontak tersebut akan menghasilkan putaran konstan (konjugat). Ini akan menjadikan rodagigi sebagai elemen transmisi tahan lama dan tingkat kebisingan yang rendah.

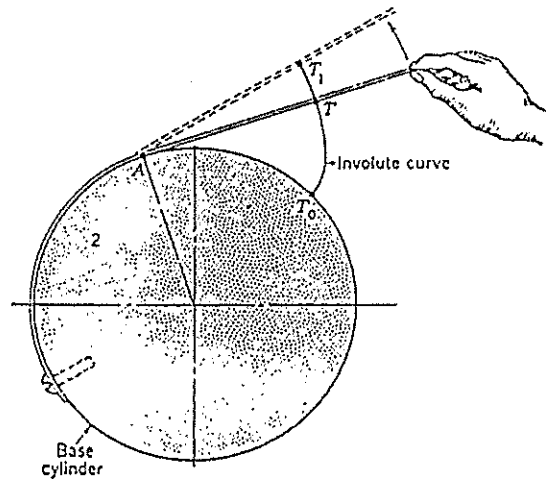


Gambar 2.7. Profil gigi dari kurva involut

C GEOMETRI RODAGIGI LURUS

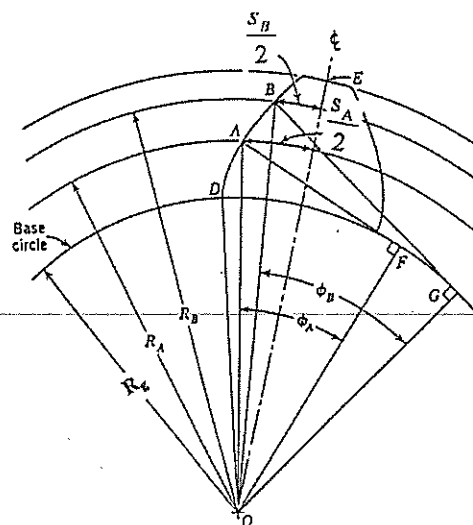
C.1. Kontak Involut

Profil dari gigi Rodagigi lurus adalah berupa kurva involut. Asal kurva involut diberikan pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.6. Terbentuknya profil involut

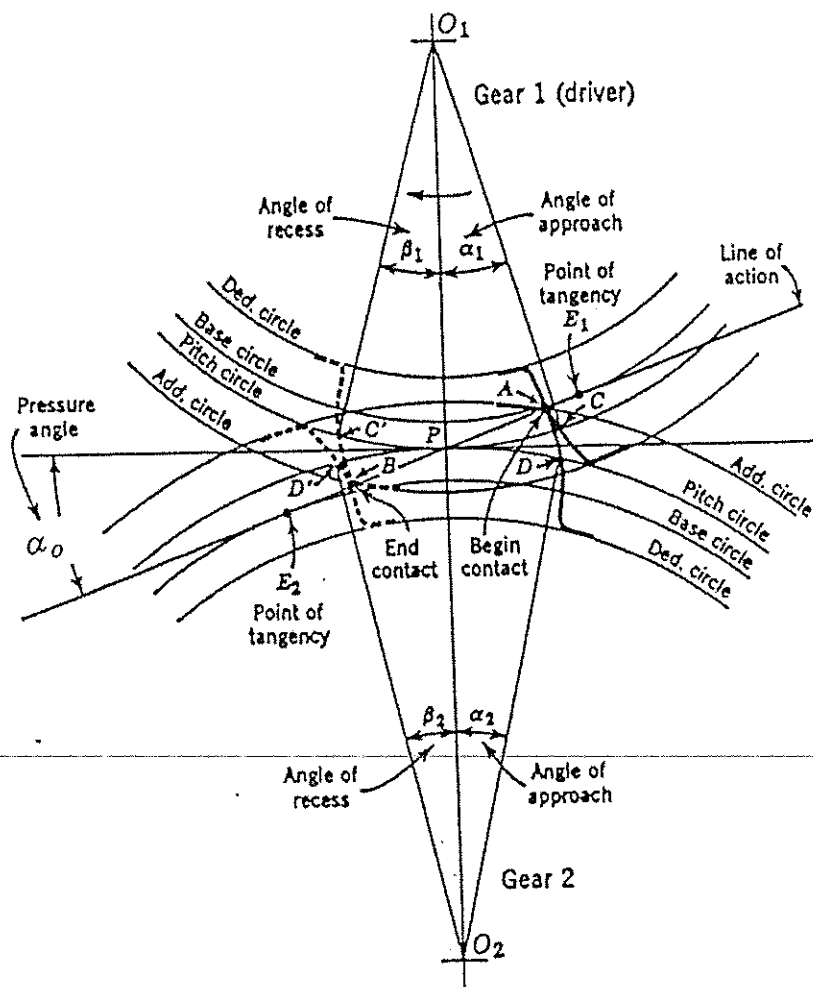
Keuntungan dari kontak profil gigi involut adalah bahwa kontak yang terjadi adalah kontak rolling murni dan tidak ada gesekan. Selain itu kontak tersebut akan menghasilkan putaran konstan (konjugat). Ini akan menjadikan rodagigi sebagai elemen transmisi tahan lama dan tingkat kebisingan yang rendah.



Gambar 2.7. Profil gigi dari kurva involut

Profil involut yang terbentuk diatas untuk selanjutnya dapat dijabarkan secara grafis untuk membentuk profil gigi rodagigi seperti pada gambar 2.7 dibawah ini. Dari gambar tersebut dapat dicari formulasi yang menyatakan hubungan geometri antar notasi-notasi yang tercantum pada gambar tersebut. Dari gambar terlihat bahwa lingkaran awal terbentuknya kurva involut adalah lingkaran dasar (*Base Circle*).

Peristiwa kontak antar gigi dari sepasang rodagigi diberikan pada gambar 2.8. Titik A adalah posisi awal kontak dan titik B adalah posisi akhir kontak, sedangkan titik P adalah titik sekutu. Garis yang dibentuk dari titik A sampai titik B dinyatakan sebagai garis aksi. Profil gigi yang berada diluar lingkaran dasar adalah profil involut, sedangkan yang didalam lingkaran dasar adalah profil non involut.

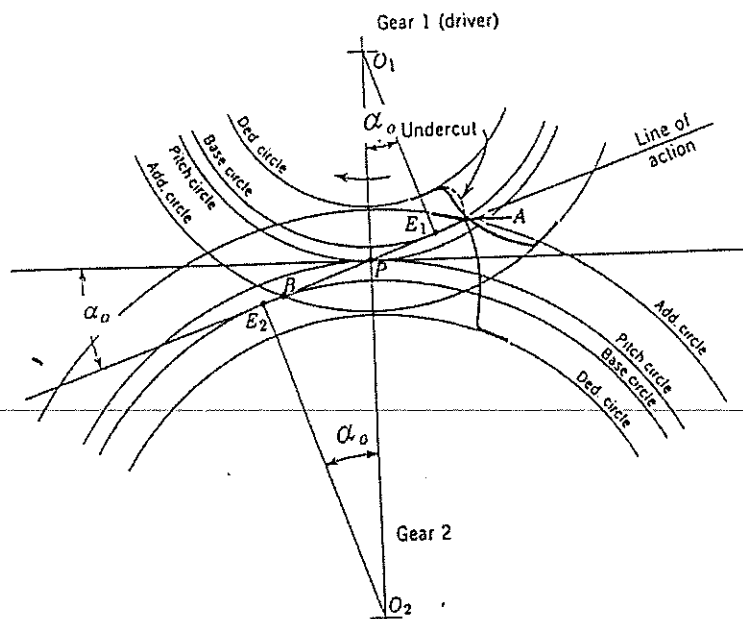


Gambar 2.8. Peristiwa Kontak sepasang gigi rodagigi

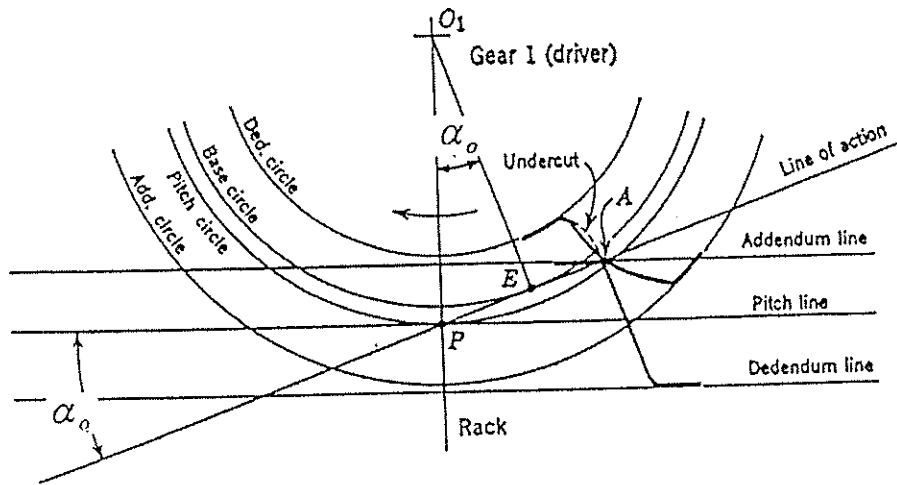
Dengan memahami gambar diatas maka dapat diberikan definisi berikut :

- *Sudut masuk / Angle of approach* :
Sudut yang terbentuk antara pusat rodagigi, titik mulai kontak sampai titik P (titik sekutu)
- *Sudut keluar / Angle of recess* :
Sudut yang terbentuk antara pusat rodagigi, titik P (titik sekutu) sampai kontak berakhir.
- *Garis tekan / garis aksi*
Garis yang berimpit dengan gaya kontak gigi.
- *Sudut tekan (ϕ atau α_o)*
Sudut antara garis tekan dengan garis singgung rodagigi
- *Kontak rasio (contact ratio)*
Jumlah rata-rata pasangan gigi yang berkontak

Untuk kasus kontak antar gigi pada daerah profil yang non-involut, maka kontak yang terjadi bukan kontak gelinding, tetapi ada kontak gesek, sehingga menyebabkan timbulnya penggerusan pada gigi yang berkontak. Peristiwa kontak pada profil non involut ini sering disebut interferensi. Umumnya penggerusan terjadi pada kaki gigi sehingga menimbulkan pengecilan kakigigi. Peristiwa pengecilan kaki gigi akibat penggerusan ini sering disebut *Undercutting (pemotongan bawah)*. Kasus tersebut dijelaskan pada gambar 2.9 dan 2.10 dibawah ini.



Gambar 2.9. Peristiwa Interferensi yang menimbulkan Undercutting.



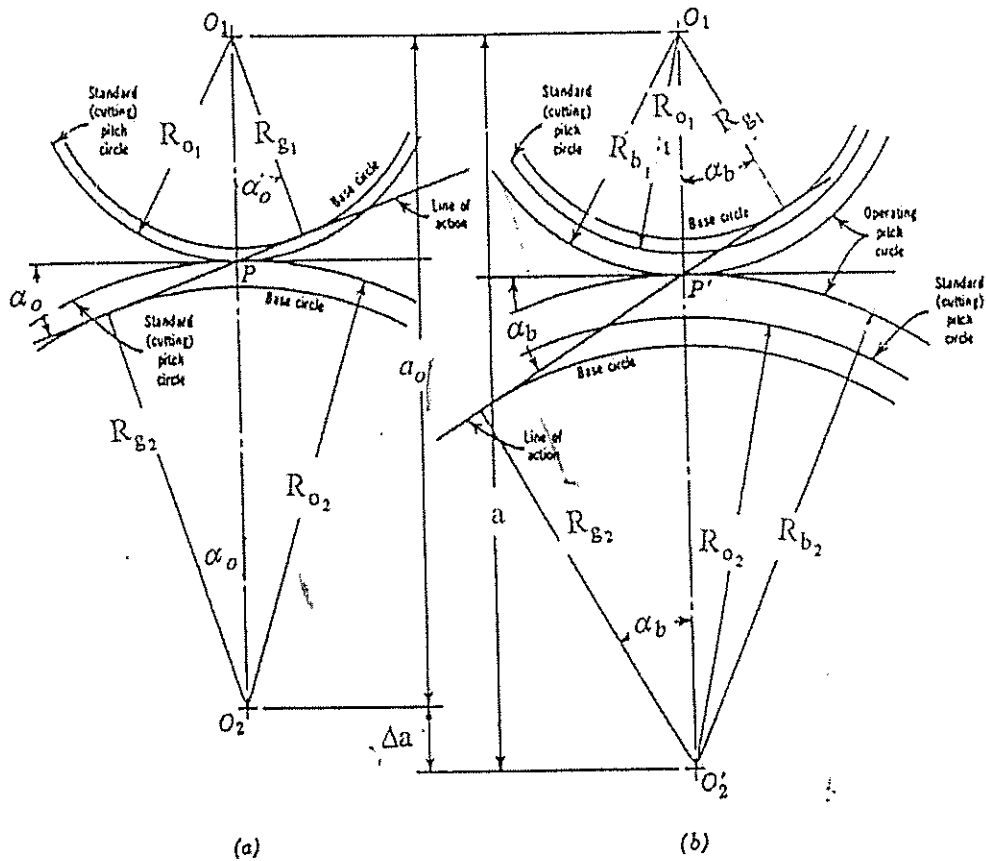
Gambar 2.10. Peristiwa Undercutting dengan batang gigi.

C.2. Rumus-rumus untuk rodagigi standard

Rodagigi standard merupakan rodagigi yang mengikuti aturan geometri rodagigi secara umum. Dalam pemilihan rodagigi diusahakan agar mengambil rodagigi yang standard, karena mudah dalam hal pembuatan terutama sistem pemesinannya yang juga sudah standard. Adapun rumus-rumus yang dipakai berkaitan dengan rodagigi ini adalah sbb :

1. Diameter rodagigi, d_o :
 $d_o = mz$
2. Jarak standard antar poros a_o :
 $a_o = 0,5 (d_{o1} + d_{o2})$
dengan subskrip 1 dan 2 adalah rodagigi 1 dan rodagigi 2
3. Diameter kepala gigi (*addendum circle*), d_k :
 $d_k = d_o + 2m$
4. Jika jarak terpasang antar poros ($= a$), lebih besar dari jarak standard antar poros ($a > a_o$), maka :
 - * Jarak backlash akan ada / bertambah
 - * Sudut tekan berubah dari α_o menjadi α_b dengan hubungan sbb :
 $a \cos \alpha_b = a_o \cos \alpha_o$
 - * Diameter kontak antar gigi dari rodagigi berubah dari harga d_o menjadi d_b (diameter gelinding) dengan hubungan sbb :
 $d_b \cos \alpha_b = d_o \cos \alpha_o$

Kasus perpanjangan jarak antar poros dari sepasang rodagigi (point 4 diatas), akan memberikan perubahan nilai backlash dan nilai sudut tekan. Makin jauh jarak antar poros rodagigi maka harga backlash dan harga sudut tekan akan semakin besar juga. Hal ini perlu diperhatikan saat pemasangan rodagigi.



Gambar 2.11. Backlash akibat perpanjangan jarak poros

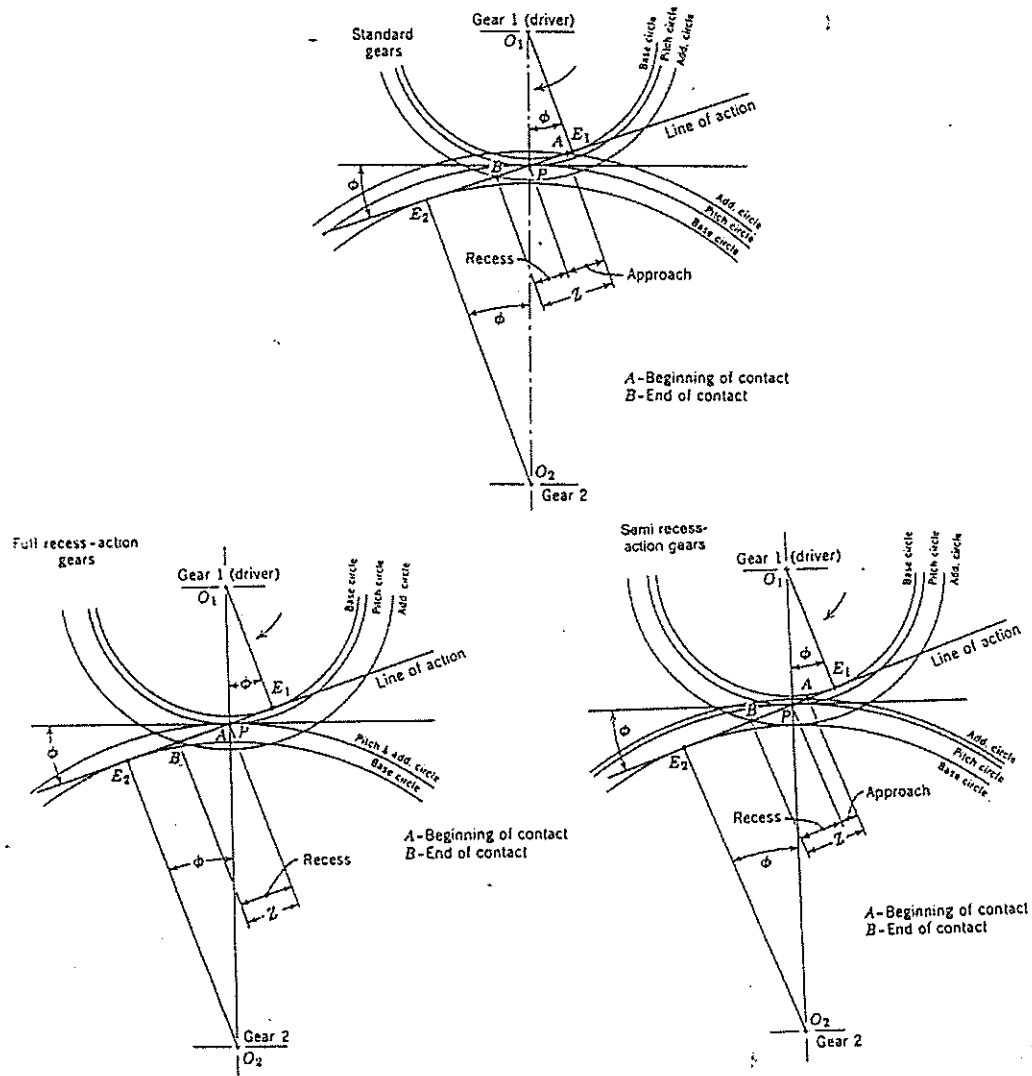
C.3. Rumus-rumus untuk rodagigi non standard

Tuntutan agar dalam pemilihan rodagigi harus yang standard tidak selalu dapat dipenuhi, sebab ada beberapa kasus yang menjadikan rodagigi yang dipakai menjadi tidak standard. Penyebabnya antara lain ketersediaan jarak antar poros rodagigi yang tertentu dan tuntutan perbandingan gigi yang khusus yang biasanya kalau dibuat standard akan menimbulkan undercutting.

Rodagigi non standard biasanya dibuat dengan cara memodifikasi cara pembuatan rodagigi yang standard, yaitu :

1. *Perpanjangan jarak antar poros calon rodagigi dengan pisau rack saat proses pemotongan untuk membuat rodagigi*

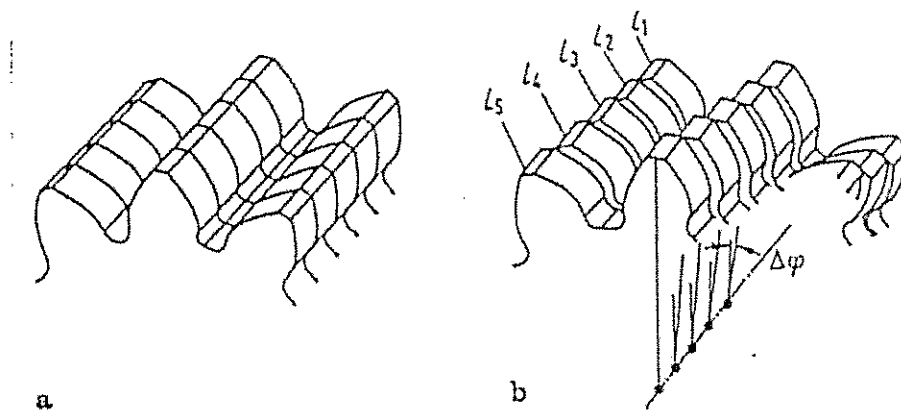
Pembuatan rodagigi umumnya dengan memakai pisau rack. Pembuatan rodagigi non standard disini dibuat dengan cara menggeser pitch rack (pahat) menjauh dari pitch calon rodagigi, agar tepat tidak undercutting. Sebab kalau tidak ada pergeseran akan menimbulkan kasus undercutting. Notasi besar



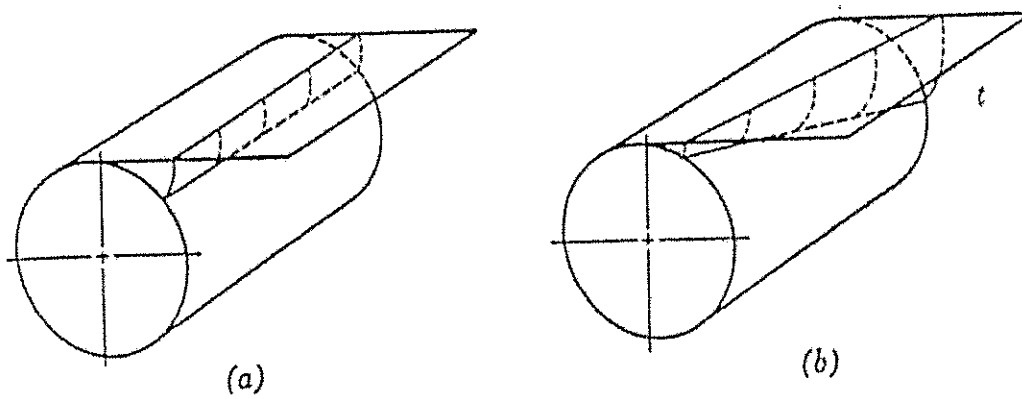
Gambar 2.13. Rodagigi dengan perubahan kepala

D. RODAGIGI MIRING (*Helical Gear*)

Merupakan rodagigi lurus yang membentuk sudut kemiringan (*helix angle*) dengan sumbu porosnya, sehingga disebut *Helical Gear*. Dasar formulasi dari rodagigi miring adalah sama dengan rodagigi lurus, hanya mengalami beberapa modifikasi karena adanya kemiringan gigi, seperti terlihat pada gambar 2.14. Profil involut untuk riwayat pembentukan profil rodagigi miring diperlihatkan pada gambar 2.15.

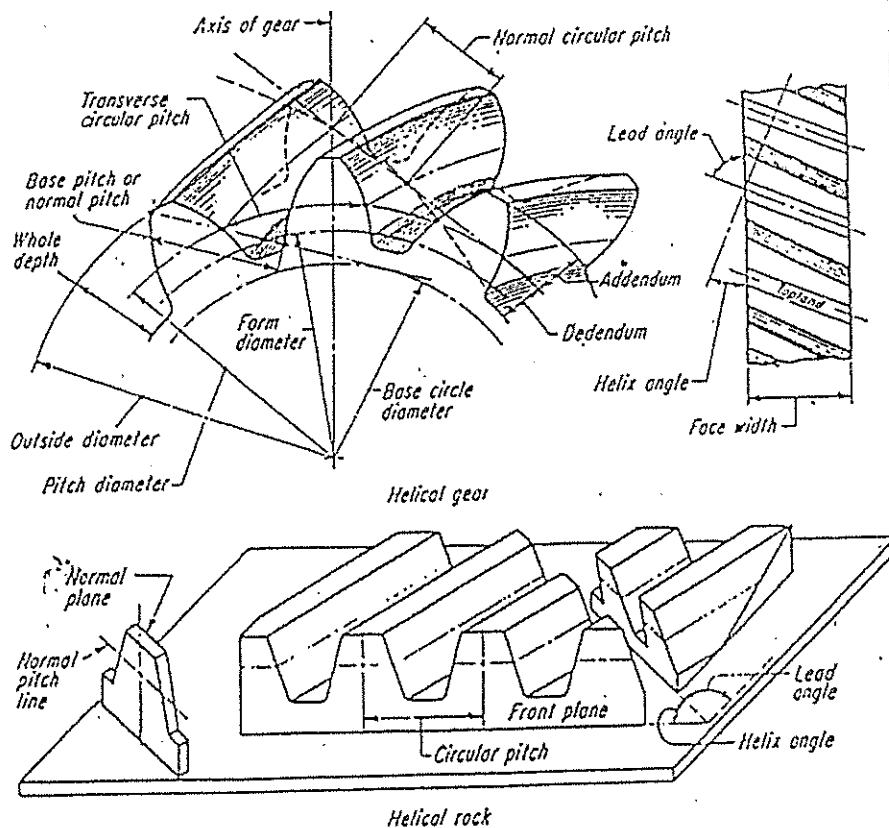


Gambar 2.14. Modifikasi dari rodagigi lurus ke rodagigi miring



Gambar 2.15. Involut untuk rodagigi lurus dan rodagigi miring

Dalam rodagigi miring, sudut kemiringan gigi dinyatakan dengan sudut heliks β_0 , sehingga dari sini dikenal formulasi atau terminologi rodagigi dalam dua arah, yaitu arah transversal dan arah normal, yang hal ini tidak dikenal dalam rodagigi lurus. Adapun terminologi rodagigi miring secara umum diberikan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16. Terminologi Rodagigi miring

Dengan memperhatikan gambar 2.17 untuk rack rodagigi miring, formulasi untuk rodagigi miring diberikan dengan tabel berikut.

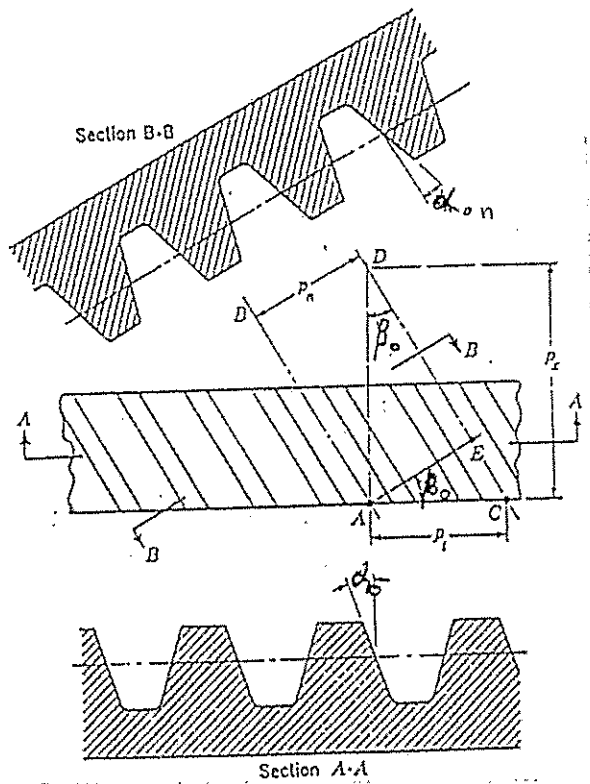
$$* \cos \beta_o = \frac{AE}{AC} = \frac{p_n}{p_t} = \frac{m_n}{m}$$

$$* \operatorname{tg} \alpha_{on} = \operatorname{tg} \alpha_o \cos \beta_o$$

$$* d_o = mz$$

Dimana, β_o : Sudut helix (kemiringan)

- m : modul
- m_n : modul normal
- p_n : pitch arah normal
- p_t : pitch arah transversal
- α_o : sudut tekan transversal
- α_{on} : sudut tekan arah normal
- d_o : diameter pitch rodagigi
- z : jumlah gigi



Gambar 2.17. Sketsa rack rodagigi miring

E. RODAGIGI KERUCUT (*Bevel Gear*)

Rodagigi kerucut mempunyai beberapa variasi seperti ditunjukkan pada gambar 2.18. Variasi yang muncul adalah berupa profil gigi dan adanya jarak offset yang dinyatakan dengan notasi a . Dari sini terlihat bahwa rodagigi hipoid sebenarnya masuk dalam keluarga rodagigi kerucut.

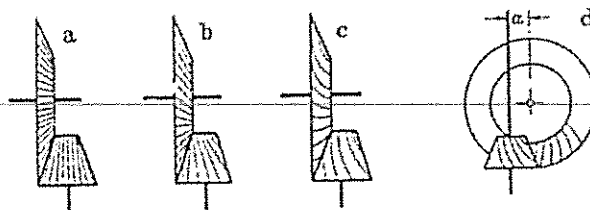
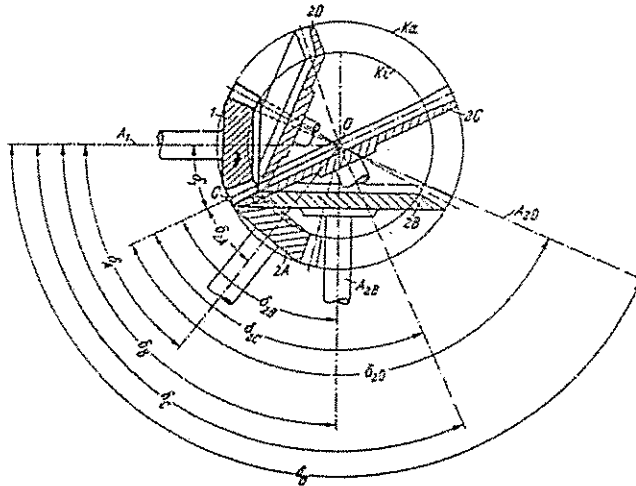


Fig. 23/1. Different types of bevel gearing. a: straight tooth; b: helical tooth; c: hypoid tooth; d: displaced bevel gears, hypoid toothed.

Gambar 2.18. Beberapa tipe dari rodagigi kerucut

Notasi yang digunakan untuk menganalisis rodagigi kerucut diberikan pada gambar 2.19 dan gambar 2.20. Notasi-notasi ini secara detail dijelaskan pada bab perancangan rodagigi kerucut. Dengan memahami notasi yang diberikan maka akan mempermudah kita untuk melakukan proses perancangan.



Gambar 2.19. Notasi utama rodagigi kerucut

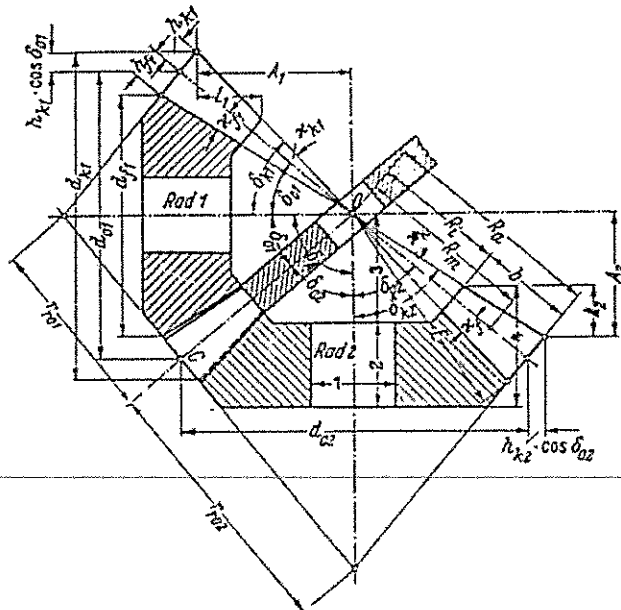


Fig. 23/12. Bevel gear pair with crown wheel indicating the main and secondary dimensions. The dimensions 1 to 4 are used for the manufacture and alignment of wheel bodies according to Trier [21/16].

Rad 1, 2 = gear 1, 2.

Gambar 2.20. Notasi dimensi pada rodagigi kerucut

F. RODAGIGI (*Hypoid Gear*)

Seperti diketahui bahwa rodagigi hipoid adalah masuk dalam keluarga rodagigi kerucut dan itu diperlihatkan pada gambar 2.21. Pemberian jarak offset menjadikan rodagigi kerucut berubah menjadi rodagigi hipoid. Karena rodagigi hipoid masih masuk dalam keluarga rodagigi kerucut, maka proses perancangannya juga mirip dengan perancangan rodagigi kerucut.

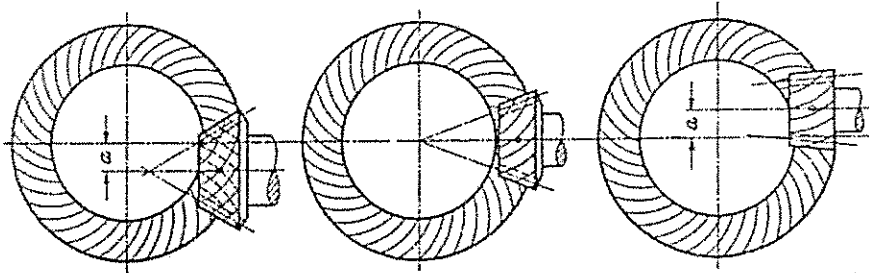


Fig. 23/19. Displaced bevel gears. *Left*: Plus displacement; *right*: minus displacement of axis; *middle*: without displacement.

Gambar 2.21. Tipe dari rodagigi hipoid

G. RODAGIGI CACING (*Worm Gear*)

Tipe rodagigi cacing diberikan pada gambar 2.22 dibawah ini. Tipe rodagigi cacing tergantung pada profil gigi dari pinion atau gear (*wheel*) serta adanya jarak offset (*spiroid gear*). Profil gigi dari pinion-wheel dapat berupa pasangan globoid-lurus, lurus-globoid dan globoid-globoid.

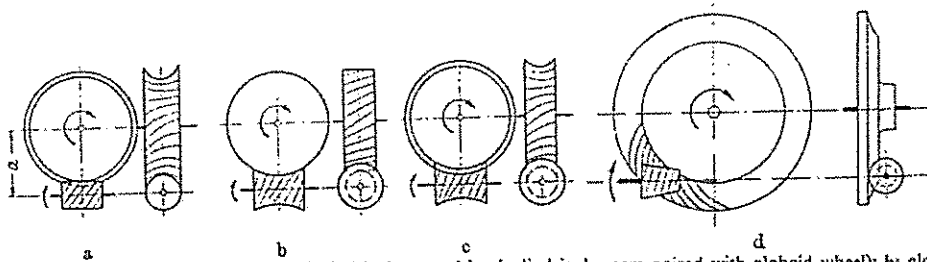


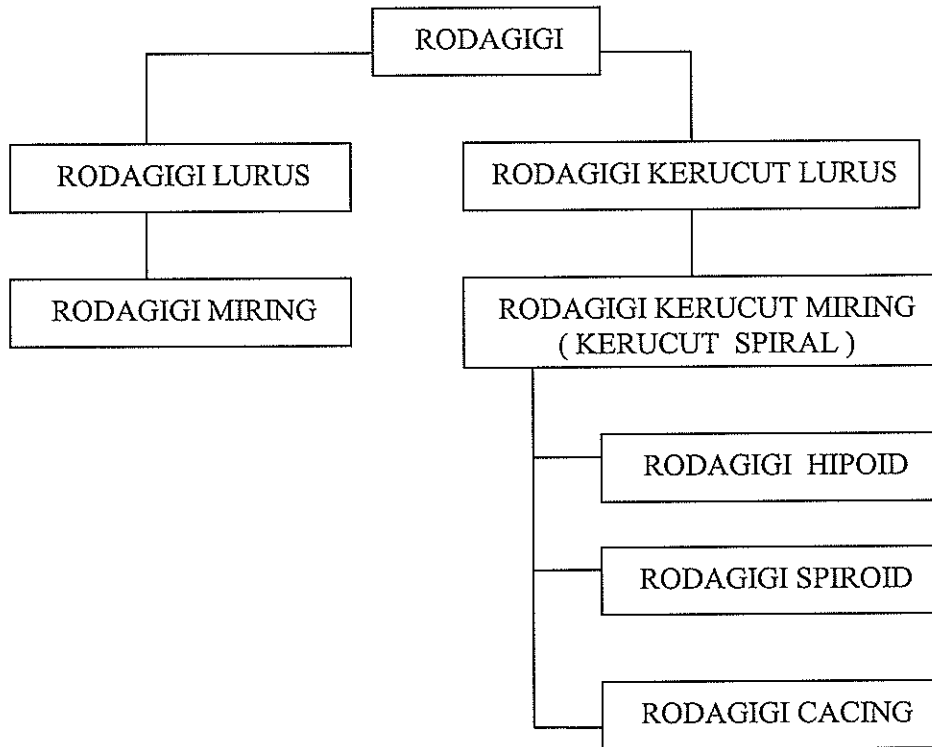
Fig. 24/1. Type of worm gear drives. *a*: Cylindrical worm drive (cylindrical worm paired with globoid wheel); *b*: globoid worm paired with spur wheel; *c*: globoid worm drive (bevel worm paired with globoid wheel); *d*: bevel worm drive (bevel worm paired with globoid bevel wheel, called spiroid gears [24/24]).

Gambar 2.22. Tipe dari rodagigi cacing

H. SISTEMATIKA GEOMETRI RODAGIGI

Dari uraian sebelumnya, secara umum skema atau diagram tentang geometri rodagigi diberikan pada gambar 2.23. Diagram dibawah ini memberikan pemahaman bahwa bentuk atau geometri rodagigi yang kompleks adalah pengembangan atau modifikasi dari geometri yang sederhana. Sehingga diagram

dibawah ini sebenarnya merupakan gambaran tentang derajat kompleksitas geometri rodagigi.



Gambar 2.23. Derajat kompleksitas geometri rodagigi

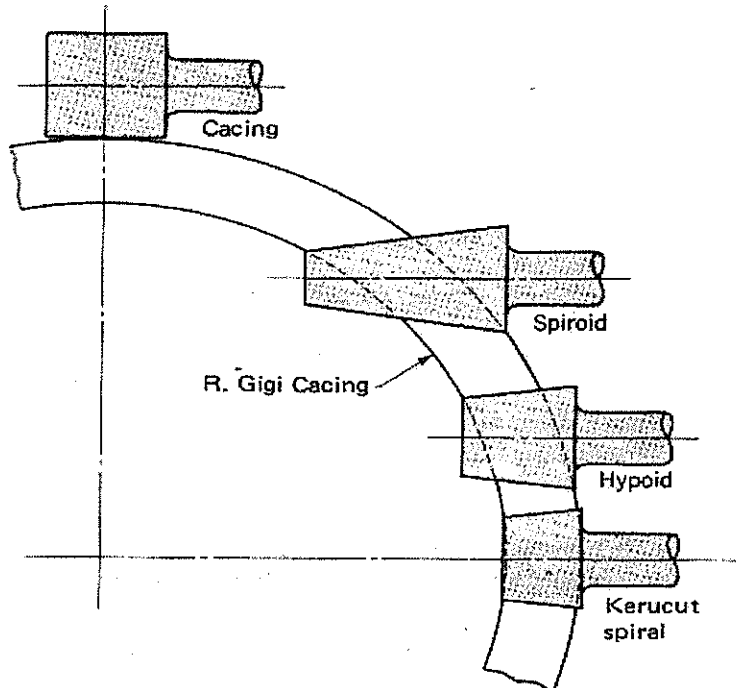
Rodagigi yang paling sederhana adalah rodagigi lurus (spur gear) yang mempunyai diameter yang sama di kedua sisinya. Jika kedua sisi tidak mempunyai diameter yang sama, maka terjadilah rodagigi kerucut gigi lurus.

Turunan dari rodagigi lurus adalah rodagigi miring (helical gear), dimana pada rodagigi ini adalah derajat kemiringan gigi yang sering disebut sudut heliks. Profil gigi menjadikan kontak gigi dengan pasangannya lebih halus dibanding rodagigi lurus, tetapi dalam metoda perancangan serta analisisnya lebih banyak persamaanya.

Turunan dari rodagigi kerucut lurus adalah berupa rodagigi kerucut gigi miring yang profilnya menjadi berbentuk spiral, sehingga sering disebut dengan rodagigi kerucut spiral.

Adapun turunan dari rodagigi spiral adalah dengan diberikannya jarak offset dari sumbu poros rodagigi kerucut spiral seperti terlihat pada gambar 2.24.

Rodagigi turunannya adalah rodagigi hipoid (*hypoid gear*), rodagigi spiroid dan rodagigi cacing (*worm gear*).



Gambar 2.24. Offset pada rodagigi kerucut

2.2.2. Latihan

Contoh soal.

Sepasang rodagigi lurus mempunyai harga modul 4,5 mm, jumlah gigi pinion 11 buah, jumlah gigi gear 31 buah, sudut tekan 20° . Faktor korigasi $x_1 = 0,3136$ dan $x_2 = -0,20$. Jika jarak antar poros rodagigi 95 mm, tentukan diameter kepala, diameter gelinding dan sudut tekan gelinding rodagigi gigi.

Jawab :

- Rasio reduksi, $i = z_2/z_1 = 31/11 = 2,818$
- Diameter rodagigi 1, $d_{o1} = m z_1 = 4,5(11) = 49,5$ mm
- Diameter rodagigi 2, $d_{o2} = m z_2 = 4,5(31) = 139,5$ mm
- Diameter kepala rodagigi 1, $d_{k1} = d_{o1} + 2 m(x_1+1)$
 $= 49,5 + 2 \cdot 4,5 (0,3136+1) = 61,322$ mm
- Diameter kepala rodagigi 2, $d_{k2} = d_{o2} + 2 m(x_2+1)$
 $= 139,5 + 2 \cdot 4,5 (-0,20+1) = 146,7$ mm
- Jarak poros standard, $a_o = 0,5(d_{o1}+d_{o2}) = 0,5 (49,5+139,5) = 94,5$ mm
- Jarak poros terpasang, $a = 95$ mm
- Sudut tekan gelinding, $\alpha_b = \cos^{-1}((a_o/a)\cos \alpha_o)$

$$= \cos^{-1}((94,5/95)\cos 20^\circ) = 20,81^\circ$$

- Diameter gelinding rodagigi 1, $d_{b1} = d_{o1} (\cos \alpha_o / \cos \alpha_b)$
 $= 49,5 \cos 20^\circ / \cos 20,81^\circ = 49,761 \text{ mm}$
- Diameter gelinding rodagigi 2, $d_{b2} = d_{o2} (\cos \alpha_o / \cos \alpha_b)$
 $= 139,5 \cos 20^\circ / \cos 20,81^\circ$
 $= 140,236 \text{ mm}$

2.2.3. Rangkuman

Semua jenis rodagigi umumnya berdasar dari rodagigi lurus. Rodagigi jenis lainnya sebenarnya adalah modifikasi dari rodagigi lurus dengan kompleksitas yang berbeda-beda. Secara umum derajat kompleksitas geometri roda gigi dari yang paling sederhana adalah rodagigi lurus, rodagigi miring, rodagigi kerucut, rodagigi hipoid dan rodagigi cacing. Rodagigi secara umum dibuat secara standar, tetapi dalam kasus khusus kadang diperlukan rodagigi non standard.

2.3. Penutup

Soal latihan :

1. Sepasang rodagigi miring untuk system transmisi mobil mempunyai data sebagai berikut :

$$m_n = 2,75 \text{ mm}, \alpha_{on} = 20^\circ ; z_1 = 30 ; z_2 = 33 ; \beta_o = 23^\circ ; a = 95,0 \text{ mm.}$$

$$b = 17,5 \text{ mm}, x_1 = 0,210 ; x_2 = 0,125$$

Carilah harga diameter gelinding dan sudut tekan gelinding arah transversal dan arah normal !

$$(\text{Jawaban} : d_{b1} = 90,476 \text{ mm}, d_{b2} = 99,524 \text{ mm}, d_{bn1} = 104,57 \text{ mm}, d_{bn2} = 115,03 \text{ mm}, \alpha_b = 22,89^\circ \text{ dan } \alpha_{bn} = 21,21^\circ)$$

2. Sebuah rodagigi lurus memiliki modul 5 mm dengan sudut tekan 20° , jumlah gigi 20. Jika tebal gigi pada lingkaran pitch didefinisikan $s_o = \pi m / 2$, tentukan tebal gigi pada lingkaran kepala (d_k).

$$(\text{Jawaban} : 3,4804 \text{ mm})$$

Daftar Pustaka

1. Niemann, G., *Machine Elements Design and Calculation in Mechanical Engineering*, Volume II, Springer-Verlag, 1978.
2. Shigley, E.J, and Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 5th., Ed., Mc Graw-Hill International , 1989
3. Spot, M. F., *Design Of Machine Elements*, 5th, Ed., PHI, 1978.

BAB III

DASAR PERANCANGAN RODAGIGI

METODA NIEMANN

3.1. Pendahuluan

3.1.1. Deskripsi Singkat

Pada bab ini dibahas tentang dasar perancangan rodagigi yang secara global sifatnya berlaku umum untuk semua jenis rodagigi. Alur perancangan rodagigi ini merupakan alur perancangan dari metoda Niemann. Alur perancangan dibahas baik secara global maupun detail.

3.1.2. Relevansi

Pengetahuan umum tentang dasar perancangan rodagigi lurus akan membekali mahasiswa untuk mudah beradaptasi dengan perancangan berbagai jenis rodagigi dan agar mempunyai konsep perancangan rodagigi dan familiar dengan metoda perancangan yang distandardkan oleh ISO.

3.1.3. Tujuan Instruksional Khusus

Mahasiswa memahami dan menguasai dasar-dasar perancangan rodagigi dengan metoda Niemann.

3.2. Penyajian

3.2.1. Uraian Materi

A. KONSEP PERANCANGAN RODAGIGI

Pemahaman akan metode perancangan rodagigi tidak akan dapat dilakukan dengan baik jika mahasiswa kurang mengenal kegagalan-kegagalan yang terjadi pada pemakaian rodagigi. Secara global kegagalan yang terjadi pada rodagigi adalah sebagai berikut :

1. *Tooth Breakage* (Patah kaki gigi)

Terjadinya patah gigi yang utama adalah akibat lemahnya kekuatan kaki gigi. Perancangan kekuatan kaki gigi didasarkan pada kekuatan lelah (*fatigue strength*) dari materialnya. Hal ini disebabkan oleh beban yang bekerja pada kontak gigi yang berupa beban dinamis.

2. *Pitting*

Terjadinya *pitting* atau pecahnya permukaan gigi adalah akibat lemahnya daya tahan permukaan gigi. Hal ini terjadi karena beban yang bekerja adalah beban kejut yang berupa benturan antar dua permukaan gigi.

3. *Scoring*

Terjadinya *scoring* atau kerusakan permukaan gigi umumnya akibat kesalahan pemilihan pelumas.

B. DIAGRAM ALIR PERANCANGAN RODAGIGI

Dibagian ini diberikan diagram alir perancangan untuk rodagigi lurus dan miring. Diagram ini sangat penting karena juga sebagai acuan untuk perancangan rodagigi yang selanjutnya yaitu rodagigi kerucut dan hipoid. Sebelum mempelajari

diagram perancangan yang diberikan, sebaiknya mahasiswa sudah memahami tentang sisi geometri dari rodagigi yang akan dirancang.

Diagram yang diberikan adalah perancangan rodagigi lurus / miring secara global yang ditampilkan dalam font yang besar. Untuk mempelajari, sebaiknya mahasiswa harus memahami dulu arti notasi untuk perancangan rodagigi seperti yang diberikan dibawah ini. Acuan yang dipakai baik tabel, grafik dan persamaan yang dipakai semua dari textbook "Machine Element" karya Gustav Niemann Volume II.

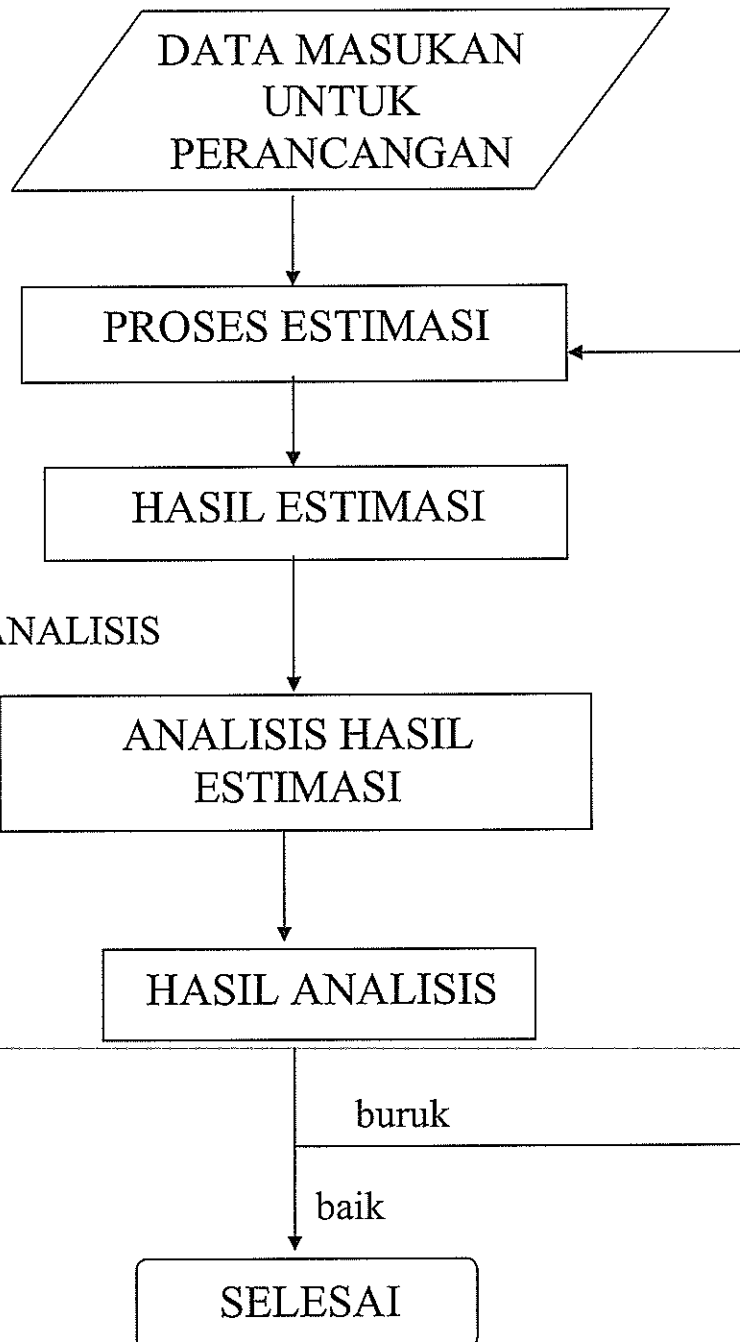
DAFTAR NOTASI UNTUK PERANCANGAN RODAGIGI

<u>Notasi</u>	<u>Satuan</u>	<u>Keterangan</u>
a	mm	Jarak poros terpasang
a_o	mm	Jark poros standard
b	mm	Lebar gigi
B	kgf/mm ²	Beban nominal
B_w	kgf/mm ²	Beban efektif
C_s, C_D, C_T, C_β		Faktor beban
d_{o1}, d_{o2}	mm	Diameter pitch dari pinion dan gear
d_{b1}, d_{b2}	mm	Diameter gelinding dari pinion dan gear
d_{o1n}, d_{o2n}	mm	Diameter pitch dari pinion dan gear (arah normal)
d_{b1n}, d_{b2n}	mm	Diameter gelinding dari pinion dan gear (arah normal)
f, f_w	μ	Nilai tertinggi dari kesalahan gigi
f_e	μ	Kesalahan pitch dasar
f_R, f_{Rw}	μ	Kesalahan arah gigi
h_{k1}, h_{k2}	mm	Addendum pinion dan gear
H_B	kgf/mm ²	Nilai Kekerasan Brinel
i		Reduksi kecepatan / putaran
k_w	kgf/mm ²	Tekanan permukaan efektif
k_o, k_D	kgf/mm ²	Kekuatan lelah permukaan
k_{Test}	kgf/mm ²	Tekanan permukaan untuk beban scoring dari test FZG
L_h	Jam	Umur (dalam jam)
L_w		Umum (dalam siklus)
m, m_n	mm	Modul pada lingkaran pitch
M_1	kgf.m	Torsi nominal pinion
M_{Test}	kgf.m	Torsi scoring dari test FZG
N_1	HP / metric	Daya nominal pinion
n_1	rpm	Putaran nominal pinion
q, q_k, q_e, q_w		Faktor tegangan untuk kakai gigi
S_B, S_G, S_F		Faktor keamanan
U	kgf	Gaya tangensial nominal
u	kgf/mm	Gaya tangensial per mm lebar gigi
u_{dyn}	kgf/mm	Gaya tangensial dinamis per mm lebar
v	m/s	Kecepatan keliling dari lingkaran gelinding
V, V_{50}	cSt	Viskosotas, pada 50°C
x_1, x_2		Faktor korigasi (berdasar nilai modul)
$y, y_e, y_C, y_\beta, y_w$		Faktor tekanan permukaan
y_G, y_H, y_S, y_v		Faktor untuk k_D
y_F		Faktor untuk beban scoring
Z_1, Z_2		Jumlah gigi arah transversal

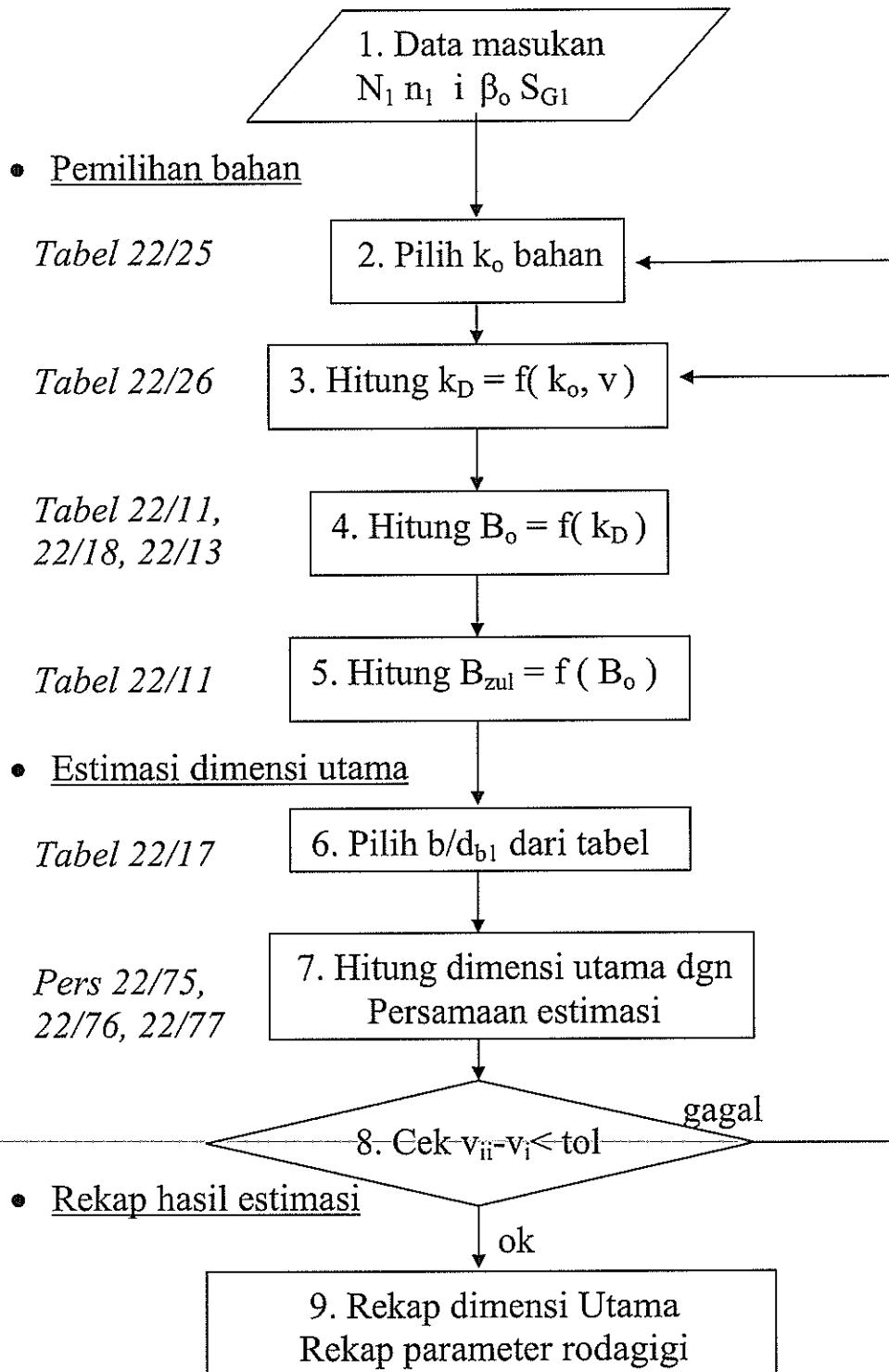
Z_{1n}, Z_{2n}		Jumlah gigi ekivalen arah normal
α_{on}, α_{bn}		Sudut tekan pitch dan gelinding arah normal
α_o, α_b		Sudut tekan pitch dan gelinding arah transversal
β_o, β_g		Sudut heliks pada lingkaran pitch dan lingkaran dasar
ϵ_1, ϵ_2		Komponen rasio kontak arah transversal
$\epsilon_{1n}, \epsilon_{2n}$		Komponen rasio kontak arah normal
ϵ, ϵ_n		Rasio kontak arah transversal, arah normal
ϵ_w		Rasio kontak efektif
ϵ_{sp}		Rasio overlap
σ, σ_w	kgf/mm ²	Tegangan kaki gigi, tegangan kaki gigi efektif
σ_o, σ_D	kgf/mm ²	Kekuatan lelah kaki gigi

PERANCANGAN RODAGIGI LURUS/MIRING

- TAHAP ESTIMASI



TAHAP ESTIMASI RODAGIGI



TAHAP ANALISIS RODAGIGI LURUS DAN RODAGIGI MIRING

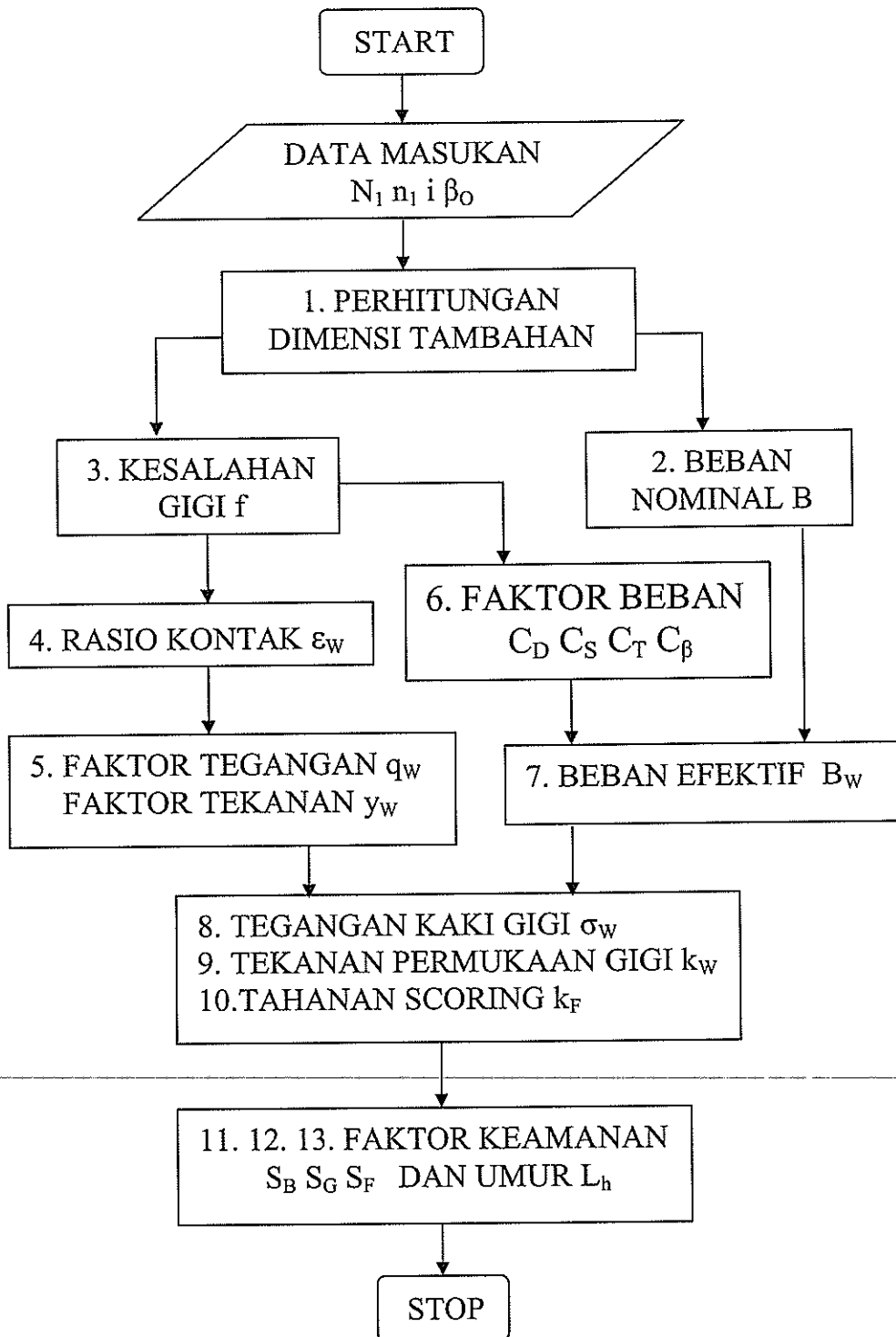
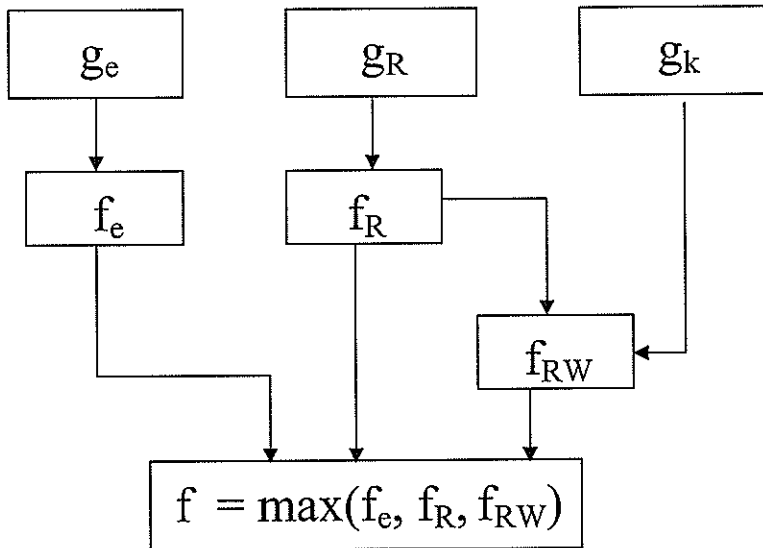


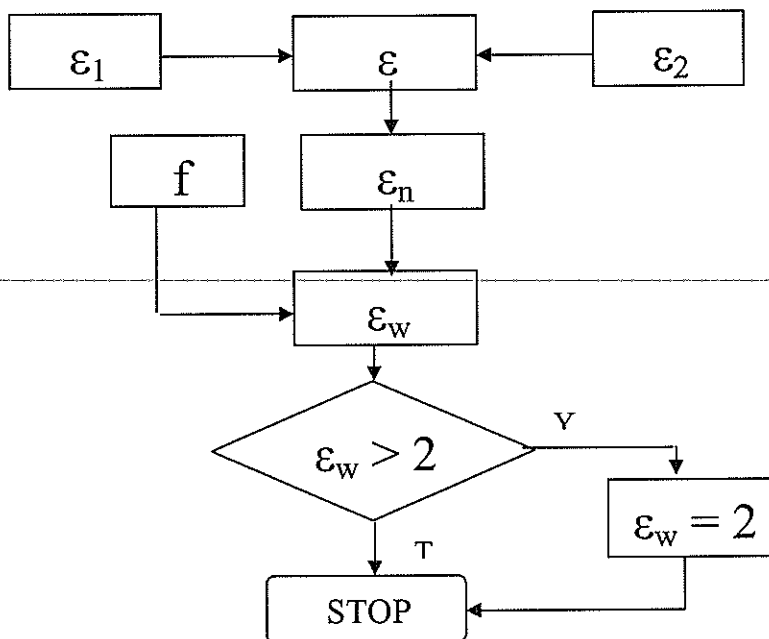
DIAGRAM ALIR ANALISIS RODAGIGI LURUS DAN MIRING

DATA MASUKAN

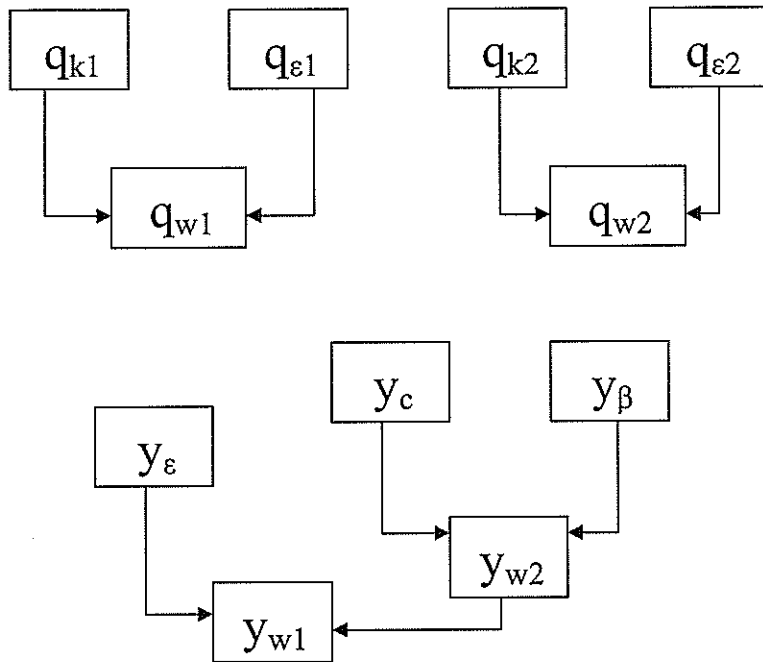
1. DIMENSI TAMBAHAN
2. INTENSITAS BEBAN NOMINAL (B)
3. KESALAHAN GIGI (f)



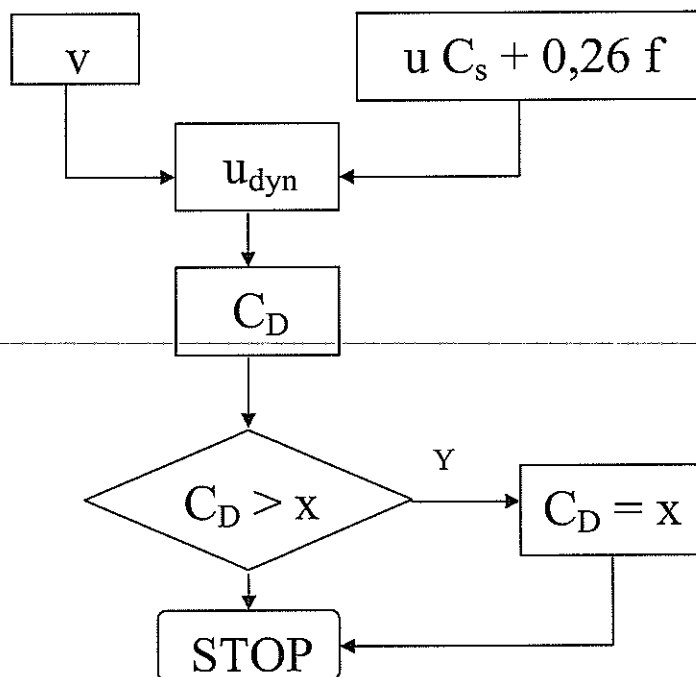
4. RASIO KONTAK EFEKTIF (ϵ_w)

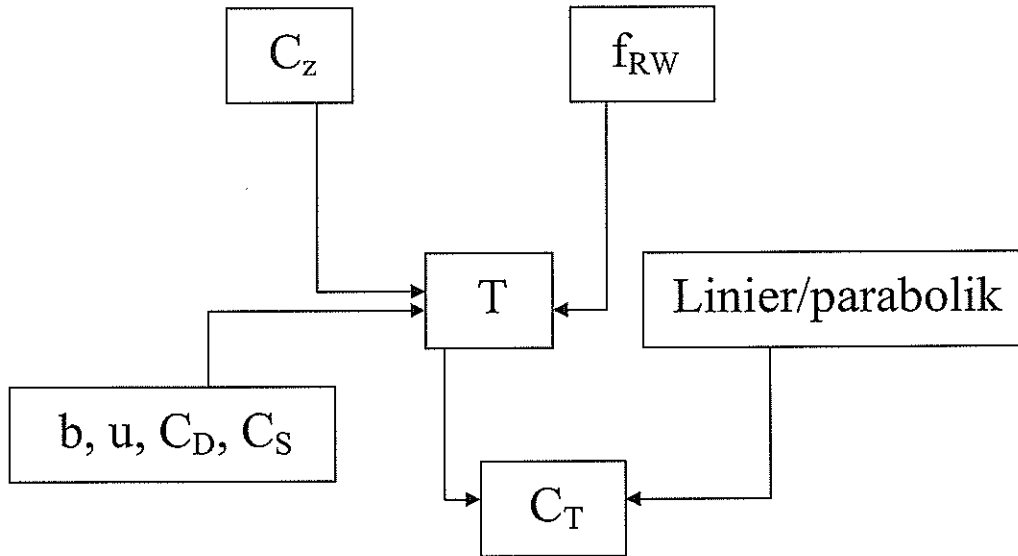


5. FAKTOR TEGANGAN KAKI GIGI (q_w) DAN FAKTOR TEKANAN KONTAK PERMUKAAN (y_w)

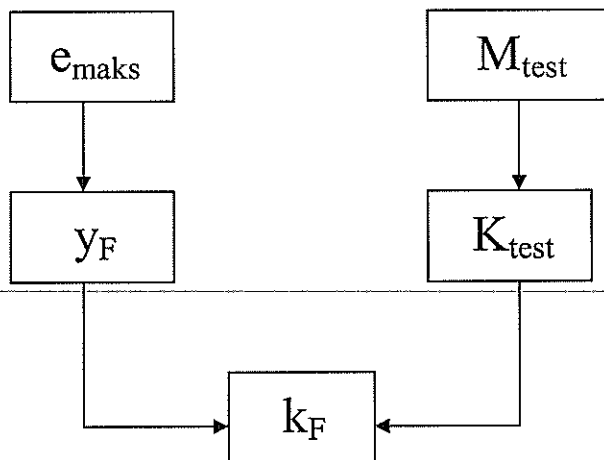


6. FAKTOR BEBAN C_s , C_D , C_T DAN C_{β}



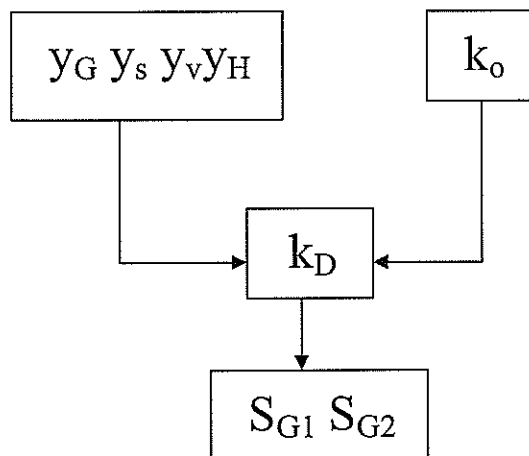


7. INTENSITAS BEBAN EFEKTIF B_w
8. TEGANGAN EFEKTIF KAKI GIGI σ_w
9. TEKANAN KONTAK PERMUKAAN GIGI k_w
10. TAHANAN SCORING PERMUKAAN GIGI k_F



11. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP PATAH LELAH KAKI GIGI S_B

12. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP KEGAGALAN PITTING S_G



13. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP SCORING S_F

3.2.2. Rangkuman

Semua umum metoda perancangan dengan metoda Niemann mempunyai dasar yang sama untuk berbagai jenis rodagigi, dan umumnya dasar semua perancangan adalah pada rodagigi lurus. Perancangan diawali dengan tersedianya data-data untuk perancangan seperti daya yang ada, putaran rodagigi dan rasio reduksi. Perancangan diakhiri dengan memeriksa hasil analisis, apakah angka keamanan rodagigi sesuai dengan diharapkan oleh si perancang. Jika angka keamanan yang dihasilkan sesuai keinginan perancang maka rodagigi hasil perancangan merupakan hasil final.

3.3. Penutup

Soal-soal latihan

1. Sebutkan macam-macam kegagalan pada rodagigi !
2. Buatlah diagram alir perancangan (estimasi dan analisis) untuk rodagigi !

Daftar Pustaka

1. Niemann, G., *Machine Elements Design and Calculation in Mechanical Engineering*, Volume II, Springer-Verlag, 1978.
2. Shigley, E.J, and Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 5th., Ed., Mc Graw-Hill International , 1989

BAB IV

PERANCANGAN UNTUK RODAGIGI LURUS DAN RODAGIGI MIRING

4.1. Pendahuluan

4.1.1. Deskripsi Singkat

Pada bab ini dibahas secara khusus tentang perancangan rodagigi lurus dan miring, yang dimulai dari proses penyediaan data-data untuk perancangan sampai pada hasil dari proses perancangan yang berupa sepasang rodagigi.

4.1.2. Relevansi

Pengetahuan umum tentang perancangan rodagigi lurus dan rodagigi miring akan membekali mahasiswa agar mempunyai konsep perancangan rodagigi dan mudah beradaptasi dengan metoda perancangan yang distandardkan oleh ISO.

4.1.3. Tujuan Instruksional Khusus

Mahasiswa memahami dasar-dasar perancangan rodagigi lurus dan rodagigi miring dan mampu merancang rodagigi lurus dan rodagigi miring.

4.2. Penyajian

4.2.1. Uraian Materi

A. DAFTAR NOTASI UNTUK RODAGIGI LURUS DAN MIRING

<u>Subskrip</u>	<u>Satuan</u>	<u>Keterangan</u>
1		Besaran untuk pinion
2		Besaran untuk gear
o		Besaran untuk lingkaran pitch
b		Besaran untuk lingkaran gelinding
g		Besaran untuk lingkaran dasar
n		Besaran untuk arah normal
tanpa n		Besaran untuk arah transversal

<u>Notasi</u>	<u>Satuan</u>	<u>Keterangan</u>
a	mm	Jarak poros terpasang
a_o	mm	Jark poros standard
b	mm	Lebar gigi
B	kgf/mm^2	Beban nominal
B_w	kgf/mm^2	Beban efektif
C_s, C_D, C_T, C_β		Faktor beban
d_{o1}, d_{o2}	mm	Diameter pitch dari pinion dan gear
d_{b1}, d_{b2}	mm	Diameter gelinding dari pinion dan gear
d_{o1n}, d_{o2n}	mm	Diameter pitch dari pinion dan gear (arah normal)

d_{b1n}, d_{b2n}	mm	Diameter gelinding dari pinion dan gear (arah normal)
f, f_w	μ	Nilai tertinggi dari kesalahan gigi
f_e	μ	Kesalahan pitch dasar
f_R, f_{Rw}	μ	Kesalahan arah gigi
h_{k1}, h_{k2}	mm	Addendum pinion dan gear
H_B	kgf/mm ²	Nilai Kekerasan Brinel
i		Reduksi kecepatan / putaran
k_w	kgf/mm ²	Tekanan permukaan efektif
k_o, k_D	kgf/mm ²	Kekuatan lelah permukaan
k_{Test}	kgf/mm ²	Tekanan permukaan untuk beban scoring dari test FZG
L_h	Jam	Umur (dalam jam)
L_w		Umum (dalam siklus)
m, m_n	mm	Modul pada lingkaran pitch
M_1	kgf.m	Torsi nominal pinion
M_{Test}	kgf.m	Torsi scoring dari test FZG
N_1	HP / metric	Daya nominal pinion
n_1	rpm	Putaran nominal pinion
$q, q_k, q_{\epsilon}, q_w$		Faktor tegangan untuk kakai gigi
S_B, S_G, S_F		Faktor keamanan
U	kgf	Gaya tangensial nominal
u	kgf/mm	Gaya tangensial per mm lebar gigi
u_{dyn}	kgf/mm	Gaya tangensial dinamis per mm lebar
v	m/s	Kecepatan keliling dari lingkaran gelinding
V, V_{50}	cSt	Viskositas, pada 50°C
X_1, X_2		Faktor korigasi (berdasar nilai modul)
$Y, Y_{\epsilon}, Y_C, Y_{\beta}, Y_w$		Faktor tekanan permukaan
Y_G, Y_H, Y_S, Y_v		Faktor untuk k_D
Y_F		Faktor untuk beban scoring
Z_1, Z_2		Jumlah gigi arah transversal
Z_{1n}, Z_{2n}		Jumlah gigi ekuivalen arah normal
α_{on}, α_{bn}		Sudut tekan pitch dan gelinding arah normal
α_o, α_b		Sudut tekan pitch dan gelinding arah transversal
β_o, β_g		Sudut heliks pada lingkaran pitch dan lingkaran dasar
ϵ_1, ϵ_2		Komponen rasio kontak arah transversal
$\epsilon_{1n}, \epsilon_{2n}$		Komponen rasio kontak arah normal
ϵ, ϵ_n		Rasio kontak arah transversal, arah normal
ϵ_w		Rasio kontak efektif
ϵ_{sp}		Rasio overlap
σ, σ_w	kgf/mm ²	Tegangan kaki gigi, tegangan kaki gigi efektif
σ_o, σ_D	kgf/mm ²	Kekuatan lelah kaki gigi

B. DETAIL ALUR ESTIMASI RODAGIGI

1. DATA MASUKAN

Berupa Daya yang diteruskan N_1 (HP), putaran pinion n_1 (rpm), rasio reduksi i , sudut heliks β_o (untuk rodagigi miring), nilai viskositas pelumas dan angka keamanan terhadap pitting S_G yang didapat dari table 22/13.

2. KEKUATAN LELAH PERMUKAAN BAHAN

Menentukan harga kekuatan lelah permukaan k_o dari material yang akan dipakai sebagai rodagigi. Data ini didapat dari tabel 22/25.

3. MENGHITUNG HARGA k_D

- Nilai $k_D = y_G y_H y_S y_v k_o$; didapat dari tabel 22/26
- Nilai $y_G = 1$ untuk semua bahan yang berpasangan dengan baja (tabel 22/25)
- $y_H = (H/H_B)^2$, dimana H adalah kekerasan permukaan gigi yang masih dalam batas 650 BHN dan H_B adalah kekerasan bahan gigi (dari tabel 22/25)
- y_S adalah fungsi dari viskositas pelumas yang tergantung temperatur operasi (didapat dari tabel 22/26)
- $y_v \approx 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2}$ dimana v adalah kecepatan keliling $v = \frac{\pi n_1 d_{b1}}{60000}$. Untuk perancangan langkah awal, v diambil sembarang karena d_{b1} belum diketahui

4. MENGHITUNG HARGA B_o

- Nilai $B_o = \frac{0,35k_D}{\sqrt{\cos^3 \beta_o C_s S_G (i+1)}}$ didapat dari tabel 22/11
- Nilai faktor kejut C_s didapat dari tabel 22/18

5. MENGHITUNG B_{zul}

- Jika $S_G \geq 1$ maka $B_{zul} = B_o$ (dari tabel 22/11)
- Jika $S_G < 1$ maka $B_{zul} = B_o$ s/d $3B_o$ (dari tabel 22/11)

6. MEMILIH HARGA b/d_{b1}

- Harga b/d_{b1} dapat ditentukan sendiri secara bebas, namun dari tabel 22/17 diberi batasan harga maksimumnya
- Untuk pinion yang ditumpu jepit (overhanging pinion) $b/d_{b1} \leq 0,7$ sedangkan untuk ditumpu kedua ujungnya $b/d_{b1} \leq 1,2$

7. MENGHITUNG DIMENSI UTAMA

Dimensi utama yang ditentukan dahulu dapat berupa jarak poros a, diameter pinion d_{b1} atau lebar gigi b. Dari persamaan dibawah ini (22/75, 22/76 dan 22/77) dipilih salah satu.

* Jarak poros a :

$$a \geq 713 \sqrt{(i+1)^2 \frac{a}{b} \frac{N_1}{n_1 B_{zul}}} = 56,4(i+1) \sqrt{\frac{d_{b1}}{b} \frac{N_1}{n_1 B_{zul}}} \text{ mm} \quad (\text{pers 22/75})$$

* Diameter lingkaran gelinding pinion d_{b1}

$$d_{b1} = \frac{2a}{i+1} \geq 1133 \sqrt{\frac{d_{b1}}{b} \frac{N_1}{n_1 B_{zul}}} \text{ mm} \quad (\text{pers 22/76})$$

* Lebar gigi b

$$b = \frac{b}{d_{b1}} d_{b1} = \frac{b}{a} a = 1,43 \times 10^6 \frac{N_1}{d_{b1}^2 n_1 B_{zul}} = \frac{10^6 N_1 (i+1)^2}{2,8 n_1 a^2 B_{zul}} \text{ mm} \quad (\text{pers22/77})$$

8. MEMERIKSA NILAI KECEPATAN TANGENSIAL v

- Berdasarkan harga d_{b1} diatas dapat dihitung harga v yaitu, $v = \frac{\pi n_1 d_{b1}}{60000}$
- Bandungkan harga v dari point 8a dengan harga v pada point 3e. Carilah harga selisihnya apakah sudah dibawah harga toleransi. Jika sudah dibawah harga torelansi maka proses perancangan langsung ke point 9.
- Jika harga v masih diatas toleransi, maka proses kembali ke point 3 dan harga v dari point 8a dipakai untuk masukan pada persamaan 3e dan 3a. Begitulah proses dilakukan berulang-ulang sampai selisih harga kecepatan lebih kecil dari nilai toleransi dan proses diteruskan ke point 9.
- Jika proses iterasi dari point 8c bersifat divergen yaitu nilai selisih kecepatan membesar dibanding proses sebelumnya, maka proses kembali menuju point 2 dengan cara mengganti material rodagigi (dengan harga k_o yang baru).

9. MENENTUKAN PARAMETER RODAGIGI

- Memilih harga modul dengan bantuan tabel 22/15 dan 22/17
- Dengan d_{b1} hasil estimasi diatas, dipakai untuk mencari harga jumlah gigi pinion z_1 dan d_{b1} yang baru, dimana $d_{b1} = m \cdot z_1$
- Mencari data atau parameter yang lain seperti diameter dan modul rodagigi 2 (rodagigi pasangannya), diameter kepala, kualitas gigi, bahan pelumas, sudut tekan, data bahan rodagigi, faktor korigasi dan lain-lain

C. DETAIL ALUR ANALISIS RODAGIGI

DATA MASUKAN

- Data operasi
Daya N_1 (HP), putaran rodagigi 1 n_1 (rpm), rasio reduksi i , dan jenis penggerak (untuk mencari factor kejut C_s)
 - Data dimensi pasangan rodagigi
Modul (m dan m_n dalam mm), sudut tekan (α_o dan α_{on}), lebar gigi- b (mm), jumlah gigi (z_1 dan z_2), kemiringan gigi (β_o), faktor korigasi kalau ada (x_1 dan x_2), kualitas pembuatan gigi dan jarak poros terpasang (a dalam mm)
 - Konstruksi tumpuan rodagigi
Jenis tumpuan sederhana (ditumpu di kedua ujungnya) atau overhanging (hanya ditumpu satu ujung)
 - Material rodagigi dan jenis minyak pelumas yang digunakan
- DIMENSI TAMBAHAN
Pada penampang transversal (satuan : mm dan derajat)

- a. Rasio reduksi, $i = z_2/z_1$
- b. Modul, $m = m_n/\cos \beta_o$
- c. Diameter rodagigi 1, $d_{o1} = m z_1$
Diameter rodagigi 2, $d_{o2} = m z_2$
- d. Diameter kepala rodagigi 1, $d_{k1} = d_{o1} + 2 m_n(x_1+1)$
Diameter kepala rodagigi 2, $d_{k2} = d_{o2} + 2 m_n(x_2+1)$
- e. Jarak poros standard, $a_o = 0,5(d_{o1}+d_{o2})$
- f. Jarak poros terpasang, a
- g. Diameter gelinding rodagigi 1, $d_{b1} = 2 a z_1/(z_1+z_2)$
Diameter gelinding rodagigi 2, $d_{b2} = 2 a - d_{b1}$
- h. Tinggi kepala gigi rodagigi 1, $h_{k1} = 0,5(d_{k1} - d_{b1})$
Tinggi kepala gigi rodagigi 2, $h_{k2} = 0,5(d_{k2} - d_{b2})$
- i. Sudut tekan standard, $\alpha_o = \tan^{-1}(\tan \alpha_{on}/\cos \beta_o)$
- j. Sudut tekan gelinding, $\alpha_b = \cos^{-1}((a_o/a)\cos \alpha_o)$
- k. Sudut tekan kepala rodagigi 1, $\alpha_{k1} = \cos^{-1}((d_{o1}/d_{k1})\cos \alpha_o)$
Sudut tekan kepala rodagigi 2, $\alpha_{k2} = \cos^{-1}((d_{o2}/d_{k2})\cos \alpha_o)$

Pada penampang normal (satuan : mm dan derajat)

- l. Sudut helix lingkaran dasar, $\beta_g = \cos^{-1}(\sin \alpha_{on}/\sin \alpha_o)$
- m. Sudut helix lingkaran gelinding, $\beta_b = \tan^{-1}((d_{b1}/d_{o1}) \tan \beta_o)$
- n. Sudut tekan gelinding, $\alpha_{bn} = \cos^{-1}(\cos \alpha_{on} \sin \beta_o/\sin \beta_b)$
- o. Jumlah gigi rodagigi 1, $z_{1n} = z_1/(\cos 2\beta_g \cos \beta_o)$
Jumlah gigi rodagigi 2, $z_{2n} = i z_{1n}$
- p. Diameter gelinding rodagigi 1, $d_{b1n} = d_{b1}/\cos^2 \beta_g$
Diameter gelinding rodagigi 2, $d_{b2n} = i d_{b2}$

2. INTENSITAS BEBAN NOMINAL (B)

- a. Daya masukan, N_1 (HP) dan putaran rodagigi 1 n_1 (rpm)
- b. Kecepatan keliling, v (m/s) = $(\pi n_1 d_{b1})/60000$
- c. Momen puntir, M_1 (kgf m) = $716 N_1/n_1$
- d. Gaya keliling, U (kgf) = $2 M_1 10^3/d_{b1}$
- e. Gaya keliling per lebar gigi, u (kgf/mm) = U/b
- f. Intensitas beban nominal, B (kgf/mm²) = $U/(d_{b1}b)$

3. KESALAHAN GIGI (f)

- a. Faktor g_e dan g_R , didapat dari tabel 22/12 dengan memerlukan data kecepatan keliling v dan kualitas gigi (DIN 3962)
- ~~b. Faktor g_k , didapat dari tabel 22/12 pada bagian *note*. Tergantung jenis tumpuan dan jenis rodagigi~~
- c. Kesalahan pitch dasar, $f_e = g_e (3+0,3 m + 0,2 \sqrt{d_o})$. Diambil harga d_o yang terbesar, yaitu d_{o2}
- d. Kesalahan arah gigi, $f_R = g_R \sqrt{b}$
- e. Kesalahan arah gigi efektif, $f_{RW} = 0,75 f_R + g_k u C_s$
- f. Kesalahan gigi maksimum f , adalah harga terbesar antara f_e , f_R dan f_{RW}

4. RASIO KONTAK EFEKTIF (ϵ_w)

- a. Komponen rasio kontak, $\varepsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} [\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_b]$
- b. Komponen rasio kontak, $\varepsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} [\tan \alpha_{k2} - \tan \alpha_b]$
- c. Rasio kontak, $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$
- d. Komponen rasio kontak arah normal, $\varepsilon_{1n} = \varepsilon_1 / \cos^2 \beta_g$
- e. Komponen rasio kontak arah normal, $\varepsilon_{2n} = \varepsilon_2 / \cos^2 \beta_g$
- f. Rasio kontak arah normal, $\varepsilon_n = \varepsilon / \cos^2 \beta_g$
- g. Rasio kontak efektif, $\varepsilon_w = 1 + (\varepsilon_n - 1) \frac{m_n + v/4}{m_n + f/6} \leq 2$
Jika harga ε_w lebih besar dari 2, diambil harga $\varepsilon_w = 2$.
- h. Rasio overlap, $\varepsilon_{sp} = (b \sin \beta_o) / (m_n \pi)$

5. FAKTOR TEGANGAN KAKI GIGI (q_w) DAN FAKTOR TEKANAN KONTAK PERMUKAAN (y_w)

- a. Faktor q_{k1} dan q_{k2} diperoleh dari gambar 22/40. Data yang diperlukan adalah z_{n1} , z_{n2} , x_1 dan x_2 .
- b. Faktor $q_{\varepsilon 1}$ dan $q_{\varepsilon 2}$ diperoleh dari rumus pada tabel 22/22. Data yang diperlukan adalah status rodagigi penggerak (rodagigi 1 atau rodagigi 2).
- c. Faktor tegangan kaki gigi efektif
Untuk rodagigi 1, $q_{w1} = q_{k1} q_{\varepsilon 1}$
Untuk rodagigi 2, $q_{w2} = q_{k2} q_{\varepsilon 2}$
- d. Faktor y_ε diperoleh dari rumus di tabel 22/22. Data yang diperlukan adalah status rodagigi penggerak (rodagigi 1 atau rodagigi 2). Jika harga y_ε lebih besar 1, diambil $y_\varepsilon = 1$.
- e. Faktor $y_c = 1 / (\sin \alpha_{bn} \cos \alpha_{bn})$ atau tabel 22/23
- f. Faktor $y_\beta = \cos^4 \beta_g / \cos \beta_o$ atau tabel 22/24
- g. Faktor tekanan kontak permukaan gigi y_w
Untuk rodagigi 1, $y_{w1} = y_c y_\beta / y_\varepsilon$
Untuk rodagigi 2, $y_{w2} = y_c y_\beta$

6. FAKTOR BEBAN C_s , C_D , C_T DAN C_β

- a. Faktor kejut C_s didapat dari tabel 22/18 (sudah ditentukan sebelumnya)
- b. Mencari harga dari $(u C_s + 0,26 f)$
- c. Mencari harga u_{dyn} dari tabel 22/37. Data yang diperlukan adalah harga kecepatan v dan harga $(u C_s + 0,26 f)$ dari point 6b.
- d. Mencari harga faktor beban dinamis C_D

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u C_s (\varepsilon_{sp} + 1)}$$

Jika harga C_D tersebut diatas lebih dari $\left(1 + \frac{0,3u C_s + f}{u C_s (\varepsilon_{sp} + 1)} \right)$ maka :

$$C_D = \left(1 + \frac{0,3u C_s + f}{u C_s (\varepsilon_{sp} + 1)} \right)$$

- f. Mencari faktor C_z dari tabel 22/19. Data yang diperlukan adalah material dari pasangan rodagigi ($St =$ baja dan $CI =$ besi cor).
 - g. Mencari harga faktor T dari tabel 22/19 dengan rumus sbb :
 $T = C_z f_{RW} b / (u C_s C_D)$
 - h. Menentukan distribusi beban untuk C_T yaitu linier atau parabolik
 - i. Menentukan harga C_T dari tabel 22/19. Data yang diperlukan adalah harga T dan jenis distribusi beban (linier atau parabolik).
 - j. Menentukan harga C_β dari gambar 22/38. Data yang diperlukan adalah rasio overlap ε_{sp} .
7. INTENSITAS BEBAN EFEKTIF B_w
 Menghitung beban efektif $B_w = B C_s C_D C_T C_\beta$
8. TEGANGAN EFEKTIF KAKI GIGI σ_w
 Menghitung tegangan kaki gigi efektif :
 Untuk rodagigi 1, $\sigma_{w1} = z_1 q_{w1} B_w$
 Untuk rodagigi 2, $\sigma_{w2} = z_2 q_{w2} B_w$
9. TEKANAN KONTAK PERMUKAAN GIGI k_w
 Menghitung tekanan kontak pitting permukaan gigi :
 Untuk rodagigi 1, $k_{w1} = B_w y_{w1} (i+1)/i$
 Untuk rodagigi 2, $k_{w2} = B_w y_{w2} (i+1)/i$
10. TAHANAN SCORING PERMUKAAN GIGI k_F
- a. Mencari harga e_{maks} , yaitu harga terbesar dari :
 $e_{maks} = \varepsilon_{1n} \pi m \cos^2 \beta_g \cos \alpha_o$ atau $e_{maks} = \varepsilon_{2n} \pi m \cos^2 \beta_g \cos \alpha_o$
 - b. Mencari harga y_F yaitu :

$$y_F = \left(\frac{12,7 i + 1}{d_{b1} i} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{e_{maks}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n}$$
 - c. Mencari harga M_{test} (dalam m kgf) dari tabel 22/29. Data yang diperlukan adalah data pelumas dan jenis pemakaian rodagigi. Sedang nilai viskositas yang dipilih berdasar tabel 22/28.
 - d. Mencari harga k_{test} dari gambar 22/43. Data yang diperlukan adalah kecepatan v dan M_{test}
 - e. Mencari tahanan scoring $k_F = k_{test} \cos \beta_o y_\beta / y_F$
11. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP PATAH LELAH KAKI GIGI S_B
- a. Mencari harga σ_o dari tabel 22/25 (perhatikan keterangan dibawahnya). Untuk umur rodagigi yang berhingga memerlukan gambar 22/42, harga umur L_h diperkirakan dari tabel 22/14 dan faktor keamanan dari tabel 22/13
 - b. Mencari harga root strength σ_D dari tabel 22/27 dan 22/25.
 - c. Mencari faktor keamanan S_B yaitu :

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_{w1}} \quad \text{dan} \quad S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_{w2}}$$

Untuk umur rodagigi yang berhingga, rumus untuk mencari umur rodagigi L_h (jam) adalah sbb :

$$L_h = \frac{33 \times 10^3}{n} S_B^5$$

dan jumlah siklus beban $L_w = L_h \cdot n$ 60 siklus

12. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP KEGAGALAN PITTING S_G

- Menentukan faktor y_G dengan mengambil data dari tabel 22/26 dan 22/25
- Menentukan faktor $y_H = (H/H_B)^2$, dari tabel 22/26 dan 22/25. Diperlukan jika kekerasan material rodagigi berbeda dengan yang ditabel
- Menentukan faktor y_s dari tabel 22/26. Data yang diperlukan adalah harga viskositas V (cSt) pada temperatur operasi
- Menentukan y_v dari tabel 22/26 dengan rumus :

$$y_v \approx 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2}$$

- Menentukan harga k_o dari tabel 22/25. Untuk rodagigi umur yang berhingga memerlukan gambar 22/41, harga umur L_h diperkirakan dari tabel 22/14 dan faktor keamanan dari tabel 22/13.
- Menghitung kekuatan permukaan k_D dari tabel 22/26 yaitu :
 $k_D = y_G y_H y_s y_v k_o$
- Menghitung faktor keamanan terhadap kegagalan pitting S_G :

$$S_{G1} = \frac{k_{D1}}{k_{w1}} \quad \text{dan} \quad S_{G2} = \frac{k_{D2}}{k_{w2}}$$

Jika harga $S_G < 1$ maka harga umur rodagigi L_h (jam) menjadi berhingga dengan rumus adalah sbb :

$$L_h = \frac{167 \times 10^3 k_D}{n} S_G^2$$

dan jumlah siklus beban $L_w = L_h \cdot n$ 60 siklus

13. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP SCORING S_F

Faktor keamanan terhadap scoring dihitung dengan rumus :

$$S_F = \frac{k_F}{k_{w2}}$$

4.2.2. Latihan

Contoh soal.

Sepasang rodagigi lurus untuk transmisi sebuah mobil meneruskan daya sebesar 29 HP pada putaran 858 rpm. Data pasangan rodagigi tersebut mempunyai harga modul 4,5 mm, jumlah gigi pinion 11 buah, jumlah gigi gear 31 buah, sudut tekan 20° dan lebar gigi 20 mm. Faktor korigasi $x_1 = 0,3136$ dan $x_2 = -0,20$. Rodagigi dibuat dengan kualitas DIN 3962. Pasangan rodagigi dibuat dari baja paduan 20 Mn Cr 5 dengan

kekerasan permukaan 650 HBN. Pelumas yang dipakai adalah Shell Macoma 68 dengan viskositas minyak pelumas $V_{50} = 76$ cSt dan pada temperatur operasi 80°C $V = 21$ cSt. Faktor kejutan beban = 1. Jika jarak antar poros rodagigi 95 mm, tentukan faktor-faktor keamanan terhadap leleh kaki gigi, pitting dan scoring di permukaan gigi.

Jawab :

1. DIMENSI TAMBAHAN

- a. Rasio reduksi, $i = z_2/z_1 = 2,818$
- b. Diameter rodagigi 1, $d_{o1} = m z_1 = 49,5$ mm
Diameter rodagigi 2, $d_{o2} = m z_2 = 139,5$ mm
- c. Diameter kepala rodagigi 1, $d_{k1} = d_{o1} + 2 m_n(x_1+1) = 61,322$ mm
Diameter kepala rodagigi 2, $d_{k2} = d_{o2} + 2 m_n(x_2+1) = 146,7$ mm
- d. Jarak poros standard, $a_o = 0,5(d_{o1}+d_{o2}) = 94,5$ mm
- e. Jarak poros terpasang, $a = 95$ mm
- f. Diameter gelinding rodagigi 1, $d_{b1} = 2 a z_1/(z_1+z_2) = 49,76$ mm
Diameter gelinding rodagigi 2, $d_{b2} = 2 a - d_{b1} = 140,236$ mm
- g. Tinggi kepala gigi rodagigi 1, $h_{k1} = 0,5(d_{k1} - d_{b1}) = 5,78$ mm
Tinggi kepala gigi rodagigi 2, $h_{k2} = 0,5(d_{k2} - d_{b2}) = 3,23$ mm
- h. Sudut tekan gelinding, $\alpha_b = \cos^{-1}((a_o/a)\cos \alpha_o) = 20,81^\circ$
- i. Sudut tekan kepala rodagigi 1, $\alpha_{k1} = \cos^{-1}((d_{o1}/d_{k1})\cos \alpha_o) = 40,66^\circ$
Sudut tekan kepala rodagigi 2, $\alpha_{k2} = \cos^{-1}((d_{o2}/d_{k2})\cos \alpha_o) = 26,67^\circ$

2. INTENSITAS BEBAN NOMINAL (B)

- a. Daya masukan, N_1 (HP) = 29 HP dan putaran rodagigi 1 n_1 (rpm) = 858
- b. Kecepatan keliling, v (m/s) = $(\pi n_1 d_{b1})/60000 = 2,24$ m/s
- c. Momen puntir, M_1 (kgf m) = $716 N_1/n_1 = 24,2$ m kgf
- d. Gaya keliling, U (kgf) = $2 M_1 10^3/d_{b1} = 972,65$ kgf
- e. Gaya keliling per lebar gigi, u (kgf/mm) = $U/b = 48,7$ kgf/mm
- f. Intensitas beban nominal, B (kgf/mm²) = $U/(d_{b1}b) = 0,98$ kgf/mm²

3. KESALAHAN GIGI (f)

- a. Faktor $g_e = 1,4$ dan $g_R = 1$ didapat dari tabel 22/12 dengan memerlukan data kecepatan keliling $v = 2,24$ m/s dan kualitas gigi (DIN 3962)
- b. Faktor $g_k = 0$ didapat dari tabel 22/12 pada bagian *note*. Tergantung jenis tumpuan dan jenis rodagigi
- c. Kesalahan pitch dasar, $f_e = g_e (3+0,3 m + 0,2 \sqrt{d_o}) = 9,4\mu$. Diambil harga d_o yang terbesar, yaitu d_{o2}
- d. Kesalahan arah gigi, $f_R = g_R \sqrt{b} = 4,5 \mu$
- e. Kesalahan arah gigi efektif, $f_{RW} = 0,75 f_R + g_k u C_s = 3,4 \mu$
- f. Kesalahan gigi maksimum f , adalah harga terbesar antara f_e , f_R dan $f_{RW} = 9,4\mu$

4. RASIO KONTAK EFEKTIF (ϵ_w)

- a. Komponen rasio kontak, $\epsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} [\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_b] = 0,838$

- b. Komponen rasio kontak, $\varepsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} [\tan \alpha_{k2} - \tan \alpha_b] = 0,603$
- c. Rasio kontak, $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,441$
- d. Komponen rasio kontak arah normal, $\varepsilon_{1n} = \varepsilon_1 = 0,838$
- e. Komponen rasio kontak arah normal, $\varepsilon_{2n} = \varepsilon_2 = 0,603$
- f. Rasio kontak arah normal, $\varepsilon_n = \varepsilon = 1,441$
- g. Rasio kontak efektif, $\varepsilon_w = 1 + (\varepsilon_n - 1) \frac{m_n + v/4}{m_n + f/6} \leq 2$ atau $1,367 < 2$
- h. Rasio overlap, $\varepsilon_{sp} = 0$

5. FAKTOR TEGANGAN KAKI GIGI (q_w) DAN FAKTOR TEKANAN KONTAK PERMUKAAN (y_w)

- a. Faktor $q_{k1} = 2,60$ dan $q_{k2} = 2,82$ diperoleh dari gambar 22/40. Data yang diperlukan adalah z_{n1} , z_{n2} , x_1 dan x_2 .
- b. Faktor $q_{e1} = 0,76$ dan $q_{e2} = 0,792$ diperoleh dari rumus pada tabel 22/22. Data yang diperlukan adalah status rodagigi penggerak (rodagigi 1 atau rodagigi 2).
- c. Faktor tegangan kaki gigi efektif
Untuk rodagigi 1, $q_{w1} = q_{k1} q_{e1} = 1,976$
Untuk rodagigi 2, $q_{w2} = q_{k2} q_{e2} = 2,233$
- d. Faktor $y_\varepsilon = 0,691$ diperoleh dari rumus di tabel 22/22. Data yang diperlukan adalah status rodagigi penggerak (rodagigi 1 atau rodagigi 2). Jika harga y_ε lebih besar 1, diambil $y_\varepsilon = 1$.
- e. Faktor $y_c = 1/(\sin \alpha_{bn} \cos \alpha_{bn}) = 3,011$ atau dari tabel 22/23
- f. Faktor $y_\beta = \cos^4 \beta_g / \cos \beta_o = 1$ atau tabel 22/24
- g. Faktor tekanan kontak permukaan gigi y_w
Untuk rodagigi 1, $y_{w1} = y_c y_\beta / y_\varepsilon = 4,35$
Untuk rodagigi 2, $y_{w2} = y_c y_\beta = 3,011$

6. FAKTOR BEBAN C_s , C_D , C_T DAN C_β

- a. Faktor kejut $C_s = 1$ didapat dari tabel 22/18 (sudah ditentukan sebelumnya)
- b. Mencari harga dari $(u C_s + 0,26 f) = 51,14$ kgf/mm
- c. Mencari harga $u_{dyn} = 2,6$ kgf/mm dari tabel 22/37. Data yang diperlukan adalah harga kecepatan v dan harga $(u C_s + 0,26 f)$ dari point 6b.
- d. Mencari harga faktor beban dinamis C_D

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u C_s (\varepsilon_{sp} + 1)} = 1,054 \leq \left(1 + \frac{0,3 u C_s + f}{u C_s (\varepsilon_{sp} + 1)} \right) = 1,5$$

- h. Mencari faktor $C_z = 1$ dari tabel 22/19. Data yang diperlukan adalah material dari pasangan rodagigi (St = baja dan CI = besi cor).
- i. Mencari harga faktor T dari tabel 22/19 dengan rumus sbb :
 $T = C_z f_{RW} b / (u C_s C_D) = 0,066$
- h. Menentukan distribusi beban untuk C_T yaitu linier atau parabolik
- i. Menentukan harga $C_T = 1,017$ dari tabel 22/19. Data yang diperlukan adalah harga T dan jenis distribusi beban (linier atau parabolik).

j. Menentukan harga $C_\beta = 1$ dari gambar 22/38. Data yang diperlukan adalah rasio overlap ε_{sp} .

7. INTENSITAS BEBAN EFEKTIF B_w

Menghitung beban efektif $B_w = B C_S C_D C_T C_\beta = 1,05 \text{ kgf/mm}^2$.

8. TEGANGAN EFEKTIF KAKI GIGI σ_w

Menghitung tegangan kaki gigi efektif :

Untuk rodagigi 1, $\sigma_{w1} = z_1 q_{w1} B_w = 22,82 \text{ kgf/mm}^2$

Untuk rodagigi 2, $\sigma_{w2} = z_2 q_{w2} B_w = 25,8 \text{ kgf/mm}^2$

9. TEKANAN KONTAK PERMUKAAN GIGI k_w

Menghitung tekanan kontak pitting permukaan gigi :

Untuk rodagigi 1, $k_{w1} = B_w y_{w1} (i+1)/i = 6,2 \text{ kgf/mm}^2$

Untuk rodagigi 2, $k_{w2} = B_w y_{w2} (i+1)/i = 4,3 \text{ kgf/mm}^2$

10. TAHANAN SCORING PERMUKAAN GIGI k_F

a. Mencari harga e_{maks} , yaitu harga terbesar dari :

$$e_{maks} = \varepsilon_{1n} \pi m \cos^2 \beta_g \cos \alpha_o \text{ atau } e_{maks} = \varepsilon_{2n} \pi m \cos^2 \beta_g \cos \alpha_o = 11,13$$

b. Mencari harga y_F yaitu :

$$y_F = \left(\frac{12,7 i + 1}{d_{b1} i} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{e_{maks}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n} = 0,65$$

c. Mencari harga M_{test} (dalam m kgf) dari tabel 22/29. Data yang diperlukan adalah data pelumas dan jenis pemakaian rodagigi. Sedang nilai viskositas yang dipilih berdasar tabel 22/28.

d. Mencari harga k_{test} dari gambar 22/43. Data yang diperlukan adalah kecepatan $v = 2,24 \text{ m/s}$ dan M_{test} . Tetapi karena harga v jauh dibawah 4 m/s , maka perhitungan S_F tidak relevan, karena harga k_{test} sangat besar

11. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP PATAH LELAH KAKI GIGI S_B

a. Mencari harga σ_o dari tabel 22/25 (perhatikan keterangan dibawahnya). Untuk umur rodagigi yang berhingga memerlukan gambar 22/42, harga umur L_h diperkirakan dari tabel 22/14 dan faktor keamanan dari tabel 22/13

b. Mencari harga root strength σ_D dari tabel 22/27 dan 22/25.

c. Mencari faktor keamanan S_B yaitu :

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_{w1}} = 2,06 \quad \text{dan} \quad S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_{w2}} = 1,82$$

12. FAKTOR KEAMANAN TERHADAP KEGAGALAN PITTING S_G

a. Menentukan faktor $y_G = 1$ dengan mengambil data dari tabel 22/26 dan 22/25

b. Menentukan faktor $y_H = (H/H_B)^2 = 1$ dari tabel 22/26 dan 22/25. Diperlukan jika kekerasan material rodagigi berbeda dengan yang ditabel

c. Menentukan faktor $y_s = 0,75$ dari tabel 22/26. Data yang diperlukan adalah harga viskositas V (cSt) pada temperatur operasi

d. Menentukan y_v dari tabel 22/26 dengan rumus :

$$y_v \approx 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2} = 0,74$$

- e. Menentukan harga $k_o = 5 \text{ kgf/mm}^2$ untuk material 20 Mn Cr 5 dari tabel 22/25. Untuk rodagigi umur yang berhingga memerlukan gambar 22/41, harga umur L_h diperkirakan dari tabel 22/14 dan faktor keamanan dari tabel 22/13.
- f. Menghitung kekuatan permukaan k_D dari tabel 22/26 yaitu :
 $k_D = k_{D1} = y_G y_H y_s y_v k_o = 2,775 \text{ kgf/mm}^2$
- g. Menghitung faktor keamanan terhadap kegagalan pitting S_G :

$$S_{G1} = \frac{k_{D1}}{k_{w1}} = 0,447 \quad \text{dan} \quad S_{G2} = \frac{k_{D2}}{k_{w2}} = 0,645$$

Jika harga $S_G < 1$ maka harga umur rodagigi L_h (jam) menjadi berhingga dengan rumus adalah sbb :

$$L_{h1} = \frac{167 \times 10^3 k_D}{n} S_G^2 = 107 \text{ jam}$$

$$L_{h2} = \frac{167 \times 10^3 k_D}{n} S_G^2 = 634 \text{ jam}$$

4.2.3. Rangkuman

Perancangan rodagigi lurus dan miring diawali dengan tersedianya data-data untuk perancangan seperti daya yang ada, putaran rodagigi dan rasio reduksi. Perancangan diakhiri dengan memeriksa hasil analisis, apakah angka keamanan rodagigi sesuai dengan diharapkan oleh si perancang. Jika angka keamanan yang dihasilkan sesuai keinginan perancang maka rodagigi hasil perancangan merupakan hasil final. Dalam perancangan ini banyak sekali menggunakan rumus-rumus empiris dan penggunaan tabel atau grafik dari data-data eksperimen di lapangan. Pengambilan data dari tabel dan grafik yang banyak adalah untuk menghitung kesalahan gigi, menghitung factor beban dan analisis pelumas.

4.3. Penutup

Soal-soal latihan

1. Sepasang rodagigi lurus untuk peasawat angkat meneruskan daya sebesar 8,35 HP pada putaran 386 rpm. Data pasangan rodagigi tersebut mempunyai harga modul 3 mm, jumlah gigi pinion 17 buah, jumlah gigi gear 72 buah, sudut tekan 20° dan lebar gigi 58 mm. Rodagigi dibuat dengan kualitas 9 menurut DIN 3962. Pasangan rodagigi dibuat dari baja St 70.11 dengan kekerasan permukaan 220 HBN. Pelumas yang dipakai adalah Shell Gear Oil dengan viskositas minyak pelumas $V_{50} = 125 \text{ cSt}$ dan pada temperatur operasi $40^\circ \text{ V} = 240 \text{ cSt}$. Tentukan faktor-faktor keamanan terhadap lelah kaki gigi, pitting dan scoring di permukaan gigi.
 (Jawaban : $S_{B1} = 2,62$; $S_{B2} = 2,77$; $S_{G1} = 0,44$; $S_{G2} = 0,67$; $L_{h1} = 59 \text{ jam}$ dan $L_{h2} = 581 \text{ jam}$)
2. Sepasang rodagigi miring untuk transmisi mobil meneruskan daya sebesar 29 HP pada putaran 858 rpm. Data pasangan rodagigi tersebut mempunyai harga modul normal 2,75 mm, jumlah gigi pinion 30 buah, jumlah gigi gear 33 buah, sudut heliks

23° , sudut tekan normal 20° dan lebar gigi 17,5 mm. Rodagigi dibuat dengan material 16 Mn Cr 5 dengan kekerasan permukaan 650 HBN. Pelumas yang dipakai adalah Shell Macoma 68 dengan viskositas minyak pelumas pada temperatur 50° $V_{50} = 76$ cSt dan pada temperatur operasi 80° $V_{80} = 21$ cSt. Tentukan faktor-faktor keamanan terhadap lelah kaki gigi, pitting dan scoring di permukaan gigi.
(Jawaban : $S_{B1} = 1,94$; $S_{B2} = 1,84$; $S_{G1} = 1,353$; $S_{G2} = 1,455$ dan $S_F = 17,65$)

Daftar Pustaka

1. Niemann, G., *Machine Elements Design and Calculation in Mechanical Engineering*, Volume II, Springer-Verlag, 1978.
2. Shigley, E.J, and Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 5th., Ed., Mc Graw-Hill International , 1989

BAB V

PERANCANGAN RODAGIGI KERUCUT DAN RODAGIGI HIPOID

5.1. Pendahuluan

5.1.1. Deskripsi Singkat

Pada bab ini dibahas secara khusus tentang perancangan rodagigi kerucut dan hipoid, yang dimulai dari proses penyediaan data-data untuk perancangan sampai pada hasil dari proses perancangan yang berupa sepasang rodagigi.

5.1.2. Relevansi

Pengetahuan umum tentang perancangan rodagigi kerucut dan rodagigi hipoid akan membekali mahasiswa agar mempunyai konsep perancangan rodagigi dan mudah beradaptasi dengan metoda perancangan yang distandardkan oleh ISO

5.1.3. Tujuan Instruksional Khusus

Mahasiswa memahami dasar-dasar perancangan rodagigi kerucut dan rodagigi hipoid dan mampu merancang rodagigi kerucut dan rodagigi hipoid.

5.2. Penyajian

5.2.1. Uraian Materi

A. DAFTAR NOTASI UNTUK RODAGIGI KERUCUT DAN HIPOID

<u>Subskrip</u>	<u>Satuan</u>	<u>Keterangan</u>
1		Besaran untuk pinion
2		Besaran untuk gear
o		Besaran untuk lingkaran pitch
b		Besaran untuk lingkaran gelinding
g		Besaran untuk lingkaran dasar
e		Besaran untuk ekivalensi dengan spur/helical gear
m		Besaran untuk harga rata-rata
n		Besaran untuk arah normal
tanpa n		Besaran untuk arah transversal

<u>Notasi</u>	<u>Satuan</u>	<u>Keterangan</u>
a	mm	Jarak offset
b	mm	Lebar gigi
b _e	mm	Lebar gigi ekivalen
d _{e1} , d _{e2}	mm	Diameter ekivalen dari pinion dan gear
d _{m1} , d _{m2}	mm	Diameter rata-rata dari pinion dan gear
d _{o1} , d _{o2}	mm	Diameter pitch dari pinion dan gear

d_{b1}, d_{b2}	mm	Diameter gelinding dari pinion dan gear
h_{km1}, h_{km2}	mm	Addendum rata-rata dari pinion dan gear
h_{ke1}, h_{ke2}	mm	Addendum ekivalen dari pinion dan gear
f_b, f_d		Rasio lebar
i		Reduksi kecepatan / putaran
i_e		Reduksi kecepatan / putaran ekivalen
m, m_n	mm	Modul transversal dan modul normal
m_e, m_{en}	mm	Modul ekivalen transversal dan modul ekivalen normal
m_{mn}	mm	Modul rata-rata arah normal
N_1	HP / metric	Daya nominal pinion
n_1	rpm	Putaran nominal pinion
R_a	mm	Panjang kerucut pitch
R_b	mm	Panjang kerucut gelinding
R_{m1}, R_{m2}	mm	Panjang kerucut rata-rata untuk pinion dan gear
S_B, S_G, S_F		Faktor keamanan
U	kgf	Gaya tangensial nominal
u	kgf/mm	Gaya tangensial per mm lebar gigi
v	m/s	Kecepatan keliling dari lingkaran gelinding
v_F	m/s	Kecepatan luncur antar gigi
V, V_{50}	cSt	Viskositas, pada 50°C
X_1, X_2		Faktor korigasi (berdasar nilai modul)
X_{m1}, X_{m2}		Faktor korigasi rata-rata (berdasar nilai modul)
Z_1, Z_2		Jumlah gigi arah transversal
Z_{1n}, Z_{2n}		Jumlah gigi arah normal
Z_{e1}, Z_{e2}		Jumlah gigi ekivalen arah transversal
Z_{en1}, Z_{en2}		Jumlah gigi ekivalen arah normal
α_{on}, α_{bn}		Sudut tekan pitch dan gelinding arah normal
α_o, α_b		Sudut tekan pitch dan gelinding arah transversal
α_{en}		Sudut tekan ekivalen
β_o, β_g		Sudut heliks pada lingkaran pitch dan lingkaran dasar
β_e		Sudut heliks ekivalen
β_m		Sudut heliks rata-rata
β_{m1}, β_{m2}		Sudut heliks rata-rata untuk pinion dan gear
δ_A		Sudut antar sumbu
δ_1, δ_2		Sudut kerucut gelinding pinion dan gear
δ_{o1}, δ_{o2}		Sudut kerucut pitch pinion dan gear
φ_A		Sudut perpindahan
φ_p		Sudut kontak

B. ALUR ESTIMASI RODAGIGI KERUCUT

1. DATA MASUKAN

Berupa Daya yang diteruskan N_1 (HP), putaran pinion n_1 (rpm), rasio reduksi i , sudut heliks β_o (untuk gigi miring), nilai viskositas pelumas dan angka keamanan terhadap pitting S_G yang didapat dari table 22/13.

2. KEKUATAN LELAH PERMUKAAN BAHAN

Menentukan harga kekuatan lelah permukaan k_o dari material yang akan dipakai sebagai rodagigi. Data ini didapat dari tabel 22/25.

3. MENGHITUNG HARGA k_D

- Nilai $k_D = y_G y_H y_S y_v k_o$; didapat dari tabel 22/26
- Nilai $y_G = 1$ untuk semua bahan yang berpasangan dengan baja (tabel 22/25)
- $y_H = (H/H_B)^2$, dimana H adalah kekerasan permukaan gigi yang masih dalam batas 650 BHN dan H_B adalah kekerasan bahan gigi (dari tabel 22/25)
- y_S adalah fungsi dari viskositas pelumas yang tergantung temperatur operasi (didapat dari tabel 22/26)
- $y_v \approx 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2}$ dimana v adalah kecepatan keliling $v = \frac{\pi n_1 d_{m1}}{60000}$. Untuk perancangan langkah awal, v diambil sembarang karena d_{m1} belum diketahui

4. MENGHITUNG HARGA B_o

- Nilai $B_o = \frac{0,35k_D}{\sqrt{\cos^3 \beta_o C_s S_G (i+1)}}$ didapat dari tabel 22/11
- Nilai faktor kejut C_s didapat dari tabel 22/18

5. MENGHITUNG B_{zul}

- Jika $S_G \geq 1$ maka $B_{zul} = B_o$ (dari tabel 22/11)
- Jika $S_G < 1$ maka $B_{zul} = B_o$ s/d $3B_o$ (dari tabel 22/11)

6. MEMILIH HARGA PARAMETER RODAGIGI (z_1 , b/d_{b1} , f_b dan f_d)

Harus dipilih jumlah gigi pinion z_1 , perbandingan b/d_{b1} , faktor f_b dan f_d yang ditentukan pada tabel 23/1. Nilai tersebut tergantung pada rasio reduksi i dan hanya berlaku jika sudut antar sumbu $\delta_A = 90^\circ$.

7. MENGHITUNG DIMENSI UTAMA

Dimensi utama yang ditentukan dahulu adalah diameter rata-rata pinion d_{m1} dengan rumus pada persamaan 23/3 sbb :

$$d_{m1} \geq 113 \sqrt[3]{\frac{N_1 f_d}{n_1 B_{zul}}}$$

8. MEMERIKSA NILAI KECEPATAN TANGENSIAL v

- Berdasarkan harga d_{m1} diatas dapat dihitung harga v yaitu, $v = \frac{\pi n_1 d_{m1}}{60000}$

- b. Bandingkan harga v dari point 8a dengan harga v pada point 3e. Carilah harga selisihnya apakah sudah dibawah harga toleransi. Jika sudah dibawah harga toleransi maka proses perancangan langsung ke point 9.
- c. Jika harga v masih diatas toleransi, maka proses kembali ke point 3 dan harga v dari point 8a dipakai untuk masukan pada persamaan 3e dan 3a. Begitulah proses dilakukan berulang-ulang sampai selisih harga kecepatan lebih kecil dari nilai toleransi dan proses diteruskan ke point 9.
- d. Jika proses iterasi dari point 8c bersifat divergen yaitu nilai selisih kecepatan membesar dibanding proses sebelumnya, maka proses kembali menuju point 2 dengan cara mengganti material rodagigi (dengan harga k_o yang baru).

9. MENENTUKAN PARAMETER RODAGIGI

Ketentuan-ketentuan yang harus dipenuhi untuk perancangan dimensi bevel gear diberikan pada tabel 23/1 yaitu :

- a. Memilih harga modul dengan bantuan tabel 22/15 dan 22/17
- b. Diameter lingkaran gelinding pinion, $d_{b1} = d_{m1}/(1-f_b)$
Diameter lingkaran gelinding gear, $d_{b2} = i d_{b1}$
- c. Menghitung sudut kerucut gelinding δ_1 dan δ_2
Dimana $\delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A}$ dan $\delta_2 = \delta_A - \delta_1$
Jika $\delta_A = 90^\circ$, maka $\text{tg } \delta_1 = 1/i$
- d. Panjang kerucut gelinding, R_b
 $R_b = 0,5 d_{b1}/\sin \delta_1 = 0,5 d_{b2}/\sin \delta_2$
- e. Lebar gigi b dari tabel 23/1, dengan ketentuan $b/R_b \leq 0,3$ dan $b/d_{b1} \leq 0,75$
- f. Menentukan sudut tekan α_{on}
Sebaiknya $\alpha_{on} = 20^\circ$
- g. Menentukan addendum $h_{k1} = h_{k2}$
Jika tanpa faktor korigasi sebaiknya $h_{k1} = h_{k2} = m_n$
- h. Menentukan dedendum $h_{f1} = h_{f2}$
Jika tanpa faktor korigasi sebaiknya $h_{f1} = h_{f2} = 1,1 m_n$ s/d $1,3 m_n$
- i. Backlash arah keliling S_d
Sebaiknya $S_d = 0,025 m_n$ s/d $0,04 m_n$

Selain parameter diatas, perlu ditentukan jenis minyak pelumas yang dipakai dan faktor korigasi x_1 dan x_2 (jika ada).

C. ALUR ANALISIS RODAGIGI KERUCUT

1. Keterangan untuk subskrip adalah sbb :

- 1 = pinion
- 2 = gear
- n = arah normal
- m = posisi tengah pada lebar gigi

e = ekivalensi dengan spur/helical gear

o = untuk lingkaran pitch

b = untuk lingkaran gelinding

Biasanya lingkaran gelinding dibuat sama dengan lingkaran pitch

2. Data yang diperlukan untuk rodagigi kerucut :

Data-data geometri rodagigi kerucut diberikan di tabel 23/2. Untuk melakukan analisis diperlukan data-data sbb :

1. Daya N_1 , putaran pinion n_1 , rasio reduksi i dan pelumas
2. a. Sudut kerucut gelinding, δ_1 dan δ_2
 b. Lebar gigi b dan modul m (atau modul normal $m_n = m \cos \beta_o$)
 c. Jumlah gigi z_1 dan z_2
 d. Sudut tekan normal α_{on}
 e. Diameter gelinding d_{b1} dan d_{b2}
 f. Sudut heliks pada dimensi rata-rata, β_m (dianggap sama dengan β_o)
 g. Faktor korigasi, $x_1 = -x_2$ (biasanya $x_1 = x_{m1}$ dan $x_2 = x_{m2} = -x_{m1}$)
3. Panjang kerucut gelinding, R_b
 $R_b = 0,5 d_{b1}/\sin \delta_1 = 0,5 d_{b2}/\sin \delta_2$
4. Rasio lebar $f_b = \frac{b}{2R_b} = \frac{b}{d_{b1}} \sin \delta_1 = \frac{b}{d_{b2}} \sin \delta_2$
5. Diameter rata-rata pinion $d_{m1} = d_{b1}b(1-f_b)$
 Diameter rata-rata gear $d_{m2} = i d_{m1}$
6. Addendum, h_{k1} dan h_{k2}
 $h_{k1} = m_n (1+x_1)$ dan $h_{k2} = m_n (1+x_2)$

3. Ekivalensi dari rodagigi kerucut ke rodagigi lurus / miring adalah sbb :

1. Diameter lingkaran gelinding pinion, $d_{e1} = d_{m1}/\cos \delta_1$
2. Diameter lingkaran gelinding gear, $d_{e2} = d_{m2}/\cos \delta_2$
3. Jumlah gigi ekivalen pinion z_{e1} , nilainya tidak harus bulat
 $z_{e1} = z_1/\cos \delta_1$
4. Jumlah gigi ekivalen gear z_{e2} , nilainya tidak harus bulat
 $z_{e2} = z_2/\cos \delta_2$
5. Rasio reduksi ekivalen $i_e = z_{e2}/z_{e1}$
6. Modul transversal, $m_e = d_{m1}/z_1$
7. Modul normal, $m_{en} = m_e \cos \beta_m$
8. Lebar gigi, $b_e = b$
9. Jumlah gigi pinion arah normal, $z_{en1} = z_{e1} \cdot z_n/z$
 Harga z_n/z didapat dari table 22/21.
10. Jumlah gigi gear arah normal, $z_{en2} = z_{e2} \cdot z_n/z$
11. Sudut heliks, $\beta_e = \beta_m$
12. Addendum, h_{ke1} dan h_{ke2}
 $h_{ke1} = h_{k1}$ dan $h_{ke2} = h_{k2}$
13. Diameter kepala pinion, $d_{ke1} = d_{e1} + 2h_{ke1}$
 Diameter kepala gear, $d_{ke2} = d_{e2} + 2h_{ke2}$

4. Data untuk analisis spur/helical gear hasil ekivalensi dari bevel gear

No	Parameter	Ekivalensi notasi	
		Rodagigi lurus/miring	Rodagigi kerucut
1	Diameter lingkaran gelinding pinion	d_{b1}	d_{e1}
2	Diameter lingkaran gelinding gear	d_{b2}	d_{e2}
3	Jumlah gigi ekivalen pinion	z_1	z_{e1}
4	Jumlah gigi ekivalen gear	z_2	z_{e1}
5	Rasio reduksi ekivalen	i	i_e
6	Modul transversal	m	m_e
7	Modul normal	m_n	m_{en}
8	Lebar gigi	b	b_e
9	Jumlah gigi pinion arah normal	z_{n1}	z_{en1}
10	Jumlah gigi pinion arah normal	z_{n2}	z_{en1}
11	Addendum pinion	h_{k1}	h_{ke1}
12	Addendum gear	h_{k2}	h_{ke2}
13	Diameter kepala pinion	d_{k1}	d_{ke1}
14	Diameter kepala gear	d_{k2}	d_{ke2}
15	Sudut heliks	β	β_e

5. Analisis rodagigi lurus / miring

Metoda selanjutnya adalah melengkapi data dari rodagigi lurus/miring dari point D, untuk kemudian dilakukan analisis seperti yang dilakukan pada rodagigi lurus/miring.

D. ALUR ESTIMASI UNTUK RODAGIGI HIPOID

Rodagigi hipoid dapat ditinjau dalam 3 kasus :

1. Helix angle $\beta_{m1} = 0$ (pinion dengan gigi lurus)
2. Helix angle $\beta_{m2} = 0$ (wheel dengan gigi lurus)
3. Pinion silindris dan crown wheel/gear ($\beta_{m1} \neq 0$ dan $\beta_{m2} \neq 0$)

1. DATA MASUKAN

Berupa Daya yang diteruskan N_1 (HP), putaran pinion n_1 (rpm), rasio reduksi i , nilai viskositas pelumas dan angka keamanan terhadap pitting S_G yang didapat dari table 22/13.

2. KEKUATAN LELAH PERMUKAAN BAHAN

Menentukan harga kekuatan lelah permukaan k_o dari material yang akan dipakai sebagai rodagigi. Data ini didapat dari tabel 22/25.

3. MENGHITUNG HARGA k_D

- Nilai $k_D = y_G y_H y_S y_v k_o$; didapat dari tabel 22/26
- Nilai $y_G = 1$ untuk semua bahan yang berpasangan dengan baja (tabel 22/25)
- $y_H = (H/H_B)^2$, dimana H adalah kekerasan permukaan gigi yang masih dalam batas 650 BHN dan H_B adalah kekerasan bahan gigi (dari tabel 22/25)
- y_S adalah fungsi dari viskositas pelumas yang tergantung temperatur operasi (didapat dari tabel 22/26)
- $y_v \approx 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2}$ dimana v adalah kecepatan keliling $v = \frac{\pi n_1 d_{m1}}{60000}$. Untuk perancangan langkah awal, v diambil sembarang karena d_{m1} belum diketahui

4. MENGHITUNG HARGA B_o

- Nilai $B_o = \frac{0,35k_D}{\sqrt{\cos^3 \beta_o C_s S_G (i + 1)}}$ didapat dari tabel 22/11
- Nilai faktor kejut C_s didapat dari tabel 22/18

5. MENGHITUNG B_{zul}

- Jika $S_G \geq 1$ maka $B_{zul} = B_o$ (dari tabel 22/11)
- Jika $S_G < 1$ maka $B_{zul} = B_o$ s/d $3B_o$ (dari tabel 22/11)

6. MEMILIH HARGA PARAMETER RODAGIGI (f_d)

Harus dipilih faktor f_d yang ditentukan pada tabel 23/1. Nilai tersebut tergantung pada rasio reduksi i dan hanya berlaku jika sudut antar sumbu $\delta_A = 90^\circ$.

7. ESTIMASI DIMENSI UTAMA

Dimensi utama yang ditentukan dahulu adalah diameter rata-rata pinion d_{m1} dengan rumus pada persamaan 23/3 sbb :

$$d_{m1} \geq 113 \sqrt[3]{\frac{N_1 f_d}{n_1 B_{zul}}}$$

8. MEMERIKSA NILAI KECEPATAN TANGENSIAL v

- Berdasarkan harga d_{m1} diatas dapat dihitung harga v yaitu, $v = \frac{\pi n_1 d_{m1}}{60000}$
- Bandingkan harga v dari point 8a dengan harga v pada point 3e. Carilah harga selisihnya apakah sudah dibawah harga toleransi. Jika sudah dibawah harga torelansi maka proses perancangan langsung ke point 9.
- Jika harga v masih diatas toleransi, maka proses kembali ke point 3 dan harga v dari point 8a dipakai untuk masukan pada persamaan 3e dan 3a. Begitulah proses dilakukan berulang-ulang sampai selisih harga kecepatan lebih kecil dari nilai toleransi dan proses diteruskan ke point 9.
- Jika proses iterasi dari point 8c bersifat divergen yaitu nilai selisih kecepatan membesar dibanding proses sebelumnya, maka proses kembali menuju point 2 dengan cara mengganti material rodagigi (dengan harga k_o yang baru).

9. MENENTUKAN PARAMETER RODAGIGI

Ketentuan-ketentuan yang harus dipenuhi untuk perancangan dimensi bevel gear diberikan pada tabel 23/4. Pemahaman data pada tabel 23/4 didukung dengan pemahaman geometri pada table 23/3. Rekomendasi yang diberikan untuk rodagigi hipoid diberikan pada uraian dibawah ini :

- a. Memilih harga modul dengan bantuan tabel 22/15 dan 22/17
- b. Memilih jumlah gigi, dengan minimum untuk z_1 dan z_2 sbb :

i	2,4	3,0	4	5	6	10
$z_{1 \text{ min}}$	15	12	9	7	6	5
$z_{2 \text{ min}}$	36	36	36	36	36	50

- c. Perpindahan profil (faktor korigasi), x_{m1} dan x_{m2}
Nilainya tergantung harga jumlah gigi pinion z_1 , berdasar tabel 23/4

z_1	5 ... 8	9	10	11	12	13	14
$x_{m1} = -x_{m2}$	0,70	0,66	0,59	0,52	0,44	0,38	0,30

- d. Rata-rata sudut heliks
Untuk $\beta_{m2} \leq 35^\circ$ dan untuk β_{m1} nilainya berdasar table 23/4 berikut :

β_{m1}	0°	45°	40°
z_1	6 ... 13	14 ... 15	16

- e. Estimasi jarak offset, a

(Dengan $i = z_2/z_1 = \frac{d_{m2} \cos \beta_{m2}}{d_{m1} \cos \beta_{m1}}$; maka $d_{m2} = i d_{m1} \frac{\cos \beta_{m1}}{\cos \beta_{m2}}$)

Dirancang dengan harga $\frac{2a}{d_{m2}} = 0,23 \dots 0,45$, yaitu :

- *. Untuk penggerak berupa motor bakar dan industri ringan

$$\frac{2a}{d_{m2}} \approx 0,45 \leq \frac{0,9i}{i+4}$$

Untuk penggerak berupa motor bakar dengan kerja berat (truck)

$$\frac{2a}{d_{m2}} \approx 0,23 \leq \frac{0,9i}{i+4}$$

- *. Nilai sudut kerucut gelinding untuk gear / wheel

$$\text{tg } \delta_2 \approx i ; \text{ dengan } \delta_A = 90^\circ$$

- f. Lebar gigi b_1 dan b_2

(Dengan sudut kontak, $\varphi_p = \varphi = \beta_{m1} - \beta_{m2}$ dan $R_{m2} = 0,5 d_{m2} / \sin \delta_2$)

Untuk lebar gigi wheel, $b_2 \leq 0,34 R_{m2}$ atau $b_2 \leq 0,18 d_{m2}$

Lebar gigi pinion, $b_1 \approx b_2 / \cos \varphi_p + 3 m_n \text{ tg } \varphi_p$

- g. Sudut tekan arah normal, α_n

Nilainya tergantung pada profil pasangan antar pinion dan wheel. Ada dua kasus :

- * Untuk profil wheel cekung dan profil pinion cembung

$$\alpha_n = \alpha_m + \Delta\alpha$$

- * Untuk profil wheel cembung dan profil pinion cekung

$$\alpha_n = \alpha_m - \Delta\alpha$$

$$\text{Dimana } \text{tg}\Delta\alpha = \frac{2(R_{m1} \sin \beta_{m1} - R_{m2} \sin \beta_{m2})}{d_{s1} + d_{s2}} \quad \text{dan} \quad \alpha_m \approx 20^\circ$$

Sedang d_{s1} dan d_{s2} adalah diameter lingkaran pitch jika diekivalenkan dengan rodagigi spiral, dengan $d_{s1} = d_{m1}/\cos \delta_1$ dan $d_{s2} = d_{m2}/\cos \delta_2$

10. VERIFIKASI PARAMETER RODAGIGI

Penentuan parameter pada point 9 diatas saling berkaitan satu sama lain, sehingga harus dilakukan pemilihan harga yang tepat (mungkin perlu trial dan error), sehingga semua parameter yang dihasilkan memenuhi persyaratan yang diberikan pada point 9.

E. URUTAN ANALISIS UNTUK RODAGIGI HIPOID

Rodagigi hipoid dapat ditinjau dalam 3 kasus :

1. Helix angle $\beta_{m1} = 0$ (pinion dengan gigi lurus)
2. Helix angle $\beta_{m2} = 0$ (wheel dengan gigi lurus)
3. Pinion silindris dan crown wheel/gear ($\beta_{m1} \neq 0$ dan $\beta_{m2} \neq 0$)

A. Keterangan notasi dari subskrip sbb :

- 1 = pinion
- 2 = gear / wheel
- n = arah normal
- m = posisi tengah pada lebar gigi
- p = untuk crown wheel
- s = ekivalen dengan spiral gear
- e = ekivalensi dengan spur/helical gear

Biasanya lingkaran gelinding dibuat sama dengan lingkaran pitch

B. Data yang diperlukan untuk rodagigi hipoid :

Data-data geometri rodagigi hipoid diberikan di tabel 23/3. Untuk melakukan analisis diperlukan data-data sbb :

1. Daya N_1 , putaran pinion n_1 , rasio reduksi i , sudut antar sumbu $\delta_A = 90^\circ$ dan data pelumas yang dipakai
2. a. Sudut heliks pinion β_{m1} dan gear β_{m2}
 b. Sudut kerucut gelinding gear δ_2 dengan $\text{tg} \delta_2 \approx i$
 c. Diameter rata-rata pinion d_{m1} dan gear d_{m2}
 d. Sudut tekan normal α_n
 e. Jumlah gigi z_1 dan z_2

- f. Lebar gigi pinion b_1
- g. Faktor korigasi, $x_{m1} = -x_{m2}$
- 3. Sudut kontak, $\varphi_p = \varphi = \beta_{m1} - \beta_{m2}$
Hubungan dengan jarak offset (perpindahan) a , adalah $\sin \varphi \approx 2a/d_{m2}$
- 4. Sudut offset, φ_A , dengan $\tan \varphi_A = \tan \varphi_p \sin \delta_2$
- 5. Sudut kerucut gelinding gear δ_1 , dengan $\sin \delta_1 = \cos \delta_2 \cos \varphi_A$
- 6. Modul rata-rata normal $m_{mn} = \cos \beta_{m1} (d_{m1}/z_1) = \cos \beta_{m2} (d_{m2}/z_2)$
- 7. Addendum, h_{k1} dan h_{k2}
 $h_{k1} = m_{mn} (1+x_{1m})$ dan $h_{k2} = m_{mn} (1+x_{2m})$

C. Ekuivalensi dari rodagigi hipoid ke rodagigi lurus / miring adalah sbb :

- 1. Diameter lingkaran gelinding pinion, $d_{e1} = d_{m1}/\cos \delta_1$
- 2. Diameter lingkaran gelinding gear, $d_{e2} = d_{m2}/\cos \delta_2$
- 3. Jumlah gigi ekuivalen pinion z_{e1} , nilainya tidak harus bulat
 $z_{e1} = z_1/\cos \delta_1$
- 4. Jumlah gigi ekuivalen gear z_{e2} , nilainya tidak harus bulat
 $z_{e2} = z_2/\cos \delta_2$
- 5. Rasio reduksi ekuivalen, $i_e = z_{e2}/z_{e1}$
- 6. Modul transversal, $m_e = d_{m1}/z_1$
- 7. Modul normal, $m_{en} = m_{mn}$
- 8. Lebar gigi (untuk pinion), $b_e = b_1$
- 9. Jumlah gigi pinion arah normal, $z_{en1} = z_{e1} \cdot z_n/z$
Harga z_n/z didapat dari table 22/21.
- 10. Jumlah gigi gear arah normal, $z_{en2} = z_{e2} \cdot z_n/z$
- 11. Sudut heliks pinion, $\beta_e = \beta_{m1}$
- 12. Faktor korigasi, $x_{e1} = x_{m1}$ dan $x_{e2} = x_{m2}$
- 13. Addendum, h_{ke1} dan h_{ke2}
 $h_{ke1} = h_{k1}$ dan $h_{ke2} = h_{k2}$
- 14. Diameter kepala pinion, $d_{ke1} = d_{e1} + 2h_{ke1}$
Diameter kepala gear, $d_{ke2} = d_{e2} + 2h_{ke2}$

D. Data untuk analisis spur/helical gear hasil ekuivalensi dari hypoid gear

No	Parameter	Ekuivalensi notasi	
		Rodagigi lurus/miring	Rodagigi hipoid
1	Diameter lingkaran gelinding pinion	d_{o1}	d_{e1}
2	Diameter lingkaran gelinding gear	d_{o2}	d_{e2}
3	Jumlah gigi ekuivalen pinion	z_1	z_{e1}
4	Jumlah gigi ekuivalen gear	z_2	z_{e1}
5	Rasio reduksi ekuivalen	i	i_e
6	Modul transversal	m	m_e
7	Modul normal	m_n	m_{en}
8	Lebar gigi	b_1	b_e
9	Jumlah gigi pinion arah normal	z_{n1}	z_{en1}
10	Jumlah gigi pinion arah normal	z_{n2}	z_{en1}

11	Sudut heliks	β	β_e
12	Addendum pinion	h_{k1}	h_{ke1}
13	Addendum gear	h_{k2}	h_{ke2}
14	Diameter kepala pinion	d_{k1}	d_{ke1}
15	Diameter kepala gear	d_{k2}	d_{ke2}

Catatan :

Untuk mencari beban scoring pada rodagigi hipoid, nilai e_{max} diberikan rumus sbb :

$$e_{max} \approx \sqrt{e_e^2 + e_F^2}$$

$$e_F \approx \frac{d_{e2} \sin \varphi_p}{2(i_e + 1) \cos \beta_{m2}}$$

Sedang nilai viskositas pelumas yang dipilih adalah dari tabel 22/28 dengan nilai kecepatan berupa kecepatan luncur v_F ,

$$v_F = v_1 \frac{\sin \varphi_p}{\cos \beta_{m2}} = v_2 \frac{\sin \varphi_p}{\cos \beta_{m1}}$$

E. Analisis rodagigi lurus / miring

Metoda selanjutnya adalah melengkapi data dari rodagigi lurus/miring dari point D, untuk kemudian dilakukan analisis seperti yang dilakukan pada rodagigi lurus/miring.

5.2.2. Latihan

Contoh Soal

Diberikan data operasional sbb : Torsi $M_1 = 27$ m kgf (torsi maksimum), $n_1 = 1600$, sudut sumbu $\delta_A = 90^\circ$. Material berupa baja 20 Mn Cr 5, sudut tekan gigi 20° dengan nilai $x_1 = -x_2 = 0,4$. Dimensi rodagigi kerucut adalah $z_1 = 6$, $z_2 = 41$, $i = 6,833$, $b = 50$ mm. Lingkaran gelinding di tengah gigi dengan $d_{m1} = 44,5$ mm, $d_{m2} = 304$, $m_{en} = 6,0$, $\beta_m = 36^\circ$, $h_{k1} = 8,36$, $h_{k2} = 3,64$, $\delta_1 = 8,327^\circ$ dan $\delta_2 = 81,673^\circ$. Carilah faktor kemanannya.

Jawab :

Perhitungan dengan ekivalensi ke rodagigi lurus menghasilkan data sbb : $z_{e1} = 6,06$, $z_{e2} = 283$, $i_e = 46,6$, $d_{e1} = 45,0$, $d_{e2} = 2100$, $m_e = 7,42$, $m_{en} = 6,0$, $h_{k1} = 8,36$, $h_{k2} = 3,64$, $z_{1n} = 10,78$, $z_{2n} = 503$, $b_e = 50$.

Harga beban, $B_e = 0,537$ kgf/mm² dengan $U = 2.27000/44,5 = 1210$ kgf

$B_w = B_e C_s C_D C_T C_\beta = 1,38$, dengan $f_e \leq 14\mu$, $f_R = 4,9\mu$, $f_{RW} = 25,5\mu$, $g_k = 0,6$, $u = 24,2$, $u_{dyn} = 3,5$, $\epsilon_{sp} = 1,40$, $\epsilon = 1,05$, $\epsilon_n = 1,51$, $\epsilon_{1n} = 0,92$, $\epsilon_w = 1,43$, $v = 3,7$ m/s.

Dapat dihitung faktor keamanan terhadap patah gigi,

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{B_w z_{e1} q_{w1}} = \frac{0,747}{1,38 \cdot 6,06 \cdot 1,76} = 2,24 \text{ dengan } 0,7 \text{ adalah faktor beban balik dengan } q_{k1} = 2,40 \text{ dan } q_{e1} = 0,733.$$

$$S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{B_w z_{e2} q_{w2}} = \frac{0,747}{1,38 \cdot 6,06 \cdot 1,72} = 2,29 \text{ dengan } q_{k2} = 2,240 \text{ dan } q_{e2} = 0,765.$$

Dapat dihitung faktor keamanan terhadap pitting permukaan gigi,

$$S_{G1} = \frac{k_{D1} i_e}{B_w y_{w1} i_e + 1} = \frac{0,726.5,0 \cdot 46,6}{1,38.2,33 \cdot 47,6} = 1,10 \text{ dengan } y_s = 0,9, y_v = 0,806, y_C = 3,11,$$

$$y_\beta = 0,597 \text{ dan } y_e = 0,795.$$

$$S_{G2} = \frac{k_{D2} i_e}{B_w y_{w2} i_e + 1} = \frac{8,0.0,809}{1,38.1,86.47,6} = 1,39$$

Faktor keamanan terhadap scoring :

$$S_F = \frac{k_{test} \cos \beta_0 i_e}{B_w y_c y_F i_e + 1} = \frac{8,0.0,809 \cdot 46,6}{1,38.3,11.0,89 \cdot 47,6} = 1,66$$

5.2.3. Rangkuman

Perancangan rodagigi kerucut dan hipoid diawali dengan tersedianya data-data untuk perancangan seperti daya yang ada, putaran rodagigi dan rasio reduksi. Perancangan diakhiri dengan memeriksa hasil analisis, apakah angka keamanan rodagigi sesuai dengan diharapkan oleh si perancang. Jika angka keamanan yang dihasilkan sesuai keinginan perancang maka rodagigi hasil perancangan merupakan hasil final. Dalam perancangan ini banyak sekali menggunakan rumus-rumus empiris dan penggunaan tabel atau grafik dari data-data eksperimen di lapangan. Adapun dalam proses perancangan / analisis dilakukan dengan ekivalensi dengan proses perancangan untuk rodagigi lurus dan miring.

5.3. Penutup

Soal latihan

Diberikan data operasional, $N_1 = 8$ HP, $n_1 = 300$, $i = 6$, sudut antar sumbu $\delta_A = 90^\circ$. Sistem gigi dengan sudut tekan 20° , kualitas 8, umur saat beban puncak = 80 jam. Material untuk pinion C 60 yang ditemper dan untuk gear adalah besi cor 26. Perkirakan dimensi rodagigi, besar beban yang bekerja dan faktor keamanannya. (Jawaban : $S_{B1} = 4,0$; $S_{B2} = 0,94$; $S_{G1} = 0,51$; $S_{G2} = 0,32$)

Daftar Pustaka

1. Niemann, G., *Machine Elements Design and Calculation in Mechanical Engineering*, Volume II, Springer-Verlag, 1978.
2. Shigley, E.J, and Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 5th., Ed., Mc Graw-Hill International, 1989.

BAB VI

PERANCANGAN UNTUK RODAGIGI CACING

6.1. Pendahuluan

6.1.1. Deskripsi Singkat

Pada bab ini dibahas secara khusus tentang perancangan rodagigi cacing, yang dimulai dari proses penyediaan data-data untuk perancangan sampai pada hasil dari proses perancangan yang berupa sepasang rodagigi.

6.1.2. Relevansi

Pengetahuan umum tentang perancangan rodagigi cacing akan membekali mahasiswa agar mempunyai konsep perancangan rodagigi dan mudah beradaptasi dengan metoda perancangan yang distandardkan oleh ISO.

6.1.3. Tujuan Instruksional Khusus

Mahasiswa memahami dasar-dasar perancangan rodagigi cacing dan mampu merancang rodagigi cacing.

6.2. Penyajian

6.2.1. Uraian Materi

A. DAFTAR NOTASI UNTUK RODAGIGI CACING

<u>Subskrip</u>	<u>Satuan</u>	<u>Keterangan</u>
1		Besaran untuk pinion
2		Besaran untuk gear
f		Besaran untuk lingkaran akar
m		Besaran untuk harga rata-rata
n		Besaran untuk arah normal
o		Besaran untuk lingkaran pitch
s		Besaran untuk arah transversal
F		Batas beban untuk permukaan gigi
T		Batas beban untuk temperatur

<u>Notasi</u>	<u>Satuan</u>	<u>Keterangan</u>
a	mm	Jarak poros terpasang
b	mm	Lebar gigi
\hat{b}	mm	Panjang busur gigi
d	mm	Diameter
d_{m1}, d_{m2}	mm	Diameter rata-rata dari pinion dan gear

d_{o1}, d_{o2}	mm	Diameter pitch dari pinion dan gear
f_1, f_2, f_3, \dots		Koefisien
f_h		Koefisien umur rodagigi
$f_w, f_z, f_m,$		Koefisien
h_E	jam	Waktu pemakaian
H	mm	Pich, kisar
i		Reduksi kecepatan / putaran
k_{grenz}, k_o	kgf/mm ²	Kekuatan permukaan
k	kgf/mm ²	Tegangan permukaan
L_h	Jam	Umur (dalam jam)
m, m_n	mm	Modul pada lingkaran pitch
M_1	kgf.m	Torsi nominal pinion
N_1	HP	Daya nominal pinion
N_{F1}, N_{F2}	HP	Kapasitas ketahanan permukaan pinion dan gear
N_K, N_{KL}	HP	Kapasitas pendinginan
N_{T1}, N_{T2}	HP	Kapasitas ketahanan temperatur pinion dan gear
N_v, N_{vz}	HP	Kerugian daya
N_o	HP	Daya gesek tanpa ada pembebanan
N_p	HP	Kerugian daya di bantalan
n_1	rpm	Putaran nominal pinion
S_B, S_G, S_F		Faktor keamanan
t_L	°C	Temperatur udara luar
t_w	°C	Temperatur luar casing/rumah
t_u	°C	Perbedaan temperatur
v	m/s	Kecepatan tangensial
v_F	m/s	Kecepatan luncur antar gigi
V, V_{50}	cSt	Viskositas, pada 50°C
x_1, x_2		Faktor korigasi (berdasar nilai modul)
$y_z, y_w,$		Koefisien
z_1, z_2		Jumlah gigi arah transversal
z_F, z_{m2}		Faktor profil gigi
α		Sudut tekan
β		Sudut heliks
β_1, β_2		Sudut heliks worm dan gear
$\gamma, \gamma_o, \gamma_m$		Lead angle
δ_A		Sudut interseksi
η		Efisiensi total
η_z		Efisiensi kontak gigi
μ		Koefisien gesek gigi
μ_o		Koefisien gesek gigi minimum
ρ		Sudut gesek gigi

B. ALUR PERANCANGAN RODAGIGI CACING

Keterangan untuk subskrip adalah sbb :

1 = pinion

- 2 = gear
n = arah normal

A. ESTIMASI DIMENSI UTAMA

1. Jika jarak antar poros (a) dan rasio reduksi (i) diketahui
 - a. Menentukan jumlah gigi z_1 dan z_2 dari tabel 24/2
 - b. Menghitung $z_{m2} = z_2 + 2x_2$. Nilai $2x_2$ dari tabel 24/2 (tergantung jenis roda gigi cacing, E-worm atau H-worm)
 - c. Menghitung diameter minor worm, $d_{f1} = 0,6a^{0,85}$
 - d. Menghitung modul m, yaitu :

$$m = \frac{d_{m2}}{z_{m2}} \approx \frac{2a - d_{f1}}{z_{m2} + 2,4}$$

- e. Menghitung diameter rata-rata d_{m1} dan diameter kepala d_{k1} dari worm
 $d_{m1} \approx d_{f1} + 2,4m$ dan $d_{k1} = d_{m1} + 2m$
- f. Memeriksa harga faktor gigi z_F dan nilai tangen sudut kisar $\tan \gamma_m$
Syarat yang harus dipenuhi adalah $z_F = d_{m1}/m \geq 6$; $\tan \gamma_m = z_1/z_F \leq 1$
- g. Menghitung data dan dimensi gear/wheel

$$d_{m2} = 2a - d_{m1} \quad ; \quad d_{f2} \approx d_{m1} - 2,4m$$

$$d_{k2} = d_{m2} + 2m \quad ; \quad d_{a2} \approx d_{m2} + 3m$$

Dimana d_{a2} adalah diameter luar wheel.

$$d_{o2} = z_2 m \quad ; \quad d_{o1} = 2a - d_{o2}$$

- h. Lebar gigi worm, $b_1 \approx 2,5m\sqrt{z_{m2} + 2}$
- i. Lebar gigi wheel, b_2
Dengan $b_{m2} \approx 0,45(d_{m1} + 6m) = 0,45m(z_F + 6)$, maka :
Untuk material perunggu, $b_2 = b_{m2}$
Untuk material paduan aluminium, $b_2 = b_{m2} + 1,8 m$
- j. Menentukan parameter lain dari pasangan rodagigi cacing, yaitu :
 - * Pitch, $H = \pi m z_1$
 - * Sudut kisar rata-rata, $\gamma_m = \arctan (z_1/z_F) = \arctan (mz_1/d_{m1})$
 - * Sudut kisar, $\gamma_o = \arctan (mz_1/d_{o1})$
 - * Modul normal, $m_n = m \cos \gamma_o$
 - * Sudut heliks wheel, $\beta_1 = 90^\circ - \gamma$

2. Jika data worm diketahui, yaitu d_{m1} , z_1 , m dan rasio reduksi i

- a. Menentukan jumlah gigi z_2 , $2x_2$ dan z_{m2} dari tabel 24/2
- b. Menghitung diameter wheel d_{m2} dan jarak antar poros a

$$d_{m2} = z_{m2} m \quad ; \quad a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2}$$

- c. Memeriksa harga faktor gigi z_F dan nilai tangen sudut kisar $\tan \gamma_m$
Syarat yang harus dipenuhi adalah $z_F = d_{m1}/m \geq 6$; $\tan \gamma_m = z_1/z_F \leq 1$
- d. Menentukan parameter lain dari pasangan rodagigi cacing, yaitu :
 - * Pitch, $H = \pi m z_1$
 - * Sudut kisar rata-rata, $\gamma_m = \arctan (mz_1/d_{m1})$
 - * Sudut kisar, $\gamma_o = \arctan (mz_1/d_{o1})$

- * Modul normal, $m_n = m \cos \gamma_o$
- * Sudut heliks wheel, $\beta_1 = 90^\circ - \gamma$
- * Menghitung diameter kepala d_{k1} dari worm
 $d_{k1} = d_{m1} + 2m$
- * Menghitung diameter kepala d_{k2} dari wheel
 $d_{k2} = d_{m2} + 2m$; $d_{a2} \approx d_{m2} + 3m$
 Dimana d_{a2} adalah diameter luar wheel.
 $d_{o2} = z_2m$; $d_{o1} = 2a - d_{o2}$
- * Lebar gigi worm, $b_1 \approx 2,5m\sqrt{z_{m2} + 2}$
- * Lebar gigi wheel, b_2
 Dengan $b_{m2} \approx 0,45(d_{m1} + 6m) = 0,45m(z_F + 6)$, maka :
 Untuk material perunggu, $b_2 = b_{m2}$
 Untuk material paduan aluminium, $b_2 = b_{m2} + 1,8 m$

3. Jika data operasional yang diketahui (N_2 , n_1 dan n_2)

- a. Membaca data dari gambar 24/21 s/d 24/24
- b. Dengan data berupa jenis rodagigi cacing (H-worm atau E-worm), putaran pinion n_1 , dan rasio reduksi $i = n_2/n_1$, maka dapat ditentukan jarak antar poros (a) dan kapasitas worm terhadap ketahanan temperatur N_{IT} dan ketahanan permukaan gigi N_{IF} .
- c. Menentukan diameter worm d_{m1} dan wheel d_{m2} dari kedua persamaan berikut :

$$a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} \quad \text{dan} \quad i = d_{m2}/d_{m1}$$

- d. Menentukan jumlah gigi z_1 , z_2 dan z_{m2} dari tabel 24/2
- e. Mencari nilai modul, $m = d_{m1}/z_1 = d_{m2}/z_2$
- f. Menentukan parameter lain dari pasangan rodagigi cacing, yaitu :

- * Pitch, $H = \pi m z_1$
- * Sudut kisar rata-rata, $\gamma_m = \arctan (mz_1/d_{m1})$
- * Sudut kisar, $\gamma_o = \arctan (mz_1/d_{o1})$
- * Modul normal, $m_n = m \cos \gamma_o$
- * Sudut heliks wheel, $\beta_1 = 90^\circ - \gamma$
- * Menghitung diameter kepala d_{k1} dari worm
 $d_{k1} = d_{m1} + 2m$
- * Menghitung diameter kepala d_{k2} dari wheel
 $d_{k2} = d_{m2} + 2m$; $d_{a2} \approx d_{m2} + 3m$
 Dimana d_{a2} adalah diameter luar wheel.
 $d_{o2} = z_2m$; $d_{o1} = 2a - d_{o2}$
- * Lebar gigi worm, $b_1 \approx 2,5m\sqrt{z_{m2} + 2}$
- * Lebar gigi wheel, b_2
 Dengan $b_{m2} \approx 0,45(d_{m1} + 6m) = 0,45m(z_F + 6)$, maka :
 Untuk material perunggu, $b_2 = b_{m2}$
 Untuk material paduan aluminium, $b_2 = b_{m2} + 1,8 m$

B. PEMILIHAN SERI RODAGIGI CACING

Secara umum ada involute worm (E-worm), globoid worm (G-worm) dan follow flank worm (H-worm). Data pemilihan untuk worm gear diberikan oleh tabel 24/12, 24/13 dan gambar 24/21 s/d gambar 24/24. Dari beban operasional yang ada dari tabel dan gambar tersebut, sebaiknya dipilih jenis worm yang punya kapasitas ketahanan temperatur N_T dan ketahanan permukaan N_F yang baik.

C. EFISIENSI DAN KERUGIAN DAYA

Dengan N_1 adalah daya di worm, N_2 adalah daya di wheel dan N_v adalah daya yang hilang, maka efisiensi ditentukan dengan rumus berikut :

1. Jika worm sebagai penggerak,

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{N_2}{N_2 + N_v}$$

2. Jika wheel sebagai penggerak,

$$\eta' = \frac{N_1}{N_2} = \frac{N_2 - N_v}{N_2} \approx 2 - \frac{1}{\eta}$$

3. Mencari harga daya yang hilang N_v diberikan dengan rumus berikut :

$$\frac{N_v}{N_2} \approx \left(\tan \gamma_m + \frac{1}{\tan \gamma_m} \right) y_2 \left(y_3 + \sqrt{\frac{100}{a}} \right) \quad \text{untuk E-worm}$$

$$\frac{N_v}{N_2} \approx \left(\frac{1}{\tan \gamma_m} \right)^{0,96} y_2 \left(y_3 + \sqrt{\frac{100}{a}} \right) \quad \text{untuk H-worm}$$

Dimana harga y_2 dan y_3 didapat dari tabel 24/11.

4. Kehilangan daya N_v ini disebabkan oleh gesekan pada kontak gigi N_{vz} , gesekan bantalan dan pelumas N_o dan beban gesek bantalan N_p , sehingga :

$$N_v = N_{vz} + N_o + N_p$$

$$\text{dimana} \quad N_{vz} = N_2 \mu_z \left(\frac{1}{\tan \gamma_m} + \tan \gamma_m \right)$$

$$N_o \approx \left(\frac{a}{100} \right)^{2,5} \frac{V + 90}{1,8 \cdot 1000} \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{4/3}$$

$$N_p \approx 0,228 N_2 \left(\frac{a}{100} \right)^{0,44} \frac{i}{d_{m2}}$$

$$\text{Catatan} \quad : \mu_z \approx \mu_o + \frac{\mu_A - \mu_o}{(1 + v_F)^e} \quad \text{dengan} \quad \mu_o \approx y_z \frac{y_w}{\sqrt{a}} ; \mu_A \approx 0,1 ; e \approx \sqrt{\frac{7,2}{100 \mu_o}}$$

Dimana y_z dari tabel 24/4 dan y_w dari tabel 24/5.

D. MEMERIKSA KAPASITAS KEKUATAN PERMUKAAN GIGI (N_{1F} DAN N_{2F})

Langkah-langkah yang ditempuh untuk memeriksa kekuatan permukaan gigi (*Safety Flank*) adalah sbb :

1. Menghitung gaya tangensial wheel U_2

$$U_2 = 1,43 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_2}{d_{m2} n_2}$$

2. Menentukan koefisien f_m , yaitu :

$$f_m = \sqrt{\frac{10}{z_F}}$$

3. Menentukan koefisien sistem gigi gear f_z berdasar tabel 24/4

4. Menghitung faktor k , yaitu :

$$k = \frac{U_2}{f_m f_z b_{m2} d_{m2}}$$

5. Memilih data kekuatan material k_o dari tabel 24/5

6. Menghitung kecepatan luncur rata-rata v_F yaitu :

$$v_F = \frac{v_1}{\cos \gamma_m} \text{ dengan } v_1 = d_{m1} \frac{n_1}{19100}$$

7. Mencari koefisien kecepatan f_n dari tabel 24/8 dengan rumus, $f_n = \frac{2}{2 + v_F^{0,85}}$

8. Koefisien umur f_h yang harganya dari tabel 24/3. Nilai f_h tergantung pada umur worm gear yang diinginkan / dirancang.

9. Koefisien beban bolak balik f_w , untuk beban konstan $f_w = 1$ dan untuk beban dinamis nilai $f_w > 1$ (tergantung karakteristik beban dinamisnya), yaitu :

$$f_w = \left(\frac{h + h_1 + h_2 + \dots}{h + f_1 h_1 + f_2 h_2 + \dots} \right)^{1/3} \quad \text{dan} \quad f_n = \frac{f_n' h' + f_n'' h'' + \dots}{h' + h'' + \dots}$$

Dimana untuk perubahan beban :

h adalah lama perioda saat gaya U_2 muncul

h_1 adalah lama perioda saat gaya $f_1 U_2$ muncul

h_2 adalah lama perioda saat gaya $f_2 U_2$ muncul, dst

dan untuk perubahan putaran n_2 akan menghasilkan perubahan nilai v_F (point f) :

h' adalah lama perioda saat n_2' muncul, sehingga dapat dicari v_F'

h'' adalah lama perioda saat n_2'' muncul, sehingga dapat dicari v_F''

h''' adalah lama perioda saat n_2''' muncul, sehingga dapat dicari v_F''' , dst

dan harga untuk f_n' ; f_n'' ; f_n''' dapat dicari dengan rumus dari point g diatas.

10. Menghitung faktor k_{grenz} yaitu :

$$k_{grenz} = k_o f_n f_h f_w \leq k_o$$

11. Menghitung nilai keamanan permukaan worm / wheel S_F :

$$S_F = \frac{k_{grenz}}{k} \geq 1$$

12. Batas kapasitas kekuatan permukaan gigi dari wheel N_{2F} adalah :

$$N_{2F} = 0,7 \frac{k_{grenz}}{S_F} f_m f_z \frac{b_{m2}}{100} \left(\frac{d_{m2}}{100} \right)^2 n_2$$

13. Efisiensi rodagigi cacing berdasar kekuatan permukaan η

$$\eta = \frac{N_{2F}}{N_{1F}} = \frac{N_{2F}}{N_{2F} + N_v}$$

dimana harga N_v dicari dari persamaan point C.3. dengan $N_2 = N_{2F}$.

14. Jika kapasitas yang dihasilkan belum sesuai yang direncanakan, maka dilakukan perancangan ulang mulai dari estimasi awal dimensi (point A).

E. MEMERIKSA KAPASITAS KETAHANAN TEMPERATUR (N_{T1} DAN N_{T2})

1. Menghitung beda temperatur antara casing dengan udara luar t_u , yaitu :

$t_u = t_w - t_L$, dimana t_w adalah temperatur luar casing dari pasangan worm/wheel dan t_L adalah temperatur udara luar

2. Menentukan nilai y_B yaitu :

$$y_B \approx 0,355 \quad \text{untuk gear dengan air vanes}$$

$$y_B \approx 0,14 \quad \text{untuk gear tanpa air vanes}$$

3. Menghitung nilai y_K yaitu :

$$y_K = 1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55}$$

4. Menghitung nilai F_K dan α_K yaitu :

$$F_K \alpha_K \approx 5,52 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,8} y_K$$

Jika pendinginan dilakukan dengan angin seperti halnya pada kendaraan yang sedang berjalan, maka nilai F_K dan α_K :

$$\alpha_K \approx 17,7(1 + 0,1v_L) \quad \text{dan} \quad F_K \approx 0,20 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85}$$

5. Kapasitas pendinginan N_k adalah sama dengan daya yang hilang N_v (point C.3).

Nilai N_k untuk pendinginan di udara adalah (N_{KL}) :

* Untuk beban konstan (untuk beban dinamis nilainya dirata-ratakan)

$$N_v = N_k = N_{KL} = t_u F_K \frac{\alpha_K}{632}$$

* Untuk beban dengan durasi yang pendek (short time) selama h_E :

$$N_v \leq y_1 N_{KL}$$

Dimana y_1 didapat dari tabel 24/9 dengan referensi waktu h_a dengan y_{k0} adalah harga y_k saat $n_1 = 1000$ rpm (point c).

6. Kapasitas ketahanan temperatur untuk wheel N_{2T} dan worm N_{1T} dicari dengan membuat $N_v = N_k$ dan mengambil persamaan di point C.3., yaitu :

$$N_{2T} = N_2 = \frac{N_K}{\left(\tan \gamma_m + \frac{1}{\tan \gamma_m} \right) y_2 \left(y_3 + \sqrt{\frac{100}{a}} \right)} \quad \text{untuk E-worm}$$

$$N_{2T} = N_2 = \frac{N_K}{\left(\frac{1}{\tan \gamma_m}\right)^{0,96} y_2 \left(y_3 + \sqrt{\frac{100}{a}}\right)} \quad \text{untuk H-worm}$$

$$\text{dan } N_{1T} = N_{2T} + N_K$$

7. Efisiensi worm gear berdasar ketahanan temperatur :

$$\eta = \frac{N_{2T}}{N_{1T}} = \frac{N_{2T}}{N_{2T} + N_K}$$

8. Jika kapasitas yang dihasilkan belum sesuai yang direncanakan, maka dilakukan perancangan ulang mulai dari estimasi awal dimensi (point A).

F. MEMERIKSA KEAMANAN TERHADAP PATAH GIGI S_B

Angka kermanan terhadap patah gigi adalah :

$$S_B = \frac{C_{grenz}}{C_{max}} \geq 1 \quad ; \quad \text{dengan } C_{grenz} \text{ didapat dari tabel 24/6 dan } C_{max} = \frac{U_{2max}}{m_n \pi b_2}$$

Dimana $\hat{b} \approx 1,1b_2$ (untuk wheel dari perunggu)

$\hat{b} \approx 1,1b_2 + 1,8m$ (untuk wheel dari paduan aluminium)

6.2.2. Latihan

Contoh soal

Perkirakan dimensi rodagigi cacing tipe E dengan jarak antar poros $a = 200$ mm, rasio reduksi $i = 10$ dengan mengambil nilai $z_1 = 3$ dan $z_{m2} = 30$.

Jawab :

Dipilih $d_{f1} \approx 0,6 \cdot a^{0,85} \approx 54$ mm. Nilai modul $m \approx \frac{2a - d_{f1}}{z_{m2} + 2,4} = \frac{346}{32,4} \approx 10,7$ mm

Dipilih $m = 11$ mm, $d_{m1} \approx d_{f1} + 2,4m = 80,4$ mm, dipilih $d_{m1} = 80$ mm

Maka $d_{k1} = d_{m1} + 2m = 102$ mm.

Diperiksa : $z_F = \frac{d_{m1}}{m} = 7,28 > 6$

$$tg \gamma_m = \frac{z_1}{z_F} = 0,412 < 1, \text{ berarti bisa dipakai.}$$

Didapat : $d_{m2} = 2a - d_{m1} = 320$ mm

$$d_{f2} \approx d_{m2} - 2,4m = 293,6 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = d_{m2} + 2m = 342 \text{ mm}$$

$$d_{a2} \approx d_{m2} + 3m = 353 \text{ mm}$$

$$z_{m2} = \frac{d_{m2}}{m} = 29,1 \text{ dan dipilih } z_2 \approx z_{m2} ; z_2 = 29.$$

Didalam proses manufaktur untuk gear perlu ada pergeseran sebesar x_2 m untuk mencapai jarak aksial sebesar $a = 200$ mm.

$$x_2 = \frac{z_{m2} - z_2}{2} = 0,05 \text{ (menurut tabel 24/2 diperbolehkan).}$$

$$d_{01} = d_{m1} + 2x_2 m = 81,1 \text{ mm}$$

$$d_{02} = d_{m2} - 2x_2 m = 318,9 \text{ mm}$$

6.2.3. Rangkuman

Perancangan rodagigi cacing diawali dengan tersedianya data-data untuk perancangan seperti daya yang ada, putaran rodagigi dan rasio reduksi. Perancangan diakhiri dengan memeriksa hasil analisis, apakah angka keamanan dan keandalan rodagigi sesuai dengan diharapkan oleh si perancang. Jika angka keamanan dan keandalan yang dihasilkan sesuai keinginan perancang maka rodagigi hasil perancangan merupakan hasil final. Dalam perancangan ini ada perhitungan efisiensi daya, karena untuk bekerjanya rodagigi cacing ini ada gesekan antar pasangan gigi.

6.3. Penutup

Soal latihan

Data worm gear seperti contoh soal diatas dengan konstruksi pinion (worm) dalam posisi berbaring dibawah (mendatar). Kecepatan penggerak $n_1 = 700$ rpm, jumlah siklus kerja per hari sekitar 20 kali, untuk satu menit beban penuh, satu menit beban sedang dan satu menit kondisi berhenti. Umurnya diharapkan selama 10 tahun untuk 300 hari kerja per tahun dan 8 jam kerja per hari. Perkirakan kapasitas N_{IF} dan N_{IT} untuk E-worm. Untuk perbandingan hitunglah untuk H-worm.

(Jawaban : Untuk E-worm, kira-kira $N_{IF} = 47,7$ HP ; $N_{IT} = 42,6$ HP. Untuk H-worm, kira-kira $N_{IF} = 73,3$ HP ; $N_{IT} = 75,2$ HP).

Daftar Pustaka

1. Niemann, G., *Machine Elements Design and Calculation in Mechanical Engineering*, Volume II, Springer-Verlag, 1978.
2. Shigley, E.J, and Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 5th., Ed., Mc Graw-Hill International , 1989

LAMPIRAN-LAMPIRAN

Berisi Data berupa Tabel dan Grafik untuk Perancangan Rodagigi

Table 22/11. Guidance for B_{zul} [kgf/mm²] for spur and helical gears with $\alpha_{bn} \approx 20^\circ$

for $S_G \geq 1$:	$B_{zul} = B_0$	$B_0 = \frac{0,35 k_D i}{\sqrt{\cos^3 \beta_0 C_S S_G} (i + 1)}$
for $S_G < 1$:	$B_{zul} = B_0$ to $3B_0$ with substitution of $S_G = 1$	
k_D from Table 22/26	C_S from Table 22/18	S_G from Table 22/13

Table 22/12. Guidance on lubrication and gear quality, tooth errors f_e and f_R

Peripheral velocity v [m/sec]	Lubrication	Tooth surfaces	Quality DIN 3962	Factors		Surface roughness R_a [μ m]
				g_L	g_R g_Q	
0 ... 0,8	Grease application	cast	12	16	4	
		coarsely cut out	11	10	3,2	
			10	6,3	2,6	
0,8 ... 4	Grease or splash lubrication	finish machined	9	4	2,0	6 ... 9
		coarse ground	8	2,8	1,6	
4 ... 12	Splash lubrication	fine finished	7	2	1,3	3 ... 5
		shaved	6	1,4	1,0	2 ... 3
12 ... 60	Spray lubrication	fine ground	5	1	0,8	1,5 ... 2
		master gear	4	0,7	0,64	

*The surface roughness is not specified in DIN 3962 even though it has a great effect on the surface load capacity (see the footnote referred to at the end of item (u) "pitting" in section 21.5.2). For the combination of tooth surfaces 1 and 2, $R_t = 0.5 (R_{t1} + R_{t2})$.

Note: Base pitch error from DIN 3961: $f_e \leq g_e (3 + 0.3 m + 0.2 \sqrt{d_0})$ [μ]; tooth-directional error as per the suggestion of FZG: $f_R \leq g_R \sqrt{b}$ [μ]; b = face width [mm]. Effective tooth-directional error (after good running-in): $f_{Rw} \approx 0.75 f_R + g_R u C_S$ with $g_R = 0$ for straddle mounted spur and helical gears, = 0.3 for overhanging spur and helical gears, = 1.2 for overhanging bevel gears without crowning of the tooth surfaces, = 0.6 with crowning, = 0.3 with crowning and straddle mounting of the bevel pinion.

Table 22/13. Guidance on the necessary safety factor

Factor of safety against	Long life gearing	Finite life gearing
Tooth breakage $S_B \geq$	1,8 ... 4	1,5 ... 2
Pitting S_G	1,3 ... 2,5	0,4 ... 1
Scoring S_F	3 ... 5	3 ... 5

Table 22/14. Guidance on full-load life L_h

Finite life gearing	L_h [hours]		
	Passenger vehicles	Goods vehicles	Tractors
Machine tools	100 ... ∞		
<i>Lifting equipment:</i>			
Hand winches, electric hoists	10 ... 80		
Piece goods winches	40 ... 200		
Grab winches	320 ... ∞		
<i>Automobiles:</i>			
First and reverse gears	10 ... 40	40 ... 200	200 ... ∞
Higher gears	∞	∞	∞

Table 22/15. Module series

DIN 780 m_n mm		Diametral-Pitch ¹			Circular-Pitch ¹		
		D_p 1/inch	m_n mm	t_n mm	C_p inch	m_n mm	t_n mm
0,3 (0,35) 0,4 (0,45)	6,5	28	0,9071	2,8499	$\frac{1}{16}$	0,5053	1,5875
	7	26	0,9769	3,0691	$\frac{1}{8}$	1,0106	3,1750
	8	24	1,0583	3,3249	$\frac{3}{16}$	1,5160	4,7625
	9	22	1,1545	3,6271	$\frac{1}{4}$	2,0213	6,3500
0,5 (0,55) 0,6 (0,65)	10	20	1,2700	3,9898	$\frac{5}{16}$	2,5266	7,9375
	11	18	1,4111	4,4331	$\frac{3}{8}$	3,0319	9,5250
	12	16	1,5875	4,9873	$\frac{7}{16}$	3,5372	11,1125
	13	14	1,8143	5,6997	$\frac{1}{2}$	4,0425	12,7000
0,7 0,8 0,9 1,0	14	12	2,1167	6,6497	$\frac{9}{16}$	4,5479	14,2875
	15	11	2,3091	7,2542	$\frac{5}{8}$	5,0532	15,8750
	16	10	2,5400	7,9796	$\frac{11}{16}$	5,5585	17,4625
	18	9	2,8222	8,8663	$\frac{3}{4}$	6,0638	19,0500
1,25 1,5 1,75 2,0	20	8	3,1750	9,9746	$\frac{13}{16}$	6,5691	20,6375
	22	7	3,6286	11,3995	$\frac{7}{8}$	7,0744	22,2250
	24	6	4,2333	13,2994	$\frac{15}{16}$	7,5798	23,8125
	27	5	5,0800	15,9593	1	8,0851	25,4000
2,25 2,5 2,75 3,00	30	4	6,3500	19,9491	$\frac{11}{16}$	8,5904	26,9875
	33	$3\frac{1}{2}$	7,2571	22,7988	$\frac{11}{8}$	9,0957	28,5750
	36	3	8,4667	26,5988	$\frac{13}{16}$	9,6010	30,1625
	39	$2\frac{3}{4}$	9,2364	29,0169	$\frac{11}{4}$	10,1063	31,7500
3,25 3,5 3,75 4,0	42	$2\frac{1}{2}$	10,1600	31,9186	$\frac{15}{16}$	10,6117	33,3375
	45	$2\frac{1}{4}$	11,2889	35,4652	$\frac{11}{8}$	11,1170	34,9250
	50	2	12,7000	39,8982	$\frac{17}{16}$	11,6223	36,5125
	55	$1\frac{3}{4}$	14,5143	45,5980	$\frac{11}{2}$	12,1276	38,1000
4,5 5 5,5 6	60	$1\frac{1}{2}$	16,9333	53,1976	$\frac{15}{8}$	13,1382	41,2750
	65	$1\frac{1}{4}$	20,3200	63,8372	$\frac{13}{4}$	14,1489	44,4500
	70	1	25,4000	79,7965	$\frac{17}{8}$	15,1595	47,6250
	75				2	16,1701	50,8000

¹ $m_n = 25,4/D_p = 25,4 C_p/\pi$; $t_n = 25,4 \pi/D_p = 25,4 C_p$; ($\pi = 3,141593$; $1'' = 25,4$ mm, DIN 4890).

Table 22/16. Minimum number of teeth z_n in the normal section

For 20° standard teeth: $z_{1n} + z_{2n} \geq 24$
 $z_n \geq 12$ for very low velocity; $z_n \geq 14$ for medium velocity; $z_n \geq 18$ for large velocity
 For 20° teeth (at medium velocity)

$z_n \geq$ For $x =$	z_n limited by undercutting														limited by pointed tooth						
	-1	28,3	26,9	25,5	24	22,6	21,2	19,8	18,5	17	15,6	14,3	12,8	11,4	10	8,6	7,2	8,8	10,4	12,2	14,1

Table 22/17. Minimum values¹ of m_n , d_{b1} and s_{Rest} (=thickness of the uncut portion of the gear rim)

- $m_n \geq b/10$ Clean-cast teeth
- $m_n \geq b/15$ cut teeth, gearing supported on steel structure or overhanging pinion
- $m_n \geq b/25$ accurately cut, well supported in gear boxes
- $m_n \geq b/30$ accurately cut, accurately parallel and rigid support
- $m_n \geq b/50$ accurately cut, $b/d_{b1} \leq 1$, accurately parallel and rigid support
- $b/d_{b1} \geq 0,7$ overhanging pinion
- $b/d_{b1} \geq 1,2$ rigid straddle mounting of the pinion shaft
- $s_{Rest} \geq 2 m_n$

¹For double-helical gears, b is the face width for one helix.

Table 22/18. Guidance for the selection of the shock factor C_S ¹

Driven machine	Driving machine		
	Electric motor	Turbine, multi-cylinder engine	Single cylinder engine
Generators, feeding mechanisms, belt conveyors, light hoists, turbo-blowers and compressors, agitators and mixers for uniform density	1,1	1,25	1,5
Main drives of machine tools, heavy hoists, crane rotary drives, mine ventilators, agitators and mixers for non-uniform density, multicylinder piston pumps, distribution pumps	1,25	1,5	1,75 ✓
Presses, shears, dough mills, rolling mills and steel works machinery, power showels, heavy centrifuges, heavy distribution pumps	1,75	2,0	2,25

¹ $C_S = M_{actual}/M_1$, where M_{actual} is the repeatedly applied maximum external torque and M_1 is the nominal torque of the calculation. If the starting torque M_A is the deciding torque, $M_{actual} = M_A$ is to be calculated as in section 20.4.8.

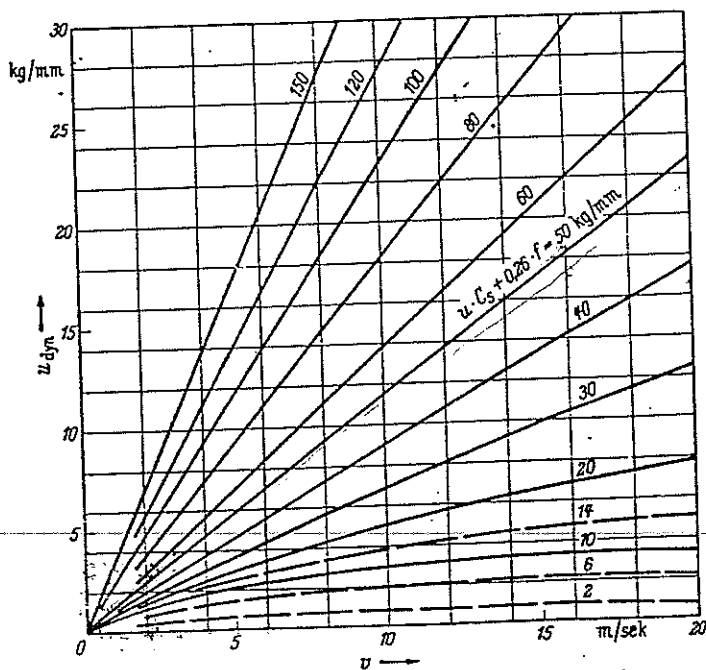


Fig. 22/37. Dynamic load factor C_D and u_{dyn}

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u C_S (t_{sp} + 1)} \leq 1 + \frac{0.3 u C_S + f}{u C_S (t_{sp} + 1)}; \quad u = U/b = B d_{s1}$$

f [μ] = largest of the tooth errors f_e, f_p, f_i .
 m/sec = m/sec; kg/mm = kgf/mm.

Table 22/19. Load distribution factor C_T for $T = C_\epsilon f_{Rw} b / (U C_S C_D)$, from section 22.2.4

$C_\epsilon \approx 1$ for the combination St/St; ≈ 0.74 for St/CI; ≈ 0.55 for CI/CI; f_{Rw} from Table 22/12;
 C_T (lin) for linear load distribution (use when C_T (par) is not ensured);
 C_T (par) for parabolic load distribution (after the best running-in under load).

T	=	0	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6	7
C_T (lin)	=	1,0	1,1	1,15	1,20	1,25	1,5	1,75	2,0	2,24	2,45	2,83	3,17	3,47	3,75
C_T (par)	=	1,0	1,05	1,075	1,10	1,125	1,25	1,41	1,63	1,82	2,0	2,31	2,59	2,83	3,05

Table 22/20. Determination of f_{Rw} and C_T for the operating peripheral force $U C_S C_D$ when the load carrying face width b' (at the rolling circle) is known from the "tooth contact marking" at the peripheral force U_p

Take from Table 22/20: T_p for $(b/b')^2$; $f_{Rw} = T_p U_p / (C_\epsilon b)$,
 Take from Table 22/19: C_T for $T = T_p U_p / (U C_S C_D)$.

T_p (lin) is valid for linear load distribution over b'
 T_p (par) is valid for parabolic load distribution over b' } $T_p = C_\epsilon f_{Rw} b / U_p$.

Example: For $(b/b')^2 = 3$; $U_p / (b C_\epsilon) = 4$ kgf/mm; $U / (b C_S C_D) = 16$, we obtain T_p (lin) = 6, $f_{Rw} = 24 \mu$; $T = 1.5$; C_T (lin) = 1.75.

$(b/b')^2$	=	1	1,2	1,3	1,4	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9
T_p (lin)	=	up to 2	2,4	2,6	2,8	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18
T_p (par)	=	up to 1,33	1,6	1,73	1,86	2	2,66	3,33	4	5,33	6,66	8	9,33	10,7	12

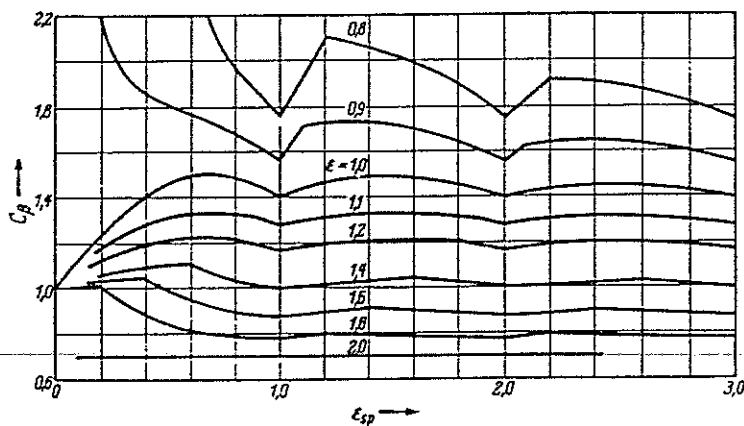


Fig. 22/38. Factor C_β for helical gears with $\alpha_{on} \approx 20^\circ$.

For $\beta = 0$, $C_\beta = 1$; for $\epsilon_{sp} = 1, 2, 3, \dots$, $C_\beta = 1.4/\epsilon$; for $\epsilon_{sp} \geq 1$,
 $C_\beta \approx 1.4/\epsilon$.

Table 22/21. Calculation quantities dependent on helix angle β_0 , for $\alpha_{0n} = 20^\circ$

β_0	$\cos^2 \beta_0$	$\frac{z_n}{z}$ eq. (22/57)
0°	1,000	1,000
1	0,9997	1,000
2	0,9989	1,002
3	0,9976	1,004
4	0,9957	1,007
5°	0,9933	1,011
6	0,9904	1,015
7	0,9869	1,021
8	0,9829	1,027
9	0,9784	1,035
10°	0,9734	1,043
11	0,9679	1,053
12	0,9618	1,063
13	0,9553	1,074
14	0,9483	1,087
15°	0,9408	1,100
16	0,9329	1,115
17	0,9245	1,131
18	0,9157	1,148
19	0,9064	1,167
20°	0,8967	1,187
21	0,8866	1,208
22	0,8761	1,231
23	0,8652	1,256
24	0,8539	1,282
25°	0,8423	1,310
26	0,8303	1,340
27	0,8180	1,372
28	0,8054	1,406
29	0,7925	1,443
30°	0,7792	1,482
31	0,7658	1,523
32	0,7520	1,568
33	0,7381	1,616
34	0,7239	1,666
35°	0,7095	1,721
36	0,6949	1,779
37	0,6802	1,841
38	0,6653	1,907
39	0,6503	1,979
40°	0,6352	2,055
41	0,6199	2,137
42	0,6046	2,226
43	0,5893	2,320
44	0,5739	2,422
45°	0,5585	2,532

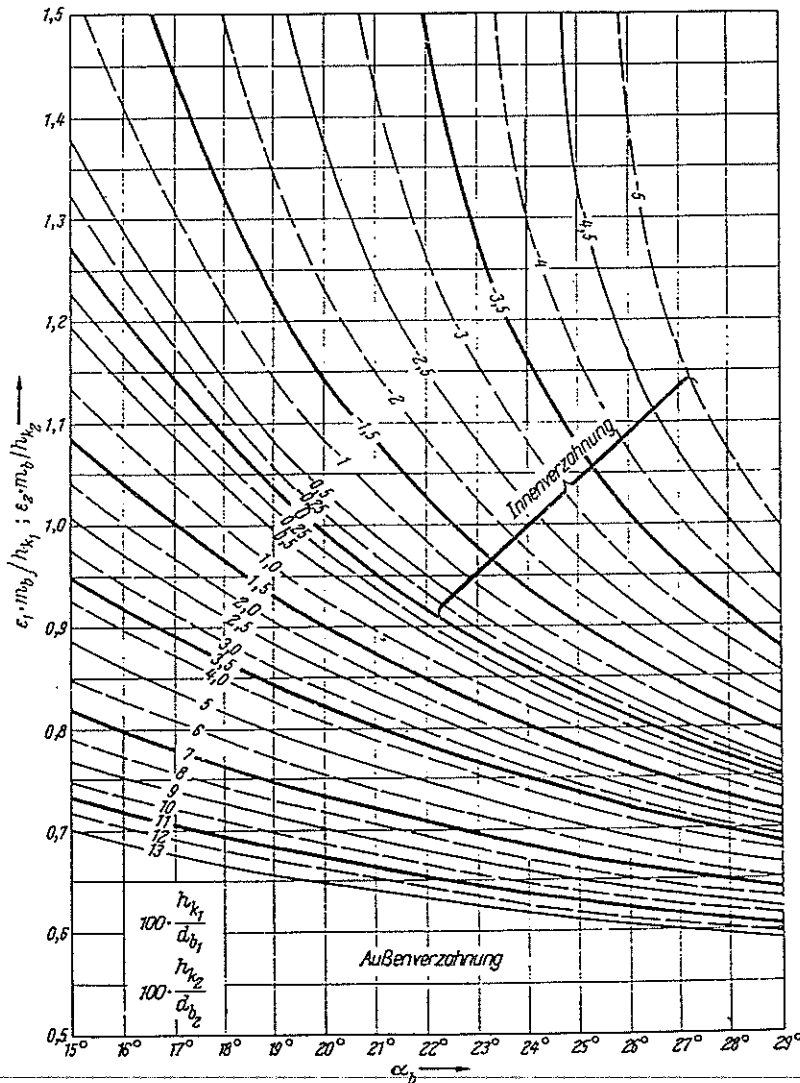


Fig. 22/39. Contact ratio $\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$ in transverse section and $\epsilon_n = \epsilon / \cos^2 \beta_0$ in normal section. ϵ_1 and ϵ_2 from the diagram with $m_b = d_b / z_1 = d_{b2} / z_2$ and $h_{k1} = 0.5 (d_{k1} - d_{b1})$ and $h_{k2} = 0.5 (d_{k2} - d_{b2})$.

$$\text{Equation for diagram: } \epsilon_1 \frac{m_b}{h_{k1}} = \frac{d_{b1} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_b)}{2\pi h_{k1}}$$

α_{k1} from $\cos \alpha_{k1} = (\cos \alpha_b) d_{b1} / d_{k1}$; α_b from $\sin \alpha_b = \sin \alpha_{0n} / \cos \beta_0$.
Innenverzahnung = internal teeth; Außenverzahnung = external teeth.

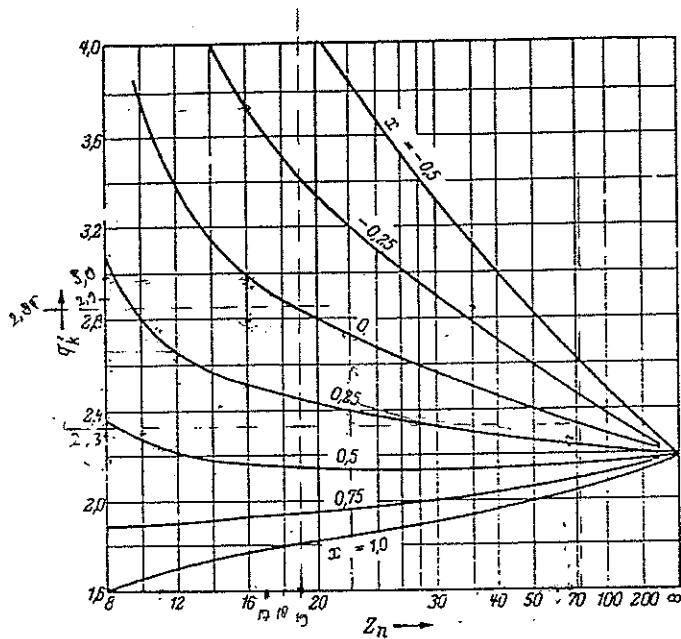


Fig. 22/40. Root factor q_k . Valid for force application at tip for $2.25 m_n$ whole depth; $\alpha_{on} = 20^\circ$; zero backlash; critical section at point of contact of 30° tangent; generation by rack with $0.38 m_n$ tip rounding and radial clearance $s_k = 0.25 m_n$.

Table 22/24.
Factor y_β
for $\alpha_{0n} = 20^\circ$

β_0	y_β eq. 22/72
0°	1,0
1	0,999
2	0,998
3	0,997
4	0,994
5°	0,990
6	0,986
7	0,981
8	0,976
9	0,969
10°	0,962
11	0,954
12	0,946
13	0,937
14	0,927
15°	0,916
16	0,905
17	0,894
18	0,882
19	0,869
20°	0,856
21	0,842
22	0,828
23	0,813
24	0,798
25°	0,783
26	0,767
27	0,751
28	0,735
29	0,718
30°	0,701
31	0,684
32	0,667
33	0,650
34	0,632
35°	0,615
36	0,597
37	0,579
38	0,562
39	0,544
40°	0,527
41	0,509
42	
43	
44	
45°	

Table 22/22. Factors q_c and y_c

Gear 1 is the driver:

$$q_{c1} = 1,4 / (\epsilon_n + 0,4)$$

$$q_{c2} = 1,4 / (\epsilon_w + 0,4)$$

$$y_c = 1 - \frac{2\pi}{z_{1n} \operatorname{tg} \alpha_{bn}} \left(1 - \epsilon_{1n} \frac{\epsilon_w}{\epsilon_n} \right) \leq 1$$

Gear 2 is the driver:

$$q_{c1} = 1,4 / (\epsilon_w + 0,4)$$

$$q_{c2} = 1,4 / (\epsilon_n + 0,4)$$

$$y_c = 1 - \frac{2\pi}{z_{1n} \operatorname{tg} \alpha_{bn}} (1 - \epsilon_{1n}) \leq 1$$

ϵ_n = Normal contact ratio from Fig. 22/39

$$\epsilon_w = 1 + (\epsilon_n - 1) \frac{m_n + v/4}{m_n + f/6} \leq 2$$

with v in [m/sec]; m_n in [mm] and f in [μ] = highest of the tooth errors f_d, f_p, f_i' .

Table 22/23.
Factor $y_{c\alpha}$

α_{0n}	$y_{c\alpha}$ eq. 22/72
10°	5,85
11	5,34
12	4,91
13	4,56
14	4,26
15°	4,00
16	3,77
17	3,58
18	3,40
19	3,25
20°	3,11
21	2,99
22	2,88
23	2,78
24	2,69
25°	2,61
26	2,54
27	2,47
28	2,41
29	2,36
30°	2,31
31	2,27
32	2,23
33	2,19
34	2,16
35°	2,13

Table 22/25. Material data** (conversion for other operating conditions is given in Tables 22/26, 27, Figs. 22/41, 42)

No.	Material		Test piece in the final condition		On the gear ¹				Surface Roughness R_t * μm	
	Type and Treatment	Designation	σ_B kgf/mm ²	σ_{Bw} kgf/mm ²	BHN (H_B)		Endurance strength			Static strength σ_{0B} kgf/mm ²
					Core	Surface	k_0 ²	σ_{01} ⁴		
1	Grey cast iron	GG 18	18	9	170		0,19	4,5	18	6,0
2		GG 26	26	12	210		0,33	6,0	26	
3	Malleable cast iron	ferritic	60	—	170		0,32	25	100	6,0
4		pearlitic	70... 75	—	250		0,64	25	140	
5	Cast steel	GS 52	52	21	150		0,21	15	47	4,5
6		GS 60	60	24	175		0,30	17,5	52	
8	Machine steel	St 50.11	50... 60	23...28	150		0,36	19	55	3,0
9		St 60.11	60... 70	28...33	180		0,52	21	65	
10		St 70.11	70... 85	33...40	208		0,70	24	80	
11	Quenched and tempered steel	C 22	50... 60	22...27	140		0,23	19,3	60	3,0
12		C 45	65... 80	30...34	185		0,40	23	80	
13		C 60	75... 90	34...41	210		0,51	25,6	90	
14		34 Cr 4	75... 90	36...44	260		0,80	30	90	
15		37 Mn Si 3	80... 95	38...46	260		0,70	31,5	95	
16		42 CrMo 4	95...110	46...54	300		0,80	31,5	110	
18	Case-carburized steel	C 15	50... 65	27	190	736	4,9	22	95	2...3
19		16 MnCr 5	80...110	—	270	650	5,0	42	140	
20		20 MnCr 5	100...130	—	360	650	5,0	47	160	
21		15 CrNi 6	90...120	—	310	650	5,0	44	160	
22		18 CrNi 8	120...145	—	400	650	5,0	47	170	
23	Flame or induction hardened steel	Ck 45	65... 80	—	220	595	4,3	31,5	140	3,0
24		37 MnSi 5	90...105	—	270	560	3,7	34	125	
25		53 MnSi 4	90...110	—	275	615	4,5	35	110	
27	Cyanided steel	41 Cr 4	140...180	—	460	595	4,3	32	190	3,0
28		37 MnSi 5	150...190	—	470	550	3,6	35	200	
29	Laminated, plastic	coarse	—	—	—	—	0,18	5,6	17	6,0
30		fine	—	—	—	—	0,23	5,6	17	4,0
31	S.G. iron	GGG 90	80... 90	—	300		1,8	22	140	3,0
32	Bath-nitrided steel	C 45	55 ÷ 60	—	450		1,8	31,8	110	
33	Bath-nitrided steel	42 CrMo 4	85 ÷ 90	—	660		2,7	58,0	150	
34	Gas-nitrided steel	31 CrMoV 9	70 ÷ 85	—	700		3,5	45,0	150	
35	Flame or induction hardened steel	42 CrMo 4	90 ÷ 110	—	275	615	4,5	35	110	

¹The test gears were mostly of the following dimensions: $m = 3$ mm; $z_1 = 27$, $z_2 = 34$, $b = 10$ mm; 20°-Standard teeth; $v \approx 8$ m/sec. Influences on load capacity are considered in sections 22.2.8 and 21.6.

²Up to 35% higher values if meshing with a case-hardened and fine-ground steel gear.

³For $v = 12$ m/sec and ground steel mating gear.

⁴Valid for fillet radius of curvature $r_f \geq 0.2$ m.

⁵Valid for case hardening beyond the root fillet; about 20% lower if through-hardened; $\sigma_0 < 25$ kgf/mm² if case-hardened on the tooth flank only.

⁶Corresponds to the currently used C -value = $U/bt = 0.8$ kgf/mm².

⁷For running with a mating steel gear of about the same hardness, oil of viscosity 100 cSt and surface roughness given in the table.

* For the combination of tooth surfaces 1 and 2, $R_t = 0.5 (R_{t1} + R_{t2})$; effect of R_t on k_0 is considered in the footnote referred to at the end of item (a), "pitting" in section 21.5.2.

** The materials 31 to 35 are newly included in the second reprint and materials 7, 17 and 26, which are very little used, are omitted.

Table 22/26. Surface strength k_D ¹ and full-load life L_h

$$k_D = y_G y_H y_S y_v k_0$$

with k_0 from Table 22/25, for the calculation of the safety factor S_G ,
with k_0 from Fig. 22/41, for prescribed life L_h .

Factor $y_G = 1$ for running of the material of Table 22/25 with steel

$y_G = 1.5$ for running with cast iron

$y_G = 0.5 + 2.1 \times 10^4 / (2 E_G)$ for running with a material of modulus of elasticity E_G

$y_H = (H/H_B)^2$ when the surface hardness H is different from the H_B of Table 22/25 and remains within 650; otherwise $y_H = 1$

y_S : function of oil viscosity ν at the operating temperature

ν [cSt]	6,3	21	37	68
y_S	0,7	0,75	0,8	0,9

ν	100	145	200	265	300
y_S	1,0	1,1	1,2	1,3	1,35

y_v : function of peripheral velocity v [m/sec]

$$y_v \approx 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2}$$

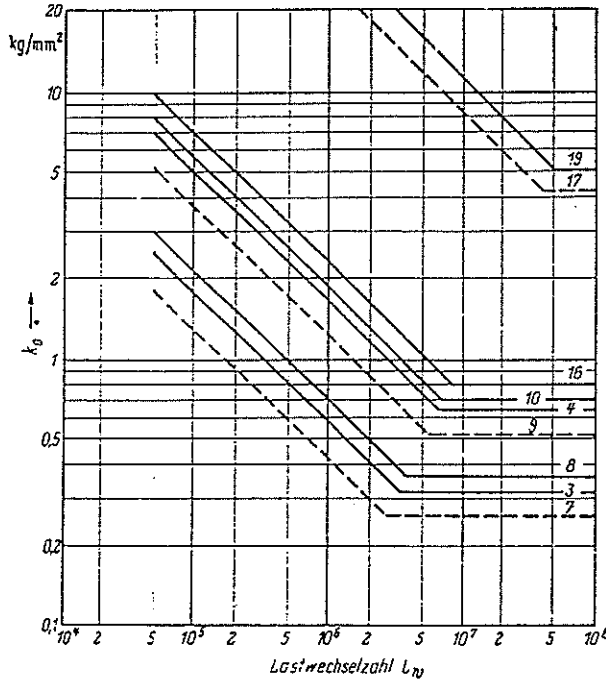


Fig. 22/41. Life curves for surface strength k_0 . Numbers on the curves are material numbers of Table 22/25. For other materials arrange curves to correspond to k_0 values of Table 22/25. Full-load life when $S_G < 1$,

$$L_h = \frac{L_w}{n \cdot 60} \approx \frac{167 \cdot 10^3 k_D}{n} S_G^2 \text{ [hr].}$$

Lastwechselzahl L_w = load cycles L_w ; $\text{kg/mm}^2 = \text{kgf/mm}^2$.

Table 22/27. Root strength σ_D ¹ and full-load life L_h

$\sigma_D = \sigma_0$ from Table 22/25, for the calculation of the safety factor S_B

$\sigma_D = \sigma_0$ from Fig. 22/42, for prescribed life L_h

$\sigma_D = \sigma_{aB}$ from Table 22/25, for the calculation of safety against sudden failure

$\sigma_D = 0.7 \sigma_0$ for idler gears (reversed loading)

$\sigma_D = \sigma_0 / f_k$, when the tooth fillet radius of curvature $r_f < 0.2 m$, f_k from Fig. 22/22.

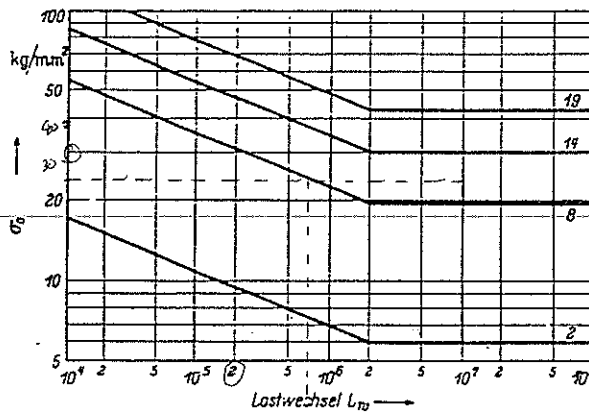


Fig. 22/42. Life curves for root strength σ_0 . Numbers on the curves are material numbers of Table 22/25. For other materials, arrange curves to correspond to σ_0 values of Table 22/25. Full-load life when $S_B < 1$,

$$L_h = \frac{L_w}{n \cdot 60} \approx \frac{33 \cdot 10^3}{n} S_B^5 \text{ [hr]}$$

Lastwechsel L_w = load cycles L_w ; $\text{kg/mm}^2 = \text{kgf/mm}^2$.

¹Limit value for the static plus dynamic stress for the surface roughness of Table 22/25. Effect of surface roughness and lubrication on k_D is dealt with in section 21.5.2. item (a) "pitting".

Table 22/28. Guidance on oil viscosity V_{50} (cSt at 50 °C) for enclosed drives with 45 to 90 °C oil temperature

$$V_{50} = 100/v^{0,4} \text{ to } 200/v^{0,4}$$

v [m/sec] =	0,25	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40	63
V_{50} from	175	145	120	100	83	69	57	47	39	32	27	22	18
V_{50} to	350	290	240	200	166	138	114	94	78	64	54	44	36

Table 22/29. M_{Test} -values for common gear oils

Gears for	SAE grade ¹ or V_{50} (cSt)	M_{Test} [m kgf] for mineral oils		
		straight	mild additive	extreme pressure additive
Automobiles	SAE 80 ... 90	—	30,8 ... 54,5	46,1 ... over 54,5
Industry	40 ... 120 cSt	6,0 ... 17,4	17,4 ... 39,3	46,1 ... over 54,5
Steam turbines	30 ... 60 cSt	3,5 ... 9,4	13,4 ... 30,8	39,3 ... 54,5
Turbo-converters	10 ... 28 cSt	1,4 ... 6,0	9,4 ... 24,1	30,8 ... 46,1

¹See DIN 51511 and 51512.

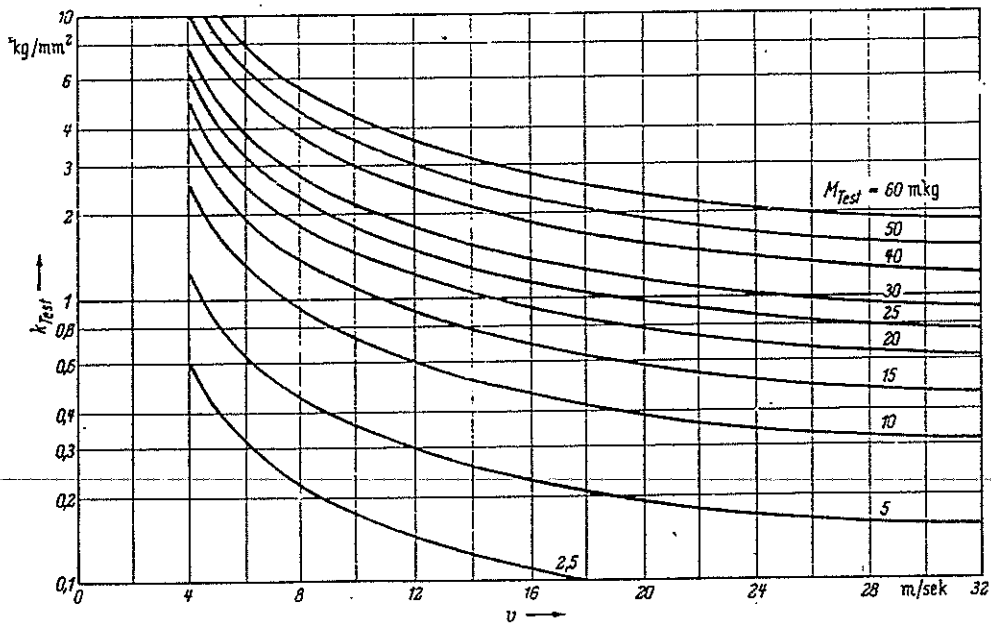


Fig. 22/43. Guidance for scoring resistance test value k_{Test} for various gear oils, as a function of M_{Test} [mkgf] and v .

$$\text{Factor } v_F = \left(\frac{12,7}{d_{b1}} \frac{i+1}{i} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{e_{max}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n} \text{ with } e_{max} = \epsilon_{1n} \cos^2 \beta_g \pi m \cos \alpha_0 \text{ or } = \epsilon_{2n} \cos^2 \beta_g \pi m \cos \alpha_0$$

Take the highest value. Roughly $e_{max} \leq h_{kmax} \cos \beta_g / \sin \alpha_{opt}$. For hypoid gears, e_{max} from Eq. 1 of section 23.4.4; for spiral gears, e_{max} from Eq. 2 of section 25.5.4. M_{Test} is the scoring torque obtained in the FZG standard test A [22/193, 194].
 m/sec = m/sec; mkg = mkgf; kg/mm² = kgf/mm².

Perancangan rodagigi kerucut dan hipoid

Table 23/1. Recommended values for bevel gears

$$f_b = \frac{b}{2R_b} = \frac{b}{d_{b1}} \sin \delta_1; \quad f_d = \frac{1-f_b}{f_b} \cos \delta_1 \cdot \sin \delta_1$$

For hardened hypoid gears z_1 lies rather at the lower limit and for straight toothed unhardened bevel gears rather at the upper limit

	$i =$	1	2	3	4	5	6,5
	$z_1 =$	18...40	16...30	12...23	10...18	8...14	6...10
For $\delta_d = 90^\circ$ and $b \leq 0,3 R_b$ $\leq 0,75 d_{b1}$	$b/d_{b1} =$	0,212	0,336	0,474	0,615	0,75	0,75
	$f_b =$	0,15	0,15	0,15	0,15	0,147	0,114
	$f_d =$	2,83	2,27	1,70	1,34	1,12	1,17
Limiting values	$z_1 \geq z_{\min} \cos \delta_1 \cos^3 \beta_m; \quad z_{\min} \text{ s. } z_n \text{ in Table 22/16}$ $b \leq 10 d_{m1} \cos \beta_n / z_1$ corresponding to $b \leq 10 m_n$; for standard values for m and m_n see Table 22/15 $b/R_b \leq 0,3, \quad b/d_{b1} \leq 0,75$						
Recommended values	pressure angle $\alpha_m = 20^\circ$ addendum $h_{a1} = h_{a2} = m_n$ for zero-gearing dedendum $h_{f1} = h_{f2} = 1.1 m_n$ to $1.3 m_n$ for zero gearing rotational backlash $S_d = 0.025 m_n$ to $0.04 m_n$						

Table 23/4. Recommended values for hypoid tooth bevel gears with positive axial displacement and $\delta_d = 90^\circ$

Initial estimates	According to the choice of d_{m2}, i and $2a/d_{m2} \dots \varphi_d, \delta_1, d_{m1}, \varphi_p, \beta_{m1}$ and β_{m2} according to Table 23/3 $\frac{2a}{d_{m2}} \approx \left. \begin{matrix} 0,9i \\ i+4 \end{matrix} \right\} \approx 0,45$ for light motor vehicles and industrial drives $\approx 0,23$ for heavy motor vehicles (trucks) $\text{tg } \delta_2 \approx i$ $d_1' = (1,3 \dots 1,5) d_{m2}/i$ (for negative axial displacement $d_1' \approx 0,75 d_{m2}/i$)							
Mean helix angle (Gleason)	$\beta_{m2} \leq 35^\circ$ For $z_1 =$							
Minimum number of teeth (Gleason)	for $i =$	2,4	3,0	4	5	6	10	Moreover: $z_1 \geq z_{\min} \cos \delta_1 \cos^3 \beta_{m1}$ $z_{\min} \text{ s. } z_n \text{ in Table 22/16}$
	$z_{1 \min} =$	15	12	9	7	6	5	
	$z_{2 \min} =$	36	36	36	36	36	50	
Tooth widths	$b_2 \leq 0,34 R_{m2}$ or $\leq 0,18 d_{m2}$; moreover: $b_2 \leq 10 m_{m1}$; b_1 s. (Table 23/3)							
Profile displacement (Wildhaber [23/40])	$z_1 =$	5...8	9	10	11	12	13	14
	$x_{m1} = -x_{m2} =$	0,70	0,66	0,59	0,52	0,44	0,38	0,30
Pressure angle in normal section for hypoid gearing (Wildhaber [23/40])	$\alpha_n = \alpha_m + \Delta\alpha$ for concave wheel flank and convex pinion flank $\alpha_n = \alpha_m - \Delta\alpha$ for convex wheel flank and concave pinion flank $\text{tg } \Delta\alpha = \frac{2(R_{m1} \sin \beta_{m1} - R_{m2} \sin \beta_{m2})}{d_{r1} + d_{r2}}$ in order to compensate the engagement conditions for left and right flanks $\alpha_m \approx 20^\circ$							

Table 23/2. Geometrical relationships and dimensions for bevel gears (Fig. 23/12)

Index 1 for pinion, index 2 for bevel wheel, index n for quantities in the normal section, index m for the middle of the tooth width, index e for equivalent spur gears, index 0 refers to pitch circle, index b refers to operational rolling circle

Note: Usually rolling cone and pitch cone coincide so that we have $\delta_1 = \delta_{01}$, $d_{s1} = d_{01}$ etc.

Sl No.	Dimensions	Units	Relationships
Meshing dimensions (referred to the rolling cone)			
1	Axis angle	deg.	$\delta_A = \delta_1 + \delta_2$
2	Rolling cone angle	deg.	δ_1 from $\text{tg } \delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A}$; $\delta_2 = \delta_A - \delta_1$;
3	Rolling cone length	mm	$R_b = 0,5 d_{b1}/\sin \delta_1 = 0,5 d_{b2}/\sin \delta_2$; mostly $R_b = R_a$
4	Rolling circle diameter (at the back cone)	mm	$d_{b1} = 2 R_b \sin \delta_1$; $d_{b2} = 2 R_b \sin \delta_2$; mostly $d_b = d_0$
5	Reduction ratio	—	$i = z_2/z_1 = d_{b2}/d_{b1} = \sin \delta_2/\sin \delta_1$
6	For $\delta_A = 90^\circ$	—	$\text{tg } \delta_2 = 1/\text{tg } \delta_1 = i$; $1/\cos \delta_2 = 1/\sin \delta_1 = \sqrt{i^2 + 1}$
Manufacturing dimensions (referred to the pitch circle at the back cone)			
7	Pitch cone angle	deg.	δ_{01} ; δ_{02}
	Pressure angle	deg.	α_0, α_{0n} ; $\text{tg } \alpha_0 = \text{tg } \alpha_{0n}/\cos \beta_0$
8	Helix angle	deg.	β_0
	Number of teeth	—	z_1, z_2
9	Pitch circle diameter	mm	$d_{01} = m z_1$; $d_{02} = m z_2 = i d_{01}$
10	Module in the transverse section	mm	$m = d_{01}/z_1 = d_{02}/z_2 = m_n/\cos \beta_0$
11	Module in the normal section	mm	$m_n = m \cos \beta_0$
11	Pitch cone length	mm	$R_a = 0,5 d_0/\sin \delta_0$
11	Tooth width	mm	b
Secondary dimensions			
12	Tip cone angle	deg.	$\delta_{k1} = \delta_{01} + x_{k1}$; $\delta_{k2} = \delta_{02} + x_{k2}$
13	Tip angle	deg.	κ_{k1}, κ_{k2} ; in Fig. 23/12a $\text{tg } \kappa_{k1} = h_{k1}/R_a$, $\text{tg } \kappa_{k2} = h_{k2}/R_a$
13	Addendum	mm	h_{k1} ; h_{k2}
13	Dedendum	mm	h_{f1} ; h_{f2}
14	Addendum circle diameter	mm	$d_{k1} = d_{01} + 2 h_{k1} \cos \delta_{01}$; $d_{k2} = d_{02} + 2 h_{k2} \cos \delta_{02}$
15	Back cone length	mm	$r_{r01} = R_a \text{tg } \delta_{01}$; $r_{r02} = R_a \text{tg } \delta_{02}$
Mean dimensions (referred to the middle of the tooth width and rolling cone)			
16	Helix angle	deg.	β_m
16	Diameter	mm	$d_{m1} = d_{b1}(1 - f_b)$; $d_{m2} = (i \cdot d_{m1})$
17	Width ratio (Table 23/1)	—	$f_b = \frac{b}{2 R_b} = \frac{b}{d_{b1}} \sin \delta_1 = \frac{b}{d_{b2}} \sin \delta_2$
17	Addendum	mm	h_{km1} ; h_{km2}
17	Profile displacement	mm	$x_{m1} \cdot m_{en} = -x_{m2} \cdot m_{en}$
Equivalent spur gears			
18	Pressure angle (normal section)	deg.	α_{en} mostly = α_{0n}
19	Helix angle	deg.	$\beta_e = \beta_m$
20	Reduction ratio	—	$i_e = z_{e2}/z_{e1} = i \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = \text{tg } \delta_2/\text{tg } \delta_1$ $i_e = i^2$
21	Number of teeth (nom. integer)	—	$z_{e1} = z_1/\cos \delta_1$; $z_{e2} = z_2/\cos \delta_2$ $z_{e1} = z_1 \sqrt{(i^2 + 1)/i^2}$
22	Rolling circle diameter	mm	$d_{e1} = d_{m1}/\cos \delta_1 = d_{b1}(1 - f_b)/\cos \delta_1$ $z_{e2} = z_2 \sqrt{i^2 + 1}$
22		mm	$d_{e2} = d_{m2}/\cos \delta_2 = d_{e1} \cdot i_e$
23	Module in transverse section	mm	$m_e = d_{m1}/z_1 = d_{e1}/z_{e1} = d_{e2}/z_{e2}$ $d_{e1} = d_{m1} \sqrt{(i^2 + 1)/i^2}$
24	Module in normal section	mm	$m_{en} = m_e \cos \beta_m = d_{e1} \cos \beta_m/z_{e1}$ $d_{e2} = i^2 d_{e1}$
25	Tooth width	mm	$b_e = b$
26	Number of teeth in normal section	—	$z_{en1} = z_{e1} \cdot z_n/z$; $z_{en2} = z_{e2} \cdot z_n/z$ with z_n/z from Table 22/21

Table 23/3. Geometrical relationship and dimension for displaced bevel gears with $\delta_A = 90^\circ$ (Fig. 23/20)
 Index 1 for pinion, 2 for bevel wheel, index p for crown-wheel; index e for equivalent spur gears; index s for equivalent spiral gears; index m for mean dimensions of bevel gears, index n for sizes in normal section

Dimensions	Units	Relationships
Meshing dimensions (referred to rolling cone)		
Axis angle (angle of intersection)	deg.	$\delta_A = 90^\circ$
Rolling cone angle	deg.	$\delta_1, \delta_2; \sin \delta_1 = \cos \delta_2 \cos \varphi_A$
Distance from the axis	mm	a ; in the plane of the crown wheel $a_p = R_{m2} \sin \varphi_p$
Reduction ratio	—	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}}$
Number of teeth	—	$z_1; z_2$
Displacement angle	deg.	$\varphi_A; \sin \varphi_A = \frac{2a}{d_{m2} + 2g}; 2g = d_{m1} \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} = \frac{d'_1}{\text{tg } \delta_2}$ $\text{tg } \varphi_A = \text{tg } \varphi_p \sin \delta_2 = \text{tg } \varphi \sin^2 \delta_2$
Angle of contact	deg.	$\varphi_p = \beta_{m1} - \beta_{m2}; \sin \varphi_p = a_p / R_{m2} = \sin \varphi \approx 2a / d_{m2}$

Mean dimensions (referred to the contact point P of the rolling cone):

Helix angle in the plane of the crown wheel	deg.	$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \varphi_p; \text{tg } \beta_{m1} = \frac{i d_{m1} / d_{m2} - \cos \varphi_p}{\sin \varphi_p}$ for negative axial displacement, $\beta_{m1} < \beta_{m2}$, $\varphi_A, \varphi_p, \varphi, a, a_p$ and a_L are also negative
Pressure angle (normal section)	deg.	α_n
Pitch circle diameter	mm	$d_{m1}; d_{m2}; d_{m1} = \frac{d_{m2}}{i} \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}} = d'_1 \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_2}$
Module in normal section	mm	$m_{mn} = \cos \beta_{m1} \frac{d_{m1}}{z_1} = \cos \beta_{m2} \frac{d_{m2}}{z_2}$
Pitch cone length	mm	$R_{m1} = 0,5 d_{m1} / \sin \delta_1; R_{m2} = 0,5 d_{m2} / \sin \delta_2$
Tooth width	mm	$b_2 \geq 0,18 d_{m2}; b_1 \approx b_2 / \cos \varphi_p + 3 m_n \text{tg } \varphi_p$
Profile displacement (Table 23/4)	mm	$x_{m1} m_{mn} = -x_{m2} m_{mn}$
Addendum	mm	h_{km1}, h_{km2}

Manufacturing dimensions (see Table 23/2)

Equivalent spiral gears (index s) (referred to rolling point)

Angle of axis (angle of intersection)	deg.	$\delta_s = \varphi_p$
Helix angle	deg.	$\beta_{s1} = \beta_{m1}; \beta_{s2} = \beta_{m2}$
Pressure angle in normal section	deg.	$\alpha_{sn} = \alpha_n$
Reduction Ratio	—	$i_s = \frac{z_{s2}}{z_{s1}} = i \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}$
Number of teeth (nom. integer)	—	$z_{s1} = z_1 / \cos \delta_1; z_{s2} = z_2 / \cos \delta_2$
Pitch circle diameter	mm	$d_{s1} = d_{m1} / \cos \delta_1; d_{s2} = d_{m2} / \cos \delta_2$
Module in normal section	mm	$m_{sn} = m_{mn}$

For tooth width, profile displacement, addendum see mean dimensions

Equivalent spur gears (index e , angle of intersection = 0) (referred to rolling point):

Pressure angle (normal section)	deg.	$\alpha_{en} = \alpha_n$
Helix angle	deg.	$\beta_e = \beta_{m1}$
Reduction ratio	—	$i_e = \frac{z_{e2}}{z_{e1}} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}}$
Number of teeth (non-integer)	—	$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; z_{e2} = z_2 \frac{d_{e2}}{d_{e1}}$
Pitch circle diameter	mm	$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; d_{e2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2 \cos^2 \varphi_p}$
Module normal section	mm	$m_{en} = m_{mn}$
Tooth width	mm	$b_e = b_1$
Number of teeth, normal section	—	$z_{en1} = z_{e1} z_n / z; z_{en2} = z_{e2} z_n / z$ with z_n / z from Table 22/21
Peripheral velocity	m/s	$v = v_1 = d_{m1} n_1 / 19100$

for profile displacement and addendum see mean dimensions

Table 24/1. Dimensions of worms (Fig. 24/18)

Worm	a [mm]	i	d_{m1} [mm]	m [mm]	γ_m [°]
E 20	100	19	48	4	9° 28'
H 22	100	20	42,5	3,75	10° 0'
E 10	178	9,75	66	7,62	24° 28'
H 10	178	10,7	67	8,38	20° 34'

Table 24/2. Empirical values for z_1 , z_2 , d_{m1}/a , $z_{m2} = z_2 + 2x_2$ and S_{a2}

E-worms: normal $2x_2 = 0$ (built within the limits = -1 to +1). H-worms: normal $2x_2 = 2$ (built within the limits = 1 to 3)

Check for undercutting in the centre of the wheel (for A-worm as limiting case): $z_2 \geq 2h_{a01}/(m \sin^2 \alpha)$

The calculated value z_{m2} can be a non-integer backlash of the wheel flank according to [24/3]. $S_{a2} [\mu] \geq m (0.3 z_2 + 1) + 25$

$i = z_2/z_1$	1 . . . 2	2 . . . 3	3 . . . 4	4 . . . 6	6 . . . 10	10 . . . 22	22 . . . 40	> 40
z_1	20 . . . 12	16 . . . 10	11 . . . 7	8 . . . 5	6 . . . 3	4 . . . 2	2 . . . 1	1
z_2	12 . . . 28	20 . . . 34	21 . . . 60, preferably 28 . . . 40					i
d_{m1}/a	1 . . . 0,66	0,75 . . . 0,5	0,55 . . . 0,30					

Table 24/3. Life factor¹ $f_k = \sqrt[3]{12000/L_k}$ for k_{grenz} with life L_k in hours of operation

$L_k/1000$	0,75	1,5	3	6	12	24	48	96	190
f_k	2,5	2,0	1,6	1,26	1,0	0,8	0,63	0,50	0,40

¹The equation for f_k was used as a first approximation according to data on life by Tuplin [24/106]. (Adequate number of test data were not available.)

Table 24/4. Tooth shape factors f_z and y_z for k and μ_0

	μ_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
E-worm	$f_z =$	0,550	0,490	0,440	0,400	0,370	0,345	0,324	0,310	0,300	0,296	0,295
	$y_z =$	0,260	0,266	0,277	0,292	0,304	0,310	0,314	0,314	0,314	0,314	0,314
H-worm	$f_z =$	0,695	0,666	0,638	0,618	0,600	0,590	0,583	0,580	0,576	0,575	0,57
	$y_z =$	0,157	0,159	0,158	0,155	0,149	0,143	0,135	0,127	0,117	0,108	0,097

Table 24/5. Data for material values k_0 and y_w ¹

Pairing	Worm made of	Wheel rim made of	k_0 kgf/mm ²	y_w
1	Steel hardened and ground	Cu-Sn-Bronze	0,8	1
2		Al-alloy	0,425	1
3		Pearlite casting	1,2	1,10
4	Steel heat treated and not ground	Cu-Sn-Bronze	0,47	1,5
5		Al-alloy	0,25	1,5
6		Zinc-alloy	0,17	1,5
7		CI 12	0,4	1,8
8	Grey casting CI 18	Cu-Sn-Bronze	0,4	1,2
9		Al-alloy	0,2	1,16
10		CI 12	0,35	1,30

¹The expression for k_0 should simultaneously take into consideration surface strength and wear; for the expression for k_{grenz} see equation 24/43.

Table 24/6. Data for C_{grenz} for $\alpha_n = 20^\circ$ (for $\alpha_n = 25^\circ$ values 1.2 times)

Wheel rim made of	C_{grenz} [kgf/mm ²] for worm		
	A	N, E, K	H
Cu-Sn-Bronze	2,4	3,0	4,0
Al-alloy	1,15	1,43	1,9
CI 18	1,2	1,5	2,0

Table 24/7. Data on some bronzes (No. 1 to 6) and Al-alloys (No. 7 and 8) as material for the wheel (according to Dies [24/65])

Material number	Nomenclature according to DIN	Condition	Standard analysis				Mechanical values				Remarks	
			Sn %	Al %	Si %	Ni %	Cu %	σ_B	δ_5	H_B		
1	SnBz 8	hard and stress relieved	8	—	—	P 0,3	Rest	50	60	5	150	for small, gear and worm wheels
	DIN 17892											
2	G-SnBz 12	sand casting	12	—	—	—	88	16	28	20	95	standard material for worm wheels for medium loading, not susceptible to shock (shock proof)
	DIN 1705 GZ-SnBz 12	centrifugal casting						17	32	15	110	
3	G-SnBz 14	sand casting	14	—	—	—	80	17	25	5	115	higher load capacity compared to material No. 2, but susceptible to shock
	DIN 1705 GZ-SnBz 14	centrifugal casting						20	30	3	115	
4	Cu-Al-Si-Bronze (not standardized)	centrifugal casting	—	8	2	—	Rest	20	50	15	110	resistant to oil corrosion and corrosion
	forged							32	55	15	135	
5	G-FeAlBz F 48	centrifugal casting	Fe 3	10	Mn 3	—	Rest	22	55	25	135	higher load bearing worm wheel materials in case hardened ground
	DIN 1714 AlMBz	forged						25	60	20	140	worms
6	G-NiAlBz F 60	centrifugal casting	Fe 4	10	—	4,5	Rest	35	70	20	180	
	DIN 1714 AlMBz	forged						45	75	12	185	
7	G-AlSiMg	sand casting hot cured/aged	Mg 0,3	Rest	12	—	<0,05	17	20	1	75	worm wheel materials for light construction insensitive to oil corrosion
	DIN 1725	chill casting						18	22	1	80	
8	AlSiCuNi	forged	Mg 1,2	Rest	12,5	1,5	1,0	32	32	3	90	
	DIN 1749	not cured			24							

Table 24/8. Velocity coefficient¹ $f_v = 2/(2 + v_F^{0.85})$ for k_{grenz}

v_F [m/sec]	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	8,0	12	16	24	32	46	64
f_v	0,935	0,815	0,666	0,526	0,380	0,268	0,194	0,159	0,108	0,095	0,071	0,055

¹Coefficients according to AGMA [24/4]; for larger construction sizes probably too unfavourable (sufficient number of tests not available).

Table 24/9. Coefficient y_1 for $N_{r\ zul}$ for reference time $h_a = h_E (100/a)$ (y_k/y_{k0}) in hours

h_a	0,1	0,14	0,2	0,3	0,4	0,7	1,0	1,4	2	3
y_1	7,0	5,1	3,5	2,4	2,1	1,5	1,28	1,14	1,04	1,0

Table 24/10. Coefficient y_k for N_{KL}

Blower	n_1	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	2000	2500	3000	3500	4000
Without	y_k	1	1,01	1,03	1,06	1,09	1,14	1,19	1,24	1,29	1,42	1,58	1,77	1,98	2,20
With	y_k	1	1,03	1,08	1,16	1,25	1,35	1,47	1,61	1,74	2,04	2,45	2,95	3,48	4,05

Table 24/11. Coefficient y_2 and y_3 for N_1/N_2

Worm	$\frac{d_{m1} n_1}{1000}$	5	6	7	8	10	14	20	30	40	60	80	120	160	220	300
		y_2	y_3	y_2	y_3	y_2	y_3	y_2	y_3	y_2	y_3	y_2	y_3	y_2	y_3	y_2
E	100	2,47	2,75	3,00	3,20	3,48	3,87	4,17	4,35	4,42	4,35	4,22	4,17	4,17	4,25	4,46
H	100	4,00	4,30	4,42	4,50	4,55	4,42	4,14	3,75	3,46	3,05	2,91	2,80	2,90	3,10	3,30

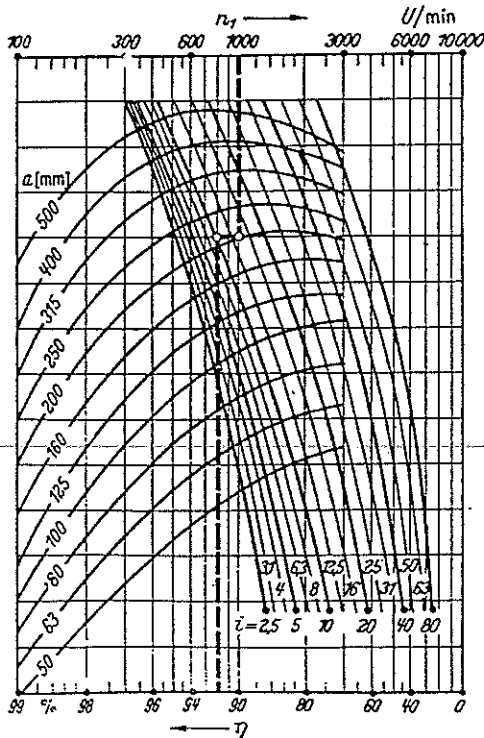


Fig. 24/19. Total efficiency η for E-worm drives according to Table 24/13.

Dotted bundle of lines — recorded example for $n_1 = 1000$, $a = 200$, and $i = 10$.
 $U/\text{min} = \text{rpm}$.

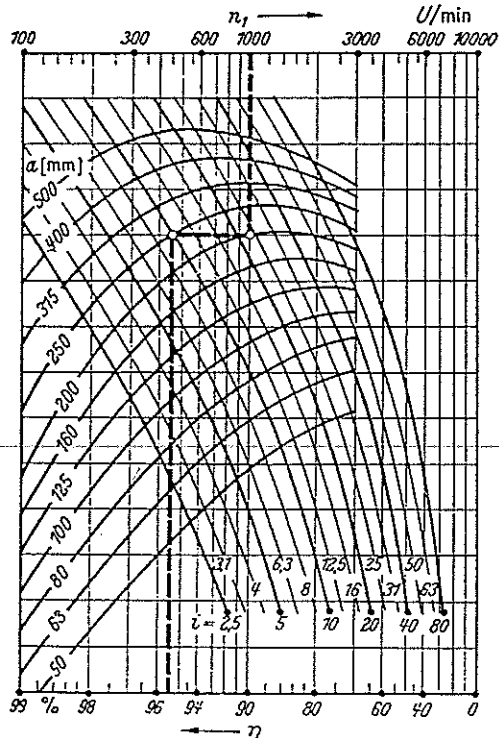


Fig. 24/20. Total efficiency η for H-worm drives according to Table 24/13.

Table 24/12. Results of comparison tests with *E*-worm drive, *G*- and *H*-worm drive under same operational conditions with the best design: Axial distance 178 mm according to [24/2]
E = involute worm, *G* = globoid worm (cone worm), *H* = follow flank worm (Cavex)

Worm	Dimension			Temperature limit			Flank limit			Objections
	$z_1/z_2 = i$	m [mm]	d_{m1} [mm]	n_1 [rpm]	N_{1F} [HP]	η [%]	n_1 [rpm]	N_{1F} [HP]	η [%]	
<i>E</i> . . .	$\frac{39}{4} = 9,75$	7,62	66	534	15,1	90,2	534	19,8	90,0	without
								24,4	91,0	1 pit
<i>G</i> . . .	$\frac{32}{3} = 10,7$	9,0	66,6	534	14,9	89,0	534	24,9	91,5	without
								29,7	91,3	light grooves
<i>H</i> . . .	$\frac{32}{3} = 10,7$	8,38	67	534	19,2	93,6	500	35,5	96,0	without
								40,5	95,5	pits, smooth flanks

Table 24/13. Examples for *E*- and *H*-worm drives desired in the best way. $z_2 = 40$, material pairing 1 (Table 24/5). Calculated: total efficiency η for limiting power of flanks N_{1F} and $f_A = 1$; temperature limiting power N_{1T} for the model with blower and for given η . For corresponding diagrams for N_{1F} , N_{1T} and η see Figs. 24/19 to 24/24

	$i = \frac{n_1}{n_2}$	n_1 [rpm]	$a = 50 \text{ mm}$ $d_{m1} = 23 \text{ mm}$			100 42			200 78			400 140		
			η [%]	N_{1F} [HP]	N_{1T} [HP]	η [%]	N_{1F} [HP]	N_{1T} [HP]	η [%]	N_{1F} [HP]	N_{1T} [HP]	η [%]	N_{1F} [HP]	N_{1T} [HP]
			<i>E</i> -worm											
<i>E</i> -worm	5	250	82,2	0,769	0,809	87,0	5,28	3,80	91,5	33,4	20,3	94,8	211	116
		500	84,3	1,31	0,991	89,4	8,42	5,10	93,1	50,5	27,1	95,7	295	151
		1000	86,5	2,09	1,39	90,8	12,5	7,15	94,1	69,5	38,5	95,9	386	191
		2000	87,5	3,14	2,28	91,5	17,4	11,8	94,2	90,4	59,4	95,7	473	277
	10	250	75,0	0,53	0,577	81,8	3,51	2,74	88,4	22,4	15,1	93,4	140	90,0
		500	77,8	0,91	0,701	85,2	5,71	3,62	90,7	34,2	20,1	94,5	200	113
		1000	80,5	1,46	0,963	87,2	8,66	5,09	92,0	47,8	28,7	94,7	266	149
		2000	82,3	2,19	1,59	88,3	12,2	8,45	92,2	60,7	43,7	94,5	333	216
	20	250	62,0	0,378	0,380	71,2	2,42	1,74	81,0	15,3	9,20	89,0	92,0	55,2
		500	65,7	0,636	0,452	76,1	3,86	2,26	84,5	22,5	12,2	90,9	132	71,5
		1000	69,2	1,01	0,630	79,0	5,78	3,13	86,5	31,9	16,8	91,2	176	89,8
		2000	71,6	1,51	0,99	80,7	8,03	5,13	86,8	41,9	25,9	90,9	224	130
	40	250	45,6	0,281	0,264	56,0	1,73	1,14	68,8	9,85	5,60	80,8	57,3	31,6
		500	49,5	0,463	0,310	62,1	2,65	1,42	73,7	14,4	7,12	83,8	83,1	40,2
		1000	53,6	0,711	0,403	66,0	3,86	1,91	76,7	20,0	9,76	84,5	108	50,3
		2000	56,4	1,04	0,646	68,4	5,31	3,11	77,3	25,7	15,0	83,8	137	73,3
<i>H</i> -worm	5	250	86,0	1,19	1,10	91,8	8,53	6,05	95,9	57,9	42,4	98,3	385	340
		500	89,1	2,13	1,42	94,2	13,7	9,26	97,0	87,7	62,3	98,5	544	420
		1000	91,5	3,30	2,16	95,5	20,4	14,4	97,5	123	94,0	98,4	725	484
		2000	93,2	4,78	4,15	96,0	28,8	24,5	97,5	165	138	98,2	900	642
	10	250	77,0	0,751	0,63	85,1	5,20	3,35	92,3	34,0	22,6	96,5	220	171
		500	81,3	1,27	0,829	89,3	8,35	5,03	94,3	51	32,8	97,1	317	220
		1000	85,1	2,02	1,25	91,6	12,6	8,00	95,4	73,7	49,1	97,0	424	262
		2000	87,7	2,99	2,29	92,8	17,7	13,6	95,3	99,5	72,3	96,7	532	360
	20	250	64,0	0,470	0,392	75,1	3,00	2,00	85,8	19,8	12,2	93,3	124	90,0
		500	69,4	0,793	0,505	80,9	4,92	2,82	89,5	29,7	17,8	94,4	178	117
		1000	74,6	1,23	0,722	85,0	7,34	4,33	91,3	42,0	26,0	94,4	235	142
		2000	78,7	1,80	1,32	86,8	10,2	7,42	91,2	55,8	38,6	94,0	300	196
	40	250	47,7	0,307	0,274	60,2	1,90	1,26	75,5	11,7	7,1	87,5	70,0	48,7
		500	53,0	0,50	0,330	68,5	3,04	1,71	81,3	17,0	10,0	89,6	100	62,8
		1000	59,5	0,780	0,462	74,2	4,36	2,52	84,2	23,8	14,3	89,8	132	76,0
		2000	64,8	1,10	0,800	76,8	6,02	4,22	84,2	31,6	21,5	89,0	170	106

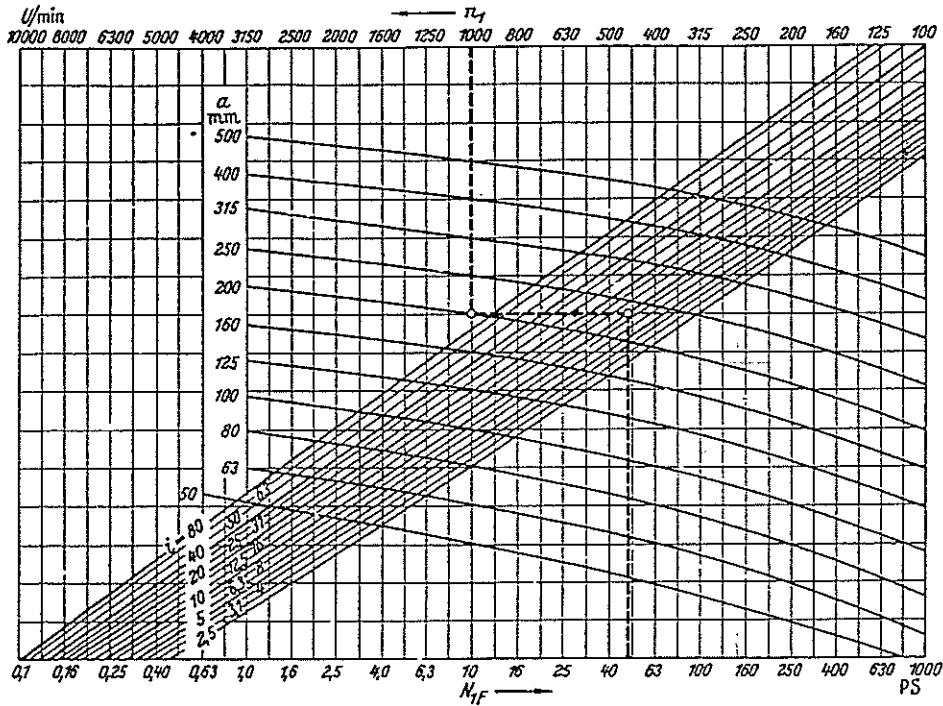


Fig. 24/21

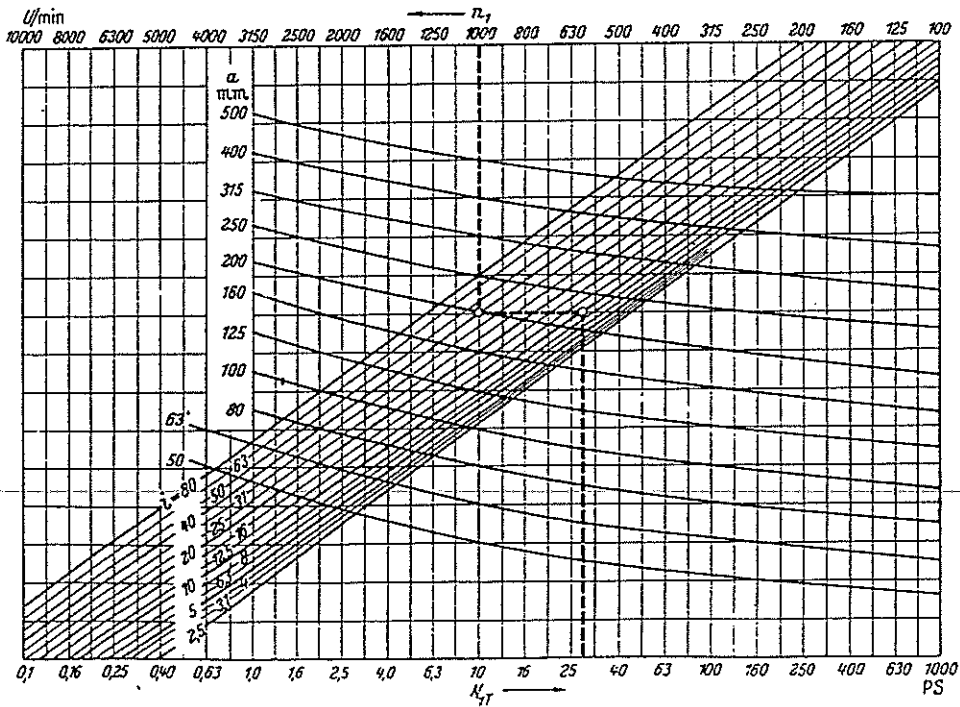


Fig. 24/22

Fig. 24/21 and 24/22. Limiting powers N_{1r} and N_{2r} for E-worm drives according to Table 24/13.
 Dotted bundle of lines - recorded example for $n_1 = 1000$, $a = 200$, and $i = 10$.
 PS = HP; U/min = rpm.