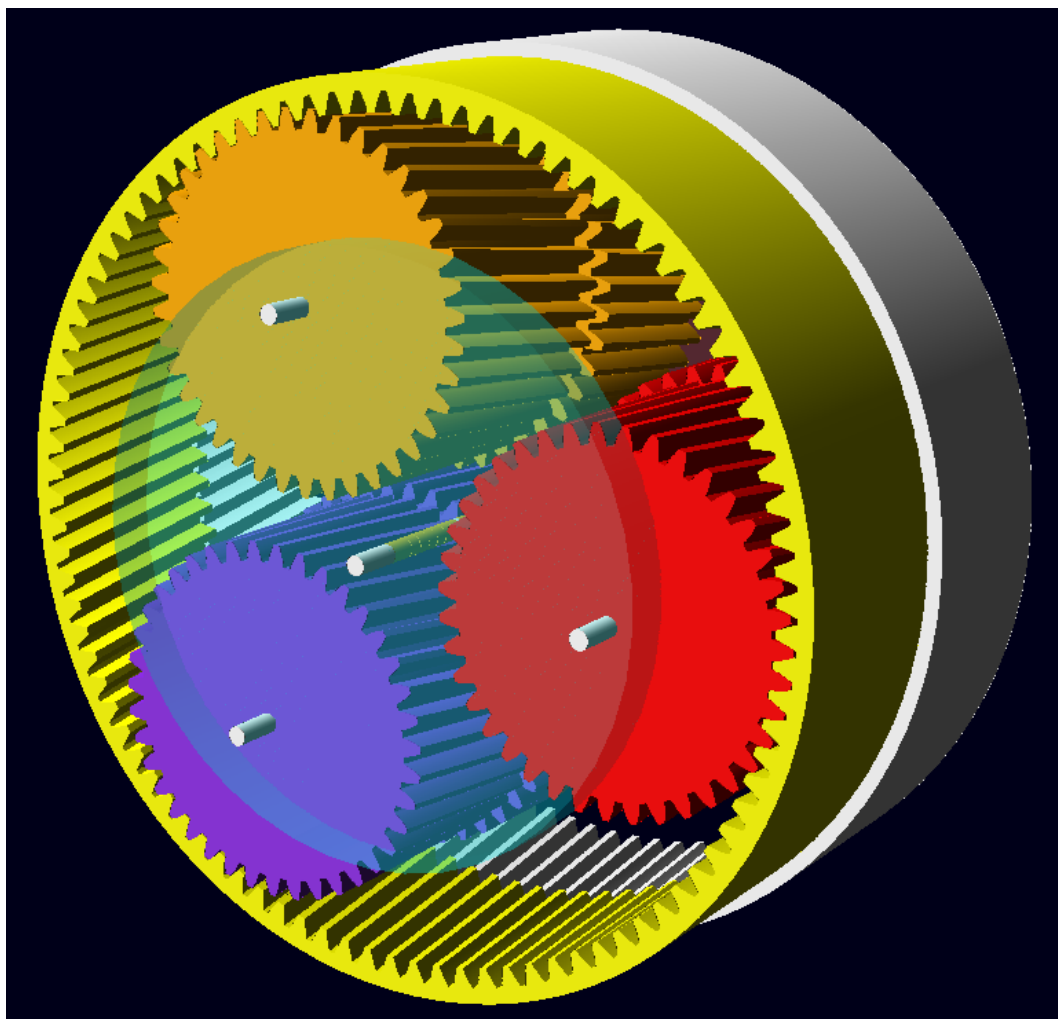


Modellering og dynamisk analyse av eksentergir



Masteroppgave våren 2011

av

Peder Holm Østmoe

Universitetet i Stavanger
Institutt for konstruksjonsteknikk og materialteknologi



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

MASTEROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering:

Konstruksjoner og materialer,
maskinkonstruksjoner

Vårsemesteret, 2011

Konfidensiell

Forfatter:

Peder Holm Østmoe

.....
(signatur forfatter)

Fagansvarlig: Hirpa L. Gelgele

Veileder(e): Øyvind Tjølsen, Angle Wind AS,
Jon Risdal, Angle Wind AS
Hirpa L. Gelgele

Tittel på masteroppgaven:

Modellering og dynamisk analyse av eksentergir

Engelsk tittel:

Modeling and dynamical analysis of an eccentric gir system

Studiepoeng: 30

Emneord:

Eksentergir, dynamisk, MD ADAMS,
modellering, gir, analyse, vindturbin,
vinkelforskyvning

Sidetall: 70

+ vedlegg/annet: 90

Stavanger,
dato/år



Universitetet
i Stavanger

- 1.2 Besvarelsen med alle vedlegg (tegninger, modeller, apparaturer, cder og lignende) som er levert inn ved vurderingen av oppgaven, er UiS sin eiendom. Disse kan benyttes vederlagsfritt av UiS til undervisnings- og forskningsformål. UiS plikter i slike tilfeller å nevne studenten(e), jfr åndsverkloven § 3 og bør nevne bedriften sin medvirking.
- 1.3 Oppgaver som er levert inn, skal som hovedregel være offentlig tilgjengelige. Etter søknad fra bedriften kan UiS sperre offentliggjøringen normalt i inntil 2 år og maksimalt i 5 år.

Klage over båndlegging og avslag på båndlegging behandles etter forvaltningslovens regler om klage over enkeltvedtak.

Opgaven er båndlagt i ...FEM... år.

Ved båndlegging av oppgaven er studenten(e) og UiS underlagt taushetsplikt vedrørende den delen av oppgaven som begrunner båndlegging. Denne taushetsplikten gjelder i den perioden som oppgaven er vedtatt skjernet fra offentlighet.

Kravet om hemmelighold gjelder ikke informasjon som:

- a) var allment tilgjengelig da den ble mottatt
- b) var kjent av UiS eller studenten(e) ved mottakelsen
- c) ble mottatt lovlig fra tredjeperson uten avtale om taushetsplikt
- d) ble utviklet av UiS uavhengig av mottatt informasjon
- e) UiS som forvaltningsorgan ved lov er forpliktet til å utlevere
- f) det på grunn av den forløpne tid eller andre årsaker er åpenbart at de hensyn som har begrunnet hemmelighold ikke lenger er tilstede.

2 TVISTER

Twist som gjelder forståelsen av denne avtalen eller forhold som springer ut av denne, skal søkes løst ved forhandlinger.

Dersom dette ikke lykkes innen 1 – en – måned etter at forhandlinger er begjært, skal tvisten avgjøres ved voldgift i Norge, jf lov av 14.05.2004 Voldgiftsloven. Stavanger tingrett skal være verneting dersom partene ikke enes om annet sted. Dersom ikke annet er fastsatt i spesielle vilkår skal norsk rett legges til grunn for løsning av tvister. At en twist er brakt inn til avgjørelse ved voldgift, fritar ikke i seg selv partene fra å oppfylle sine forpliktelser etter kontrakten.

3 AVTALEEKSEMPLARER OG SIGNATURER

Denne avtalen er underskrevet i 3 eksemplarer, hvorav studenten(e), UiS og bedriften får hver sitt eksemplar.

Stavanger, 31/01 2011 ...Stavanger.(sted) / 20...

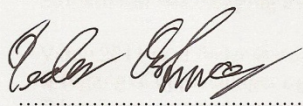
Studenten(e):

For bedriften:

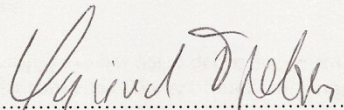
navn: ...Peder Østmoe.....

navn: ...Øyvind Tjølven...

tittel:CTO.....



underskrift



underskrift

NB! Avtalen skal vedlegges søknad om båndlegging der det må sannsynliggjøres betydelig skadevirkning av offentliggjøring.

Avtalen skal være undertegnet av studenten(e) og bedriften og i 3 eksemplarer for UiS behandler denne.

Stavanger, 4/10 2011

For UiS: .....

underskrift instituttleder/fakultetsdekan

navn i blokkbokstaver: PER ARVE BJØRNUM.....

(NB! Der oppgaven er **båndlagt** for inntil 2 år, kan **instituttleder** undertegne.
Der oppgaven er båndlagt utover dette, skal **fakultetsdekan** undertegne.)

Forord

Oppgaven som er skrevet er en masteroppgave i studiet konstruksjoner og materialer, maskinkonstruksjoner. Oppgaven er utført i vårsemesteret 2011 ved Universitetet i Stavanger, teknisk-naturvitenskapelig fakultet. Masteroppgaven er etter avtale med Angle Wind AS og UiS båndlagt i 5 år.

Bakgrunnen for oppgaven er en konseptløsning på et eksentergir for en vindturbin utviklet av Angle Wind AS. Målet med oppgaven er å utvikle en datamodell for analyse av eksentergiret, samt bekrefte/avkrefte driftssikkerheten til giret. Dette gjøres ved å kjøre simuleringer av giret og hente ut måleverdier for de forskjellige komponentene giret består av. Et av delmålene er å bekrefte en teori fra Angle Wind AS om kantlaster i tannhjulene, spesielt på grunn av de tester som er gjort med den fysiske modellen og de ulyder som ble oppdaget under testkjøringen.

I forbindelse med arbeidet som er gjort i masteroppgaven vil jeg rette en spesiell takk til Johannes Hauge for mye støtte og opplæring i bruk av programvaren MD ADAMS. Jeg ønsker også å takke Angle Wind AS, ved Øyvind Tjølsen, Nils Erik Faulhaber og Jon Risdal for muligheten til å arbeide med denne typen oppgave og for den hjelp jeg har fått i arbeidet med modellen. Til slutt vil jeg takke Hirpa L. Gelgele for råd og veiledning gjennom semesteret, og i tillegg en stor takk til medstudenter for moralsk støtte og hyggelig samvær.

Innholdsfortegnelse

1.	Innledning	1
1.1	Utfordringer med dagens vindturbineteknologi	2
1.2	Prosjektmål	2
1.2.1	Effektmål	2
1.2.2	Resultatmål.....	3
1.2.3	Mål 1 - Modellering av eksentergiret.....	3
1.2.4	Mål 2 - Analyse av tannhjulsbelastninger.....	3
1.2.5	Prosessmål	3
1.2.6	Prosjektets omfang og begrensning.....	3
1.3	Ressurser.....	4
1.4	Prosjektstyring.....	4
1.5	Disposisjon	4
2	Teori om vindturbinen.....	6
2.1	Vindturbinens oppbygning.....	6
2.1.1	Tårnet.....	7
2.1.2	Rotorsystemet.....	7
2.1.3	Nacellen	7
2.2	Vind – en av menneskenes viktigste energikilde.....	8
2.2.1	Horisontale vindmøller	9
2.2.2	Vertikale vindmøller.....	9
2.2.3	Stolpemølle.....	10
2.2.4	Tårnmølle	10
2.2.5	Kraftoverføring	11
3	Girteori.....	13
3.1	Mål og betegnelser	13
3.2	Tannprofil og tanninngrep	14
3.3	Inngrepslinje og sirkelevolvent	14
3.4	Tannhjulsveksler	16
3.5	Planetvekselen	16
3.6	Eksentergiret/Cyclo kurveskiveveksel.....	18
3.7	Fasthetsberegning av tannhjul	20

3.7.1	<i>Bøyespennning og flatetrykk</i>	20
3.7.2	<i>Tannstivhet</i>	21
3.8	Virkningsgrader og smøring	22
3.9	Slitasje	23
3.9.1	<i>Bindingslitasje</i>	23
3.9.2	<i>Erosjon</i>	23
3.9.3	<i>Korrosiv slitasje</i>	23
3.9.4	<i>Utmattingsslitasje</i>	24
3.9.5	<i>Oppsmuldring av overflaten</i>	24
3.9.6	<i>Kavitasjon</i>	24
4	Multi Body Dynamics – analyse av eksentergiret	25
4.1	MD ADAMS	25
4.1.1	<i>Muligheter i MD ADAMS</i>	26
4.2	Gear Generator Toolkit	26
4.2.1	<i>Simplified</i>	28
4.2.2	<i>Detailed</i>	28
4.2.3	<i>3D-contact</i>	28
4.3	Girprinsipp fra Angle Wind AS	29
4.3.1	<i>Oppbygging og omsettingsforhold</i>	29
4.3.2	<i>Effektbalanse</i>	30
5	Modellbygging	32
5.1	Konstruksjonspunker	32
5.2	Konstruksjonsmarkere	33
5.3	Stive elementer	34
5.4	Fleksible elementer.....	34
5.5	Opplagerbetingelser	35
5.5.1	<i>Revolute joints</i>	35
5.5.2	<i>Sylindriske joints</i>	37
5.5.3	<i>Inplane joints</i>	37
5.5.4	<i>Bushing-elementer</i>	39
5.5.5	<i>Joint motion</i>	39
5.6	Simulering	40
5.7	Modellbygging – trinn for trinn.....	41

5.7.1	<i>Trinn 1 – modellering av akslinger og eksenterholder</i>	41
5.7.2	<i>Trinn 2 – påføring av koblingselementer</i>	42
5.7.3	<i>Trinn 3 – Forlengede akslinger og ulike joints</i>	43
5.7.4	<i>Trinn 4 – Overflødige koblinger</i>	44
5.7.5	<i>Trinn 5 – Test av girgenerering</i>	45
5.7.6	<i>Trinn 6 – Fra joints til bushing</i>	46
5.7.7	<i>Trinn 7 – Fleksible akslinger</i>	46
5.7.8	<i>Trinn 8 – Korrigering og finpussing</i>	47
5.8	Problemer underveis	47
5.8.1	<i>For stor fleksibilitet</i>	47
5.8.2	<i>Endring av stivhet i bushing-elementene</i>	48
5.8.3	<i>Geometrifeil</i>	48
6	Resultater og diskusjon	49
6.1	Input	49
6.2	Grafisk framstilling av verdier fra postprosessen	50
6.2.1	<i>Vibrasjoner</i>	50
6.2.2	<i>Vinkelhastighet</i>	51
6.2.3	<i>Moment</i>	53
6.2.4	<i>Vinkelforskyvning</i>	54
7	Konklusjon	56
7.1	Ferdigstilt arbeid	56
7.2	Videre arbeid	56
8	Refleksjon	57
8.1	Utførelse av masteroppgaven	57
8.2	Fremtidig arbeid	57
9	Bibliografi	58
9.1	Bøker	58
9.2	Standarder	58
9.3	Internettressurser	59
9.4	Figurer	59
9.5	Tabeller	62
10	Vedlegg A – Forstudierapport	63
11	Vedlegg B – Kiss-soft beregninger	64

12	Vedlegg C – Lagerstivheter fra SKF	65
13	Vedlegg D – Norsk Standard 5011:1977	66

Sammendrag

I oppgaven er det utviklet en girmodell for en vindturbin designet av Angle Wind AS. Utfordringen gikk ut på å bekrefte/avkrefte levedyktigheten til en konseptløsning av giret. En teori om forskyvninger av tannhjulene i giret skulle undersøkes og derav skulle en konklusjon om levedyktigheten framlegges.

Hoveddelen av oppgaven gikk ut på å lage en modell av giret i et dataprogram kalt MD ADAMS. Dette programmet brukes for å simulere ulike bevegelser for flere komponenter satt sammen i et system, og deretter analysere ulike måleverdier hentet ut av modellen. Giret ble bygget opp fra starten med helt enkle komponenter, som stive akslinger, ekleste simuleringsmetode og lignende, slik at modellen hele tiden var så feilfri som mulig. Senere ble mer avanserte komponenter og løsninger implementert for å gjøre modellen mer virkelighetstro. Det ble for eksempel satt inn noen fleksible akslinger, og den mest avanserte simuleringsmetoden ble tatt i bruk.

Etter simulering og analyse viste det seg at det oppstår en liten vinkelforskyvning eller skeivstilling i tannhjulene. Dette tyder på at teorien om kantlaster, noe Angle Wind hadde mistanke om, kan være reell. Kantlastene kan føre til økt friksjon og slitasje mellom tennene som kan forårsake kortere levetid for giret. I tillegg bidrar disse lastene til høyere kostnader på grunn av hyppigere vedlikehold og utskifting av komponenter.

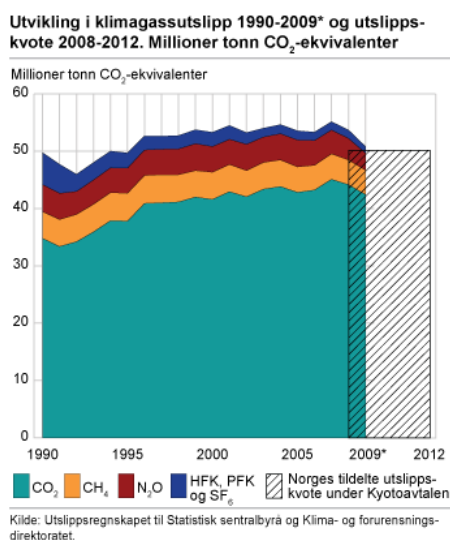
For å undersøke teorien om kantlaster nærmere, er modellen et godt utgangspunkt for videre arbeid. Ved å benytte andre typer programmer, kan flere analyser gjøres, og en nøyaktig lokalisering av spenningene med tilhørende påkjenning på tannhjulene kan utføres. Mer detaljerte forslag til videre arbeid kan finnes i slutten av rapporten.

1. Innledning

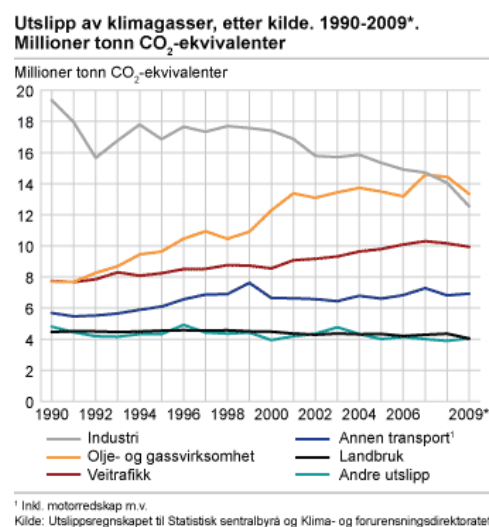
Vindmøller ble i sin tid brukt til å omdanne vindkraft til mekanisk energi. Dagens vindmøller, heretter referert til som vindturbiner, produserer strøm av vindkraft gjennom en generator. Dagens samfunn er totalt avhengig av energi i form av strøm for å fungere. Energien kan hentes ut på mange forskjellige måter, blant annet gjennom kullkraft, olje- og gassindustri, atomkraft, vannturbin, solceller, bølgekraft, vindkraft, etc. Flere av disse energiutvinningsformene produserer farlige klimagasser som skader miljøet på jorda. Gassene bidrar sterkt til den menneskeskapte økningen av drivhuseffekten, spesielt CO₂, som i 2009 sto for 83 prosent av det samlede utslippet av klimagasser. De viktigste kildene til CO₂-utslipp er olje- og gasskraftverkene, industrien og veitrafikken [web-ssb]. Figur 1a og 1b viser hhv. utviklingen av klimagassutslipp i en 20 års periode og kilder til CO₂-utslipp i samme periode.

Forskere på klimagassområdet har etter hvert blitt mer enige om at det er disse gassene som er årsaken til oppvarming av kloden og dermed til en økende mengde naturkatastrofer. Av disse grunner er det i dagens samfunn stadig viktigere å se på ”renheten” av energien som produseres og finne nye miljøvennlige løsninger på fremtidens energiproduksjon. En av løsningene på ren energiproduksjon er vindturbiner. Vindturbiner produserer fornybar energi ved hjelp av vindkraft. Vindkraften transformeres til mekanisk energi ved hjelp av rotorblader som er koblet til et girsystem. Den mekaniske energien blir overført fra rotorbladene gjennom girsystemet for til slutt å overføres til en generator som transformerer energien fra mekanisk til elektrisk.

Vindturbiner har utviklet seg enormt på de siste 35 årene. Dagens vindturbiner er mer pålitelige, rimeligere og lager mindre støy. Selv om utviklingen har vært stor, kan det ikke konkluderes med at evolusjonen er over. Det bør fortsatt være mulig å redusere kostnadene på steder med lavere vindhastighet. Vindturbiner til havs er bare i startfasen. Nye og bedre materialer og energioverføringssystemer er utfordringer som må overkommes for at vindturbinene skal bli mer effektive og levetiden skal øke. Dette gir store utfordringer til en rekke disipliner, som for eksempel elektrisk, mekanisk, materialer, kontroll- og datasystemer. “Den nye framveksten av vind som kilde for verdens energibruk må rangeres som en av de mest vesentlige løsningene fra slutten av 1900-tallet” [Manwell, et al. 2009].



Figur 1a: Typer av klimagasser



Figur 1b: Kilder til CO₂-utslipp

1.1 Utfordringer med dagens vindturbinteknologi

Det er to hovedutfordringer når det gjelder dagens vindturbiner. Det ene er den mekaniske biten. Vindturbinene blir stadig større og mer effektive. Den største hittil (i verden) er en havvindturbin som skal bygges i Øygarden i Hordaland på 10 MW og med en rotordiameter på 145 meter [web-regjeringen]. Slike turbiner er et resultat av lang erfaring med stadig større vindturbiner og deres utfordringer. Materialer, vekt og energioverføring er noen av hovedpunktene som har blitt utbedret de seneste årene, men fortsatt kan effektiviteten bli høyere og kostnadene mindre. Dette vil kreve kunnskap om nye og bedre materialer, samt nye løsninger på hvordan energien skal overføres på en best mulig måte uten at løsningen er for komplisert.

Selv om løsningene for energioverføring har blitt bedre, er fortsatt girboksen den største utfordringen. Grunnen til det er at girboksen har mange bevegelige deler og undersystemer som kreves for å operere en vindturbin. Lagrene i girboksen er også et svakt ledd som gir grobunn for slitasje. Girboksen i en vindturbin lages for å ha en arbeidstid på opp til 20 år. Dersom man sammenligner dette med en girboks i en bil ser man fort at 20 år er lang fartstid. *“Expecting a wind turbine’s gearbox to last for 20 years of continuous operation would be like expecting a car’s transmission to last for 4 million miles”* [web-northernpower]. Girboksen byr også på andre utfordringer som vedlikehold og smøring. Girboksen trenger tilsyn og overhaling flere ganger i året og kompleksiteten av eventuelle reparasjoner er ikke å undervurdere. Hydrauliske væsker, lagre, slippinger, pumper og koblinger krever kompetanse for å repareres eller byttes ut. Lagrene som brukes i girboksene er spesielt utsatt fordi de tar opp mye krefter. Når rotorbladene har liten hastighet vil lagrene få store påkjenninger, noe som man tror fører til at smøringsfilmen brytes ned og dermed at lagrene får kortere levetid [web-machinerylubrication].

I tillegg til de mekaniske problemene fins det mer miljømessige problemer som støy, innvirkning på landskapet og fuglelivet. Men i følge The European Wind Energy Association viser det seg derimot at dette er temaer som er noe overdrevne. Girboksene har blitt så gode at det kun er rotorbladene som lager vesentlig støy. Fugledødeligheten er også satt litt på spissen. Etter en studie gjort i 2001 av ecological consultants WEST for the National Wind Coordinating Committee, viste det seg i California at det kun ble drept to fugler per vindturbin det året [web-ewea]. Dermed er det kun innvikningen på landskapet som står som eneste miljøutfordring. Siden stadig større og flere vindturbiner bygges, og fordi vindturbinene må stå på steder som er åpne for å få nok vind, er dette en reell miljøutfordring som bør tas på alvor. Derimot er kanskje løsningen å bygge flere havvindmøller slik at landområder forblir ubebygde.

1.2 Prosjektmål

Prosjektmålene skal i sin helhet definere oppgaven og vise til hvilke delmål som må være utført for at hele prosjektet skal kunne gjennomføres.

1.2.1 Effektmål

Prosjektet har som hovedmål å bekrefte/øke driftssikkerheten av en spesiell konseptløsning for et eksentergir. Får å få til dette må det innhentes kunnskap og forståelse om selve dynamikken av eksentergiret, og samtidig se på hvilke krefter og momenter giret blir utsatt for. Konseptløsningen er relativt ny, noe som innebærer lite driftserfaring. Det blir dermed viktig å få fram en god modell som kan gi verdifull data for videre utvikling av konseptet.

1.2.2 Resultatmål

I prosjektet skal det utvikles en matematisk modell ved hjelp av pc-verktøy. Modellen skal beskrive dynamikken til eksentergiret samt gi en forståelse av hvordan de ulike delene virker i forhold til hverandre. Oppgavens omfang begrenses til ett konseptforslag fra Angle Wind AS. Konseptet blir dermed i sin helhet å analysere spenninger som framdrives av kantlaster på tennene i eksentergiret. Disse spenningene sammenlignes med tillatt spenning beregnet etter materialspesifikasjoner og til slutt bekrefter eller avkrefter resultatene om konseptløsningen er levedyktig.

1.2.3 Mål 1 - Modellering av eksentergiret

I denne delen av prosjektet skal tannhjulene og deres koplinger modelleres i et modelleringsprogram. Her skal det tas hensyn til effekter som virker inn på systemets dynamikk:

- Stivhet og masse
- Opplagring
- Hvor krefter/momentet oppstår og overføres

Resultatene fra modellen skal brukes videre i en simulering, hvor ulike analyser og beregninger hentes ut fra en postprocessor.

1.2.4 Mål 2 - Analyse av tannhjulsbelastninger

I denne delen skal den dynamiske analysen av tannhjulene utføres. Modellen påføres krefter og bevegelser som skal simulere den virkelige vindturbinen så riktig som mulig. Det skal spesielt tas hensyn til kantlaster og forskyvning/vridning av tannhjulskoplingene seg i mellom i det spesifikke konseptet.

1.2.5 Prosessmål

Prosessen med å løse den gitte masteroppgaven blir viktig i seg selv, da dette er en avsluttende oppgave på et masterstudium. I tillegg blir det vesentlig å skaffe nok kunnskap på andre områder, slik som:

- Forståelse av girsystemer, og spesielt eksentergiret
- Kraft- og momentoverføringer
- Dynamisk modellering
- Analyse ved hjelp av pc-verktøy
- Uthenting og forståelse av vesentlig data

Til slutt vil selve gjennomføringen og tillært kunnskap om prosjektet i sin helhet være et viktig mål, da dette kan komme til nytte i framtiden, spesielt i jobbsammenheng.

1.2.6 Prosjektets omfang og begrensning

Prosjektet er en masteroppgave på 30 studiepoeng som utføres på ett semester. Oppgaven vil begrenses til å finne ut vinkelforskyvning ved kantlaster mellom tannhjulene i giret.

1.3 Ressurser

- Tilgang på datamaskin med MSC ADAMS for å gjøre dynamiske simuleringer og beregninger av de ulike belastningene. Dette fås gjennom en lisensiert (tidsbegrenset) versjon fra distributør
- Tilgang på modeller og tegninger samt fysiske og geometriske data for maskinelementene brukt i konseptløsningen av eksentergiret. Dette fås av Angle Wind AS
- Tilgang på ulike standarder for tannhjul og tannhjulsveksler. Fås gjennom biblioteket ved UiS.

1.4 Prosjektstyring

Det er satt opp et Gantt-skjema for å holde orden på prosjektets forløp og tidsfrister, samt et hierarkisk kart for å få bedre oversikt over postene i prosjektet. Skjemaet skal fungere som en framdriftsplan gjennom hele prosjektperioden. Skjemaet finnes i vedlegg A: Forstudierapport. Det vil ikke bli utarbeidet noen fast statusrapport eller faste møtetidspunkter med veileder eller Angle Wind AS. Derimot vil møter med veileder avtales ved behov og møter Angle Wind AS avtales når det føles naturlig eller etter ønske fra bedriftens side.

1.5 Disposisjon

Masteroppgaven består av 8 kapitler, bibliografi og 4 vedlegg og er bygget opp som en rapport for oppgaveskriving. Rapporten er ment som en analyse av et eksentergir og en tilnærming til virkeligheten gjennom en virtuell modell.

Kapittel 1 tar for seg bakgrunnen til prosjektet og hvilke utfordringer samfunnet i dag står ovenfor med tanke på energiutvinning. Det er i tillegg lagt vekt på omfanget av oppgaven og de ulike målene som skal nås.

Kapittel 2 dreier seg om vindturbinen. Her blir det beskrevet hvilke komponenter en vindturbin er satt sammen av og hvordan de fungerer sammen for å danne en fullstendig vindturbin. Kapitlet viser også utviklingen av oldtidens vindmøller, hvordan vinden ble høstet for bruk til industrivirksomhet og jordbruk, og de nyvinningene som måtte til for å skape nåtidens vindturbin.

Kapittel 3 legger vekt på girets oppbygning og de mange forskjellige typene tannhjulsveksler som benyttes i ulike kraftoverføringer. Begreper og mål blir forklart i første del av kapitlet. Deretter følger en detaljert oversikt over de vanligste typene gir, og til slutt behandles fasthetsberegninger, virkningsgrad og ulike former for slitasje.

Kapittel 4 omhandler selve programvaren som blir brukt til modellering av giret (MD ADAMS). I starten av kapitlet beskrives programvaren MD ADAMS og Gear Generator Toolkit og mulighetene som finnes ved bruk av disse programmene. Deretter følger en forklaring av oppbygningen av girprinsippet designet av Angle Wind AS. Til slutt i dette kapitlet forklares omsetningsforholdet i giret samt effektbalansen.

Kapittel 5 dreier seg i sin helhet om selve modellbyggingen i programvaren MD ADAMS. I dette kapitlet benyttes mange figurer hentet direkte fra programvaren for å bedre illustrere forklaringene. Byggingen av modellen legges fram på et detaljert nivå, der ulike elementer og

komponenter i programvaren forklares nærmere. Videre følger en forklaring av simuleringen av giret og viktigheten av denne funksjonen. Siste del av kapitlet gir en grundig gjennomgang av hele modelleringsprosessen, trinn for trinn. Her legges det spesielt vekt på hvordan modellen bygges opp fra start til slutt, samt gangen i denne prosessen.

Kapittel 6 gir en oversikt over de ulike analyseresultatene som er hentet ut fra modellen. De ulike grafene og verdiene som vises forklares nærmere i kapitlet.

Kapittel 7 omhandler resultatene fra forrige kapittel. Påliteligheten til verdiene diskuteres ved å sammenligne med virkeligheten. Noen av resultatene diskuteres mer i detalj for å gjøre det klart hva de enkelte verdiene står for.

Kapittel 8 oppsummerer arbeidet med oppgaven og gir en konklusjon på de utfordringene som ble gitt i prosjektmålene. I tillegg blir det diskutert hvilke mål som er oppnådde og hvilke som krever lengre tid.

Kapittel 9 reflekterer over arbeidet som er gjort i masteroppgaven, hvilke aspekter som kunne vært arbeidet videre med og hva som har vært utfordrende i oppgaven. Det gis forslag til videre arbeid for kommende masteroppgaver og hvilke type programvare som kan benyttes.

2 Teori om vindturbinen

2.1 Vindturbinens oppbygning

En normal vindturbin som bygges i dag er rimelig forskjellig fra de mekaniske vindmøllene som ble brukt til maling av korn og vanning. Dagens vindturbiner brukes nesten utelukkende til å produsere elektrisitet, og de må møte strenge krav til både materialer og effektiv produksjon. Vindturbinene har derfor blitt mer standardisert ettersom de har utviklet seg, og består stort sett av følgende tre hovedkomponenter: Tårn, rotorsystem og nacelle. Disse hovedkomponentene har igjen underkomponenter som blir forklart nærmere i de neste avsnittene. Figur 2a og 2b viser de to ulike typene vindmøller.



Figur 2a: Gammel type vindmølle



Figur 2b: Ny type vindturbin

2.1.1 Tårnet

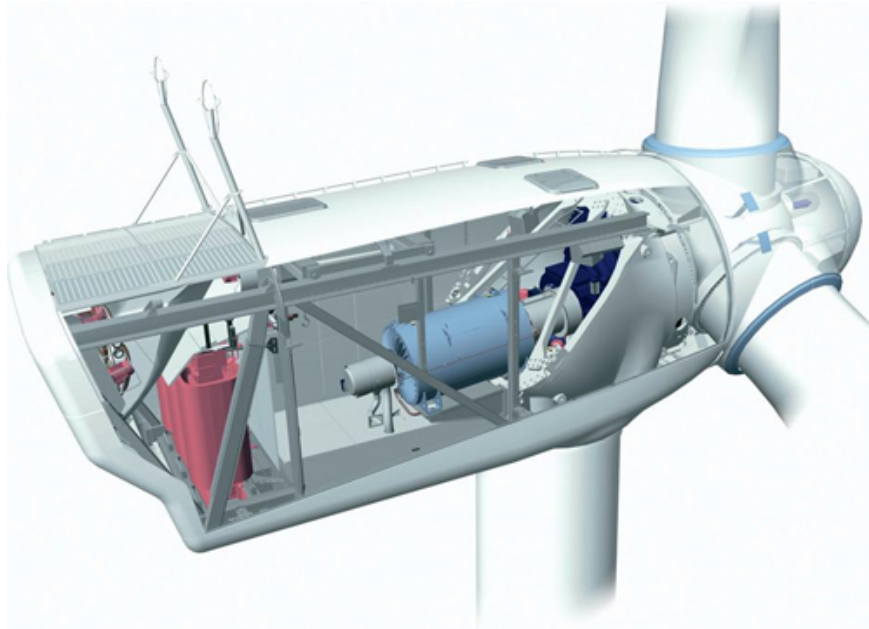
Tårnets funksjon er å heise nacellen og rotormekanismen opp i luften. Tårnet er normal minst like høyt som diameteren på rotorbladene. Generelt bør tårnets høyde ikke gå under 24 meter fordi vindhastigheten er lavere og mer turbulent så nærme bakken. Et vindturbintårn er som oftest lagd av stål, selv om det fins enkelte tårn i forsterket betong. Når stål brukes, blir som regel tårnet galvanisert eller malt for beskyttelse mot korrosjon.

2.1.2 Rotorsystemet

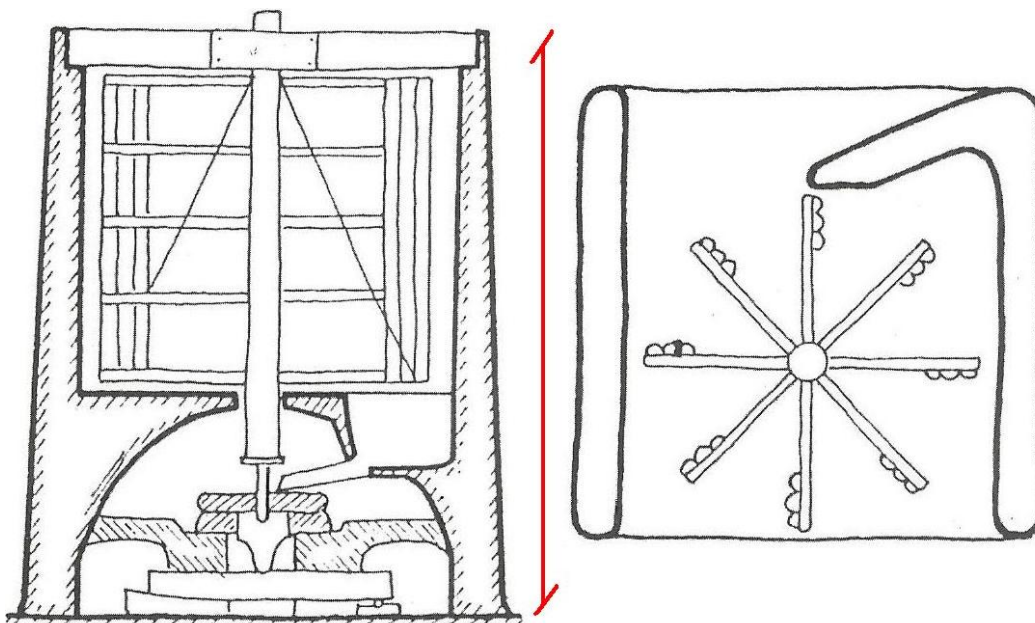
Rotoren er unik i vindturbinsammenheng fordi den er designet spesifikt for å dra ut mest mulig energi fra vinden for å gjøre den om til rotasjonsbevegelse. Det er rotorbladene som tar seg av denne jobben. Den andre komponenten i rotorsystemet er hub-en eller navet. Denne komponenten kobler rotorbladene til hovedakslingen og dermed til hele drivlinjen. Hub-en transformerer og må tåle alle lastvirkningene fra rotorbladene. Hub-en kan også designes for å tilte rotorbladene om hovedakslingen for å redusere laster fra aerodynamisk ubalanse eller fra dynamiske effekter fra rotasjonen.

2.1.3 Nacellen

Nacellen er den komponenten i vindturbinen som inneholder flest underkomponenter. I Figur 3 vises nacellen med sine underkomponenter. Disse underkomponentene er høyhastighets- og lavhastighetsaksling, girboksen, generatoren og yaw-systemet. Kort forklart er høyhastighets- og lavhastighetsakslingen hhv. akslingen mellom generator og girboks og akslingen mellom girboks og rotorsystem. Generatoren er komponenten som omgjør den mekaniske energien fra rotorsystemet til elektrisk energi. Yaw-systemet er overgangen mellom tårnet og nacellen. Yaw-systemet fungerer på den måten at hele nacellen med rotorsystemet kan dreies i vindens retning for å utnytte energien på best mulig måte. Det fins to utgaver av yaw-systemet: Aktiv og fri. Det aktive systemet bruker en motor for å rotere nacellen, mens det frie systemet bruker aerodynamikken til rotorbladene for å rette opp vindturbinen. [web-windpower]



Figur 3: Nacellen



Figur 4: Persisk vindmølle

2.2 Vind – en av menneskenes viktigste energikilde

Vind som energikilde ble først tatt i bruk etter slaver, dyr og vannhjul. Den eldste kjente vindmøllen er fra ca. år 640 f.kr. og ble funnet i Iran [Lucas, Adam (2006)]. Fra å produsere mekanisk energi til elektrisk energi, skjedde det ingen drastiske forandringer i vindmøllens design. Først fra middelalderen til 1800-tallet ble det forandringer i utseende og materiale. Figur 4 viser hvordan designet på den persiske vindmøllen så ut før designet ble endret fra en aksel med loddrette vingeblyder, til en vannrett aksel på tårnet med loddrette vingeblyder og dreibar nacelle. Transmisjonsproblemet ble sannsynligvis løst i Sør-Europa for nesten 1000 år siden, men fortsatt ble hele møllen dreid for å komme i vindretningen. På 1300-tallet i Holland ble det imidlertid utviklet møller hvor kun nacellen kunne dreies. Det førte til at vindmøllene ble lettere å arbeide med og kunne bygges mye større. Den hollandske møllen kunne produsere 4 ganger så mye energi som en vanlig mølle. Derfor ble den hollandske møllen spredt til Danmark, men klarte ikke konkurrere ut den vanlige møllen før den selv ble utkonkurrert av forbrenningsmotoren og elektrisiteten, som gjorde vindmøllens oppgaver lettere.

Vindmøllens oppgaver var blant annet maling av korn og pumping av vann, men i dag brukes de stort sett til å utvinne elektrisitet og vanne hager. Amerikaneren Charles F. Brush var den første til å prøve om en vindmølle kunne drive en dynamo. I 1887-88 bygde han verdens første vindmølle for elektrisitetsproduksjon. Rotordiameteren var på 17 meter og produksjon på 12 kW (Halvparten av det en hollandsk mølle kunne produsere). I 1891 på Askov Højskole ble den første hurtiggående vindmøllen for elektrisitetsproduksjon reist. Den var dansk og konstruktøren Poul la Cour var lærer ved skolen. Poul la Cour fortsatte sitt arbeid med vindmøller, og ved hans død i 1908 hadde han etablert 100 vinddrevne elektrisitetsverk rundt om i Danmark.

Etter annen verdenskrig forsvant de elektrisitetsproduserende vindmøllene nesten helt fra markedet på grunn av billig bensin, men vindmøllefeberen tok seg opp igjen i slutten av 1970-årene grunnet forlengelsen av oljekrisa og bevegelsen mot atomkraft. Gedser-møllen vendte vingene mot vinden. Vingene var stall-regulerende, dvs. at luften lager virvler bak vingene når luften blir sterk. På den måten kunne man unngå at møllen kom opp i for høye hastigheter. Hvis det allikevel skulle skje, var vindmøllen utstyrt med aerodynamiske nødbremser som ble utløst av sentrifugalkraften.

2.2.1 Horisontale vindmøller

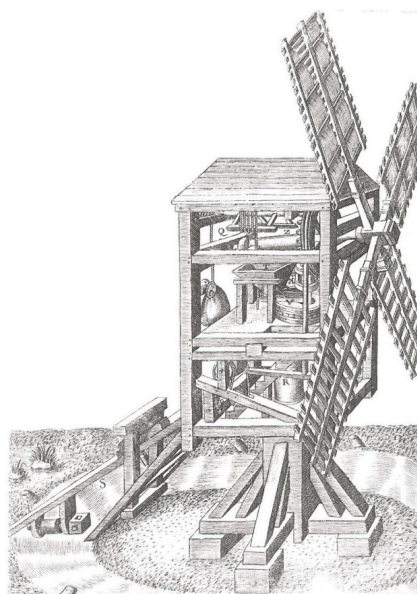
Horisontale vindmøller fra Persia er veldig forskjellig fra de vertikale vindmøllene som ble til i Europa fra 1200-tallet. Den tidligste detaljerte beskrivelsen av designet og konstruksjonen av en horisontal vindmølle er gitt av den arabiske forfatteren Al-Dimashqi rundt 1271, selv om teknologien allerede var ca 300 år gammel på den tida. Hver vindmølle besto av en toetasjes bygning som ble bygd på toppen av en ås, et fjell eller en bakke. I den øverste etasjen fant man møllesteinen, mens den nederste inneholdt selve vindmøllekonstruksjonen, med en vertikal spindel hvor mellom 6 og 12 stoffbelagte vegger stakk ut. Disse veggene var der for å styre vinden inn mot møllens sentrum der selve vindmøllen satt. Veggene kunne vinkles manuelt i forhold til vindretningen. Inn mot vindmøllen var det hull som vinden ble ført igjennom. Hullenes tverrsnitt ble mindre innover mot vindmøllen slik at vindhastigheten økte. Utenpå vindmøllehuset kunne man stenge porter slik at mengden vind inn i vindmøllen kunne reguleres for å minke hastigheten på møllen.

Vindmøllene var kjent på Kreta allerede på 1400-tallet. Likevel ble ikke de horisontale vindmøllene brukt i Europa før på 1600-tallet, selv om designet var svært forskjellige fra de persiske.

2.2.2 Vertikale vindmøller

De første vertikale vindmøllene dateres tilbake til 1180 i England. Det er også funnet dokumenter på at det fantes vindmøller i Frankrike og Belgia sent på 1100-tallet. Dette er av typen stolpemølle/søylemølle, hvilket betyr at hele huset som omkranser maskineriet er bygget på en enkel stolpe som kan dreies mot vindretningen. Fra slutten av 1200-tallet var vindmøllene i bruk rundt om i England og Frankrike i de distriktene som hadde stabil vind og begrenset med vannkraft. Stolpemøllene nådde sannsynligvis Nederland og Danmark innen 1200-tallet, og Polen og Sverige innen første halvdel av 1300-tallet.

Den mest intense byggeperioden for vindmøller var på 1200-tallet. Her ble først og fremst stolpemøller bygget, men seinere ble også tårnmøller populære, enda de var dyrere å bygge. Å renovere eller bygge om en vannmølle var like dyrt som å bygge en ny stolpemølle. Ennå dyrere var det å bygge en tårnmølle, omtrent dobbelt så dyrt.



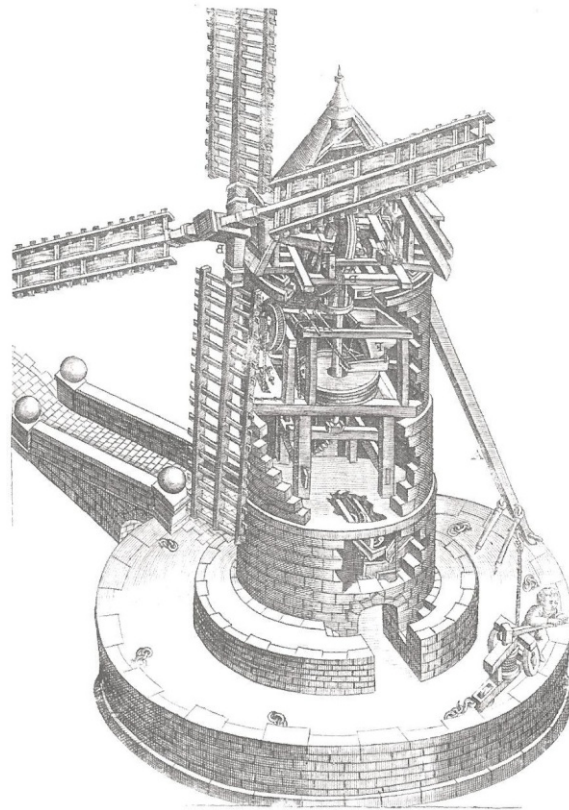
Figur 5: Stolpemølle

2.2.3 Stolpemølle

De første stolpemøllene besto av et møllehus av treverk. Møllehuset omkranset maskineriet og bar seilene. Hele konstruksjonen var opphengt på en sentral stolpe slik at den kunne roteres etter vindretningen. Den massive sentrale stolpen var lagd av en eikestamme som vanligvis var en meter i diameter. Siden hele konstruksjonen måtte ta opp store krefter ble vedlikehold av stabiliteten den viktigste oppgaven. Dersom den sentrale stolpen ble ødelagt ville hele konstruksjonen kollapse. Stolpemøllen vises i Figur 5.

2.2.4 Tårnmølle

Tårnmøllen har fått sitt navn på grunn av at konstruksjonen som holder seilene og maskineriet er bygget som et tårn av murstein. Kun toppen av tårnet med seilene kan vris etter vindretningen. Figur 6 viser en typisk tårnmølle. Denne kunne typisk være mellom 20 og 30 meter høy og med opp til 23 meter seilspenn. Fordelene med tårnmøller var blant annet motstandsdyktigheten mot vær, vind og angrep, samt at de kunne bygges på mur- og slottsvegger. Fra 1600- og 1700-tallet erstattet tårnmøllene de fleste av stolpemøllene i England. De ble også svært populære i middelhavsområdet.



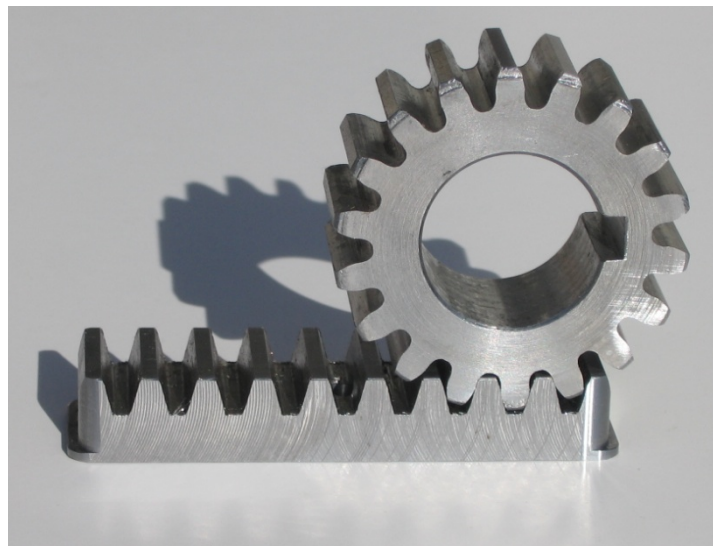
Figur 6: Tårnmølle

2.2.5 Kraftoverføring

Ettersom vindmøllene utviklet seg ble det vanlig å ta i bruk gir for kraftoverføring. Gir er enkle maskiner som bruker hevarmprinsippet for å endre hastighet og dreiemoment fra en aksel til en annen og samtidig endre rotasjonsakse, eller for å skaffe en vekslende bevegelse. Hevarmprinsippet vises i Figur 7. I følge Foley [Meyhoff, P. et al. (2005)] oppsto tannhjul og giring i vesten som et resultat av løfteverktøy for vann. Med vannforsyning til jordbruket, kunne disse verktøyene øke produksjonen 11 ganger i forhold til å dyrke på tørr mark med kun regn som vanningsmetode. Foley tror i tillegg at gir begynte med kjettinger surret rundt polygoner og ikke som fortannede elementer. Drachmann (1963) mener på sin side at tannstangen og pinjongen av Ctesibios rundt 270 f.Kr. var den tidligste girkombinasjonen. Tannstang og pinjong vises i Figur 8.



Figur 7: Hevarmprinsippet



Figur 8: Tannstang og pinjong

Det eldste bevarte giret er et lite sylindrisk tannhjul av messing fra mellom år 100 og 200 f.Kr. Tannhjulet ble funnet fra et skipsvrak ved Antikythera. Fra tidlig middelalder fins det eksempler på gir i de eldste katedralklokkene, f.eks. de i Salisbury (1386), Rouen (1389) og Wells (1392). I middelalderen ble både støpejern og treverk, spesielt bjørk og agnbøk, brukt som tannhjulselementer. Agnbøk hadde rundt 30 % av styrken til støpejern, men på den annen side var den mye mindre sprø enn støpejernet. Dette gjorde at treverket og støpejernet ble sett på som likeverdige, og de ble ofte utsatt for de samme lastene og påkjenningene. Utviklingen av vann- og vindmøller ble uten tvil avgjørende for videreutviklingen av gir- og tannhjuldesignet.

3 Girteori

Gir blir definert som fortannede mekaniske elementer som overfører rotasjonsbevegelse fra en aksel til en annen. Disse typer elementer er noe av det eldste utstyret som er funnet opp. Sammenlignet med andre kraftoverføringselementer, slik som belter, kjeder og lignende, er gir de mest robuste og holdbare elementene. Effektiviteten av kraftoverføringen kan komme helt opp i 98 %, men dette gjør også at gir får en høyere kostnad enn belter og kjeder [Dahlvig, G. et al. (2000)].

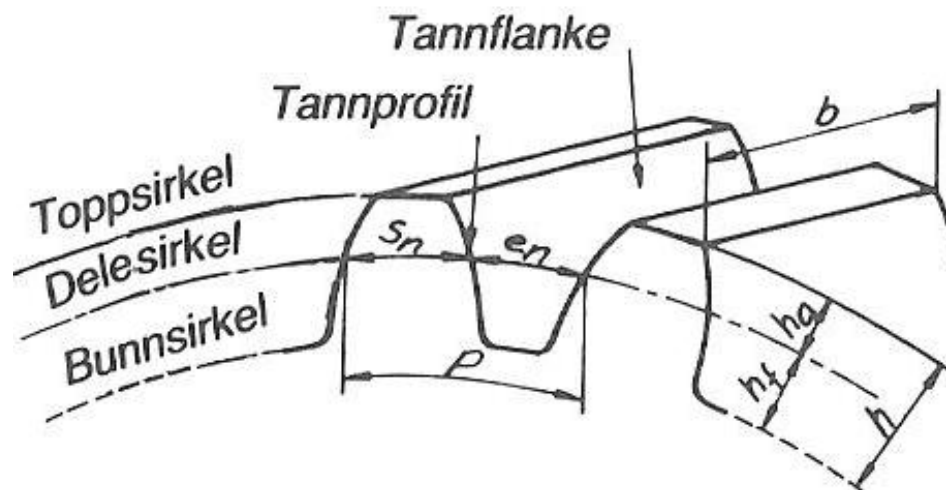
Kraftoverføringselementer brukes i en rekke sammenhenger, f.eks. i framkomstmidler som biler, motorsykler og landbruksredskap, men kan også benyttes i industrien og i energiutvinnende maskiner. Det brukes forskjellige typer gir i ulike maskiner, alt etter hva slags utveksling, rotasjonshastighet og kraftretning som er ønskelig. I de neste avsnittene er noen av disse girtypene forklart nærmere.

3.1 Mål og betegnelser

For å beskrive utformingen av en tann eller et tannhjul brukes en rekke ulike mål og betegnelser. Noen av disse vises i Figur 9. Disse målene gjelder normale modultenner. I mange tilfeller er det nødvendig å foreta korreksjoner på de normerte tennene i det ene eller begge tannhjulene for å sikre at de skal kunne arbeide sammen uten unødig stor slitasje, bruddfare eller andre ulemper.

De ulike betegnelsene på et normert tannprofil er følgende:

- b = tannbredden
- s_n = tanntykkelsen
- e_n = lukevidden
- p = delingen
- h_a = (tann)topphøyden
- h_f = (tann)fothøyden
- h = tannhøyden



Figur 9: Ulike mål og betegnelser

3.2 Tannprofil og tanninngrep

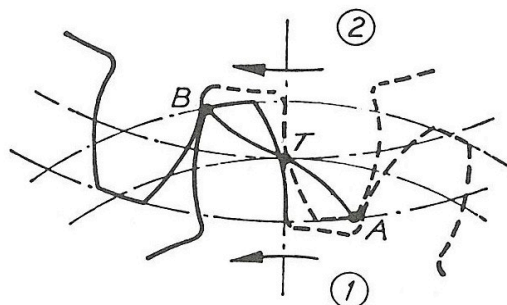
For at to tannhjul skal fungere sammen, er det visse grunnbetingelser som må være oppfylt. En av disse er at vinkelhastigheten ω_2 for det drevne hjulet skal være konstant dersom vinkelhastigheten ω_1 hos det drivende hjulet er konstant. Med andre ord skal ω_1/ω_2 være konstant. I kontaktpunktet der to tannprofiler tangerer hverandre skal hastigheten være lik for begge profilene regnet vinkelrett på kontakttangente. Dersom hastigheten i kontaktpunktet er forskjellig, vil profilene enten gå inn i hverandre eller fjerne seg fra hverandre.

3.3 Inngrepslinje og sirkelevolvent

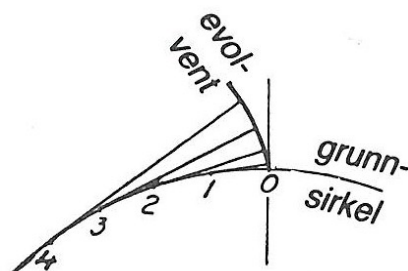
For to tannpar som er i inngrep vil den første kontakten starte i punkt A. Deretter vil kontaktpunktet flytte seg til punkt T, som Figur 10 viser. Her tangerer delesirkelene hverandre. Til slutt vil tannparet miste kontakten i punkt B, hvor inngrepet slutter. Linjen ATB i Figur 10 danner de geometriske stedene for kontaktpunktet og kalles derfor inngrepslinjen. Lengden av denne linjen kalles inngrepslengden. For at dreiebevegelsen skal være kontinuerlig, må inngrepslengden være så stor at en ny tann rekker fram til punkt A innen den foregående tannen forlater inngrepet i B. Når tennene passerer ligger inngrepslinjen i ro.

I virkeligheten er det inngrepslinjen og ikke et tannprofil som velges når et tannhjul skal fremstilles fordi denne linjen er såpass viktig for tannhjulets driftsegenskaper. Den enkleste inngrepslinjen er en rett linje der det tilsvarende tannprofilet er en sirkelevolvent.

Sirkelevolventen kan beskrives på følgende måte: En snor er oppviklet på en sylinder. Når snora avvikles eller rulles ut, vil dens endepunkt beskrive evolventen til sirkelen. En annen måte å forklare evolventen på er den matematiske metoden. Her er evolventen definert som det geometriske stedet for endepunktet av en tangent som rulles opp fra grunnkurven uten å gli. Dette vises i Figur 11. Grunnkurven er her en sirkel. Hvis tangenter konstrueres i punktene 1, 2, 3 og 4 osv. og avsetter buelengdene 0, 1, 2, 3, 4 osv. i punktene, ligger tangentenes endepunkter på evolventen.



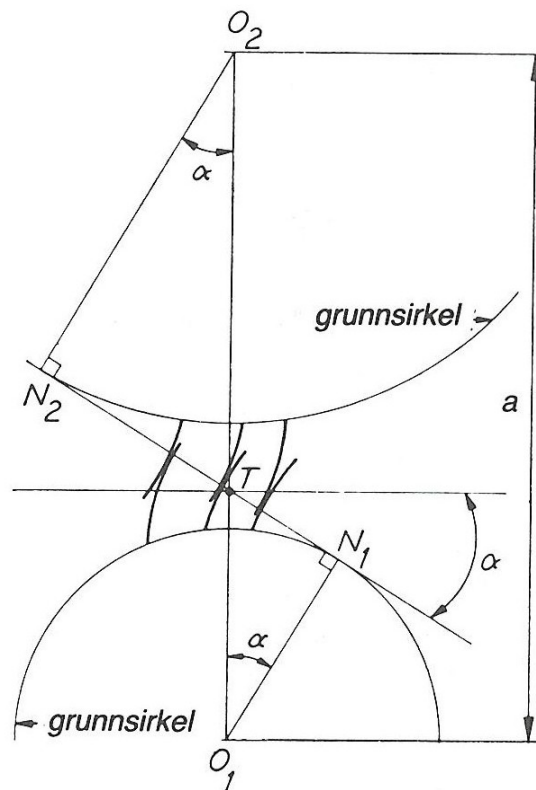
Figur 10: Inngrepslinjen ATB



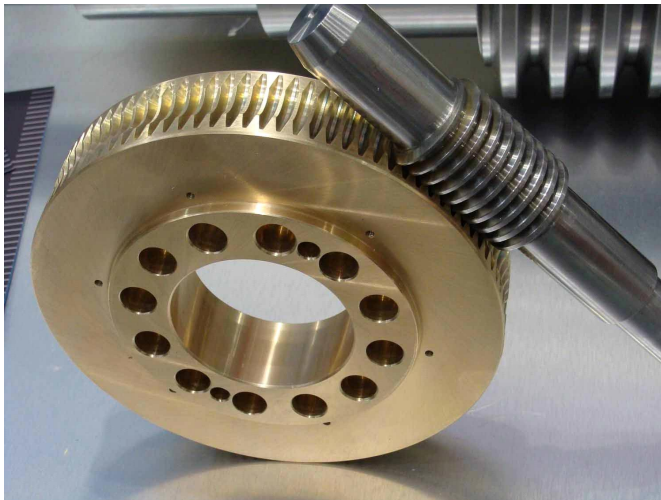
Figur 11: Sirkelevolventen

Evolventene til et tannhjulpar bestemmer delesirkelen, altså den linjen der tannhulsparene har sitt optimale tanningrep i kontaktpunktet. Ved å konstruere evolventer til to grunnsirkler (tannhjul) som Figur 12 viser, må evolventene tangere hverandre på linjen N_1N_2 fordi denne linjen er normal til samtlige evolventer som er tegnet. Dersom sentralpunktet T plasseres der N_1N_2 skjærer O_1O_2 , må N_1N_2 være inngrepslinjen, og grunnsirklenes delediameter skal gå gjennom T . Grunnsirkelen på figuren er en imaginær sirkel som har med tannprofilen å gjøre. Vinkelen α er definert som inngrepsvinkelen, som er standardisert til 20° [Dahlvig, G. et al. (2000)].

For evolventtenner er inngrepslinjen alltid en rett linje. De innerste punktene på evolventene passerer inngrepslinjen ved N_1 og N_2 . Tanningrepet må ikke gå forbi disse punktene. Dersom dette skjer vil evolventene ikke lenger tangere hverandre og dermed er ikke vilkårene for korrekt tanningrep lenger oppfylt. Evolventen til et tannhjul er ikke avhengig av diameteren på mottannhullet, men dersom tannhjulene skal samarbeide, er det en forutsetning at deres grunnsirkler har en felles tanget som her blir inngrepslinjen.



Figur 12: Optimalt tanningrep



Figur 13: Snekkeveksel



Figur 14: Sylindriske tannhjul

3.4 Tannhjulsveksler

Tannhjuls- og snikkeveksler brukes til å overføre rotasjonsbevegelse fra en aksel til en annen og mellom tannhjul, som Figur 13 viser. Dreieretningen er enten den samme eller motsatt av opprinnelig dreieretning. Turtallet beholdes eller endres alt etter ønske. Tannhjul benyttes der avstanden mellom akslene er relativt liten. Dersom avstanden øker kan reim- og kjededrift være en bedre løsning.

Den tillatte periferihastigheten avhenger av materiale, bearbeidingsnøyaktighet og type tannhjul. Ved parallelle aksler brukes sylindriske tannhjul, som Figur 14 viser. Disse kan ha rette tenner (rettfortanning) eller skrå tenner (skråfortanning). Ved rettfortanning ligger tennene parallelt med hjulets akse. Ved skråfortanning er tennene skåret ut etter en skruelinje i den sylindriske flaten. Dersom akslene skjærer hverandre brukes koniske tannhjul med rette, skrå eller krumme tenner. Ved kryssede aksler (aksler i forskjellige plan) benyttes enten snikkeveksler, skruerhjulveksler eller en hypoidveksel.

3.5 Planetvekselen

Planetvekselen, eller planetgiret, er den mest brukte girboksen i dagens vindmøller. Den egner seg godt til automatiske girkasser fordi tannhjulene har konstant inngrep, og selve giringen kan foregå ved hjelp av friksjonskoplinger som styres hydraulisk. I slike girkasser må to eller tre enkle planetveksler koples etter hverandre til en sammensatt planetveksel. Planetvekselen består av tre koaksiale elementer (aksene for de tre elementene faller sammen). Disse elementene er: Solhjulet (innerste), ringhjulet (ytterste) og planethjulholderen med ett eller flere planethjul. Ringhjulet er et innertannhjul, mens de to andre elementene er vanlige yttertannhjul. I Figur 15 vises en modell av planetgiret.

Dersom planetgiret skal komme til nytte må drivende aksel forbindes med ett av de tre tannhjulselementene og drevne aksel med ett av de andre. Hvis det tredje elementet kan rotere fritt, vil utgående aksel stå stille. Det vil altså ikke bli noen “drevet” aksel. Når to av elementene kobles sammen, vil det hele virke som en fast kobling. Dermed vil direkte drift uten veksling inntreffe og drivende og drevne aksel vil da rotere som én.

Forutsatt at innretningen skal virke som en veksler/gir, må det tredje elementet stå stille. Solhjulets eller planethjulholderens rotasjon kan motvirkes ved hjelp av hver sin lamellkopling, mens ringhjulet holdes i ro av et låsebånd. I teorien har planetgiret nå 6 muligheter for utveksling fordi det er to mulige “utganger” for hver av de tre mulige “inngangene”. Av disse seks mulighetene er det to med økende og to med reduserende

omsettingsforhold med samme dreieretning, samt én med økende og én med reduserende omsettingsforhold med motsatt dreieretning. Dette er de teoretiske verdiene, men i praksis er det kun mulig å benytte én eller to utvekslinger, i tillegg til “fri” og “direkte”.

I en vindturbin har rotorbladene liten rotasjonshastighet, men stort moment. Det er ønskelig å transformere denne bevegelsen om til høy rotasjonshastighet og lite moment slik at generering av strøm blir så effektiv som mulig. Dette kan gjøres ved at ringhjulet holdes i ro, planetholderen blir drivende aksel og solhjulet blir drevet. Planetholderen er her koplet til rotorbladene, mens solhjulet er koplet til en generator.

Utvekslingsforholdet, i , vil dermed bli:

$$i = \frac{\omega_{\text{inn}}}{\omega_{\text{ut}}} = \frac{\omega_{\text{Planethjulholder}}}{\omega_{\text{Solhjul}}} = 1 + \frac{D_{\text{Solhjul}}}{D_{\text{Ringhjul}}}$$

Tilsvarende blir momentomsettingen:

$$M_{\text{Ut}} = M_{\text{Inn}} \times \left(\frac{\omega_{\text{Ut}}}{\omega_{\text{Inn}}} \right) \times \eta$$

Der

η – girsystemets virkningsgrad

ω – vinkelhastighet

D – diameter

M – moment



Figur 15: Planetgir

3.6 Eksentergiret/Cyclo kurveskiveveksel

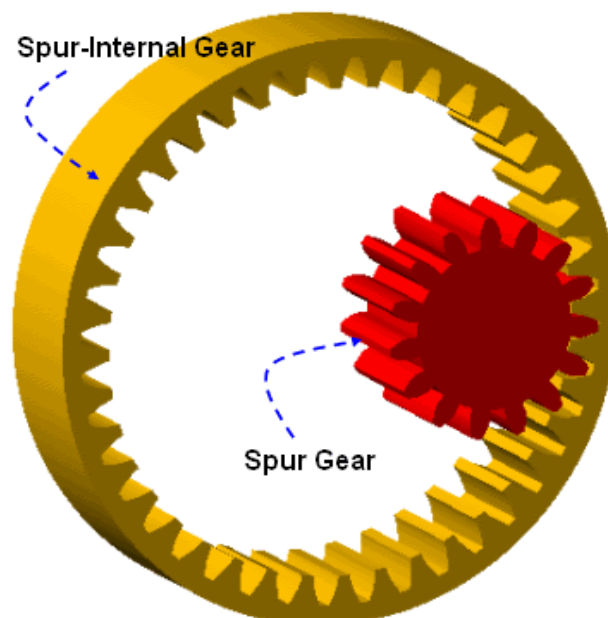
En Cyclo-veksel består av fire hovedkomponenter:

- Aksel med eksenterskiver
- Kurveskiver (sykloideskiver)
- Pinneringshus med pinner
- Aksel med medbringerpinner

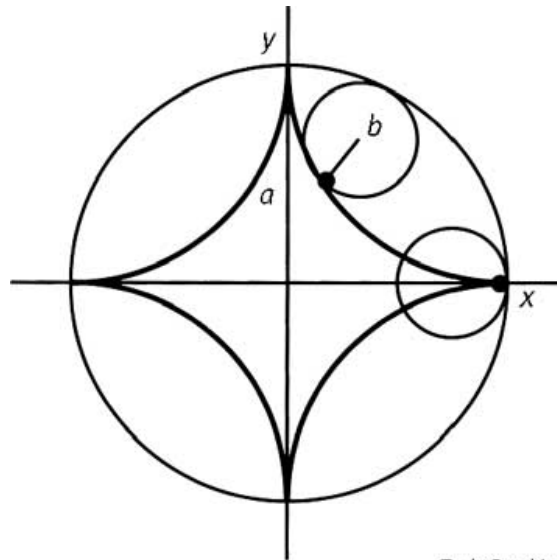
Sykloideskivene har planetbevegelse, dvs. at de dreier seg om sin egen akse samtidig som de sirkler i forhold til huset og eksenteren. Dette gjør at sykloidevekselen i prinsippet er en planetveksel. På samme måte som i en planetveksel, kan man velge hvilken av de tre delene eksenteraksel, hus og medbringerskive som skal være inngående, stasjonær eller utgående. Figur 16 er et eksempel på et eksentergir, der ringhjulet vises i gult og eksentergiret i rødt.

Prinsippet i et eksentergir kan forklares ved å se på to sirkler av forskjellige størrelser, der den minste sirkelen (eksenterhjulet) roterer langs indre sirkelbue på den største sirkelen (ringhjulet) uten å gli [Lawrence, J. D. (1972)]. Man tenker seg først et fast punkt P på eksenterhjulets omkrets. Dersom ringhjulet står stille, samtidig som eksenterhjulet flytter seg en rotasjon lik den indre omkretsen av ringhjulet, vil punktet P danne en figur som i matematikken er definert som en hypocycloid. En skjematisk framstilling av en hypocycloid vises i Figur 17.

Eksenterhjulet beveger seg eksentrisk i forhold til ringhjulet, dvs. forskjøvet i forhold til ringhjulets aksesenter. Eksentrisiteten er i matematikken definert som hvor nær en ideell sirkel en bane er. For sirkulære baner er eksentrisiteten definert lik null.



Figur 16: Eksentergir



Figur 17: Hypocycloid

Dersom eksenterhjulet har radius r og ringhjulet har radius $R = kr$ kan parameterlikningen for kurven framstilles slik:

$$x(\theta) = (R - r) \cos \theta + r \cos \left(\frac{R - r}{r} \theta \right)$$

$$y(\theta) = (R - r) \sin \theta - r \sin \left(\frac{R - r}{r} \theta \right)$$

Hvis k er et heltall vil kurven være luket og ha skarpe hjørner, altså ikke differensierbar. For eksempel for $k=2$ er kurven en rett linje og sirklene kalles Cardano-sirkler, etter den italienske matematikeren, fysikeren og astrologen Girolamo Cardano [web-snl].

3.7 Fasthetsberegning av tannhjul

For å vurdere bæreevnen til et sylindrisk tannhjul i en tannhjulsviksel er det nødvendig å se på enten den tillatte bøyespenningen for materialet eller det tillatte flatetrykket. Ved et tannhjulspår vil lasten, eller tannkraften, virke langs inngrepslinjen og normalt på tannflanken. Lasten F , det vil si tannkraften, forårsaker to typer påkjenninger: Flatetrykket i kontaktpunktet og bøyespenningen ved tannfoten. Bøyespenningen er som regel den mest kritiske spenningen for tannhjul av settherdet eller annet overflateherdet stål, mens flatetrykket er avgjørende for tannhjul av seigherdet stål. Ved beregninger på tannhjul bør både bøyespenningen og flatetrykket kontrolleres. Beregningsverdiene er listet opp i Tabell 1.

3.7.1 Bøyespenning og flatetrykk

Metoden for beregning av bøyespenningen baserer seg på at lasten angriper mot tanntoppen. Påkjenningen bestemmes deretter i et snitt gjennom de punktene hvor tangenter med 30° helningsvinkel mot tannens midtlinje tangerer tannfoten.

Bøyespenningen beregnes etter følgende formel:

$$\text{Opptredende} \quad \sigma_F = Y_F * Y_\beta * Y_\varepsilon * \frac{F_{ber} * K_{F\alpha} * K_{F\beta}}{b * m_n}$$

$$\text{Tillatt} \quad \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} * Y_S * K_{FX} * K_{FN}}{S_F}$$

Flatetrykket beregnes i sentralpunktet etter Hertz' lov:

$$\text{Utvendig fortanning} \quad \sigma_H = Z_H * Z_M * Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{ber} * K_{H\beta} * (u+1)}{b * d_1 * u}}$$

$$\text{Innvendig fortanning} \quad \sigma_H = Z_H * Z_M * Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{ber} * K_{H\beta} * (u-1)}{b * d_1 * u}}$$

$$\text{Tillatt flatetrykk} \quad \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} * K_L * Z_R * Z_V * K_{HX} * K_{HN} * K_{HK}}{S_H}$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

Der σ_H = Flatetrykk (Hertz) og σ_{HP} = tillatt flatetrykk

Den opptredende lasten beregnes etter følgende formel:

$$F_{ber} = \frac{2T_1}{d_1} * K_I * K_V$$

For mer utfyllende opplysninger i hht. formlene, forkortelser og de ulike faktorene, samt diagrammer vises det til standard [NS 5011:1977] i vedlegg D.

I tillegg til geometrien er det nødvendig å ta hensyn til for eksempel faktorer for materialene i tannhjulene, belastningsforhold og smøreforhold for å få beregningene korrekte. Siden det er såpass mange variabler å ta hensyn til ved tannhjulsberegninger, blir den matematiske metoden å bruke en typisk iterasjonsprosess. I praksis brukes avanserte dataprogrammer til både beregning og design av tannhjul.

Tabell 1: Verdier fra fasthetsberegninger

	Tillatt [MPa]	Kommentarer
Bøyespenning, innerfortanning	104	Konservativt beregnet
Bøyespenning, ytterfortanning	104	Konservativt beregnet
Flatetrykk	228	Konservativt beregnet

3.7.2 Tannstivhet

En tann på et tannhjul kan ses på med forenkling som en fast innspendt bjelke (utragerbjelke) med størst utbøyning i den frie enden. Siden en tann vil virke mot en annen tann, fører dette til at begge tennene får like stor påkjenning (Newtons 3. lov: kraft = motkraft). De to tennene virker som to fjærer i serie og vil få like stor nedbøyning og stivhet. Nedbøyningen beregnes da etter formel for nedbøyning av utragerbjelke med påført kraft helt i enden. Dette vises på Figur 18.

**Figur 18: Nedbøyning av bjelke**

Ved å bruke Hookes' lov for stivhet fås følgende sammenheng:

$$k = \frac{F}{w}$$

K – stivhet [N/mm]

F – kraft påført bjelken [N]

W – nedbøyning [mm]

En fast innspendt bjelke vil ha størst påkjenning når kraften påføres i enden:

$$w = \frac{FL^3}{3EI}$$

L – bjelkens lengde/tannens høyde [mm]

E – Youngs modulus (Elastisitetmodulen) [N/mm²]

I – annet arealmoment [mm⁴] gitt ved formelen:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

b – tannens bredde

h – tannens tykkelse

Tannstivheten kan dermed forenklet regnes ut fra følgende formel:

$$k = \frac{3EI}{l^3}$$

3.8 Virkningsgrader og smøring

Inngrepet mellom to tenner i et tannhjulspår sees som ideelt når det kun er rulling mellom tennene. Denne situasjonen er ønskelig, men ofte er det slik at det også virker glidning mellom tennene. Glidningen fører til oppheting som følge av friksjon fordi tennene glir på hverandre i tillegg til å rulle. Denne varmen som frembringes av friksjonen representerer effekttapet i selve tannhjulsoverføringen. I tillegg kommer tap i lagrene. Tapene i overføringen og lagrene bestemmes av:

- Smøringen
- Tilvirkningsnøyaktigheten
- Lagringen

For veksler med lav omdreiningshastighet og liten nøyaktighet er det ofte tilstrekkelig med fettsmøring eller smøring med oljekanne. Dersom det stilles større krav, brukes oljebad eller sirkulasjonssmøring. Oljebad brukes på små veksler, som gir og differensial på en bil, mens sirkulasjonssmøring benyttes på store, tungt belastede veksler slik at oljen også fungerer som kjølemiddel. Et eksempel på smøring av gir vises i Figur 19.



Figur 19: Smøring

For å få smøringen ordentlig rundt i et tannhjulssystem, sprøytes oljen gjennom dyser i tennene før de går i inngrep. Jo større tanntrykket er, desto større må viskositeten til oljen være. I høyt belastede og hurtiggående veksler krever lagrene en forholdsvis tynn olje for kjølingens skyld. Valget av viskositetsgrad blir derfor som regel et kompromiss. Dersom kravene til oljetype ikke er forskjellig, smøres resten av maskineriet med samme olje.

3.9 Slitasje

Friksjon, smøring og slitasje er tre emner som går under friksjons- og smøringslære. Disse er innbyrdes sammenhengende og meget kompliserte og høster hvert år en mengde publikasjoner. Til tross for all forskning på området er slitasje fortsatt vanskelig å forutse. For ingeniører er det viktig å ha kunnskap om hvilke faktorer som reduserer eller øker slitasje slik at forbedringer kan bli gjort.

3.9.1 Bindingslitasje

Dersom to tørre overflater presses sammen, vil de høyeste punktene på hver plate komme i kontakt med hverandre og bli deformert til en viss grad. Kontaktflaten mellom overflatene avhenger av trykket normalt på overflatene og hardheten på materialene. Noen molekyler i kontaktpunktene vil ligge forholdsvis nærme hverandre slik at det kan dannes mikrosveiser. Når overflatene så beveger seg i forhold til hverandre vil disse koblingene brette av og materiale fra den ene eller begge overflatene kan bli dratt med. Slitasje skjer som regel på begge overflatene, men slitasjen er størst for det mest duktile materialet.

3.9.2 Erosjon

Denne typen slitasje oppstår når små, harde partikler glir over og blir presset ned på en mykere overflate. Dette kalles som oftest erosjon. Partiklene lager spor i overflaten samtidig som de fjerner materiale. Dersom partiklene påføres med stor hastighet, f.eks. gjennom en gass som blåses på overflaten, vil partiklene meisle av fragmenter fra overflaten hvis materialet er sprøtt. Partikler som normalt utgjør en fare for bindingslitasje kan også forårsake erosjon.

3.9.3 Korrosiv slitasje

Hvis et materiale har vært i kontakt med et korrosivt miljø, vil et tynt filmlag av korrosjonsprodukter ha formert seg på overflaten. Hvis denne filmen er svak, mekanisk sett, kan det lett slites av ved friksjonskontakt mot en annen overflate. Dette er det som kalles for

korrosiv slitasje. Dersom filmlaget er stabilt og sterkt, kan det likegodt beskytte mot korrosiv slitasje, akkurat som oksidlaget på aluminium er i stand til.

3.9.4 Utmattingsslitasje

Denne formen for slitasje er veldig vanlig for sfæriske eller sylindriske overflater som utsettes for repeterende vekslende laster. De høye spenningsnivåene i materialet fører til sprekker i overflaten eller inni materialet. Dersom de vekslende lastene fortsetter vil sprekke vokse inntil fragmenter av materialet fjernes og groptæring inntreffer.

3.9.5 Oppsmuldring av overflaten

Dette er en kombinasjon av slitasjemetoder og inntreffer når to fastklemte plater utsettes for veldig små svingninger, som f.eks. når en komponent er elastisk strukket i forhold til den andre. Fra disse små svingningene oppstår bindingslitasje. Dette fører til korrosjonsslitasje som igjen gir erosjon i materialet. Dermed fører relativt små bevegelser til urovekkende stor slitasje. Problemet ligger i at overflaten på materialet stenger inne erosjonspartiklene slik at de ikke slipper ut.

3.9.6 Kavitasjon

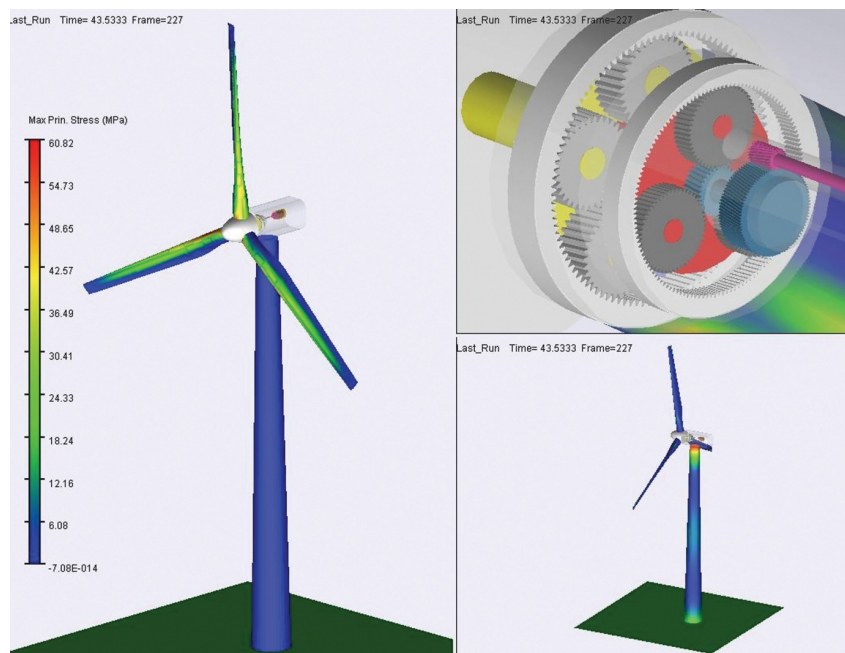
Når en overflate er i kontakt med en væske kan kavitasjonsbobler føre til en egen type erosjon. Bevegelsen til en overflate gjennom en væske kan skape høyt trykk på en side av overflaten og lavt trykk på andre siden av overflaten dersom farten er tilstrekkelig høy. Hvis trykket på ene siden blir lavt nok, vil gassbobler dannes fra væsken når overflaten. Når trykket så øker igjen, vil boblene sprekke og skape store lokale trykkspenninger eller sjokkbølger som slår mot overflaten. Dette kan over tid føre til utmattingslitasje.

4 Multi Body Dynamics – analyse av eksentergiret

4.1 MD ADAMS

MD ADAMS er det mest brukte multibody dynamics simulasjonsprogrammet i verden [web-mscsoftware]. MD ADAMS er et dynamisk analyse-program levert av MSC Software. Et eksempel på modellering i denne programvaren vises i Figur 20. Firmaet leverer en full pakke med programmer bestående av integrert simuleringsteknologi for avansert ingeniøranalyse. Programmet byr på ulike muligheter som bygging og testing av virtuelle prototyper og realistiske matematiske og visuelle simuleringer av bevegelser for hele modellen. Basispakken for MD ADAMS består av følgende programmer:

- MD ADAMS View: Det grafiske grensesnittet for programmet. I *View* kan modeller importeres fra andre programmer, eller de kan lages og modifiseres i det grafiske grensesnittet ved hjelp av menyer og verktøybokser.
- MD ADAMS Solver: En kraftig analysemotor som fungerer som kjernen i MD ADAMS pakken. Programmet utfører alle beregninger som programmet tillater.
- MD ADAMS Post Processor: Viser resultatene fra beregningene utført av *Solver*. Programmet kan vise animasjoner, plote grafer og lage rapporter fra analysen som er gjort.



Figur 20: Eksempel på modeller laget i MSC Software

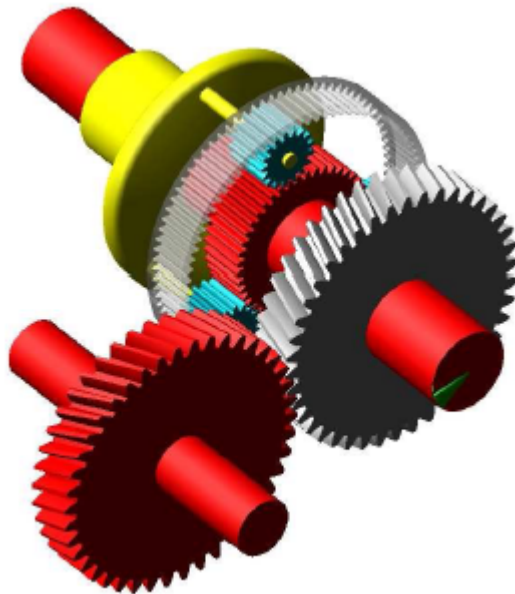
4.1.1 Muligheter i MD ADAMS

- Tegne eller importere komponenters geometri i trådmodell (wireframe) eller i solidfilformat i 3D.
- Stort utvalg av ledd og lagerbetingelser for å definere hvordan ulike deler av modellen henger sammen.
- Definisjon av interne og eksterne krefter i assembly-filen for å definere miljøet modellen skal operere i.
- Etc.

Totalt sett er MD ADAMS et nyttig produkt for simulering og lastanalyse for en dynamisk konstruksjon. Dette er grunnen til at programmet er benyttet i masteroppgaven.

4.2 Gear Generator Toolkit

Gear Generator Toolkit er en tilleggspakke til MD ADAMS, som leveres av MSC Software. Tilleggspakken er utviklet for å kunne konstruere enkle eller detaljerte ulike typer gir, både utvendige og innvendige tannhjul med rett- eller skråfortanning. Når det konstrueres tannhjul, konsentrerer Gear Generatoren seg om to ting: 2D eller 3D girkrefter og 3D girgeometri.



Figur 21: Eksempel på muligheter i Gir Generator Toolkit

Sammen med geometrien, lages det også krefter som virker på tannhjulene. Geometrien og girkreftene vil virke inn på og følge med de eksisterende delene i ADAMS, kalt "parts". Et eksempel på modell i Gear Generator Toolkit vises i Figur 21.

Girene som lages i Gear Generatoren er i utgangspunktet stive (rigide) elementer. Det fins allikevel muligheter for fleksible elementer gjennom standardkomponenter i MD ADAMS, men dersom andre komponenter skal brukes, må de importeres fra andre programmer som for eksempel MSC NASTRAN eller ANSYS. Dette gjør at komponentene deles opp i fleksible elementer, noe som gjør simuleringene mer virkelighetsnære og beregningene mer presise.

Fordelene med Gear Generatoren som et tilleggsprogram i MD ADAMS er mange. Generatoren gjør det raskere og enklere å lage ulike typer gir med tilhørende krefter. Girlinjer kan også lages, alt fra enkle systemer som ikke tar hensyn til detaljert tanngemetri, til avansert 3D-kontakt med detaljert tanngemetri.

Dersom to tannhjul skal lages ved å benytte Gear Generatoren, må det også lages markere. Markere blir i ADAMS/view brukt for å stedfeste et punkt i det tredimensjonale rommet. For eksempel vil en avstand x mellom to markere angi avstanden mellom aksesentrene til de to tannhjulene. Aksesenteravstanden må stemme overens med data for hvert tannhjulpar som blir lagd. Den nominelle avstanden mellom aksesentrene for et tannhjulpar med utvendig fortanning er gitt av formelen:

$$\left(\frac{n_A + n_B}{2}\right) * \frac{m}{\cos \varphi}$$

Hvor

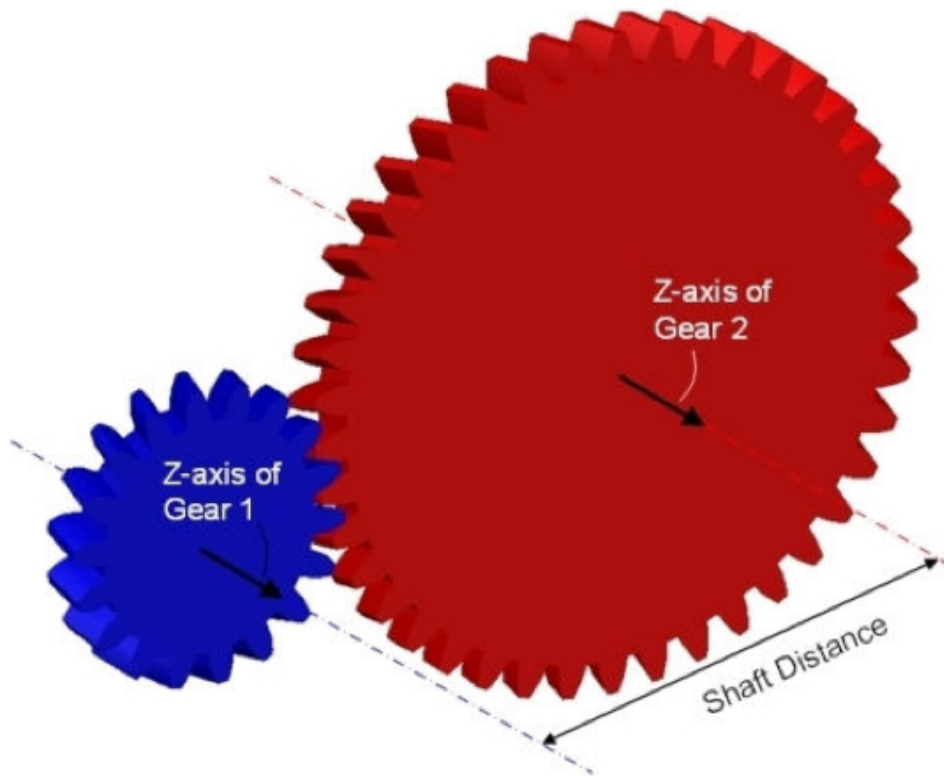
n_A og n_B – antall tenner på gir A og B

m – modulen

φ – helixvinkelen

Den egentlige avstanden bør derimot være større enn den nominelle avstanden for å inkludere gear backlash (klaring mellom tennene på et tannhjulpar) og for at tannhjulene skal fungere optimalt. Figur 22 viser et eksempel på aksesenteravstanden mellom to tannhjul.

I tillegg til markerne må girene ha en stiv komponent å slutte seg til, som for eksempel en aksling. Dette er helt vesentlig ettersom girene i utgangspunktet kun er geometri som genereres fra en input-boks.



Figur 22: Aksecenteravstanden mellom to tannhjul

4.2.1 Simplified

Simplified, eller den ekle girmodulen i Gear Generator, beregner girkreftene for sylindriske tannhjul, skråtannhjul og koniske tannhjul. "Contact"-operasjonen består av to store deler: Backlash-kalkulasjon (klaring) og girkraftberegning. Friksjonskrefter mellom tennene blir ikke tatt hensyn til. "Simplified"-modulen er meget effektiv når det kommer til kalkulasjonstiden til datamaskinen som brukes, og den er derfor å foretrekke ved kompliserte girmodeller, som for eksempel manuelle og automatiske girkasser.

4.2.2 Detailed

Den detaljerte modulen beregner kontaktkrefter ved å bruke evolventfunksjonen, som beskriver tannprofilen, og kontaktegenskapene som blir definert av brukeren. Dersom den relative forskyvningen og hastigheten mellom to tannhjul måles, i tillegg til informasjonen om tannprofilen, er det mulig å beregne når og hvor kontakt mellom tannhjulene vil oppstå. Den detaljerte modulen er i likhet med den enkle modulen meget effektiv å bruke for datakalkulasjoner.

4.2.3 3D-contact

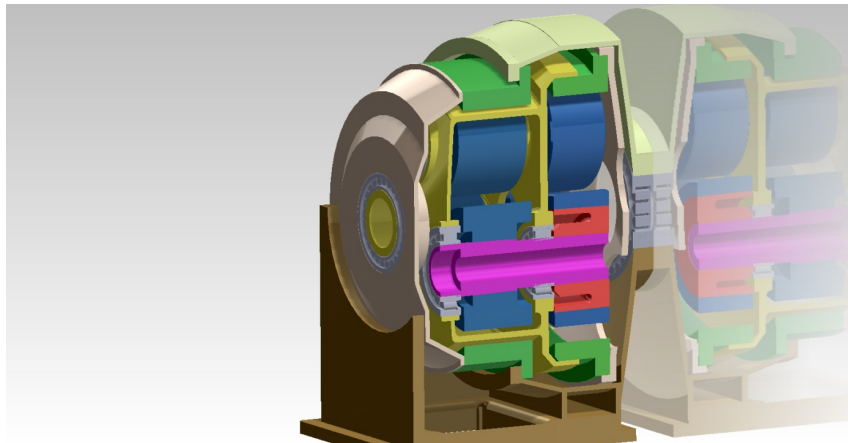
Kontaktmodulen gjør det enkelt å lage detaljerte gir med innerfortanning til bruk i en modell. Tannhjulene er tredimensjonale både med tanke på tannkontakt og relativ translasjon og rotasjon. Dette betyr i hovedsak at tannhjulene ikke nødvendigvis må ligge i samme plan, slik som med "Simplified" og "Detailed". Kontaktmodulen kan beregne samme type gir som de to andre modulene.

4.3 Girprinsipp fra Angle Wind AS

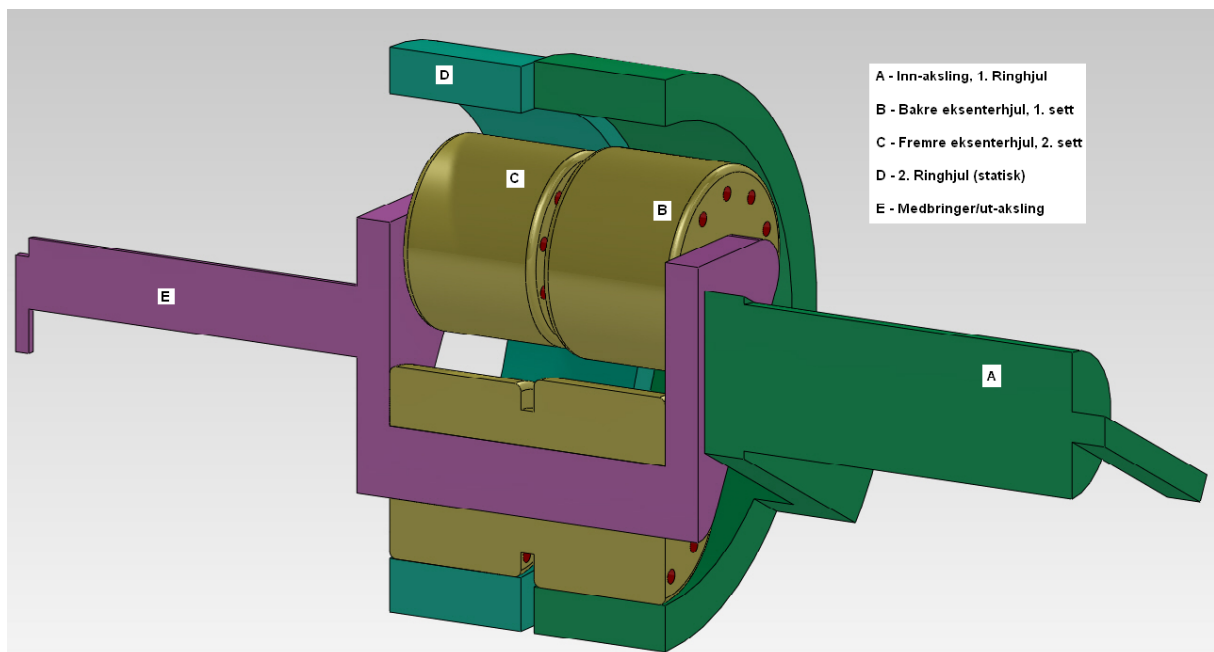
Dette avsnittet tar for seg hvordan eksentergiret i sin helhet er bygget opp og hvordan det fungerer. En avansert og en forenklet modell av eksentergiret vises i Figur 23a og 23b.

4.3.1 Oppbygging og omsetningsforhold

Figur 23b viser at eksentergiret er todelt, med seks eksenterhjul med ytterfortanning {B, C}, to ringhjul med innerfortanning {A, D}, en planethjulholder {E} samt inn- og utaksling. Giret har en utveksling på 1:24, hvilket betyr at én rotasjon fra rotorbladene gir 24 rotasjoner på utakslingen inn i generatoren.



Figur 23a: Avansert modell



Figur 23b: Forenklet modell

Formelen [Sclater, Neil, et al. 2007] for utvekslingen, i , i eksentergiret er som følger:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{(Z_2 * Z_4)}{(Z_1 * Z_3)}}$$

Hvor

$Z_1 = 1$. Ringhjul (drivende aksling) {A}

$Z_2 = 1$. Sett eksenterhjul {B}

$Z_3 = 2$. Sett eksenterhjul {C}

$Z_4 = 2$. Ringhjul (dreven aksling) {D}

Giret er beregnet etter ISO 21771:2007 (2).

Hele systemet starter med rotorbladene til vindturbinen. Ved nok vind vil bladene rotere inn-akslingen {A}. Denne akslingen er koblet stivt sammen med det første ringhjulet og gjør at ringhjulet får rotasjon. Denne rotasjonen overføres til de tre første eksenterhjulene {B}. Det første og det andre {C} settet med eksenterhjul er koblet stivt sammen, noe som gjør at begge settene med eksenterhjul får lik rotasjonshastighet. Begge eksenterhjulsettene roterer fritt om sin egen akse, og dermed vil de i utgangspunktet ikke gi noen videre overføring av rotasjon. Det er her det andre ringhjulet {D} kommer inn. Ringhjul nr. 2 er fastlåst, det kan altså ikke rotere. Det fører til at begge settene med eksenterhjul beveger seg i forhold til ringhjulene. Siden eksenterhjulparene er tilkoblet en eksenterhjulholder {E} i aksesenteret, blir rotasjonen ført videre til ut-akslingen. Denne akslingen er stivt koblet til eksenterhjulholderen. Herfra går ut-akslingen inn i generatoren, via en parallellkobling, og lager strøm.

4.3.2 Effektbalanse

Omsettingsforholdet 1:24 bestemmer hvordan moment og vinkelhastighet på hver side av girmodellen står i forhold til hverandre. Dersom momentet er høyt på inn-siden, samtidig som vinkelfarten er lav, vil momentet minke på ut-siden, samtidig som vinkelfarten vil øke. Effekten er altså lik på begge sider av girmodellen. Dette gjør at det høye momentet vinden skaper i turbinbladene utgjør en stor hastighet på utakslingen for å produsere effektivt med strøm i generatoren. Formelen for effekt er følgende:

$$P = \tau \omega$$

P – effekten [watt]

τ – Dreiemoment [Nm]

ω – vinkelfart/omdreiningshastighet [rad/s]

Så lenge effekten skal være lik på begge sider av girmodellen må følgende utledning gjelde:

$$P_1 = P_2$$

$$\tau_1 \omega_1 = \tau_2 \omega_2$$

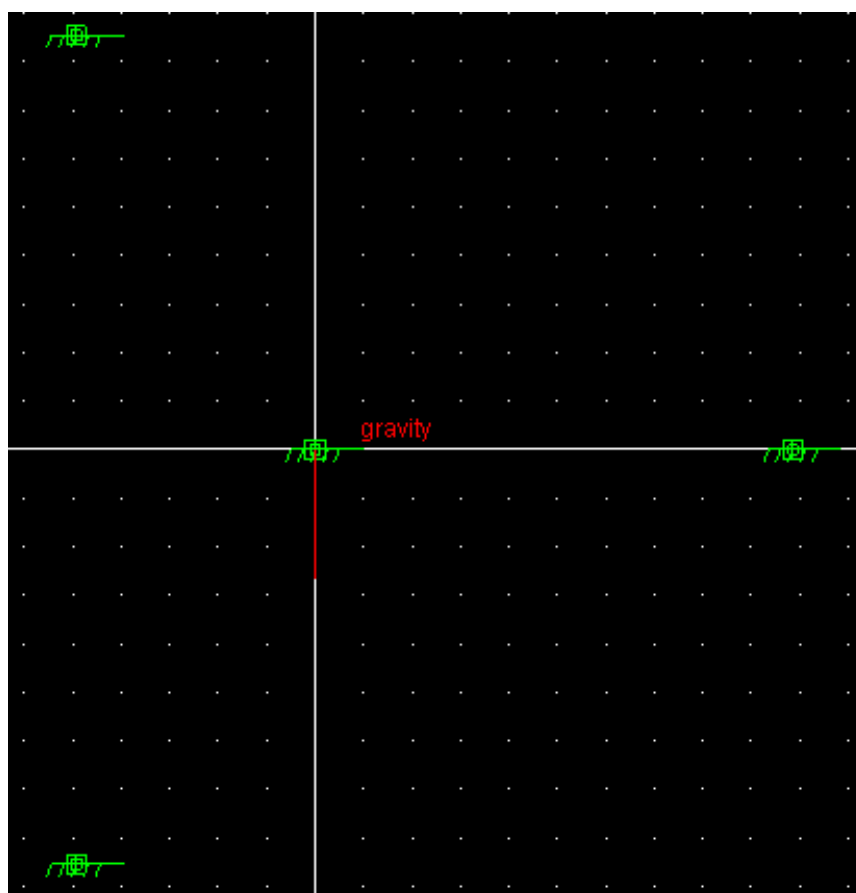
Dreiemoment og vinkelfart kan nå bestemmes både med omsettingsforholdet og effektbalansen.

5 Modellbygging

5.1 Konstruksjonspunkter

Konstruksjonspunkter brukes for å definere et punkt i det tredimensjonale rommet i MD ADAMS uten å legge til en ekstra masse. Når en modell er bygd opp, kan den festes i konstruksjonspunktene for å bestemme parametriske relasjoner. Dersom et konstruksjonspunkt blir flyttet i rommet, vil alle deler som har relasjon til punktet forflyttes i samsvar med punktets nye plassering.

Fire forskjellige konstruksjonspunkter vises i Figur 24. Disse punktene kan også defineres ved bruk av funksjonen "Design variables". Denne funksjonen gjør at ADAMS kan variere plasseringen av koordinatene for å forstå følsomheten av designets variable eller for å finne de optimale verdiene for plasseringen av designet.

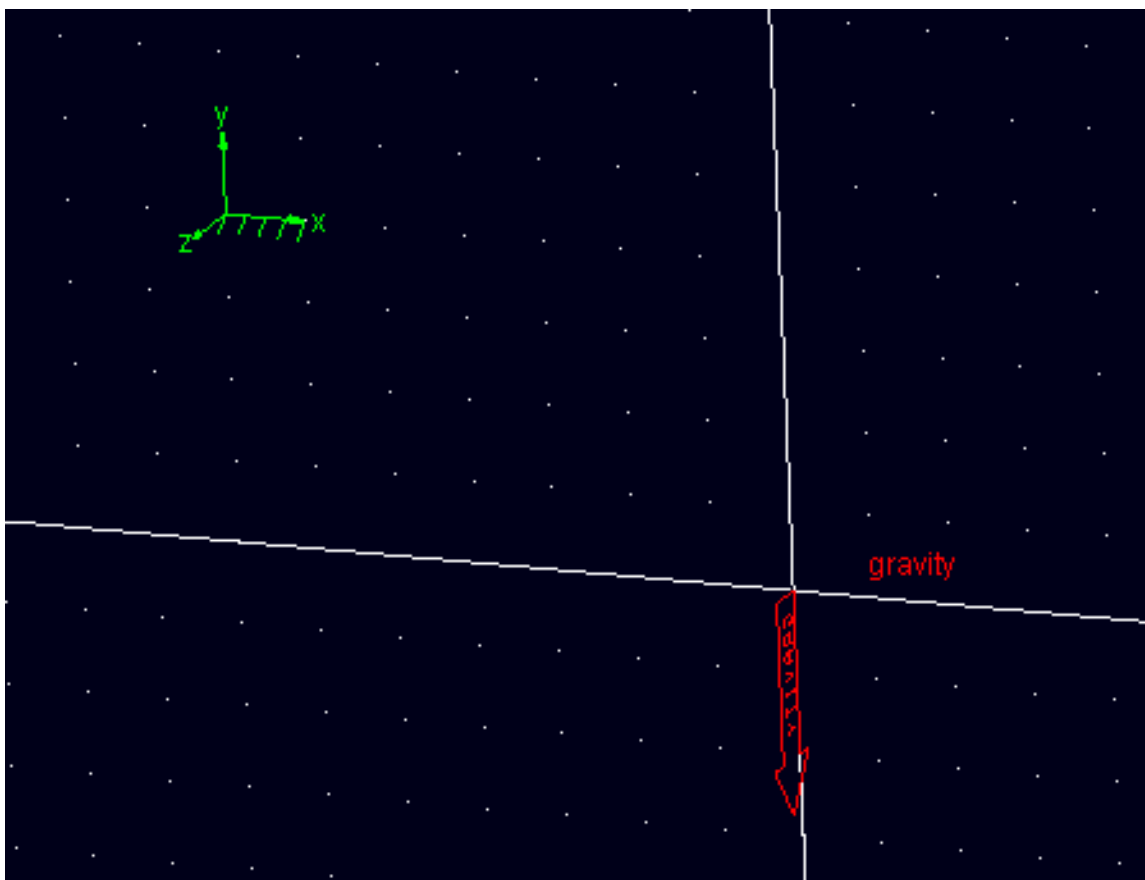


Figur 24: Konstruksjonspunkter

5.2 Konstruksjonsmarkere

Markere er punkter som benyttes for å definere et lokalt koordinatsystem i modellen. Et eksempel på en slik marker vises i Figur 25. Koordinatsystemets plassering kan befinne seg på alle forskjellige deler av modellen, som for eksempel fleksible, stive eller kurvede elementer og kan også festes til bakken (her betyr bakken et vilkårlig punkt i rommet som ikke har relasjon til modellen). Sammenlignet med et konstruksjonspunkt har markeren heller ingen masse, men derimot en plassering som har en orientering i x-, y- og z-retning.

ADAMS lager automatisk markere for et elements massesenter og på spesifiserte forankringspunkt for geometrien. Det sistnevnte gjøres for å definere elementets posisjon i rommet. For eksempel vil en sylinder ha to markere: En i massesenteret og en i den ene enden for å definere geometrien og orienteringen i rommet. I tillegg vil ADAMS automatisk lage markere for hver opplagerbetingelse (joint), for eksempel ved å sette på et rotasjonsjoint.



Figur 25: Konstruksjonsmarker

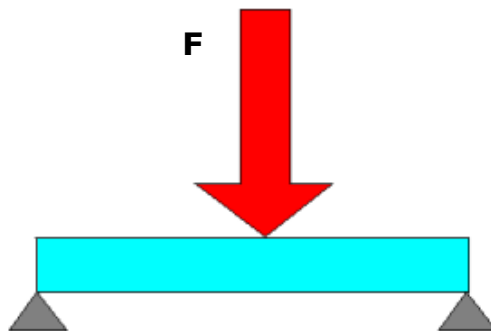
5.3 Stive elementer

Et element som ikke kan deformeres og som har treghetsverdier og en masse, blir i ADAMS omtalt som et stivt element. Et eksempel på et stivt element vises i Figur 26. Stive elementer kan forflyttes relativt til andre elementer og kan benyttes som en referanse for å måle andre elementers hastighet eller akselerasjon. Når et stivt element legges til i programmet, vil seks frihetsgrader følge med elementet. Det vil si: Translasjon i x-, y-, og z-retning og rotasjon om x-, y-, og z-aksen. Dersom en bevegelse settes på i en vilkårlig retning, vil den respektive frihetsgraden bli låst, d.v.s. at det gjenstår 5 frihetsgrader for dette elementet.

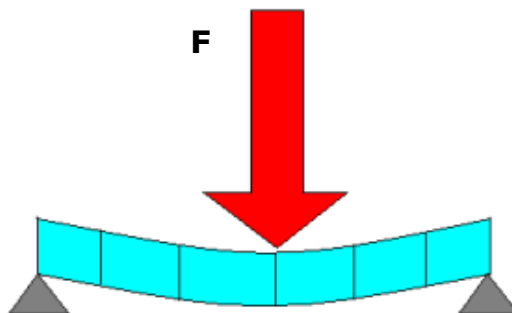
Hver gang et stivt element legges til modellen, vil ADAMS bruke elementets geometri for å beregne masse og treghetsverdier. Det er også mulig å justere verdiene etter eget ønske.

5.4 Fleksible elementer

Enkelte stive elementer kan i ADAMS erstattes med fleksible elementer. Dette betyr at elementene kan deformeres. Et eksempel på et fleksibelt element vises i Figur 27. I ANSYS er et fleksibelt element basert på meshing og knutepunkter. Hovedkomponenten blir delt inn i mange små stive elementer med koblinger til hverandre, og de stive elementene beregnes hver for seg før de settes sammen og danner et endelig resultat. Dette gjøres ved bruk av elementmetoden. ADAMS benytter en tilsvarende metode, men denne metoden er foreløpig i en startfase. Derfor er det en fordel å meshe et element i ANSYS og importere det til ADAMS som et fleksibelt element. På den måten blir beregningene mer virkelighetstro i forhold til et idealisert stivt element.



Figur 26: Stivt element



Figur 27: Fleksibelt element

5.5 Opplagerbetingelser

Opplagerbetingelser, kalt constraints i ADAMS, er koblinger mellom to elementer, eller mellom et element og bakken (ground). Bakken vil i ADAMS si et element som alltid følger med modellen. Bakken har ingen masse eller starthastighet og legger ikke til frihetsgrader i modellen. Det eneste bakken tilfører er et globalt koordinatsystem slik at elementer kan relateres til dette.

5.5.1 Revolute joints

Revolute joints eller rotasjonsjoints brukes dersom legemene skal rotere i forhold til hverandre om et sammenfallende punkt. Rotasjonsjoints går under kategorien “lavere kinematiske joints” [Nikravesh, Parviz E. (1988)]. Et eksempel på et rotasjonsjoint vises i figur 28a, der A, B, C, D og O er koblingene mellom de ulike legemene.

I figur 28b vises en skjematisk framstilling av rotasjonsjoint som kobler sammen to legemer i og j. Senter av rotasjonsjointet er definert som punkt P. Plasseringen av punkt P på legeme i og j kan beskrives av følgende vektorer:

$$\vec{s}_i^P \text{ og } \vec{s}_j^P$$

Hvor deres deriverte er konstante.

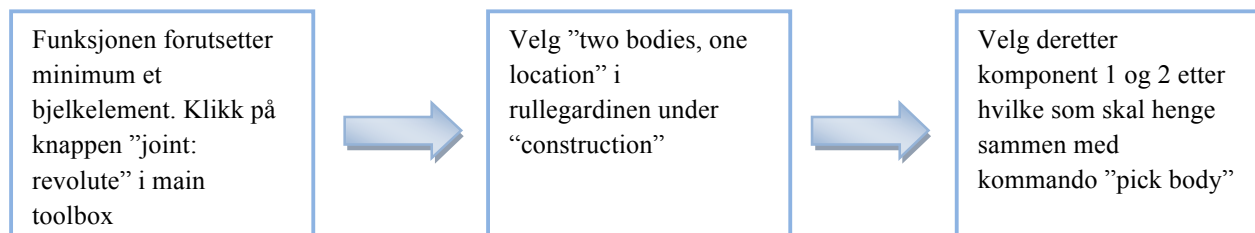
Likningene for opplagerbetingelsene for rotasjonsjointene finnes fra følgende vektor-loop likning:

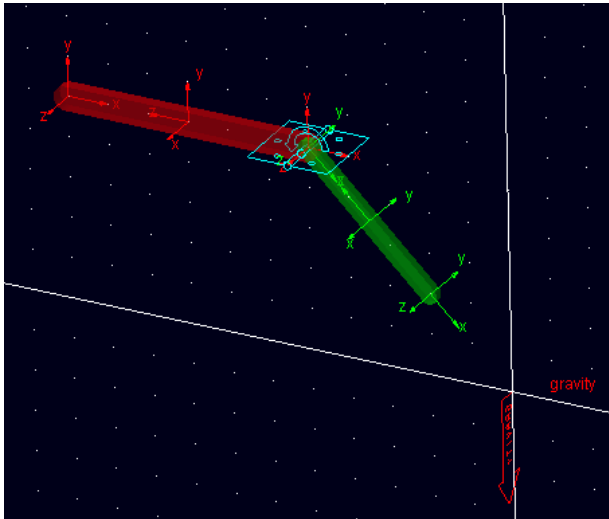
$$\vec{r}_i + \vec{s}_i^P - \vec{s}_j^P - \vec{r}_j = \vec{0}$$

Hvor

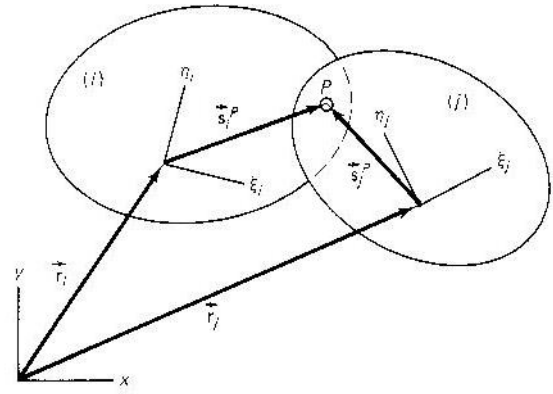
- r – translatorisk posisjonsvektor
- s – vektor med konstant størrelse
- i, j – komponent i og j

For å sette inn et revolute joint i ADAMS kan følgende kommandolinje utføres:

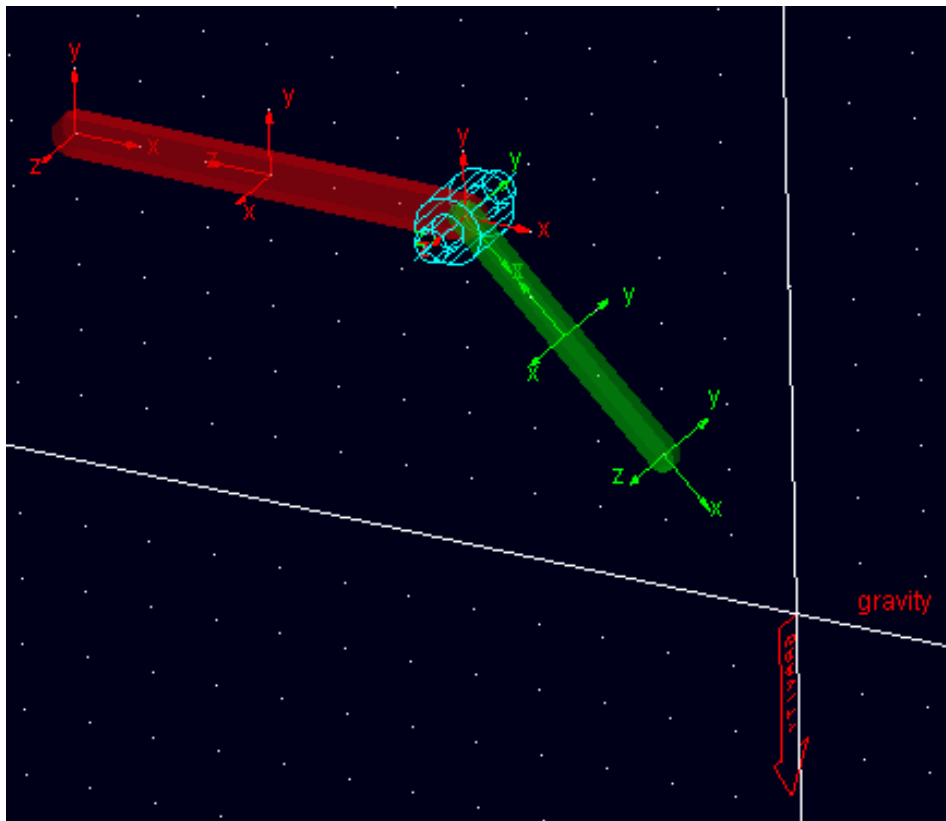




Figur 28a: Rotasjonsjoint



Figur 28b: Skjematisk framstilling



Figur 29: Sylindrisk joint

Et joints reaksjonskrefter kan beskrives ved å bruke Jacobi-matrisen for opplagerbetingelseslikningene og en av Lagranges vektorer for multiplikasjon:

$$\mathbf{g}^{(c)} = \Phi_q^T \lambda$$

Metoden for bruk av Lagranges vektorer for multiplikasjon går ut på å lage en strategi for å finne maksimums- og minimumspunktene for en funksjon med restriksjoner.

For å beskrive de to legemenes (i og j) bevegelser, benyttes bevegelseslikningene:

$$\mathbf{M}_i \ddot{\mathbf{q}}_i - \Phi_{qi}^T \lambda = \mathbf{g}_i$$

$$\mathbf{M}_j \ddot{\mathbf{q}}_j - \Phi_{qj}^T \lambda = \mathbf{g}_j$$

Ved å bruke basisverdier fra likningen for Jacobi-matrisen for et rotasjonsjoint, kan bevegelseslikningene skrives på utvidet form:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & \ddot{x} \\ 0 & m & 0 & \ddot{y} \\ 0 & 0 & \mu & \ddot{\phi} \end{bmatrix}_i * \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix}_i - \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ -(y_i^P - y_i) & (x_i^P - x_i) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{(x)} \\ f_{(y)} \\ n \end{bmatrix}_i$$

Her står bokstavene for følgende:

$\mathbf{g}^{(c)}$ – vektor for reaksjonskrefter med restriksjoner

Φ – restriksjonsvektor

λ – vektor for Lagranges multiplikator

\mathbf{M}_i – 6 x 6 matrise for komponent i

\mathbf{q}_i – koordinatvektor for komponent i

\mathbf{g} – vektor for kreftene på et system

m – masse

x, y – kartesiske posisjonskoordinater

ϕ – rotasjonsvinkel

n – antall koordinater

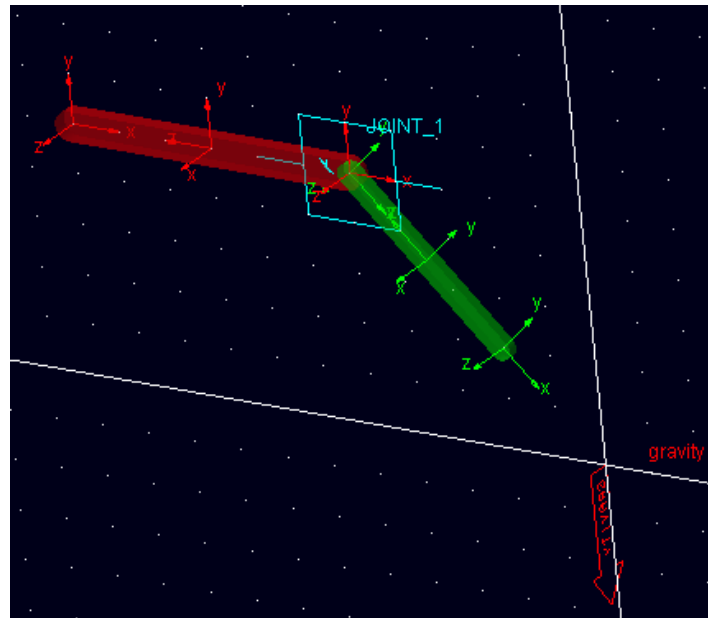
5.5.2 Sylindriske joints

Et sylindrisk joint kobler to elementer sammen og tillater både relativ translasjons- og rotasjonsbevegelse for et element i forhold til det andre. I Figur 29 vises et eksempel på et sylindrisk joint. Plasseringen av jointet definerer akseretningen som elementene kan rotere om eller gli i forhold til. Det sylindriske jointets rotasjonsakse ligger parallelt med retningsvektoren. Sylindriske joint ble brukt i en tidligere modell av eksentergiret i ADAMS slik at planethjulholderen skulle kunne opplagre planethjulenes akslinger, samtidig som akslingene skulle bevege seg med planetholderen og i tillegg rundt sin egen akse.

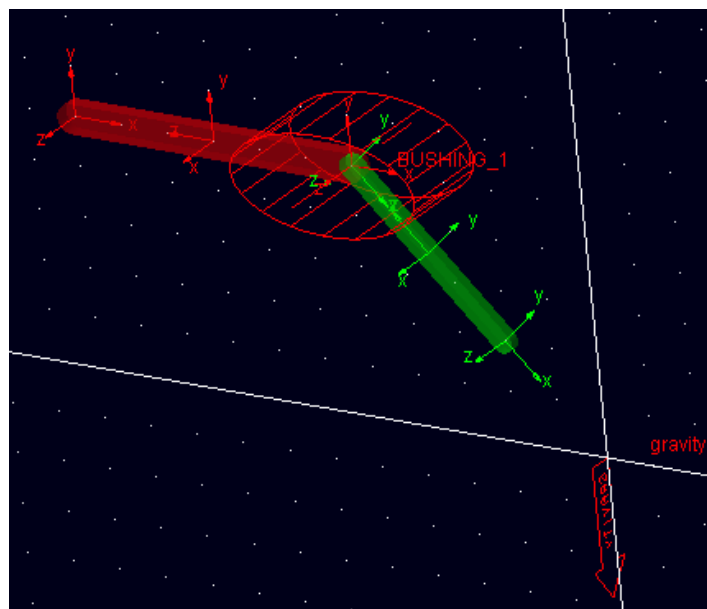
5.5.3 Inplane joints

Figur 30 viser at et inplane joint tvinger et element til kun å forflytte seg i et plan i forhold til et annet element, for eksempel kun i xy-planet til det andre elementet. Inplane joints tilhører

gruppen primitive joints. Denne gruppen innebærer restriksjoner på relativ bevegelse, som for eksempel å pålegge et element om å alltid bevege seg parallelt i forhold til et annet element. De primitive jointene har ikke fysiske motparter slik som de idealiserte jointene har. Derimot er det mulig å kombinere de primitive jointene for å skape en avansert kobling som ikke kan modelleres ved bruk av idealiserte joints alene. Disse primitive jointene kan i tillegg brukes for å skape alle opplagerbetingelsene et idealisert joint innehar.



Figur 30: Inplane joint



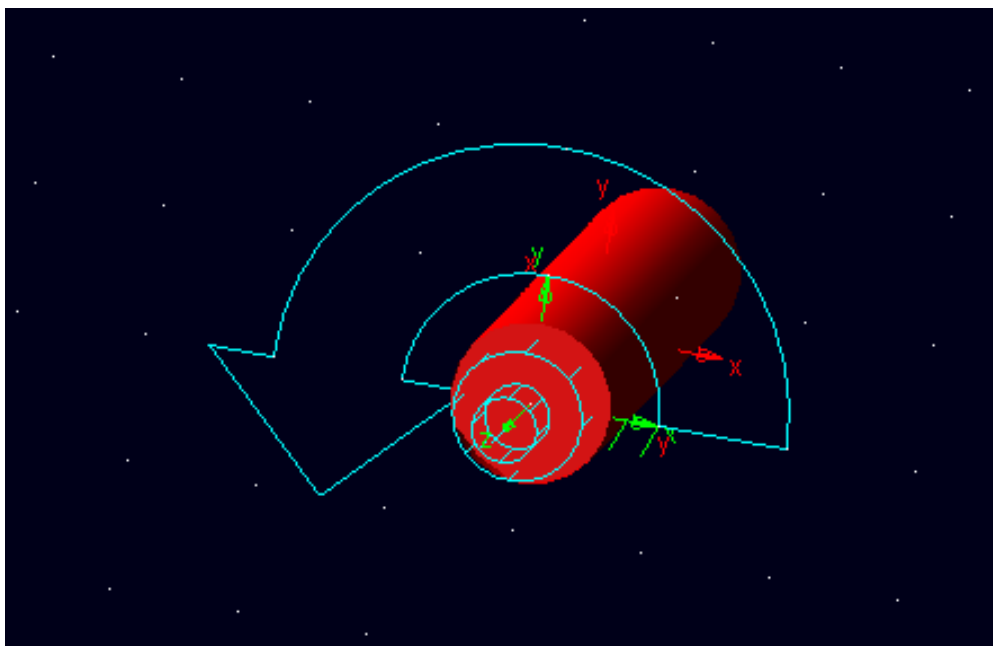
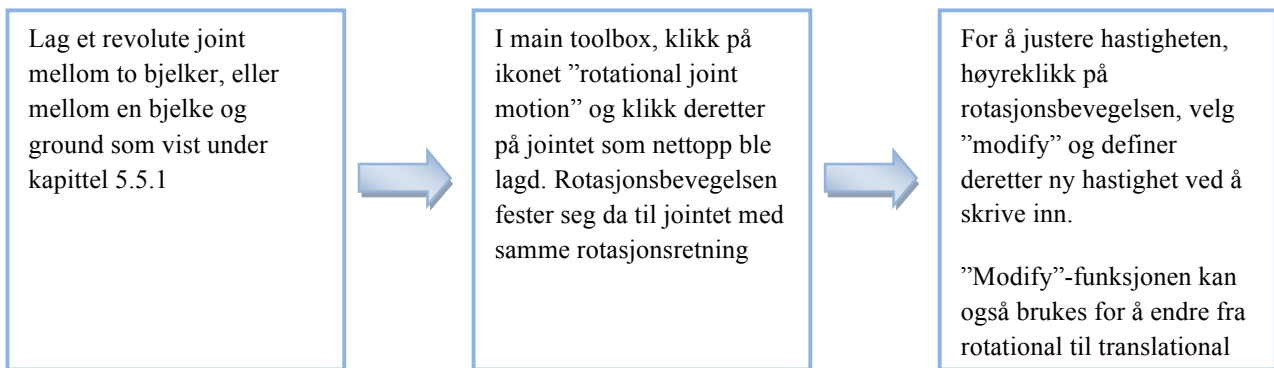
Figur 31: Bushing-element

5.5.4 Bushing-elementer

Et bushing-element er en mer avansert opplagerbetingelse enn de primitive og idealiserte jointene. Bushing-elementet er egentlig en lineær last som representerer kreftene som virker mellom to elementer i en avstand fra hverandre, altså fjærkrefter og demping. Bushing-elementet, som vises som et eksempel i Figur 31, benytter en kraft og et moment som kan defineres ved bruk av seks forskjellige komponenter: F_x , F_y , F_z , T_x , T_y , T_z . Disse komponentene utgjør en lineær funksjon for translatorisk forskyvning og rotasjon mellom to koordinatsystemer som flytter seg med de to elementene.

5.5.5 Joint motion

Joint motion er egentlig ingen opplagerbetingelse, men en bevegelse som må påføres et joint. Dette vises i Figur 32. Jointet må være av typen translatorisk, rotasjon eller sylindrisk. Bevegelsen som påføres kan enten være av typen rotasjon eller translasjon. Hver bevegelse som påføres fjerner en frihetsgrad. Bevegelsen er en enkel måte å simulere hvordan en modell vil oppføre seg, men samtidig kan bevegelsen kun påføres i én retning om gangen på samme joint. Dermed fungerer joint motion stort sett kun til enkel simulering uten å gi noen relevante analyseverdier. For å bruke joint motion-funksjonen kan denne kommandolinjen følges:



Figur 32: Joint motion

5.6 Simulering

Når en modell er ferdigbygd er det naturlig å kjøre en simulering for å sjekke at alle opplagerbetingelser står på rett plass og at alle elementene i modellen beveger seg i forhold til hverandre slik som forventet. I ADAMS fins det fem forskjellige typer simuleringer:

- Dynamisk
- Kinematisk
- Statisk likevekt
- Randbetingelse
- Lineær

Kinematisk og statisk simulering er to typer simuleringmetoder som omfatter løsning av algebraiske ligninger. Dynamisk simulering benytter også løsning av differensialligninger i tillegg til algebraiske ligninger. I ADAMS fins det to typer algoritmer for å utføre de numeriske integrasjonene som kreves for dynamisk analyse:

- ”Stive” løsningsmetoder som bruker implisitt, baklengs differanseformulering for å løse ligningssettene. Implisitt metode krever mye datakraft og tid for å beregne hvert tidssteg, men kan benytte seg av store inkrement i analysen. Metoden egner seg best for problemer uten store ulineære effekter, som kvasistatiske og dynamiske, lavfrekvente problemer [Bjørnsen, K. H. Offshorekonstruksjoner utsatt for fallende last (Masteroppgave). Stavanger: Universitetet i Stavanger; vår 2009]
- ”Ikke-stive” løsningsmetoder som bruker eksplisitt formulering for å løse ordinære differensialligninger som hentes fra ligningssettene ved bruk av metoder for koordinatposisjonering. Eksplisitt metode krever liten regnekraft per inkrement. Den er til gjengjeld kritisk i forhold til tidsinkrementet for å oppnå numerisk stabilitet. Løsningsmetoden egner seg best til problemer med store ulineære effekter [Bjørnsen, K. H. Offshorekonstruksjoner utsatt for fallende last (Masteroppgave). Stavanger: Universitetet i Stavanger; vår 2009]

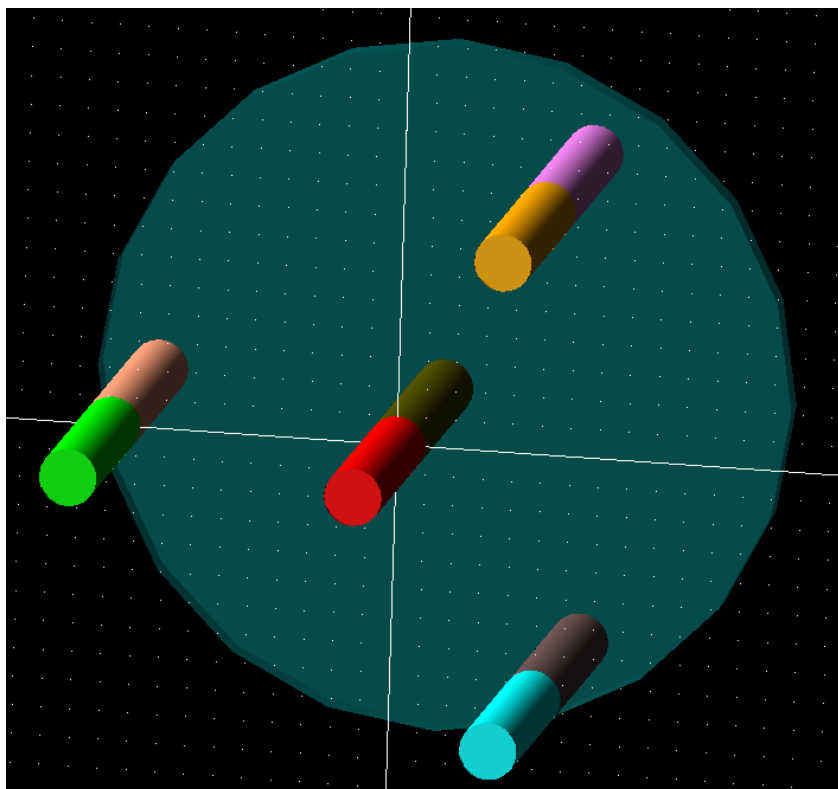
Algoritmene kan benytte seg av fire stive integratorer og en ikke-stiv integrator for å løse ligningssettene. I modellen benyttes en integrator kalt HHT (Hilber-Hughes-Taylor/alpha-method). Ved bruk av denne integratoren forventes et lavere antall Jacobi-evalueringer. I en simulering kutter integratoren de høyfrekvente og kunstige vibrasjonene, samtidig som den bevarer de lavfrekvente vibrasjonene på en nøyaktig måte. Integratoren er i tillegg veldig stabil ved bruk av liten step-size i integrasjonene.

5.7 Modellbygging – trinn for trinn

For å bygge opp en modell i MD ADAMS er det flere måter å gå fram på. Den mest naturlige vil være og først benytte seg av primitive og ideelle joints eller koblinger sammen med stive legemer, for så å gå over til fleksible koblinger og fleksible legemer. Det kan også være nyttig å bruke en kombinasjon av flere elementer, for eksempel både stive og fleksible legemer i en modell sammen med ideelle og fleksible koblinger. Det viktigste å være oppmerksom på er at modellen bygges opp trinnbasert. Oppbyggingen bør først starte med de enkleste elementene og få modellen til å fungere normalt. Deretter kan modellen utvikles videre ved stadig å bytte ut enkle elementer med mer avanserte elementer. Girmodellen er bygget opp etter dette prinsippet.

5.7.1 Trinn 1 – modellering av akslinger og eksenterholder

Først når elementer skal bygges opp, kreves det som tidligere nevnt konstruksjonspunkter og markere. Dermed ble første utfordring å plassere de ulike markerne. Plasseringen ble bestemt ut i fra data generert fra en annen datamodell utviklet av Angle Wind. Her ble programvaren KISS-SOFT benyttet, og relevante verdier som avstander, dimensjoner, etc. ble hentet ut. Markere og konstruksjonspunkter ble dermed plassert med riktig avstand slik at kontaktavstanden mellom girtennene (generert på et senere tidspunkt) skulle bli riktig. Alle startmarkerne ble lagt i planet for å gjøre modellen så brukervennlig som mulig. Etter at alle markerne var på plass ble det første trinnet å bygge opp helt enkle komponenter. Disse komponentene omhandlet akslinger og eksentergir-holdere. Det ble modellert åtte ulike akslinger, to i midten av giret for å holde ringhjulene og tre par lenger ut for å holde eksentergirene. Akslingene var i utgangspunktet helt stive. I tillegg til akslingene ble det modellert eksentergirholderne. Enkelt forklart er dette en tykk plate med hull for å lagre eksentersaklingene. På Figur 33 vises en tidlig modell av trinn 1. Figuren viser modellen uten sine respektive koblinger.



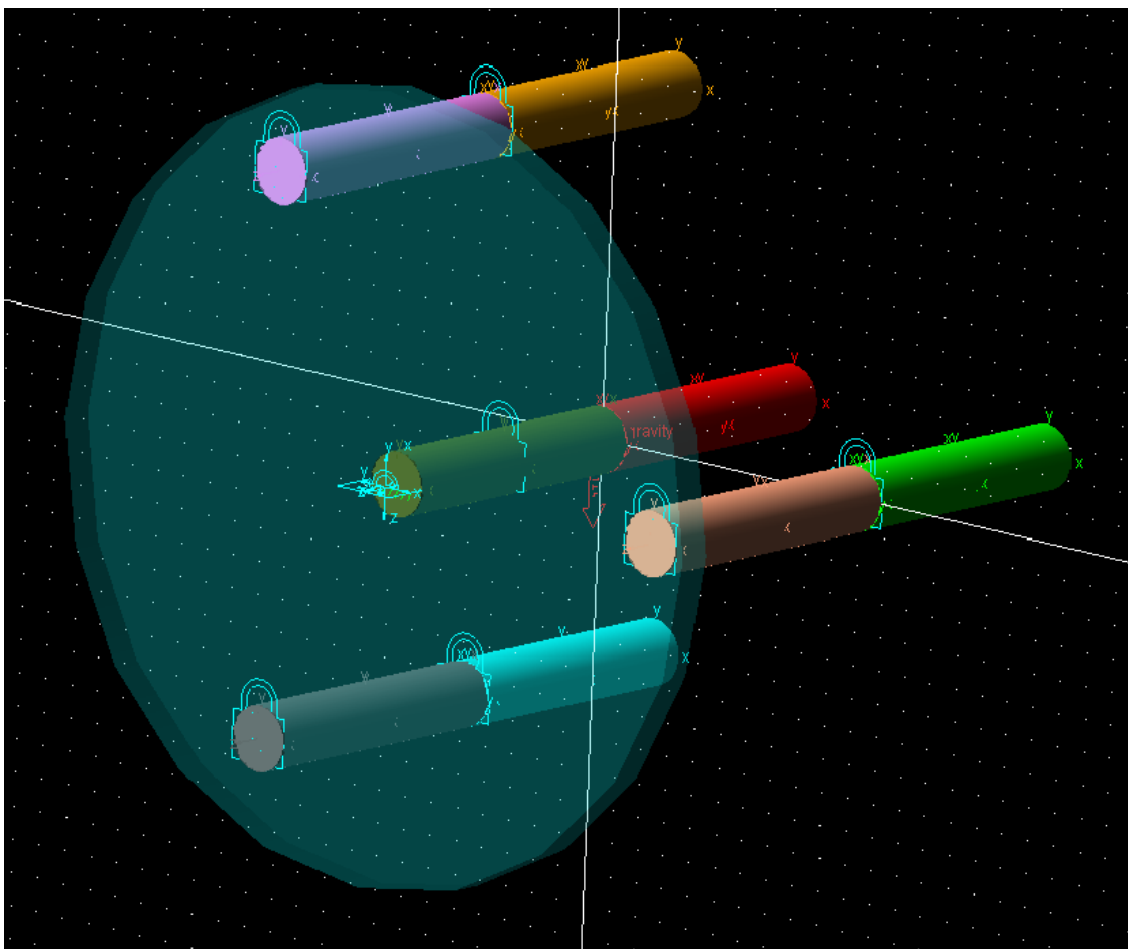
Figur 33: Akslinger og eksenterholder

5.7.2 Trinn 2 – påføring av koblingslementer

Tidlig i modellen ble det brukt to akslinger etter hverandre istedenfor én stiv aksling for å holde eksentergirene. Ettersom programvaren tidlig i modellfasen var ukjent, ble det viktig å finne ut hvordan programmet tenkte og oppførte seg med forskjellige elementer. Dette er hovedgrunnen til at modellen ble bygget opp slik som den ble. Akslingene som skulle holde eksentergirene skulle rotere samtidig og samme vei, slik at de skulle oppføre seg som én stiv aksling. Det ble derfor et naturlig valg å benytte seg av fixed joints mellom akslingparene. De ulike jointene vises i Figur 34. Fixed joints har den egenskapen at de beveger seg verken i translasjons- eller rotasjonsretning, og så lenge fixed joint forholdt seg til de to akslingene, ville det ikke være noen relativ bevegelse mellom dem. Dersom fixed joint derimot hadde blitt påført mellom ground og en av akslingene, ville den ene akslingen stått stille, mens den andre kunne beveget seg fritt.

For senterakslingene ble fixed joint påført på den ene akslingen. Dette fordi ringhjul nummer to skulle være statisk slik at giret i sin helhet skulle oppføre seg på ønsket måte. Mellom de to senterakslingene ble det ikke påført noen som helst kobling fordi de to ringhjulene ikke skulle henge sammen.

Til slutt i trinn 2 ble et revolute joint påført mellom eksentergirholderen og ground. Dette gjorde at eksentergirholderen kunne rotere om sitt eget tyngdepunkt, men var fastlåst til å bevege seg i noen annen retning. Dermed ble revolute joint benyttet både for en bevegelse og som en opplagring.



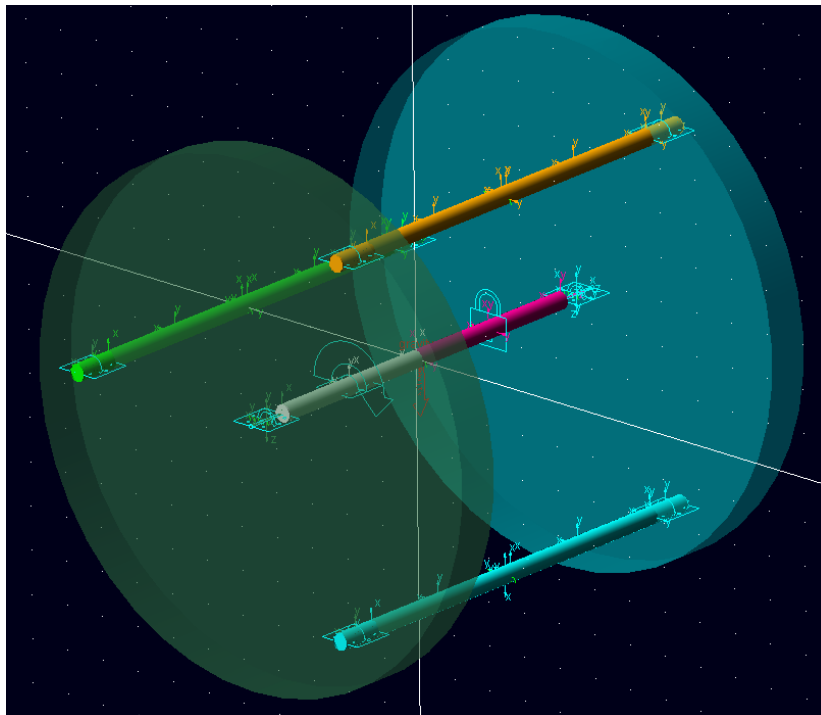
Figur 34: Modell med koblingslementer

5.7.3 Trinn 3 – Forlengede akslinger og ulike joints

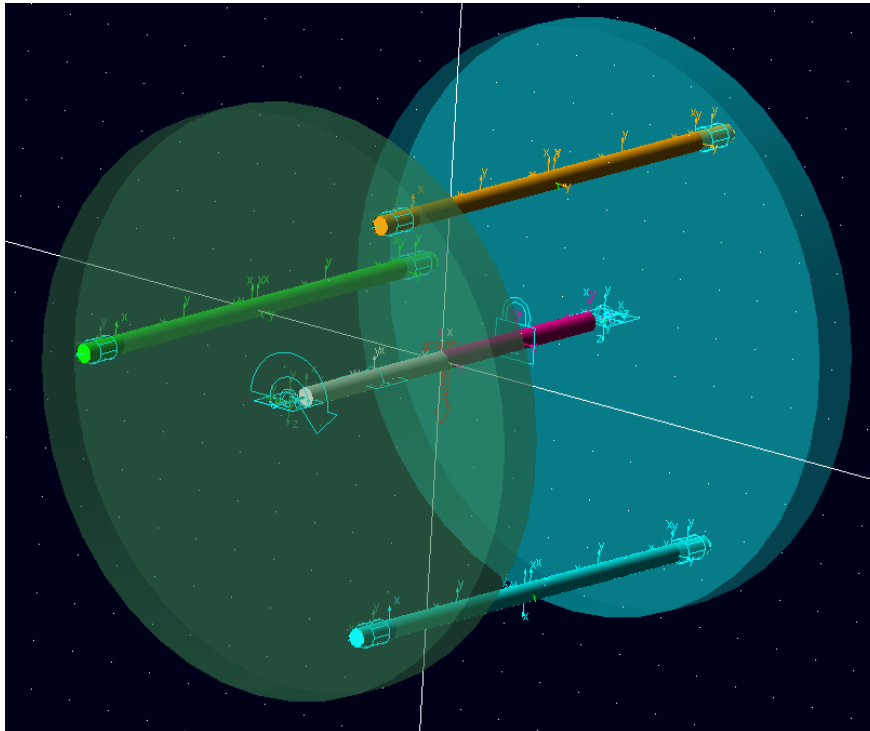
Neste steg i modellen ble å forlenge de tre eksenteraksling-parene. Forlengelsen av akslingene ble inn i eksentergirholderen. På den måten ville akslingene være opplagret i holderen, samtidig som de dro med seg holderen rundt sin egen tyngdepunktsakse. Senterakslingene ble ikke forlenget da disse tilhørte ringhjulene og ble opplagret et annet sted i en fysisk modell.

Etter forlengelsen trengtes det nye koblinger for å relatere komponentene til hverandre. I første omgang ble det gjort forsøk med revolute joints i tillegg til fixed joints mellom de opprinnelige akslingene og forlengelsen. De forlengede akslingene med revolute joints vises i Figur 35. Det fungerte imidlertid ikke med revolute joints fordi akslingene da kun ville gått rundt seg selv inne i holderen. Det trengtes derfor en kobling som både tillot rotasjon og translasjon i x- og y-planet. Z-retningen derimot måtte forbli låst.

Med disse kriteriene gikk det an å benytte en kombinasjon av primære koblinger, men løsningen ble å benytte sylindriske joint. Dette vises i Figur 36. Med de sylindriske koblingene plassert mellom akslingene og eksenterholderhullene, kunne nå den riktige bevegelsen utføres dersom giret ble generert. En joint motion ble også satt på for å simulere bevegelsene et gir ville generert. Simuleringen hjalp til for å sjekke at alle komponentene var plassert riktig.



Figur 35: Akslinger med revolute joint



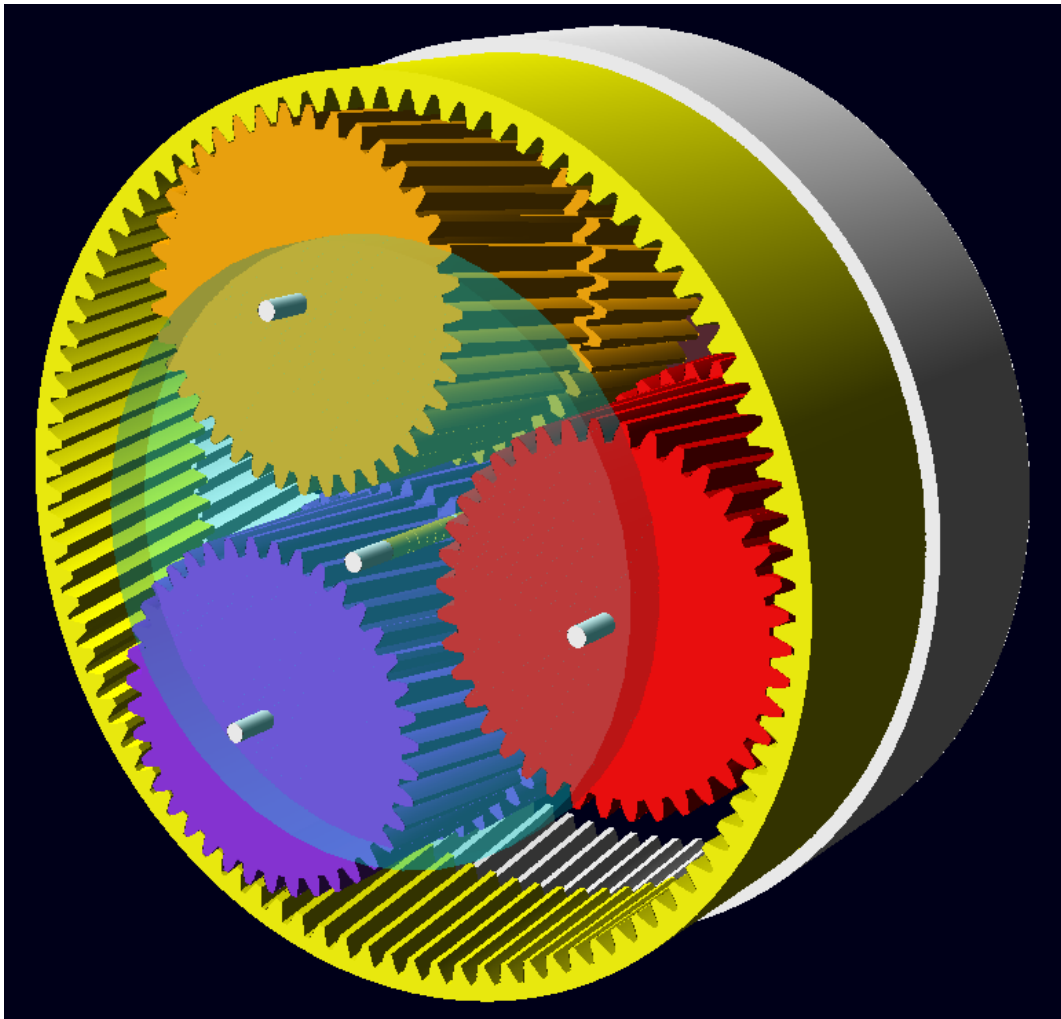
Figur 36: Akslinger med cylindrical joint og joint motion

5.7.4 Trinn 4 – Overflødige koblinger

Redundant constraints, eller overflødige koblinger, bør fjernes fra en hver modell i MS ADAMS for å få en god nok modell for beregning. Dersom en modell har overflødige koblinger vil solveren i MD ADAMS fjerne helt vilkårlige koblinger når den beregner modellen for analyse. Det er altså ikke gitt at kun de overflødige koblingene blir fjernet under beregning, men også helt vesentlige koblinger kan bli utelatt. Det er heller ikke mulig å fortelle solveren hvilke beregningskoblinger som er nødvendige og hvilke som kan utelates. Derfor er det svært viktig å gjøre modellen så fri for overflødige koblinger som mulig.

En overflødig kobling er særegent for MD ADAMS. For å forklare dette kan man tenke seg en dør med to hengsler. Disse hengslene vil i MD ADAMS tilsvare rotasjonsjoint. I virkeligheten vil de to dørhengslene fordele vekten av døren mellom seg, og vil være helt vesentlige for at døren skal holde seg oppe. I MD ADAMS derimot, ser programvaren et ekstra rotasjonsjoint som overflødig fordi begge jointene utfyller samme funksjon. Rotasjonsjointene er også helt stive, noe som gjør at det vil holde med ett rotasjonsjoint. Jointet vil fjerne translasjon i x-, y-, og z-retning samt rotasjon om x-, og y-aksen. Hvis to joint av denne typen settes inn på samme komponent vil disse frihetsgradene fjernes to ganger, altså blir det andre jointet overflødig.

Modellen ble gått gjennom flere ganger for å fjerne de overflødige koblingene. Dette krevde en del prøving og feiling for å få vekk unødige joint, samtidig som de riktige joint-kombinasjonene kom på plass. Kommandoen "Model verify" ble hyppig brukt for å sjekke at antallet overflødige kombinasjoner stadig gikk nedover. Til slutt var modellen fri for overflødige koblinger, og en test-simulering med girgenerering kunne prøves ut.



Figur 37: Gir i simplified-versjon

5.7.5 Trinn 5 – Test av girgenerering

Etter at alle markere og komponenter var på plass var det tid for å sjekke at alle komponentene beveget seg riktig i forhold til hverandre. Dette ble gjort ved å generere gir av den enkleste versjonen: Simplified gears. Giret vises i Figur 37. Grunnen til at denne versjonen ble valgt først er fordi den gjør minst beregninger og det blir dermed lettere å få simuleringen til å fungere. Simplified versjonen er spesielt nyttig når det kun er vesentlig å sjekke bevegelsene til en modell uten å ta hensyn til kontakt mellom delene.

Giret ble bygget opp ved hjelp av en input-boks i Gear Generator. I simplified-versjonen angis det en referansedel, som her vil være eksentriggirholderen. Deretter angis det referansemarkere for hvor girhjulene skal ligge, og til slutt antall tenner og tykkelse samt modulen. Etter alle rutene i input-boksen er fylt ut, starter programmet å lage giret. Dette vil ta stadig lengre tid ettersom antall elementer og kompleksitet øker. Til slutt da hele giret var bygget opp, ble det kjørt en test-simulering. Simuleringen viste at alle girbevegelsene fungerte som de skulle. Det ble i tillegg prøvd å lage girene i Detailed- og 3D Contact-versjoner. Etter at simulering med disse versjonene fungerte som de skulle, kunne modellen utvikles videre.

5.7.6 Trinn 6 – Fra joints til bushing

Dersom joints hadde blitt benyttet til en analyse av giret, ville verdiene blitt feilaktige. Dette fordi jointene er totalt stive, altså at de ikke gir etter under påføring av moment. Dette ville gjort at girebevegelsene ble noe mindre i forhold til virkeligheten.

Med dette i tankene var det derfor naturlig å bytte ut samtlige joint med fleksible bushing-elementer. Fordelen med bushing-elementene, foruten om at de er fleksible, er at stivhet og demping kan defineres i alle retninger. Dermed kan verdiene hentes fra en lagerprodusent, for eksempel SKF, og benyttes i modellen slik at girsimuleringen og analyseverdiene blir mer lik virkeligheten. Med bushing-elementer trengtes det heller ikke tas hensyn til overflødige koblinger.

Problemet med å bruke bushing-elementer var å få stivheten riktig i forhold til inngående moment. Dersom stivheten var feil i forhold til hvor mye kraft som ble satt på systemet, ville girhjulene ha vridd seg ut av stilling og simuleringen ville ha feilet. En god måte å få alle bushing-elementene inn i modellen på ble dermed å bytte ut en og en kobling med et bushing-element, samtidig som en girsimulering ble kjørt. Dette hjalp til å verifisere at modellen hele tiden fungerte. Da alle joint var byttet ut med bushing-elementer, kunne nye simuleringer kjøres på alle tre versjoner av girgenereringen for å sjekke om bevegelsene fortsatt stemte.

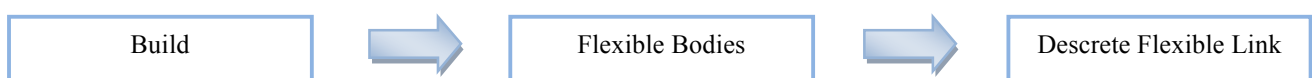
Selv om byttingen fra joint til bushing var en enkel operasjon i seg selv, krevdes det mye justering av både stivhet og moment før en simulering kunne kjøres uten å feile. Stivheten for rotasjon om z-aksen måtte settes til null i samtlige bushing-elementer utenom for ringhjul to, som skulle være statisk. Null stivhet om z-aksen gjorde at komponentene kunne bevege seg rundt uten noen motstand. En påført motstand i z-retning ville ha gjort at simuleringen sannsynligvis ville feilet på nytt.

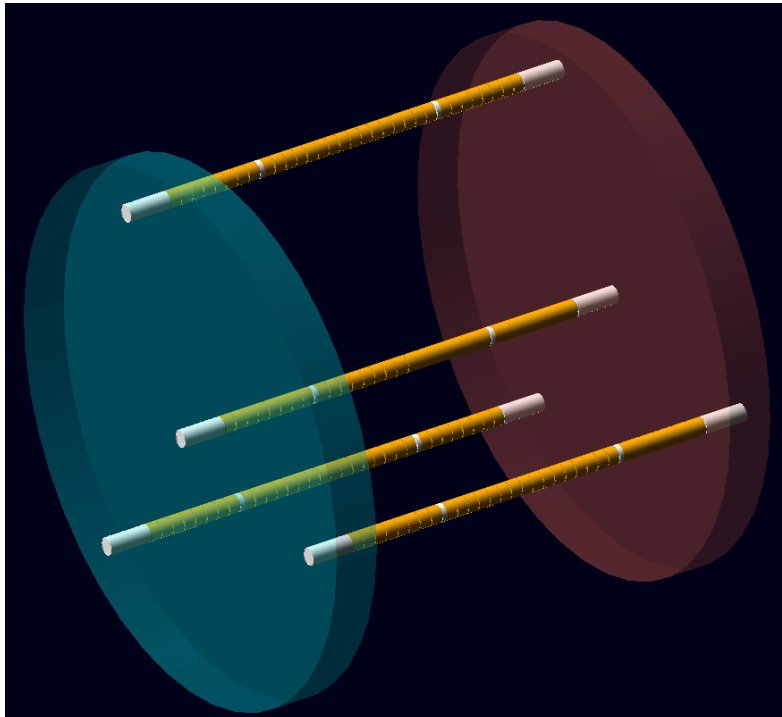
5.7.7 Trinn 7 – Fleksible akslinger

Da joint ble byttet ut med bushing-elementer, var dette for å få mer fleksibilitet i modellen slik at den ble mer virkelighetsnær. Det samme var mulig å gjøre med noen av akslingene, og da særlig for de akslingene som holdt eksenterhjulene. Måten dette ble gjort på var å benytte flex-elementer, som er standardkomponenter i MD ADAMS. Flex-elementene måtte defineres som antall segmenter mellom to markere. Dette ble gjort for alle tre akslingene som holdt eksenterhjulene oppe, men der selve eksenterhjulet ble opplagret, måtte det være et stivt element for beregningene sin del. Flex-elementene ble delt opp i 8 segmenter for de kortere delene av akslingene og 16 segmenter for de lengre delene. På Figur 38 vises de stive delene som hvite og de fleksible delene som gule.

Flex-elementene ble først satt inn med forholdsvis liten diameter. Ved en girsimulering viste det seg at denne diameteren var for liten. For å fikse dette problemet ble nye flex-elementer satt inn med en større diameter slik at stivheten økte. Med bushing-elementer og flex-elementer på akslingene var nå modellen så virkelighetsnær som mulig.

For å sette inn fleksible akslinger, kan følgende kommandolinje utføres fra nedtrekksmenyen:





Figur 38: Stive og fleksible deler av akslingene

5.7.8 Trinn 8 – Korrigering og finpussing

De siste utfordringene i modellen var å sette på riktig inn-moment og motmoment, som baserte seg på motstanden i generatoren. Stivhetene for bushingelementene ble hentet fra SKF sine datablader og benyttet i modellen. Friksjon mellom de ulike komponentene ble ikke tatt hensyn til, da det var utfordrende nok å få modellen til å kjøre simulering uten å feile. Alle mål og verdier var nå riktige og en slutt-simulering kunne kjøres med 3D-Contact versjonen for å sjekke at alt fungerte som det skulle. Etter siste simulering var godkjent, var det nå mulig å kjøre analyse av modellen med tilhørende verdier.

5.8 Problemer underveis

Modellbyggingen i ADAMS går ut på å benytte de elementene og funksjonene som finnes i programmet, for deretter å simulere en ferdig modell. Selv om hele byggeprosessen utføres så riktig som mulig, oppstår det allikevel feil som gjør at modellen ikke fungerer som den skal. Blant annet kan det skje det feil i geometrien, i joint/bushing-elementer og i fleksible elementer som påvirker simuleringen. Disse feilene bidrar til at simuleringer ikke fungerer som de skal eller at de ikke starter i det hele tatt. Som følger blir dermed også analyseverdier feil. Oppretting av ulike feil har derfor vært en stor utfordring i modelleringen av eksentergiret.

5.8.1 For stor fleksibilitet

Som nevnt i kapittel 5.7.7 ble de fleksible elementene først modellert med et lite tverrsnitt for å få de så fleksible som mulig. Det var litt prøving og feiling i MD ADAMS for å forstå hvordan programmet tenkte som var grunnen til at dette ble gjort. Da en simulering ble kjørt, beveget det første eksentergirsettet seg som normalt, mens det bakerste settet sto i ro. Dette skjedde selv om begge settene var montert på samme aksling. En teori på hvorfor det ikke funket var at flex-elementene vred seg som en strikk, slik at det bakerste eksentergirsettet forble statisk. Løsningen på problemet ble derfor å sette inn flex-elementer med en større diameter. Det viste seg ved senere simulering at denne teorien stemte.

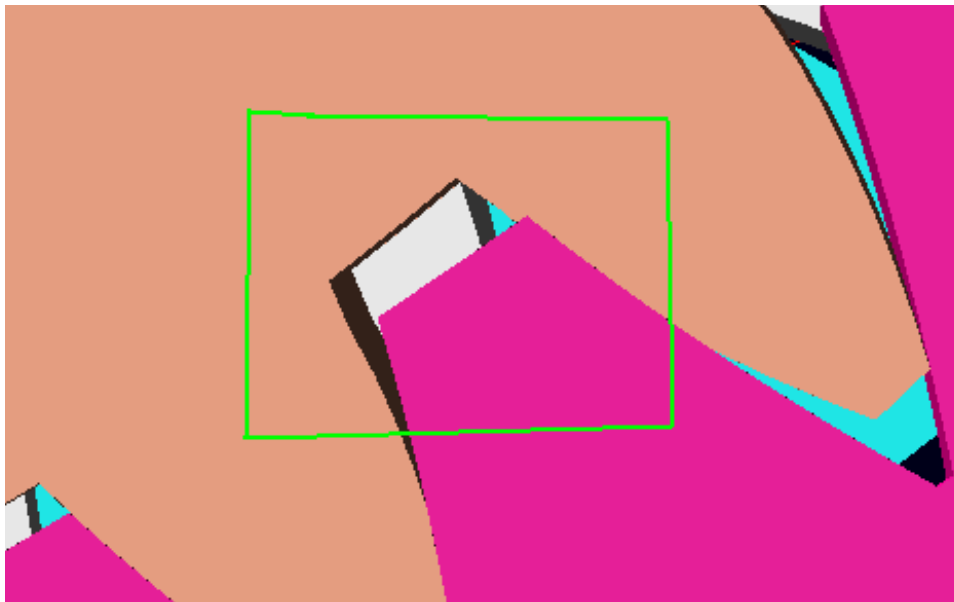
5.8.2 Endring av stivhet i bushing-elementene

Bushing-elementenes stivhet bidrar til at komponentene i modellen blir opplagret på riktig måte. Denne stivheten var et av problemene under modellbyggingen. I starten ble den translatoriske stivheten satt for lavt, slik at komponentene falt sammen av sin egen tyngde. Stivheten ble justert opp etter at problemet ble lokalisert, men eksenterhjulene begynte da å vri seg ut av posisjon i det tannhjulene ble utstyrt med helix-vinkel. Momentet inn på ringhjulet ble dermed for stort i forhold til bushing-elementenes stivhet slik at eksenterhjulene ble skjøvet ut av posisjon. Løsningen her ble å øke rotasjonsstivheten om x- og y-aksen. Dermed holdt bushing-elementene seg i sin riktige posisjon uavhengig av inn-momentet, uten at stivheten ble for stor. Elementene skulle tross alt fortsatt være noenlunde fleksible.

5.8.3 Geometrifeil

Ved girgenerering av et planetgir, som består av et ringhjul, et solhjul i midten og planethjul, vil tannhjulenes geometri rette seg opp automatisk ved bruk av Gear Generator. Tannparene kommer da i riktig posisjon. Dersom solhjulet fjernes fra giret, slik som eksentergiret generert i masteroppgaven, vil ikke lenger tannhjulenes geometri nødvendigvis rette seg slik de skal. Dette vises tydelig i Figur 39. Tannparene kan dermed komme i overlapp, det vil si at tannparenes grafikk/geometri går over i hverandre. Dette ville ikke vært mulig i en fysisk modell, da et materiale ville vært plassert inne i det andre.

Ved kontakt med utviklerne av Gear Generator ble det klart at denne feilen ikke var kjent fra før, siden eksentergiret aldri hadde blitt konstruert i denne programvaren. Rådet fra utviklerne ble å rotere markeren som tannhjulenes geometri var festet til. Metoden ble å prøve seg fram inntil riktig vinkel og antall grader ble oppnådd. På den måten kunne overlapping av tannparene unngås dersom dette oppsto.



Figur 39: Overlapp

6 Resultater og diskusjon

Resultatene for eksentergiret blir hentet ut fra postprosessen til MD ADAMS. Resultatene baserer seg på measures-kommandoen. Dette er en kommando som brukes til å måle vinkler og orientering, samtidig som en underkommando (requests) benyttes for å måle forskyvning, hastighet, akselerasjon og kraft mellom to markere. Måleverdiene leses ut av postprosessen i form av grafiske måldata.

6.1 Input

Tabell 2 gir en oversikt over de verdier som er benyttet som input i modellen. Input-dataene baserer seg på beregnede dataverdier fra Angle Wind og SKF (Svenska Kullagerfabriken).

Tabell 2: Input-verdier

	Moment inn [Nmm]	Moment ut [Nmm]	Omsettingsforhold	Stivhet i bushing-elementer [N/mm]
1. Ringhjul	7,987e8		1:24	1,0e9
Utaksling		3,328e7		

Tabell 3: Girdetaljer

	Eksentergir 1.sett	Ringhjul 1	Eksentergir 2. sett	Ringhjul 2
Antall tenner	42	96	39	93
Modul	18	18	18	18
Girbredde [mm]	425	425	460	460
Helix-vinkel [deg]	7,65	7,65	7,1	7,1
Tanntykkelse (langs delediameter) [mm]	23,7	27,1	23,0	27,7
Tanntoppradius [deg]	398,5	848,3	370,9	820,7
Tannfotradius [deg]	351,7	895,1	324,0	867,5
Trykkvinkel (normal)	20	20	20	20
Tannstivhet [N/mm]	5,0e5	5,0e5	5,0e5	5,0e5
Kontaktcoeff.	1,1	1,1	1,1	1,1
Demping	5000	5000	5000	5000
Dempingsavstand	1,0e-2	1,0e-2	1,0e-2	1,0e-2
Statisk friksjonskoeff.	0,11	0,11	0,11	0,11
Statisk friksjonsomstillingsfart	0,2	0,2	0,2	0,2
Dynamisk friksjonskoeff.	0,1	0,1	0,1	0,1
Dynamisk friksjonsomstillingsfart	0,5	0,5	0,5	0,5

Ettersom simuleringen var strevsom å få til og fungere er det benyttet forenklete verdier for stivheten i bushing-elementene. Stivheten er gjort lik i alle translatoriske retninger og rotasjonsretninger, bortsett fra rotasjon om z-aksen, der stivheten er satt til null. Dermed benyttes ikke verdiene fra SKF direkte, men et ”verste tilfelle” med høyest lastpåkjenning definerer stivheten benyttet i modellen. Dempningen og friksjonen er neglisjert for å få en mer stabil modell.

Tabell 3 gir en detaljert oversikt over hvilke verdier som plottes inn i Gear Generator. De første åtte radene i tabellen er verdier fra Angle Wind, mens de resterende radene er verdier som er standard i Gear Generator.

6.2 Grafisk framstilling av verdier fra postprosessoren

Fra postprosessoren er det mulig å hente ut ulike verdier. Her er det valgt å se på følgende verdier:

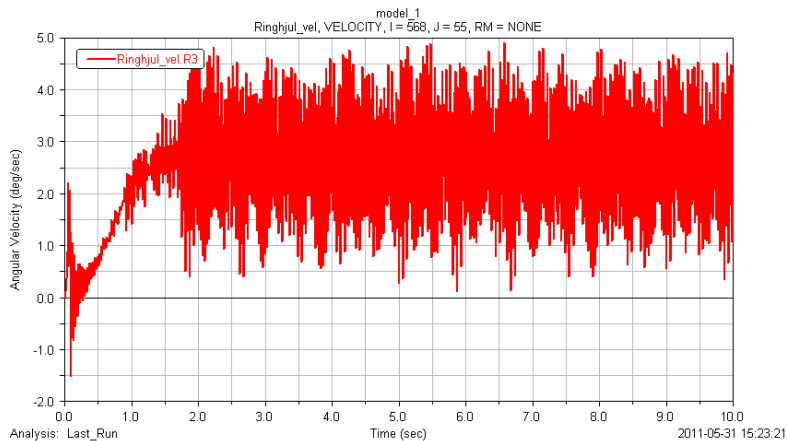
- Vinkelhastighet om z-aksen (i rotasjonsretning), moment for ulike komponenter av giret, vinkelforskyvning mellom ringhjulene og eksentergirene.
- Forskyvning av tannhjulene og hastighet om x- og y-aksen er ikke tatt med da dette kun gir vibrasjoner i giret, og ikke er av interesse for oppgaven.

Grunnen til at moment og vinkelhastighet er interessant er for å vise at modellen fungerer og er bygget riktig. Dette er i følge målene som er satt tidlig i oppgaven. Det er også av interesse å se på vinkelforskyvning for å bekrefte målet om å finne ut av om giret har kantlaster.

Resultatene fra simuleringen viser tydelig at girmodellen er bygget riktig opp i og med at beregnet omsetningsforhold 1:24 stemmer overens med måleverdier hentet fra programmet. Den spredningen som forekommer i målingene, og da spesielt i Figur 40, skyldes motmomentet i generatoren som hele tiden vil prøve å bremse opp inngående aksling. Samtidig vil alle kontaktene som oppstår mellom de ulike komponentene i hvert tanninngrep også bidra til vibrasjoner.

6.2.1 Vibrasjoner

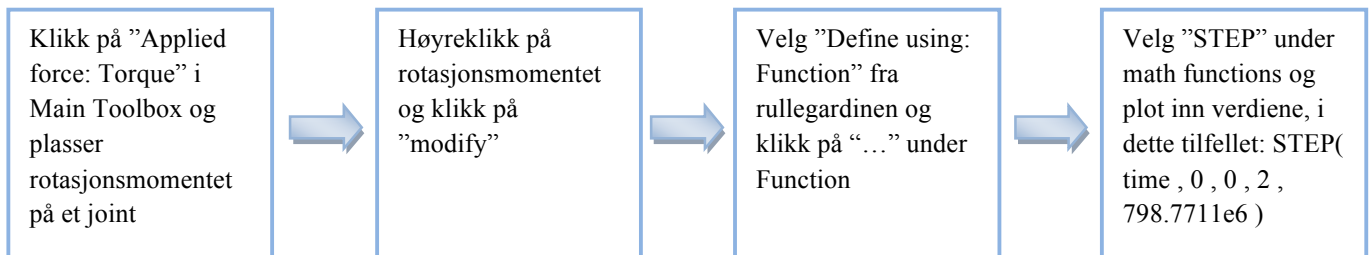
Grunnen til vibrasjonene i giret er at ringhjulet prøver å akselerere resten av tannhjulene, mens det i eksenterhjulene vil være en treghet som gir motstand. Tennene i et tanninngrep skal i utgangspunktet rulle på hverandre uten å gli. For tannhjulene i giret vil dette være et ideelt tilfelle, men i virkeligheten vil det alltid forekomme en type impulslast og glidning mellom tennene. Dette bidrar til at tannhjulene vil få små vibrasjoner siden en komponent akselererer og en annen komponent bremser opp, samtidig som mikroskopiske slarker i giret bidrar. Etter en viss tid (2 sekunder for girmodellen) vil momentet kjøre seg opp til et maksimalnivå. Giret vil da rotere stadig mer stabilt ettersom alle komponentene når en slags ”steady state condition”. Det betyr at tannhjulene vil få stadig mindre og flere forutsigbare vibrasjoner.



Figur 40: Vinkelhastighet, inngående aksling

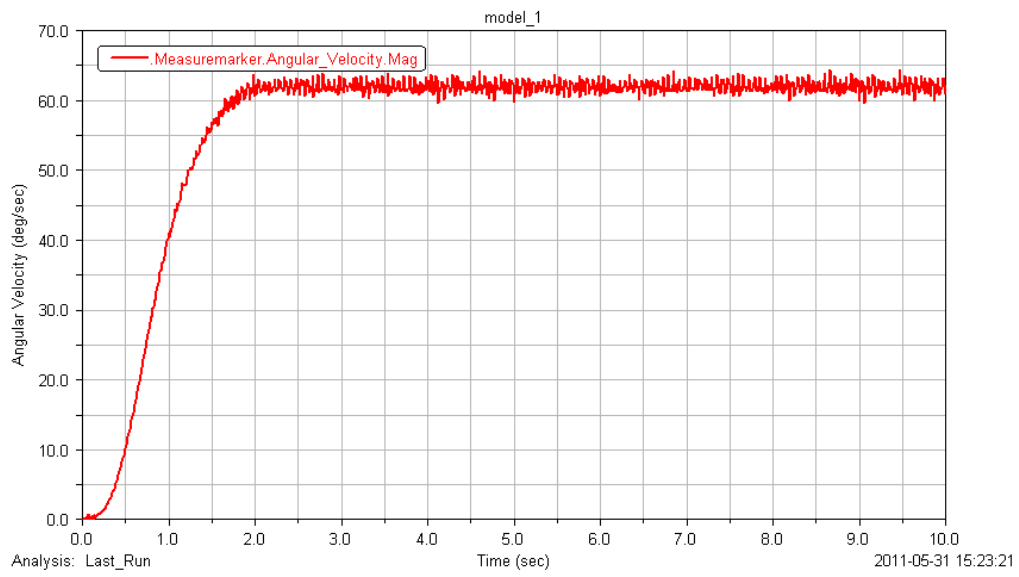
6.2.2 Vinkelhastighet

Figur 40 viser vinkelhastigheten til inngående aksling (1. ringhjul) ved påført moment. Momentet påføres med en STEP-funksjon som gjør at maks moment først inntreffer etter 2 sekunder. Av denne figuren vises det at inngående aksling har en gjennomsnittshastighet på rundt 2,5 deg/s, selv om målingene angis med en del spredning. Denne spredningen skyldes vibrasjonene i giret. Kommandolinjen for STEP-funksjonen utføres på følgende måte:



Figur 41 viser vinkelhastigheten på girholderen for 2. sett av eksenterhjulene. Det er girholderen som vil bli utgående aksling i modellen. Grafen viser at utgående aksling har en jevn vinkelhastighet på mellom 60 og 65 deg/s. Dette stemmer i forhold til omsetningsforholdet på 1:24, og viser at modellen fungerer som den skal. Gjennomsnittshastigheten for inngående og utgående aksling viser at målingene stemmer godt overens med omsetningsforholdet, og betyr dermed at simuleringen er riktig utført av programmet.

Vinkelhastigheten for de resterende komponentene er ikke tatt med i resultatene, da dette ikke er av interesse for oppgaven. Det viktige er at hastigheten på inngående aksling gitt av rotorbladene, omsettes til forventet hastighet på utgående aksling, gitt av omsetningsforholdet. Dermed stemmer teori med praksis.

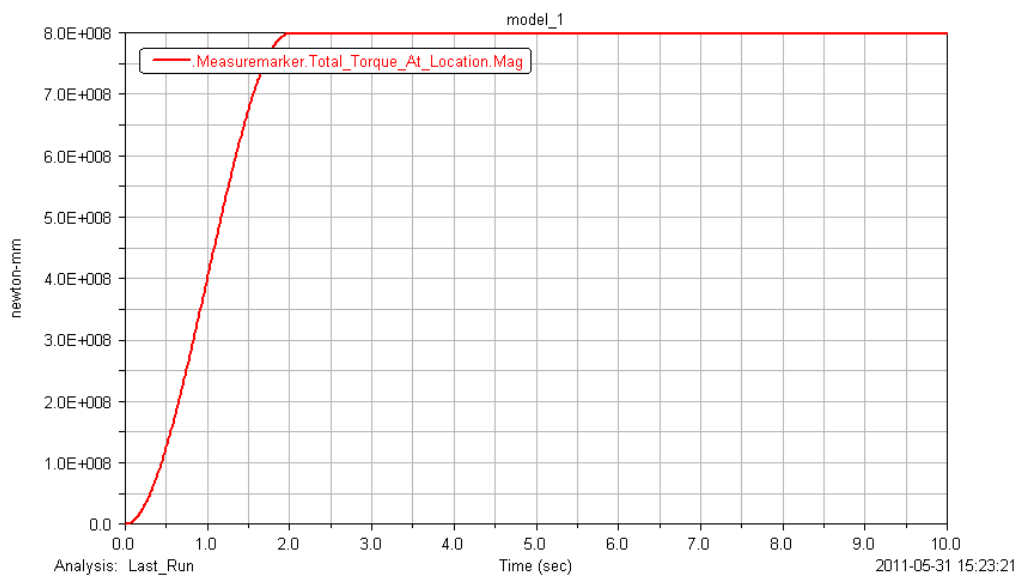


Figur 41: Vinkelhastighet, utgående aksling

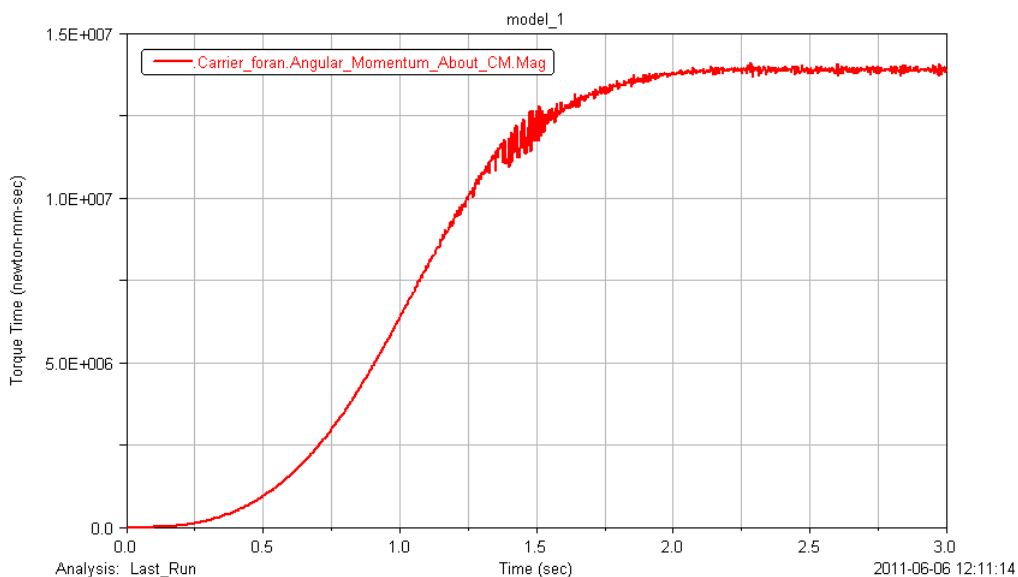
6.2.3 Moment

Momentet på inngående aksling påføres med en STEP-funksjon som gjør at maks moment først inntreffer etter 2 sekunder. Samtidig påføres et motmoment på ut-akslingen, motsatt rettet av inngående moment. Motmomentet tilsvarer motstanden en generator vil gi ved generering av elektrisitet. Begge momentene gjør at simuleringen vil stabilisere seg med en jevn fart etter omtrent to sekunder.

Figur 42 viser påføringen av inngående moment på 1. ringhjul, inn-akslingen. Av figuren vises det godt at momentet blir påført over tid og stabiliserer seg etter hvert. Figur 43 viser utgående moment fra eksenterholderen, utgående aksling. Fordi momentet på inn-akslingen påføres over tid, vil også momentet på ut-akslingen få samme påføringsmønster. Ut-momentet vil bruke like lang tid på å stabilisere seg som inn-momentet. Forholdet mellom inn- og ut-momentet (1:24) ser ut til å stemme noen lunde med omsettingsforholdet. Dermed er både vinkelhastigheten og momentene riktig beregnet i forhold til omsettingsforholdet.



Figur 42: Inngående moment, 1. ringhjul



Figur 436: Utgående moment, ut-aksling

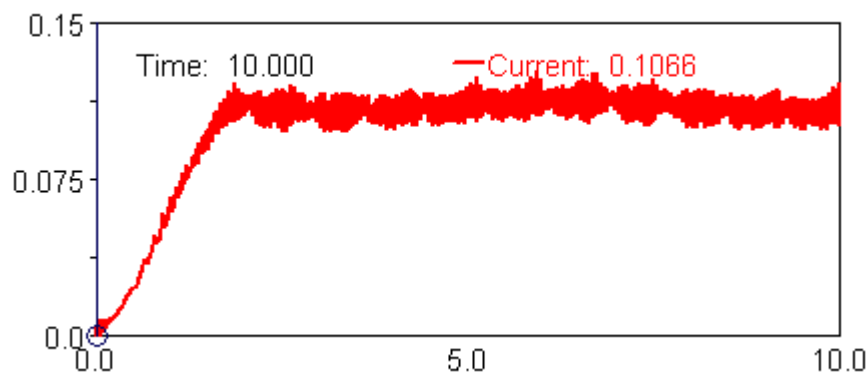
6.2.4 Vinkelforskyvning

Vinkelforskyvning mellom eksentergir 1. og 2. sett og ringhjul 1 og 2 er målt ved å bruke kommandoen ”orientation”. Her måles forandringen mellom to markeres koordinatsystem. Det er spesielt om y-aksen at vinkelforskyvningene gir utslag.

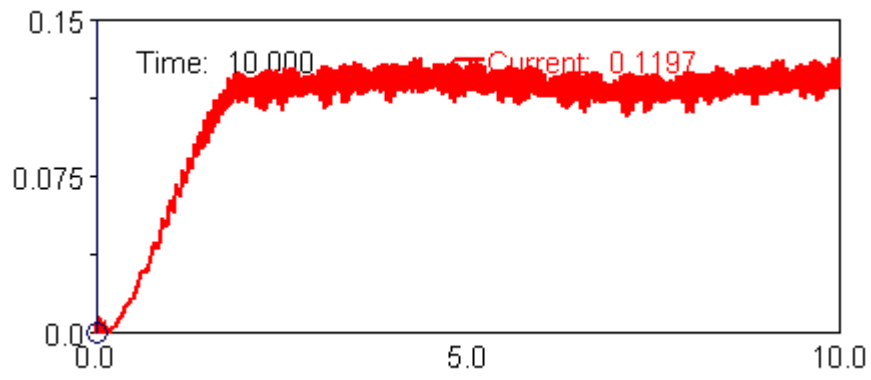
Figur 44 viser vinkelforskyvningen mellom 1. ringhjul (inngående aksling) og 1. sett eksentergir. Figur 45 viser vinkelforskyvningen mellom 2. ringhjul (utgående aksling) og 2. sett eksentergir. Det er kun vist målinger fra ett eksentergir, men alle eksentergirene gir samme resultat.

Fra Figur 44 og 45 vises det tydelig at tannhjulene vil få en vinkelforskyvning i forhold til hverandre når momentet påføres på inn-akslingen. Forskyvningen er omtrent lik for bakre og fremre del av giret. Forskyvningen av tannhjulene vil føre til at tennene ikke lenger går i ideelt inngrep, men får en skeivstilling ved rotasjon. Man kan tenke seg to plater hvor begge flatene er i fullstendig kontakt. Ved en vinkelforskyvning vil den ene platen løftes litt opp i ene enden, mens den andre enden forblir liggende, omtrent som i et rotasjonsledd. Den andre platen holdes fast i startposisjon. Dermed vil det bli en vinkel mellom platene, målt fra ”rotasjonsenden”. Dette gjør at platene ikke lenger har fullstendig kontakt. Ved et tanninngrep vil kontaktpunktet dermed være vesentlig mindre, og kreftene vil fordele seg over et mye mindre område. Veldig enkelt forklart oppstår det en kraft-på-areal situasjon der arealet minker. Det fører til større spenninger på området der kraften virker, og det kan oppstå ulyder i giret på grunn av skeivstillingen.

Siden vinkelforskyvningen er relativt liten, vil giret sannsynligvis fungere noen lunde normalt ved testkjøring, bortsett fra ulydene. Dersom giret derimot benyttes i en vindturbin som skal generere elektrisitet over en periode på 10 – 20 år, kan kantlastene få mye å si for girets slitasje, ikke minst for utmattingen av tennene. Unødig stor friksjon kan oppstå og hyppigere vedlikehold bør utføres for reparasjon og utskifting av komponenter, noe som igjen gir større kostnader. Girets levetid vil sannsynligvis også forkortes med en del år.



Figur 44: Vinkelforskyvning, inngående aksling



Figur 45: Vinkelforskyvning, utgående aksling

7 Konklusjon

7.1 Ferdigstilt arbeid

Resultatene fra analysen og simuleringen av eksentergiret viser at modellen fungerer og dermed er bygget opp riktig i forhold til konseptet fra Angle Wind. Rotasjonshastighetene stemmer overens med beregnet omsetningsforhold på 1:24. Alle komponenter i girmodellen oppfører seg som forventet ved påføring av inn-moment og mot-moment.

Vinkelforskyvningen i giret som er målt fra modellen kan tyde på en skeivstilling av tannhjulene under drift. Dette styrker teorien Angle Wind hadde i utgangspunktet om kantlaster i giret, spesielt med tanke på ulydene giret lagde under testkjøring hos Angle Wind. Kantlastene vil skape unødig friksjon sammen med punktlaster som gir store spenninger i tannhjulene. Dermed vil ikke tennene gå i et ideelt inngrep og levetiden på giret vil forkortes som følge av slitasje og høyere påkjenning enn forventet.

Dersom giret utbedres ved å fjerne problemet med kantlaster vil giret være levedyktig. Samtidig vil det kunne konkurrere med dagens løsninger, ettersom giret er meget kompakt og består av relativt få komponenter. Hvis det viser seg at teorien med kantlaster på den fysiske modellen stemmer med målene som er gjort fra simuleringen, vil dette bidra til å styrke driftssikkerheten til giret ytterligere, og girkonseptet kan utvikles videre til et ferdig produkt.

7.2 Videre arbeid

I forbindelse med oppgaven var et av målene å finne spenninger i tannhjulene på grunn av kantlastene, for så å sjekke disse opp mot målinger fra den fysiske modellen. Det har ikke blitt tid til å finne disse spenningene i oppgaven, da dette ville tatt vesentlig lenger tid enn det som var til rådighet.

For å finne spenningene i tannhjulene, samt hvor de virker eksakt på tannflanken, måtte tannhjulene blitt importert over i et annet program, for eksempel MSC Software sitt NASTRAN-program. Eventuelt kunne også ANSYS blitt benyttet. Deretter måtte tannhjulene ha blitt ”meshet” for å få et nett med noder der beregninger kunne blitt foretatt av programmet. Denne operasjonen hadde krevd opplæring av et nytt program, i tillegg til MD ADAMS, samt lenger tid for å kjøre flere analyser. Videre analyse i forhold til spenningene og lokasjonen av spenningenes plassering på tannflanken krever derfor en del mer arbeid som ikke hadde fått plass i denne masteroppgaven.

8 Refleksjon

8.1 Utførelse av masteroppgaven

Masteroppgavens utførelse har til tider vært vanskelig på grunn av programvaren MD ADAMS. Å sette seg inn i et helt nytt og avansert program har tatt tid. Nivået på programvaren har gjort at det krever en del prøving og feiling for å forstå hvordan programmet tenker. Dersom en lignende masteroppgave skulle blitt utført, burde programvaren vært tilgjengelig fra starten av, slik at nødvendig opplæring og trening kunne blitt gitt. Dermed hadde forutsetningene vært bedre for å forstå gangen i programvaren, og selve modelleringen ville tatt kortere tid.

8.2 Fremtidig arbeid

Ut i fra oppgavens resultater vil et videre arbeid være interessant i forhold til kantlastene og deres påvirkning på levetid og slitasje. En analyse av kantlastenes plassering og påkjenning ved bruke av for eksempel ANSYS kunne vært en mulig oppgave for kommende masterstudenter. Utenom ANSYS vil muligens NASTRAN være et godt alternativ, i og med at både MD ADAMS og NASTRAN leveres av MSC Software. Programmene vil derfor snakke bedre sammen. Dette vil muligens kunne lette et videre arbeid med eksentergiret. En annen mulig oppgave er å kjøre flere tester og sammenligne dataene mot både beregnet data og måleverdier fra Angle Winds testkjøring av vindturbinen. Ved å sammenligne disse resultatene, vil girmodellens riktighet kunne bekreftes ytterligere, og modellen kan dermed benyttes som en dynamisk modell for ferdigstilling av eksentergiret.

Ved å kjøre en simulering over tid vil girmodellen kunne gi svar på spørsmål om utmatting og slitasje over en lengre periode, noe som er mer kostnadseffektivt enn å teste den virkelige vindturbinen. Girmodellen kunne i tillegg bli sjekket opp mot andre gir i eksisterende turbiner for å sammenligne effektiviteten og levetiden.

9 Bibliografi

9.1 Bøker

Bjørnsen, K. H. Offshorekonstruksjoner utsatt for fallende last (Masteroppgave). Stavanger: Universitetet i Stavanger; vår 2009

Dahlvig, G. et al. (2000) *Konstruksjonselementer* (2. utgave). Aurskog: Gyldendal Norsk Forlag AS

Lawrence, J. D. (1972). *A catalog of special plane curves*. USA: Dover Publications

Lawton, Bryan (2004) *Various and Ingenious Machines – Power Generation and Transport, Volume One* (Utgave 6). Nederland: Koninklijke Brill NV

Lucas, Adam (2006) *Wind, Water, Work – Ancient and Medieval Milling Technology* (8. utgave). Nederland: Koninklijke Brill NV

Manwell, J.F. et al. (2009) *Wind Energy Explained*. United Kingdom: John Wiley & Sons

Meyhoff, P. et al. (2005) *Teknologihistorie* (1. utgave). Viborg: Nørhaven Books

Nikraves, Parviz E. (1988) *Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems* (1. Utgave). New Jersey: Prentice-Hall

Sclater, Neil, et al. (2007) *Mechanisms and mechanical devices sourcebook*. USA: The McGraw-Hill Companies

9.2 Standarder

NS 5011:1977 Sylindriske tannhjul, rette eller skrå tenner

9.3 Internettressurser

<http://www.ewea.org/> (28.03.11)

www.machinerylubrication.com (28.03.11)

<http://www.mscsoftware.com> (06.05.11)

<http://www.northernpower.com> (28.03.11)

www.regjeringen.no (28.03.11)

<http://www.snl.no> (06.05.11)

www.ssb.no (28.03.11)

<http://www.windpower.org> (28.03.11)

9.4 Figurer

Figur 1a og 1b: SSB_grafer:

<http://www.ssb.no/klima/>

Figur 2a: Gammel vindmølle (05.05.11)

http://bikecyclinglife.files.wordpress.com/2010/05/waldfeucht_windmill21.jpg

Figur 2b: Ny type vindturbin (05.05.11)

<http://photocontest.the-depths-of-hell.com/albums/architecture/windturbine.jpg>

Figur 3:Nacellen: (05.05.11)

<http://www.wind-energy-the-facts.org/images/fig/chap1/3-8.jpg>

Figur 4: Persisk vindmølle:

Lucas, Adam (2006) *Wind, Water, Work – Ancient and Medieval Milling Technology* (8. utgave). Nederland: Koninklijke Brill NV

Figur 5: Stålpemølle

Lucas, Adam (2006) *Wind, Water, Work – Ancient and Medieval Milling Technology* (8. utgave). Nederland: Koninklijke Brill NV

Figur 6: Tårnmølle

Lucas, Adam (2006) *Wind, Water, Work – Ancient and Medieval Milling Technology* (8. utgave). Nederland: Koninklijke Brill NV

Figur 7: Hevarmprinsippet (05.05.11)

<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f2/Palanca-ejemplo.jpg>

Figur 8: Tannstang og pinjong (05.05.11)

<http://www.hovartercustomvise.com/wp-content/uploads/Rack-Pinion.jpg>

Figur 9: Ulike mål og betegnelser

Dahlvig, G. et al. (2000) Konstruksjonselementer (2. utgave). Aurskog: Gyldendal Norsk Forlag AS

Figur 10: Inngrepslinjen ATB

Dahlvig, G. et al. (2000) Konstruksjonselementer (2. utgave). Aurskog: Gyldendal Norsk Forlag AS

Figur 11: Sirkelevolventen

Dahlvig, G. et al. (2000) Konstruksjonselementer (2. utgave). Aurskog: Gyldendal Norsk Forlag AS

Figur 12: Optimalt tanninngrep

Dahlvig, G. et al. (2000) Konstruksjonselementer (2. utgave). Aurskog: Gyldendal Norsk Forlag AS

Figur 13: Snekkeveksel

http://upload.ecvv.com/upload/Product/200911/China_worm_turbine200911111601547.jpg

Figur 14: Sylindriske tannhjul

<http://www.arrowgear.com/products/photogallery.htm>

Figur 15: Planetgir

<http://www.atechtraining.com/ART%201069%20Planetary%20Gear%20Front%20Side%20LR.jpg>

Figur 16: Eksentergir

http://www.kxcad.net/RecurDyn/RecurDyn_Ver6.3/programmanual/Gear/Geometries_Entities/Spur_Internal/img4.gif

Figur 17: Hypocycloid

<http://science.yourdictionary.com/images/science/hypocycloid.jpg>

Figur 18: Nedbøyning av bjelke

Tegning i Paint

Figur 19: Smøring

<http://www.prolubricants.com/wp-content/uploads/2011/02/Gear-with-oil.jpg>

Figur 20: Eksempel på modeller laget i MSC Software programvare

http://www.iem.eu/uploads/tx_etim/MSC-33791.jpg

Figur 21: Eksempel på muligheter i Gear Generator Toolkit

http://simcompanion.mscsoftware.com/library/MSC/KB8019229/GGTK_SimC_Article.png

Figur 22: Aksesenteravstanden mellom to tannhjul

Gear Generator Toolkit online help menu

Figur 23a: Girprinsipp fra Anglewind (Avansert)

PDF fått fra Angle Wind AS

Figur 23b: Girprinsipp fra Anglewind (Forenklet)
Utskrift fått fra Angle Wind AS

Figur 24: Konstruksjonspunkter
MD ADAMS/view

Figur 25: Konstruksjonsmarker
MD ADAMS/view

Figur 26: Stivt element
Tegning i Paint

Figur 27: Fleksibelt element
Tegning i Paint

Figur 28a: Rotasjonsjoint
MD ADAMS/view

Figur 28b: Skjematisk framstilling
*Nikravesh, Parviz E. (1988) Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems (1. Utgave).
New Jersey: Prentice-Hall*

Figur 29: Sylindrisk joint
MD ADAMS/view

Figur 30: Inplane joint
MD ADAMS/view

Figur 31: Bushing-element
MD ADAMS/view

Figur 32: Joint motion
MD ADAMS/view

Figur 33: Akslinger og eksenterholder
MD ADAMS/view

Figur 34: Modell med koblingselementer
MD ADAMS/view

Figur 35: Akslinger med revolute joint
MD ADAMS/view

Figur 36: Akslinger med cylindrical joint og joint motion
MD ADAMS/view

Figur 37: Gir i Simplified-versjonen
MD ADAMS/view

Figur 38: Stive og fleksible deler av akslingene

MD ADAMS/view

Figur 39: Overlapp

MD ADAMS/view

Figur 40: Vinkelhastighet, inngående aksling

MD ADAMS/solver

Figur 41: Vinkelhastighet, utgående aksling

MD ADAMS/solver

Figur 42: Inngående moment, 1. ringhjul

MD ADAMS/solver

Figur 43: Utgående moment, ut-aksling

MD ADAMS/solver

Figur 44: Vinkelforskyvning, inngående aksling

MD ADAMS/solver

Figur 45: Vinkelforskyvning, utgående aksling

MD ADAMS/solver

9.5 Tabeller

Tabell 1: Verdier fra fasthetsberegninger

Tabell 2: Input-verdier

Tabell 3: Girdetaljer

10 Vedlegg A – Forstudierapport

11 Vedlegg B – Kiss-soft beregninger

12 Vedlegg C – Lagerstivheter fra SKF

13 Vedlegg D – Norsk Standard 5011:1977



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

Forstudierapport

Studieprogram/spesialisering:

Konstruksjoner og materialer, avd. maskin

Vår 2011 semesteret

Åpen / Konfidensiell

Forfatter:

Peder Holm Østmoe

.....
(signatur forfatter)

Fagansvarlig:

Hirpa L. Gelgele

Veileder(e):

Øyvind Tjølsen

Tittel på masteroppgaven:

Modellering og dynamisk analyse av eksentergir

Engelsk tittel:

Modeling and dynamic analysis of an eccentric gear system

Studiepoeng:

30

Emneord:

Eksentergir, planetgir, dynamisk analyse,
vindturbin, Angle Wind.

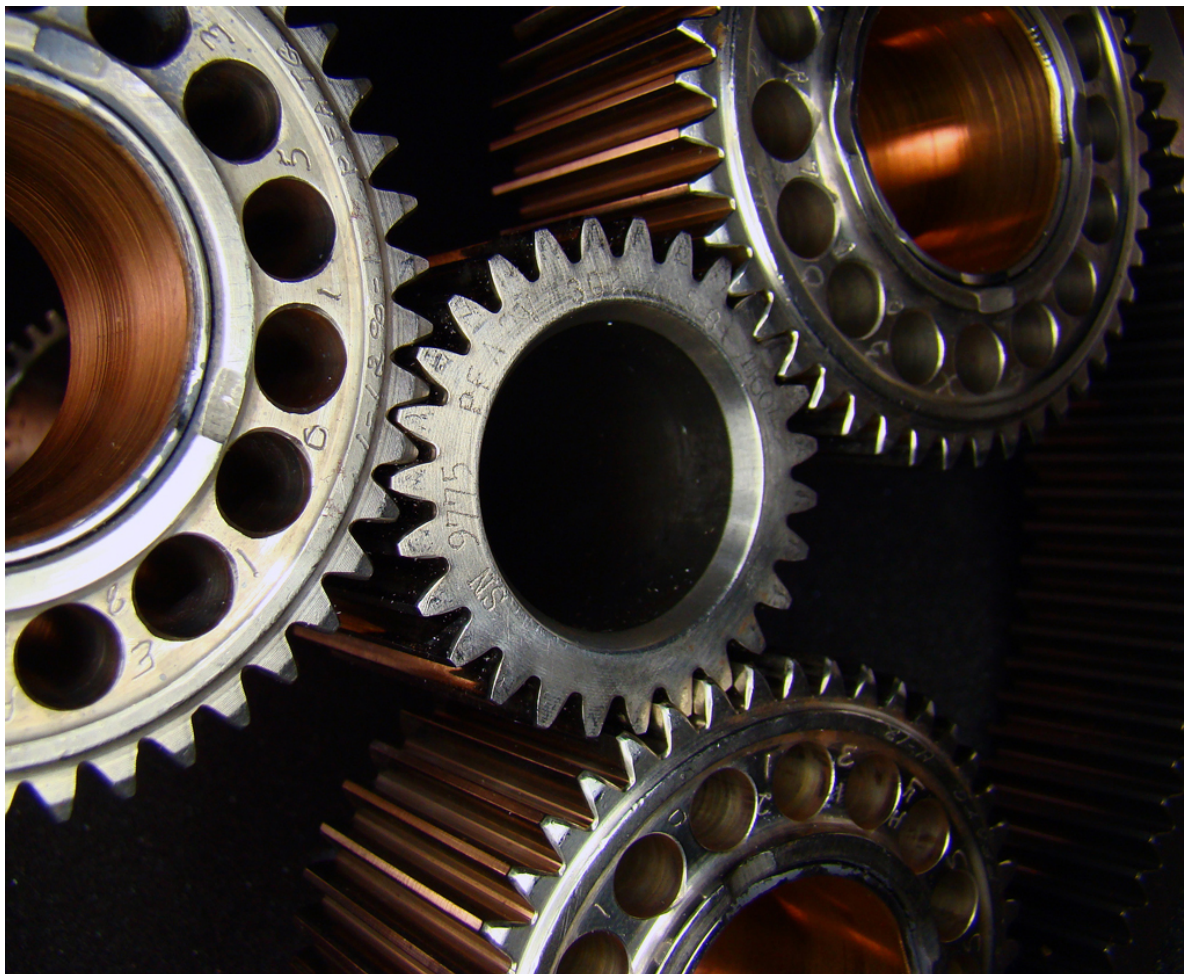
Sidetall: 18

+ vedlegg/annet: 0

Stavanger, 18.02.2011
dato/år

Modellering og dynamisk analyse av eksentergir

Forstudierapport - masteroppgave



Skrevet av Peder Holm Østmoe
Universitetet i Stavanger
Institutt for konstruksjonsteknikk og materialteknologi

Forord

Dette er en forstudierapport for masteroppgaven ”Modellering og dynamisk analyse av eksentergir”. Oppgaven skrives våren 2011 ved Universitetet i Stavanger (UiS), institutt for konstruksjonsteknikk og materialteknologi. Masteroppgaven har et omfang på 30 studiepoeng og løper over ett semester.

Hovedbakgrunnen for oppgaven er å finne ut om det eksisterende girkonseptet vil fungere som forventet. Dette innebærer å simulere den eksisterende løsningen og regne på ulike belastninger som giret blir utsatt for.

Oppgaven er et samarbeidsprosjekt mellom masterstudenten, UiS og Angle Wind A/S. For all hjelp, støtte og interesse ønsker jeg å takke Angle Wind A/S ved Øyvind Tjølsen, Jon Risdal og Nils Erik Faulhaber samt faglig ansvarlig ved UiS, Dr. Ing. Hirpa L. Gelgele.
Stavanger (18.02.2011).

Innholdsfortegnelse

1	Innledning	1
1.1	Bakgrunn	1
1.2	Problemstilling: Hvorfor trenger vindturbiner et girsystem?	2
2	Generell girteori	3
2.1	Tannhjulsveksler	3
2.2	Planetvekselen	4
2.3	Eksentergiret/Cyclo kurveskiveveksel	6
2.4	Mål og betegnelser	7
2.5	Tannprofil og tanninngrep	7
2.6	Inngrepslinje og sirkelevolvent	7
3	Prosjekt mål	9
3.1	Effektmål	9
3.2	Resultatmål	9
3.2.1	Mål 1 - Modellering av eksentergiret	9
3.2.2	Mål 2 - Analyse av tannhjulsbelastninger	9
3.2.3	Mål 3 - Sjekke simulert data opp mot eksisterende test-data (hvis tid) ...	9
3.3	Prosessmål	10
3.4	Prosjektets omfang	10
4	Ressurser	10
5	Prosjektstyring	10
6	Litteraturliste	13

1 Innledning

Ved avslutning av masterstudiet i konstruksjoner og materialer, maskin, skal det skrives en masteroppgave med et omfang på 30 studiepoeng. Forstudierapporten skal gi en oversikt over oppgavens definisjon og omfang. I tillegg skal rapporten identifisere viktige arbeidsoppgaver og vise ulike delmål, samt gi en arbeidsoversikt i form av et Gantt-diagram.

I forstudierapporten legges det vekt på viktigheten av vindturbiner og hvorfor vindturbiner har behov for et girsystem. I tillegg blir det forklart litt generelt om girteori, samt funksjonen av et par sentrale girtyper. Her blir vesentlige definisjoner og begreper forklart og videreført i hovedrapporten. Til slutt vil de ulike målene for oppgaven presenteres og arbeidsprosessen framstilles i ulike diagrammer.

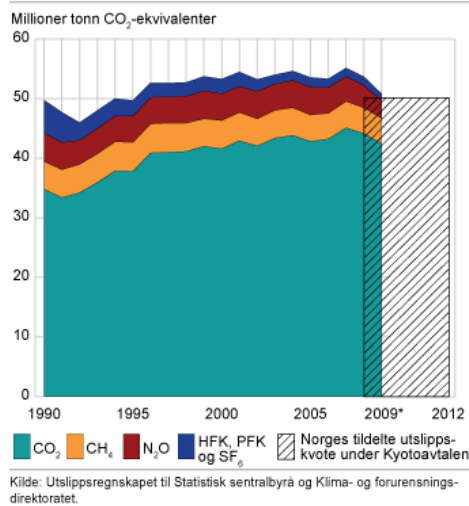
1.1 Bakgrunn

Dagens samfunn er totalt avhengig av energi for å fungere. Energi kommer i mange former, for eksempel gjennom kullkraft, olje- og gassindustri, atomreaktorer, etc. En del av disse energiformene produserer farlige klimagasser ved forbrenning, der CO₂ bidrar sterkt til den menneskeskapte øningen av drivhuseffekten. Se figur 1.1. I 2009 sto karbondioksid for 83 prosent av det samlede utslippet av klimagasser. De viktigste kildene til CO₂-utslipp er olje- og gassvirksomheten, industrien og veitrafikk. Se figur 1.2.

Forskere på klimagassområdet har etter hvert blitt mer enige om at det er disse gassene som er årsaken til oppvarming av kloden og dermed til en økende mengde naturkatastrofer. Av disse grunner er det i dagens samfunn stadig viktigere å se på "renheten" av energien som produseres og finne nye miljøvennlige løsninger på framtidens energiproduksjon.

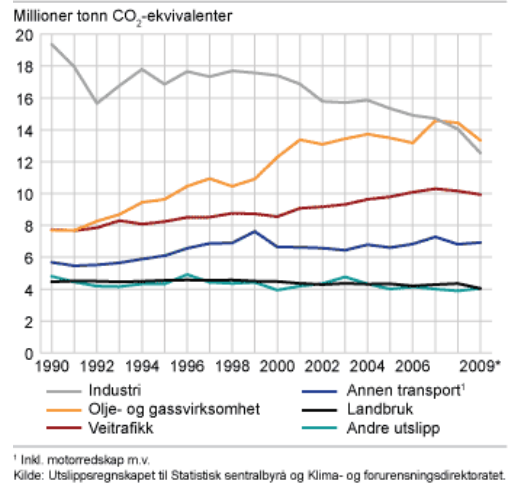
En av løsningene på ren energiproduksjon er vindturbiner, normalt kalt vindmøller. Vindmøller produserer fornybar energi ved hjelp av vindkraft. Vindkraften transformeres til mekanisk energi ved hjelp av rotorblader som igjen er koblet til et girsystem. Giret sørger for at krafta som vinden tilfører rotorbladene blir transformert til mekanisk energi. Den mekaniske energien blir dernest overført til en generator som til slutt transformerer energien fra mekanisk til elektrisk.

Utvikling i klimagassutslipp 1990-2009* og utslippskvote 2008-2012. Millioner tonn CO₂-ekvivalenter



Figur 1.1: Typer av klimagasser

Utslipp av klimagasser, etter kilde. 1990-2009*. Millioner tonn CO₂-ekvivalenter

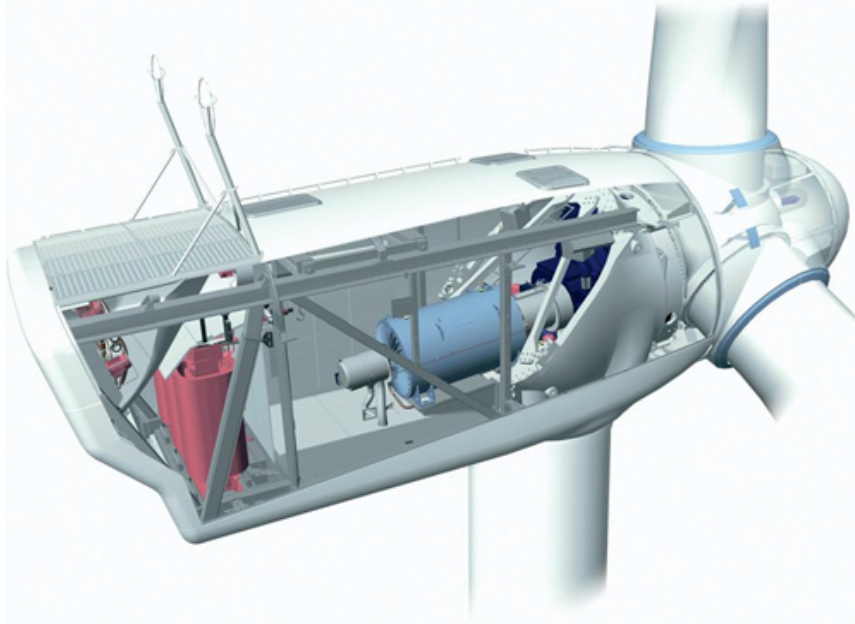


Figur 1.2: Kilder til CO₂-utslipp

1.2 Problemstilling: Hvorfor trenger vindturbiner et girsystem?

I utgangspunktet brukes girsystemer i all sin enkelhet for å overføre kraft fra et sted til et annet, enten i samme eller ulik retning som krafta kom inn. I vindmøller overføres krafta fra rotorbladene til en generator som produserer strøm. Den inngående krafta gir en rotasjon til rotorbladene, men denne rotasjonshastigheten er ikke høy nok til å produsere elektrisitet på en effektiv måte. Derfor trengs det et girsystem som omdanner rotasjonshastigheten, og det relativt store dreiemomentet, til et høyere turtall og et lavere dreiemoment. Dermed får generatoren høyt nok turtall til å produsere energi i form av strøm. Hele girsystemet, sammen med generatoren og ulike lagere, er pakket inn i en boks. Denne boksen kalles nacelle. Dette vises på figur 1.3.

Dersom gir ikke benyttes i en vindturbin, må det gjøres omfattende arbeid med selve generatoren og de tilhørende styringssystemene for å kunne utnytte vindenergien på en best mulig måte. Girløse vindturbiner finnes i dag, men har ikke like lang fartstid som vindturbiner med et girsystem. Derimot er fordelene mange med grifrie vindturbiner: Færre bevegelige deler, lettere konstruksjon, mer pålitelige systemer, lavere kostnader.



Figur 1.3: Nacelle

2 Generell girteori

Gir blir definert som fortannede mekaniske elementer som overfører rotasjonsbevegelse fra en aksel til en annen. Disse typer elementer er noe av det eldste utstyret som er funnet opp. Sammenlignet med andre kraftoverføringselementer, slik som belter, kjeder og lignende, er gir de mest robuste og holdbare elementene. Effektiviteten av kraftoverføringen kan komme helt opp i 98%, men dette gjør også at gir får en høyere kostnad enn belter og kjeder.

Kraftoverføringselementer brukes i en rekke sammenhenger, f.eks. i framkomstmidler som biler, motorsykler og landbruksredskap, men kan også benyttes i industrien og i energiutvinnende maskiner. Det brukes forskjellige typer gir i ulike maskiner, alt etter hva slags utveksling, rotasjonshastighet og kraftretning som er ønskelig. I de neste avsnittene er noen av disse girtypene forklart nærmere.

2.1 Tannhjulsveksler

Tannhjuls- og snekkeveksler brukes til å overføre rotasjonsbevegelse fra en aksel til en annen og mellom tannhjul. Se figur 1.4. Dreieretningen er enten den samme eller motsatt av opprinnelig dreieretning. Turtallet beholdes eller endres alt etter ønske. Tannhjul benyttes der avstanden mellom akslene er relativt liten. Dersom avstanden øker kan reim- og kjededrift være en bedre løsning.

Den tillatte periferihastigheten avhenger av materiale, bearbeidingsnøyaktighet og type tannhjul. Ved parallelle aksler brukes sylindriske tannhjul. Se figur 1.5. Disse kan ha rette tenner (rettfortanning) eller skrå tenner (skråfortanning). Ved rettfortanning ligger tennene parallelt med hjulets akse. Ved skråfortanning er tennene skåret ut etter en skrueelinje i den sylindriske flaten. Dersom akslene skjærer hverandre brukes koniske tannhjul med rette, skrå eller krumme tenner. Ved kryssede aksler (aksler i forskjellige plan) benyttes enten snekkeveksler, skruehjulsveksler eller en hypoidveksel.



Figur 1.4: Snekkeveksel



Figur 1.5: Sylindriske tannhjul

2.2 Planetvekselen

Planetvekselen, eller planetgiret, er den mest brukte girboksen i dagens vindmøller. Se figur 1.6. Den egner seg godt til automatiske girkasser, fordi tannhjulene har konstant inngrep, og selve giringen kan foregå ved hjelp av friksjonskoplinger som styres hydraulisk. I slike girkasser må to eller tre enkle planetveksler koples etter hverandre til en sammensatt planetveksel. Planetvekselen består av tre koaksiale elementer (aksene for de tre elementene faller sammen). Disse elementene er: Solhjulet (innerste), ringhjulet (ytterste) og planethjulholderen med ett eller flere planethjul. Ringhjulet er et innertannhjul, men de to andre elementene er vanlige yttertannhjul.

Dersom planetgiret skal komme til nytte må drivende aksel forbindes med ett av de tre tannhjulselementene og drevne aksel med ett av de andre. Hvis det tredje elementet kan rotere fritt, vil utgående aksel stå stille. Det vil altså ikke bli noen “drevet” aksel. Når to av elementene kobles sammen, vil det hele virke som en fast kobling. Dermed vil direktdrift uten veksling inntreffe og drivende og drevne aksel vil da rotere som én.

Forutsatt at innretningen skal virke som en veksler/gir, må det tredje elementet stå stille. Solhjulets eller planethjulholderens rotasjon kan motvirkes ved hjelp av hver sin lamellkopling, mens ringhjulet holdes i ro av et låsebånd. I teorien har planetgiret nå 6 muligheter for utveksling fordi det er to mulige “utganger” for hver av de tre mulige “inngangene”. Av disse seks mulighetene er det to med økende og to med reduserende oversetningsforhold med samme dreieretning, samt én med økende og én med reduserende oversetningsforhold med motsatt dreieretning. Dette er de teoretiske verdiene, men i praksis er det kun mulig å benytte én eller to utvekslinger, i tillegg til “fri” og “direkte”.



Figur 1.6: Planetgir

I en vindturbin har rotorbladene liten rotasjonshastighet, men stort moment. Det er ønskelig å transformere denne bevegelsen om til høy rotasjonshastighet og lite moment slik at generering av strøm blir så effektiv som mulig. Dette kan gjøres ved at ringhjulet holdes i ro, planetholderen blir drivende aksel og solhjulet blir drevet. Planetholderen er her koplet til rotorbladene, mens solhjulet er koplet til en generator.

Uttevslingsforholdet vil dermed bli:

$$i = \frac{\omega_{\text{inn}}}{\omega_{\text{ut}}} = \frac{\omega_{\text{Planethjulholder}}}{\omega_{\text{Solhjulet}}} = 1 + \frac{D_{\text{Solhjulet}}}{D_{\text{Ringhjul}}}$$

Tilsvarende blir momentoversettingen:

$$M_{\text{Ut}} = M_{\text{Inn}} \times \left(\frac{\omega_{\text{Ut}}}{\omega_{\text{Inn}}} \right) \times \eta$$

Der η er girsystemets virkningsgrad.

2.3 Eksentergiret/Cyclo kurveskiveveksel

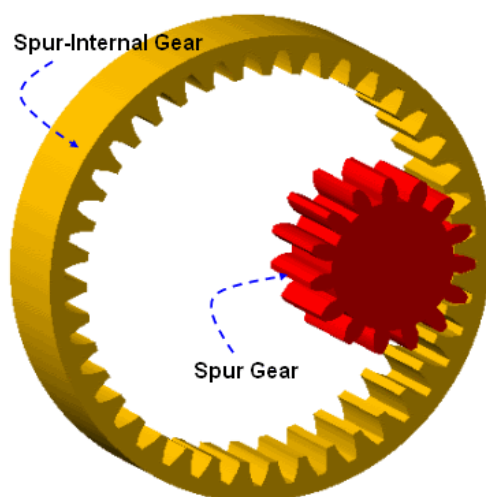
En Cyclo-veksel består av fire hovedkomponenter:

- Aksel med eksenterskiver
- Kurveskiver (sykloideskiver)
- Pinneringshus med pinner
- Aksel med medbringerpinner

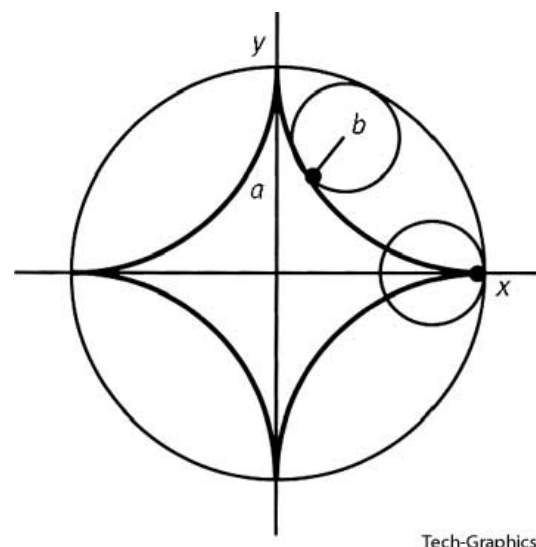
Sykloideskivene har planetbevegelse, dvs. at de dreier seg om sin egen akse samtidig som de sirkler i forhold til huset og eksenteren. Dette gjør at sykloidevekselen i prinsippet er en planetveksel. På samme måte som i en planetveksel, kan man velge hvilken av de tre delene eksenteraksel, hus og medbringerskive som skal være inngående, stasjonær eller utgående. Figur 1.7 er et eksempel på et eksentergir..

Prinsippet i et eksentergir kan forklares ved å se på to sirkler av forskjellige størrelser, der den minste sirkelen (eksenterhjulet) roterer langs indre sirkelbue på den største sirkelen (ringhjulet) uten å gli. Man tenker seg først et fast punkt P på eksenterhjulets omkrets. Dersom ringhjulet står stille, samtidig som eksenterhjulet flytter seg en rotasjon lik den indre omkretsen av ringhjulet, vil punktet P danne en figur som i matematikken er definert som en hypocycloid. Se figur 1.8.

Eksenterhjulet beveger seg eksentrisk i forhold til ringhjulet, dvs. forskjøvet i forhold til ringhjulets aksenter. Eksentrisiteten er i matematikken definert som hvor nær en ideell sirkel en bane er. For sirkulære baner er eksentrisiteten definert lik null.



Figur 1.7: Eksentergir



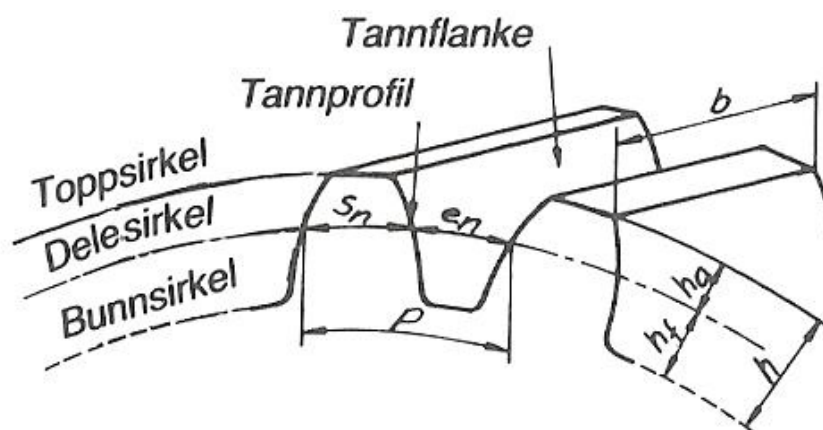
Figur 1.8: Hypocycloid

2.4 Mål og betegnelser

For å beskrive utformingen av en tann eller et tannhjul brukes en rekke ulike mål og betegnelser. Noen av disse er vist i figur 1.9. Disse målene gjelder normale modultenner. I mange tilfeller er det nødvendig å foreta korreksjoner på de normerte tennene i det ene eller begge tannhjulene for å sikre at de skal kunne arbeide sammen uten unødig stor slitasje, bruddfare eller andre ulemper.

De ulike betegnelsene på et normert tannprofil er følgende:

- b = tannbredden
- s_n = tanntykkelsen
- e_n = lukevidden
- p = delingen
- h_a = (tann)topphøyden
- h_f = (tann)fothøyden
- h = tannhøyden



Figur 1.9: Mål og betegnelser for et normert tannprofil

2.5 Tannprofil og tanninngrep

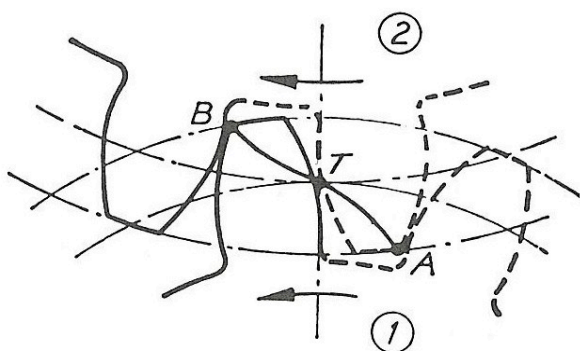
For at to tannhjul skal fungere sammen, er det visse grunnbetingelser som må være oppfylt. En av disse er at vinkelhastigheten ω_2 for det drevne hjulet skal være konstant dersom vinkelhastigheten ω_1 hos det drivende hjulet er konstant. Med andre ord skal ω_1/ω_2 være konstant. I kontaktpunktet der to tannprofiler tangerer hverandre skal hastigheten være lik for begge profilene regnet vinkelrett på kontakttangente. Dersom hastigheten i kontaktpunktet er forskjellig, vil profilene enten gå inn i hverandre eller fjerne seg fra hverandre.

2.6 Inngrepslinje og sirkelevolvent

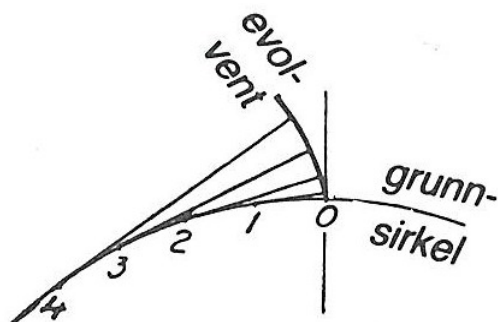
For to tannpar som er i inngrep vil den første kontakten starte i punkt A (Se figur 1.10). Deretter vil kontaktpunktet flytte seg til punkt T. Her tangerer delesirkelene hverandre. Til slutt vil tannparet miste kontakten i punkt B, hvor inngrepet slutter. Linjen ATB på figur 1.10 danner de geometriske stedene for kontaktpunktet og kalles derfor inngrepslinjen. Lengden av denne linjen kalles inngrepslengden. For at dreibevegelsen skal være kontinuerlig, må inngrepslengden være så stor at en ny tann rekker fram til punkt A innen den foregående tannen forlater inngrepet i B. Når tennene passerer ligger inngrepslinjen i ro.

I virkeligheten er det inngrepslinjen og ikke et tannprofil som velges når et tannhjul skal fremstilles fordi denne linjen er såpass viktig for tannhjulets driftsegenskaper. Den enkleste inngrepslinjen er en rett linje der det tilsvarende tannprofilet er en sirkelevolvent.

Sirkelevolventen kan beskrives på følgende måte: En snor er oppviklet på en sylinder. Når snora avvikles eller rulles ut, vil dens endepunkt beskrive evolventen til sirkelen. En annen måte å forklare evolventen på er den matematiske metoden. Her er evolventen definert som det geometriske stedet for endepunktet av en tangent som rulles opp fra grunnkurven uten å gli. Dette vises på figur 1.11. Grunnkurven er her en sirkel. Hvis tangenter konstrueres i punktene 1, 2, 3 og 4 osv. og avsetter buelengdene 0, 1, 2, 3, 4 osv. i punktene, ligger tangentenes endepunkter på evolventen.



Figur 1.10: Innrepslinjen ATB



Figur 1.11: Sirkelevolventen

3 Prosjektmål

Prosjektmålene skal i sin helhet definere oppgaven og vise til hvilke delmål som må være utført for at hele prosjektet skal kunne gjennomføres.

3.1 Effektmål

Prosjektet har som hovedmål å bekrefte/øke driftssikkerheten av en spesiell konseptløsning for et eksentergir. Før å få til dette må det innhentes kunnskap og forståelse om selve dynamikken av eksentergiret, og samtidig se på hvilke krefter og momenter giret blir utsatt for. Konseptløsningen er relativt ny, noe som innebærer lite driftserfaring. Det blir dermed viktig å få fram en god modell som kan gi verdifull data for videre utvikling av konseptet.

3.2 Resultatmål

I prosjektet skal det utvikles en matematisk modell ved hjelp av pc-verktøy. Modellen skal beskrive dynamikken til eksentergiret samt gi en forståelse av hvordan de ulike delene virker i forhold til hverandre. Oppgavens omfang begrenses i utgangspunktet til ett konseptforslag fra Angle Wind AS. Derfor skal modellen i tillegg brukes for å analysere belastningene som tannhjulene i konseptløsningen blir utsatt for. Dersom det blir tid er det eventuelt mulighet for å analysere andre konsepter.

3.2.1 Mål 1 - Modellering av eksentergiret

I denne delen av prosjektet skal tannhjulene og deres koplinger modelleres i et modelleringsprogram. Her skal det tas hensyn til effekter som virker inn på systemets dynamikk:

- Stivhet og masse
- Opplagring
- Ubalanse
- Hvor krefter/momenter oppstår og overføres

Resultatene fra modellen skal brukes videre i dynamisk analyse og beregninger av ulike belastninger.

3.2.2 Mål 2 - Analyse av tannhjulsbelastninger

I denne delen skal den dynamiske analysen av tannhjulene utføres. Modellen påføres krefter og bevegelser som skal simulere den virkelige vindturbinen så riktig som mulig. Det skal spesielt tas hensyn til kantlaster og forskyvning/vridning av tannhjulskoplingene seg i mellom i det spesifikke konseptet.

3.2.3 Mål 3 - Sjekke simulert data opp mot eksisterende test-data (hvis tid)

Gjennom virkelig testing, både fra oppsatt vindturbin og testing i jigg, skal data fra simulert testing valideres for å sjekke godheten av modellen. Dette forutsetter at målinger er gjort og er tilgjengelige fra Angle Wind AS, og at den simulerte modellen fungerer som forventet.

3.3 Prosessmål

Proessen med å løse den gitte masteroppgaven blir viktig i seg selv, da dette er en avsluttende oppgave på et masterstudium. I tillegg blir det vesentlig å skaffe nok kunnskaper på andre områder, slik som:

- Forståelse av girsystemer og spesielt eksentergiret
- Kraft- og momentoverføringer
- Dynamisk modellering
- Analyse ved hjelp av pc-verktøy
- Uthenting og forståelse av vesentlig data

Til slutt vil selve gjennomføringen og tillært kunnskap om prosjektet i sin helhet være et viktig mål, da dette kan komme til nytte i framtiden, spesielt i jobbsammenheng.

3.4 Prosjektets omfang

Prosjektet er en masteroppgave på 30 studiepoeng som utføres på ett semester.

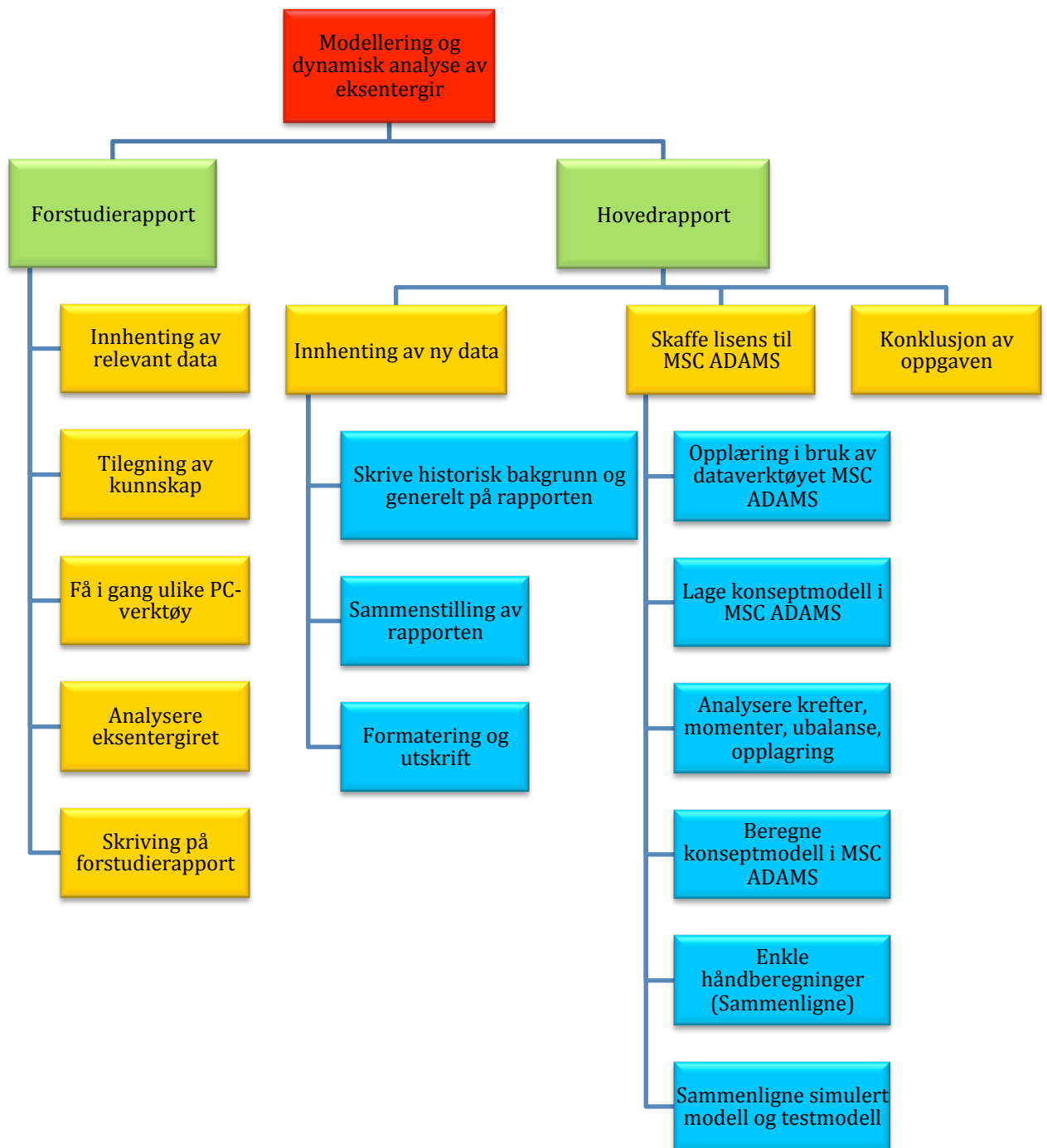
4 Ressurser

- Tilgang på datamaskin med MSC Adams for å gjøre dynamiske simuleringer og beregninger av de ulike belastningene. Dette fås gjennom en lisensiert (tidsbegrenset) versjon fra distributør
- Tilgang på modeller og tegninger samt fysiske og geometriske data for maskinelementene brukt i konseptløsningen av eksentergiret. Dette fås av Angle Wind AS
- Tilgang på ulike standarder for tannhjul og tannhjulsveksler. Fås gjennom biblioteket ved UiS.

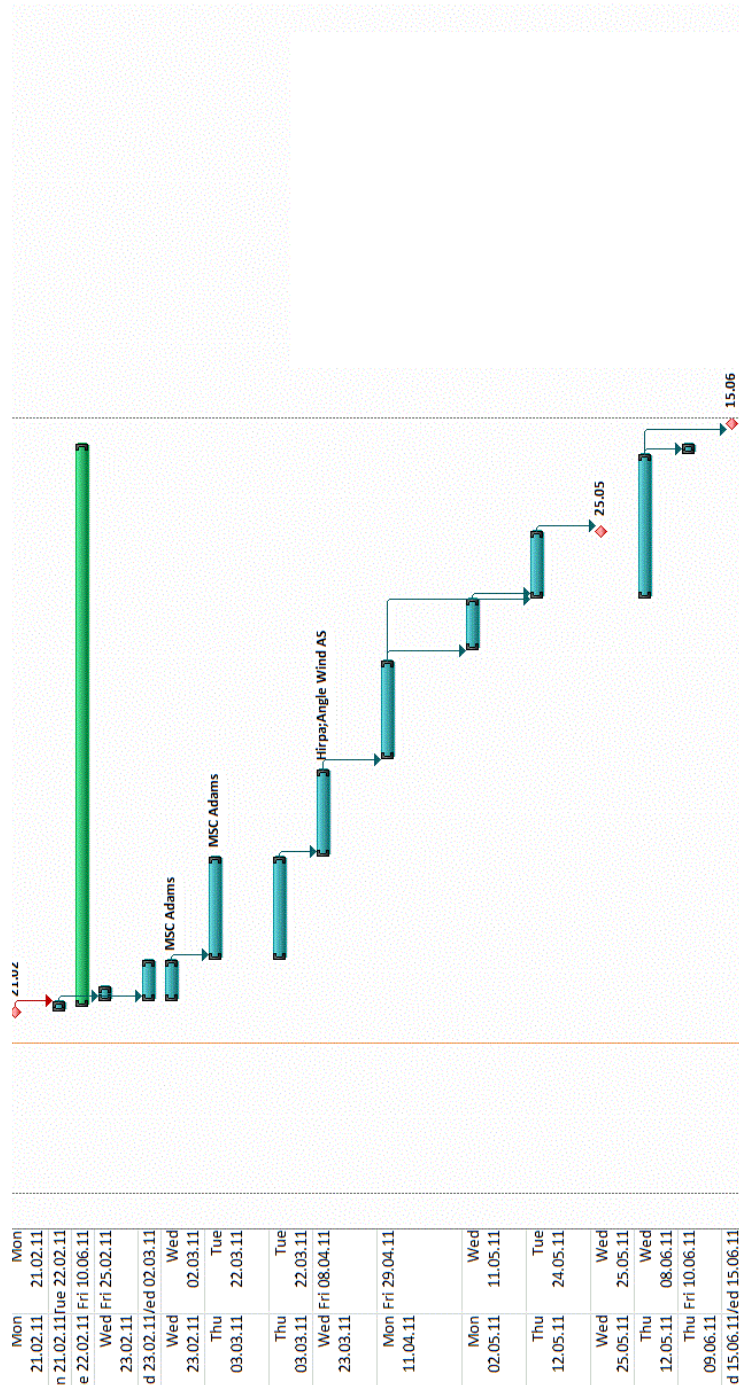
5 Prosjektstyring

Det er satt opp et Gantt-skjema for å holde orden på prosjektets forløp og tidsfrister, samt et hierarkisk kart for bedre oversikt over postene i prosjektet. Se figur 4.1 og 4.2. Skjemaet skal fungere som en framdriftsplan gjennom hele prosjektperioden.

Det vil ikke bli utarbeidet noen fast statusrapport eller faste møtetidspunkter med veileder eller Angle Wind AS. Derimot vil møter med veileder avtales ved behov og møter Angle Wind AS avtales når det føles naturlig eller etter ønske fra bedriftens side.



Figur 4.1: Hierarkisk kart



Figur 4.2: Gantt-skjema

6 Litteraturliste

Bøker

Dahlvig, G. et.al. (2000) *Konstruksjonselementer* (2. utgave). Aurskog: Gyldendal Norsk Forlag AS

Aspen, J.S. (1968) *Maskindeler 1*. Trondheim: Universitetsforlaget

Härkegård, G. (2004) *Dimensjonering av maskindeler*. Trondheim: Tapir Akademiske Forlag

Juvinall, R.C. et.al. (2006) *Fundamentals of machine component design* (4. utgave). Asia: John Wiley & Sons, Inc.

Krex, H. et.al. (1994) *Maskinhåndboka* (1. utgave). København: Teknisk Forlag AS

Susegg, O. (1996) *Kjøretøytteknikk 4: Drivverk* (1. utgave). Bekkestua: NKI Forlaget

Internettressurser

Danish wind energy association: (08.02.2011)
http://www.windpower.org/en/knowledge/guided_tour.html

Står luften stille bak vindmøllene? (08.02.2011)
<http://illvit.no/spor-oss/star-luften-stille-bak-vindmollene>

Hvorfor har vindmøllene tre blader? (09.02.2011)
<http://illvit.no/spor-oss/hvorfor-har-vindmollene-tre-blader>

Ulike kilder fra Illustrert Vitenskap: (09.02.2011)
<http://illvit.no/spor-oss/hvorfor-har-vindmollene-tre-blader>

Kan vindkraft dekke Jordens energibehov? (09.02.2011)
<http://illvit.no/spor-oss/kan-vindkraft-dekke-jordens-energi behov>

Olje- og energidepartementet: (11.02.2011)
<http://www.regjeringen.no/nb/dep/oed.html?id=750>

NVE – vindkraft: (11.02.2011)
<http://www.nve.no/no/Energistatus-2008/Energiproduksjon/Vindkraft/>

Bellona – vindkraft: (11.02.2011)
<http://www.bellona.no/subjects/1138831313.53>

Vindkraft: (11.02.2011)
<http://www.vindkraft.no/>

Statistisk sentralbyrå: (11.02.2011)
<http://www.ssb.no/klima/>

Bilder

Robinson gear set: (05.02.2011)

http://www.arrowgear.com/images/robinson_gear_set.JPG

Alle bilder fra arrowgear: (05.02.2011)

<http://www.arrowgear.com/products/photogallery.htm>

Konisk: (05.02.2011)

http://lh6.ggpht.com/_ZzswDrxmZuQ/SbTk76em8sI/AAAAAAAAADc8/YzdIQM3oqk8/DSD_1096.JPG

Worm gear: (05.02.2011)

http://upload.ecvv.com/upload/Product/200911/China_worm_turbine200911111601547.jpg

Planetgir: (05.02.2011)

<http://www.atechtraining.com/ART%201069%20Planetary%20Gear%20Front%20Side%20LR.jpg>

Hypocycloid: (05.02.2011)

<http://science.yourdictionary.com/images/science/hypocycloid.jpg>

Eksentergir: (05.02.2011)

http://www.kxcad.net/RecurDyn/RecurDyn_Ver6.3/programmanual/Gear/Geometries_Entities/Spur_Internal/img4.gif

SSB_grafer: (05.02.2011)

<http://www.ssb.no/klima/fig02-kilde.gif>
<http://www.ssb.no/klima/fig01-klimagass.gif>

Nacelle: (05.02.2011)

<http://www.wind-energy-the-facts.org/images/fig/chap1/3-8.jpg>

Forsidebilde: (05.02.2011)

http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/9/9f/Reduction_Gear.jpg

Figurer:

Dahlvig, G. et.al. (2000) *Konstruksjonselementer* (2. utgave). Aurskog: Gyldendal Norsk Forlag AS

KISSsoft evaluation

File

Name : Unnamed
 Changed by : Jon on: 11.02.2011 at: 11:05:01

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> The circumferential speed is very high (28.1742 m/s)!
 You have to take adequate action to guarantee proper lubrication.

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0
 Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Power (kW)	[P]	25815.358	
Speed (1/min)	[n]	705.4	308.6
Torque (Nm)	[T]	349462.4	798771.1
Application factor	[KA]	1.25	
Required service life	[H]	175000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		-	+

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(Geometry calculation according ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Center distance (mm)	[a]	-493.000	
Centre distance tolerance		ISO 286 Measure h6	
Normal module (mm)	[mn]	18.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	7.6500	
Number of teeth	[z]	42	-96
Facewidth (mm)	[b]	425.00	425.00
Hand of gear		right	right
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	576.70	
External diameter (mm)	[di]		1953.53
Inside diameter of rim (mm)	[dbi]	0.00	
Outside diameter of rim (mm)	[dbi]		0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Material treatment according to ISO6336: Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)			
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Average roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Tool or reference profile of gear 1 :

Reference profile 1.40 / 0.20 / 1.2 Deep tooth form		
Addendum coefficient	[haP*]	1.200
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.400
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Root radius factor	[rhofP*]	0.200
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000

Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	
Tool or reference profile of gear 2 :			
Reference profile 1.40 / 0.20 / 1.2 Deep	tooth form		
Addendum coefficient	[haP*]	1.200	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.400	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Root radius factor	[rhofP*]	0.200	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	
Sum of reference profile gears:			
Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.400	1.400
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.200	0.200
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.200	1.200
Protuberance height (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Buckling root flank height (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Buckling root flank angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:			
	for high load capacity gearbox		
Tip relief (µm)	[Ca]	115.00	0.00
Lubrication type		oil injection lubrication	
Type of oil		Oil: ISO-VG 150	
Lubricant base		Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm²/s)	[nu40]	150.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm²/s)	[nu100]	13.00	
FZG-Test A/8.3/90 (ISO 14635-1)	[FZGtestA]	12	
Specific density at 15 °C (kg/dm³)	[roOil]	0.892	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	
		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]	0.438	
Gear ratio	[u]	-2.286	
Transverse module (mm)	[mt]	18.162	
Pressure angle at Pitch circle (°)	[alft]	20.165	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.983	
	[alfwt.e/i]	20.971 / 20.983	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.811	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	7.691	
Base helix angle (°)	[betab]	7.186	
Reference centre distance (mm)	[ad]	-490.364	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.1493	
Profile shift coefficient	[x]	-0.2500	0.1007
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.3888	1.6441
Tip alteration (mm)	[k]	0.052	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	762.789	-1743.518
Base diameter (mm)	[dB]	716.032	-1636.645
Tip diameter (mm)	[da]	797.093	-1696.692
	[da.e/i]	797.093 / 797.083	-1696.692 / -1696.702
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Chamfer (1) / Tip rounding (2) / pointed tooth (3)		1	1
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	1.200	1.500
Tip form diameter (mm)	[dFa]	794.693	-1699.692
	[dFa.e/i]	794.693 / 794.683	-1699.692 / -1699.702
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	766.889	-1752.889
	[dw.e/i]	766.827 / 766.889	-1752.747 / -1752.889
Root diameter (mm)	[df]	703.389	-1790.292
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.2634 / -0.2695	0.0763 / 0.0664
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	702.908 / 702.688	-1791.171 / -1791.529
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.600	3.652
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	4.263 / 4.039	4.047 / 3.892
Active root diameter (mm)	[dNf]	723.770	-1779.197
	[dNf.e/i]	723.808 / 723.770	-1779.101 / -1779.197
Root form diameter (mm)	[dFf]	723.601	-1781.644
	[dFf.e/i]	723.401 / 723.311	-1782.696 / -1783.121
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=31, x0=0.000)			
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.249 / 0.184	2.010 / 1.749
Addendum (mm)	[ha]	17.152	23.413
	[ha.e/i]	17.152 / 17.147	23.413 / 23.408
Dedendum (mm)	[hf]	29.700	23.387
	[hf.e/i]	29.940 / 30.050	23.827 / 24.005
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	27.584 / 27.583	16.056 / 16.057

Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	27.584 / 27.583	16.056 / 16.057
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	8.467 / 8.446	24.420 / 24.429
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	8.241 / 8.190	24.740 / 24.777
Tooth height (mm)	[H]	46.852	46.800
Virtual gear no. of teeth	[zn]	43.051	-98.402
Normal Tooth thickness at Tip cyl. (mm)	[san]	11.164	14.057
(mm)	[san.e/i]	10.986 / 10.898	13.748 / 13.619
(without consideration of tip chamfer/ tip rounding)			
Normal space width at tip cylinder (mm)	[efn]	0.000	8.595
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	8.541 / 8.518
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.457	3.513
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.114	0.474
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-0.901	-0.129
Sliding factor on tip	[Kga]	0.051	0.124
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.124	-0.051
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		57.056
Base pitch (mm)	[pbt]		53.559
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		53.559
Lead height (mm)	[pz]	17841.156	40779.784
Axial pitch (mm)	[px]		424.789
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	119.586	119.586 / 119.444
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	172.362(172.362/172.351)	-348.904(-348.904/-348.781)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	159.895(159.895/160.025)	-336.437(-336.437/-336.455)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	137.310(137.310/137.224)	-313.853(-313.853/-313.654)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	65.244(65.244/65.233)	-241.786(-241.786/-241.663)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	52.776(52.776/52.907)	-229.318(-229.318/-229.337)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	-176.542	(-176.542 / -176.430)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	727.825(727.825/727.821)	-1706.590(-1706.590/-1706.520)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	784.198(784.198/784.305)	-1769.566(-1769.566/-1769.580)
Addendum contact ratio	[eps]	0.654(0.654/ 0.656)	1.578(1.578/ 1.574)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		956.398
Transverse contact ratio	[eps_a]		2.233
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]		2.233 / 2.231 / 2.230
Overlap ratio	[eps_b]		1.000
Total contact ratio	[eps_g]		3.233
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]		3.233 / 3.232 / 3.231

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	916275.3	
Axial force (N)	[Fa]	123071.4	
Radial force (N)	[Fr]	336492.0	
Normal force (N)	[Fnorm]	983836.2	
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]	2155.94	
Only as information: Forces at pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	911376.8	
Axial force (N)	[Faw]	123071.4	
Radial force (N)	[Frw]	349541.9	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	28.17	
Running-in value (µm)	[yp]	1.5	
Running-in value (µm)	[yf]	2.0	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient (bs= 106.25 mm)	[CR]		0.863
Reference profile coefficient	[CBS]	0.900	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	11.560	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgal]	22.249	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	18.912	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	1.02853	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	1057	
Nominal speed (-)	[N]	0.667	
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]	1.0	
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (µm)	[fma*B2]	31.14	
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	14.41	
Running-in value (µm)	[yb]	2.2	
Dynamic factor	[KV]	1.069	
User specified factor KHb:			
Width factor - flank	[KHb]	1.150	
- Tooth root	[KFb]	1.132	
- Scuffing	[KBb]	1.150	
Transverse coefficient - flank	[KHa]	1.000	

- Tooth root	[KF _a]		1.000
- Scuffing	[KB _a]		1.000
Helix angle coefficient scuffing	[K _β g]		1.295
Number of load changes (in mio.)	[NL]	7406.933	3240.533

3. TOOTH ROOT STRENGTH

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Calculation of Tooth form coefficients according method: B (Calculate tooth shape coefficient Y _F with addendum mod. x) Internal toothing: Calculation of Y _F , Y _S with pinion type cutter (z ₀ = 31, x ₀ =0.000, ro _F *=0.200)			
Tooth form factor	[Y _F]	1.16	0.77
Stress correction factor	[Y _S]	2.09	2.95
Working angle (°)	[α _{fen}]	14.03	20.66
Bending lever arm (mm)	[h _F]	14.93	18.40
Tooth thickness at root (mm)	[s _{Fn}]	37.87	50.63
Tooth root radius (mm)	[r _{oF}]	9.76	6.85
(h _F * = 0.829/1.022 s _{Fn} * = 2.104/2.813 ro _F * = 0.542/0.381 ds _{Fn} = 709.60/-1788.55 α _{fs} Fn = 30.00/60.00)			
Contact ratio factor	[Y _ε ps]		1.000
Helix angle factor	[Y _β et]		0.936
Deep tooth factor	[Y _D T]		1.000
Gear rim factor	[Y _B]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[b _{eff}]	425.00	425.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sig _{F0}]	272.32	255.37
Tooth root stress (N/mm ²)	[sig _F]	412.12	386.46
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Support factor	[Y _d relT]	0.994	1.010
Surface factor	[Y _R relT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[Y _X]	0.870	0.870
Finite life factor	[Y _N T]	0.855	0.869
	[Y _d relT*Y _R relT*Y _X *Y _N T]	0.708	0.731
Alternating bending coefficient	[Y _M]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Y _{st}]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sig _{FG}]	608.73	628.78
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sig _{FP} =sig _{FG} /S _F min]	419.82	433.64
Required safety	[S _F min]	1.45	1.45
Safety for Tooth root stress	[S _F =sig _{FG} /sig _F]	1.48	1.63
Transmittable power (kW)	[k _{WR} ating]	26297.49	28966.67

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[Z _H]		2.423
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[Z _E]		189.812
Contact ratio factor	[Z _ε ps]		0.669
Helix angle factor	[Z _β et]		1.004
Effective facewidth (mm)	[b _{eff}]		425.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sig _{H0}]		389.85
Surface pressure at Operating pitch circle (N/mm ²)	[sig _{Hw}]		483.29
Single tooth contact factor	[Z _B , Z _D]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sig _H]	483.29	483.29
Lubrication factor	[Z _L]	0.992	0.992
Speed factor	[Z _V]	1.031	1.031
Roughness factor	[Z _R]	1.049	1.049
Material mating factor	[Z _W]	1.000	1.000
Finite life factor	[Z _N T]	0.858	0.880
	[Z _L *Z _V *Z _R *Z _N T]	0.920	0.944
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[Z _X]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sig _{HG}]	1379.94	1415.37
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sig _{HP} =sig _{HG} /S _H min]		1149.95	1179.48
Safety for surface pressure at pitch circle			
	[S _{Hw}]	2.86	2.93
Required safety	[S _H min]	1.20	1.20
Transmittable power (kW)	[k _{WR} ating]	146157.94	153761.45
Safety for stress at single tooth contact			
	[S _{HBD} =sig _{HG} /sig _H]	2.86	2.93
(Safety regarding nominal torque)	[(S _{HBD}) ²]	8.15	8.58

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to ISO/TR 13989

Lubrication coefficient (for lubrication type)			
	[XS]	1.200	
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.0	
Relative structure coefficient (Scoring)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.795	13.795
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	115.00	0.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	121.13	
Effective facewidth (mm)	[beff]	425.000	
Applicable circumferential force/tooth width (N/mm)	[wBt]	3313.320	
(Kbg = 1.295, wBt*Kbg = 4291.476)			
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	1.581	
Pressure angle factor (eps1: 0.990, eps2: 0.654)	[Xalfbet]	1.578	
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	80.89	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	19.30	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	353.46	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.616	
[Gamma.A]= 0.255 [Gamma.E]= -0.616			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	157.86	
Approach factor	[XJ]	1.000	
Load sharing factor	[XGam]	0.757	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	29.72	
Coefficient of friction	[mym]	0.036	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	3.226	

Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	72.11	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	2.52	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	361.99	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.503	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	29.72	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.018	
Geometry factor	[XBE]	0.029	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	3.046	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	75.89	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.770	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	49.607	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
		DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.175 / -0.255	-0.320 / -0.450
Number of teeth spanned	[k]	5.000	0.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	246.906	0.000
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	246.742 / 246.667	0.000 / 0.000
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	756.712	0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	29.922	29.789
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	30.000	35.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	396.907	-839.074
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	396.669 / 396.559	-839.585 / -839.792
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	753.442	-1725.034
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	793.815	-1678.148
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	793.338 / 793.119	-1679.171 / -1679.584
Theor. dimension over two pins (mm)	[MdR]	793.815	0.000
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	793.338 / 793.119	0.000 / 0.000
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	24.994	29.593
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	24.819 / 24.739	29.273 / 29.143
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	17.351	23.287
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	24.999	29.594
(mm)	[sn.e/i]	24.824 / 24.744	29.274 / 29.144
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	-493.651	-493.927
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.651	-0.927
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040	-0.000

Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.031 / -0.000
Radial clearance (mm)	[jr]	0.967 / 0.651
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.746 / 0.502
Torsional angle using fixed values gear 1 (°)		0.0490 / 0.0330
Normal backlash (mm)	[jn]	0.695 / 0.468

7. TOLERANCES

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
According ISO 1328:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6
Single normal pitch deviation (µm)	[fpt]	19.00	22.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	18.00	20.00
Cumulative circular pitch deviation over z/8 pitches (µm)	[Fpz/8]	39.00	55.00
Profile deviation (µm)	[ffa]	23.00	27.00
Profile angular deviation (µm)	[fHa]	19.00	22.00
Profile total deviation (µm)	[Fa]	30.00	35.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	21.00	23.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	21.00	23.00
Tooth helix deviation (µm)	[Fb]	30.00	32.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	67.00	97.00
Runout tolerance (µm)	[Fr]	53.00	78.00
Total radial composite tolerance (µm)	[Fi"]	130.00	150.00
Tooth-to-tooth radial composite tolerance (µm)	[fi"]	77.00	77.00
Total tangential composite deviation (µm)			
	[Fi']	91.00	126.00
Tooth-to-tooth tangential composite deviation (µm)	[fi']	24.00	28.00
Tolerance for alignment of axes (recommendation acc. ISO/TR 10064, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	30.21	
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	60.42	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	1212.0	6332.1
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.022
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.491
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		26.476
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.897)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	791.334	2450.283
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kgm²)	[TraeghMom]	67.20209	1735.60093
System ((da+df)/2...di) (kgm²)	[TraeghMom]	399.40696	

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Modifications for gear 1

<u>Right tooth flank</u>			
- Tip relief, linear	Caa = 115.000µm	Lca = 0.665*mn	dCa = 786.863mm
<u>Left tooth flank</u>			
- Tip relief, linear	Caa = 115.000µm	Lca = 0.665*mn	dCa = 786.863mm

Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO6336-2(2008) with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^0.5$
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B

End report

lines: 481

KISSsoft evaluation

File

Name : Unnamed
 Changed by : Jon on: 11.02.2011 at: 11:02:41

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> The circumferential speed is very high (26.1293 m/s)!
 You have to take adequate action to guarantee proper lubrication.

2-> Gear 2: Measurement over rolls is smaller than tip circle.
 Special attention required for measurement!

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0
 Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	25815.359
Speed (1/min)	[n]	705.4 295.8
Torque (Nm)	[T]	349462.4 833333.3
Application factor	[KA]	1.25
Required service life	[H]	175000.00
Gear driving (+) / driven (-)		- +

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(Geometry calculation according ISO 21771)

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	-493.000
Centre distance tolerance		ISO 286 Measure js7
Normal module (mm)	[mn]	18.0000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	7.1000
Number of teeth	[z]	39 -93
Facewidth (mm)	[b]	460.00 460.00
Hand of gear		right right
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6 6
Inner diameter (mm)	[di]	521.30
External diameter (mm)	[di]	1898.22
Inside diameter of rim (mm)	[dbi]	0.00
Outside diameter of rim (mm)	[dbi]	0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness	HRC 61	HRC 61
Material treatment according to ISO6336: Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)		
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm²)	[sigFlim]	430.00 430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm²)	[sigHlim]	1500.00 1500.00
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1200.00 1200.00
Yield point (N/mm²)	[Rp]	850.00 850.00
Young's modulus (N/mm²)	[E]	206000 206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300 0.300
Average roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60 0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80 4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00 20.00

Tool or reference profile of gear 1 :

Reference profile 1.40 / 0.20 / 1.2 Deep tooth form
 Addendum coefficient [haP*] 1.200
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.400
 Tip radius factor [rhoaP*] 0.000
 Root radius factor [rhofP*] 0.200

Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Tool or reference profile of gear 2 :

Reference profile 1.40 / 0.20 / 1.2 Deep tooth form		
Addendum coefficient	[haP*]	1.200
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.400
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Root radius factor	[rhofP*]	0.200
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Sum of reference profile gears:

Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.400	1.400
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.200	0.200
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.200	1.200
Protuberance height (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Buckling root flank height (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Buckling root flank angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

for high load capacity gearboxe

Tip relief (µm)	[Ca]	115.00	0.00
-----------------	------	--------	------

Lubrication type

oil injection lubrication

Type of oil

Oil: ISO-VG 150

Lubricant base

Mineral-oil base

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	150.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	13.00
FZG-Test A/8.3/90 (ISO 14635-1)	[FZGtestA]	12
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.892
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Overall transmission ratio	[itot]	0.419
Gear ratio	[u]	-2.385
Transverse module (mm)	[mt]	18.139
Pressure angle at Pitch circle (°)	[alft]	20.142
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	21.146
	[alfwt.e/i]	21.137 / 21.156
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.996
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	7.147
Base helix angle (°)	[betab]	6.670
Reference centre distance (mm)	[ad]	-489.755
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.1846
Profile shift coefficient	[x]	-0.2500
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.3888
		0.0654
		1.6184
Tip alteration (mm)	[k]	0.078
Reference diameter (mm)	[d]	707.425
Base diameter (mm)	[dB]	664.159
Tip diameter (mm)	[da]	741.781
	[da.e/i]	741.781 / 741.771
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010
Chamfer (1) / Tip rounding (2) / pointed tooth (3)	[c]	1
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	1.500
Tip form diameter (mm)	[dFa]	738.781
	[dFa.e/i]	738.781 / 738.771
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	712.111
	[dw.e/i]	712.066 / 712.157
Root diameter (mm)	[df]	648.025
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.2634 / -0.2695
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	647.544 / 647.324
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.600
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	4.255 / 4.008
Active root diameter (mm)	[dNf]	669.789
	[dNf.e/i]	669.816 / 669.766
Root form diameter (mm)	[dFf]	669.559
	[dFf.e/i]	669.383 / 669.304
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=		
		30, x0=0.000)
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.256 / 0.191
Addendum (mm)	[ha]	17.178
	[ha.e/i]	17.178 / 17.173
		22.777 / 22.772

Dedendum (mm)	[hf]	29.700	24.023
(mm)	[hf.e/i]	29.940 / 30.050	24.462 / 24.641
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	27.913 / 27.911	16.003 / 16.004
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	27.913 / 27.911	16.003 / 16.004
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	7.494 / 7.461	24.566 / 24.580
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	7.200 / 7.145	24.955 / 24.993
Tooth height (mm)	[H]	46.878	46.800
Virtual gear no. of teeth	[zn]	39.839	-95.000
Normal Tooth thickness at Tip cyl. (mm)	[san]	11.042	14.020
(mm)	[san.e/i]	10.864 / 10.775	13.711 / 13.582
(without consideration of tip chamfer/ tip rounding)			
Normal space width at tip cylinder (mm)	[efn]	0.000	8.468
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	8.411 / 8.387
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.430	3.651
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.120	0.533
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.141	-0.136
Sliding factor on tip	[Kga]	0.054	0.139
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.139	-0.054
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		56.986
Base pitch (mm)	[pbt]		53.500
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		53.500
Lead height (mm)	[pz]	17842.867	42548.375
Axial pitch (mm)	[px]		457.509
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	118.451 (118.538 / 118.333)	
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	161.779(161.779/161.767)	-339.629(-339.716/-339.530)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	150.329(150.242/150.435)	-328.179(-328.179/-328.198)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	128.447(128.510/128.384)	-306.297(-306.448/-306.147)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	54.778(54.778/54.766)	-232.628(-232.715/-232.529)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	43.328(43.241/43.434)	-221.178(-221.178/-221.197)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	-177.850	(-177.937 / -177.763)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	673.134(673.134/673.131)	-1650.688(-1650.738/-1650.633)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	729.042(728.970/729.130)	-1714.385(-1714.385/-1714.399)
Addendum contact ratio	[eps]	0.623(0.622/ 0.624)	1.591(1.594/ 1.588)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		1024.848
Transverse contact ratio	[eps_a]		2.214
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]		2.216 / 2.214 / 2.212
Overlap ratio	[eps_b]		1.005
Total contact ratio	[eps_g]		3.219
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]		3.221 / 3.219 / 3.217

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	987984.9	
Axial force (N)	[Fa]	123059.6	
Radial force (N)	[Fr]	362375.9	
Normal force (N)	[Fnorm]	1059516.0	
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]	2147.79	
Only as information: Forces at pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	981482.7	
Axial force (N)	[Faw]	123059.6	
Radial force (N)	[Frw]	379634.2	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	26.13	
Running-in value (µm)	[yp]	1.5	
Running-in value (µm)	[yf]	2.0	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient (bs= 115.00 mm)	[CR]		0.863
Reference profile coefficient	[CBS]	0.900	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	11.488	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	21.948	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	18.656	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.93617	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	1186	
Nominal speed (-)	[N]	0.595	
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]	1.0	
Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (µm)	[fma*B2]	15.57	
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	14.25	
Running-in value (µm)	[yb]	2.1	
Dynamic factor	[KV]	1.062	
User specified factor KHb:			
Width factor - flank	[KHb]	1.150	
- Tooth root	[KFb]	1.134	

- Scuffing	[KBb]		1.150
Transverse coefficient - flank	[KHa]		1.000
- Tooth root	[KF _a]		1.000
- Scuffing	[KB _a]		1.000
Helix angle coefficient scuffing	[K _{βg}]		1.295
Number of load changes (in mio.)	[NL]	7406.933	3106.133

3. TOOTH ROOT STRENGTH

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Calculation of Tooth form coefficients according method: B			
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)			
Internal tooththing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter (z0=			
		30, x0=0.000, rofP*=0.200)	
Tooth form factor	[YF]	1.21	0.78
Stress correction factor	[YS]	2.04	2.90
Working angle (°)	[alfen]	13.60	20.72
Bending lever arm (mm)	[hF]	15.18	18.79
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	37.38	50.79
Tooth root radius (mm)	[roF]	9.95	7.01
(hF* = 0.843/1.044 sFn* = 2.076/2.822 roF* = 0.553/0.389 dsFn = 654.33/-1733.21 alfsFn = 30.00/60.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helix angle factor	[Ybet]		0.941
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	460.00	460.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)			
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF0]	277.88	254.72
	[sigF]	418.19	383.33
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Support factor	[YdrelT]	0.994	1.010
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.870	0.870
Finite life factor	[YNT]	0.855	0.870
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.707	0.731
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	608.33	628.96
Permissible tooth root stress (N/mm ²)			
	[sigFP=sigFG/SFmin]	419.53	433.77
Required safety	[SFmin]	1.45	1.45
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.45	1.64
Transmittable power (kW)	[kWRating]	25898.60	29211.96

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.414
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.672
Helix angle factor	[Zbet]		1.004
Effective facewidth (mm)	[beff]		460.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		410.41
Surface pressure at Operating pitch circle (N/mm ²)			
	[sigHw]		507.07
Single tooth contact factor	[ZB, ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	507.07	507.07
Lubrication factor			
Speed factor	[ZL]	0.992	0.992
Roughness factor	[ZV]	1.028	1.028
Material mating factor	[ZR]	1.046	1.046
Finite life factor	[ZW]	1.000	1.000
	[ZNT]	0.858	0.881
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.916	0.940
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1373.33	1410.43
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1144.44	1175.36
Safety for surface pressure at pitch circle			
Required safety	[SHw]	2.71	2.78
	[SHmin]	1.20	1.20
Transmittable power (kW)	[kWRating]	131500.07	138701.00
Safety for stress at single tooth contact			
	[SHBD=sigHG/sigH]	2.71	2.78

(Safety regarding nominal torque) [(SHBD)^2] 7.34 7.74

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to ISO/TR 13989

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200	
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.0	
Relative structure coefficient (Scoring)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.795	13.795
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	115.00	0.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	122.32	
Effective facewidth (mm)	[beff]	460.000	
Applicable circumferential force/tooth width (N/mm)	[wBt]	3278.593	
(Kbg = 1.295, wBt*Kbg = 4244.815)			
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	1.581	
Pressure angle factor (eps1: 0.993, eps2: 0.623)	[Xalfbet]	1.591	
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	82.56	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	22.26	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	353.46	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.663	
[Gamma.A]= 0.259 [Gamma.E]= -0.663			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	172.63	
Approach factor	[XJ]	1.000	
Load sharing factor	[XGam]	0.763	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	29.72	
Coefficient of friction	[mym]	0.037	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	2.762	
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	72.45	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	2.92	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	361.99	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.538	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	29.72	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.019	
Geometry factor	[XBE]	0.031	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	3.057	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	76.84	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.711	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	42.696	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
		DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.175 / -0.255	-0.320 / -0.450
Number of teeth spanned	[k]	4.000	0.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	192.957	0.000
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	192.792 / 192.717	0.000 / 0.000
Diameter of contact point (mm)	[dMwk.m]	691.202	0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	29.907	29.828
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	30.000	30.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	369.225	-822.091
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	368.987 / 368.877	-822.557 / -822.745
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	698.116	-1685.252
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	737.876	-1643.943
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	737.399 / 737.180	-1644.874 / -1645.251
Theor. dimension over two pins (mm)	[MdR]	738.450	0.000
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	737.973 / 737.754	0.000 / 0.000
Dimensions over 3 pins without clearance (mm)	[Md3R]	738.450	0.000
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	737.973 / 737.754	0.000 / 0.000
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	24.994	29.130
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	24.819 / 24.739	28.810 / 28.680
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	17.393	22.651

Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	24.999	29.131
(mm)	[sn.e/i]	24.824 / 24.744	28.811 / 28.681
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	-493.645 / -493.918	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.645 / -0.918	
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.032 / -0.032	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.024 / -0.024	
Radial clearance (mm)	[jr]	0.950 / 0.613	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.740 / 0.478	
Torsional angle using fixed values gear 1 (°)		0.0502 / 0.0325	
Normal backlash (mm)	[jn]	0.690 / 0.446	

7. TOLERANCES

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According ISO 1328:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6
Single normal pitch deviation (µm)	[fpt]	19.00	22.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	18.00	20.00
Cumulative circular pitch deviation over z/8 pitches (µm)	[Fpz/8]		
	[ffa]	36.00	54.00
Profile deviation (µm)	[fHa]	23.00	27.00
Profile angular deviation (µm)	[Fa]	19.00	22.00
Profile total deviation (µm)	[ffb]	30.00	35.00
Helix form deviation (µm)	[fHb]	21.00	23.00
Helix slope deviation (µm)	[Fb]	21.00	23.00
Tooth helix deviation (µm)	[Fp]	30.00	32.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fr]	67.00	97.00
Runout tolerance (µm)	[Fi"]	53.00	78.00
Total radial composite tolerance (µm)	[fi"]	130.00	149.00
Tooth-to-tooth radial composite tolerance (µm)			
	[Fi']	77.00	77.00
Total tangential composite deviation (µm)	[fi']		
		91.00	126.00
Tooth-to-tooth tangential composite deviation (µm)			
		24.00	28.00
Tolerance for alignment of axes (recommendation acc. ISO/TR 10064, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	30.86	
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	61.71	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	1113.4	6331.1
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.023
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.522
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		30.695
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.881)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	787.791	2571.698
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	56.19954	1715.26549
System ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	357.84352	

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Modifications for gear 1

<u>Right tooth flank</u>				
- Tip relief, linear	Caa = 115.000µm	Lca =	0.665*mn	dCa = 731.428mm
<u>Left tooth flank</u>				
- Tip relief, linear	Caa = 115.000µm	Lca =	0.665*mn	dCa = 731.428mm

Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO6336-2(2008) with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^0.5$
- Details of calculation method:
 - cg according to method B



KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

End report

lines: 484

Angle Wind Gearboks 240/630

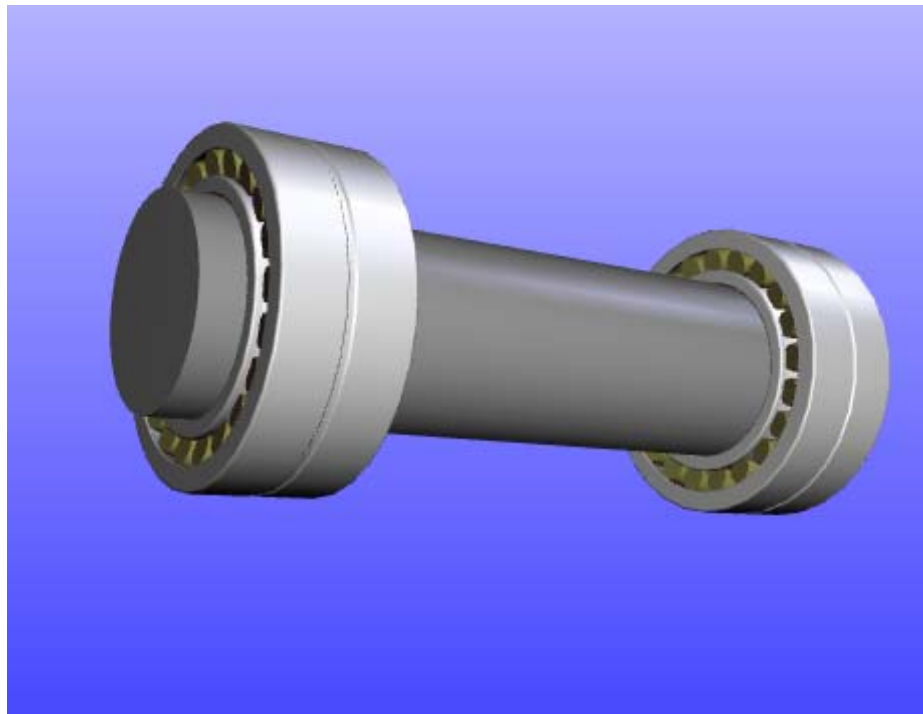
Harry Opdal

Application Engineering

Project Information

Project Title	Angle Wind Gearboks 240/630
Project Number	
Author	Harry Opdal
Department	Application Engineering
Division	OE Industrial
Unit	SKF Norge AS
Customer	
File	H:\Data\Kunder\Angle Wind\Stiffness201005\240630_rev1.usr

Process results



Image



Shaft

Components

Name	Type	Designation	Version	Lifecycle State	Quality Class
MainShaft-240630Left	SRB	240/630 ECJ/W33	3	RELEASEDFORMANUFACTURING	explorer
MainShaft-240630Right	SRB	240/630 ECJ/W33	3	RELEASEDFORMANUFACTURING	explorer
MainShaft-Shaft	Shaft				

Component position

Component	Type	Position [mm]		
		x	y	z
MainShaft-240630Left	SRB	0.00	0.00	252.00
MainShaft-240630Right	SRB	0.00	0.00	1 750.00
MainShaft-Shaft	Shaft	0.00	0.00	0.00

* The position of the component in the global coord. sys.

Bearing Data

Bearing	Type	Designation	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C0 [kN]	C [kN]	Pu [kN]	Quality	Version
MainShaft-240630Left	SRB	240/630 ECJ/W33	630	920	290.0	18 000.00	8 800.00	1 140.00	explorer	3
MainShaft-240630Right	SRB	240/630 ECJ/W33	630	920	290.0	18 000.00	8 800.00	1 140.00	explorer	3

Bearing Clearance and Axial predisplacement

Analysis	Step	Bearing	Clr. red.	Manuf.rad [um]	Manuf.ax [um]	Red.rad. [um]	Red.ax. [um]	Eff.rad [um]	Eff.axial [um]	Ax.predispl [um]
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240630Left	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0
		MainShaft-240630Right	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0
	500 kN	MainShaft-240630Left	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0
		MainShaft-240630Right	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0
	1000 kN	MainShaft-240630Left	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0
		MainShaft-240630Right	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0
	1500 kN	MainShaft-240630Left	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0
		MainShaft-240630Right	1	395	2090	159	838	236	1252	~ +0

* Clr. red. - Status of clearance calculator. 1=On, 0=Off

* Axial predispl. - Axial predisplacements

Lubricant data

Lubricant	Method etaC	visc40oC [mm2/s]	visc100oC [mm2/s]	EP additive
LubricantNormal_1	DIN/ISO diagram	200	18	0

Process results



Bearing Lubrication Conditions

analysis	Step	object	Lubricant name	Speed [rpm]	Temp. [C]	Kappa	etaC	aSKF
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240630Left	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	50.00
		MainShaft-240630Right	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	50.00
	500 kN	MainShaft-240630Left	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	50.00
		MainShaft-240630Right	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	50.00
	1000 kN	MainShaft-240630Left	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	50.00
		MainShaft-240630Right	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	50.00
	1500 kN	MainShaft-240630Left	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	16.66
		MainShaft-240630Right	LubricantNormal_1	220	50	8.18	0.75	50.00

Shaft loads. kN, kNm

Analysis	Step	Shaft	Interface	Coordinate [mm]	Forces [kN]				Moments [kNm]		
				z	x	y	z	yz	zx	xy	
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-Shaft	240630Left	252	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	
			240630Right	1750	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	-0.00	
			RadialForce	250	0.00	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	
			Speed	1900	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	
			TorqueReaction_1	100	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
	500 kN	MainShaft-Shaft	240630Left	252	-500.67	-0.00	0.09	-0.00	0.00	0.00	
			240630Right	1750	0.67	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	
			RadialForce	250	500.00	0.00	-0.09	0.00	0.00	-0.00	
			Speed	1900	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	
	1000 kN	MainShaft-Shaft	240630Left	252	-1001.33	0.00	0.22	-0.00	0.00	-0.00	
			240630Right	1750	1.33	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	
			RadialForce	250	1000.00	0.00	-0.22	0.00	0.00	-0.00	
			Speed	1900	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	
	1500 kN	MainShaft-Shaft	240630Left	252	-1502.00	-0.00	0.36	0.00	-0.00	0.00	
			240630Right	1750	2.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
			RadialForce	250	1500.00	-0.00	-0.36	-0.00	0.00	0.00	
			Speed	1900	0.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	

* Forces and moments are displayed in the local coord. sys.

Shaft displacements



Analysis	Step	Shaft	Node	Ax. pos. [mm]	Displacement [um]			Misalignment [min]		
					x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	0	-0	0	-0	-0	0
			2	100.00	0	-0	0	-0	-0	0
			3	250.00	0	-0	0	-0	-0	-0
			4	252.00	0	-0	0	-0	-0	-0
			5	551.60	0	-0	0	-0	-0	-0
			6	851.20	0	-0	0	-0	-0	-0
			7	1 150.80	0	-0	0	-0	-0	-0
			8	1 450.40	0	0	0	-0	-0	-0
			9	1 750.00	-0	0	0	-0	-0	-0
			10	1 900.00	-0	0	0	-0	-0	-0
			11	2 000.00	-0	0	0	-0	-0	-0
	500 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	233	0	0	0	-1	-0
			2	100.00	214	0	0	0	-1	-0
			3	250.00	186	0	0	0	-1	-0
			4	252.00	185	0	0	0	-1	-0
			5	551.60	129	-0	0	0	-1	-0
			6	851.20	73	-0	0	0	-1	-0
			7	1 150.80	17	-0	0	0	-1	-0
			8	1 450.40	-40	-0	0	0	-1	-0
			9	1 750.00	-96	-0	0	0	-1	-0
			10	1 900.00	-124	-0	0	0	-1	-0
			11	2 000.00	-143	-0	0	0	-1	-0
	1000 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	270	-0	0	-0	-1	0
			2	100.00	249	-0	0	-0	-1	0
			3	250.00	216	-0	0	-0	-1	0
			4	252.00	215	-0	0	-0	-1	0
			5	551.60	150	0	0	-0	-1	0
			6	851.20	85	0	0	-0	-1	0
			7	1 150.80	20	0	0	-0	-1	0
			8	1 450.40	-44	0	0	-0	-1	0
			9	1 750.00	-109	0	0	-0	-1	0
			10	1 900.00	-142	0	0	-0	-1	0
			11	2 000.00	-163	0	0	-0	-1	0
1500 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	300	0	0	0	-1	-0	
		2	100.00	276	0	0	0	-1	-0	
		3	250.00	240	0	0	0	-1	-0	
		4	252.00	240	0	0	0	-1	-0	
		5	551.60	168	-0	0	0	-1	-0	



Analysis	Step	Shaft	Node	Ax. pos. [mm]	Displacement [um]			Misalignment [min]		
					x	y	z	yz	zx	xy
			6	851.20	97	-0	0	0	-1	-0
			7	1 150.80	26	-0	0	0	-1	-0
			8	1 450.40	-45	-0	0	0	-1	-0
			9	1 750.00	-115	-0	0	0	-1	-0
			10	1 900.00	-151	-0	0	0	-1	-0
			11	2 000.00	-175	-0	0	0	-1	-0

* Displacements and misalignments are displayed in the local coord. sys.

* The z-position of the interfaces is measured from the origin of the shaft

Bearing Load. N, Nm

Analysis	Step	Bearing	Type	Forces [N]			Moments [Nm]		
				x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240630Left	SRB	0	-0	0	-0.0	-0.0	0.0
		MainShaft-240630Right	SRB	0	0	0	-0.0	0.0	0.0
	500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	500 667	0	-94	-0.0	-0.2	0.0
		MainShaft-240630Right	SRB	-667	0	0	-0.0	-0.3	-0.0
	1000 kN	MainShaft-240630Left	SRB	1 001 335	-0	-218	-0.0	-0.1	0.0
		MainShaft-240630Right	SRB	-1 335	0	0	-0.0	-0.3	0.0
1500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	1 502 003	0	-357	-0.0	0.1	0.0	
	MainShaft-240630Right	SRB	-2 003	-0	1	-0.0	-0.3	-0.0	

* Forces and moments that are acting on the IR

* Forces and moments are displayed in the local coordinate system

The stiffness matrices for all bearings.

Analysis	Step	Bearing		Bearing Stiffness				
				x [1/m]	y [1/m]	z [1/m]	yz [1/rad]	zx [1/rad]
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240630Left	Fx [N]	5.67E05	4.66E-06	1.71E-06	2.63E-07	9.69E02
			Fy [N]	4.31E-06	5.67E05	-4.49E-06	-9.69E02	-2.67E-07
			Fz [N]	1.37E-06	-2.06E-06	5.71E04	-6.88E-08	-5.98E-08
			Myz [Nm]	-5.81E-07	2.52E-06	-3.64E-07	3.56E03	4.56E-08
			Mzx [Nm]	-5.45E-07	5.74E-07	-9.51E-08	4.45E-08	3.56E03
		MainShaft-240630Right	Fx [N]	5.67E05	-1.72E-06	-1.43E-06	-5.38E-07	9.69E02
			Fy [N]	-2.44E-06	5.67E05	5.47E-07	-9.69E02	5.53E-07
			Fz [N]	-3.83E-07	2.04E-06	5.71E04	-2.07E-07	2.81E-08
			Myz [Nm]	-1.29E-06	6.32E-07	-1.91E-07	3.56E03	1.94E-08
			Mzx [Nm]	-1.50E-06	1.25E-06	6.85E-08	1.99E-08	3.56E03
500 kN	MainShaft-240630Left	Fx [N]	1.41E10	1.40E-03	-1.16E06	1.88E-07	2.52E03	
		Fy [N]	1.40E-03	2.53E09	1.09E-04	-1.23E03	-1.56E-07	



Analysis	Step	Bearing		Bearing Stiffness					
				x [1/m]	y [1/m]	z [1/m]	yz [1/rad]	zx [1/rad]	
			Fz [N]	-1.16E06	1.11E-04	5.89E08	4.04E-08	-3.90E05	
			Myz [Nm]	-1.77E-06	-3.25E02	1.95E-07	3.56E03	6.15E-08	
			Mzx [Nm]	1.97E03	1.64E-06	-4.09E05	6.69E-08	3.51E03	
		MainShaft-240630Right	Fx [N]	3.21E07	9.63E-04	-6.16E03	5.11E-07	9.61E02	
			Fy [N]	9.63E-04	6.91E06	8.65E-05	-9.55E02	-5.47E-07	
			Fz [N]	-6.18E03	8.76E-05	1.41E06	-9.49E-08	2.16E03	
			Myz [Nm]	1.04E-06	1.89E00	-3.89E-07	3.57E03	9.69E-09	
			Mzx [Nm]	-4.47E00	-1.02E-06	2.98E03	1.04E-08	3.57E03	
			1000 kN	MainShaft-240630Left	Fx [N]	1.92E10	-1.63E-03	-1.82E06	3.22E-07
		Fy [N]			-1.63E-03	4.88E09	5.81E-05	-1.83E03	-3.41E-07
		Fz [N]			-1.82E06	6.68E-05	8.55E08	-1.14E-07	-8.14E05
				Myz [Nm]	7.95E-06	-1.06E03	2.80E-07	3.54E03	-1.54E-07
	Mzx [Nm]			4.44E03	-7.86E-06	-8.56E05	-1.55E-07	3.42E03	
	MainShaft-240630Right			Fx [N]	7.86E07	-1.03E-03	-3.16E04	4.76E-07	9.93E02
		Fy [N]	-1.03E-03	1.21E07	-1.12E-04	-9.58E02	-4.67E-07		
		Fz [N]	-3.16E04	-1.11E-04	3.24E06	1.04E-07	4.01E03		
		Myz [Nm]	-8.89E-07	-2.46E00	-4.46E-07	3.57E03	5.52E-08		
		Mzx [Nm]	-4.52E00	8.95E-07	4.25E03	5.49E-08	3.57E03		
		1500 kN	MainShaft-240630Left	Fx [N]	2.20E10	4.10E-03	-1.69E06	-5.30E-07	7.57E03
	Fy [N]			4.10E-03	6.25E09	7.64E-04	-2.70E03	7.18E-07	
	Fz [N]			-1.69E06	8.27E-04	1.00E09	1.42E-07	-1.26E06	
			Myz [Nm]	4.01E-05	-1.99E03	-3.53E-06	3.52E03	1.80E-07	
			Mzx [Nm]	7.28E03	-4.00E-05	-1.32E06	1.86E-07	3.32E03	
			MainShaft-240630Right	Fx [N]	1.57E08	1.23E-02	-9.28E04	4.95E-07	1.01E03
Fy [N]	1.23E-02	1.74E07		3.38E-04	-9.62E02	-5.64E-07			
Fz [N]	-9.28E04	3.44E-04		6.21E06	-5.24E-07	5.47E03			
	Myz [Nm]	-1.56E-06	1.64E00	2.00E-07	3.57E03	1.79E-08			
	Mzx [Nm]	2.35E00	1.50E-06	5.14E03	1.80E-08	3.57E03			

* The stiffness matrix is defined as the stiffness of the IR in relation to the OR.

* Please note that the stiffness matrix is derived for constant displacement and not for constant load.

Maximum raceway contact pressure of inner and outer ring (at most loaded rolling element).

Analysis "LoadCycle_1" has the following solutions:

Case	Name	Type	P_ir [N/mm2]	P_or [N/mm2]
0 kN	MainShaft-240630Left	SRB	208	153
	MainShaft-240630Right	SRB	208	153
500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	1125	975
	MainShaft-240630Right	SRB	155	168
1000 kN	MainShaft-240630Left	SRB	1373	1189
	MainShaft-240630Right	SRB	179	180



Case	Name	Type	P_ir [N/mm2]	P_or [N/mm2]
1500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	1543	1341
	MainShaft-240630Right	SRB	203	196

Bearing Displacement. um, min

Analysis	Step	Bearing	Type	Displacements [um]			Misalignments [min]		
				x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240630Left	SRB	0.0	-0.0	0.0	-0.0	-0.0	-0.0
		MainShaft-240630Right	SRB	-0.0	0.0	0.0	-0.0	-0.0	-0.0
	500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	185.4	0.0	-0.1	0.0	-0.6	0.0
		MainShaft-240630Right	SRB	-95.9	-0.0	0.2	0.0	-0.6	0.0
	1000 kN	MainShaft-240630Left	SRB	215.4	-0.0	-0.2	-0.0	-0.7	-0.0
		MainShaft-240630Right	SRB	-109.3	0.0	0.2	-0.0	-0.7	0.0
1500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	239.6	0.0	-0.3	0.0	-0.8	0.0	
	MainShaft-240630Right	SRB	-115.4	-0.0	0.1	0.0	-0.8	-0.0	

* Bearing displacement and misalignment of IR in relation to OR

* The displacements and misalignments are displayed in the local coordinate system.

Bearing life resulting from System_1.

Please note, when the analyses have more than one parameter study, only the original case is used for calculating combined life.

Case	Bearing	SKF Rating Life (GC5000)[h]	SKF Advanced Fatigue Calculation[h]
LoadCycle_1-0 kN	<Component.MainShaft>240630Left	> 10 ⁶	> 10 ⁶
	<Component.MainShaft>240630Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶
LoadCycle_1-500 kN	<Component.MainShaft>240630Left	> 10 ⁶	> 10 ⁶
	<Component.MainShaft>240630Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶
LoadCycle_1-1000 kN	<Component.MainShaft>240630Left	> 10 ⁶	602677
	<Component.MainShaft>240630Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶
LoadCycle_1-1500 kN	<Component.MainShaft>240630Left	456848	133846
	<Component.MainShaft>240630Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶
Combined	<Component.MainShaft>240630Left	> 10 ⁶	433437
	<Component.MainShaft>240630Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶

Bearing static safety and equivalent load

Analysis	Step	Bearing	Type	S0, GC6000	S0, STD	P [kN]	P0 [kN]	C [kN]	C/P
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240630Left	SRB	10 000.00	368.14	0.0	0.0	8 800	92 305 176 377 941.14
		MainShaft-240630Right	SRB	10 000.00	368.14	0.0	0.0	8 800	97 609 609 318 386.59
	500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	35.94	12.65	500.9	500.9	8 800	17.57
		MainShaft-240630Right	SRB	10 000.00	569.27	0.7	0.7	8 800	13 182.05
	1000 kN	MainShaft-240630Left	SRB	17.97	8.49	1 001.9	1 001.9	8 800	8.78
		MainShaft-240630Right	SRB	10 000.00	494.88	1.3	1.3	8 800	6 588.77
	1500 kN	MainShaft-240630Left	SRB	11.98	6.72	1 502.9	1 502.9	8 800	5.86
		MainShaft-240630Right	SRB	8 982.77	388.86	2.0	2.0	8 800	4 391.69

Parameter definition:

* S0 GC6000 is defined according to GC6000 page 77.

* S0 STD is defined by $(p_{ref} / p_{max})^3$ for SABB & other ball bearing and $(p_{ref} / p_{max})^2$ for roller bearings, where $p_{ref} = 4600, 4200, 4000$ MPa for self-aligning ball bearings, all other ball bearings and roller bearings respectively.

* p_{max} is the maximum contact pressure of the most loaded rolling element.

Angle Wind Gearboks 240/670

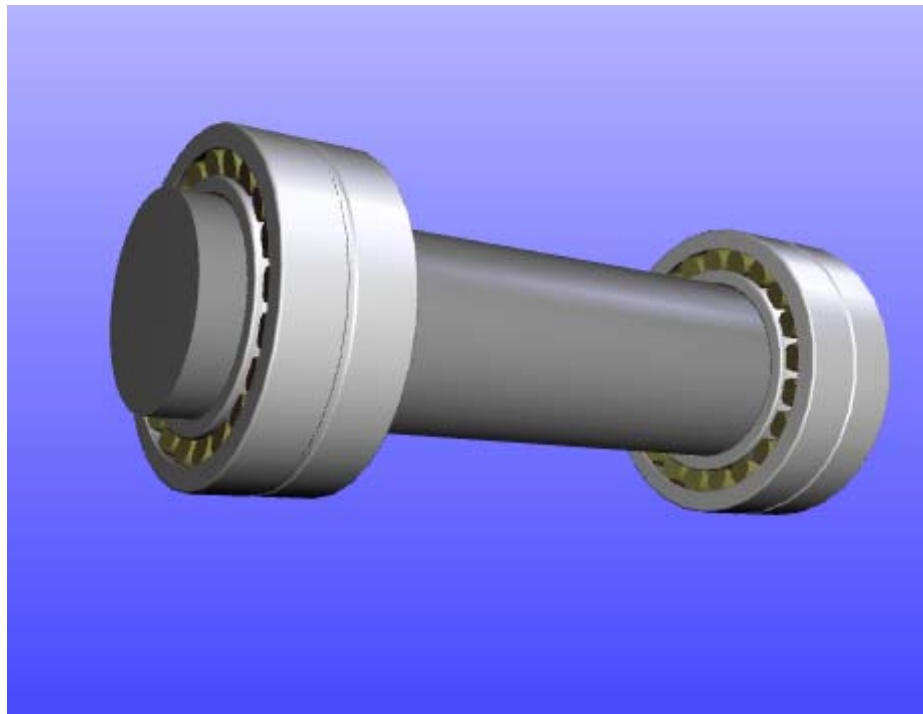
Harry Opdal

Application Engineering

Project Information

Project Title	Angle Wind Gearboks 240/670
Project Number	
Author	Harry Opdal
Department	Application Engineering
Division	OE Industrial
Unit	SKF Norge AS
Customer	
File	H:\Data\Kunder\Angle Wind\Stiffness201005\240670_rev1.usr

Process results



Image



Shaft

Components

Name	Type	Designation	Version	Lifecycle State	Quality Class
MainShaft-240670Left	SRB	240/670 ECA/W33	3	RELEASEDFORMANUFACTURING	explorer
MainShaft-240670Right	SRB	240/670 ECA/W33	3	RELEASEDFORMANUFACTURING	explorer
MainShaft-Shaft	Shaft				

Component position

Component	Type	Position [mm]		
		x	y	z
MainShaft-240670Left	SRB	0.00	0.00	252.00
MainShaft-240670Right	SRB	0.00	0.00	1 750.00
MainShaft-Shaft	Shaft	0.00	0.00	0.00

* The position of the component in the global coord. sys.

Bearing Data

Bearing	Type	Designation	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C0 [kN]	C [kN]	Pu [kN]	Quality	Version
MainShaft-240670Left	SRB	240/670 ECA/W33	670	980	308.0	20 400.00	10 000.00	1 320.00	explorer	3
MainShaft-240670Right	SRB	240/670 ECA/W33	670	980	308.0	20 400.00	10 000.00	1 320.00	explorer	3

Bearing Clearance and Axial predisplacement

Analysis	Step	Bearing	Clr. red.	Manuf.rad [um]	Manuf.ax [um]	Red.rad. [um]	Red.ax. [um]	Eff.rad [um]	Eff.axial [um]	Ax.predispl [um]
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240670Left	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0
		MainShaft-240670Right	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0
	500 kN	MainShaft-240670Left	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0
		MainShaft-240670Right	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0
	1000 kN	MainShaft-240670Left	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0
		MainShaft-240670Right	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0
	1500 kN	MainShaft-240670Left	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0
		MainShaft-240670Right	1	440	2309	182	953	258	1356	~ +0

* Clr. red. - Status of clearance calculator. 1=On, 0=Off

* Axial predispl. - Axial predisplacements

Lubricant data

Lubricant	Method etaC	visc40oC [mm2/s]	visc100oC [mm2/s]	EP additive
LubricantNormal_1	DIN/ISO diagram	200	18	0

Process results



Bearing Lubrication Conditions

analysis	Step	object	Lubricant name	Speed [rpm]	Temp. [C]	Kappa	etaC	aSKF
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240670Left	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	50.00
		MainShaft-240670Right	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	50.00
	500 kN	MainShaft-240670Left	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	50.00
		MainShaft-240670Right	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	50.00
	1000 kN	MainShaft-240670Left	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	50.00
		MainShaft-240670Right	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	50.00
	1500 kN	MainShaft-240670Left	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	25.92
		MainShaft-240670Right	LubricantNormal_1	220	50	8.43	0.75	50.00

Shaft loads. kN, kNm

Analysis	Step	Shaft	Interface	Coordinate [mm]	Forces [kN]				Moments [kNm]		
				z	x	y	z	yz	zx	xy	
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-Shaft	240670Left	252	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
			240670Right	1750	-0.00	0.00	-0.00	0.00	-0.00	-0.00	
			RadialForce	250	-0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	-0.00	
			Speed	1900	-0.00	-0.00	0.00	0.00	-0.00	-0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	0.00	-0.00	0.00	-0.00	-0.00	
	500 kN	MainShaft-Shaft	240670Left	252	-500.67	-0.00	0.10	0.00	0.00	-0.00	
			240670Right	1750	0.67	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	
			RadialForce	250	500.00	-0.00	-0.10	-0.00	-0.00	0.00	
			Speed	1900	0.00	0.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
	1000 kN	MainShaft-Shaft	240670Left	252	-1001.33	-0.00	0.23	0.00	0.00	-0.00	
			240670Right	1750	1.33	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	
			RadialForce	250	1000.00	0.00	-0.23	-0.00	-0.00	0.00	
			Speed	1900	-0.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
			TorqueReaction_1	100	0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
	1500 kN	MainShaft-Shaft	240670Left	252	-1502.00	0.00	0.37	-0.00	0.00	0.00	
			240670Right	1750	2.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
			RadialForce	250	1500.00	0.00	-0.37	0.00	0.00	-0.00	
			Speed	1900	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	

* Forces and moments are displayed in the local coord. sys.

Shaft displacements





Analysis	Step	Shaft	Node	Ax. pos. [mm]	Displacement [um]			Misalignment [min]		
					x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	0	-0	0	-0	0	0
			2	100.00	0	-0	0	-0	0	0
			3	250.00	0	-0	0	-0	0	0
			4	252.00	0	-0	0	-0	0	0
			5	551.60	0	0	0	-0	0	0
			6	851.20	0	0	0	-0	0	0
			7	1 150.80	0	0	0	-0	0	0
			8	1 450.40	0	0	0	-0	0	0
			9	1 750.00	0	0	0	-0	0	0
			10	1 900.00	0	0	0	-0	0	0
			11	2 000.00	0	0	0	-0	0	0
	500 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	240	0	0	0	-1	-0
			2	100.00	220	0	0	0	-1	-0
			3	250.00	190	0	0	0	-1	-0
			4	252.00	189	0	0	0	-1	-0
			5	551.60	129	-0	0	0	-1	-0
			6	851.20	69	-0	0	0	-1	-0
			7	1 150.80	9	-0	0	0	-1	-0
			8	1 450.40	-51	-0	0	0	-1	-0
			9	1 750.00	-111	-0	0	0	-1	-0
			10	1 900.00	-142	-0	0	0	-1	-0
			11	2 000.00	-162	-0	0	0	-1	-0
	1000 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	273	0	0	0	-1	-0
			2	100.00	251	0	0	0	-1	-0
			3	250.00	217	-0	0	0	-1	-0
			4	252.00	216	-0	0	0	-1	-0
			5	551.60	149	-0	0	0	-1	-0
			6	851.20	81	-0	0	0	-1	-0
			7	1 150.80	13	-0	0	0	-1	-0
			8	1 450.40	-54	-0	0	0	-1	-0
			9	1 750.00	-122	-0	0	0	-1	-0
			10	1 900.00	-155	-0	0	0	-1	-0
			11	2 000.00	-178	-0	0	0	-1	-0
1500 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	300	-0	0	-0	-1	0	
		2	100.00	276	-0	0	-0	-1	0	
		3	250.00	239	-0	0	-0	-1	0	
		4	252.00	239	-0	0	-0	-1	0	
		5	551.60	165	0	0	-0	-1	0	

The correctness of the result is dependent on the input given. Bearing life can also be affected by parameters outside the scope of this program. It is highly recommended that bearing applications suggested by SKF are tested under actual conditions prior to final acceptance. SKF will not accept any liabilities for incorrect or incomplete data.



Analysis	Step	Shaft	Node	Ax. pos. [mm]	Displacement [um]			Misalignment [min]		
					x	y	z	yz	zx	xy
			6	851.20	92	0	0	-0	-1	0
			7	1 150.80	19	0	0	-0	-1	0
			8	1 450.40	-54	0	0	-0	-1	0
			9	1 750.00	-127	0	0	-0	-1	0
			10	1 900.00	-163	0	0	-0	-1	0
			11	2 000.00	-187	0	0	-0	-1	0

* Displacements and misalignments are displayed in the local coord. sys.

* The z-position of the interfaces is measured from the origin of the shaft

Bearing Load. N, Nm

Analysis	Step	Bearing	Type	Forces [N]			Moments [Nm]		
				x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240670Left	SRB	0	-0	0	0.0	0.0	0.0
		MainShaft-240670Right	SRB	0	0	0	-0.0	0.0	0.0
	500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	500 667	0	-101	0.0	-0.3	-0.0
		MainShaft-240670Right	SRB	-667	-0	0	0.0	-0.4	0.0
	1000 kN	MainShaft-240670Left	SRB	1 001 335	-0	-226	-0.0	-0.2	0.0
		MainShaft-240670Right	SRB	-1 335	0	0	0.0	-0.4	0.0
1500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	1 502 002	-0	-367	0.0	-0.0	0.0	
	MainShaft-240670Right	SRB	-2 002	0	1	0.0	-0.5	-0.0	

* Forces and moments that are acting on the IR

* Forces and moments are displayed in the local coordinate system

The stiffness matrices for all bearings.

Analysis	Step	Bearing		Bearing Stiffness				
				x [1/m]	y [1/m]	z [1/m]	yz [1/rad]	zx [1/rad]
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240670Left	Fx [N]	5.31E05	2.11E-07	-1.66E-06	6.77E-07	1.19E03
			Fy [N]	8.82E-07	5.31E05	1.77E-06	-1.19E03	-6.72E-07
			Fz [N]	-5.82E-07	2.55E-06	5.92E04	-1.17E-07	2.87E-07
			Myz [Nm]	-3.39E-07	1.42E-06	-3.63E-08	4.76E03	2.75E-08
			Mzx [Nm]	-4.94E-07	3.26E-07	5.47E-07	2.81E-08	4.76E03
		MainShaft-240670Right	Fx [N]	5.31E05	1.42E-05	-6.16E-07	4.18E-08	1.19E03
			Fy [N]	1.42E-05	5.31E05	-5.99E-07	-1.19E03	-4.07E-08
			Fz [N]	2.55E-06	-6.89E-07	5.92E04	2.83E-07	-1.48E-07
			Myz [Nm]	-7.23E-07	1.10E-06	-2.33E-08	4.76E03	5.08E-08
			Mzx [Nm]	-6.97E-07	8.03E-07	-6.68E-08	5.01E-08	4.76E03
500 kN	MainShaft-240670Left	Fx [N]	1.60E10	-3.78E-04	-1.40E06	-3.31E-08	2.76E03	
		Fy [N]	-3.79E-04	2.57E09	5.30E-05	-1.41E03	5.67E-08	



Analysis	Step	Bearing		Bearing Stiffness					
				x [1/m]	y [1/m]	z [1/m]	yz [1/rad]	zx [1/rad]	
			Fz [N]	-1.40E06	5.88E-05	6.68E08	-9.13E-08	-3.72E05	
			Myz [Nm]	2.01E-06	-3.50E02	1.41E-07	4.75E03	6.20E-08	
			Mzx [Nm]	2.11E03	-2.08E-06	-3.93E05	6.36E-08	4.70E03	
		MainShaft-240670Right	Fx [N]	4.41E07	3.43E-03	-6.58E03	-3.81E-08	1.17E03	
			Fy [N]	3.43E-03	5.95E06	2.92E-05	-1.19E03	5.09E-08	
			Fz [N]	-6.60E03	2.90E-05	1.83E06	-5.09E-07	2.04E03	
			Myz [Nm]	-1.47E-06	2.38E00	-7.75E-07	4.76E03	3.55E-08	
			Mzx [Nm]	-3.78E-02	1.66E-06	3.11E03	3.16E-08	4.76E03	
			1000 kN	MainShaft-240670Left	Fx [N]	2.11E10	-5.41E-03	-2.08E06	-3.83E-07
		Fy [N]			-5.42E-03	4.87E09	-4.33E-04	-1.93E03	3.21E-07
		Fz [N]			-2.08E06	-4.33E-04	9.38E08	-2.46E-07	-7.95E05
				Myz [Nm]	4.15E-06	-9.67E02	-6.97E-06	4.74E03	-1.28E-07
	Mzx [Nm]			4.59E03	-4.24E-06	-8.40E05	-1.30E-07	4.62E03	
	MainShaft-240670Right			Fx [N]	9.97E07	4.55E-04	-3.78E04	1.16E-06	1.21E03
		Fy [N]	4.56E-04	1.09E07	2.61E-04	-1.19E03	-1.18E-06		
		Fz [N]	-3.78E04	2.65E-04	4.02E06	2.55E-07	3.78E03		
		Myz [Nm]	-9.23E-07	6.82E00	1.59E-07	4.76E03	-2.85E-08		
		Mzx [Nm]	-8.74E00	9.28E-07	4.39E03	-2.96E-08	4.76E03		
		1500 kN	MainShaft-240670Left	Fx [N]	2.37E10	-2.96E-03	-1.81E06	-6.65E-07	7.83E03
	Fy [N]			-2.95E-03	6.42E09	8.38E-04	-2.82E03	8.36E-07	
	Fz [N]			-1.81E06	8.47E-04	1.09E09	-3.49E-07	-1.24E06	
			Myz [Nm]	6.85E-06	-1.91E03	-1.81E-06	4.72E03	-9.22E-08	
			Mzx [Nm]	7.40E03	-6.95E-06	-1.30E06	-1.04E-07	4.52E03	
			MainShaft-240670Right	Fx [N]	1.88E08	-2.65E-03	-1.44E05	6.13E-07	1.24E03
Fy [N]	-2.65E-03	1.65E07		2.62E-04	-1.19E03	-6.35E-07			
Fz [N]	-1.44E05	2.59E-04		7.41E06	-2.65E-08	5.16E03			
	Myz [Nm]	2.24E-06	6.49E00	9.57E-08	4.76E03	2.81E-08			
	Mzx [Nm]	-4.97E01	-2.19E-06	5.34E03	2.63E-08	4.76E03			

* The stiffness matrix is defined as the stiffness of the IR in relation to the OR.

* Please note that the stiffness matrix is derived for constant displacement and not for constant load.

Maximum raceway contact pressure of inner and outer ring (at most loaded rolling element).

Analysis "LoadCycle_1" has the following solutions:

Case	Name	Type	P_ir [N/mm2]	P_or [N/mm2]
0 kN	MainShaft-240670Left	SRB	227	149
	MainShaft-240670Right	SRB	227	149
500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	1026	872
	MainShaft-240670Right	SRB	152	160
1000 kN	MainShaft-240670Left	SRB	1246	1065
	MainShaft-240670Right	SRB	169	171



Case	Name	Type	P_ir [N/mm2]	P_or [N/mm2]
1500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	1397	1208
	MainShaft-240670Right	SRB	188	183

Bearing Displacement. um, min

Analysis	Step	Bearing	Type	Displacements [um]			Misalignments [min]		
				x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240670Left	SRB	0.0	-0.0	0.0	-0.0	0.0	0.0
		MainShaft-240670Right	SRB	0.0	0.0	0.0	-0.0	0.0	0.0
	500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	189.4	0.0	-0.1	0.0	-0.7	-0.0
		MainShaft-240670Right	SRB	-111.5	-0.0	0.1	0.0	-0.7	0.0
	1000 kN	MainShaft-240670Left	SRB	216.3	-0.0	-0.2	0.0	-0.8	-0.0
		MainShaft-240670Right	SRB	-121.7	-0.0	0.1	0.0	-0.8	-0.0
1500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	238.6	-0.0	-0.3	-0.0	-0.8	0.0	
	MainShaft-240670Right	SRB	-126.6	0.0	0.1	-0.0	-0.8	0.0	

* Bearing displacement and misalignment of IR in relation to OR

* The displacements and misalignments are displayed in the local coordinate system.

Bearing life resulting from System_1.

Please note, when the analyses have more than one parameter study, only the original case is used for calculating combined life.

Case	Bearing	SKF Rating Life (GC5000)[h]	SKF Advanced Fatigue Calculation[h]
LoadCycle_1-0 kN	<Component.MainShaft>240670Left	> 10^6	> 10^6
	<Component.MainShaft>240670Right	> 10^6	> 10^6
LoadCycle_1-500 kN	<Component.MainShaft>240670Left	> 10^6	> 10^6
	<Component.MainShaft>240670Right	> 10^6	> 10^6
LoadCycle_1-1000 kN	<Component.MainShaft>240670Left	> 10^6	> 10^6
	<Component.MainShaft>240670Right	> 10^6	> 10^6
LoadCycle_1-1500 kN	<Component.MainShaft>240670Left	> 10^6	374112
	<Component.MainShaft>240670Right	> 10^6	> 10^6
Combined	<Component.MainShaft>240670Left	> 10^6	> 10^6
	<Component.MainShaft>240670Right	> 10^6	> 10^6

Bearing static safety and equivalent load

Analysis	Step	Bearing	Type	S0, GC6000	S0, STD	P [kN]	P0 [kN]	C [kN]	C/P
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-240670Left	SRB	10 000.00	311.70	0.0	0.0	10 000	94 983 300 614 576.55
		MainShaft-240670Right	SRB	10 000.00	311.70	0.0	0.0	10 000	47 811 309 245 778.54
	500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	40.73	15.20	500.9	500.9	10 000	19.96
		MainShaft-240670Right	SRB	10 000.00	627.85	0.7	0.7	10 000	14 982.83
	1000 kN	MainShaft-240670Left	SRB	20.36	10.31	1 001.9	1 001.9	10 000	9.98
		MainShaft-240670Right	SRB	10 000.00	544.31	1.3	1.3	10 000	7 488.11
	1500 kN	MainShaft-240670Left	SRB	13.57	8.20	1 502.9	1 502.9	10 000	6.65
		MainShaft-240670Right	SRB	10 000.00	452.84	2.0	2.0	10 000	4 990.99

Parameter definition:

* S0 GC6000 is defined according to GC6000 page 77.

* S0 STD is defined by $(p_{ref} / p_{max})^3$ for SABB & other ball bearing and $(p_{ref} / p_{max})^2$ for roller bearings, where $p_{ref} = 4600, 4200, 4000$ MPa for self-aligning ball bearings, all other ball bearings and roller bearings respectively.

* p_{max} is the maximum contact pressure of the most loaded rolling element.

Angle Wind Gearboks 24196

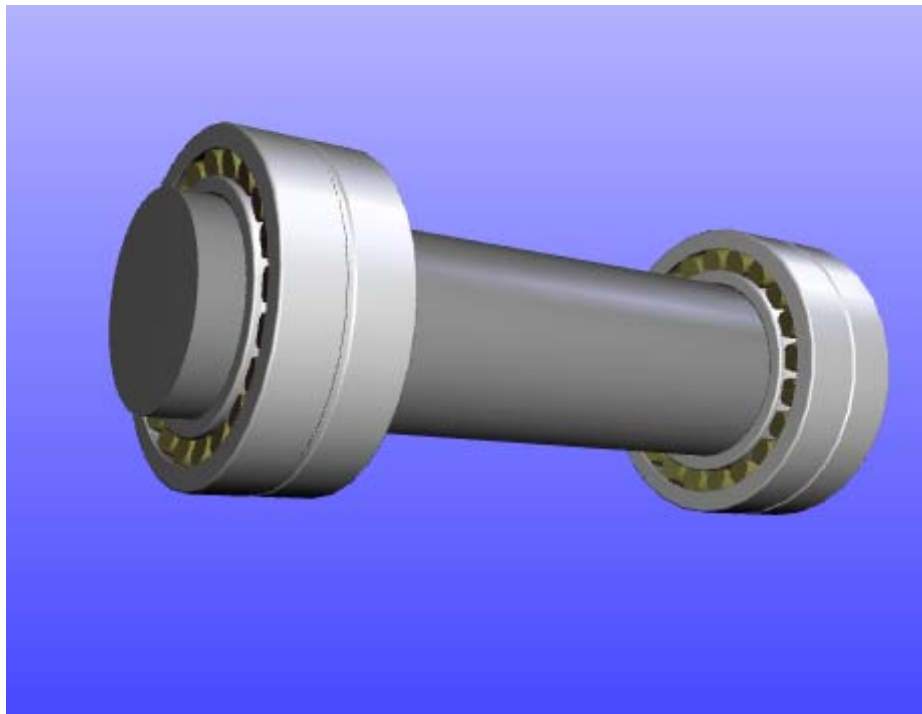
Harry Opdal

Application Engineering

Project Information

Project Title	Angle Wind Gearboks 24196
Project Number	
Author	Harry Opdal
Department	Application Engineering
Division	OE Industrial
Unit	SKF Norge AS
Customer	
File	H:\Data\Kunder\Angle Wind\Stiffness201005\24196_rev2.usr

Process results



Image



Shaft

Components

Name	Type	Designation	Version	Lifecycle State	Quality Class
MainShaft-24196Left	SRB	24196 ECA/W33	3	RELEASEDFORMANUFACTURING	explorer
MainShaft-24196Right	SRB	24196 ECA/W33	3	RELEASEDFORMANUFACTURING	explorer
MainShaft-Shaft	Shaft				

Component position

Component	Type	Position [mm]		
		x	y	z
MainShaft-24196Left	SRB	0.00	0.00	252.00
MainShaft-24196Right	SRB	0.00	0.00	1 750.00
MainShaft-Shaft	Shaft	0.00	0.00	0.00

* The position of the component in the global coord. sys.

Bearing Data

Bearing	Type	Designation	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C0 [kN]	C [kN]	Pu [kN]	Quality	Version
MainShaft-24196Left	SRB	24196 ECA/W33	480	790	308.0	15 600.00	9 000.00	1 040.00	explorer	3
MainShaft-24196Right	SRB	24196 ECA/W33	480	790	308.0	15 600.00	9 000.00	1 040.00	explorer	3

Bearing Clearance and Axial predisplacement

Analysis	Step	Bearing	Clr. red.	Manuf.rad [um]	Manuf.ax [um]	Red.rad. [um]	Red.ax. [um]	Eff.rad [um]	Eff.axial [um]	Ax.predispl [um]
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-24196Left	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0
		MainShaft-24196Right	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0
	500 kN	MainShaft-24196Left	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0
		MainShaft-24196Right	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0
	1000 kN	MainShaft-24196Left	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0
		MainShaft-24196Right	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0
	1500 kN	MainShaft-24196Left	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0
		MainShaft-24196Right	1	335	1341	133	533	202	808	~ +0

* Clr. red. - Status of clearance calculator. 1=On, 0=Off

* Axial predispl. - Axial predisplacements

Lubricant data

Lubricant	Method etaC	visc40oC [mm2/s]	visc100oC [mm2/s]	EP additive
LubricantNormal_1	DIN/ISO diagram	200	18	0

Process results



Bearing Lubrication Conditions

analysis	Step	object	Lubricant name	Speed [rpm]	Temp. [C]	Kappa	etaC	aSKF
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-24196Left	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	50.00
		MainShaft-24196Right	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	50.00
	500 kN	MainShaft-24196Left	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	50.00
		MainShaft-24196Right	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	50.00
	1000 kN	MainShaft-24196Left	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	40.30
		MainShaft-24196Right	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	50.00
	1500 kN	MainShaft-24196Left	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	12.30
		MainShaft-24196Right	LubricantNormal_1	220	50	7.34	0.73	50.00

Shaft loads. kN, kNm

Analysis	Step	Shaft	Interface	Coordinate [mm]	Forces [kN]				Moments [kNm]		
				z	x	y	z	yz	zx	xy	
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-Shaft	24196Left	252	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	
			24196Right	1750	0.00	0.00	-0.00	0.00	-0.00	-0.00	
			RadialForce	250	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	0.00	-0.00	
			Speed	1900	0.00	-0.00	0.00	-0.00	0.00	-0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	0.00	-0.00	
	500 kN	MainShaft-Shaft	24196Left	252	-500.67	-0.00	0.09	0.00	0.00	0.00	
			24196Right	1750	0.67	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
			RadialForce	250	500.00	-0.00	-0.09	0.00	-0.00	-0.00	
			Speed	1900	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	-0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	
	1000 kN	MainShaft-Shaft	24196Left	252	-1001.33	0.00	0.21	-0.00	0.00	0.00	
			24196Right	1750	1.33	-0.00	-0.00	0.00	0.00	-0.00	
			RadialForce	250	1000.00	-0.00	-0.21	-0.00	0.00	0.00	
			Speed	1900	0.00	0.00	0.00	-0.00	0.00	0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	
	1500 kN	MainShaft-Shaft	24196Left	252	-1502.00	0.00	0.35	-0.00	-0.00	0.00	
			24196Right	1750	2.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	
			RadialForce	250	1500.00	0.00	-0.35	0.00	0.00	-0.00	
			Speed	1900	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00	-0.00	
			TorqueReaction_1	100	-0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	

* Forces and moments are displayed in the local coord. sys.

Shaft displacements

Analysis	Step	Shaft	Node	Ax. pos. [mm]	Displacement [um]			Misalignment [min]		
					x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	0	0	0	0	-0	-0
			2	100.00	0	0	0	0	-0	-0
			3	250.00	0	0	0	0	-0	0
			4	252.00	0	0	0	0	-0	0
			5	466.00	0	0	0	0	-0	-0
			6	680.00	0	0	0	0	-0	-0
			7	894.00	0	0	0	0	-0	-0
			8	1 108.00	0	0	0	0	-0	-0
			9	1 322.00	0	0	0	0	-0	-0
			10	1 536.00	-0	0	0	0	-0	-0
			11	1 750.00	-0	0	0	0	-0	-0
			12	1 900.00	-0	0	0	0	-0	-0
			13	2 000.00	-0	0	0	0	-0	-0
	500 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	222	0	0	0	-1	-0
			2	100.00	205	0	0	0	-1	-0
			3	250.00	179	0	0	0	-1	-0
			4	252.00	179	0	0	0	-1	-0
			5	466.00	142	-0	0	0	-1	-0
			6	680.00	106	-0	0	0	-1	-0
			7	894.00	69	-0	0	0	-1	-0
			8	1 108.00	33	-0	0	0	-1	-0
			9	1 322.00	-3	-0	0	0	-1	-0
			10	1 536.00	-40	-0	0	0	-1	-0
			11	1 750.00	-76	-0	0	0	-1	-0
			12	1 900.00	-101	-0	0	0	-1	-0
			13	2 000.00	-118	-0	0	0	-1	-0
	1000 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	266	0	0	0	-1	-0
			2	100.00	245	0	0	0	-1	-0
			3	250.00	215	0	0	0	-1	-0
			4	252.00	214	0	0	0	-1	-0
			5	466.00	170	-0	0	0	-1	-0
			6	680.00	126	-0	0	0	-1	-0
			7	894.00	82	-0	0	0	-1	-0
			8	1 108.00	39	-0	0	0	-1	-0
			9	1 322.00	-5	-0	0	0	-1	-0
			10	1 536.00	-48	-0	0	0	-1	-0
			11	1 750.00	-92	-0	0	0	-1	-0
			12	1 900.00	-122	-0	0	0	-1	-0



Analysis	Step	Shaft	Node	Ax. pos. [mm]	Displacement [um]			Misalignment [min]		
					x	y	z	yz	zx	xy
			13	2 000.00	-143	-0	0	0	-1	-0
	1500 kN	MainShaft-Shaft	1	0.00	302	-0	0	-0	-1	0
			2	100.00	278	-0	0	-0	-1	0
			3	250.00	244	-0	0	-0	-1	0
			4	252.00	243	-0	0	-0	-1	0
			5	466.00	194	0	0	-0	-1	0
			6	680.00	145	0	0	-0	-1	0
			7	894.00	96	0	0	-0	-1	0
			8	1 108.00	47	0	0	-0	-1	0
			9	1 322.00	-1	0	0	-0	-1	0
			10	1 536.00	-50	0	0	-0	-1	0
			11	1 750.00	-99	0	0	-0	-1	0
			12	1 900.00	-133	0	0	-0	-1	0
			13	2 000.00	-155	0	0	-0	-1	0

* Displacements and misalignments are displayed in the local coord. sys.

* The z-position of the interfaces is measured from the origin of the shaft

Bearing Load. N, Nm

Analysis	Step	Bearing	Type	Forces [N]			Moments [Nm]		
				x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-24196Left	SRB	0	0	0	-0.0	0.0	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-0	0	0	0.0	-0.0	-0.0
	500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	500 667	0	-86	-0.0	-0.1	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-667	0	0	-0.0	-0.1	0.0
	1000 kN	MainShaft-24196Left	SRB	1 001 335	0	-206	-0.0	-0.0	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-1 335	0	0	-0.0	-0.2	-0.0
	1500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	1 502 003	-0	-347	-0.0	0.1	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-2 003	0	1	0.0	-0.2	-0.0

* Forces and moments that are acting on the IR

* Forces and moments are displayed in the local coordinate system

The stiffness matrices for all bearings.

Analysis	Step	Bearing		Bearing Stiffness				
				x [1/m]	y [1/m]	z [1/m]	yz [1/rad]	zx [1/rad]
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-24196Left	Fx [N]	1.17E06	2.14E-06	-3.21E-06	1.19E-07	9.57E02
			Fy [N]	2.61E-06	1.17E06	-1.80E-05	-9.57E02	-1.19E-07
			Fz [N]	3.90E-06	-2.31E-05	1.61E05	3.87E-07	-1.67E-07
			Myz [Nm]	-2.68E-08	4.12E-07	6.58E-07	2.15E03	2.59E-08



Analysis	Step	Bearing		Bearing Stiffness				
				x [1/m]	y [1/m]	z [1/m]	yz [1/rad]	zx [1/rad]
		MainShaft-24196Right	Mzx [Nm]	1.25E-06	-3.89E-08	-1.56E-07	2.79E-08	2.15E03
			Fx [N]	1.17E06	4.44E-05	2.58E-06	-2.52E-07	9.57E02
			Fy [N]	4.64E-05	1.17E06	8.71E-06	-9.57E02	2.66E-07
			Fz [N]	-3.56E-06	9.07E-06	1.61E05	1.77E-07	-3.95E-08
			Myz [Nm]	-1.74E-06	2.68E-06	2.19E-07	2.15E03	3.40E-08
			Mzx [Nm]	-3.17E-06	1.74E-06	2.94E-07	3.55E-08	2.15E03
	500 kN	MainShaft-24196Left	Fx [N]	1.21E10	2.01E-03	-1.14E06	-2.53E-07	1.30E03
			Fy [N]	2.00E-03	3.00E09	4.56E-04	-9.65E02	3.32E-07
			Fz [N]	-1.14E06	4.55E-04	9.40E08	-1.59E-07	-3.31E05
			Myz [Nm]	6.54E-07	-1.81E02	-2.84E-07	2.14E03	-4.86E-08
			Mzx [Nm]	8.95E02	-6.76E-07	-3.67E05	-4.83E-08	2.10E03
		MainShaft-24196Right	Fx [N]	2.77E07	-4.07E-01	1.17E03	-2.65E-05	9.66E02
			Fy [N]	-4.07E-01	8.93E06	2.03E-01	-9.33E02	1.11E-05
			Fz [N]	1.18E03	2.03E-01	2.30E06	1.34E-05	2.11E03
			Myz [Nm]	-2.73E-04	1.73E00	1.36E-04	2.15E03	-2.09E-08
			Mzx [Nm]	7.84E00	2.72E-04	2.94E03	-6.90E-09	2.15E03
	1000 kN	MainShaft-24196Left	Fx [N]	1.60E10	3.31E-03	-1.27E06	3.39E-07	2.56E03
			Fy [N]	3.31E-03	4.78E09	1.37E-04	-1.35E03	-3.11E-07
			Fz [N]	-1.27E06	1.55E-04	1.30E09	2.23E-07	-7.22E05
			Myz [Nm]	8.61E-06	-6.16E02	5.67E-08	2.12E03	2.06E-07
			Mzx [Nm]	2.20E03	-8.70E-06	-7.90E05	2.10E-07	2.02E03
		MainShaft-24196Right	Fx [N]	6.90E07	9.14E-05	-2.42E04	-2.42E-07	1.03E03
			Fy [N]	9.26E-05	1.47E07	-3.36E-04	-9.46E02	2.47E-07
			Fz [N]	-2.42E04	-3.31E-04	5.23E06	-3.49E-07	3.82E03
			Myz [Nm]	-5.20E-07	-1.06E00	-5.73E-08	2.15E03	-1.30E-08
			Mzx [Nm]	4.06E00	3.40E-07	3.90E03	-1.50E-08	2.15E03
	1500 kN	MainShaft-24196Left	Fx [N]	1.82E10	-3.74E-03	-1.46E06	-2.63E-07	3.99E03
			Fy [N]	-3.74E-03	5.91E09	-4.34E-04	-1.84E03	2.06E-07
Fz [N]			-1.46E06	-2.13E-04	1.50E09	-6.52E-07	-1.13E06	
Myz [Nm]			1.38E-04	-1.15E03	-7.66E-06	2.10E03	1.82E-07	
Mzx [Nm]			3.71E03	-1.38E-04	-1.23E06	1.93E-07	1.92E03	
MainShaft-24196Right		Fx [N]	1.46E08	-2.05E-02	-8.66E04	6.52E-07	1.07E03	
		Fy [N]	-2.05E-02	2.01E07	4.63E-04	-9.60E02	-7.14E-07	
		Fz [N]	-8.65E04	4.63E-04	1.04E07	8.28E-07	5.04E03	
		Myz [Nm]	5.95E-07	4.40E00	4.23E-07	2.15E03	-1.48E-08	
		Mzx [Nm]	5.99E00	-6.78E-07	4.59E03	-1.64E-08	2.15E03	

* The stiffness matrix is defined as the stiffness of the IR in relation to the OR.

* Please note that the stiffness matrix is derived for constant displacement and not for constant load.

Maximum raceway contact pressure of inner and outer ring (at most loaded rolling element).



Analysis "LoadCycle_1" has the following solutions:

Case	Name	Type	P_ir [N/mm2]	P_or [N/mm2]
0 kN	MainShaft-24196Left	SRB	187	142
	MainShaft-24196Right	SRB	187	142
500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	1160	958
	MainShaft-24196Right	SRB	156	156
1000 kN	MainShaft-24196Left	SRB	1419	1172
	MainShaft-24196Right	SRB	177	167
1500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	1599	1328
	MainShaft-24196Right	SRB	199	183

Bearing Displacement. um, min

Analysis	Step	Bearing	Type	Displacements [um]			Misalignments [min]		
				x	y	z	yz	zx	xy
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-24196Left	SRB	0.0	0.0	0.0	0.0	-0.0	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-0.0	0.0	0.0	0.0	-0.0	-0.0
	500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	178.7	0.0	-0.1	0.0	-0.6	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-76.0	-0.0	0.1	0.0	-0.6	-0.0
	1000 kN	MainShaft-24196Left	SRB	214.0	0.0	-0.1	0.0	-0.7	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-91.8	-0.0	0.1	0.0	-0.7	0.0
	1500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	243.1	-0.0	-0.2	-0.0	-0.8	0.0
		MainShaft-24196Right	SRB	-98.5	0.0	0.1	-0.0	-0.8	0.0

- * Bearing displacement and misalignment of IR in relation to OR
- * The displacements and misalignments are displayed in the local coordinate system.

Bearing life resulting from System_1.

Please note, when the analyses have more than one parameter study, only the original case is used for calculating combined life.

Case	Bearing	SKF Rating Life (GC5000)[h]	SKF Advanced Fatigue Calculation[h]
LoadCycle_1-0 kN	<Component.MainShaft>24196Left	> 10 ⁶	> 10 ⁶
	<Component.MainShaft>24196Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶
LoadCycle_1-500 kN	<Component.MainShaft>24196Left	> 10 ⁶	> 10 ⁶
	<Component.MainShaft>24196Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶
LoadCycle_1-1000 kN	<Component.MainShaft>24196Left	> 10 ⁶	705593
	<Component.MainShaft>24196Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶

Case	Bearing	SKF Rating Life (GC5000)[h]	SKF Advanced Fatigue Calculation[h]
LoadCycle_1-1500 kN	<Component.MainShaft>241 96Left	363665	154169
	<Component.MainShaft>241 96Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶
Combined	<Component.MainShaft>241 96Left	> 10 ⁶	500711
	<Component.MainShaft>241 96Right	> 10 ⁶	> 10 ⁶

Bearing static safety and equivalent load

Analysis	Step	Bearing	Type	S0, GC6000	S0, STD	P [kN]	P0 [kN]	C [kN]	C/P
LoadCycle_1	0 kN	MainShaft-24196Left	SRB	10 000.00	459.13	0.0	0.0	9 000	38 981 458 746 105.76
		MainShaft-24196Right	SRB	10 000.00	459.13	0.0	0.0	9 000	51 969 741 888 955.89
	500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	31.15	11.89	500.8	500.8	9 000	17.97
		MainShaft-24196Right	SRB	10 000.00	655.61	0.7	0.7	9 000	13 480.79
	1000 kN	MainShaft-24196Left	SRB	15.57	7.94	1 001.7	1 001.7	9 000	8.98
		MainShaft-24196Right	SRB	10 000.00	509.08	1.3	1.3	9 000	6 738.97
1500 kN	MainShaft-24196Left	SRB	10.38	6.26	1 502.6	1 502.6	9 000	5.99	
	MainShaft-24196Right	SRB	7 786.26	404.22	2.0	2.0	9 000	4 492.07	

Parameter definition:

* S0 GC6000 is defined according to GC6000 page 77.

* S0 STD is defined by $(p_{ref} / p_{max})^3$ for SABB & other ball bearing and $(p_{ref} / p_{max})^2$ for roller bearings, where $p_{ref} = 4600, 4200, 4000$ MPa for self-aligning ball bearings, all other ball bearings and roller bearings respectively.

* p_{max} is the maximum contact pressure of the most loaded rolling element.

Spur and helical gears. Calculation of load capacity

This standard is in accordance with Swedish standard SMS 1871–1972. Appendix A, Fatigue limits for steel and cast iron, is in accordance with Swedish standard SMS 2995–1972. Supplementary text is shown in Italic types.

Tannhjulsveksler

Sylindriske tannhjul Rette eller skrå tenner

Beregning av bæreevne

Standarden stemmer overens med svensk standard SMS 1871–1972. Tillegg A, Betegnelser og Utmattingsgrenser, stemmer overens med svensk standard SMS 2995–1972. Supplerende tekst er angitt med kursiv.

Innhold	
Orientering	
1	Betegnelser
2	Bestemmelse av beregningslast
2.1	Beregningslast (F_{ber})
2.2	Lastfaktor (K_I)
2.3	Dynamisk belastningsfaktor (K_V)
3	Bæreevne med hensyn til flatetrykk
3.1	Beregnet flatetrykk ifølge Hertz (σ_H)
3.2	Formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet (Z_H)
3.3	Materialfaktor (Z_M)
3.4	Inngrepsfaktor (Z_ϵ)
3.5	Transversal lastfordelingsfaktor ($K_{H\alpha}$)
3.6	Breddefordelingsfaktor ($K_{H\beta}$)
4	Tillatt flatetrykk
4.1	Flatetrykk (σ_{HP})
4.2	Sikkerhetsfaktor for flatetrykk (S_H)
4.3	Dimensjonsfaktor for flatetrykk (K_{HX})
4.4	Levetidsfaktor for flatetrykk (K_{HN})
4.5	Hardhetskombinasjonsfaktor (K_{HK})
5	Bæreevne med hensyn til bøyespenning
5.1	Beregnet bøyespenning (σ_F)
5.2	Formfaktor for bøyning (Y_F)
5.3	Skråvinkelfaktor (Y_β)
5.4	Inngrepstallsfaktor (Y_ϵ)
5.5	Transversal lastfordelingsfaktor ($K_{F\alpha}$)
5.6	Breddefordelingsfaktor ($K_{F\beta}$)
6	Tillatt bøyningsspåkjenning
6.1	Bøyningsspåkjenning (σ_{FP})
6.2	Hulkilfaktor (Y_S)
6.3	Sikkerhetsfaktor for bøyning (S_F)
6.4	Dimensjonsfaktor for bøyning (K_{FX})
6.5	Levetidsfaktor for bøyning (K_{FN})
7	Diagrammer
7.1	Dynamisk belastningsfaktor (K_V)
7.2	Formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet (Z_H)
7.3	Profiloverdekning (ϵ_α)
7.4	Overlapping (ϵ_β)
7.5	Formfaktor for bøyning (Y_F)
7.6	Virtuelt tanntall (z_v)
7.7	Skråvinkelfaktor (Y_β)
7.8	Levetidsfaktor for flatetrykk (K_{HN})
7.9	Levetidsfaktor for bøyning (K_{FN})
8	Beregningseksempel
Tillegg A A1 Betegnelser	
A2 Utmattingsgrenser	

Orientering

Bæreevnen for et sylindrisk tannhjul i en tannhjulsveksel kan bestemmes enten av den tillatte bøyespenning for materialet, eller av det tillatte flatetrykk. Som regel er bøyespenningen avgjørende for tannhjul av settherdet, flammeherdet eller induksjonsherdet materiale, mens flatetrykket som oftest er avgjørende for tannhjul av seigherdet materiale. Normalt bør både bøyespenning og flatetrykk kontrolleres.

I standarden gis anvisninger for bestemmelse av beregningslast, samt beregning av så vel bøyespenning som flatetrykk.

Anvisningene er gjort så generelt anvendbare som mulig og blir derfor også forholdsvis omfattende. I tilfeller hvor det foreligger erfaringssverdier med hensyn til belastningskarakter m.v., kan imidlertid visse faktorer slås sammen til en faktor som gjelder for det enkelte tilfelle. Herved forenkles beregningsarbeidet.

Metoden for beregning av bøyepening er basert på at lasten angriper mot tanntoppen, og påkjenningen bestemmes i et snitt gjennom de punkter hvor tangerer med 30° helningsvinkel mot tannens midtlinjé tangerer tannfoten. Se figuren.

Flatetrykket beregnes i sentralpunktet etter Hertz, se pkt. 3.1.

Standarden stemmer i det alt vesentlige overens med svensk standard SMS 1871, som er basert på internasjonalt arbeid innen ISO/TC 60, med tillegg fra AGMA (American Gear Manufacturer's Association).

Det må regnes med endringer når den tilsvarende ISO-standard blir ferdig.

Data fra andre beregningsgrunnlag må ikke benyttes sammen med denne standard.

Ved omregning fra SI-enheter: $1 \text{ N} = 0,102 \text{ kp}$.

Betegnelser

Betegnelser som angår geometriske begrep finnes i NS 5010.

a_w	akseavstand
b	tannbredde Merk ved dobbel skrårfortanning: 2 b
d	dellediameter
d_a	toppdiameter
d_b	grunnsirkeldiameter
E	elastisitetmodul
F	last
F_{ber}	beregningsslast
h_F	beregningsslastens momentarm
K_{FN}	levetidsfaktor for bøyning
K_{FX}	dimensjonsfaktor for bøyning
K_{Fa}	transversal lastfordelingsfaktor for bøyning
$K_{F\beta}$	breddefordelingsfaktor for bøyning
K_{HK}	hardhetskombinasjonsfaktor
K_{HN}	levetidsfaktor for flatetrykk
K_{HX}	dimensjonsfaktor for flatetrykk
K_{Ha}	transversal lastfordelingsfaktor for bøyning
$K_{H\beta}$	breddefordelingsfaktor for bøyning
K_I	lastfaktor
K_{LT}	smøremiddelfaktor
K_v	dynamisk belastningsfaktor
m_n	normalmodul
r	foravrundingsradius
$s_n F$	tanntrykkelse i beregningsnittet
S_F	sikkerhetsfaktor for bøyning
S_H	sikkerhetsfaktor for flatetrykk
T	moment
u	utveksling
v	periferhastighet (Relativ ved planetveksler)
x	profilforskyvningsfaktor

Y_F	formfaktor for bøyning
Y_S	hulkilfaktor
Y_β	skråvinkelfaktor
Y_ϵ	inngrepstallsfaktor
z	tanntall
z_v	virtuelt tanntall
Z_H	formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet
Z_M	materialfaktor
Z_R	overflatefinhetsfaktor
Z_v	hydrodynamisk smøremiddelfaktor
Z_ϵ	inngrepsfaktor
α_n	inngrepsvinkel i normalsnitt
α_{nF}	inngrepsvinkel ved toppsynderen
α_{tw}	inngrepsvinkel i sentralpunktet i transversalsnitt
α_{on}	pressvinkel
α_t	inngrepsvinkel i transversalsnitt
β	skråvinkel ved delesynderen
β_b	skråvinkel ved grunnformflaten
ϵ_α	profiloverdekning
ϵ_β	overlapping
ν	Poissons tall (kontraksjonstall)
σ_F	beregnet bøyespenning
σ_{FP}	tillatt bøyespenning
σ_{Flim}	utmattingsgrense for bøyning (materialverdi)
σ_H	beregnet flatetrykk etter Hertz
σ_{Hlim}	utmattingsgrense for flatetrykk (materialverdi)
σ_{HP}	tillatt flatetrykk
Indeks 1	for drev
Indeks 2	for hjul

2 Bestemmelse av beregningslast

2.1 Beregningslast (F_{ber})

$$F_{ber} = \frac{2T_1}{d_1} \cdot K_I \cdot K_v \quad (2:1)$$

2.2 Lastfaktor (K_I)

Med K_I tas hensyn til ujevnheter i gangen hos den drivende respektive drevne maskin.
 K_I kan velges fra Tabell 1.

Tabell 1

Gang hos drivende maskin	Gang hos drevet maskin		
	Jevn	Middels ujevn	Meget ujevn
Jevn	1	1,25	$\geq 1,75$
Middels ujevn	1,25	1,5	≥ 2
Meget ujevn	1,5	1,75	$\geq 2,25$

2.3 Dynamisk belastningsfaktor (K_v)

Med K_v tas det hensyn til

delings- og profilavvik
periferhastighet
treghetsmoment og stivhet for de roterende deler

belastning

tennes stivhet

smørefilmens dempende egenskaper

K_v kan tas fra Diagram 7.1, med kurver for noen alminnelige tilfeller. Kurve velges avhengig av tannhjulenes nøyaktighet og andre forhold som kan være av betydning etter følgende anbefalinger

Kurve 1 for presisjonsstannhjul med skrãfortanning og skavede eller slipte tannhjul med rettfortanning, hvor forholdene forsettes ikke å gi nevneverdig dynamisk belastning.

Kurve 2 for presisjonsstannhjul med skrãfortanning og skavede eller slipte tannhjul med rettfortanning, hvor forholdene forsettes å gi dynamisk belastning.

Kurve 3 for øvrige tannhjul med skrãfortanning.

Kurve 4 for øvrige tannhjul med rett fortanning.

Kurvene i Diagram 7.1 kan ikke ekstrapoleres i nevneverdig grad ut over det angitte område. Ved høyere periferhastighet bør det foretas en særskilt vurdering.

Som et holdpunkt kan anføres

- Kurve 1: Nøyaktighetsklasse - t.o.m. NS 5012-4
- Kurve 2: Nøyaktighetsklasse NS 5012-5 t.o.m. NS 5012-8
- Kurve 3: Nøyaktighetsklasse NS 5012-7 t.o.m. NS 5012-10
- Kurve 4: Nøyaktighetsklasse NS 5012-9 t.o.m. NS 5012-12

Kurvene er beregnet etter følgende formler

Kurve 1 $K_v = 1$

Kurve 2 $K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + 14\sqrt{v}}}$

Kurve 3 $K_v = \frac{78}{78 + 14\sqrt{v}}$

Kurve 4 $K_v = \frac{50}{50 + 14\sqrt{v}}$

hvor v er periferhastighet i m/s.

3 Bæreevne med hensyn til flatetrykk

3.1

Beregnet flatetrykk ifølge Hertz (σ_H)

Utvendig fortanning

(3:1)
$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_{ber} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} (u + 1)}{b \cdot d_1 \cdot n}}$$

Innvendig fortanning

(3:2)
$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_{ber} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} (u - 1)}{b \cdot d_1 \cdot n}}$$

$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$

3.2 Formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet (Z_H)

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{tw}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{tw}}} \quad (3.3)$$

For normal fortanning (uten profilmforskyvning) gjelder

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2 \alpha_t}} \quad (3.4)$$

Z_H kan tas fra Diagram 7.2.

$$\cos \beta_b = \frac{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n}{\cos \alpha_t} \quad (3.5)$$

3.3 Materialfaktor (Z_M)

$$Z_M = \sqrt{\frac{2}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (3.6)$$

For $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ (metaller) gjelder

$$Z_M = \sqrt{0,7 \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (3.7)$$

Har dessuten begge tannhjulene samme elastisitetsmodul E , gjelder

$$Z_M = \sqrt{0,35 E} \quad (3.8)$$

Tabell 2 gir noen vanlige verdier på Z_M .

Tabell 2 Materialfaktor (Z_M)

Hjul			Mothjul			Z_M	
Materiale	Elastisitetsmodul N/mm ²	(ca. kp/mm ²)	Materiale	Elastisitetsmodul N/mm ²	(ca. kp/mm ²)	$\sqrt{N/mm^2}$	$(\sqrt{kp/mm^2})$
Stål	206 000	(21 000)	Stål	206 000	(21 000)	268	(85,7)
			Støpestål	201 000	(20 500)	267	(85,2)
			Kulegra- fittjern	173 000	(17 600)	257	(81,9)
				172 000	(17 500)	256	(81,7)
			Støpt tinnbrøse	103 000	(10 500)	219	(70)
			Smidd tinnbrøse	113 000	(11 500)	226	(72,1)
			Grått støpejern	126 000	(12 800)	234	(74,6)
118 000	(12 000)	229		(73,1)			
Støpestål	201 000	(20 500)	Støpestål	201 000	(20 500)	265	(84,7)
			Kulegrafittjern	173 000	(17 600)	255	(81,4)
			Grått støpejern	118 000	(12 000)	228	(72,8)
Kulegra- fittjern	173 000	(17 600)	Kulegrafittjern	172 000	(17 500)	246	(78,4)
			Grått støpejern	118 000	(12 000)	221	(70,7)
Grått støpejern	126 000	(12 800)	Grått støpejern	118 000	(12 000)	206	(65,8)
	118 000	(12 000)	Grått støpejern	118 000	(12 000)	203	(64,8)

3.4

Inngrepfaktor (Z_ϵ)

Med Z_ϵ tas hensyn til kontaktlinjelengden og belastningsvariasjonen langs kontaktlinjen.

$$(3:9) \quad Z_\epsilon = \sqrt{\left[\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\cos \beta} \right] \cdot \cos \beta}$$

Dersom ϵ_β er større enn 1, settes inn $\epsilon_\beta = 1$. Da fås

$$(3:10) \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{\epsilon_\alpha}{\cos \beta}}$$

For tannhjul med rette tenner gjelder

$$(3:11) \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

ϵ_α og ϵ_β kan tas fra Diagram 7.3 og 7.4. $\cos \beta$ beregnes etter formel angitt i pkt. 3.2.

3.5

Transversal lastfordelingsfaktor ($K_{H\alpha}$)

Med $K_{H\alpha}$ tas hensyn til ujevnt lastfordeling forårsaket av delings- og profilavvik.

$K_{H\alpha}$ kan normalt settes lik 1.

For langsomtgående vekslar av mindre fremstillingsnøyaktighet velges

$$1 < K_{H\alpha} \leq \epsilon_\alpha$$

3.6

Lastutredelsesfaktor ($K_{H\beta}$)

Med $K_{H\beta}$ tas hensyn til ujevnheter i fordelingen av lasten over tannbredden. Disse kan komme av skråvinkelavvik, parallelitetssavvik, skjevhet eller elastiske deformasjoner i tannhjul, aksler, lager og vekselhus.

Tabell 3 kan være til hjelp ved fastleggelse av $K_{H\beta}$. Ved bruk av tabellen skal det tas hensyn til anleggslenge både ved full- og delvis belastning.

Tabell 3

Anmerkninger	Belastning		Anleggslenge		over t.o.m.	1	2	1	2
	ved full last	ved 1/3 last	1 % av b	1 % av b					
Bomberte tenner	1,1	1,4	95	95	95	95	35	75	75
	1,3	1,8	95	95	95	95	35	75	75
	1,9	2,5	95	95	95	95	20	35	75
	2,5	4	95	95	95	95	20	35	75
	1,7	2,5	85	85	85	85	35	75	75
	1,4	2	95	95	95	95	35	75	75
	3	4	75	75	75	75	30	75	75

4

Tillatt flatetrykk

4.1

Tillatt flatetrykk (σ_{HP})

$$(4:1) \quad \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HX} \cdot K_{HN} \cdot K_{HK}}{S_H}$$

Verdier for σ_{Hlim} kan velges fra Tilllegg A.

Dersom det ikke foreligger erfaringsmessige verdier for fastsettelse av K_L , Z_R og Z_v , settes disse lik 1.

Ved beregning for sjeldent forekommende høye belastninger velges σ_{HP} med hensyn til risiko for plastisk deformasjon.

4.2 Sikkerhetsfaktor for flatetrykk (S_H)

Sikkerhetsfaktoren er et uttrykk for den sikkerhet eller risiko som konstruktøren forutsetter.

Dersom det ønskes samme sikkerhet for flatetrykk og bøyning, skal S_H være lik $\sqrt{S_F}$ (se pkt. 6.3).

4.3 Dimensjonsfaktor for flatetrykk (K_{HX})

K_{HX} kan vanligvis settes lik 1. For overflateherdede tannhjul av større dimensjoner, med liten herdedybde i forhold til modulen, bør K_{HX} settes mindre enn 1.

4.4 Levetidsfaktor for flatetrykk (K_{HN})

Er den ønskede levetid $\geq 10^9$ belastninger, settes $K_{HN} = 1$.

Ved et mindre antall belastninger kan K_{HN} tas fra Diagram 7.8.

4.5 Hardhetskombinasjonsfaktor (K_{HK})

Med K_{HK} tas det hensyn til det gunstige forhold som gjelder ved kombinasjon av materialer med ulik hardhet. K_{HK} settes vanligvis lik 1. Ved beregning av tannhjul av seighert stål der mothjulet er av overflateherdet materiale, kan K_{HK} gå opp til 1,15.

5 Bæreevne med hensyn til bøyespennning

5.1 Beregnet bøyespennning (σ_F)

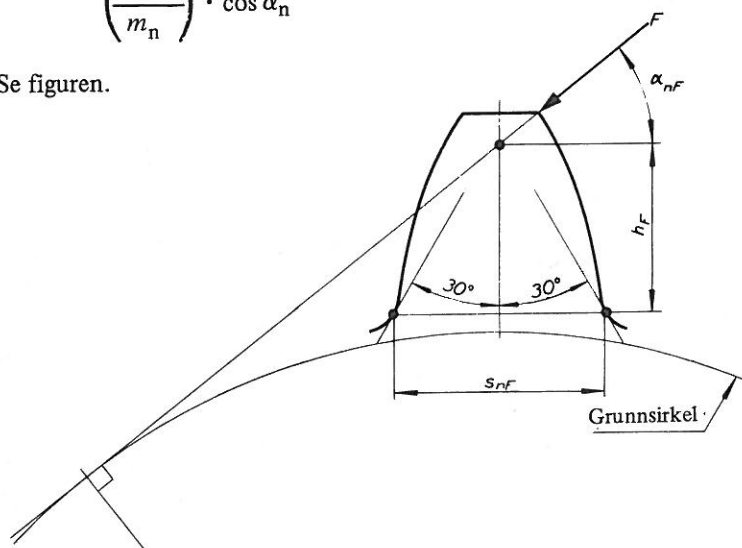
$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot \frac{F_{ber} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{b \cdot m_n} \quad (5:1)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

5.2 Formfaktor for bøyning (Y_F)

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m_n} \cdot \cos \alpha_{nF}}{\left(\frac{s_{nF}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (5:2)$$

Se figuren.



For utvendig fortanning og basisprofil ifølge NS 5001 og NS 5003 fås Y_F av Diagram 7.5, hvorved det virtuelle tannallet z_v anvendes for skråfortanning.

$$z_v = \frac{\cos \beta \cdot \cos^2 \beta}{z} \quad (5:3)$$

z_v kan fås fra Diagram 7.6.

$\cos \beta$ beregnes etter formel angitt i pkt. 3.2.

For innvendig fortanning beregnes Y_F som for en tannstang med samme basisprofil (normalmål) og tannhøyde. For tannstang med basisprofil ifølge NS 5001 og NS 5003 blir $Y_F = 2,06$. For tannhjul med store tannfall nærmer Y_F seg denne verdi.

5.3 Skråvinkel faktor (Y_β)

Med Y_β tas hensyn til at forholdene med hensyn til bøyespenningen blir gunstigere ved at kontakttinjene løper på skrå over flankene.

$$Y_\beta = 1 - \frac{120}{\beta} \quad 0^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$$

$$Y_\beta = 0,75 \quad \beta > 30^\circ$$

(5:4)

Y_β fås fra Diagram 7.7.

5.4

Inngrepsstallfaktor (Y_β)

Med Y_β tas hensyn til inngrepsstallets innvirkning på lastfordelingen.

$$Y_\beta = \frac{\epsilon_\alpha}{1} \quad (5:5)$$

5.5

Transversal lastfordelingsfaktor ($K_{F\alpha}$)

Med $K_{F\alpha}$ tas hensyn til ujevnt lastfordeling forårsaket av delings- og profilavvik.

$K_{F\alpha}$ kan normalt settes lik 1.

For langsommgående veksler av lavere fremstillingsnøyaktighet velges

$$1 < K_{F\alpha} \leq \epsilon_\alpha$$

5.6

Breddefordelingsfaktor ($K_{F\beta}$)

Med $K_{F\beta}$ tas hensyn til ujevnheter i lastens fordeling over tannbredden. Disse kan bero på skråvinkelavvik, parallelitetsavvik, skjevhet og elastiske deformasjoner i tannhjul, aksler, lager og vekselhus. $K_{F\beta}$ settes vanligvis lik $K_{H\beta}$. (Se pkt. 3.6.)

6 Tillatt bøyespennning

6.1

Bøyespennning (σ_{FP})

$$\sigma_{FP} = \frac{S_F}{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot K_{FX} \cdot K_{FN}} \quad (6:1)$$

Verdier for σ_{Flim} kan velges fra Tillegg A.

Ved beregning for høye enkeltbelastninger skal σ_{FP} velges med hensyn til risiko for plastisk deformasjon.

6.2

Hulkilfaktor (Y_S)

Med hulkilfaktoren Y_S tas det hensyn til fotavrundingsraden.

Hulkilfaktoren Y_S kan settes lik 1 når fotavrundingsraden $\geq 0,25 m_n$.

Også bunnflankens overløp kan påvirke hulkilfaktorens størrelse.

6.3 Sikkerhetsfaktor for bøyning (S_F)

Sikkerhetsfaktoren er et uttrykk for den sikkerhet, respektive den risiko som konstruktøren forutsetter.

Hvis samme sikkerhet ønskes for flatetrykk og bøyning, skal S_F være lik S_H^2 . (Se pkt. 4.2.)

6.4 Dimensjonsfaktor for bøyning (K_{FX})

Med K_{FX} tas det hensyn til modulens innvirkning på den tillatte bøyespenning. Den kan normalt settes lik 1.

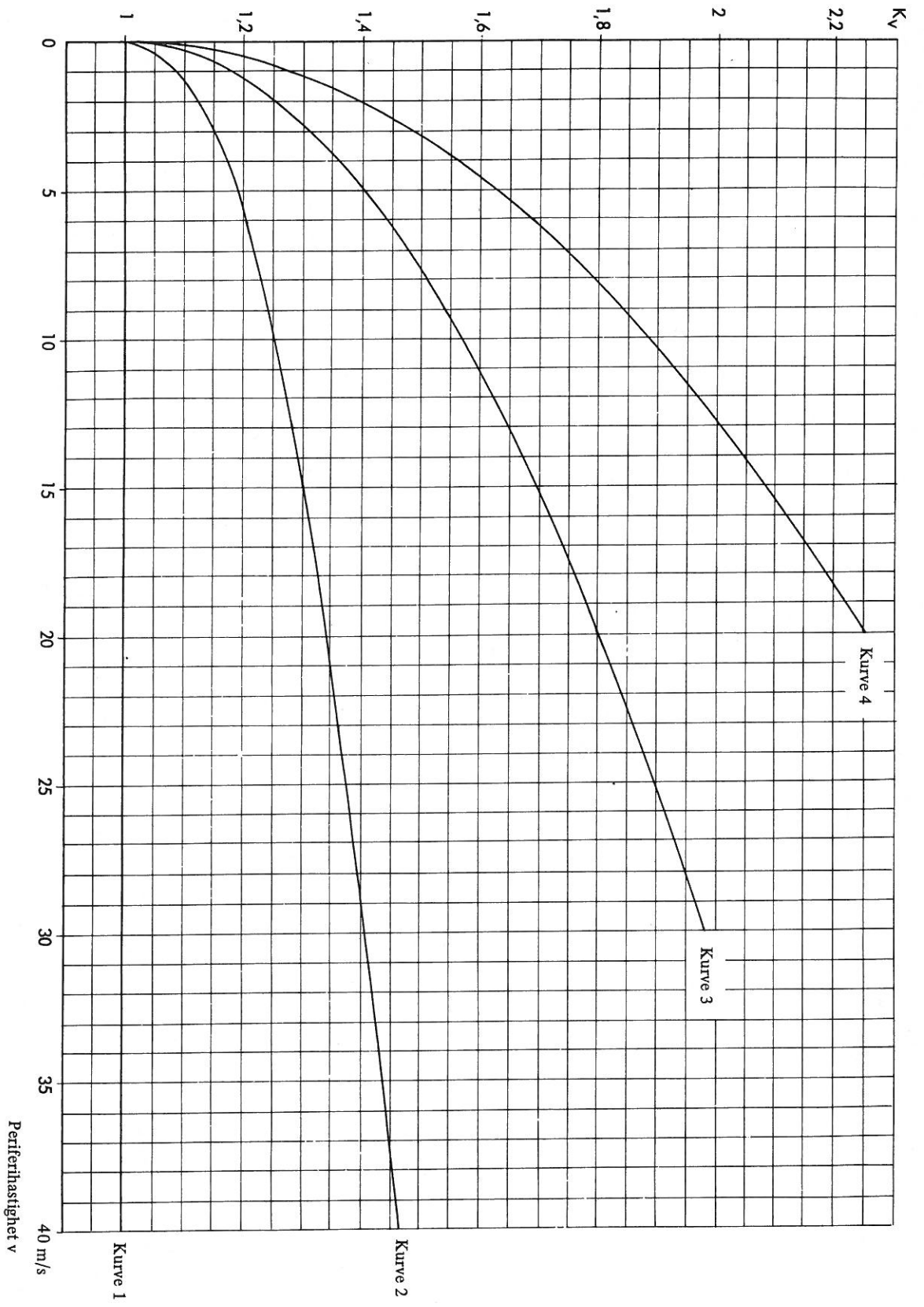
6.5 Levetidsfaktor for bøyning (K_{FN})

Om den nødvendige levetid er \geq ca. 10^7 belastninger, settes $K_{FN} = 1$. Ved mindre antall belastninger kan K_{FN} velges fra Diagram 7.9.

7
7.1

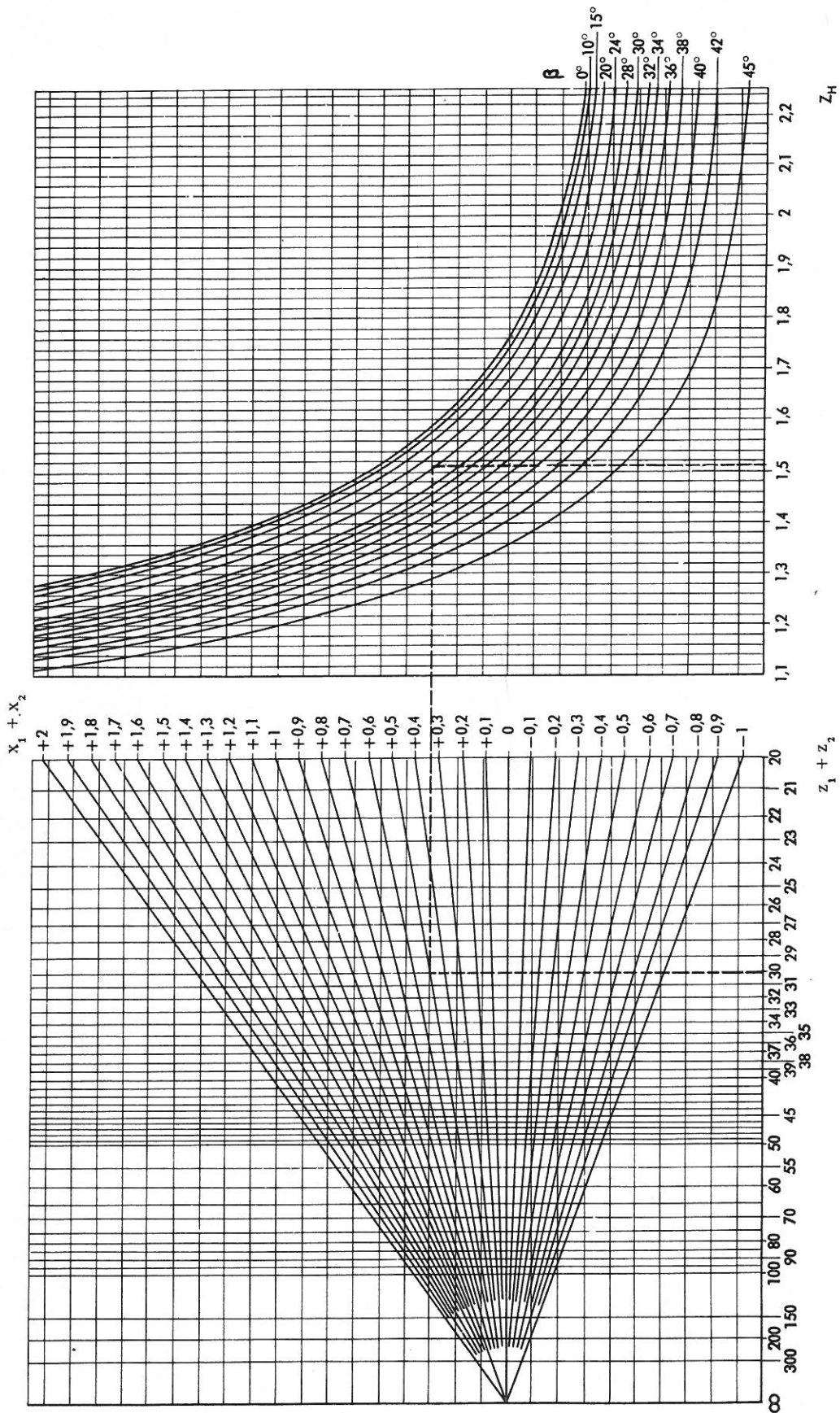
Diagrammer

Dynamisk belastningsfaktor (K_v)



7.2 Formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet (Z_H)

$\alpha_{0n} = 20^\circ$

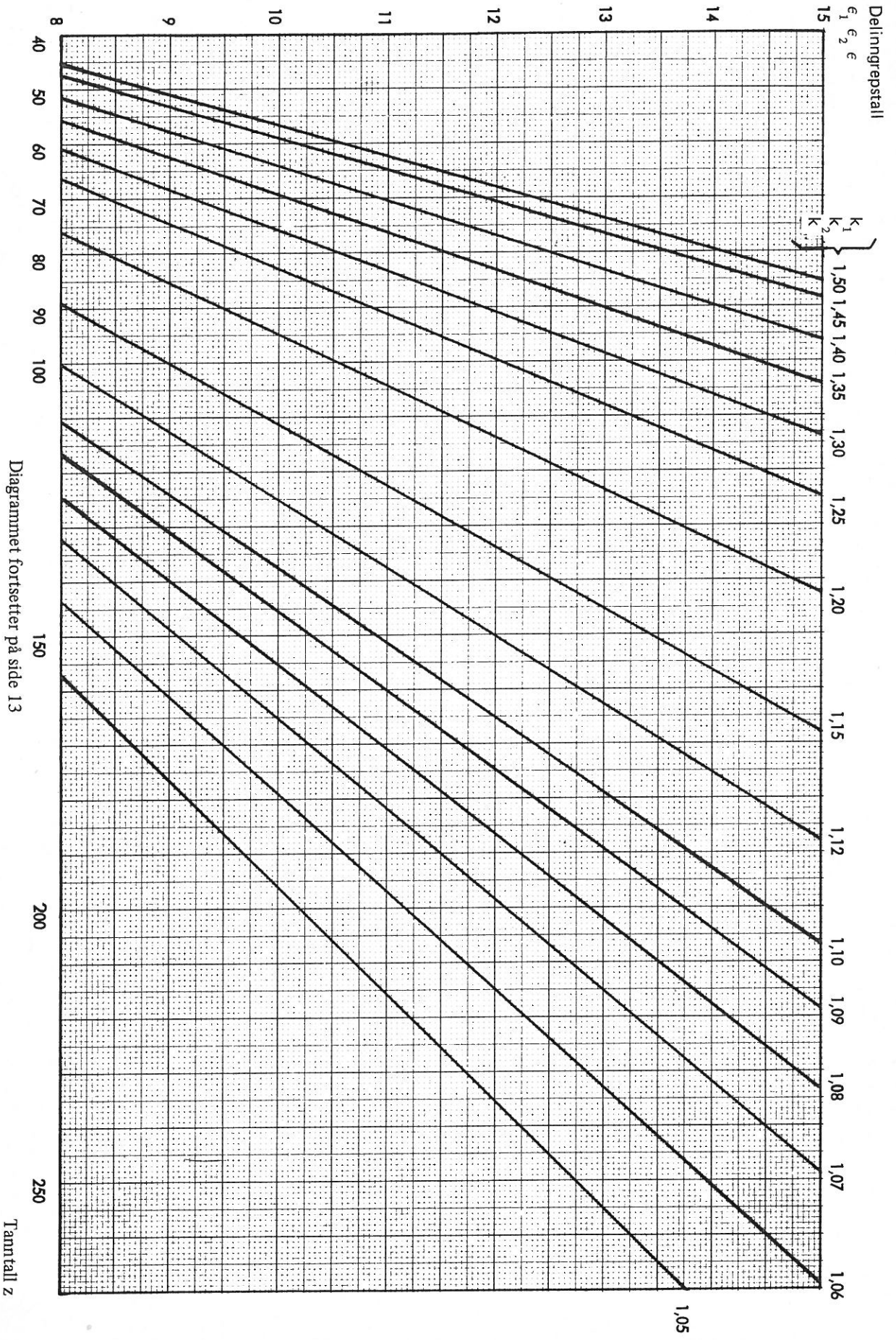


Eksempel: $z_1 = 12$ $x_1 = +0,5$ $\beta = 24^\circ$

$z_2 = 18$ $x_2 = 0$ Z_H avleses til 1,51

7.3

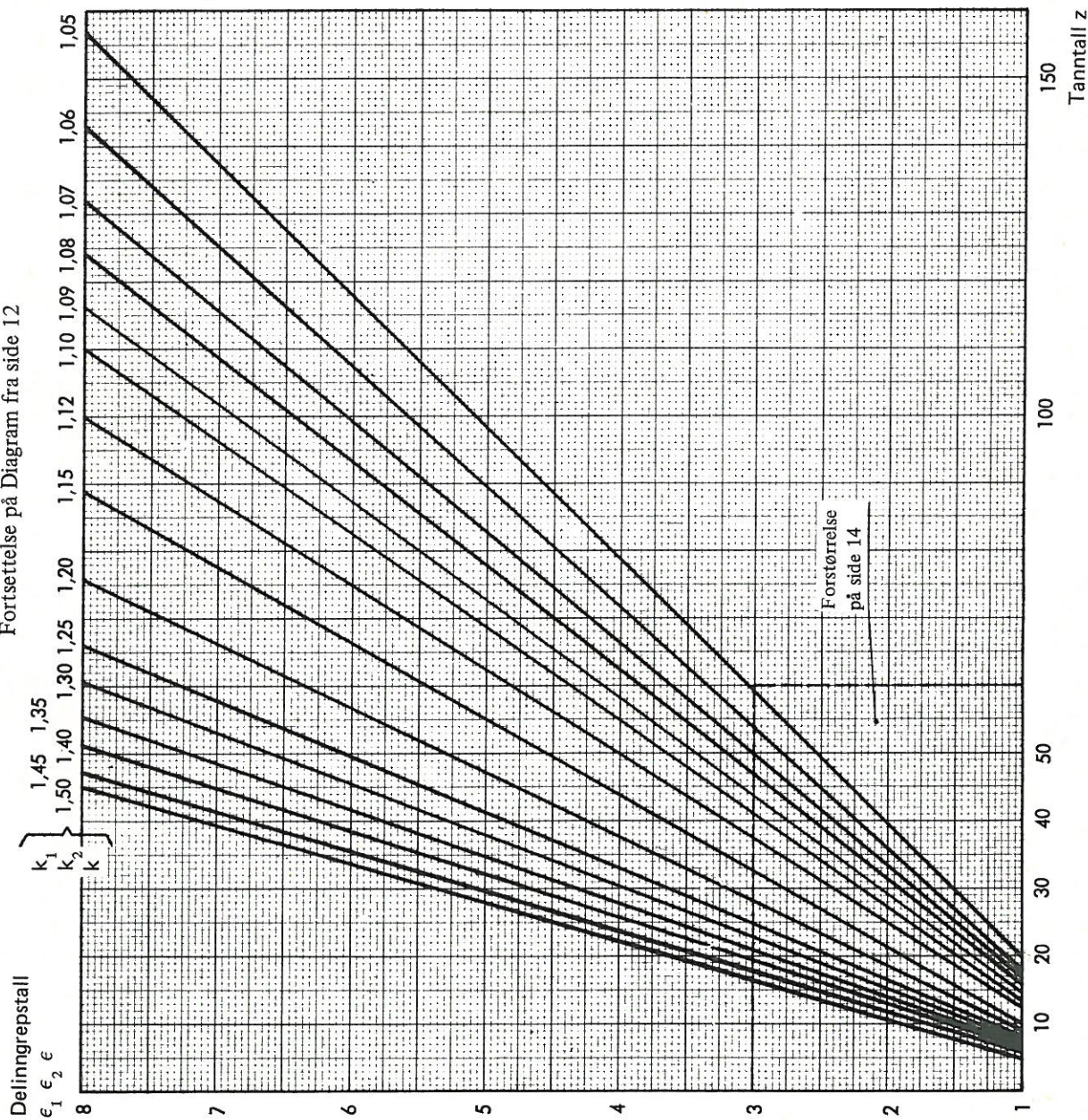
Profilloverdekning (ϵ_a)



Diagrammet fortsetter på side 13

Tannfall z

Fortsettelse på Diagram fra side 12



For tannhjulsviksel med utvendig fortanning gjelder

$$\epsilon_\alpha = \epsilon_1 + \epsilon_2 - \epsilon \quad (7:1)$$

$$k_1 = \frac{d_{a1}}{d_{b1}} \quad (7:2)$$

$$k_2 = \frac{d_{a2}}{d_{b2}} \quad (7:3)$$

$$k = \frac{2a_w}{d_{b1} + d_{b2}} \quad (7:4)$$

for ϵ_1 benyttes k_1 og z_1

for ϵ_2 benyttes k_2 og z_2

for ϵ benyttes k og $z_1 + z_2$

For tannhjulsviksel med innvendig fortanning gjelder

$$\epsilon_\alpha = \epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon \quad (7:5)$$

$$k_1 = \frac{d_{a1}}{d_{b1}} \quad (7:6)$$

$$k_2 = \frac{d_{a2}}{d_{b2}} \quad (7:7)$$

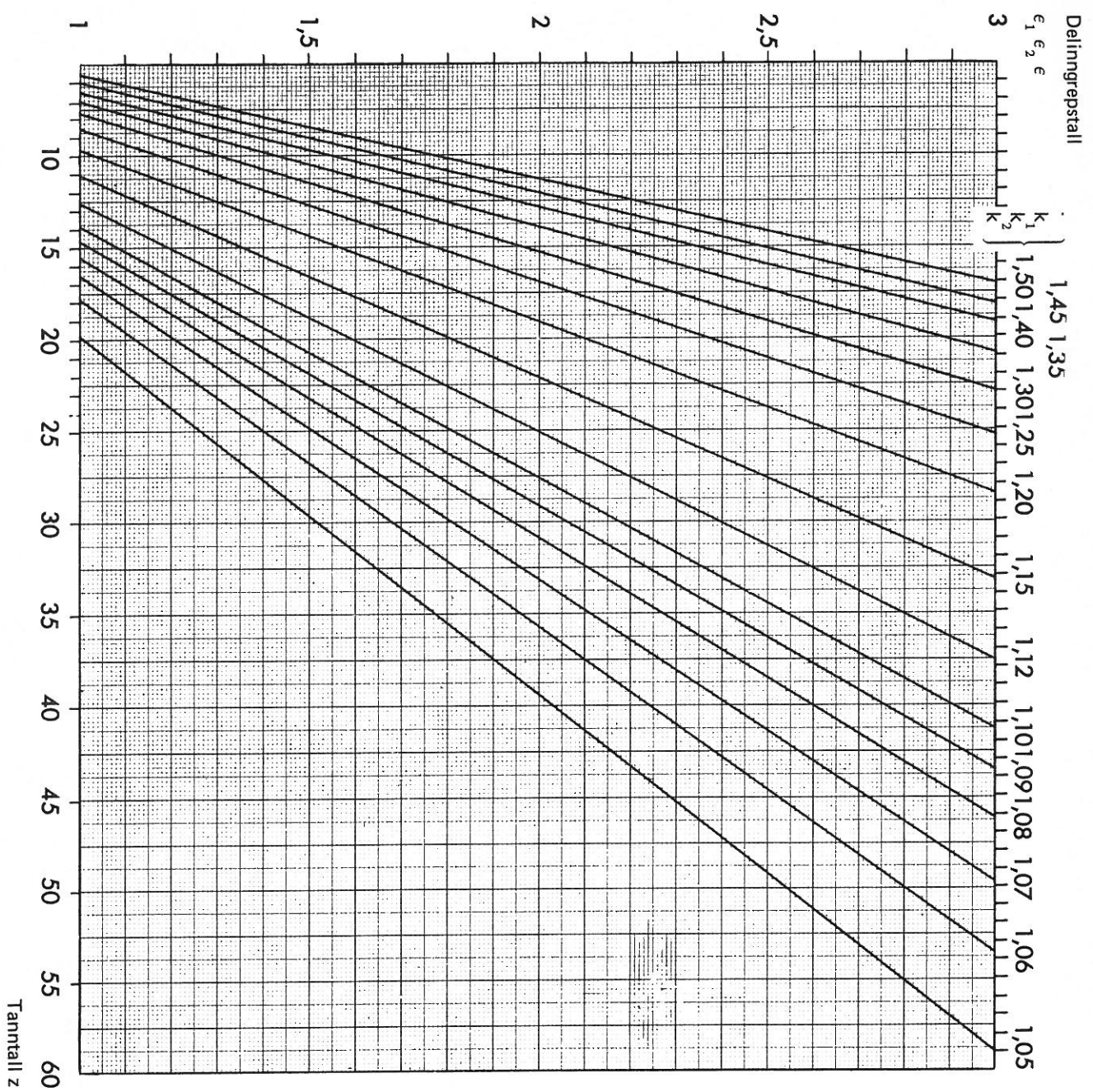
$$k = \frac{2a_w}{d_{b2} - d_{b1}} \quad (7:8)$$

for ϵ_1 benyttes k_1 og z_1

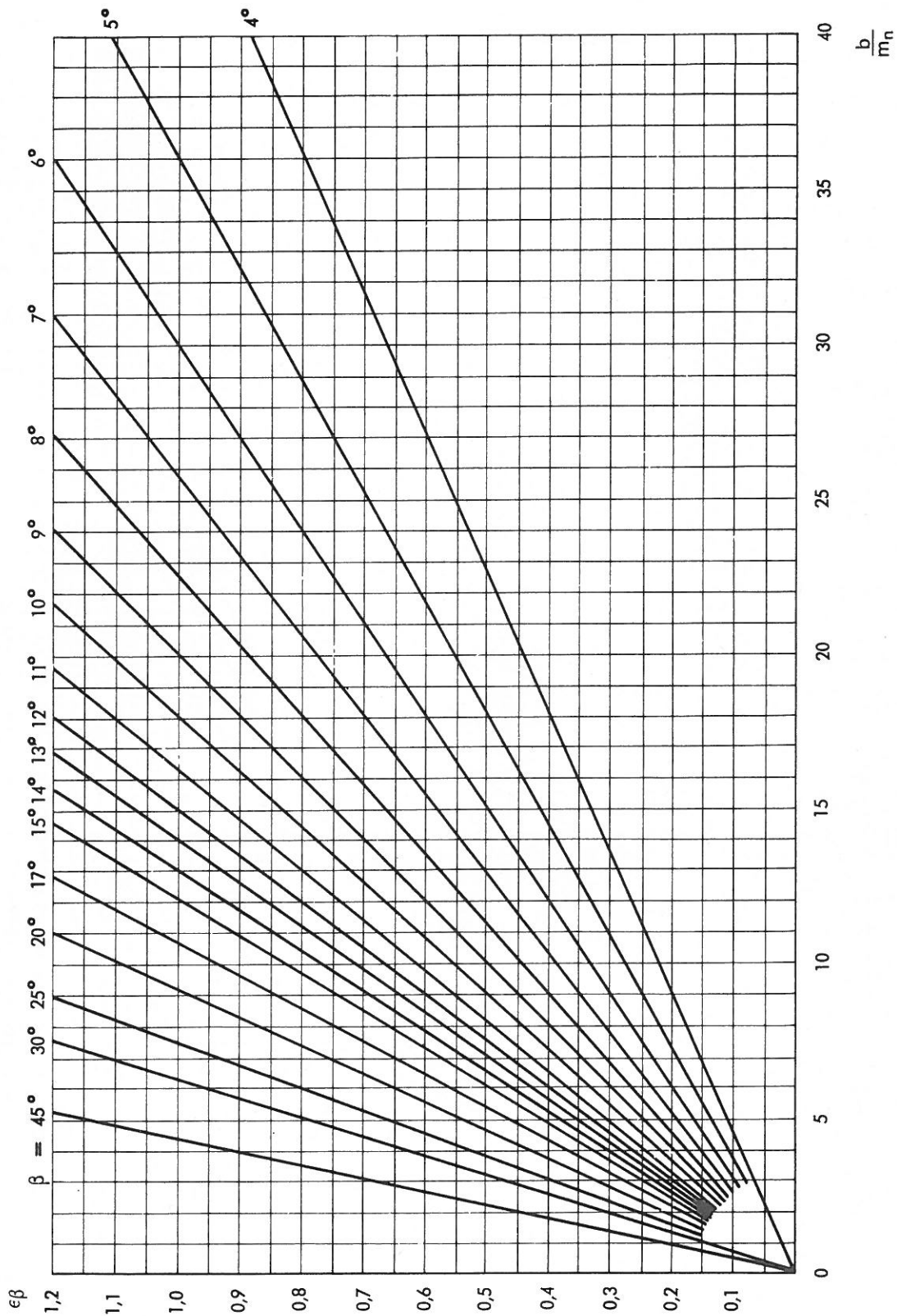
for ϵ_2 benyttes k_2 og z_2

for ϵ benyttes k og $z_2 - z_1$

Forstørrelse av utsnitt av Diagram på side 13

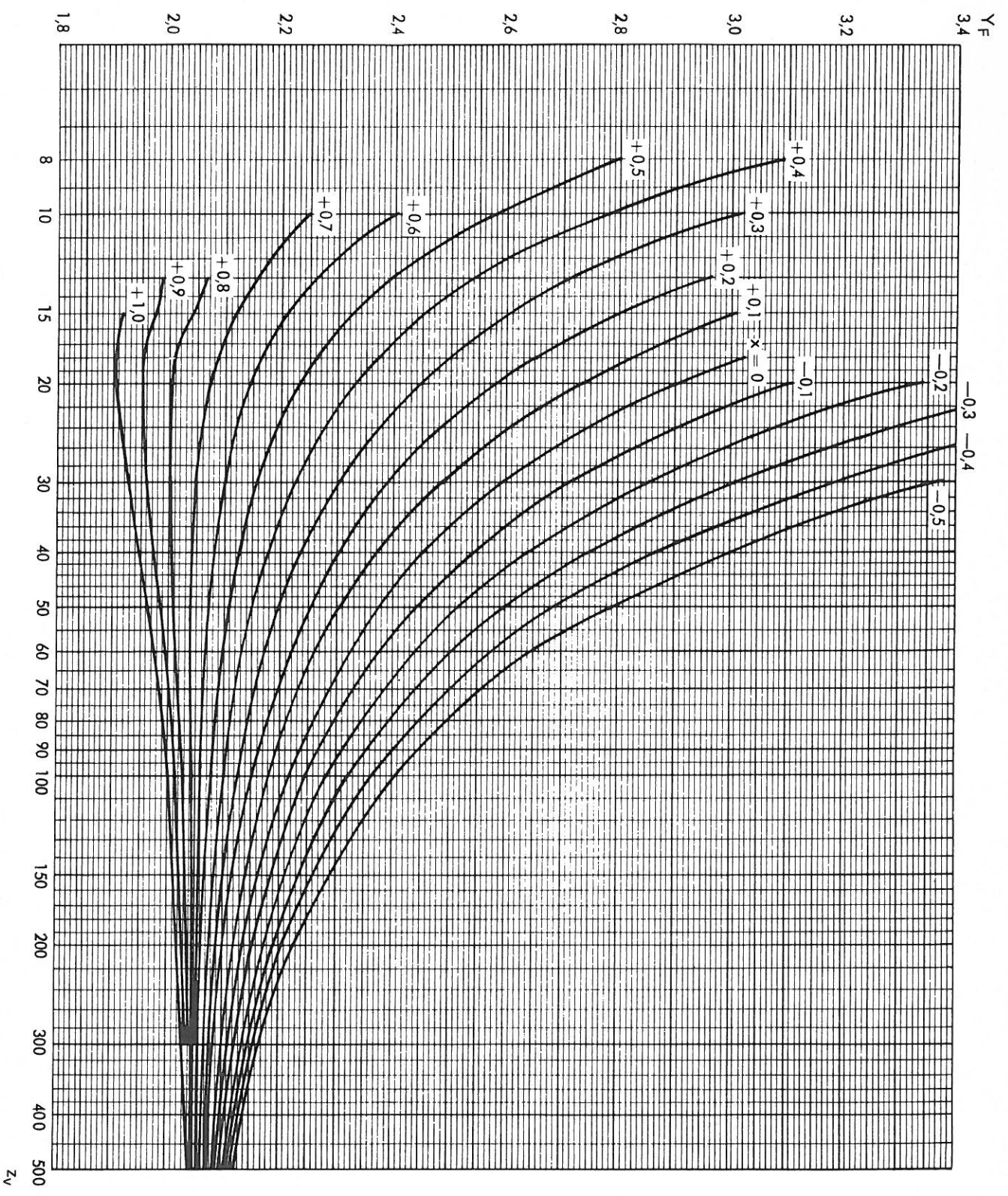


7.4 Overlapping ($\epsilon\beta$)

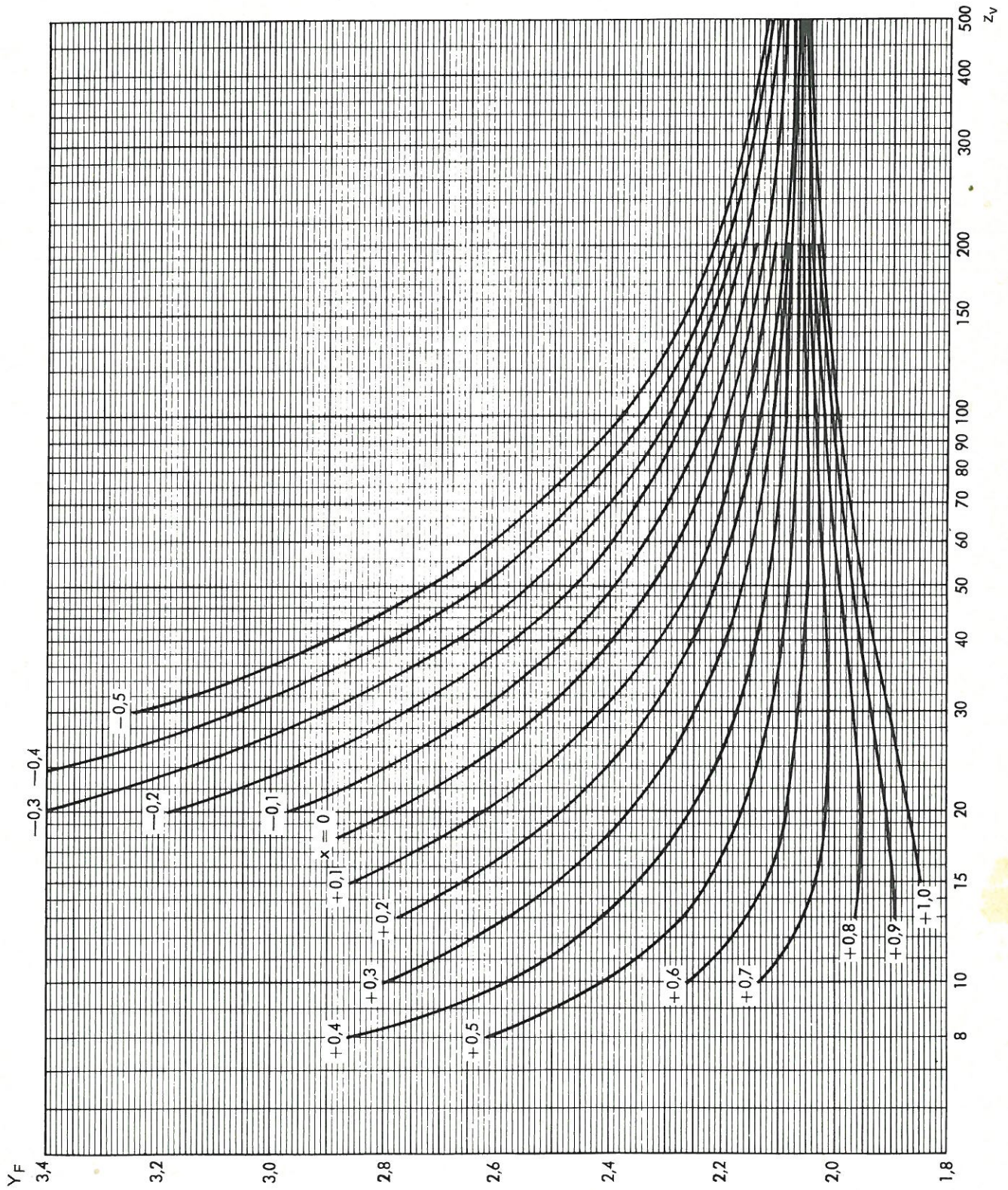


7.5 Formfaktor for bøjning (Y_F)

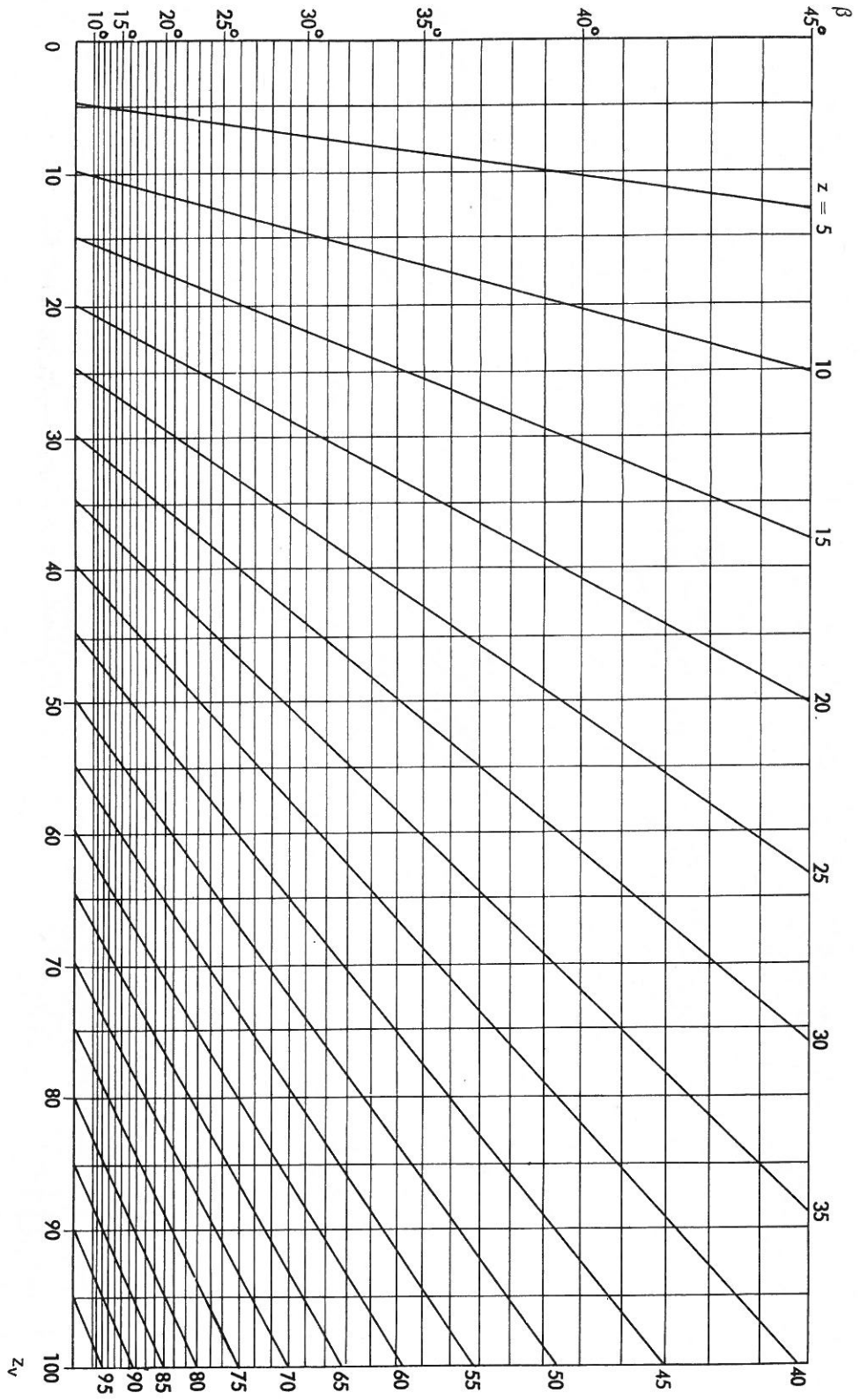
7.5.1 Tæner med basisprofil ifølge NS 5001 og 5003, samt med fotavtundingsradius $r = 0,25 \cdot m$



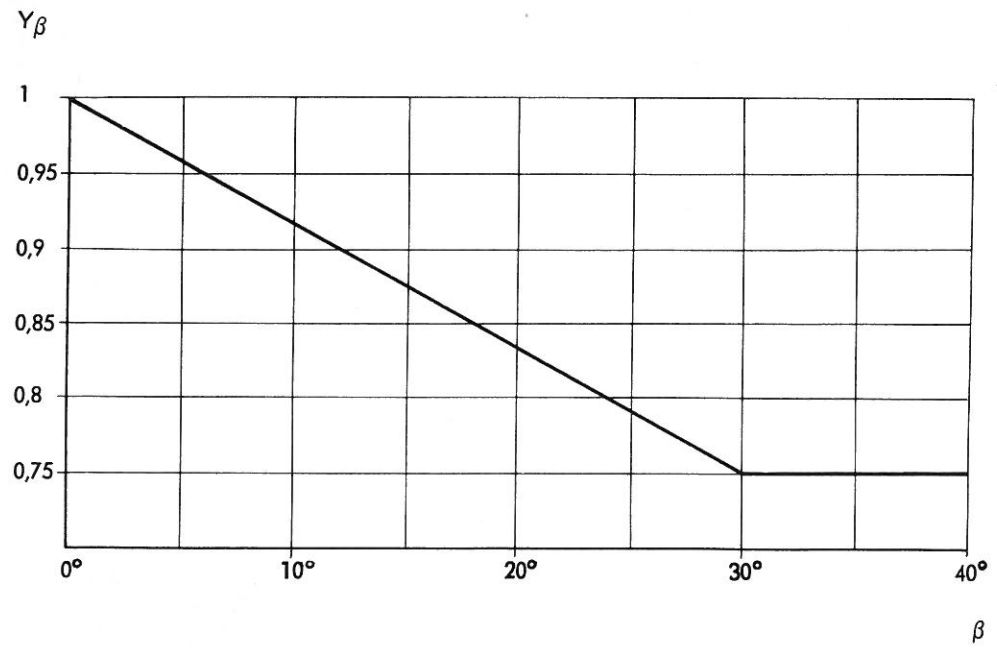
7.5.2 Tenner med basisprofil ifølge NS 5001 og 5003, samt med fotavrundingsradius $r = 0,4 \cdot m$

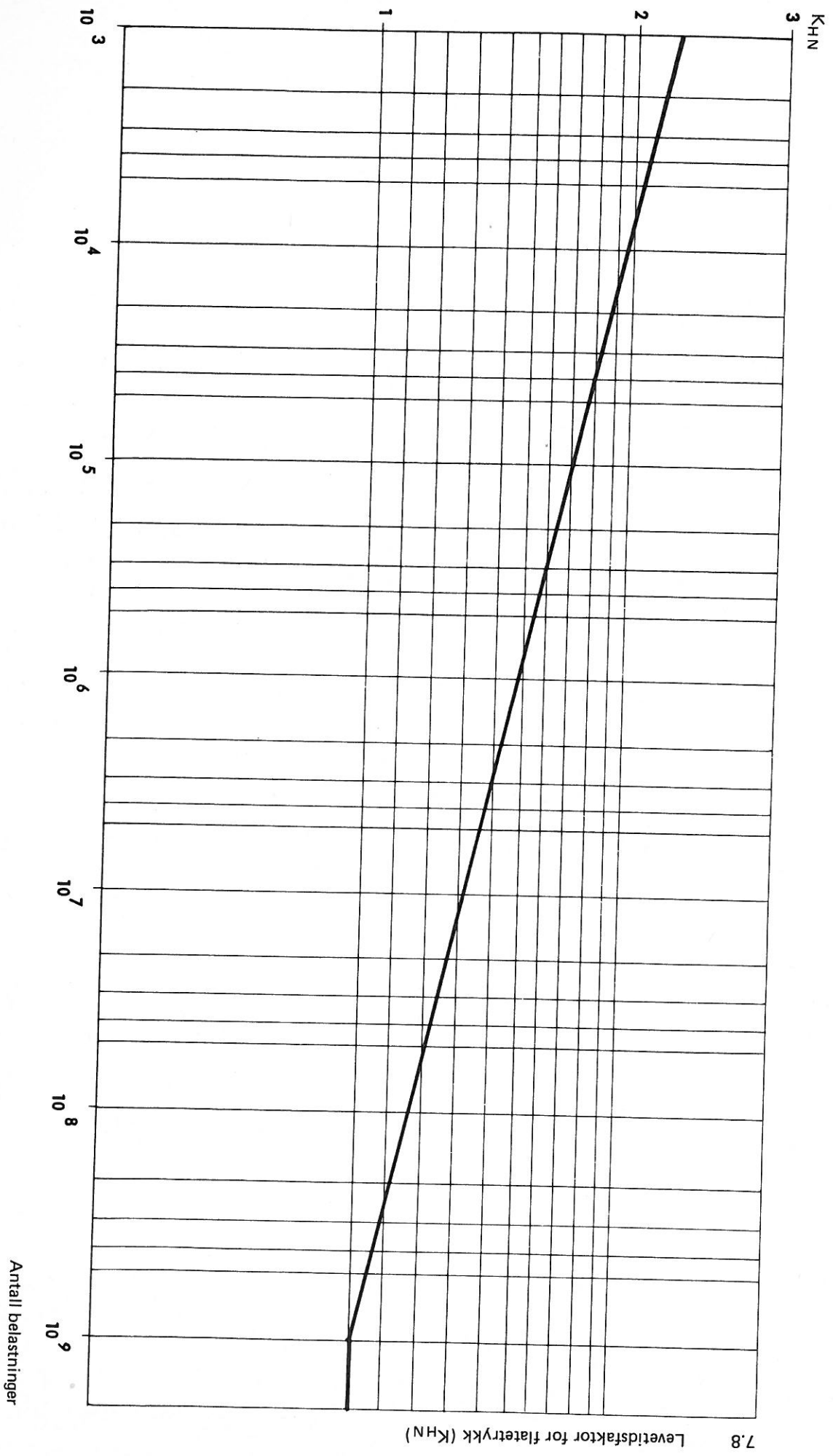


7.6 Virtuell tanntall (z_v)
 $\alpha_{on} = 20^\circ$

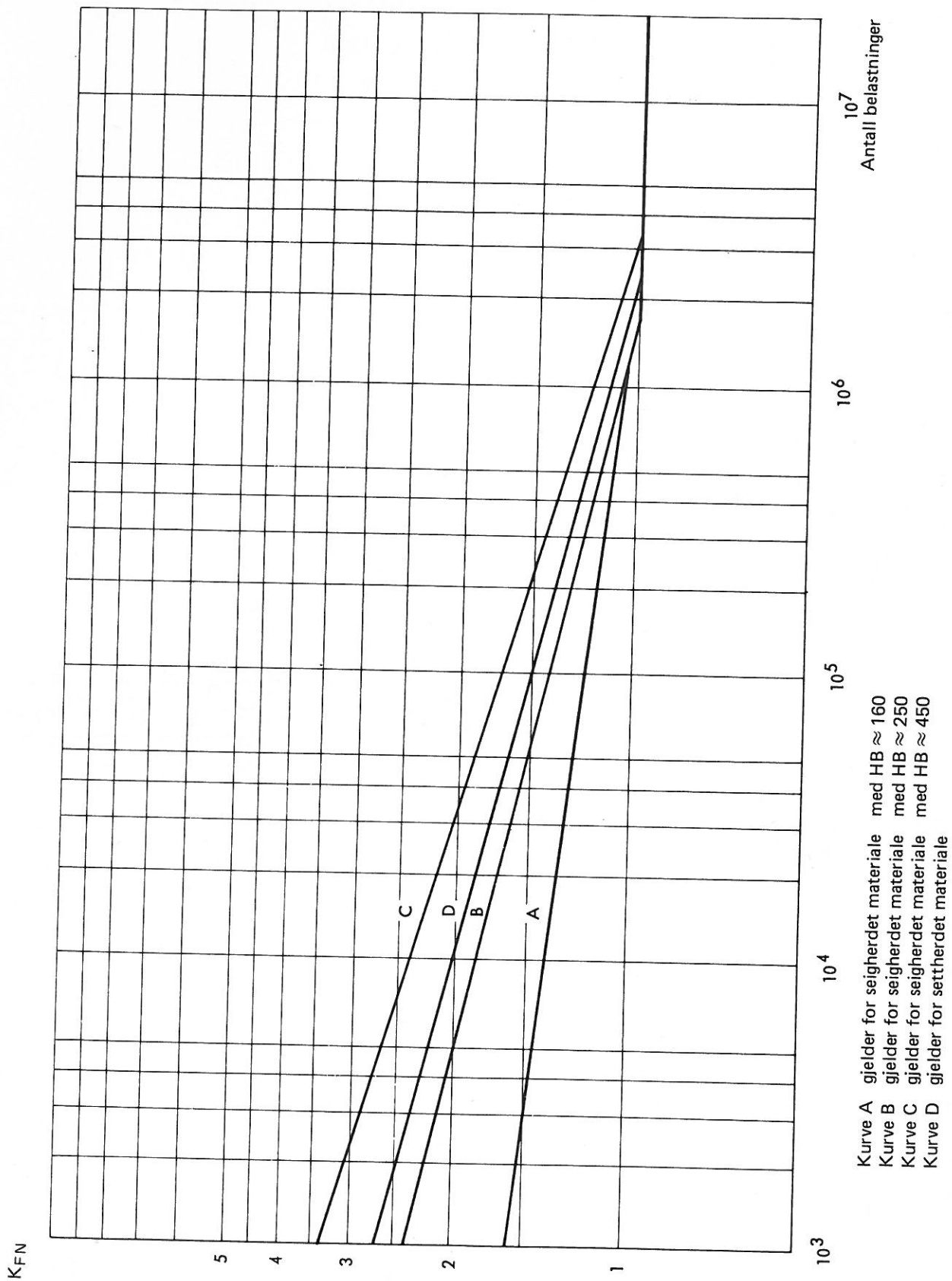


7.7 Skråvinkelfaktor (Y_β)





7.9 Levetidsfaktor for bøyning (K_{FN})



Beregningseksempel

Følgende er et eksempel på beregning av en tannhjulsviksel med sylindrisk utvendig skråfortanning. Eksemplet gjelder bare drevet, som beregnes utført av stål NS 13 124. Tilsvarende beregning må også gjøres for hjulet.

$m_n = 5$	$x_1 = 0,41$	$\beta = 15^\circ$	$\epsilon_\alpha = 1,49$
$\alpha_n = 20^\circ$	$x_2 = 0,4$	$n_1 = 1500 \text{ r/min}$	$\epsilon_\beta = 1,07$
$z_1 = 25$	$P = 100 \text{ kW}$	$n_2 = 375 \text{ r/min}$	
$z_2 = 101$	$b = 65$	$d_1 = 129,41$	

ϵ_α og ϵ_β kan også fås fra Diagrammene 7.3 og 7.4.

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{101}{25} = 4,04$$

$$T_1 = \frac{P}{100 \cdot 10^3 \cdot 60} = \frac{2\pi \cdot n_1}{2\pi \cdot 1500} = 637 \text{ Nm}$$

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \frac{\pi \cdot 129,41 \cdot 1500}{60 \cdot 10^3} = 10,16 \text{ m/s}$$

$$F_{ber} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \cdot K_1 \cdot K_v$$

K_1 settes til 1,25 ifølge Tabell 1.

K_v fås fra Diagram 7.1, kurve 3; $K_v = 1,57$

$$F_{ber} = \frac{2 \cdot 637 \cdot 10^3}{129,41} \cdot 1,25 \cdot 1,57 = 1,93 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Beregning av bæreevne på grunnlag av Flatetrykk

$$\sigma_{H1} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_{ber} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} (u + 1)}{b \cdot d_1 \cdot n}}$$

$Z_H = 1,64$ ifølge Diagram 7.2

$Z_M = 268$ ifølge Tabell 2

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{da } \epsilon_\beta > 1$$

$$\cos \beta_b = \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_f} = \frac{0,965926 \cdot 0,939693}{0,935771} = 0,969974$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{0,969974}{1,49}} = 0,804$$

$K_{H\alpha}$ settes lik 1

$K_{H\beta}$ settes lik 1,3 ifølge Tabell 3

$$\sigma_{H1} = 1,64 \cdot 268 \cdot 0,804 \sqrt{\frac{1,93 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot (4,04 + 1)}{65 \cdot 129,41 \cdot 4,04}} = 682 \text{ N/mm}^2$$

Tillatt flatetrykk

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H1}}{\sigma_{Hlim} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_{HX} \cdot K_{HN} \cdot K_{HK}} S_H$$

σ_{Hlim} velges fra Tillegg, Diagram 7 for NS 13 124 til 1550 N/mm².

Faktorene K_L , Z_R , Z_V , K_{HX} og K_{HK} velges i dette tilfelle til 1.

Vi antar at ønskelig levetid er 10⁴ timer.

Antall belastninger blir $1500 \cdot 60 \cdot 10^4 = 9 \cdot 10^8$

Dette gir ifølge Diagram 7.8 $K_{HN} = 1$

$$S_H = \sqrt{S_F}; \quad S_F \text{ settes lik 4}$$

$$S_H = 2$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1550}{2} = 775 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{H1} < \sigma_{HP1}$$

Beregning av bæreevne på grunnlag av bøyespenning

$$\sigma_{F1} = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot \frac{F_{ber} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{b \cdot m_n}$$

Y_F fås av Diagram 7.5.2 etter at det virtuelle tanntallet er tatt fra Diagram 7.6.

$$Y_F = 2,18$$

$$Y_\beta = 0,875 \text{ ifølge Diagram 7.7}$$

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,49} = 0,67$$

$$K_{F\alpha} \text{ settes lik 1}$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,3$$

$$\sigma_{F1} = 2,18 \cdot 0,875 \cdot 0,67 \cdot \frac{1,93 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 1,3}{65 \cdot 5} = 98,7 \text{ N/mm}^2$$

Tillatt bøyespenning

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot K_{FX} \cdot K_{FN}}{S_F}$$

σ_{Flim} velges fra Tillegg A, Diagram 8 for NS 13 124 til 450 N/mm²

$$Y_S \text{ og } K_{FX} \text{ settes lik 1}$$

$$K_{FN} \text{ settes lik 1 ifølge Diagram 7.9}$$

$$S_F = 4$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{450}{4} = 112,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{F1} < \sigma_{FP1}$$

Henvisninger

NS 5001 Basisprofil for sylindriske tannhjul

NS 5003 Basisprofil med toppavletting for sylindriske tannhjul

NS 5010 Tannhjul. Terminologi

NS 5012 Tannhjul. Evolventtannhjul med parallelle akser.
Kontrollmetoder og toleransesystem

Tillegg A

Materialdata

Cylindrical and bevel gears. Fatigue limits for steel and cast iron

Innhold

Orientering

A1 Betegnelser

A2 Utmattingsgrenser

Orientering

Tillegget gir veiledende utmattingsgrenser for flatetrykk (σ_{Hlim}) og bøyning (σ_{Flim}). Verdene er tenkt benyttet ved beregning av tillatt flatetrykk (σ_{HP}) og tillatt bøyvespenning (σ_P) på tennene i sylindriske og koniske tannhjulsveksler. Foreligger erfaringsverdier fra drift av lignende tannhjulsveksler, kan erfaringsverdiene benyttes.

Tillegget er basert på forsøk utført i Vest-Tyskland og offentliggjort i Norm-Entwurf DIN 3990, Blatt 9 (1970). Disse forsøk er utført med $5 \cdot 10^7$ belastninger for flatetrykk samt $3 \cdot 10^6$ belastninger for bøyninger.

De materialkseksempler som er benyttet, må ikke oppfattes som en anbefaling for bruk av nettopp disse materialer. Andre materialer blir også benyttet. Ved omregning fra SI-enheter: $1N = 0,102 \text{ kp}$.

A1 Betegnelser

HB Brinell-hardhet

HV Vickers-hardhet

HRC Rockwell-hardhet

m_n normalmodul

R_a overflateruhet, midlere profilhøyde

σ_{Flim} utmattingsgrense for bøyning

σ_{Hlim} utmattingsgrense for flatetrykk

A2 Utmattingsgrenser

Utmattingsgrensene varierer sterkt, avhengig av bl.a. aktuell materialsammensetning, materialstruktur, varmebehandling, materialets leveringsstilstand, hardhet og egenspenningstilstand.

Som materialdata angis det *område* som utmattingsgrensen — som funksjon av flankehardheten — ligger innenfor ved de varmebehandlingsmetoder som vanligvis benyttes i dag.

Ved valg av verdier i områdets øvre del forutsettes at materialvalg, materialkontroll og varmebehandling utføres særlig omhyggelig. Videre forutsettes en riktig material- og varmebehandlingsmessig utformning av tannhjul.

Verdiene for utmattingsgrensen for bøyning gjelder for bunntanker uten vesentlige bearbeidingsriper eller herdesprekker som kan virke som bruddanvisninger. Fremstillingsfeil som avkulling, oksydasjon og lokal anløping som følge av sliping, kan senke utmattingsgrensen betydelig.

Verdiene for utmattingsgrensen for flatetrykk gjelder for en overflateruhet på tannflanken som er $R_a \approx 1 - 1,25 \mu\text{m}$ ved freste hjul og $R_a \approx 0,25 \mu\text{m}$ ved slipte og skavede hjul.

Verdiene angitt i diagrammene for σ_{Flim} gjelder pulserende belastning.

Ved vekslende belastning, som f.eks. ved mellomhjul, multipliseres verdiene med ca. 0,7.

Diagram 1 til 10 gir utmattingsgrenser basert på flankehardheten for det beregnede tannhjul med hensyn til det valgte materiale.

Konstruksjonsstål Eksempel: NS 13 234 og 13 244

Støpestål Eksempel: NS 11 660

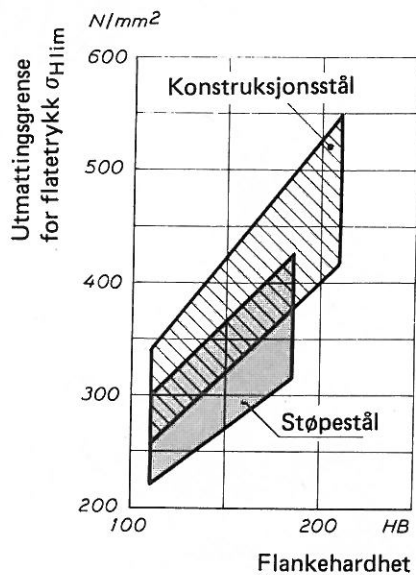


Diagram 1

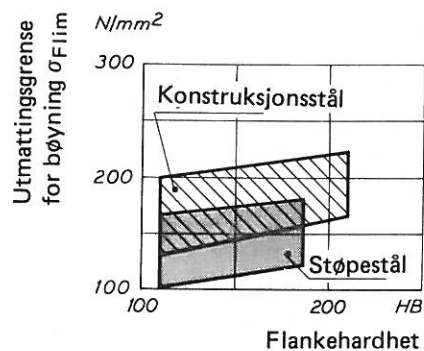


Diagram 2

Grått støpejern Eksempel: NS 722 SjG-20 og SjG-25

Kulegrafittjern Eksempel: NS 11 360

Aduserjern Eksempel: NS 11 533

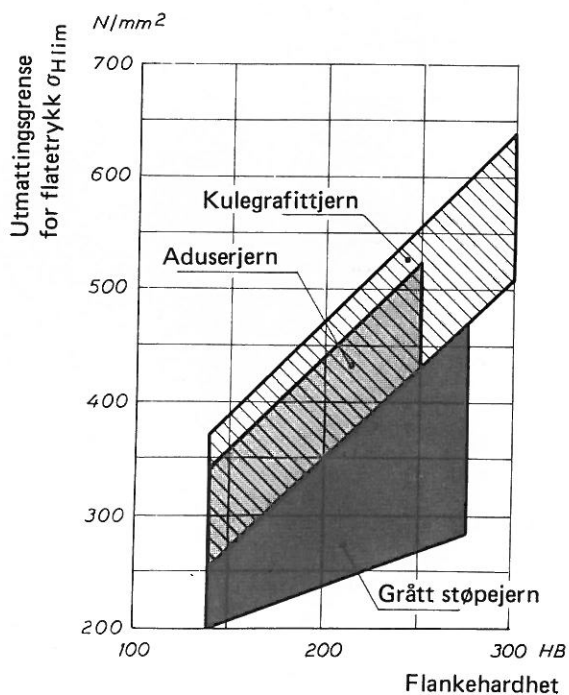


Diagram 3

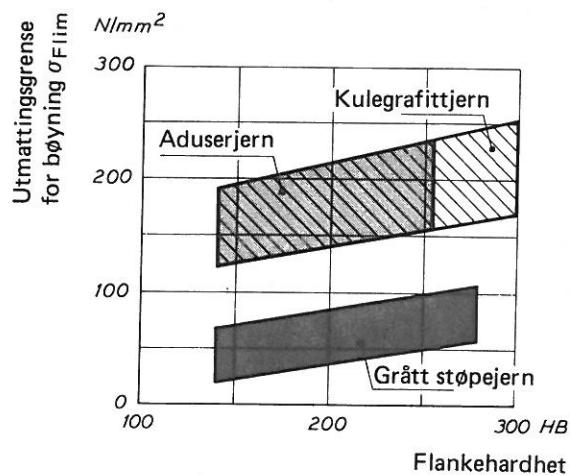
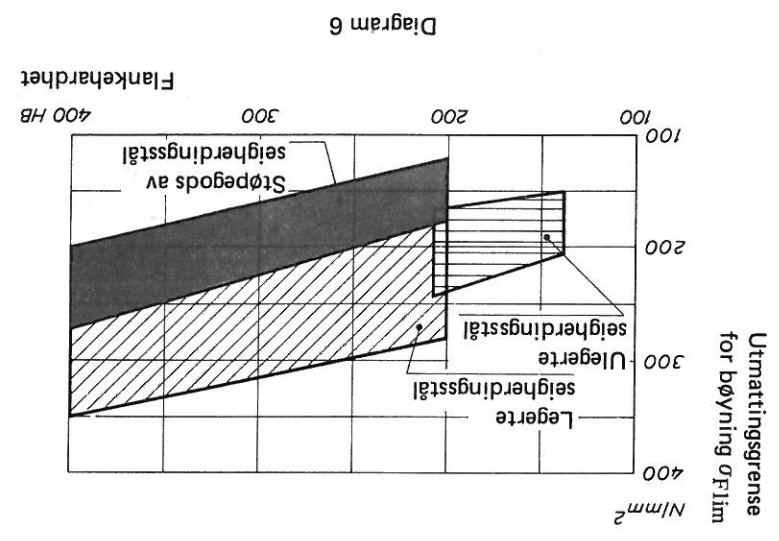
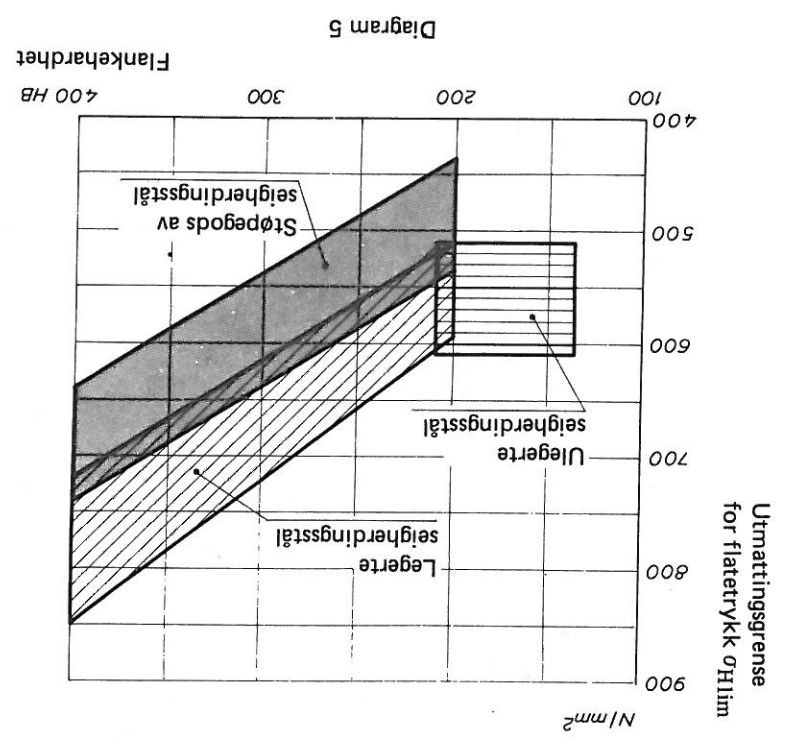


Diagram 4

Seigherdingsstål Eksempel: NS 13 247, 13 261 og 13 411



Induksjons- og flammeherdingsstål Eksempel: NS 13 247 og 13 343
 Legerte settherdingsstål¹⁾ Eksempel: NS 13 124

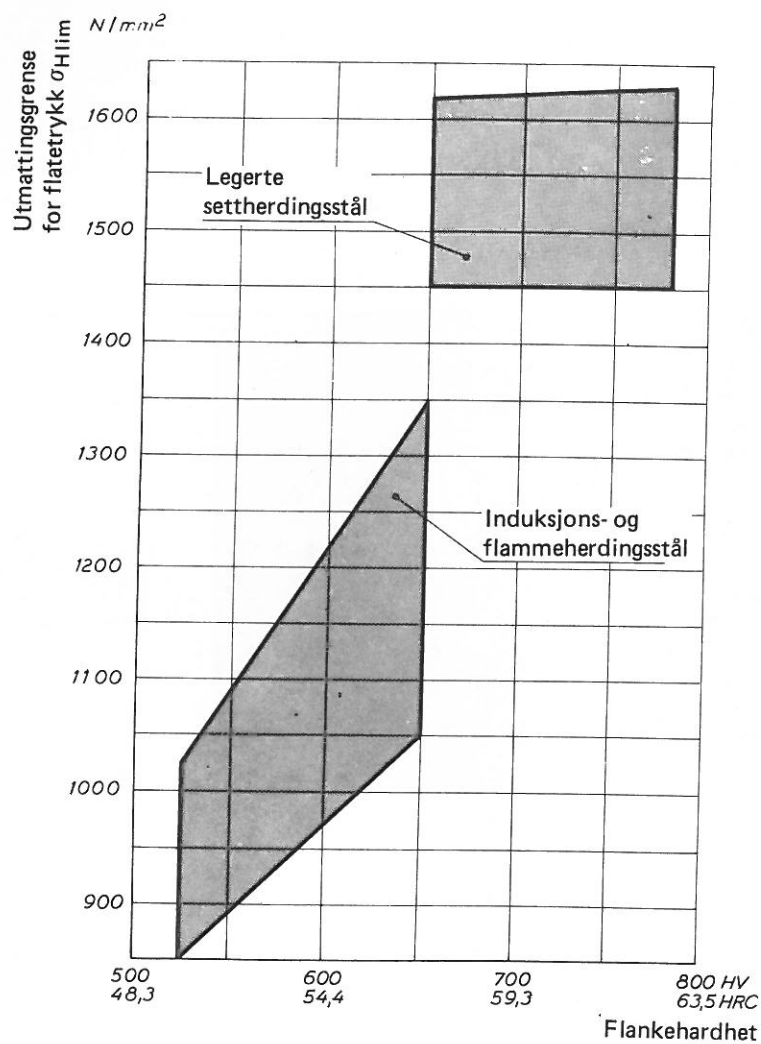


Diagram 7

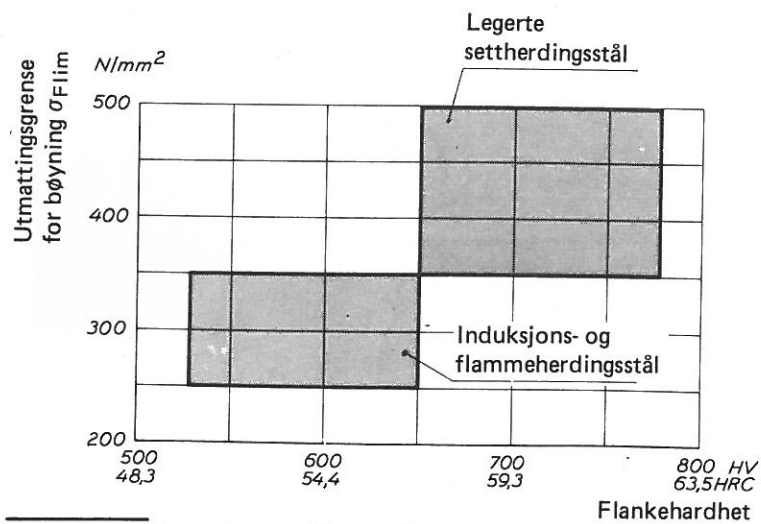


Diagram 8

¹⁾ Settherdede stål skal ha en herdedybde av ca. $0,25 \cdot m_n$

Nitrestål Eksempel: SIS stål 29 40
Seigherdingsstål, niterte Eksempel: NS 13 247 og 13 343

